

博士学位論文

自然冷媒対応パルス駆動型電子膨張弁の実用化に関する研究

(Study to Achieve Practical Use of the Pulse Driven-Type Electro-magnetic
Expansion Control Valve for Natural Refrigerant)

平成26年12月19日

北出 雄二郎

システム工学専攻
三重大学大学院工学研究科

目次

1.	緒言	
1-1	研究の背景	1
1-2	研究の目的	5
1-3	期待される成果	10
2.	飲料自動販売機の構造	
2-1	自動販売機の構造	13
2-2	自動販売機における冷熱技術	19
2-3	これまでの低消費電力化技術	23
2-4	パルス駆動型電子膨張弁開発の狙い	29
3.	パルス駆動型電子膨張弁の減圧特性	
3-1	パルス駆動型電子膨張弁適用の狙い	32
3-2	減圧に寄与する流体抵抗	36
3-3	パルス駆動型電子膨張弁の構造	37
3-4	流体抵抗の理論解析	38
3-5	減圧量の解析結果	40
3-6	実験結果のまとめと考察	42
3-7	細孔の影響評価と実験方法	43
3-8	実験結果と考察	46
4.	磁気回路の設計と評価	
4-1	磁気回路の構造	48
4-2	磁気回路の目標仕様	49
4-3	磁気回路の等価回路モデル	51
4-4	磁気パーミアンスの算出	54
4-5	磁気吸引力の設計	59
4-6	実験結果と考察	59
5.	飲料自動販売機における制御	
5-1	収納庫内温度の制御手法	64
5-2	全収納庫冷却運転における制御	68
5-3	1 収納庫加熱運転	72
5-4	2 収納庫加熱運転	78
5-5	制御ハードウェアの構成	80
6.	飲料自動販売機を用いた消費電力の実証試験	
6-1	パルス駆動型電子膨張弁組み込み自動販売機の冷却回路	81
6-2	実験装置および実験条件	82

6-3	実験結果	83
6-4	飲料自動販売機における消費電力削減効果	87
7.	結言	90
	謝辞	93
	参考文献	94

第1章 緒言

1-1 研究の背景

2011年3月11日に発生した東北地方太平洋沖地震は未曾有の大災害を引き起こすとともに、東京電力福島第一原子力発電所の事故などによって、東北地方と関東地方は深刻な電力不足に陥り計画停電が実施された。本研究で対象とする飲料自動販売機についても電力消費の引き下げが求められた。飲料メーカー各社は、それぞれ輪番制と称して飲料自動販売機をグループ分けし、順に運転を停止することにより電力需要の削減を行った。さらには、照明の停止なども行い、暗い自動販売機が立ち並ぶ姿が都内の随所で見られた。

飲料自動販売機は、現在、全国に約250万台が設置されており、飲料の主要な販売ルートとして、飲料メーカーにとっても消費者にとっても欠かせない存在となっている。通常時における飲料販売ルートの一つであることに加えて、災害時には被災地の方々に商品を供給する手段でもある。先の震災においても、電力が回復した後に最も早く長蛇の列ができたのは飲料自動販売機であったと言われている。

図1.1に、日本自動販売機工業会が調査した2013年度における自動販売機による中身商品の売り上げを示す。この統計結果では、券売機なども広義の自動販売機と定義されている。一般に、自動販売機と呼ばれているものは、飲料自動販売機、食品自動販売機、たばこ自動販売機などである。自動販売機による売り上げが最も大きいのは飲料自動販売機と呼ばれるもので、コーヒーなどの飲料を調理して提供するカップ自動販売機と缶・ボトル飲料自動販売機（以下、飲料自動販売機と略することがある）と呼ばれる缶飲料やボトル飲料を売る自動販売機がある。

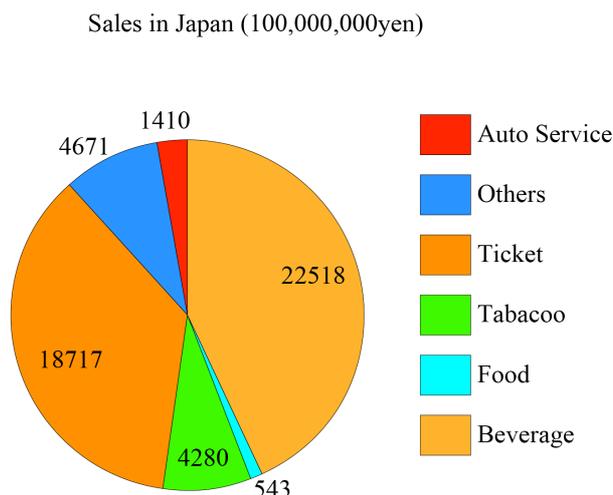


Fig. 1.1 Sales by the Vending Machine ^[1]

図1.2に代表的な飲料自動販売機であるカップ飲料自動販売機および缶・ボトル飲料自動販売機，タバコ自動販売機，食品自動販売機の外観を示す．特に多く普及している缶・ボトル飲料自動販売機については，日本独特の設置場所として，屋外に置かれていることがある．また，ほとんどの缶・ボトル飲料自動販売機は，ダミーディスプレイと称して，缶やボトルのサンプルが展示されている．飲料を購入する消費者は，これらのサンプルを見て購入する商品を決め，紙幣もしくは硬貨を投入して，選択ボタンを押すことにより，飲料商品を購入することができる．一部には，このようなダミーディスプレイではなく大型の液晶パネルを配置し，商品のプロモーションを行ったりしている．今後はこのような動きが加速すると予想されている．

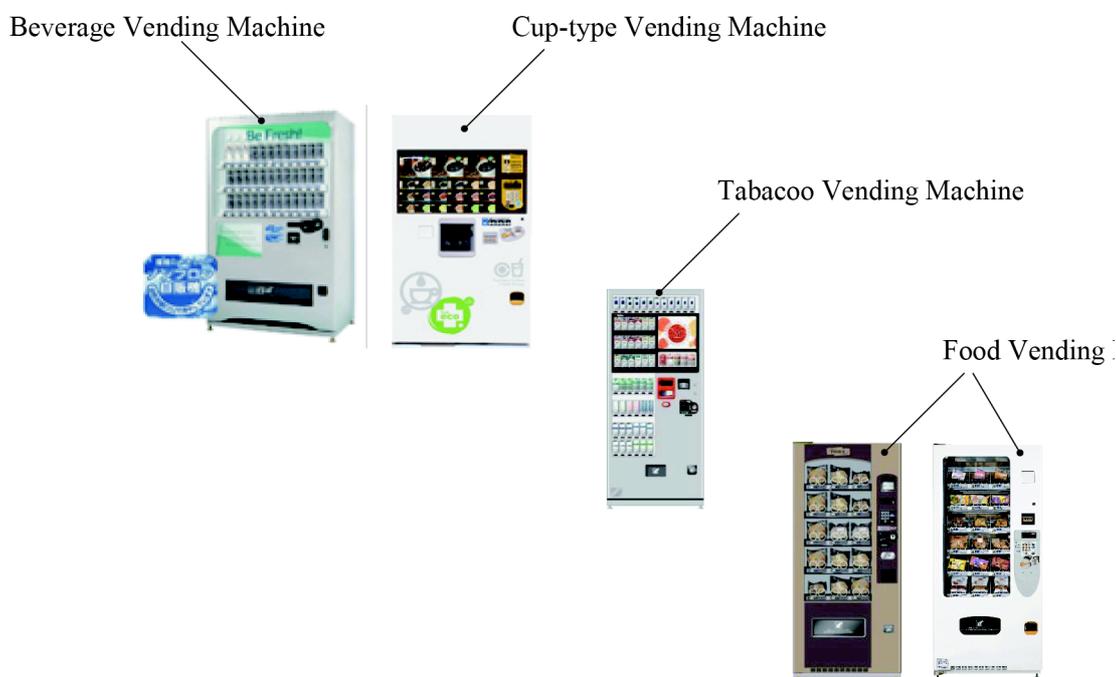


Fig. 1.2 Photos of the Various Vending Machines [2]

缶・ボトル飲料自動販売機の設置台数は220万台と飲料自動販売機の大半を占め，カップ自動販売機の全国での設置台数が10万台であるのに対して，圧倒的に普及している．自動販売機による売り上げも大きく，飲料を売るインフラとして飲料メーカーにとっても消費者にとっても欠かすことができない販売手段であると言える．

先に図1.1で示した券売機などを含む自動販売機の普及台数と自動販売機を通じて売り上げた中身商品の金額の推移を図1.3に示す．自動販売機の設置台数は2005年を境に減っていることがわかる．これは，リーマンショックと呼ばれた経済危機の影響を受けたもので，自動販売機による売上金額は，その設置台数と連動している．

飲料自動販売機は、飲料を24時間、いつでもどこでも簡単に購入することができる便利な機械である。しかしながら、一方で、設置台数の多さから電力消費に対する影響を取り上げる意見があることも事実である。従って、飲料自動販売機における最も重要な課題は低消費電力化であると言える。飲料自動販売機における低消費電力化については、これまでの取り組みをまとめた文献がある^[3]。

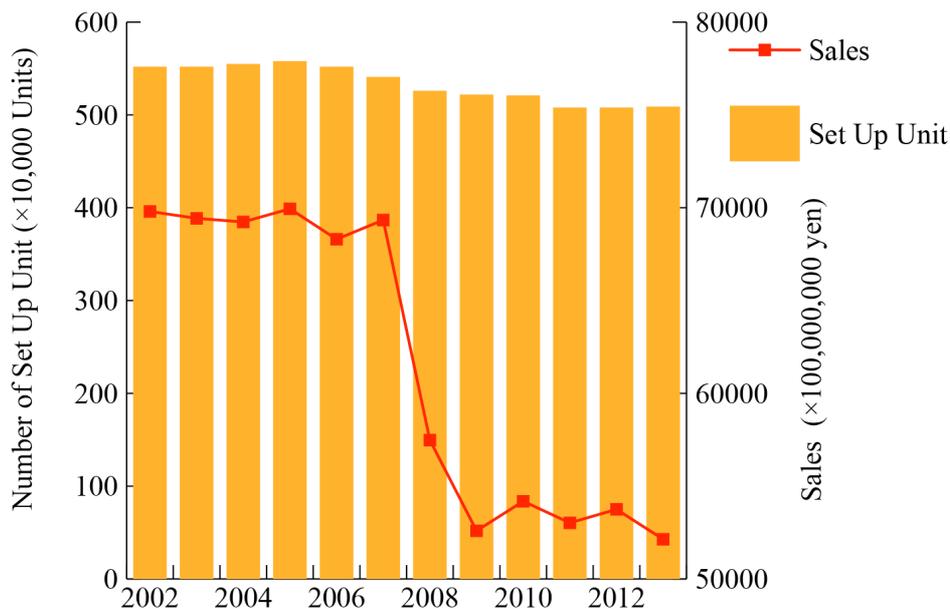


Fig.1.3 Change in the Number of Vending Machine and the Sales^[1]

このような背景から缶・ボトル飲料自動販売機は、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）の特定機器の指定を受けた。第一目標到達年である2005年には、自動販売機業界全体で37%の消費電力量低減を行なうことができた。さらに、第二目標到達年である2012年には、36%の消費電力量の削減を目標とすることが決定し、既に、達成している。

飲料自動販売機は、これまでに継続的な省エネルギーに対する取り組みがなされてきており、図1.4に示すように、1997年度における飲料自動販売機の消費電力量を100%とした場合、2011年には、その20%近くまで低消費電力化がなされている。例えば、その他の冷熱機器として、空調機器を取り上げて比較をすると、飲料自動販売機と同様に様々な取り組みがなされている^[4]。しかしながら、同じ期間での消費電力量の推移は、50%レベルにとどまっている。従って、飲料自動販売機においては消費電力量を大きく改善する余裕は少なく、一方、コストアップにつながるような大きな改善に取り組むことは困難なものであった。

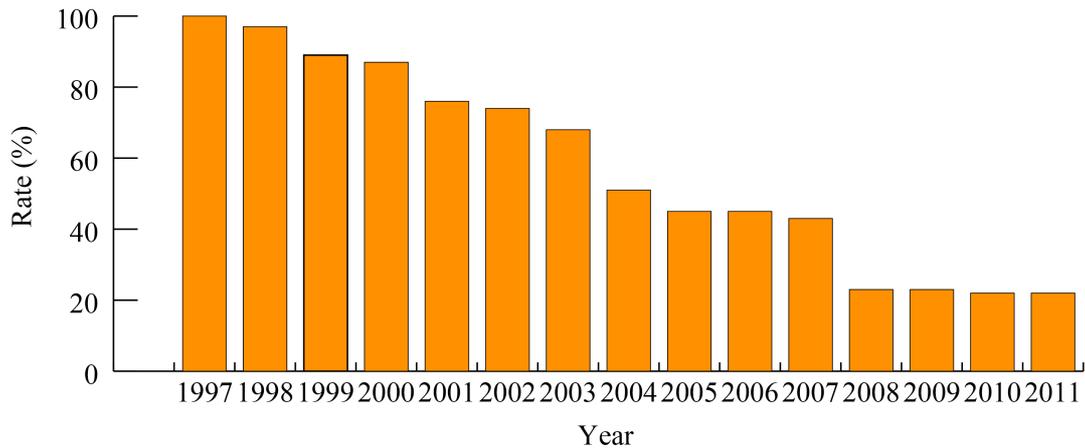


Fig. 1.4 Change of the Power Consumption of the Beverage Vending Machine^[5]

わが国における飲料自動販売機は、冷やした飲料のみではなく、温めた飲料も提供ができるなどの独自の機能を有している。この機能は、諸外国では見ることのないわが国の飲料自動販売機のみが持つ機能である。実際には、季節の変化に応じてオペレーターと呼ばれる自動販売機への飲料の補充などを行う作業者が、飲料自動販売機内に飲料を供給する時に、加温、冷却などの設定を切り替えて対処している。自動販売機のメンテナンスの動向については、サービス担当の技術者らがまとめている文献がある^[6]。飲料自動販売機の保守作業は、過酷な作業として知られており、今後は、この作業改善についての新たな取り組みが進められるべきである。

もう一つのわが国における自動販売機に特徴的なことは、屋外に置かれていることであり、わが国の治安の良さなどが背景としてあると考えられる。このことは、飲料自動販売機が、屋内の空調の効いた雰囲気ではなく、暑い夏から寒い冬などの様々な周囲の温度環境で稼働されることを意味する。

飲料自動販売機は、年度機と称し、毎年毎に、目標仕様の提案が飲料メーカーから自動販売機メーカーに行われる。その際に、扉のデザインや消費電力量の仕様などが打合せを通じて、決められる。それからほぼ半年間をかけて、自動販売機のメーカーは、限られた時間の中で低消費電力化に向けた技術開発を加速し、製品として仕上げる必要がある。このような短納期での技術開発においては、設計段階での性能を予測する解析技術が重要なこととなる。

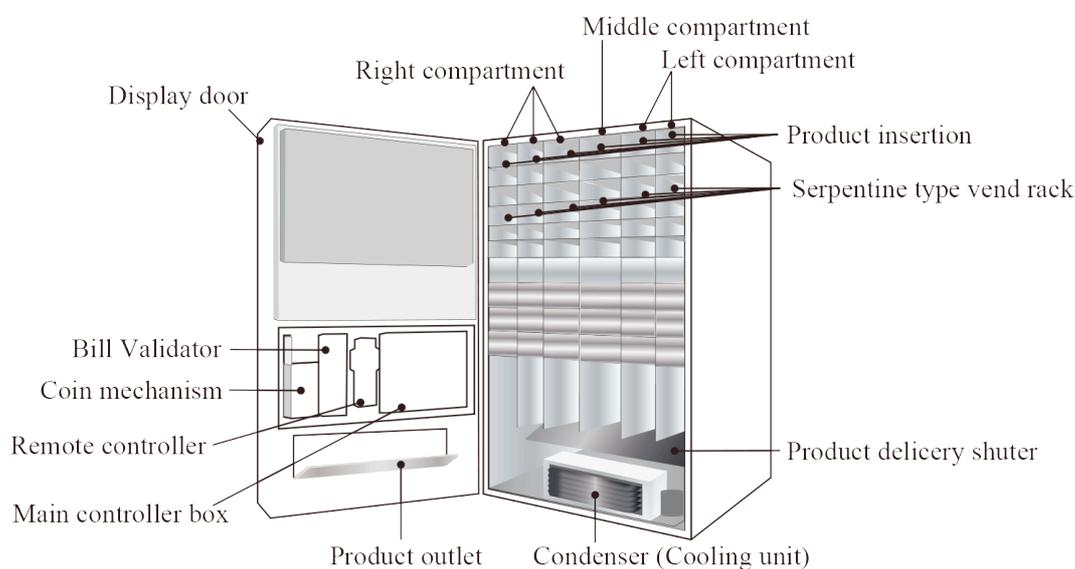
従来は、このような設計業務を勘と経験を頼りに設計技術者が行っていたが、近年になって大きく変化しており、有限要素法などの解析ツールが多用されている。また、有限要素法だけでなく、設計時における集中定数系モデルを用いた数値解析技術なども向上し、開発の効率化が進められてきている^[7]。この集中定数系モデルによる検討は、設計者にとって、非常に重要なものである。便利なツールを活用することで、設計者は、要求を満足し

たと勘違いしがちな傾向が見られる。個々の現象の物理的な意味を把握した上でツールを活用する技術を持たないと、真のコスト低減や性能向上に至るアイデアは出ない。

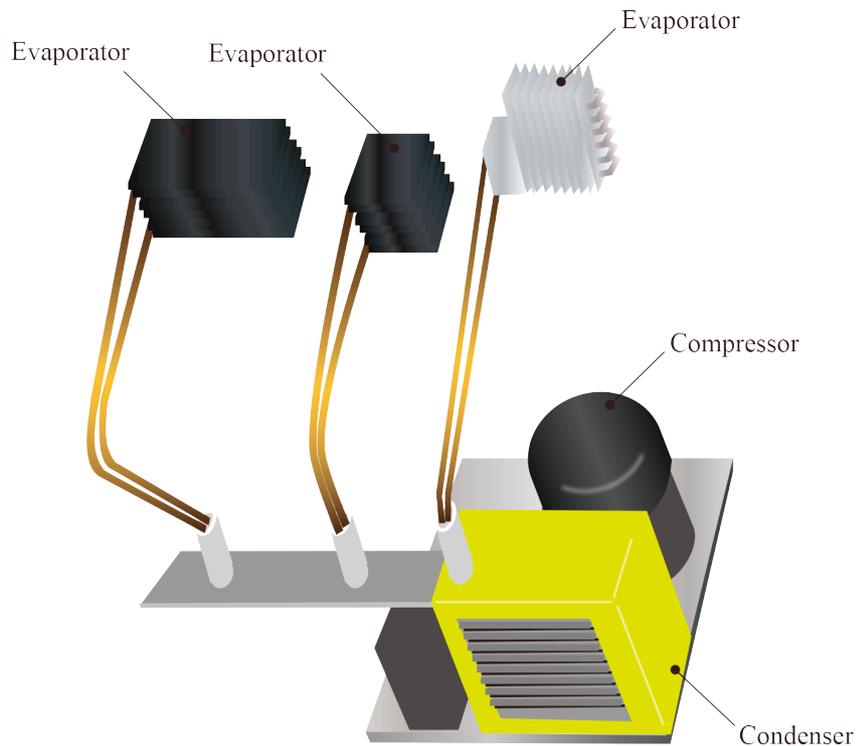
1-2 研究の目的

本研究の目的は、飲料自動販売機を例として、冷熱機器の低消費電力化を実現するために開発した独自の構造を有するパルス駆動型電子膨張弁に着目し、その設計手法の構築と缶・ボトル飲料自動販売機を用いた実証機による評価を目的とするものである。

図1.5に飲料自動販売機の内部の構造と冷却回路の構造を示す。冷却回路は、冷媒を圧縮する圧縮機、凝縮器や蒸発器などの熱交換器、冷媒の流れを切り替えるための電磁弁、冷媒を急速に膨張する膨張機構および配管から成るものである。



(a)Structure in the Beverage Vending Machine



(b)Structure of the Cooling Unit in the Vending Machine

Fig. 1.5 Structure of the Vending Machine and the Cooling Unit

飲料自動販売機では、顧客である飲料メーカーから低価格への対応が強く求められていることから、冷媒を膨張する機構としては、安価なキャピラリーチューブと呼ばれる細管が主に用いられてきた。図1.6にキャピラリーチューブの外観を示す。

一般に、飲料自動販売機において用いられるキャピラリーチューブは、 $\phi 0.7\sim 1.0\text{mm}$ 程度の細管であり、長さは1~3mのものが用いられる。材質は、冷媒に対する腐食性を考慮し、銅が主に用いられる。冷媒は、この細管を通過する際に圧力損失が発生し減圧され、液相から気相もしくは気液二相状態に変化する。

キャピラリーチューブは安価であるが、物理的な形状が固定であるため、飲料自動販売機が置かれている場所や周囲の温度といった環境変化には対応することができない。また、冷却回路に組み込んだ場合にはその形状の最適化が非常に難しいものであった。このため、特にキャピラリーチューブを通過する冷媒の挙動を可視化することに着目した研究が、これまでもなされている^{[8][9]}。

