

博士論文（環境学）

空調と冷凍冷蔵設備の相互影響を考慮した
食品小売店舗のエネルギー消費に関する研究
Study on energy consumption of grocery store
considering interacting effects of space conditioning
and refrigerating equipment

国立大学法人 横浜国立大学大学院

環境情報学府

藤田 美和子

Fujita Miwako

2021年12月

—目次—

第 1 章 序 論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 研究の目的	4
1.3 本論文の構成	4
第 2 章 既往の研究	7
2.1 消費エネルギーの分析・予測に関する研究	7
2.1.1 コンビニエンスストア	7
2.1.2 食品小売店舗	10
2.2 ショーケース熱特性の研究	11
2.3 ショーケースと空調に関する研究	13
2.3.1 空調と冷却負荷	13
2.3.2 デマンドレスポンス・空調制御	15
2.4 本研究の特徴	16
第 3 章 ショーケース冷却負荷特性	21
3.1 実験概要	21
3.1.1 対象ショーケース	21
3.1.2 実験システム	22
3.1.3 実験方法	27
3.1.4 測定内容	29
3.2 ショーケース冷却特性	30
3.2.1 時系列変化の一例	30
3.2.2 冷却負荷	31
3.2.3 食品温度	34
3.2.4 冷凍機消費電力	38
3.3 ショーケースシステムの消費電力	40
3.4 ショーケース周辺の温度分布	40
3.5 まとめ	42
第 4 章 ショーケース冷凍機消費電力予測手法	46
4.1 モデル店舗のエネルギー消費特性	46
4.1.1 店舗概要	46
4.1.2 エネルギー消費特性	48

4.2	ショーケース負荷と消費電力の予測方法	50
4.2.1	ショーケース負荷の予測方法	50
4.2.2	ショーケース漏洩熱量の予測方法	53
4.2.3	店舗空調負荷の計算方法	53
4.2.4	ショーケース消費電力の予測方法	56
4.3	計算結果	58
4.3.1	モデル店舗の冷却負荷および消費電力の予測	58
4.3.2	ショーケース漏洩熱量	62
4.4	まとめ	66
第5章	ショーケース冷却と空調負荷の組み合わせ計算方法	70
5.1	店舗の鉛直温度分布の感度分析	70
5.1.1	店舗 CFD モデル	70
5.1.2	計算条件	72
5.1.3	ショーケース漏洩熱量の影響	72
5.1.4	空調設定温度の影響	73
5.1.5	空調風量（擾乱）の影響	74
5.2	店内鉛直温度分布モデル	75
5.2.1	夏期モデル	75
5.2.2	冬期モデル	77
5.3	エネルギー計算方法	79
5.3.1	計算方法の概要	79
5.3.2	モデル建物の概要	80
5.3.3	計算方法	82
5.4	実測値との比較	88
5.4.1	計算条件	88
5.4.2	計算結果	91
5.5	まとめ	93
第6章	省エネルギー対策とデマンドレスポンス	95
6.1	エネルギー消費の年間計算	95
6.1.1	計算条件	95
6.1.2	年間の空調と冷却負荷と消費電力の変化	95
6.1.2	外気温度別の店内エンタルピと冷凍機および空調消費電力の関係	100
6.2	夏期の空調運用変更の影響	105
6.2.1	計算条件	105
6.2.2	計算結果	106

6.3 冬期の空調運用変更の影響	110
6.3.1 計算条件	110
6.3.2 計算結果	110
6.4 デマンドレスポンスポテンシャルの検討	111
6.4.1 ショーケース運用変更による DR ポテンシャル	112
6.4.2 空調運用変更によるデマンドレスポンスポテンシャル	113
6.5 まとめ	115
第7章 研究の総括	119
7.1 全体の総括	119
7.2 課題と今後の展望	120
付録 A ショーケース種類変更による省エネルギーと店内環境	122
A.1 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗の冷却負荷と消費電力	122
A.2 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗のショーケース漏洩熱	124
A.3 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗の店内温度	125
A.4 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗の暖房消費電力の比較	126
記号	129
研究業績	131
謝辞	134

第1章 序 論

1.1 研究の背景

日本の最終エネルギー消費量変化をみると、1973年から2019年の増加割合では全体が1.2倍増に対し、業務部門では2.1倍と増加が顕著である[1]。製造業と比べて業務部門は事業コストに占めるエネルギーコストの割合が低く、自発的な省エネ化が進みにくい現状にあるが、業務用の代表的なエネルギー消費機器である空調や照明については、市場が大きいことから比較的lowコストに省エネルギー機器が消費者に提供される。一方、空調等と比較して市場規模が小さい冷設什器は省エネルギー機器のコストが高くなり、コスト競争にさらされている食品小売店舗では採用が難しいことが多い。その結果、冷設什器は省エネルギー機器開発が進みにくい。

食品小売店舗の省エネ化には、このような課題があることから、経済産業省は2017年に省エネ法を改正し、冷蔵冷凍ショーケース（以下SC）の一部に対してトップランナー方式を取り入れ、機器の省エネ化を促進している。また、省エネ法では、一定規模以上の事業者（年度で1,500kl以上のエネルギー（原油換算）を使用する事業者）に対して、年度平均1%の省エネルギーの達成と報告を義務づけている。食品スーパーは1店舗あたりが小規模であっても、チェーン展開していればその合計の使用エネルギーが対象となるため、多くの食品スーパーは対象となる。これとは別に、業種・分野別に中長期的に目指すべき水準（ベンチマーク。業種ごとに上位1～2割の事業者が達成しているエネルギー消費効率。）を設定している。ベンチマーク制度については、2016年度からコンビニエンスストア業、2018年度から食料品スーパー業が対象となり省エネ化を後押ししている。

建築的な観点からは、店舗のエネルギー消費を削減するには空調負荷や冷却負荷（冷蔵冷凍負荷）の低減が必要であり、一般的には建物の断熱強化や換気量・外気導入の抑制が考えられる。しかし、SCは商品の取りやすさから室内空間に対して開放されていることが多いため、空調負荷と冷却負荷には相互影響があり、単純な空調熱負荷計算では店舗全体のエネルギー消費（空調と冷蔵冷凍）を予測することができない。SCの消費エネルギーは設備レイアウトや建築的な構造、換気空調運用等により大きな影響を受けることから、店舗全体の省エネルギー検討をより複雑なものとしている。高い省エネルギー性能を備えたSCを採用しつつ、その特性を理解し、様々な建築面、運用面の配慮を行うことが店舗の省エネルギー化には必須である。

また、地球規模の気候変動を抑制するために、脱炭素化を進めることが求められている。菅内閣総理大臣が2020年10月に我が国が2050年までにカーボンニュートラルを目指すことを宣言し、2021年4月には、地球温暖化対策推進本部及び米国主催の気候

サミットにおいて、「2050年目標と整合的で、野心的な目標として、2030年度に、温室効果ガスを2013年度から46%削減することを目指す。さらに、50%の高みに向けて、挑戦を続けていく」ことを表明している。これらの目標を実現するには、従来から需要家側で行われている省エネの取組とともに、太陽光発電システム等の再生可能エネルギーの導入拡大が必要となる。再生可能エネルギーは発電量が変動することから、電力需給バランスを別のエネルギーリソースで賄う必要があり、蓄電池等の蓄エネルギー設備の普及が急がれる。しかし、未だそれらの価格は高く、火力発電並の調整電力コストには遠く及ばない。そこで、高速調整力ではないものの、限界コストが極めて小さい需給調整力としてネガワット（需要家による節電等の省エネルギーを制御すること）が注目されている。

食品小売店舗では、多店舗展開している事業者が多いため、群制御によって正確な調整力を供出できる可能性がある。夏期にはSCからの冷氣漏洩があり店内温度が低い店舗が多く見られるが、空調制御を工夫すれば、快適性を損なわずにネガワットを数時間供出できる可能性があり、デマンドレスポンス（以下DR）エネルギーリソースとして注目されている。

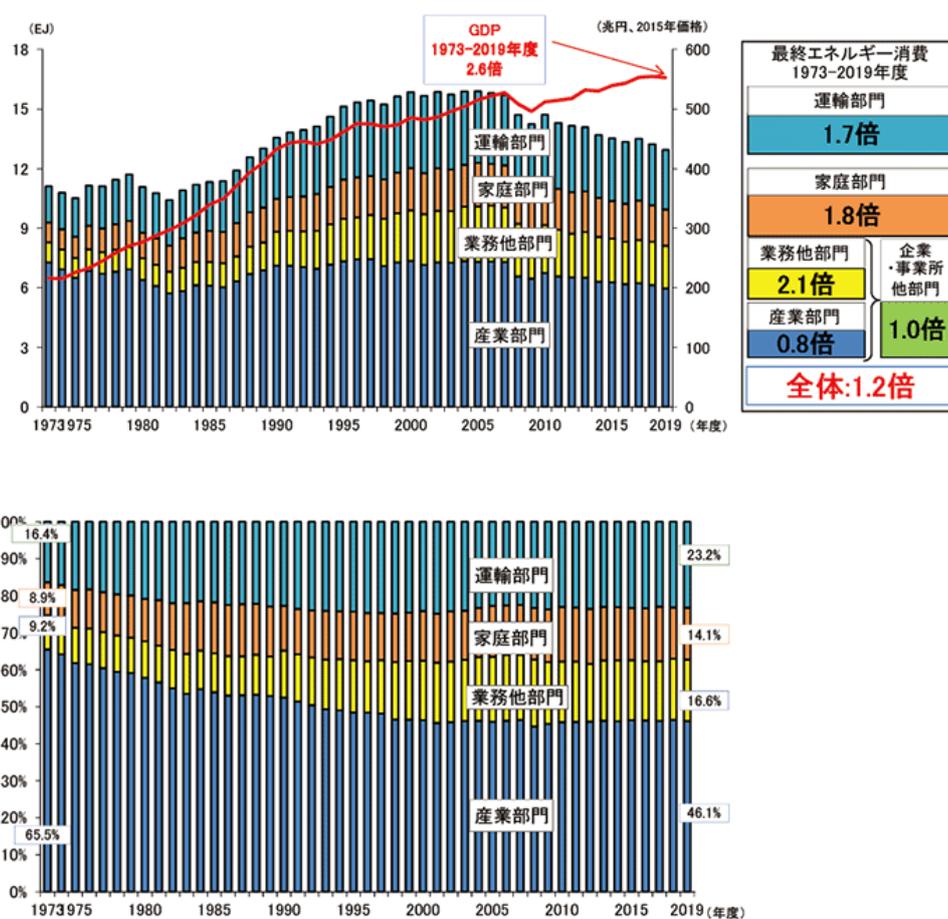


図 1-1-1 最終エネルギー消費と実質 GDP の推移 [1]

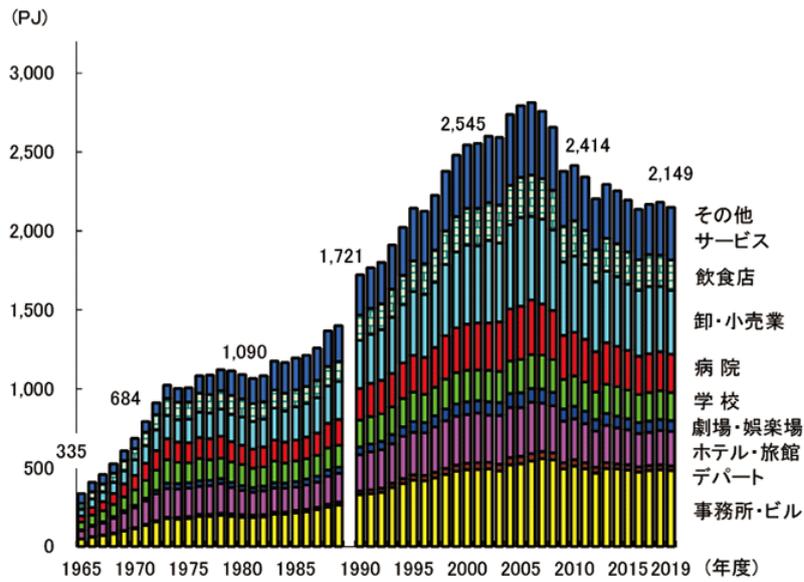


図 1-1-2 業務他部門業種別エネルギー消費の推移 [1]

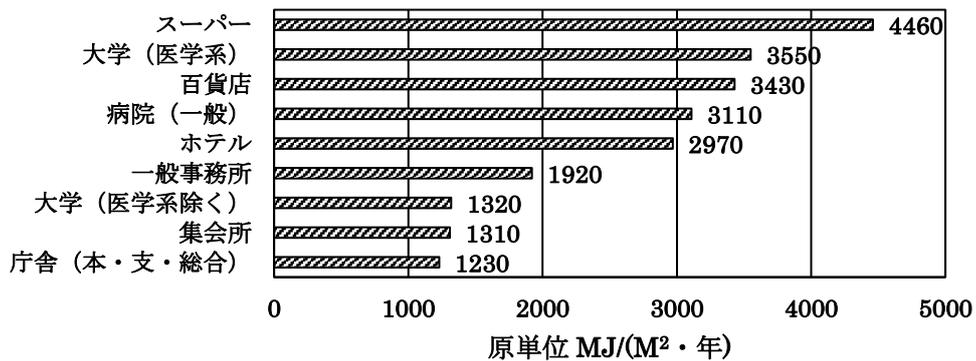


図 1-1-3 業務他部門業種別エネルギー消費の推移 [2]

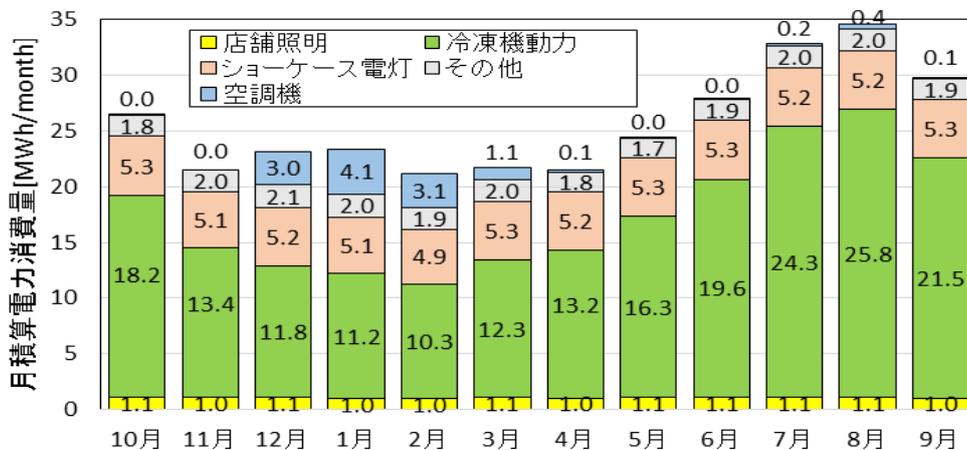


図 1-1-4 業務他部門業種別エネルギー消費の推移 [3]

1.2 研究の目的

食品小売店舗の省エネルギー化促進や、DR ポテンシャルを把握するためには、店舗の消費エネルギーモデルを作成する必要がある。最終的にはエネルギーマネジメントシステムへの実装を目指し、本研究では SC 種別毎の漏洩冷熱や外気流入や外部気象状況により変化する店内温湿度を考慮して前提条件を与える方法を考案する。それらと実験室実験より得られた各種 SC 特性式から冷却負荷を計算する手法を開発する。開発した冷却負荷計算手法と空調負荷計算とを組み合わせることで、店舗の空調・SC の消費エネルギー計算手法確立を目的とする。

省エネ手法については、SC 種類の変更・建物負荷の抑制等、様々な方策が考えられるが、本研究では運用によって改善が可能な空調制御に着目し、空調運用変更が店舗に与える影響を検討すると共に、空調を用いた DR ポテンシャルについて考察する。

1.3 本論文の構成

本論文は第 1 章～第 7 章で構成されている。第 2 章以降の主な内容は以下の通りである。

第 2 章では、既往研究の整理を行う。食品小売店舗、およびコンビニエンスストアについて先行研究を調査した。①実測データ分析し原単位やベンチマークを整理したもの、またそれらを用い機械学習を使った消費エネルギーの予測研究、②SC エアカーテンに着目し実験と実測にてモデル化を行った研究、③店内の湿度に着目し、それらが SC の除湿性能とバランスすることに着目した計算手法に関する研究、④食品小売店舗の空調運用によるデマンド抑制実験により DR モデルを作成し計算を行った研究、について整理し、それを踏まえた本研究の意義・新規性について述べる。

第 3 章では、エネルギーモデルを作成する上で、基本となる SC 冷却負荷モデルについて述べる。本研究では恒温実験によって 5 種類の SC 冷却負荷特性を取得している。本章では実験方法および冷却特性を述べると共に、商品温度の特性、SC 消費電力内訳、実験室内の鉛直温度分布について整理した。

第 4 章では、SC 冷凍機の消費電力予測手法に関して述べる。第 3 章で得られた SC 冷却特性を基に店舗内の SC 冷却負荷を求め、消費電力を計算する手法の考案と実測データとの比較を行いモデルの妥当性を評価した。

第 5 章では、空調負荷と冷却負荷の組み合わせ計算手法について述べる。店内の温度湿度が空調負荷と SC からの漏洩熱量のバランスによって決まることを実測データから明らかにし、考案した組み合わせ計算手法について記述した。本計算では鉛直温度分布の与え方が重要であるが、CFD 実験から汎用化したモデルを作成した。

第6章では、第5章のモデルを用いて、冷房および暖房条件を変化させた場合の空調とSC冷凍機消費電力および環境温度の変化について計算・評価した。合わせてDRポテンシャルについて試行的に計算し可能性を整理した。

第7章では、本研究を総括し、課題を整理した。

本論文の構成を図1-3-1に示す。

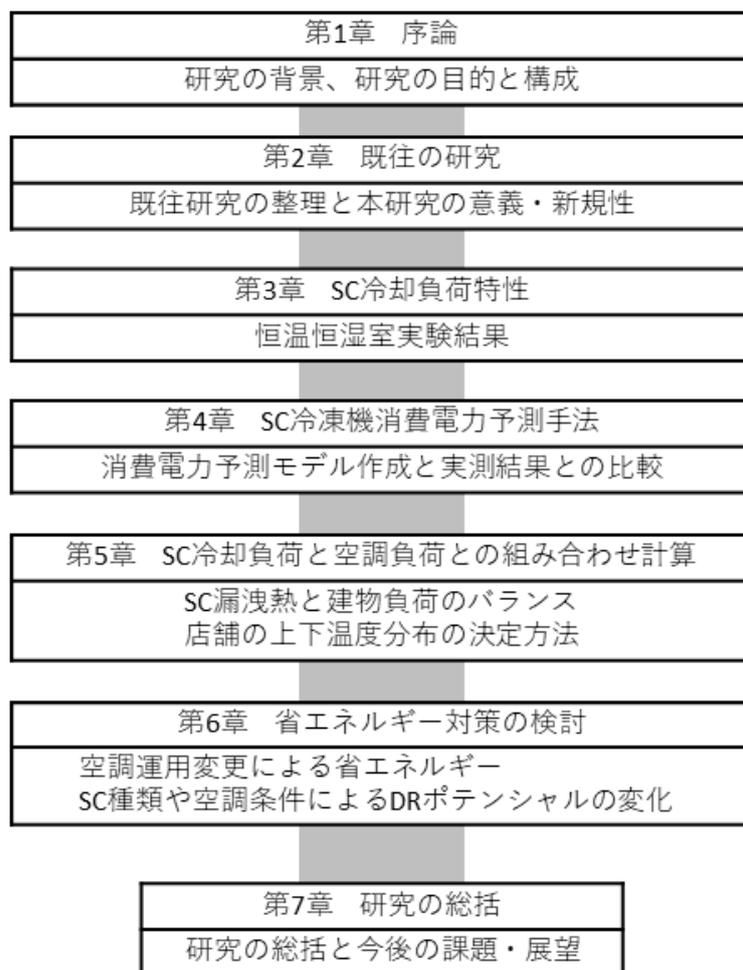


図 1-3-1 本論文の構成

第 1 章の参考文献

- [1] 資源エネルギー庁「平成 27 年度エネルギーに関する年次報告」(エネルギー白書 2021)
- [2] (財) 省エネルギーセンター：「ビルの省エネガイドブック 2010/2011」(2010 年)
- [3] 鳴海大典：冷設什器の省エネルギー対策が食品小売店舗のエネルギー消費に与える影響，空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集 pp.29-32, 2015,9

第2章 既往の研究

本章では、食品小売店舗のエネルギー消費について既往の研究の概要について述べる。食品小売店舗は冷設什器を有するためエネルギー密度が高く、国内外において課題が認識されており、多くの省エネルギー化を目指した研究が行われている。食品小売店舗では図 2-1 に示すように様々なシステムが設置されており、「複雑な熱収支」、「機器同士の相互影響」、「多くのパラメータの影響を受けるシステム効率」があるため、完全なモデルが構築されていない。CFD (Computer Fluid Dynamics) は多く用いられる研究手法であり、詳細な影響を検討するには有用であるが、最終的に空調等のマネジメントシステムに実装することは難しい。ここでは、CFD 以外の研究に着目し、実店舗の実測データを用いた原単位やエネルギー消費の予測に関する研究、SC 自体の構造やエアカーテンの改善に着目した研究、SC と空調の関係に着目した研究、食品小売店舗をリソースとした DR に関する研究に関して整理した。最後にこれらの先行研究を踏まえて本研究の意義と新規性についてまとめる。

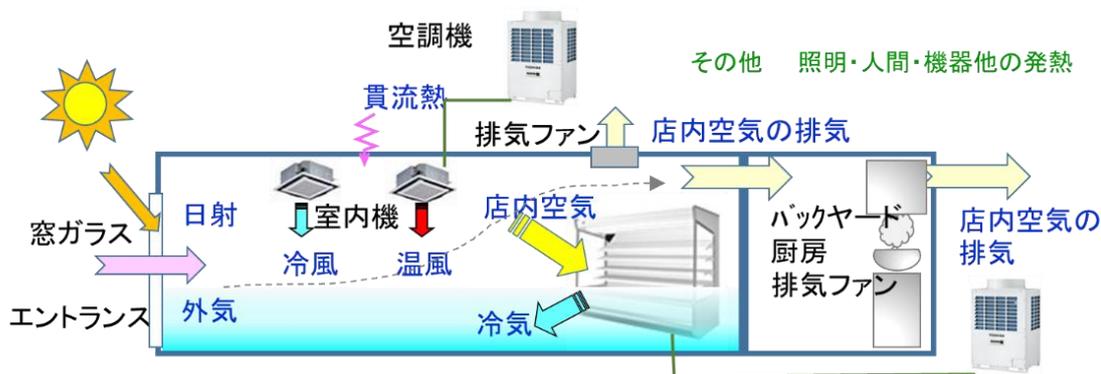


図 2-1 食品小売店舗の熱のやり取り

2.1 消費エネルギーの分析・予測に関する研究

2.1.1 コンビニエンスストア

前章でも述べたように、省エネルギー化を進めるには新しいシステムを考案してエネルギー効率を改善していく方法もあるが、圧倒的なストックがある場合には、運用改善や設備のエラー（効率が著しく悪い状態）を把握する必要がある。

Hanyan Shen ら[1]は、500 店舗以上のコンビニエンスストアの調査を行い、ベンチマークを確立するための研究を行っている。実際のコンビニエンスストアの建物のエネル

ギー消費に影響を及ぼす主な要因を特定した。単位面積あたりの年間エネルギー消費量と総床面積、顧客数、築年数の関係を見つけるための重回帰モデルを開発している。気候情報は前述の3つの要素に比べ、エネルギー消費に与える影響が比較的小さくなり、コンビニエンスストアの内部のエネルギー消費が大きいことを示している。用いられたデータは店舗の全体のエネルギー消費であり個別機器計測ではないこと、建物性能を示す属性データが無いことから、今後はそれらのデータを取得し、建物のエネルギー性能を記述および分析するための他の数学的/統計的モデルを調査する必要性を述べている。

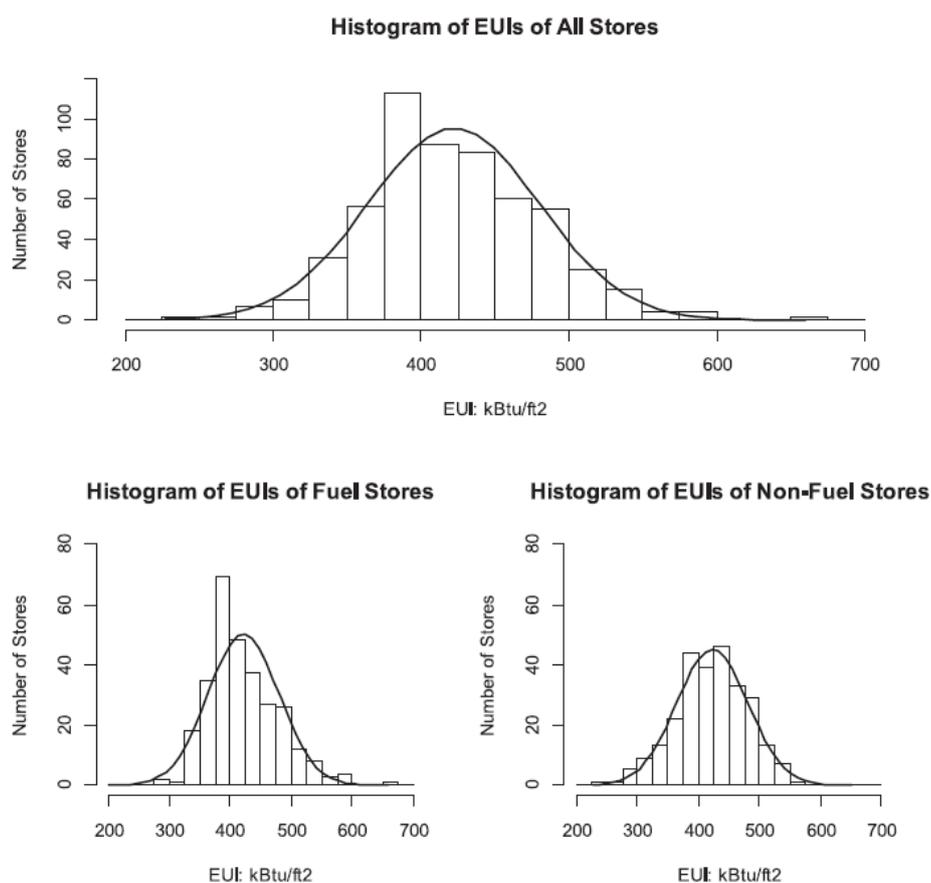


図 2-1-1 コンビニエンスストアの非気象正規化サイト EUI の度数分布[1]

(上：全店舗、左下：ガソリンスタンドのある店舗、右下：ガソリンスタンドのない店舗の分布を示す。全店舗の分布図では、列の幅；EUI = 375 kBtu / ft² (1182 kWh / m² -yr) から 400 kBtu / ft² (1262 kWh / m² -yr)、列が 100 を超えているということは、年間のエネルギー使用強度が 375 kBtu / ft² (1182 kWh / m² 年) から 400 kBtu / ft² (1262 kWh / m² 年) の店舗が 100 を超えていることを意味する。)

List of Abbreviation

BAS	Building Automation System
BTU	British Thermal Units
CBECS	Commercial Buildings Energy Consumption Survey
CDD	Cooling Degree Days
DHW	Domestic Hot Water
DX	Direct Expansion
ECM	Energy Conservation Measurements
EDA	Exploratory Data Analysis
EER	Energy Efficiency Ratio
EIA	Energy Information Administration
EUI	Energy Use Intensities
FA	Floor Area
FDis	Fuel Dispensers
HDD	Heating Degree Days
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning
MerNum	Merchandise Transaction Number
OLS	Ordinary Least Squares
OpYr	Operating Years
PumpSt	Pump Station
RestRm	Restroom
WWTP	Waste Water Treatment Plan

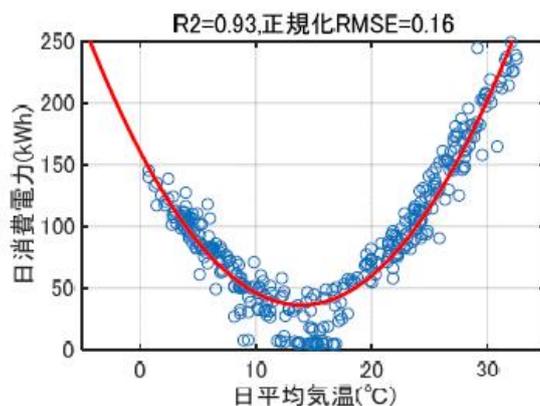
表 2-1-1 ガソリンスタンド非併設タイプの店舗の回帰モデリングの結果[1]

Dependent Variable	Site Energy Use Intensities (kBtu/ft ²)			
Number of Observations	262			
Model R ² Value	0.5661			
Model F-Statistics	66.8 on 5 and 256 DF			
Model Significance (p-value)	<2.2e-16			
	Unstandardized Coefficient (Standardized Coefficient)	St. Error	t-value	p-value
Intercept	566.9 (427.06)	19.3	29.3	<2e-16***
CDD	-0.01369 (-3.19)	0.0105	-1.30	0.193
FA	-0.06216 (-50.22)	0.00341	-18.2	<2e-16***
MerNum	0.0001613 (24.66)	0.0000181	8.91	<2e-16***
BAS: without	-7.668	4.99	-1.54	0.125
WWTP: with	22.51	15.28	1.47	0.142

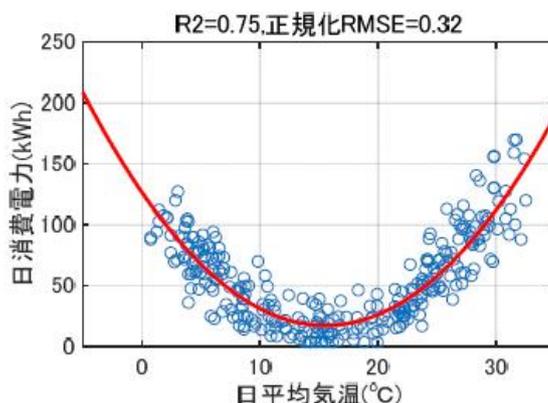
Note: Significance codes: 0 - '***', 0.001 - '**', 0.01 - '*', 0.05 - '♦'.

鈴木ら[2]は、東北・中部地区に立地する 1987 店舗のコンビニエンスストアにおいて実施した大規模電力モニタリング実験から得られた 2013 年度の 1 年間の消費電力ビッグデータを用い、全店舗および 10 都市の店舗・機器消費電力量の分布を示した。この研究では、機器ごとのデータを計測分析している。冷凍機および空調機の消費電力量の予測モデルを推定し、年間の消費電力量が一つの日平均気温の 2 次モデルにより説明可能であること、冷凍機については湿度、空調機については日照時間を考慮することにより精度を高めることができることを明らかにした。推定した店舗消費電力量モデルの決定係数や誤差により、日照による消費電力量の増大が大きい店舗の抽出手法、モデル曲線の特徴による機器の能力や状態の評価手法を提案している。店舗面積や SC 数な

どの個別の具体的な店舗情報を用いることなく、省エネを推進するための店舗消費電力状況をいくつかの要因別にカテゴライズし分析している。店舗、機器、店舗運営が一定範囲内に規格化されている場合において有用である。



(a) 誤差の小さな店舗の例



(b) 誤差の大きな店舗の例

図 2-1-2 名古屋地区の 2 店舗の年間空調機消費電力温度 2 次モデル誤差の比較 [2]

2.1.2 食品小売店舗

Ramon Granell ら[3]は、規格化されず条件が様々である食品小売店舗の需要予測の研究を行っている。複雑なサイト固有の熱工学モデルを作成する代わりに、単純化された統計的エネルギー予測モデルを用いた実用的なツールの開発を目指し、店舗の「電気の日負荷プロファイル」(EDLP)を予測するためのデータ駆動方式の手法の提案と実装を行った。2012年から2015年までの196の英国スーパーマーケットの1時間ごとの電気メーター測定値のデータセットを活用している。Ramon Granell ら[3]は、用途(一般商品、食品小売店、オフィス)毎の床面積や、地理的位置等で、最も類似した店舗を組

み合わせて、店舗の EDLP の予測を行った。計算実験は、電化店舗と電気・ガス併用店舗に分け、さらに季節ごとに実行され、電化店舗の夏の EDLP が最も精度良く予測され絶対値差とパーセンテージの差は、それぞれ 234 kWh と 16%となっている。

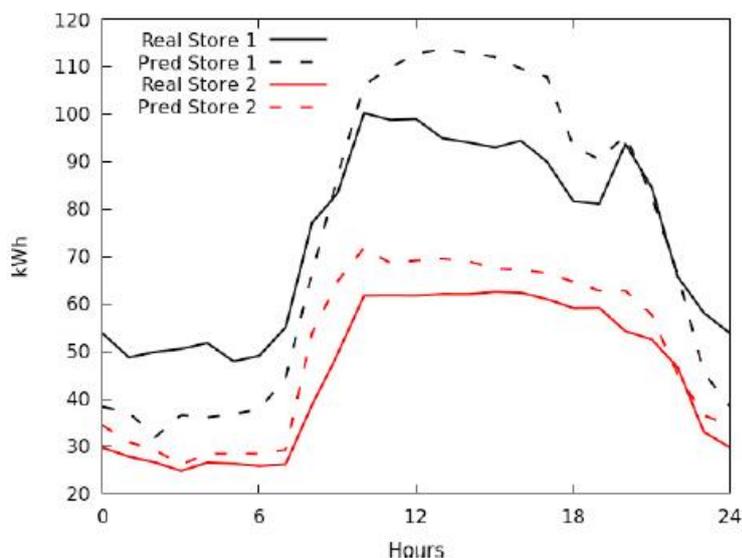


図 2-1-1 中央値誤差のある店舗の予測と実測の比較（夏および冬）（電化店舗） [3]

2.2 ショーケース熱特性の研究

実験室における SC の詳細実験計測結果から、SC 冷却負荷特性や消費電力特性を予測した報告がされている。Walker ら[4]は開放式多段 SC の消費電力の詳細や冷却負荷特性を実験により明らかにし、ガラスドアの設置やエアカーテンの改善、ファンやモータの改善による省エネルギー寄与度を定量化した。Varela ら[5]はコンビニエンスストアをモデルとした SC について、実験データから各 SC の冷却負荷計算式を作成した。それらに店内温湿度や外気温湿度を与えることで、消費エネルギー計算を行い、日本の気候の違いによるエネルギー消費変化を明らかにした。

以下には Gaspar ら[6]が行った異なる周囲空気条件における開放式多段型 SC 垂直のエアカーテンによる熱閉じ込めに関する研究について述べる。

開放式多段 SC は周囲の空気条件の変化により熱性能およびエネルギー効率が変化する。Gaspar ら[5]は実験的試験を通じて周囲空気条件すなわち気温、相対湿度、SC に対する擾乱（様々な角度からの気流）に対してエアカーテンの熱封じ込め効果と熱伝達について分析し、全顕熱および潜熱の結果と比較している。その結果は、汎用的には利用できないものの同じ気候クラスの条件下では、SC の設計に利用できると述べている。

表 2-2-1 実験試験の環境条件と測定パラメータの平均値 [6]

Experimental test			1			2			3		
Climate class (EN-ISO 23953)			1			2			3		
Location	Parameter	Unit	ET1	ET2	ET3	ET4	ET5	ET6	ET7	ET8	ET9
0-4	T_{amb}	[K]	289.2	293.2	294.2	295.2	298.2	298.2	298.2	298.2	298.2
	ϕ_{amb}	[%]	80.0	60.0	45.0	65.0	35.0	60.0	60.0	60.0	60.0
	v_{amb}	[m s ⁻¹]	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.4
	θ_{amb}	[°]	0	0	0	0	0	0	45	90	0
	T_{cons}	[K]	274.9	275.4	276.7	278.4	279.1	277.1	280.6	279.1	285.4
1, 3	ϕ_{cons}	[%]	85.1	88.2	83.7	85.4	68.2	86.2	74.9	85.7	86.4
5	T_{DAG}	[K]	273.8	275.1	274.3	275.1	274.8	276.0	276.8	277.9	284.0
	ϕ_{DAG}	[%]	85.9	82.5	82.4	82.3	79.7	82.4	82.9	82.3	85.4
6	v_{DAG}	[m s ⁻¹]	1.4	1.3	1.5	1.4	1.4	1.5	1.5	1.5	1.6
	T_{RAG}	[K]	277.8	280.3	279.7	281.4	283.9	282.4	283.7	284.0	292.0
	ϕ_{RAG}	[%]	96.2	93.9	82.5	97.8	67.4	88.1	84.3	91.9	83.7
7	v_{RAG}	[m s ⁻¹]	1.5	1.7	1.6	1.9	1.5	1.7	1.4	1.6	1.6
	$T_{evap,out}$	[K]	272.0	271.9	273.0	272.7	270.3	272.1	274.4	276.7	283.0
8	$T_{evap,in}$	[K]	273.1	271.8	269.2	271.5	267.5	272.3	272.3	271.3	276.4
9	T_{surf}	[K]	280.2	279.5	280.2	275.9	276.4	280.2	280.2	280.2	280.2
10	I	[A]	3.7	5.4	7.0	5.9	7.6	8.6	8.9	8.9	9.0

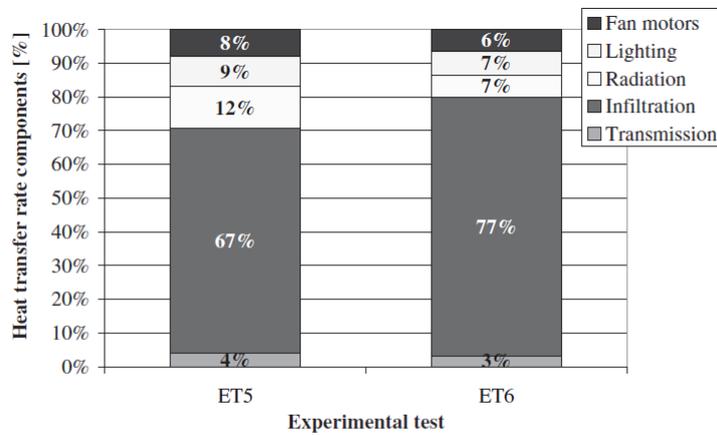


Fig. 6. Heat transfer rate components comparison for (■) ET5 [$\phi_{amb} = 35\%$] and (■) ET6 [$\phi_{amb} = 60\%$] ($T_{amb} = 298.15$ K; $v_{amb} = 0.2$ m s⁻¹; $\theta_{amb} = 0^\circ$).

図 2-2-1 熱伝達性能の比較[6]

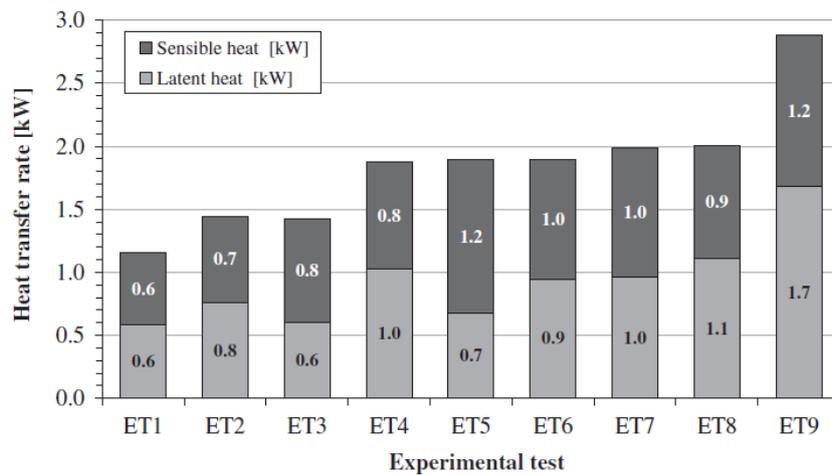


Fig. 5. Sensible (■) and latent (■) total heat transfer rate [kW] comparison for the experimental tests.

図 2-2-2 顕熱と潜熱の総熱伝達率[kW]の比較 [6]

結論として、本研究で計算された庫内空気と周辺空気間の熱の封じ込め係数は、熱性能を評価するための指標となり SC 改良のための各種設計を変更するためには役立てることができる。しかし、SC の流入と流出のエンタルピの違いを考慮しているだけなので、無差別に利用することはできないとしている。

2.3 ショーケースと空調に関する研究

2.3.1 空調と冷却負荷

既往の研究において、SC 周辺の空気温度や湿度が SC 負荷に影響を与えることがわかり、周囲環境の影響を受けにくい SC を採用することや周囲環境を制御することが省エネルギー化に寄与することがわかってきた。SC 周囲環境変化や SC 種類変化に関する研究が多くなされている。鳴海[7]は実在店舗データを活用した食品小売店舗のエネルギー消費予測モデルの構築と、クローズ型の SC 採用による省エネルギー量の定量評価を行っている。店舗のエネルギー消費を機器別に詳細に計測し、予測モデルを作成すると共に、SC 種類毎に SC 内部空気の外部空気との交換量を CO₂ 減衰より計量し、エンタルピ差と併せて計算することで負荷を予測した。その結果、冷気漏れ対策としてリーチン化の採用により、冷凍機動力は 7 月平均で 69%削減される一方で、防露ヒータの増加を考慮した冷設什器全体に関わる電力消費量は 42%削減できることが示された。また、空調負荷への影響を考慮した店舗全体の電力消費量に関しては、空調機の電力消費量が大幅に増加する一方で、冷凍機動力や霜取りヒータが削減されることから、年間を通した店舗全体電力消費量の削減効果は 27%になることを示した。

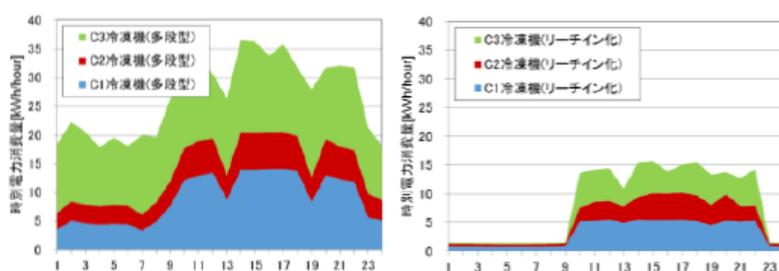


図 2-3-1 冷凍機の電力消費変化 (左:多段型、右:リーチン型) [7]

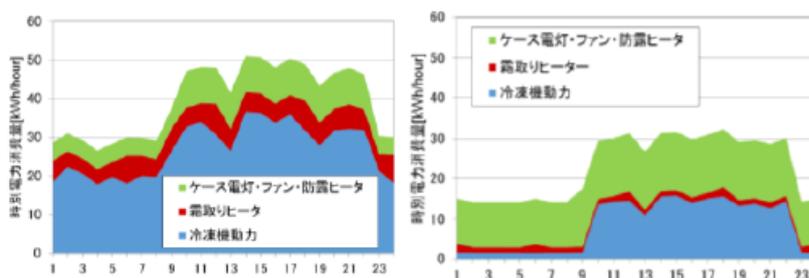


図 2-3-2 冷設什器および冷凍機の電力消費変化 (左:多段型、右:リーチン型) [7]

Bahman ら[8]は、スーパーマーケットモデルの水分バランスとエアカーテンモデルを連成することが、省エネルギー効果を評価するために必要と考え、多様な SC に対して冷凍と空調を組み合わせることで計算を行い評価している。

この研究では、MATLAB ソフトウェアを使用して、店舗内の潜熱バランスをシミュレートしている。定常状態のシミュレーションは、フロリダ州タンパの気象条件を使用して計算された平均年間データを使用して毎月の代表日に 1 時間ごとに計算された。店舗温度は 24° C (75° F) に設定し、1 時間ごとの水分バランス式とエアカーテンの熱方程式とともに使用され、店舗内の通常の日の相対湿度の時刻変化を計算している。図 2-3-3 に、入力データを使用したシミュレーションの動作のフロー図を示す。出力には、その年の各月の代表日の 1 時間ごとの店舗の相対湿度が含まれている。

Nomenclature

EER	energy efficiency ratio (Btu/W h)	Q	heat transfer (kW)
h	enthalpy of moist air (kJ/kg)	QL	latent heat (kW)
\dot{m}_a	air curtain mass flow rate (kg/s)	RH	relative humidity (%)
NP	number of people	T	temperature (°C)
P	pressure (kPa)	w	humidity ratio (kg _{water} /kg _{air})
q	volume flow rate (m ³ /s)		

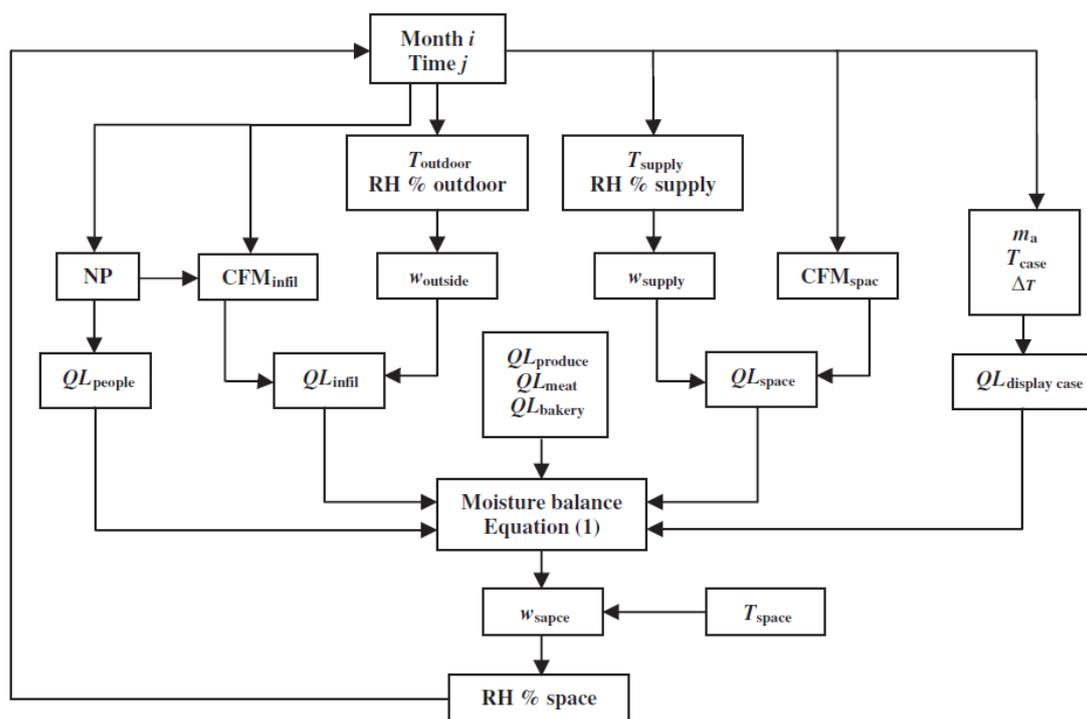


図 2-3-3 店舗の相対湿度シミュレーションの計算フロー図 [8]

高温多湿の天候に位置するフロリダ州タンパは、スーパーマーケットの年間平均相対湿度は 51.1%であり、シミュレートされた店舗の相対湿度は 40%から 60%の範囲であり、結果は良好な一致を示した。

