

C02ヒートポンプ飲料自動販売機における高性能潜熱蓄熱槽の開発研究

藤井, 秀俊

<https://hdl.handle.net/2324/1959113>

出版情報 : Kyushu University, 2018, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :

CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機における
高性能潜熱蓄熱槽の開発研究

九州大学大学院工学府 化学システム工学専攻

藤井 秀俊

2018.4

目次

第 1 章 緒論

1.1 本研究の背景	
1.1.1 エネルギー情勢	・ ・ ・ ・ ・ 1
1.1.2 ヒートポンプ	・ ・ ・ ・ ・ 2
1.1.3 飲料自動販売機でのヒートポンプ利用動向	・ ・ ・ ・ ・ 2
1.2 本研究の目的	・ ・ ・ ・ ・ 7
1.3 本論文の構成	・ ・ ・ ・ ・ 9
1.4 既往の研究	
1.4.1 潜熱蓄熱	・ ・ ・ ・ ・ 11
1.4.2 冷凍システムにおける蓄熱利用	・ ・ ・ ・ ・ 12
1.5 対象とした飲料自動販売機の概要	
1.5.1 構造と消費電力	・ ・ ・ ・ ・ 15
1.5.2 CO ₂ ヒートポンプと未利用熱	・ ・ ・ ・ ・ 16
1.5.3 飲料自動販売機および蓄熱槽の設計	・ ・ ・ ・ ・ 19

第 2 章 蓄熱槽内の伝熱解析

2.1 緒言	・ ・ ・ ・ ・ 21
2.2 実験	
2.2.1 装置	・ ・ ・ ・ ・ 21
2.2.2 方法	・ ・ ・ ・ ・ 24
2.2.3 結果	・ ・ ・ ・ ・ 26
2.3 数値解析	
2.3.1 方法	・ ・ ・ ・ ・ 28
2.3.2 結果	・ ・ ・ ・ ・ 37
2.4 結言	・ ・ ・ ・ ・ 41

第 3 章 蓄熱槽の基本設計	
3.1 緒言	・ ・ ・ ・ ・ 42
3.2 蓄熱槽の仕様	
3.2.1 庫室加熱用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 42
3.2.2 冷媒蒸発用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 50
3.3 蓄熱材の基礎物性	・ ・ ・ ・ ・ 58
3.4 蓄熱槽の設置条件と形状	・ ・ ・ ・ ・ 61
3.5 数値解析による蓄熱槽の寸法の検討	
3.5.1 方法	・ ・ ・ ・ ・ 64
3.5.2 結果	・ ・ ・ ・ ・ 68
3.6 結言	・ ・ ・ ・ ・ 85
第 4 章 蓄熱槽の蓄放熱予測	
4.1 緒言	・ ・ ・ ・ ・ 86
4.2 解析方法	
4.2.1 庫室加熱用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 87
4.2.2 冷媒蒸発用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 90
4.3 解析結果	
4.3.1 庫室加熱用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 94
4.3.2 冷媒蒸発用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 99
4.4 結言	・ ・ ・ ・ ・ 105
第 5 章 飲料自動販売機における実証試験	
5.1 緒言	・ ・ ・ ・ ・ 107
5.2 実験	
5.2.1 装置	・ ・ ・ ・ ・ 107
5.2.2 方法	・ ・ ・ ・ ・ 114
5.3 評価方法	・ ・ ・ ・ ・ 122

5.4 省エネルギー効果	
5.4.1 庫室加熱用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 126
5.4.2 冷媒蒸発用蓄熱槽	・ ・ ・ ・ ・ 138
5.5 結言	・ ・ ・ ・ ・ 148
第 6 章 結論	・ ・ ・ ・ ・ 150
Appendix A CO ₂ の物性値	・ ・ ・ ・ ・ 152
Appendix B 二重管型蓄熱槽の外管・内管の等間隔曲げ加工方法	・ ・ ・ ・ ・ 155
Appendix C 二重管型蓄熱槽の炭素繊維および蓄熱材の充填方法	・ ・ ・ ・ ・ 163
Nomenclature	・ ・ ・ ・ ・ 166
Literature Cited	・ ・ ・ ・ ・ 169
Acknowledgement	・ ・ ・ ・ ・ 174

第 1 章 緒論

1.1 本研究の背景

1.1.1 エネルギー情勢

人類活動は経済 (Economy)・エネルギー (Energy)・環境 (Environment) の 3E のトリレンマの構造にあるとされ、それぞれの間の問題を抱えている。例えば経済とエネルギーの間には資源枯渇・食糧不足，エネルギーと環境の間には様々な環境破壊・汚染という問題が存在する¹⁾。

世界のエネルギー消費量は 2030 年には 1990 年の 2 倍に達すると考えられている²⁾。18 世紀の産業革命においてエネルギー資源として石油・石炭といった化石燃料が使用されたことを契機にして，エネルギー消費量が爆発的・継続的に増加するとともに，温室効果ガスの増加が懸念されており，気温・水温の上昇，気候変動，生態系の破壊などの多岐にわたる影響が顕在化している³⁾。また，化石燃料の利用できているエネルギーは 1/3 程度しかなく，残りの 2/3 は損失になっている。例えば，エネルギー消費量の多い産業分野では，80 °C 以下の排水や 200 °C 以下の排ガスといった低温排熱の形で，多くのエネルギーが無駄になっている^{4),5)}。

将来の地球環境を保護することを目的に，気候変動枠組条約締約国会議 (Conference of the Parties, COP) が 1995 年から開催されている。1997 年の COP3 では温室効果ガスの削減目標を定める京都議定書が採択された⁶⁾。2015 年の COP21 では京都議定書以来の新たな枠組みであるパリ協定が締結されており，196 カ国が参加している⁷⁾。これは，各国が温室効果ガスの排出量削減目標を作成・提出・維持して，それを達成するための対策をとる義務を負い，有効な対策をとらなければ目標達成は難しいと考えられている。このような法的拘束力の有無にかかわらず，環境問題解決のための省エネルギー化の取り組みは人類共通の課題である。

1.1.2 ヒートポンプ

経済産業省の「エネルギー関係技術開発ロードマップ」⁸⁾に示されているように、ヒートポンプは加熱・冷却方式として、家庭・業務・産業分野の様々な熱需要に適用が拡大しており、各分野の横断的な重要技術・将来技術と位置づけられている。

現在、一般的に用いられている圧縮式ヒートポンプ（圧縮式冷凍機）は、圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器から構成されるシステムであり、液体が気化する際の気化熱と、再び液体に戻る際の凝縮熱を利用する加熱・冷却方法である。特に、冷凍・冷蔵・冷房・製氷といった低温の冷却方法は、他の技術が実用化されていないことから、大部分に圧縮式冷凍機が採用されている。

本ロードマップにおいて、ヒートポンプの技術開発目標は、2050年までに機器効率2倍、コスト1/2倍と掲げられており、各種のヒートポンプシステムの高効率化・省エネルギー化に向けて、次世代・長期的視点での取り組みがなされている。

家庭用・業務用の代表的な機器として、冷蔵庫、エアコン、給湯器、冷蔵ショーケース、熱供給装置（チラー）などが挙げられ、飲料自動販売機もその一つである。

1.1.3 飲料自動販売機でのヒートポンプ利用動向

日本国内において現在509万台の自動販売機が稼働している。その種類は(1)飲料、(2)食品、(3)たばこ、(4)券類、(5)物品、(6)自動サービスの6つの種類に分けられるが、稼働台数の約50%が飲料自動販売機で占められている上に（Fig. 1-1）、年間に新たに出荷されている自動販売機の90%にあたる約29万台が飲料自動販売機となっており、飲料自動販売機は既に国民生活インフラの一部となっている⁹⁾。一方、2011年3月11日に発生した東日本大震災当時には、飲料自動販売機の普及台数の多さから消費電力量がにわかに注目を集めることになった。電力供給不足のおそれから、飲料自動販売機に限らず、電力を消費する機器・システムの使用が制限されるという状況を迎えたことは記憶に新しく、製品開発における省エネルギー化への取り組みをさらに加速させる大きな要因となった。

今後、加温・冷却機能が搭載されている飲料自動販売機は（1）更なる省エネルギー化、（2）ノンフロン化、の2つの技術が重要な開発項目となる。2002年に「エネルギーの使用の合理化に関する法律（省エネ法）」が制定され、特定機器の指定を受け（トップランナー基準）、2012年に第2次目標が業界として達成され¹⁰⁾、現在第3次目標が検討されている（Fig. 1-2）。清涼飲料自販機協議会が設定している自主行動計画では、2020年までの中期目標は、ヒートポンプ技術を活用した消費電力削減50%（2005年比）と設定されている（Table 1-1）¹¹⁾。このような背景から、2012年度の実績からさらに35%前後の省エネルギー化が見込まれた500 kWh/y程度の目標値が設定されると予測される。

また、「国等による環境物品等の調達の推進等に関する法律（グリーン購入法）」により、冷媒選択の基準が設定され、2013年4月から清涼飲料自動販売機において、R134a冷媒が使用不可になり、ノンフロンあるいは低GWP冷媒に移行されている（Table 1-2）¹²⁾。

飲料メーカーは地球温暖化防止への意識が当初より高いが、特にグローバルリーディングカンパニーであるコカ・コーラは2004年のアテネオリンピックにて、サンデン製のCO₂冷媒を搭載した世界初の飲料自動販売機とショーケースを投入した。その後、地球温暖化防止をアピールでき、十分な効果が得られるという予測から、コカ・コーラグループで使用する冷凍機器はCO₂冷媒を中心としたノンフロンシステムとすることを決定した¹³⁾。これを受け、飲料自動販売機の日本国内市場において35%のトップシェアを持つ日本コカ・コーラは、2020年までに現在日本で稼動している約90万台の全てをCO₂化することを決定した。その動きに合わせて、他の飲料メーカーもCO₂冷媒の自動販売機を積極的に導入する動きになっている。

また、世界70ヶ国の食品メーカー小売業者650社が加盟するTCGF（The Consumer Goods Forum）の2010年サミットにおいて、業務用冷凍・冷蔵機器に使われている冷媒を2015年から自然系冷媒に転換することを取り決めた¹⁴⁾。それ以降、日本の食品メーカーや飲料メーカーも積極的に自然系冷媒機器の採用拡大を図ってきており、今後更なる普及が進むことになる。

以上のことから、CO₂冷媒を使用した第3次トップランナー目標を達成できる省エネ飲料自動販売機が求められている。

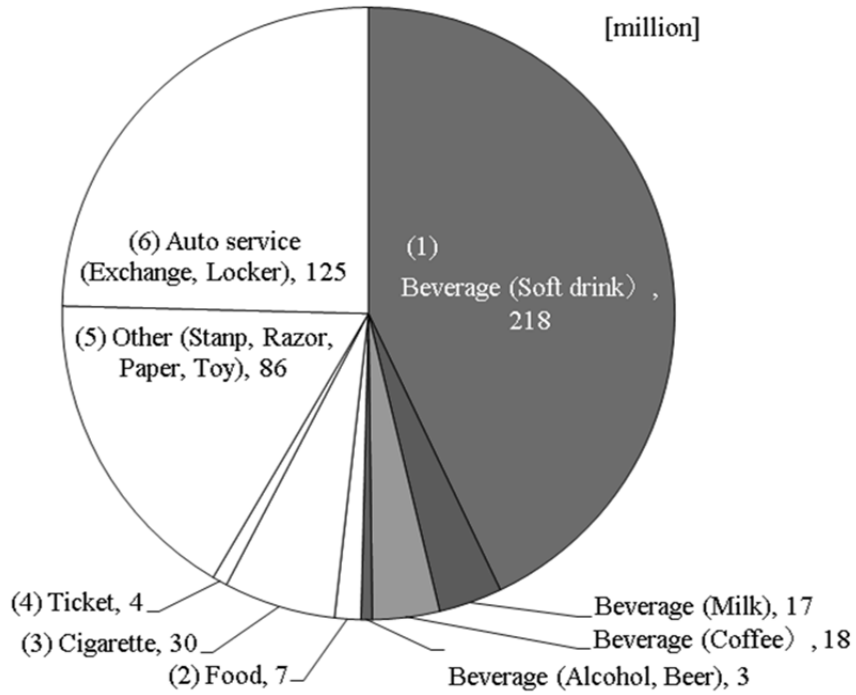


Fig. 1-1 Popular number by type of vending machine (FY2012).

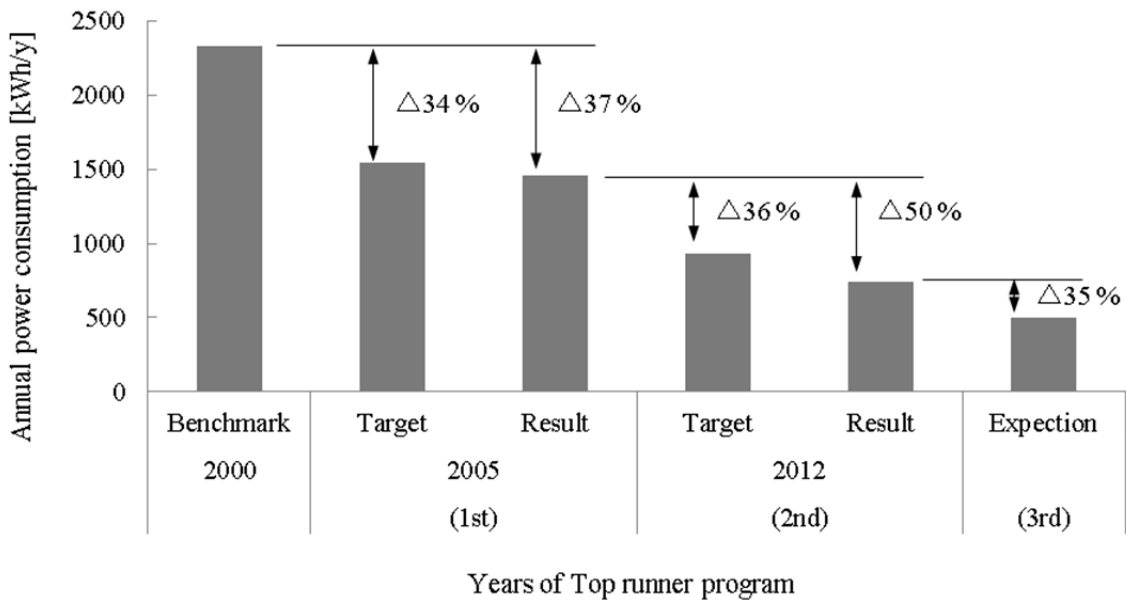


Fig. 1-2 Target and result of annual power consumption of beverage vending machine manufactured by Sanden Corporation under Energy Conservation Act (Top runner program).

Table 1-1 Voluntary reduction target of energy consumption by Japan Soft Drink
Vending Machine Council.

Term	Target (from 2005)	Result (from 2005)	New device
2005 - 2012 (Short)	Δ37.1 %	Δ43.5 %	<ul style="list-style-type: none"> • Adoption of heat pump
2013 - 2020 (Medium)	Δ50 %	-	<ul style="list-style-type: none"> • <u>Improvement of heat pump</u> • LED illumination • Illumination OFF (indoor)
2021 - 2050 (Long)	Δ60 %	-	<ul style="list-style-type: none"> • Instant heating • Fuel cell

Table 1-2 Refrigerant regulation under Act on Promotion of Procurement of
Eco-Friendly Goods and Services by the State and Other Entities
(Green Purchasing Law).

Refrigerant	Freon-free (CO ₂ , HC)	Substitute Freon		
		GWP140 lower (R1234yf)	GWP140 upper (R407C, R134a)	
Type of vending machine	All	All	Soft Drink	Milk Coffee
2011			Approved (Conditional)	
2012	Approved	Approved	Approved (Conditional)	Approved
2013			Denied	

※ GWP : Global Warming Potential

1.2 本研究の目的

飲料自動販売機は圧縮式ヒートポンプによって飲料庫室を加温・冷却している。飲料自動販売機の年間消費電力（缶・ボトル）を2005年度と比較すると、ヒートポンプ、ゾーンヒーティング・クーリング、LED照明と自動減光機能、ピークシフト、真空断熱材などの多岐にわたる新技術の採用によって¹⁵⁻¹⁹⁾、第1次・第2次トップランナー基準の実績¹⁰⁾として約1/2以下まで削減されてきている。そのため、今後の第3次トップランナー基準では第1次・第2次と同程度の年間消費電力量の削減目標となることが予想される。更なる省エネルギー化には、既存部品（筐体、圧縮機、熱交換器、弁、断熱材など）の改善だけではなく、新規の方策が求められる。

飲料自動販売機をはじめとする各種のヒートポンプシステムの高効率化・省エネルギー化の方法の一つとして、熱の最適利用が期待される。エクセルギーの観点から熱負荷に対して高品質の電気エネルギーを用いるよりも低品質の熱エネルギーを利用することが望ましいためである^{20),21)}。

蓄熱技術は熱の最適利用を可能にする技術として着目されている²²⁾。これは熱（顕熱、潜熱、反応熱）を蓄えて、必要に応じて取り出す技術である。大きく3方式に分類されており、物質の温度変化を利用する顕熱蓄熱、物質の相変化（融解、凝固など）を利用する潜熱蓄熱、および物質の化学反応を利用する化学蓄熱が挙げられる。現状、製品化を考えた場合、顕熱蓄熱は蓄熱密度が小さいことに起因するシステムの大型化、化学蓄熱はシステムの複雑化・物質の安定性・費用対効果に課題が残されていることが懸念されるため、潜熱蓄熱が現実的な選択肢とされている。

本論文では、CO₂ヒートポンプ飲料自動販売機の省電力化のため、熱を余すことなく使いきるための2種類の蓄熱材利用方法を考案して、それらを可能にする高性能の潜熱蓄熱槽を開発することを目的とした。Fig. 1-3に自動販売機の主要構成部品と各潜熱蓄熱槽の位置付けを示す。潜熱蓄熱槽は従来の飲料自動販売機には搭載されておらず、ヒートポンプサイクル上の新規部品である。

第一の蓄熱槽をヒートポンプ停止時の加温庫室における空気・飲料缶の加熱に用いることで、ヒートポンプの圧縮機の電源ON-OFF頻度の低減を目指した（以下、庫室加熱用蓄熱槽と呼称する）。

第二の蓄熱槽をヒートポンプサイクル上における圧縮前の CO₂ 冷媒の加熱・蒸発に用いることで、ヒートポンプサイクルの未利用熱利用による消費電力削減を目指した（以下、冷媒蒸発用蓄熱槽と呼称する）。

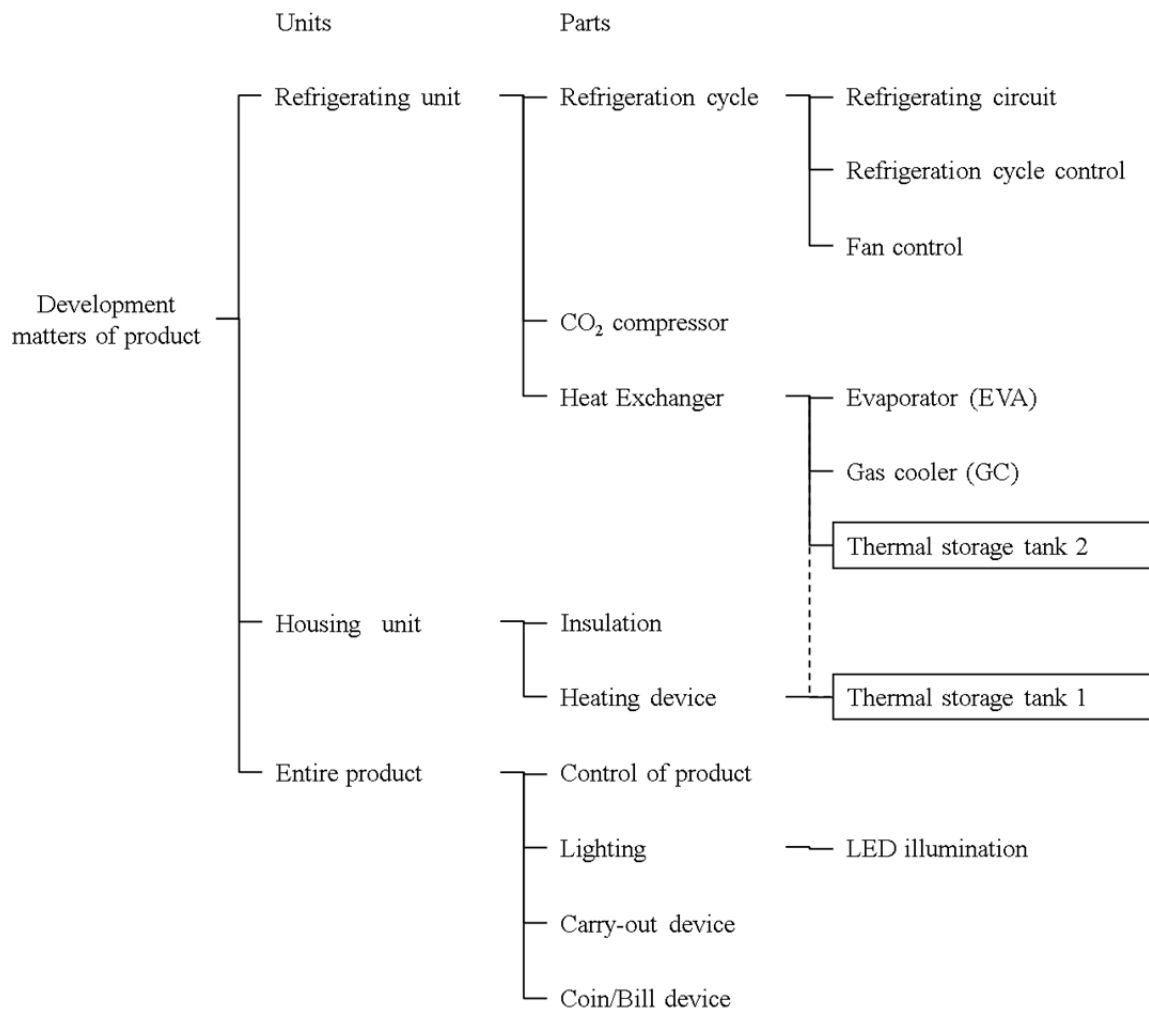


Fig. 1-3 Development matters (main parts) of beverage vending machine and newly installed thermal storage tanks.

1.3 本論文の構成

本論文は全 6 章から構成されている。Fig. 1-4 に各章の位置付けを示す。

第 1 章では、本研究の背景および目的について述べ、飲料自動販売機をはじめとするヒートポンプシステムへの蓄熱材の応用に関する既往の研究を紹介する。

第 2 章では、数値熱流体解析 (CFD) による蓄熱槽の設計にあたり、蓄熱槽内の伝熱管近傍の蓄熱材を模擬した二重円管モデルでの基礎実験・解析の整合性について述べる。蓄熱材内の温度応答を実験・解析から検討する。

第 3 章では、2 種類の潜熱蓄熱槽を提案するとともに、その設計にあたり、CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機が設置・利用される環境下で要求される仕様を明らかにする。庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽による飲料自動販売機の省エネルギー化の理論効果を見積り、それを成立可能にする蓄熱材および蓄熱槽の仕様を検討する。さらに、第 2 章で述べた蓄熱槽の CFD により寸法を検討する。

第 4 章では、庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽の蓄放熱予測について述べる。庫室加熱用蓄熱槽は、ヒートポンプ停止時の加温庫室における空気・飲料缶の加熱に用いる。本蓄熱槽による飲料自動販売機のヒートポンプの ON-OFF 頻度低減の予測とともに蓄熱材側の熱伝導促進と空気側の熱伝達促進のそれぞれの効果を数値的に検討する。また、冷媒蒸発用蓄熱槽は、CO₂ ヒートポンプサイクル上における圧縮前の冷媒の加熱・蒸発に用いる。本蓄熱槽による CO₂ 冷媒の加熱における伝熱の予測とともに、本蓄熱槽の各種パラメータの影響を数値的に検討する。

第 5 章では、基礎検討から得られた指針の基に設計・作製した 2 種類の潜熱蓄熱槽を搭載した CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の省エネルギー効果を実験的に評価する。庫室加熱用蓄熱槽を搭載したヒートポンプの ON-OFF 頻度と加温庫室の温度、ならびに冷媒蒸発用蓄熱槽を搭載したヒートポンプの圧縮動力と自販機総 COP (Coefficient Of Performance, 成績係数) を検討する。さらに、各蓄熱槽をより効果的に機能させることを目的に、飲料自動販売機の冷凍回路における他の機能部品の運転条件の最適化を検討する。

第 6 章では、本研究で得られた知見を総括する。

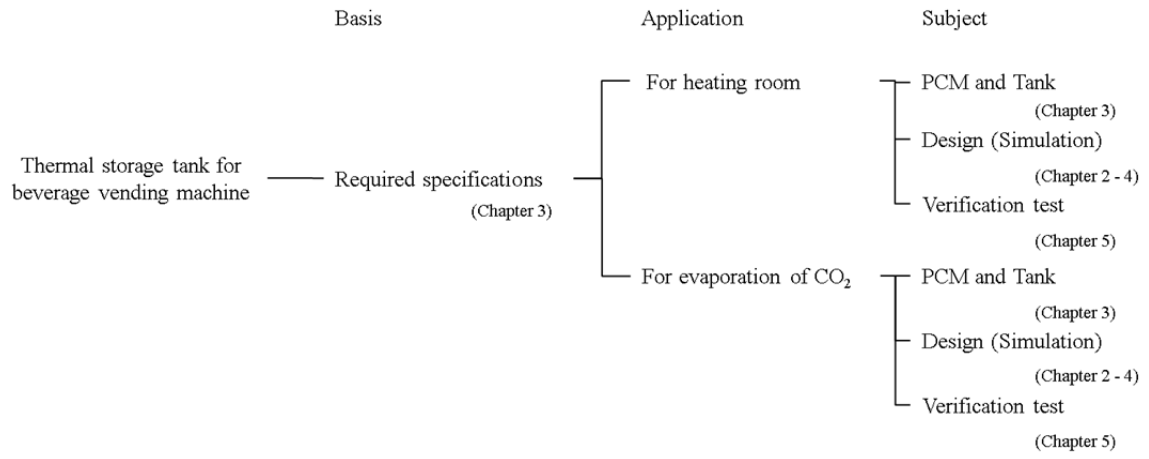


Fig. 1-4 Relation of each chapter in this study.

1.4 既往の研究

1.4.1 潜熱蓄熱

潜熱蓄熱は、既に実用化・製品化された事例が増えてきている。例えば、アイドリングストップ機能をもつガソリン自動車のエンジン停止時（圧縮機停止時）の冷房需要に対応するため、蓄冷エバポレータが製品化されており、これはエンジン運転時に蓄冷しておき、エンジン停止時に放冷する²³⁾。また、過去のハイブリッド自動車には、起動時のエミッション低減に対応するため、温水によるエンジン暖機装置が搭載されており、これはエンジン運転時に蓄熱しておき、次のエンジン起動時に放熱する²⁴⁾。

熱エネルギーの需要と供給は発生する場所あるいは時間にアンマッチがあるが、蓄熱技術によって、余剰のところから不足のところへ供給することで空間的・時間的アンマッチを解消でき、未利用エネルギーの活用が可能となる。

潜熱蓄熱は物質の相変化（融解，凝固など）を利用することから、潜熱蓄熱材は相変化物質（Phase Change Material，以下 PCM と略称する）と呼称され、 $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ ， $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ ，polyglycol，paraffin などの様々な物質が提案されている²⁵⁻²⁹⁾。PCM の材質は無機系，有機系に分類される（Table 1-3）^{22),30)}。無機系 PCM の蓄熱量は，有機系よりも大きいですが，金属材料の腐食，過冷却，相分離などが問題になる場合が多い。その対策として添加剤（核生成剤，増粘剤など）による改質が行われるが，添加剤自体の化学的な安定性・毒性という点において，PCM の漏洩が周囲環境に悪影響を及ぼすおそれがある。特に，飲料自動販売機のように食品を取り扱う機器の場合，人体の安全性への要求に対応しなければならない。また，廃棄が規制され，かつリサイクルが義務付けられているような機器に用いる場合，その取扱いが懸念される³¹⁾。さらに，物質によっては REACH 規則³²⁾などの法規制によって輸出が制限されることもある。一方，有機系 PCM の蓄熱量は，無機系よりも小さいが，上記の無機系のような懸念は少ない。そのため，本研究では有機系 PCM を使用する。化学的に安定であることから，安全性に優れる一方で，一般的な有機系 PCM の熱伝導率は低く³³⁾，固相の伝導伝熱が熱媒体と蓄熱材の間の伝熱を支配する。したがって，蓄熱材内の熱伝導促進による蓄熱材の蓄放熱の効率化が，実用化にとって重要である。

Table 1-3 Comparison of inorganic and organic latent heat storage material (PCM).

Type of PCM	Inorganic	Organic
Heat quantity	Medium - Large	Medium
Heat conductivity [W/mK]	0.5 - 1.1 (Liq.)	0.1 - 0.2 (Liq.)
Density [g/cm ³]	1.0 - 2.5	0.7 - 1.2
Corrosiveness	Likely	Hardly
Flammability	Hardly	Maybe
Phase separation	Likely	Hardly
Supercooling	Large	Small - Medium

1.4.2 蓄熱を利用した冷凍システム

飲料自動販売機などの冷凍システムの研究開発において、蓄熱材の利用は以前から取り組まれてきている。

Azzouz らは、PCM を用いた家庭用冷蔵庫の性能向上に関して実験的に検討した³⁴⁾。PCM は水あるいは共晶混合物（凝固点-3 °C）を用いており、エバポレータの背面に設置される。共晶混合物の蓄熱量は水よりもわずかに小さい一方、冷蔵庫にとってより適切な空気温度を維持することができる。この蓄熱エバポレータにより、電力供給なしでの連続運転時間は従来の 1-3 時間から 5-9 時間まで延長可能となり、COP は 10-30 %増加して、従来のシステムと比較して大幅に性能が改善された。これは、冷蔵庫内への PCM の適用が、冷蔵庫のシステム性能の向上と冷蔵庫内の温度変化の低減という効果を有することを示している。

Cheng らは、蓄熱コンデンサを搭載した家庭用冷蔵庫の特性に関して実験的に検討した³⁵⁾。この家庭用冷蔵庫は 2 ドア冷蔵庫で、冷媒は R600a である。この蓄熱コンデンサは形状安定化された PCM (HCE-SSPCM) を有しており、凝縮熱の一部が圧縮機の運転中に PCM に貯蔵され、圧縮機の停止中に外気に放出される。したがって、冷蔵庫からの放熱は、圧縮機の ON-OFF サイクルで連続しており、ON サイクルにおいて本コンデンサにおける凝縮温度の低下、エバポレータにおける蒸発温度の上昇および過冷却度の拡大が得られた。ISO 標準

試験条件下において、従来の冷蔵庫と比較して、消費電力は約 12 %削減された。

Gin らは、冷凍庫におけるドア開放、除霜サイクルなどの熱負荷の存在下で安定した庫内温度を維持するために、冷凍庫の内壁に配置された PCM パネルの効果を検討した³⁶⁾。PCM パネルは NH₄Cl 水和塩を有している。この PCM パネルによって、除霜サイクル中の空気温度および物品温度が従来よりもそれぞれ 2.9 °C および 1 °C 低く保たれており、庫内温度の上昇率が著しく減少された。定常運転中の電力消費量は、PCM パネルがない場合と比較して、除霜サイクル中に 8 %、ドア開放時には 7 %削減された。これは、冷凍庫内への PCM の適用が、冷凍庫内の温度変化を最小化する有益な効果を有することを示している。

Khan らは、PCM を用いた家庭用冷蔵庫の性能向上に関して実験的に検討した³⁷⁾。PCM は水あるいは共晶混合物（凝固点 -5 °C）を用いており、エバポレータの側面に設置される。実験結果から、PCM がいない場合と比較して、この蓄熱エバポレータを用いた冷凍サイクルの COP が 20~27 %増加することが確認され、圧縮機の 1 サイクルあたりの平均運転時間は約 2-36 %に低減されることが確認された。

Beek らは、PCM を用いた飲料用冷蔵ショーケースの消費電力量の削減を解析的・実験的に検討した³⁸⁾。この冷蔵ショーケースはガラス扉を有するタイプで、冷媒は R600a である。PCM は蓄熱エバポレータとして主のエバポレータと併せて設置される。解析結果から、蓄熱エバポレータは冷却システムの負荷低減に効果的であり、より小さい冷却能力の冷却システムの選択が可能であることが示された。また、庫室温度の上昇が低減され、冷却システムが高効率で動作することができる。また、実験結果から、2010 年当時の冷蔵ショーケースと比較して、機器の消費電力量を 4-10 %削減されることが確認された。

研究開発では、上記の報告例からわかるように、蓄熱材の利用による冷凍システムの高効率化、冷凍機器の温度変化の低減・消費電力の削減の可能性が示されている。また、飲料自動販売機の製品開発では、これまでに、飲料自体の熱容量を蓄熱材として、夜間に冷却しておき昼間に放冷するという利用方法が製品採用されているが^{39),40)}、その目的は消費電力のピークシフトであり、直接的な省エネルギー化にはつながらない。一方、飲料自動販売機のヒートポンプサイクル上での蓄熱材の利用方法は確立されておらず、製品採用には至ってい

ない。

ヒートポンプは重要将来技術に位置づけられており，その高効率化は工学上の重要課題である．ヒートポンプによる冷凍機器の中でも，飲料自動販売機は加熱・冷却機能の両方を同時利用する独特の機器であり，特に CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の加熱側での蓄熱材利用は例がなく，その実用化を図る上で，知見を蓄積することが必要である．

1.5 対象とした飲料自動販売機の概要

1.5.1 構造と消費電力

飲料自動販売機は取扱商品ごとに、缶・ボトル式、カップ式、紙容器式にさらに分けられるが、缶・ボトル式が出荷されている飲料自動販売機の大半を占めることから⁹⁾、本論文では、缶・ボトル式飲料自動販売機を研究の対象とした。缶・ボトル式飲料自動販売機は、飲料を収納するための3庫室を有しており、これらの構成を季節に応じて加温庫室（HOT）と冷却庫室（COLD）に変更して運転している（HCC、HHC、CCC）（Fig. 1-5 (a)）。日本工業規格（JIS）により加温庫室は 55 ± 2 °Cに、冷却庫室 4 ± 2 °Cに保持することが定められている⁴¹⁾。最も使用される冷温パターンはHCCモードである（Fig. 1-5 (b)）。その消費電力量の約6割を加温が占めており（Fig. 1-5 (c)）、加温の消費電力の改善が求められている。

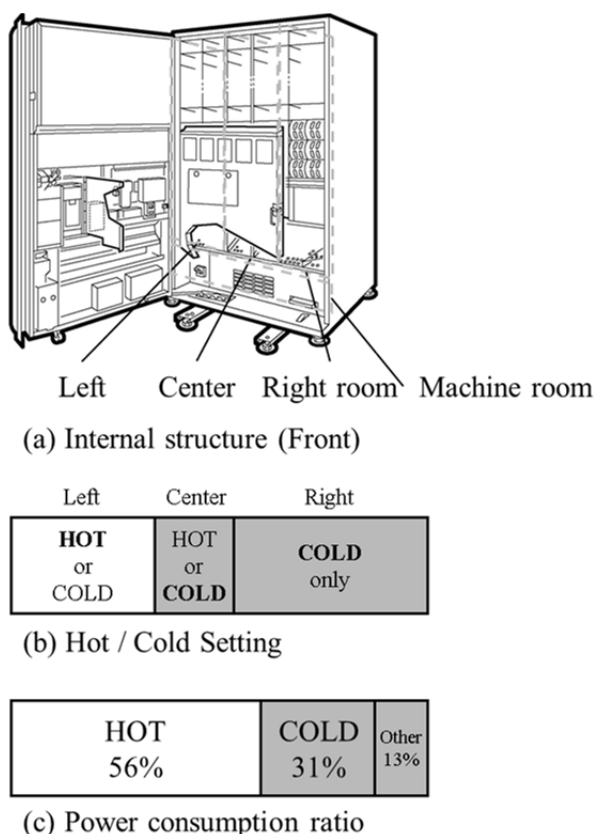


Fig. 1-5 Internal structure (front), Hot / Cold setting and power consumption ratio of beverage vending machine.

1.5.2 CO₂ ヒートポンプと未利用熱

飲料自動販売機は圧縮式ヒートポンプの熱を飲料庫室の空気に熱交換・循環することで、飲料缶を加熱・冷却する (Fig. 1-6). この圧縮式ヒートポンプには、自然環境保護の観点から、代表的な自然冷媒である CO₂ が採用されてきている. CO₂ ヒートポンプの加熱側 (高温高圧側) では CO₂ 冷媒は最高 110 °C の超臨界流体状態にあるため、他の冷媒のように相変化熱を利用した一定温度の加熱ができない. そのため、給湯器 (エコキュート) のように水を低温から高温まで加熱する場合には大きな加熱能力を得ることができ高効率の運転が可能だが、飲料自動販売機のように加熱庫室を 55 °C に保持する場合には圧縮機の吐出ガス温度と加熱対象 (加熱庫室) の温度の差が大きく効率が低下する (Fig. 1-7).

飲料自動販売機の従来運転では、CO₂ 冷媒の 60~110 °C の間の利用できる熱は、加熱庫室の加熱のみに用いられているため、余剰になっている. また、CO₂ 冷媒の 60 °C 以下の熱は、加熱庫室の加熱には使えないため、外気に放熱されており、未利用になっている.

これらの余剰の熱と未利用の熱をより効率的に利用することにより、すなわち先述の蓄熱槽利用のコンセプト (第 1 章 2 節) に基づき、ヒートポンプの省エネルギー化・高効率化の余地があると考えられる.

飲料自動販売機の CO₂ ヒートポンプの効率に影響を及ぼす冷媒の特性上の熱損失として、以下の 6 点が挙げられる. 本研究では、この 4) から 6) に着目した (Fig. 1-8).

- 1) 圧縮機筐体の熱が外気に排熱されている (圧縮機の暖機が必要である).
- 2) 圧縮機の小型化により体積効率が低下している.
- 3) 高温高圧側の冷媒温度範囲 (110 °C から 30 °C) と加熱庫室の温度 (55 °C) に差があり、加熱に利用できる冷媒の熱 (エンタルピー差) が小さい.
- 4) 低温低圧側の冷媒温度・圧力が低く圧縮機の動力が大きい.
- 5) 圧縮機の ON-OFF が頻繁なため起動時の冷媒の吐出ガス温度の立ち上がりに時間がかかる.
- 6) 加熱庫室の温度 (55 °C) 以下の冷媒の熱 (エンタルピー差) が外気に排熱されている.

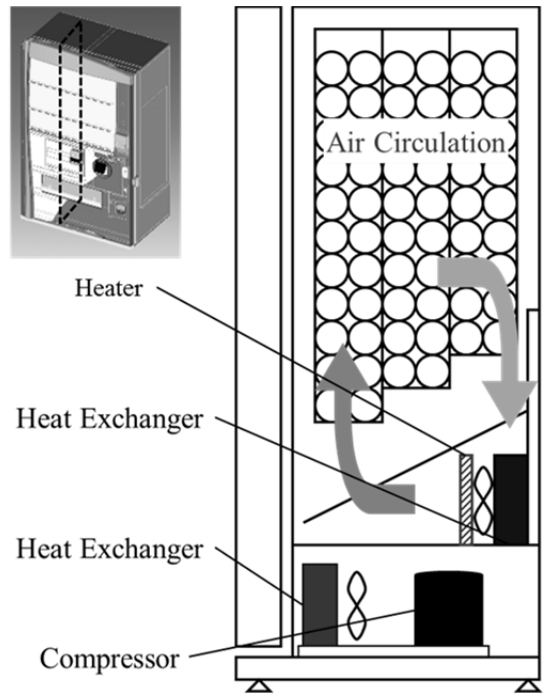


Fig. 1-6 Internal structure of beverage vending machine (Side).

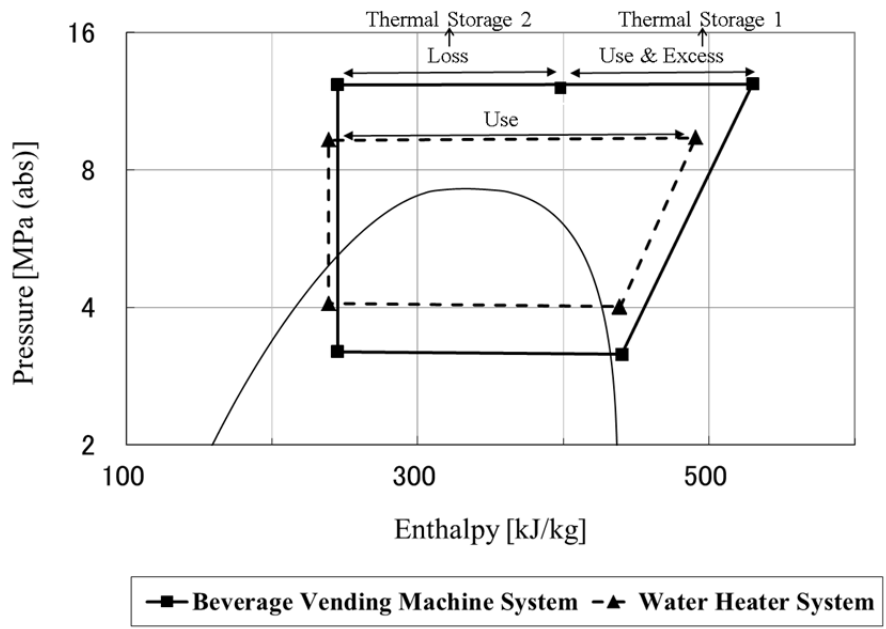


Fig. 1-7 Refrigeration cycles of water heater and beverage vending machine.

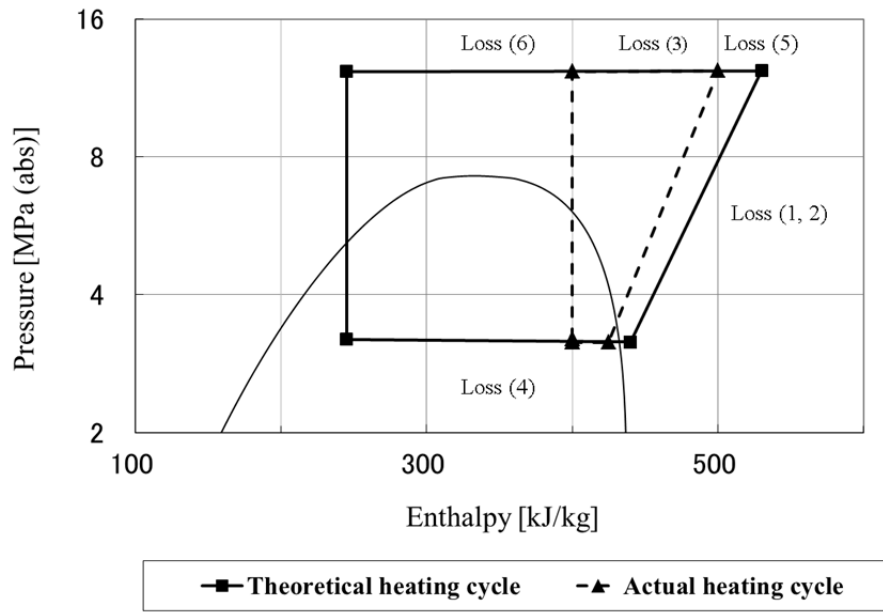


Fig. 1-8 Heat loss (1)-(6) of refrigeration cycles of beverage vending machine.

1.5.3 飲料自動販売機および蓄熱槽の設計

採用・普及が進んでいるノンフロン冷媒は、環境規制に対応可能である反面、加熱・冷却能力が R407C, R134a などの従来冷媒と比較して劣る場合がある^{42),43)}。各種の冷凍システムにノンフロン冷媒を使用可能にするためには、一つの画期的な効率改善手段に依存することなく、様々な改善手段の積み上げが必要であり、熱を余すことなく使いきれよう設計されている。

近年、多分野の機器の設計に CAE (Computer Aided Engineering) が導入されており、構造・応力・振動・流体などの解析検討と実験確認のプロセスによって、要求性能に応える最適な設計条件を追求可能になった。開発期間の短縮、開発リソース (試作, 実験) の削減などの効果も認められている。冷媒を用いる機器は専用設備で実験・評価され、温度・圧力・漏洩などの問題から困難な場合もあることから、以前から CAE の活用が進んでいる⁴⁴⁾⁻⁴⁸⁾。研究対象の CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機は、特に高温高压になるため、蓄熱槽の設計にとって解析による検討が必須である。潜熱蓄熱槽における現象は、CO₂ と蓄熱材の間の伝熱であり、数値熱流体解析 (CFD) で予測可能である。

現在、飲料自動販売機には、CO₂ (R744), HC (R600a など), R1234yf, の 3 種類の冷媒が採用されている。この中で、環境対応の面では、オゾン破壊係数 0, 地球温暖化係数 1 である CO₂ が最も優れている⁴⁹⁾。一方、加熱・冷却の性能面では、前節で述べた理由から CO₂ の加熱側の能力・効率が原理的に小さくなる。将来冷媒として期待のかかる CO₂ の効率的利用のため、蓄熱槽の利用を考案したが、これまでに CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の冷凍回路において、蓄熱槽による高温の熱利用の実用例がなく、基礎的な知見から集める必要がある。

蓄熱槽における熱交換に着目すると、既往の研究では、蓄熱材内の伝熱管を流通する熱媒体の切り替えによって熱交換する事例が多い⁵⁰⁾。庫室加熱用蓄熱槽は、蓄熱材内部の冷媒から蓄熱して、蓄熱材外部の空気に放熱するという熱交換を特徴にしている。一方、冷媒蒸発用蓄熱槽は蓄熱材内部で熱交換するため、冷媒から蓄熱して、冷媒へ放熱する。

また、蓄熱槽の設置に着目すると、既に自動車向けに製品化された実績のあるエンジン暖機装置、蓄冷エバポレータなどの蓄熱を利用した装置^{51),52)}ではレイアウトおよび重量・体積増加が課題と捉えられている。飲料自動販売機は定置式機器であるため移動式機器と比較して、重量面では制約が小さい一方、体積面ではその内部空間の大部分が飲料缶・ボトルを収納する飲料庫室であることから、蓄熱槽を含む冷凍回路部品のための空間は限られている。

以上のことから、飲料自動販売機において収納可能かつ適切に熱交換できる高性能な蓄熱槽の形状設計が重要となる。

第 2 章 蓄熱材内の伝熱

2.1 緒言

本章では、数値熱流体解析（CFD）による蓄熱槽の設計にあたり、蓄熱材内の温度応答を基礎実験・解析から検討して、その整合性を確認する。

2.2 実験

2.2.1 装置

蓄熱槽内の温度応答を実験により基礎検討した。蓄熱槽内の伝熱管近傍の蓄熱材を模擬するため、二重円管型の実験装置を用いた。

基礎実験装置の概略図を Fig. 2-1 に、外観を Fig. 2-2 に示す。本実験装置は以下のように作製した。

- 1) 60 mm 長の透明樹脂パイプ（ポリカーボネート）1本と、パイプの外径 $D_{s,o}$ ($\phi 26$ mm, $\phi 38$ mm, $\phi 48$ mm) と同径の中央穴をもつ透明樹脂フランジ（ポリカーボネート）2枚を用意して、パイプの両端にフランジを接着する。
- 2) 200 mm 長の直管の銅管 1本と、銅管の外径 $D_{t,o}$ ($\phi 6.35$ mm) と同径の中央穴をもつ透明樹脂フランジ（ポリカーボネート）2枚を用意して、フランジ 1枚とゴムパッキン（水素化ニトリルゴム）を手順 1) のフランジ付き樹脂パイプに取り付け、ボルト・ナットで固定した後、フランジの中央穴に銅管を通して、樹脂パイプ-銅管の二重管にする。
- 3) 残りのフランジ 1枚に、シース熱電対（シース外径 $\phi 1$ mm）を取り付ける（Table 2-1）。シース熱電対は恒温室において精密温度計の温度に較正して用いた。手順 3) の樹脂パイプ-銅管の二重管の環状部に蓄熱材として相変化温度 70 °C グレードのパラフィンワックスを封入後、相変化温度付近の恒温槽内で軟化させて、シース熱電対付きフランジとゴムパッキン（水素化ニトリルゴム）を取り付け、ボルト・ナットで固定する。
- 4) 二重管の外壁に断熱エラストマーを取り付けて、断熱する。

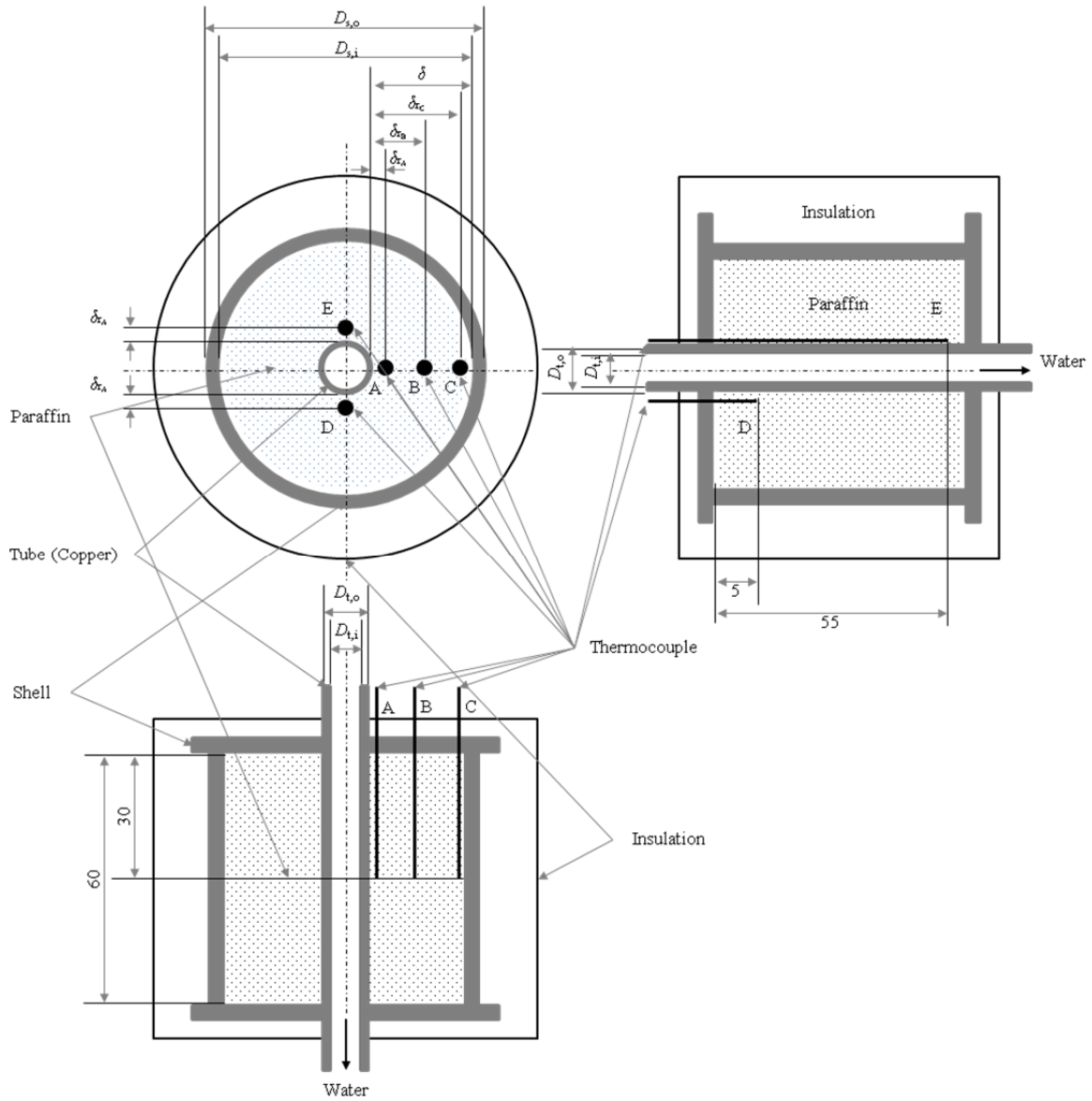


Fig. 2-1 Experimental apparatus and positions of thermocouples.