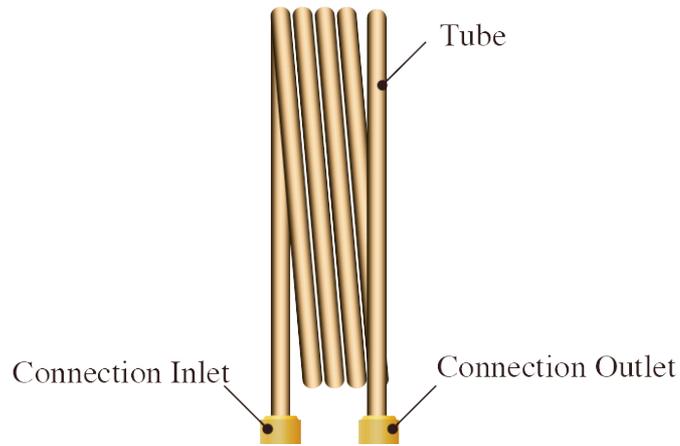


Fig. 1.6 Capillary Tube

キャピラリーチューブは、特定の環境温度条件に応じた最適化は可能であるが、周囲の環境温度変化に対応することはできない。この欠点を克服する方法として、電子膨張弁が知られている。図1.7にその外観を示す。

この方式は、パルスモータを駆動することで、ニードルと呼ばれる針状の部材を細い孔に挿入してその挿入量を調整し弁開度として冷媒の流量を制御するものである。ニードルの移動は、通常、パルスモータにより行われる。この方式によれば、パルスモータの分解能を利用し、周囲の環境や設置場所による温度変化に柔軟に対応することが可能となる。図1.8にニードル部の構成を示す。

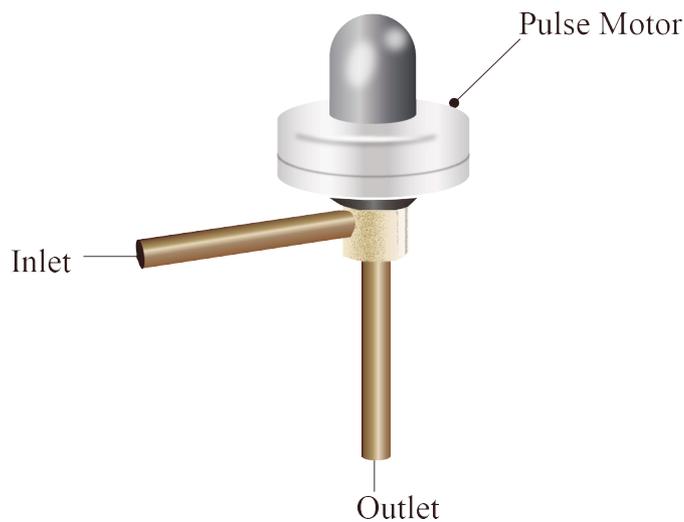


Fig. 1.7 Electronics Expansion Valve

しかしながら、この方式はパルスモータを用いているために高価であることが欠点となっている。また、細い孔とニードルの間の距離が小さい場合には、断面の急縮小による損失の影響が十分な距離が得られている場合と比較して大きい。従って、流量による影響が大きく直線性の確保が困難なことが欠点となっている。図1.9に、電子膨張弁の開度と流量特性の例を示す。

以上のような観点から、この電子膨張弁については、物理的なモデルの解析による特性に関する様々な研究がなされている。一方、フロン系からノンフロン系の様々な冷媒の影響などについても研究が行われてきた。

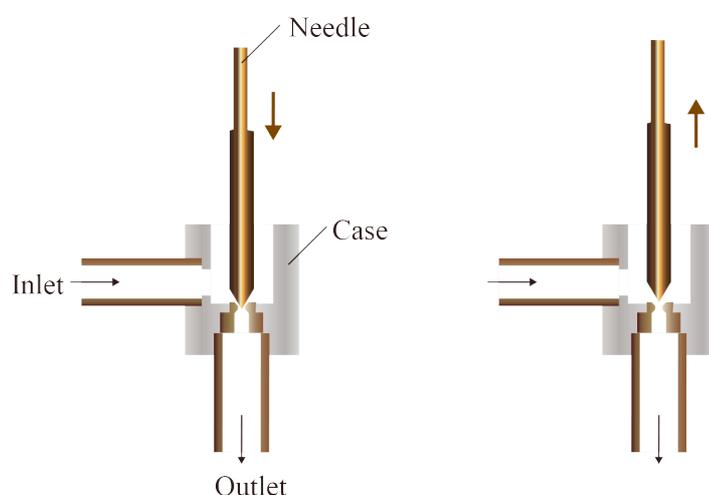


Fig. 1.8 Structure in the Electronics Expansion Valve

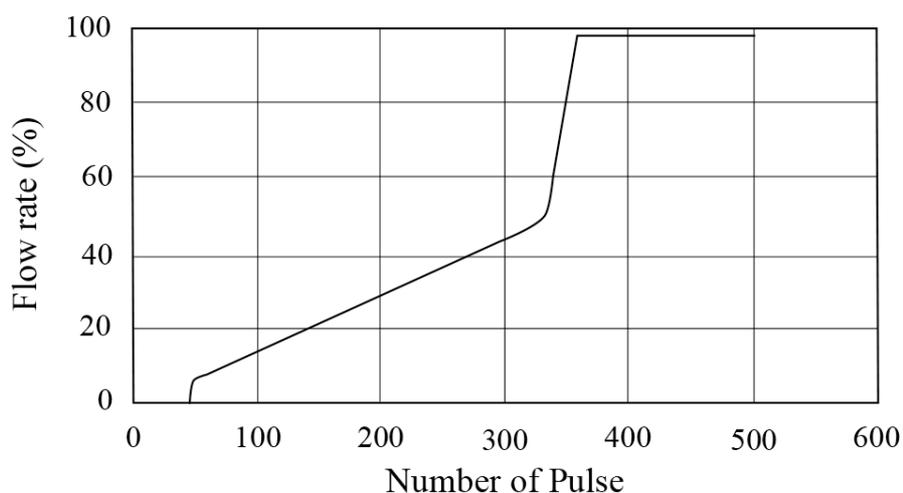


Fig. 1.9 Characteristics of the Electronics Expansion Valve

飲料自動販売機のような冷熱機器においては、流量に対する分解能は必要ではない。高分解能に対応可能なパルスモータ駆動に代わって、より簡単で安価な機構を用いて冷媒の流量を制御する機構が求められていた。特に飲料自動販売機のような複数の電子膨張弁を必要とする冷熱機器においては効果であることが理由となり、適用が困難であった。一般的な飲料自動販売機は、内部に飲料を収納する収納庫が断熱壁で仕切られ、図1.10に示すように、断熱壁を介して、通常、3箇所の収納庫に分かれている。従って、個々の収納庫毎に電子膨張弁が必要となるため、コストへの影響が大きい。

電子膨張弁は、凝縮器で液化された高圧の液冷媒を減圧し気化して、蒸発器の出口で冷媒が適切に蒸発できるように冷媒圧力を調整する機構である。従来は、この弁開度の調整をパルスモータで駆動することにより行なっていた。そこで、このパルスモータに代わる手段として、より安価なソレノイドを用いて弁の開閉を制御する手段として、本研究で対象としているパルス駆動型電子膨張弁を考案した。

この機構は、所定のサンプリング時間内に弁の開時間のデューティを変化させ、冷媒の流量を制御しようとするものである。この機構は、ソレノイドをパルス駆動するものであるので、パルス駆動型電子膨張弁と呼ぶ。この方法によって冷却回路内を流れる冷媒の流量を制御することができれば、電子膨張弁をパルスモータより安価なソレノイドで構成することが可能となり、飲料自動販売機のだけではなく、空調機器などの冷熱機器においても有用な手段となる。

この方法によれば、低流量域において優れた直線性を得ることができる。このため、冷熱機器において、一般に最も運転時間の長い定常状態において、周囲の環境温度に応じた制御を行うことができる。このため、特にインバータと組み合わせた場合には、大きな省エネルギー効果を得ることができると予測される。

さらには、昨今、多く用いられているR744 (CO₂) のような自然冷媒の流量制御に用いることができれば、高圧の配管などを要することから、低コスト対応が困難な自然冷媒を用いた冷却回路の低コスト化に寄与することができる。

本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁は、従来にない新しい考え方に基づくものであり、実用化の見通しが立つことによる意義は大きい。本研究で対象としている飲料自動販売機だけではなく、様々な冷熱機器への応用が可能である。

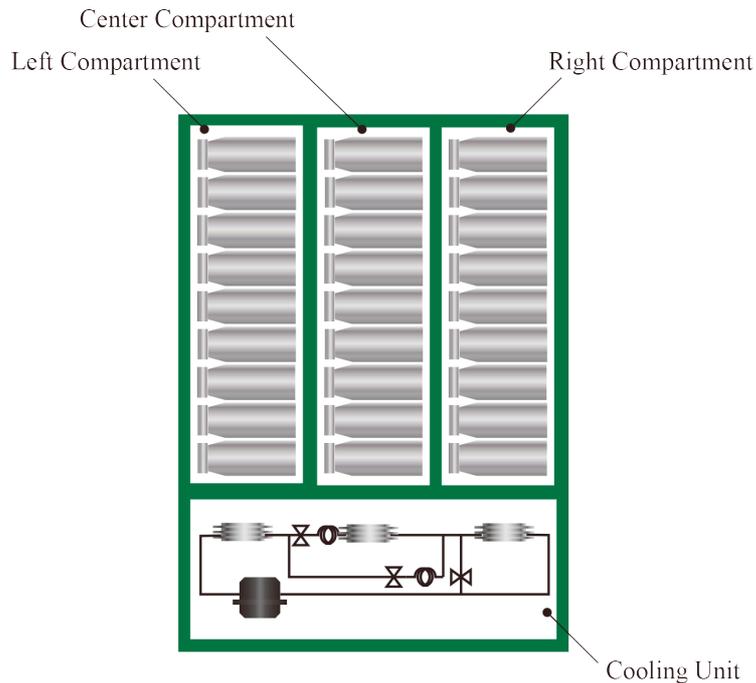


Fig. 1.10 Structure in the Vending Machine

1-3 期待される成果

本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁は、従来の方式と比較して安価に提供することができることが期待され、その結果、複数個の電子膨張弁を用いる自動販売機のような冷熱機器の低コスト化と省エネルギー対応を同時に進めることができる。また、従来のニードルを細孔と対向させる方式での低流量の場合における直線性が損なわれ易いという欠点に対しても、パルス駆動型電子膨張弁は、弁開度は開閉デューティにより調整できるため、従来方式とは異なり、低流量域でも高い直線性を得ることが期待できる。

冷熱機器の時定数は大きいいため、設置時や運転開始時などの過渡応答よりも定常状態における運転時間が長いことが多い。従って、低流量域での直線性が得やすく、良好な制御性を確保することができることは、省エネルギーの観点からも大きな利点となる。

空調機器など、多くの冷熱機器は、先進国だけではなく開発国においても非常な勢いで普及が進んでいる。本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁の特性を把握し、実用例における省エネルギーの確認ができれば、全世界的な観点からも、使用エネルギーの削減に大きく寄与するとともに、地球温暖化の防止に大きく役立つ。

このパルス駆動型電子膨張弁は、本研究で対象とする飲料自動販売機はもとより、家庭用の冷蔵庫、給湯器、空調機器やコンビニエンスストアなどの店舗におけるショーケース、カーエアコンなどの車両に搭載される空調機器などに加えて、産業用やインターネットデータセンターなどの様々な空調機器など、多くの分野への応用が可能である。

記号

A :	Cross section of duct [m^2]
B :	Magnetic flux density [Wb/m^2]
d :	Hydraulic diameter of duct [m]
F :	Force [N]
H :	Intensity of magnetic field [AT]
h :	Specific enthalpy [J/kg]
l :	Length [m]
\dot{m} :	Mass flow rate [kg/s]
N :	Turn number of Coil [T]
P :	Permeance [Wb/AT]
p :	Pressure [Pa]
R :	Magnetic Resistance [AT/Wb]
Re :	Reynolds number ($= \rho V d / \mu$) [-]
T :	Temperature [$^{\circ}\text{C}$]
V :	Velocity [m/s]
x :	Quality [-]
ϕ :	Magnet flux [Wb]
ξ :	Loss coefficient (≈ 1) [-]
λ :	Friction coefficient of pipe [-]
μ :	Viscosity [$\text{Pa}\cdot\text{s}$] , Relative permeability [H/m]
ξ :	Loss coefficient [-]
ρ :	Density [kg/m^3]
κ :	Thermal conductivity [W/mK]

Subscripts

0 - 11:	index of element
c :	contraction ,coil
cdn :	condenser
d :	V-shaped groove
e :	expansion
f :	friction
i :	inside
in :	inlet
l :	left

m: middle
o : open
out: outlet
r: right
t: total

第2章 飲料自動販売機の構造

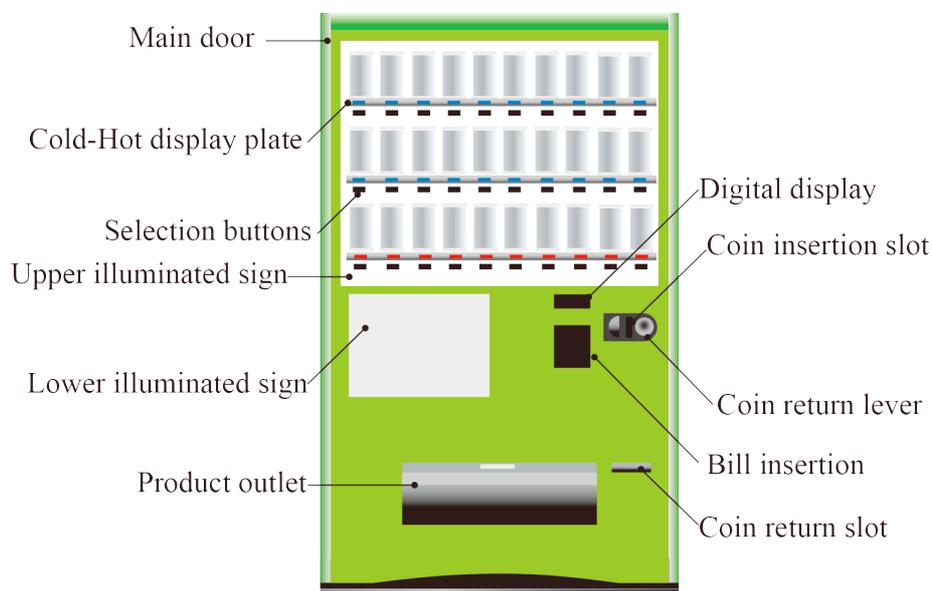
2-1 飲料自動販売機の構造と機能

自動販売機は、JVMA（日本自動販売機工業会）によると、「貨幣または、これに代わるカードなどの挿入により、自動的に物品、サービス、情報などを販売する機械装置」と定義されている。図 2.1 に、缶・ボトル飲料自動販売機の構造を示す。本研究は飲料自動販売機へ適用するパルス駆動型電子膨張弁を対象とするので、飲料自動販売機について以下に述べる。

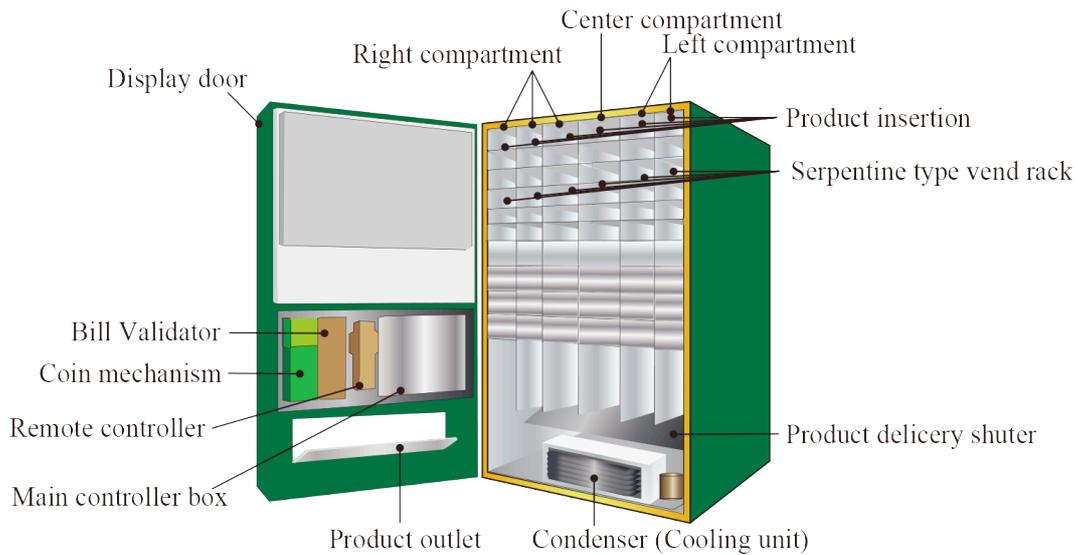
飲料自動販売機は大きく分けて5つの機能を有する。以下、その機能について述べる。

自動販売機における重要な機能が、接客機能である。これは飲料を購入しようとする消費者に対して、どのような商品をどのような価格で提供するかを商品ダミーの提示や金額表示により伝える機能である。また、消費者がどの商品を購入するかを決めるための選択ボタンなど、商品を購入する消費者と飲料自動販売機とのインターフェース機能となる。

この部分は、飲料自動販売機の扉に配置されており、言わば飲料自動販売機の顔と言える部分に相当する。飲料メーカー各社は、消費者動向を把握・分析し、金銭投入口の位置やその色合いなどにも独自のレイアウトを求めたり、また、各社独特の色で塗装をするなどして、消費者への訴求性を高めている。



(a) Front View of the Beverage Vending Machine



(b) Structure in the Beverage Vending Machine

Fig. 2.1 Front View and the Structure in the Beverage Vending Machine

金銭管理機能も商品購入者とのインターフェースとして、重要な機能である。一般に、自動販売機は、商品を購入する消費者から金銭を得て商品を提供するものである。従って、受け取った金銭の真贋判定を行い、釣銭を消費者に戻すなどの適正な金銭管理を行う必要がある。図 2.2 に硬貨の金銭処理装置および紙幣の金銭処理装置の構造を示す。



Fig. 2.2 Photos of the Coin Mechanism and Bill Validator

商品の収納販売機能は、消費者に対して商品を渡す飲料自動販売機にとって重要な機能となる。飲料自動販売機はオペレータの定期的な巡回による商品の補充により、ラックに飲料を蓄えている。飲料自動販売機は商品を購入する消費者が飲料を購入する際に、一本毎に提供する必要がある。消費者の要求に反して商品が売り切れていると、商品を販売する機会を逸することになる。

飲料は、図 2.3 に示すように、ラックと呼ばれる収納庫に蓄えられ、商品を購入する消費者が扉に配置された選択ボタンを押すことにより、切り出し機構が動作し、消費者が選択

した飲料を一本ずつ供給する構造となっている。一般に、飲料自動販売機に採用されているラックは、図 2.4 に示すようなサーペンタインラックと呼ばれる形状でオペレータが飲料を投じた時に、投入された飲料が整列するようにしている。ラックの形状は、まっすぐなガイドではなく、カーブを描くような形状となっている。これは、飲料の重量が全て切り出し機構にかかることを防ぐことを目的としている。

飲料自動販売機で売ることができる商品は限られており、全ての飲料を売ることができる訳ではない。飲料の容器によってはオペレータが飲料を投じた時に、ラックに整列することが出来ないものもある。この飲料のラック内での安定落下と整列性については実際の挙動と理論値を比較した運動解析に関する研究がある。

このような研究においては、容器が途中でバランスを崩して飲料容器が横にならずに縦方向に立ってしまう現象を避けるため、ラックの形状を最適にしようとするものである。最近では、特にペットボトル飲料の容器の薄型化が図られており、容器の剛性の影響を定量的にとらえることは、ラックの最適設計においては、重要なこととなる。また、これら研究においては、飲料の容器と内部の飲料が摩擦を介して、別々に運動するなどの解析上の工夫がなされている^{[10][11]}。