湿度を低下させた計算では、店舗の相対湿度を5%削減することで、陳列ケースの冷蔵負荷が9.25%削減され、その結果、店舗全体のエネルギー負荷が4.87%削減された。高温多湿の気候では、スーパーマーケットの設計者は、SC種類と省エネルギーのための店舗の相対湿度を簡単かつ迅速に決定できるようになる。

2.3.2 デマンドレスポンス・空調制御

中垣ら[9]は、食品小売店舗における需給調整市場に向けた空調制御型DRにおける成功確率の解析と実環境での検証を行っている。その研究の前段として中山ら[10]は、店舗消費電力の50%を占める冷ケース電力と室内温度に相関性があることを確認し、夏季期間中に空調機器を積極的に活用する制御により冷凍機電力の消費を抑えることで、店舗全体での電力削減が可能であることをシミュレーションと検証試験により明らかにした。卯花ら[11]は食品小売店舗の空調機器制御を1年通して適用することにより、店舗環境に無理のない条件下で1店舗あたり年間3.4%の電力削減が可能であることを明らかにした。

中垣ら[9]はDRの成功率を評価することが重要と考え、需要予測誤差誤差に基づくDR成功率の理論的分析モデルを研究した。食品小売店舗の7店舗にて実験的な空調制御によるDR実験を行うことでモデルを構築している。その結果、空調のDR量が小さい場合は、他の機器の負荷変動により成功確率が下がるため、1店舗あたりのDR量を大きく出す必要があることがわかった。また、作成したモデルを用いて店舗数が異なる場合を計算し、80%のDR成功を達成するには、冬は25店舗（200kW DR 契約容量、ネガワット8kW/店舗）、夏は50店舗（500kW DR 契約容量、ネガワット10kW/店舗）が必要であることを示した。

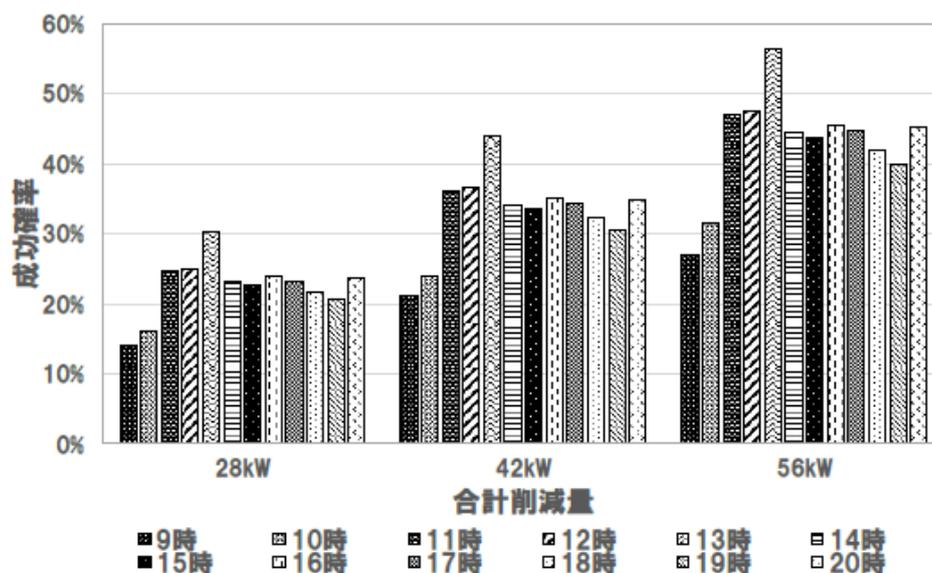


図 2-3-4 時間帯別 DR 成功確率 [9]

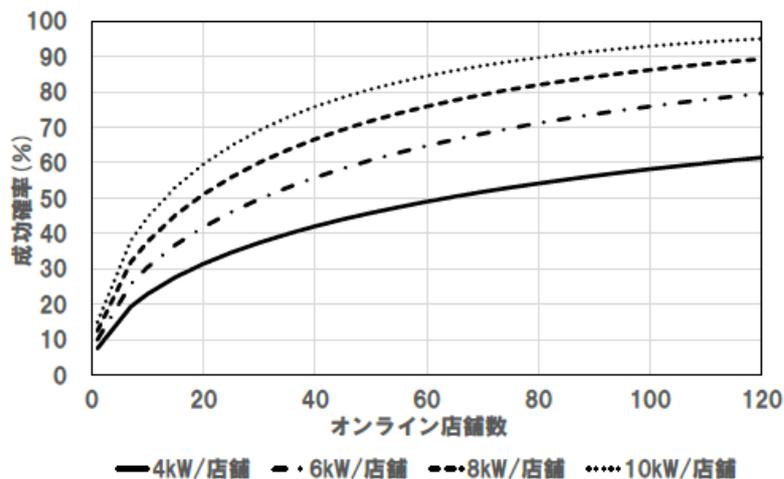


図 2-3-5 店舗数増加に伴う成功確率の推移（夏季） [9]

2.4 本研究の特徴

本研究の目的に照らし合わせて、既往の研究について述べる。

消費エネルギーの分析・予測に関しては、コンビニエンスストアと食品小売店舗の研究についてレビューした。

コンビニエンスストアの研究では、実店舗を数多く計測することで、エネルギー消費を予測し、ベンチマークやエラー発見に関する研究について述べた。コンビニエンスストアのように店舗がある程度規格化されている場合は、主幹電力を計測してベンチマークを示すことは有効であり、これらの研究は店舗面積、建物外気温度・湿度・築年数・来客数にてカテゴリ化され、ある閾値を超える場合、下回る場合にエラーがあると判断する運用が可能である。しかし、それらはシステム不具合や、店員の空調や装置の稼働過多・過小に起因することが多い。標準から外れている場合を見つけることや、既に実施されている有効な手段について評価し展開することは可能であるが、どのような運用が最適なのかを導出することはできない。500店舗～2000店舗を対象とした分析としており、多くのデータを取得する必要があることも課題である。

食品小売店舗の例では200店舗を調査している。熱モデルを使用せずに、規格化されていない食品小売店舗の需要予測を行う方法として、建物情報を活用し分類後に予測モデルを作成する方法を用いている。実用的な手法としては評価でき、この手法で計算された結果はコンビニエンスストアの研究と同様にベンチマークとして期待でき、エラー管理面の省エネルギー化に活用できる可能性がある。しかし、コンビニエンスストアの研究と同様に、予測は現状と同様なシステム構成とした場合に限定されるため、SC構成を変更した場合や、建物の断熱性や換気・空調の運用を変更した場合の個店の省エネルギー運用検討には活用できない。

SC の特性に着目した研究としてエアカーテンの熱の封じ込め効果に関する論文について述べた。SC の性能を表す指標の開発は、SC 自体の熱効率を向上や、周辺条件による性能低下を観測する指標として利用することができるが、評価するには実測値が必要となるため、エネルギー消費の予測には直接的には利用できない。エネルギーモデルに組み込むには、擾乱等が標準条件下という制約はあるものの、環境条件のエンタルピーや気温・湿度などの関数として SC 負荷性能を示す必要がある。

SC と空調の関係に着目した研究では、実在店舗を詳細に計測し予測モデルを作成し SC と店内空気と交換に着目した研究、3 種類の SC 実験式と店舗内の湿度バランスに着目した研究について述べた。

実在店舗を詳細計測した研究において、予測モデルを多種類の SC に関して作成することは店舗全体の SC 特性を検討するために必要なことであり有用である。空調負荷との相互影響については、冷凍多段 SC を採用している場合と冷凍リーチイン SC を採用した場合の漏洩熱量差を予測し、その差を空調負荷で賄うという方法をとっている。負荷の検討は完全混合で行われていることから漏洩熱の偏在を考慮する必要がある。また、営業している実在店舗内の実験であることからその計測にも制限があり、散布図の広がりに見られるように計測精度の問題や外乱の影響もある。店内温度の変化は空調処理負荷や他の SC 負荷にも影響を与えるため、詳細にエネルギー消費を計算するために空調・冷凍の相互影響を加味した計算モデルを作成する必要がある。

店内の湿度バランスに着目した研究では、湿度が SC 負荷にとって影響が大きいことに注目して、多段型 SC、平台 SC、リーチイン型 SC のエアカーテンの実験式を用いて、湿度影響を計算している。湿度バランスは「外気からの流入や人からの潜熱」と「空調処理熱量および SC により処理される潜熱量」にて計算されている。潜熱のみを制御するシステムに対しては有用であり、省エネルギー効果を計算する上では有効な計算手法である。より正確なエネルギー消費予測を行うには、潜熱負荷に限定せずに、建物負荷からのアプローチも必要である。店舗の湿度分布は完全混合条件で計算しているが、実際には鉛直湿度分布が大きいため考慮が必要である。

空調制御による DR について研究した論文では、「空調を積極利用することが店舗の省エネルギーに繋がる」ということが実証研究により示されている。ただし、実証研究であるため当該店舗の特性であり、一般化できるように理論的なモデルを作成する必要がある。また、食品小売店舗の DR 実証では、供出量が小さい場合に成功確率が低くなっていることから、制御可能な空調負荷を大きくする方策が必要である。より正確な空調制御 DR 手法を検討するには、冷凍から空調への負荷移行の検討も重要である。

これら先行研究を踏まえて、本研究で目標としているエネルギー計算モデルの特徴・新規性・意義を述べる。本研究で提案するエネルギー計算モデルは以下の特徴をもつ。

- (1) 実測データからの分析アプローチではなく、大量のデータを必要としない積み上げ方式でエネルギー予測を行うことで SC 種類の変更や保管温度の変更についても計算可能とする。
- (2) 店舗モデルを構成するため 5 種類の SC の冷却特性を実装する。
- (3) 店舗内の潜熱に加え顕熱のバランスも併せて考慮する。空調が稼働していない場合のバランス温度湿度を計算できるようになるため、店舗内の快適性の評価も行うことができる。
- (4) 汎用化するために、空調負荷計算ツールとの組み合わせを行う。
- (5) 店舗内の鉛直温度湿度分布やエリア偏在について考慮する。

上記の特徴を備えたエネルギー計算モデルは、既往の研究ではなされていない。さらに特定の計算ツールを使用しないで概念的にはオープンソースのプログラムで構築可能であるため、計算コストが安い。実測データがない時点での設計段階での省エネ方策や快適性の検討も可能であり、計算負荷が小さいことから、エネルギーマネジメントシステムに組み込んだ制御にも活用可能である。

第 2 章の参考文献

- [1] Hanyan Shen, Ke Xu , James Freihaut : “A statistical study on energy performance of U.S. convenience stores: Investigation of factors and bench marking on store energy use” , *Energy & Buildings* 183 (2019) 792-802
- [2] 鈴木章夫・藤本淳・伊藤寿浩・前田龍太郎 : 「無線ユビキタスセンサを用いた電力モニタリング第四報 : コンビニエンスストア 1987 店舗における大規模実証実験から得られた店舗消費電力量の解析」 , *Journal of Japan Society of Energy and Resources*, Vol. 38, No. 4, pp.1-9, 2017,6
- [3] Ramon Granell, Colin J.Axon, Maria Kojokotroni, David C. H. Wallom : “A data-driven approach for electricity load profile prediction of new supermarket” , 2nd International Conference on Sustainable Energy and Resource Use in Food Chains, ICSEF 2018, 17-19 October 2018, Paphos, Cyprus
- [4] David H. Walker, Ramin T. Faramarzi, Van D. Baxter Investigation of Energy Efficient Display Cases ORNL/TM-2004/292
- [5] Varela.D.A, Redo.M.A, Giannetti.N, Ohno.k, Yamaguchi.S and Saito.K : “Annual Performance Evaluation of CO2 Refrigerated Display Cabinets Relative to Geographical Location.” Proceedings on the Japan Society of Refrigerating and Air conditioning Engineers Annual Conference, C214 2018.9
- [6] Pedro Dinis Gaspar, L.C. Carrilho Gonçalves, R.A. Pitarma : “Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions” , *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 961-969
- [7] 鳴海大典 : “冷設什器の省エネルギー対策が食品小売店舗のエネルギー消費に与える影響” , *空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集* pp.29-32, 2015.9
- [8] Ammar Bahman, Luis Rosario, Muhammad M. Rahman : “Analysis of energy savings in a supermarket refrigeration/HVAC system” , *Applied Energy* 98 (2012) 11-21

- [9] 中垣和歌, 吉谷尚久, 寺井良太, 小澤太亮, 沖野健太:” 需給調整市場に向けた空調制御型ダイヤモンドリスポンスにおける成功確率の解析と実環境での検証“, *Journal of Japan Society of Energy and Resources*, Vol. 39, No. 2, 2018.2
- [10] 中山琢, 眞弓龍太郎, 藤沢竜太, 北地三浩, 草野吉雅, “店舗における冷設備の影響を考慮した DR 対応空調制御手法の一検討及び実証試験結果の報告”, 第 7 回 ICT スマートグリッド技術研究会講演論文集, pp. 9-13
- [11] 卯花竜也, 歌丸集, 沖野健太, 草野吉雅, “店舗省 エネ空調制御システムの年間実証試験結果の報告”, 第 32 回エネルギーシステム・経済環境コンファレンス, pp 271-274, 2016. 2

第3章 ショーケース冷却負荷特性

本章では、食品小売店舗の空調・SC エネルギー計算の実施において重要な要素となる SC 冷却負荷特性について述べる。食品小売店舗において一般的に用いられる代表的な SC について、恒温恒湿実験室を用いて異なる室内温湿度条件における冷却負荷、消費電力等の基本特性の違いを整理する。また冷蔵多段 SC については、今後のエネルギー計算に必要となる周辺温度分布や設定温度を変更した場合の特性を整理した。

3.1 実験概要

3.1.1 対象ショーケース

店舗に設置される SC には様々な仕様があるが、代表的な形状は、壁際に設置する「多段 SC」、店舗の通路中に設置する「セミ多段 SC」および桶型の「冷凍平台 SC」、ガラス扉が設置された「リーチインケース」の4種類、温度帯は冷蔵および冷凍の2種類である。本論文では、冷蔵温度帯は多段 (MD(RE))・セミ多段(SMD(RE))、冷凍温度帯は多段(MD(FR))・平台(TUB(FR))・リーチインケース(RI(FR))の実験結果について報告する。これら実験対象 SC の仕様概要を表 3-1-1 に、これらと組み合わせる冷凍機の仕様を表 3-1-2 に示す。

表 3-1-1 実験対象 SC の仕様概要

TYPE※1	MD(RE)	SMD(RE)	MD(FR)	TUB(FR)	RI(FR)
Operating Temperature (°C)	-2~2	-2~2	-20~-18	-20~-18	-20~-18
Effective Unobstructed Capacity (L)	1940	1477	1507	1180	1077
Outside Dimension (mm)	W 2440	W 2440	W 2440	W2440	W1430
	H 1890	H 1700	H 1880	H810	H1905
	D1100	D1100	D1100	D1810	D760
Required Refrigerating Capacity (kW)	2.22	3.04	3.75	1.84/1.47	0.6/0.5
Evaporating Temperature (°C)	-10	-10	-40	-40	-40
Defrosting Method	Off cycle	Off cycle	Heater	Heater	Heater

※1 MD(RE) : an open refrigerated multi-deck display case

SMD(RE): an open refrigerated semi multi-deck display case

MD(FR): a frozen multi-deck display case

TUB(FR): a frozen tub display case

RI(FR): a frozen glass door reach-in display case

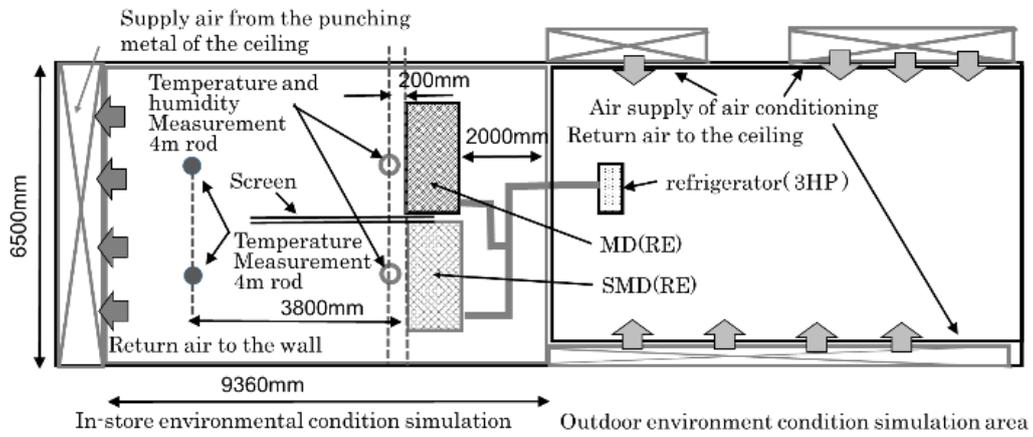
表 3-1-1 冷凍機の仕様

(Outdoor Environment : Temperature:32°C Relative Humidity:40%)

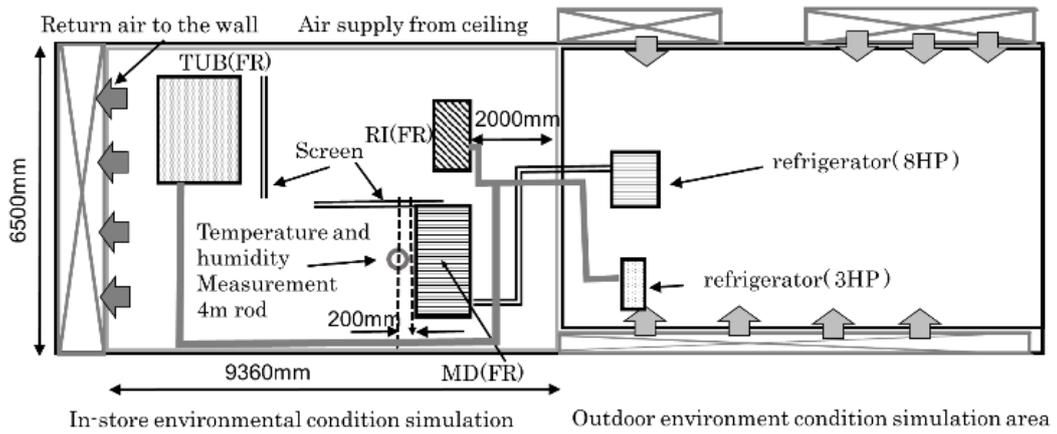
	Refrigerator (3 HP)	Refrigerator (8 HP)
Working refrigerant	R410a	R410a
Evaporating Temperature (°C)	-10	-40
Freezing capacity (kW)	7.77	6.70
Power consumption (kW)	3.5	6.5

3.1.2 実験システム

外気環境条件と店内環境条件を模擬した 2 部屋の恒温恒湿実験室を用い、それぞれに冷凍機と SC を設置し実験を行った。実験室内の配置図を図 3-1-1 に示す。測定項目と実施方法を表 3-1-3 に、計測機器を表 3-1-4 に示す。省エネルギーの検討を行うにあたり食品温度維持は重要となるため、模擬食品を SC 内に設置し評価した。模擬食品には JIS[1]試験に用いるテストパッケージ（標準型：W200×D100×H50mm）を用い、冷蔵多段・冷凍多段では 576kg、冷蔵セミ多段では 528kg を各段に陳列した。その表面（上面・前面）、中央（薄型のテストパッケージ 2 枚で挟む）の温度を計測した。図 3-1-2 に多段ケース中央断面の計測点を示す。冷凍平台ではペットボトルの氷 158kg とテストパッケージ 41kg を負荷とし、冷凍リーチインではペットボトルの氷 72kg とテストパッケージ 137kg を負荷とした。テストパッケージ表面にセンサを設置した。各 SC の冷却負荷を評価するためにエアカーテンの温湿度、風速、冷媒流量、冷媒圧力、冷媒温度を計測した。それぞれの計測点を図 3-1-3 に示す。



(a) 冷蔵 SC の実験装置



(b) 冷凍 SC の実験装置

図 3-1-1 恒温恒湿室内の実験装置の配置図

表 3-1-2 測定項目と実施方法

Items	Measuring location and method
Power consumption	Each device (refrigerator, case blower fan, Case lighting, heater)
Environmental measurement	Measurement 4m rod† ¹ (8 points in temperature + 6 points in temperature and humidity)
Temperature and humidity	Air curtain air supply and inlet (2 to 4 points for each display case air supply and inlet)
Wind speed	
Refrigerant flow rate	Refrigerant piping for each display case
Food temperature	Food surface inside display case (Top, Front, Center (clamping)) MD(RE):72points、MD(FR):35points SMD:37points、 TUB:20points、RI:24points、
Weight of drain water	Continuous measurement of drain water of each display case

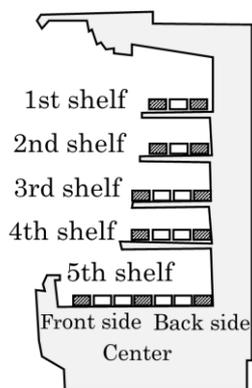
†1 Details of the measuring rod

Temperature: FL+0.1m, 0.3m, 0.6m, 1.1m, 1.7m, 2.0m, 3.0m, 3.9m

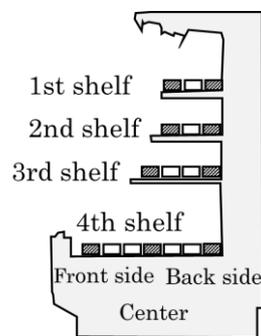
Temperature and humidity: FL+0.1m, 0.3m, 0.6m, 1.1m, 1.7m, 2.0m

表 3-1-3 測定方法と計測装置

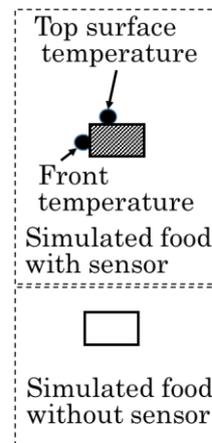
Measurement item	Measuring equipment	Remarks
Power Consumption	Digital power meter	YOKOGAWA
Temperature	T-type thermocouple Φ0.32mm	
Refrigerant flow rate	Coriolis mass flow meter	Oval, Keyence
Micro anemometer	SSYSTEM 6244 (Model 1570)	Kanomax
Temperature and humidity	Temperature and humidity recorder RTR-503	T&D
	HMP110	Vaisala
Simulated food temperature	K-type thermocouple Φ0.2mm	
Weight of drain water	Electronic scales HW-60KVWP	AND



(a) Multi-deck display case

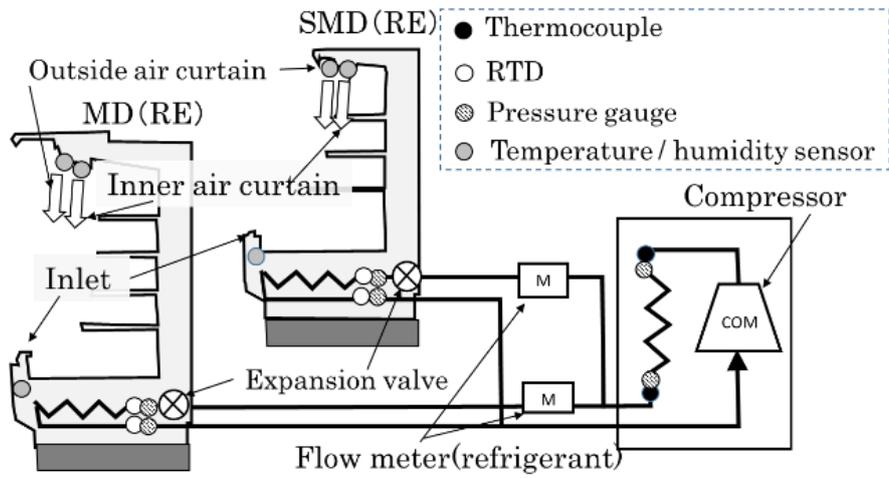


(b) Semi multi-deck display case

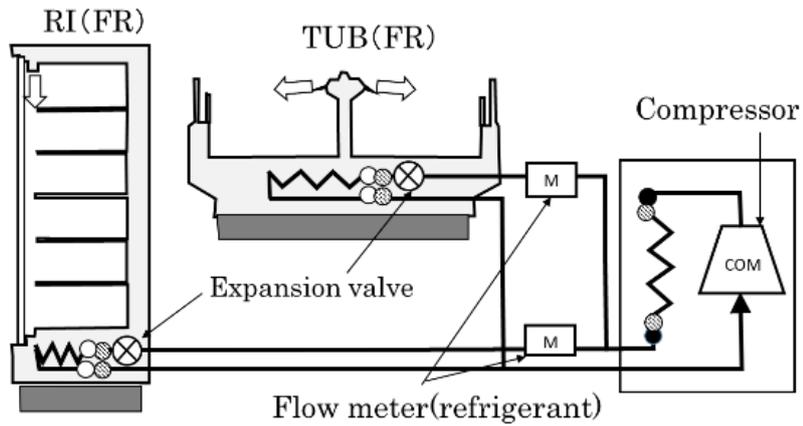
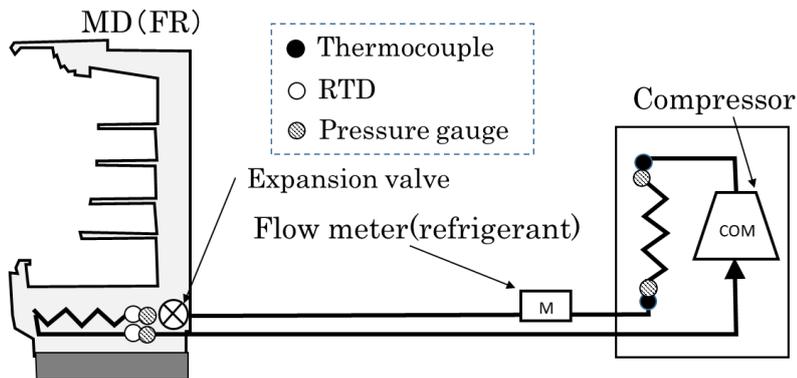


(c) Measurement point

図 3-1-2 模擬食材の配置（多段 SC 断面）と計測点



(a) Experimental system for refrigeration

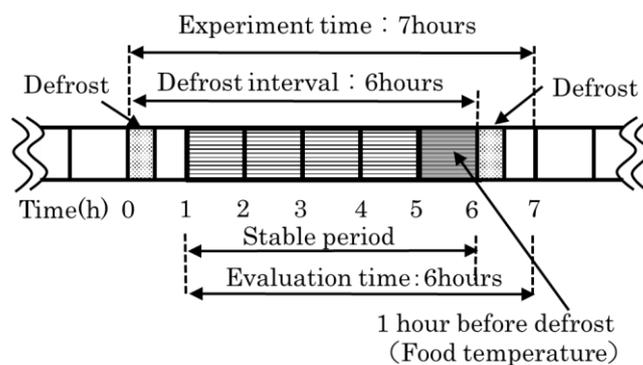


(b) Experimental system for freezing

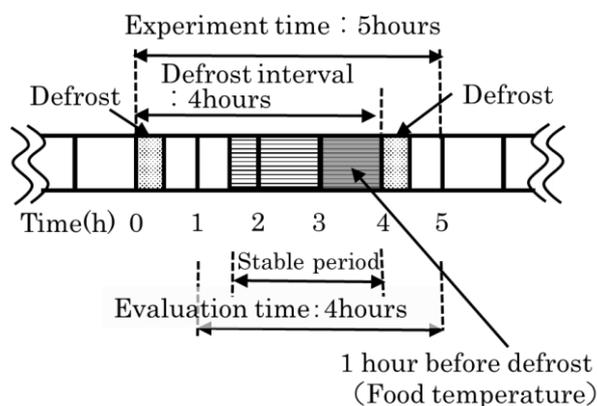
図 3-1-3 実験装置の測定点

3.1.3 実験方法

標準的なデフロスト（以下 DF）間隔（冷蔵：6 時間毎、冷凍：4 時間毎）にて稼働させ評価時間は最後の DF 開始後 1 時間を終了時刻と決め、冷蔵：6 時間、冷凍 4 時間（DF を含む）とした。消費電力と冷却負荷は負荷が安定する評価時間中の 5 時間（冷蔵）、2 時間 30 分（冷凍）の平均値とした。模擬食品温度は最も温度が低くなる DF 直前の 1 時間平均値、ドレインは DF 時にまとまって排出されるため、ドレイン量は評価時間中の積算値を評価時間で除した平均値を用いた。実験は様々な条件について条件変更に要する時間をインターバルとして連続的に行うためケース内の初期温度や模擬食品温度の初期温度は成り行き状態となっている。実験スケジュールを図 3-1-4 に示す。



(a) Experiment of refrigerated display case



(b) Experiment of frozen display case

図 3-1-3 実験スケジュール

(1) 室内温湿度変化実験

店舗内の温熱環境の違いが SC 冷却負荷に与える基本特性を把握するため、店舗内の温湿度 25°C60%を標準状態として想定される範囲内で温湿度条件を変化させる実験を行った。実験の温湿度条件は恒温恒湿実験室の天井給気空気の条件である。実験室には鉛直温度分布が生ずるため、実験室の温湿度条件とは正確には異なるが、以下では天井給気温湿度を室内温湿度という。リーチインケースについては 2 枚扉のうち 1 枚を 10 分に 1 回 15 秒かけて自動開閉させた。実験条件を表 3-1-4 に示す。温度 19~28°C の 4 条件毎に相対湿度 30~70% の 5 条件を組み合わせ、5 つの SC に対して 20 条件の実験を行った。

表 3-1-4 室内温湿度変化の実験条件

Items	Conditions
Outdoor environment	Temperature:32°C Relative humidity:40%
Display case setting condition	Refrigerated: preset temperature 1°C Frozen: preset temperature -28°C Open and close the solenoid valve according to the evaporator outlet temperature
Ambient temperature	Air supply temperature from the ceiling : 19, 22, 25, 28°C
Ambient relative humidity	Air supply relative humidity from the ceiling : 30, 40, 50, 60, 70%
Number of experiments	Refrigerated: 20 cases Frozen: 20 cases

(2) SC 庫内設定温度変更実験

店内環境を模擬する実験室は、天井から設定温湿度の給気を行い、側壁面から排気するシステムとなっている。排気は SC に対面する壁面に設置したパンチングメタルの排気口から行うが、店舗における冷気だまりを模擬するために、高さ 1700mm までの吸い込みをプラスチック段ボールにて塞いだ。冷蔵実験では、3 馬力の冷凍機 1 台に冷蔵多段、冷蔵セミ多段を組み合わせた構成とした。機器レイアウトは、冷凍機に対して SC2 台を並列に接続した。また、冷凍実験では 8 馬力の冷凍機 1 台と冷蔵多段 1 台を、3 馬力の冷凍機 1 台に冷蔵平台と冷蔵リーチインを並列に組み合わせたシステムとした。各 SC には、それぞれに機械式温度自動膨張弁を設置している。冷蔵・冷凍 SC は転倒防止のために 200mm の高さの H 鋼に固定したため、冷気の SC 下へ入り込みを無くすように床と SC の空隙はプラスチック段ボールを用いて塞いだ。SC 周りの室内温湿度

計測のために測定ポールを設置した。機器レイアウトと測定ポール設置位置を図 3-1-1 に示す。

3.1.4 測定内容

SC には温度設定器があり設定温度を容易に変更可能である。実在店舗の SC は商品種類に合わせて様々な庫内温度に設定され、時にはデマンド抑制や省エネ運用のために、食品安全に許容される範囲で温度を変更する場合がある。本研究では汎用的なエネルギー予測式作成を目指しており、また、運用変更による省エネ量を定量化するために、表 3-1-5 に示す条件で庫内設定温度を変更する実験を行った。1、3、5°C の SC 設定温度に対して温度 3 条件毎に相対湿度 3 条件を組み合わせ 9 条件の実験を行った。冷凍ケースでは温度変更は実施されにくいため冷蔵のみを対象とした。

表 3-1-5 設定温度変化の実験条件

Items	Conditions
Outdoor environment	Temperature:32°C Relative humidity:40%
Display case setting condition	Refrigerated: preset temperature 1, 3, 5°C
Ambient temperature	Air supply temperature from the ceiling : 19, 25, 28°C
Ambient relative humidity	Air supply relative humidity from the ceiling : 30, 60, 70%
Number of experiments	Refrigerated: 9 cases

(1) 冷却負荷の評価方法

冷蔵多段・冷蔵セミ多段は冷凍機能力に対して冷却負荷が小さく、冷凍機の発停が頻繁になりフロン冷媒流量測定値に誤差を生じた。そのため式(3-1)に示すようにエアカーテンの風量と吹出・吸込の温度差から顕熱負荷を求め、ドレイン量から潜熱を計算し、それらの和を冷却負荷（全熱）とした。熱交換器で凝縮する水分は SC の設定温度によっては着霜しデフロスト時までドレインが排水されない場合もある。潜熱量はデフロスト期間を含む評価時間中の総ドレイン量の平均値を用いて計算した。

冷凍多段、冷凍平台、冷凍リーチインについては式(3-2)に示すようにフロン流量と SC 内部の蒸発器前後の冷媒エンタルピ差から求めた。潜熱負荷は式(3-1)と同様に排出されるドレイン量を用いて計算した。

$$TCL_A = (t_{sa} - t_{re}) \cdot q_{m_air} \cdot c_p + d_{rate} \cdot r_{water} \quad (3-1)$$

$$TCL_R = (h_{out} - h_{in}) \cdot q_{m_ref} \quad (3-2)$$

TCL_A	kW	Total heat cooling load Calculated from air curtain
TCL_R	kW	Total heat cooling load Calculated from refrigerant
t_{sa}	°C	Air curtain supply temperature
t_{re}	°C	Air curtain return temperature
q_{m_air}	kg/s	Mass flow rate of air curtain
c_p	kJ/kg · °C	Constant pressure specific heat of air
d_{rate}	kg/s	Drain water weight
r_{water}	kJ/kg	Heat of evaporation of water
h_{out}	kJ/kg	Specific enthalpy of refrigerant at the outlet of the evaporator
h_{in}	kJ/kg	Specific enthalpy of refrigerant at the evaporator inlet
q_{m_ref}	kg/s	Refrigerant mass flow

3.2 ショーケース冷却特性

3.2.1 時系列変化の一例

図 3-2-1 に室内条件 19°C30%、図 3-2-2 に室内条件 25°C60%の冷凍多段実験の時系列変化を示す。図 5 に示したように、評価時間は実験後半のデフロスト開始後 1 時間を終了時刻として 4 時間としている。室内エンタルピが低い条件(29.4kJ/kg(19°C30%))では冷凍機が断続運転しているが、エンタルピがやや高い条件(55.5kJ/kg(25°C60%))では SC 負荷が増加するため冷凍機が連続運転している。平均模擬食品温度は室内エンタルピによらず-10°C程度となるが、冷凍機の断続運転による温度上昇が見られる。

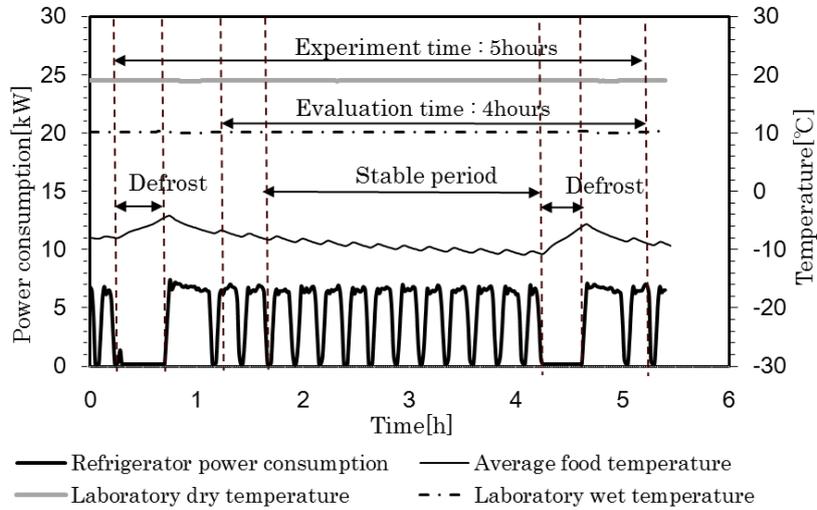


図 3-2-1 冷凍多段 SC の時系列変化
(温度 19°C、相対湿度 30%)

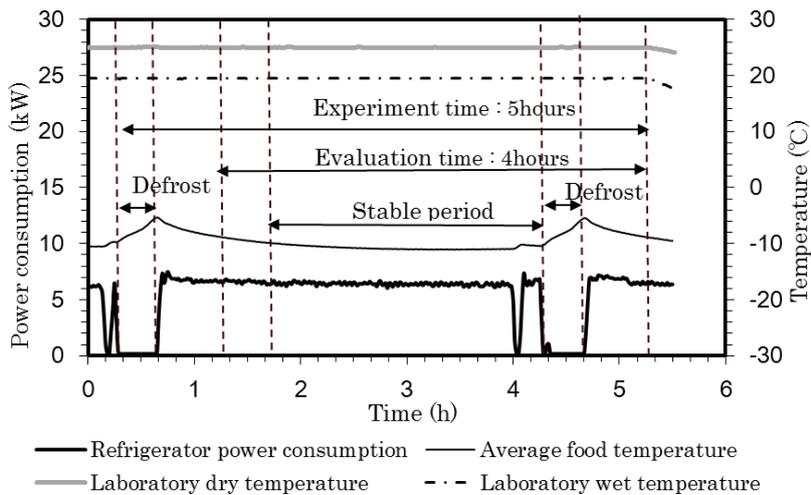


図 3-2-2 冷凍多段 SC の時系列変化
(温度 25°C、相対湿度 60%)

3.2.2 冷却負荷

図 3-2-3 から 3-2-7 に各 SC の潜熱・顕熱負荷を示す。図 3-2-3 に冷蔵多段、図 3-2-4 に冷蔵セミ多段の特性を比較する。セミ多段が多段に比べて 3 割程度負荷が大きくなっており、エンタルピ 50 kJ/kg では冷蔵多段の冷却負荷が 2.14kW、冷蔵セミ多段の負荷が 2.73kW となっている。セミ多段は多段に比べて陳列できる容量は小さいが、SC 下部が前にせり出す形状であり、エアカーテンも斜めに吹き出すことから、冷気漏洩が

相対的に多くなることによる。SHF は冷蔵多段も冷蔵セミ多段も同様の傾向を示し、エンタルピが 30 kJ/kg と低い場合は 1.0 に近く潜熱負荷が小さい一方で、エンタルピが 60 kJ/kg と高くなると SHF は 0.6 まで低下する。

図 3-2-5 に冷凍多段の特性を示す。SC 庫内温度が低く、庫内外の温度差が大きくなるために SHF が大きく、高エンタルピ条件でも 0.8 以上となっている。エンタルピ 50 kJ/kg では冷凍多段の冷却負荷は 9.3kW となった。図 3-2-6 に冷凍平台、図 3-2-7 に冷凍リーチインの特性を示す。両ケースとも SHF が高くエンタルピによらず 1.0 となっている。これは SC への侵入空気がほとんど無いことから、空気中の水蒸気をケース内に取り込まないためと考えられる。冷凍平台はわずかながらエンタルピに対する冷却負荷の増加が見られる。これは微少な空気流入や天井壁との輻射の影響と考えられる。

冷蔵多段・冷蔵セミ多段の設定温度を標準の 1℃から、3℃もしくは 5℃へ変更した場合の冷却負荷を図 3-2-8 に示す。今回の実験システムでは、設定温度が 2℃上がる毎に 15%程度冷却負荷が減少した。SHF は設定温度上昇によりわずかに上昇する。SC の設定温度が上昇すると制御用の温度センサの値によって SC に内蔵する冷媒電磁弁の開いている時間が短くなり SC 冷却負荷も小さくなる。冷凍機には冷却負荷が小さくなると圧縮機回転数を下げて冷凍サイクルの低圧圧力を上げる省エネルギー制御があるため、SC 冷却負荷より冷凍機能力が過大になってくると蒸発温度が上昇する。それにより SC 冷却潜熱負荷が減少し SHF は上昇する。

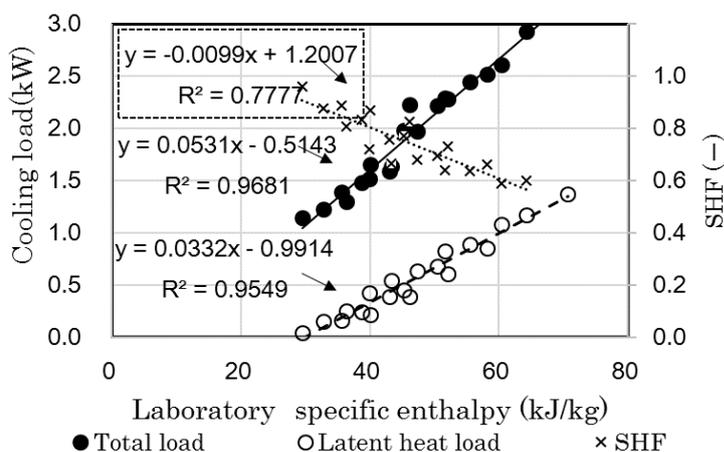


図 3-2-3 冷却負荷と実験室エンタルピの関係（冷蔵多段）

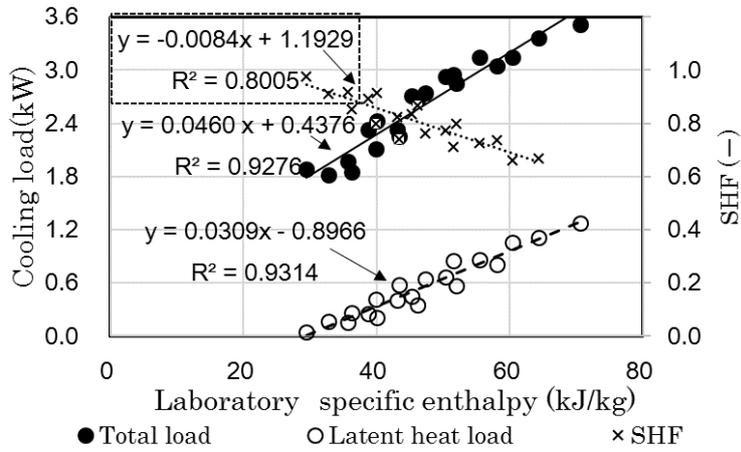


図 3-2-4 冷却負荷と実験室エンタルピの関係 (冷蔵セミ多段)

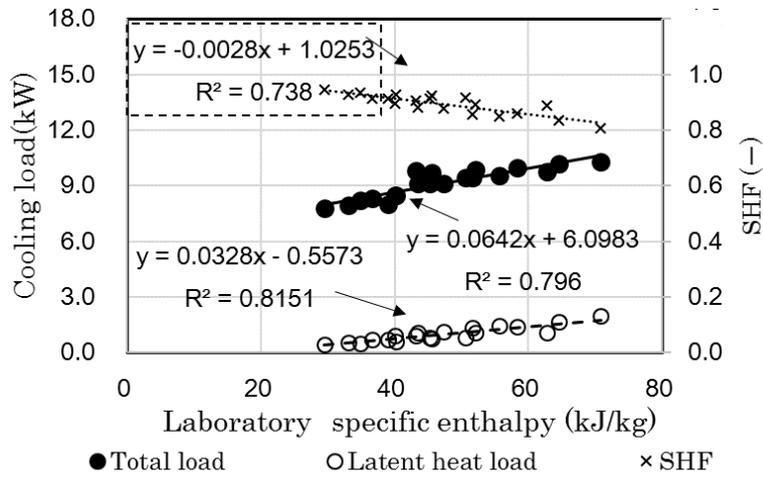


図 3-2-5 冷却負荷と実験室エンタルピの関係 (冷凍多段)

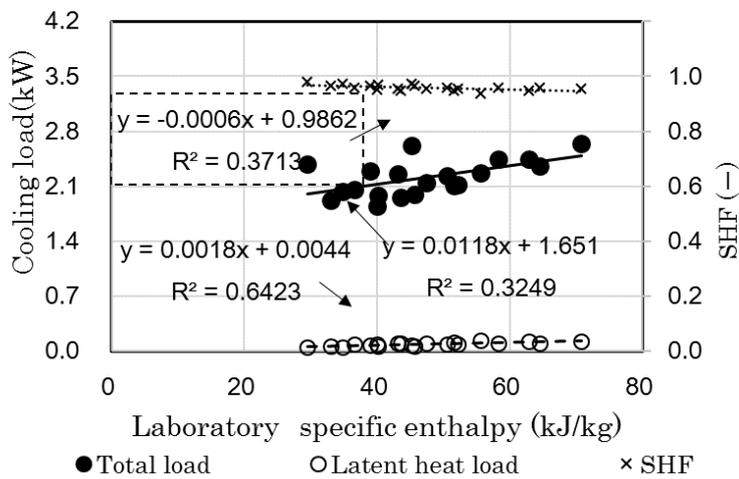


図 3-2-6 冷却負荷と実験室エンタルピの関係 (冷凍平台)

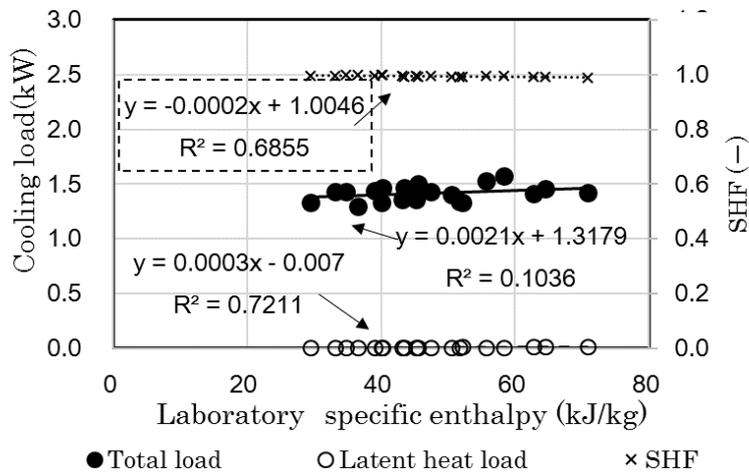


図 3-2-7 冷却負荷と実験室エンタルピの関係 (冷凍リーチイン)