Table 2-1 Dimensions of experimental apparatus and positions of thermocouples.

Dimension of apparatuses [mm]					Position of thermocouples [mm]		
$D_{s,o}$	$D_{s,i}$	$D_{t,o}$	$D_{t,i}$	δ	δr_A	δr_B	δr_C
$\varnothing 26$	$\varnothing 22$			7.825	1	-	7
$\varnothing 38$	$\varnothing 32$	$\varnothing 6.35$	$\varnothing 4.75$	12.825	1	6	12
$\varnothing 48$	$\varnothing 41$			17.325	1	8	16



Fig. 2-2 Photograph of experimental apparatus ($D_{s,o} = \phi 26$ mm).

2.2.2 方法

実験回路図を Fig. 2-3 に示す．前節で述べた基礎実験装置を所定の温度に保たれた恒温槽内に設置して，伝熱管内に一定時間，一定温度の熱媒体を循環させて，蓄熱材内の初期温度分布がないことを確認した．温度・流量測定はキーンズ製温度計測ユニット NR-TH08 を用いた．流量計は OVAL 製コリオリ式流量計 CN010C-SS-311K を用いた．流量はニードルバルブにより調整した．なお，本実験では実験回路の操作性と回路部品の耐圧性から，熱媒体は CO_2 ではなく水を用いた．

まず，恒温水循環装置により，低温（ $30\text{ }^\circ\text{C}$ ）の熱媒を実験回路に循環して，蓄熱材を凝固状態で一定温度に保温した．そして，高温（ $90\text{ }^\circ\text{C}$ ）の熱媒に切り替えて，蓄熱材を相変化温度以上まで加熱した．すべての温度測定点が蓄熱材の相変化温度以上になった時点で完了として，温度・流量測定を終了した．

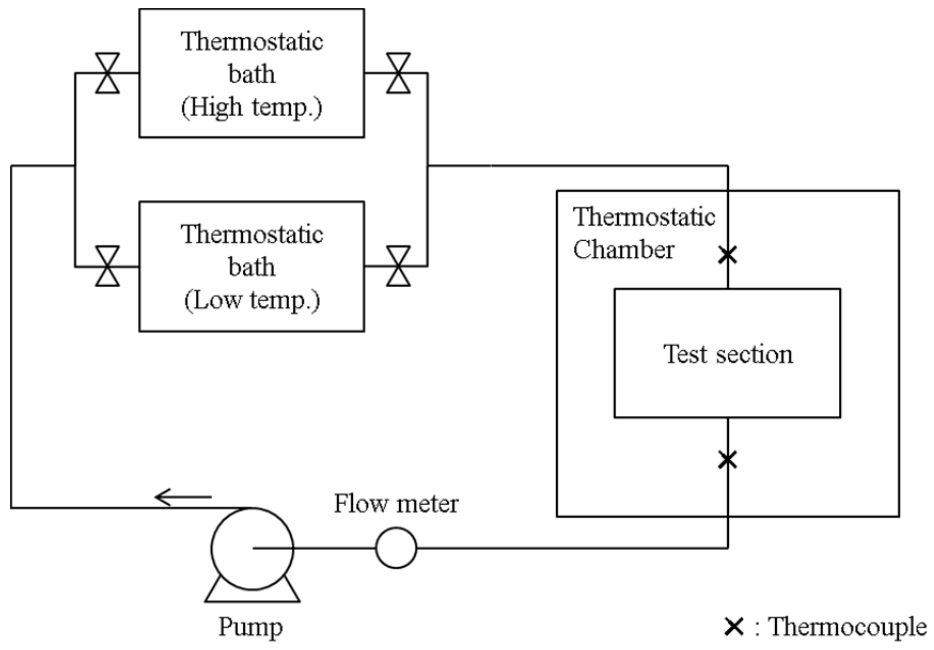


Fig. 2-3 Flow diagram of experimental apparatus.

2. 2. 3 結果

基礎実験における蓄熱材温度と時間の関係を Fig. 2-4 から Fig. 2-6 に示す。加温庫室の加熱に必要な温度と想定した 70 °C 以上に到達するまでの時間を蓄熱時間とすると、二重管の外管内径すなわち蓄熱材の外径 $D_{s,i} = 22$ mm の場合に約 3200 s、 $D_{s,i} = 32$ mm の場合に約 6600 s の蓄熱時間であった。 $D_{s,i} = 41$ mm の場合には蓄熱完了に至らなかった。蓄熱は二重管の径方向 (Position A→C in Fig. 2-1)、熱媒体の流通方向 (Position D→A→E in Fig. 2-1) に進行しており、蓄熱材の外径 $D_{s,i}$ が大きいほど蓄熱時間が長いという想定通りの結果が得られた。

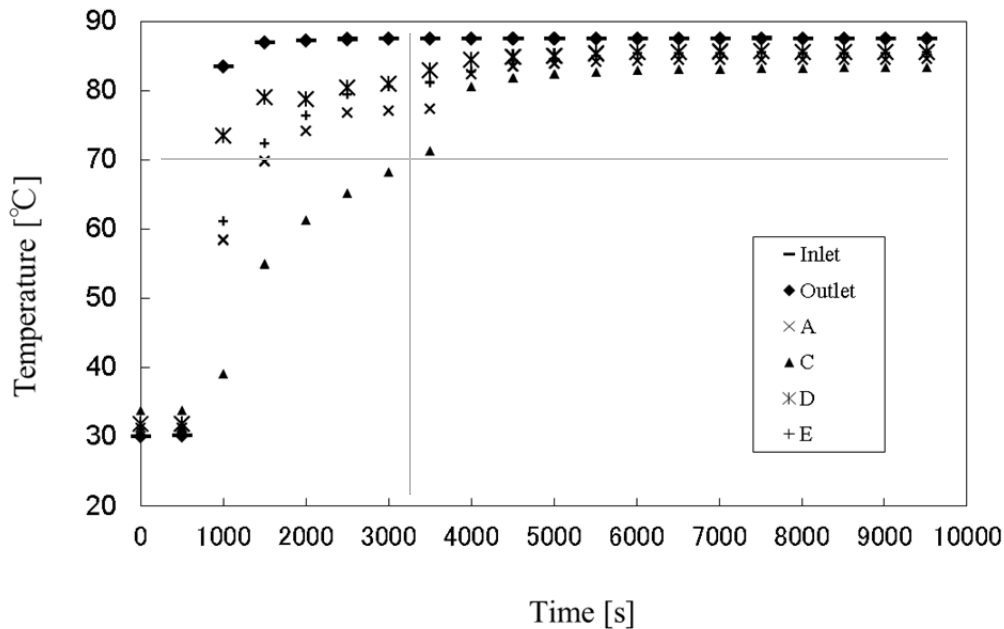


Fig. 2-4 Experimental thermal responses in latent heat storage tank
($D_{s,i} = \phi 22$ mm).

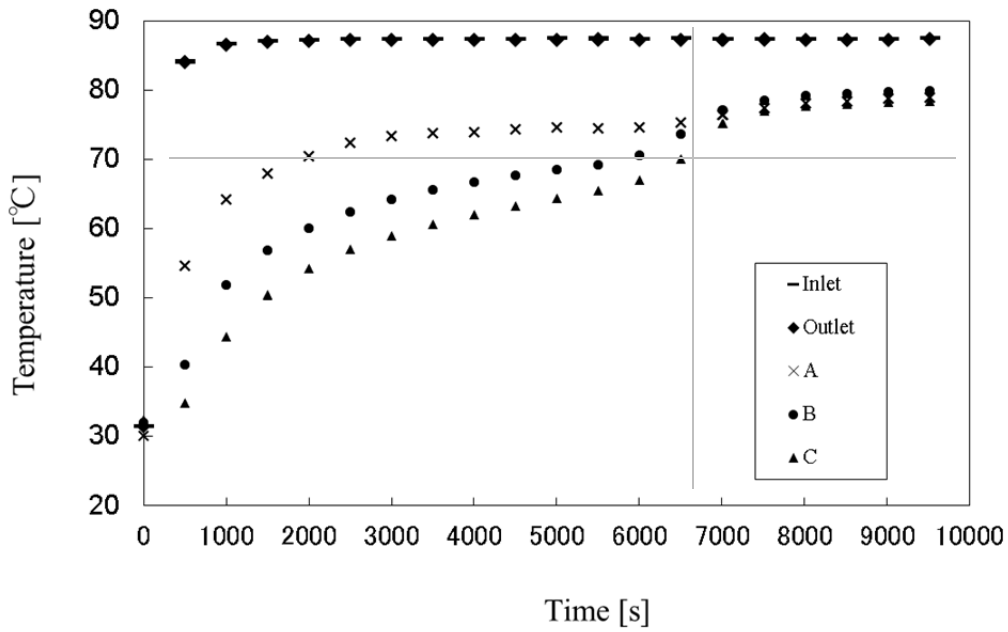


Fig. 2-5 Experimental thermal responses in latent heat storage tank
 ($D_{s,i} = \phi 32$ mm).

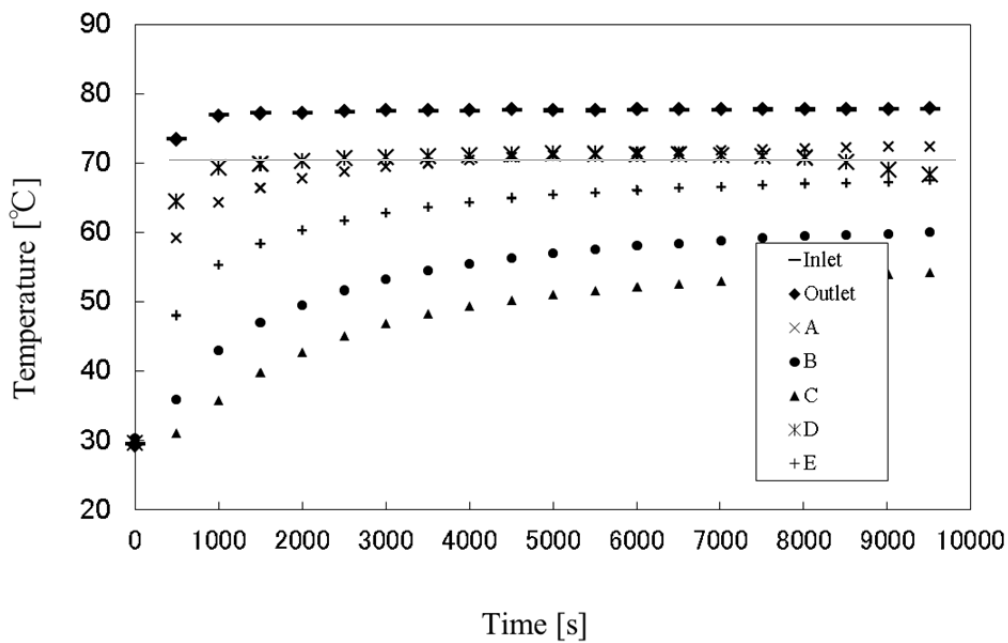


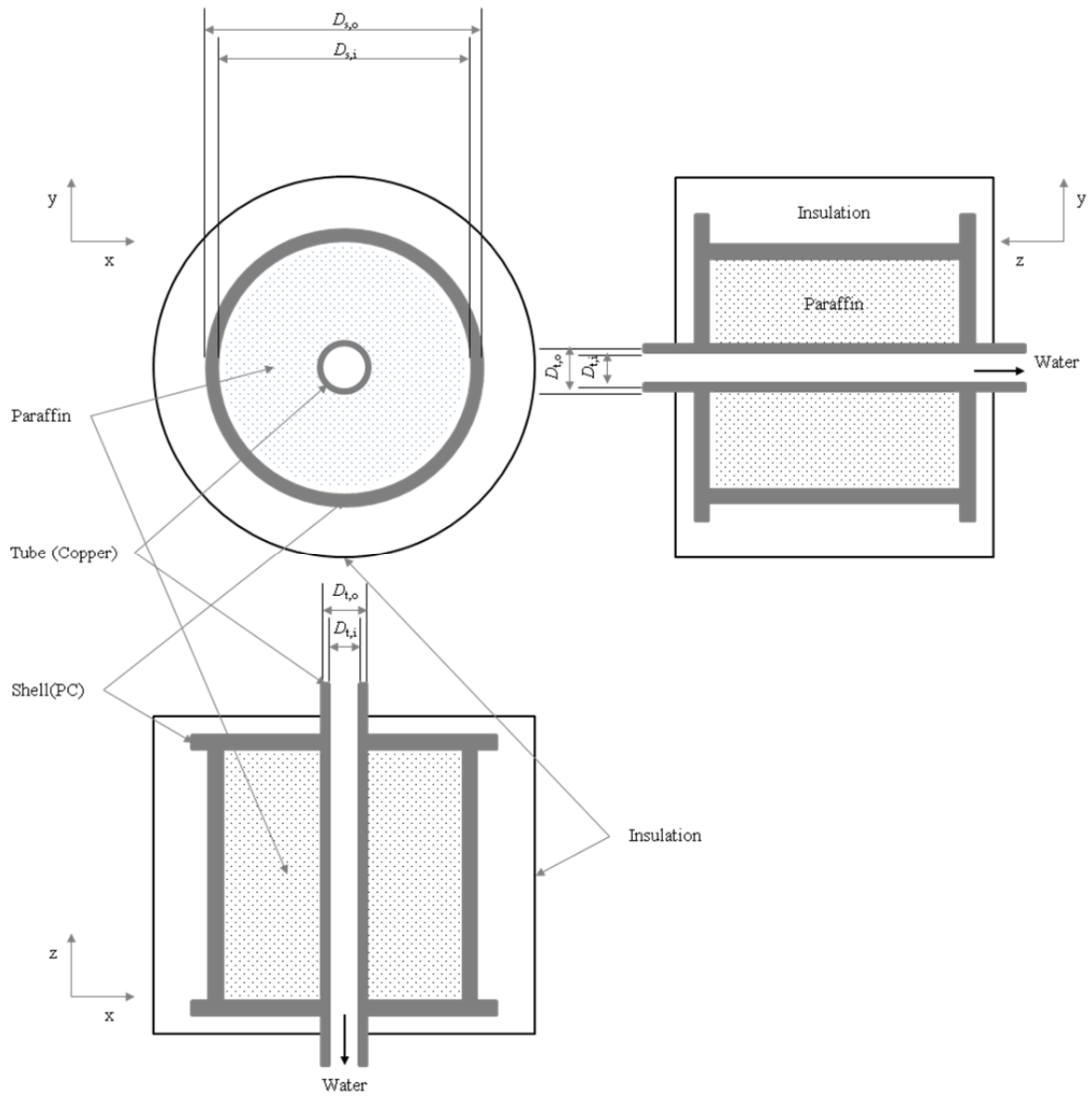
Fig. 2-6 Experimental thermal responses in latent heat storage tank
 ($D_{s,i} = \phi 41$ mm).

2.3 数値解析

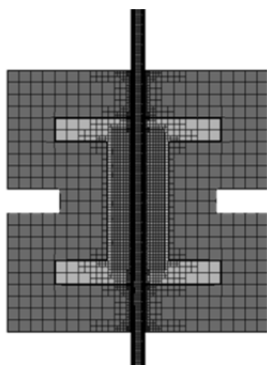
2.3.1 方法

前節で述べた基礎実験結果を基に，蓄熱材内の伝熱を CFD により基礎検討した．CD-adapco 社の汎用熱流体解析プログラムである STAR-CCM+により，基礎実験と同様の条件における蓄熱材内の伝熱の CFD を作成して，その妥当性を解析結果と実験結果の比較により検討する．

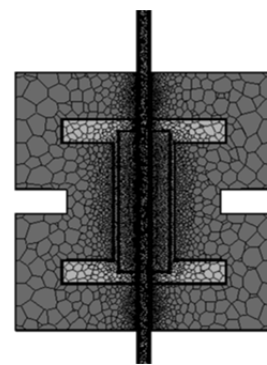
Fig. 2-7 に解析系を示す．前節の基礎実験装置（Fig. 2-1 and Table 2-1）と同様の二重円管型の解析系を用いた．解析対象は，熱媒体（水），伝熱管壁，蓄熱材，蓄熱槽管壁，断熱材である．メッシュ構造はポリヘドラルメッシュあるいはトリムメッシュを適用して約 30 万のメッシュ数とした．



Structure



Trimmed mesh



Polyhedral mesh

Fig. 2-7 Computational domain.

解析系の蓄熱材，蓄熱槽管壁，断熱材では3次元熱伝導方程式を与えた．

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2-1)$$

ここで， ρ は密度， c_p は比熱， k は熱伝導率である．

管内流体では3次元連続方程式，運動方程式，エネルギー方程式を与えた．

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (2-2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{v} \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \rho \mathbf{g} \quad (2-3)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2-4)$$

ここで， μ は粘性係数， \mathbf{g} は重力加速度ベクトル， \mathbf{v} は速度ベクトルである．

初期条件として，全領域が初期温度 T_{ini} で保たれているとした．

境界条件として，断熱材の外表面では，次式で与えた．

$$-k \frac{dT}{dn} = h(T_w - T_{ref}) \quad (2-5)$$

ここで， T_w は断熱材外表面温度， T_{ref} は参照温度（周囲空気温度）， h は熱伝達率， n は法線方向距離である．境界条件として，管内流体の入口では，次式で与えた．

$$T = T_{f,in}, \quad v_z = v_{f,in}, \quad p = p_0 \quad (2-6)$$

ここで、 $T_{f,in}$ は管内流体の入り口温度、 $v_{f,in}$ は管内流体の入口速度、 p_0 は大気圧である。 T_{ini} 、 $T_{f,in}$ および $v_{f,in}$ として、基礎実験から求めた数値を与えた。

Table 2-2 に解析条件を示す。解析手法として、空間離散化にセル中心有限体積法（2次精度風上差分）、時間刻みに1次精度の後退差分近似（1次精度陰解法）を用い、時間発展にはオイラー陰解法による時間積分を行った。速度場および圧力場ともに AMG(Algebraic Multi-Grid)線形ソルバーにより反復計算が行われる。

熱伝達率 h の算出方法

まず、流れの状態の判断のため、グラスホフ数を算出する。

$$Gr = \frac{g\Delta TL^3 \beta \rho^2}{\mu^2} \quad (2-7)$$

ここで、 g は重力加速度、 L は代表長さ、 β は体積膨張率である。

対流ありと判断された場合、プラントル数 Pr を算出する。

グラスホフ数 Gr とプラントル数 Pr からヌセルト数 Nu を以下の式に従って算出する。

上面：

$$Nu = \begin{cases} 0 & \text{at } Gr < 10^5 \end{cases} \quad (2-8)$$

$$Nu = \begin{cases} 0.54(GrPr)^{\frac{1}{4}} & \text{at } 10^5 < Gr < 2 \times 10^7 \end{cases} \quad (2-9)$$

$$Nu = \begin{cases} 0.14(GrPr)^{\frac{1}{3}} & \text{at } 2 \times 10^7 < Gr \end{cases} \quad (2-10)$$

下面：

$$Nu = \begin{cases} 0 & \text{at } 3 \times 10^5 < Gr \end{cases} \quad (2-11)$$

$$\begin{cases} 0.27(GrPr)^{\frac{1}{4}} & \text{at } Gr < 3 \times 10^5 \end{cases} \quad (2-12)$$

垂直面：

$$Nu = \begin{cases} 0 & \text{at } Gr < 10^5 \end{cases} \quad (2-13)$$

$$\begin{cases} 0.56(GrPr)^{\frac{1}{4}} & \text{at } 10^5 < Gr < 10^9 \end{cases} \quad (2-14)$$

$$\begin{cases} 0.12(GrPr)^{\frac{1}{3}} & \text{at } 10^9 < Gr \end{cases} \quad (2-15)$$

とする．ここに， Nu と Pr は以下のように定義される．

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2-16)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2-17)$$

温度差 $\Delta T = 40 \text{ K}$ とすると，上面の熱伝達率 $0.0732 \text{ W/m}^2\text{K}$ （代表長さ $L : 110 \text{ mm}$ ），下面の熱伝達率 $0.0366 \text{ W/m}^2\text{K}$ （代表長さ $L : 110 \text{ mm}$ ），水平面の熱伝達率約 $6.27 \text{ W/m}^2\text{K}$ （代表長さ $L : 110 \text{ mm}$ ）となる（Table 2-4）．

Table 2-2 Calculation conditions of CFD.

Software	STAR-CCM+ v9.06.011		
Discretization	Finite Volume Method (FVM)		
Mesh	30 million		
Analysis type	Three dimension, unsteady		
	Pressure	Atmosphere	
		H ₂ O	90
Initial conditions	Temperature [°C]	Tube	30
		Paraffin	30
		Shell	30
		Insulation	30
		Inlet [kg/s]	0.13675
Water in tube		Outlet [Pa]	0
		Temperature [°C]	90
		Convection	
Boundary conditions	Surface of outer of tube	Temperature [°C]	55
		Heat transfer coefficient	6.5964
		Convection	
Surface of outer of insulation		Temperature [°C]	55
		Heat transfer coefficient	0.0732 (Upper)
			0.0366 (Lower)
			6.2736 (Side)
Remarks	Paraffin	Melting point [°C]	70
		Latent heat [kJ/kg]	232
		gravity [m/s ²]	9.81

Table 2-3 Physical properties of computational domain.

Material	Shell	Insulation	Paraffin	Copper	H ₂ O
Density [kg/m ³]	1200	72	760	8940	965.3
Specific heat [kJ/kgK]	1.260	0.98×10^{-3}	Fig. 2-8	0.386	4.205
Heat conductivity [W/mK]	0.19	0.035	Fig. 2-9	398	0.676
Viscosity [Pa s]	-	-	No convection	-	3.15×10^{-4}
Latent heat [kJ/kg]	-	-	232	-	-
Melting point [°C]	-	-	60-70	-	-

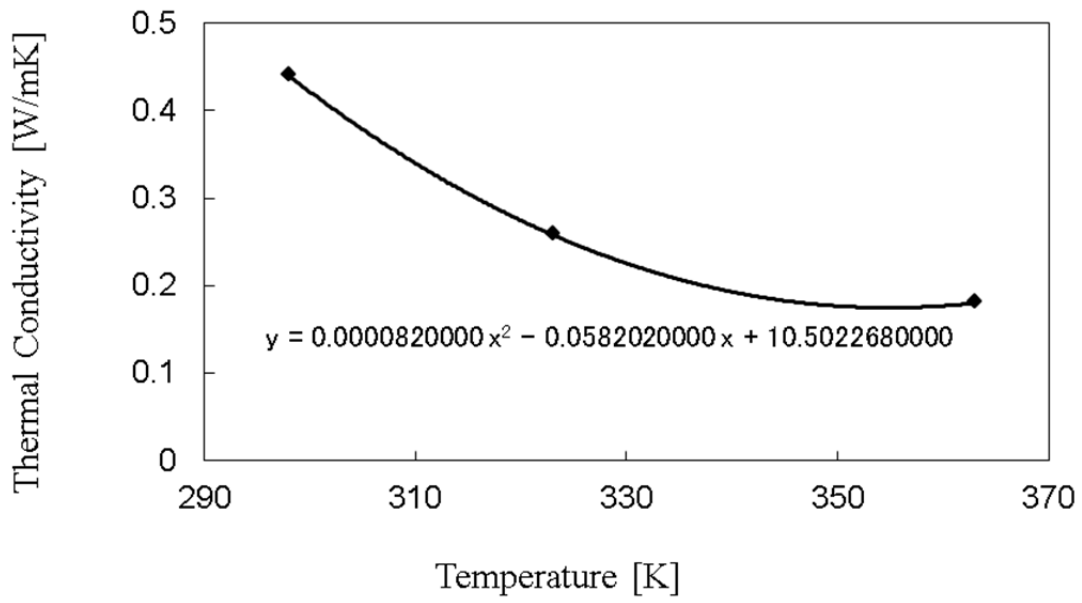


Fig. 2-8 Thermal conductivity of paraffin.

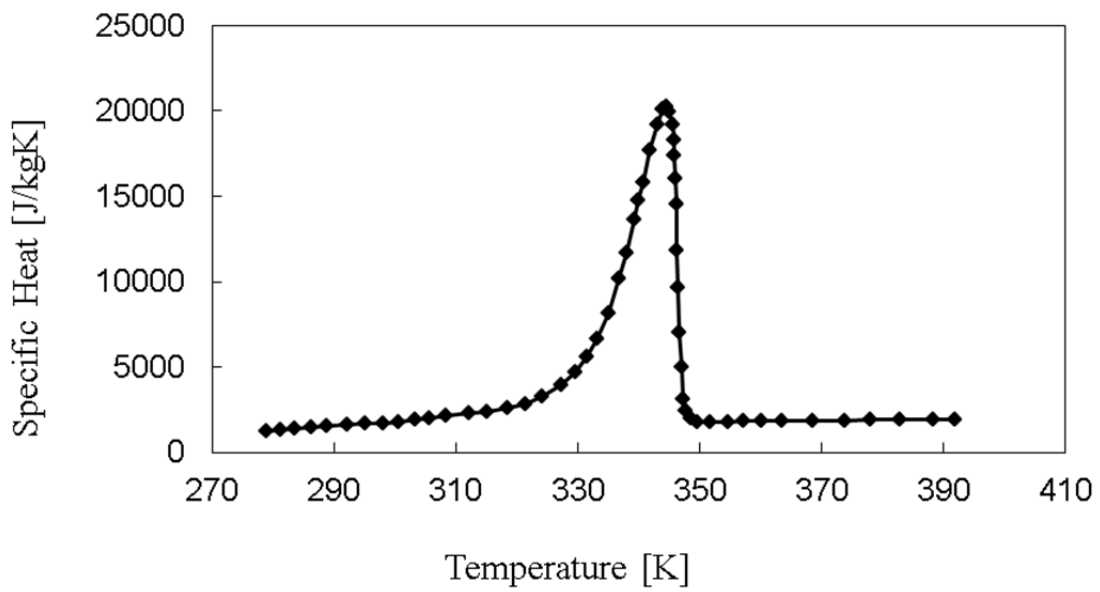


Fig. 2-9 Apparent specific heat of paraffin.

Table 2-4 Outer surface of computational domain.

Symbol	Upper	Lower	Horizontal (Insulation)	Horizontal (Tube)
g [m/s ²]	9.81	9.81	9.81	9.81
ΔT [K]	40	40	40	40
L [m]	0.11	0.11	0.11	0.09
β [1/K]	0.0033	0.0033	0.0033	0.0033
ρ [kg/m ³]	1.18415	1.18415	1.18415	1.18415
μ [Pa s]	1.86×10^{-5}	1.86×10^{-5}	1.86×10^{-5}	1.86×10^{-5}
C_p [kJ/kgK]	1.00362	1.00362	1.00362	1.00362
k [W/mK]	0.0260305	0.0260305	0.0260305	0.0260305
Flow state	Laminar	Convection	Laminar	Laminar
Gr	7.02×10^6	7.02×10^6	7.02×10^6	3.85×10^6
Pr	7.15×10^{-1}	7.15×10^{-1}	7.15×10^{-1}	7.15×10^{-1}
Nu	2.56×10^1	1.278×10^1	2.65×10^1	2.28×10^1
h [W/m ² K]	7.319×10^{-2}	3.66×10^{-2}	6.27	6.60

2.3.2 結果

Fig. 2-10 に二重管の外管内径すなわち蓄熱材外径 $D_{s,i} = \phi 22 \text{ mm}$ の場合の基礎解析の温度コンターを示す。蓄熱材温度が相変化温度である $70 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上であり蓄熱完了していることがわかる。熱媒体（水）の出入口温度差はほとんど生じておらず，基礎実験同様である。

Fig. 2-11 に，蓄熱材外径 $D_{s,i} = \phi 22 \text{ mm}$ の場合の基礎解析および基礎実験の蓄熱材温度の比較を示す。解析の温度評価点は実験と同様とした（Fig. 2-1 and Table 2-1）。加温庫室の加熱に必要な温度と想定した $70 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上に到達するまでの時間を蓄熱時間とすると，実験・解析ともに約 3000 s の蓄熱時間であった。本条件における実験と解析は概ね良好に整合することを確認できた。

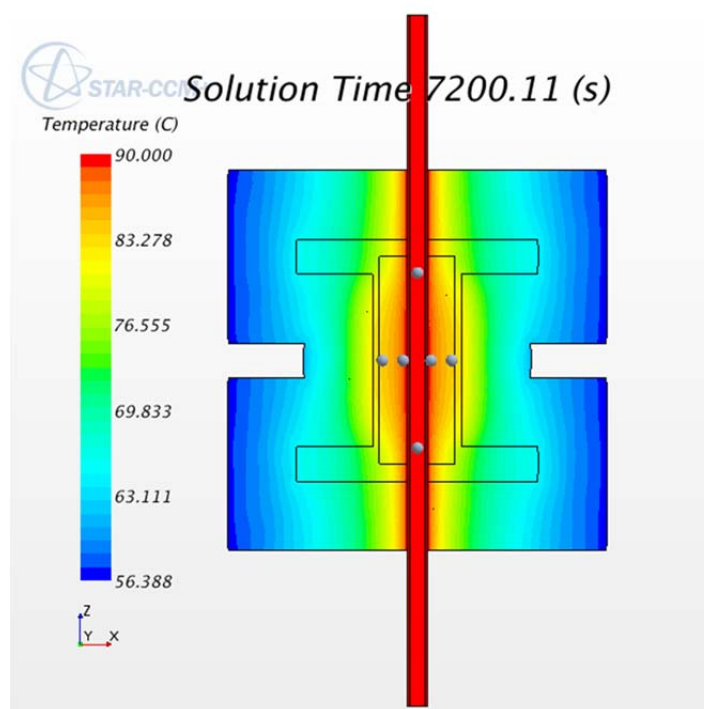


Fig. 2-10 Temperature contour in latent heat storage tank

($D_{s,i} = \phi 22 \text{ mm}$).

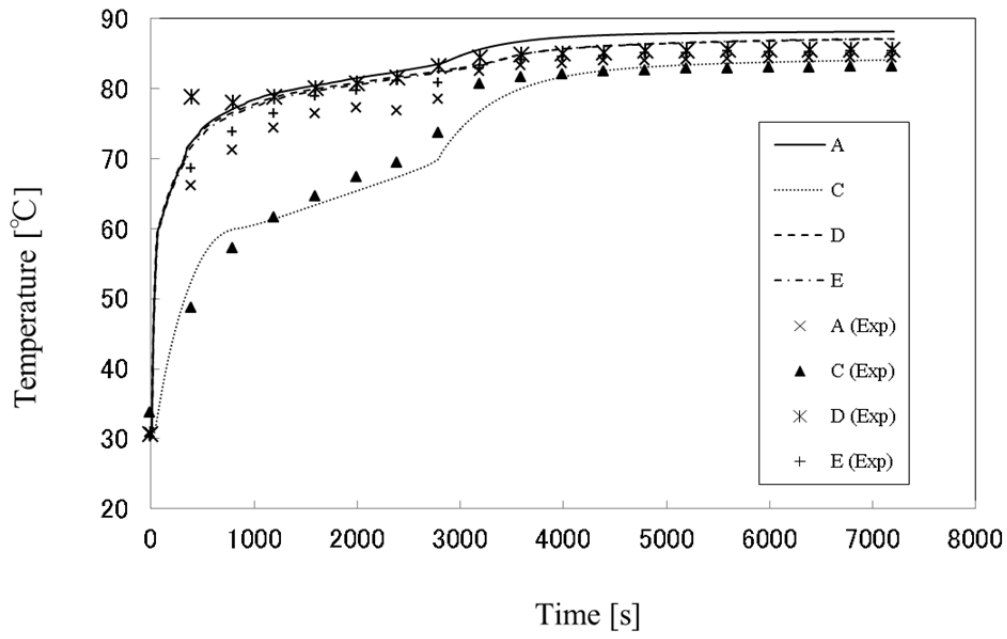


Fig. 2-11 Numerical and experimental thermal responses in latent heat storage tank
 ($D_{s,i} = \varphi 22 \text{ mm}$).

Fig. 2-12に蓄熱材外径 $D_{s,i} = \phi 32 \text{ mm}$ の場合の基礎解析および基礎実験の蓄熱材温度の比較を示す．実験では解析と比較して，初期に温度上昇しにくいのが約 6000 s 付近で大きく温度上昇することが確認できる．初期に温度上昇しにくい理由は，温度評価点とした二重管の長さ方向の中央部において，解析では液相の蓄熱材の対流を考慮していないため上流側から下流側にかけて生じる温度差に応じた蓄熱材温度を示している一方で，実験では対流が生じて蓄熱材温度が均一化されたためと推測される．また，約 6000 s 付近で大きく温度上昇する理由は，時間の経過とともに対流の寄与が大きくなり，二重管の径方向の温度上昇が加速されたためと推測される．

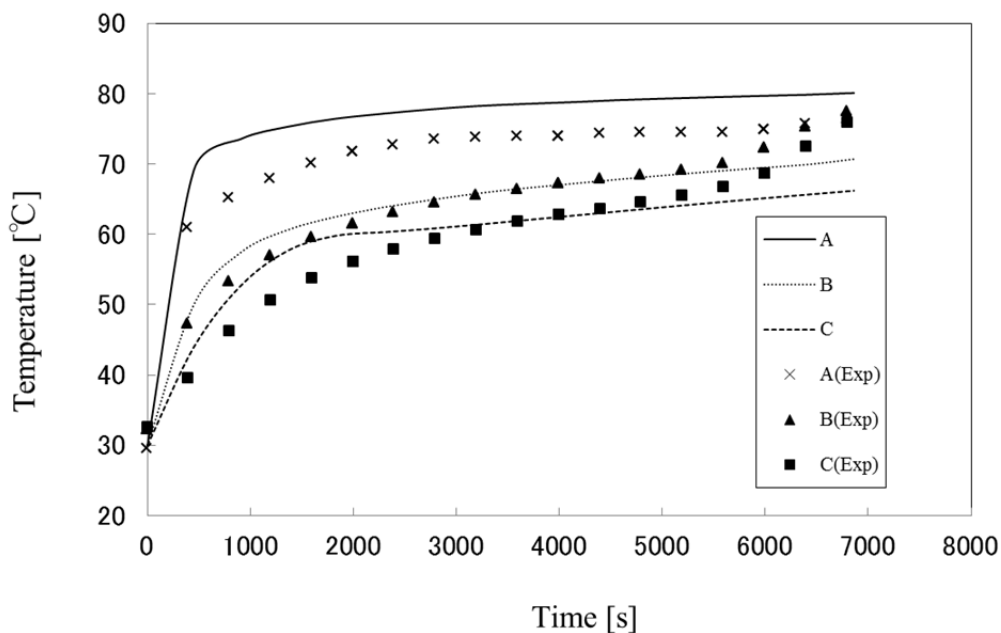


Fig. 2-12 Numerical and experimental thermal responses in latent heat storage tank ($D_{s,o} = \phi 32 \text{ mm}$).

Fig. 2-13 に蓄熱材外径 $D_{s,i} = \phi 41 \text{ mm}$ の場合の基礎解析および基礎実験の蓄熱材温度の比較を示す.

$D_{s,i} = \phi 32 \text{ mm}$ の場合と同様に，実験では解析と比較して，初期に温度上昇しにくいことが確認でき，その傾向はより顕著であった.

以上のことから，蓄熱材外径が大きくなるほど，蓄熱材の対流の影響が大きくなることが推測される. ただし蓄熱材外径 $D_{s,i} = \phi 22 \text{ mm}$ の場合の実験と解析は概ね良好に整合しているため，22mm 以下の蓄熱材外径であれば，本解析モデルは妥当であると考えられる.

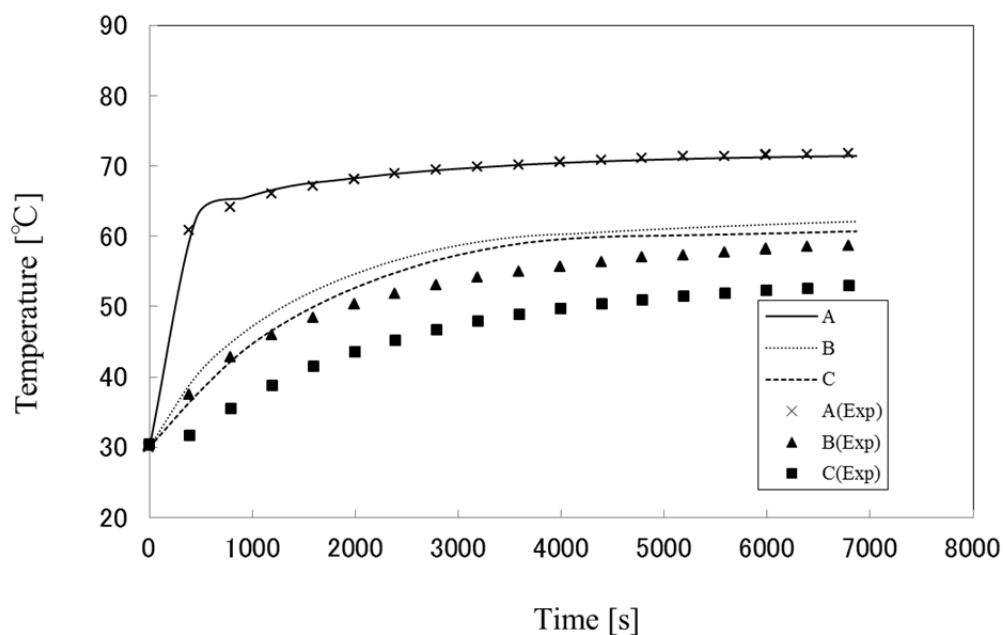


Fig. 2-13 Numerical and experimental thermal responses in latent heat storage tank ($D_{s,o} = \phi 41 \text{ mm}$).

2.4 結言

本章では、CFDによる蓄熱槽の設計にあたり、蓄熱槽内の伝熱管近傍の蓄熱材を模擬した二重円管での基礎実験・解析から、蓄熱材内の温度応答を検討して、以下の知見を得た。

- 1) 基礎実験において、蓄熱は二重管の径方向と熱媒体の流通方向に進行しており、二重管の外径 $D_{s,o}$ が大きいほど蓄熱時間が長いという結果が得られた。
- 2) 基礎実験に基づき作成した CFD による解析結果と実験結果の整合性確認を行った結果、蓄熱材外径 $\phi 22$ mm の場合、概ね良好に一致した。
- 3) 蓄熱材外径 $\phi 32$ mm の場合、実験では解析と比較して、初期に温度上昇しにくいのが約 6000 s 付近で大きく温度上昇することが確認できた。この理由は、解析では液相の蓄熱材の対流を考慮していない一方で、実験では対流が生じて蓄熱材温度に影響を及ぼしたためと推測される。
- 4) 蓄熱材外径 $\phi 41$ mm の場合、 $\phi 32$ mm の場合と同様に、実験では解析と比較して、初期に温度上昇しにくいことが確認でき、その傾向はより顕著であった。
- 5) 蓄熱材外径が大きくなるほど、蓄熱材の対流の影響が大きくなるが、蓄熱材外径 $\phi 22$ mm 以下であれば対流の影響を無視でき、本解析モデルは妥当であると考えられる。

第 3 章 蓄熱槽の基本設計

3.1 緒言

飲料自動販売機において収納可能かつ適切に熱交換できる高性能な蓄熱槽の形状設計が重要となる（第 1 章 5.2 節）。

本章では，2 種類の潜熱蓄熱槽の設計にあたり，CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の設置・利用環境下での要求仕様を明らかにする．庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽による飲料自動販売機の省エネルギー化の理論効果を見積り，それを成立可能にする蓄熱材および蓄熱槽の仕様を検討する．さらに，第 2 章 3 節で述べた蓄熱槽の CFD により寸法を検討する．

3.2 蓄熱槽の仕様

3.2.1 庫室加熱用蓄熱槽

飲料自動販売機のヒートポンプは加温庫室を 55 ± 2 °C に保持するように ON-OFF している（Fig. 3-1(a)）．これは，飲料自動販売機が加温庫室温度のブルアップ時（電源投入後の外気同等温度から目的温度までの初期加熱）に合わせて圧縮機容量を決めていることに起因して，保温時に対しては圧縮機の加熱能力が大きいためである．第 1 章 5.2 節で述べたように，従来運転では 60～110 °C の間の利用できる熱が余剰になっているとともに，圧縮機（COMPR）の起動にかかる電力が大きいと、起動回数が多くなると効率の低下につながる．

そこで，第一の蓄熱槽の利用方法として，加熱時に余剰熱を蓄熱する（Fig. 3-2）．ヒートポンプ運転中に冷媒から蓄熱材に蓄熱することによる ON 時間延長と，ヒートポンプ停止中に蓄熱材から加温庫室に放熱することによる OFF 時間延長を考案した（Fig. 3-1(b)）．第一の蓄熱槽は，蓄熱した熱を加温庫室の加熱に用いるため，庫室加熱用蓄熱槽と呼称する．

改めて，従来運転における課題・原因を整理すると，以下の 3 点が挙げられる．

- 1) 圧縮機の起動直後の効率が悪いことから，起動回数が多いほど圧縮機の消費電力量が大きくなる．
- 2) 圧縮機の起動直後の冷媒温度が低いことから，圧縮機の暖機中には庫室加温できない．
- 3) 圧縮機の停止中には庫室加温できない．

項目 1) および 2) の対策として，ヒートポンプの運転中に庫室加温と同時に蓄熱材に蓄熱することで，ON 時間の延長に伴う圧縮機の運転効率向上および圧縮機起動ごとの暖機電力ロス削減が期待できる．また，項目 3) の対策として，蓄熱材による庫室保温をすることで，ヒートポンプの停止中における加温庫室の温度低下の抑制および OFF 時間の延長に伴う消費電力削減が期待できる．

Fig. 3-3 に庫室加熱用蓄熱槽の搭載前後の冷凍回路の比較を示す．圧縮機，第一の蓄熱槽，ガスクーラ，内部熱交換器，電子膨張弁，第二の蓄熱槽，エバポレータなどから構成される本システムは，ガスクーラの熱を加温庫室に，エバポレータの熱を冷却庫室に使用する．この新規に考案した庫室加熱用蓄熱槽の基本仕様を決定するために，飲料自動販売機の従来運転と蓄熱運転の条件比較から，省エネルギー化の理論効果を見積った．

Table 3-1 に冷媒熱物性データベース REFPROP⁵³⁾により求めた 12MPa の CO₂ の温度ごとのエンタルピー差を示す．従来運転では，CO₂ ヒートポンプの加熱側の 110 °C から 60 °C の範囲において，CO₂ 冷媒のエンタルピー差の 100 % が庫室加温に用いられていた．そこで，蓄熱運転では，まず蓄熱に 110 °C から 80 °C のエンタルピー差 (59.3 kJ/kg, 47 %) を用いて，加温庫室の温度保持 (55 °C) に 80 °C から 60 °C のエンタルピー差 (66.5 kJ/kg, 53 %) を用いる．

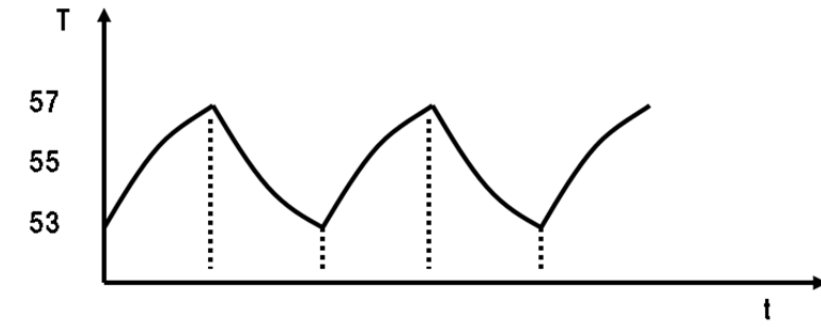
Table 3-2 に従来運転と蓄熱運転の運転条件の比較を示す．ヒートポンプの ON-OFF は加温庫室の規格温度範囲である 55±2 °C に応じて制御されており，蓄熱運転は従来運転の 53 % の熱量で加熱することにしたため，圧縮機の定格加熱能力に対して，その ON 時間は 446 s / サイクルから 1.32 倍の 590 s / サイクルになる．

ヒートポンプの ON 時間の延長に伴って、1 サイクルの蓄熱運転で従来運転と同等の庫室加温用の熱量（44.89 kJ）を発生させると同時に、さらに蓄熱用の熱量（40.1 kJ）を発生させることができる。これらの熱量は圧縮機の定格加熱能力、ON 時間、および蓄熱運転と従来運転のエンタルピー差の比の積であり、合計 85 kJ である。したがって、庫室加熱用蓄熱槽には、この蓄熱用の熱量に対応するだけの蓄熱材が充填されている必要がある。

さらに、蓄熱した熱量を庫室加温に利用することができるため、ヒートポンプの OFF 時間が延長する。蓄熱した熱量は、従来運転の ON 時間における庫室加温の 89 %分に相当する。

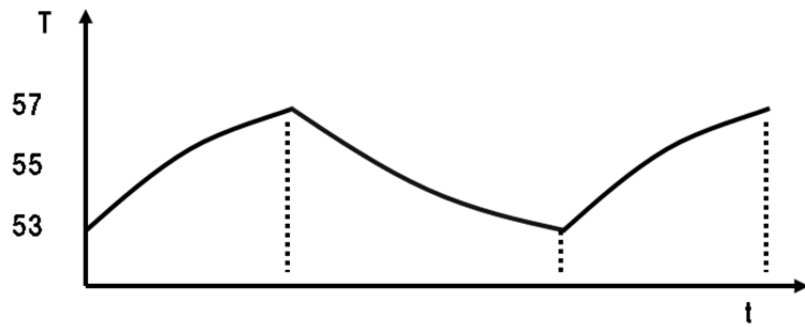
Table 3-3 に庫室加熱用蓄熱槽の採用前後のヒートポンプの比較を示す。従来のガスクーラ（冷媒の放熱による空気加熱用熱交換器）の熱容量に蓄熱材の熱容量が加わることで、加温庫室の全体の投入熱量が大きくなり、1 サイクルの運転時間が延長して、結果としてヒートポンプの ON-OFF 回数を低減できる。

ヒートポンプの運転率は ON 時間と ON-OFF 総時間の比であり、本節で述べたような蓄熱運転を導入すると、44 %から 41 %に低減される。これを年間消費電力に換算すると、2012 年度機の年間消費電力（約 800 kWh/y, Fig. 1-2）に対する $\Delta 3$ %の 25 kWh/y の削減が予測される。



COMPR	On	Off	On	Off
Fan	On	Off	On	Off

(a) Current operation

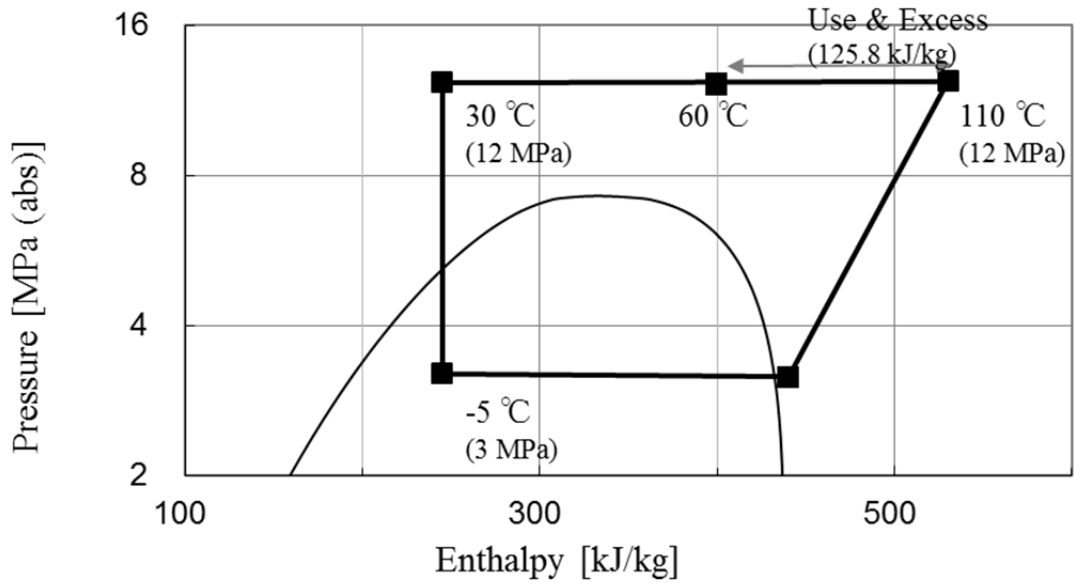


COMPR	On	Off	On
Fan	On	Off / On	On
PCM	Storage	Release	Storage

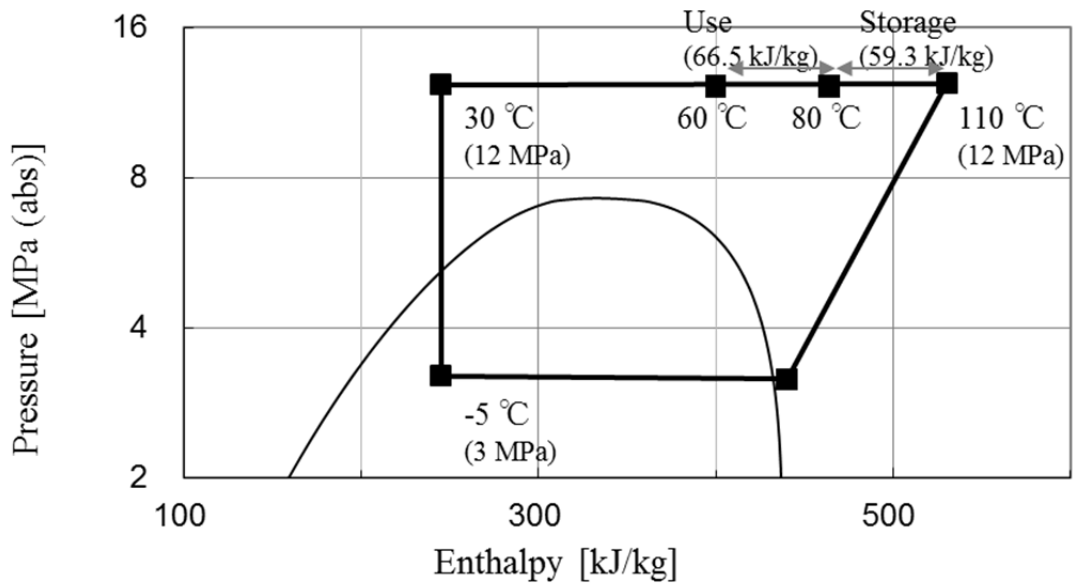
(b) Proposed operation

※ COMPR : Compressor, PCM : Phase Change Material

Fig. 3-1 Time variation of air temperature in heating room for current and proposed operation.