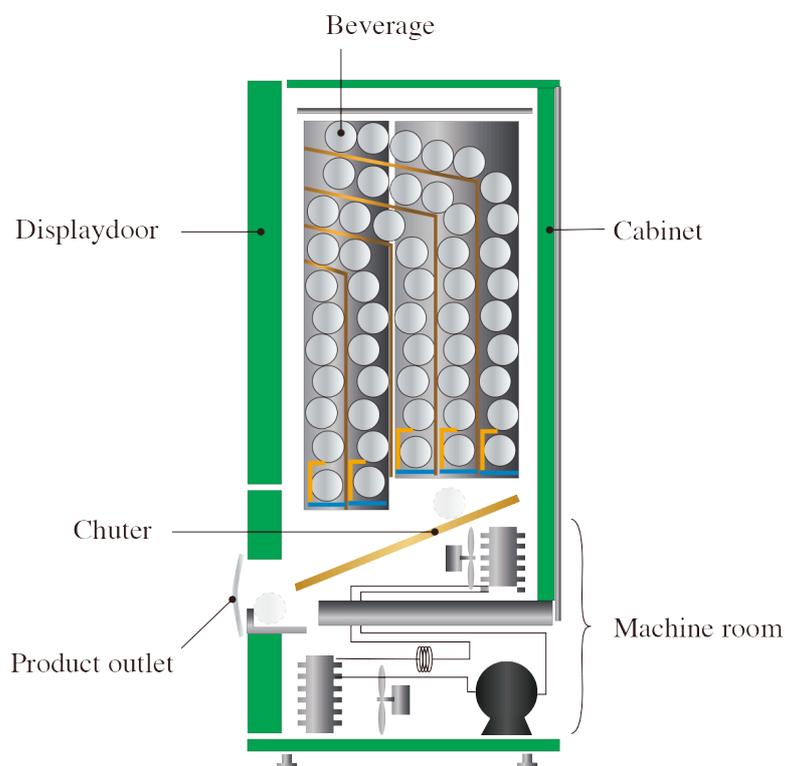


Fig. 2.3 Serpentine Vend Rack in the Vending Machine

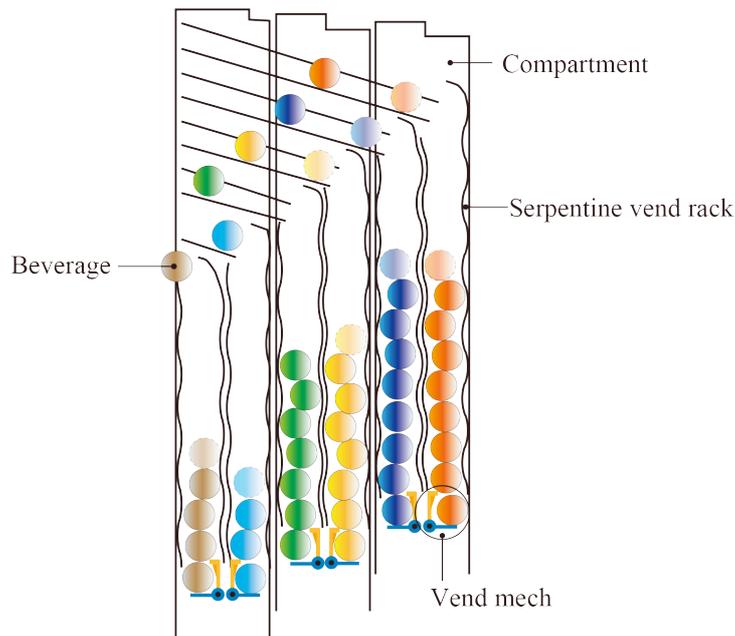


Fig. 2.4 Cross Sectional View in the Vending Machine

ラックに収納された飲料は、ラックの最下部に配置されている商品の切り出し機構により飲料を一本ずつラックより取り出し、商品購入者に提供する。図 2.5 にメック機構の構造を、図 2.6 にメック機構の動作の様子を示す。

メック機構は、図 2.6 の左に示すように常時はテーブルがラックの最下部にある飲料を支持している構造となっている。該当する飲料が選択された場合に、まず、フラッパーと呼ばれる軸で支持された回転可能な支持部が回転して、販売しようとする飲料の次の飲料を支える。その後、販売しようとする飲料を支えていたテーブルが回転し、飲料をシューターに落下させる。テーブルが元の状態に復帰した後に、フラッパーも元の位置に復帰し、この時、新たに販売する飲料がラック内を落下移動し、テーブルで支持されることになり、元の状態に戻る。

実際には、テーブルもフラッパーも、ソレノイドや小型モーターなどの簡単な構造のアクチュエータで動いている。従って、飲料全体の重量を直接支えることは非常に困難である。サーペンタイン形状のラックは、飲料の重量を側面に逃がし、加えて重量の多くをそれが支えているものである。

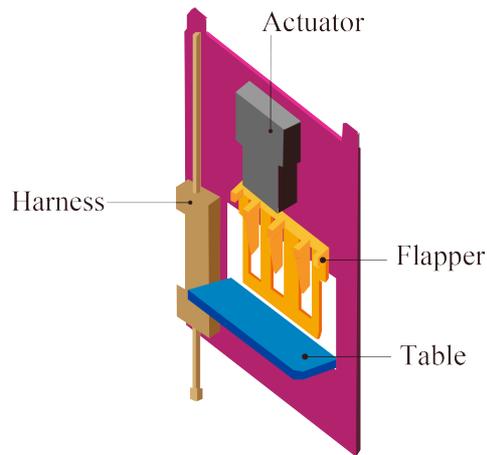


Fig. 2.5 Segmenting Mechanism

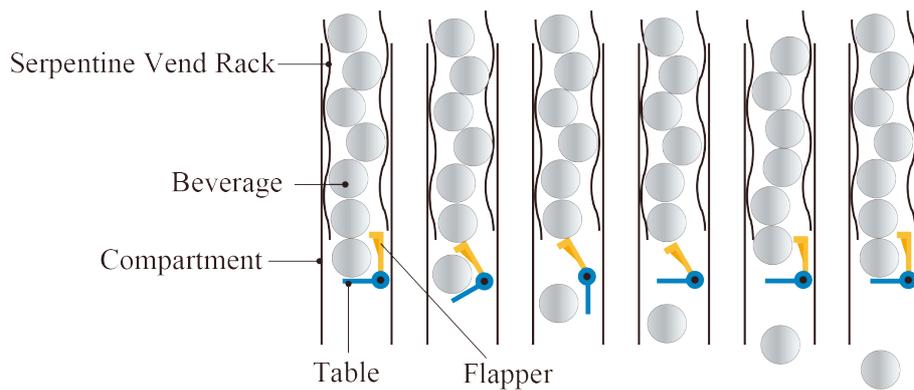


Fig. 2.6 Motion of the Segmenting Mechanism

本研究に最も関わりがある冷熱機能は、ラックに蓄えられた飲料を適切な温度に保つ機能となる。飲料は、冷却もしくは加温され、冷たい飲料もしくは温かい飲料として消費者に提供される。この飲料の温度は一定の温度に保つことが製品仕様として要求されている。

飲料自動販売機が管理する温度については、商品を購入する消費者が最も美味しく感じられる温度が飲料メーカーによって、決められている。例えば、冷却する飲料においては、5°Cが目標となり、温める飲料においては、55°Cが目標とする温度として定められている。実際には、収納庫内にある全ての飲料を規定の温度に保つ必要があるわけではない。商品を提供する順に、例えば、少なくとも5本は規定の温度に保たれることが要求される。オペレータが商品を投入した直後の飲料自動販売機の上部にあるような商品などは、実際に売るタイミングは、数日後になる可能性が高いため、規定の温度に保たれる必要はない。

このためには、熱交換器から得られる冷風もしくは温風をラックの下部に効率良く当て

る必要がある。この気流解析は、閉空間内の気流解析に基づくものである。閉空間における解析については、様々な条件での解析を行ない、その最適化手法をまとめている研究がある。

図 2.7 に飲料自動販売機内部の気流解析の有限要素法による解析結果と実測結果の例を示す。図 2.7 で黒で示した気流流れの解析結果と赤で示した気流流れの実測結果と比較して流れの状態は解析結果と傾向的に一致する結果が得ることができている。一般に、冷熱機能が目指すものは解放された空間を対象ではなく、ほぼ閉じられた空間内での熱管理である^{[12][13]}。飲料自動販売機においては、効率の面から特に効果がある技術であり、気流解析の計算精度の向上や最適構造などを目指した様々な研究がなされている^{[14][17]}。

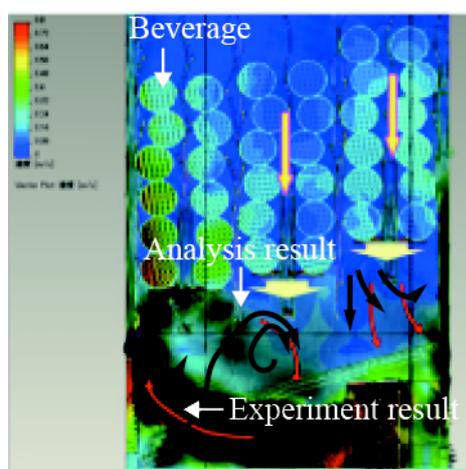


Fig. 2.7 Air Flow Analysis in the Beverage Vending Machine

制御機能においては、まず、商品を購入する消費者が商品を選択し金銭を投入した時に、それに応じた商品を選択し、メック機構によって消費者に商品を提供し、場合によっては釣り銭を消費者に戻すなどをするメカトロニクス機能の制御がある。また、各々の収納庫の温度を監視し、商品温度の状態に応じて、商品が目標の温度となるようにする冷熱機能の制御がある。

オペレータは、商品の補充時に補充したことを再設定するなどの様々な設定をする機能があり、先に図 2.1 で示した扉の裏側に取り付けられたリモコンを用いて、オペレータが設定する。最近では、簡単な通信手段を用いて、飲料自動販売機の状態を中央で把握するための機能があり、どの商品が売れているかなどを把握するための機能もある。

図 2.8 に飲料自動販売機のハードウェア構成ブロック図を示す。一般的な飲料自動販売機においては、マスターボードと呼ばれるマイコンを搭載したプリント基板とスレーブと呼ばれるサブ基板とを組み合わせて、ハードウェアが構成されている。マスター基板の CPU は様々なデータの入出力ポートとともに、販売データなどの管理データを格納するメモリ

一などがある。また、販売を行うための選択スイッチなどの入力信号とともに、販売金額などを表示するディスプレイ部、売り切れ表示灯などの販売に関する出力信号が処理されている。また、オペレータが飲料自動販売機を操作するためのリモートコントローラとも接続されており、オペレータによる飲料自動販売機の設定などの入力や販売管理データなどの出力が行われる。

冷熱に関する制御機能について図 2.8 に赤で囲ったブロックで示す。3つある収納庫の庫内の温度を測定する温度センサが配置されている。また、各収納庫に対応した電磁弁があり、蒸発器への冷媒の運転停止を制御している。一部では、インバータを用いて圧縮機の回転数を制御し、省エネルギーを行う飲料自動販売機もある。しかしながら、ほとんどの飲料自動販売機は、低コストに対応するため、商品の収納庫内の温度センサにより収納庫内の温度を監視して、圧縮機をオンオフ制御するのが一般的な方法である。

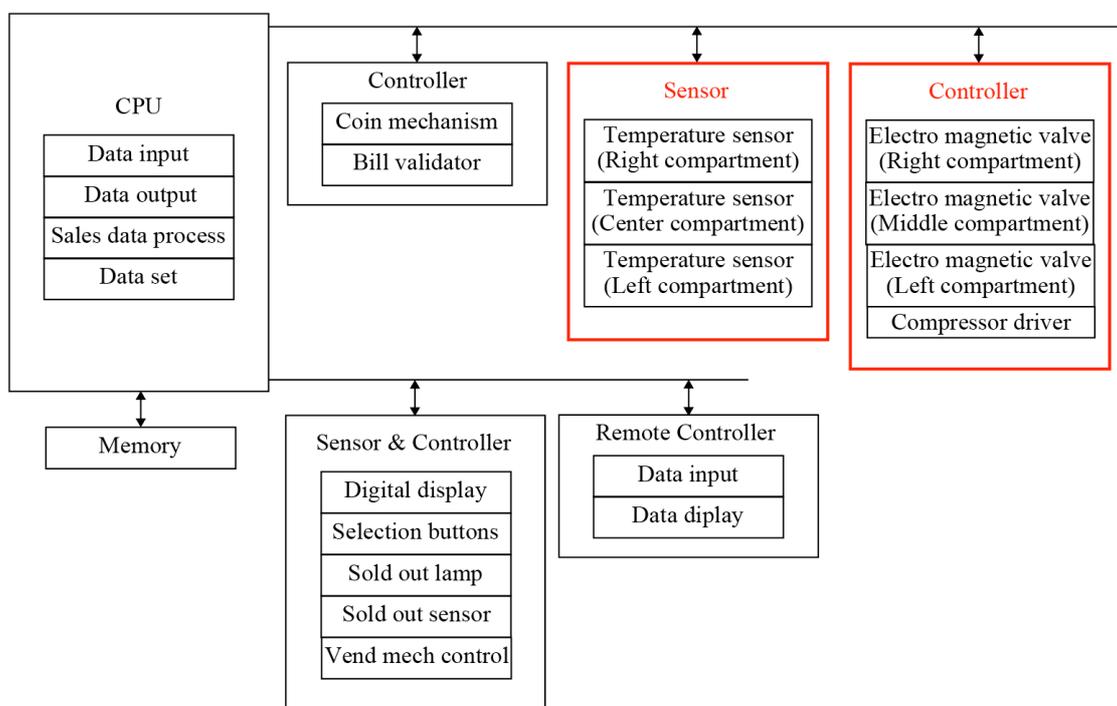


Fig. 2.8 Hardware Block Diagram in the Vending Machine

2-2 自動販売機における冷熱技術

先に図 1.10 に示したように、飲料自動販売機は3つの収納庫に分かれて飲料が内部に収納されている。各々の収納庫においては、季節に応じて、収納庫内部の飲料は加温もしくは冷却されている状態にある。

この加温と冷却の組み合わせによって、自動販売機は、一般に、3つのモードで運転される。図 2.9 に自動販売機の運転モードを示す。この機能は、日本の飲料自動販売機独自で持

つ機能である。季節や環境温度に従って、飲料自動販売機の運転モードは設定される。これは季節や環境温度に応じて飲料自動販売機を通じて、少しでも多くの商品を売れやすくすることが狙いである。

加温する状態を H (Hot) で、冷却する状態を C (Cold) で表すことがある。全ての収納庫の飲料を冷やす運転モードを C-C-C モード、1つの収納庫のみの飲料を温め、他の2つの収納庫の飲料を冷やす運転モードを H-C-C モード、2つの収納庫の飲料を温め、他の1つの収納庫の飲料のみを冷やす運転モードを H-H-C モードと呼ぶ。

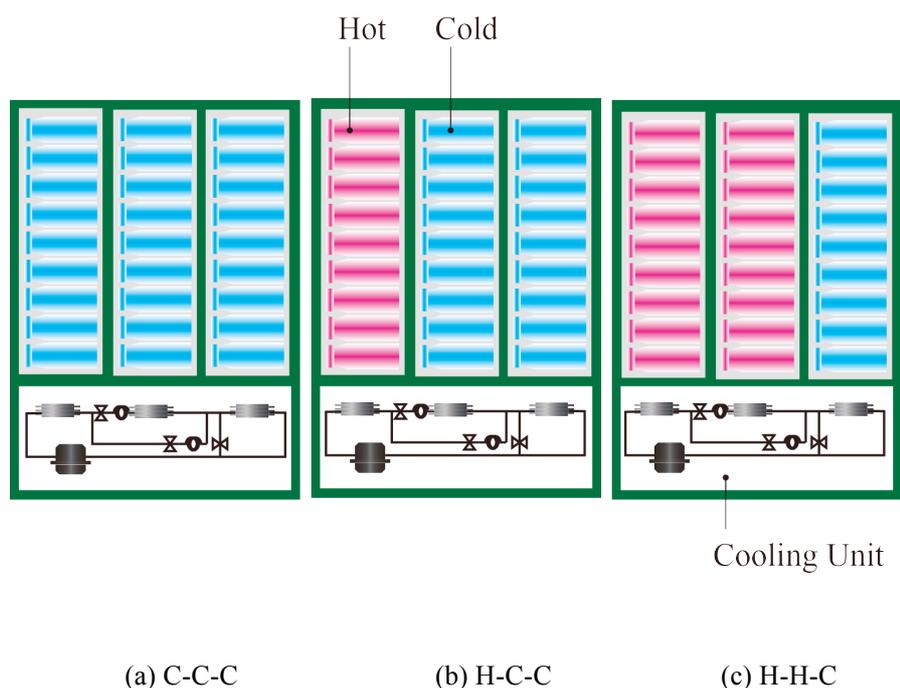


Fig. 2.9 Drive Mode of the Vending Machine

暑い夏においては、自動販売機の中の飲料は、全て冷やされた飲料として提供される。春や秋においては、3つある収納庫のうちの一つを暖かい飲料の提供に使う H-C-C モードで飲料自動販売機は、運転される。商品を購入する消費者の嗜好にも依るが、春や秋などの季節においては、冷たい飲料を好む消費者もいれば、一方で、温められた飲料を求める消費者もいる。さらに、寒い冬では春や秋に比べて、暖かい飲料を提供する機会が増えるので、飲料自動販売機は、H-H-C モードで運転される。

日本独自のこのような運転モードがあるために、飲料自動販売機の冷却回路は、一般的な冷蔵庫のような単純な構成ではない。この結果、飲料自動販売機の冷却回路は、各収納庫に対応する熱交換器が配置され、各々の収納庫は、互いの熱リークを抑制するために、仕切り板と呼ばれる断熱壁で遮蔽され、部品点数が多い複雑なものとなっている。

実際の消費電力量の評価においては、恒温室で春・秋、夏、冬の環境温度を想定し、飲

料自動販売機を動かしながら，1日あたりの消費電力量の評価を行う．これに相当する日数を掛け合わせ，その総和を年間消費電力量とする．表 2-1 にその条件をまとめる．

Table 2.1 Energy Consumption of the Vending Machine for an Year

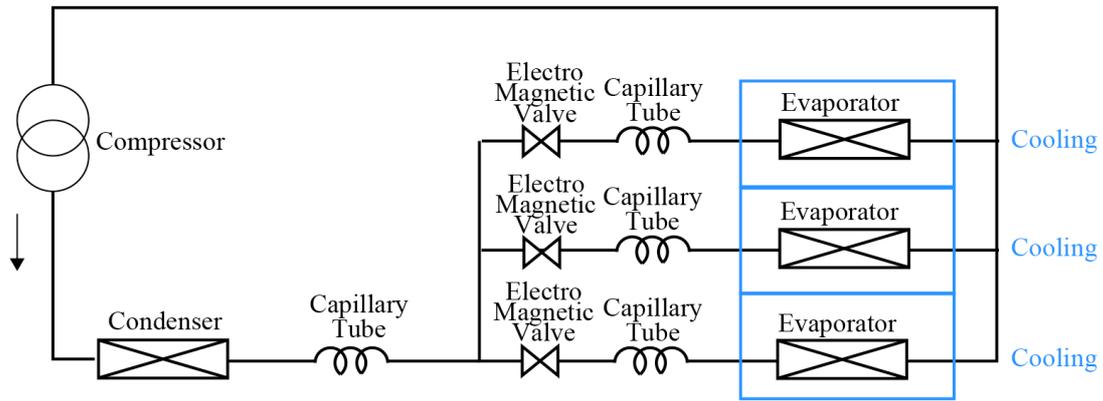
Season	Temperature	Term
Spring, Fall	15 °C	185 days
Summer	32 °C	90 days
Winter	5 °C	90 days

従来の飲料自動販売機における一般的な冷却回路の C-C-C モード，H-C-C モード，H-H-C モードについて図 2.10 に示す．図 2.10 に示す飲料自動販売機の冷却回路では，図中，太線は冷媒が流れている配管を，細線は冷媒が流れていない配管を示す．図 2.10 に示す冷却回路では飲料を加温する機能は冷却回路にはなく，加温は，電気ヒーターにより行われている．また，その際に，商品を加温する収納庫に対応する膨張器には冷媒が流れないように，膨張器の上流にある電磁弁は閉じられた状態にある．

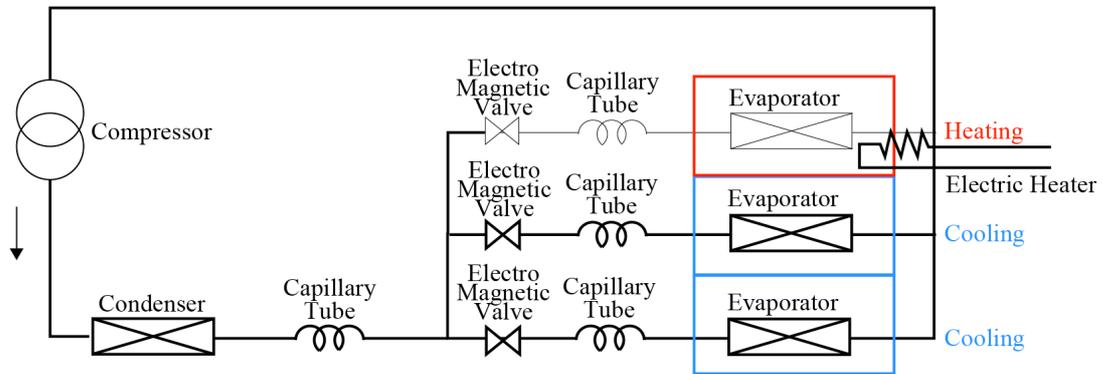
図 2.10(a)に示す C-C-C モードでは，圧縮機で圧縮された高温高压の冷媒は，共通に配置された凝縮器を通り，低温高压の冷媒となる．その後，キャピラリを経て各収納庫に対応した蒸発器に流れ込み，ここで膨張して相変化を起こす．蒸発器にはファンが併設されており，このファンから飲料自動販売機内で飲料を収納している収納庫に冷気が流れ，飲料を冷却することができる．