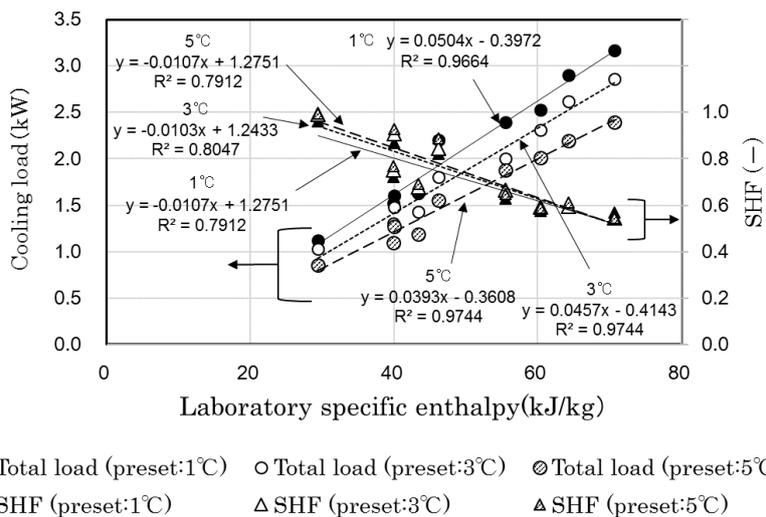


図 3-2-8 設定温度を変更した場合の冷却負荷と実験室エンタルピの関係

3.2.3 食品温度

標準状態である室内温度 25℃ 相対湿度 60% の場合の模擬食品温度 (テストパッケージ) の分布について、図 3-2-9 に冷蔵多段、図 3-2-10 に冷蔵セミ多段の結果を示す。棚の奥側は棚の鉛直によらず低い温度を保っているが、下段の方が SC 前面からの奥行きがあるため若干温度が下がっている。また棚奥からも冷気吹出があるため模擬食品温度の前面よりも上面の温度が低い。棚の前面側では多段・セミ多段ともに下段になるに従い店内空気の庫内侵入の影響を受けて温度が上昇し、その影響は模擬食品温度の前面側

がより大きく受けている。セミ多段はその形状から店内空気流入の影響が多段に比べて大きくなり、模擬食品温度も全体的に高くなっている。図 3-2-3 および図 3-2-4 に示すように冷蔵セミ多段の冷却負荷が冷蔵多段の冷却負荷よりも約 1.5 倍大きい原因となっている。室内のエンタルピ上昇に対する模擬食品温度の変化について、図 3-2-11 に冷蔵系、図 3-2-12 に冷凍系の結果を示す。模擬食品温度は、多段系の場合、最下段の中央前面が庫内で最も温度が高くなるため、そのポイントの DF 直前の 1 時間平均温度を示した。平台については表面中央に設置した 2 点の平均値を、リーチインは扉開閉時に最も空気にさらされる時間が長い、上から 4 段目の前面温度を用い、いずれも冷蔵と同様に整理した。冷蔵の場合は、エンタルピが低い場合でも、冷媒供給用電磁弁が頻繁に開閉することで模擬食品温度が低くならないなど、冷凍機と冷却負荷のバランスによって模擬食品温度が変化するため相関が低くなっている。一方、冷凍多段の場合はエンタルピとの相関が高く、高エンタルピ条件では模擬食品温度が高くなりすぎている。これは冷蔵多段の場合は、DF 直後と直前の SC エアカーテン吹き出し風速に変化が無いが、冷凍多段の場合は、DF 直後と直前のエアカーテン風速が、室内温湿度 19°C60% の場合 10%、室内温湿度 28°C60% の場合 18% 減少することから、熱交換器の着霜により十分な冷却ができていないことが原因として考えられる。冷凍 SC で推奨される除霜間隔の 4 時間は通常の使用温度範囲における値であるため、室内温度 28°C では除霜間隔が長すぎる結果となった。冷凍平台と冷凍リーチインはエンタルピ上昇の影響がほとんどない。

冷蔵多段・冷蔵セミ多段の設定温度を標準の 1°C から、3°C もしくは 5°C へ変更した場合の模擬食品温度を図 3-2-13 に示す。模擬食品温度は設定温度変更に伴い上昇する。同じ設定温度でも室内エンタルピが低くなることで模擬食品温度もわずかに下がる傾向がある。エンタルピが 55kJ/kg (例えば温度約 25°C、湿度 60%) における設定温度 1°C の模擬食品温度 6.5°C を許容値とすれば、エンタルピが 27kJ/kg (例えば温度約 17°C、湿度 32%) における設定温度 3°C の模擬食品温度と同等となるため、室内エンタルピによっては、設定温度を緩和できる可能性がある。但し、これらの特性はシステム固有であり、SC 管理システム等による情報取得・分析することで実現できる可能性がある。

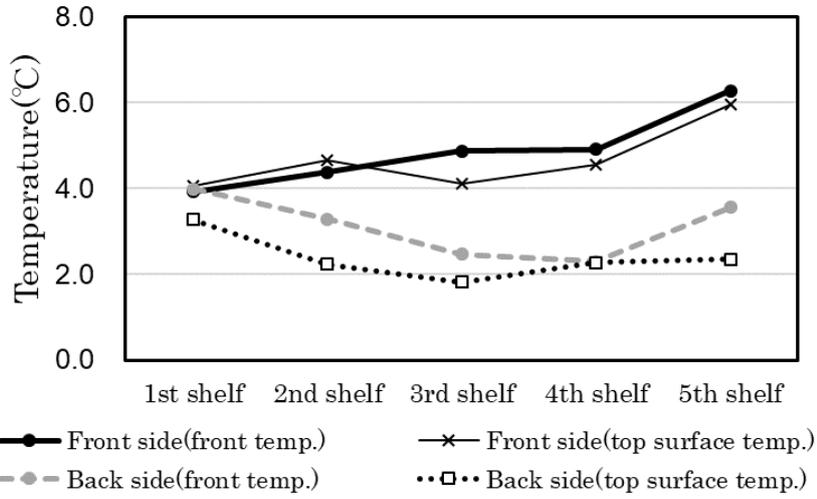


図 3-2-9 模擬食品温度分布 (冷蔵多段) (室内条件 25°C60%)

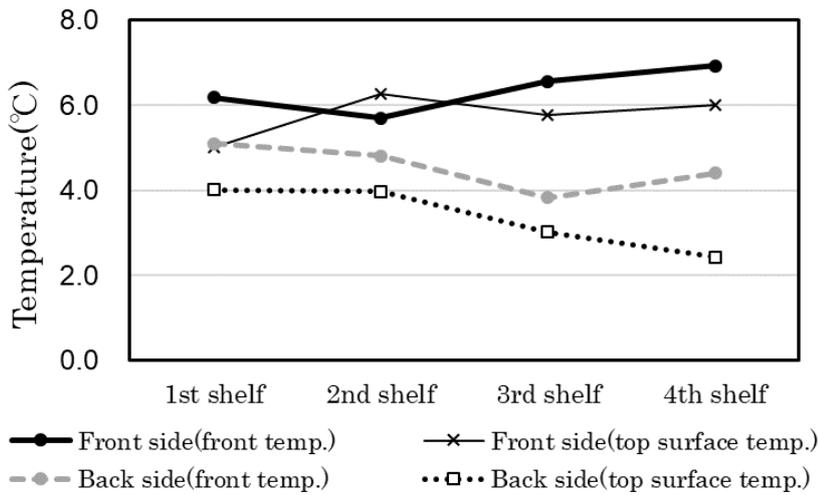


図 3-2-10 模擬食品温度分布 (冷蔵セミ多段) (室内条件 25°C60%)

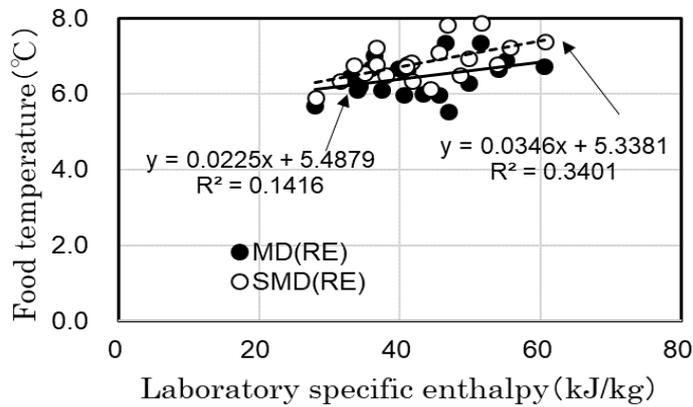


図 3-2-11 模擬食品温度と室内エンタルピの関係
(冷蔵多段・冷蔵セミ多段)

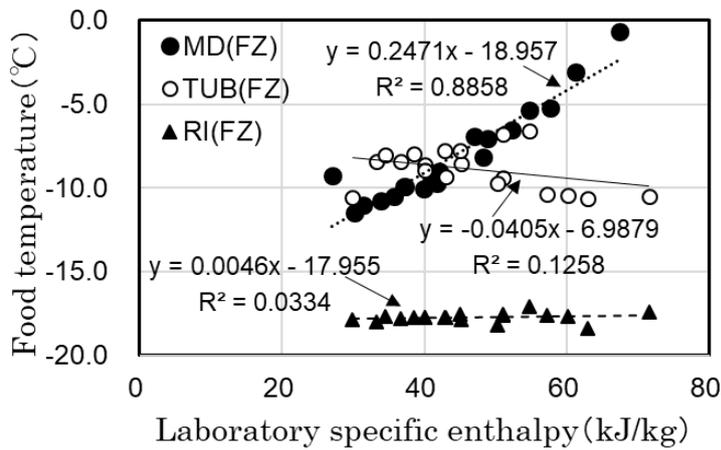


図 3-2-12 模擬食品温度と室内エンタルピの関係
(冷凍多段・冷凍平台・冷凍リーチイン)

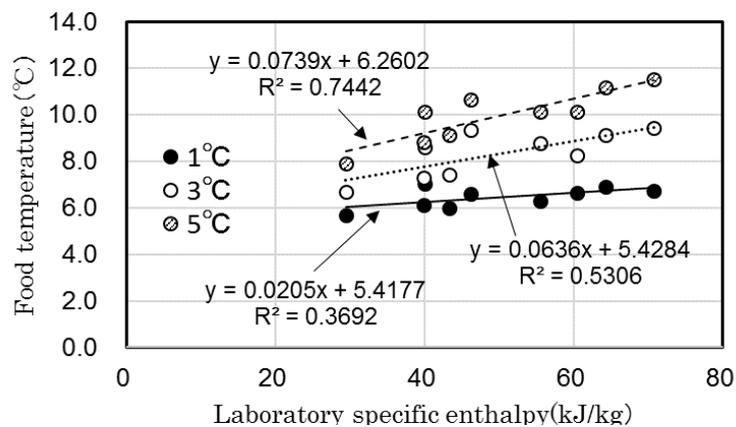


図 3-2-13 模擬食品温度と設定温度の関係 (冷蔵多段)

3.2.4 冷凍機消費電力

実験室の室内温湿度変化に対する冷凍機電力の変化を整理した。冷蔵多段、冷蔵セミ多段の実験結果を図 3-2-14 に、冷凍多段の実験結果を図 3-2-15 に示す。多段式 SC では、室内温度が上昇・下降すると SC の顕熱負荷が増加・減少する。また室内温度が同じでも湿度が上昇・下降すると潜熱負荷が増加・減少する。それに伴い冷凍機電力が増加・減少する。例えば 25°C60%を基準とすれば、冷蔵多段・冷蔵セミ多段の冷凍機消費電力は 19°C60%では 29%、25°C40%では 19%減少し、冷凍多段の冷凍機消費電力は 19°C60%では 6%、25°C40%では 7%減少した。冷凍多段に関して、28°Cの実験では冷凍機の能力が不足しており熱交換器の着霜が多いため湿度が上昇しても消費電力が増加していないが、25°C以下では冷蔵多段と同様の傾向が見られた。図 3-2-16 に冷凍平台と冷凍リーチインを接続した冷凍機の結果を示す。温度上昇によって消費電力は増加するが相対湿度が増加しても消費電力は増加しない。

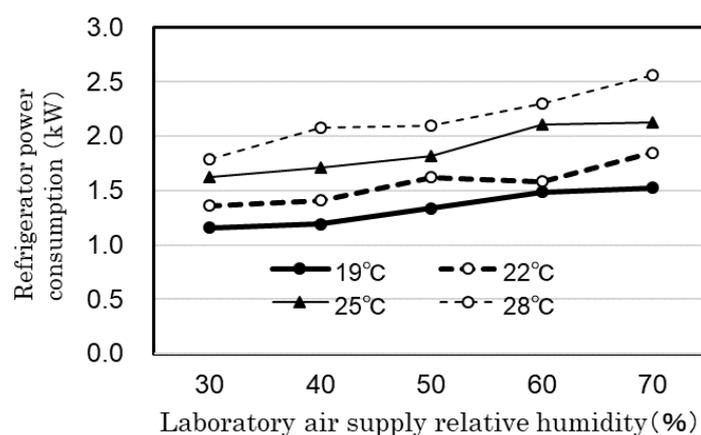


図 3-2-14 室内温湿度と冷凍機消費電力の関係
(冷蔵多段・冷蔵セミ多段)

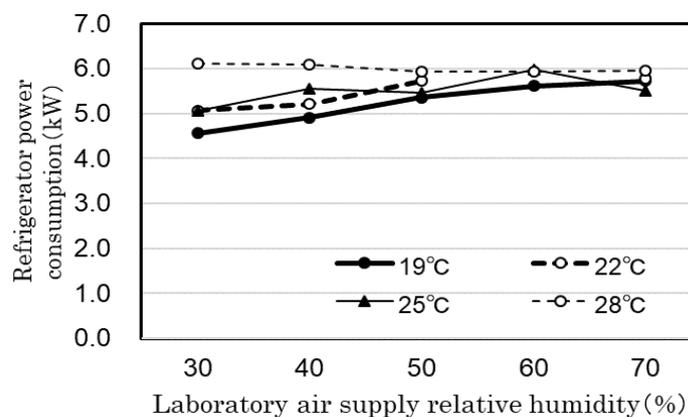


図 3-2-15 室内温湿度と冷凍機消費電力の関係
(冷凍多段)

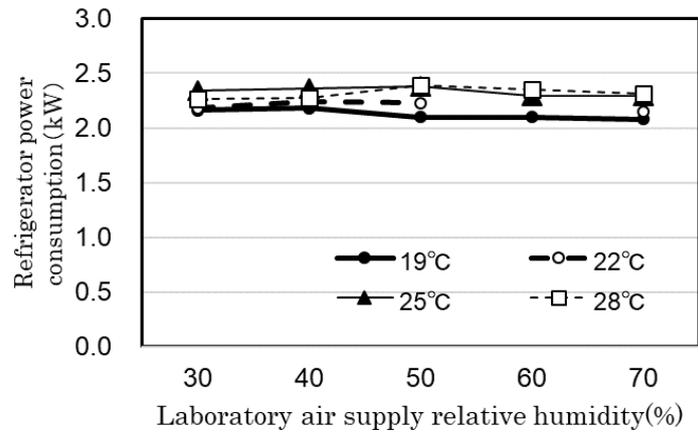


図 3-2-16 室内温湿度と冷凍機消費電力の関係
(冷凍平台・冷凍リーチイン)

3 台の冷凍機の消費電力と室内のエンタルピとの関係を図 3-2-17 に示す。多段型では冷蔵・冷凍ともにエンタルピ上昇に伴い消費電力が増加しており、エンタルピ 30kJ/kg から 50 kJ/kg 変化時の変化量は冷凍 1.16kW、冷蔵 0.93kW と冷蔵が大きい。増加率は冷凍が 1.24 倍、冷蔵が 1.8 倍となり冷蔵の変化率が大きい。冷凍平台と冷凍リーチインは SC への空気流入が小さく、冷凍機消費電力はエンタルピ変化に対して明確な変化は見られない。

冷蔵多段・冷蔵セミ多段の設定温度を標準の 1°C から、3°C もしくは 5°C へ変更した場合の冷凍機消費電力を図 3-2-18 に示す。冷凍機消費電力は冷却負荷の減少に従い設定温度が 2°C 上昇する毎に 12~14% 減少する。

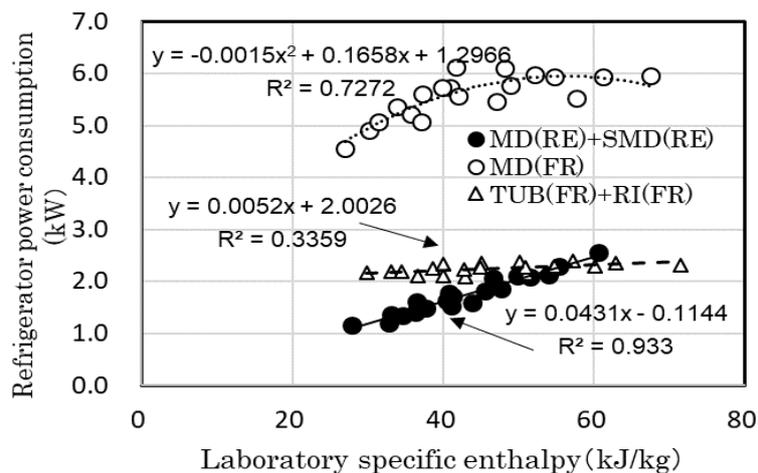


図 3-2-17 室内エンタルピと冷凍機消費電力

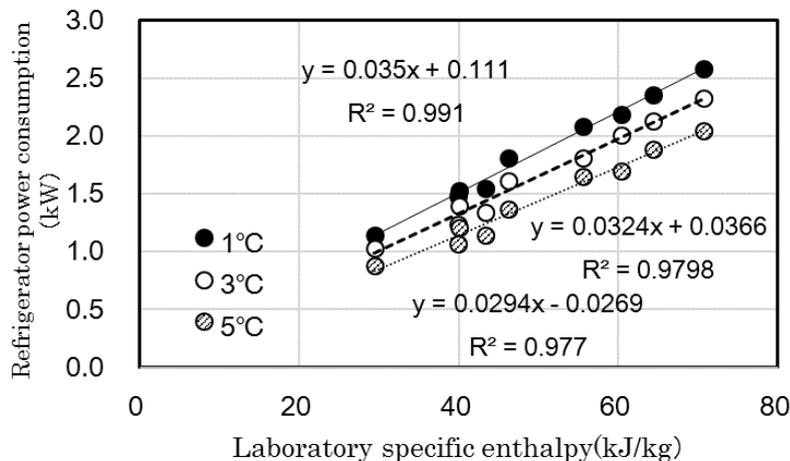


図 3-2-18 SC 設定温度と冷凍機消費電力の関係
(冷蔵多段+冷蔵セミ多段)

3.3 ショーケースシステムの消費電力

各 SC の冷凍機電力を含めた消費電力量の内訳を整理した。デフロストを含む評価時間帯の平均電力量について、低エンタルピ（19℃30%）実験値を図 3-3-1 に、通常エンタルピ（25℃60%）実験値を図 3-3-2 に示す。冷凍機電力は各 SC の冷却負荷の比で按分した。各 SC の電力負荷内訳を見ると、冷凍機の次に冷凍多段の防露ヒータの消費電力が大きくなっている。室内の温湿度が変化すると多段 SC の冷凍機消費電力は増減するが、防露ヒータやデフロストヒータの電力量は変化しない。この点に関して室内エンタルピが低ければ露点が低くなり着霜が少なくなるため、室内エンタルピに合わせて各ヒータの調整を行うことが省エネルギーには重要と考えられる。

3.4 ショーケース周辺の温度分布

SC 前の鉛直温度分布の測定結果について、冷蔵多段を図 3-4-1 に、冷蔵セミ多段を図 3-4-2 に示す。先述のように実験室の排気口にはプラスチック段ボール板を設置しており、冷気は概ね FL2.0m まで滞留し、その高さから温度降下が始まっている。室内エンタルピが低い場合は漏洩冷熱量が少ないために温度降下幅が小さく、室内エンタルピが高い場合は漏洩冷熱量が多いために温度降下幅が大きくなる。前述したように冷蔵セミ多段はその形状から冷却負荷が大きく漏洩冷熱量も多いことから冷蔵多段よりも温度降下幅が大きくなる。SC からの距離が 0.2m の場合と比較して 3.8m 離れた場合には 1℃程度温度上昇が見られるが、鉛直温度分布の傾向は変わらない。実在店舗の鉛直温度分布は店舗換気・空調条件や SC レイアウト、入口からの距離等で決まるが、多く

の場合は今回の実験結果のように SC からの冷気漏れが床付近に滞留し鉛直温度分布を生じている。空調負荷計算や SC 負荷計算を行う場合に温度勾配をどのように与えるかが重要となる。

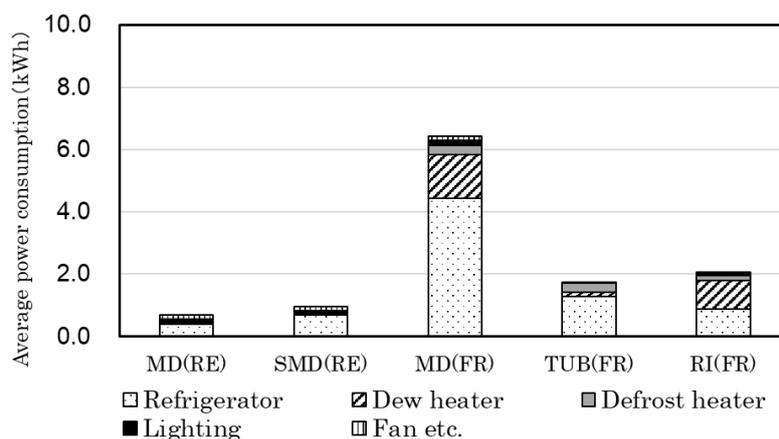


図 3-3-1 各 SC の冷凍機電力を含めた消費電力量の内訳
(室内温度湿度条件 19°C30%)

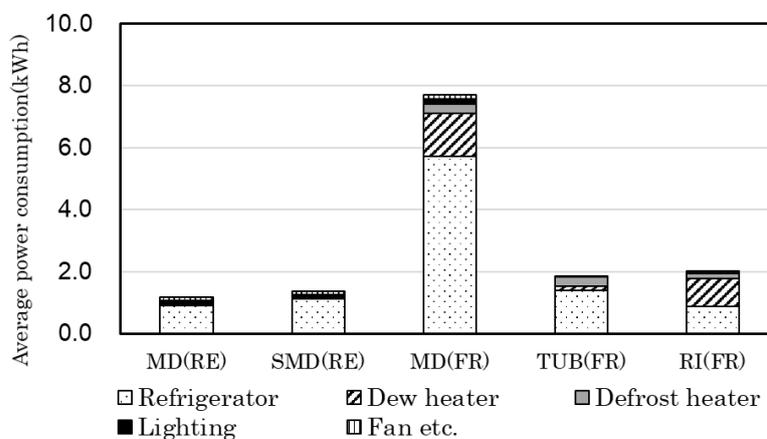


図 3-3-2 各 SC の冷凍機電力を含めた消費電力量の内訳
(室内温度湿度条件 25°C60%)

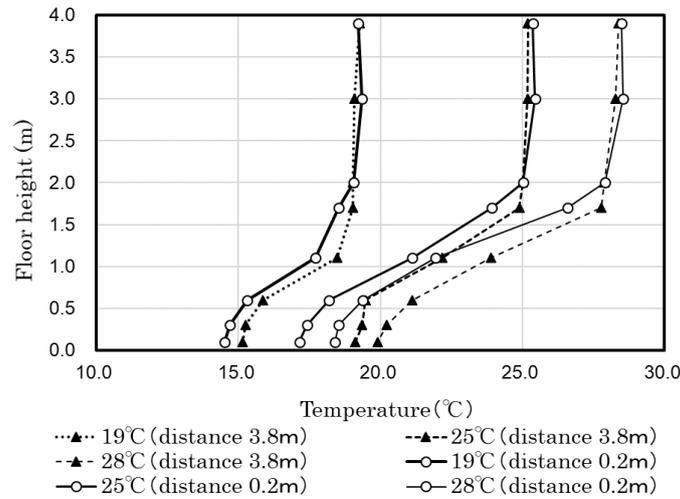


図 3-4-1 SC 前の鉛直温度分布の測定結果
(冷蔵多段 距離 200mm、3800m)

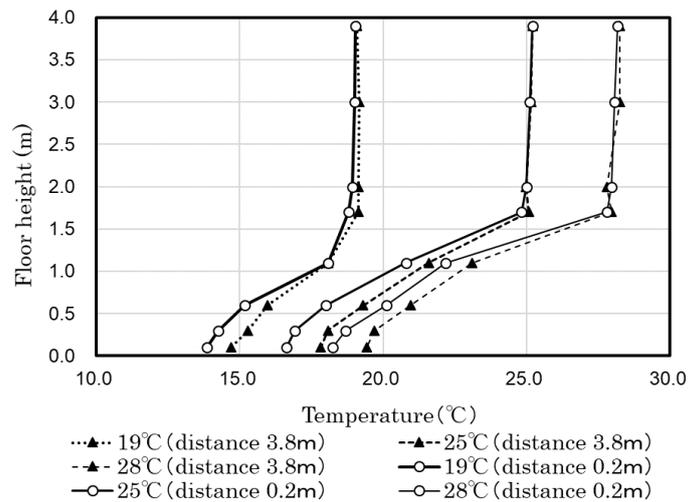


図 3-4-2 SC 前の鉛直温度分布の測定結果
(冷蔵セミ多段 距離 200mm、3800m)

3.5 まとめ

本論文では 5 種類の SC について実験を行い、全熱・潜熱に関するエンタルピ特性式を得た。併せて食品温度、消費電力、室内温度分布に関して考察した。

- (1) 冷蔵セミ多段 SC の冷却負荷は冷蔵多段 SC よりも 3 割程度大きい、SHF 特性には大きな差がなくエンタルピが低い 30 kJ/kg では 1.0 近く 60 kJ/kg では 0.6 まで低下する。
- (2) 冷凍多段 SC の冷却負荷は、SC 設定温度が低いため SHF が高く 0.8 以上とな

っている。冷却負荷の変化は冷蔵温度帯に比べて小さいが、エンタルピに対する冷却負荷の変化量は冷蔵多段と比較して 20%程度大きい。

- (3) 冷凍平台・冷凍リーチインの冷却負荷は、SC 設定温度が低いいため冷凍多段と同様に SHF は高く、店内空気の侵入量が小さいため、高エンタルピ時でも 1.0 に近い値となった。冷却負荷の室内エンタルピに対する変化量もごく小さい。
- (4) 冷蔵多段・冷蔵セミ多段の設定温度を 1℃、3℃、5℃と変更した場合、今回の実験システムでは、設定温度が 2℃上がる毎に 15%程度冷却負荷が減少した。SHF は設定温度上昇によりわずかに上昇する。
- (5) 棚の前面側の模擬食品温度は多段・セミ多段ともに下段になるに従い店内空気の庫内侵入の影響を受けて温度が上昇する。セミ多段はその形状から店内空気流入の影響が多段に比べて大きくなり、模擬食品温度も全体的に高くなっている。
- (6) 冷蔵多段の場合は、室内エンタルピが低くなることで模擬食品温度もわずかに下がる傾向がある。一方、冷凍多段は高エンタルピ条件では着霜の影響が現れ能力が低下することから模擬食品温度が設定温度よりも大幅に高くなってしまふ場合がある。冷凍平台と冷凍リーチインの模擬食材温度は室内エンタルピ上昇の影響がほとんどない。
- (7) 多段型では冷蔵・冷凍ともにエンタルピ上昇に伴い消費電力が増加しており、エンタルピ 30kJ/kg から 50 kJ/kg 変化時の変化量は冷凍 1.16kW、冷蔵 0.93kW と冷凍が大きい。増加率は冷凍が 1.24 倍、冷蔵が 1.8 倍となり冷蔵の変化率が大きい。冷凍平台と冷凍リーチインは SC への空気流入が小さく、冷凍機消費電力はエンタルピ変化に対して明確な変化は見られない。
- (8) 冷蔵多段・冷蔵セミ多段の設定温度を標準の 1℃、3℃、5℃へ変更した場合、冷凍機消費電力は冷却負荷の減少に従い設定温度が 2℃上昇する毎に 12～14%減少する。
- (9) SC システムの消費電力の内訳では、冷凍機の次に冷凍多段の防露ヒータの消費電力が大きくなっている。室内の温湿度が変化すると多段 SC の冷凍機消費電力は増減するが、防露ヒータやデフロストヒータの電力量は変化しない。室内エンタルピに合わせて各ヒータの調整を行うことが省エネルギーには重要と考えられる。
- (10) SC の漏洩冷熱は店舗内に大きな鉛直温度分布を生じる。本実験条件では冷気は FL2.0m まで滞留し、その高さから温度低下が生じた。室内エンタルピが低い場合は漏洩冷熱量が少ないために温度降下幅が小さく、室内エンタルピが高い場合は漏洩冷熱量が多いために温度降下幅が大きくなる。空調負荷と SC 負荷の相互影響の計算を行う場合は鉛直温度分布を考慮する必要がある。

第 3 章の参考文献

- [1] Japanese Industrial Standard : JIS B-8631, 2011.
- [2] FUJITA, M., et al: Study on Energy Consumption of the Food Retail Store(Part1). Outline of Experiment and Results of Experiment of Cold Refrigerating Showcase. The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, pp.93-96, 2017.9, (in Japanese)
藤田美和子, 宮間利政, 吉田圭介, 鳴海大典 : スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第 1 報) ショーケースに関する実験概要と実験結果、空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集 pp93-96, 2017.9
- [3] M. FUJITA et al: Study on Energy Consumption of the Food Retail Store (Part1): Refrigeration load analysis to evaluate the interaction. Journal of Environmental Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 85 No. 775, pp.665-675, Sep., 2020 (in Japanese)
藤田美和子, 鳴海大典 : スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (その 1) , 日本建築学会環境系論文集, 第 85 巻 第 775 号, pp.665-675, 2020. 9

第4章 ショーケース冷凍機消費電力予測手法

本章では、第3章で示したSCの冷却負荷特性を用いて、実店舗の冷却負荷の予測手法や冷凍機消費電力の計算手法について、モデルとした実店舗のエネルギー消費と比較評価した。併せて、SC種類を変更した場合の「冷却負荷」、「冷凍機消費電力」、空調負荷との相互影響を検討する上で重要な要素となる「店舗空間へのSC漏洩熱量」について計算し考察する。図4-1に本研究で想定している空調・冷凍機エネルギー消費計算方法を示し、本章の範囲を示す。

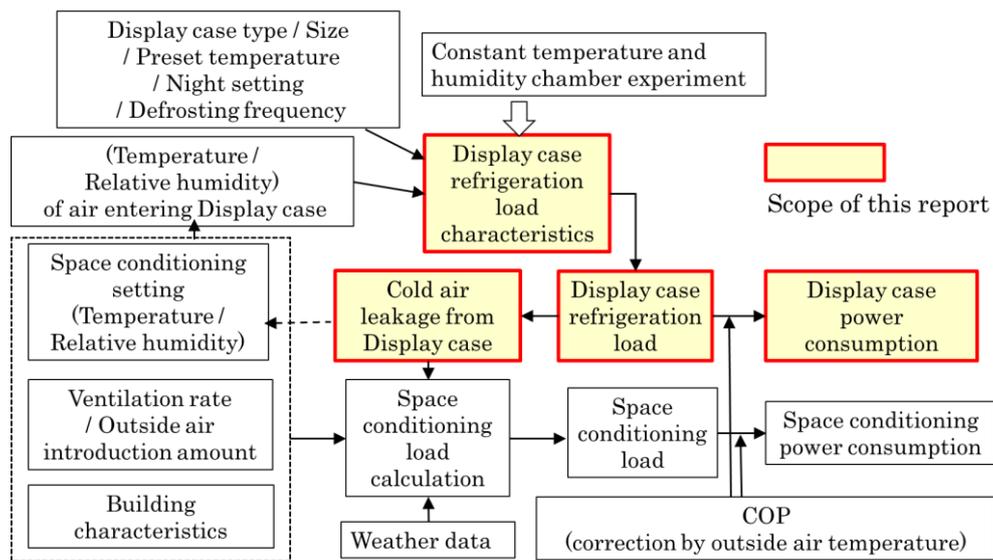


図4-1 空調・冷凍機エネルギー消費の計算方法

4.1 モデル店舗のエネルギー消費特性

4.1.1 店舗概要

対象店舗は愛知県に立地するスーパーマーケットである。売り場面積は2,172m²、天井高は4mであり、食品専門店としては大型店舗に分類される。図4-1-1に示すように、冷蔵多段(MD(RE))・セミ多段ケース(SMD(RE))は主に壁沿いに設置されている。冷凍系には冷蔵多段ケース(MD(FR))は採用されておらず、リーチインケース(RI(FR))と平台ケース(TUB(FR))が採用されている。

表4-1-1に冷凍機系統毎のSC種類、幅、設定温度、基準となる冷媒蒸発温度および定格消費電力を示す。系統1は青果・生鮮品等の冷蔵多段系であり、チルド温度帯を含む設定温度が低いSCも備えている。系統2は飲料等設定温度が高めのSCとなっている。系統3は多段から平台、リーチインケースが備わっている冷蔵系統である。系統4~6は冷凍系統であり平台やリーチインケースで構成されている。なお、冷蔵系は4回/日、

冷凍系は2回/日の除霜回数が設定されている。

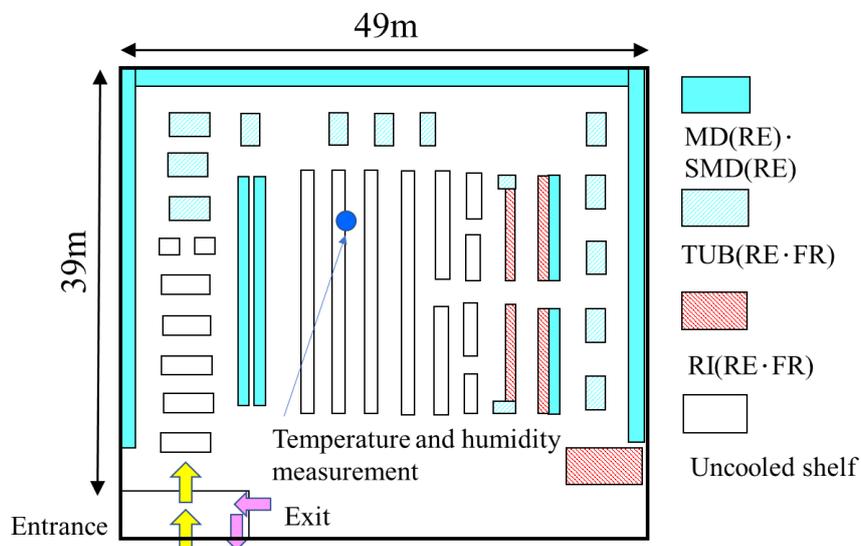


図 4-1-1 モデル店舗の SC 配置概要

表 4-1-1 SC と冷凍機の仕様

System	SC type	SC Width (m)	Preset temperature (°C)	Tev (°C)	Refrigerator rated power (kW)
1	MD(RE)	18.0	7	-10	43
		16.8	-1~0		
	SMD(RE)	24.0	-3~0		
2	MD(RE)	9.0	0	-10	31
		33.0	7~9		
3	TUB(RE)	31.2	3~7	-10	35
	MD(RE)	51.6	3~7		
	SMD(RE)	6.0	3		
	RI(RE)	12.0	9		
4	TUB(RE)	11.3	-3~-1	-40	32
	TUB(FR)	8.7	-20		
	RI(FR)	2.1	-20		
5	TUB(FR)	4.8	-25	-40	23
	RI(FR)	14.4	-25~-20		
6	RI(FR)	16.5	-20	-40	23

※1 MD(RE) : an open refrigerated multi-deck display case
 SMD(RE): an open refrigerated semi multi-deck display case
 TUB(RE): a refrigerated tub display case
 TUB(FR): a frozen tub display case
 RI(RE): a refrigerated glass door reach-in display case
 RI(FR): a frozen glass door reach-in display case
 Tev (°C): Evaporating Temperature

4.1.2 エネルギー消費特性

図 4-1-2 に月別の用途別エネルギー消費を示す。夏期には店舗全体で約 5,000kWh/day の消費電力量となる。内訳では冷凍機が最も多く、夏期に店舗全体の半分を占めた。また、SC 内部の消費電力（照明やファン、100V の防露ヒータ等）は年間通じて 1,000kWh/day、それに加えて冷凍ケースに用いる 3 相 200V の防露・除霜ヒータは各 100kWh/day となっている。防露や除霜は店内のエンタルピが低下する時には必要性が低下するため、省エネルギー運用の余地がある。夏期の空調は SC からの冷氣漏れにより店内温度が低いいため、ほとんど稼働していないが、12 月~2 月の暖房は 500kWh/day と大きくなっている。冬期の店舗全体のエネルギー消費は夏期の 70%程度となり、特に冷凍機の消費電力量は夏期の半分以下に低下する。これは冷凍機消費電力の要素となる冷却負荷が店内の空気エンタルピの低下に伴い小さくなるとともに、冷凍機の効率が外気温度の低下に伴い上昇するためである。

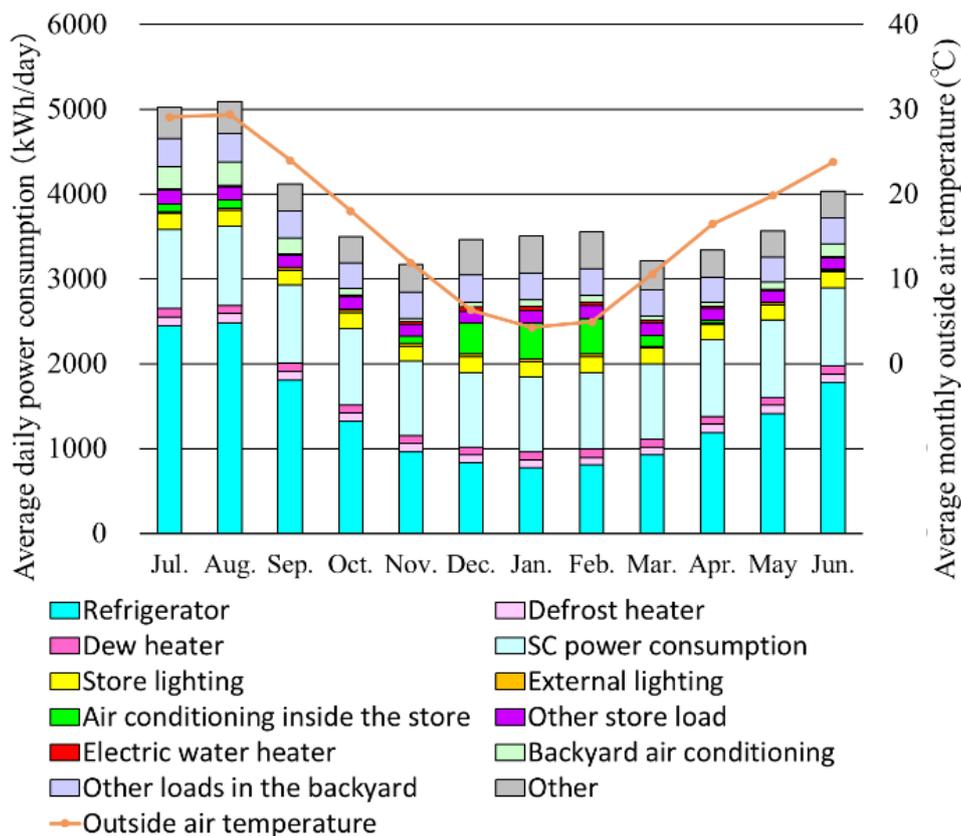
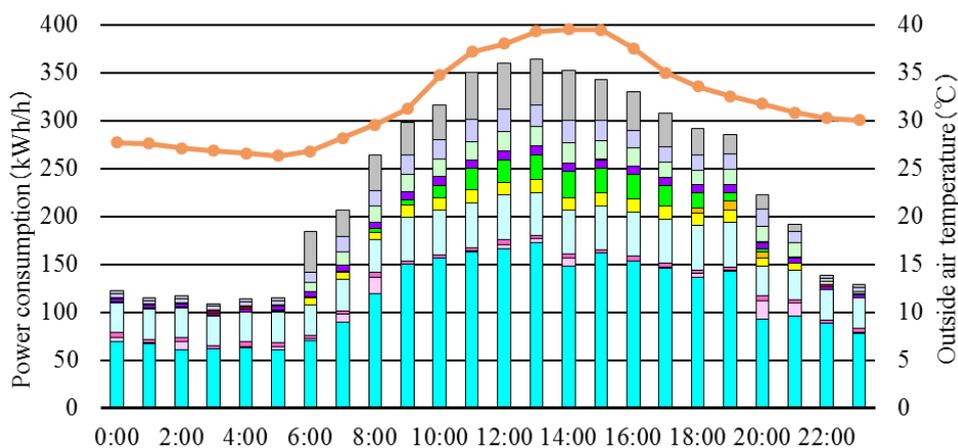


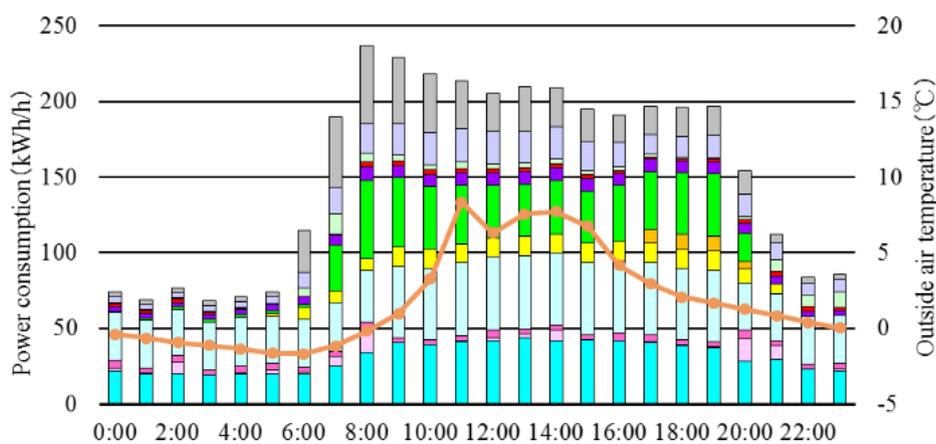
図 4-1-2 月別・用途別のエネルギー消費

図 4-1-3 には、夏期と冬期の用途別消費電力の時刻変化を示す。夜間の冷凍機消費電力は昼間の半分~3分の1となっている。これは年間を通して夜間では、店舗運営の夜間設定（ナイトカバーや設定温度の緩和）や店内エンタルピの低下によって、冷却負荷

が低下することに加えて、外気温度の低下によって冷凍機効率が向上するためである。夏期の昼間は外気温度の上昇により冷却負荷・空調負荷の増加および冷凍機・空調機の効率低下によって蒲鉾型に消費電力が変化する。冬期の昼間は店内暖房の立ち上がり負荷があるため、朝方に消費電力のピークがあるが、外気温度が低く日中の冷凍機消費電力の増加は少ないため、台形型の日変化となっている。



(a) 24th Aug. 2017 (measured value)



(b) 6th Feb. 2017 (measured value)

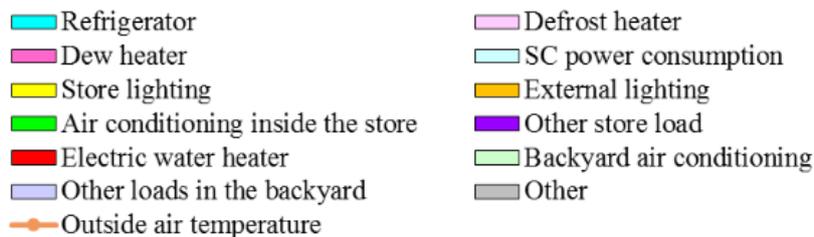


図 4-1-3 用途別消費電力の時刻変化

4.2 ショーケース負荷と消費電力の予測方法

4.2.1 ショーケース負荷の予測方法

SC 負荷は、第 3 章で示した恒温恒湿実験結果から SC 冷却特性を回帰モデルとして表現し、任意の周囲温度湿度条件にて SC 負荷を予測する。本研究では模式的に図 4-2-1 のように負荷変動をモデル化し、1 時間毎の SC 負荷を計算した。除霜直後には庫内温度が上昇するため、SC 内部を冷却するために冷却負荷が増加するが、その後に減少し、設定温度に到達した後は安定した負荷となる。除霜中には冷媒の電磁弁が閉じるため負荷は 0 となり、除霜終了後の立ち上がりに負荷が増大するサイクルを繰り返す。なお、本モデルの冷却負荷計算において、除霜を含む 1 時間については除霜による負荷が 0 になる時間と再冷却による負荷増大分を合成した。

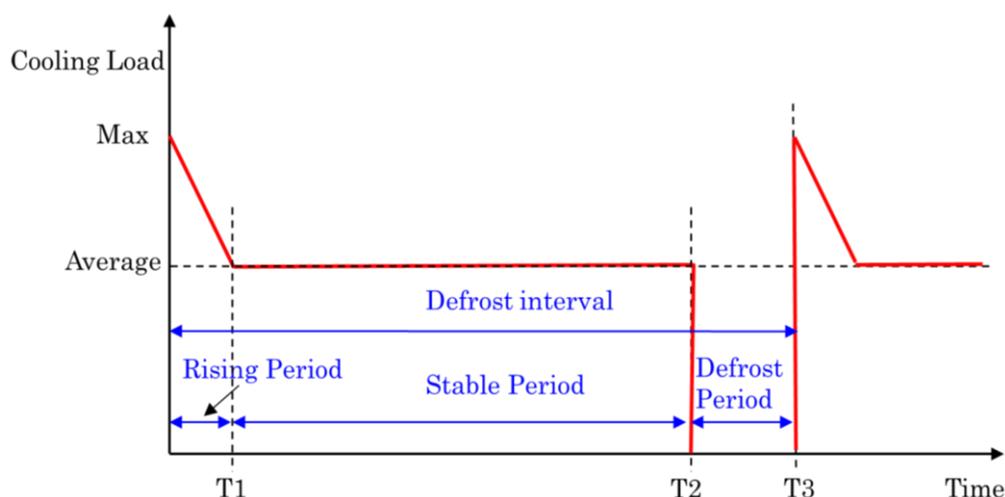


図 4-2-1 冷却負荷の変動モデル

冷蔵多段の実験室内エンタルピに対する負荷予測式のグラフを図 4-2-2 に各 SC の負荷予測式の係数を表 4-2-1 に、立ち上がり時間と除霜時間について店内エンタルピに対するグラフを図 4-2-3 に、各 SC の係数を表 4-2-2 に示す。図 4-2-2 を見ると、冷却初期の最大冷却負荷と安定時間帯の冷却負荷は、実験室内エンタルピが上昇するほど大きくなっている。SC には周囲空気が流入するため、冷却に必要な負荷が増加するためである。また、顕熱比 (SHF) は、実験室内エンタルピが上昇するほど低下しており、湿度が上昇することで SC 潜熱負荷が大きくなっていることがわかる。図 4-2-3 では、実験室内エンタルピが上昇するほど必要な冷却負荷が大きくなるため、立ち上がりに要する時間が長くなっている。