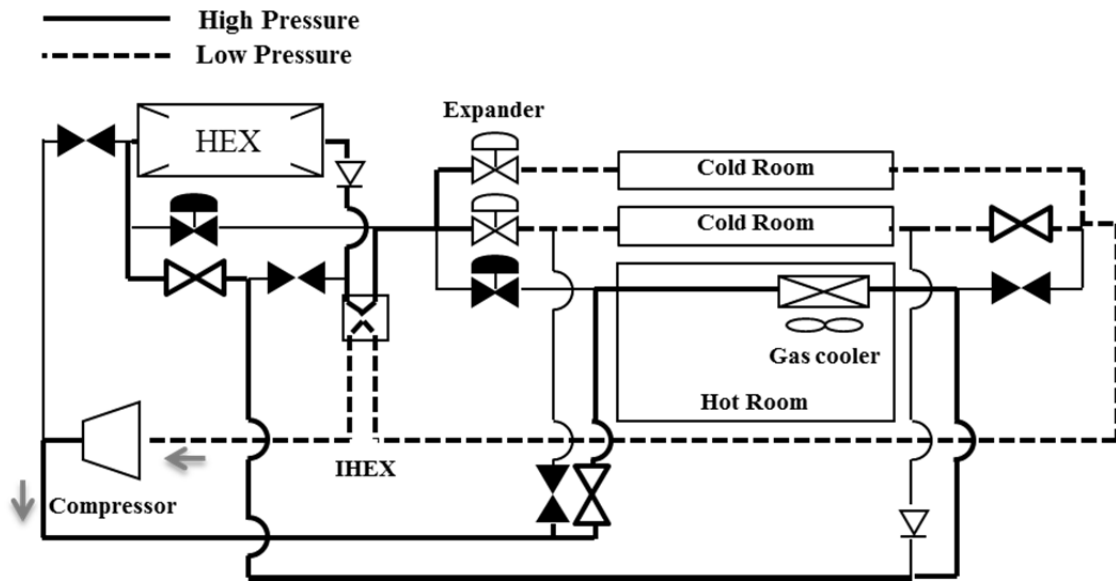


(a) Current operation

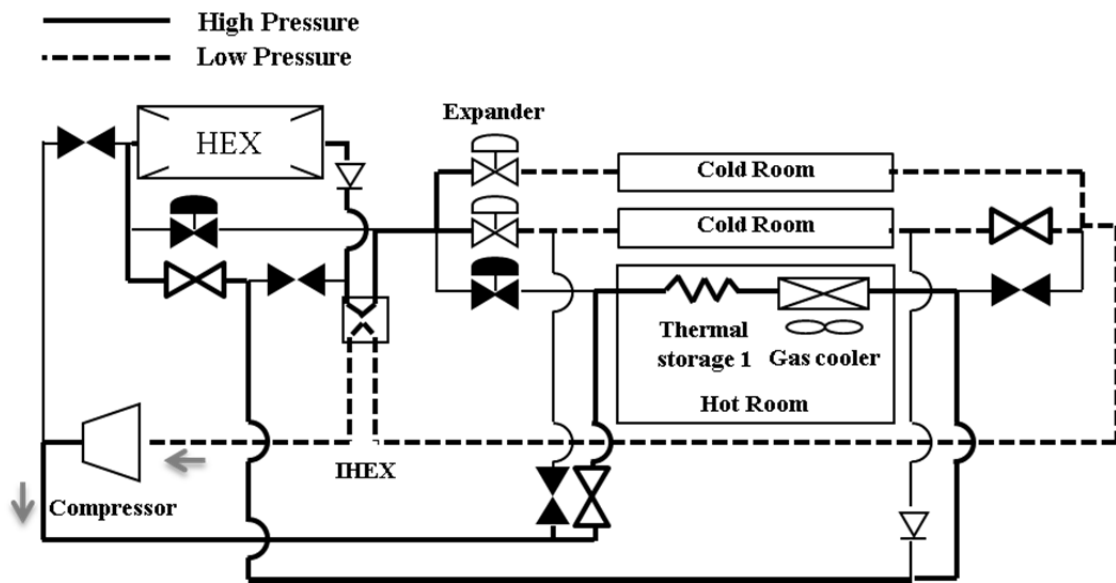


(b) Proposed operation

Fig. 3-2 Refrigeration cycle for current and proposed operation.



(a) Current circuit



(b) Proposed circuit

※ HEX : Heat exchanger, IHEX : Internal heat exchanger

Fig. 3-3 Refrigerating circuit for current and proposed operation.

Table 3-1 Heat quantities for current and proposed operation (Enthalpy difference ratio of CO₂).

Temperature [°C]	Enthalpy difference [kJ/kg]	Enthalpy ratio [%]	Current operation	Proposed operation
110-100	17.3	14		
100-90	19.4	15	Heating of beverage	Thermal storage
90-80	22.6	18		
80-70	28.3	22		Heating of beverage
70-60	38.2	30	53	

Table 3-2 Cycle conditions for current and proposed operation.

Refrigeration cycle	Current operation	Proposed operation
ON time	446 s	590 s
Total heat quantity	44.89 kJ	85.00 kJ
Heat quantity for heating of beverage	44.89 kJ	44.89 kJ
Heat quantity for thermal storage	0 kJ	40.1 kJ
OFF time	555 s	833 s

Table 3-3 Features of current and proposed heat pump (HP).

Heat pump	Current HP	Proposed HP
Heat capacity of heating room	Small	Large
ON-OFF count	Frequent (1001 s/cycle)	Sometimes (1423 s/cycle)
Total operating rate	44.59 %	41 %
Saving energy	-	$\Delta 25$ kWh/y

3. 2. 2 冷媒蒸発用蓄熱槽

飲料自動販売機のヒートポンプは、ガスクーラ（冷媒の放熱による空気加熱熱交換器）の熱を加温庫室に、エバポレータ（冷媒の吸熱による空気冷却熱交換器）の熱を冷却庫室に使用して、並行して各庫室を加温・冷却する（第1章 5. 2 節）。ただし、JIS B8561:2007⁴¹⁾で定められた外気（15 °C）と加温庫室（55 °C）・冷却庫室（5 °C）との温度差の点から加温負荷の方が大きいため、加温が必要で冷却が不要になることがある。その場合、従来運転ではヒートポンプを停止して電気ヒータによって加熱するため、効率が低下する。ヒートポンプは消費電力と外気の熱の和が加熱能力となる一方で、電気ヒータは消費電力 = 加熱能力であるため、効率的な運転のためには電気ヒータの使用を抑えることが効果的である。

そこで、第二の蓄熱槽の利用方法として、飲料自動販売機を加温・冷却が並行しているときに、加熱後すなわちガスクーラ流通後の 60 °C 以下の CO₂ 冷媒から蓄熱材に蓄熱しておき（Heat storing process, Fig. 3-4 (b-1) および Fig. 3-5 (b-1)）、庫内の加熱が必要で冷却が不要になったときに、蓄熱材から圧縮前の CO₂ 冷媒に放熱させて、蓄熱材を冷媒の吸熱源とさせる冷凍回路の構造を考案した（Heat releasing process, Fig. 3-4 (b-2) および Fig. 3-5 (b-2)）。第二の蓄熱槽は、蓄熱した熱を CO₂ 冷媒の加熱・蒸発に用いるため、冷媒蒸発用蓄熱槽と呼称する。

冷媒蒸発用蓄熱槽の利用によって庫内の冷却不要時における電気ヒータによる加熱が不要となり、オールヒートポンプ運転が可能になり、さらに外気を冷媒の吸熱源とするよりも CO₂ 冷媒の圧縮前温度および圧力を高めることができるため、圧縮動力低減・自販機総 COP 向上が期待できる。

Fig. 3-5 に冷媒加熱用蓄熱槽の搭載前後の冷凍回路の比較を示す。この新規に考案した冷媒蒸発用蓄熱槽の基本仕様を決定するために、飲料自動販売機の従来運転と蓄熱運転の条件比較から、省エネルギー化の理論効果を見積った。

Table 3-4 に冷媒熱物性データベース REFPROP⁵³⁾により求めた 12MPa の CO₂ の温度ごとのエンタルピー差を示す。従来運転では、CO₂ ヒートポンプの加熱側の 60 °C 以下の範囲において、CO₂ 冷媒のエンタルピー差の 100 %が廃熱となっていた。そこで、蓄熱運転ではこの CO₂ 冷媒のエンタルピー差をすべて蓄

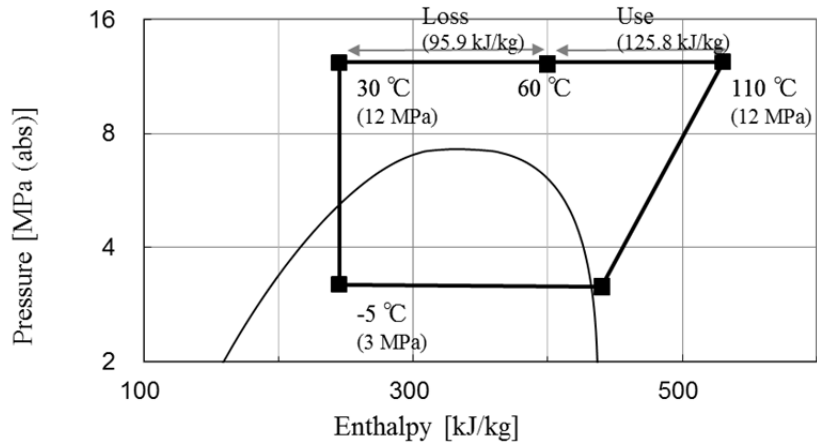
熱に用いる。この廃熱量はエンタルピー差，冷媒循環量，および ON 時間の積であり，46.5 kJ である。

蓄熱運転では従来運転の未利用廃熱であった 46.5 kJ を蓄熱することから，冷媒蒸発用蓄熱槽には，この蓄熱用の熱量に対応するだけの蓄熱材が充填されている必要がある。

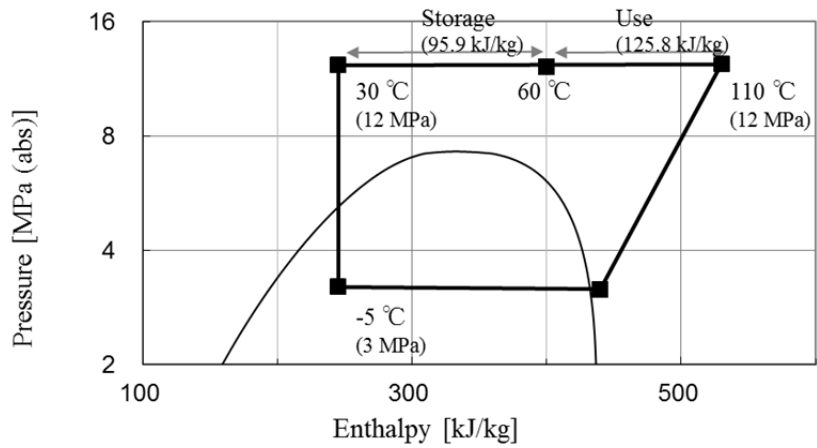
Table 3-5 に蓄熱運転の運転条件を示す。圧縮前の CO₂ 冷媒の吸熱源を，従来の冷却庫室あるいは外気から蓄熱材にすることで，CO₂ 冷媒の圧縮前温度および圧力が高くなり，圧縮比が低下して，結果として圧縮機の動力を低減できる。ここで，冷媒蒸発用蓄熱槽は連続して蓄熱と蓄熱利用（放熱）して，ヒートポンプの ON 時間で蓄放熱が完結するように制御される (Fig. 3-6)。具体的には，まず第 1 段階として，従来運転と同様の条件で圧縮機を稼働させて各庫室の加温，冷却，さらに蓄熱して (Hot & Cold 運転, Fig. 3-4 (b-1) および Fig. 3-5 (b-1))，蓄熱材への蓄熱が完了した後に，次に第二段階として，蓄熱利用すなわち加温庫室のみ運転 (Hot only 運転, Fig. 3-4 (b-2) および Fig. 3-5 (b-2)) して，最後に蓄熱材からの放熱が完了した後に圧縮機を停止させる。加温庫室と冷却庫室の温度が適切に保持できるよう，蓄熱材の蓄熱過程 (Hot & Cold 運転) 70%，蓄熱材の放熱過程 (Hot only 運転) 30%とした。

Table 3-6 に従来運転と蓄熱運転における圧縮機の圧縮比と電力の比較を示す。冷媒の循環量，密度，圧力（圧縮比）は従来運転と蓄熱運転それぞれの蒸発温度において決まる値である。カロリーベンチテスト結果から得られた圧縮機の特関数（応答曲面法による近似式）から求めた蓄熱運転時の圧縮機の電力は，従来運転時よりも 47 W 小さくなる。消費電力の差は，蓄熱運転の CO₂ 冷媒の圧縮比が従来運転よりも低いことに起因している。

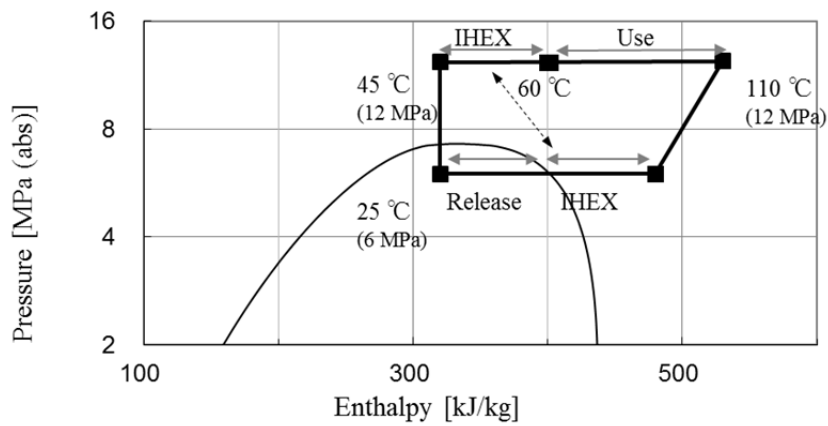
Table 3-7 に庫室加熱用蓄熱槽の採用前後のヒートポンプの比較を示す。本節で述べたような蓄熱運転時の圧縮機の消費電力は 47W 低減される。年間消費電力に換算するため，この電力差と年間の総 ON 時間および上記の蓄熱材の放熱過程の比率の積とすると，52 kWh/y の削減が予測される。なお，CO₂ ヒートポンプの 31.9～60 °C の間の未利用熱利用によって COP が最大となると試算される。



(a) Current operation

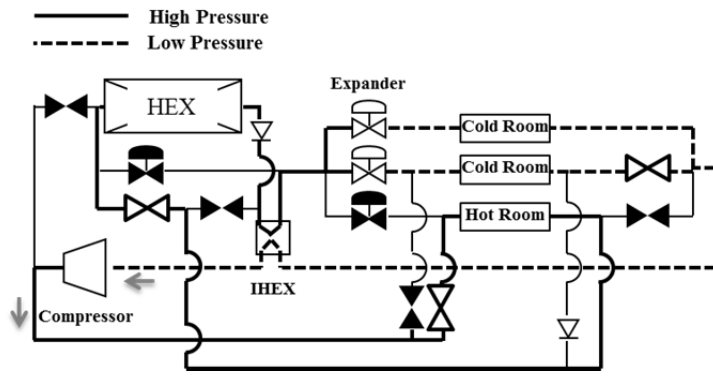


(b-1) Proposed operation 1 (Heat storing process)

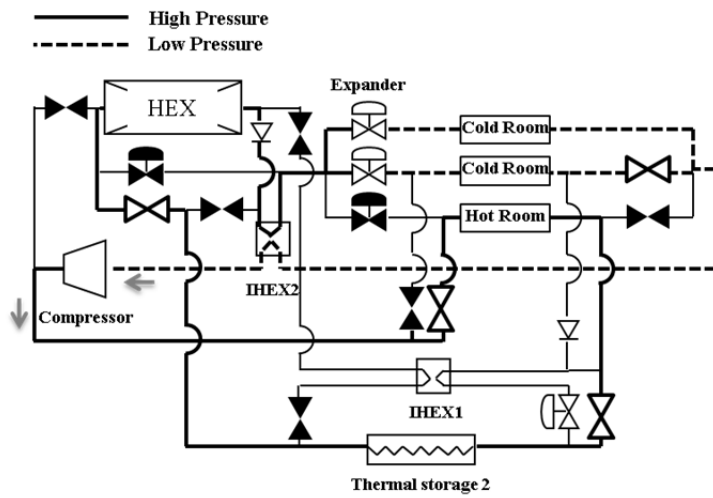


(b-2) Proposed operation 2 (Heat releasing process)

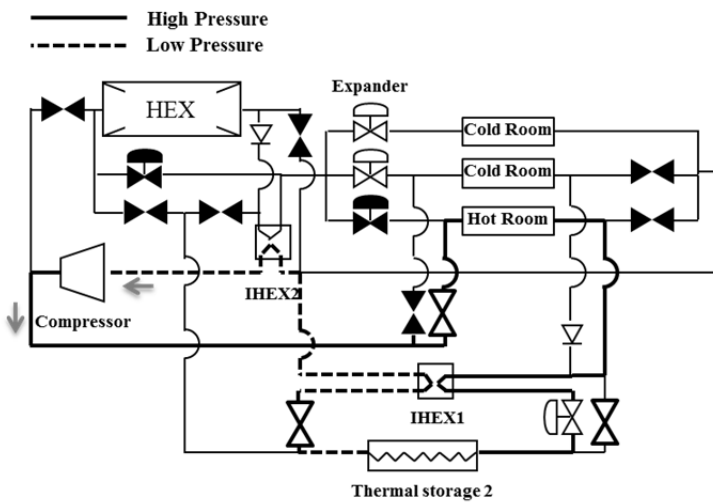
Fig. 3-4 Refrigeration cycle for current and proposed operation.



(a) Current circuit



(b-1) Proposed circuit 1 (Heat storing process)



(b-2) Proposed circuit 2 (Heat releasing process)

※ HEX : Heat exchanger, IHEX : Internal heat exchanger

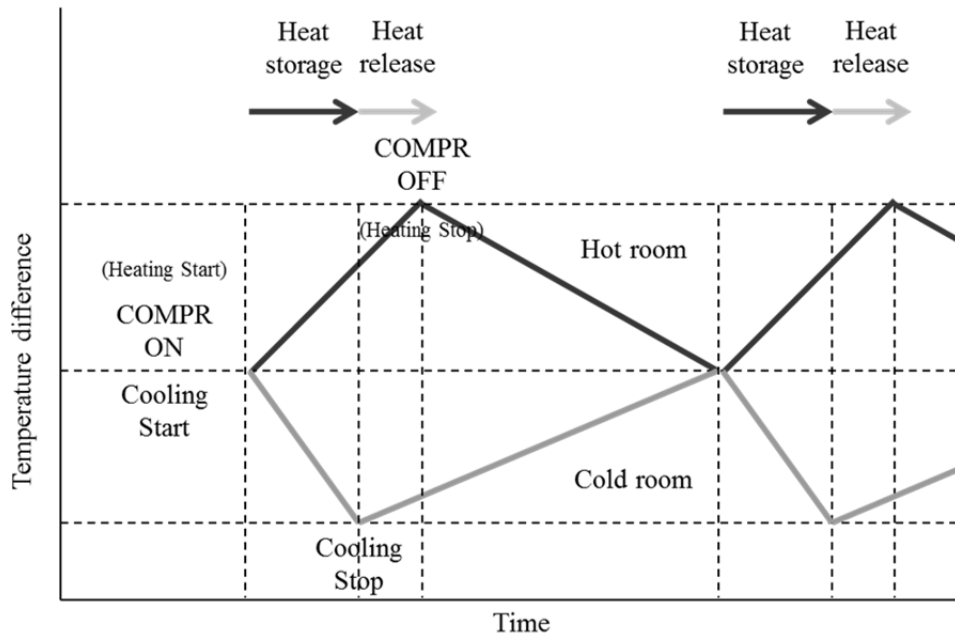
Fig. 3-5 Refrigerating circuit for current and proposed operation.

Table 3-4 Heat quantities for current and proposed operation (Enthalpy difference ratio of CO₂).

Temperature [°C]	Enthalpy difference [kJ/kg]	Enthalpy ratio [%]	Current operation	Proposed operation
60-55	22.5	23		
55-50	21.8	23		
50-45	19.4	20	Waste heat	Thermal storage
45-40	17.0	18		
40-35	15.2	16		

Table 3-5 Cycle conditions of proposed operation.

ON time	590 s
OFF time	833 s
Heat quantity for thermal storage	46.5 kJ
Operating rate of heat storing process (Hot & Cold operation)	70 %
Operating rate of heat releasing process (Hot only operation)	30 %



※ COMPR : Compressor

Fig. 3-6 Heating and cooling during heat storing and releasing processes of thermal storage tank.

Table 3-6 Conditions of compressor during heat storing and releasing process of proposed operation.

Process of proposed operation	Heat storing (Hot & Cold)	Heat releasing (Hot only)
Evaporating temperature of CO ₂	Low (-5 °C)	High (26 °C)
Mass flow rate of CO ₂	5 kg/h	12 kg/h
Density of suction CO ₂	75.4 kg/m ³	134.1 kg/m ³
High pressure of CO ₂	12.5 MPa	12.5 MPa
Low pressure of CO ₂	2.9 MPa	5.8 MPa
Compression ratio	4	1.9
Electric power of COMPR	185.6 W	137.9 W
Difference in electric power	-	Δ47 W

※ COMPR : Compressor

Table 3-7 Features of proposed heat pump.

Operation of heat pump	Hot & Cold (Heat storing)	Hot only (Heat releasing)
Heat source of CO ₂	Cooling room or Outside air	PCM
Evaporating temperature of CO ₂	Low (-5 °C)	High (26 °C)
Compression ratio	High	Low
Efficiency of COMPR	Low (185 W)	High (137 W)
Total cycle count (1 year)	22163 count/y	
Saving energy (1 year)	Δ52 kWh/y	

※ COMPR : Compressor

3.3 蓄熱材の基礎物性

前節で述べた，飲料自動販売機に最適な蓄熱システムを実現するために，庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽の蓄熱量と蓄熱温度に応じた蓄熱材を選定した．第1章 4.1 節で述べた理由から，本研究では有機系 PCM を使用する．

本論文で用いた蓄熱材はパラフィンワックスである．パラフィンは以下の2点において飲料自動販売機での使用に適している，(1) 飲料自動販売機の冷凍回路の伝熱管をはじめとする金属材料に対する腐食性がないこと，(2) 人体に対する安全性を満足すること．そのため，2種類の蓄熱槽に対応する温度グレードを JXTG エネルギー製品から選定した．庫室加熱用蓄熱槽には，CO₂ 冷媒の 80～110 °C の間の余剰の熱を十分に蓄熱でき，かつ 55 °C の加温庫室に対して 10 K 以上高温の温度差を確保できるよう相変化温度 70 °C グレードを用いる．また，冷媒蒸発用蓄熱槽には，31.9～60 °C の間の未利用の熱を十分に蓄熱でき，かつ圧縮前の冷媒の吸熱源として蒸発温度を最適に保持できるよう相変化温度 26 °C グレードを用いる．Table 3-8 にパラフィンワックスの 70 °C グレードおよび 26 °C グレードの物性値を示す．

示差走査熱量分析 (Rigaku DSC8230, 以下 DSC と略称する) により，パラフィンワックスの 70 °C グレードおよび 26 °C グレードの見かけ比熱 (真の比熱値に相変化に伴う吸熱・発熱の影響を含めた比熱) を測定した．Fig. 3-7 および Fig. 3-8 に見かけ比熱 $c_{p,m}$ と温度の関係を示す．これらのパラフィンワックスはいずれも一つのピークを有しており，その固液相変化における吸熱・発熱を表す．DSC により測定したパラフィンワックスの相変化熱量は，70 °C グレードが 228 kJ/kg, 26 °C グレードが 233 kJ/kg である．

ホットディスク法熱物性測定装置 (京都電子工業 TPS2500S) により，パラフィンワックスの 70 °C グレードおよび 26 °C グレードの熱伝導率を測定した．本装置により測定したパラフィンワックスの熱伝導率は，70 °C グレードが 0.37 W/mK (固相), 0.16 W/mK (液相), 26 °C グレードが 0.37 W/mK (固相), 0.16 W/mK (液相) である．

Table 3-8 Physical properties of paraffin wax.

Material	70 °C grade	26 °C grade
Melting point [°C]	72.2	26.3
Density [kg/m ³]	0.76	0.786
Specific heat [kJ/kgK]	2.01	1.99
Latent heat [kJ/kg]	228	233
Thermal conductivity [W/mK]	0.37 (Sol.) 0.16 (Liq.)	0.37 (Sol.) 0.16 (Liq.)

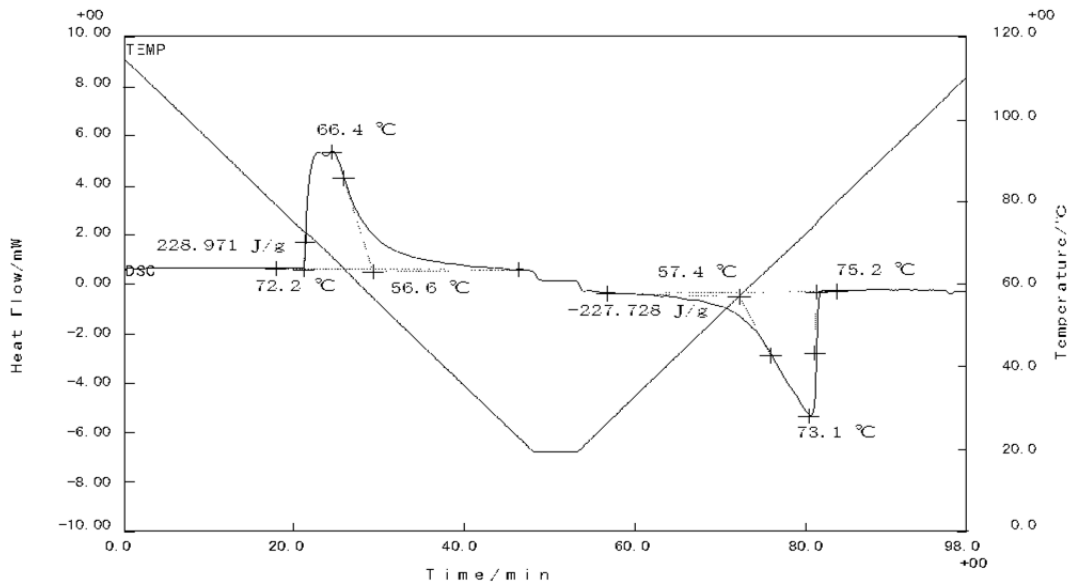


Fig. 3-7 Apparent specific heat of paraffin wax (m.p.70 °C) measured with DSC.

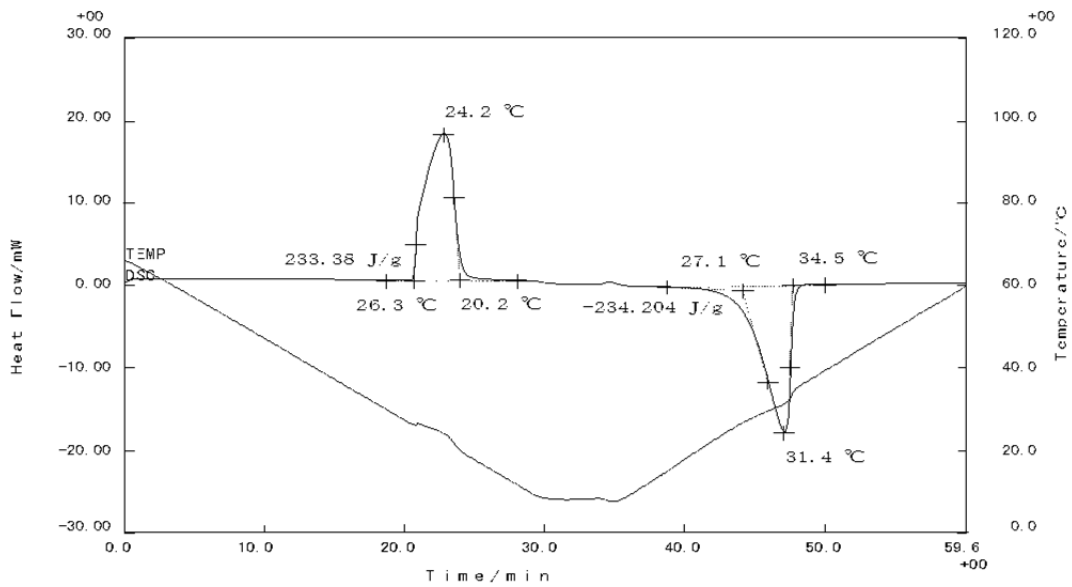


Fig. 3-8 Apparent specific heat of paraffin wax (m.p.26 °C) measured with DSC.

3.4 蓄熱槽の設置条件と形状

前節で述べた蓄熱材を充填可能で、かつ飲料自動販売機に収納可能な庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽蓄熱槽の形状を検討した。

蓄熱槽の形状はシェルアンドチューブ型とカプセル型に大別されている⁵⁰⁾。本論文で用いた蓄熱槽の形状はシェルアンドチューブ型に分類できる。庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽において蓄熱材と熱交換する CO₂ 冷媒は 110 °C / 12MPa という高温高压の超臨界流体状態にあり、耐圧性能を満足できるようなカプセル型の蓄熱槽は現実的でないためである。シェルアンドチューブ型のチューブをヒートポンプの既存回路と同様の伝熱管として冷媒を流通させ、例えば Fig. 3-9 に示した形状のシェルに蓄熱材を充填することが考えられる。

蓄熱槽の設置場所となる飲料自動販売機の内部空間に着目する。飲料自動販売機は、飲料缶・ボトルを収納する加温庫室・冷却庫室と、冷凍回路部品を収納する機械室に大きく分けられ (Fig. 1-5)、各飲料庫室の下部には空気の加熱・冷却用の庫内熱交換器 (ガスクーラあるいはエバポレータ) およびヒータが設けられていて、機械室には圧縮機、庫外熱交換器などの加熱・冷却に直接的には関与しない冷凍回路部品が設けられている (Fig. 1-6)。

庫室加熱用蓄熱槽は加温庫室を加熱するという目的から、従来設けられている熱交換器などとともに、加温庫室の下部に設置する (Storage 1 in Fig. 3-10)。また、飲料缶は飲料庫室の空気との熱交換により加温・冷却されることから、蓄熱槽による循環空気の風損が小さいことが必要である。具体的な設置場所は、例えば、エアダクトスパーサー内、ファン-庫内熱交換器の間などが候補として挙げられるが、いずれの場合も限られた空間への設置が求められる。

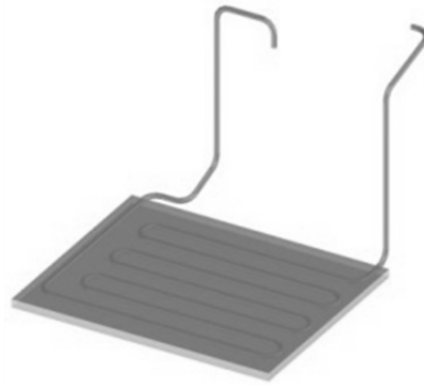
冷媒蒸発用蓄熱槽は例えば機械室に設置する (Storage 2 in Fig. 3-10)。本蓄熱槽は、庫室加熱用蓄熱槽のように飲料庫室に設けられる部品と比較して、形状の制約は小さいが、汎用性という観点から、飲料自動販売機の機種ごとに異なる形状のシェルとすることは避けるべきである。また、庫室加熱用蓄熱槽と形状を同様にできれば、部品、製造設備を共通化できる利点が考えられる。

したがって、本論文で用いた庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽の形状は Fig. 3-9 に示す候補から、二重管型を選定した。二重管型は、ヒートポン

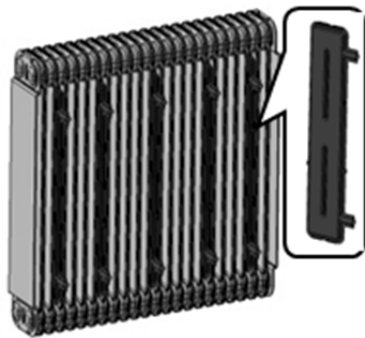
プの既存回路上への設置や小さい空間での取り回しが可能である点で有利なためである (Fig. 3-11). また, 飲料自動販売機の機種間の商品収納本数の違いから生じる設置空間の大小にも対応可能である.



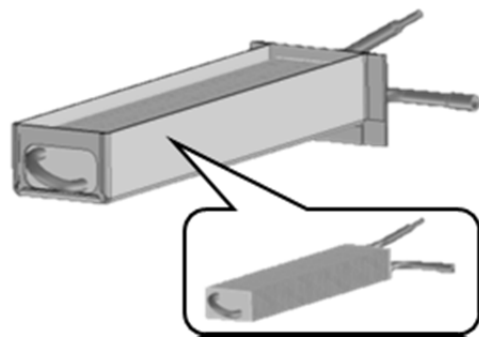
Double tube type



Box type



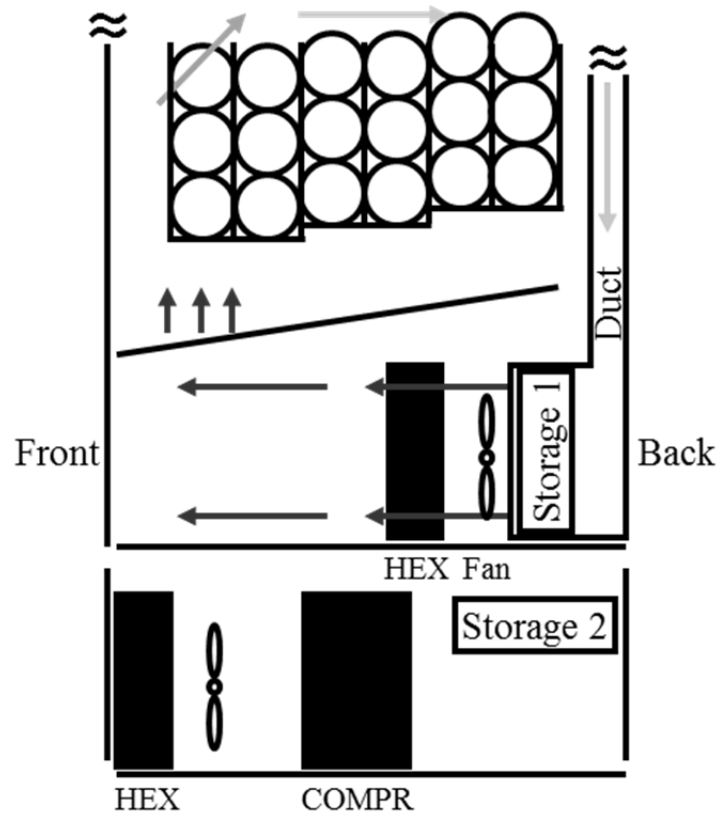
HEX-integrated type



Box & HEX
(Fin / Tube) type

※ HEX : Heat Exchanger

Fig. 3-9 Shape candidates of thermal storage tank.



※ COMPR : Compressor, Hex : Heat exchanger

Fig. 3-10 Proposal for installation of thermal storage tanks.

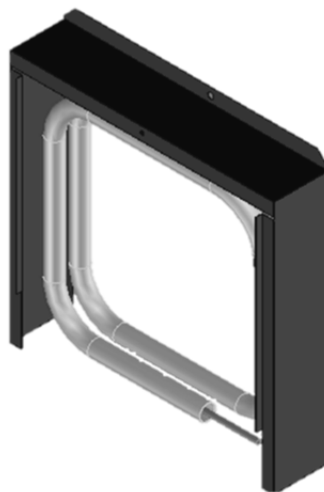


Fig. 3-11 Proposal for installation of thermal storage tank 1 in duct spacer.

3.5 数値解析による蓄熱槽の寸法の検討

3.5.1 方法

前節まで述べたような蓄熱槽の形状を具体化するため、基礎解析（第2章3節）を基にした蓄熱槽のCFDにより検討した。本CFDに、CO₂ヒートポンプ飲料自動販売機の実機条件（超臨界流体CO₂、蓄熱材）を導入するため、熱媒体を水からCO₂に変更して、超臨界流体CO₂の蓄熱槽使用温度範囲における温度依存性を考慮した物性（熱伝導率、比熱、密度、粘性係数）を与えて（Appendix A）、二重管型蓄熱槽の蓄熱材充填量、外管外径 $D_{s,o}$ 、および全長 L をパラメータとして解析した。基礎解析と同様に解析系は二重円管型、解析対象は熱媒体（水）、伝熱管壁、蓄熱材、蓄熱槽管壁、断熱材とした。

Table 3-9 に解析系を示す。蓄熱材充填量を3水準（0.23 g, 0.11 g, 0.055 g）として、蓄熱槽の外管外径 $D_{s,o}$ すなわち蓄熱材を充填する環状部の厚さ r を3水準（1 mm, 3 mm, 5 mm）とすると、環状部の長さ L は蓄熱材の充填量および密度から決定される。温度評価点はCO₂冷媒の出入口温度および冷媒出口付近の蓄熱材温度である。蓄熱材温度は、 $r = 1$ mm の場合1点（ $r_c = 1$ mm）、 $r = 3$ mm の場合2点（ $r_a = 1$ mm, $r_c = 3$ mm）、 $r = 5$ mm の場合3点（ $r_a = 1$ mm, $r_b = 3$ mm, $r_c = 5$ mm）とした（Fig. 3-12）。

Table 3-9 Dimensions of calculation models of CFD.

No.	Weight of paraffin [g]	Latent Heat of paraffin [kJ]	Thickness of annular part r [mm]	Length of annular part L [mm]
1			1	16900
2	0.23	66	3	4200
3			5	2000
4			1	8000
5	0.11	31	3	2000
6			5	950
7			1	4000
8	0.055	15	3	1000
9			5	475

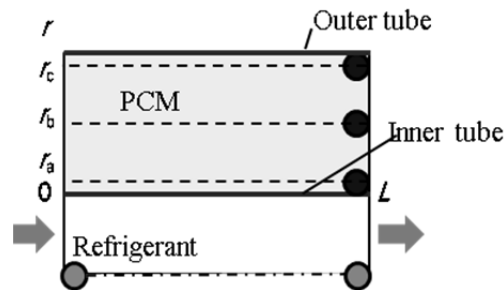


Fig. 3-12 Output positions of temperature.

Table 3-10 に解析条件を示す．基本的な解析手法は第 2 章 3 節と同様で，Table 3-11 に示す物性を組み込んだ．

温度条件として，飲料自動販売機の実機から求めた数値を与えた．境界条件として，Inlet および Outlet を速度入口境界とした．庫室加熱用蓄熱槽の検討では蓄熱材の融点 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ / 冷媒入口初期温度 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ として，冷媒蒸発用蓄熱槽の検討では蓄熱材の融点 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ / 冷媒入口初期温度 $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ とした．

Table 3-10 Calculation conditions of CFD.

Software	STAR-CCM+ v9.06.011		
Discretization	Finite Volume Method (FVM)		
Mesh	30 million		
Analysis type	Three dimension, unsteady		
	Pressure	Atmosphere	
		CO ₂	55 or 15
Initial conditions	Temperature [°C]	Tube	55 or 15
		Paraffin	55 or 15
		Shell	55 or 15
		Insulation	55 or 15
		Inlet [kg/s]	0.00175
	CO ₂ in tube	Outlet [kg/s]	-0.00175
		Temperature [°C]	110 or 55
		Convection	
Boundary conditions	Surface of outer of tube	Temperature [°C]	55 or 15
		Heat transfer coefficient [W/m ² K]	6.5964
		Convection	
		Temperature [°C]	55 or 15
	Surface of outer of insulation		0.0732 ($z = L$)
		Heat transfer coefficient [W/m ² K]	0.0366 ($z = 0$)
			$6.2736 (r = \frac{D_{r,o}}{2})$
Remarks	Paraffin	Melting point [°C]	70 or 26
		Latent heat [kJ/kg]	232
		gravity [m/s ²]	9.81

Table 3-11 Physical properties of computational domain.

Material	Shell	Insulation	Paraffin	Copper	CO ₂
Density [kg/m ³]	1200	72	760	8940	Appendix A
Specific heat [kJ/kgK]	1.260	0.98×10^{-3}	Fig. 2-8 or	0.386	Appendix A
Heat conductivity [W/mK]	0.19	0.035	Fig. 2-9	398	Appendix A
Latent heat [kJ/kg]	-	-	232	-	-
Melting point	-	-	60-70 or 26-38	-	-

3.5.2 結果

CFD による蓄熱材温度の解析結果を Fig. 3-13 から Fig. 3-21（庫室加熱用蓄熱槽，No. 1～9）と Fig. 3-26 から Fig. 3-34（冷媒蒸発用蓄熱槽，解析 No. 1'～9'）に示す．温度評価点は CO₂ 冷媒の出入口温度および冷媒出口付近の蓄熱材温度とした（Fig. 3-12）．また，蓄熱材への蓄熱速度と蓄熱材からの熱損失速度の解析結果を併せて示す．

まず，庫室加熱用蓄熱槽の検討では，加温庫室の加熱に必要な温度を想定して，蓄熱材の融点を 70 °C とした．Table 3-12 および Fig. 3-22 から Fig. 3-25 に解析結果を蓄熱槽の体積，蓄熱量，熱損失量，蓄熱時間，冷媒出入口温度差に着目して整理した．

Fig. 3-22 に蓄熱槽の形状条件ごとの体積と最大設置空間容積を示す．蓄熱槽の設置空間容積は，例えば第 3 章 4 節で述べたエアダクトスペーサーの 1.6 L が最大と想定される．加温庫室の通風路への庫室加熱用蓄熱槽の設置による風損の影響を考慮すると，蓄熱槽の体積は設置空間容積の 30 % 以下である必要がある．そのため，蓄熱槽の形状候補は条件 1 以外となる．ただし，条件 4 は，体積面では数値上可能であるが，加工面では全長の長さから実際の形状の複雑化が懸念される．

Fig. 3-23 に蓄熱槽の形状による蓄熱時間の違いを示す．蓄熱材全体が融点（70 °C）以上に到達するまでの時間を蓄熱時間とすると，本解析の蓄熱槽の形状条件の下では，232～1235 s の蓄熱時間であった．第 3 章 2.1 節で述べたヒートポンプの ON 時間である 590 s を想定すると，条件 5・7・8 が時間内に蓄熱可能であることがわかった．なお，飲料自動販売機は機種間で断熱材の仕様が異なり，より断熱が強化された機種は ON-OFF 時間が長くなるため，条件 2・6・9 も候補となる．

Fig. 3-24 に蓄熱槽の形状による蓄熱量 Q_{ch} と熱損失量 Q_{loss} の違いを示す．蓄熱材全体が融点以上に到達するまでの，冷媒から蓄熱材への熱移動量を蓄熱量 Q_{ch} ，蓄熱材から外部への熱移動量を熱損失量 Q_{loss} とした．この Q_{ch} と Q_{loss} の差 ΔQ が庫室加熱用蓄熱槽による加温庫室の加熱に利用でき，本解析の蓄熱槽の形状条件の下では，18.0～96.0 kJ であった．庫室加熱用蓄熱槽は 40.1 kJ を要するため（第 3 章 2.1 節）， ΔQ がそれ以上である必要がある．上記の体積

および蓄熱時間と併せて条件 2・5・6・7・8・9 から検討すると、庫室加熱用蓄熱槽の要求仕様を満足する形状は、条件 5 ($L = 2000 \text{ mm}$, $r = 3 \text{ mm}$) が最も近いことがわかった。しかし、 ΔQ が 34.7 kJ と若干不足しており、蓄熱時間を維持しつつ蓄熱量を大きくする必要がある。条件 2 ($L = 4200 \text{ mm}$, $r = 3 \text{ mm}$) は十分な蓄熱量だが蓄熱時間が長いこと、条件 6 ($L = 950 \text{ mm}$, $r = 5 \text{ mm}$) は条件 5 と同等の蓄熱量にもかかわらず蓄熱時間が長く条件 2 と同等であること、条件 7・8・9 は蓄熱量が大きく不足していることより、庫室加熱用蓄熱槽は蓄熱材厚さ $r = 3 \text{ mm}$ を基本として、蓄熱材長さ $L = 2000 + \alpha \text{ mm}$ (条件 2 および 5 の L の範囲) とした場合に最適形状となると考えられる。

Fig. 3-25 に蓄熱槽の形状による冷媒出入口温度差の違いを示す。冷媒出入口温度差は蓄熱完了までの平均値とした。蓄熱材厚さ r が小さく全長 L が大きいほど、冷媒温度差が大きくなる傾向にある。条件 2・5 では冷媒入口の $110 \text{ }^\circ\text{C}$ に対して、冷媒出口では $28 \sim 36 \text{ K}$ の温度低下を生じており、第 3 章 2.1 節で想定した $110 \text{ }^\circ\text{C}$ から $80 \text{ }^\circ\text{C}$ の温度範囲の熱量を蓄熱可能であることを示している。一方、条件 6・8・9 は冷媒出入口温度差が小さい、すなわち庫室加熱用蓄熱槽から流出後に空気加熱用熱交換器に流入する冷媒温度が高いため、加温庫室温度が上昇しやすくなり、想定通りの ON-OFF 時間の延長効果が得られないことも懸念される。

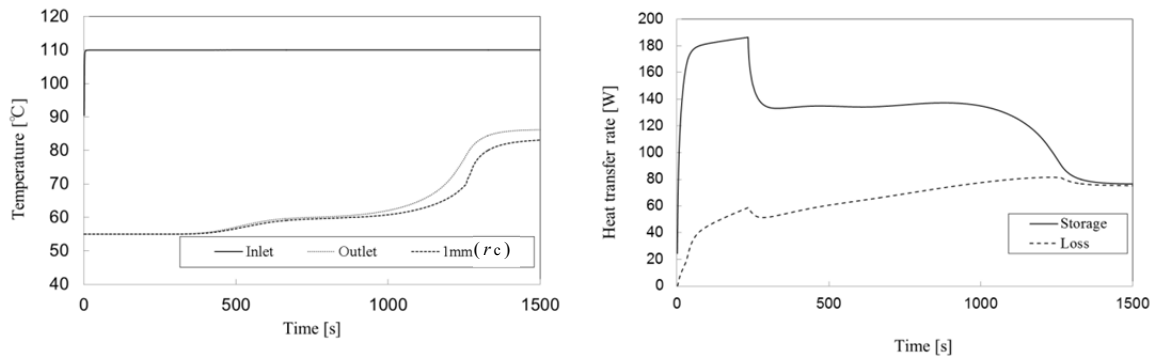


Fig. 3-13 Numerical result No. 1 ($L = 16900$ mm, $r = 1$ mm, $D_{s,o} = \varnothing 8.76$ mm).

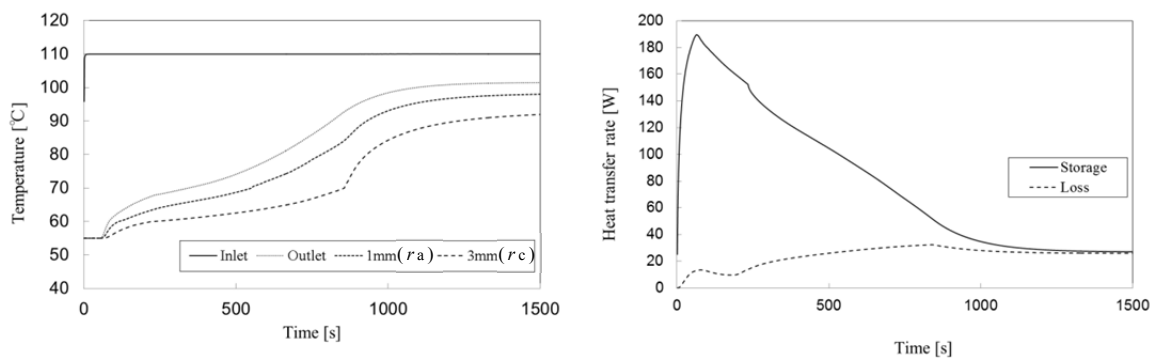


Fig. 3-14 Numerical result No. 2 ($L = 4200$ mm, $r = 3$ mm, $D_{s,o} = \varnothing 12.76$ mm).

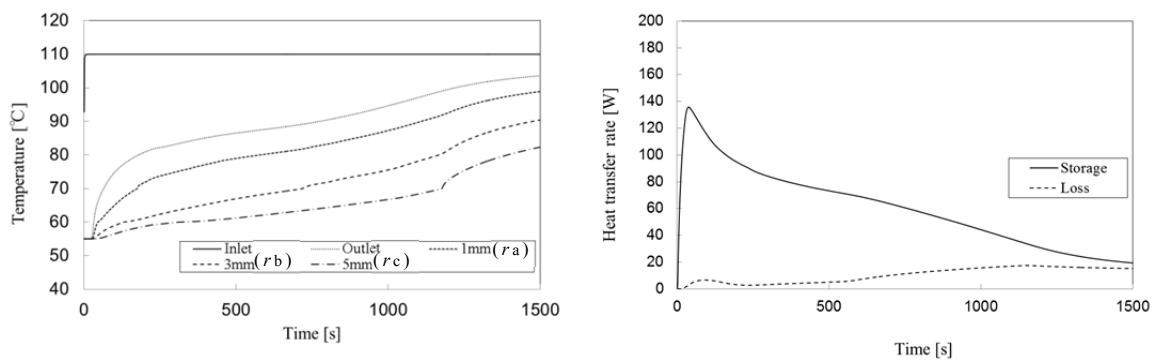


Fig. 3-15 Numerical result No. 3 ($L = 2000$ mm, $r = 5$ mm, $D_{s,o} = \varnothing 16.76$ mm).

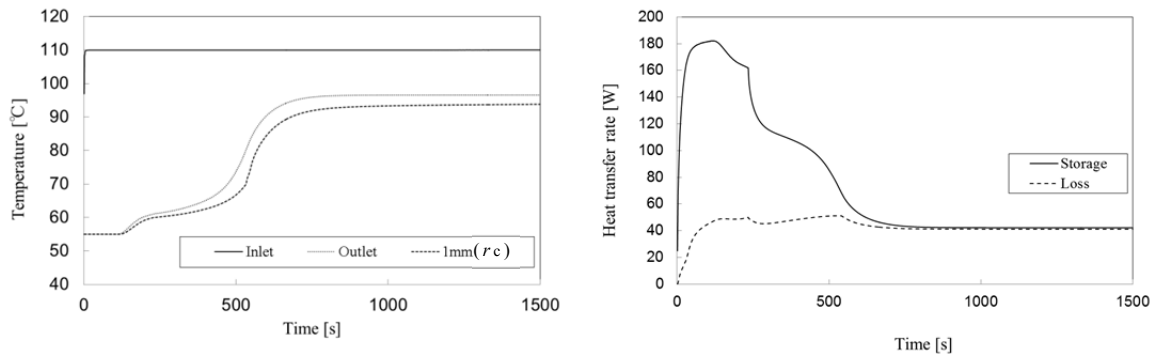


Fig. 3-16 Numerical result No. 4 ($L = 8000$ mm, $r = 1$ mm, $D_{s,o} = \phi 8.76$ mm).

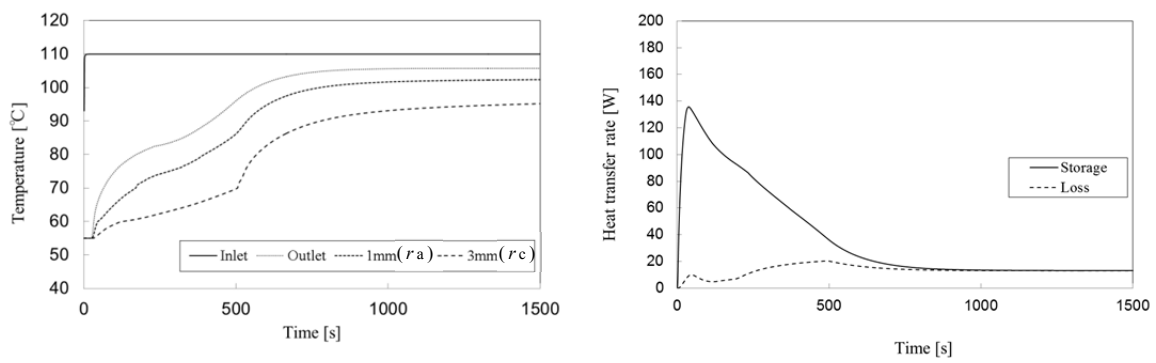


Fig. 3-17 Numerical result No. 5 ($L = 2000$ mm, $r = 3$ mm, $D_{s,o} = \phi 12.76$ mm).

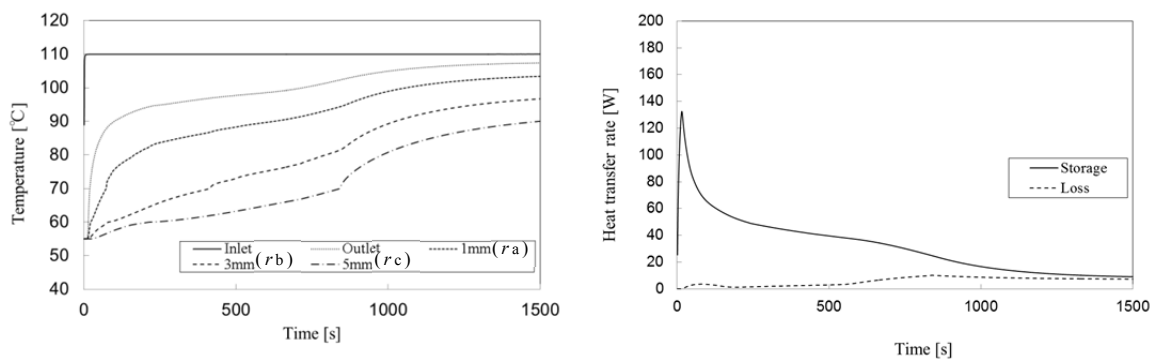


Fig. 3-18 Numerical result No. 6 ($L = 950$ mm, $r = 5$ mm, $D_{s,o} = \phi 16.76$ mm).