従来の飲料自動販売機では，飲料の加温は電気ヒーターにより行われていた．図 2.10(b)に示す H-C-C モードでは，飲料を加温する収納庫には冷媒は流れず，対象となる収納庫は冷却されない．この流れの制御は膨張器の上流にある電磁弁により行われる．加温する収納庫には電気ヒーターが配置されており，ファンにより加温された空気を収納庫内に循環することで，飲料は加温される．図 2.10(c)に示す H-H-C モードの場合には，H-C-C モードと同様に，飲料を温める収納庫においては，電磁弁を閉めて冷媒が流れないようにし，電気ヒーターで加温する．

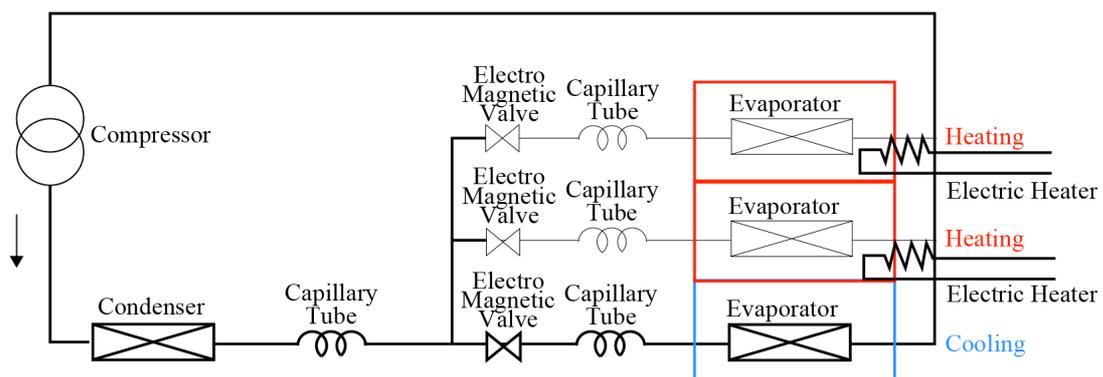
上述したように，従来の冷却回路では飲料を加温する場合には，効率の悪い電気ヒーターを用いていた．このために，春や秋，冬といった飲料の加温が生じた場合に，特に効率の悪い冷却回路となっていた．



(a) C-C-C



(b) H-C-C



(c) H-H-C

Fig. 2.9 Refrigeration System of the Conventional Beverage Vending Machine

2-3 これまでの低消費電力化技術

先に述べた従来の飲料自動販売機に対する低消費電力対応へのこれまでの取り組みは、主に断熱技術とヒートポンプ技術、さらには収納庫内に流れる気流制御技術であった。以下、これらの取り組みについて詳細に述べる。

図 2.10 は、飲料自動販売機の消費電力量の推移を 1997 年の消費電力量を 100% として示したものである。2001 年と 2004 年にかけて消費電力量が大きく減少していることがわかる。また、2008 年にも大きく消費電力量が変化している。

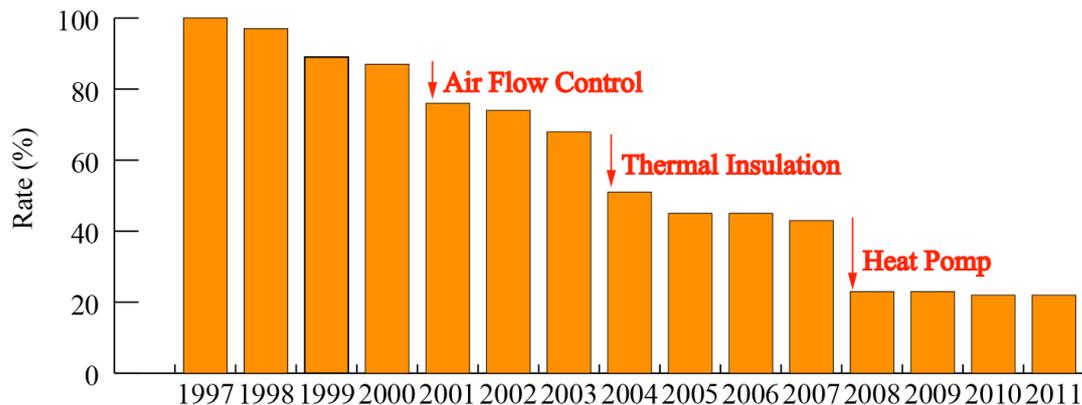


Fig. 2.10 Change of the Power Consumption in the Beverage Vending Machine

2001 年に消費電力量を大きく減少することができた要因は、気流制御技術である。飲料自動販売機に内部にある飲料で加温や冷却の対象となるのは、収納庫にある全ての飲料ではない。実際に、加温や冷却が必要な販売直前の数本であるため、気流は対象となる飲料に向けて流れるよう制御されなければならない。図 2.11 は、自動販売機における気流制御の様子を示したもので、気流の吹き出し口と吸い込み口を適切に配置することにより対象となる飲料のみを適切な温度に保つことができ、その結果、低消費電力化を達成することができる。

一般に、この温度を管理する必要がある飲料はラックの下部の 5 本程度となっている。従来はこの温度を管理するために、図 2.11 に示す事例では気流の流れはシューターの前方に開けられた孔から飲料自動販売機の奥にある吸い込み口までを気流を流し、ラックの株にある販売直前の飲料を加温もしくは冷却する構造であった。

この方法は、飲料自動販売機の前部からシューターに設けられた孔を通じて加温もしくは冷却された気流をラックの下部に流す方法である。この時には、気流はラックに詰められた飲料の間の空間を通り抜けるために、流体抵抗が大きい欠点があった。これを改良するため、図 2.12 に示すように、シューターの孔にバーリング加工を施して、ラックの下部にある飲料商品に集中的に空調された気流が流れるような構造とした。

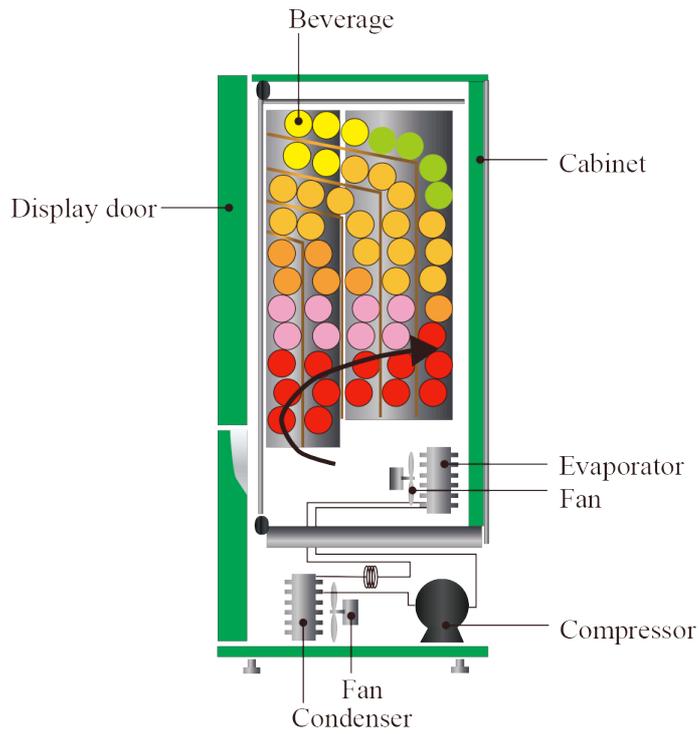


Fig. 2.11 Air Flow Control in the Beverage Vending Machine

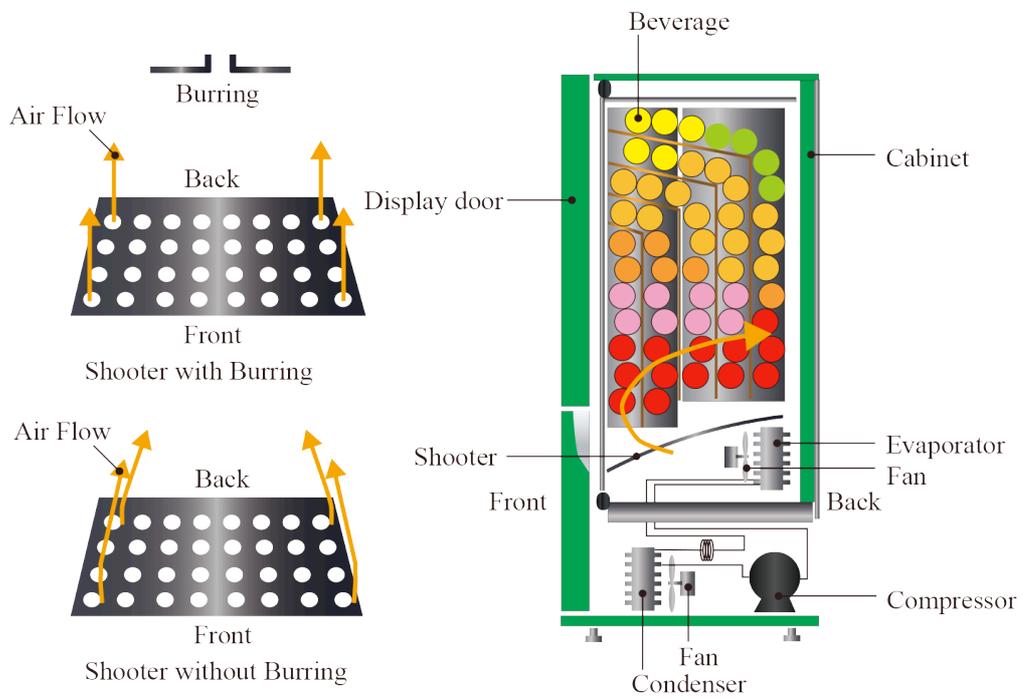
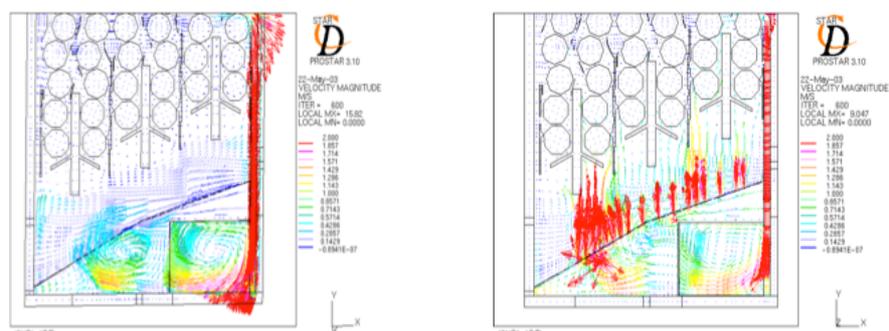


Fig. 2.12 Air Flow Control by the Burring Processing

シューターにバーリング加工をする前後の気流解析結果を図 2.13 に示す。バーリング加工を施されたシューターの孔からは収納庫に収納されている飲料に向けて下の方から気流が流れるような構成となり、狙い通り熱伝達効率を向上することができた。



(a) Without Bar ring Processing

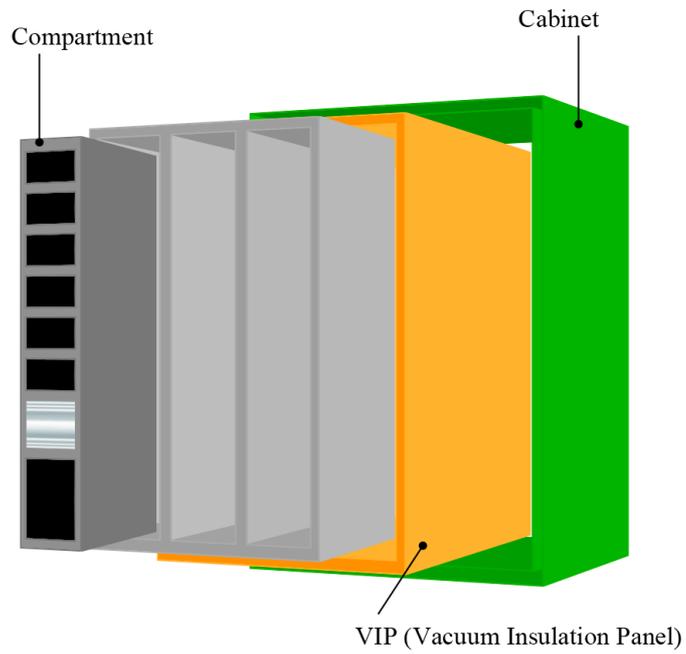
(b) With Bar ring Processing

Fig. 2.13 Analysis Result of the Effect of the Bar ring Processing

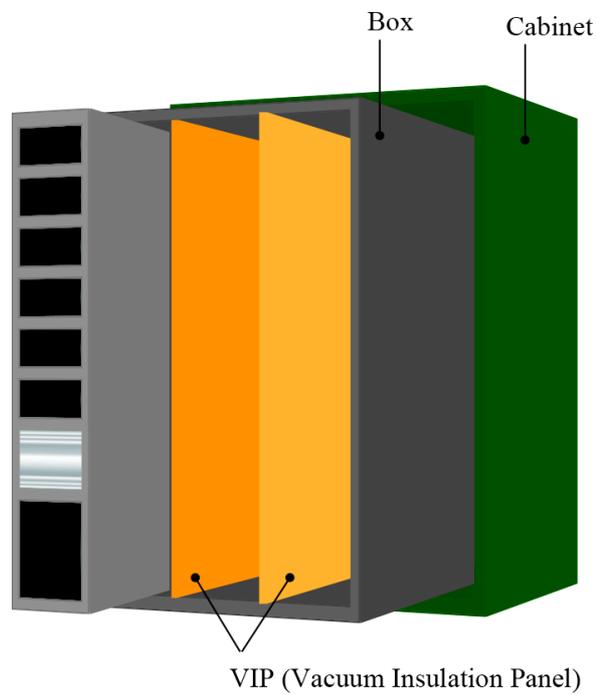
2004 年における改善は断熱技術の向上に依るものである。2004 年以前にも飲料自動販売機の外気からの熱侵入については、図 2.14(a)に示すように、断熱性の高い真空断熱材を用いていた。その後、低消費電力の要求が高まるにつれ、各収納庫間の断熱の重要性が認識され、飲料を加温する収納庫から飲料を冷却する収納庫への熱リークを抑えるよう収納庫間の断熱のための仕切り板を配置した。この断熱技術による効果は大きく、真空断熱材を用いた仕切り板によって 25%の消費電力が低減できた。図 2.14(b)に、仕切り板に真空断熱材を用いた飲料自動販売機の断熱構造を示す。

この断熱技術に関する取組みは現在でも継続的に取り組まれており、最近では、飲料自動販売機における運転時の熱移動を可視化して測定し、様々な熱侵入経路を明確にする研究がなされている。断熱技術を追及した製品として、ピークシフト自動販売機と呼ばれる飲料自動販売機がある。ピークシフト自動販売機では、電力消費の少ない夜間に飲料自動販売機内にある飲料を冷やし、電力消費が大きくなる昼間には冷却回路を止め、需要の大きい昼間の電力消費を抑制することで、電力事情に貢献しようとするものである。特に、社会的な問題となっている夏の昼間におけるピーク電力の抑制に貢献する技術である。

図 2.15 に、夏場におけるピークシフト飲料自動販売機の考え方を示す。深夜の 23 時から翌朝の 6 時までには圧縮機を回転し、飲料自動販売機に収納されている飲料を冷やし続ける。この時、ラックの下部の飲料のみを冷やすのではなく、収納されている全ての飲料を冷やす。その後、朝の 6 時から 23 時までには冷却機能は停めてしまう。この時、夜間に冷やされた飲料自動販売機の内部にある商品の熱容量を利用して飲料の温度を維持する。従って、図 2.15 の上部に示すように、電力需要のピークにおける電力の使用を抑えることができる。



(a) Structure in the Conventional Beverage Vending Machine



(b) Structure in the Beverage Vending Machine with VIP as partition

Fig. 2.14 Thermal Insulation Structure of the Beverage Vending Machine

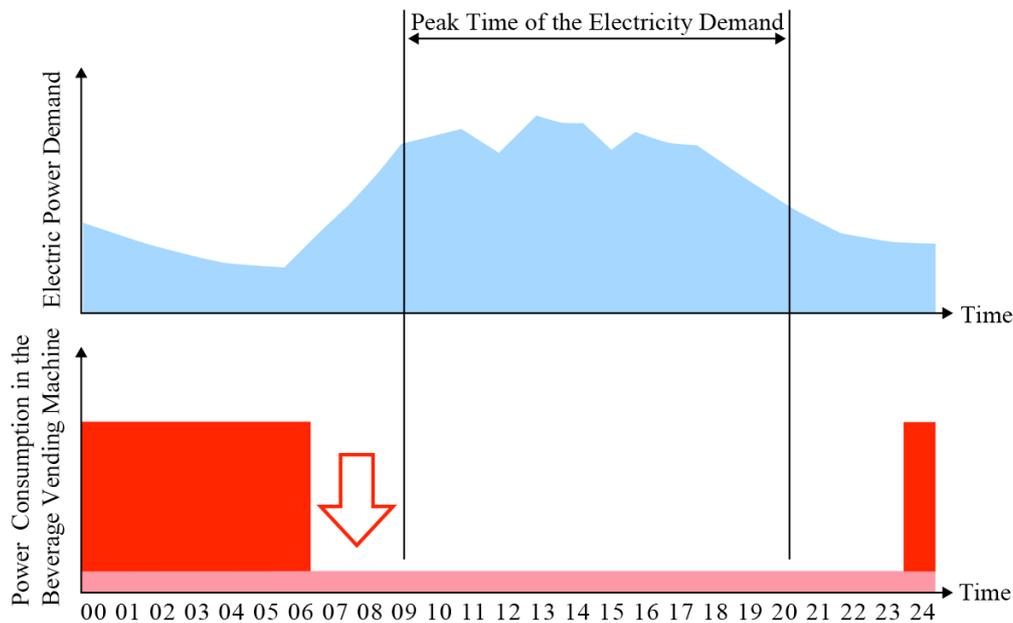


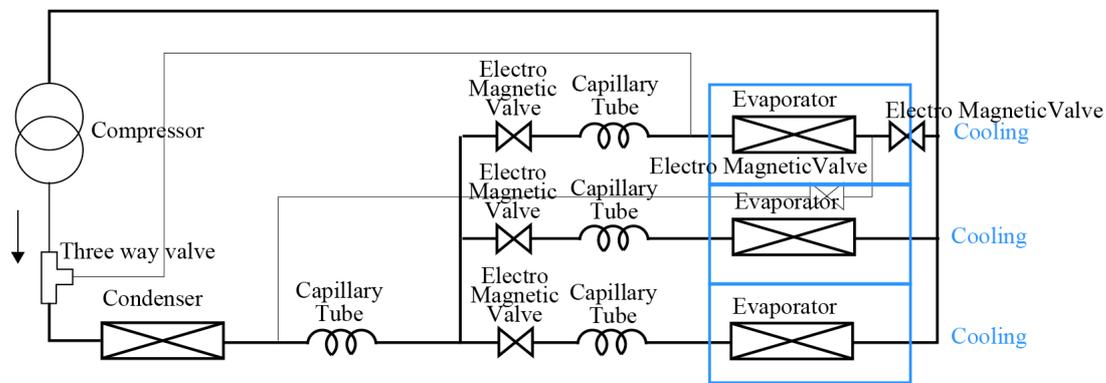
Fig. 2.15 Power Consumption in the Beverage Vending Machine in Summer

図 2.16 に、先に図 2.9 で示した冷却回路を改良したヒートポンプ回路を示す。図 2.9 で示したと同様に、太線は冷媒が通る配管を示し、細線は冷媒が通らない配管を示す。図 2.16(a) に示す C-C-C モードに対応するヒートポンプ回路では、先に図 2.9 で示したと同様な冷却回路で収納庫内の飲料は冷却されることになり、大きな変更点はない。

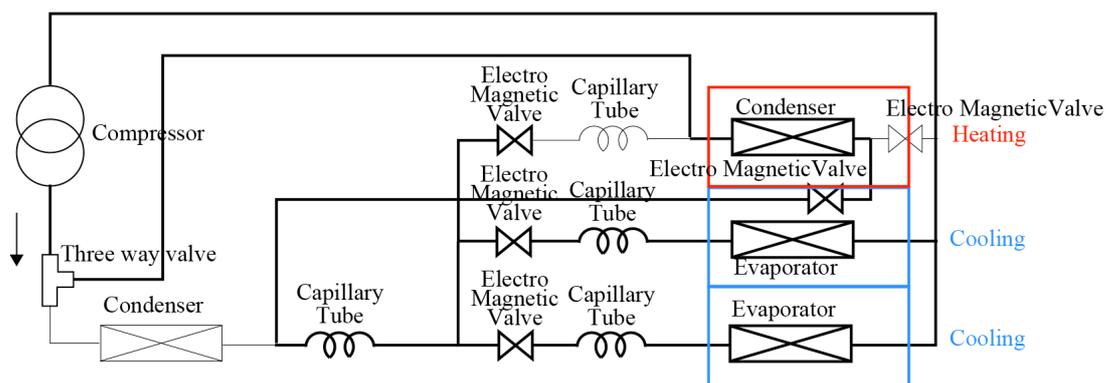
1 つの収納庫のみを加熱する H-C-C モードにおいては、加熱機能が必要となるため、図 2.9(a) および図 2.16(a) に示した冷却回路とは異なる配管系に冷媒は流れることになる。加熱する収納庫に対応するため、圧縮機の下流にある三方弁を切り替え、蒸発器の下流の電磁弁を閉じることにより、三方弁からはバイパス回路に向けて冷媒が流れる。この時、C-C-C モードでは蒸発器として使用されていた熱交換器は凝縮器として用いられ、C-C-C モードで用いていた凝縮器には冷媒は流れない。この結果、図 2.16(b) で一番上にある収納庫内は加熱される。その他の収納庫は、凝縮器として使用される熱交換器からこれまでと同様に冷媒が流れ冷却される。2 つの収納庫を加熱する H-H-C モードにおいては、加熱のための負荷が大きくなるため、一つの収納庫は、先に述べた H-C-C モードと同様にヒートポンプ機能により加熱するが、もう一つの収納庫は、電磁弁を閉じて冷媒の流れを止め、電気ヒーターで加熱する。