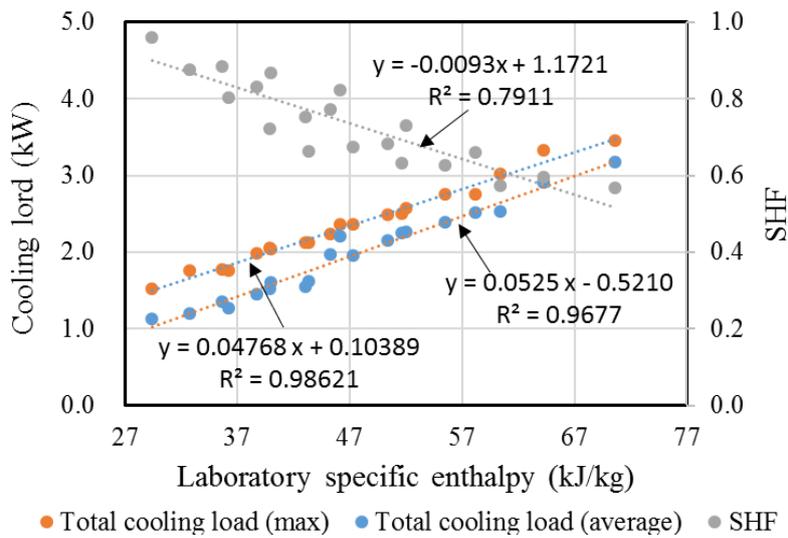


図 4-2-2 冷蔵多段の室内エンタルピに対する負荷予測式

表 4-2-1 各 SC の負荷予測式の係数

SC type	max		average	
	a	b	a	b
MD(RE)	0.04768	0.10389	0.0525	-0.5210
	0.0415	0.1217	0.0288	-0.1255
SMD(RE)	0.0365	1.0838	0.0465	0.1086
	0.0406	0.3655	0.0238	0.2085
MD(FR)	0.045	15.489	0.0772	5.5764
	0.013	16.527	0.0250	4.7241
TUB(RE) [※]	-0.0103	7.6226	0.0113	1.4269
	-0.00412	3.0490	0.0045	0.5708
TUB(FR)	-0.0103	7.8226	0.0113	1.6269
	-0.0274	8.4806	0.0057	1.6071
RI(RE) [※]	0	0.4	0	0.4
	0	0.24	0	0.24
RI(FR)	-0.0012	4.2564	0.0057	1.1822
	-0.0012	4.348	0.0052	1.2176

$y = ax + b$ y : cooling load x : laboratory specific enthalpy

Upper side: daytime Lower side: Night setting

※Assumed from device specifications

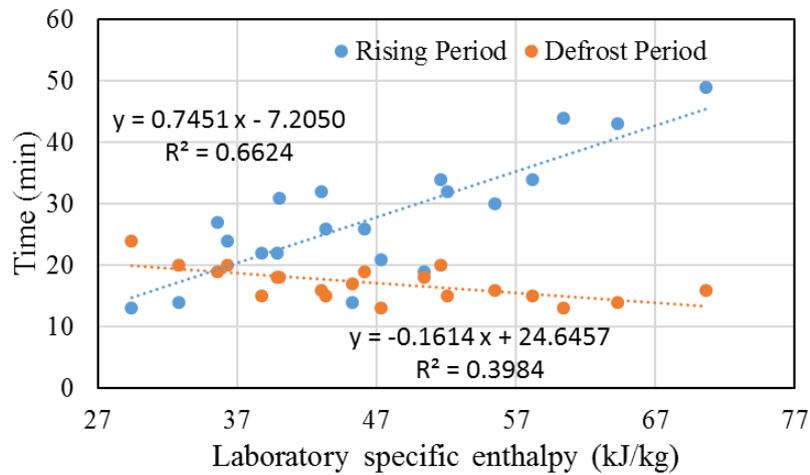


図 4-2-3 冷蔵多段の室内エンタルピの対する立ち上がり時間と除霜時間予測式

表 4-2-2 各 SC の立ち上がり時間と除霜時間に関する係数

SC type	Rising period		Defrost period	
	c	d	c	d
MD(RE)				
TUB(RE)*	0.75	-7.2	-0.16	24.65
RI(RE)*				
SMD(RE)	0.62	0.75	-0.23	27.96
MD(FR)	0.33	14.2	-0.16	33.16
TUB(FR)	0.16	34.42	-0.078	33.81
RI(FR)	-0.066	11.26	-0.0011	19.97

$y = cx + d$ y : time required x : laboratory specific enthalpy

*Assumed from device specifications

デフロスト時間は実験室内エンタルピが高くなるほど短くなることがわかる。これは、ファンデフロストでは送風運転により熱交換器に付着した霜の除去を行うため、周囲の空気エンタルピが高いほど霜が除去できる時間が短くなるためである。なお、店舗の SC のうち、定格負荷換算で店舗全体の約 10%にあたる冷蔵平台と冷蔵リーチインについては、第 3 章にて恒温恒湿実験を行っていないため、機器仕様を踏まえた仮定式を作成した。すなわち、冷蔵平台は冷凍平台の輻射分を定数項から差し引き、設定温度補正係数(表 4-2-3)を利用して、冷凍平台モデルから負荷を減じている。夜間は冷蔵系で負荷が日中の 0.4 倍程度となるため、それを乗じて夜間設定とした。冷蔵リーチインは、冷凍リーチインの冷却負荷が店内エンタルピへの依存性が小さいことを踏まえ、機器仕様から

係数を決め、夜間設定は冷蔵系の夜間係数を用いて負荷を減じ仮定した。立ち上がり時間と安定時間については冷蔵多段と同じと仮定した。

表 4-2-3 設定温度補正係数

SC type	Reference temperature (°C)	Correction coefficient by set temperature(°C)	
		e	f
MD(RE)	1	-0.0637	1.0628
SMD(RE)	1	-0,0581	1.0578
MD(FR)	-28	0	1
TUB(RE)	-28	-0.0168	0.5296
TUB(FR)	-28	-0.0168	0.5296
RI(RE)	5	0	1
RI(FR)	-25	-0.052	-0.3

$y = ex + f$ y : Correction coefficient by set temperature

x : set temperature

4.2.2 ショーケース漏洩熱量の予測方法

店舗空調と SC の相互影響を検討するには、SC から漏洩する潜熱・顕熱量を計算する必要がある。店舗内の温度湿度を予測する場合には、店舗全体の特性として捉えることによって空調負荷計算等への影響を簡易的に評価できる。そこで、本研究では、SC の安定期間の負荷特性を用いて店舗全体の冷却負荷のエンタルピに関する特性式を、系統毎に SC 種類やケースの長さ、設定温度等を加味して作成した。系統毎に主となる SC 種類は決まっているため、その系統の主な SC 種類について基準の SHF 特性を使い、エンタルピに関する全熱特性と潜熱特性の合成式を作成した。SC 内部の照明やファン、ヒータ類については SC の内部負荷として SC の顕熱負荷となる。このため漏洩熱量は前述した SC の顕熱負荷から内部負荷(モデル店舗では 50kW)を差し引いた値とした。SC には青果の水分などの内部潜熱負荷もあるが、本研究では SC 潜熱負荷と漏洩潜熱は同一と仮定した。

4.2.3 店舗空調負荷の計算方法

本項では、SC 漏洩熱量の計算方法の妥当性を評価するために、店舗空調負荷を計算する方法を示す。冷房も暖房も稼働していない中間期では、SC から漏洩する冷気が店舗

を冷房している状態になる。そして、その時の店内温度湿度は、店舗空調負荷と SC からの漏洩熱量がバランスして決まる。店舗空調負荷と SC 漏洩熱量の関係を図 4-2-4 に示す。このことから、SC 漏洩熱量の予測方法の妥当性は、中間期の店舗温度湿度（店舗空調負荷と SC 漏洩熱量とがバランスして定まる）から計算される店舗空調負荷と SC 漏洩熱量とを比較することで検討できる。

モデル店舗を参考に決定した空調負荷計算条件を表 4-2-4 に示す。換気は 24 時間稼働で 1 回/h とした。照明負荷は実測データからパターンを作成し、原単位は実測の最大消費電力 13kW より計算した 6W/m² を用いた（図 4-2-5）。内部機器発熱パターンも計測結果から作成して与えた（図 4-2-6）。内部機器負荷最大値は、9.1kW であり、原単位は 4.2W/m² とした。人員負荷は平日 2,000 人/日、休日 2,400 人/日の来客と在店時間 25 分/人より作成した。パターンは建築物省エネ法の物販店舗の「スーパーマーケット売場」を参考に作成しており、平日と休日の比率が合うよう調整した。調整済み 1 日のパターンを図 4-2-7 に示す。人員密度の原単位は、0.07 人/m² である。モデル店舗において店内空調が稼働していない 9 月 17 日～11 月 10 日の標準気象データを用い、店内温度湿度は中間期の実測店舗内温度や絶対湿度の範囲を網羅できる条件にて計算した^{注1)}。

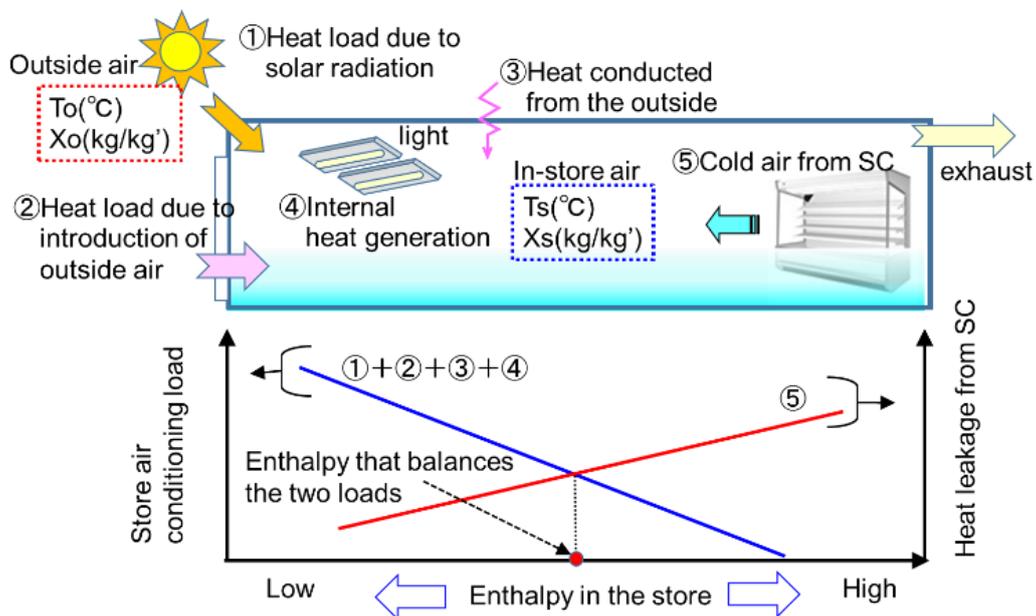


図 4-2-4 店舗空調負荷と SC 漏洩熱量の関係

表 4-2-4 空調負荷計算条件

Software	BEST program (Thermal load calculation function)	
Weather data	Extended AMEDAS (2010 edition) standard year Nagoya	
Sales floor area	2172m ²	
Floor height	5.6m (Ceiling height 4.0m)	
coefficient of overall heat transmission	Outer wall	1.26W/m ² · K
	Inner wall glass	4.27 W/m ² · K
	Inner wall	3.31 W/m ² · K
	Ceiling	0.73 W/m ² · K
Ventilation	Ventilation frequency 1 time / hour	
	Gap Wind 0.1 times / hour	

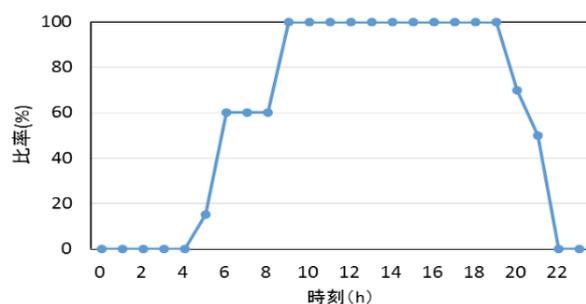


図 4-2-5 照明負荷パターン

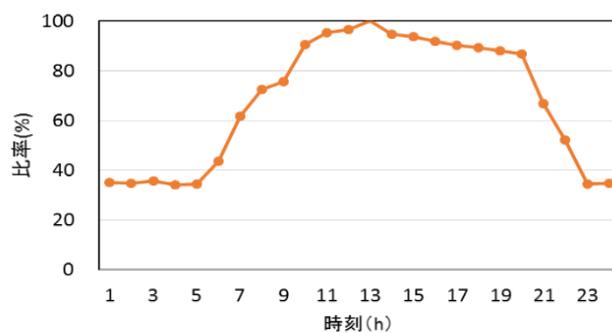


図 4-2-6 内部機器負荷パターン

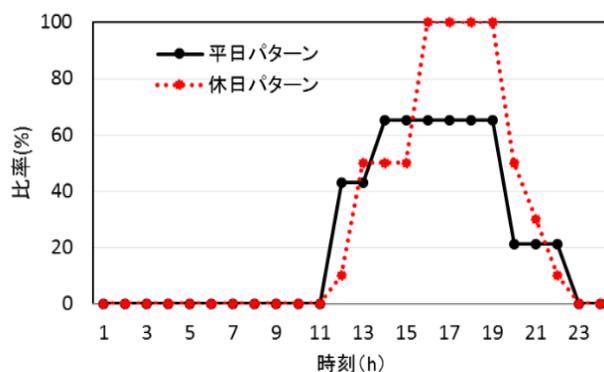


図 4-2-7 人員密度パターン

4.2.4 ショーケース消費電力の予測方法

4.2.2 節で述べた方法により冷却負荷を評価した後に、エネルギー消費量を評価するためには冷凍機の効率（COP：Coefficient of performance）を予測する必要がある。本研究では以下の4項目を考慮することで、できる限り現実に近いCOPの予測を試みた。

① SCの設定温度によって決まる冷媒蒸発温度

SCの設定温度は冷凍温度帯の -25°C から飲料用の 7°C 程度まで大きな幅がある。そのため、同じような温度帯のSCをまとめて冷凍機に接続し、蒸発温度をなるべく高く運転することで効率化を図る設計がなされている。そこで、本モデルにおいては、冷蔵系は -10°C 、冷凍系は -40°C を基準蒸発温度とした。

② 冷却負荷率による冷媒蒸発温度の上昇制御

冷却負荷率は当該時間の「予測冷却負荷」を各系統の「エンタルピ 55kJ/kg における冷却負荷で除したものとした。冷却負荷率が小さい場合は、冷媒流量が少なくなり流量に対する熱交換器面積が十分大きく取れるため、近年には蒸発温度をより上昇させる制御が採用されている。本モデルにおいては、蒸発温度について接続されているSC設定温度の最低値から 3°C 下げた値まで冷媒蒸発温度を上昇できると仮定し、冷却負荷率の関数としてCOP変化を与えた。蒸発温度特性（R404）の例を図4-2-8に、冷却負荷率と蒸発温度のモデル（対象店舗の冷凍系統の例）を図4-2-9に示す。

③ 外気温度

冷凍機は冷媒の蒸発と凝縮によって冷凍サイクル運転を行っている。冷凍機の室外機は外気との熱交換により冷媒を凝縮するため、外気温度が高いと凝縮圧力が高くなりCOPが小さくなる。外気温度が低いと凝縮圧力が低くなりCOPが大きくなる。本モデルにおいては、外気温度補正值として定格条件である外気温度 32°C に対するCOPの増減割合を外気温度の関数として与えた。図4-2-10にCOPの外気温度特性の一例（蒸発温度： -10°C 、R404）を示す。

④ 冷媒配管長

食品小売店舗では一般的に冷凍機を屋上やバックヤードに配置するため、冷媒配管が長くなる場合が多い。冷媒配管が長いと冷媒の圧力損失が生じ、冷凍機能力が減少する。配管長による能力減少の割合をカタログ値から仮定し、配管長と能力減少率の関係を整理した。

以上の考慮を踏まえ、冷却負荷を計算した後の消費電力計算方法を以下に述べる。初めに冷媒蒸発温度により図4-2-8を用いて基準COPを計算する。次に、冷凍機の定格負荷に対する冷却負荷の割合を計算し、図4-2-9の冷却負荷率と蒸発温度のモデルからそ

の時点の COP を計算する。さらに、その COP に対して図 4-2-10 により外気温度補正を行う。最後に配管長補正を加えて消費電力を計算する。ただし、本論文の評価においては、配管図面から相当配管長を計算することが困難であったため、店舗規模から各系統 100m の配管長と仮定した。

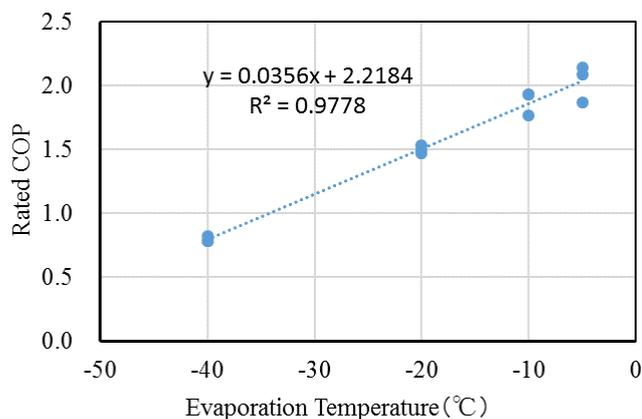


図 4-2-8 蒸発温度特性 (R404)

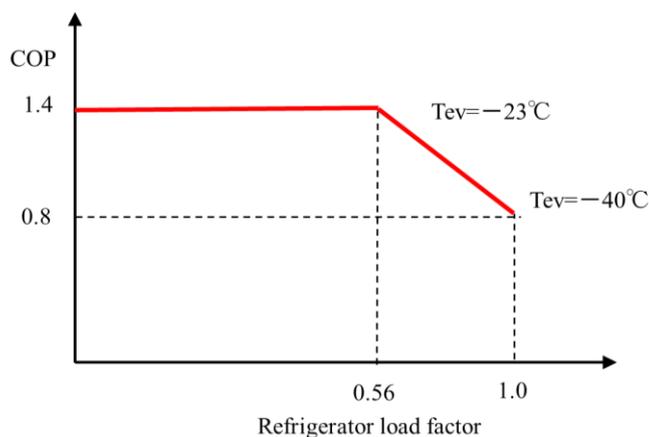


図 4-2-9 冷却負荷率と蒸発温度のモデル (対象店舗の冷凍系統の例)

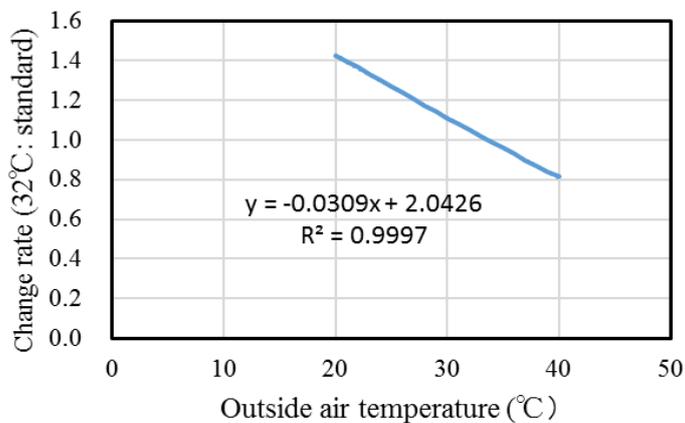


図 4-2-10 外気温度補正

4.3 計算結果

4.3.1 モデル店舗の冷却負荷および消費電力の予測

(1) 冷却負荷

表 4-1-1 に示す SC 構成について冷却負荷の予測を行った。図 4-1-1 に示す測定点で実測した店内の温度湿度計測結果から計算したエンタルピを用いて、各冷媒系統の負荷予測を行った。図 4-1-1 に示す測定点は店舗奥側に位置することから比較的溫度湿度が安定しており、店舗内の代表溫度として位置づけられる。計算対象日については、天候が晴天であり、夏期は日最高気温 35.5℃、冬期は日最高気温 5.6℃と季節毎の典型的な気象条件の日を選定して計算を行った。図 4-3-1 に夏期（2017 年 8 月 24 日）、図 4-3-2 に冬期（2018 年 2 月 6 日）の結果を示す。

夏期の店内エンタルピは 50～55kJ/kg で推移し、昼間の総冷却負荷は 180～200kW となっている。夜間はエンタルピが 40～45kJ/kg と低下するうえ、多段系 SC はナイトカバーや設定温度の上昇など、夜間運用対応を行うために負荷が減少し、100～120kW 程度で推移する。系統 1～3 が全体の 70%以上を占めており、開放式であることから店内環境に大きな影響を与えることが推察される。一方、冬期は店内エンタルピが日中は 18～19kJ/kg であるため冷却負荷は小さく、約 90kW と夏期の半分程度となっている。夜間はエンタルピが 15kJ/kg と低下し、それに伴い冷却負荷も低下し約 60kW となるが、昼間と比較した夜間の低下割合は夏期に比べて小さい。系統 4～5 は冷凍系であり、店内エンタルピの影響を受けにくい冷凍平台や冷凍リーチインの構成となっているため、年間通じて約 40kW と変動が少ない。なお、夏期も冬期も 15 時頃に除霜運転の影響で冷却負荷が低下する。

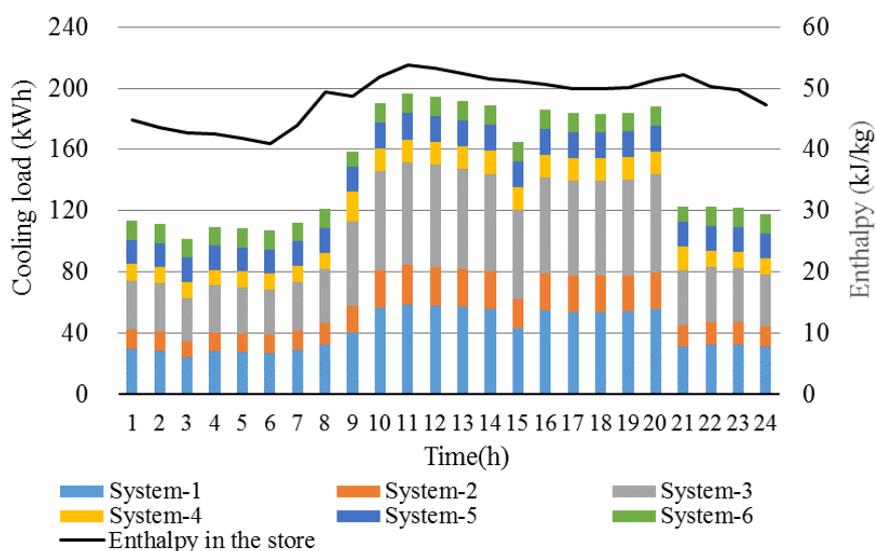


図 4-3-1 SC 冷却負荷

(2017 年 8 月 24 日の店内実測エンタルピによる計算結果)

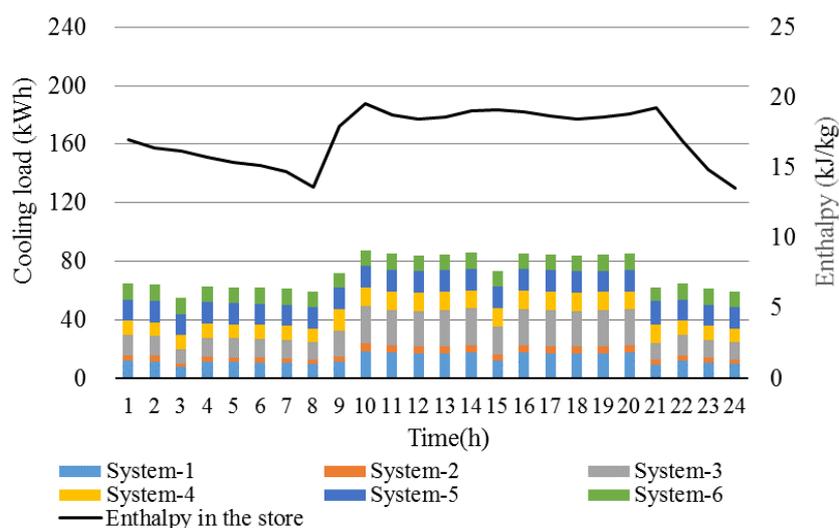
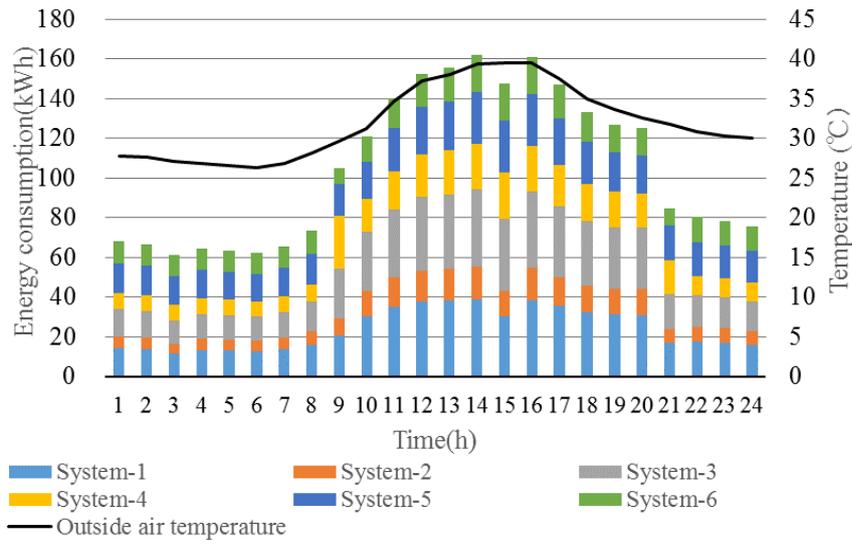


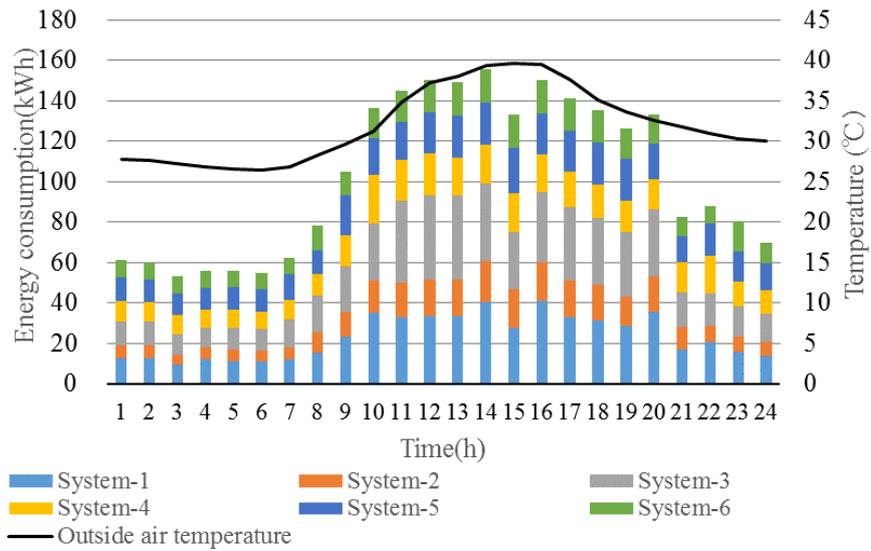
図 4-3-2 SC 冷却負荷（2018 年 2 月 6 日の店内実測エンタルピによる計算結果）

(2) 消費電力

夏期について、前項で求めた冷却負荷を基に評価した消費電力の計算結果を図 4-3-3 (a)、実測結果を図 4-3-3(b)に示す。冷凍機効率に影響を与える外気温度は 2017 年 8 月 24 日の実測値を用いた。全体の形を見ると、冷却負荷は店内エンタルピの変動が大きくないため昼間と夜間の 2 値的な変動であったが（図 4-2-8）、消費電力は外気温度の変化に伴って蒲鉾型の変動となっている。系統毎の消費電力を見ると、冷蔵 1～3 系統は冷却負荷に占める割合より小さくなり、60%程度となっている。一方で、冷凍 4～6 系統は冷却負荷に占める割合より大きくなり 40%程度となっている。これらは冷凍機の COP が冷蔵系に比べ冷凍系では低いからである。実測値との比較において各時間の誤差を見ると、昼間は計算値（125～162kW）が実測値（126～155kW）に比べて－6～11%程度の誤差がある一方で、夜間は計算値（62～85kW）が実測値（56～88kW）に比べて－8～16%の誤差となった。

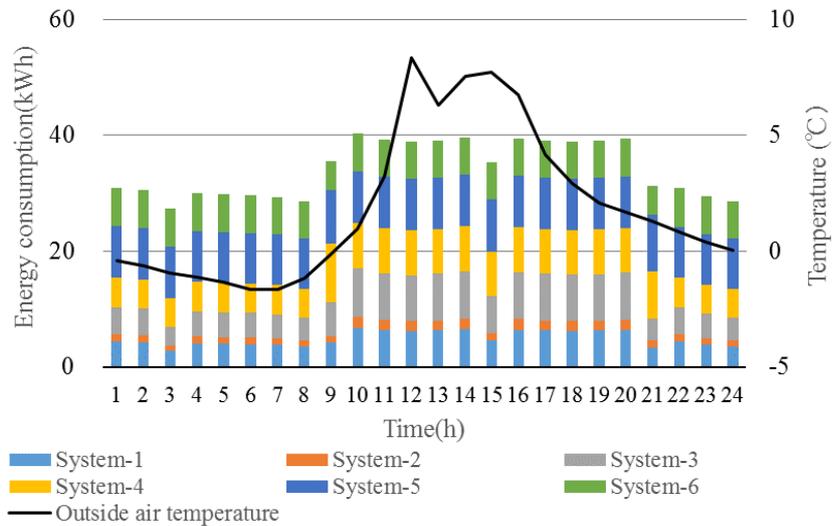


(a) Calculated based on outside air temperature on Aug. 24, 2017

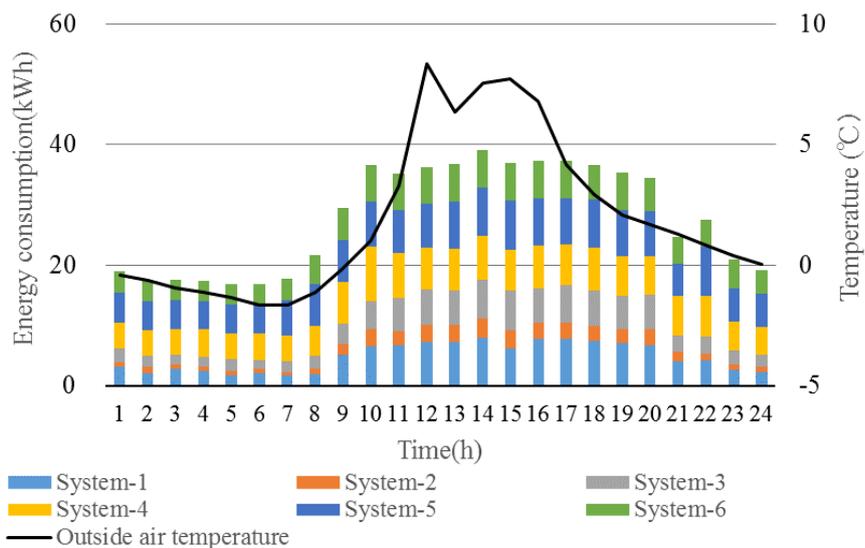


(b) Measured value on Aug. 24, 2017

図 4-3-3 モデル店舗の冷凍機消費電力の予測



(c) Calculated based on outside air temperature on Feb. 6, 2018



(d) Measured value on Feb. 6, 2017

図 4-3-3 モデル店舗の冷凍機消費電力の予測

冬期について、計算結果を図 4-3-3(c)、実測結果を図 4-3-3(d)に示す。外気温度は 2018 年 2 月 6 日の実測値を用いた。冷凍機の COP 特性について、外気温度が 15℃以下では一定値としているため、消費電力変化は冷却負荷の変化と同様に昼夜ではほぼ一定となっている。昼間は計算値 (36~40kW) が実測値 (29~40kW) に比べて-4~20%程度の誤差がある一方で、夜間は計算値 (29~31kW) が実測値 (17~27kW) に比べて 12~76% と比率としては誤差がやや大きくなった。ただし、夜間誤差は絶対値では最大 13kW と小さな結果となった。夜間については一部の商品バックヤードの冷蔵・冷凍倉庫に移

動して SC を停止することがあるため計算値が大きくなっていると考えられるが、この点に関しては、店舗運営者に対する詳細な聞き取りによって、SC の停止状況を計算に反映できれば誤差はさらに小さくなると考えられる。

月別の日平均冷凍機消費電力量について図 4-3-4 に計算値と実測値の比較を示す。夏期は計算値 (1244~2291kWh/day) が実測値 (1186~2483kWh/day) に比べて-7~6%程度の誤差がある一方で、冬期は計算値 (921~1082kWh/day) が実測値 (774~961kWh/day) に比べて 13~21%の誤差とやや大きくなった。これは日変化の比較でも述べたように、夜間の予測誤差が影響していると考えられるが、冬期の絶対値の差は最大で 160kWh/day と夏期の誤差より小さい値であった。

以上の結果から、冬期や夜間等の消費電力が小さい時に誤差は大きくなるが、消費電力が大きく、空調との相互影響評価にとって重要な夏期において 10%程度の誤差にとどまった。また、各系統の消費電力や全体の消費電力変化、絶対値は良く再現できており、本検討で用いた冷却負荷および消費電力の計算手法は予測手法として十分利用可能であることが示された。

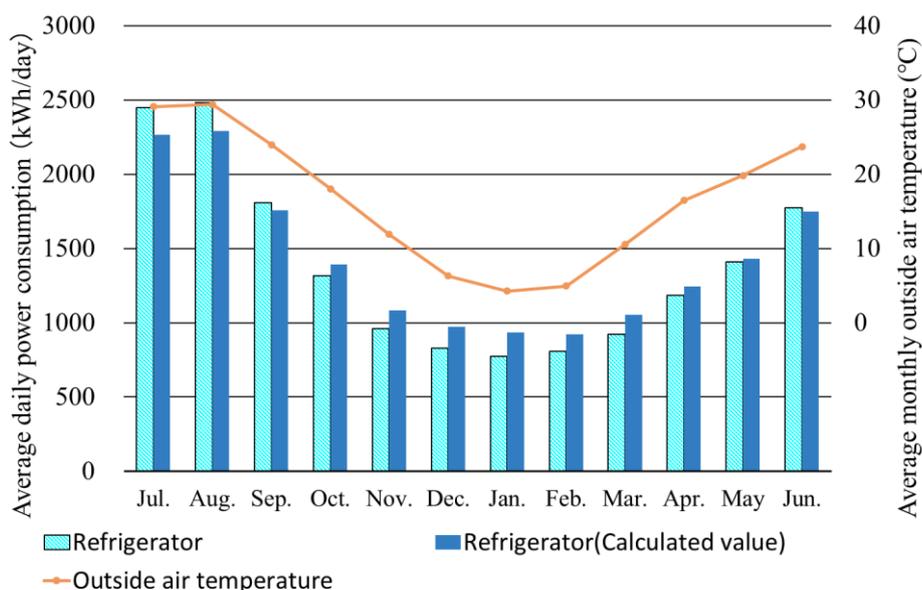


図 4-3-4 月別の日平均冷凍機消費電力量 (実測値と計算値の比較)

4.3.2 ショーケース漏洩熱量

(1) モデル店舗のショーケース漏洩熱量

3.2 に示した計算手法を用いて SC 漏洩熱量を計算した。図 4-3-5 にモデル店舗の SC 漏洩全熱と SC 漏洩潜熱を示す。店内エンタルピが 50kJ/kg の場合、モデル店舗の SC 漏洩全熱は 130kW、SC 漏洩潜熱は 40kW となり、消費電力 37kW 程度の空調機の冷房能

力と同じ程度の冷却を行っていることになる。店内エンタルピが 30kJ/kg と低下してくると、SC 漏洩全熱は 70kW、漏洩潜熱は 8.5kW となり漏洩熱量が減少する。冷却負荷のエンタルピ特性は全熱が線形となるが、負荷の顕熱比は図 4-2-2 に示すようにエンタルピに対し線形に変化するため、潜熱は非線形となる。

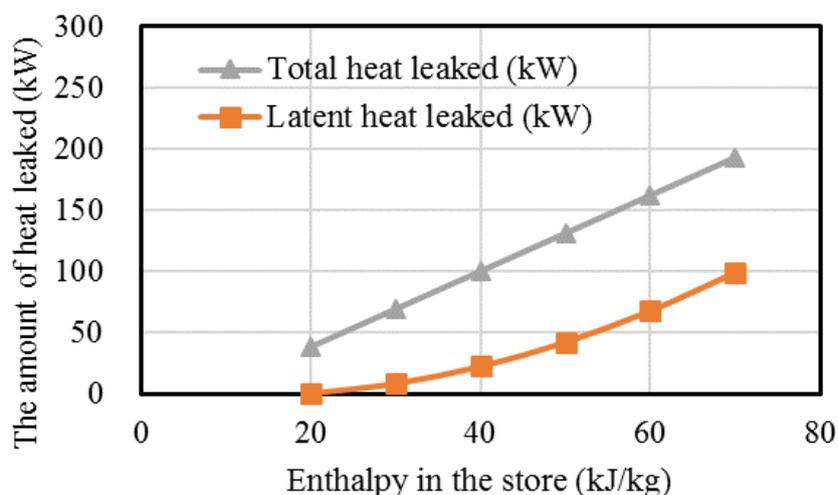


図 4-3-5 モデル店舗の SC 漏洩全熱と SC 漏洩潜熱

(2) 中間期のショーケース漏洩負荷と建物冷房負荷の比較

SC 漏洩熱量の計算手法の妥当性を評価するために、空調が稼働していない中間期において、建物の冷房負荷と SC 漏洩熱量の値が等しくバランスしているかを確認する。SC 漏洩熱量を計算するには、店内エンタルピを外気エンタルピから仮定する必要がある。そこで、空調が稼働していない 9 月 17 日から 11 月 10 日までの実測値を用いて外気エンタルピに対する店内エンタルピの関係を整理した。

建物冷房負荷計算では、気象データが実測値と異なるため、気象データと店内温湿度を仮定する必要がある。そこで、実測値の範囲の外気エンタルピと建物冷房負荷の関係を計算できるように、実測値の範囲を含んでいると考えられる「実測空調負荷（空調機器）が 0」となった 9/17~11/10 と同じ範囲の標準気象データを用いた。店内温度湿度条件は実測店内実測値を網羅するように温度 14~22℃、店内絶対湿度 0.004~0.012kg/kg(DA)を組み合わせた 5 つの条件を仮定した。

結果を図 4-3-6 に示す。両者の相関は強く、SC 漏洩熱量により冷却・除湿されるため、外気エンタルピよりも店内エンタルピがやや小さな値を示している。次に、この関係式と図 4-3-5 の関係式を組み合わせることで、外気エンタルピに対する SC 漏洩熱量を評価した。結果を図 4-3-7 に示す。外気エンタルピが 32kJ/kg の場合に SC 漏洩全熱は 74.2kW、漏洩潜熱は 9.9kW となり、外気エンタルピが 60kJ/kg の場合に SC 漏洩全熱は 117.9kW、漏洩潜熱は 32.2kW となった。

次に、中間期の建物冷房負荷を計算した。負荷計算には建物内部温度や絶対湿度を決

める必要があるため、図 4-3-5 に示した店内エンタルピ 31.3kJ/kg、45.5kJ/kg の 2 条件について中間期の気象データを用いて建物冷房負荷を計算した (図 4-3-8)。

その結果、外気エンタルピが 32kJ/kg の場合には建物冷房全熱負荷が 68.0kW、潜熱負荷が 0.1kW となり、外気エンタルピが 60kJ/kg の場合には建物冷房全熱負荷が 131.3kW、潜熱負荷が 26.8kW となった。

図 17 に示した SC 漏洩熱量のグラフと比較すると、全熱で 10kW 程度の差はある。実際は店内の鉛直温度分布があるため、建物冷房負荷を計算するための店内エンタルピは一様条件の場合と比較して少し大きな値をとることになる。また SC へ侵入するエンタルピは一様条件に比べ少し小さな値をとることになり、建物冷房負荷も SC 漏洩熱量もやや小さくなる。店舗の水平および鉛直温度分布を考慮しておらず^{注 2)注 3)}、計算に用いている気象条件も一致してない条件での計算であるが、SC 漏洩熱量と建物冷房負荷がバランスして店内温度を決めるということを計算で示すことができた。以上の結果から、本研究で提案する計算モデルが冷却負荷と空調負荷との相互影響を検討するために有効であることを確認できた。

なお、店舗では鉛直および水平温度湿度分布が生じるため、空調や SC 負荷計算時にはそれらを考慮する必要がある。ここで、本研究で提案する SC 負荷計算モデルでは、SC 近傍の床上高さ 1.2m の空気温湿度を基準として SC 負荷の計算を行なうが、本章の評価に用いた店内温度湿度は、図 4-1-1 に示すように店舗奥側の SC に近い位置で計測された値を用いており、店内水平温度湿度分布の影響は小さく、良く SC 負荷を再現できていると考えられる。第 5 章以降では各 SC への流入空気エンタルピを予測計算するために、店内温度分布の与え方や計算エリアの分割方法などを検討する。

また、客や従業員が SC 周辺を移動する動きは店内空気の混合、すなわち店内の鉛直温度分布に影響を及ぼすことが予想される。この混合の大小は、SC と空調との相互関係に影響を与えられられるため、第 5 章では、それらの影響を含めた鉛直温度分布と SC・空調負荷との関係を検討する。

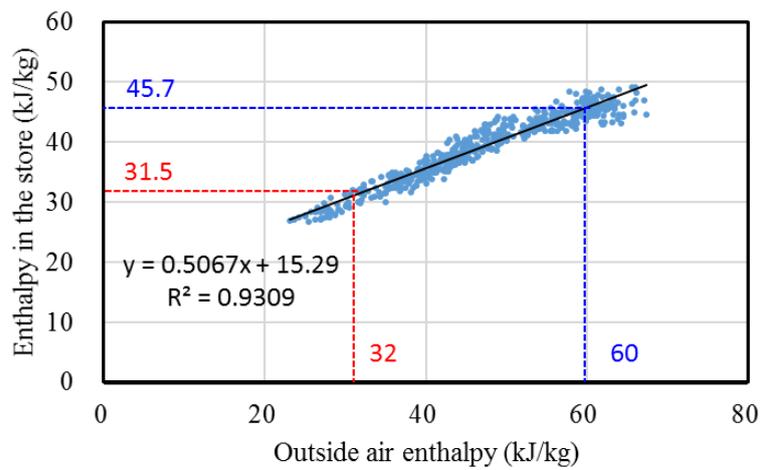


図 4-3-6 外気エンタルピと店内エンタルピの関係
(エアコン非稼働時の実測値)

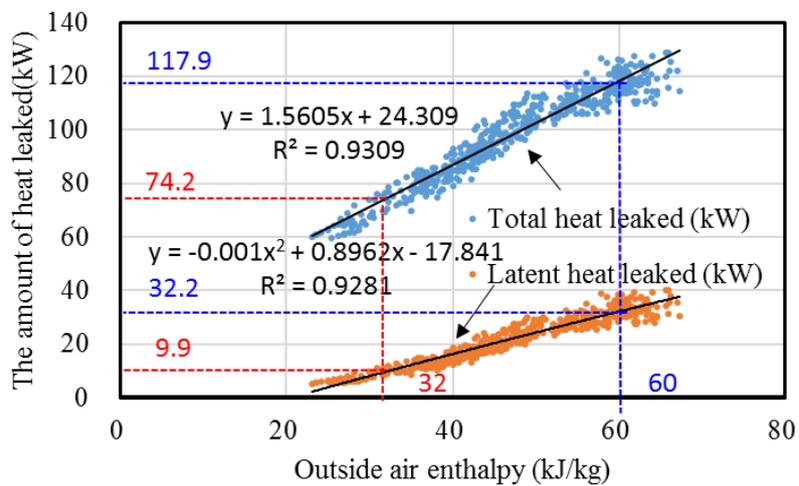
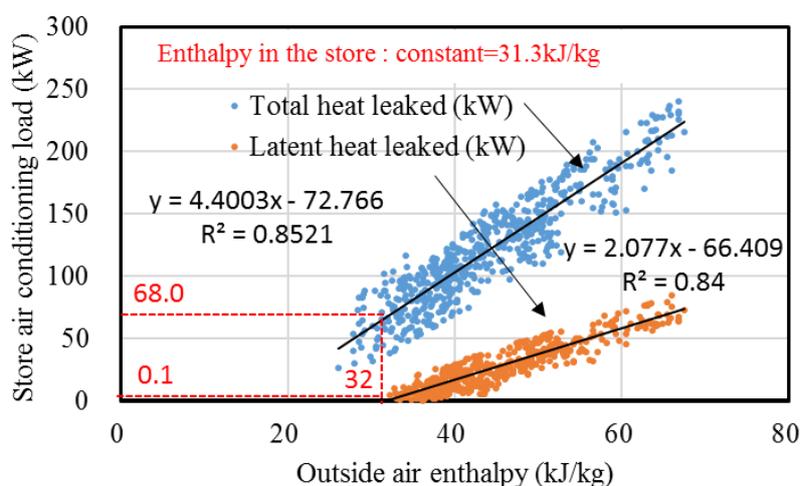
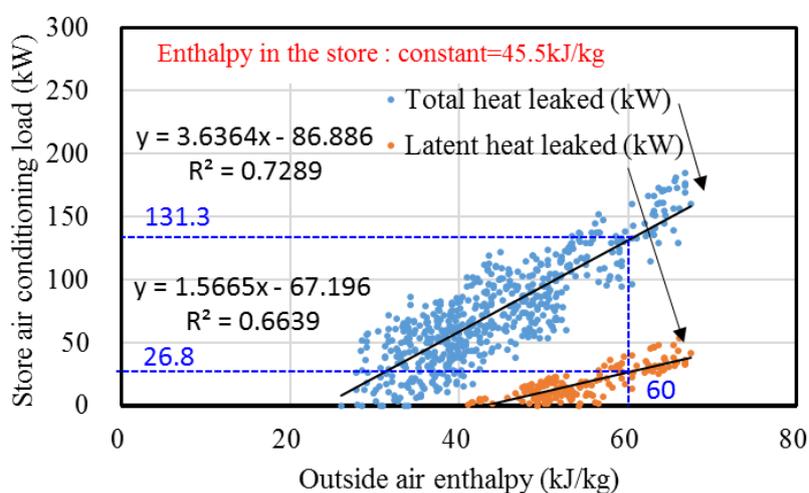


図 4-3-7 外気エンタルピに対する SC 漏洩熱 (計算値)



(a) The enthalpy in the store is fixed at 31.3kJ/kg



(b) The enthalpy in the store is fixed at 45.5kJ/kg

図 4-3-8 店舗の冷房負荷

4.4 まとめ

本章では、第3章で示した冷却負荷特性を用いて、食品小売店舗の冷却負荷や冷凍機消費電力の予測手法について提案を行った。冷凍機消費電力の計算結果と実測結果を比較することで計算モデルの妥当性を評価した。また、SC漏洩熱量の計算手法を考案し、中間期における建物冷房負荷の計算結果と比較して、その妥当性を評価した。得られた知見を以下にまとめる。

- (1) 延床面積が約 2,000m² の大規模食品専売小売店舗（モデル店舗）のエネルギー消費の特徴をまとめた。夏期には店舗全体で約 5,000kWh/day の電力を消費した。

SC 関連では冷凍機が最も多く、夏期に店舗全体の半分を占めた。冬期の店舗全体のエネルギー消費は夏期の 70%程度となり、冷凍機の消費電力量は夏期の半分以下となった。これは冷凍機消費電力の要素となる冷却負荷が店内の空気エンタルピの減少に伴い小さくなるとともに、冷凍機効率が外気温度の低下に伴い向上するためである。