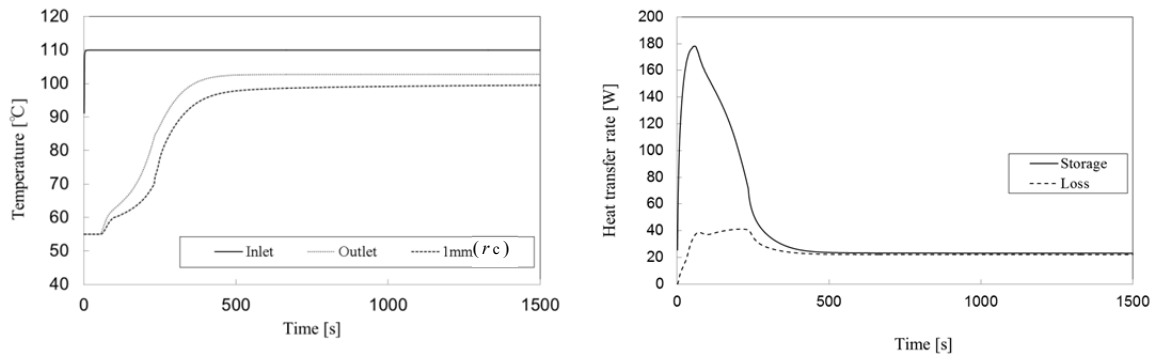


Fig. 3-19 Numerical result No. 7 ($L = 4000$ mm, $r = 1$ mm, $D_{s,o} = \phi 8.76$ mm).

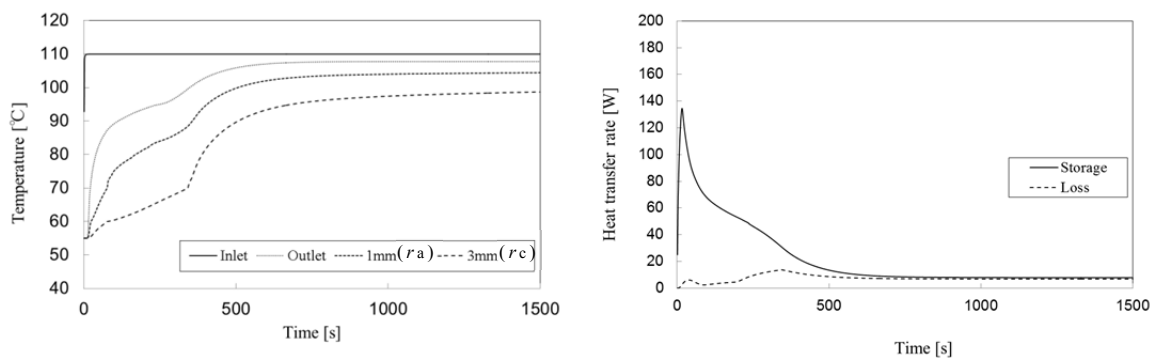


Fig. 3-20 Numerical result No. 8 ($L = 1000$ mm, $r = 3$ mm, $D_{s,o} = \phi 12.76$ mm).

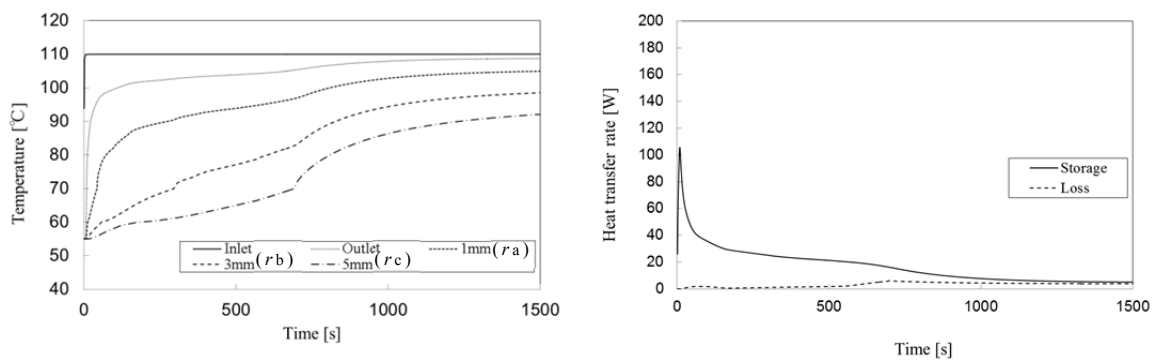


Fig. 3-21 Numerical result No. 9 ($L = 475$ mm, $r = 5$ mm, $D_{s,o} = \phi 16.76$ mm).

Table 3-12 Summary of numerical result of CFD (No. 1 - 9).

No.	Volume of thermal storage tank [L]	Q_{ch} [kJ]	Q_{loss} [kJ]	ΔQ [kJ]	Thermal storage time [s]	Temperature difference of Inlet / Outlet of CO ₂ [K]
1	0.61	173.9	77.9	96.0	1235	50
2	0.38	99.5	18.7	80.8	861	36
3	0.34	83.0	10.3	72.7	1183	23
4	0.29	71.3	23.9	47.4	536	47
5	0.18	40.8	6.2	34.7	508	28
6	0.16	39.3	3.3	36.0	847	14
7	0.14	31.5	7.9	23.6	232	45
8	0.090	21.0	2.2	18.8	345	34
9	0.081	19.2	1.2	18.0	696	8

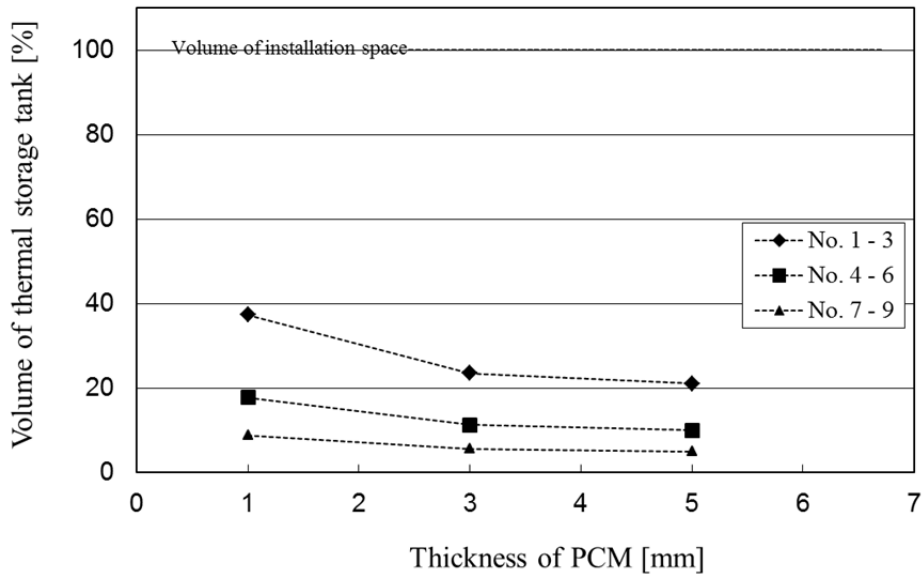


Fig. 3-22 Volume of thermal storage tank (No. 1 - 9) and installation space.

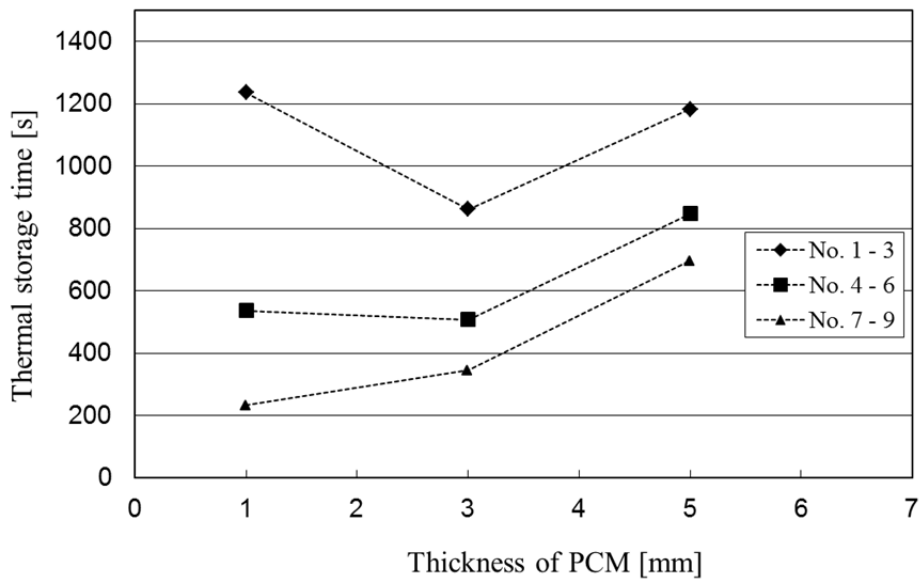


Fig. 3-23 Thermal storage time (No. 1 - 9).

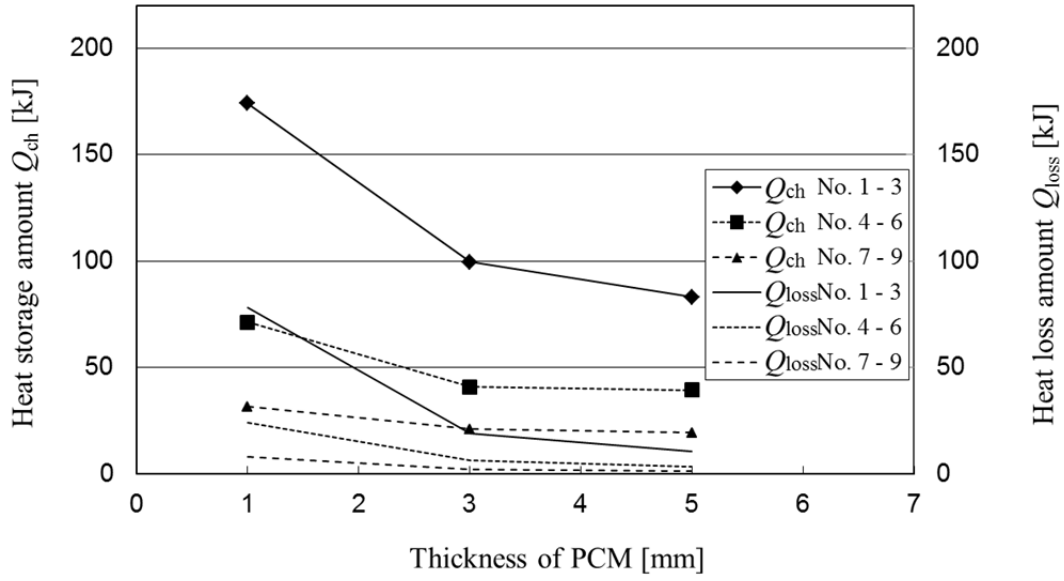


Fig. 3-24 Heat storage and loss amount (No. 1 - 9).

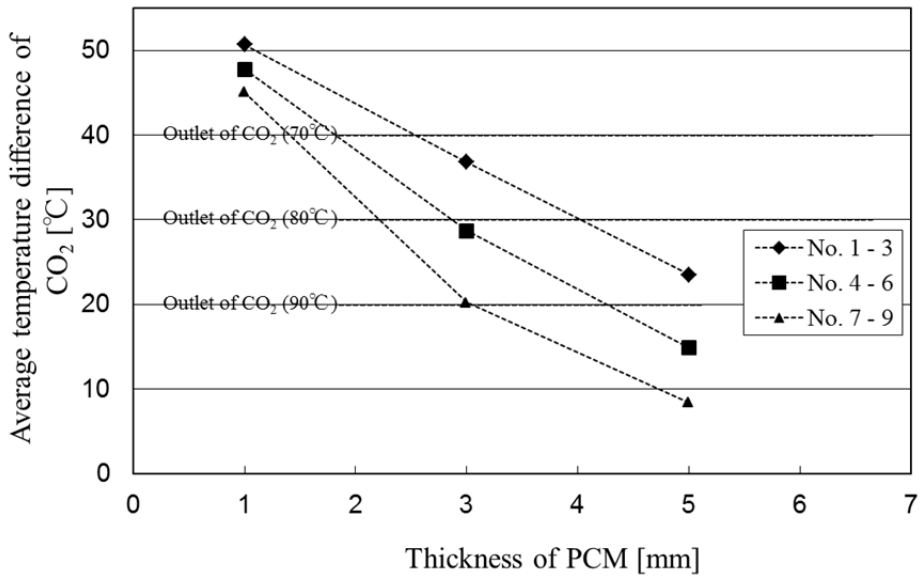


Fig. 3-25 Temperature difference of inlet / outlet of CO_2 refrigerant (No. 1 - 9).

次に、冷媒蒸発用蓄熱槽の検討では、冷媒の加熱・蒸発に必要な温度と想定して、蓄熱材の融点を $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ とした。Table 3-13 および Fig. 3-35 から Fig. 3-38 に解析結果を蓄熱槽の体積、蓄熱量、熱損失量、蓄熱時間、冷媒出入口温度差に着目して整理した。

Fig. 3-35 に蓄熱槽の形状条件ごとの体積と最大設置空間容積を示す。冷媒蒸発用蓄熱槽は庫室加熱用蓄熱槽と比較して設置空間の制約は小さいが、蓄熱槽の汎用性・共通性の観点から、同様の設置空間容積 (1.6 L) を想定した。そのため、蓄熱槽の形状候補も同様に条件 1'・4'以外とした。

Fig. 3-36 に蓄熱槽の形状による蓄熱時間の違いを示す。蓄熱材全体が融点 ($26\text{ }^{\circ}\text{C}$) 以上に到達するまでの時間を蓄熱時間とすると、本解析の蓄熱槽の形状条件の下では、 $359\sim 1920\text{ s}$ の蓄熱時間であった。第 3 章 2.1 節で述べたヒートポンプの ON 時間である 590 s を想定すると、条件 7'・8'が時間内に蓄熱可能であることがわかった。

Fig. 3-37 に蓄熱槽の形状による蓄熱量 Q_{ch} と熱損失量 Q_{loss} の違いを示す。この Q_{ch} と Q_{loss} の差 ΔQ が冷媒蒸発用蓄熱槽による冷媒の加熱・蒸発に利用でき、本解析の蓄熱槽の形状条件の下では、 $16.8\sim 79.6\text{ kJ}$ であった。冷媒蒸発用蓄熱槽は 46.5 kJ を要するが (第 3 章 2.2 節)、条件 7'・8'の ΔQ は大きく不足しており、蓄熱量の増大が必要である。より蓄熱量が大きい条件 2'・3'・5'・6'から検討すると、条件 2' ($L = 4200\text{ mm}$, $r = 3\text{ mm}$) は十分な蓄熱量だが蓄熱時間が長いこと、条件 5' ($L = 2000\text{ mm}$, $r = 3\text{ mm}$) は蓄熱量が若干小さいが蓄熱時間がヒートポンプの ON 時間に比較的近いことがわかる。また、条件 3'・6' ($r = 5\text{ mm}$) は条件 2'・5' ($r = 3\text{ mm}$) と蓄熱量が同等で蓄熱時間が長くなることがわかる。これより、冷媒蒸発用蓄熱槽は蓄熱材厚さ $r = 3\text{ mm}$ を基本として、蓄熱材長さ $L = 4200 - \alpha\text{ mm}$ (条件 2'および 5'の L の範囲) として、さらに蓄熱時間の短縮のため蓄熱材内の熱伝導促進が必要である。

Fig. 3-38 に蓄熱槽の形状による冷媒出入口温度差の違いを示す。冷媒出入口温度差は蓄熱完了までの平均値とした。蓄熱材厚さ r が小さく全長 L が大きいほど、冷媒温度差が大きくなる傾向にある。条件 2'では冷媒入口温度の $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ に対して、冷媒出口温度は 20 K の温度低下が生じており、第 3 章 2.2 節で想定した $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ から $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ の温度範囲の熱量を蓄熱可能であることを示している。

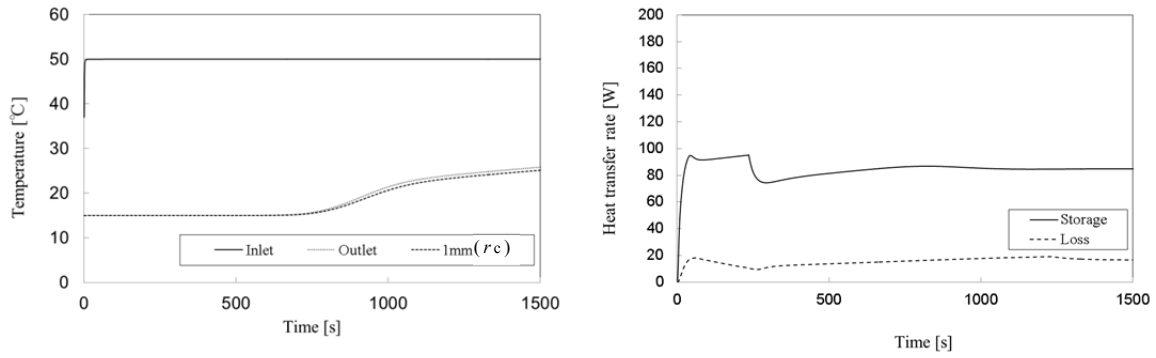


Fig. 3-26 Numerical result for No. 1' ($L = 16900$ mm, $r = 1$ mm, $D_{s,o} = \phi 8.76$ mm).

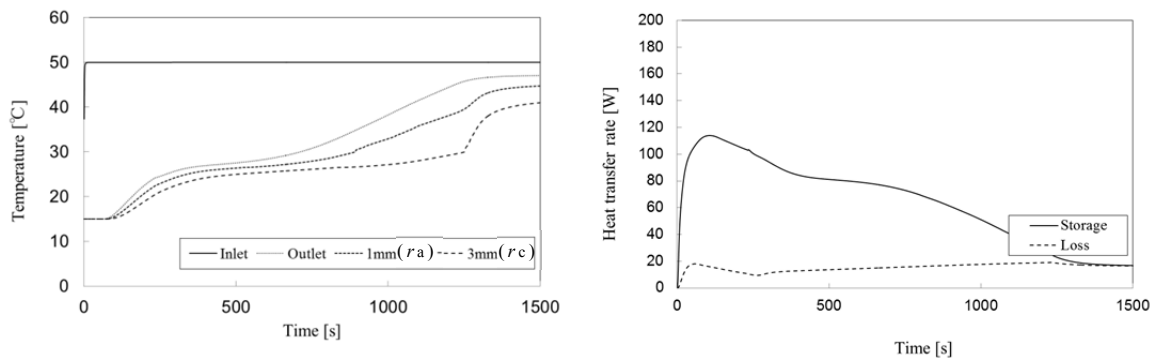


Fig. 3-27 Numerical result for No. 2' ($L = 4200$ mm, $r = 3$ mm, $D_{s,o} = \phi 12.76$ mm).

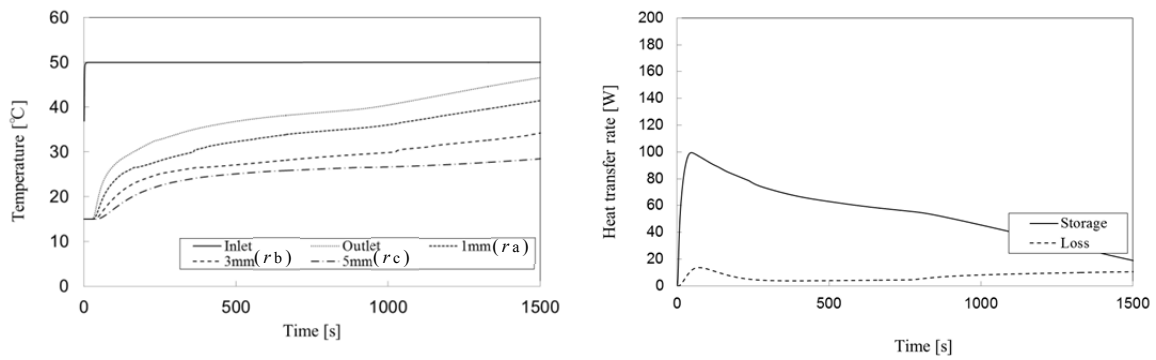


Fig. 3-28 Numerical result for No. 3' ($L = 2000$ mm, $r = 5$ mm, $D_{s,o} = \phi 16.76$ mm).

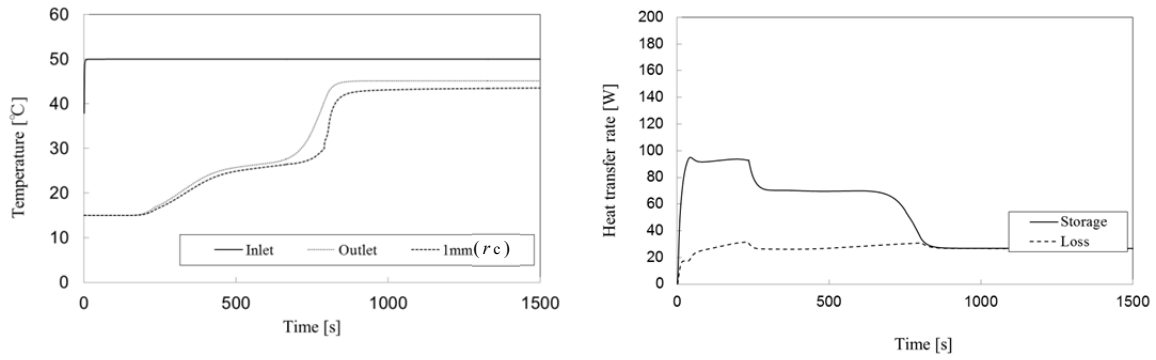


Fig. 3-29 Numerical result for No. 4' ($L = 8000$ mm, $r = 1$ mm, $D_{s,o} = \phi 8.76$ mm).

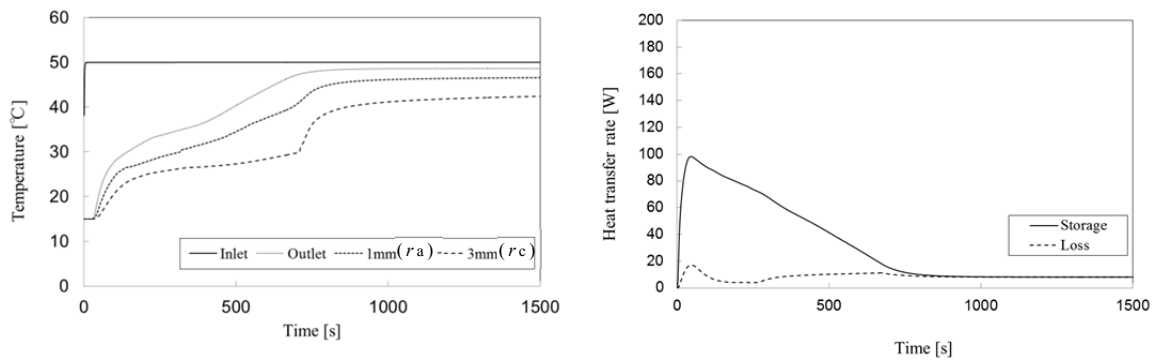


Fig. 3-30 Numerical result for No. 5' ($L = 2000$ mm, $r = 3$ mm, $D_{s,o} = \phi 10.76$ mm).

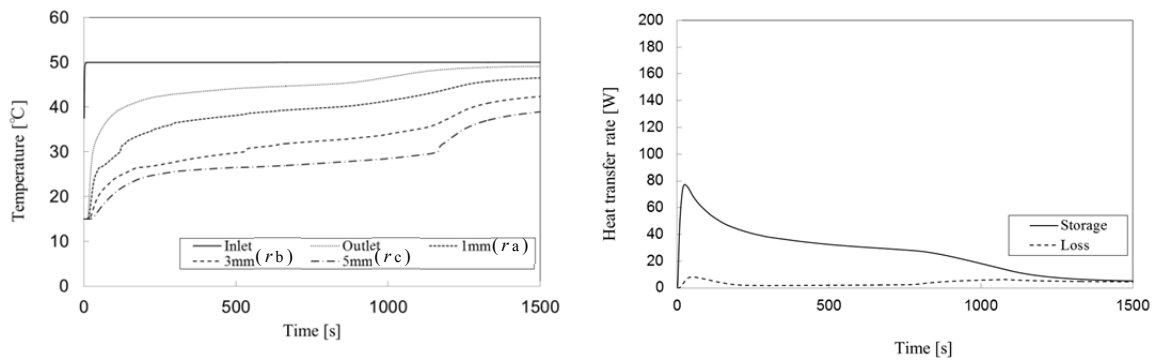


Fig. 3-31 Numerical result for No. 6' ($L = 950$ mm, $r = 5$ mm, $D_{s,o} = \phi 16.76$ mm).

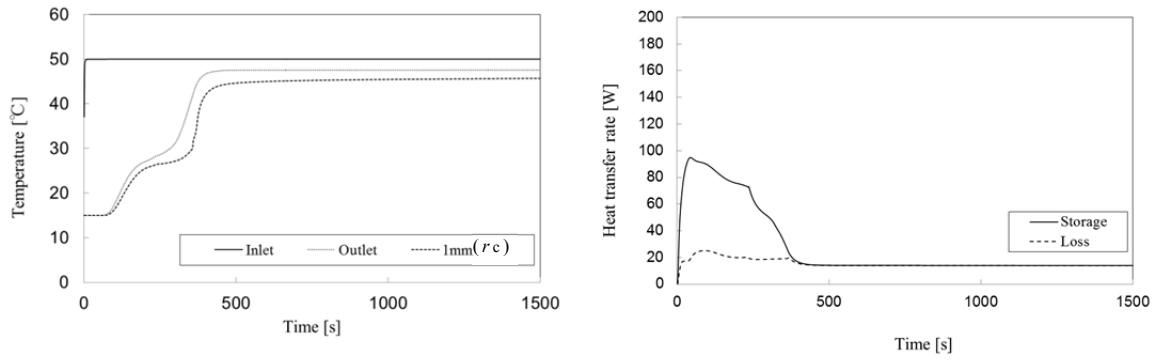


Fig. 3-32 Numerical result for No. 7' ($L = 4000$ mm, $r = 1$ mm, $D_{s,o} = \phi 8.76$ mm).

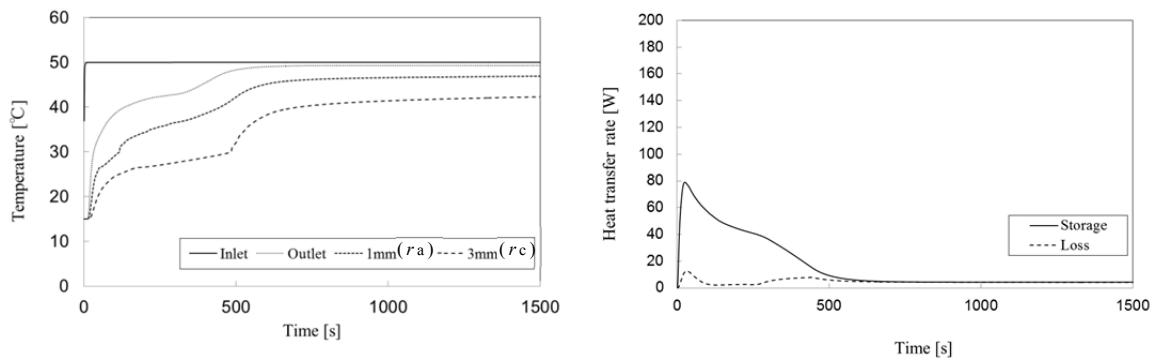


Fig. 3-33 Numerical result for No. 8' ($L = 1000$ mm, $r = 3$ mm, $D_{s,o} = \phi 12.76$ mm).

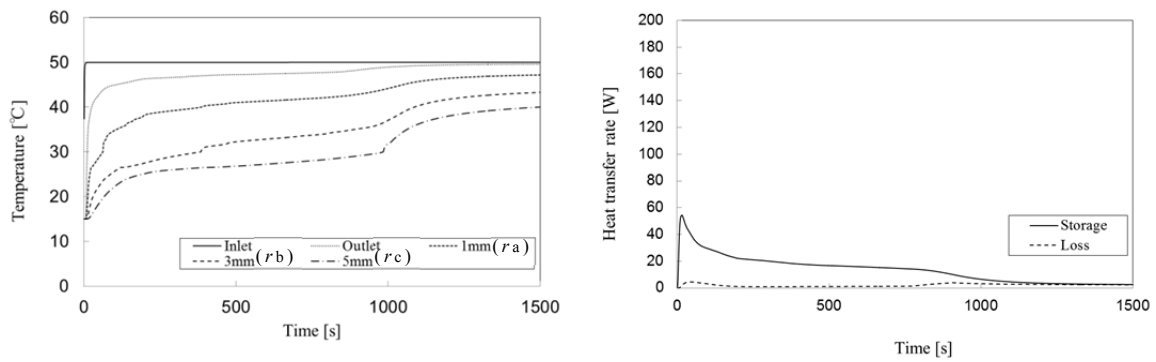


Fig. 3-34 Numerical result for No. 9' ($L = 475$ mm, $r = 5$ mm, $D_{s,o} = \phi 16.76$ mm).

Table 3-13 Summary of numerical result of CFD (No. 1' – 9').

No.	Volume of thermal storage tank [L]	Q_{ch} [kJ]	Q_{loss} [kJ]	ΔQ [kJ]	Thermal storage time [s]	Temperature difference of Inlet / Outlet of CO ₂ [K]
1'	0.61	160.3	80.7	79.6	1920	29
2'	0.38	92.1	18.9	73.2	1257	20
3'	0.34	84.7	12.1	72.5	1662	11
4'	0.29	58.7	21.4	37.3	791	27
5'	0.18	40.8	6.3	34.6	713	15
6'	0.16	38.3	4.2	34.1	1169	7
7'	0.14	25.2	7.2	18.0	359	25
8'	0.090	19.7	2.6	17.2	488	9
9'	0.081	18.6	1.8	16.8	989	3

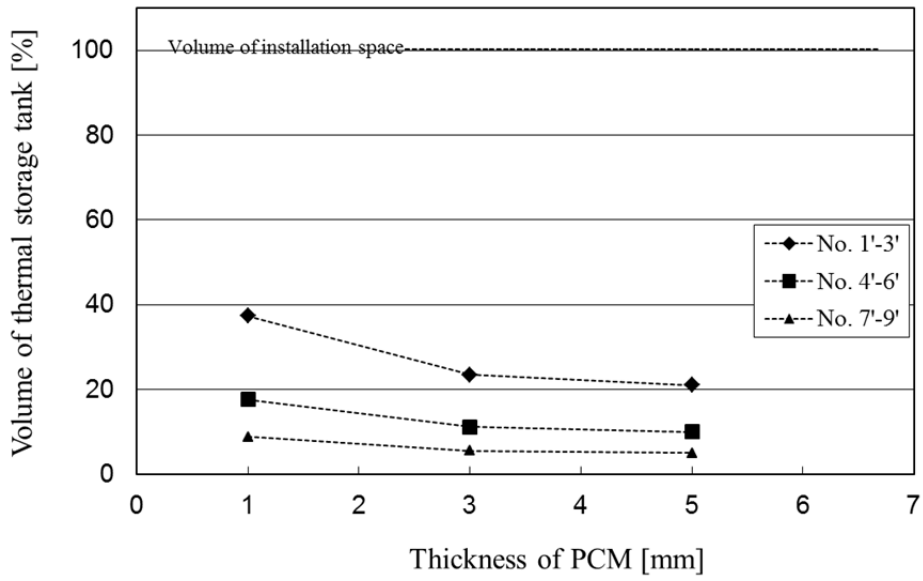


Fig. 3-35 Volume of thermal storage tank (No. 1' - 9') and installation space.

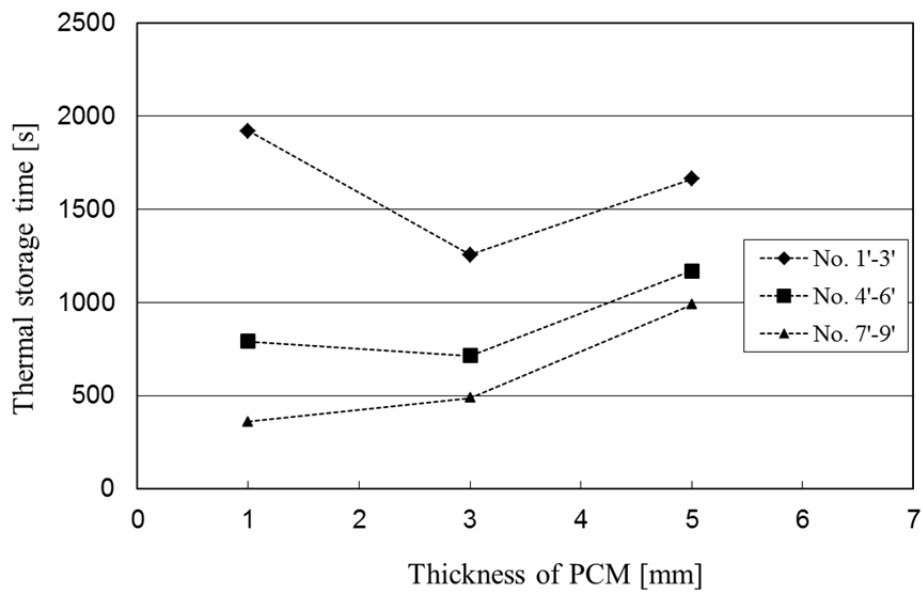


Fig. 3-36 Thermal storage time (No. 1' - 9').

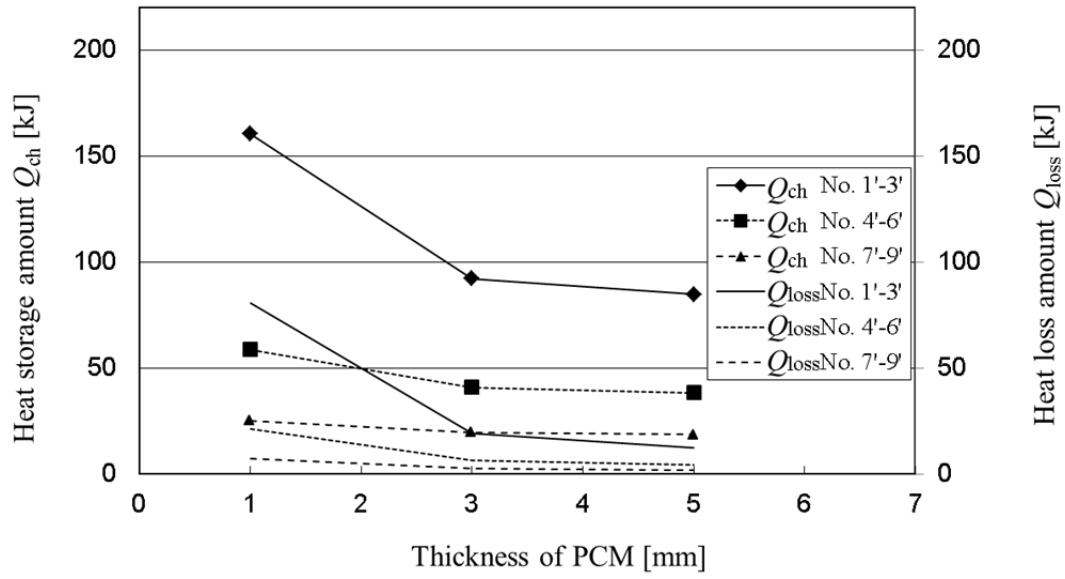


Fig. 3-37 Heat storage and loss amount (No. 1' - 9').

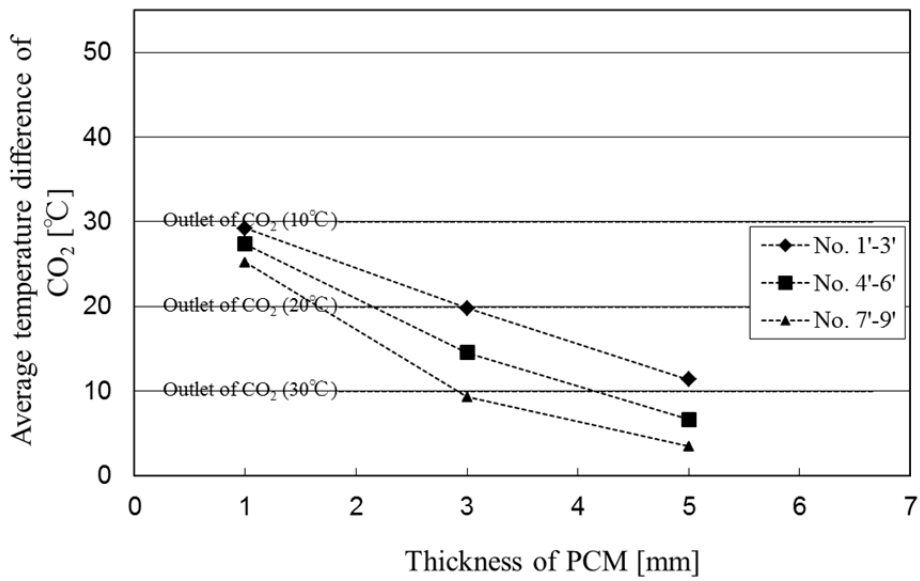


Fig. 3-38 Temperature difference of inlet / outlet of CO₂ refrigerant (No. 1' - 9').

以上のように，二重管型蓄熱槽の外管外径 $D_{s,o}$ （蓄熱材厚さ r ）および全長 L （蓄熱材長さ）をパラメータとした解析により，蓄熱槽の体積，蓄熱量，蓄熱時間から形状を検討して，冷媒出入口温度差から蓄熱可能な温度範囲を確認することで，最適形状を導出することができる．

Fig. 3-39 および Fig. 3-40 に CFD の結果をレーダーチャートを用いて比較した．評価指標は蓄熱槽体積，蓄熱時間，蓄熱量，および蓄熱槽出入口の CO_2 冷媒の温度差として総合的に判断した．庫室加熱用蓄熱槽の形状は条件 2（ $L = 4200 \text{ mm}$ ， $r = 3 \text{ mm}$ ），条件 5（ $L = 2000 \text{ mm}$ ， $r = 3 \text{ mm}$ ），6（ $L = 950 \text{ mm}$ ， $r = 5 \text{ mm}$ ）が候補に挙げられ，要求時間内に蓄熱完了できることから蓄熱材充填層の長さ 2000 mm ／蓄熱材充填層の厚さ 3 mm が最適である．また，冷媒蒸発用蓄熱槽の形状は条件 2'（ $L = 4200 \text{ mm}$ ， $r = 3 \text{ mm}$ ）と条件 5'（ $L = 2000 \text{ mm}$ ， $r = 3 \text{ mm}$ ）が候補として挙げられ，要求蓄熱量を満足することから蓄熱材充填層の長さ 4200 mm ／蓄熱材充填層の厚さ 3 mm が最適である．

Table 3-14 Behavior of thermal storage tank on heat pump cycle.

Heat pump cycle	Behavior of thermal storage tank	
	for heating room	for evaporation of CO_2
ON	Heat storing (110 - 80 °C)	Heat storing (60 - 31.9 °C) and Heat releasing
OFF	Heat releasing	OFF

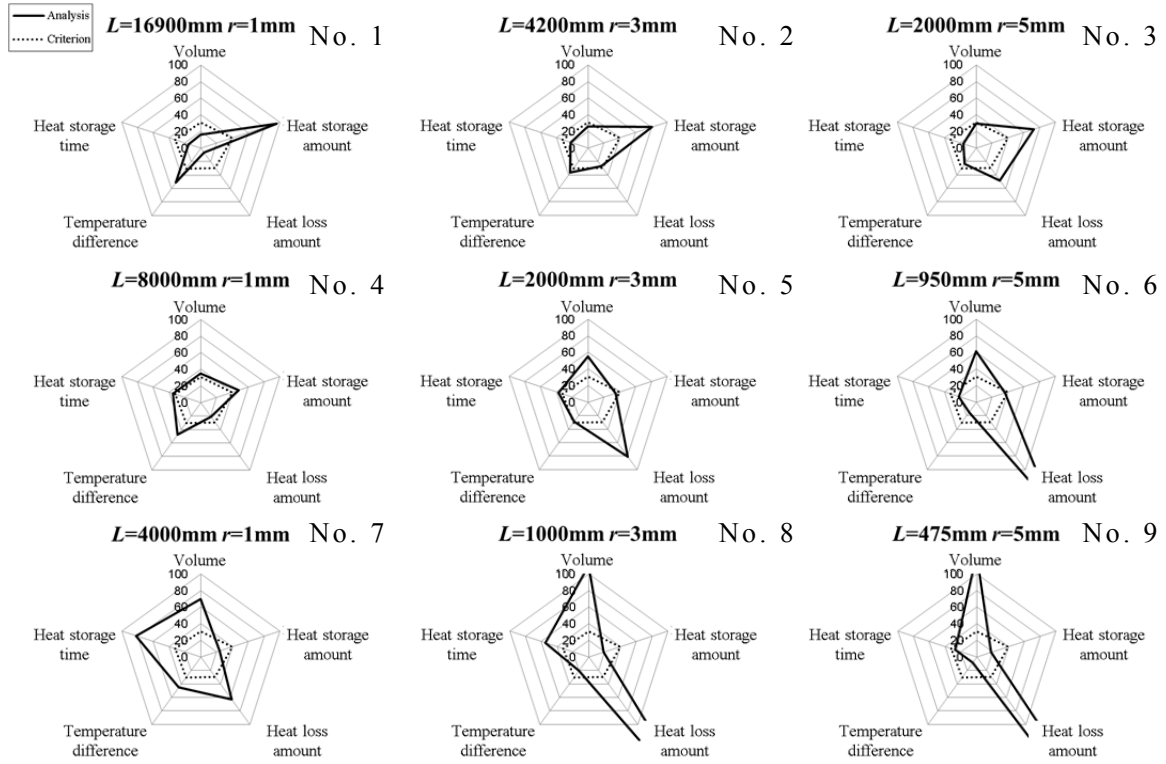


Fig. 3-39 Radar chart of thermal storage tank (No. 1 - 9).

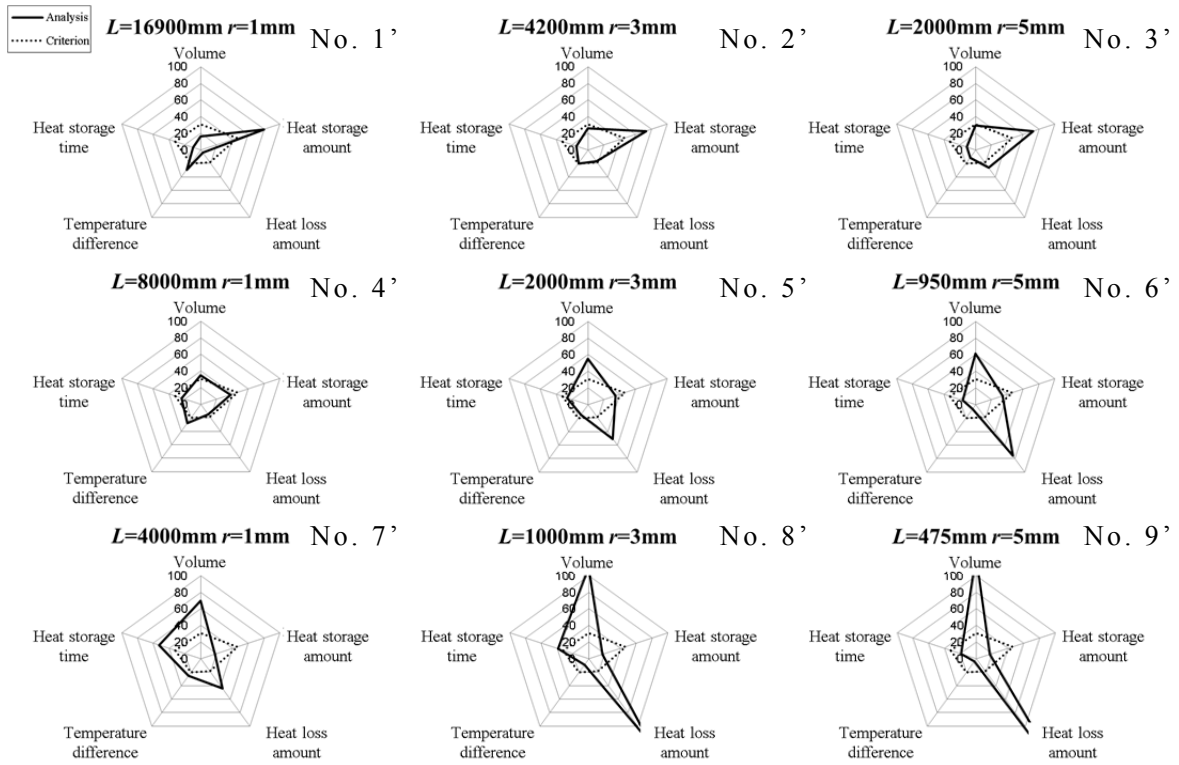


Fig. 3-40 Radar chart of thermal storage tank (No. 1' - 9').

3.6 結言

本章では、CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の省エネルギー化を目的に提案した2種類の潜熱蓄熱槽の設計にあたり、各蓄熱槽の要求仕様を明らかにするとともに、理論効果を見積った。さらに、CFDによる蓄熱槽の形状検討から、以下の知見を得た。

- 1) 2種類の潜熱蓄熱槽をCO₂ヒートポンプ飲料自動販売機に適用する場合、第一の蓄熱槽（庫室加熱用蓄熱槽）はCO₂冷媒の80～110℃の間の余剰熱に対して理論蓄熱量40.1kJを要し、相変化温度70℃・相変化熱量228kJ/kgのパラフィンワックスにして約180g必要とする。また、第二の蓄熱槽（冷媒蒸発用蓄熱槽）はCO₂冷媒の60℃以下の未利用熱に対して理論蓄熱量46.5kJを要し、相変化温度26℃・相変化熱量250kJ/kgのパラフィンワックスにして約190g必要とする。
- 2) 蓄熱槽によるCO₂ヒートポンプ飲料自動販売機の年間消費電力の削減量は、庫室加熱蓄熱槽による運転率（ON-OFF頻度）の低減3%の見込みから25kWh/y、冷媒蒸発用蓄熱槽による圧縮動力の削減Δ47Wの見込みから52kWh/yと見積られる。
- 3) 各蓄熱槽の形状は、設置空間容積、汎用性、部品・加工設備の共通性という観点からいずれも二重管型が適切である。
- 4) CO₂ヒートポンプ飲料自動販売機の実機条件を想定したCFDにより、二重管型蓄熱槽の形状を蓄熱材充填量、全長、および外径をパラメータとして検討した。このときの評価指標は蓄熱槽体積、蓄熱時間、蓄熱量、および蓄熱槽出入口のCO₂冷媒の温度差として総合的に判断でき、庫室加熱用蓄熱槽の形状は蓄熱材充填層の長さ2000mm／蓄熱材充填層の厚さ3mm、冷媒蒸発用蓄熱槽の形状は蓄熱材充填層の長さ4200mm／蓄熱材充填層の厚さ3mmが最適であった。

第 4 章 蓄熱槽の蓄放熱予測

4.1 緒言

第 3 章において 2 種類の蓄熱槽を提案した。庫室加熱用蓄熱槽ではヒートポンプ運転中に冷媒から蓄熱材に蓄熱することで、ON 時間を延長させ、ヒートポンプ停止中に蓄熱材から加温庫室に放熱して蓄熱利用することで、OFF 時間を延長させる。冷媒蒸発用蓄熱槽では飲料自動販売機の加温・冷却が並行しているときに、空気加熱用熱交換器（ガスクーラ）流通後の 60 °C 以下の冷媒から蓄熱材に蓄熱しておき、庫内の加熱が必要で冷却が不要になったときに、蓄熱材から圧縮前の冷媒に放熱させる。

庫室加熱用蓄熱槽の利用による加温庫室の温度低下の抑制および圧縮機の運転効率の向上、冷媒蒸発用蓄熱槽の利用によるオールヒートポンプ運転化および圧縮動力低減・自販機総 COP 向上が期待できるが、各蓄熱槽の性能には蓄熱材内の伝熱が影響する。パラフィン固相の熱伝導率は約 0.4 W/mK であり (Table 3-8)、潜熱蓄熱材の相変化に時間がかかる。蓄熱材の蓄熱過程は固体の熱伝導であり、熱伝導は物質の熱伝導率と伝熱距離に支配されることから、蓄熱材の相変化距離が長い場合には、蓄熱が完了できないおそれがあるため、蓄熱材の有効熱伝導率を高くする必要がある。熱伝導促進を目的として、粒子充填層や水素吸蔵合金などにおいて炭素繊維やカーボンナノチューブなどを使用した複合材料が検討されているように、パラフィンにおいても炭素繊維をはじめとする伝熱促進物質の添加が検討されている⁵⁴⁾⁻⁵⁷⁾。

さらに、庫室加熱用蓄熱槽は、蓄熱材内部の冷媒から蓄熱して、蓄熱材外部の空気に放熱するという熱交換を特徴にしている。そのため、蓄熱材内の熱伝導に加えて蓄熱槽の空気側の熱伝達が適切である必要がある。

本章では、蓄熱槽の蓄放熱予測について述べる。庫室加熱用蓄熱槽による飲料自動販売機のヒートポンプの OFF 時間延長の予測とともに蓄熱材側の熱伝導促進と空気側の熱伝達促進のそれぞれの効果を数値計算で検討する。また、冷媒蒸発用蓄熱槽による CO₂ 冷媒の加熱における伝熱の予測とともに、本蓄熱槽の各種パラメータ（蓄熱槽外径、冷媒温度、さらに蓄熱材の伝熱促進に用いる炭素繊維の接触抵抗）の影響を数値計算で検討する。

4.2 解析方法

4.2.1 庫室加熱用蓄熱槽

庫室加熱用蓄熱槽の概略を Fig. 4-1 に示す。パラフィンを環状部に充填し、蓄熱槽の内管に冷媒を流す。外管の外部には、加温庫室の空気が循環しており、蓄熱槽から放熱する (Storage 1 in Fig. 3-10)。このような二重管型の庫室加熱用蓄熱槽の伝熱モデルを構築し、以下の2つの操作を検討した。

- 1) 圧縮機の稼働中に内管を流れる冷媒が蓄熱材を加熱する蓄熱操作
- 2) 圧縮機の停止中に蓄熱材からの放熱で周辺空気を加熱する放熱操作

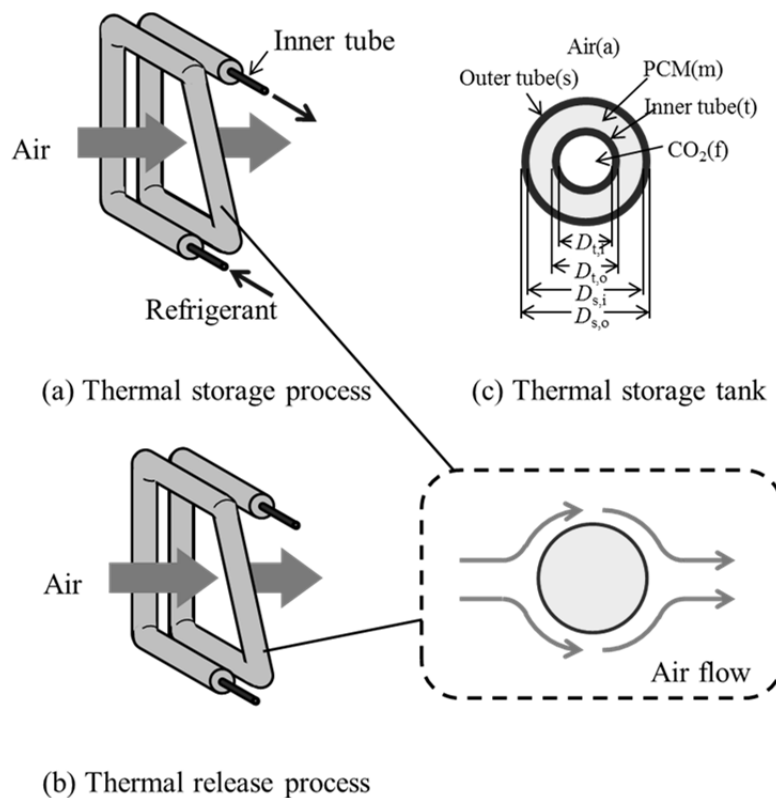


Fig. 4-1 Calculation model of thermal storage tank for heating room.