ヒートポンプは電気ヒーターと比べて、周囲の熱の活用などができ効率が高いため、低消費電力化を大きく進めることができる。実際の製品では、ヒートポンプを用いた飲料自動販売機においては、それ以前と比較して 47% の省エネルギーを達成することができた。特に、H-C-C モードにおいてその効果は大きい。H-C-C モードは、季節としては春と秋に用

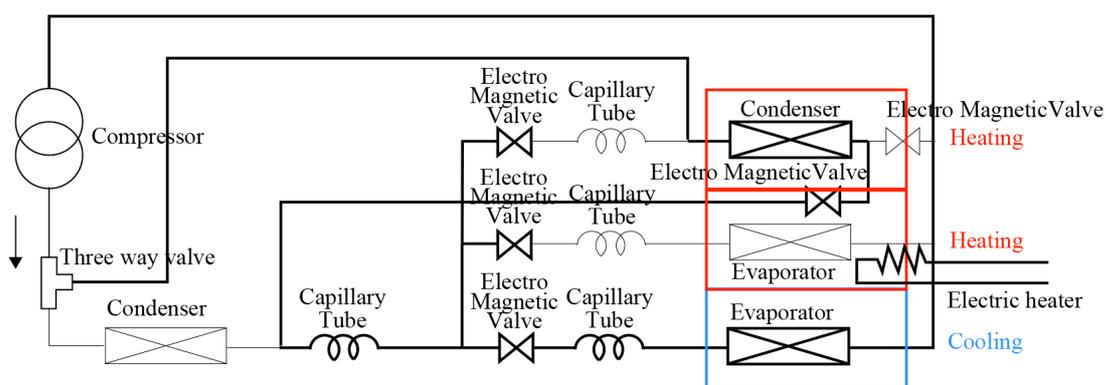
いられるため、夏における C-C-C モードや冬における H-H-C モードなどと比較して使用する日数が多い。従って、年間の消費電力量を大きく低減することができた。



(a)C-C-C



(b)H-C-C



(c) H-H-C

Fig. 2.16 Heat Pump System in the Beverage Vending Machine

2-4 パルス駆動型電子膨張弁開発の狙い

これまでに述べたように、昨今においては、社会的な要求と同時に、電力使用量の負担軽減などの観点から飲料自動販売機における省エネルギーへの取り組みは継続的に取り組まれている。

加温や冷却する飲料の量を抑制し、少しでも不要なエネルギーの使用を排除する取り組みや、外部からの熱侵入に加えて、加温する収納庫から隣り合う収納庫への熱侵入の抑制に真空断熱材を用いる構造、さらには効率の良いヒートポンプ運転などの採用により、この15年間でほぼ1/5という消費電力の低減を行うことができている。

飲料自動販売機では、以上に述べたことから、さらに省エネルギーを進めることは非常に困難な課題であった。このような余裕がない飲料自動販売機において、さらに大きな改良を加える一つの方法として、本研究では、飲料自動販売機が設置されている場所の季節毎の気温の変化や、1日の気温の変化に対応できる制御が可能な飲料自動販売機の開発を目指すこととした。

周囲の環境変化に対応するため、負荷の状態に応じて冷媒の流量を制御できる安価な構造の電子膨張弁を開発することとした。そこで、パルスモータで弁開度を制御するのではなく、安価なソレノイドを用いて弁の開閉を制御し、その弁開度デューティにより冷媒の流量を制御する機構を考案した。これをパルス駆動型電子膨張弁と呼ぶ。

パルス駆動型電子膨張弁は、電磁弁と同様の構造を有する。このため、電磁弁の機能を代替することを考慮すると、パルス駆動型電子膨張弁を追加したことによる大きなコストアップは生じない。また、キャピラリーチューブと電磁弁の除去による部品点数の削減により、冷却回路を組むための加工工数を低減できる。このため、冷却回路全体としてコストダウンを期待することができる。このようなコストダウン効果と合わせて、機能面においても低消費電力化のための効果を期待することができる。

飲料自動販売機は、季節に応じた温度管理が必要なため、3つの収納庫に分けられることは、先に述べた。従来の方式であるキャピラリーチューブを用いた冷却回路においては、図 2.17 に示すように、右、中央、左の3つの収納庫は商品を冷却する場合の目標温度に到達するまでの時間を管理することができず、圧縮機を駆動する時間が長くなる。例えば、図 2.17 では、目標温度に到達が最も遅れる左収納庫のために、圧縮機を時をかけて駆動する必要がある。圧縮機が単純に On/Off 駆動されるのであれば、負荷の大きさに関わらず、圧縮機は一定の回転数で駆動されることになり、多くの電力を消費することになる。インバータを用いて回転数を制御した場合においても、到達時間を同期した場合と比べると、より多くの電力を消費する。

これに対し、パルス駆動型電子膨張弁を用いる冷却回路では、負荷に応じた冷媒の分配量を制御することが可能となり、図 2.18 に示すように、各収納庫の冷却時間を同期することができ、大きく省エネルギー化を達成できる。

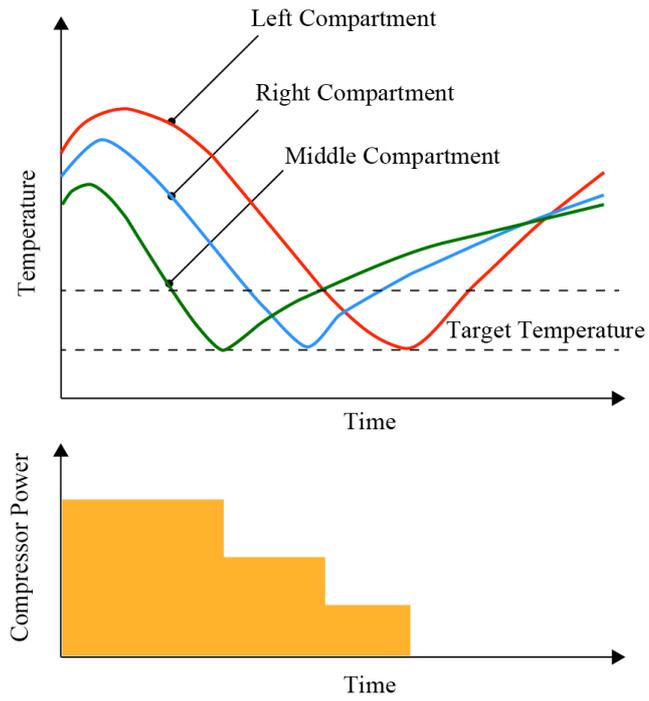


Fig. 2.17 Temperature Change with the Capillary Tube

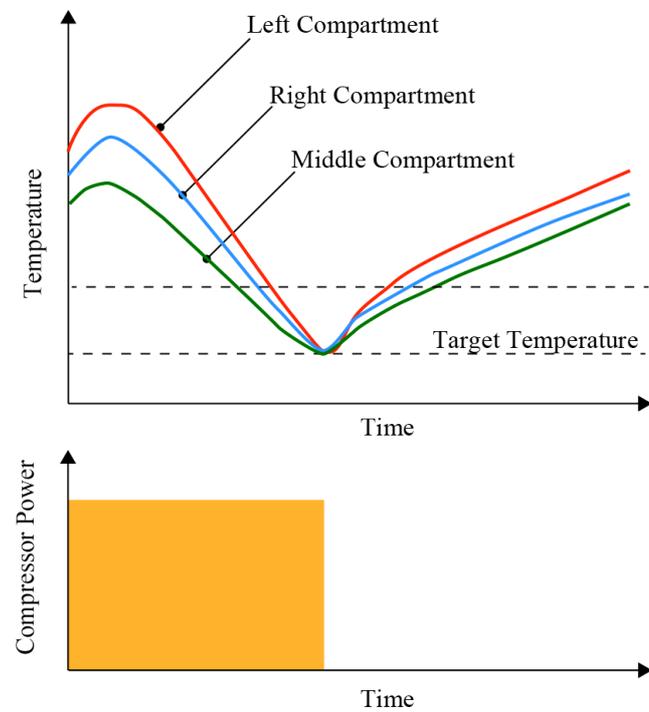


Fig. 2.18 Temperature Change with the PD-EEV

パルス駆動型電子膨張弁における最大の技術課題は、その減圧機構における現象の複雑さにある。冷媒は、主に細孔による摩擦損失を通じて減圧されるが、その細孔の前後にも流路は配置されており、それらの影響についても考慮する必要がある。パルス駆動型電子膨張弁においては、構造上、装置の奥に細孔を配置する必要がある。従って、液相の状態では細孔に流入した冷媒が、細孔内においてどのような状態になっているのかを可視化することは、難しい。

本研究では、自然冷媒として今後、普及が加速すると考えられる R744 冷媒を用いる。減圧時におけるその挙動は一義的に定義できるものではなく、複雑な変化を示す。本研究では、流体力学的な視点から、細管による減圧効果についての定量的な検討を中心に述べる。

第3章 パルス駆動型電子膨張弁の減圧特性

3-1 パルス駆動型電子膨張弁適用の狙い

本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁の適用による飲料自動販売機の低消費電力化の可能性についてまとめる。飲料自動販売機の冷凍サイクルは、図 3.1 に示すようなモリエル線図で示すことができる。ここで、パルス駆動型電子膨張弁が果たす役割は、図 3.1 に実線で示す膨張過程に相当する機能となる。

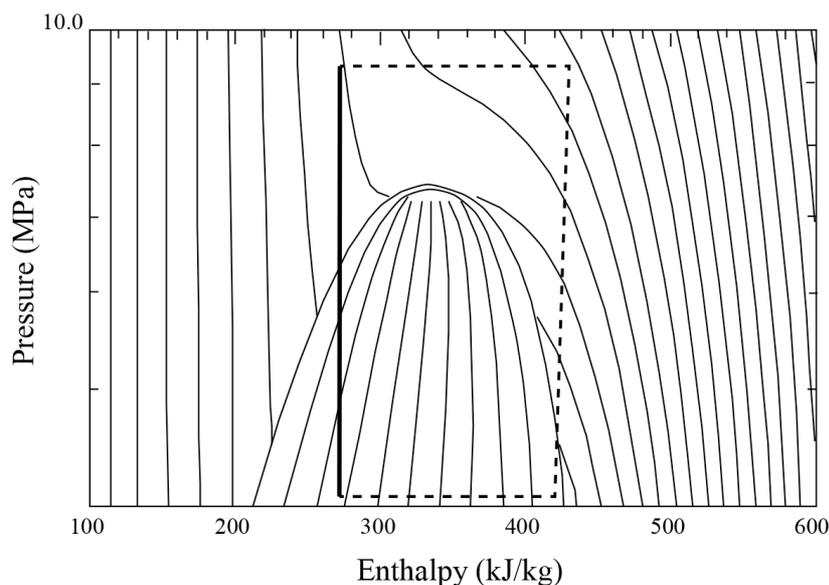


Fig. 3.1 Mollier Chart

パルス駆動型電子膨張弁を用いた冷却回路は、従来のヒートポンプ方式の冷却回路と大きな変化はない。図 3.2 にパルス駆動型電子膨張弁を組み込んだ冷却ユニットの構成を示す。圧縮機で圧縮されて高温高压状態となった冷媒は凝縮器に流れ、ここで低温高压の状態となる。パルス駆動型電子膨張弁は、凝縮器から蒸発器に向かう途中に配置されており、パルス駆動型電子膨張弁で冷媒は減圧され臨界状態を経て、相変化を起こす。冷媒は、そこから各収納庫に対応した蒸発器に向かう。蒸発器は、3つある個々の収納庫に対応して同数が配置されている。

各収納庫に対応した蒸発器は蒸発器としてだけでなく加温にも用いられることがあり、その時には蒸発器としてではなく、凝縮器として機能する。また、パルス駆動型電子膨張弁は、電磁弁と同様の構造をしており開状態と閉状態を持つ。このため、電磁弁としても用いることができる。図 2.9 や図 2.15 に示した冷却回路で配置されている電磁弁は除くことができ、その分、部品点数を少なくすることができる。

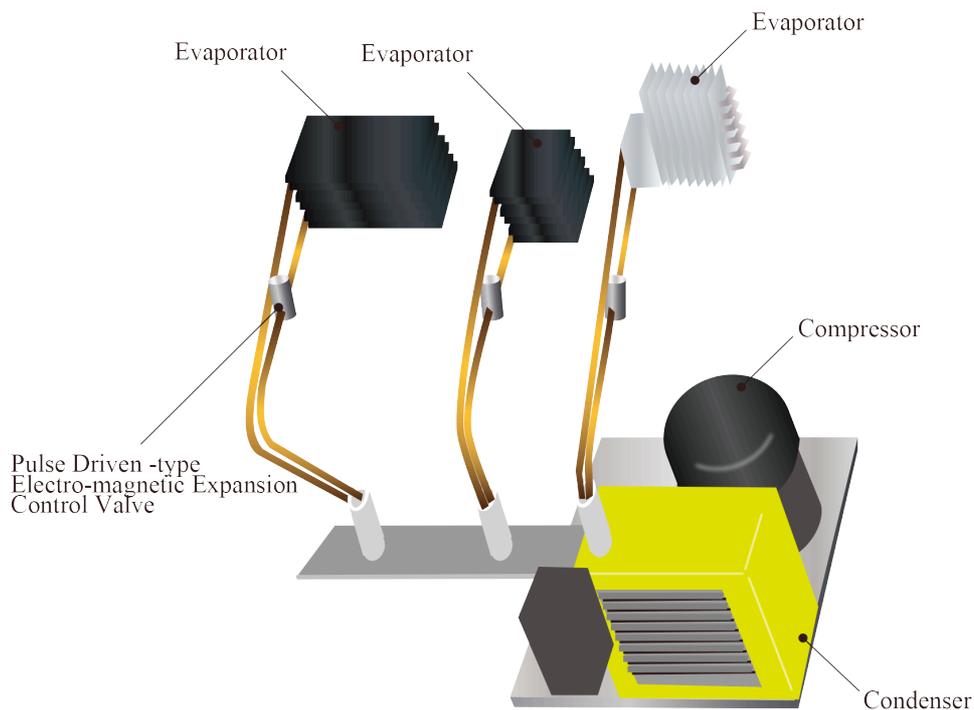


Fig. 3.2 Refrigerating Unit

このパルス駆動型電子膨張弁を組み込んだヒートポンプ式冷却回路を先に示したキャピラリーチューブを用いたヒートポンプ式冷却回路と比較して、図 3.3 に示す。図 3.3 に示す回路は、収納庫が 1 つの収納庫が加温モードにあり、他の 2 つの収納庫が冷却モードにある時のもの示している。図 3.3(a)に示すのは、パルス駆動型電子膨張弁を組み込んだもので、図 3.3(b)は、従来と同様のヒートポンプ式冷却回路である。

図 3.3(a)に示すヒートポンプ回路では、圧縮機から出た冷媒は、高温高压の状態では三方弁を経て、全室冷却時には蒸発器として作用していた熱交換器の一つに流入する。この時、三方弁から冷媒が流入する熱交換器は、凝縮器として作用し、他の冷却を行う蒸発器に向かう。パルス駆動型膨張弁はその途中に配置され、制御信号によるデューティーで開閉を行い、蒸発温度を制御する。

また、パルス駆動型電子膨張弁は、電磁弁と同様の機能を備えており、閉状態を維持することも可能である。従って、図 3.3(b)に示す電磁弁を置き換えることができる。

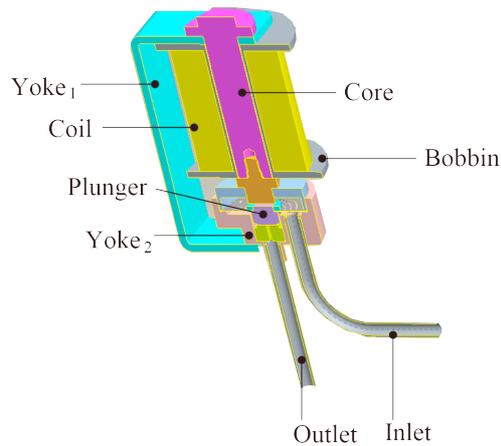
しかしながら、CO₂冷媒はこれまでの人工冷媒と比べると、冷熱サイクルにおいて高圧を必要とするので、消費電力が大きい欠点を有する。従って、R744冷媒を用いる冷熱システムに向けた消費電力を低減する技術の開発が求められていた。例えば、電子膨張弁のように環境負荷に応じた最適化が可能な要素を組み込んだ冷熱システムに関する研究がなされている^[18]。電子膨張弁では、相変化を起こすための減圧をマイクロチャネルやオリフィスなどを通じて行われる。マイクロチャネルやオリフィスなどを通過する冷媒の挙動は、相変化を伴う複雑なものである。マイクロチャネルにおける減圧を伴う流れの特性については、様々な研究がなされている^{[19]-[23]}。

一方、従来の人工冷媒の一つであるR-134a冷媒とR744冷媒を比較した研究があり^{[24]-[25]}、細い管を通過するR744冷媒の流量を測定した研究例がある^{[26]-[28]}。また、電子膨張弁を対象として、弁開度の角度の冷熱システム全体への影響を評価した研究もある^{[27]-[29]}。

減圧時におけるその挙動は一義的に定義できるものではなく、複雑な変化を示す。本研究では、流体力学的な視点から、細管による減圧効果についての定量的な検討を中心に述べる。図3.4に本研究を通じて開発したパルス駆動型電子膨張弁の外観と内部構造を示す。パルス駆動型電子膨張弁のパイプ部を除いた概略の大きさは、φ30mm×56mmである。



(a) Photo of the Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve



(b) Cross Sectional View of the Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve

Fig. 3.4 Structure of the Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve

3-2 減圧に寄与する流体抵抗

本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁は、先に図 1.6 で示したキャピラリーチューブの代わりに用いられるもので、キャピラリーチューブと同様に、細管を冷媒が通過する際の流体摩擦による減圧の設計が重要となる。図 3.5 はこの細孔とその前後の圧力損失について示したもので、冷媒はこの細管に入る際の収縮損失と細管における摩擦損失および拡大損失により減圧される。

液相の冷媒は高圧配管から細管に流入する。一般に、この細管は 1mm 以下であるため、冷媒は収縮損失により減圧され、その後、細管における冷媒と孔表面の摩擦損失により、減圧される。さらに、細管から出る際には断面積が急拡大するために拡大損失による減圧が起こる。これらの損失の総和を細管による全損失とする。

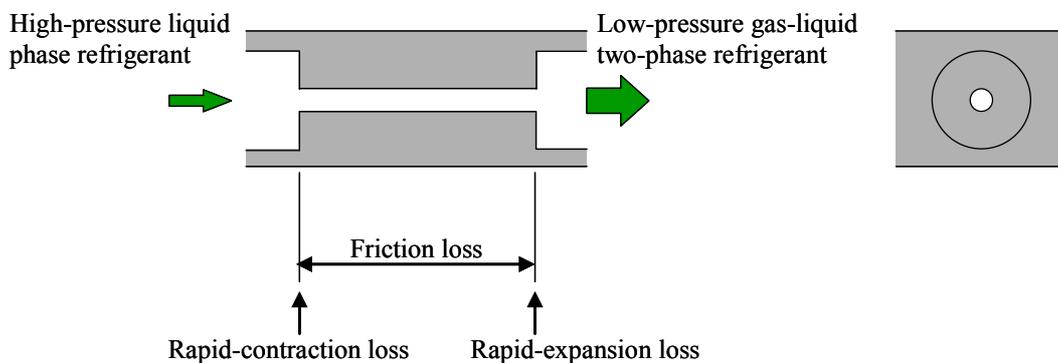


Fig. 3.5 Flow Loss Model

この細管における減圧では、当初は液相であった冷媒の減圧が進むにつれ、モリエル線図に示された液相飽和線を境界として気液 2 相状態に変化する。このことがこの冷媒における減圧現象の解明を複雑で困難なものとしている^[20-23]。