- (2) 第3章の恒温恒湿実験結果から最大負荷、安定時負荷、立ち上がり時間、安定時間を店内エンタルピの関数として表し、デフロストを含めた各 SC の負荷変化をモデル化した。各 SC モデルを合成し店舗全体の冷却負荷を計算する手法を考案した。併せて、冷却負荷顕熱比のエンタルピ特性を利用して、店内に漏洩する顕熱・潜熱を計算する手法を考案した。
- (3) モデル店舗における冷却負荷を計算した結果、夏期昼間の冷却負荷は 180～200kW、夜間はナイトカバーや設定温度の上昇などを行うために負荷が減少し 100～120kW 程度を推移した。冬期昼間の冷却負荷は 90kW 程度と夏期の半分程度となるが、夜間は約 60kW と夏期に比べて低下割合は小さかった。店内エンタルピの影響を受けにくい冷凍平台や冷凍リーチインで構成される系統は年間通じて 40kW と変動が少なかった。
- (4) 前項で求めた冷却負荷と実測外気温度を用いて冷凍機消費電力を評価した。予測値と実測値を比較した結果、消費電力が大きな夏期の昼間では 10%以内の誤差となり概ね再現できたが、夜間については一部 SC を停止するような運用実態を反映していないため、予測値（SC 全稼働を想定）が実測値より 20%程度大きくなった。ただし、絶対値としては大きな差ではなかった。
- (5) モデル店舗における SC 漏洩熱量を冷却特性より計算し、中間期の建物冷房負荷と比較した結果、外気エンタルピが 60kJ/kg の時に、漏洩全熱は 118kW、建物冷房全熱負荷は 131kW、外気エンタルピが 32kJ/kg の時に、漏洩全熱は 74kW、建物冷房全熱負荷は 68kW と近い数値を示し、建物負荷が漏洩熱量とバランスすることで店内温度湿度が決まることを明らかにした。

本章で作成した SC 負荷・消費電力・漏洩全熱の推定モデルは様々な SC 設置条件（数や形式）に応じた計算が可能であるため、店舗の規模や業種などが異なる場合でも適用することができる。

本論文で検証した空調負荷と SC 漏洩全熱がバランスして店内温度が決まる理論は、食品小売店舗やコンビニエンスストアなど店舗形態が異なっても適用が可能と考えられる。

第4章の参考文献

- [1] W. CHEN et al.: Study on Energy Consumption of the Food Retail Store (Part6) Constructing a Cooling Load Prediction Model of Refrigerate Display Cases Based on the Experiment of Thermostatic Chamber, 35th Japan Society of Energy and Resources, Conference on Energy, Economy, and Environment, 2019.1 (in Japanese)
陳文, 藤田美和子, 鳴海大典: スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第6報) 恒温実験に基づく冷蔵冷凍ショーケースの冷却負荷予測モデルに関する検討, エネルギー資源学会、第35回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス, 2019.1
- [2] M. FUJITA et al.: Research on Supply and Demand Adjustment Ability by Air Conditioning and Refrigeration (Part1), Examination About Demand Response in Food Retail Stores, 38th Japan Society of Energy and Resources Annual Meeting, 2019.8 (in Japanese)
藤田美和子, 鳴海大典: 空調と冷凍設備による需給調整力に関する研究 (第1報) 食品小売店舗におけるデマンドレスポンスに関する検討, 第38回 エネルギー・資源学会研究発表会, 2019.8
- [3] M. FUJITA et al.: Study on Energy Consumption of the Food Retail Store (Part1): Refrigeration load analysis to evaluate the interaction. Journal of Environmental Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 85 No. 775, pp.665-675, Sep., 2020 (in Japanese)
藤田美和子, 鳴海大典: スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (その1), 日本建築学会環境系論文集, 第85巻 第775号, pp.665-675, 2020. 9
- [4] K. YUASA et al.: Prediction of Energy Consumption in Convenience Store (part.2). The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, pp.1491-1494, 2007.9 (in Japanese)
湯浅和博, 藤井晴行, 小澤芳男, 藤原正人, 渡辺恵子: コンビニエンスストアのエネルギー消費の予測 (第2報) コンビニエンスストアの熱負荷計算, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1491-1494, 2007.9
- [5] D. NARUMI: Impact of energy conservation measures of refrigerated fixtures on energy consumption at Grocery stores. The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, pp.29-32, 2015.9 (in Japanese)

鳴海大典：冷設什器の省エネルギー対策が食品小売店舗のエネルギー消費に与える影響，空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集，pp.29-32，2015.9

- [6] D. A. VARELA et al.: Annual Performance Evaluation of CO2 Refrigerated Display Cabinets Relative to Geographical Location. Proceedings on the Japan Society of Refrigerating and Air conditioning Engineers Annual Conference, C214, 2018.9
- [7] W. CHEN et al.: Study on Energy Consumption of the Food Retail Store (Part6) Constructing a Cooling Load Prediction Model of Refrigerate Display Cases Based on the Experiment of Thermostatic Chamber, 35th Japan Society of Energy and Resources, Conference on Energy, Economy, and Environment, 2019.1 (in Japanese)
陳文，藤田美和子，鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（第6報）恒温実験に基づく冷蔵冷凍ショーケースの冷却負荷予測モデルに関する検討，エネルギー資源学会、第35回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス，2019.1
- [8] M. FUJITA et al.: Research on Supply and Demand Adjustment Ability by Air Conditioning and Refrigeration (Part1), Examination About Demand Response in Food Retail Stores, 38th Japan Society of Energy and Resources Annual Meeting, 2019.8 (in Japanese)
藤田美和子，鳴海大典：空調と冷凍設備による需給調整力に関する研究（第1報）食品小売店舗におけるデマンドレスポンスに関する検討，第38回 エネルギー・資源学会研究発表会，2019.8

第5章 ショーケース冷却と空調負荷の組み合わせ 計算方法

本章では、第3章で示したSCの冷却負荷特性と第4章で示した冷凍機消費電力予測モデルとSC漏洩熱モデルを用いて、SC冷却負荷と空調負荷を組み合わせたエネルギー消費予測モデルについて述べる。冷房の場合、空調負荷とSC漏洩負荷の和が建物負荷となることは4章で確かめられた。しかし、完全混合の一樣状態で考えると店舗の温度が全体的に低下し、空調負荷とSC漏洩熱量のバランスが正しく計算できない。

そこで、本章ではまず、数値計算による店舗の鉛直温度分布についての感度分析を行った。その後、感度分析を基に鉛直温度分布（湿度）の仮定方法を決め、SC冷却と空調負荷の組み合わせ計算を行った。

5.1 店舗の鉛直温度分布の感度分析

SC負荷はSCへ流入する空気エンタルピによって決まるため、空調設定やSC種類によってどのように店舗の温度分布（水平・鉛直）が影響を受けるかを理解し仮定方法を検討することが重要である。そこで、本報告ではCFD（Computer Fluid Dynamics）解析を用い、SCの漏洩熱量や空調擾乱の強度を変更し、鉛直温度分布の感度分析を行い考察した。

5.1.1 店舗CFDモデル

本研究で解析する店舗モデルは、神戸市にある261m²の典型的な小規模食品小売店舗のレイアウトと設備を基にして構築した。既報[1]のモデルから計算負荷を軽減するために、①SC種類の冷蔵多段（同一設定温度）へ統一、②店内環境に影響を与えにくい平台の省略、③人体モデルの削除により簡易化した。CFDモデルの店舗平面図を図5-1-1に示す。

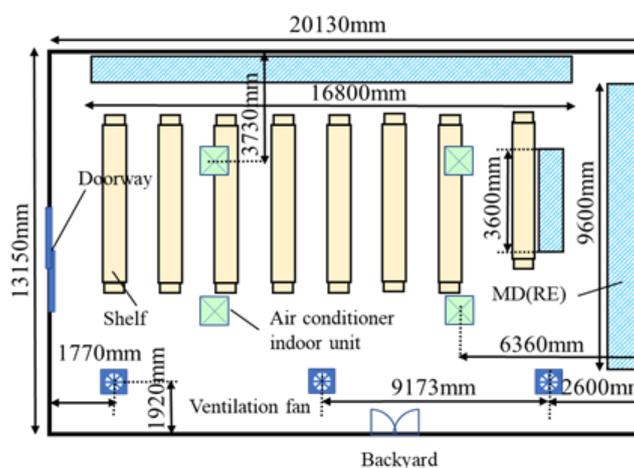


図5-1-1 店舗平面図（CFDモデル）

主出入口を外壁に一つ、従業員用バックヤード扉を内壁に一つ、それぞれ設置した。店内外周には既報[1]の SC 簡易モデルを設置し、出入口扉の設定は、来客数より 1 人当たり開閉周期を 58s (20s 開、38s 閉) とした。出入口からの空気侵入流量は自然流出・流入とした。

CFD 解析には汎用熱流体解析ソフトウェア「STREAM V14」を用いた。解析条件を表 5-1-1 に示す。乱流モデルには高レイノルズ数型標準 RANS モデルを採用し計算期間は十分に安定する 6000s までとした。

表 5-1-1 解析条件

Analysis area		20.13m(X)*13.15m(Y)*4.12m(Z)
Analysis object		Air (uncompressed)
Analysis		Transient analysis (0.2s / cycle)
Turbulence model		Standard k-ε model
Advection term difference method		QUICK (incompressible)
Pressure compensation method		SIMPLE method
Radiation analysis		VT method
Humidity		Diffusion coefficient:0.0000256m ² /s Lewis Law Index:0.67
Number of meshes		About 800,000
Analysis area flow condition	Ceiling cassette 4-way blowout 4 units	Maximum capacity: cooling 14kW, heating 15kW
		Cooling air volume I 0.35 II 0.53 III 0.70m ³ /s
		Heating air volume I 0.60 II 0.90 III 1.2m ³ /s
	Mechanical ventilation	3 ventilation fans
	Entrance	Measured temperature (33°C in summer, 7°C in winter)
Back door	Measured indoor temperature / natural outflow / inflow	
Surface condition		See previously reported ⁸⁾
Other conditions	Solar radiation	Location: Kobe (8/8, 12/27) 12:00 METPV-11 (Year with a lot of sunlight)
	Air conditioning settings	Heating: 20, 23°C Cooling: 20, 23°C
	SC	MD(RE) : 30m Preset temperature: 1°C

5.1.2 計算条件

店舗温度分布の成り立ちを分析するため、店内鉛直温度分布と空調設定・SC 漏洩熱の関係について感度分析を行った。空調設定温度は暖房・冷房ともに 20℃、23℃の 4 条件、擾乱は空調風量を増すことで与え、基準 1 倍、1.5 倍、2.0 倍の 3 条件とした。冷房の基準風量は弱風程度、暖房の基準風量は床面まで暖気が到達するように強風程度の設定とした。建物空調負荷との関係を把握するために SC 漏洩熱無しの条件を加え SC 漏洩熱量は 0,50,100%の 3 条件とした。

5.1.3 ショーケース漏洩熱量の影響

図 5-1-2, 5-1-3 に夏期、図 5-1-4, 5-1-5 に冬期の SC 漏洩熱量を変化させた場合の鉛直温度分布 (CFD 結果の高さ別平均値) を示す。冷房の場合、鉛直温度分布は「建物熱負荷」と「空調装置負荷と SC 漏洩熱の合計値」が釣り合った値をとることが分かっている[1]。図 5-1-2 は冷房無し条件における鉛直温度分布を示している。SC 漏洩熱が無い場合は、鉛直温度分布は小さく外気流入影響が限定的であるため初期温度に近い 25℃程度でバランスしている。SC 漏洩熱が 50%、100%と増加するに従い店舗下部に冷熱が滞留する程度も大きくなる。図 5-1-3 に空調設定温度 23℃の結果を示す。冷房により店内温度が低下し天井付近 23℃を起点に SC 漏洩熱量の分だけ店舗下部温度が低下する。図 5-1-4 は暖房無しの条件において SC 漏洩熱と建物熱負荷が釣り合った温度分布を示している。冷房時と同様に漏洩熱の増加に従い店舗温度が低下する。暖房風量①は強風設定相当であるため、店内空気が混合し、夏期に比べて店舗下部への冷熱の滞留が小さく店舗上部の温度は低下する。図 5-1-5 には暖房設定 23℃の時の結果を示す。冷房時と同様に天井付近の空調温度を起点に SC 漏洩熱によって温度が低下する。

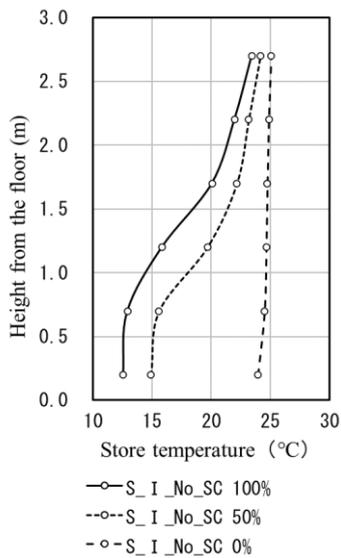


図 5-1-2 漏洩熱影響（冷房無）

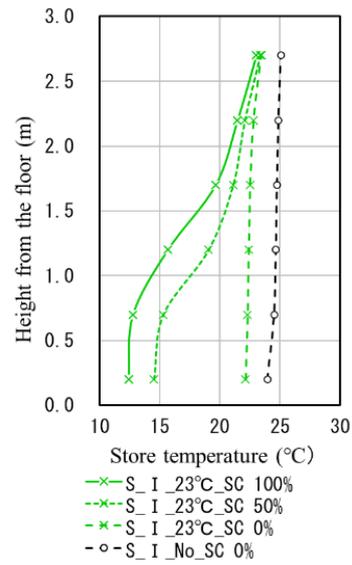


図 5-1-3 漏洩熱影響（冷房 23°C）

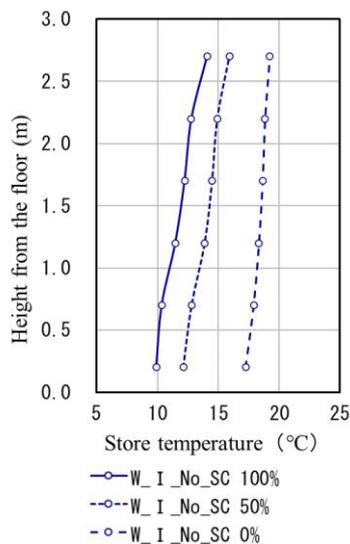


図 5-1-4 漏洩熱影響（暖房無）

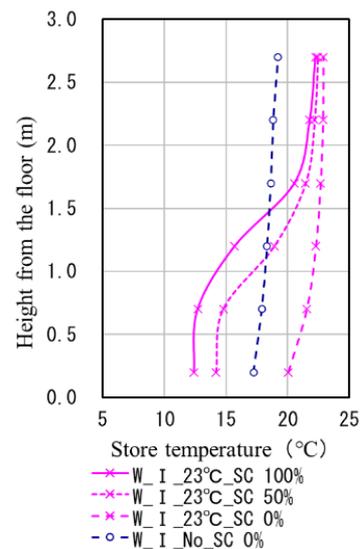


図 5-1-5 漏洩熱影響（暖房 23°C）

5.1.4 空調設定温度の影響

図 5-1-6 に冷房時の空調設定温度を 20°C, 23°C と変更した場合の鉛直温度分布を示す。空調設定温度が 20°C まで低下すると天井付近温度も 21.6°C まで低下し店舗下部に向かって漏洩熱量分の温度低下が見られる。空調設定 23°C の場合は、冷房無しの鉛直温度分布と変わりなく冷房装置負荷が発生しないことを示している。図 5-1-7 に暖房時の空調設定温度を 20°C, 23°C と変更した場合の鉛直温度分布を示す。空調無し、かつ SC 漏洩熱 100% の場合、建物熱負荷とバランスする温度は 10~14°C であり、暖房により天井付近の温度が高温側にシフトする。冷房時も暖房時も 23°C 設定時では FL1700mm 以下

の温度変化がほぼ等しいが、冷房と比較して暖房風量が大きいいため、暖房時の天井付近から FL1700mm までの温度変化が少ない。

5.1.5 空調風量（擾乱）の影響

図 5-1-8, 5-1-9 に空調風量を増加させた場合の温度変化を示す。冷房条件では風量増加に従い店内空気が混合していくため天井付近の温度が低下し、店内下部温度が上昇していく。天井付近温度が低下するため冷房装置負荷が減少し、SC 漏洩熱量が増加する。冬期では風量増加によって混合が進み鉛直温度分布は小さくなり店舗下部温度は上昇する。SC 漏洩熱量は増加し、それを打ち消すために暖房装置負荷も増加する。混合させることで快適性は上昇するが、省エネルギー面では暖房負荷の増加と SC 負荷の増加を招く。

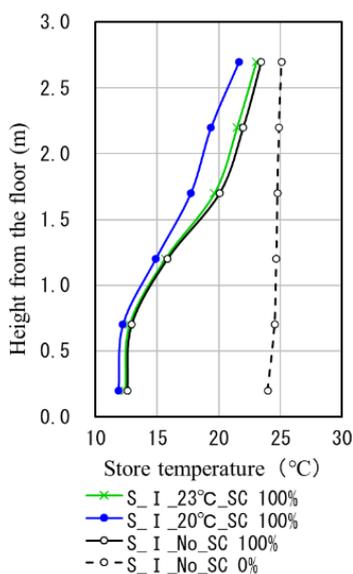


図 5-1-6 冷房設定温度影響

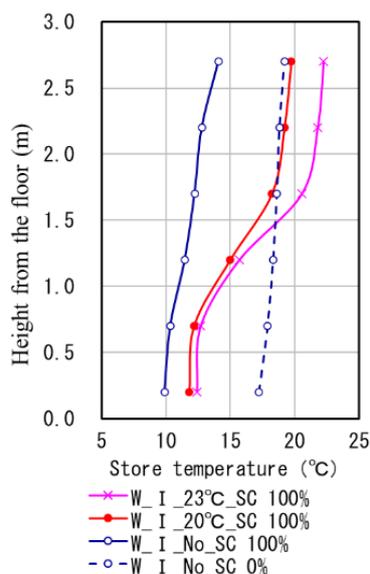


図 5-1-7 暖房設定温度影響

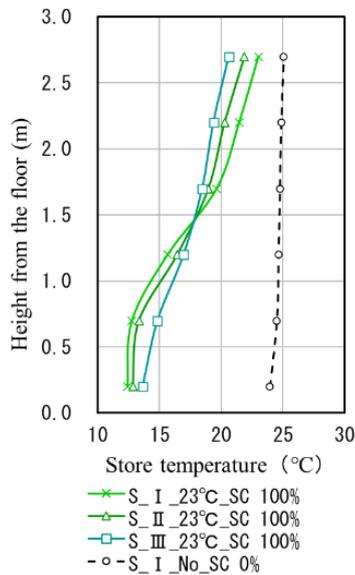


図 5-1-8 冷房風量影響

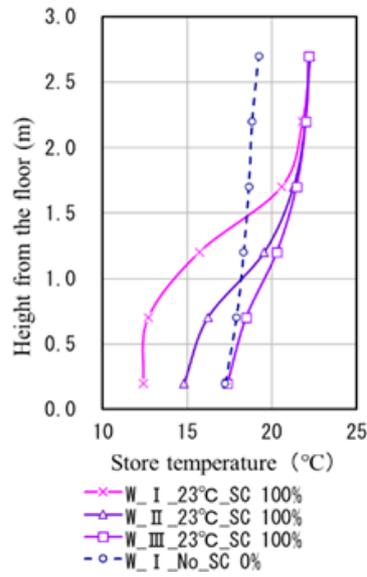


図 5-1-9 暖房風量影響

5.2 店内鉛直温度分布モデル

5.2.1 夏期モデル

前節で店内鉛直温度分布の感度計算を行った結果から、図 5-2-1 のような夏期モデルを考案した。建物負荷 $Load_b$ と釣り合う、空調機器負荷 Q_{ac} と SC 漏洩熱 Q_{scl} は、建物天井付近まで混合する完全混合分 Q_{mix} と、ある一定の割合をもって下部に冷気が溜まる部分（非混合分： Q_d ）に分かれる。この店内鉛直温度分布を計算に組み込むためには負荷分布比率を一般化する必要がある。そこで前項の鉛直温度分布が負荷分布（図 5-2-1 の Q_d 相当）とおおよそ等しいと仮定し天井付近温度との温度差を 0.1m 刻みで計算し全体に対する負荷分布割合を整理した。CFD 計算は天井高 2.7m であり、前章まで計算していたモデル店舗の天井高は 4.0m であったため、CFD 計算結果の 2.2m～2.7m の分布を 2.2m～4.0m の分布に拡張した。その結果、図 5-2-2 に示すように空調温度や風量（擾乱）が異なっても分布比率は同じ傾向を示したため、これらの平均値を分布比率モデルとして用いた（図 5-2-3）。CFD の鉛直混合率は、風量 I では 23°C：26%、20°C：37%、風量 III では 23°C：56%、20°C：60% となり、設定温度が低く風量が大きい（擾乱が大きい）場合は Q_{mix} が大きくなり、すなわち鉛直混合率 Mix が大きくなっていくことで、鉛直分布が小さくなっていく。非混合分の割合は、擾乱の大小にかかわらず同じように分布していることを示している。 $Load_b$ 、 Q_{ac} 、 Q_{scl} 、 Q_{mix} 、 Q_d の関係および Mix の定義について以下に示す。

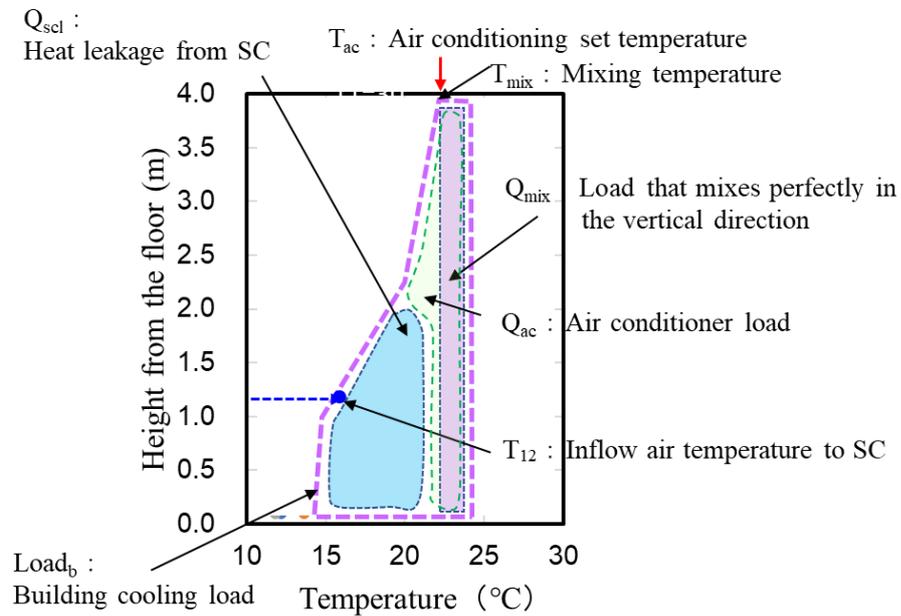


図 5-2-1 夏期鉛直温度分布モデル

$$Load_b = Q_{ac} + Q_{scl} \quad (5-1)$$

$$Load_b = Q_{mix} + Q_d \quad (5-2)$$

$$Mix = \frac{Q_{mix}}{Q_{ac} + Q_{scl}} \quad (\text{in summer}) \quad (5-3)$$

$$Mix = \frac{Q_{mix}}{Q_{scl}} \quad (\text{in winter}) \quad (5-4)$$

$Load_b$	kW	建物の空調負荷（全熱）
Q_{ac}	kW	空調機器が分担する空調処理負荷
Q_{scl}	kW	ショーケースからの漏洩冷熱
Q_{mix}	kW	建物の空調負荷のうち、鉛直方向で完全に混合する負荷
Q_d	kW	建物の空調負荷のうち、鉛直方向で完全に混合せずに上部から下部にかけて分布をもつ負荷
Mix	—	鉛直方向に完全混合する負荷の建物の空調負荷に対する比率

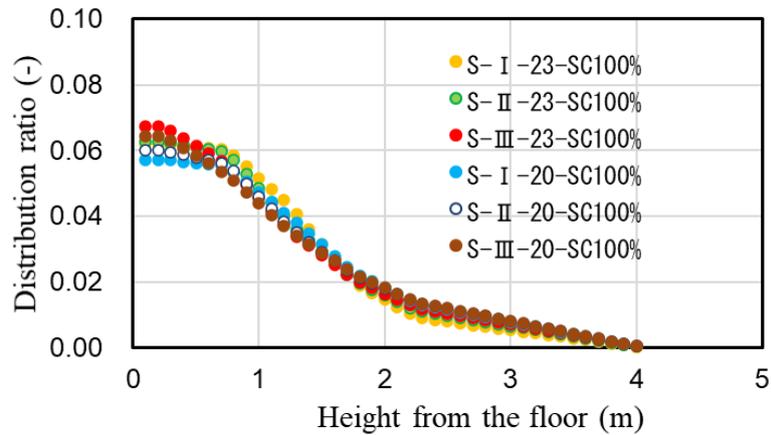


図 5-2-2 空調条件毎の負荷分布比率の比較（非混合分）（夏期）

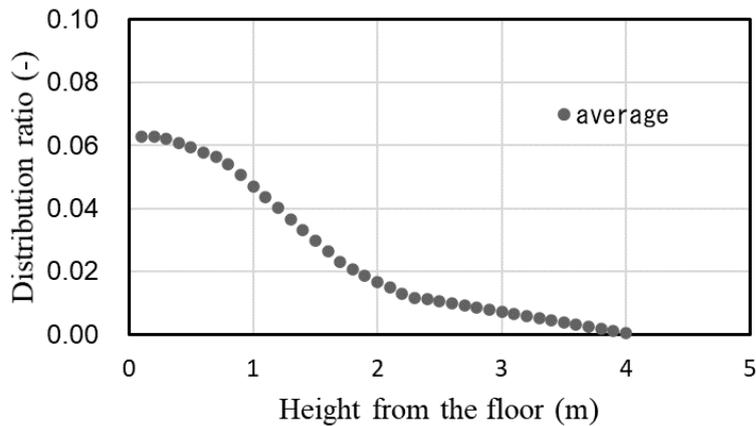


図 5-2-3 負荷分布比率モデル（非混合分）（夏期）

5.2.2 冬期モデル

前節で店内鉛直温度分布の感度計算を行った結果から、図 5-2-4 のような冬期モデルを考案した。建物負荷 $Load_b$ と SC 漏洩熱 Q_{scl} の合計が空調機器負荷 Q_{ac} となる。SC 漏洩熱 Q_{scl} は建物天井付近まで混合する完全混合分 Q_{mix} と、ある一定の割合をもって下部に冷気が溜まる部分（非混合分： Q_d ）に分かれる。夏期モデルと同様に鉛直温度分布を計算に組み込むためには負荷分布比率を一般化する必要がある。そこで前項の鉛直温度分布が負荷分布（図 5-2-4 の Q_d 相当）とおおよそ等しいと仮定し天井付近温度との温度差を 0.1m 刻みで計算し全体に対する負荷分布割合を整理した。

冬期も夏期と同様に整理した結果を図 5-2-5 に示す。夏期と比べ風量が大きいため、擾乱が大きい場合には直線的な分布となるが、全体的には同様な傾向となった。これら平均値を冬期の負荷分布比率モデルとした（図 5-2-6）。

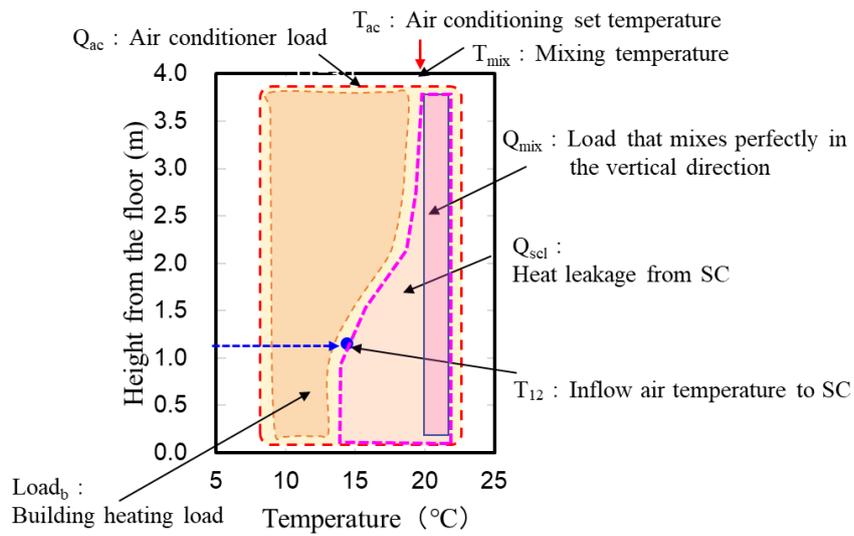


図 5-2-4 冬期鉛直温度分布モデル

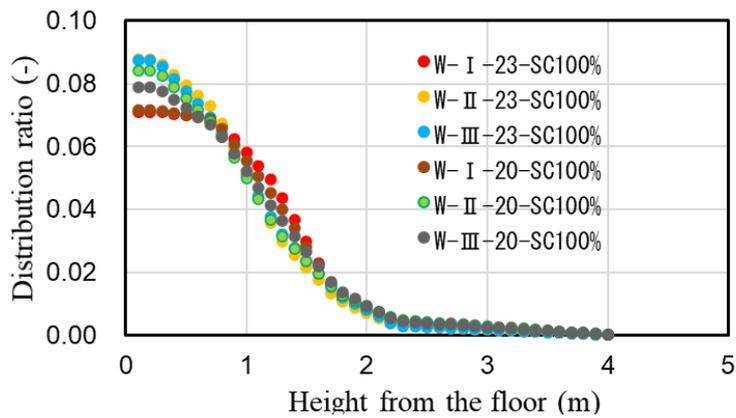


図 5-2-5 空調条件毎の負荷分布比率の比較（非混合分）（冬期）

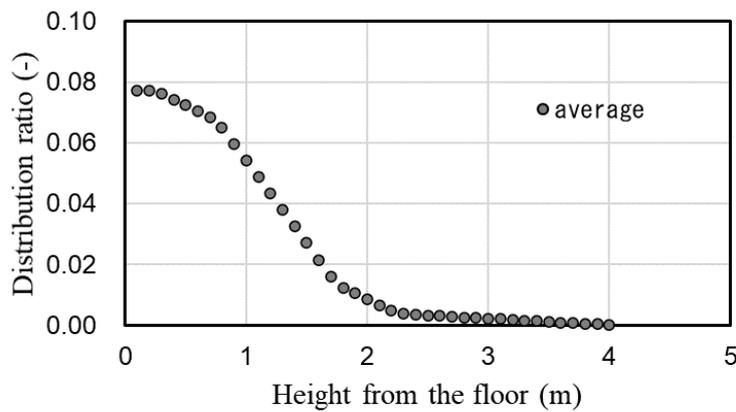


図 5-2-6 負荷分布比率モデル（非混合分）（冬期）

5.3 エネルギー計算方法

5.3.1 計算方法の概要

図 5-3-1 にエネルギー消費の計算のフロー図を示す。第 3 章にて恒温恒湿実験により店舗の代表的な SC の顕熱・潜熱負荷特性を得た。第 4 章では、それらを用いて SC への侵入空気温湿度により SC 負荷や漏洩冷熱量を求めた。前節 5-2 では、SC 漏洩冷熱量は建物空調負荷の一部を負担することを示した。図 5-3-2 に示すように、夏期の場合は SC 漏洩熱と建物負荷のバランスによって店内温湿度が決まるため、空調設定がバランスしている店内温湿度以下でなければ空調は稼働しない。バランス下店内温湿度以下になるよう空調を稼働させた場合、その時の鉛直温度分布によって SC 漏洩熱量は決まり、建物負荷から SC 漏洩熱を差し引いた熱量が空調処理負荷となる。このようにして計算した空調と SC の負荷に対して、それぞれの効率で除することで消費電力を計算する。

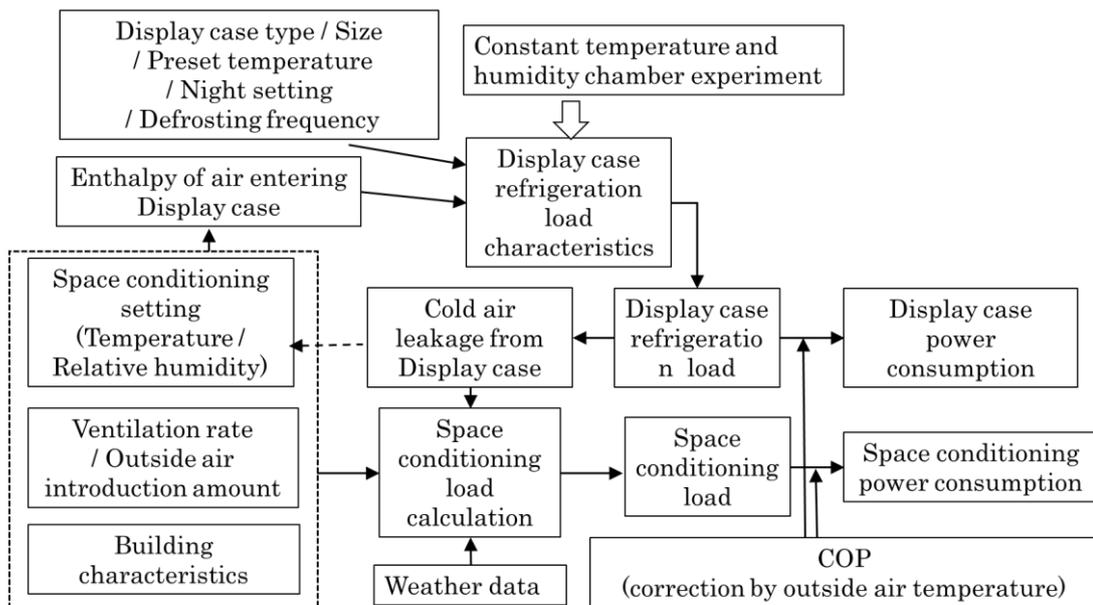


図 5-3-1 エネルギー消費計算のフロー図

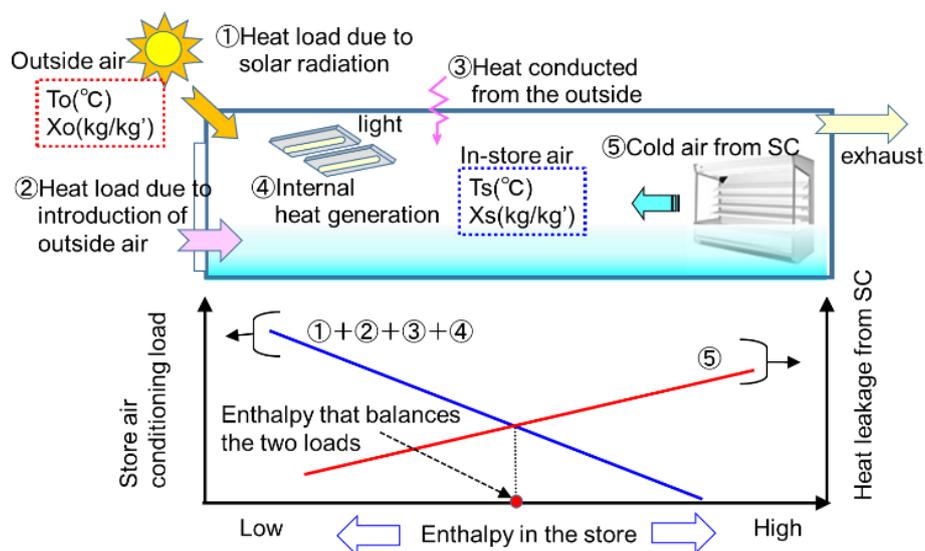


図 5-3-2 店舗空調負荷と SC 漏洩熱量の関係

5.3.2 モデル建物の概要

(1) 建物条件

消費電力量の計算には、店舗の空調負荷を計算する必要がある。計算に用いたモデル店舗の空調負荷計算条件を表 5-3-1 に示す。本店舗は売り場面積が 2172m^2 、天井高が 4m と一般的な食品小売店舗よりも大型であり、店舗の奥側では外気の影響が受けにくいことが特徴である。換気は 24 時間稼働し $1\text{回}/\text{h}$ とした。隙間風は 0.1 回換気相当の $800\text{m}^3/\text{h}$ とした。

表 5-3-1 空調負荷計算条件

Software	BEST program (Thermal load calculation function)
Weather data	Extended AMEDAS (2010 edition) standard year Nagoya
Sales floor area	2172m^2 (Left : 479.7m^2 Center : 1134.6m^2 Right : 557.7m^2)
Floor height	5.6m (Ceiling height 4.0m)
coefficient of overall heat transmission	Outer wall $1.26\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
	Inner wall glass $4.27\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
	Inner wall $3.31\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
	Ceiling $0.73\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Ventilation	Ventilation frequency 1 time / hour
	Gap Wind 0.1 times / hour
Air conditioning operating time	7:00~21:00

(2)SC 条件

SC は 6 系統の冷凍機によって構成され、表 5-3-2 に示す種類・長さのものが設置されている。夜間は SC にナイトカバーを設置し、冷蔵系の設定温度を上昇させるナイトセットバック有りと仮定した。SC は図 5-3-3 に示すように主に店舗の左側と右側に配置されている典型的な店舗形式である。各 SC は設定温度や種類毎の顕熱・潜熱特性を持っており、第 3 章に示す特性を用いて計算した。

表 5-3-2 SC と冷凍機の仕様

System	SC type	SC Width (m)	Preset temperature (°C)	Tev (°C)	Refrigerator rated power (kW)
1	MD(RE)	18.0	7	-10	43
		16.8	-1~0		
	SMD(RE)	24.0	-3~0		
2	MD(RE)	9.0	0	-10	31
		33.0	7~9		
3	TUB(RE)	31.2	3~7	-10	35
	MD(RE)	51.6	3~7		
	SMD(RE)	6.0	3		
	RI(RE)	12.0	9		
4	TUB(RE)	11.3	-3~-1	-40	32
	TUB(FR)	8.7	-20		
	RI(FR)	2.1	-20		
5	TUB(FR)	4.8	-25	-40	23
	RI(FR)	14.4	-25~-20		
6	RI(FR)	16.5	-20	-40	23

※1 MD(RE) : an open refrigerated multi-deck display case
 SMD(RE): an open refrigerated semi multi-deck display case
 TUB(RE): a refrigerated tub display case
 TUB(FR): a frozen tub display case
 RI(RE): a refrigerated glass door reach-in display case
 RI(FR): a frozen glass door reach-in display case
 Tev (°C): Evaporating Temperature

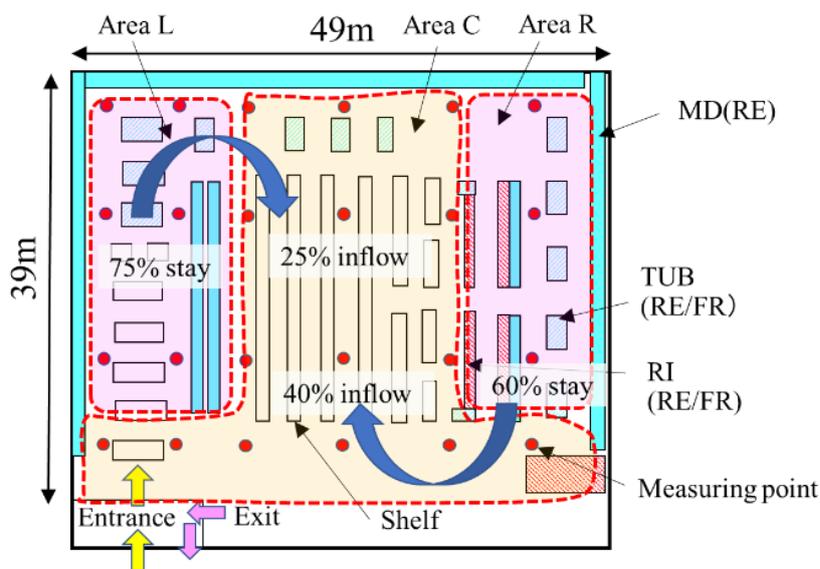


図 5-3-3 店舗レイアウトとエリア分割

5.3.3 計算方法

(1) エリア分割方法とエリア冷熱滞留率と鉛直混合率

第4章では建物負荷やSC漏洩熱は店内に水平方向、鉛直方向に一様分布するとして計算したが、実際には水平方向、鉛直方向にSC漏洩熱は分布すると考えられる。そこで、前節の5.1、5.2節では鉛直方向の分布について完全鉛直混合分を除いた非混合分の分布についてモデルを考案した。本節では店舗水平・鉛直温度分布測定結果を基にエリア分割について検討した。

中間期に実施した水平・鉛直方向の温度湿度分布計測について述べる。詳細温度湿度測定には高さ4.0mのポール4本を用い1地点10分間保持し移動測定を実施した。10分間の最後の1分間の測定データを平均し、その地点のデータとした。測定は2017年11月30日の午前(10:00~11:30)、午後(14:30~16:00)に行った。測定内容を表5-3-3、測定ポイントを図5-3-3に示す。図5-3-4に床面からの高さ毎に等温線図を示す。FL100~FL600mmまではSCが配置されている店舗の壁面に沿って低温域が見られ10°C程度まで低下する。水平温度分布では非冷什器付近とSC付近には3~4°Cの差がある。FL1100mm以上では鉛直方向の温度変化が少なく、午前も午後もFL3900mmとの差は1°C以内となっている。また、FL1100mm以上では水平温度分布も小さく各高さにおいて1°C程度の差となっている。

表 5-3-3 測定ポールの仕様

Sensor position on the pole	Measuring method	measuring equipment
FL+100, 300, 600, 1100, 1700, 2000, 3000, 3900mm	Recording at 10 second intervals Hold for 10 minutes per measurement location	Temperature /humidity recorder T&D

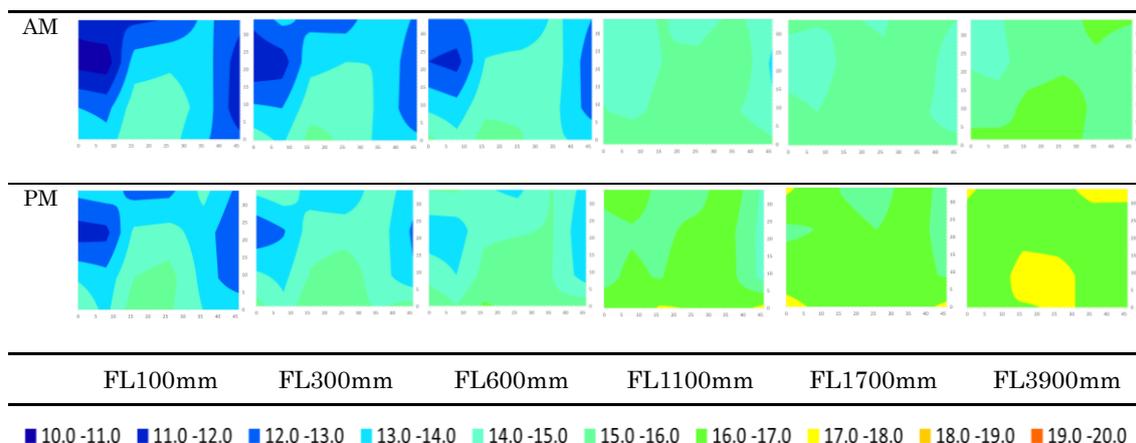
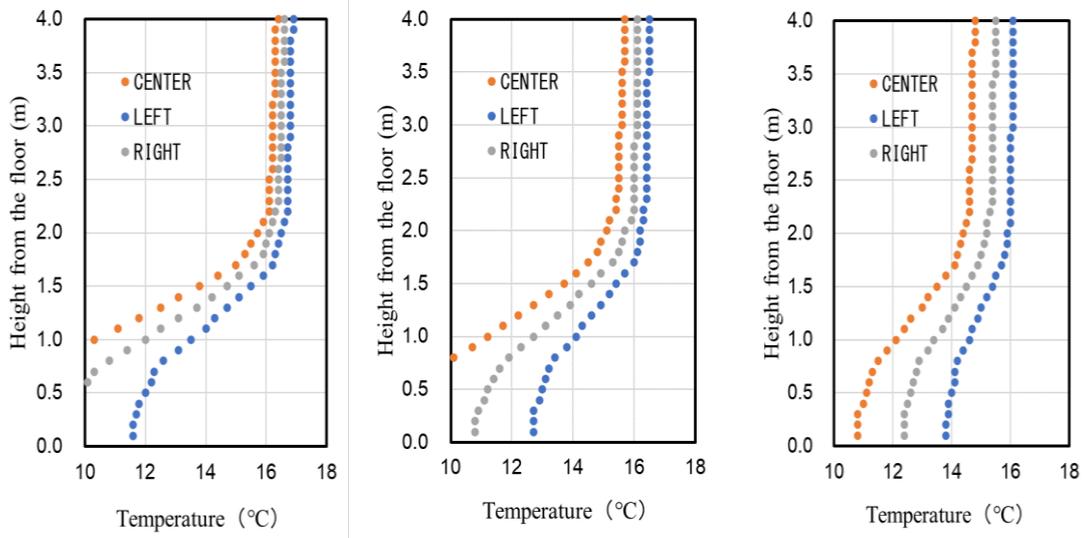


図 5-3-4 店舗温度分布 (2017 年 11 月 30 日)

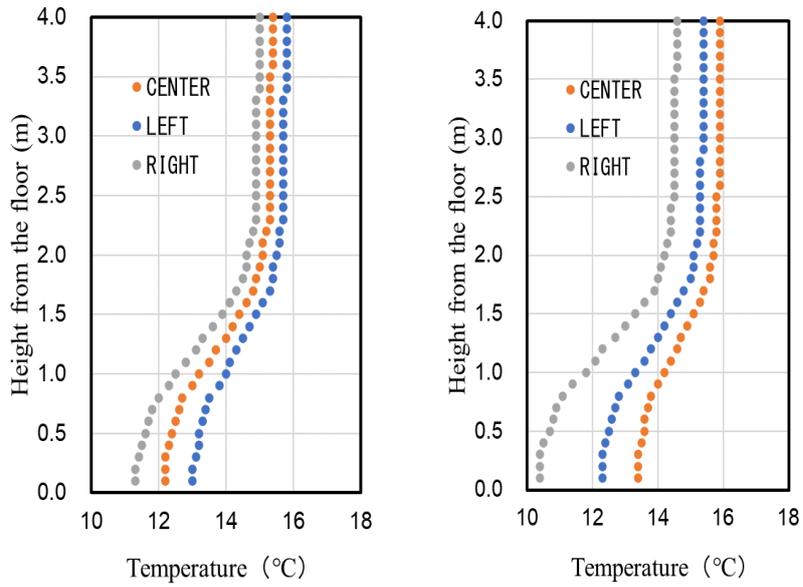
店舗入り口と対面する壁にも SC は設置されているが、非冷什器の棚は店舗奥の SC に対して垂直に設置されているため、冷気は店舗中央へ流出している。冷気滞留は店舗の左側側面と右側側面に生じている。そこで、店舗図 5-3-4 の結果から、図 5-3-3 に示す 3 つエリアに分割し、水平方向の混合と鉛直方向の混合について仮定して計算を行った。この 3 つのエリアは隣合うエリアに影響を与えるため、SC が集中している左エリアから中央エリアへ、右エリアから中央エリアに漏洩熱が流出すると仮定した。ここで、エリア滞留率は「エリアに滞留する SC 漏洩熱」を「エリア内設置 SC の全漏洩冷熱量」で除した比率とする。エリア滞留率と店内擾乱の程度を示す鉛直混合率を変化させ、標準気象データ (名古屋) の 2006 年 12 月 1 日を用いて 3 つのエリアの平均鉛直温度分布を図に示した。