庫室加熱用蓄熱槽の二重管の環状部では軸対称 2 次元円筒座標系における熱収支，円管内では長手方向の 1 次元のエネルギー収支をそれぞれ与えた．

$$\rho_m c_{pm} \frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_m r \frac{\partial T_m}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_m}{\partial z^2} \quad (4-1)$$

$$c_{pf} \rho_f \frac{\pi D_{t,i}^2}{4} \frac{\partial T_f}{\partial t} = c_{pf} \rho_f u_f \frac{\pi D_{t,i}^2}{4} \frac{\partial T_f}{\partial z} - \pi D_{t,i} U_{t,i} (T_f - T_m) \quad (4-2)$$

境界条件として次式で与えた．

$$-k_m \frac{dT_m}{dr} = U_{t,o} (T_f - T_m) \quad \text{at} \quad r = \frac{D_{t,o}}{2} \quad (4-3)$$

$$-k_m \frac{dT}{dr} = U_{s,i} (T_m - T_a) \quad \text{at} \quad r = \frac{D_{s,i}}{2} \quad (4-4)$$

$U_{t,i}$ および $U_{s,i}$ は，内管内面基準の総括伝熱係数と外管内面基準の総括伝熱係数をそれぞれ表し，以下で与えられる．

$$\frac{1}{U_{t,i} D_{t,i}} = \frac{1}{h_f D_{t,i}} + \frac{\ln(D_{t,o} / D_{t,i})}{2k_t} = \frac{1}{U_{t,o} D_{t,o}} \quad (4-5)$$

$$\frac{1}{U_{s,i} D_{s,i}} = \frac{\ln(D_{s,o} / D_{s,i})}{2k_s} + \frac{1}{h_a D_{s,o}} = \frac{1}{U_{s,o} D_{s,o}} \quad (4-6)$$

また，

$$-k_m \frac{dT_m}{dz} = 0 \quad \text{at} \quad z = 0, L \quad \text{and} \quad \frac{D_{t,o}}{2} \leq r \leq \frac{D_{s,i}}{2} \quad (4-7)$$

$$T_f = T_{ini} \quad \text{at} \quad z = 0 \quad (4-8)$$

初期条件として、蓄熱材および冷媒が初期温度 T_{ini} で保たれている ($T_f = T_s = T_{ini}$) とした。

解析で用いる蓄熱材（パラフィン）および冷媒（ CO_2 ）の比熱，密度，熱伝導率，粘度などの物性は，温度の多項式として近似した。密度変化に伴う流速の変化も考慮し，内管を流れる冷媒の質量流量が一定となるようにした。

蓄熱過程の解析では，冷媒の質量流量，および蓄熱槽へ流入する空気温度 T_a を一定として，そのときの温度変化を求めた。蓄熱時の空気温度を一定としたのは，蓄熱時に稼働する空気加熱用熱交換器の寄与が大きいためである。一方，放熱過程の解析では，蓄熱槽からの放熱のみで空気を加熱するため，庫内を循環する空気温度 T_a を以下の熱収支により経時的に求め，これを流入空気温度として，Eq. (4-1) の解析に組み込んだ。

$$C \frac{dT_a}{dt} = q_{dis} + q_{loss} \quad (4-9)$$

ここで， C は加温庫室の熱容量， q_{dis} は蓄熱槽からの放熱速度， q_{loss} は加温庫室の熱損失である。 C および q_{loss} は実測データから求め， q_{dis} は次式より求めた。

$$q_{dis} = U_{s,i} A_{s,i} (T_m \Big|_{r=\frac{D_{s,i}}{2}} - T_a) \quad (4-10)$$

Eq. (4-2) の解析では，放熱時は，流入する冷媒の質量流量をゼロとし，冷媒の入口と出口に断熱条件を設定した。

4. 2. 2 冷媒蒸発用蓄熱槽

冷媒蒸発用蓄熱槽の概略を Fig. 4-2 に示す．庫室加熱用蓄熱槽と同様に，パラフィン環状部に充填し，蓄熱槽の内管に冷媒を流す．一方，外部空気には熱交換せず，Fig. 3-5 (b-1) から Fig. 3-5(b-2) に冷凍回路が切り替わった後に流れる冷媒の加熱・蒸発を目的に放熱する（Storage 2 in Fig. 3-10）．そのため，伝熱面は内管のみである．このような二重管型の冷媒蒸発用蓄熱槽の伝熱モデルを構築し，以下の操作を検討した．

- ・ 圧縮機の稼働中に蓄熱材からの放熱で冷媒を加熱・蒸発させる放熱操作

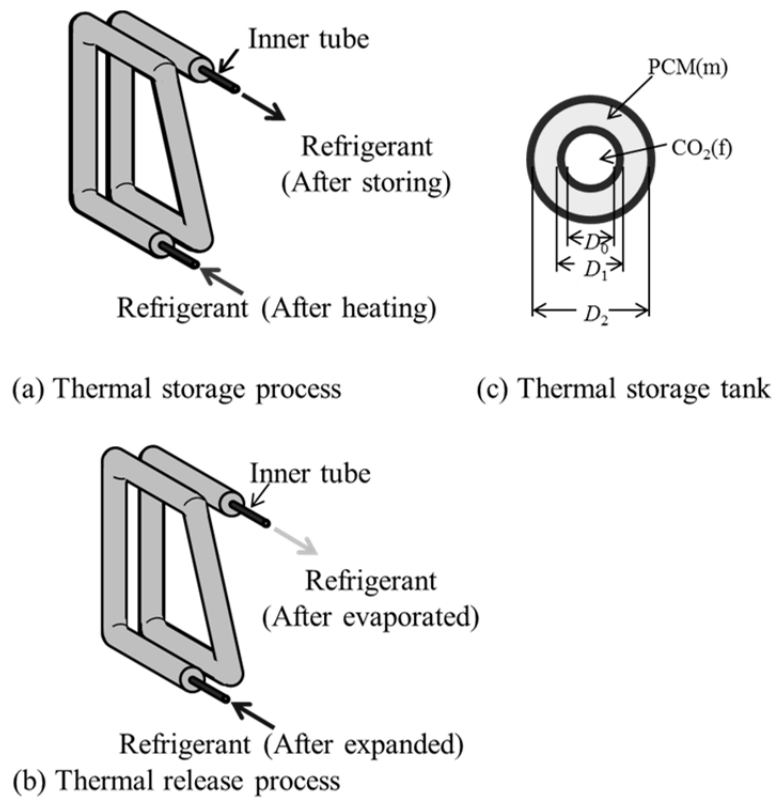


Fig. 4-2 Calculation model of thermal storage tank for evaporation of refrigerant.

冷媒蒸発用蓄熱槽の二重管では、冷媒は円管内壁で加熱されて蒸発するため、蒸発潜熱により冷媒は一定の温度で保たれていると仮定した。このため、環状部のみを解析対象として、1次元円筒座標系のエネルギー収支を与えた。

$$\rho_{\text{ap}} c_{\text{p,ap}} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{\text{ap}} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4-11)$$

境界条件として次式で与えた。

$$-k_{\text{ap}} \frac{dT}{dr} = U_1 (T - T_f) \quad \text{at} \quad r = \frac{D_1}{2} \quad (4-12)$$

$$\frac{dT}{dr} = 0 \quad \text{at} \quad r = \frac{D_2}{2} \quad (4-13)$$

U_1 は内管外面基準の総括伝熱係数を表し、以下で与えられる。

$$\frac{1}{U_1} = \frac{A_1}{h_0 A_0} + \frac{(D_1 - D_0) A_1}{k_w A_{\text{lm}}} + \frac{1}{h_1} \quad (4-14)$$

A_{lm} は、内管の内外面の伝熱面積の対数平均で、内管長さを l として、次式で与えられる。

$$A_{\text{lm}} = \frac{A_1 - A_0}{\ln \frac{A_1}{A_0}} = \frac{\pi(D_1 - D_0)l}{\ln \frac{\pi D_1 l}{\pi D_0 l}} \quad (4-15)$$

式 (4-12) 中 h_1 は、内管外面と蓄熱材の間の熱伝達係数である。蓄熱材中に炭素繊維が含まれない場合は無視できるが、本研究では、既往の研究より繊維-伝熱面間の接触抵抗が存在すると考えられるため⁵⁸⁾、これを考慮した。

初期条件として、蓄熱材が初期温度 T_0 で保たれているとした。

炭素繊維を含む蓄熱材の見かけの密度および比熱は、炭素繊維と蓄熱材の体積比を考慮して、次式で与えられる。

$$\rho_{ap} = (1 - X_{CF})\rho_m + X_{CF}\rho_{CF} \quad (4-16)$$

$$c_{p,ap} = (1 - X_{CF})c_{p,m} + X_{CF}c_{p,CF} \quad (4-17)$$

見かけの熱伝導率は、炭素繊維と蓄熱材の混合物の実測値が $X_{CF} = 0.04$ のとき 1.29 W/mK であったため、炭素繊維をさらに添加した場合を想定して、 $X_{CF} = 0.1$ 、見かけ熱伝導率 2 W/mK と仮定した。蓄熱材の比熱は、融解潜熱を考慮するために、融点を中心とした一定の幅の温度域の見かけ比熱をとることで考慮した。それ以外の物性値については、温度依存性を無視した。また、簡単のため、相変化に伴う物性値の変化も無視した。

内管内側の熱伝達係数 h_0 については、 CO_2 の沸騰伝熱を検討した既往の研究を参考にして、本研究では $4000 \text{ W/m}^2\text{K}$ 一定として計算に用いた⁵⁹⁾。また、内管外面と蓄熱材の間の熱伝達係数 h_1 は、既往の研究で得られた伝熱抵抗の値から、 $360 \text{ W/m}^2\text{K}$ とした⁵⁸⁾。

本解析では、充填する蓄熱材の質量 W_m および内管外径 D_1 を一定として、外管内径 D_2 を変化させた。このとき、蓄熱槽体積 V_{tot} は、内管長さ (蓄熱槽長さ) l を用いて、次式で与えられる。

$$V_{tot} = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)l = \frac{W_m / \rho_m}{1 - X_{CF}} \quad (4-18)$$

そのため、設定した D_2 の値に応じた l を Eq. (4-18) から求めて解析に用いた。

解析で用いた数値は以下のとおりである. $D_0 = 3.36 \times 10^{-3}$ m, $D_1 = 4.76 \times 10^{-3}$ m, $D_2 = 6.40 \times 10^{-3}$ m ($l = 25.8 - 0.22$ m), $T_0 = 45$ °C, $T_f = 15 - 25$ °C, $k_{ap} = 2$ W/mK, $\rho_m = 760$ kg/m³, $C_{pm} = 2.0$ kJ/kgK, $L_m = 238$ kJ/kg, $T_m = 26.4$ °C, $\Delta T_m = 5.0$ °C, $W_m = 0.185$ kg, $\rho_{CF} = 2000$ kg/m³, $C_{pCF} = 0.75$ J/kgK, $X_{CF} = 0.1$, $h_0 = 4000$ W/m²K, $k_w = 398$ W/mK, $h_1 = 360$ W/m²K, $U_1 = 2807$ W/mK (接触抵抗無視), $U_1 = 319$ W/mK (接触抵抗考慮).

4.3 解析結果

4.3.1 庫室加熱用蓄熱槽

まず，庫室加熱用蓄熱槽の蓄熱過程の解析結果を説明する．庫室加熱用蓄熱槽の外径 $D_{t,o} = 12 \times 10^{-3}$ m，全長 $L = 2$ m とした．

Fig. 4-4 に庫室加熱用蓄熱槽の蓄熱材および冷媒の温度の経時変化を蓄熱材の熱伝導率 k_m をパラメータとして解析した結果を示す．Fig. 4-4 (a) および Fig. 4-4 (b) は，Fig. 4-3 に示す蓄熱材および冷媒の各位置における温度変化で，蓄熱材の熱伝導率が通常あるいは 5 倍の条件の解析結果である．通常の熱伝導率の条件では (Fig. 4-4 (a))，定常に達するまでに約 900s 必要であった．一点鎖線で示した蓄熱槽の外管内壁近傍 ($z = L, r = r_c$) の蓄熱材温度に着目すると，最終的には約 80 °C に達していることがわかる．

一方，既往の研究で炭素繊維の添加による熱伝導促進の効果は添加率に応じて上昇して一定の添加率以上になると飽和すると報告されていることから⁵⁸⁾，最大の効果と想定できる熱伝導率 5 倍の条件では (Fig. 4-4 (b))，蓄熱材の半径方向に生じていた温度差 (定常状態の実線と一点鎖線の差) が最大 25 °C から 7.5 °C まで小さくなり，定常に達するまでの蓄熱時間は，約 900s から，約 500s に短縮され，しかも，蓄熱槽の下流側の外管内壁近傍 ($z = L, r = r_c$) の蓄熱材温度 (蓄熱材の最低温度に相当) も約 80 °C から 93 °C と大きく上昇した．

以上の結果から，蓄熱材の熱伝導促進によって，熱伝導率が大きいほど，蓄熱過程では蓄熱槽の温度が均一化され，蓄熱時間が短縮されることがわかった．

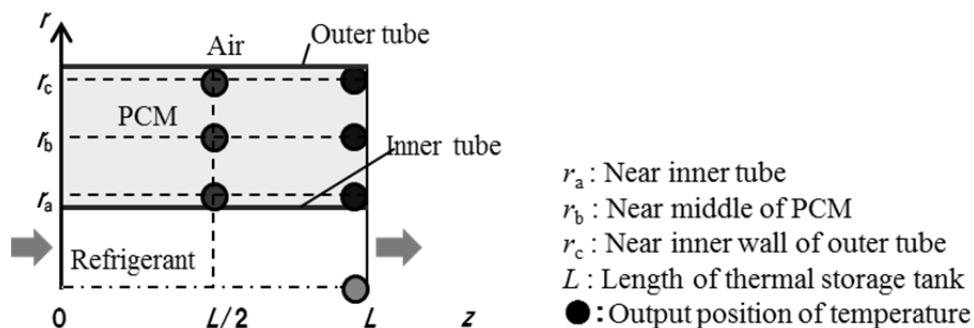
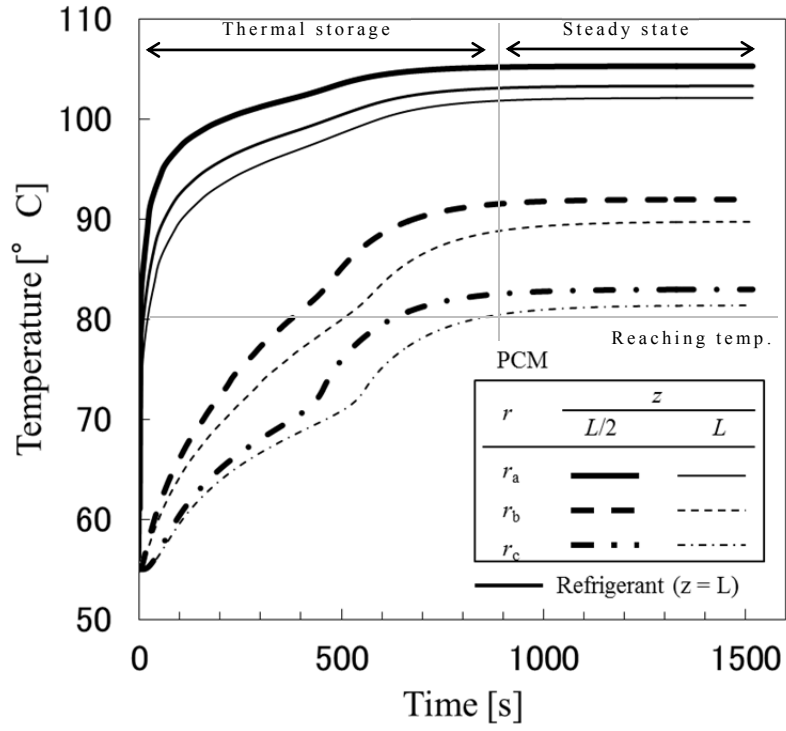
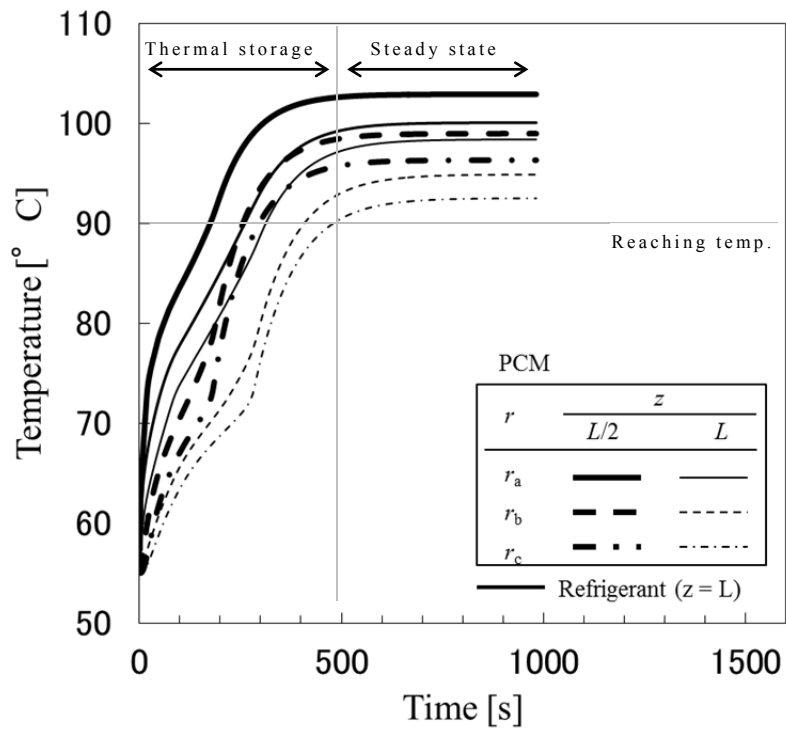


Fig. 4-3 Output positions of temperature in thermal storage process.



(a) $k_m = k_{m0}$



(b) $k_m = 5 k_{m0}$

Fig. 4-4 Numerical results of thermal storage process.

さらに、庫室加熱用蓄熱槽における蓄熱材の熱伝導率 k_m 、空気側の熱伝達係数 h_a の影響を検討した。ここで基準値は熱伝導促進あるいは熱伝達促進されていない状態の k_{m0} および h_{a0} である。Fig. 4-5 の横軸は、解析に用いた空気側熱伝達係数 h_a を、基準値 h_{a0} で規格化した値を示し、 h_a/h_{a0} 値が大きいほど、空気側の熱伝達が促進されていることを表している。また、Fig. 4-5 の縦軸は、定常状態に達したときの蓄熱量 Q_{ch} を、初期温度から冷媒入口温度まで蓄熱材が温度変化する場合の顕熱および潜熱の合計値 Q_{tot} で規格化した蓄熱率を示す。Fig. 4-5 より、いずれの熱伝導率においても、空気側の熱伝達の促進により蓄熱率が低下することがわかった。

また、先述と同様に熱伝導率を 5 倍にすると、蓄熱材への伝熱速度が、空気側の熱伝達速度よりも大きくなるため、蓄熱率は増加した。Fig. 4-5 より、 $k_m = k_{m0}$ 、 $h_a = h_{a0}$ での蓄熱率と、 $k_m = 5k_{m0}$ 、 $h_a = 2h_{a0}$ での蓄熱率は、ほぼ同等となった (Fig. 4-5 の○部)。

したがって、蓄熱材の熱伝導促進によって、空気側への熱伝達の影響を緩和できることがわかった。

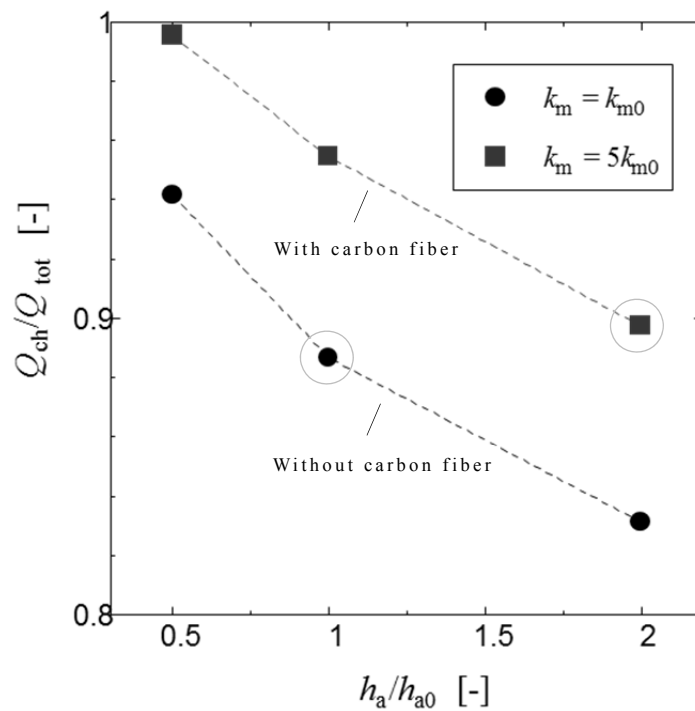


Fig. 4-5 Effect of heat transfer coefficient on air side on thermal storage process.

次に，庫室加熱用蓄熱槽の放熱過程の解析結果を説明する．加温庫室の空気温度が 55 °C から 53 °C となるまでの経時変化を蓄熱材の熱伝導率 k_m および空気側の熱伝達係数 h_a をパラメータとして解析した結果を Fig. 4-6 に示す．空気側の熱伝達係数 h_a が大きいほど，加温庫室の空気温度が緩やかに低下することがわかる．まず，通常の熱伝導率および熱伝達率の条件（中太実線）の蓄熱槽の設置により，加温庫室の空気温度が制御下限値である 53 °C となるまでの時間は蓄熱槽のない従来の飲料自動販売機の約 190 s（実線）を基準として，約 250 s（中太実線）に増加した．次に，空気側の熱伝達係数を 2 倍にすると，放熱時間は約 350 s（点線）となった．さらに，蓄熱材の熱伝導率を 5 倍にすることで放熱時間は 380 s（太点線）となった．

今回の解析条件では，蓄熱槽を用いることで，放熱時間は最大 2 倍となることがわかった．また，蓄熱材の熱伝導率を増加させる効果は，熱伝達係数が基準値 ($h_a = h_{a0}$) では効果が小さく，熱伝達係数を大きくしたときに顕著であることがわかった．

以上の結果から，放熱過程では，空気側の熱伝達の促進が重要であることが示唆された．

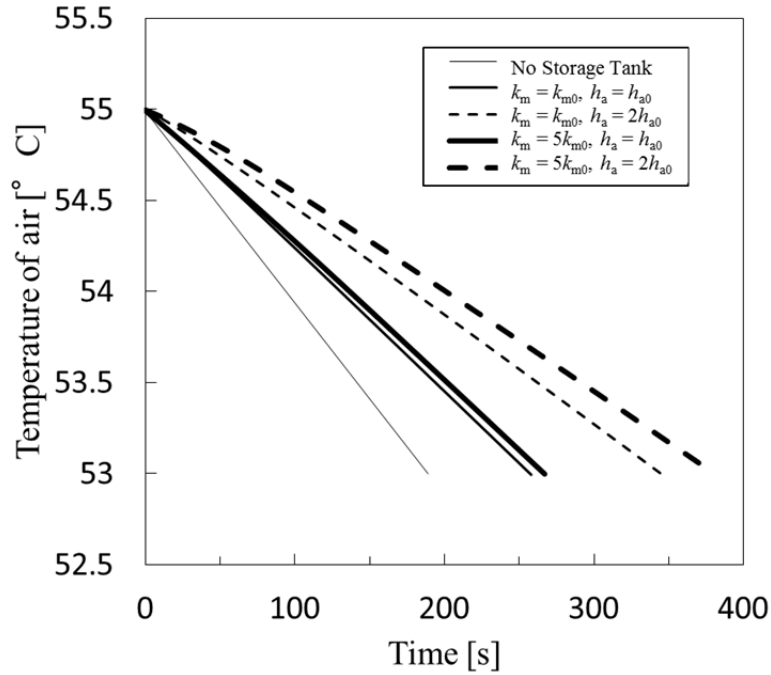


Fig. 4-6 Time variation of air temperature in heating room during thermal release process.

4.3.2 冷媒蒸発用蓄熱槽

本解析では、放熱過程に着目するため、内管近傍の蓄熱材を通過する熱流束 q_{dis} を用いて、放熱開始から任意の時刻 t までの積算放熱量 Q_{dis} と、初期温度 T_0 から、冷媒温度 T_f まで放熱した場合の全放熱量 Q_{tot} の比 $Q_{\text{dis}}/Q_{\text{tot}}$ を放熱率と定義して、これを評価に用いた。

$$Q_{\text{dis}} = \left| \int_0^t \pi D_1 l q_{\text{dis}} dt \right| \quad (4-19)$$

$$Q_{\text{tot}} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) l \int_{T_f}^{T_0} c_{p,\text{ap}} \rho_{\text{ap}} dT \quad (4-20)$$

(a) 接触抵抗の影響

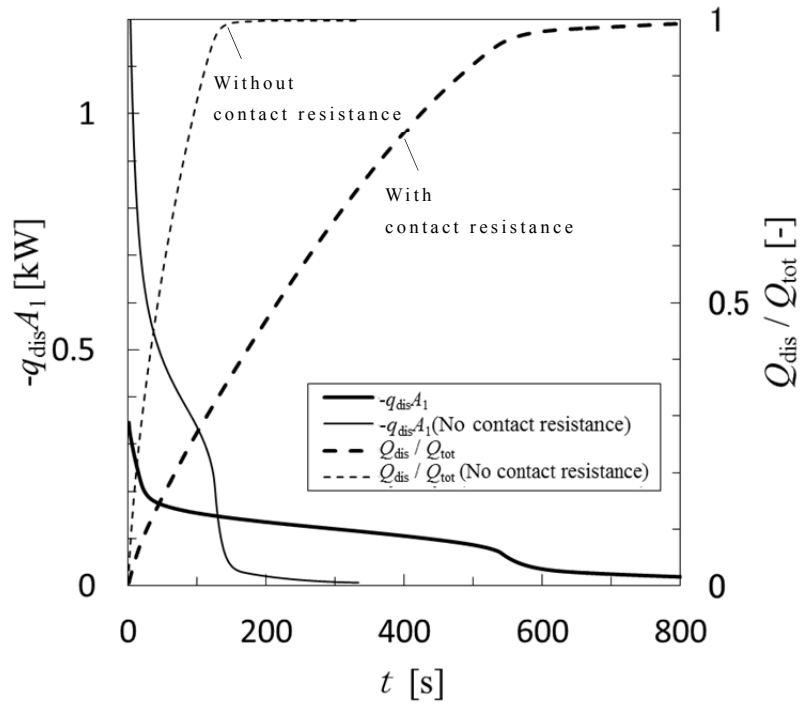
蓄熱材中の炭素繊維の接触抵抗の影響を検討した。

冷媒蒸発用蓄熱槽の外径 $D_2 = 12 \times 10^{-3} \text{ m}$ ($l = 2.84 \text{ m}$) とした。放熱速度と放熱率の経時変化について接触抵抗の有無と冷媒蒸発温度 T_f をパラメータとして解析した結果を Fig. 4-7 に示す。Fig. 4-7 の左側の縦軸は、内管外面における伝熱速度、すなわち放熱速度を示し、右側の縦軸は放熱率を示す。また、実線は接触抵抗有無による放熱速度の違い、点線は接触抵抗有無による放熱率の違いを示す。Fig. 4-7(a) に示した冷媒温度 15°C では、初期温度 (45°C) との温度差が大きいため、比較的大きい放熱速度が得られる。

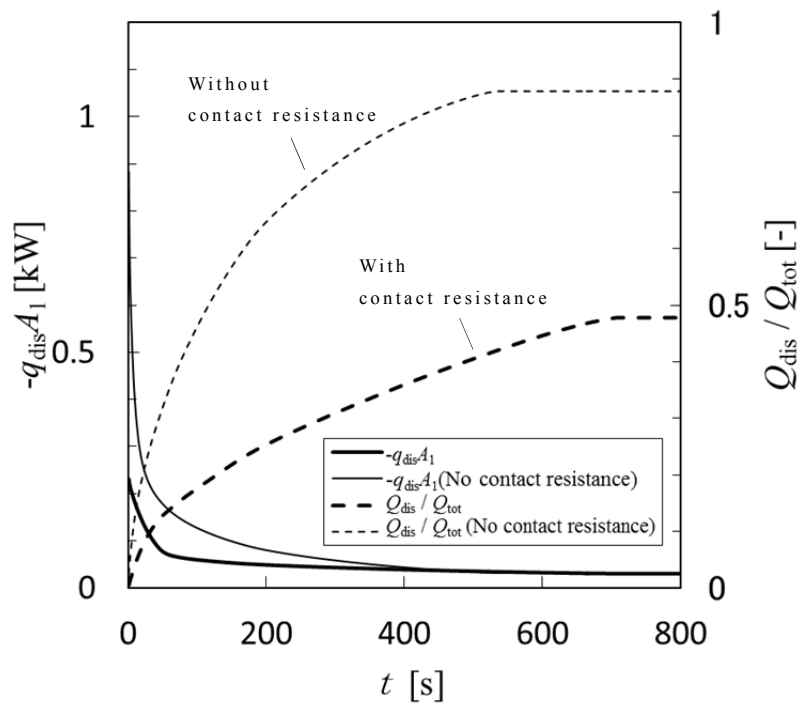
しかし、接触抵抗の存在により、放熱速度は実線から太実線のように大きく低下し、放熱率が 90% に至る時間も 110 s (点線) から 480 s (太実線) と大幅に長くなった。Fig. 4-7(b) に示した冷媒温度 25°C では、冷媒温度が先述の 15°C (Fig. 4-7(a)) に対して初期温度との温度差が小さいため放熱速度は小さく、接触抵抗が存在する場合、最終的な放熱率も 0.5 程度であった。

以上の結果から、接触抵抗により放熱性能は大きく低下することがわかった。

蓄熱材中の炭素繊維と伝熱面の接触熱抵抗は、文字通り、炭素繊維の一端と伝熱面との接触が不十分なため生じると考えられるが、伝熱面付近の炭素繊維が自然対流による流れによって伝熱面と平行に存在する傾向にあり、炭素繊維は長手方向に高い熱伝導率を示すため、伝熱面付近の局所熱伝導率が低下しやすいことも一因と考えられる。



(a) $T_f = 15\text{ °C}$



(b) $T_f = 25\text{ °C}$

Fig. 4-7 Effect of contact resistance of carbon fiber in PCM on heat release rate and heat transfer coefficient.

(b) 冷媒温度の影響

冷媒温度が放熱過程に及ぼす影響を検討した。

冷媒蒸発用蓄熱槽の外径 $D_2 = 12 \times 10^{-3}$ m ($l = 2.84$ m) として、接触抵抗を考慮した場合の、放熱速度と放熱率の経時変化を冷媒蒸発温度 T_f をパラメータとして解析した結果を Fig. 4-8 に示す。図の実線は冷媒温度ごとの放熱速度の違い、点線は冷媒温度ごとの放熱率の違いを示す。

Fig. 4-8 より、冷媒温度が高いほど、放熱速度が低下することがわかる。Fig. 4-8 には示されていないが、冷媒温度 20°C (中太点線) では放熱率が 0.99 に至るまでに約 1500 s 要し、 22°C 以上の冷媒温度では放熱率が 0.99 に達しないことがわかった。これは、前節で述べた通り、初期温度と冷媒温度の温度差が小さいため、放熱速度が小さくなる傾向にあることも原因であるが、本解析の相変化の温度域を $26.4 \pm 5^\circ\text{C}$ と設定しているため、冷媒温度が 22°C 以上では、相変化の途中で放熱が終了することとなり、相変化時の潜熱による放熱速度低下の抑制効果が少なかったことも挙げられる。 15°C のとき、全放熱量に占める潜熱の割合は 79% であるが、 25°C の場合は 20% である。

蓄熱材の相変化温度域を考慮した冷媒温度設定が重要であることがわかった。

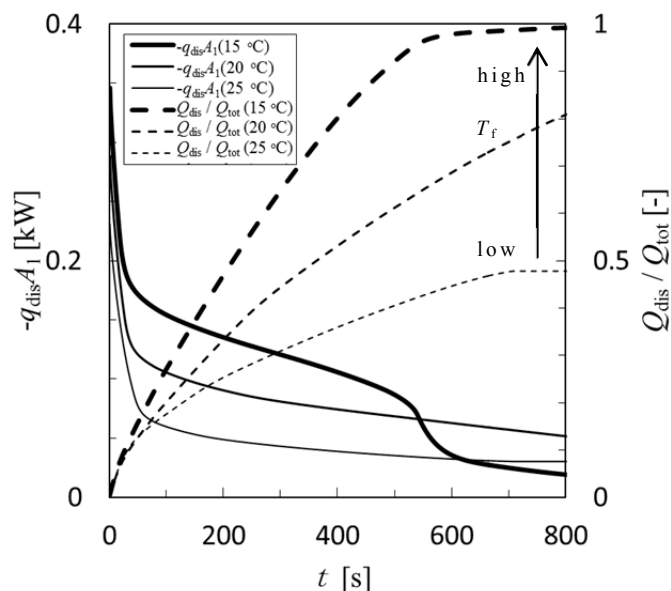


Fig. 4-8 Effect of temperature of refrigerant on heat release rate and heat transfer coefficient.

(c) 蓄熱槽外径の影響

冷媒蒸発用蓄熱槽の外径 D_2 を変化させた場合の放熱率を Fig. 4-9 に示す.

このとき冷媒温度は JIS B8561:2007 に定められた外気を想定して $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ とした. Fig. 4-9 の横軸は経過時間を示しているが, D_2 が大きくなるにしたがって, 放熱に要する時間は長くなり, D_2 の更なる増加により, 最終的な放熱率も低下することがわかる. 実用面を考慮して, 飲料自動販売機の運転サイクルと同期するために, 放熱時間 800 s 以内で放熱率 0.8 を達成すると考えた場合, 本解析条件では, 外径 16 mm (Fig. 4-9 の実線) よりも小さくする必要があることがわかった.

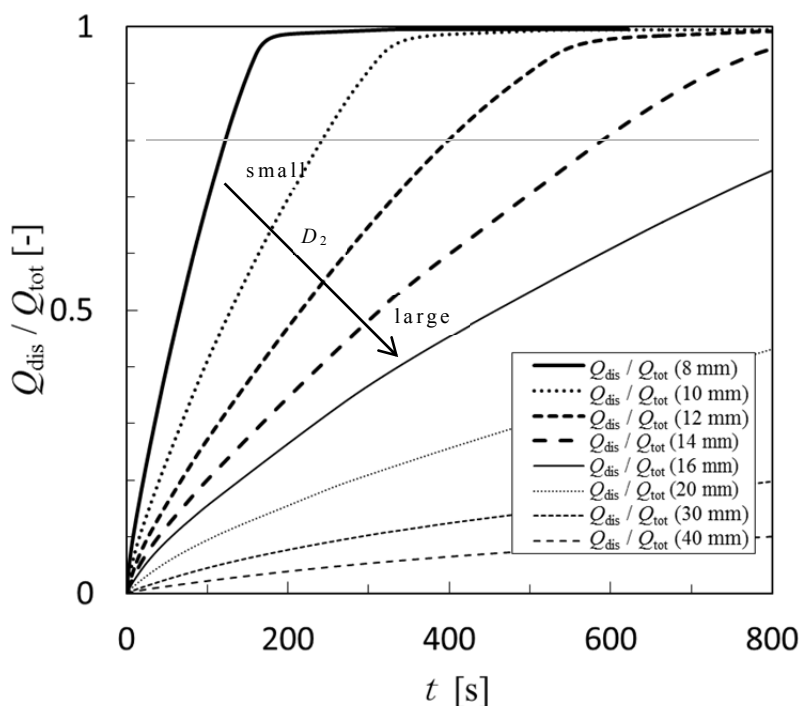


Fig. 4-9 Effect of diameter of thermal storage tank on heat transfer coefficient.

(d) 冷媒温度および蓄熱槽外径の影響

以上の解析結果から、放熱率 0.8 に達する時間 t_{80} を蓄熱槽外径 D_2 および冷媒温度 T_f で整理した結果を Fig. 4-10 に示す。なお、冷媒蒸発用蓄熱槽の外径 $D_2 = 12 \times 10^{-3}$ m ($l = 2.84$ m) を基準に、蓄熱材の充填体積を一定として蓄熱槽長さ l を決定した。

Fig. 4-10 は各冷媒温度 T_f における D_2 と t_{80} の関係を示しており、 T_f を 15 °C から 25 °C まで 1 °C おきに行った解析結果をまとめたものである。図の左側の縦軸は放熱率 0.8 に達する時間 t_{80} を示し、右側の縦軸は蓄熱槽長さ l を示す。この Fig. 4-10 より、任意の T_f において、 D_2 の増加により t_{80} も増加した。ここで、冷媒温度 23 °C 以上の場合に注目すると、 D_2 が大きい場合、放熱率が 0.8 に達しない場合が存在し、放熱率 0.8 に達する最大の D_2 は 23 °C においては $D_2 = 10 \times 10^{-3}$ m、 24 °C においては $D_2 = 8 \times 10^{-3}$ m である。特に、 25 °C においては、 $D_2 = 6 \times 10^{-3}$ m の場合にのみ放熱率 0.8 を達成できた。

一方、Fig. 4-10 の見方を変えて、特定の D_2 に着目した場合、冷媒温度 T_f の上昇により t_{80} も増加することがわかる。

この図を用いることで、所定の放熱率が得られる時間という観点から、蓄熱槽の形状および冷媒温度を決定できるようになった。

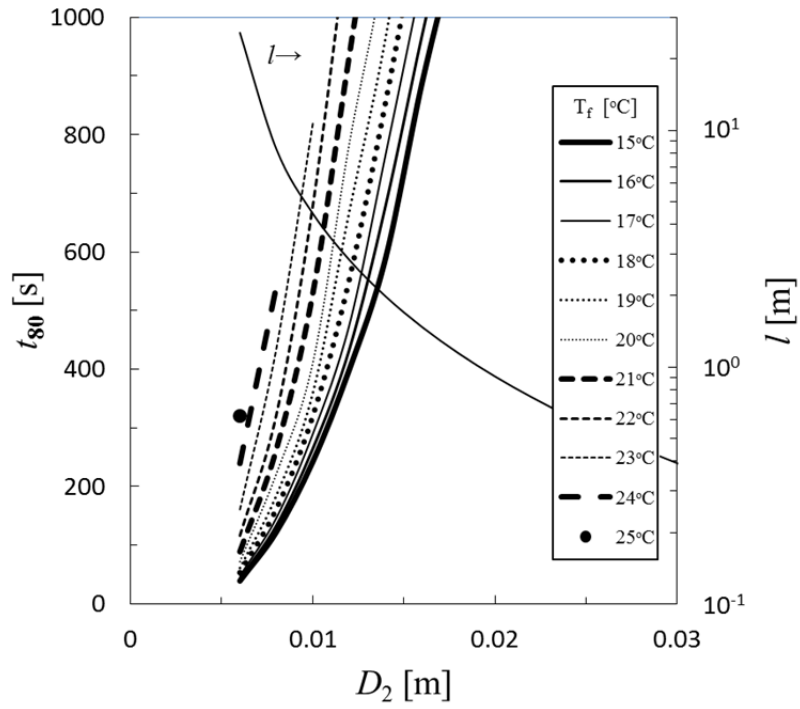


Fig. 4-10 Relationship among refrigerant temperature T_f , diameter of thermal storage tank D_2 and time at which the discharge ratio reaches 0.8 t_{80} .

4.4 結言

本章では、庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽の蓄放熱を数値計算で検討した。

まず、第一の蓄熱槽（庫室加熱用蓄熱槽）の蓄放熱予測の結果から、以下の知見を得た。

- 1) 蓄熱過程では、蓄熱槽内の熱伝導促進によって、蓄熱時間の短縮に寄与できるとともに、蓄熱時の熱損失の影響を緩和できることもわかった。
- 2) 放熱過程では、蓄熱槽からの放熱により加温庫室の空気温度が制御下限値に達するまでの時間を延長できることがわかった。また、空気側の熱伝達の促進が放熱時間および放熱量の増加に寄与することを示し、その場合には蓄熱材の熱伝導率増加がより効果的であることを示した。ヒートポンプ停止中の加温庫室の温度低下は、蓄熱槽がない場合と比較して、本解析条件では最大で約2倍抑制できる。

次に、第二の蓄熱槽（冷媒蒸発用蓄熱槽）の蓄放熱予測の結果から、以下の知見を得た。

- 3) 最適なCO₂冷媒の加熱・蒸発のために、蓄熱材中の炭素繊維の接触抵抗、冷媒温度、蓄熱槽外径の影響を検討して、蓄熱槽における各パラメータの寄与度を考慮した最適化の指針を示した。
- 4) 接触抵抗により放熱性能は大きく低下することがわかった。蓄熱材中の炭素繊維と伝熱面の接触熱抵抗は、炭素繊維の一端と伝熱面との接触が不十分なためである。また、伝熱面付近の炭素繊維が伝熱面と平行に存在する傾向にあり、伝熱面付近の局所熱伝導率が低下しやすいことも一因と考えられる。
- 5) 冷媒温度が高いほど、放熱速度が低下することがわかった。蓄熱材の相変化温度域を考慮した冷媒温度設定が重要である。
- 6) 蓄熱槽外径が大きくなるにしたがって、放熱に要する時間は長くなり、蓄熱槽外径の更なる増加により、最終的な放熱率も低下することがわかった。

- 7) 任意の冷媒温度に着目した場合，蓄熱槽外径の増加により放熱率 0.8 に達する時間（放熱時間）も増加し，特定の蓄熱槽外径に着目した場合，冷媒温度の上昇により放熱時間も増加する．実用面を考慮して，飲料自動販売機の運転サイクルと同期するために，放熱時間 800 s 以内で放熱率 0.8 を達成すると考えた場合，本解析条件では，外径 16 mm よりも小さくする必要がある．

第 5 章 飲料自動販売機における実証試験

5.1 緒言

本章では，これまでの基礎検討から得られた指針の基に設計・作製した 2 種類の潜熱蓄熱槽をサンデン・リテールシステム製の CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の試作機に搭載した場合の省エネルギー効果を実験的に評価した．庫室加熱用蓄熱槽を搭載したヒートポンプの ON-OFF 頻度と加温庫室の温度を検討する．また，冷媒蒸発用蓄熱槽を搭載したヒートポンプの圧縮動力と自販機総 COP を検討する．さらに，各蓄熱槽をより効果的に機能させることを目的に，飲料自動販売機の冷凍回路における他の機能部品の運転条件の最適化を検討する．

5.2 実験

5.2.1 装置

Fig. 5-1 および Fig. 5-2 に実験に用いた庫室加熱用蓄熱槽の外観を示す．この二重管型蓄熱槽の寸法は先述の解析から導出された指標を基に決定して，一般的なパイプベンダーでの曲げ加工により作製した．二重管型熱交換器において蓄熱材-冷媒の間の均一な熱交換のためには，二重管の内管と外管の偏り・接触がないようにする必要がある．その詳細は Appendix B に述べる．

Table 5-1 に庫室加熱用蓄熱槽の仕様を示す．二重管の内管はヒートポンプの既存回路と同様の銅管であり，外管はその表面から蓄熱エネルギーを加温庫室へ放熱することから，内管と同様の銅管を使用した．蓄熱材として相変化温度 70 °C のパラフィンワックスを二重管の環状部に充填した．具体的には，この二重管の環状部をあらかじめ減圧しておき，液体状態のパラフィンワックスを吸引させた．パラフィンワックスの体積膨張の影響を考慮して，充填量は二重管の環状部の内容積の 90 %とした．パラフィンワックスを充填後，充填口は溶接により封じた．

この庫室加熱用蓄熱槽を，飲料自動販売機試作機の加温庫室の下部の通風路上にある圧縮機の周囲を螺旋状に囲むように設置して，本蓄熱槽の冷媒入口が上部に，冷媒出口が下部になるように配管した (Fig. 5-3)．加温庫室における

循環空気は通風路から，前面側から背面側へと流通して，背面ダクトを通じて戻る．本蓄熱槽が通風路上の風損になることを抑制するため，螺旋状の二重管の段ごとの間隔を一定に保つようにした．

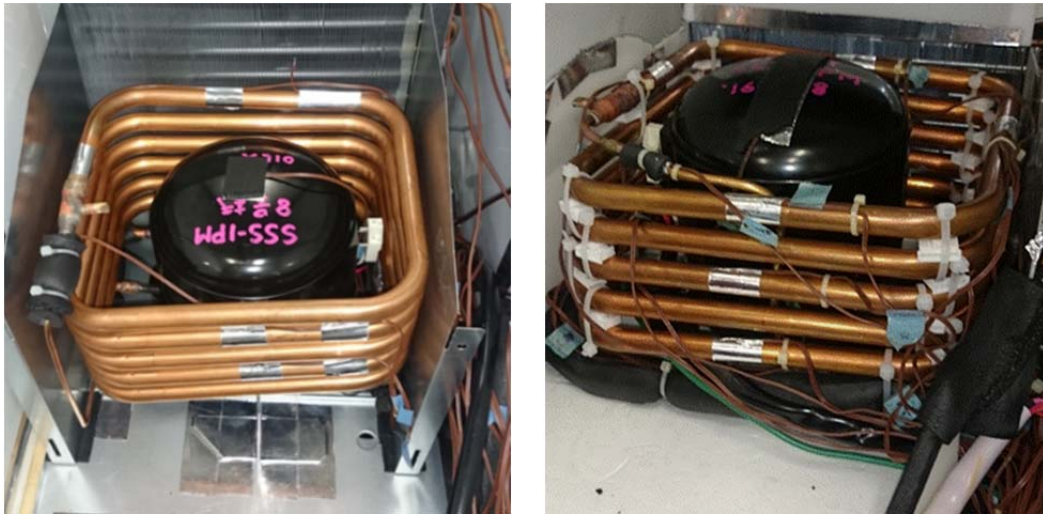


Fig. 5-1 Photograph of thermal storage tank for heating room.

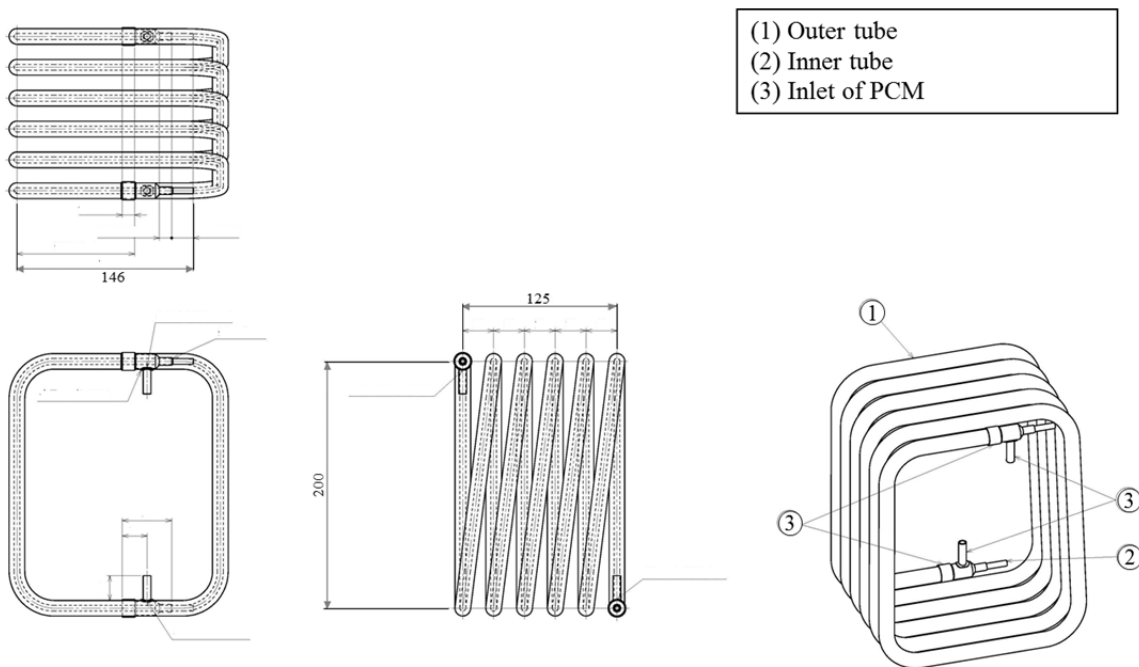
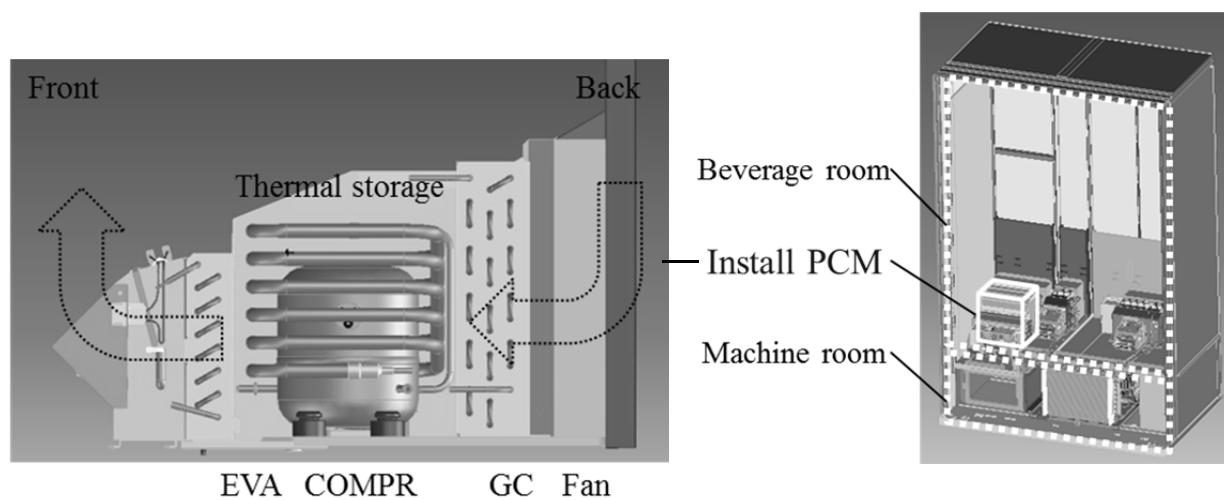


Fig. 5-2 Design drawing of thermal storage tank for heating room.



※ COMPR : Compressor, GC : Gas Cooler, EVA : Evaporator

Fig. 5-3 Layout of refrigerating circuit parts and air flow in heating room of prototype beverage vending machine.

Table 5-1 Specifications of thermal storage tank for heating room.