各々の損失の計算式を下記に示す。

$$\text{収縮損失：} \quad \Delta p_c = \xi \frac{V_s^2}{2} \rho \quad (3-1)$$

$$\text{摩擦損失：} \quad \Delta p_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2} \rho \quad (3-2)$$

$$\text{拡大損失：} \quad \Delta p_e = \zeta \left(1 - \frac{A_s}{A_l}\right)^2 \frac{V_s^2}{2} \rho \quad (3-3)$$

$$\text{全損失：} \quad \Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_f + \Delta p_e \quad (3-4)$$

上述した計算式 3-2 における摩擦係数は、Blasius または Nikuradse によって提案されている下記の式により算出できると仮定した。これらの式は、Reynolds number の関数であり、一般には、単相状態について用いられる。本研究では、気液二相状態においても等価な Reynolds number を設定することにより、これらの式を用いて第 1 近似した。

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (Re = 3 \times 10^3 - 1 \times 10^5) \quad (3-5)$$

$$\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} \quad (Re = 1 \times 10^5 - 3 \times 10^6) \quad (3-6)$$

拡大収縮における損失係数は、細管とそれにつながる配管の断面積の比から求められる。

$$\xi = 0.481 - 0.489 (A_s / A_l) \quad (3-7)$$

3-3 パルス駆動型電子膨張弁の構造

図 3.6 に本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁の構造について示す。パルス駆動型電子膨張弁はピンホール、V 字溝、オリフィス、プランジヤから構成されている。凝縮器からの高圧冷媒は、最初にシリンダーに流れ込む。プランジヤは電磁石により上下に動き、プランジヤが下向きに動く時は、V 字溝の断面積は大きくなり、冷媒流量は増加するが、プランジヤが下がり続けると、オリフィスに接するために冷媒は流れなくなる。一方で、プランジヤが上に上昇するとシリンダーの外側とプランジヤが接触するために V 字溝が形成され、これが減圧のための細管となる。この構造は従来の電子膨張弁と異なるものであり、電磁弁より高速に駆動する。オリフィスを通った冷媒は、その後、蒸発器に向かう。

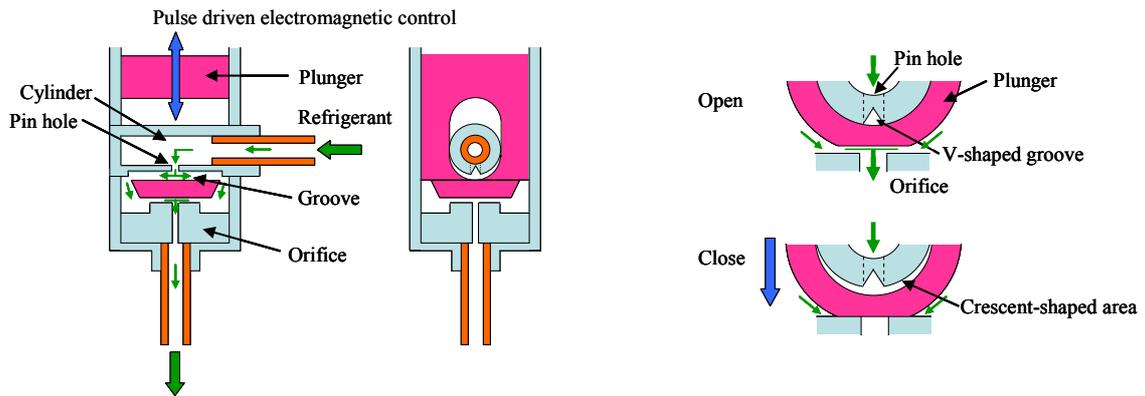


Fig. 3.6 Structure of the Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve

3-4 流体抵抗の理論解析

図 3.7 はパルス駆動型電子膨張弁を理論的に解析するための流路モデルを示したものである。V字溝は三角形断面であり、等価水力直径を持つ円形として計算を行なう。設計で用いたパルス駆動型電子膨張弁の寸法を表 3-1 に、理論解析のための条件および三角形の溝の寸法公差を表 3-2 に示す。

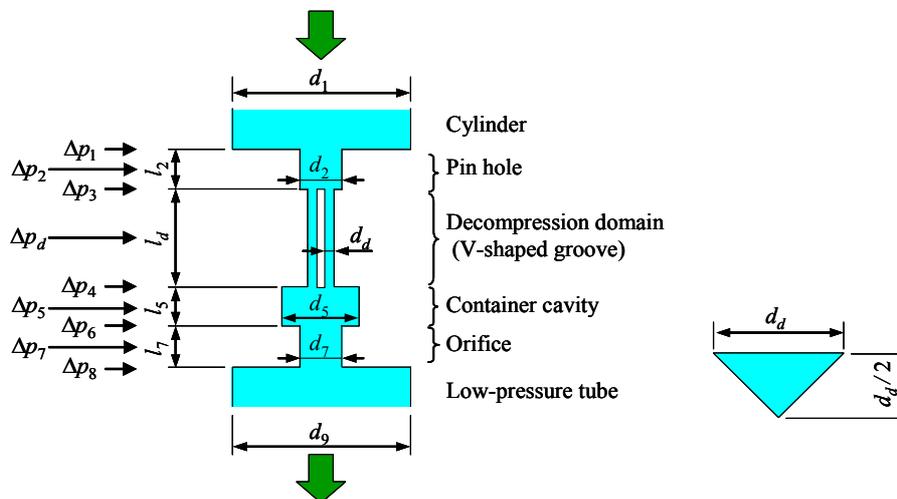


Fig. 3.7 Refrigerating Channel Model

Table 3-1 Specification of the Valve for Theoretical Estimation

Index	Elements	Hydraulic Diameter d (mm)	Length l (mm)	Loss coefficient	Phase state
0	Cylinder	3.0			Liquid
1	Rapid-contraction			$\xi = f(A_s / A_t)$	
2	Pin hole	0.6	0.88	$\lambda = f(R_e)$	
3	Rapid-contraction			$\xi = f(A_s / A_t)$	Transition
D	Decompression domain	$(d_d) 0.3 - 0.45$	3.8×2	$\lambda = f(R_e)$	
4	Rapid-expanding			$\xi = 1.0, A_s = f(d_d)$	Gas-Liquid two phase
5	Flow path to container cavity	1.1	2.8×2	$\lambda = f(R_e)$	
6	Rapid-contraction			$\xi = 1.0$	
7	Container cavity	1.85	4.1×2	$\lambda = f(R_e)$	
8	Rapid-contraction			$\xi = f(A_s / A_t)$	
9	Orifice	0.6	4.0	$\lambda = f(R_e)$	
10	Rapid-expansion			$\xi = 1.0$	
11	Low pressure tube	2.76			

Table 3-2 Calculation Condition for Refrigerant and V-shaped Groove

Refrigerant	R744 (CO ₂)
Inlet pressure: p_1	6 - 9 MPa
Inlet temperature: T_{in}	15, 23 °C
Outlet pressure: p_8	4 - 6 MPa
Outlet temperature: T_{out}	13 °C for $T_{in} = 23$ °C, 5 °C for $T_{in} = 15$ °C
Mass flow rate: \dot{m}	2.0 - 7.0 (g/s), 1.0 g/s steps
Quality: x	0 - 0.2
V-shaped groove width: d_d	0.3 - 0.45 mm, 0.05 mm steps
Processing accuracy of V-shaped groove	± 0.01 mm for d_d

本研究では、冷媒として R744 (CO₂) を用いる。図 3.8 に R744 のモリエル線図を示す。赤で示す斜線部は R744 のパルス駆動型電子膨張弁の入口の温度と圧力を示したものである。一方、青で示した斜線部は出口の温度と圧力を示している。入口と出口における温度差はおおよそ 10°C と見なし、R744 の乾き度 x を 0 以上 0.2 以下と仮定した。

この評価においては、V字溝の寸法精度に着目している。V字溝は非常に小さい寸法であるため、寸法に加えて、その加工公差も減圧へ大きく影響すると考え、V字溝の寸法精度を0.01mm とおいて理論解析を行なった。

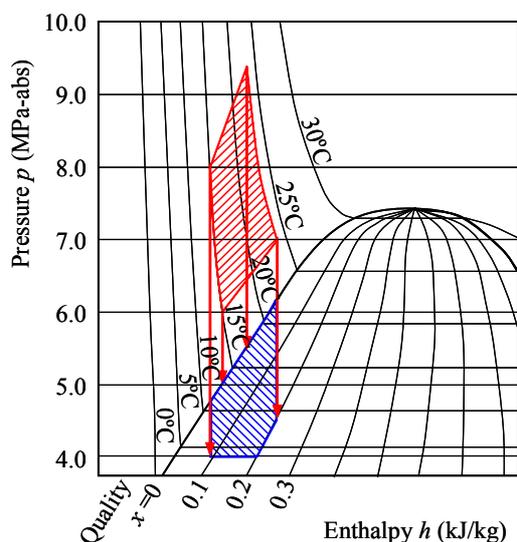


Fig. 3.8 R744(CO₂) Mollier Chart

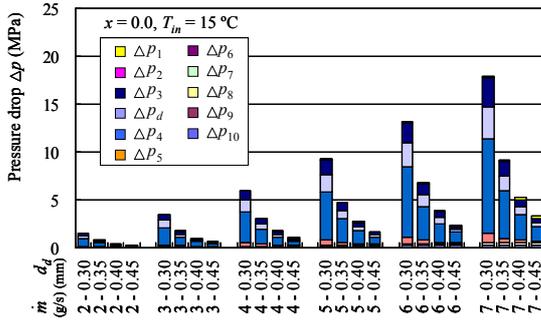
3-5 減圧量の解析結果

これまでに述べた方法により、パルス駆動型電子膨張弁における減圧量の理論解析を行った。理論解析においては、V字溝の等価水力直径モデルの寸法、質量流量、温度および冷媒の乾き度を変化させ解析を行なった。それぞれの条件での計算結果を図3.9に示す。

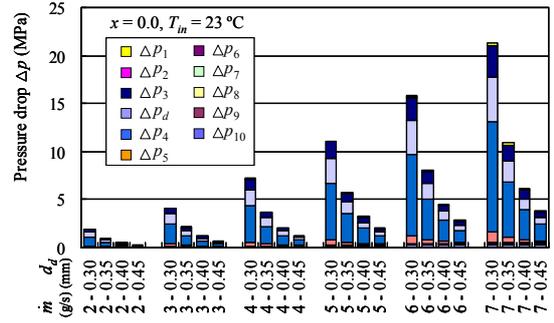
減圧量は冷媒の流量の増加に伴って増加しており、流速の増加に伴って摩擦抵抗が大きくなることが影響している。

また、温度が高くなった時においては、レイノルズ数が小さくなるので摩擦係数が増大し減圧量は大きくなることが示された。一方、冷媒の乾き度が増すと、体積流量が増大しているにもかかわらず、減圧量は減る傾向が見られる。

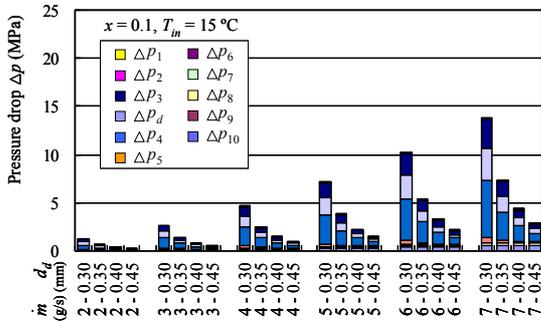
注目すべきは、V字溝の寸法の影響である。特に、質量流量が多い時において、影響は大きく現れる。減圧量 Δp_d は、V字状の細溝の摩擦によるものであり、細溝の入口における収縮損失 Δp_3 は急激な収縮、また、細溝の出口における拡大損失 Δp_4 は、急激な断面の拡大により生じる。その他のピンホールや、オリフィスなどの部位による減圧は小さく、ほとんどの減圧はこのV字溝とその前後で起きていることがわかる。



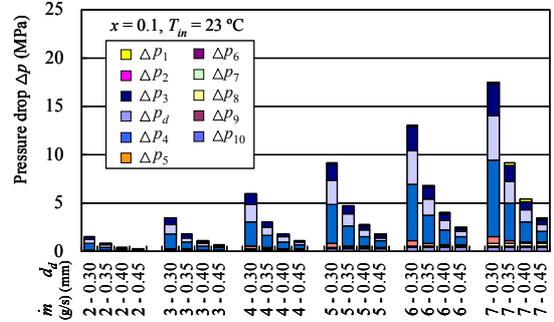
(a) $x = 0, T_{in} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$



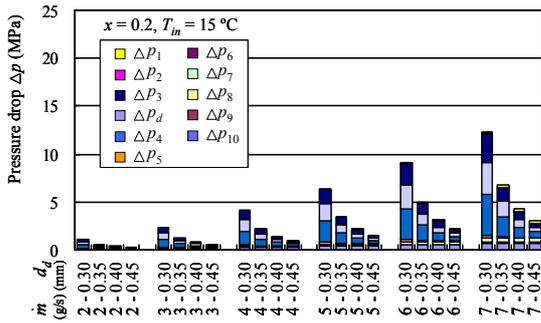
(b) $x = 0, T_{in} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$



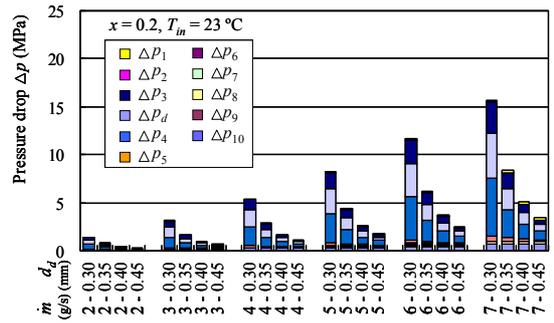
(c) $x = 0.1, T_{in} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$



(d) $x = 0.1, T_{in} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$



(e) $x = 0.2, T_{in} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$



(f) $x = 0.2, T_{in} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$

Fig. 3.9 Calculation Results

3-6 実験結果のまとめと考察

理論解析した結果について、その妥当性を検証するために $d_d=0.4$ におけるパルス駆動型電子膨張弁の全減圧量を測定し、理論解析との比較を行なった。

図 3.10 に検証のための減圧量の測定に用いた実験装置を示す。このシステムは圧縮機、凝縮器、パルス駆動型電子膨張弁および蒸発器により構成されている。質量流量はコリオリ式流量計により測定した。冷媒の流量は、インバータ式圧縮機により制御される構成となっている。冷媒の流量は、膨張弁における減圧および冷却回路内の冷媒量によっても影響を受ける。これらの圧力や温度は、半導体トランスデューサーや熱電対により測定され、多点データロガーにより記録される。パルス駆動型電子膨張弁には電気的なパルスが加えられ、弁の開閉状態を制御する。

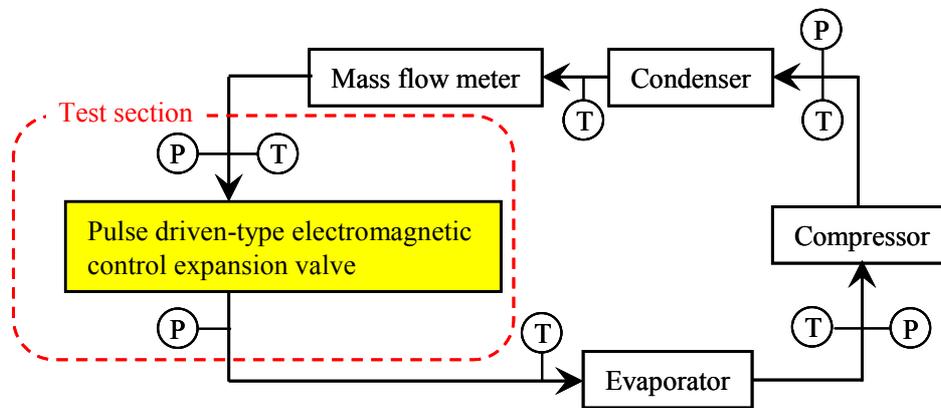


Fig. 3.10 Experimental Equipment

理論解析と実験結果とを比較した結果を図 3.11 に示す。図 3.11 に示した理論解析結果は、検討した全ての V 字溝の断面積 (0.30, 0.35, 0.40, 0.45) での結果を示す。実験においては、V 字溝の断面積が $d_d=0.40$ と固定しており、パルス駆動型電子膨張弁のプランジャは、上部に引っ張られている状態である。従って、実験を行う間は、V 字溝が形成されている状態となっている。

パルス駆動型電子膨張弁における全減圧量は、冷媒の質量流量が増加し冷媒の流速が増すにつれて大きくなる。また、パルス駆動型電子膨張弁の出口における冷媒の温度が高くなるにつれて減圧量は増加し、レイノルズ数が小さくなり摩擦係数が大きくなることによるものである。一方、出口における冷媒の乾き度が増すにつれて、質量流量が増えるにも関わらず、全減圧量は小さくなる。このことは、冷媒の速度とレイノルズ数の関係による。

解析した結果と実験結果は、複雑な相変化にも関わらず良く一致している。冷媒の乾き度は 0.1 から 0.2 の間と推測でき、0 における値は参考である。本研究における理論解析は一般的な電子膨張弁にも用いることが可能である。

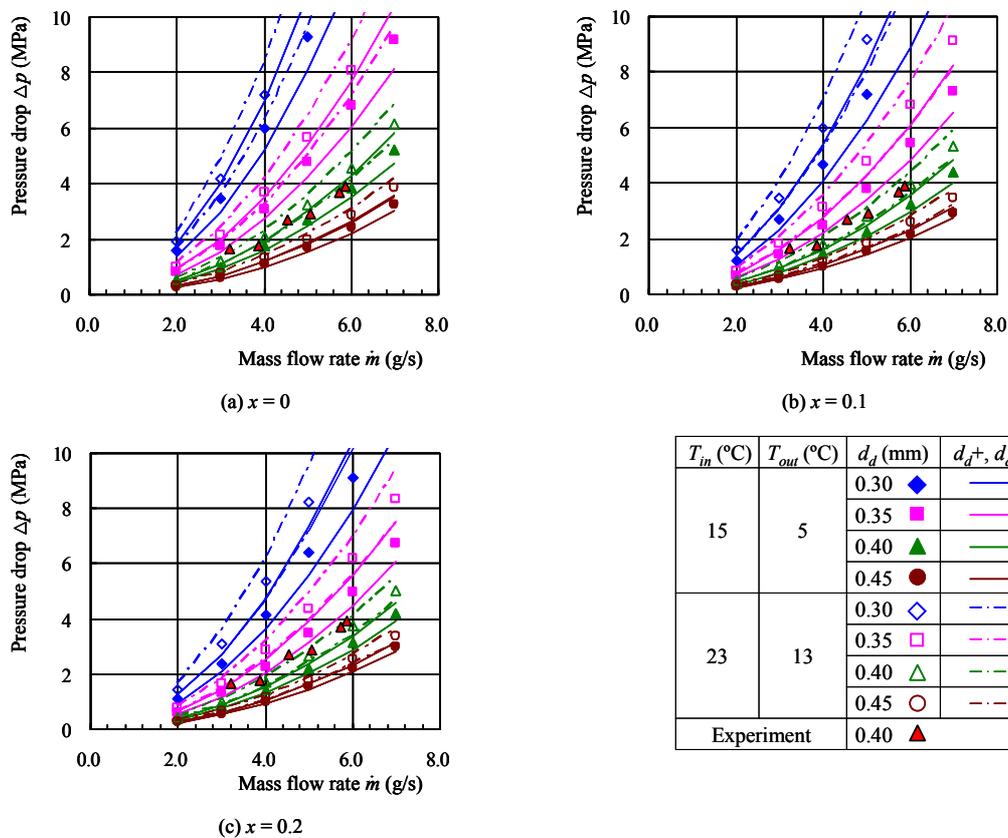


Fig. 3.11 Comparison between Theoretical Analysis Result and Experimental Result

3-7 細孔の影響評価と実験方法

理論解析により得られた結果の妥当性を確認するために、特に、細溝部の断面積の減圧量に対する影響に着目し、また、質量流量および温度を変化させてパルス駆動型電子膨張弁の入口と出口の圧力差を測定、パルス駆動型電子膨張弁における減圧量を求めた。

実験においては、図 3.12 に示す構成による実験装置を用いた。先に図 3.10 で示した実験装置との相違はパルス駆動型電子膨張弁がコントローラによって制御されることにある。この実験装置は、圧縮機、凝縮器、測定部（テストピース）により構成されるパルス駆動型電子膨張弁および蒸発器から成るものである。

質量流量は、コリオリ式の質量流量計を用いて計測した。質量流量は、回転数を制御するためのインバータ付きの圧縮機により制御される。質量流量は、パルス駆動型電子膨張弁による圧力損失および図 3.12 に示す実験装置への冷媒の封入量によっても変化する。図 3.12 に示した各々の部位における圧力と温度は、半導体式圧力変換器と熱電対を用いて計測し、多チャンネルのデータロガーに記録する。