左エリアと中央エリアと右エリアの床面積比は約 1 : 2 : 1 であるため、左および右エリア漏洩冷熱のエリア滞留率を 50% と仮定し、鉛直混合率を変化させた計算結果を図 5-3-5 に示す。鉛直混合率が増加していくと鉛直温度分布が小さくなる。11 月 30 日の実測結果では天井付近と床面付近の温度差は 3~4°C であったため、鉛直混合率は 80% と仮定した。次にエリア滞留率を 60、70% と変化させた結果を図 5-3-6 に示す。70% は実測結果と近くなっているが、右エリアは実測に比べて温度が低く滞留率が実際はもっと小さいと考えられる。左エリアと右エリアの滞留率の調整を行い、実測データと近い値とするエリア滞留率を左エリア 75%、右エリア 60% と仮定した。計算結果を図 5-3-7 に示す。



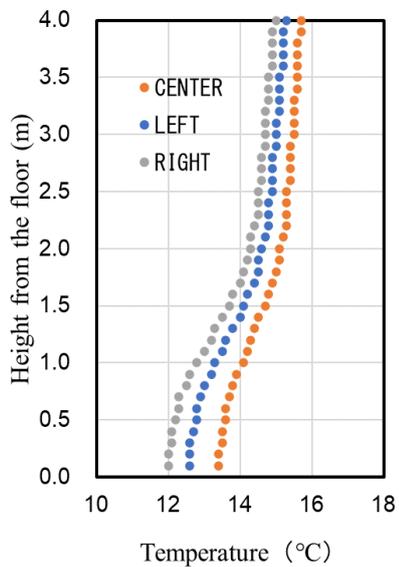
(a) 鉛直混合率 50% (b) 鉛直混合率 65% (c) 鉛直混合率 80%

図 5-3-4 各エリア滞留率 50%の鉛直温度分布計算結果 (12月1日)

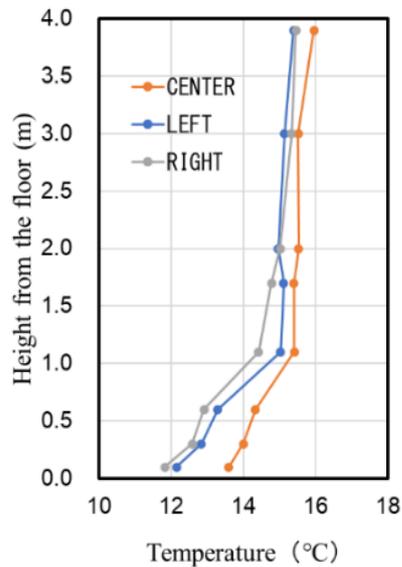


(a) エリア滞留率 60% (b) エリア滞留率 70%

図 5-3-5 鉛直混合率 80%の鉛直温度分布計算結果 (12月1日)



(a) エリア滞留率 (L:75%、R:60%)
鉛直混合率 80%



(b) 2017年11月30日実測結果

図 5-3-6 中間期鉛直温度分布の実測結果と計算結果の比較

(2) 熱負荷計算

はじめに店舗の SC 種類や台数を決め、各 SC 特性を加算することで SC に関する店舗総合特性式（潜熱・顕熱）を作成する。SC 漏洩冷熱量と店舗建物負荷のバランス点を計算していく場合、空調負荷計算を頻繁に繰り返す必要がある。本計算手法では、簡易に BEST による空調熱負荷計算と連携するために、予め空調設定 4~32℃、絶対湿度 0.00132~0.01424kg/kg' までの 1 時間毎の年間負荷計算を数℃刻みに実施しておき、絶対湿度 0.0001kg/kg'、温度 0.1℃刻みの負荷を線形補間してデータフレームを作成した。データフレーム構造を図 5-3-7 に示す。

0.1m 刻みの鉛直温度分布各ポイント温度において得られる建物負荷を単純に加減することで鉛直温度分布がある場合の空調負荷を簡易に計算している。また、閉店時間中の実際の店舗では商品を冷蔵庫等に収納し SC を停止する場合があるため、本計算では SC 特性（夜間設定）の 60% を負荷とした。

図 5-3-8 に計算フローを示す。SC への流入温度 T_{i2} を 5.2 節で作成した負荷の分布比率を用いて、建物負荷と SC 漏洩熱量がバランスするように決定する。次に完全混合の割合 i から逆算した T_{mix} (鉛直完全混合の温度) を求め、 T_{mix} が空調設定温度より高い場合（冷房の場合）に空調負荷を計算する。暖房の場合は T_{mix} が T_{ac} より低い場合に空調が稼働することになり、 Q_{scl} は空調負荷に加算される。潜熱も同様に計算した。計算はオープンソースプログラム「R」にて行った。

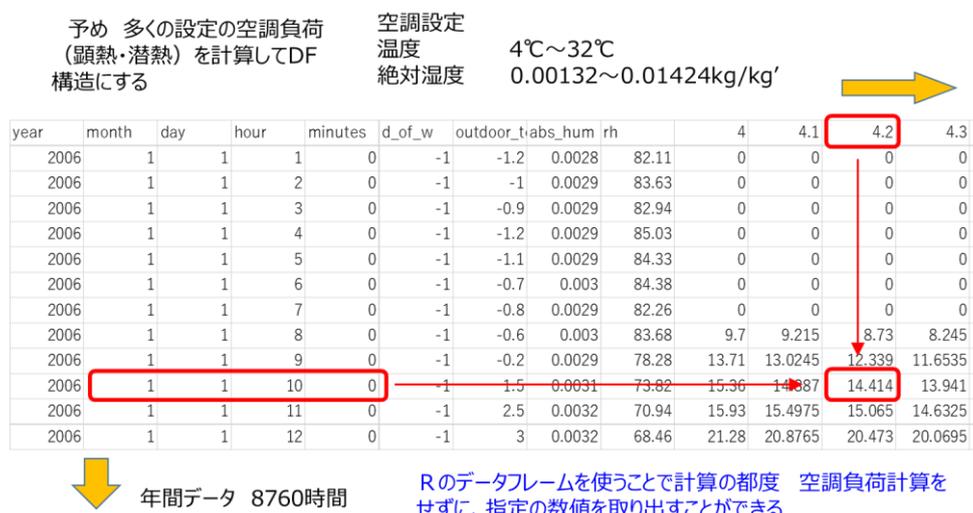


図 5-3-7 空調負荷のデータフレーム

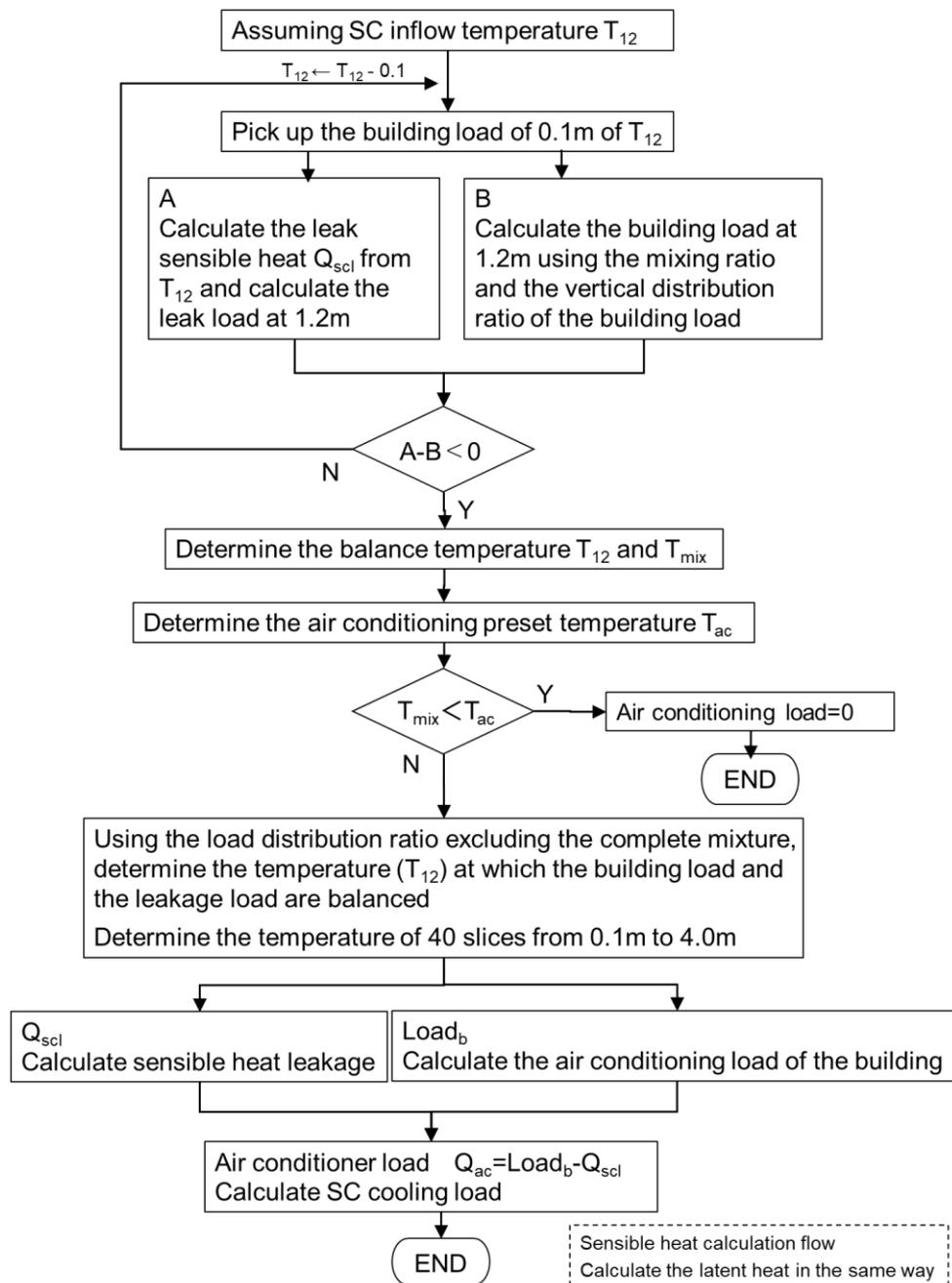


図 5-3-8 計算フロー

(3)消費電力

冷却負荷から消費電力を計算するには、様々なパラメータが必要となる。第3章に示すように、①SC設定温度から決まる蒸発温度によるCOPの変化、②COPの外気温度補正、③配管長による冷却能力低下補正についてメーカーカタログ値から定式化した。空調に要する消費電力量計算は、未処理負荷が発生せず、すべての空調負荷が空調機で処理されるとし、冷房も暖房も定格COPは3.5（外気温度補正有）を用い計算した。

5.4 実測値との比較

5.4.1 計算条件

実測値と計算値を比較するために、標準気象データと似ている実測日を選定した。選定した対象日の気象条件の比較を表 5-4-1 および図 5-4-1、5-4-2 に示す。実測の全天日射量は名古屋気象台のデータを表示した。

表 5-4-1 計算条件（実測との比較）

CASE	Meteorological data (Nagoya)	Air conditioning preset temperature / humidity	Mix	Air-conditioned area
8-4-26-60	8/4	26°C60%	80%	Overall
2017-8-10	Measurement	(26°C)	—	—
1-14-22	1/14	22°C	80%	Overall
2018-1-30	Measurement	(22°C)	—	—

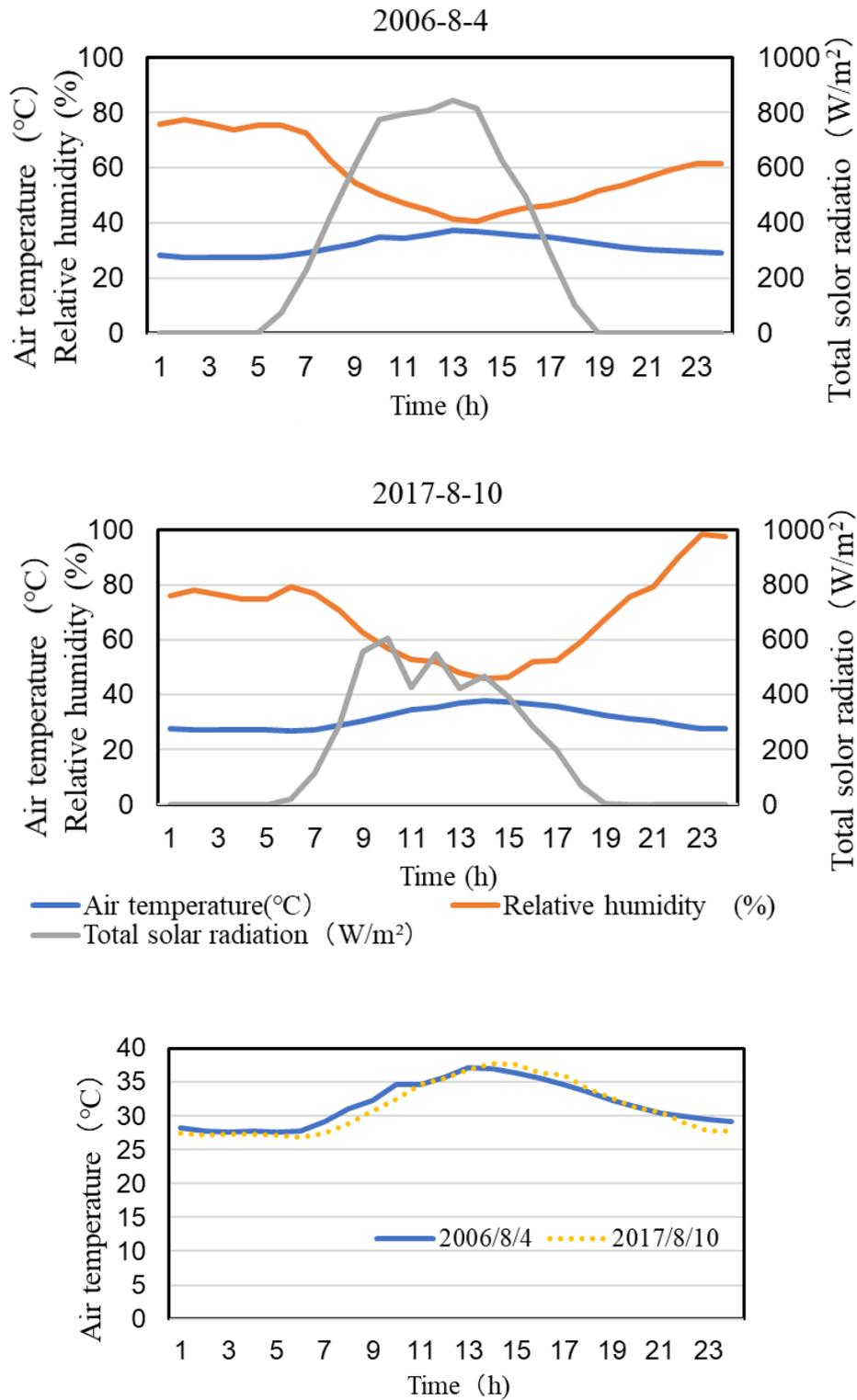
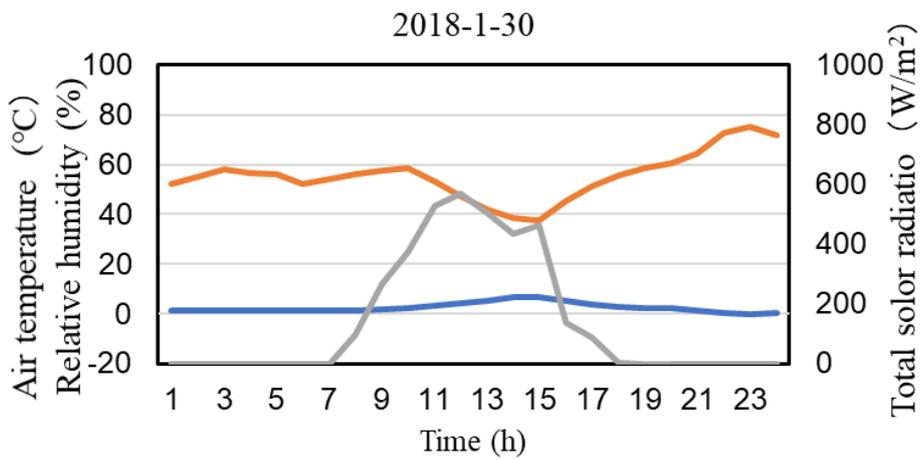
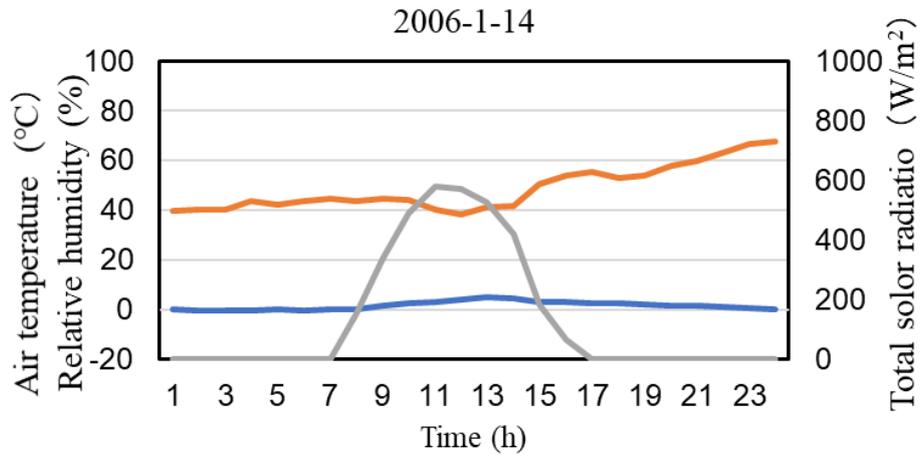


图 5-4-1 夏期比較日気象条件 (計算 2006 年 8 月 4 日、実測 2017 年 8 月 10 日)



— Air temperature(°C) — Relative humidity (%)
— Total solar radiation (W/m²)

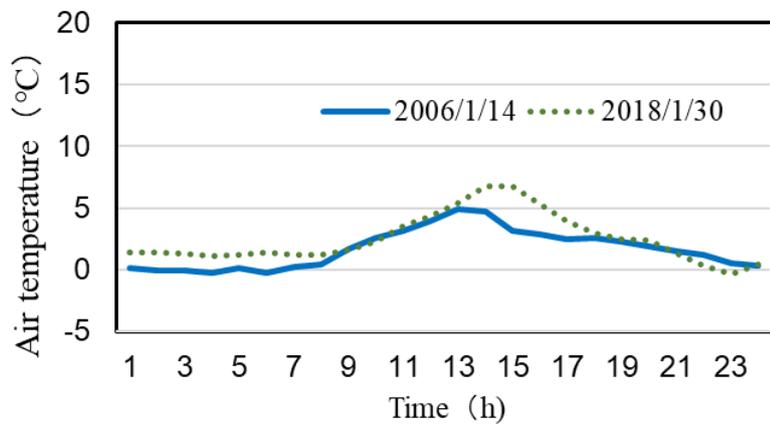
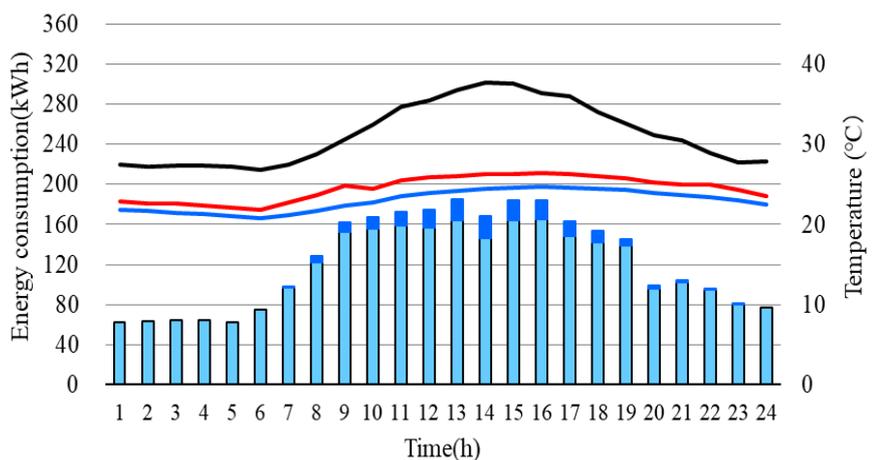


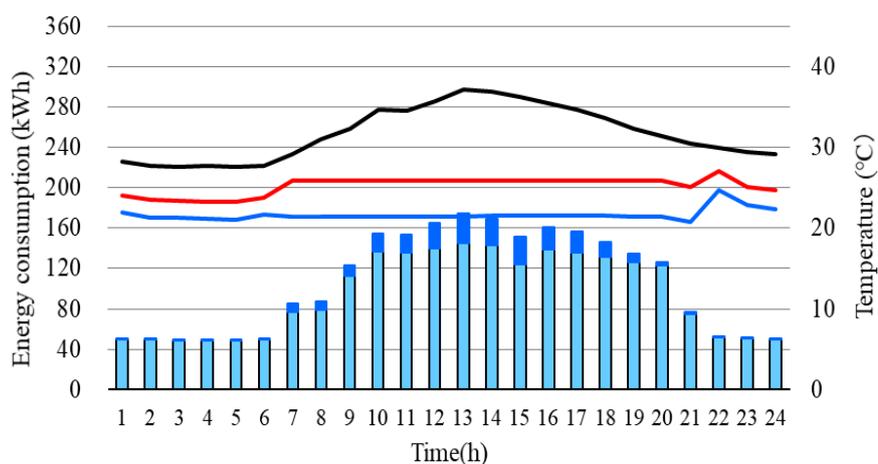
図 5-4-2 冬期比較日気象条件 (計算 2006 年 1 月 14 日、実測 2018 年 1 月 30 日)

5.4.2 計算結果

SC 冷凍機と空調室外機の消費電力と、FL1.2m の温度について実測値と計算値の比較を行った。空調設定は実測時と同様の 26°C60%とした。図 26 に夏期、図 27 に冬期の比較結果を示す。実測の店内温湿度はモデル店舗内の天井付近 4 点と高さ 1.2m の 4 点の平均温度を示している。実測値に比べ FL1.2m の温度が低めに計算されており、それに伴い冷凍機の消費電力が小さく、空調電力が大きく計算されている。SC 漏洩熱と空調負荷の分担がやや空調が大きくなっているため、冷凍機と空調の合計消費電力比較（運用が安定している 10～19 時の合計値）では、実測値と比べ計算値は-7.6%、-130kWh とやや小さくなった。鉛直混合率等のパラメータ設定に一部課題があるものの、それぞれの負荷の日変動や冷凍空調の分担割合の変化とそれに伴うエネルギー計算はよく再現できている。



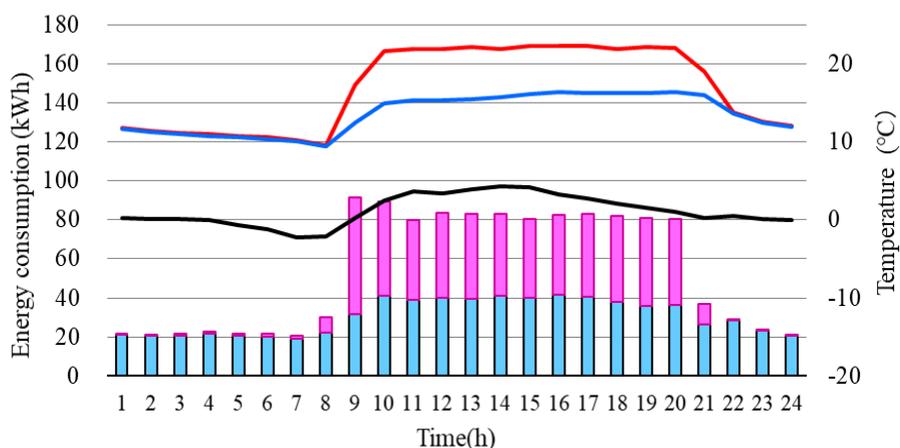
(a) 実測結果 (2017年8月10日)



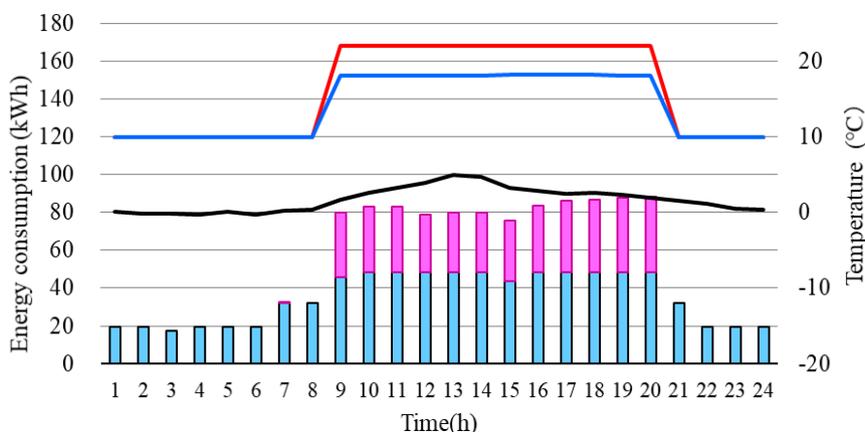
(b) 計算結果 (気象データ 2006年8月4日)

図 5-4-3 実測と計算の比較 (夏期)

冬期は空調稼働時間を実測に合わせて9～20時にて計算した。また夜間のFL+1.2m温度は10℃以下とはほぼならないため、10℃を計算下限とした。冬期では実測値と比べるとFL1.2mの温度がやや高く計算され、それに伴いSC冷凍機の消費電力も少し大きく計算されている。SC漏洩熱もそれに伴い増加するが店内エンタルピが冬期であり小さいため、それに伴う暖房負荷の増加はほとんどない。また、天井付近温度は約1℃実測値が高くなっており、暖房消費電力は計算値より実測値がやや大きくなっている。この結果、冷凍機と空調の合計消費電力比較（運用が安定している10～19時の合計値）では、実測値と比べ計算値は0.5%、-4kWhとほぼ等しくなった。パラメータ設定には一部課題があるものの、暖房計算においても冷凍機と空調の消費電力について計算結果は現象を良く説明できており、それぞれの負荷の日変動もよく再現できている。



(a) 実測結果 (2018年1月30日)



(b) 計算結果 (気象データ 2006年1月14日)

図 5-4-3 実測と計算の比較 (冬期)

5.5 まとめ

本章では、第3章、第4章で示した SC 漏洩熱量と建物空調負荷がバランスすることで店内エンタルピが決定することを利用して、SC 冷却負荷と空調負荷を計算する手法を提案した。食品小売店舗の特徴である鉛直方向に強い温度勾配を一般化するための手法も合わせて考案した。空調と冷却に関する消費電力の計算結果と実測結果を比較することで計算モデルの妥当性を評価した。モデル作成時に得られた知見を以下に示す。

- (1) 小型食品小売店舗における CFD 解析結果によると、SC 漏洩熱は下部に多く滞留し、天井に向かうにつれてその分布は小さくなる。
- (2) SC 漏洩熱は、天井までの混合する完全混合分と非混合分に分かれ、非混合分は擾乱や漏洩熱の大小にかかわらず、1つのモデルで分布率を示すことができる。冷房の場合の完全混合率は空調温度が低く、風量が大きい方が大きくなり、26～60%まで変動した。
- (3) 冷房設定温度は、およそ天井付近の温度とすることができる。鉛直混合率が大きくなると冷房の場合は、冷気が天井付近まで拡散されることから天井付近の温度は低下する。温度勾配は小さくなり、天井付近温度が冷房設定温度より低下する場合は冷房負荷が無くなる。
- (4) 暖房設定温度は、およそ天井付近の温度とすることができる。鉛直混合率が大きくなると暖房の場合は、冷気が天井付近まで拡散することから温度勾配が小さくなる。冷房と異なり天井付近に拡散した SC 漏洩熱は暖房負荷として処理されるため、天井付近温度は低下せず、暖房設定温度となる。
- (5) 店舗を SC が偏在する 2 エリアおよび中央の 1 エリアに分けた場合、モデル店舗の中間期の場合、実測結果と照らし合わせると SC 偏在エリアへの滞留率は 60～75%となり、水平面の一様状態と比べ、やや偏在する結果となった。
- (6) 実在店舗の中間期の実測結果を用いて、エリア滞留率を左エリア 75%、右エリア 60%、鉛直混合率 80%とした。このパラメータを用いて夏期の再現計算を行ったところ、FL+1.2m の温度では、計算値が実測結果より低く計算され、実測に比べて鉛直温度分布が大きくなったが、SC 消費電力や空調消費電力の変化は概ね再現できた。
- (7) 夏期と同条件にて冬期の再現計算を行ったところ、FL+1.2m の温度では、計算値が実測結果より高く計算され、実測に比べて鉛直温度分布が小さくなったが、SC 消費電力や空調消費電力の変化は概ね再現できた。

第 5 章の参考文献

- [1] 魏誠浩、藤田美和子、鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（第 18 報）店舗温熱環境解析 CFD モデルを用いた省エネルギー対策評価，第 37 回エネルギーシステム・経済・環境カンファレンス講演論文集，2021.1

- [2] 藤田美和子、鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（その 19）CFD による SC 冷気漏洩量・擾乱と店舗鉛直温度分布の分析，日本建築学会大会学術講演梗概集．2021.9

- [3] 藤田美和子、鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（第 15 報）実測による食品小売店舗の温度分布に関する考察，日本建築学会大会学術講演梗概集．2020.9

- [4] 藤田美和子、鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（第 20 報）店舗内温湿度分布を考慮したエネルギー消費と店内環境の分析，第 40 回 エネルギー・資源学会研究発表会，2021.8

- [5] M. FUJITA et al: Study on Energy Consumption of the Food Retail Store (Part2): Refrigeration load analysis to evaluate the interaction. Journal of Environmental Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 86 No. 786, pp.777-787, Aug., 2021 (in Japanese)
藤田美和子、鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（その 2），日本建築学会環境系論文集，第 86 巻 第 786 号，pp.777-787, 2021. 8

第6章 省エネルギー対策とデマンドレスポンス

食品小売店舗の省エネルギー対策は、SCの種類の変更や断熱性の向上、換気量の低減など多くのことが考えられるが、本章では前章で述べた「空調と冷凍の相互影響を考慮したモデル」を利用して、空調設定温度の変更、鉛直完全混合率の変化、エリアを限定した空調運用がエネルギー消費や店内の温熱環境にどのような影響を与えるかを計算評価した。また、食品小売店舗のDRでは、SC設定を変更した場合や停止が容易な空調をエネルギーリソースとした場合のDRポテンシャルを計算し考察した。

6.1 エネルギー消費の年間計算

6.1.1 計算条件

空調設定温度を変更して年間計算を行い、空調負荷と冷却負荷および空調消費電力と冷凍機消費電力の関係について分析した。計算条件を表6-1-1に示す。夏期計算（冷房モデル）は4月～11月、冬期計算（暖房モデル）は12月～3月に適用した。本節では、計算負荷の軽減のために、水平混合は一樣として計算した。

表 6-1-1 計算条件（完全混合率（鉛直）80%、水平混合一樣）

CASE	Heating preset temperature	Cooling preset temperature	SC type
W19_S22	19°C	22°C	Table 6-6-1 (6 system : RI(FR))
W19_S25		25°C	
W19_S28		28°C	
W22_S22	22°C	22°C	
W22_S25		25°C	
W22_S28		28°C	

昼間モデルの適用（SC ナイトカバー無し、空調有り）は7～21時としている。

6.1.2 年間の空調と冷却負荷と消費電力の変化

図6-1-1～6-1-4に12か月の日平均負荷と消費電力量変化を示す。図6-1-5、6-1-6に年間の総消費電力量の比較を示す。

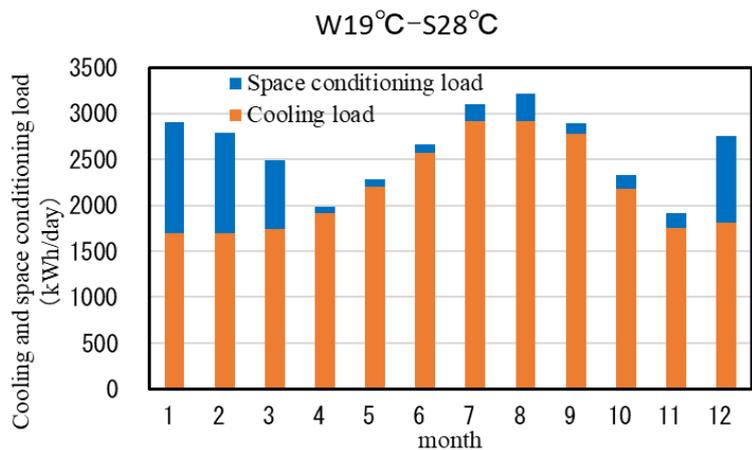
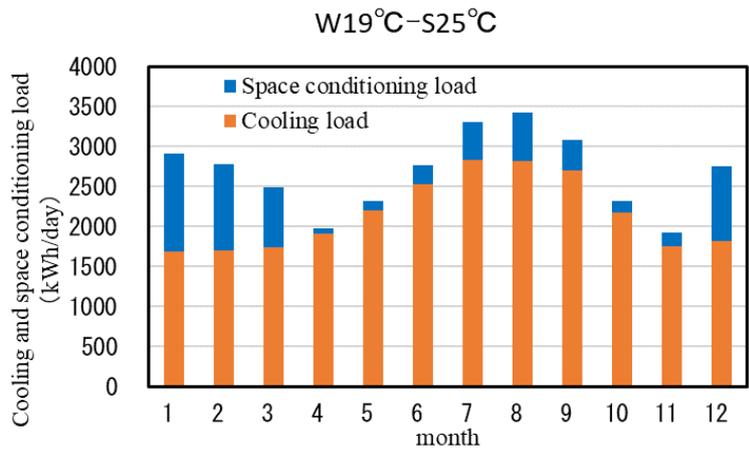
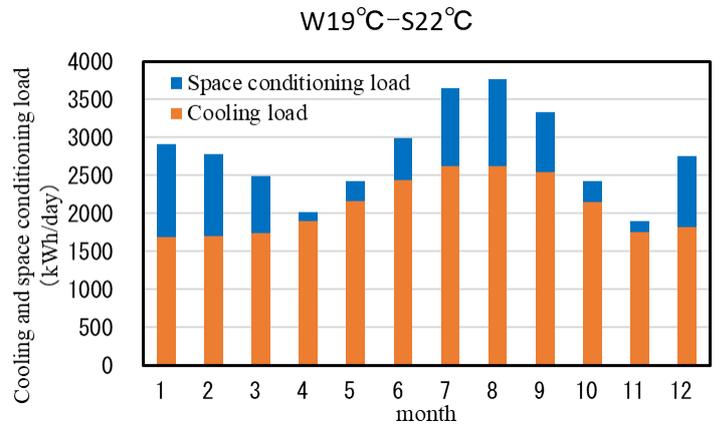


図 6-1-1 空調と冷却負荷の年間変化（暖房 19°Cの場合）

夏期の空調負荷は 22°C60%設定では最大で 1100kWh/日となるが、設定温度が上昇するにつれて減少し、28°C60%設定では 290kWh/日となる。8月の冷却負荷は、22°C設定では 2619kWh/日に比べ、28°C設定では 2920kWh/日と 300kWh 増加する。

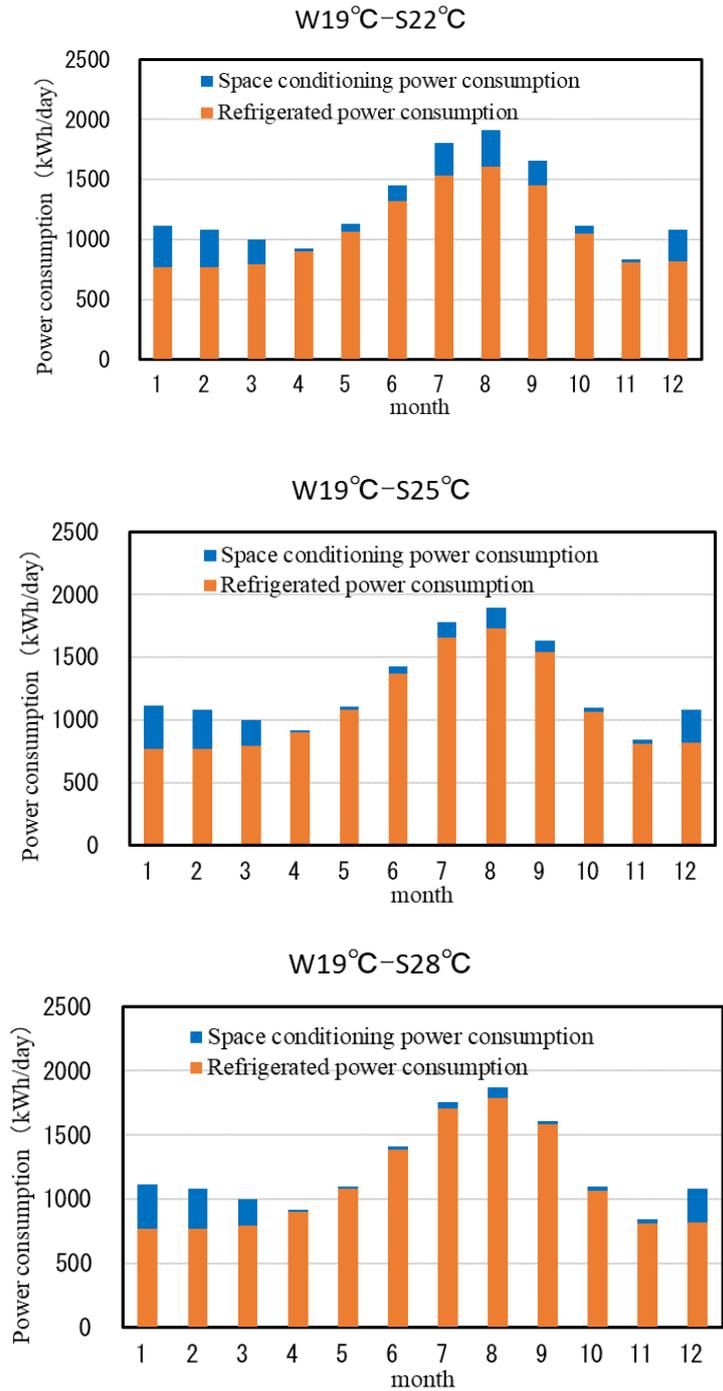


図 6-1-2 空調と冷凍機の消費電力の年間変化（暖房 19°Cの場合）

夏期の空調消費電力の 8 月平均を見ると、22°C60%設定では最大 306kWh/日となり設定温度が上昇するにつれて減少し、28°C60%設定では 79kWh/日となった。冷凍機消費電力は 22°C60%設定では 1608kWh/日、28°C60%設定では 1787kWh/日と 180kWh 増加し、合計では 22°C60%設定 1914kWh/日から 28°C60%設定 1866 kWh/日とわずかに減少した。

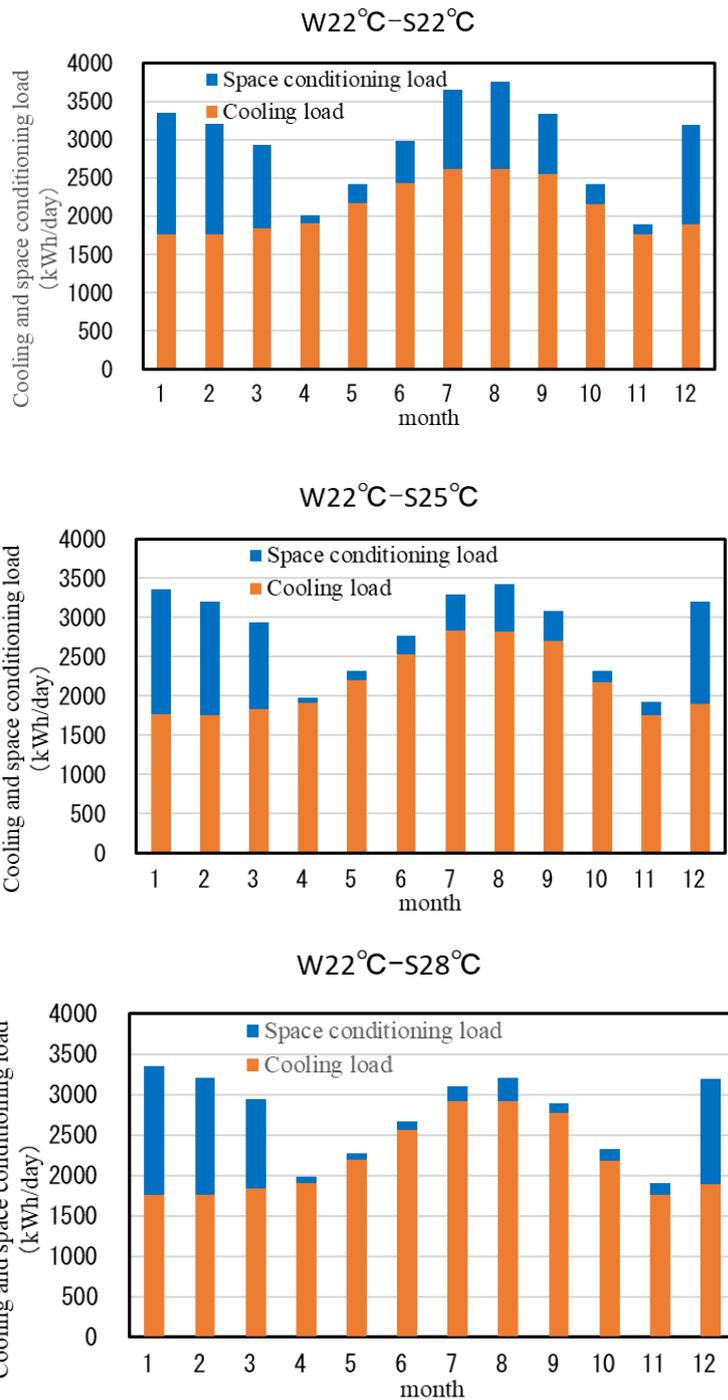


図 6-1-3 空調と冷却負荷の年間変化（暖房 22°Cの場合）

冬期の日平均空調負荷を図 6-1-1 と 6-1-3 にて比較すると、22°C設定では1月が最大で1214kWh/日となるが、設定温度が19°Cでは1590kWh/日と、376kWh/日と減少する。冷却負荷は1月の日平均では22°C設定では1764kWh/日、19°C設定では1690kWh/日と74kWh減少する。空調設定温度が低くなると空調も冷凍も負荷が減少する。

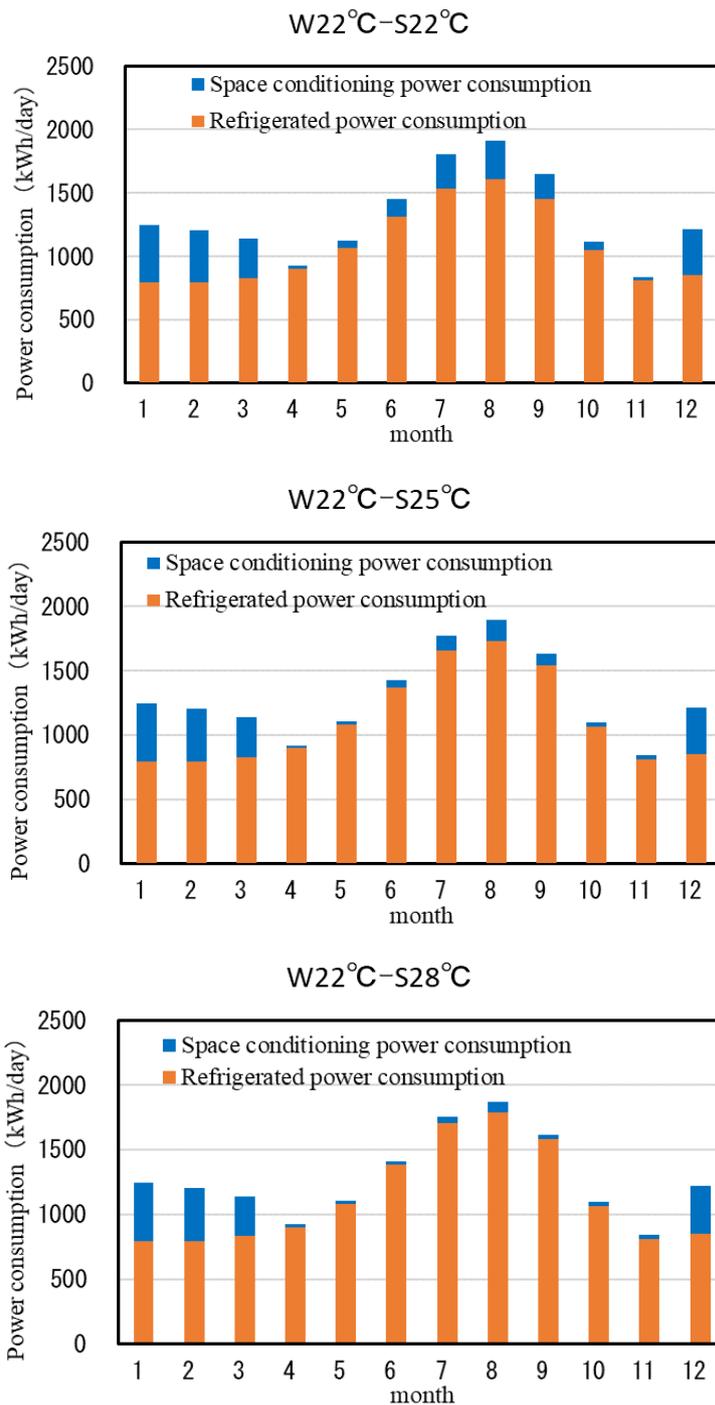


図 6-1-4 空調と冷凍機の消費電力の年間変化（暖房 22°Cの場合）

冬期の空調消費電力の 1 月平均を図 6-1-2 と 6-1-4 にて比較すると 22°C設定では 452kWh/日となるが、19°C設定では 346kWh/日と減少する。1 月の冷凍機の日平均消費電力量は 22°C設定では 795kWh/日、19°C設定では 766kWh/日と減少する。空調と冷凍消費電力量の合計値では、1241 kWh/日から 1112 kWh/日となり 130kWh/日、約 10%減少した。