Material	Copper tube
Total length	3800 mm
Diameter of outer tube	φ12.7 mm
Diameter of heat transfer tube	φ4.76 mm
Thickness of PCM	3 mm
Filling amount of PCM	190 g
Heat storage amount	42.94 kJ
Melting point	72 °C

Fig. 5-4 および Fig. 5-5 に冷媒蒸発用蓄熱槽の外観を示す。冷媒蒸発用蓄熱槽の寸法は先述の解析から導出された指標を基に決定した。冷媒蒸発用蓄熱槽は先述の庫室加熱用蓄熱槽と同様に一般的なパイプベンダーでの曲げ加工により作製した。なお、その詳細は Appendix B に述べる。

Table 5-2 に冷媒蒸発用蓄熱槽の仕様を示す。二重管の内管はヒートポンプの既存回路と同様の銅管であり、内部を流通する冷媒（庫内ガスクーラから流出する 60 °C 以下の冷媒）から蓄熱材に蓄熱して、冷凍回路の切り替え後、内部を流通する冷媒（電子膨張弁で減圧後の冷媒）に蓄熱材から放熱する。そのため、庫室加熱用蓄熱槽とは異なり、外管は蓄熱材の熱交換には関与しないことから、軟質の樹脂管（PVC 管）を使用した。なお、外管の末端には銅管で作製したリードパイプを挿入した。蓄熱材として相変化温度 26 °C のパラフィンワックスを二重管の環状部に充填した。また、蓄熱材の熱伝導促進を目的に繊維長 1 mm に切断した炭素繊維を併せて充填した。なお、この炭素繊維の充填方法は Appendix C に示す。具体的には、この二重管の環状部をあらかじめ減圧しておき、炭素繊維を充填した後、液体状態のパラフィンワックスを吸引させた。パラフィンワックスの体積膨張の影響を考慮して、充填量は二重管の環状部から炭素繊維の体積分率を除く内容積の 90 %とした。パラフィンワックスを充填後、二重管の環状部末端の残存空気は乾燥空気および窒素で置換して、充填口は溶接により封じた。

この冷媒蒸発用蓄熱槽を、飲料自動販売機試作機の機械室の上部の空間に設置した (Fig. 5-6)。また、断熱エラストマーを取り付けて、断熱した。

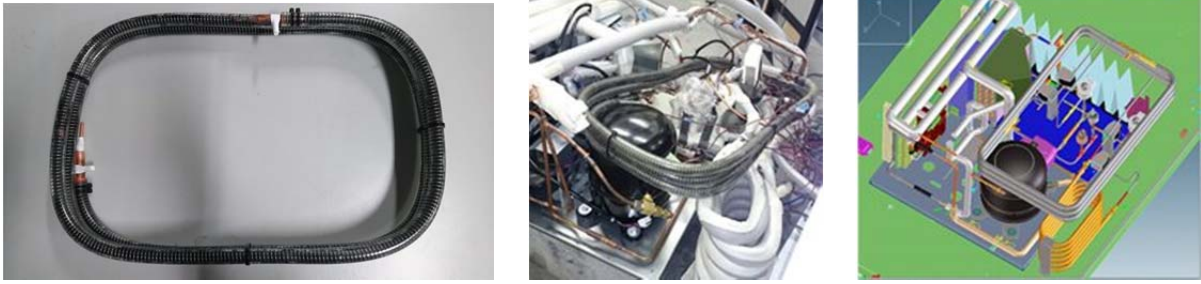


Fig. 5-4 Photograph and 3D drawing of double tube type thermal storage tank for evaporation of CO₂.

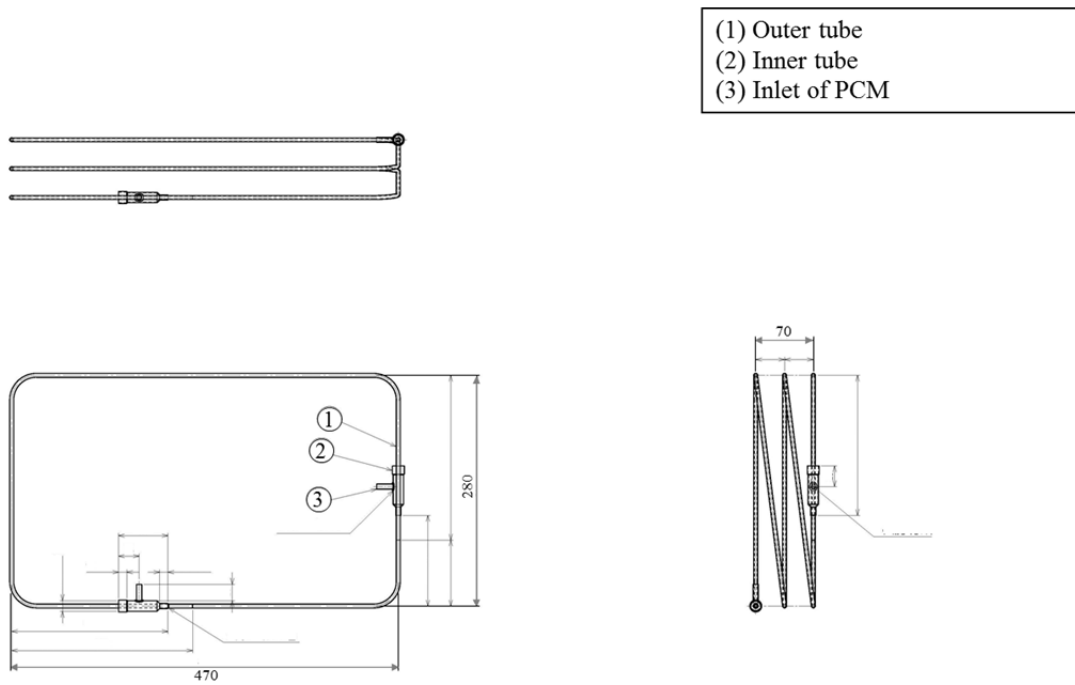
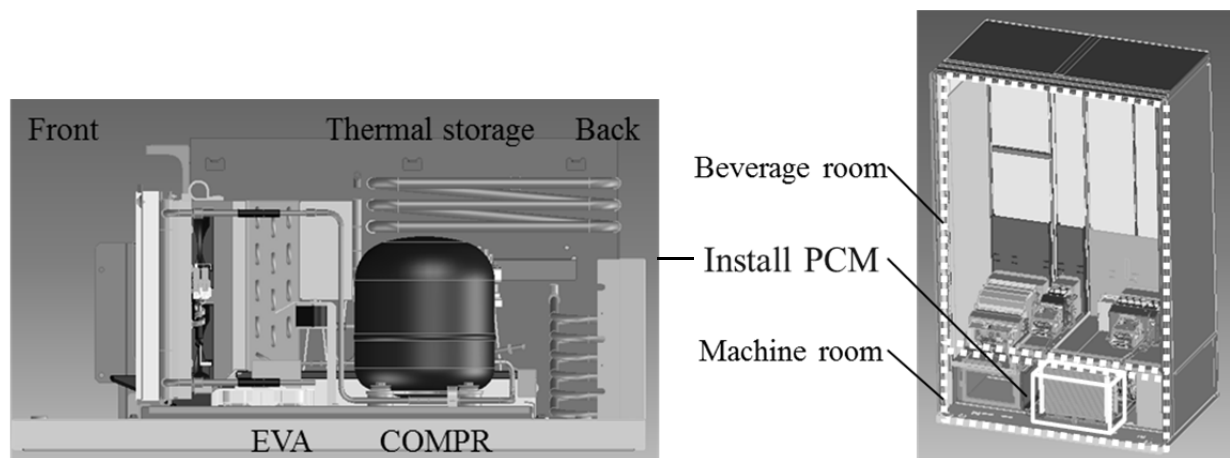


Fig. 5-5 Design drawing of double tube type thermal storage tank for evaporation of CO₂.



※ COMPR : Compressor, EVA : Evaporator

Fig. 5-6 Layout of refrigerating circuit parts in machine room of prototype beverage vending machine.

Table 5-2 Specifications of thermal storage tank for evaporation of CO₂.

Material of inner tube	Copper tube
Material of outer tube	PVC tube
Total length	4000 mm
Diameter of outer tube	φ16 mm
Diameter of inner tube	φ4.76 mm
Thickness of PCM	3 mm
Filling amount of PCM	255 g
Heat storage amount	59.41 kJ
Melting point	26 °C

5.2.2 方法

Fig. 5-7 に飲料自動販売機の試作機の外観を、Table 5-3 に本試作機の仕様を示す。本試作機は量産製品を基に作製しており、缶およびボトル式の 30 セレクション（最大 30 種類の取扱商品）という構成に該当するホット&コールド機である。飲料缶はコラムという個々に仕切られた部品に収納される。飲料自動販売機の寸法は高さとおよび奥行上限は定められていて、内部空間は飲料缶を収納するための加温庫室・冷却庫室とヒートポンプユニットなどを収納するための機械室に分けられ、各蓄熱槽を含む新規の冷凍回路部品は残されている空間に最適に配置して追加搭載する。

Fig. 5-8 に本試作機に搭載したヒートポンプの冷凍回路図を示す。本冷凍回路は、量産製品用の CO₂ ヒートポンプユニットの改造品で、CO₂ レシプロ圧縮機、フィンアンドチューブ型庫内ガスクーラ（空気加熱用熱交換器）、電子膨張弁、フィンアンドチューブ型庫内エバポレータ（空気冷却用熱交換器）、ファン（空気循環用）などから構成されており、さらに 2 台の潜熱蓄熱槽（庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽）を搭載している。

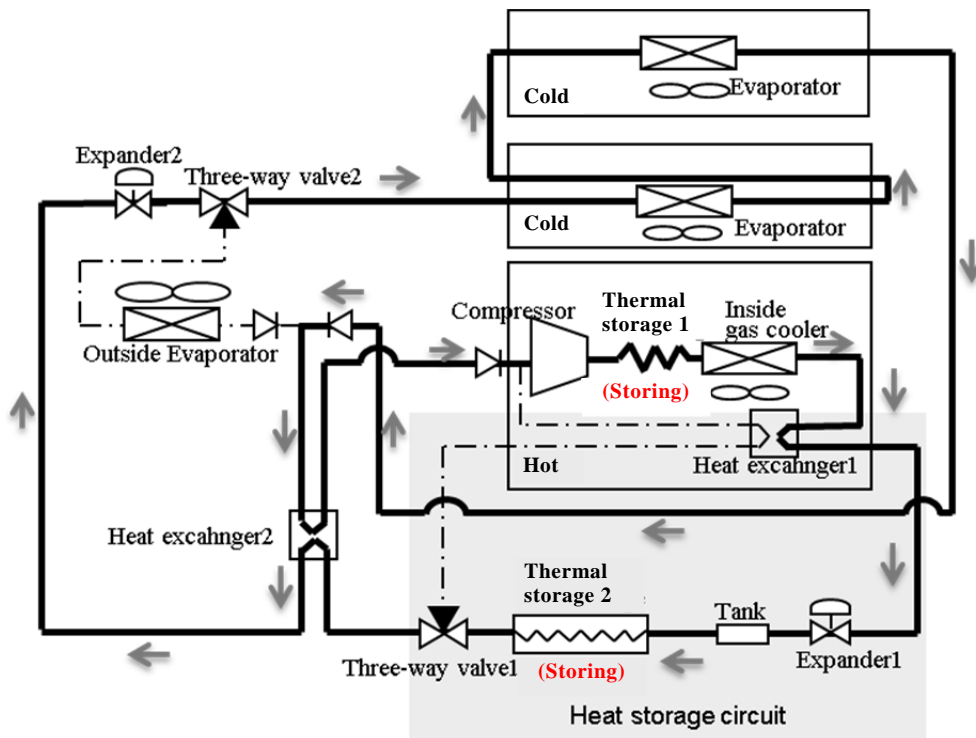
さらに、Fig. 5-8 に本試作機のヒートポンプ運転中の冷媒の流れを太線で示す。ヒートポンプ運転中に、ヒートポンプによって加熱された冷媒から各蓄熱槽へ熱エネルギーを順次供給して蓄熱する。ヒートポンプ運転中に、庫室加熱用蓄熱槽では蓄熱のみ行うが、冷媒蒸発用蓄熱槽では蓄熱終了後に放熱する。ヒートポンプ停止中に、庫室加熱用蓄熱槽では放熱を行い、冷媒蒸発用蓄熱槽は停止している。

Table 5-3 Specification of prototype beverage vending machine.

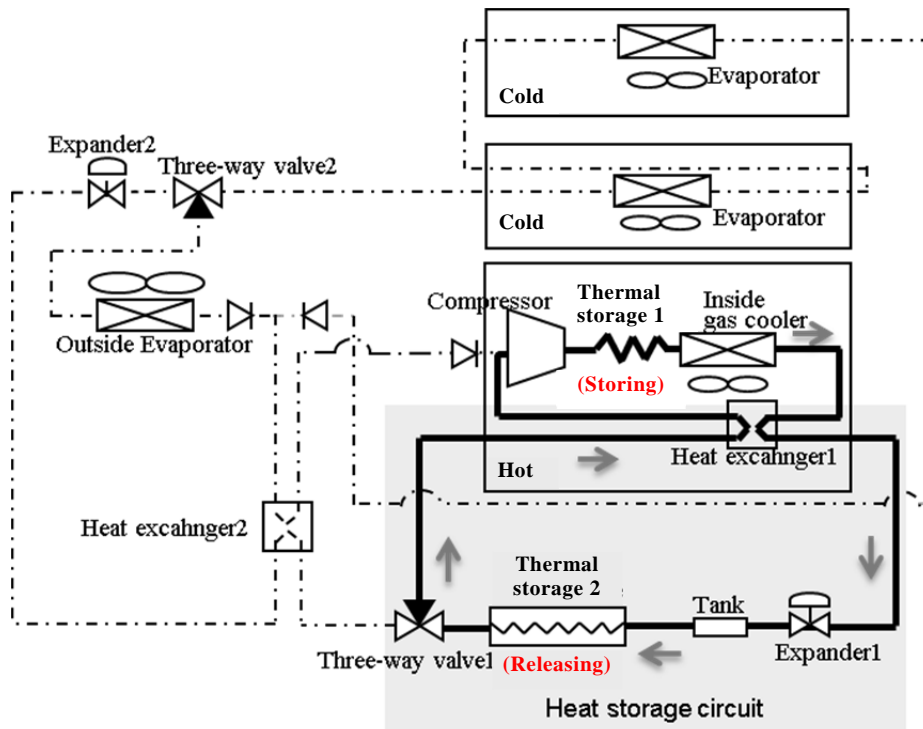
Type of beverage vending machine	Hot & Cold type
Items for sale	Can • Bottle
Number of types of drinks	30
Number of stored drinks	620 (narrow can)
Configuration of beverage room	3
Outer dimensions	1830 mm × 1159 mm × 728 mm
Refrigeration system	Compression type heat pump
Refrigerant	R744 (CO ₂)



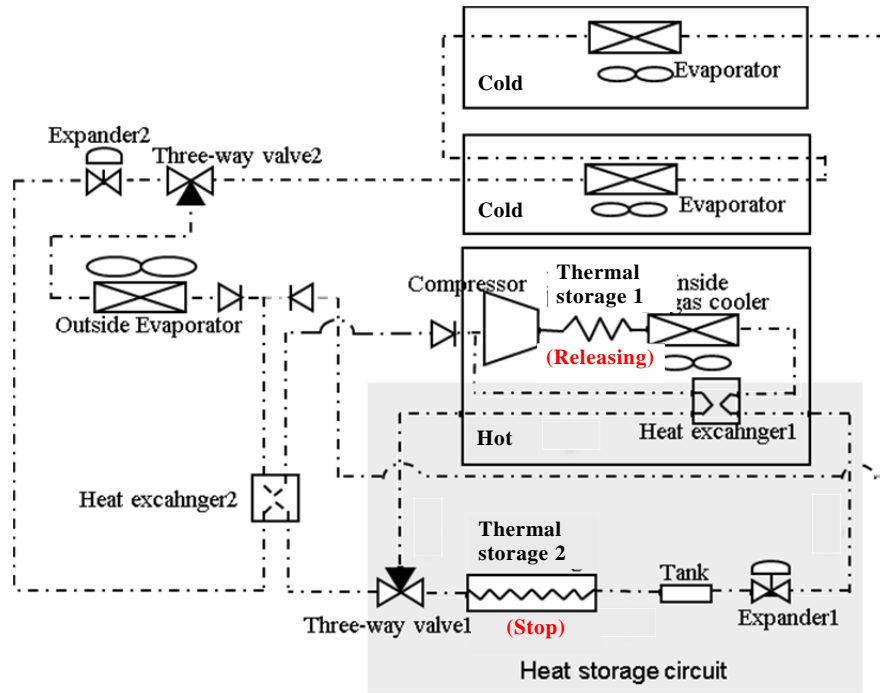
Fig. 5-7 Photograph of prototype beverage vending machine.



(a) Hot & Cold mode



(b) Hot only mode



(c) Compressor OFF mode

Fig. 5-8 Refrigeration cycle of prototype beverage vending machine.

飲料自動販売機では全庫室温度が規格範囲内に収まるように、ヒートポンプの運転・停止が制御されるため、その運転サイクルに対応する蓄熱槽の動作の詳細を検討した。

まず、庫室加熱用蓄熱槽は以下のような動作を繰り返すようにした (Thermal storage 1 in Fig. 5-9)。

ヒートポンプ運転中 (蓄熱過程, Fig. 5-8 (a)(b))

- 1) 圧縮機により圧縮・吐出された約 110 °C の高温の CO₂ 冷媒が直後に、庫室加熱用蓄熱槽に流入する。この庫室加熱用蓄熱槽を流通する CO₂ 冷媒の 80~110 °C の範囲の熱が蓄熱材に蓄熱される。
- 2) 蓄熱後の CO₂ 冷媒が、庫内ガスクーラ (空気加熱用熱交換器) に流入して、加温庫室をファンによって循環する空気と熱交換することで、飲料缶を加熱する。
- 3) 加温庫室の空気加熱後の CO₂ 冷媒が、冷媒蒸発用蓄熱槽に流入して、蓄熱材を蓄熱する。
- 4) 内部熱交換器 2 を通り、電子膨張弁 2 で減圧され、冷却庫室 (4±2 °C) の冷却のため、庫内エバポレータ (空気冷却用熱交換器) に流入して蒸発して、再び内部熱交換器 2 を通り、圧縮機に吸入される。
- 5) 加温庫室の温度が上昇して、制御範囲の上限値に到達すると、ヒートポンプおよびファンが停止する。

ヒートポンプ停止中 (放熱過程, Fig. 5-8 (c))

- 6) 庫室加熱用蓄熱槽に蓄熱されていた熱を加温庫室の空気へ放熱する。なお、各庫室の温度は、庫室内部-外部の間と加温庫室-冷却庫室の間の断熱材によって温度低下が抑制されている。
- 7) 加温庫室の空気の循環のために、必要に応じてファンを再起動する。
- 8) 加温庫室の温度が低下して、制御範囲の下限値に到達すると、ヒートポンプが再起動する。

次に、冷媒蒸発用蓄熱槽は以下のような動作を繰り返すようにした (Thermal storage 2 in Fig. 5-9).

ヒートポンプ運転中 1 (蓄熱過程, Hot & Cold mode in Fig. 5-8 (a))

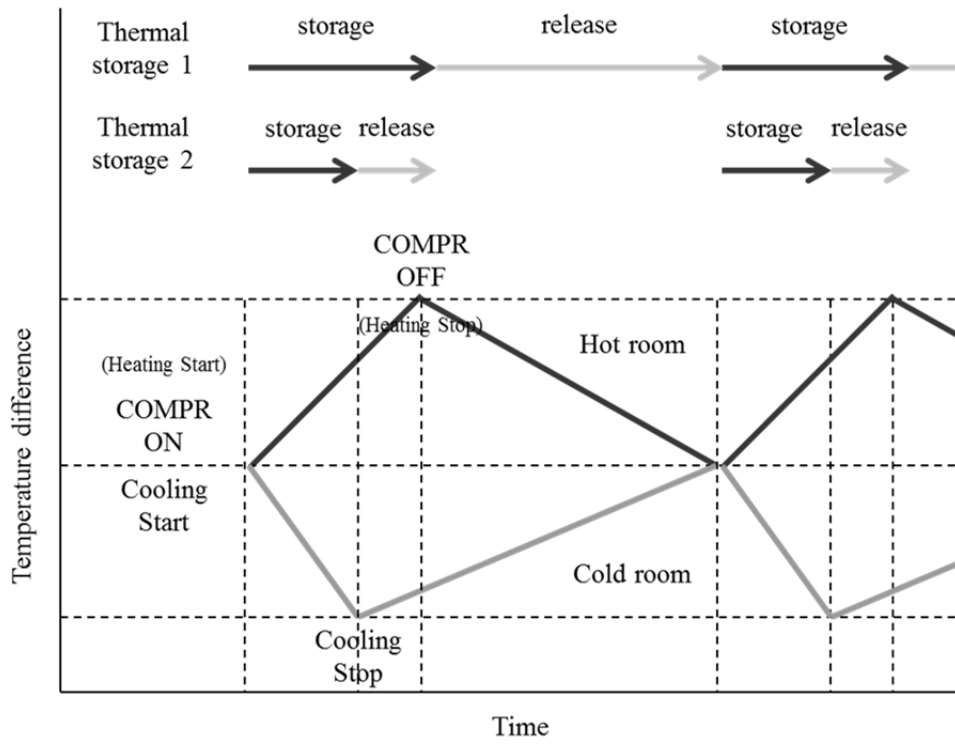
- 1) 圧縮機により圧縮・吐出された CO₂ 冷媒が、庫室加熱用蓄熱槽および庫内ガスクーラ (空気加熱用熱交換器) を流通して、蓄熱材を蓄熱すると同時に加温庫室を循環する空気を加熱する。
- 2) 電子膨張弁 1 は全開になっており、そのまま通過する。
- 3) 加温庫室の空気加熱後の CO₂ 冷媒が冷媒蒸発用蓄熱槽に流入する。この冷媒蒸発用蓄熱槽を流通する CO₂ 冷媒の 31.9~60 °C の範囲の熱が蓄熱材に蓄熱される。
- 4) 蓄熱後の CO₂ 冷媒が内部熱交換器 2 を通ることで、低圧回路側の冷媒と熱交換して、圧縮機吸入前の冷媒温度を上昇させる。
- 5) 電子膨張弁 2 で減圧され、低圧冷媒となり、冷却庫室の庫内エバポレータ (空気冷却用熱交換器) に流入して、吸熱・蒸発して、冷却庫室内を循環する空気を冷却する。
- 6) 冷却庫室の空気冷却後の CO₂ 冷媒が、内部熱交換器 2 を通ることで、高圧回路側の冷媒と熱交換して、過熱され、圧縮機へ吸入される (吸入ガス温度に過熱度をとることで、吐出ガス温度を高めている)。
- 7) 冷却庫室の温度が制御範囲の下限値に到達すると、冷凍回路が切り替わる。

ヒートポンプ運転中 2 (放熱過程, Hot only mode in Fig. 5-8 (b))

- 8) 圧縮機により圧縮・吐出された CO₂ 冷媒が、庫室加熱用蓄熱槽および庫内ガスクーラ (空気加熱用熱交換器) を流通して、蓄熱材を蓄熱すると同時に加温庫室を循環する空気を加熱する。
- 9) 加温庫室の空気加熱後の CO₂ 冷媒が内部熱交換器 1 を通ることで、低圧回路側の冷媒と熱交換して、圧縮機吸入前の冷媒温度を上昇させる。
- 10) 電子膨張弁 1 で減圧され、低圧冷媒となり、冷媒蒸発用蓄熱槽に流入して、蓄熱されていた熱から吸熱・蒸発する。

- 11) 蒸発後の CO₂ 冷媒が，内部熱交換器 2 を通ることで，高圧回路側の冷媒と熱交換して，過熱され，圧縮機へ吸入される（吸入ガス温度に過熱度をとることで，吐出ガス温度を高めている）。
- 9) 加温庫室の温度が上昇して，制御範囲の上限値に到達すると，ヒートポンプが停止する．その後，加温庫室の温度が低下して，制御範囲の下限値に到達すると，ヒートポンプが再起動する．

上記のような，冷媒蒸発温度 -5 °C の Hot & Cold 運転（蓄熱過程）と冷媒蒸発温度 15 °C 以上の Hot only 運転（放熱過程）の導入に伴い，その切り替えは冷却庫室の温度あるいは蓄熱材温度が相変化温度以上になってからの時間を基に判断される（Fig. 5-9）．具体的には，冷却庫室の飲料缶温度が制御下限まで冷えた状態かつ加熱庫室の飲料缶温度がまだ制御上限まで温まっていない状態のときに切り替える．その後，加熱庫室の飲料缶温度が制御上限に達したらヒートポンプを停止させる．



※ COMPR : Compressor

Fig. 5-9 Heating and cooling during heat storing and releasing processes of thermal storage tanks (Thermal Storage 1 and 2).

5.3 評価方法

飲料自動販売機の試作機の消費電力量は、JIS B8561 : 2007 に定められている「自動販売機-試験方法 Vending machines-Test methods」⁴¹⁾によって測定した。本試作機は缶およびボトル式のホット&コールド機であるため、本 JIS の附属書 A によって年間消費電力量を算定した。ホット&コールド機は内部が仕切壁（断熱材）で仕切られ、飲料缶を加温および冷却して販売する自動販売機のことであり、本試作機のような 3 庫室の機種の試験には左・中・右庫室を Hot・Cold・Cold (HCC) という構成とする。

Table 5-4 に示す試験条件を満たす運転モードに、本試作機を設定して、以下のように消費電力量を測定した。

- 1) 15 °C で一定に保たれた恒温室に設置した飲料自動販売機の庫内に飲料缶を最大量収納し、扉を開けたまま放置した。
- 2) 各庫室の次販売飲料缶のうち中央部コラム（個々に仕切られた飲料缶の収納部品）の 1 箇所に熱電対を取り付けた。
- 3) 機体及び収納した全飲料缶が周囲温度に達し、安定状態であることを確認した後、扉を閉め、電源投入と同時に測定を開始した。機体及び飲料缶の温度変化が 1 時間の間に 0.5 °C 以内であるとき安定状態とした。
- 4) 電源投入後 24 h の消費電力量を測定し (Initial Pull Down Test), これを W_A [kWh] とする。
- 5) 4) に続く 24 h の消費電力量を測定し (Energy Consumption Test), W_B [kWh] とする。
- 6) 照明装置はあらかじめ 30 min 以上運転させた後に測定を開始し、照明装置を点灯する 12 時間の消費電力量を測定し、 W_F [kWh] とする。
- 7) 測定した、始めの 24 時間の消費電力量 W_A および続く 24 時間の消費電力量 W_B から、次の式 Eq. (5-1) および Eq. (5-2) によって一日の消費電力量 W_d および年間消費電力量 W_y を算定する。なお、飲料缶の補充は 2 週間に 1 回と想定する。

$$W_d = \frac{(W_A + 13W_B)}{14} + W_F \quad (5-1)$$

$$W_y = 365W_d \quad (5-2)$$

Table 5-4 Experimental conditions of prototype beverage vending machine.

Ambient temperature	15±1 °C
Number of sales by column	2
Sales interval	12 h
Loading interval	2 week
Temperature of beverage room	Hot 55±2 °C
	Cold 4±2 °C
Lighting time	12 h/day
Power-supply voltage	Rated voltage ± 2 %
Power frequency	50 or 60 Hz

上記の飲料自動販売機の消費電力量の測定に基づいて、庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽の省エネルギー効果を評価した。蓄熱槽利用前後の運転状態の比較検討のため、庫内ガスクーラの冷媒入口・冷媒出口、本蓄熱槽の冷媒入口・冷媒出口・表面、圧縮機吐出口などに取り付けた熱電対による各部品の温度測定、圧力計による冷凍回路内の圧力測定、電力計（0.5 級）による飲料自動販売機の消費電力測定を実施した。

飲料自動販売機をはじめとするヒートポンプによる冷凍機器・システムの省エネルギー性能は成績係数 COP (Coefficient Of Performance) で評価される⁶⁰⁾。COP は消費電力あたりの加熱能力（冷却能力）を示している。本試作機の COP は実験で測定した消費電力から以下のように算出した。

Fig. 5-10 に飲料自動販売機の試作機の P-h 線図を示す。従来の飲料自動販売機の加熱に利用できる熱量は圧縮機実吐出エンタルピーから庫内ガスクーラ出口エンタルピーの差であるが、圧縮機筐体の暖機などの熱損失により実吐出温度が理論吐出温度に到達する前に圧縮機が停止してしまう。一方、本試作機は加温庫室内に圧縮機を設置しているので、従来は外気に放熱していた機械損失、暖機などを含む圧縮機の全消費電力 P_{comp} に相当する熱エネルギーを加熱庫室内への投入エネルギーとみなせる。さらに、加温庫室内への全投入熱量のうち、圧縮機の消費電力 P_{comp} を除いた残りの熱量は圧縮機吸入エンタルピー h_{suc} から庫内ガスクーラ出口エンタルピー h_{GCout} の差 Δh と冷媒循環量 m_f の積と考えることができる。したがって、加温庫室への投入熱量 Q_{hot} は以下の Eq. (5-3) で定義される。

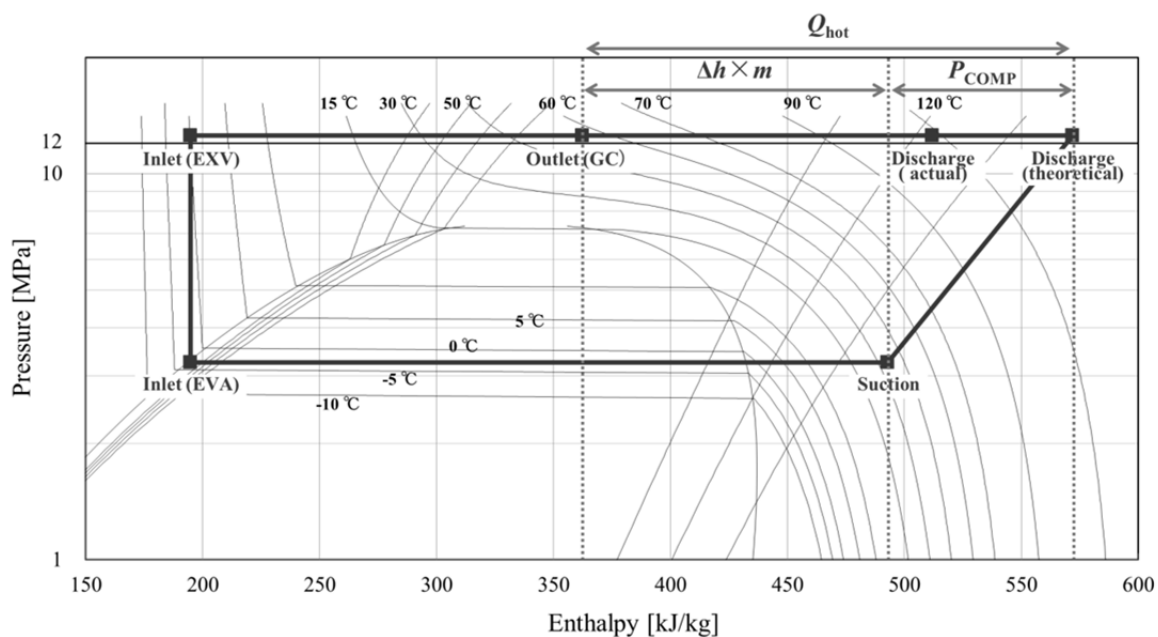
$$Q_{\text{hot}} = P_{\text{comp}} + m_f (h_{\text{suc}} - h_{\text{GCout}}) \quad (5-3)$$

圧縮機消費電力に基づく圧縮機 COP は COP_{comp} として以下の Eq. (5-4) で定義される。

$$COP_{\text{comp}} = \frac{P_{\text{comp}} + m_f \cdot (h_{\text{suc}} - h_{\text{GCout}})}{P_{\text{comp}}} = 1 + \frac{m_f \cdot (h_{\text{suc}} - h_{\text{GCout}})}{P_{\text{comp}}} \quad (5-4)$$

さらに、圧縮機以外の飲料自動販売機の電力消費部品（ファン、電磁弁、インバータ、制御基板など）を含めた総消費電力に基づく総 COP は COP_{tot} として以下の Eq. (5-5) で定義される。

$$COP_{tot} = \frac{P_{tot} + m_f(h_{suc} - h_{GCout})}{P_{tot}} = 1 + \frac{m_f(h_{suc} - h_{GCout})}{P_{tot}} \quad (5-5)$$



※ EVA : Evaporator, EXV : Expansion valve, GC : Gas cooler

Fig. 5-10 Refrigeration cycle of prototype beverage vending machine.

5.4 省エネルギー効果

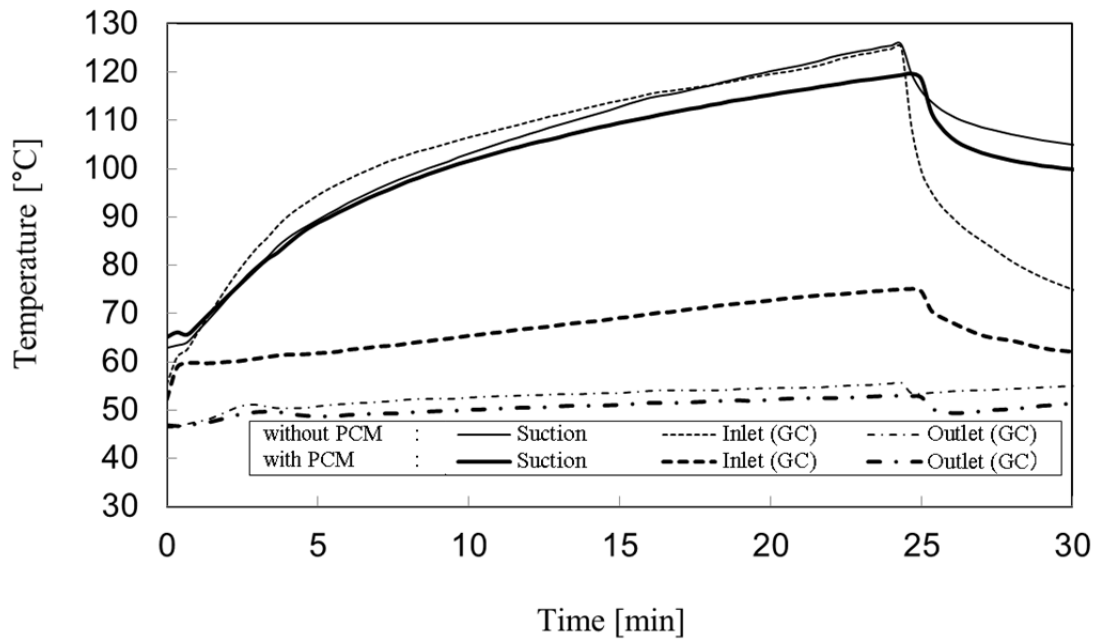
5.4.1 庫室加熱用蓄熱槽

Fig. 5-11 から Fig. 5-13 に庫室加熱用蓄熱槽の有無による飲料自動販売機の運転状態の違いを示す。いずれの比較項目も定常運転におけるヒートポンプ運転中（蓄熱過程）における変化を取り上げた。

Fig. 5-11 に圧縮機吐出口および庫内ガスクーラ出入口における冷媒温度の経時変化を示す。庫室加熱用蓄熱槽が搭載される場合、搭載されない場合に比べて、圧縮機の吐出ガス温度はほぼ同等であるが、庫内ガスクーラの入口温度は最大で約 40 K 低下している。これは冷媒から蓄熱材へ蓄熱が行われているためである。また、庫内ガスクーラの出口温度は最大で約 2 K 低下している。これは庫内ガスクーラに加えて庫室加熱用蓄熱槽でも放熱しているため、庫内ガスクーラの負荷が減少したことを示している。

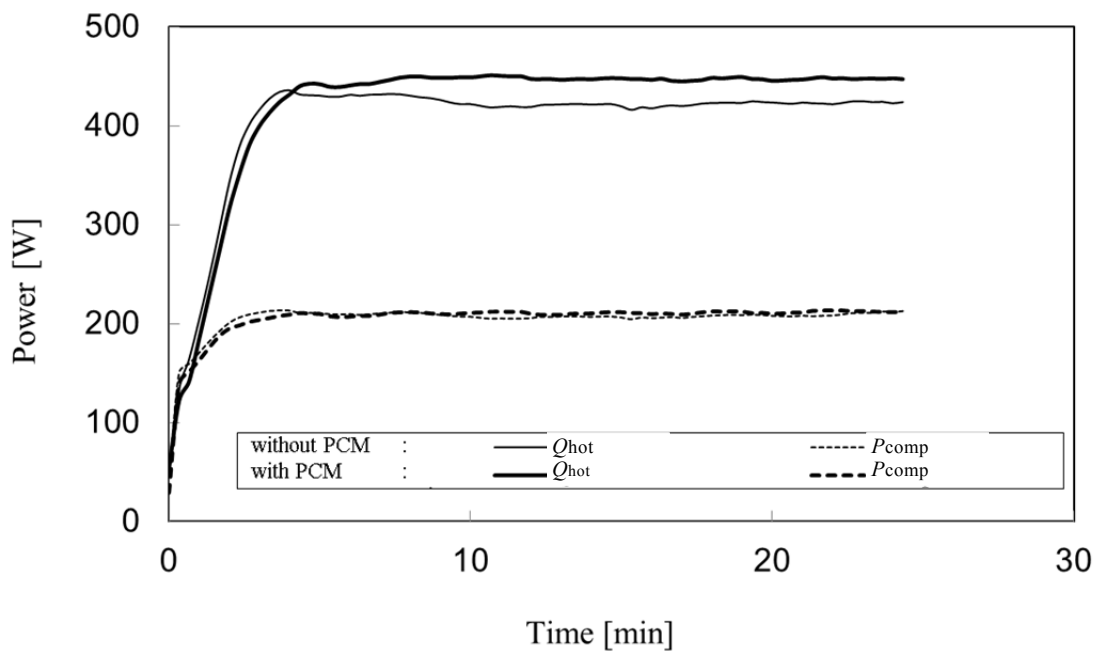
Fig. 5-12 に加温庫室への投入熱量 Q_{hot} と圧縮機の消費電力 P_{comp} の経時変化を示す。加温庫室への投入熱量 Q_{hot} は先述の Eq. (5-3) より求めた。庫室加熱用蓄熱槽が搭載される場合、搭載されない場合に比べて、 P_{comp} はほぼ同等であるが、 Q_{hot} は大きくなった。ヒートポンプによって発生したものの従来は損失していた熱量を加温庫室内で蓄熱できたことで、より多くの熱量を加熱庫室に取り続けられるようになったためである。

Fig. 5-13 に総 COP (COP_{tot}) を示す。庫室加熱用蓄熱槽が搭載される場合の COP_{tot} は、搭載されない場合に比べて、ヒートポンプの起動直後の値は同等だが、ヒートポンプの停止直前の値は増加している。これは先述した庫内ガスクーラ出口温度が低下したことからわかる通り、より大きいエンタルピー差を得られるためである。この庫室加熱用蓄熱槽を搭載した場合の COP の増加から求めた CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の年間消費電力の削減率は、搭載しない場合に対して 1.6 % であり、年間消費電力量を 10 kWh/y 削減することができた。



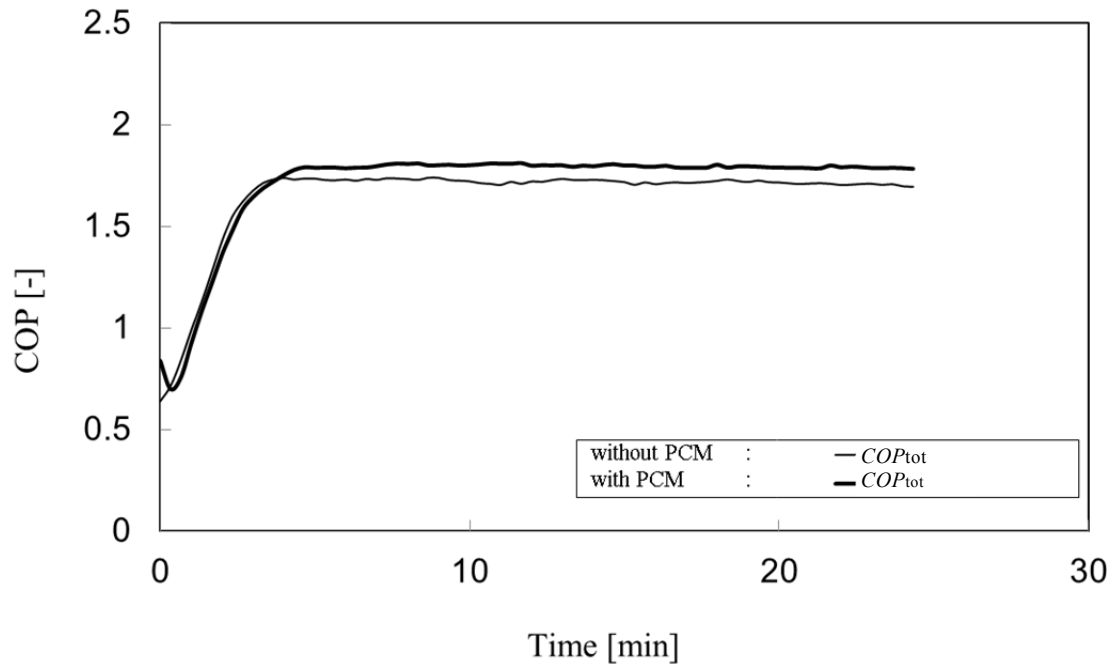
※ GC : Gas Cooler, PCM : Phase Change Material

Fig. 5-11 Effect of thermal storage tank on temperature of CO₂ on compressor and gas cooler.



※ COMPR : Compressor, PCM : Phase Change Material

Fig. 5-12 Effect of thermal storage tank on power of heating room Q_{hot} and compressor P_{comp} .



※ PCM : Phase Change Material

Fig. 5-13 Effect of thermal storage tank on COP.

しかし、この庫室加熱用蓄熱槽による消費電力削減量は第3章2.1節で述べた想定約25 kWh/yに到達しておらず、圧縮機のON時間は本蓄熱槽の搭載前後で変化がなかった。この原因を以下のように考察した。

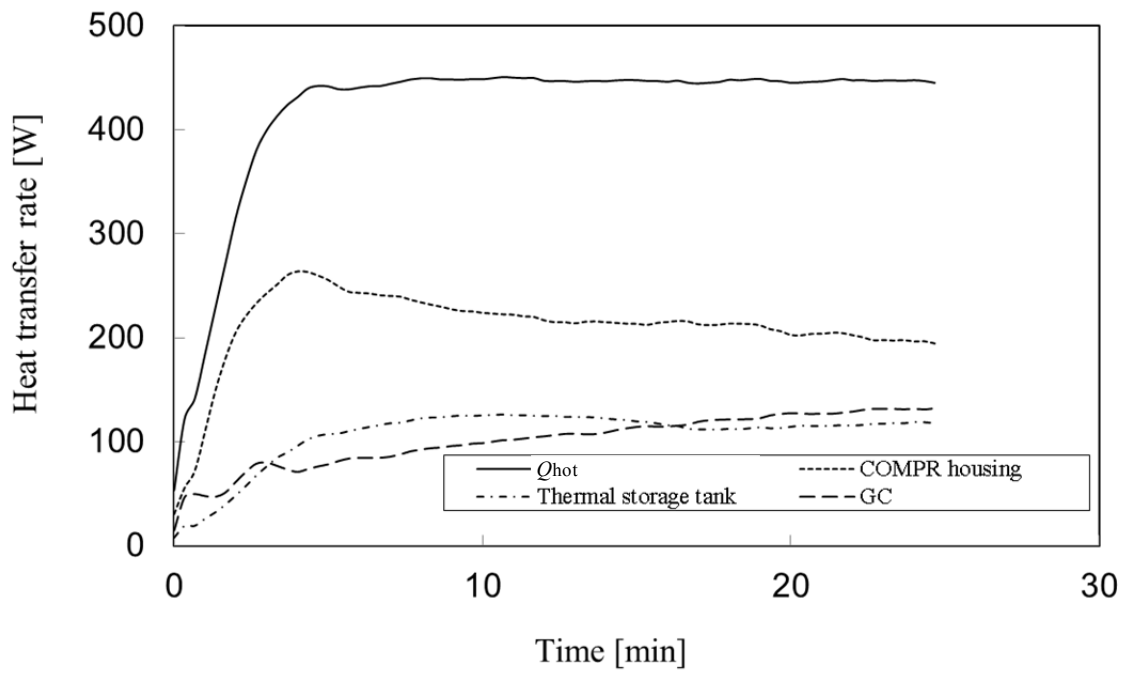
圧縮機の設置場所は、一般的な飲料自動販売機では機械室だが、本試作機ではFig. 5-1のように加温庫室に変更した。稼働時の圧縮機筐体の表面温度は80 °Cから90 °Cに達することから、この圧縮機筐体の熱エネルギーが加温庫室の加熱、蓄熱槽の蓄熱・放熱などに寄与していると考えられる。

そこで、この寄与率を検討した。Fig. 5-14にヒートポンプ運転中の圧縮機筐体、庫室加熱用蓄熱槽、および庫内ガスクーラへの冷媒からの熱移動速度の経時変化を示す。また、Table 5-5にヒートポンプ運転中の圧縮機筐体、庫室加熱用蓄熱槽、および庫内ガスクーラのそれぞれの熱移動量とその内訳（蓄熱量・放熱量）を示す。

これらの熱移動量の内訳の算出には、実験で測定したそれぞれの出入口の冷媒温度に対応するエンタルピーの差 Δh 、冷媒循環量 m 、圧縮機筐体および庫室加熱用蓄熱槽のそれぞれの温度変化 ΔT 、圧縮機筐体および庫室加熱用蓄熱槽の

それぞれの熱容量 C より算出した。Eq. (5-3) から算出した加温庫室への投入熱量 Q_{hot} の内訳は、1/2 が圧縮機からであり、1/4 が蓄熱材、1/4 が庫内ガスクーラとなっている。また、ヒートポンプ運転中に、圧縮機筐体における熱量は 43 % を蓄熱して、57 % を加温庫室の空気に放熱している。庫室加熱用蓄熱槽での熱移動量は顕熱・潜熱を含めて 32 % を蓄熱して、68 % が空気に放熱している。ここで、庫室加熱用蓄熱槽と圧縮機筐体の蓄熱に着目すると、ヒートポンプ停止中に利用できる蓄熱量（空気に放熱できる熱量）の 27 % が庫室加熱用蓄熱槽であり、残りの 73 % が圧縮機である。

以上のことから、本試作機のヒートポンプ運転中（蓄熱過程）において、加温庫室への投入熱量の蓄熱に圧縮機筐体が大きく寄与していることがわかる。したがって、本試作機の圧縮機が常に加温庫室の温度（55 °C）以上にあるため、ヒートポンプ運転中の庫室加熱用蓄熱槽による蓄熱の効果（ON 時間延長に伴う圧縮機の運転効率向上、圧縮機起動ごとの暖機電力ロス削減）の寄与率が想定より小さくなったと考えられる。



※ COMPR : Compressor, GC : Gas Cooler, PCM : Phase Change Material

Fig. 5-14 Heat transfer rate from CO₂ to compressor housing, thermal storage tank and gas cooler in ON process.

Table 5-5 Breakdown of heat quantity for heating room of beverage vending machine in ON process.

Refrigerating circuit parts	Heat quantity [kJ]		
	Total	for heat storing	for heat release
Compressor	316.9	136.6	180.3
Thermal storage tank	159.7	50.8	108.8
Gas cooler	151.8	0	151.8
Total	628.4	187.4	440.9

一方で、ヒートポンプ停止中（放熱過程）の加温庫室の温度低下の抑制という効果は、潜熱蓄熱槽である庫室加熱用蓄熱槽に加えて、圧縮機筐体を顕熱蓄熱槽とみなせることから、より大きくなると考えられる。そこで、庫室加熱用蓄熱槽と併せて圧縮機筐体に蓄えられた熱エネルギーを適切に取り出すため、ヒートポンプ停止中（放熱過程）におけるファンの運転を検討した。

ファンの運転は、一般的な飲料自動販売機ではヒートポンプの運転と同期して制御されているが、本試作機ではヒートポンプ停止中にファンを再起動する（以下、アフターファン運転と呼称する）。このアフターファン運転の目的は、庫室加熱用蓄熱槽および圧縮機筐体に蓄熱した熱エネルギーを加温庫室内の空気の循環によって取り出し、ヒートポンプ停止中の加温庫室の飲料缶の温度低下を抑制することである。アフターファン運転の動作は、従来通り圧縮機と同時にファンを停止して、加温庫室内の空気温度が第一の制御温度以下（アフターファン開始温度）になったときにファンを再起動して、第二の制御温度以下（アフターファン停止温度）になったときにファンを再停止する、というように制御される。

Fig. 5-15 から Fig. 5-22 にヒートポンプ運転中（蓄熱過程）および停止中（放熱過程）における加温庫室の飲料缶温度およびを示す。飲料自動販売機の加温庫室にはコラムという飲料缶を収納する部品が設けられていて、本試作機は奥 6 列横 3 列のコラムを有している。本試作機の前面から背面への奥 6 列を 2 列ずつ前・中・後列として、左から右への 3 列を 1・2・3 列として、前-1 から奥-1 までの飲料缶を検討した。

ヒートポンプ停止中にアフターファン運転を行わない場合（Fig. 5-15 および Fig. 5-16）、すなわち通常の放熱過程の場合、庫室加熱用蓄熱槽および圧縮機筐体に蓄熱した熱エネルギーは加温庫室内の空気の自然対流によって飲料缶と熱交換される。このとき、前-1 の飲料缶平均温度が最も低く、中-1 および後-1 の飲料缶平均温度が高く、飲料缶間の温度差があることがわかる。これは、飲料自動販売機の前面下部にある商品取出口から外部への熱損失が大きく、前面の飲料缶温度が低下しやすいこと、その一方で前面下部は温風の吹出口から近く、飲料缶温度が上昇もしやすいこと、の 2 つの理由から、特にヒートポンプの OFF 時間が長くなるほど、前面の飲料缶が他の飲料缶に比べて低い温度で安定する

ことになるためである。したがって、空気の自然対流では庫室加熱用蓄熱槽および圧縮機筐体に蓄熱した熱エネルギーを、加熱を必要としている飲料缶（例えば前-1）に適切に供給できていないと考えられる。

次に、アフターファン運転を行う場合の飲料缶温度分布を、アフターファン開始温度別に確認した。アフターファン開始温度 53 °C (Fig. 5-17 および Fig. 5-18) の場合、全飲料缶（前-1,中-1,後-1）の温度は同等となっている。アフターファン開始温度 54 °C (Fig. 5-19 および Fig. 5-20) あるいは 55 °C (Fig. 5-21 および Fig. 5-22) の場合、アフターファン開始空気温度が高いほど前-1 の飲料缶温度が高くなる。このとき、前-1 の飲料缶温度はヒートポンプの停止に伴って一旦緩やかに低下した後、急に上昇して再び低下して、ヒートポンプの OFF 時間が延長していることがわかる。したがって、ファンによる空気の強制対流で、庫室加熱用蓄熱槽および圧縮機筐体に蓄熱した熱エネルギーを供給することで、飲料自動販売機の前面下部の飲料缶（例えば前-1）を加熱でき、前面下部の飲料缶平均温度低下の影響を少なくすることができる。

以上のことから、アフターファン運転を行わない通常の放熱過程（ヒートポンプ停止中）において生じる飲料缶温度のばらつきは、アフターファン運転を行うことで 1 °C 弱小さくなる。加熱庫室の飲料缶温度は 53 °C から 57 °C の範囲に収める必要があるが、各飲料缶温度のばらつきが小さくなることで全飲料缶平均温度が低くなり、ヒートポンプの ON 時間を短縮する効果があった。また、庫室加熱用蓄熱槽および圧縮機筐体に蓄熱した熱エネルギーがヒートポンプ停止中に加温庫室に放熱されたことで OFF 時間を延長する効果があった。

Fig. 5-23 に、アフターファン運転による CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の試作機の年間消費電力量を示す。アフターファン開始温度が 53 °C のとき年間消費電力量が最も小さくなり、アフターファン運転をしない場合に対して、2.7%低減された。先述の庫室加熱用蓄熱槽による年間消費電力の削減効果に加えて、アフターファン運転を採用した場合の CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機は、さらに 12 kWh/y を削減することができた。

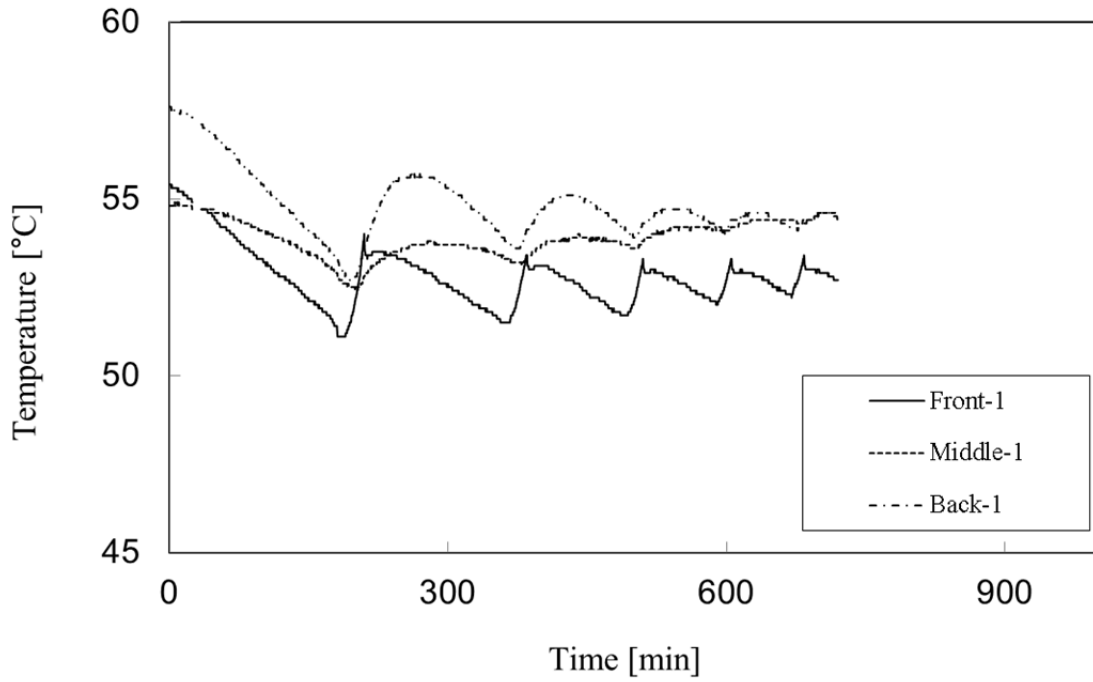


Fig. 5-15 Temperature of beverages in heating room with no fan operated again after compressor stopping.