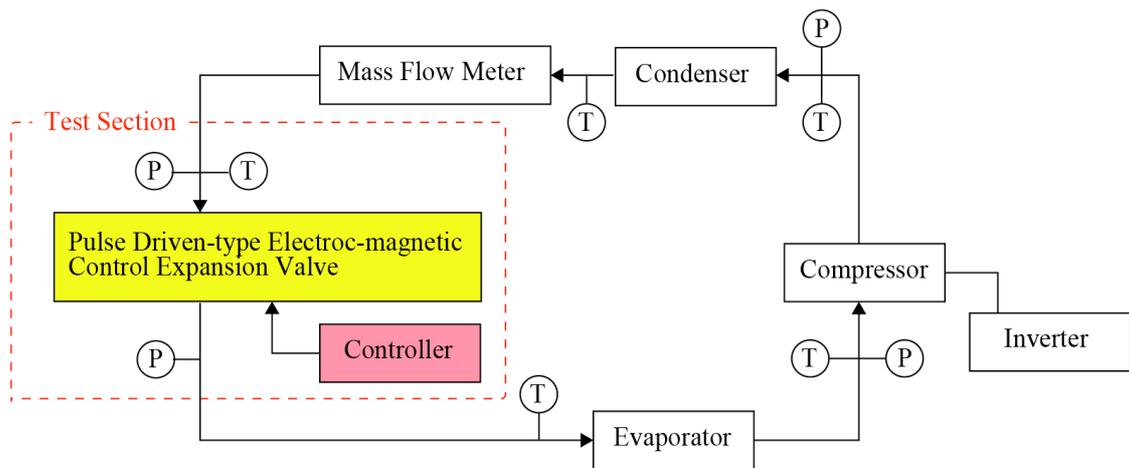
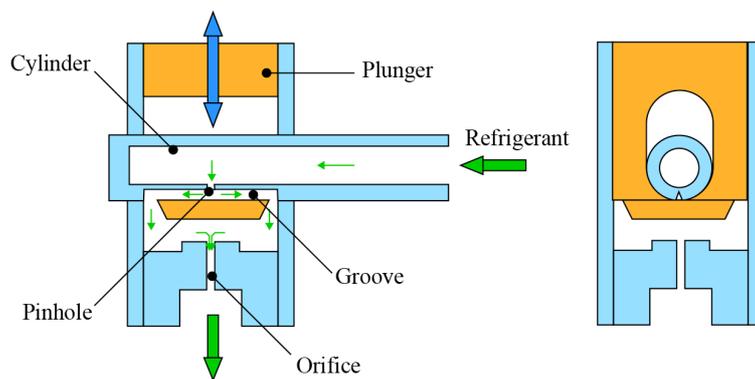
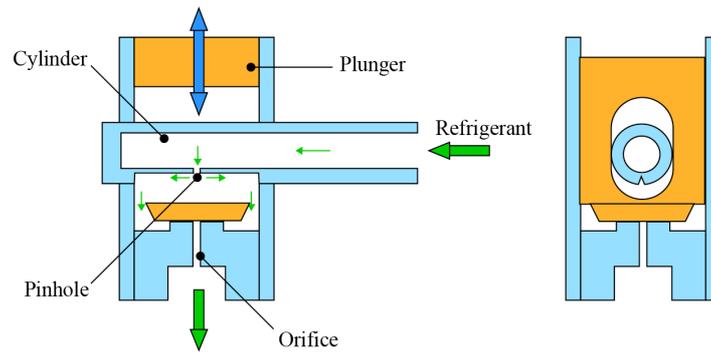


Fig. 3.12 Schematic Layout of Experimental Equipment

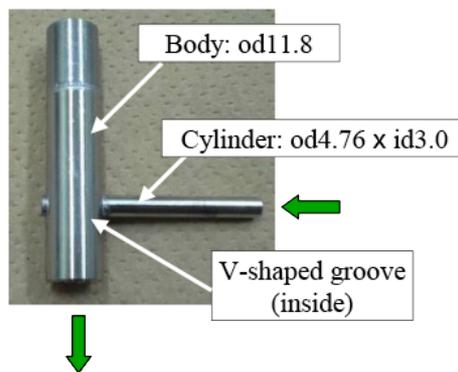
図 3.13 は、実験において用いたテストピースの構造と写真を示したものである。テストピースは、ピンホールを有するシリンダー、V 溝部を形成する部品、プランジャとオリフィスから成る。プランジャは、コントローラからのパルス信号により駆動されるソレノイドにより、上下方向に動くことができる。プランジャがソレノイドにより上向きに引っ張られると、シリンダーに接するため V 字溝が形成され、冷媒はオリフィスに向かって流れる。ソレノイドが通電されていない場合には、プランジャは、下向きに下がりオリフィスと接するため、冷媒の流れは止まる。



(a) Upper Position of Plunger



(b) Lower Position of Plunger



(c) Photo of Test Piece

Fig. 3.13 Detail of the Valve (Upper Position of Plunger)

実験においては、テストピースはV字溝の断面積を変えたものを用意し、各々の断面積のパルス駆動型電子膨張弁における減圧量への影響を測定した。V字溝は理論解析と比較することを目的としているため、理論解析と同様に断面積を $d_d = 0.30, 0.35, 0.40, 0.45$ と変化させる。一方、入口温度および圧力、出口圧力をこれまでの小型 R744 冷凍ユニットにおける経験から設定した。パルス駆動型電子膨張弁に相当する測定部の入口の温度と圧力については、凝縮器での冷却による制御と、圧縮機の回転数により 15°C と 23°C の条件で圧力を制御する。この時における出口の圧力を測定し、測定部における減圧量とする。

これらの条件を設定し、質量流量を $2\text{ g/s}, 3\text{ g/s}, 4\text{ g/s}, 5\text{ g/s}, 6\text{ g/s}, 7\text{ g/s}$ と変化させ、その時の測定部の入口と出口の圧力を計測、その差圧から減圧量を求める。質量流量はインバータにより制御されている圧縮機の回転数により制御することができる。この実験においては、図 3.13(a)に示すように、プランジャはソレノイドにより常時、上向きに引っ張られており、その結果、V字溝が形成されている。

3-8 実験結果と考察

V字溝の寸法の影響を中心に、実験で求めた減圧量 Δp と、先に求めた理論解析結果を比較した。比較した結果を図 3.15 に示す。

図 3.14 に示す結果では、横軸を質量流量とし、縦軸に減圧量 Δp を示した。V字溝の等価直径 d_d は、 $d_d = 0.30\text{mm}, 0.35\text{mm}, 0.40\text{mm}, 0.45\text{mm}$ として実測結果と比較した。特に、V字溝の加工精度の影響を考慮し、加工精度を各々の直径に対し $\pm 0.01\text{mm}$ として仕様となる寸法での計算結果を実線で、加工精度を考慮した計算結果を一点鎖線で示す。これらの条件に対して、冷媒の乾き度を $x=0, 0.1, 0.2$ とおいて計算した結果と実験結果とを比較する。

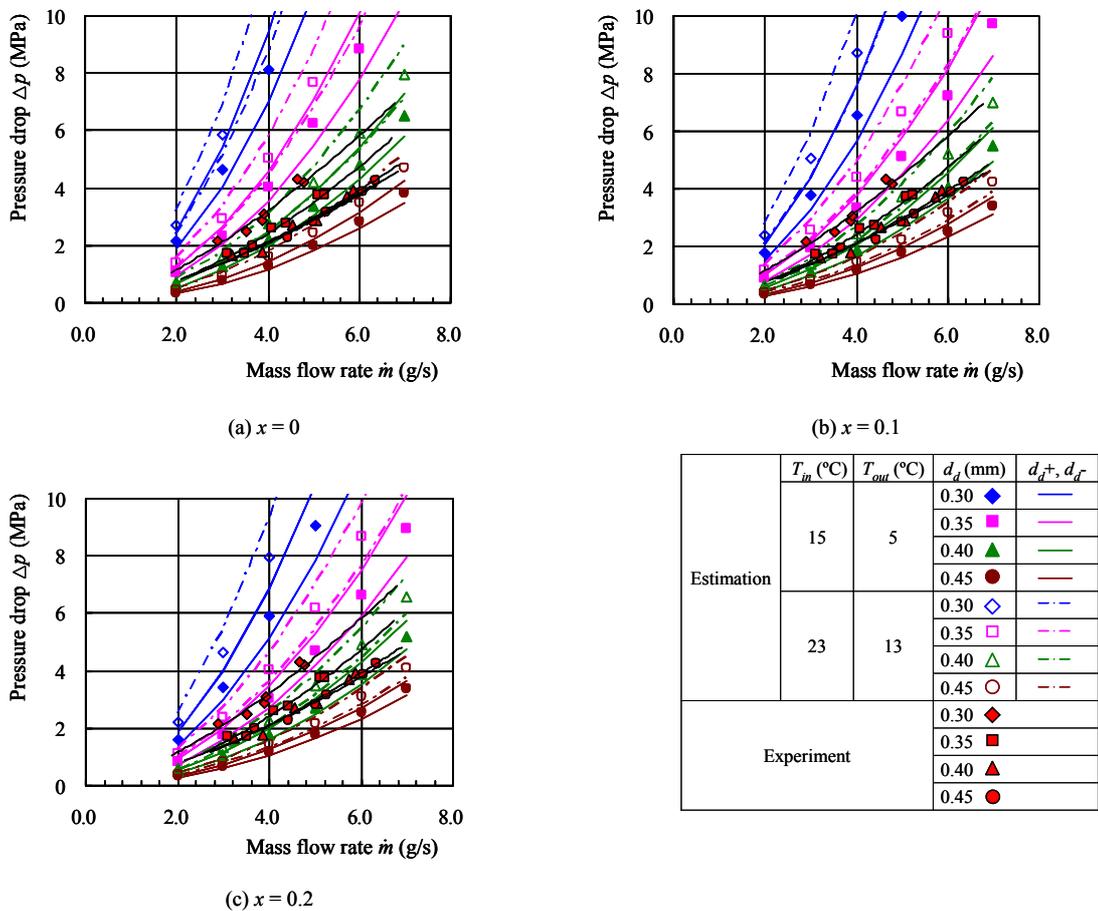


Fig. 3.14 Comparison between the Calculation Results and the Experiment Results

3-9 減圧損失におけるまとめと考察

実験で得られた圧力損失を先の理論解析結果と比較する。実験結果においては、先に理論解析でモリエル線図から求めた冷媒の乾き度については考慮していない。実際の実験においては、弁の出口における乾き度は 0 から 0.2 の間であった。

$d_d = 0.45\text{mm}$ の場合を除いて、実験で得られた減圧量は理論解析よりも低い結果となった。しかしながら、その傾向は同じである。目標となる減圧量は 4Mpa かそれより小さい値である。非常に狭い V 字溝においては、とりわけ $d_d = 0.30\text{mm}$ の時に理論解析結果と実験結果は大きく異なる。 $d_d = 0.30\text{mm}$ においては、質量流量に対する減圧量の傾きは大きく、このことは注意深く減圧量を制御しようとしても困難であることを示唆している。

一方、 $d_d = 0.40, 0.45$ の場合には設定した質量流量では目標の減圧量を得ることができない。従って、 $d_d = 0.35$ が設定した質量流量において目標の減圧量を得るのに最も適している。パルス駆動型電子膨張弁の減圧量は図 4.2 に示したプランジヤを下降させ V 字溝を開放することにより減らすことが可能である。

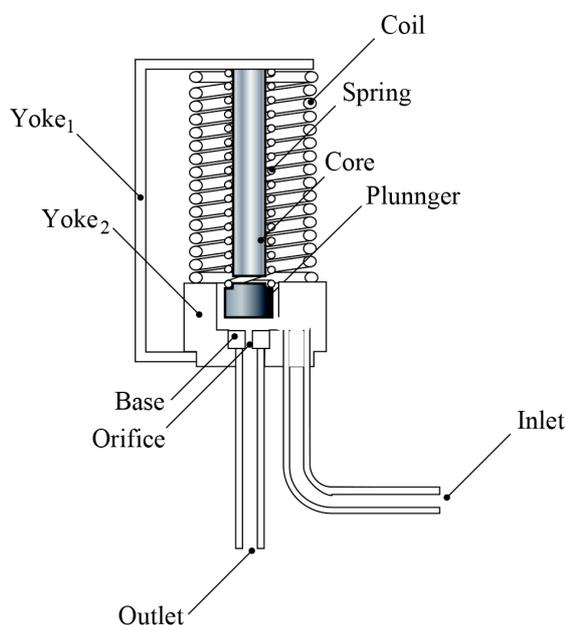
以上に述べたように設計された範囲において、パルス駆動型電子膨張弁は減圧量を制御することが可能である。この結果、本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁は目標の冷却性能を満足するのに最適な方法として減圧量を制御することに用いることができることがわかった。

第4章 磁気回路の設計と評価

4-1 磁気回路の構造

パルス駆動型電子膨張弁は、電磁アクチュエータを用いて弁を開閉する構造のものである。電磁アクチュエータは、一般にソレノイドと呼ばれる電磁石から構成されており、鉄芯（コア）とそれに巻かれたコイルに通電して発生する磁気吸引力により駆動する。図4.1にパルス駆動型電子膨張弁の磁気回路を示す内部構造を示す。ソレノイドの技術については、古くから有限要素法を用いた場合の計算方法の妥当性の検証や、高速に計算する手法などの研究がなされている^[35-40]。また、小さな部位における磁束の高精度測定についても、研究が行われている^[41-42]。

プランジャは、バネによりパイプにつながるオリフィス部に押し付けられており、コイルに通電しない場合には、弁は閉じられた状態にある。コイルに通電すると、コイルの起磁力により磁束が発生し、プランジャと鉄芯の間の空隙で、磁気吸引力が発生する。この磁気吸引力により、弁は開いた状態となる。通電を止めると磁気吸引力はなくなるため、プランジャはバネにより押圧され、基部に接する元の位置に戻される。これらの一連の動きにより、冷媒の流量を制御することができる。図4.1に磁気回路を中心に電流を通じた場合と、電流を通じていない場合のパルス駆動型電子膨張弁の状態を示す。



(a) Turn off Electricity

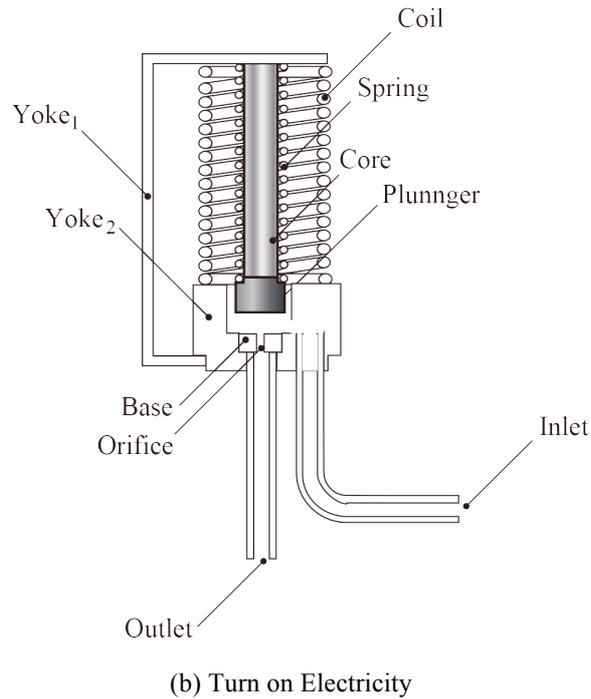


Fig. 4.1 Magnetic Circuit of the Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve

4-2 磁気回路の目標仕様

図 4.1 に示したパルス駆動型電子膨張弁におけるソレノイドの設計では、表 4-1 に示すような仕様を設定して設計を進めた。

Table 4-1 Specification of the Solenoid for Theoretical Estimation

Items	Specification
Sealing characteristics	40 ml/min
Displacement	0.8 mm
Maximum load force	1.45 N
Diameter of orifice	0.6 mm
Differential pressure at orifice	4 MPa
Durability	2×10^7

図 4.1 で示したソレノイドの設計においては、最初に負荷を明確にする必要がある。本研究で対象とするパルス駆動型電子膨張弁は、電磁弁としての利用も考慮する。このためには、冷媒の漏れなどを考慮し、十分なシール性を確保する必要がある。これまでの経験からシール特性の目標値となる冷媒の漏れ量を 40.0ml/min とおいた。また、一般的な電磁弁と比べて短い周期で駆動する必要があるため、 2×10^7 回の繰り返し駆動が必要となる。

シール特性は、プランジャがオリフィスを設けた基部のシール面に接触することにより確保される。コイルに通電がなされていない時には、プランジャがシール面に当たるようバネによりプランジャを基部に当て、オリフィスを閉じる構造とした。このため、開状態においてプランジャの弁を十分に開くための変位を 0.8mm 確保する。一方、バネの自然長を 1.1mm として、プランジャがオリフィスに接する時にバネ長 0.3mm 相当の与圧を与えることとした。また、バネ定数を 0.45N/mm とおいた。

実際のシール特性は、オリフィスに流れる冷媒の入口と出口の圧力差により生じる。目標の 2×10^7 回の衝突を繰り返した後の漏れ量は、6.9ml/min となり、目標仕様 40ml/min を満足することができた。この結果、十分なシール性を得られることがわかり、構造と押圧バネの設計の妥当性を確認することができた。

また、ソレノイドにとって、大きな負荷となるのは、シール状態にあるオリフィスの内圧と外圧の差によって生じる力 F_7 である。これは、その圧力差 ΔP_7 とオリフィスの断面積 A_7 によって、式(4-1)に示す式により求められる。

$$F_7 = \Delta P_7 \times A_7 \quad (4-1)$$

実際にシールされている時には、冷媒の流れは生じていないので、オリフィスの入口と出口の圧力差は、先に図 3.8 で示したように 4MPa の圧力差が生じている。オリフィスの直径は 0.6mm であるので、式(4-1)より、1.4N の力が生じる。これらの負荷をまとめて、図 4.2 にグラフで示す。変位が 0 の時は、プランジャは鉄芯と接している状態にある。一方、変位が 0.8mm の時に、プランジャは、オリフィスのシール面に当たり、弁が閉じられることになる。

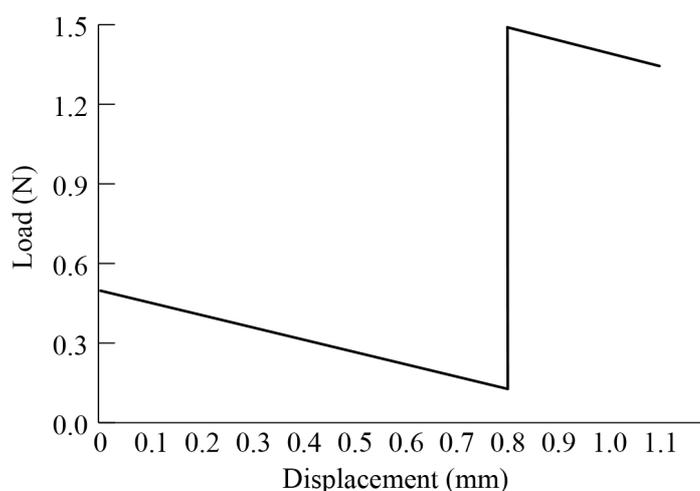


Fig. 4.2 Load of the Solenoid

図 4.2 に示した負荷を上回る吸引力を得ることを目的として、磁気回路の設計を行う。磁力線は、連続で閉じられたループをなす。

磁気回路の設計においては、まず、磁気吸引力を発生するプランジャと鉄芯の空隙において必要な磁気吸引力 F_{gap1} から磁束密度 B_{gap1} を検討し、磁気回路全体についての等価回路モデルを検討し、磁気回路の構成を決定した。

磁気吸引力 F_{gap1} は、下に示す式(4-2)により算出することができる。

$$F_{gap1} = \frac{B_{gap1}^2 A_{gap1}}{2\mu_0} \quad (4-2)$$

4-3 磁気回路の等価回路モデル

図 4.3 に、ソレノイド磁気回路の磁路を示す。パルス駆動型電子膨張弁の磁気回路においても、本来、様々な漏れ磁路が想定される。しかしながら、漏れ磁路の多くは面積に対して空間を通過する距離が長く、無視できるものが多い。また、ヨークの外側を通過する漏れ磁路など、磁気吸引力に貢献するものもある。本研究では、上述のような無視できるほど小さいと考えられる漏れ磁路や、磁気吸引力に貢献する漏れ磁路は、無視することとした。

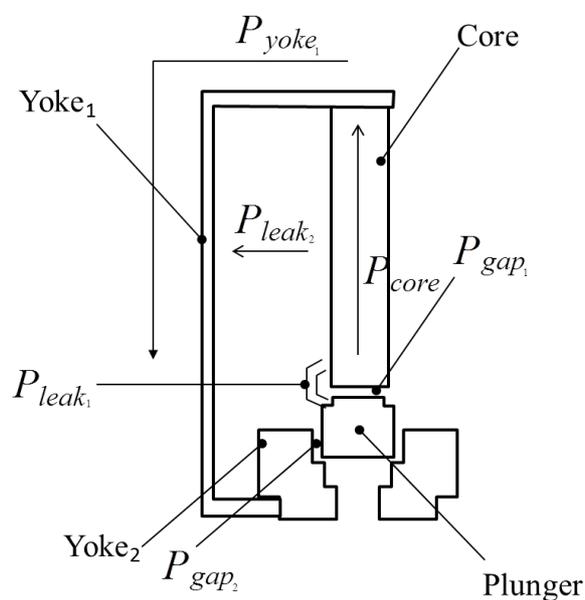


Fig. 4.3 Magnetic Path of the Solenoid

図 4.4 に図 4.3 で想定した磁路に基づく磁気回路の等価回路を示す。この等価回路を用いて、各部を流れる磁束を未知数として方程式を立てることにより、鉄芯とプランジャ間の対向する空隙に流れる磁束を求める。