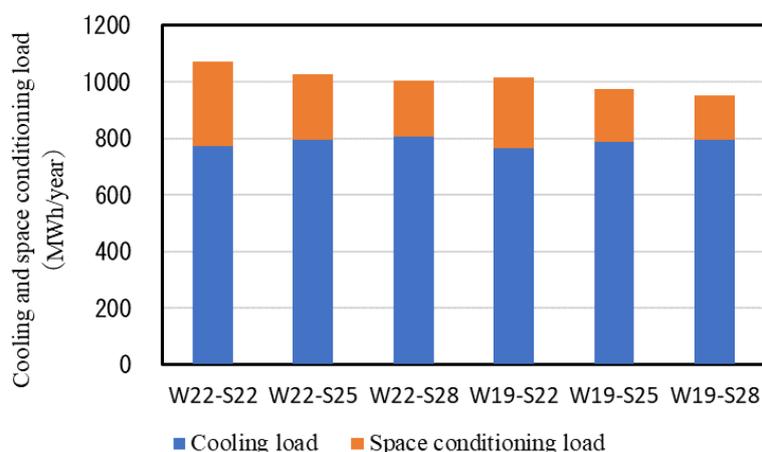


図 6-1-5 空調と冷却の年間熱負荷の比較

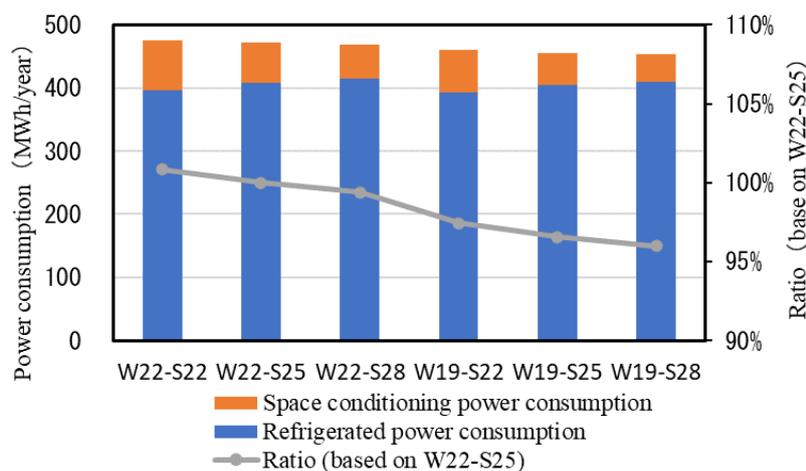


図 6-1-6 空調と冷凍機の年間消費電力量の比較

年間負荷を各ケースで比較すると、月別の評価と同様に冬期では空調設定温度が高いほど空調負荷も冷却負荷も増加した。夏期では空調設定温度が高いほど空調負荷は減少し、冷却負荷は増加する。年間の消費電力量は、冬期の設定温度の低下の影響が大きく、基準を冬期 22℃設定、夏期 25℃60%とした場合に、冬期 19℃夏期 28℃60%では年間で 4%の削減となった。

6.1.2 外気温度別の店内エンタルピと冷凍機および空調消費電力の関係

月平均および年間の消費電力量の空調設定変更による省エネルギー効果を前節では評価したが、これらは年間の設定温度を固定運用した場合の効果である。空調を積極的に稼働させた方が省エネルギーとなるかは、冷凍・空調の熱負荷とその時の各機器の COP によって決まるため、最適な空調設定温度は外気温度によって変わると考えられる。冷凍機消費電力は SC の漏洩熱の大小、つまり店内空気のエントルピと外気温度によってきまり、空調消費電力は店内のエントルピと外気温度に強い影響を受ける。模式

図を図 6-1-7 に示す。これらの関係を考察できれば外気温度毎の適した空調運用方法を決定することができる。

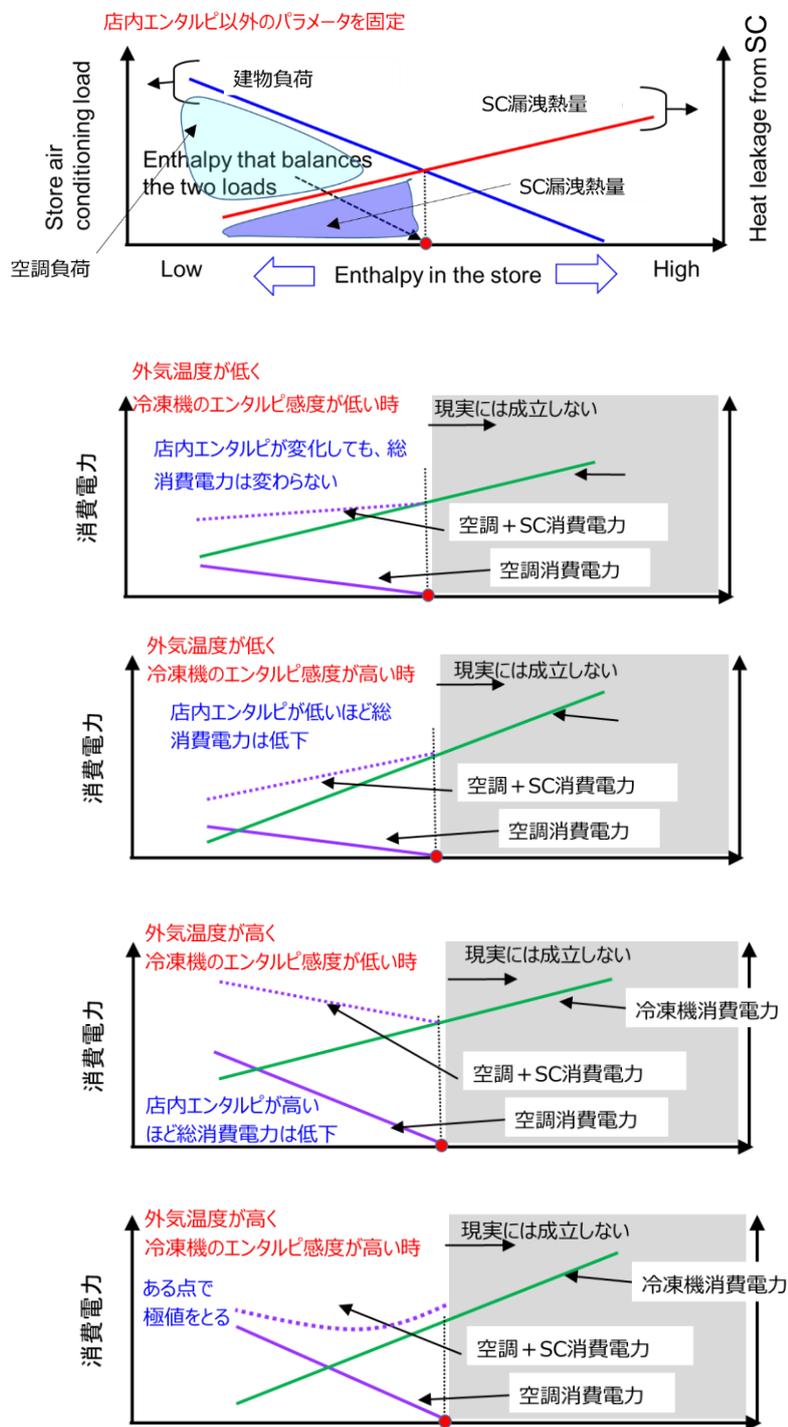


図 6-1-7 空調と冷却の負荷分担と合計消費電力の関係

冬期の年間計算結果から外気温度が近いデータを取り出し、温度別に店内エンタルピと空調消費電力および冷凍機消費電力についてグラフ化した。外気温度 $T_{\text{air}}=1^{\circ}\text{C}$ とは $T_{\text{air}}=1.0\sim 1.9^{\circ}\text{C}$ を示している。外気温度 1°C 、 10°C 、 15°C の暖房時の特性を図 6-1-8 に示す。

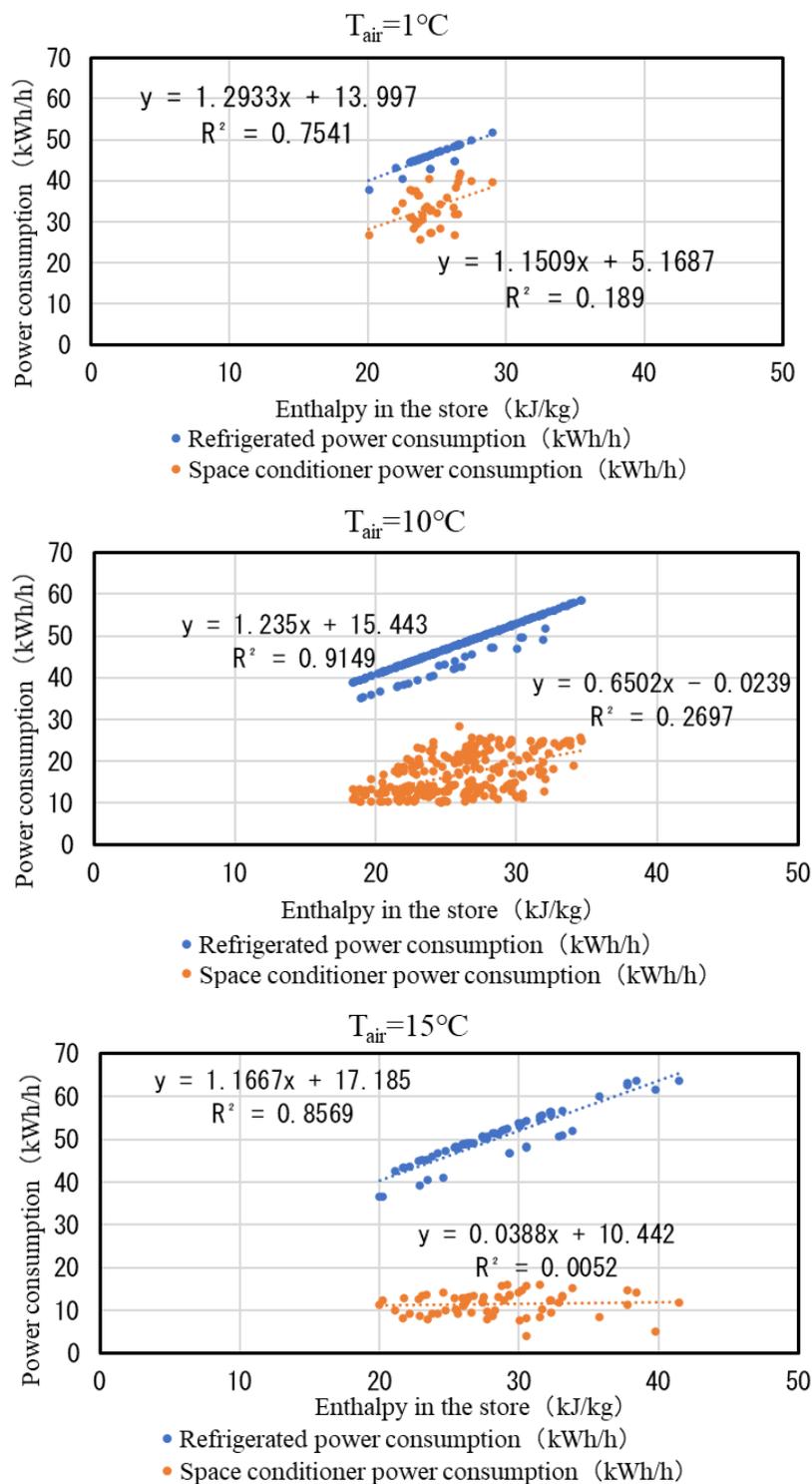


図 6-1-8 店内エンタルピと空調消費電力および冷凍機消費電力 (冬期)

この結果によると冷凍機消費電力の店内エンタルピ特性は外気温度が変化しても変わらない。冷凍機保護のため冷凍機蒸発温度が下がりすぎない制御があるため、冷凍機 COP の温度補正を外気温度 15℃以下では一定としているからである。一方、暖房空調消費電力は外気温度が上昇するにつれて、建物の負荷が減少すると共に空調 COP が上昇するため消費電力は減少する。空調消費電力の店内エンタルピに対する変化は、店内エンタルピが上昇するほど、暖房負荷が増加するため増加していく。つまり、冬期においては外気温度に関わらず店内エンタルピをできるだけ低く運用することで、空調と冷凍に関する消費電力が低下する。計算結果から得られた各特性の回帰式を用いて、外気温度別の店内エンタルピと冷凍と空調の合計電力量の関係を図 6-1-9 に示す。外気温度が高くても低くても、店内温湿度 22℃30%を 19℃30%とすると、約 13%の省エネルギーとなる。

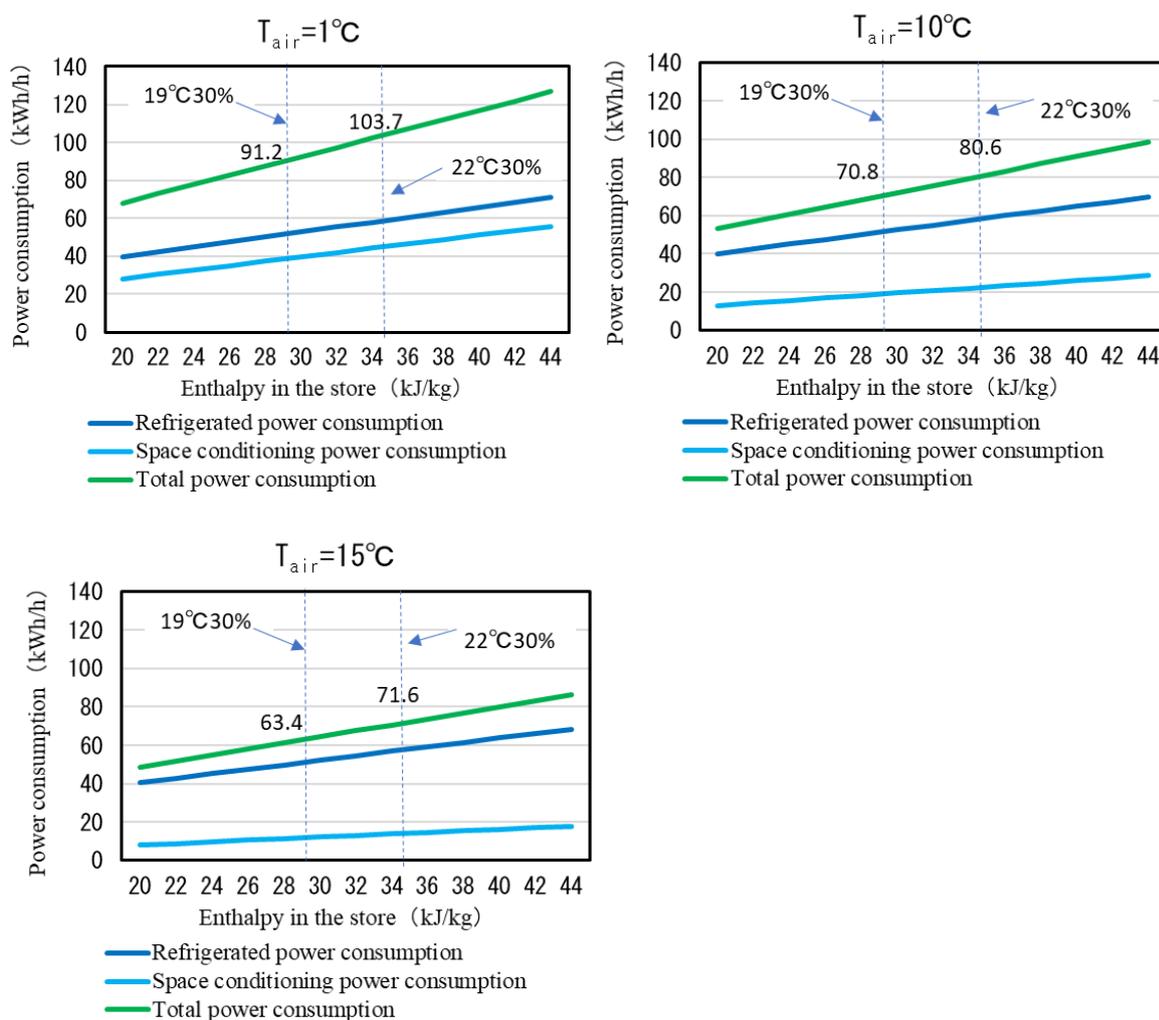


図 6-1-9 外気温度別の店内エンタルピと冷凍と空調の合計電力量の関係（冬期）

次に夏期の年間計算結果から外気温度が近いデータを取り出し、温度別に店内エンタルピと空調消費電力および冷凍機消費電力について示した。外気温度 $T_{\text{air}}=27^{\circ}\text{C}$ とは $T_{\text{air}}=27.0\sim 27.9^{\circ}\text{C}$ を示している。外気温度 27°C 、 30°C 、 34°C の暖房時の特性を図 6-1-10 に示す。

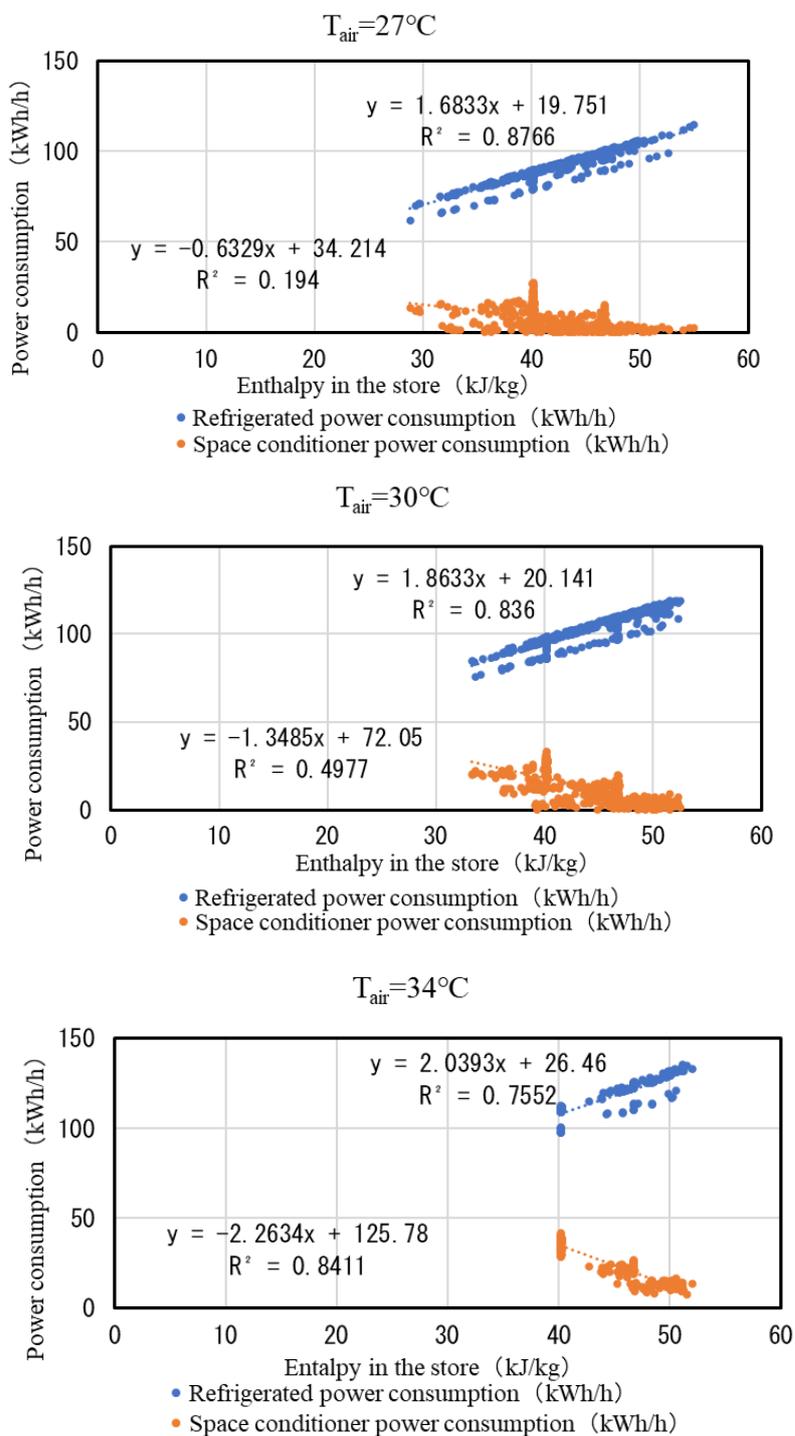


図 6-1-10 店内エンタルピと空調消費電力および冷凍機消費電力（夏期）

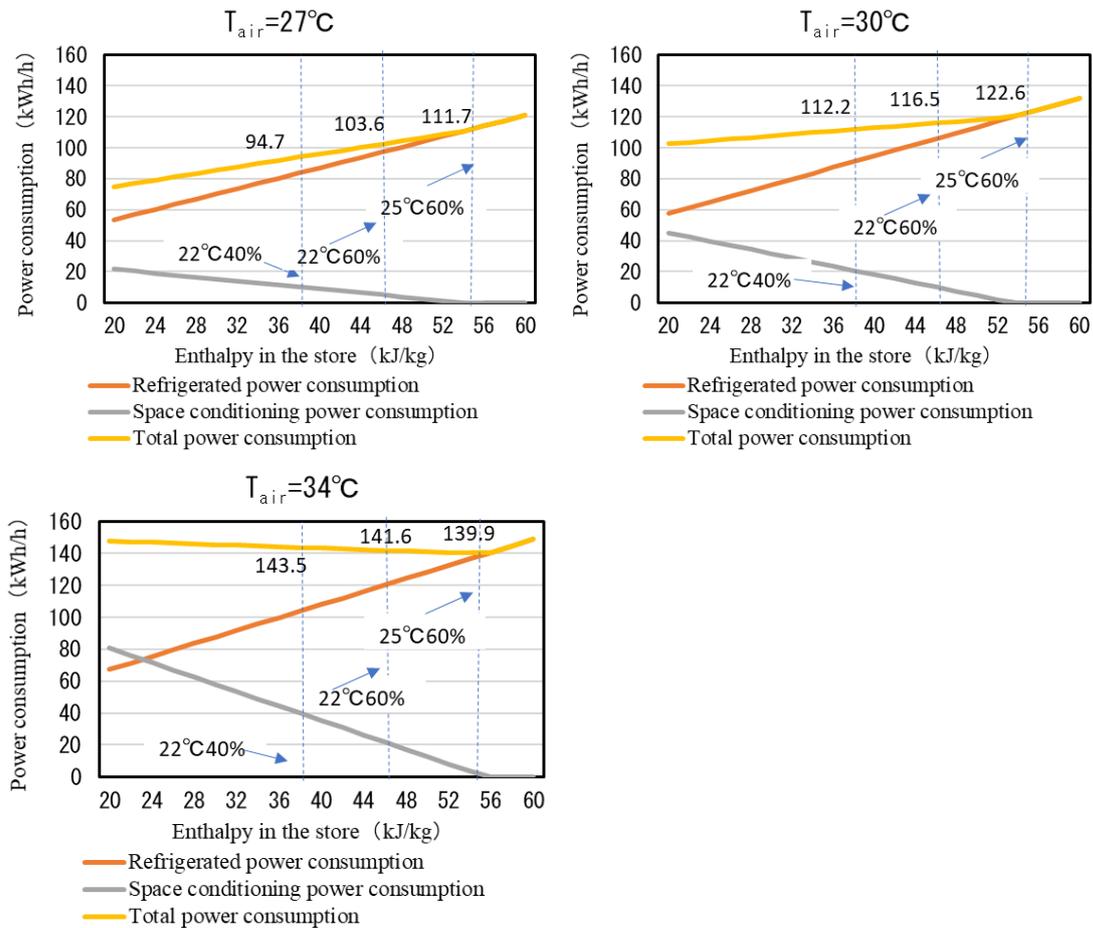


図 6-1-11 外気温度別の店内エンタルピと冷凍と空調の合計電力量の関係（夏期）

冷凍機消費電力の店内エンタルピ特性は冬期と異なり外気温度が上昇するにつれて、絶対値が大きくなり傾きも大きくなっていく。空調消費電力も店内エンタルピが低下するほど負荷が増加し COP も低くなるため、店内エンタルピに対して絶対値は大きくなる。また外気温度が高い場合は、店内エンタルピ変化に対する消費電力増加量が大きくなる。計算結果から得られた各特性の回帰式を用いて外気温度別の店内エンタルピと冷凍と空調の合計電力量の関係を図 6-1-11 に示す。冷凍と空調の合計電力量の店内エンタルピを減少させた場合の省エネルギー量は、外気温度によって空調消費電力の増加と冷凍消費電力の減少の割合が異なるため、外気温度が 34°C の場合では店内冷房を用いない方が省エネルギーとなり、外気温度が 27°C と低い場合は冷房により店内エンタルピを減少させた方が省エネルギーとなる。ただし、快適性を担保するために店内温度を極端に小さくすることはできないため、除湿を組み合わせる必要がある。

6.2 夏期の空調運用変更の影響

6.2.1 計算条件

第5章で作成した水平エリアを3つに分割するモデルを用いて、空調設定温度変更、エリアを限定した空調、混合率変化が消費電力や店内環境に与える影響について評価した。計算条件を表6-2-1に示す。

表 6-2-1 計算条件 (標準気象データ : 8月4日)

CASE	Air conditioning preset temperature / humidity	Mix	Air-conditioned area	
22-60	22°C60%	80%	全体	
25-60/LCR-25 /25-60-MIX80	25°C60%			
28-60	28°C60%			
LR25-C28	—			LR : 22°C60% C : 28°C60%
LR22-C28	—			LR : 25°C60% C : 28°C60%
25-60-MIX70	25°C60%	70%	全体	
25-60-MIX90		90%		

L : Left area C : Center area R : Right area (図 5-3-3)

6.2.2 計算結果

(1) 空調設定温度変更

図6-2-1に計算結果を示す。MIN-SELは3ケースの各時間の最小値を合算したものである。同じ空調条件を固定した比較ではわずかに28°C設定が最もエネルギー消費が少なくなった。開店後2時間、閉店前3時間を28°C、昼間を22°C設定とした場合が最も省エネとなり50kWh削減となった。SCから空調への負荷移行の効果がみられるが、省エネルギー効果は限定的であった。各設定の時刻変化を図6-2-2に示す。8月4日は

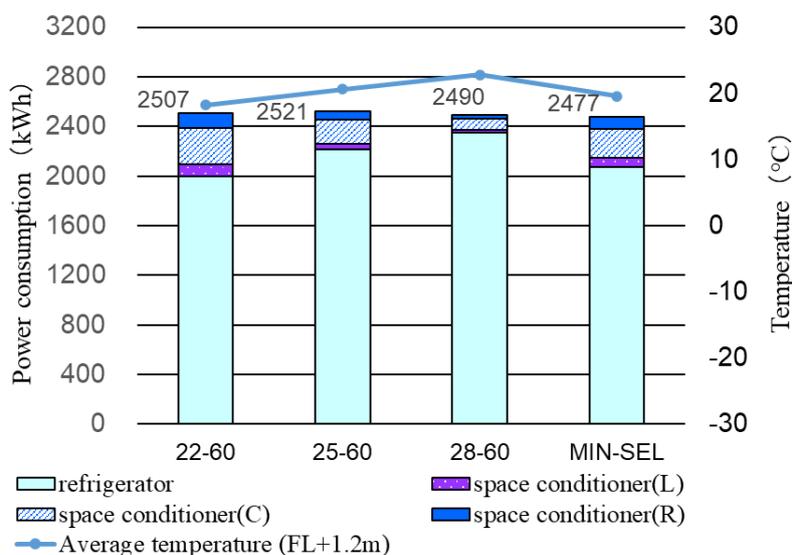
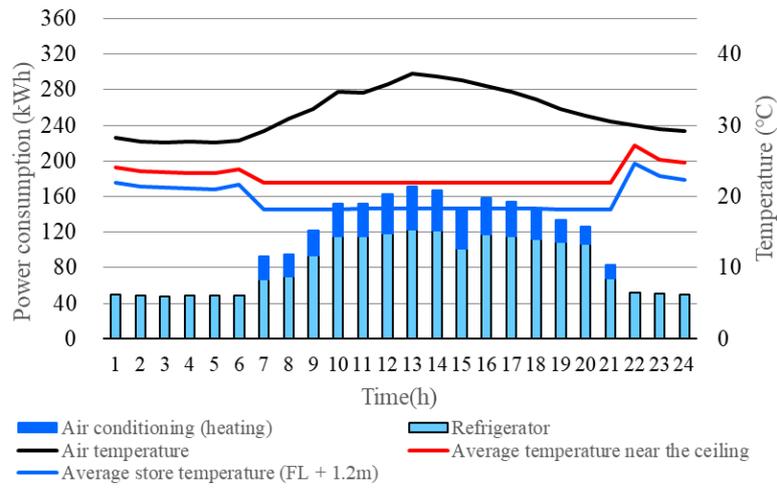
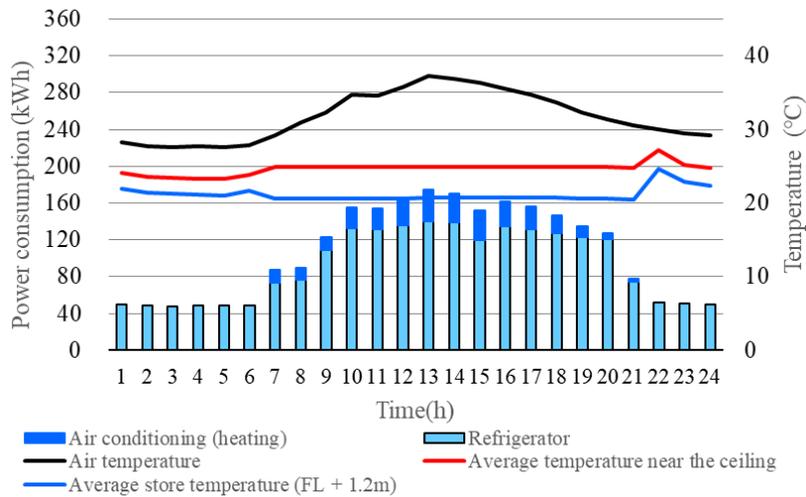


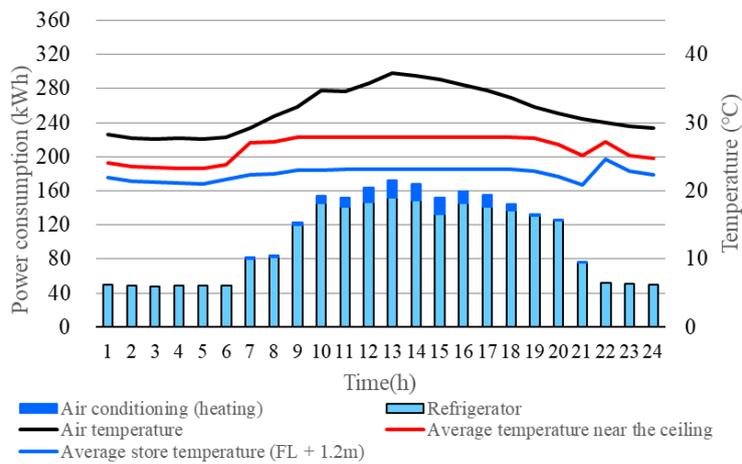
図 6-2-1 空調設定温度変更時の日積算電力量 (夏期)



(a) 冷房設定 22°C60%



(b) 冷房設定 25°C60%



(c) 冷房設定 28°C60%

図 6-2-2 空調設定温度変更時の時刻変化 (夏期)

朝早くから外気温度が 30℃を超えるため、多くの時間帯において冷房を積極稼働させない 28℃設定の消費電力が最も小さくなっていることがわかる。また、28℃設定の場合でも FL+1.2m の温度は 23℃ほどであり、居住域の快適感から見ると冷房を稼働させる必要がない。

(2) 空調エリア変更

SC が設置されていない空間の冷房を低い温度で設定することは単純にエネルギーの増加に繋がる。(1)では店舗全体の空調設定を等しくして計算したが、ここでは SC が多く設置されているエリアの空調を低くして省エネルギー量を評価した。図 6-2-3 に計算結果を示す。SC が多く設置されている左エリアと右エリアの空調設定を 25℃60%または 22℃60%として中央エリアを 28℃60%とした。SC エリアを限定的に空調することで少ない空調電力によって SC の消費電力低減を図ることができる。開店後 1 時間、閉店前 2 時間を 25℃設定、それ以外を 22℃設定とした場合 (MIN-SEL)、全体を 25℃設定の場合と比較して 97kWh の削減となった。部分的に冷却することで省エネルギー効果があるということは、エリア内の漏洩冷熱の滞留率を高めるとことでも実現できる。その場合はエリア毎の温度差が大きくなるため、快適性について検討することが必要である。

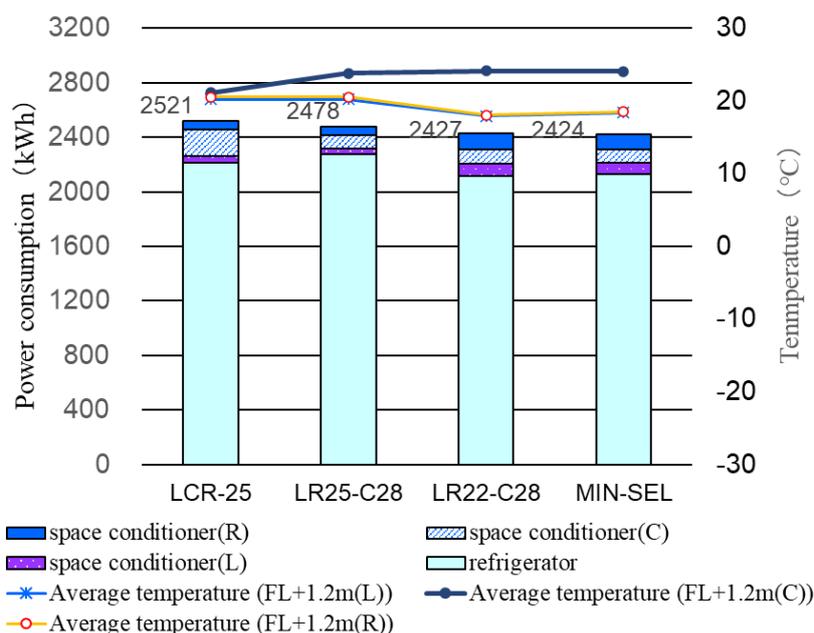


図 6-2-3 空調エリア変更 (夏期)

(3) 鉛直方向混合率変更

鉛直方向の混合率は 80% で計算しているが、店舗の状況によっては鉛直方向の混合率は変化する。そこで、鉛直方向の混合率を 70%、80%、90% と変化させた場合の空調と冷凍機の消費電力変化を計算した。図 6-2-4 に計算結果を示す。混合率が増す毎に鉛直温度分布が小さくなっていくことから建物の冷房負荷は大きくなっていく。しかし、SC 流入温度が上昇するため SC 漏洩熱が増加することで、建物の冷房負荷に占める漏洩熱は大きくなり、反対に天井付近の温度が低下していくことから空調が分担する建物の冷房負荷は小さくなっていく。このため、空調消費電力は減少し冷凍機消費電力が増加していく。

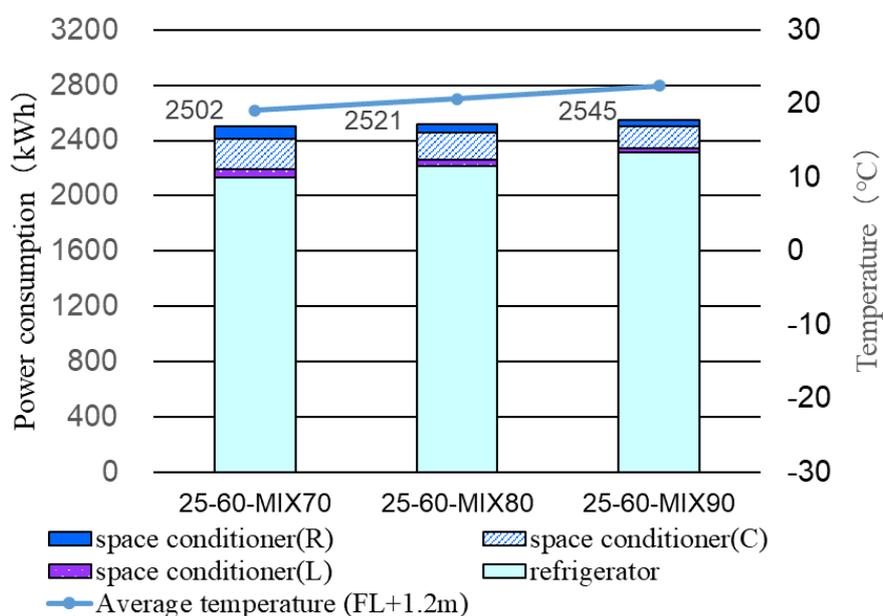


図 6-2-4 鉛直方向混合率変更 (夏期)

6.3 冬期の空調運用変更の影響

6.3.1 計算条件

夏期と同様に空調設定温度を変更した場合、鉛直方向の混合率を変更した場合について計算を行い考察した。計算条件を表 6-3-1 に示す。

表 6-3-1 計算条件（標準気象データ：1月14日）

CASE	Air conditioning preset temperature / humidity	Mix	Air-conditioned area
19/19-MIX80	19°C	80%	Overall
22/22-MIX80	22°C		
28-60	25°C		
19-MIX90	19°C	90%	
22-MIX90	22°C		

6.3.2 計算結果

(1) 空調設定温度変更

図 6-3-1 に日積算消費電力量を示す。空調設定温度を高くすると SC 漏洩熱も増加するため大きく消費電力が増加する。25°C設定と比較すると 19°C設定では 350kWh, 23%の減少となった。快適性が許す限り暖房を抑制することが節電に繋がる。

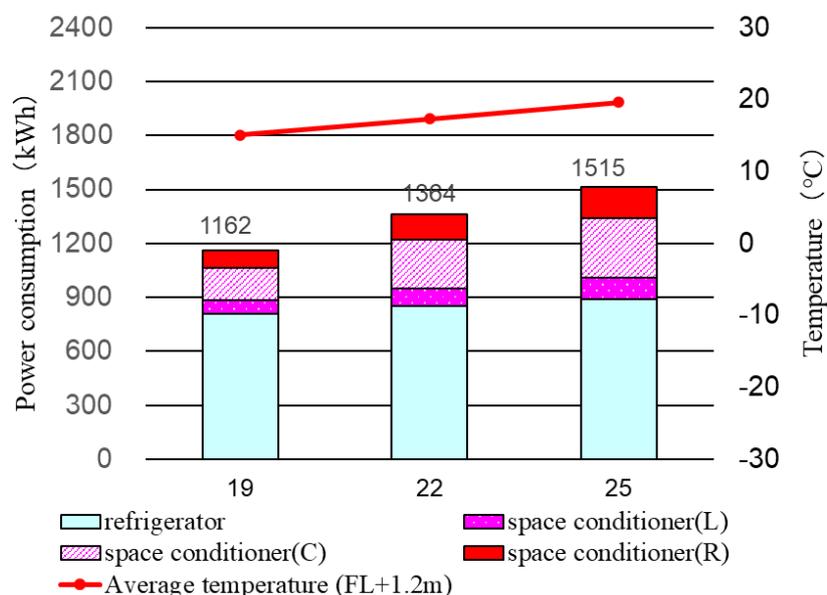


図 6-3-1 空調設定温度変更（冬期）

(2) 鉛直方向混合率変更

図 6-3-2 に計算結果を示す。夏期と同様に混合することで SC 流入温度が増加し SC 消費電力が増加する。同時に混合によって SC 漏洩熱を処理するため暖房負荷が増加し空調電力も増加する。22℃設定よりも 19℃設定で攪拌する方が快適性を維持したまま消費電力を低減できる。

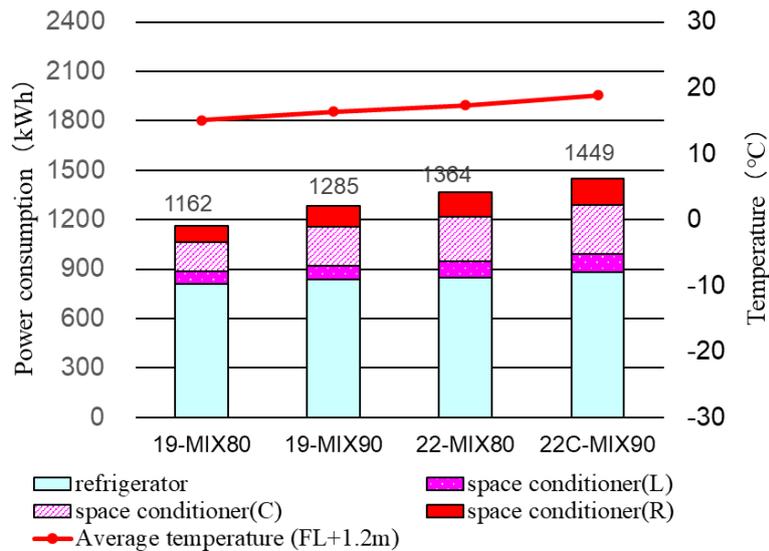


図 6-3-2 鉛直方向混合率変更 (冬期)

6.4 デマンドレスポンスポテンシャルの検討

従来の電力システムは、火力発電所等で発電された電力を需要に合わせて供給する集中電源方式が採用されてきたが、震災後のエネルギー供給の逼迫により需給バランスを意識したエネルギーマネジメントの必要性が再認識されている。また、電力系統へ太陽光や風力等の再生可能エネルギーの大量連系が進み、分散型電源・蓄電池・蓄熱機器・エネルギーマネジメントシステムを組み合わせた VPP (Virtual Power Plant: 仮想発電所) の必要性が提案されてきた。

エネルギーマネジメントにより需給調整力を生み出す DR は、欧米ではすでに多くのビジネスが開始されている。日本では経済産業省による実証事業が進められ、様々なエネルギーリソースによる DR の可能性が検証されている。業務用のエネルギーリソースによる DR は、空調、タンク付給湯器、冷凍設備等、躯体や貯湯槽や商品に蓄熱される機器について実証されている。

食品小売店舗は、多店舗展開していることから DR の群制御が可能と考えられており、実証試験も実施されている。既報[1]では食品小売店舗の「空調」に着目した DR 実証例が報告されているが実証試験であり、一般化したモデルを用いた定量化は行っていない。

そこで、本節では第3～5章の検討結果から、SC運用変更や空調設備の運用変更による需給調整力の変化について検討を行った。

6.4.1 ショーケース運用変更によるDRポテンシャル

SC運用変更は食品衛生上の懸念があるため、品質に影響が生じにくい表6-4-1のケースについて電力抑制可能性を計算した。結果を図6-4-1に示す。SC消費電力が増加する夏期のDR量は、Case1では3～4kWh/h、Case2では3～4kWh/hと小さい。SC設定温度が高い場合は冷却負荷も小さいため、設定温度の緩和では効果が小さくなる。Case2は、飲料用のSCをサーモオフさせた場合の計算結果であり、外気温度が30℃以上であれば5kWh/hの抑制効果がある。しかし、夏期には結露が生じる店内温湿度の場合は実施できない等の制約がある。Case3は冷蔵系すべてに強制的にファンによる除霜を行った場合である。外気温度30℃以上では除霜（以下DF）後の負荷増大を含んでも最大で12kWh/hの削減が期待できる。

表6-4-1 SC運用変更条件

ケース	変更内容	空調設定
Case1	冷蔵系一部の設定温度変更 冷蔵122尺：7℃→10℃ 飲料70尺：9℃→15℃ 冷蔵平台40尺：9℃→10℃	夏期25℃，冬期22℃ 表5-3-1
Case2	飲料70尺：冷却停止	
Case3	冷蔵系SC：DF回数4回/日→5回/日 (17時に1回追加)	

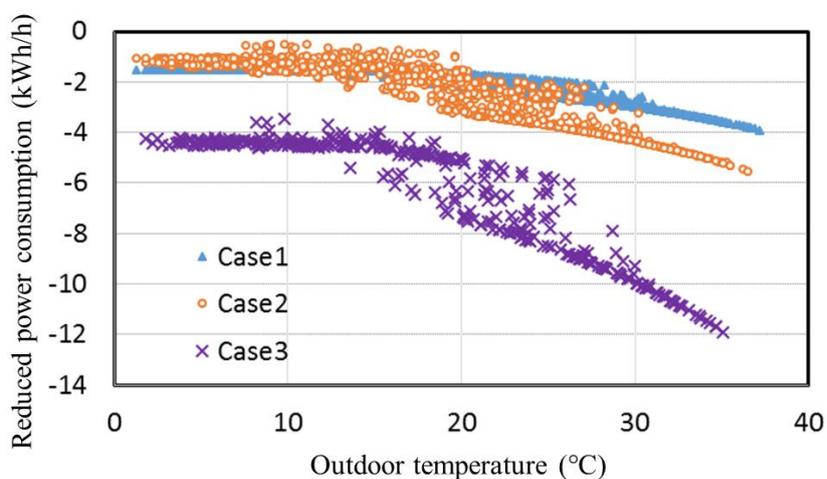


図6-4-1 SC設定変更によるDR量（計算）

6.4.2 空調運用変更によるデマンドレスポンスポテンシャル

空調の設定温度を低くすることで、SCの冷却負荷から空調負荷への負荷移行が生ずることは6.2節にて述べた。空調を停止した場合には、徐々に店舗の温度は上昇し冷凍機電力が増加し始めるため、長時間のDRでは調整力供出量は低下していくが、例えば30分程度であれば大きな電力上昇は生じないと考えられる。図6-4-2には冷房空調設定温度を22℃60%、25℃60%、28℃60%とした場合の1時間平均の消費電力と外気温度に対する関係を示す。

外気温度35℃の場合、空調22℃では40kW、空調25℃では25kW、空調28℃では12kW程度の調整力が期待できる。外気温度30℃となると、空調22℃では22kW、空調25℃では10kWが期待できるが、空調28℃では3kW程度とほぼ空調による調整力供出は期待できなくなる。5章では、空調設定温度を低下させた場合にわずかに消費電力が増加する場合があったが、需給バランスが逼迫すると予想される場合や、前日にDR供出量を約定している場合は、当日に冷房設定温度を低下させて調整力を確保する制御を行うことでインセンティブを多く確保できる可能性がある。ビルなどの業務用施設の場合は当日に空調稼働を増加させてDR供出力を高めようとしても、基準値は過去の実績より計算され、過去実績から計算された基準値とDR後の負荷カーブとの差が供出力となるため、当日の空調稼働を高めても調整力を増加させることができない。しかし、食品小売店舗の場合は、空調を積極的に稼働させても、その分冷凍機消費電力が低下するため、基準値はさほど変化せず、DR供出力だけ高めることができる可能性がある。