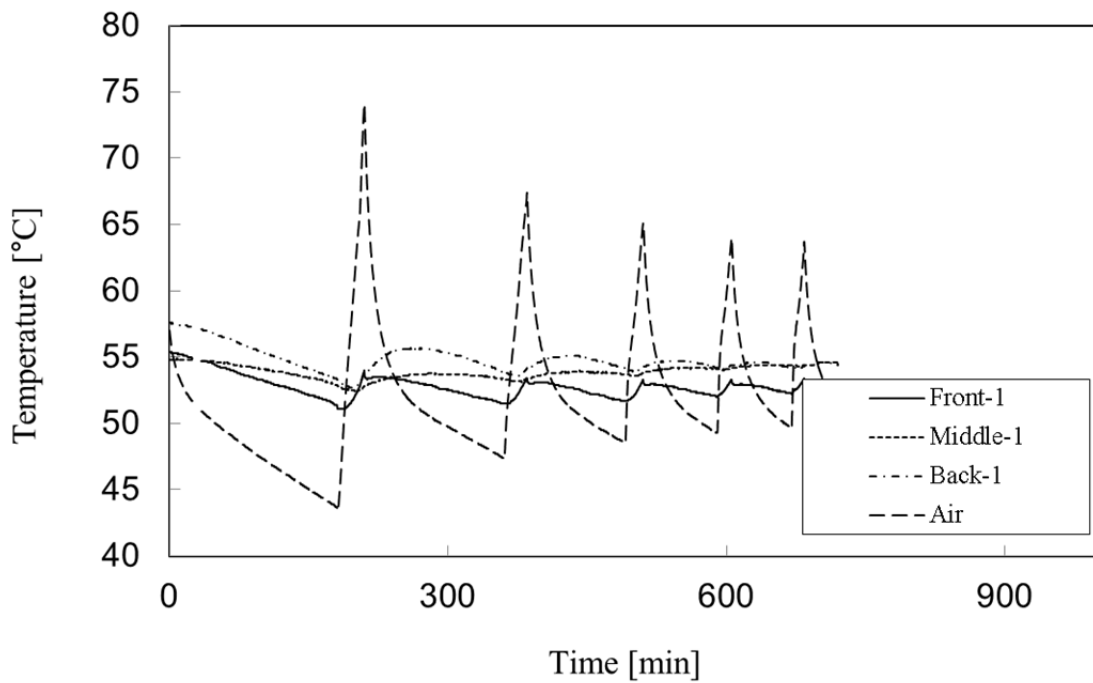


Fig. 5-16 Temperature of beverages and air in heating room with no fan operated again after compressor stopping.

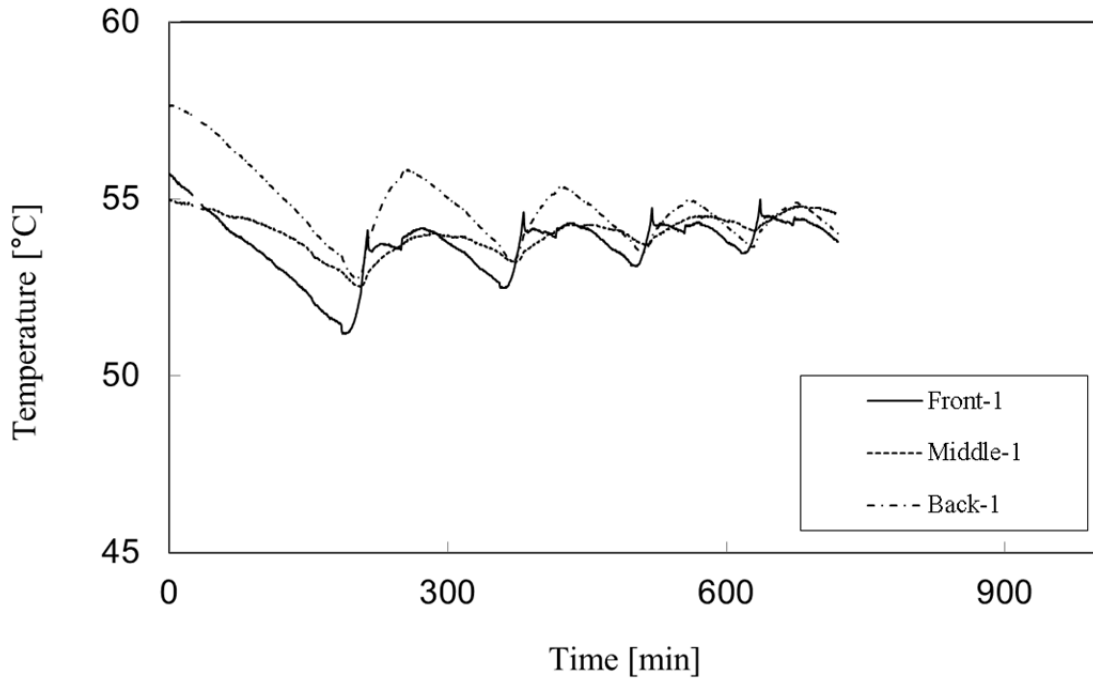


Fig. 5-17 Temperature of beverages in heating room with fan operated again after compressor stopping when hot room reach at 53 °C.

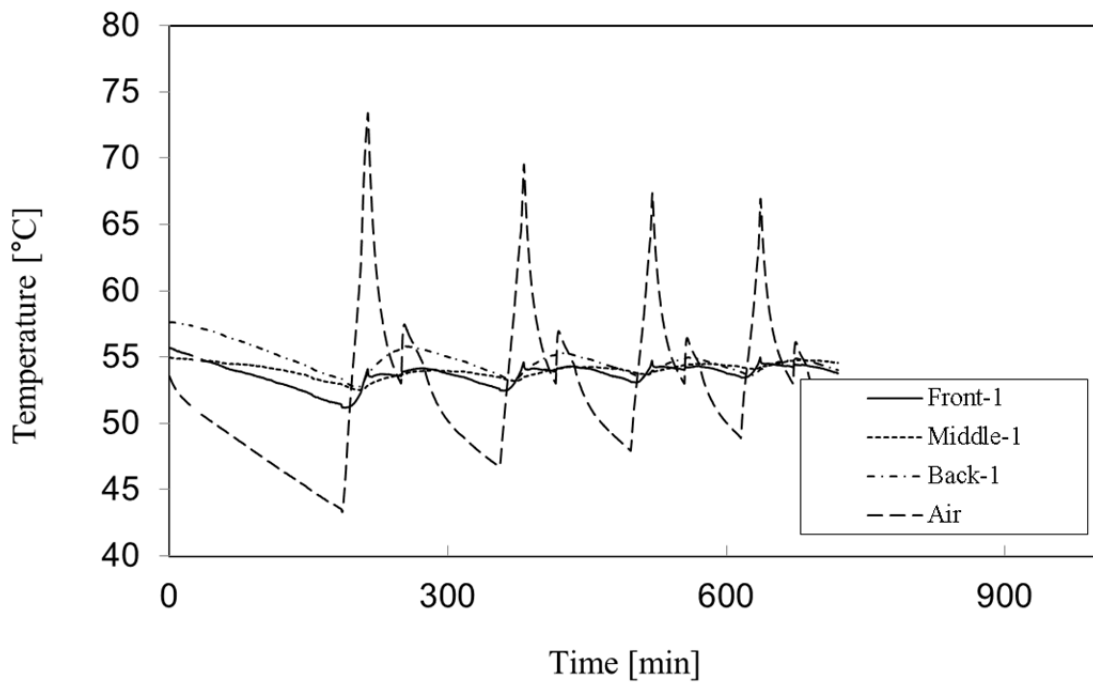


Fig. 5-18 Temperature of beverages and air in heating room with fan operated again after compressor stopping when hot room reach at 53 °C.

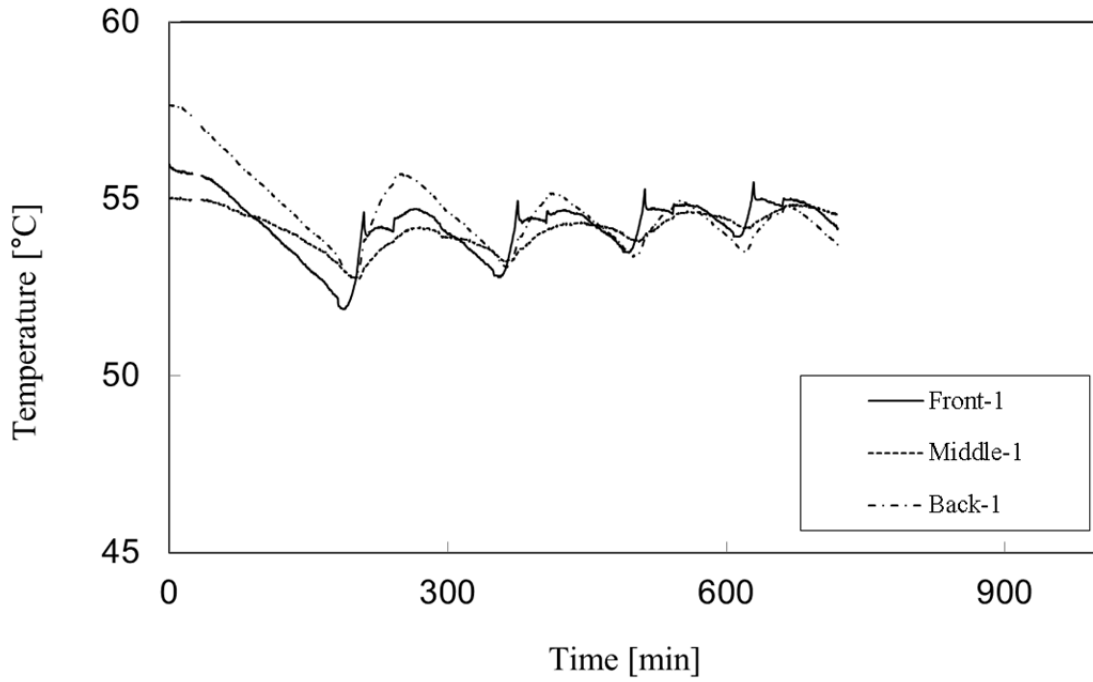


Fig. 5-19 Temperature of beverages in heating room with fan operated again after compressor stopping when hot room reach at 54 °C.

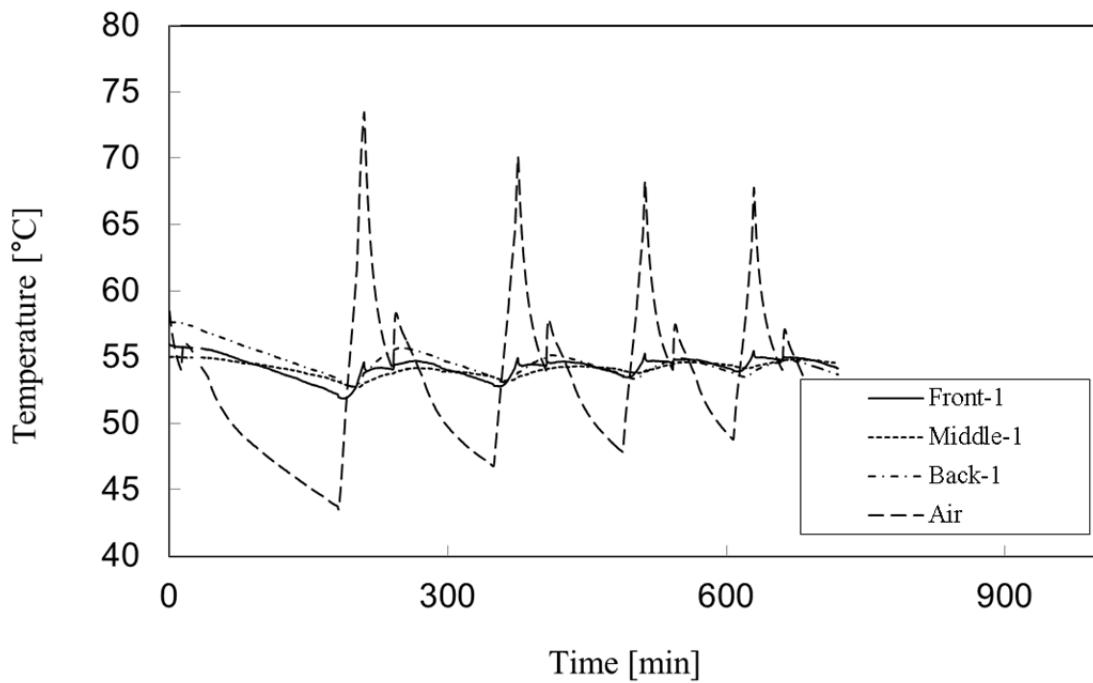


Fig. 5-20 Temperature of beverages and air in heating room with fan operated again after compressor stopping when hot room reach at 54 °C.

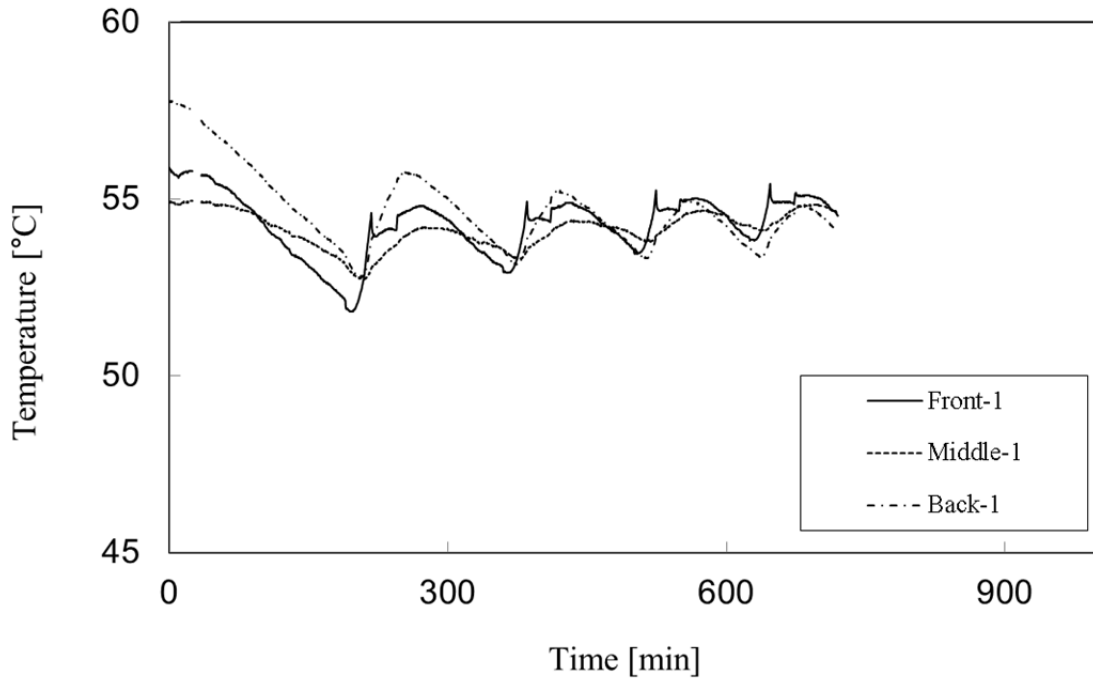


Fig. 5-21 Temperature of beverages in heating room with fan operated again after compressor stopping when hot room reach at 55 °C.

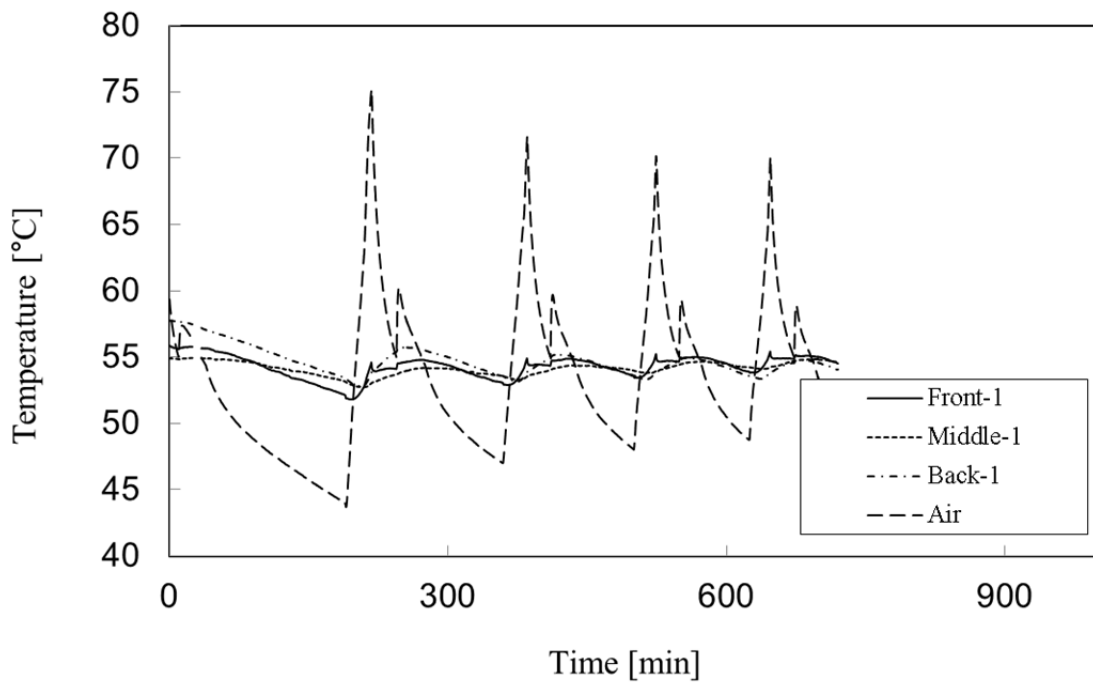
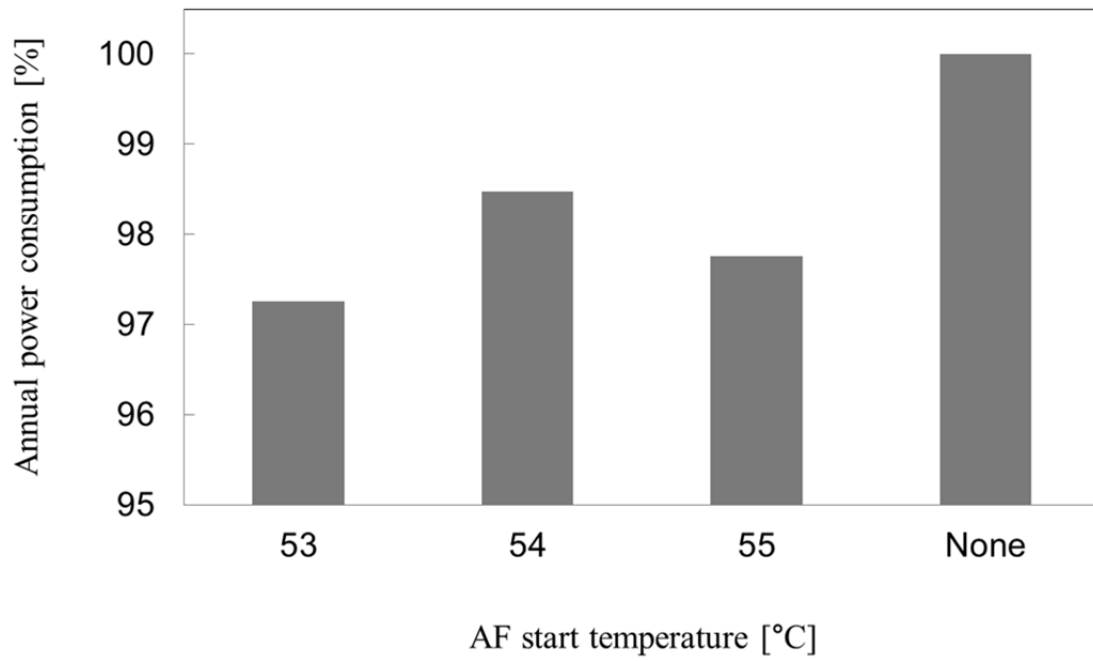


Fig. 5-22 Temperature of beverages and air in heating room with fan operated again after compressor stopping when hot room reach at 55 °C.



※ AF : Re-operation of fan after compressor stopping

Fig. 5-23 Annual power consumption of prototype beverage vending machine.

5. 4. 2 冷媒蒸発用蓄熱槽

Fig. 5-24 および Fig. 5-25 に冷媒蒸発用蓄熱槽を蓄熱過程 (Fig. 5-8 (a)) から放熱過程 (Fig. 5-8 (b)) へ切り替えたときの運転状態を示す。

Fig. 5-24 に冷媒蒸発用蓄熱槽の冷媒出入口温度、蓄熱材温度および冷媒蒸発温度の経時変化を示す。また、Fig. 5-25 に高圧側および低圧側回路の冷媒圧力の経時変化を示す。蓄熱過程では、庫内ガスクーラから流出した後の冷媒が約 45 °C で蓄熱槽に流入して、蓄熱材と熱交換された冷媒が約 25 °C で蓄熱槽から流出してくる。蓄熱材温度は約 26 °C で一定の状態を経て上昇しており、冷媒によって加熱されたパラフィンワックスが固相から液相に相変化していることがわかる。このとき、加温庫室の加熱と冷却庫室の冷却が並行しているため、低圧回路側の冷媒蒸発温度は約 -5 °C、冷媒圧力は約 3 MPaG である。その後、冷却庫室の飲料缶温度が制御下限値まで冷却されると、放熱過程に切り替わり、冷媒の吸熱源は冷却庫室から蓄熱槽になる。放熱過程では、冷媒蒸発温度は -5 °C から 15 °C まで上昇し、低圧回路側の冷媒圧力は約 3 MPaG から約 5 MPaG に上昇していることから、圧縮比が低下していることがわかる。このときも、蓄熱材温度は約 26 °C で一定の状態を経て低下しており、液相から固相への相変化熱が冷媒の吸熱源となっていることがわかる。なお、圧縮機停止の直前に蓄熱材温度が大きく低下しているが、温度測定点においてパラフィンワックスが完全に液相から固相に相変化して、蓄熱した熱エネルギーが完全に放熱されたことを示している。

以上のように、冷媒蒸発用蓄熱槽を搭載した冷凍回路の蓄熱過程および放熱過程の切り替えによって、低圧回路側の冷媒圧力が約 5 MPaG まで上昇して、蒸発温度が約 15 °C まで上昇することが確認された。しかし、この低圧回路側の冷媒圧力は第 3 章 2. 2 節で述べた想定約 6 MPaG 以上に到達しなかった。

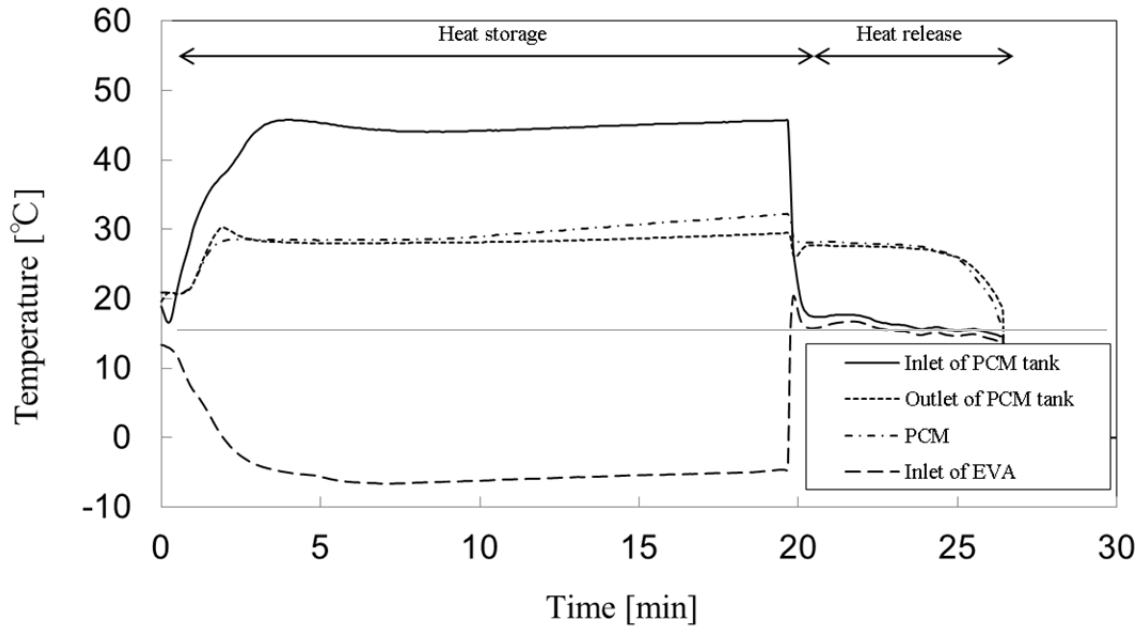


Fig. 5-24 Time variation of temperature of CO₂ and PCM in thermal storage tank.

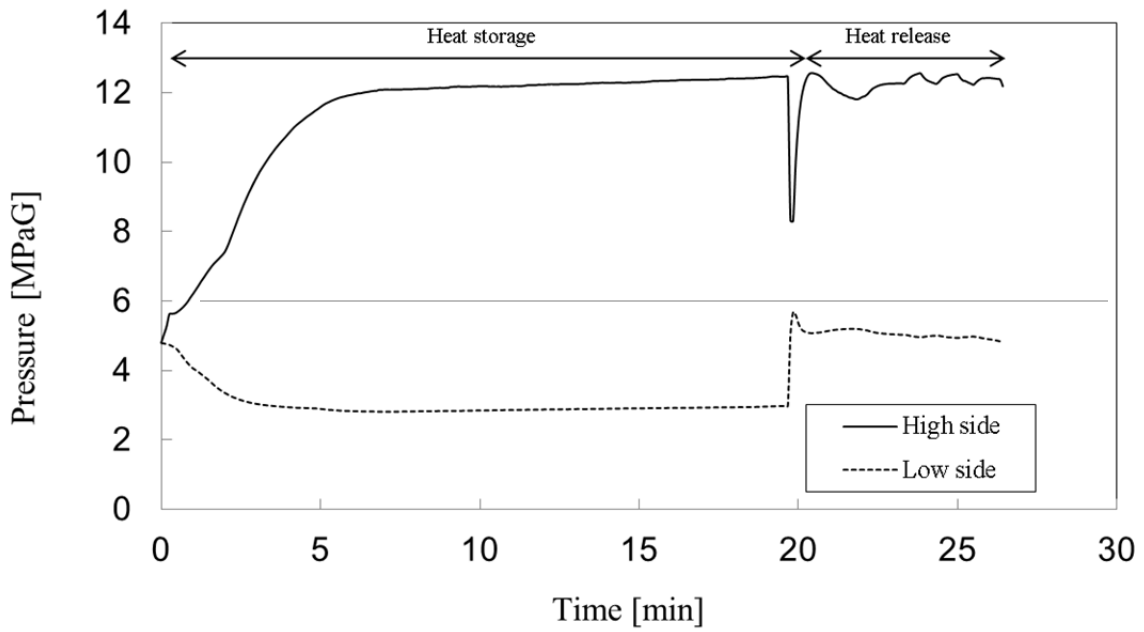


Fig. 5-25 Time variation of pressure of CO₂ of high side and low side refrigerating circuit.

そこで、低圧回路側の冷媒圧力が上昇しない原因を以下のように考察した。Fig. 5-8(a) の蓄熱過程から Fig. 5-8(b) の放熱過程に冷凍回路が切り替わる際には、三方弁 1 が ON して、電子膨張弁 1 が絞られることで電子膨張弁 1 より先の回路が低圧側となる。冷凍回路の切り替え直後、三方弁 1 から圧縮機低圧側（吸入口）までの間の回路では、切り替え直前まで流入していた低圧冷媒（約 3 MPaG）が残存しているが、絶対的な冷媒量は少ない。一方、電子膨張弁 1 から三方弁 1 までの間の回路では、高圧冷媒（約 12.5 MPaG）が膨張・蒸発を開始することで低圧になり、平均密度が小さくなり、冷凍サイクルの維持のためにこの回路間に必要な冷媒量は少なく済むようになる。すると、この電子膨張弁 1 から三方弁 1 までの間の回路では不要になった冷媒は三方弁 1 から圧縮機低圧側（吸入口）までの回路に流入し、低圧回路側全体としての冷媒圧力が形成される。すなわち、三方弁 1 から圧縮機低圧側（吸入口）までの回路内容積と電子膨張弁 1 から三方弁 1 までの回路内容積の比率により、放熱過程における低圧回路側の冷媒圧力が決定する。電子膨張弁 1 から三方弁 1 までの間の高圧から低圧に切り替わる回路内容積が大きいと、もしくは三方弁 1 から圧縮機低圧側（吸入口）までの間の回路内容積が小さいと、低圧回路側の冷媒圧力の上昇幅が大きくなる。その関係が逆の場合には、低圧回路側の冷媒圧力の上昇幅が小さくなる。したがって、放熱過程において、低圧回路側の冷媒圧力が上昇しない原因は、電子膨張弁 1 から三方弁 1 までの間の回路の冷媒不足であると考えられる。

そこで、電子膨張弁 1 から三方弁 1 までの間の回路上に冷媒タンクを設置して回路内容積を大きくし、冷凍回路が蓄熱過程から放熱過程に切り替わる際に高圧側から低圧側に流入する冷媒量を増やすことにより、低圧回路側の冷媒圧力をさらに上昇させることを考案した。Table 5-6 に冷媒タンクの仕様を示す。Table 5-7 に電子膨張弁 1 から三方弁 1 までの間の冷凍回路主要部品の回路内容積の比較を示す。この冷媒圧力が高圧から低圧に切り替わる範囲の回路内容積は冷媒タンクの設置によって約 3.3 倍になっている。参考として Table 5-8 に CO₂ 冷媒の圧力および密度を示す。

Table 5-6 Specification of refrigerant tank.

Material	Diameter	Thickness	Length
Copper tube	Φ9.52 [mm]	t0.8 [mm]	2000 [mm]

Table 5-7 Internal volume of refrigerating circuit main parts between EXV1 and 3 way valve1.

Refrigerating circuit (EXV1 to 3 way valve1)	Internal volume [L]	
	without Refrigerant tank	with Refrigerant tank
Thermal storage tank	36.6×10^{-3}	36.6×10^{-3}
Refrigerant tank	0	98.8×10^{-3}
Total	36.6×10^{-3}	145.4×10^{-3}

※ COMPR : Compressor, EXV1 : Expansion valve 1

Table 5-8 Pressure and density of CO₂.

Pressure [MPa]	Density [kg/m ³]	State
12.5	613.03	50 °C
5	159.77	Saturated gas
6	208.67	Saturated gas

Fig. 5-26 に冷媒タンクの有無による高圧側および低圧側回路の冷媒圧力の違いを示す。冷媒タンクの設置ありの場合、なしの場合に比べて、蓄熱過程における冷媒圧力はほぼ同様だが、放熱過程に切り替えた後の低圧回路側の冷媒圧力の上昇幅が大きくなり、その圧力が約 6 MPaG まで上昇していることがわかる。

また、Fig. 5-27 に冷媒タンクの有無による冷媒蒸発温度および冷媒蒸発用蓄熱槽の蓄熱材温度の違いを示す。冷媒タンクの設置ありの場合、なしの場合に比べて、冷媒蒸発温度が約 15 °C から約 23 °C まで上昇している。ここで、蓄熱槽は変更しておらず、蓄熱材温度は冷媒タンクの有無によって大きな変化はないにもかかわらず、冷媒蒸発温度の上昇が確認された。したがって、伝熱速度が十分な場合には、冷媒蒸発温度は伝熱速度によらず、冷媒量によって決まることがわかる。

以上のように、冷媒蒸発用蓄熱槽を搭載した冷凍回路において、蓄熱過程から放熱過程への切り替えによって高圧回路から低圧回路になる範囲（電子膨張弁から圧縮機吸入口の間）に対して、冷媒タンクを用いることによって、低圧側の冷媒圧力がさらに上昇することを確認できた。

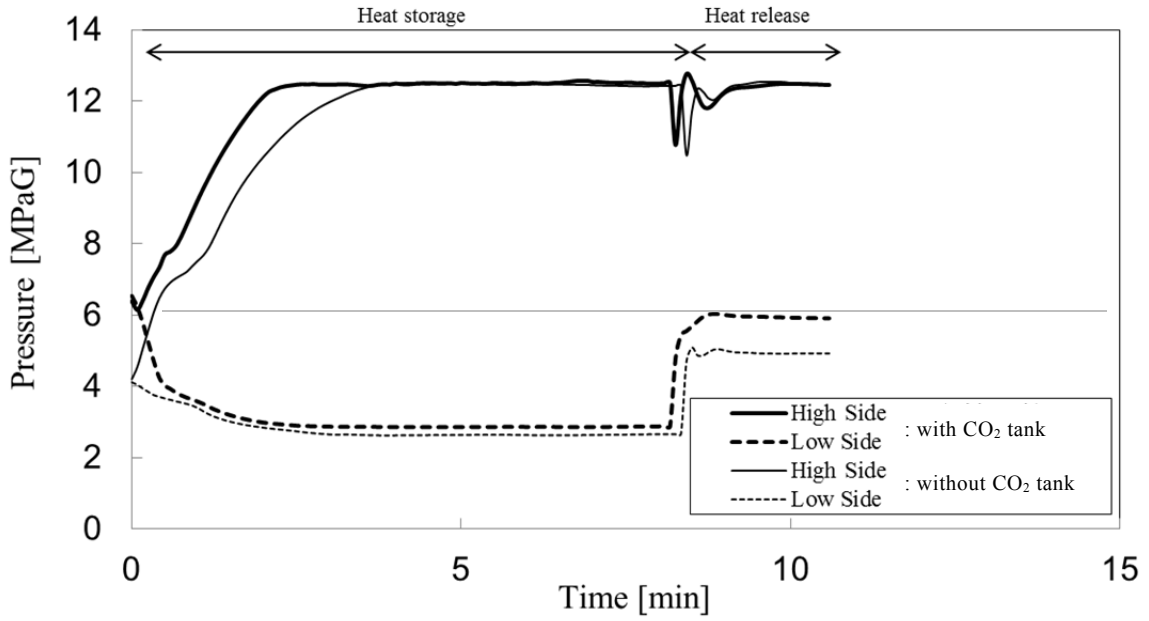


Fig. 5-26 Effect of refrigerant tank on pressure of CO₂ of high side and low side refrigerating circuit.

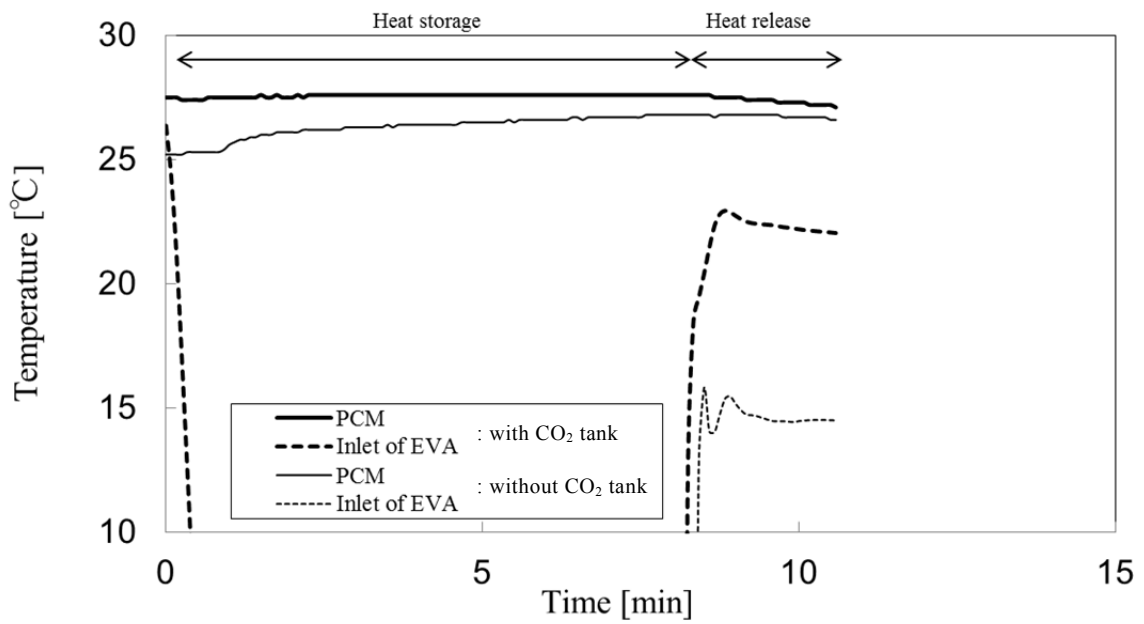


Fig. 5-27 Effect of refrigerant tank on temperature of CO₂ and PCM in thermal storage tank.

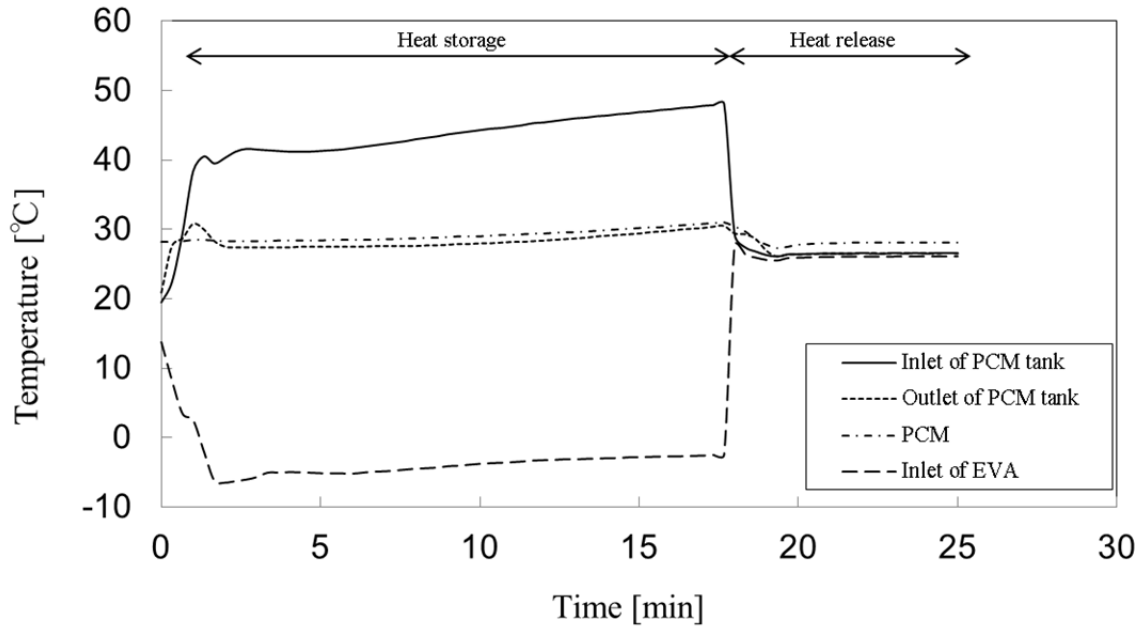
Fig. 5-28 から Fig. 5-29 に冷媒タンクありの冷凍回路において冷媒蒸発用蓄熱槽を蓄熱過程から放熱過程へ切り替えたときの運転状態を示す。

Fig. 5-28(a) に冷媒蒸発用蓄熱槽の冷媒出入口温度、蓄熱材温度および冷媒蒸発温度の経時変化を示す。蓄熱過程において、冷媒蒸発用蓄熱槽の入口温度が 40 °C 以上であるのに対して冷媒蒸発用蓄熱槽の出口温度が約 26 °C であり、冷媒蒸発用蓄熱槽において冷媒から蓄熱材に熱交換されていることがわかる。冷凍回路の切り替え後、放熱過程において、冷媒蒸発用蓄熱槽の入口温度および出口温度はいずれも約 25 °C で一定となる。また、蓄熱材温度はパラフィンワックスの相変化温度である 26 °C で一定となり、蓄熱材の相変化熱が冷媒の吸熱源となっていることがわかる。

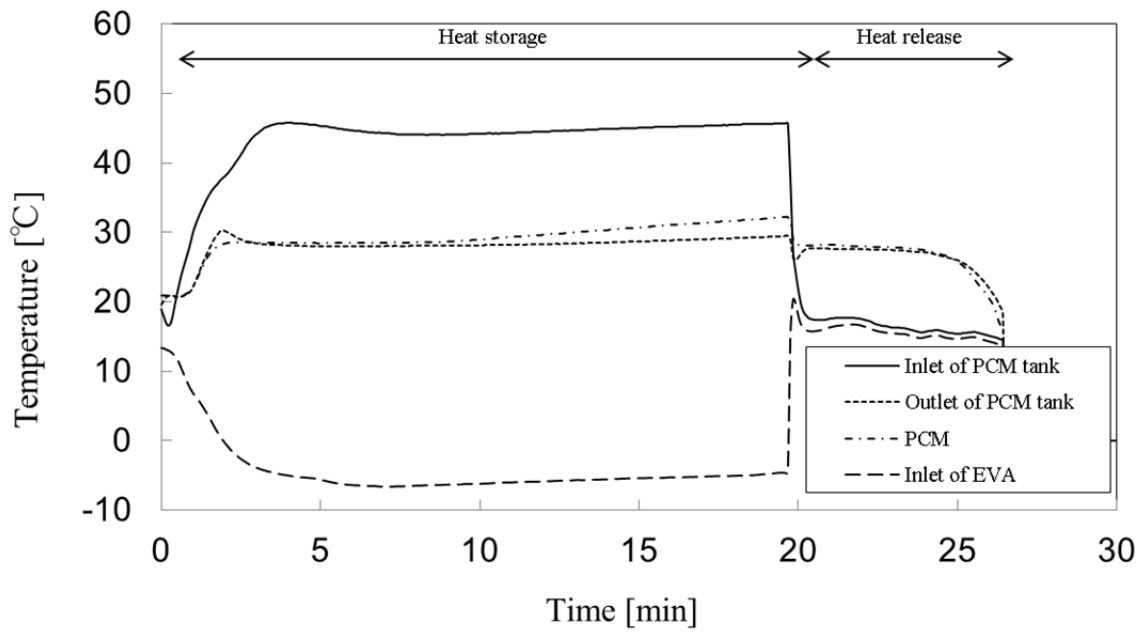
また、Fig. 5-29(a) に高圧側および低圧側回路の冷媒圧力の経時変化を示す。低圧回路側の冷媒圧力は、蓄熱過程では約 3 MPaG であったのに対して、放熱過程では約 6.5 MPaG まで上昇していることがわかる。冷媒タンクの設置によって、冷媒蒸発用蓄熱槽にとってより適切な冷凍回路の運転条件となったことで、当初想定した低圧回路側圧力となることが確認された。

さらに、Fig. 5-30 に総 COP (COP_{tot}) の経時変化を示す。 COP_{tot} は蓄熱過程では約 1.45 であったのに対して、放熱過程では 2 以上に上昇していることがわかる。これは、冷凍回路の低圧側の冷媒圧力が上昇して、高圧側の冷媒圧力との差が小さくなり、圧縮比が低下して、圧縮機の動力のための電力が低減されたことに起因する。冷媒蒸発用蓄熱槽が冷媒の吸熱源となることで COP が上昇することが確認された。

この冷媒蒸発用蓄熱槽を搭載した場合の COP の増加から求めた CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の年間消費電力の削減率は、搭載しない場合に対して、5.9 % であり、年間消費電力量を 37 kWh/y 削減することができた⁶¹⁾。

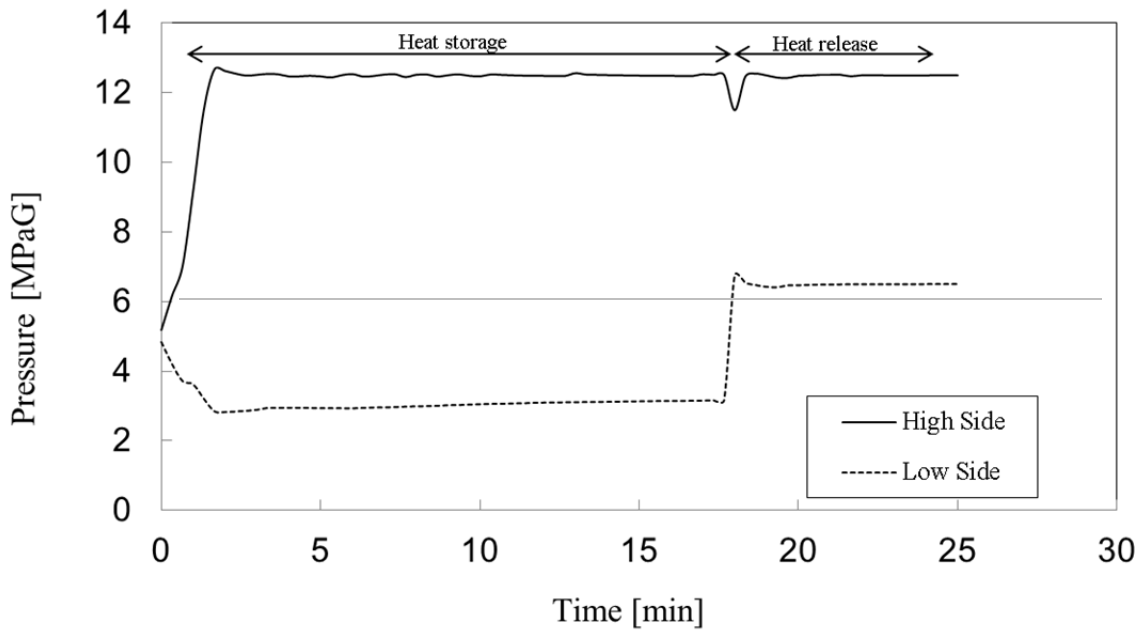


(a) with refrigerant tank

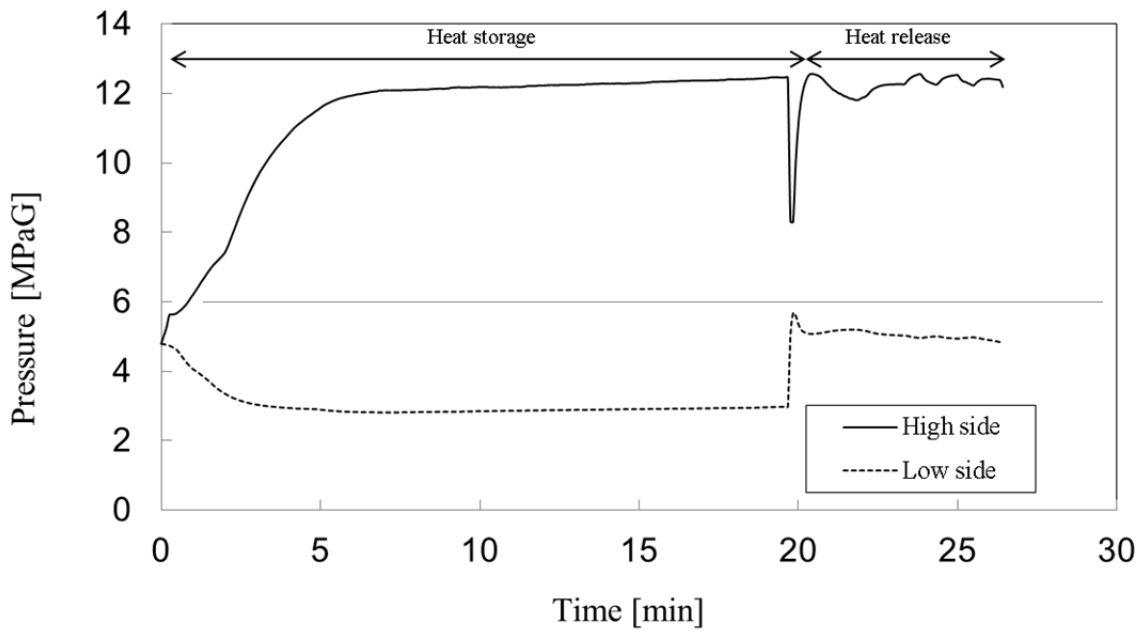


(b) without refrigerant tank

Fig. 5-28 Effect of thermal storage tank on temperature of CO₂ and PCM.



(a) with refrigerant tank



(b) without refrigerant tank

Fig. 5-29 Effect of thermal storage tank on pressure of CO₂ of high side and low side refrigerating circuit.

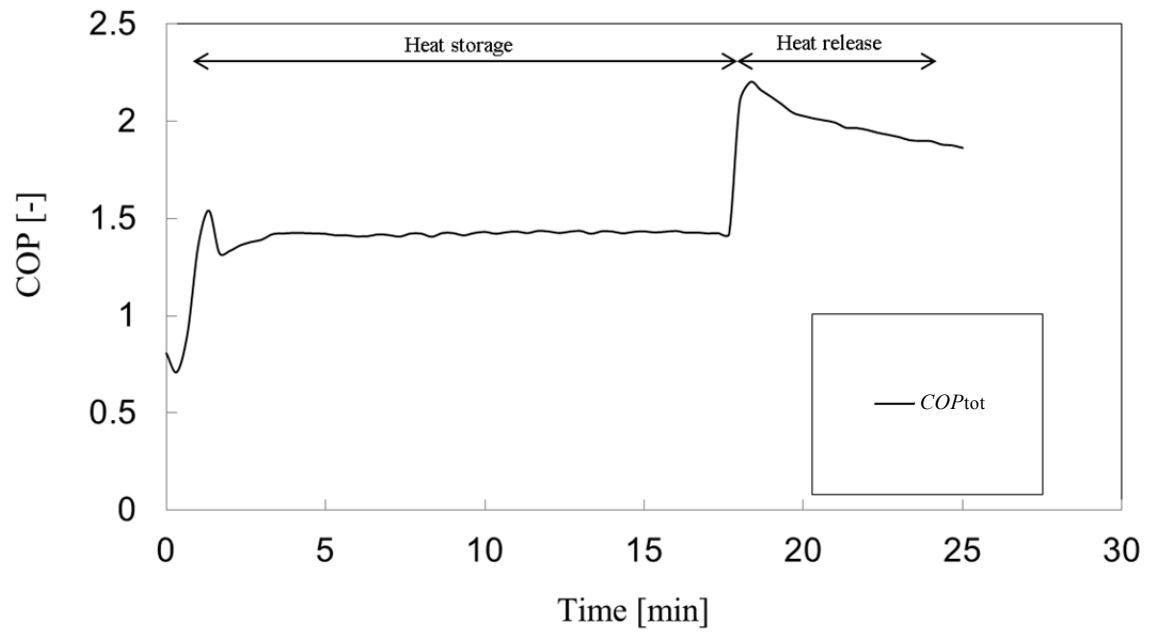


Fig. 5-30 Effect of thermal storage tank on COP_{tot} .

5.5 結言

本章では CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機に 2 種類の潜熱蓄熱槽を搭載した場合の省エネルギー効果を実験的に評価した。

まず、庫室加熱用蓄熱槽の有無による飲料自動販売機の運転状態の違いをを検討した結果、以下の知見を得た。

- 1) 庫室加熱用蓄熱槽が搭載される場合、搭載されない場合に比べて、圧縮機の吐出ガス温度はほぼ同等であるが、庫内ガスクーラの入口および出口温度は低下して、庫内ガスクーラの負荷が減少した。
- 2) 庫室加熱用蓄熱槽が搭載される場合、搭載されない場合に比べて、圧縮機の消費電力はほぼ同等であるが、加温庫室への投入熱量が大きくなった。ヒートポンプによって発生したものの従来は損失していた熱量を加温庫室内で蓄熱できたことで、より多くの熱量を加熱庫室に取り続けられるようになったためである。
- 3) 庫室加熱用蓄熱槽が搭載される場合の COP_{tot} は、搭載されない場合に比べて、ヒートポンプの起動直後の値は同等だが、ヒートポンプの停止直前の値は増加している。この COP の増加から求めた CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の年間消費電力の削減率は 1.6 % であり、年間消費電力量を 10 kWh/y 削減することができた。
- 4) 庫室加熱用蓄熱槽による加温庫室の加熱をより効果的に機能させることを目的に、ヒートポンプ停止中にファンを再起動するアフターファン運転を採用した。アフターファン開始温度が 53 °C のとき年間消費電力量が最も小さくなり、アフターファン運転をしない場合に対して、2.7 % 低減された。先述の庫室加熱用蓄熱槽の年間消費電力の削減効果に加えて、アフターファン運転を採用した場合の CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機は、さらに 12 kWh/y を削減することができた。

次に、冷媒蒸発用蓄熱槽の有無による飲料自動販売機の運転状態の違いを検討した結果、以下の知見を得た。

- 5) 冷媒蒸発用蓄熱槽の蓄熱過程では、庫内ガスクーラから流出した後の冷媒が蓄熱槽に流入して、蓄熱材と熱交換された冷媒が約 25 °C で蓄熱槽から流出してくる。蓄熱材温度は約 26 °C で一定の状態を経て上昇しており、冷媒によって加熱されたパラフィンワックスが固相から液相に相変化している。
- 6) 冷媒蒸発用蓄熱槽の放熱過程では、冷媒蒸発温度は -5 °C から 15 °C まで上昇し、低圧回路側の冷媒圧力は約 3 MPaG から約 5 MPaG に上昇して、圧縮比が低下した。
- 7) 冷媒蒸発用蓄熱槽による CO₂ 冷媒の加熱をより効果的に機能させることを目的に、冷凍回路上の高圧回路から低圧回路になる範囲（電子膨張弁から圧縮機吸入口の間）に冷媒タンクを採用した。冷媒蒸発用蓄熱槽にとってより適切な冷凍回路の運転条件となったことで、当初想定した低圧回路側圧力（約 6.5 MPaG）となることが確認された。
- 8) 冷媒蒸発用蓄熱槽が搭載される場合の COP_{tot} は蓄熱過程では約 1.45 であったのに対して、放熱過程では 2 以上に上昇した。冷媒蒸発用蓄熱槽が冷媒の吸熱源となることで COP が上昇することが確認された。この COP の増加から求めた CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の年間消費電力の削減率は 5.9 % であり、年間消費電力量を 37 kWh/y 削減することができた。

第 6 章 総括

CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の省電力化のために、本研究では 2 種類の蓄熱材利用方法を考案・検討した。それらを実現可能にする潜熱蓄熱槽の開発研究から以下の知見を得た。

第 1 章では、飲料自動販売機をはじめとするヒートポンプシステムが置かれている状況とヒートポンプの高効率化・省エネルギー化の重要性を述べた。熱エネルギーの最適利用を可能にする蓄熱技術に着目して、CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機に向けた 2 種類の蓄熱材利用方法を提案した。まず、第一の蓄熱槽（庫室加熱用蓄熱槽）をヒートポンプ停止時の加温庫室における空気・飲料缶の加熱に用いることで、ヒートポンプの圧縮機の電源 ON-OFF 頻度の低減を目指した。次に、第二の蓄熱槽（冷媒蒸発用蓄熱槽）をヒートポンプサイクル上における圧縮前の CO₂ 冷媒の加熱・蒸発に用いることで、ヒートポンプサイクルの未利用熱利用による消費電力削減を目指した。また、各種システムへの蓄熱材の応用に関する既往の研究を紹介した。

第 2 章では、数値熱流体解析（CFD）による蓄熱槽の設計にあたり、蓄熱槽内の伝熱管近傍の蓄熱材を模擬した二重円管モデルでの基礎実験・解析から、蓄熱材内の温度応答を検討した。基礎実験の結果、蓄熱は二重管の径方向と熱媒体の流通方向に進行して、二重管の外径が大きくなるほど蓄熱時間が長くなった。また、基礎実験に基づき作成した CFD の解析結果は実験結果と概ね良好に整合しており、CFD による蓄熱槽の形状検討を可能にした。

第 3 章では、2 種類の蓄熱槽の要求仕様および理論効果を検討した。CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の設置・利用環境下において、庫室加熱用蓄熱槽は CO₂ 冷媒の 80～110 °C の間の余剰熱に対して、蓄熱温度 70 °C、理論蓄熱量 40.1 kJ を要する。また、冷媒蒸発用蓄熱槽は CO₂ 冷媒の 60 °C 以下の未利用熱に対して、蓄熱温度 26 °C、理論蓄熱量 46.5 kJ を要する。各蓄熱槽による CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の年間消費電力の削減量は、庫室加熱蓄熱槽 25 kWh/y、冷媒蒸発用蓄熱槽 52 kWh/y と見積られた。さらに、第 2 章で述べた蓄熱槽の CFD による形状検討の結果、庫室加熱用蓄熱槽の形状は蓄熱材充填層の長さ 2000 mm／蓄熱材充填層の厚さ 3 mm、冷媒蒸発用蓄熱槽の形状は蓄熱材充填層

の長さ 4200 mm / 蓄熱材充填層の厚さ 3 mm が最適であることがわかった。

第 4 章では、庫室加熱用蓄熱槽および冷媒蒸発用蓄熱槽の蓄放熱を数値的に検討した。庫室加熱用蓄熱槽の蓄熱過程では、蓄熱槽内の熱伝導促進によって、蓄熱時間の短縮に寄与できるだけでなく、蓄熱時の熱損失の影響を緩和できることもわかった。放熱過程では、蓄熱槽からの放熱により加温庫室の空気温度が制御下限値に達するまでの時間を延長できることがわかった。また、空気側の熱伝達の促進が放熱時間および放熱量の増加に寄与することを示し、その場合には蓄熱材の熱伝導率増加がより効果的であることを示した。ヒートポンプ停止中の加温庫室の温度低下は、蓄熱槽がない場合と比較して、本解析条件では最大で約 2 倍抑制できる。また、冷媒蒸発用蓄熱槽の蓄放熱予測では、最適な CO₂ 冷媒の加熱・蒸発のために、蓄熱槽の寸法、冷媒温度などの影響を検討して、蓄熱槽における各パラメータの寄与度を考慮した最適化の指針を示した。任意の冷媒温度 T_f に着目した場合、蓄熱槽外径 D_2 の増加により放熱率 0.8 に達する時間 t_{80} も増加する。実用面を考慮して、飲料自動販売機の運転サイクルと同期するために、放熱時間 800 s 以内で放熱率 0.8 を達成すると考えた場合、本解析条件では、外径 16 mm よりも小さくする必要がある。また、特定の D_2 に着目した場合、冷媒温度 T_f の上昇により t_{80} も増加する。放熱率 0.8 に達する時間を考慮した冷媒温度設定が重要である。

第 5 章では上記の検討から得られた指針の基に設計・作製した 2 種類の潜熱蓄熱槽を CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機に搭載した場合の省エネルギー効果を実験的に評価した。各蓄熱槽の有無による飲料自動販売機の運転状態の違いを検討した結果、庫室加熱用蓄熱槽あるいは冷媒蒸発用蓄熱槽が搭載される場合の COP_{tot} はいずれも増加した。さらに各蓄熱槽をより効果的に機能させることを目的に、アフターファン運転と冷媒タンクを採用した。最終的に、CO₂ ヒートポンプ飲料自動販売機の年間消費電力量は、庫室加熱用蓄熱槽により 1.6 % (10 kWh/y)、冷媒蒸発用蓄熱槽により 5.9 % (37 kWh/y) を削減することができた。

Appendix A CO₂ の物性値

CO₂ (12 MPaG) の熱伝導率, 密度, 比熱および粘度は, Fig. A-1 から Fig. A-4 に示すように温度の関数として多項式近似した.

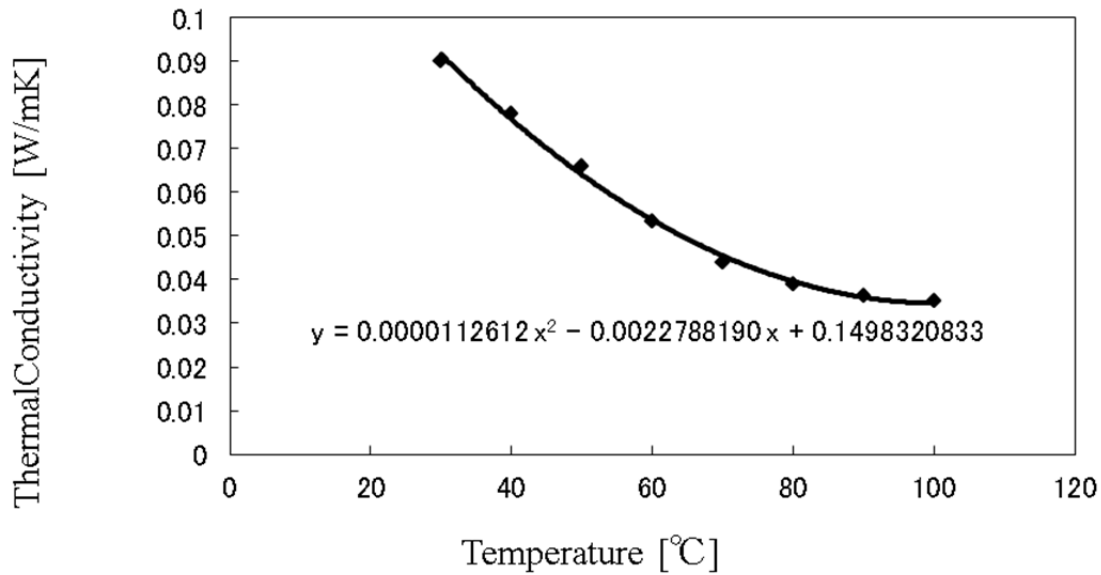


Fig. A-1 Fitting of thermal conductivity of CO₂ at 12 MPaG.

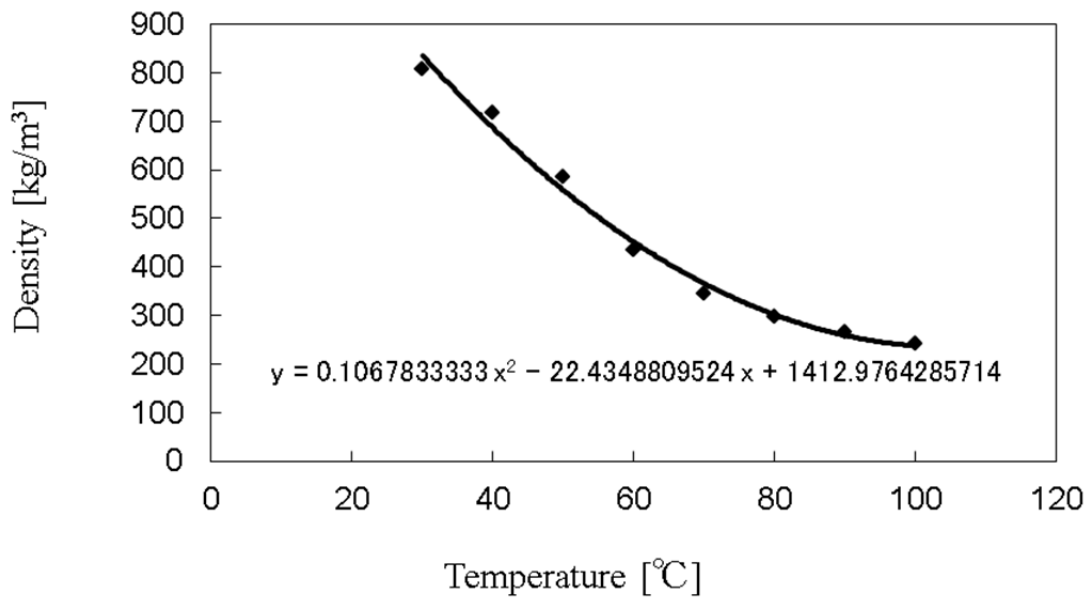
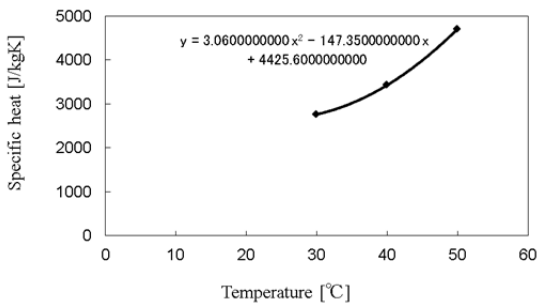
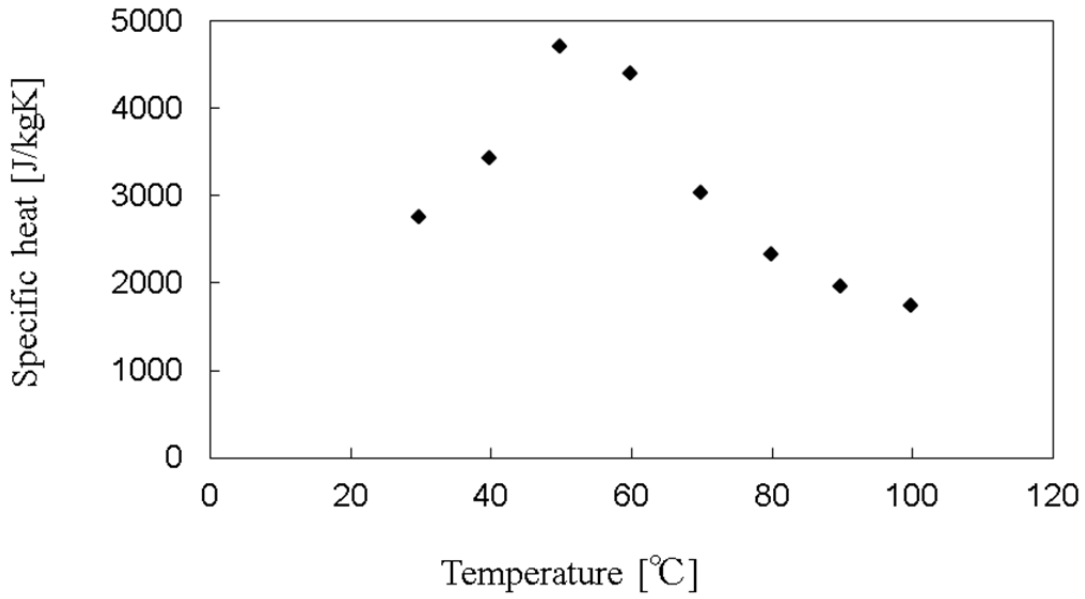
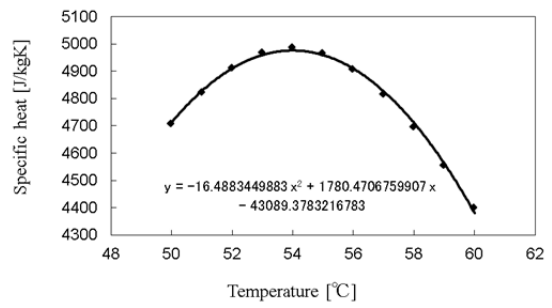


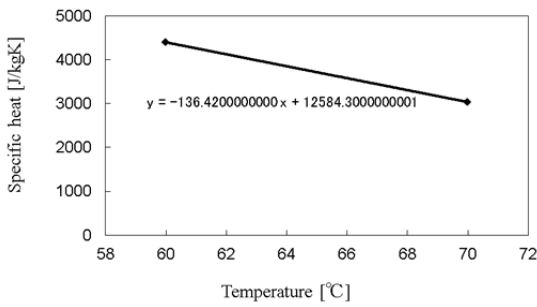
Fig. A-2 Fitting of density of CO₂ at 12 MPaG.



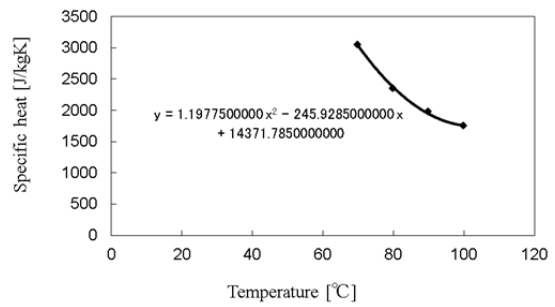
30 - 50 °C



50 - 60 °C

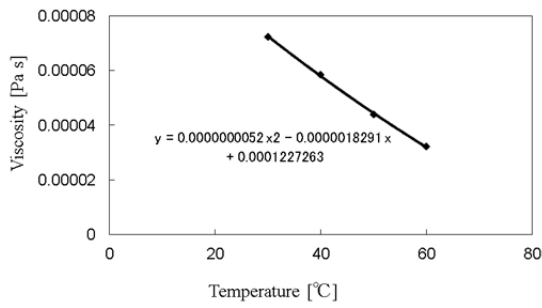
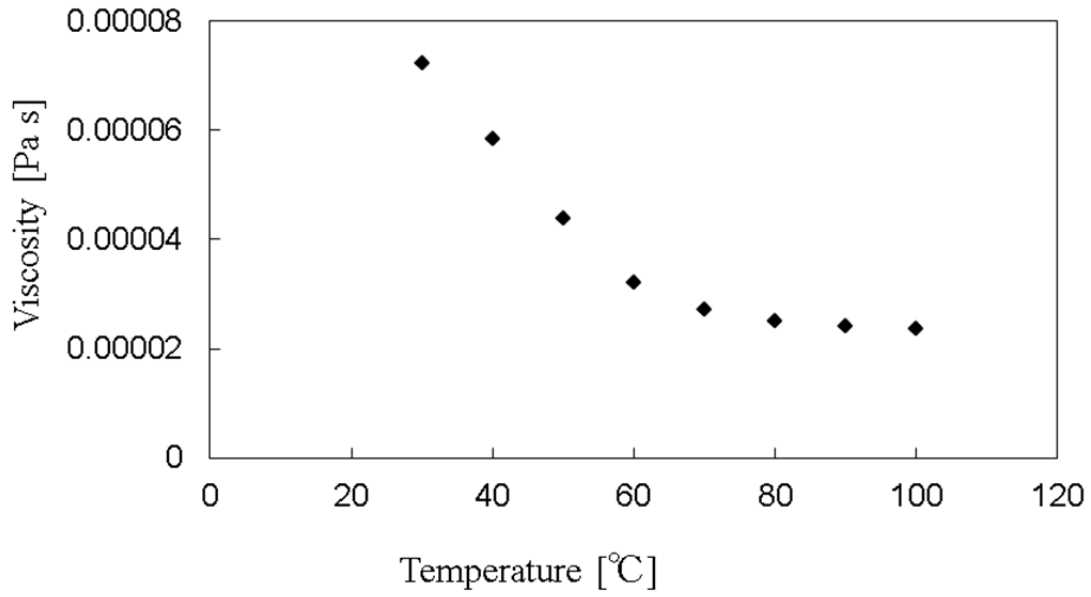


60 - 70 °C

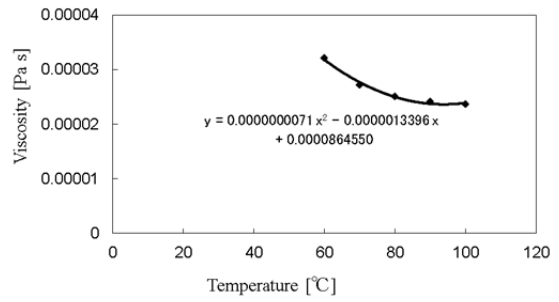


70 - 100 °C

Fig. A-3 Fitting of specific heat of CO₂ at 12 MPaG.



30 - 60 °C



60 - 100 °C

Fig. A-4 Fitting of viscosity of CO₂ at 12 MPaG.

Appendix B 二重管型蓄熱槽の等間隔曲げ加工方法

二重管型熱交換器はパイプベンダーによる加工が一般的で、小径の内管を大径の外管に挿し込み、型に沿って同時に曲げられるため、R部では内管と外管の偏り・接触が発生する。二重管熱交換器はエコキュートの水-CO₂冷媒の間の熱交換などに用いられているように、液-液の対流熱伝達が行われることが多いため、その影響は小さいと考えられている。一方、二重管型蓄熱槽において蓄熱材-冷媒の間の熱交換すなわち固-液の熱伝導の均一化のためには、二重管の内管と外管の偏り・接触がないようにする必要がある。これまでに、特殊用途の二重管型熱交換器において、内管-外管の間隙に砂や氷を充填して曲げ加工した後、充填材を除去するという加工方法⁶²⁾⁻⁶⁶⁾が実用化されている。本研究の蓄熱槽の場合、さらに蓄熱材を充填するという工程が加わるため、より簡易な加工方法が求められることから、以下の方法を検討した。

- 1) 内管外周部へのスペーサーの取り付けによる内管-外管の間隔保持
- 2) 曲げ加工前の二重管への蓄熱材の充填による内管-外管の固定

Table B-1 に方法 1) の検討のために試作した二重管の仕様を示す。スペーサーとしてスプリング状の金属ワイヤーを用いた。

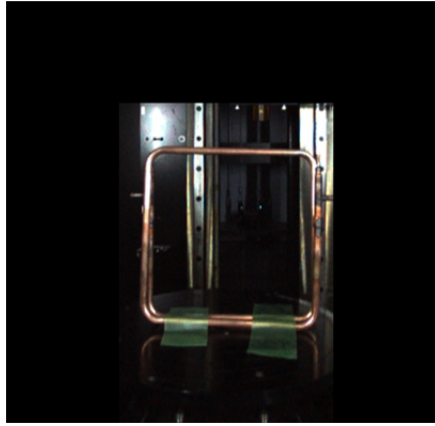
Table B-1 Specifications of double tube for processing test with spacer.

Material of tube	Copper
Diameter of outer tube	$\phi 12.7$ mm
Diameter of inner tube	$\phi 4.76$ mm
Length between outer and inner tube	3 mm
Bending R	R30
Material of Wire	Copper
Diameter of wire	$\phi 2.6$ mm
Spring pitch	3 mm



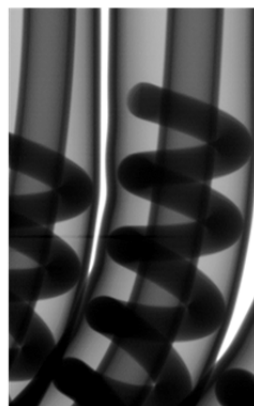
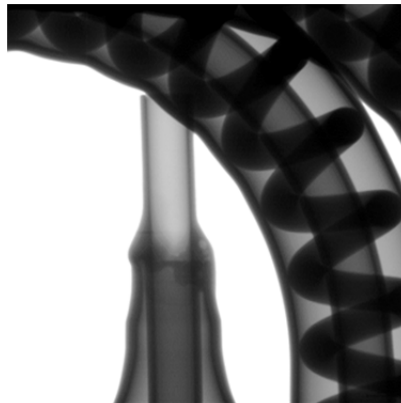
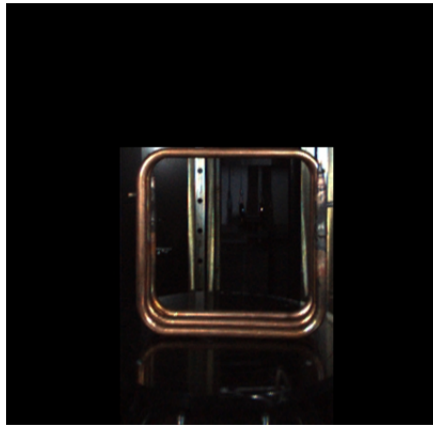
Fig. B-1 Photograph of double tube and spring shape spacer.

X線透視装置（島津製作所 SMX-3000micro）により，試作した二重管の内部構造を観察した結果を Fig. B-2 およびに Fig. B-3 に示す．スペーサーなしの場合，R 部において内管が外管内壁面に追従して曲がり，偏りが生じている．一方，スペーサーありの場合，R 部の外管外壁面においてスペーサーによる皺がわずかに生じたが，内管-外管はほぼ等間隔に保持されている．これより，スペーサーの取り付けによる内管-外管の間隔保持には効果が認められる．



Without spacer

Fig. B-2 X-ray fluoroscopy of double tube.



With spacer

Fig. B-3 X-ray fluoroscopy of double tube with spacer.

さらに、Table B-2 に方法 2) の検討のために試作した二重管の仕様を示す。二重管の外管として銅管と軟質の樹脂管を、蓄熱材としてパラフィンワックスを用いた。

Table B-2 Specifications of double tube for processing test with paraffin.

Material of inner tube	Copper
Material of outer tube	Copper or Soft resin
Total length	300 mm
Diameter of outer tube	φ12.7 mm
Diameter of inner tube	φ4.76 mm
Length between outer and inner tube	3 mm
Bending R	R30
Material of PCM	Paraffin

X線透視装置（島津製作所 SMX-3000micro）によって二重管の内部構造を観察した。Fig. B-4 および Fig. B-6 に外管を銅管とした二重管の観察結果を示す。パラフィンを事前充填してから曲げ加工した場合、R 部においてパラフィンが粉碎されて白化したが、内管-外管はほぼ等間隔に保持されている。これより、曲げ加工前の二重管へのパラフィンの充填による内管-外管の固定には効果が認められる。パラフィンは砂や氷と比較して軟らかく脆いが、二重管の曲げ加工の型として機能したことがわかる。

また、外管を軟質の樹脂管とした二重管の観察結果を Fig. B-5 および Fig. B-7 に示す。外管を銅管とした場合と同様に、内管-外管はほぼ等間隔に保持されている。これより、曲げ加工前の二重管へのパラフィンの充填による内管-外管の固定には外管の材質によらず、効果が認められる。

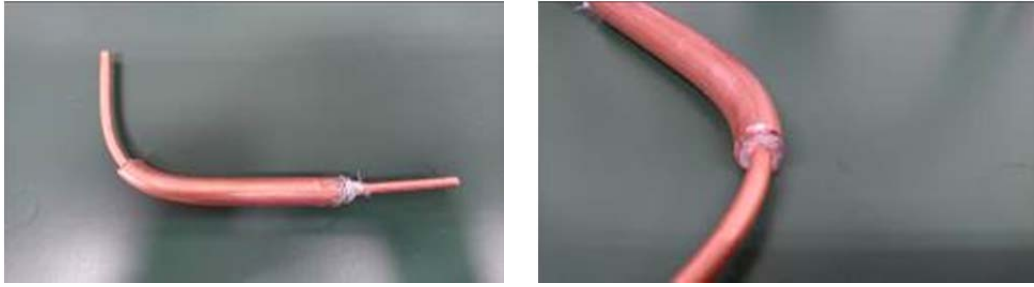


Fig. B-4 Photograph of double tube with paraffin in copper outer tube.

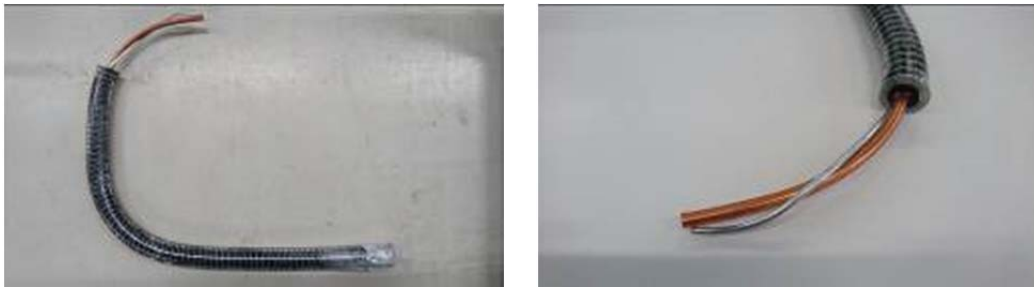


Fig. B-5 Photograph of double tube with paraffin in PVC outer tube.

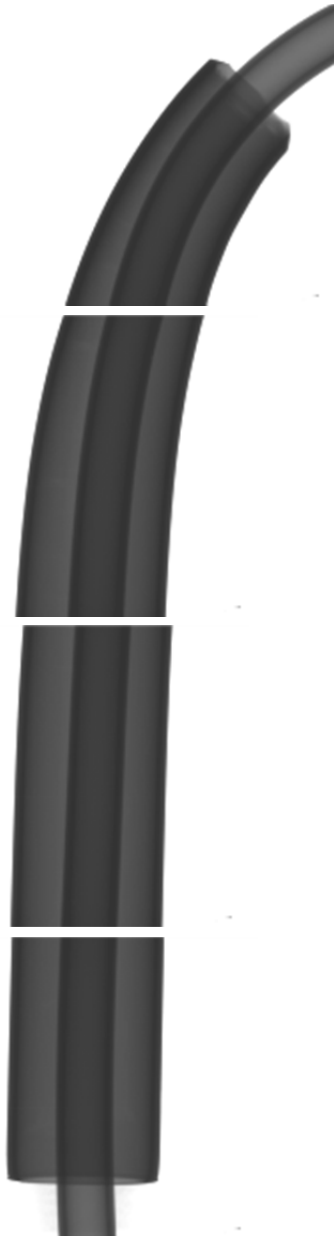
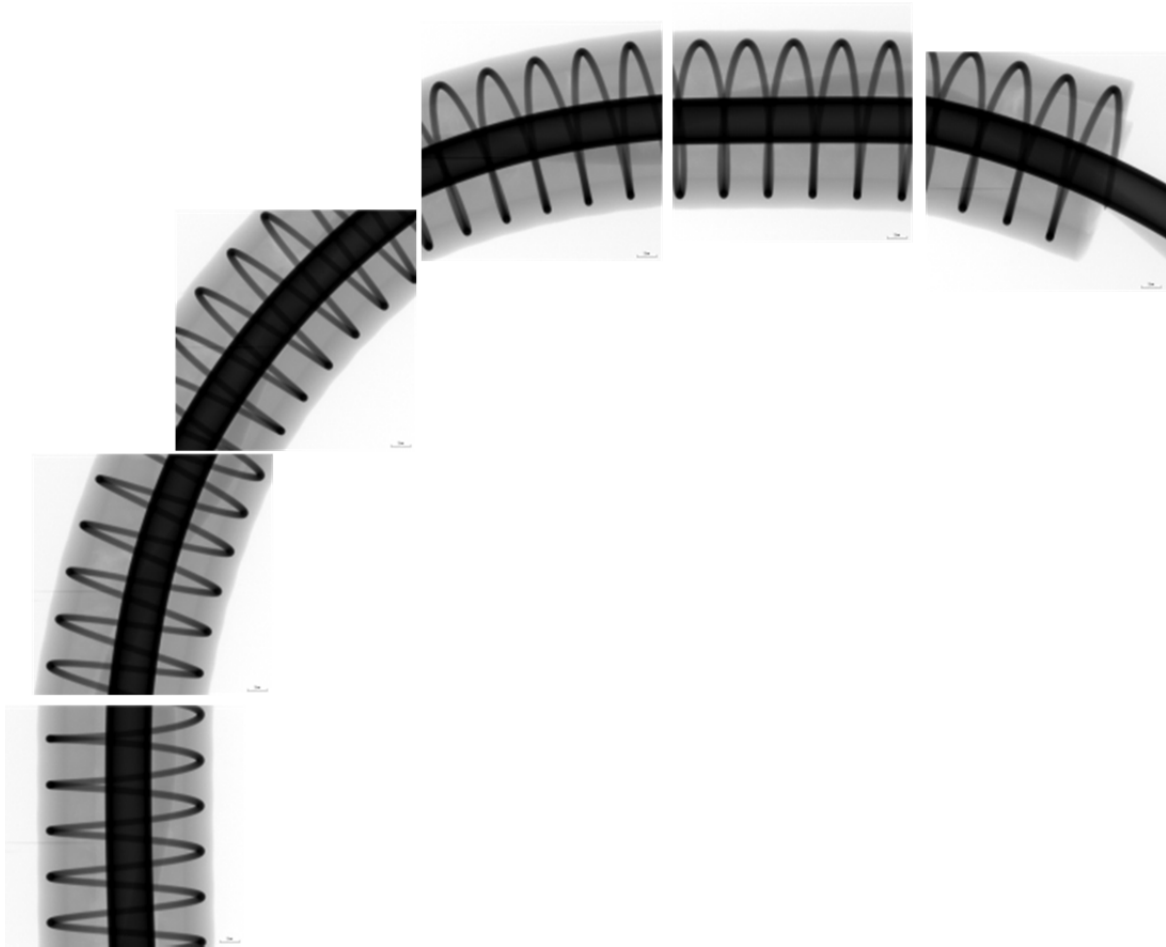


Fig. B-6 X-ray fluoroscopy of double tube with paraffin in copper outer tube.



※ Spring shape wire is reinforcing material (hard steel wire) in soft resin tube.

Fig. B-7 Photograph of X-ray fluoroscopy of double tube with paraffin in PVC outer tube.

Appendix C 二重管型蓄熱槽の炭素繊維および蓄熱材の充填方法

炭素繊維をはじめとする伝熱促進材の添加は樹脂成形の分野では古くから取り組まれているが、その課題として材料間の密度差による分離・沈降が挙げられる。蓄熱材と炭素繊維の複合材の場合にも、例えばパラフィンの密度が約 0.7 g/cm^3 であるのに対して (Table 3-8)、炭素繊維の密度が約 2 g/cm^3 であるため、同様の課題が残されている。

蓄熱材の充填方法は、樹脂成形のように液相の蓄熱材を流し入れる方法が設備・作業性の観点から優れている。しかし、液相のパラフィンの粘度は灯油程度であり、炭素繊維のような固体は非常に沈降しやすい。しかも、Fig. 5-4 に示した二重管型蓄熱槽への充填の場合、充填口の口径が小さいため、液相のパラフィンと炭素繊維の混合状態での流入は困難である。そこで、炭素繊維と液相のパラフィンワックスを順次充填する方法を検討した。蓄熱材としてパラフィンワックスを、炭素繊維として日本グラファイトファイバー製 XN-80C (Table C-1 および Fig. C-1) を用いた。

Table C-1 Physical properties of carbon fiber.

Material	XN-80C
Filament Length	1 mm
Filament Diameter	10 μm
Density	2.17 g/cm^3
Specific heat	0.75 kJ/kgK
Thermal conductivity	320 W/mK



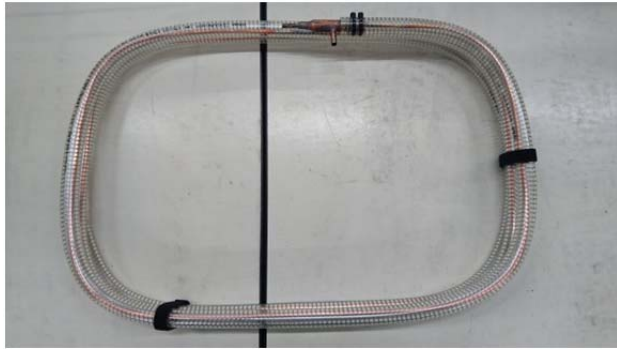
Fig. C-1 Photograph of carbon fiber.

炭素繊維およびパラフィンは以下のように充填した。

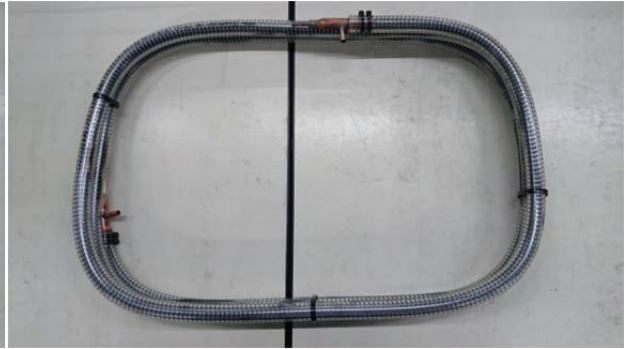
- 1) 二重管型蓄熱槽に備えている 2 つの充填口の一方に漏斗を取り付けて、もう一方にトラップ管を取り付ける。
- 2) トラップ管に真空ポンプを接続して、蓄熱槽内を減圧する。
- 3) 炭素繊維を漏斗に収めて吸引する。このとき漏斗と蓄熱器の壁面から振動を与えることで分散を促す。
- 4) 引き続き、液相のパラフィンワックスを漏斗に収めて吸引する。

手順 3) での炭素繊維の分散状態の確認のため、二重管の外管として透明の樹脂管を用いた。Fig. C-2 (a) および (b) に炭素繊維の充填前後の二重管の外観を示す。炭素繊維の未充填部がなく、見かけの充填率は 100 % である。真の充填率は、充填した炭素繊維の質量と密度から求めた体積と二重管の環状部の体積の比で求められ、7.95 % である。

Fig. C-2 (c) に手順 4) でのパラフィンの充填後の二重管の外観を示す。炭素繊維の見かけの充填率を 100 % としたことで、炭素繊維の移動・沈降が抑制され、パラフィンの充填後も分散状態を維持していることが確認できた。



(a) without carbon fiber



(b) with carbon fiber



(c) with carbon fiber and paraffin

Fig. C-2 Photograph of thermal storage tank.

Nomenclature

A	面積	m^2
c_p	比熱	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
C	熱容量	kJ
D	直径	m
g	重力加速度	$m \text{s}^{-2}$
h	熱伝達率	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
k	熱伝導率	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
l	長さ	m
L	全長	m
m	質量流量	kg s^{-1}
P	電力	kW
q	熱流束	W m^{-2}
Q	熱流量	W
r	半径方向の距離	m
T	温度	K
t	時間	s
U	総括伝熱係数	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
V	体積	m^3
u	流速	$m \text{s}^{-1}$
W	質量	kg
W_A	24 時間の消費電力量	kWh
W_B	W_A に続く 24 時間の消費電力量	kWh
W_F	照明装置の 12 時間の消費電力量	kWh
W_d	2 週間の平均消費電力量	kWh
W_y	1 年間の消費電力量	kWh
X	体積分率	
z	軸方向の距離	m

ギリシャ記号

β	体積膨張率	K^{-1}
δ	距離	m
μ	粘性係数	Pa s
π	円周率	-
ρ	密度	$kg\ m^{-3}$

添字

a	加温庫室の空気
ap	見かけ
ave	平均
c	壁面第一セル
CF	炭素繊維
ch	蓄熱過程
comp	圧縮機
dis	放熱過程
f	冷媒 (CO ₂)
GCout	庫内ガスクーラ出口側
hot	加温庫室
i	管内側
ini	初期
loss	損失
m	蓄熱材 (PCM)
o	管外側
ref	参照
s	二重管外管 (庫室加熱用蓄熱槽)
suc	圧縮機吸入側
t	二重管内管 (庫室加熱用蓄熱槽)
tot	製品
w	壁面

- 0 内管の内壁側（冷媒蒸発用蓄熱槽）
- 1 内管の外壁側（冷媒蒸発用蓄熱槽）
- 2 外管の内壁側（冷媒蒸発用蓄熱槽）

Literature Cited

- 1) Sajima, T., Introduction to Environmental Education : Take Advantage of Comprehensive Learning, 1999, Kokudosya, Tokyo, pp. 27-30.
- 2) World Energy Outlook 2010 : International Energy Agency, (2010).
- 3) <http://unfccc.int/2860.php>, (Dec.2017).
- 4) Shindo, T., Nakatani, Y. and Oishi, T., Thermoelectric Generating System for Effective Use of Unutilized Energy, *Toshiba review*, 2008, **63**(2), pp.7-10.
- 5) <http://www.mri.co.jp/opinion/mreview/topics/201406-2.html>, (Dec.2017).
- 6) Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change : United Nations, (1998).
- 7) Adoption of the Paris Agreement : United Nations, (2015).
- 8) Energy Related Technology Development Road Map : METI, (2014).
- 9) Popular Number of Vending Machine and Annual Sales Amount by Vending Machine 2016 Edition : Japan Vending System Manufacturers Association, (2016).
- 10) <https://www.jvma.or.jp/enviromental/index.html>, (Dec.2017).
- 11) Voluntary Action Plan toward Reducing Total Power Consumption : Japan Soft Drink Vending Machine Council, (2013).
- 12) Law Concerning the Promotion of Procurement of Eco-Friendly Goods and Services by the State and Other Entities : MOE, (2000).
- 13) The Coca-Cola Company HFC-free Policy : Coca-Cola Company, (2011).
- 14) TCGF Board Resolution on Sustainable Refrigeration : Consumer Goods Forum, (2010).
- 15) Yamaguchi, Y. Sakaguchi, T., Kimura, M. and Tadika, M., Proc. of the International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2006, Hyogo(2006), pp.90-94.
- 16) Nishimura, K., Sakai, H. and Seo, T., Proc. of Mechanical Engineering Congress, Osaka(2007), pp.95-100. (in Japanese)
- 17) Takiguchi, K. and Takamatsu, E., Hybrid Heat Pump Beverage Vending Machines, *Fuji electric journal*, 2012, **85**(5), pp.9-13.

- 18) Ishida, S. and Takiguchi, K., Proc. of 2013 JSRAE Annual Conference, Tokyo(2013) D-214.(in Japanese)
- 19) Matsubara, T., Ajima, M., Tsuchiya, T. and Kitaide, Y., Proc. of 2013 JSRAE Annual Conference, Tokyo(2013), A-212.(in Japanese)
- 20) Hirano, S. and Saitoh, T., Heat Balance of Long-term Supercooled Thermal Energy Storage, *Journal of the Japan Institute of Energy*, 2001, **80**(11), pp.1050-1059.
- 21) Kubokawa, S., Development of Product with Neo Adsorbent, *Refrigeration*, 2010, **85**(994), pp.652-658.
- 22) Seki, N., Thermal storage engineering 1, 1995, Morikita Publishers, Tokyo, pp. 24-33.
- 23) Sanden CSR Report 2015 : Sanden Corporation, (2015).
- 24) https://www.tiger.jp/b2b/oem_butsuryu01.html, (Dec.2017).
- 25) DeJong, A. G. and Hoogendoorn, C. J., Improvement of Heat Transport in Paraffins for Latent Heat Storage Systems, Thermal Storage of Solar Energy, (ed. by C. den Ouden), 1981, TNO and Martinus Nijhoff Publishers, The Hague, the Netherlands, pp. 123-133.
- 26) Weaver, J. A. and Viskanta, R., Melting of Frozen, Porous Media Contained in a Horizontal or a Vertical, Cylindrical Capsule, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1986, **29**, pp. 1943-1951.
- 27) Hoogendoorn, C. J. and Bart, G. C. J., Performance and Modeling of Latent Heat Stores, *Energy*, 1992, **48**, pp. 53-58.
- 28) Tayeb, A. M., Use of Some Industrial Wastes as Energy Storage Media, *Energy Conversion and Management*, 1996, **37**, pp. 127-133.
- 29) Velraj, R., Seeniraj, R. V., Hafner, B., Faber, C. and Schwarzer, K., Heat Transfer Enhancement in a Latent Heat Storage System, *Solar Energy*, 1999, **65**, pp. 171-180.
- 30) Inaba, H., Recent Heat Storage Material and its Application, *Refrigeration*, 1996, **71**(823), pp.443-452.

- 31) Voluntary Management Standard of Soft Drink Vending Machine : Japan Soft Drink Association, (2003).
- 32) REACH : ECHA,(2007).
- 33) The Japan Society of Thermophysical Properties ed., Thermophysical properties handbook, 1990, Yokendo, Tokyo, pp. 113-123.
- 34) Azzouz, K., Leducq, D. and Gobin, D., Enhancing the Performance of Household Refrigerators with Latent Heat Storage: An Experimental Investigation, *Int. J. of refrigeration*, 2009, **32**(7), pp.1634-1644.
- 35) Cheng, W. L., Mei, B. J., Liu, Y. N., Huang, Y. H., Yuan, X. D., A Novel Household Refrigerator with Shape-stabilized PCM (Phase Change Material) Heat Storage Condensers: An Experimental Investigation, *Int. J. of Energy*, 2011, **36**(10), pp.5797-5804.
- 36) Gin, B., Farid, M. M., Bansal, P. K., Effect of Door Opening and Defrost Cycle on a Freezer with Phase Change Panels, *Int. J. Energy Conversion and Management*, 2010, **51**(12), pp.2698-2706.
- 37) Khan, I. H., Afroz, H. M. M., Effect of Phase Change Material on Performance of a Household Refrigerator, *Asian J. Applied Sciences*, 2013, **6**(2), pp.56-67.
- 38) Beek, M. V. and Jong, H. D., Proc. of 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, U.S.(2014), 2457.
- 39) Investigation and Research Report for Promoting Load Leveling of Electric Power : JEMA (2000).
- 40) https://panasonic.co.jp/ap/ecology/eco_h23-01.html, (Dec.2017).
- 41) JIS B8561 : 2007 Vending Machines–Test Methods : JIS, (2007).
- 42) Sakaguchi, T. and Yamaguchi, Y., Proc. of the JSME Kanto Branch Block Joint Congress, Gunma(2006), 409. (in Japanese)
- 43) Kimura, M. and Tadika, M., Proc. of the JSME Kanto Branch Block Joint Congress, Gunma(2009), GS1426. (in Japanese)
- 44) Tsuruta, K., Toshigami, K. and Hayashi, K., Analysis Technology of Vending Machine, *Fuji Electric Journal*, 1996, **69**(7), pp.46-50.

- 45) Kurotani, K., Trend of Simulation Technology and Approach of Fuji Electric, *Fuji Electric Journal*, 2001, **74**(6), pp.3-6.
- 46) Kitaide, Y., Approach to Simulation Technology of Fuji Electric, *Fuji Electric Journal*, 2003, **76**(4), pp.3-4.
- 47) Saito, S. and Kuboyama, K., Air Flow Analysis Technology of Vending Machine, *Fuji Electric Journal*, 2003, **76**(4), pp.23-26.
- 48) Nakayama, K. and Yamamoto, T., Fuji Electric's Simulation Technology and the Present Status and Future Outlook of Computer Design, *Fuji Electric Journal*, 2009, **82**(3), pp.4-8.
- 49) Takiguchi, K. and Tsuchiya, T., Technical Trends of the Refrigerant Used for Beverage Vending Machines, *Fuji Electric Journal*, 2009, **82**(4), pp.11-14.
- 50) Hasnain, S. M., Review on Sustainable Thermal Energy Storage Technologies, Part I: Heat Storage Materials and Techniques, *Energy Conversion and Management*, 1998, **39**, pp. 1127-1138.
- 51) Yamada, A., Nishida, S., Yokoyama, N., Abei, J. and Danjo, T., Cold Storage Air Conditioning System for Start-Stop Vehicle, *Denso Technical Review*, 2014, **19**, pp.98-103.
- 52) Miyata, Y., Morikawa, T., Ito, S. and Toyoshima, T., Heat Storage System for Engine Warm-up, *Denso Technical Review*, 2005, **10**(1), pp.88-95.
- 53) NIST Standard Reference Database 23 - NIST Thermodynamic and Transport Properties REFPROP Version 7.0 : NIST, (2002).
- 54) Fukai, J. and Nakaso, K., Heat Transfer Enhancement of Thermal Energy Equipment Using Carbon Fibers, *Journal of the Heat Transfer Society of Japan*, 2006, **45**(192), pp.46-51.
- 55) Bae, S, Nakano, T., Katsuta, M., Proc. of JSME Thermal Engineering Conference, Conference, Okayama(2001), E118. (in Japanese)
- 56) Haruki, N., Horibe, A., Kawamoto, Y., Inaba, H., Anisotropic Thermal Conductivity Characteristics of Metal Fiber Materials, *Netsu Bussei*, 2010, **24**(1), pp.9-14.

- 57) Haruki, N., Horibe, A., Sawa, M., Heat Storage and Release Characteristics of Latent Heat Storage Paraffin with Metal Fiber Materials, Proc. of 2012 JSRAE Annual Conference, Sapporo(2012), D232. (in Japanese)
- 58) Fukai, J., Kanou, M., Kodama, Y. and Miyatake, O., Thermal Conductivity Enhancement of Energy Storage Media Using Carbon Fibers, *Energy Conversion and Management*, 2000, **41**(14), pp.1543-1556.
- 59) Hashimoto, K., Kiyotani, A., Sasaki, N. and Saikawa, M., Study on High Performance Heat Exchanger for Carbon Dioxide Heat Pumps.- 2nd Report : Impact of Heat Flux on Evaporating Heat Transfer Coefficient of Carbon Dioxide -, *CRIEPI Research Report*, 2006, M05021.
- 60) <http://www.jsrae.or.jp/annai/yougo/28.html>, (Dec.2017).
- 61) Shimoda, H., Kasuya, J. and Fujii, H., Proc. of 2017 JSRAE Annual Conference, Tokyo (2017), F-311. (in Japanese)
- 62) https://www.yutakagiken.co.jp/technical/plan_newtechnology_case2.html, (Dec.2017).
- 63) http://watanabe-kyusyu.com/?page_id=51, (Dec.2017).
- 64) <http://www.suzuki.co.jp/release/d/d981224.htm>, (Dec.2017).
- 65) <http://www.dnas.co.jp/product/index.html>, (Dec.2017).
- 66) <http://www.denso.co.jp/ja/news/newsreleases/2006/060222-01.html>, (Dec.2017).

Acknowledgement

本研究は筆者が 2015 年から 2018 年にわたり、九州大学大学院工学府化学システム工学専攻博士後期課程に在籍中に、同大学大学院工学研究院化学工学部門の深井潤教授のご指導の下に行われたものです。

深井潤教授には学位取得の機会を与えていただくとともに、本研究の遂行にあたり、ご指導ならびにご鞭撻いただきましたことを心より感謝申し上げます。筆者の所在地が大学から遠方であることにも度々ご配慮いただき、研究報告や単位取得の折にご支援いただいたことで全うすることができました。

本論文の副査を務めていただきました同大学大学院工学研究院機械工学部門の高田保之教授、同大学総合理工学研究院環境理工学部門の宮崎隆彦教授には、本論文をまとめるにあたり、多くの貴重なご意見、有益なご助言を賜りましたことを心より感謝申し上げます。

岡山大学大学院自然科学研究科応用化学専攻の中曾浩一准教授には、九州大学ご在籍時から継続して、本研究に関する具体的なお提案ならびにご検討を賜りましたことに厚く御礼申し上げます。

九州大学大学院工学府化学システム工学専攻修士課程修了生の小坂梨奈氏には実験・解析データの取得にご協力いただきましたことに厚く感謝いたします。

また、本研究を進めるにあたり、サンデン・アドバンステクノロジー株式会社ならびにサンデン・リテールシステムズ株式会社には多くのご協力をいただいたことに厚く御礼申し上げます。上司である北爪三智男氏、上島博光氏、佐藤秀昭氏には、社会人として大学院で学ぶことを快諾していただき、業務と研究の両立に配慮していただきました。粕谷潤一郎氏、岩澤直孝氏、下田浩之氏、清水喬暢氏には実験面、解析面で多大なるご協力をいただきました。また、試作機の作製にあたり、角田勝氏、笠間英樹氏のご協力をいただきました。

パラフィンをご提供いただいた JXTG エネルギー株式会社、炭素繊維をご提供いただいた日本グラファイトファイバー株式会社に謝意を表します。

本研究は、「戦略的省エネルギー技術革新プログラム／実用化開発／廃熱利用をした超省エネ CO₂ インバーターヒートポンプ自販機の開発」として、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の助成により実施したものです。ここに謝意を表します。

最後に博士後期課程への取り組みを支えてくれた妻と励ましてくれた子供たちに感謝いたします。

本研究には数多くの方々のご指導，ご協力，ご支援を賜りました。ここに謹んで感謝の意を表します。

2018年4月