冬期の場合は、空調の設定温度を高くすることで、空調負荷が増大することは6.2節にて述べた。一般建物の負荷原単位よりもSC漏洩熱を打ち消す必要があるため、大きな空調負荷となる。図6-4-3には冷房空調設定温度を19℃、22℃とした場合の1時間平均の消費電力と外気温度に対する関係を示す。外気温度10℃の場合、空調19℃では12kW、空調22℃では22kWの調整力が期待できる。外気温度5℃となると、空調19℃では25kW、空調22℃では30kWが期待できる。冬期の場合は夏期と異なり、空調運用を急に変更することでDRポテンシャルを増加させることはできないため、常に店舗が必要とする暖房設定にしておき、それによる供出を行う必要がある。冬期も夏期もおおよそ空調温度を冬期22℃～夏期25℃とすれば、一店舗あたり10～30kWのDRポテンシャルが期待できる。

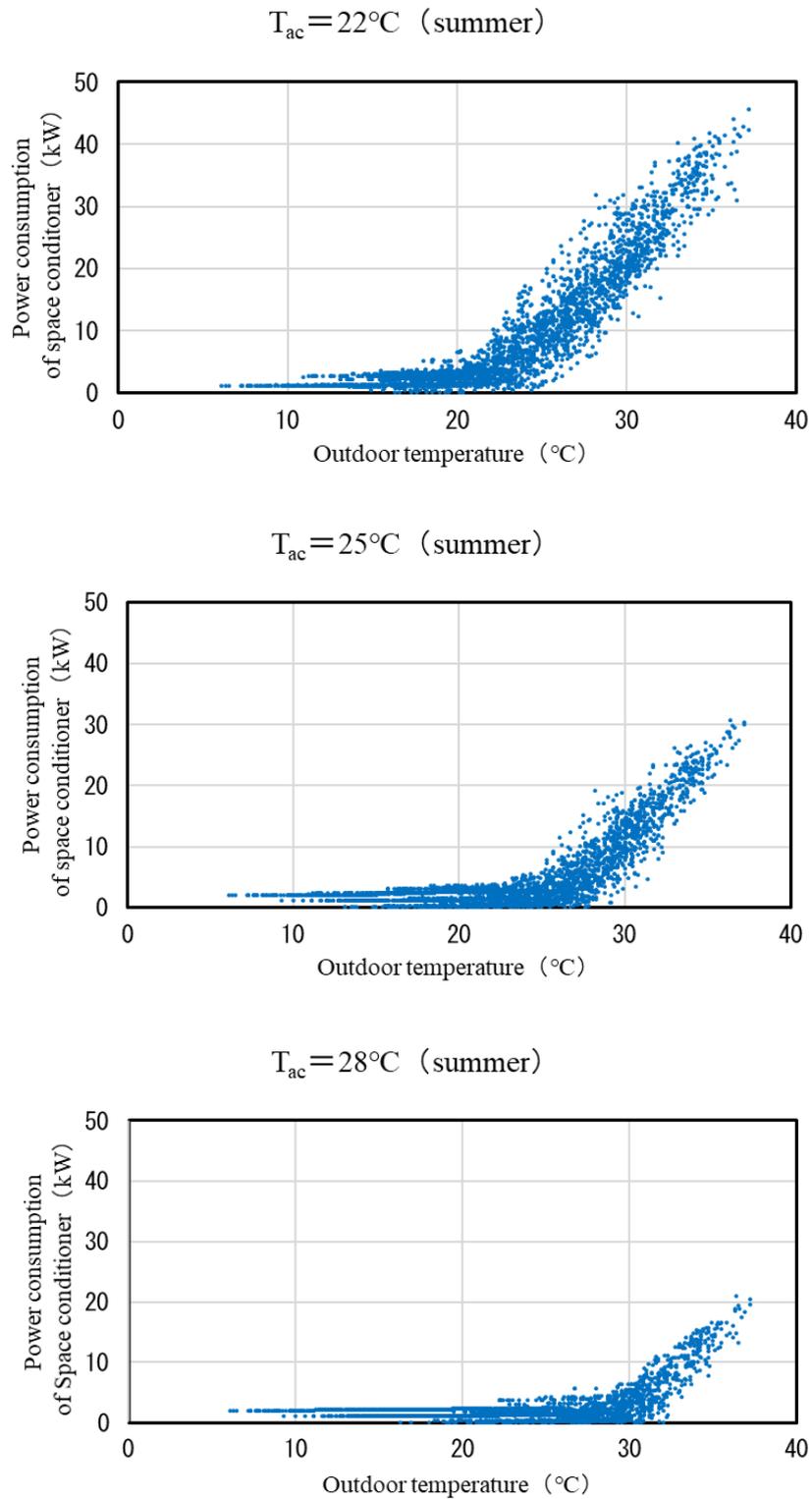


図 6-4-2 モデル店舗の空調 DR ポテンシャルと外気温度の関係 (夏期)

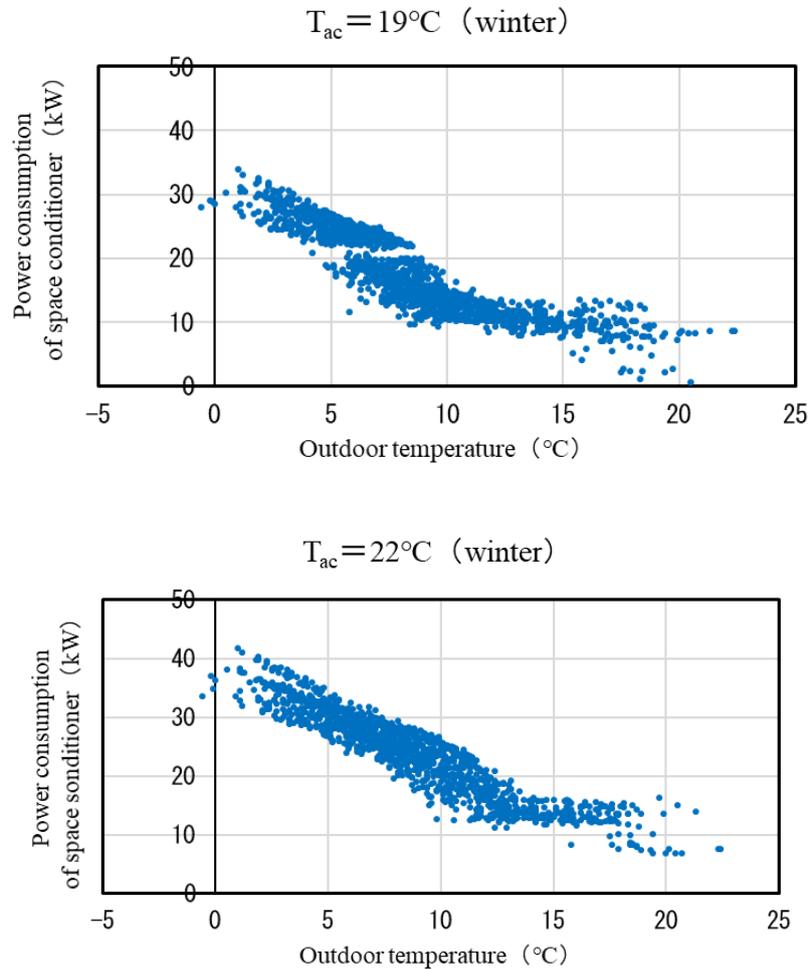


図 6-4-2 モデル店舗の空調 DR ポテンシャルと外気温度の関係（冬期）

6.5 まとめ

食品小売店舗の省エネルギー対策は様々なことが考えられるが、本章では第 4 章および第 5 章で示した SC 漏洩熱量と建物空調負荷がバランスを考慮し SC 冷却負荷と空調負荷を計算する手法を用いることで初めて計算が可能となる空調と冷却の相互影響による省エネルギー対策に焦点を当てた。空調設定変更を行った場合の省エネルギーの定量化や DR ポテンシャルの計算によって得られた知見を以下に示す。

- (1) 冷房時では空調設定を低くすることで空調負荷の分担が SC から空調へ移行していく。外気温度によって空調と SC の COP が変化するために外気温度によってその最適値は異なる。本計算では 50kWh/日 (2%) の消費電力が低減した。省エネ量は小さいが建物冷房負荷の空調による分担量が上昇するため、デマンド

制御時など冷凍機運転抑制が難しい場合には活用できる。

- (2) 冷房時のエリアを限定した空調は、小さな空調電力によって SC 付近の温度を低下させることができ省エネ効果が高い。全体を 25℃設定するよりも限定的に 22℃設定をすることにより約 100kWh (4%) 程度の消費電力の低減が期待できる。
- (3) 暖房時では空調設定を 25℃設定から 19℃設定に低くすることで 23% (350kWh/日) の省エネが期待できる。19℃設定は快適性が悪くなるため、混合率を 80% から 90%へ増加させると省エネ量は 230kWh/日 (15%) となるが快適性は 22℃設定程度まで向上する。
- (4) 冷房時も暖房時も混合率を上昇させると消費電力は増加する。冷房時は建物空調負荷が SC 側に分担される割合が高くなりメリットは無いが、暖房時には居住域の温度が上昇し快適性が向上するため、低めの設定温度で混合率を上げることも有効である。
- (5) SC 消費電力予測手法を用いて SC の運用変更による DR 可能量を試算した。外気温度が 30℃の試算結果では設定温度帯が高い SC の設定温度緩和によって 3kWh/h、飲料 SC のサーモオフによって 5kWh/h、冷蔵系の除霜運転追加では 12kWh/h となった。
- (6) 空調負荷と冷却負荷を組み合わせる手法を用い食品小売店舗の DR ポテンシャルの検討を行った。空調設定温度を冬期 22℃～夏期 25℃とすれば、一店舗あたり 10～30kW の DR ポテンシャルが期待できる。
- (7) 夏期は空調の積極稼働により空調の分担する負荷を大きくしても、空調と冷凍機の合計消費電力は大きくは増加しないため、供出量約定後に空調運用を変更することで確実に調整力を供出できる可能性がある。

第 6 章の参考文献

- [1] 藤田美和子、鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（その 2）：ショーケース冷却特性を用いた冷却負荷および冷凍機消費電力の計算日本建築学会環境系論文集 第 86 巻 第 786 号, 777-787, 2021 年 8 月

- [2] 藤田美和子, 鳴海大典：スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究（第 20 報）店舗内温湿度分布を考慮したエネルギー消費と店内環境の分析, 第 40 回 エネルギー・資源学会研究発表会, 2021.8

- [3] 藤田美和子, 鳴海大典：空調と冷凍設備による需給調整力に関する研究（第 1 報）食品小売店舗におけるデマンドレスポンスに関する検討, 第 38 回 エネルギー・資源学会研究発表会, 2019.8

第7章 研究の総括

7.1 全体の総括

食品小売店舗はエネルギー密度が高い業種であり、脱炭素のためにも省エネルギー化のための機器開発や運用改善方策が求められているが、SC や空調、建物構造などが相互に影響するため、エネルギー消費のシミュレーションを難しくしており、未だ完成されたものはない。多くの既往研究は、実測のビックデータを活用したモデル、SC のエアカーテンの室内空気の流入流出モデル、店内への導入気流の湿度と SC の潜熱のバランスに着目したモデル等のエネルギー消費予測手法であった。本研究では建物空調負荷と SC 冷却負荷を用いたエネルギー消費モデル、CFD による感度分析結果から作成した鉛直温度分布モデルを組み合わせて、新しいエネルギー消費モデルを提案した。

第2章では既往研究のレビューを行い、本研究の意義を説明した。本研究で提案するエネルギー計算モデルは、①大量のデータを必要としない積み上げ方式でエネルギー予測を行うことで SC 種類の変更や保管温度の変更についても計算可能、②SC は店舗モデルを構成するため5種類の冷却特性を実装、③店舗内の建物負荷と SC 漏洩熱の顕熱・潜熱のバランスを考慮、④空調負荷計算ツールとの組み合わせ、⑤店舗内の鉛直温度湿度分布やエリア偏在についての考慮、という特徴をもつことを述べた。

第3章では開放型 SC のうち冷蔵多段・冷蔵セミ多段、冷凍多段について、閉鎖型 SC として、冷凍平台、冷凍リーチインの恒温恒湿室実験と、その結果を用いた冷却負荷特性について示した。多段型では冷蔵・冷凍ともにエンタルピ上昇に伴い消費電力が増加しており、エンタルピ 30kJ/kg から 50kJ/kg 変化時の変化量は冷凍 1.16kW 、冷蔵 0.93kW と冷凍が大きいこと、冷凍平台と冷凍リーチインは SC への空気流入が小さく、冷凍機消費電力はエンタルピ変化に対して明確な変化は見られないこと等、エネルギー消費モデルを構築するに必要な冷却特性を式化した。

第4章では、第3章で示した冷却負荷特性を用いて、食品小売店舗の冷却負荷や冷凍機消費電力の予測手法について提案を行った。冷凍機消費電力の計算結果と実測結果を比較することで計算モデルの妥当性を評価した。また、SC 漏洩熱量の計算手法を考案し中間期における建物冷房負荷の計算結果と比較して、その妥当性を評価した。モデル店舗における SC 漏洩熱量を冷却特性より計算し、建物熱負荷が漏洩熱量とバランスすることで店内温度湿度が決まることを明らかにし、空調と SC 冷却負荷の相互影響を計算するために必要な熱バランスの成り立ちを説明した。

第5章では、第3章、第4章で示した SC 漏洩熱量と建物熱負荷がバランスすることで店内エンタルピが決定することを利用して、SC 冷却負荷と空調負荷を計算する手法を提案した。食品小売店舗の特徴である鉛直方向に強い温度勾配を一般化するための手法も合わせて考案した。空調と冷却に関する消費電力の計算結果と実測結果を比較する

ことで計算モデルの妥当性を評価した。

第6章では、第4章および第5章で示したSC漏洩熱量と建物空調負荷のバランスを考慮しSC冷却負荷と空調負荷を計算する手法を用いて、本手法によって初めて検討が可能となる空調運用変更による省エネルギー効果について述べた。冷房の積極利用による省エネルギー量は、店舗全体を25℃に冷房する場合とSC付近のみを22℃に設定する場合を比較した結果、冷凍と空調のエネルギー消費の4%（100kWh/日）となった。SC負荷を空調負荷へ移行できるためデマンド抑制制御に利用できる可能性も示された。暖房の利用抑制による省エネルギーは25℃設定に比べ、19℃設定とした場合、15～23%（230～350kWh/日）と大きな削減が期待できる。鉛直混合率を80から90%に増加させた場合、省エネルギー率は15%に低下するが、快適性は22℃設定と同等まで改善することを示した。

また、DRポテンシャルについて計算を行った。SCの運用変更によるDR可能量を試算した結果、外気温度が30℃の試算結果では設定温度帯が高いSCの設定温度緩和によって3kWh/h、飲料SCのサーモオフによって5kWh/h、冷蔵系の除霜運転追加では12kWh/hとなった。モデルとした食品小売店舗では、空調設定温度を冬期22℃～夏期25℃とすれば、一店舗あたり10～30kWの空調DRポテンシャルが期待できる。

冬期の場合省エネルギー運転を行えば、DR量は減少し、省エネとDR量は相反する関係にあるが、夏期は冷房を強くすると空調へ負荷移行しDR量が増大できる場合があり、省エネ量とDR量が相反しない場合がある。

本研究で作成したSC負荷・消費電力・漏洩全熱の推定モデルや、空調負荷とSC漏洩全熱がバランスして店内温度を決め、空調負荷と冷凍負荷を計算するモデルは、様々なSC設置条件（数や形式）や店舗条件に応じた計算が可能であるため、店舗の規模や業種などが異なる場合でも適用することができる。

7.2 課題と今後の展望

本研究では、SC冷却特性を実験により得て、それらからエネルギー消費を計算するモデルの作成を行った。また、店舗の鉛直温湿度分布や鉛直混合率、漏洩冷熱のエリアからの流入流出を数値化して、空調処理負荷・漏洩熱・建物熱負荷の全熱バランスを考慮したエネルギー消費モデルを考案した。しかしながら、現モデルには以下の課題が残されている。

<SC冷却特性モデルについて>

本研究では冷蔵多段、冷蔵セミ多段、冷凍多段、冷凍平台、冷凍リーチインの店舗を

代表する 5 つの SC について実験し、モデルを構築したが、店舗にはこの他に冷蔵平台や冷蔵リーチンが存在する。これらモデルも本研究内では特性を仮定して計算を行っているが、実験や CFD を用いたモデル作成を行う必要がある。

<空調負荷と冷却負荷の連成について>

本研究では、予め計算対象の様々な温度帯の冷房・暖房の空調負荷を計算し、冷房・暖房負荷を 1 つのデータベースに合成する必要がある。計算を省力化するために 2°C 毎に負荷計算後に線形補間を行ったが、本来はオープンソースの建物空調負荷計算プログラムを利用してエネルギー計算モデルに組み込むことが望ましい。

<鉛直温度湿度分布や水平面の漏洩熱流入流出モデル>

本研究では計算負荷の制約により小型の食品小売店舗の CFD を行い、鉛直温度湿度分布モデルを作成したが、本来はモデル店舗である大型店舗にて計算を行うべきである。また、鉛直方向の混合率や水平面のエリア間の漏洩熱の流入・流出について中間期の実測値から仮定するに留まった。本研究では年間一律として計算したが、本来は季節、換気状況や空調運用によりこれらは異なると考えられる。大型店舗に対応できる CFD モデルの作成と感度分析による各種パラメータの設定方法の考案が必要である。

<空調の COP 計算について>

空調 COP は外気温度補正を行っているが、部分負荷特性の考慮は行っていない。一般的なビルマルチエアコンの場合では、負荷率 50% が効率のピークであり負荷率が上昇しても下降しても数十%効率が低下する。特に負荷率 25% を下回る場合は著しく効率が低下する。このため定格に対する負荷率と部分負荷特性を考慮したエネルギー計算を行う必要がある。

考案したモデルを有効に活用するための今後の展望を以下に延べる。新規店舗設計時に様々検討する場合には、計算モデルですべてを構築する必要があるが、既設の建物の場合、実測値を上手く活用する方法がある。鉛直温度分布を移動計測で計測したり、常設のセンサを設置したりすることで鉛直混合率や SC 漏洩熱の偏在を知ることができる。また、空調負荷については、空調を稼働しない状態の店内温度湿度を計測し、その時の SC 漏洩熱（＝建物熱負荷とバランスしている）を計算することで計算によらず建物負荷特性を得られる可能性がある。

また、省エネ運用実証や DR 実証などを行ない、本モデルの検証や修正を行っていく必要がある。このモデルは評価・修正を行いながら、実測値の利用も組み合わせ、エネルギーマネジメントシステムに組み込む予定である。

付録 A ショーケース種類変更による省エネルギーと店内環境

A.1 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗の冷却負荷と消費電力

表 A-1 に示すように、モデル店舗の SC 種類のうち系統 6 を冷凍リーチインまたは冷凍多段として、冷却負荷と SC 消費電力を計算した。店内エンタルピは実測データを用いた。冷却負荷の計算結果を図 A-1 に、SC の消費電力の計算結果を図 A-2 に示す。

表 A-1 SC と冷凍機の仕様

System	SC type	SC Width (m)	Preset temperature (°C)	Tev (°C)	Refrigerator rated power (kW)
1	MD(RE)	18.0	7	-10	43
		16.8	-1~0		
	SMD(RE)	24.0	-3~0		
2	MD(RE)	9.0	0	-10	31
		33.0	7~9		
3	TUB(RE)	31.2	3~7	-10	35
	MD(RE)	51.6	3~7		
	SMD(RE)	6.0	3		
	RI(RE)	12.0	9		
4	TUB(RE)	11.3	-3~-1	-40	32
	TUB(FR)	8.7	-20		
	RI(FR)	2.1	-20		
5	TUB(FR)	4.8	-25	-40	23
	RI(FR)	14.4	-25~-20		
6A	MD(FR)	16.5	-20	-40	23
6B	RI(FR)	16.5	-20	-40	70

※1 MD(RE) : an open refrigerated multi-deck display case
 SMD(RE): an open refrigerated semi multi-deck display case
 TUB(RE): a refrigerated tub display case TUB(FR): a frozen tub display case
 RI(RE): a refrigerated glass door reach-in display case
 RI(FR): a frozen glass door reach-in display case Tev (°C): Evaporating Temperature

負荷の変化を比較してみると、冷凍多段では日中は 70kW、夜間でも 40kW 程度と大きいですが、冷凍リーチインでは一日を通して 15kW 程度と大幅に減少している。消費電力をみると店舗全体の最大電力は冷凍多段の場合は 230kW、冷凍リーチインの場合は 160kW となり、30%以上減少した。冷凍リーチインはガラス扉の結露を防止するために防露ヒータが必要であり消費電力は 10kW ほど増加するが、それを加味してもリーチイン化することで大きな省エネルギー量を得ることができる。夏期の日消費電力量は

部冷凍多段化を想定した店舗では 3,766kWh、冷凍リーチインに一部置き換えたモデル店舗では 2,591kWh と 3 割以上の省エネルギー効果が見込めることが示された。

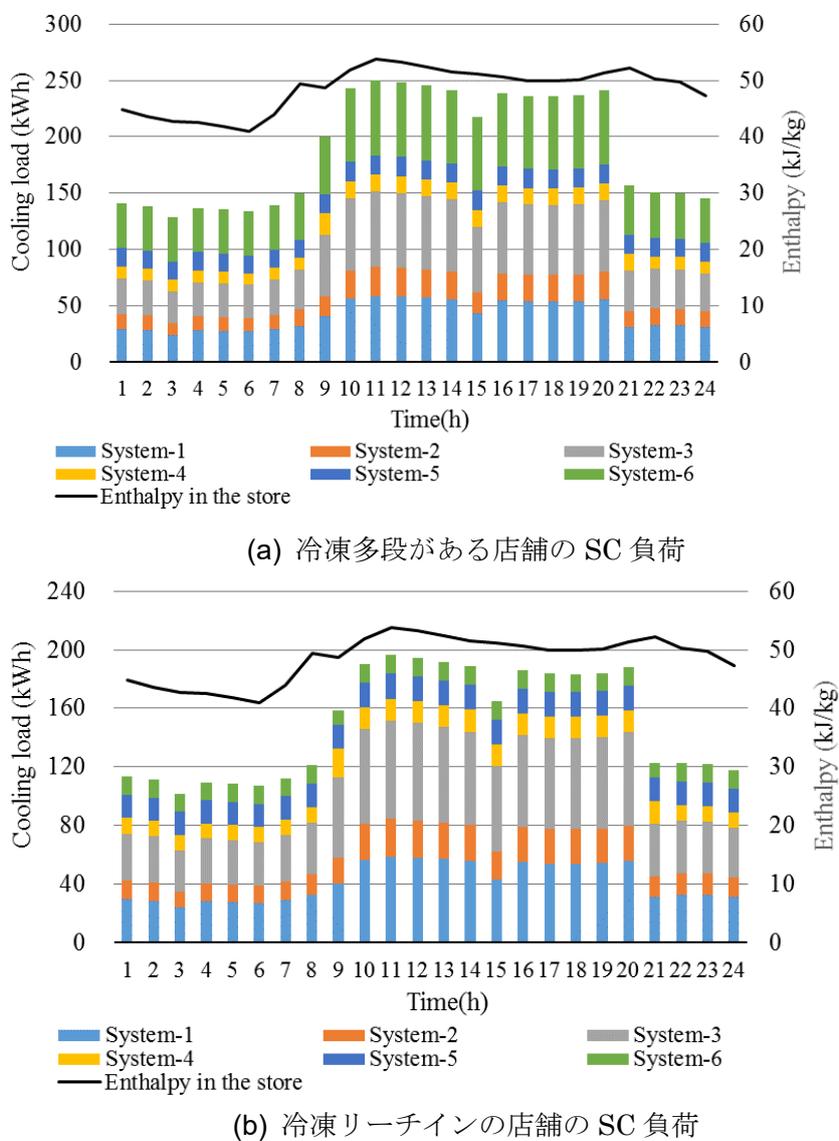
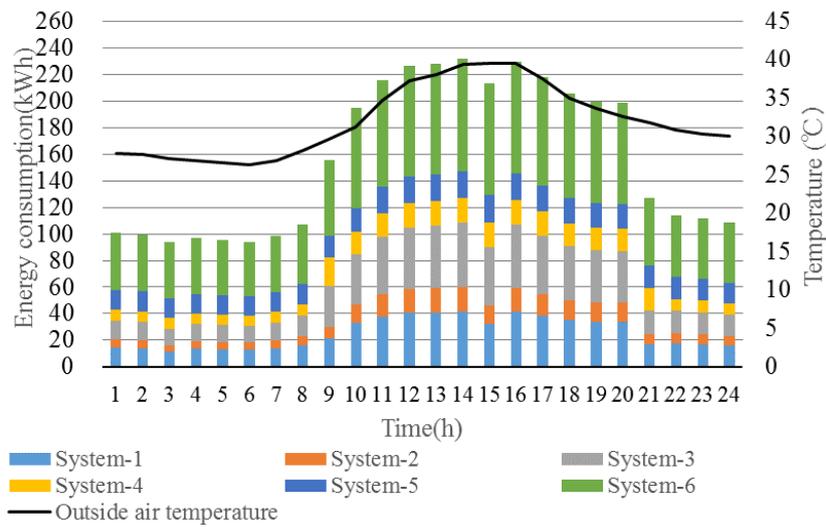
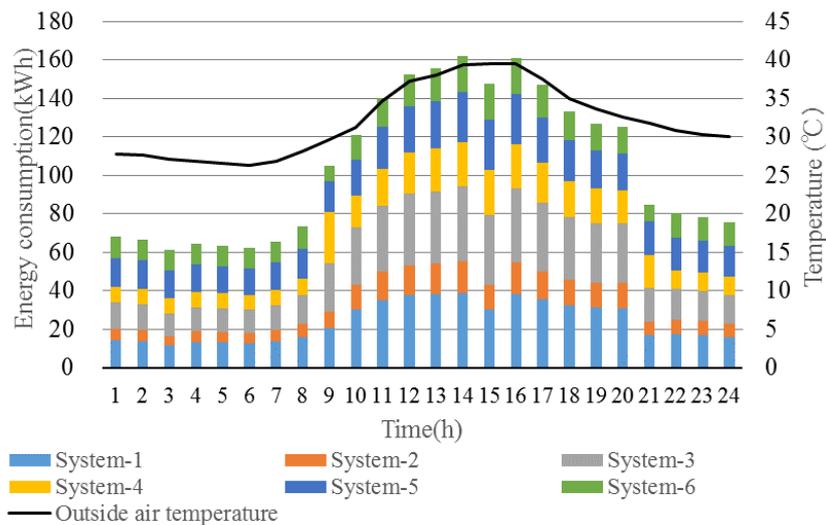


図 A-1 SC 種類を変更した場合の冷却負荷 (標準気象データ 8 月 4 日)



(a) 冷凍多段がある店舗の SC エネルギー消費



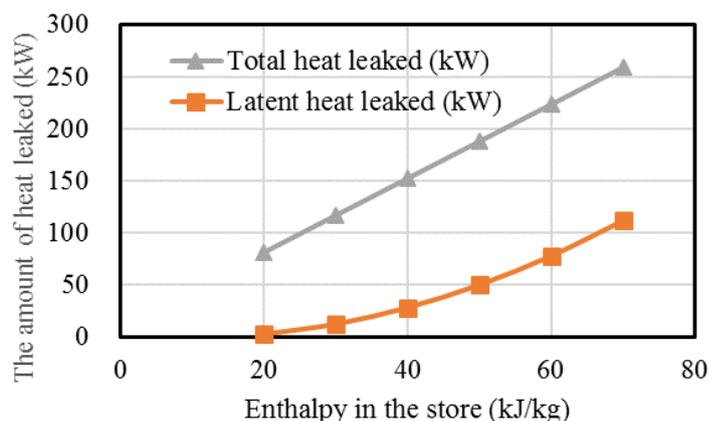
(b) 冷凍リーチインの店舗の SC エネルギー消費

図 A-2 SC 種類を変更した場合のエネルギー消費 (標準気象データ 8 月 4 日)

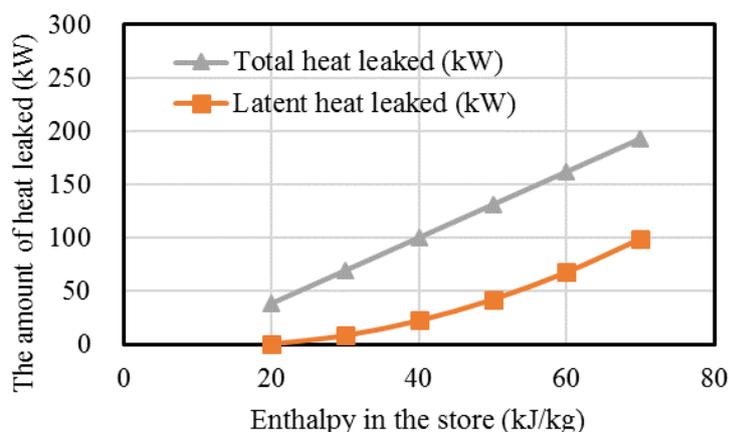
A.2 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗のショーケース漏洩熱

図 A-3 に一部に冷凍多段がある店舗および冷凍は平台とリーチインである店舗の SC 漏洩全熱・潜熱を比較して示す。店内エンタルピが 50kJ/kg の場合、冷凍多段を有する店舗では 190kW 、冷凍リーチインと平台の店舗では SC 漏洩全熱は 130kW と SC 漏洩全熱が 60kW 減少する。漏洩潜熱では、冷凍多段化を有する店舗では 50kW 冷凍リー

チインと平台の店舗では 40kW と差は小さく、漏洩熱量の大半は顕熱である。実在の食品店舗において冷凍多段が設置されている場合は、SC からの大きな漏洩熱量があるため店舗内の温度は大きく低下し快適性が悪化している場合が多い。本計算方法を用いれば定量的に店舗内温熱環境悪化の原因を説明することが可能となる。



(a) 冷凍多段がある店舗の SC 漏洩熱



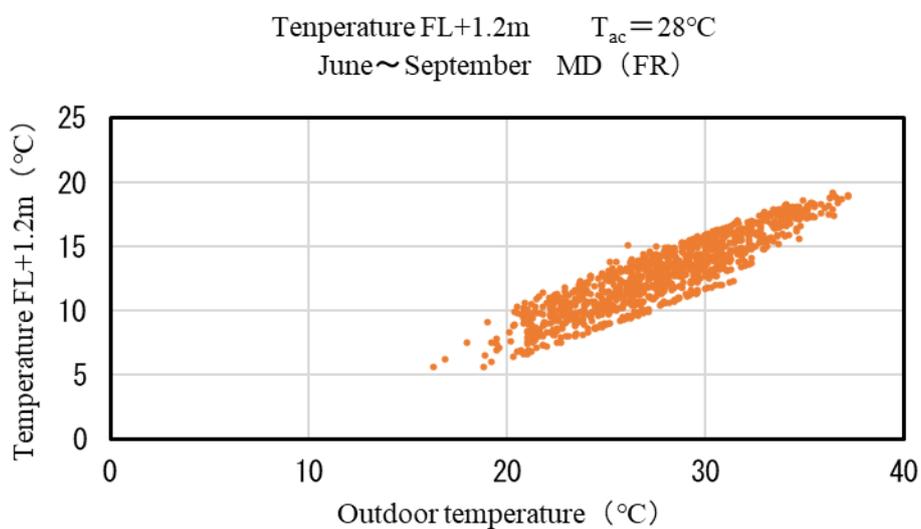
(b) 冷凍リーチインの店舗の SC 漏洩熱

図 A-3 SC 種類を変更した場合の SC 漏洩熱

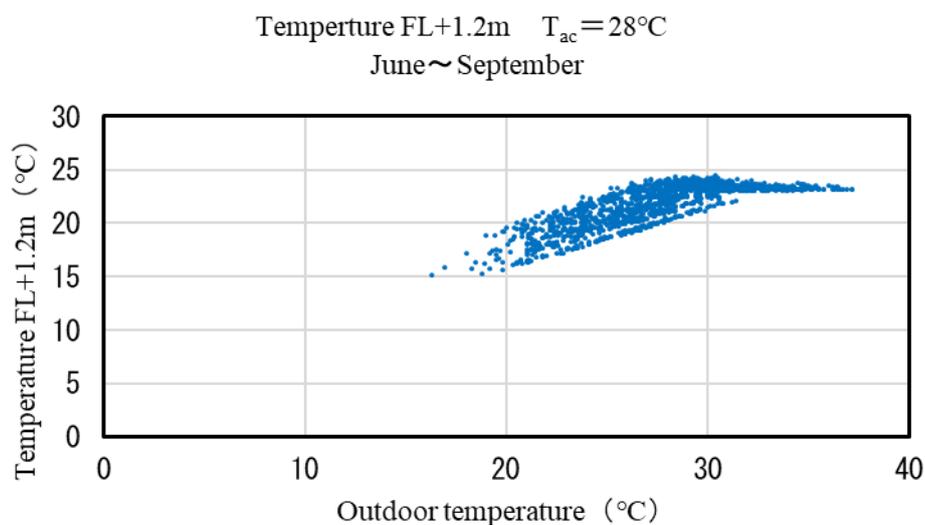
A.3 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗の店内温度

図 A-4 に夏期 6 月～9 月の店内温度の比較を示す。空調設定温度は 28°C であり、冷凍多段を有する店舗では、漏洩冷熱が大きいため空調は稼働しない。冷凍リーチインをすべて冷凍多段に置き換えて計算しているため、実在店舗より漏洩冷熱が多くなり、店内の温度低下が夏期で 20°C 以下と著しい。夏期の店内温度低下は対策が難しいため、

冷凍多段の冷凍リーチイン化は省エネルギー化のみならず、快適な店舗づくりにおいて有効である。



(a) 冷凍多段がある店舗の FL+1.2m 温度



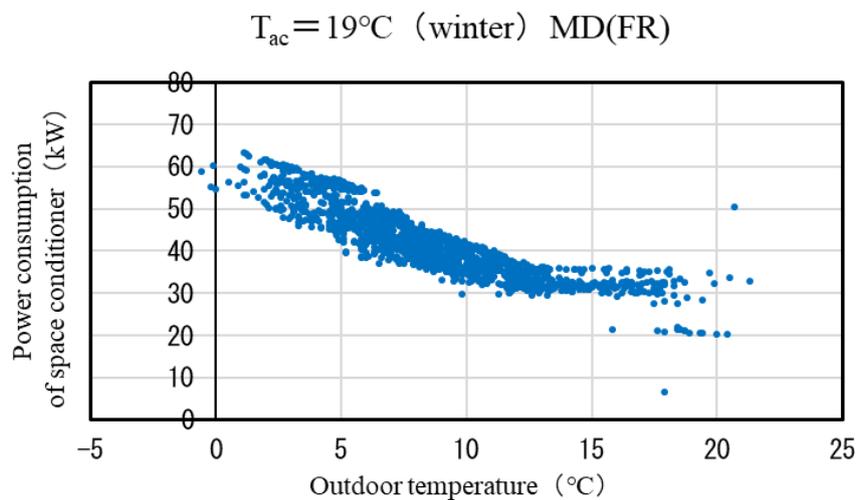
(b) 冷凍リーチインの店舗の FL+1.2m 温度

図 A-4 SC 種類を変更した場合の店内温度 (計算結果)

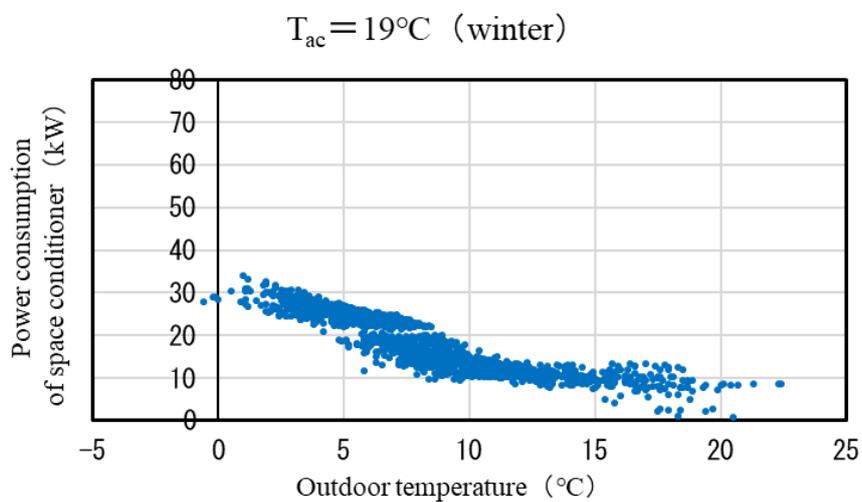
A.4 冷凍多段と冷凍リーチインを備えた店舗の暖房消費電力の比較

図 A-5 に冬期 1 月～3 月の暖房消費電力の外気温度との関係を示す。店内温度の比較を示す。空調設定温度は 19°C と低い設定の計算結果であるが、漏洩冷熱を暖房によりキャンセルする必要があるため、冷凍多段を有する店舗の暖房消費電力が冷凍リーチイ

ン店舗の 2 倍近くになっている。冬期の店内エンタルピは計算条件 19°C60%の場合、漏洩熱量は小さくなるものの外気温度が 0°C 近くに低下し、暖房効率 (COP) が悪くなるため、その差は最大 30kW に達する。



(a) 冷凍多段がある店舗の暖房空調消費電力と外気温度の関係



(b) 冷凍リーチイン店舗の暖房空調消費電力と外気温度の関係

図 A-5 SC 種類を変更した場合の暖房空調消費電力の比較 (計算結果)

記 号

SC	—	ショーケース
MD(RE)	—	冷蔵多段ショーケース
SMD(RE)	—	冷蔵セミ多段ショーケース
MD(FR)	—	冷凍多段ショーケース
TUB(FR)	—	冷凍平台ショーケース
RI(FR)	—	冷凍リーチインケース
DF	—	デフロスト
TCL_A	kW	エアカーテン計測値より計算した冷却負荷(全熱)
TCL_R	kW	冷媒物性値と計測値より計算した冷却負荷(全熱)
t_{sa}	°C	エアカーテンの吹き出し温度
t_{re}	°C	エアカーテンの吸い込み温度
q_{m_air}	kg/s	エアカーテンの質量流量
c_p	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}}$	空気の定圧比熱
d_{rate}	kg/s	ドレイン量水量
r_{water}	kJ/kg	水の蒸発潜熱
h_{out}	kJ/kg	蒸発器出口の冷媒の比エンタルピ
h_{in}	kJ/kg	蒸発器入口の冷媒の比エンタルピ
q_{m_ref}	kg/s	冷媒の質量流量
SHF		顕熱比

$Load_b$	kW	建物の空調負荷（全熱）
Q_{ac}	kW	空調機器が分担する空調処理負荷
Q_{scl}	kW	ショーケースからの漏洩冷熱
Q_{mix}	kW	建物の空調負荷のうち、鉛直方向で完全に混合する負荷
Q_d	kW	建物の空調負荷のうち、鉛直方向で完全に混合せずに上部から下部にかけて分布をもつ負荷
Mix	—	鉛直方向に完全混合する負荷の建物の空調負荷に対する比率
T_x	°C	x=1~40 床から 0.1m×x の高さの温度 T ₁₂ は FL+1.2m の温度
T_{mix}	°C	鉛直方向の完全混合に相当する天井付近温度
T_{air}	°C	外気温度
T_{ac}	°C	空調設定温度
COP	—	空調の成績係数 Coefficient Of Performance COP=空調処理熱量 (kW) /消費電力 (kW)

研究業績

■博士論文に関するもの

発行または 発表年月	学術論文、研究報告 特許等の題名	発行所、発表雑誌等、 または発表学会等の名称	著者等
○学術論文			
2020.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究(その1)店舗空調と冷蔵冷凍ショーケースの相互影響評価のための冷却負荷分析	日本建築学会環境系論文集 第85巻 第775号 p.665-675	藤田美和子 鳴海大典
2020.11	CFDを用いた食品小売店舗のエネルギー・室内温熱環境評価(その1)恒温恒湿実験に基づくショーケースCFDモデルの構築	日本建築学会環境系論文集 第85巻 第777号 p.837-847	魏 誠浩 藤田美和子 鳴海大典
2021. 8	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究(その2)ショーケース冷却負荷特性を用いた冷却負荷および冷凍機消費電力の計算	日本建築学会環境系論文集, 第86巻 第786号, p.777-787	藤田美和子 鳴海大典
2022. 2	CFDを用いた食品小売店舗のエネルギー・室内温熱環境評価(その2)空調設定温度および換気量の変化が店舗負荷に与える影響	日本建築学会環境系論文集 2022年2月 第87巻 第792号	魏 誠浩 藤田美和子 鳴海大典
2021. 11 投稿済み	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究(その3)冷蔵と空調負荷の顕熱潜熱 バランスを考慮した消費電力計算手法の提案		藤田美和子 鳴海大典
○参考論文			
<国際会議プロシーディング>			
2018.6	Study on energy consumption of a food retail store Performance evaluation of open refrigerated display cases for cooling load and energy consumption	9th Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning ACRA2018	Wen Chen Keisuke Yoshida Miwako Fujita Daisuke Narumi
2021.4	Research on Energy Saving Calculation Combining Load of Air Conditioner and Load of Refrigerated Display Case in a Grocery store	13th IEA Heat Pump Conference April 26-29, 2021 Jeju, Korea	Miwako Fujita Daisuke Narumi
2021.4	Evaluation of Interaction Between Load of Refrigerated Display Cases and Air Conditioners in a Grocery Store Using CFD	13th IEA Heat Pump Conference April 26-29, 2021 Jeju, Korea	Chenghao Wei Miwako Fujita Daisuke Narumi

○学会発表			
<国内>			
2017.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第1報)	空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 2017.9 P.881-884	藤田 美和子 宮間 利政 吉田 圭佑 鳴海 大典
2017.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第2報)	日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 2017.9 P.B332-1 - 6	陳 文 吉田 圭佑 藤田 美和子 鳴海 大典他 1
2017.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第3報)	日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 2017.9 P.B331-1 - 6	吉田 圭佑 藤田 美和子 宮間 利政 鳴海 大典
2018.3	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第4報)	日本建築学会関東支部研究報告会 2018.3 CD-ROM 掲載	陳 文 吉田 圭佑 藤田 美和子 鳴海 大典
2018.3	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第5報)	日本建築学会関東支部研究報告会 2018.3 CD-ROM 掲載	吉田 圭佑 陳 文 藤田 美和子 鳴海 大典
2019.1	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第6報)	第35回 エネルギーシステム 経済・環境コンファレンス 講演論文集 2019.1 P.342-347	陳 文 藤田 美和子 鳴海 大典
2019.1	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第7報)	第35回 エネルギーシステム 経済・環境コンファレンス 講演論文集 2019.1 P.348-353	藤田 美和子 陳 文 鳴海 大典
2019.3	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第8報)	2018 年度日本建築学会 関東支部研究報告集 CD-ROM 掲載	陳 文 藤田 美和子 鳴海 大典
2019.3	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第9報)	2018 年度日本建築学会 関東支部研究報告集 CD-ROM 掲載	魏 誠浩 藤田 美和子 鳴海 大典
2019.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第9報)	日本建築学会大会学術講演梗概集 (北陸) 2019 年 9 月 1157-1158	魏 誠浩 藤田 美和子 鳴海 大典
2019.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第10報)	日本建築学会大会学術講演梗概集 (北陸) 2019 年 9 月 1159-1160	藤田 美和子 鳴海 大典

2019.8	空調と冷凍設備による需給調整力に関する研究 (第1報)	第38回エネルギー資源学会研究発表会 2019.8 247-252	藤田 美和子 鳴海 大典
2019.8	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第11報)	第38回エネルギー資源学会研究発表会 2019.8	魏 誠浩 藤田 美和子 鳴海 大典
2019.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第12報)	空気調和・衛生工学会大会 令和元年度大会 (札幌) 学術講演論文集 253-258	魏 誠浩 藤田 美和子 鳴海 大典
2019.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第13報)	空気調和・衛生工学会大会 令和元年度大会 (札幌) 学術講演論文集 53-56	藤田 美和子 鳴海 大典
2020.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第14報)	2020年度日本建築学会大会	魏 誠浩 藤田 美和子 鳴海 大典
2020.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第15報)	2020年度日本建築学会大会	藤田 美和子 鳴海 大典
2020.7	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第16報)	第39回エネルギー・資源学会研究発表会 46-51	魏 誠浩 藤田 美和子 鳴海 大典
2020.7	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第17報)	第39回エネルギー・資源学会研究発表会 52-57	藤田 美和子 鳴海 大典
2021.1	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第18報)	第37回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス	魏 誠浩 藤田 美和子 鳴海 大典
2021.9	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第19報)	2021年度日本建築学会大会	藤田美和子 劉 昊 鳴海 大典
2021.8	スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究 (第20報)	第40回 エネルギー・資源学会研究発表会	藤田 美和子 鳴海 大典

謝 辞

本論文は、筆者が中部電力(株)在職中に行った「スーパーマーケットのエネルギー消費に関する研究」に関して取りまとめたものです。

本研究を進めるにあたり、終始ご懇切丁寧なご指導ご鞭撻を賜りました横浜国立大学環境情報研究院・鳴海大典教授に心より感謝と敬意を表します。鳴海大典教授には、社会人博士課程への入学の機会を賜り、建築・環境工学に関する知識、研究に対する姿勢、学生に対する指導方法などご教授頂き、今後、筆者が企業研究人として研究を行う上で役立つ多くのことをご指導いただいたこと、深く感謝申し上げます。

環境情報研究院の本藤祐樹教授、安本雅典教授より WS をはじめ研究の節目においてご指導ご鞭撻を賜り、深く感謝いたします。また、都市イノベーション研究院の田中稲子准教授、吉田 聡准教授におかれましては、建築学の視点よりご指導を賜り、深く感謝いたします。

本研究における実験を実施するにあたり、研究当時、横浜国立大学大学院生・吉田氏（現、東北電力）には、PIV 実験や CFD 解析において本研究の基本となるモデル構築に多大なる協力をいただきました。ショーケース負荷のデータ解析には、研究当時、横浜国立大学大学院生・陳文氏（現、三菱電機（中国））において多大なる協力をいただきました。CFD の簡易モデル化については、研究当時、横浜国立大学大学院生・魏誠浩氏（現、東京大学大学院）に多大なる協力をいただきました。横浜国立大学大学院・劉昊氏には、小型店舗の鉛直温度分布の感度分析において多大なるご協力をいただきました。日建設計・飯田玲香氏においては、BEST の活用において多大なるご協力をいただきました。スーパーマーケットの実測については、店舗および本部の関係者の皆様、計測を実施いただいた研究当時・中部電力・法人営業部・長縄渉氏はじめ関係者の皆様に深く感謝いたします。

また、この研究の機会は、当時・中部電力(株)エネルギー応用研究所・丹羽章裕所長、徳武克規グループ長をはじめとする研究所所員の皆様から与えて頂いたものであります。また、通常業務と平行した研究活動において、研究当時、エネルギー応用研究所・久保田学グループ長、宮崎博之主任、現、先端技術応用研究所・石川民子所長、中澤剛グループ長、坂東健一研究主査、中山 浩研究主査、村川 敬祥氏はじめ研究所の皆様からのご支援、ご助力に支えられ本論文をまとめることができましたことを心より感謝申し上げます。

最後に筆者の就学の希望を受け入れ、家庭において研究活動を支えてくれた夫・斉、母・季子、長女・明香里、二女・萌百花、三女・麻琴に心より感謝します。