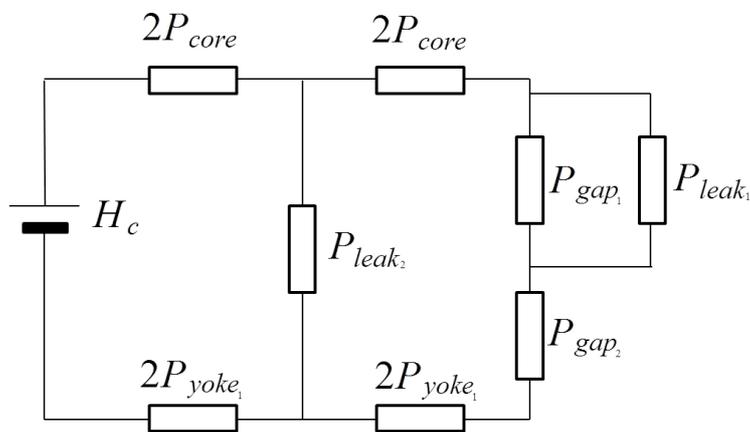


Fig. 4.4 Equivalent Circuit of the Solenoid

図 4.4 で示した等価回路において、漏れ磁路を含んで各々の磁路を通過する磁束を想定し、連立方程式により、図 4.5 に示すように、各磁路を流れる磁束を算出する。

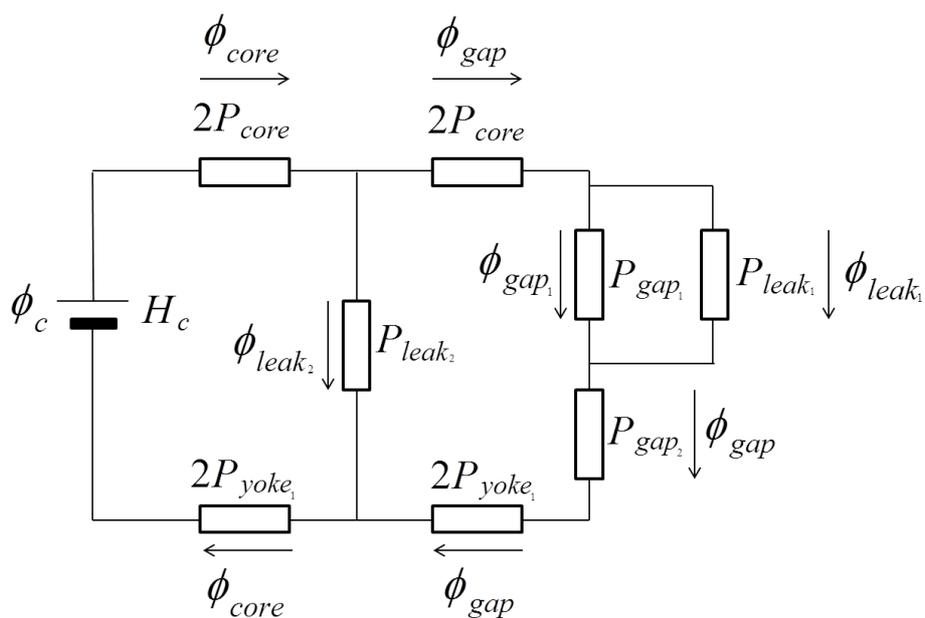


Fig. 4.5 Magnetic Flux

図 4.5 における未知数は、 ϕ_{core} , ϕ_{gap} , ϕ_{gap1} , ϕ_{leak1} , ϕ_{leak2} である。この回路において閉じたループを形成する閉回路について、電気回路と同様にコイルの起磁力と各磁路の抵抗と磁束の積の総和が等しいとし、さらに、分岐する磁束の関係をまとめる。下に示す(4-3)に示す5元連立方程式を解くことによって、各々の磁路を通過する磁束を求めることができる。ここで、磁気抵抗 R は磁気パーミアンス P の逆数となる。

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{2}(R_{core} + R_{yoke_2}) & 0 & 0 & 0 & R_{leak_2} \\ \frac{1}{2}(R_{core} + R_{yoke_2}) & \frac{1}{2}(R_{core} + R_{yoke_2}) + R_{gap_2} & R_{gap_1} & 0 & 0 \\ \frac{1}{2}(R_{core} + R_{yoke_2}) & \frac{1}{2}(R_{core} + R_{yoke_2}) + R_{gap_2} & 0 & R_{leak_1} & 0 \\ 0 & 1 & -1 & -1 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \phi_{core} \\ \phi_{gap} \\ \phi_{gap_1} \\ \phi_{leak_1} \\ \phi_{leak_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_c \\ H_c \\ H_c \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4-3)$$

4-4 磁気パーミアンスの算出

これらの等価回路における係数に相当する磁気パーミアンスを求める。鉄芯とプランジヤの間のギャップ周囲の漏れ磁束は、厳密には、プランジヤの位置の影響を受ける。ここでは、計算を簡単化するため、最も磁気パーミアンスが大きいと考えられる鉄芯とプランジヤの接触時における値を固定値として用いた。 P_{leak1} と、 P_{leak2} は漏れ磁束に関するパーミアンスなので、計算は複雑なものとなる。 P_{leak1} については、磁束が流れる面の周長からパーミアンスを計算する方法が提案されている。実際の計算においては、ほとんど影響のないパーミアンスの項を除いて、式(4-4)により計算を行った。

$$P_{leak_1} = (1.056d_{yoke_1} + 0.640d_{yoke_1}/4(x_{gap_1}/3) + 0.077x_{gap_1} + 0.57) \mu_0 \quad (4-4)$$

また、 P_{leak2} については、鉄芯の半分の面がヨークと対向して配置されている。簡単化のため、半分の面からとその間の空隙の長さからパーミアンスを算出した。

図 4.4 に示した等価回路モデルについて、各部の磁気パーミアンスを計算する。表 4-2 に各部の寸法と計算結果を示す。表 4-2 では、最も負荷が大きく吸引力が求められる変位 0.8 mm におけるデータを示す。

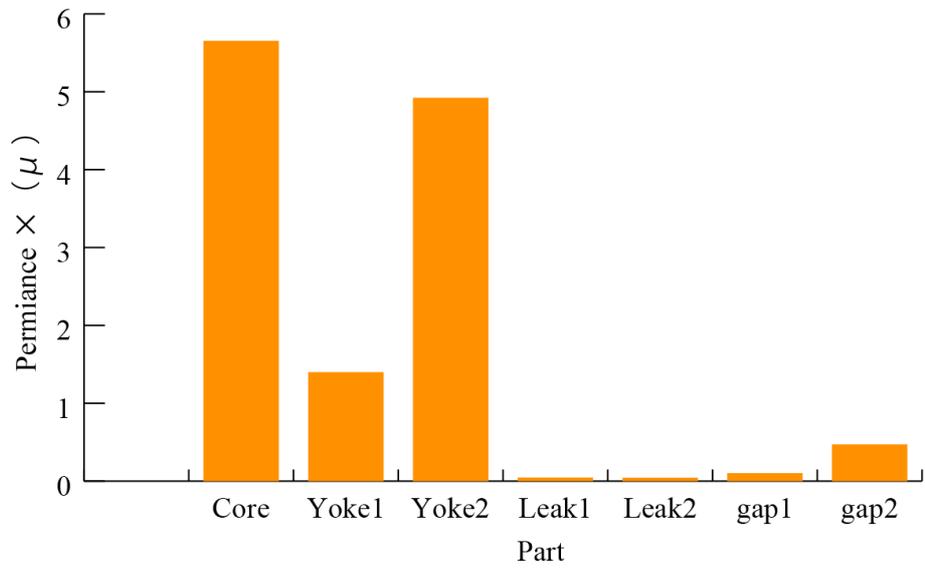
Table 4-2 Dimension of the Solenoid for Theoretical Estimation

Part	Cross sectional area	Length	Permeability	Calculate results
P_{core}	113.1 mm ²	40.0 mm	$\mu_0=2000$	5.655 Wb/AT
P_{yoke1}	54.4 mm ²	77.7 mm		1.400 Wb/AT
P_{yoke2}	54.4 mm ²	22.1 mm		4.920 Wb/AT
P_{leak1}	-	0.8 mm	$\mu_0=1$	0.0484 Wb/AT
P_{leak2}	612.0 mm ²	14 mm		0.0400 Wb/AT
P_{gap1}	113.1 mm ²	0.8 mm		0.1418 Wb/AT
P_{gap2}	236 mm ²	0.5 mm		0.0700 Wb/AT

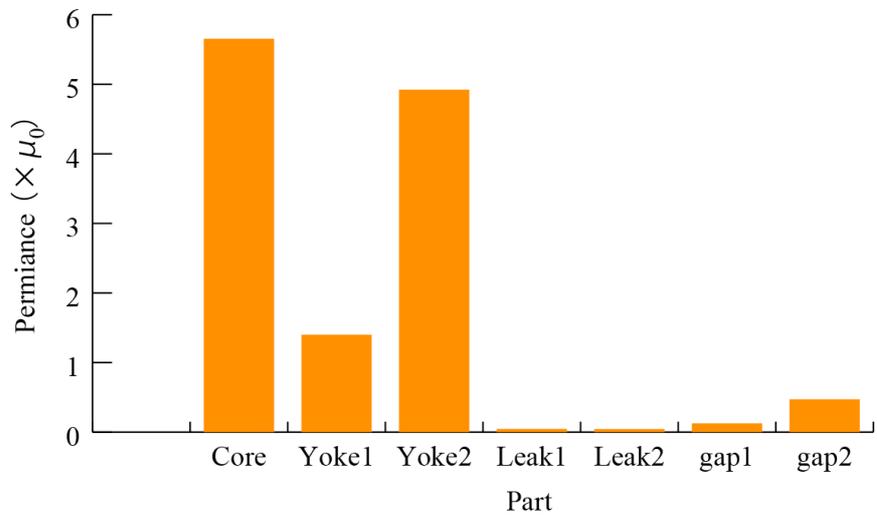
表 4-2 における磁気パーミアンスの計算結果を、図 4.6 にグラフで示す。鉄芯、ヨークなどの磁気材料で出来た磁路のパーミアンスは、空隙による磁気パーミアンスと比べて、圧倒的に大きく、磁気抵抗としては無視しても良いと考える。想定した漏れ磁路の磁気パーミアンスも大きなものではないが、鉄芯とプランジャが離れている時には、その影響も無視できるレベルではなく、注意深い設計が必要であることがわかった。

本研究のソレノイドにおける設計上の特徴は、鉄芯とプランジャの空隙距離が大きく、磁気吸引力が小さい時に、負荷が最も大きくなる点にある。また、プランジャと鉄芯が離れている時には、プランジャと鉄芯間の磁気パーミアンス P_{gap1} は小さい。必要な磁気吸引力を発生する磁束は、 P_{gap1} と P_{gap2} を通じるので、プランジャと鉄芯が離れて P_{gap1} が小さい時に十分な磁束が流れるよう、磁気パーミアンス P_{gap2} の設計においては注意が必要である。プランジャとヨーク 2 の間の空隙における磁気パーミアンス P_{gap2} が大きいことは、負荷に打ち勝ってプランジャを吸引することができることになる。

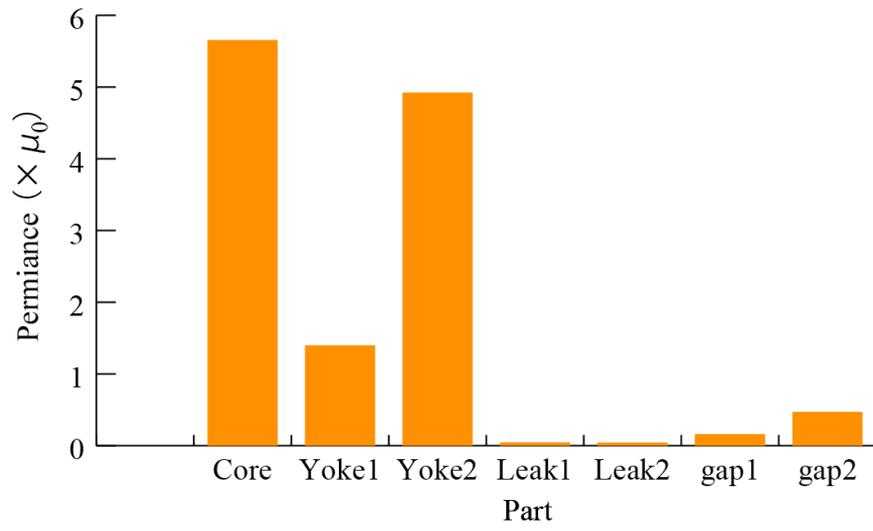
一方、プランジャと鉄芯の間の空隙が小さくなるにつれて、空隙の磁気パーミアンス P_{gap1} が大きくなることがわかる。従って、空隙が小さい時には、漏れ磁路を通過する磁束を考慮しても、プランジャと鉄芯の対向面を通過する磁束が大きく、十分な磁気吸引力が得られる。



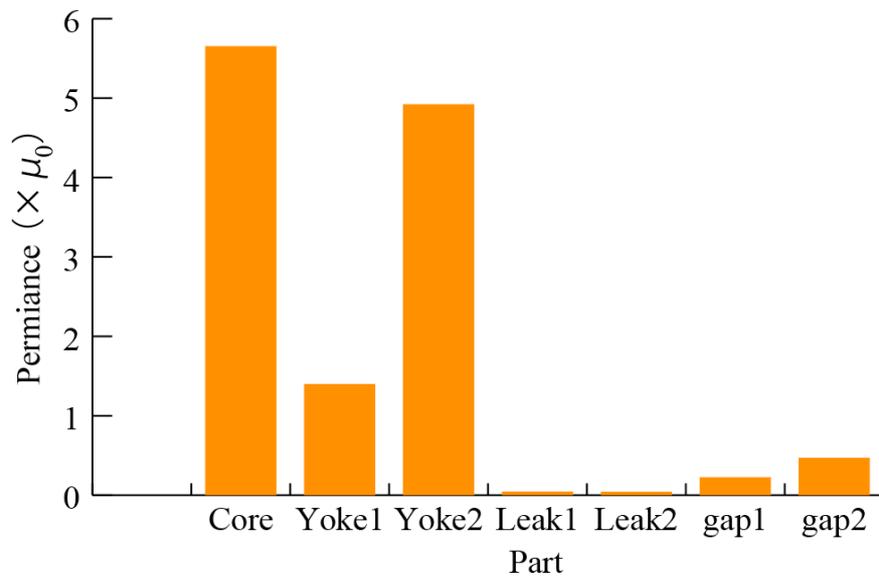
(a) $x_{gap} = 1.1$ mm



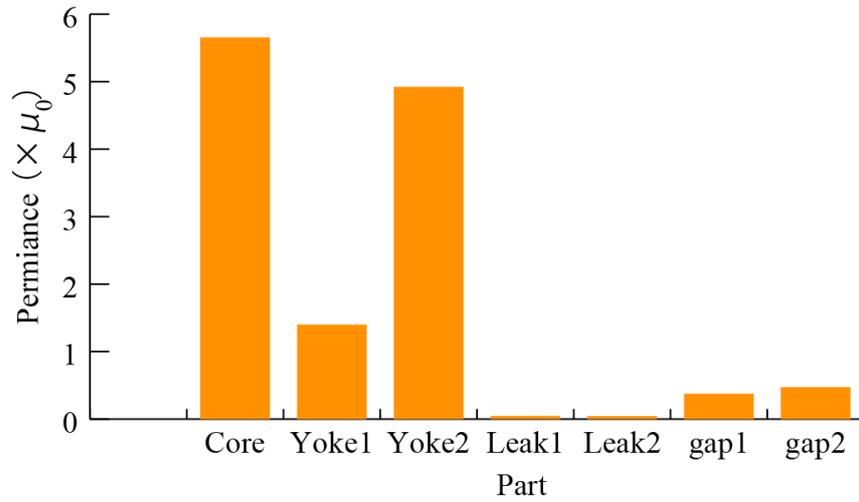
(b) $x_{gap} = 0.9$ mm



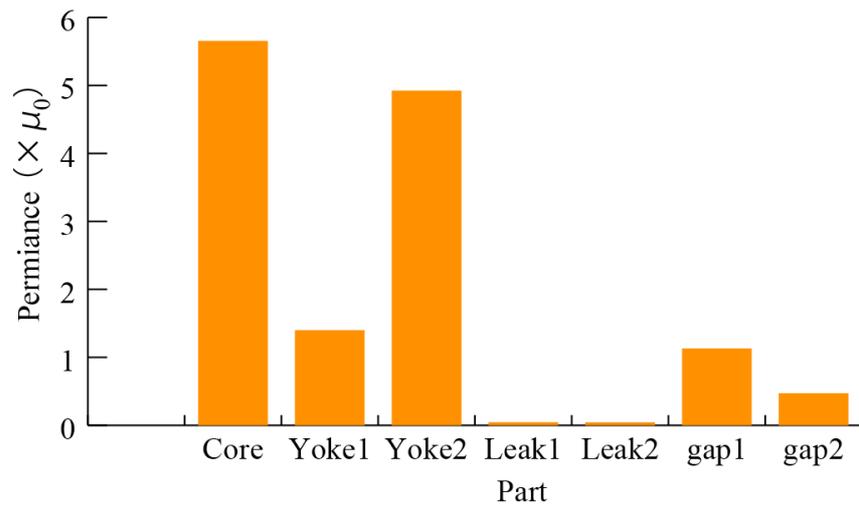
(c) $x_{gap} = 0.7$ mm



(d) $x_{gap} = 0.5$ mm



(e) $x_{gap} = 0.3 \text{ mm}$



(f) $x_{gap} = 0.1 \text{ mm}$

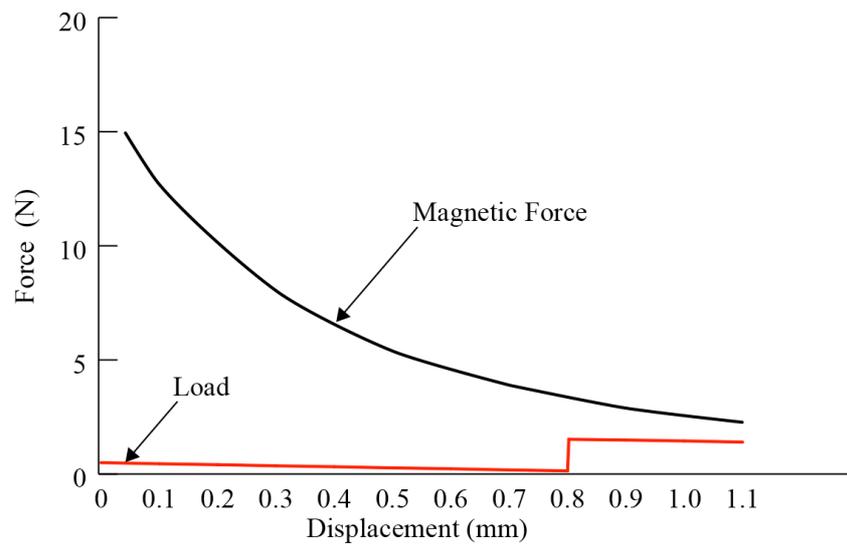
Fig. 4.6 Magnetic Permeance

4-5 磁気吸引力の設計

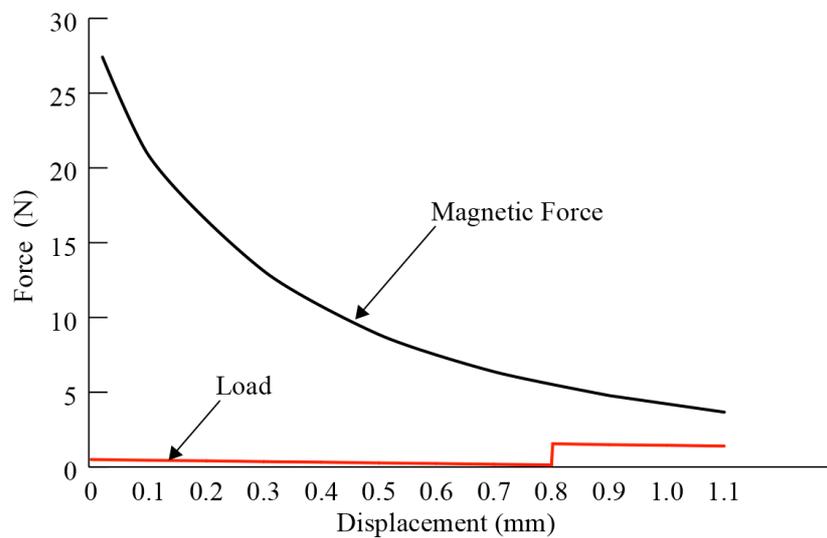
以上のようにして求めた磁気パーミアンスから磁束，磁束密度を求め，式 4-2 により磁気吸引力を求めることができる．コイルは 6,500 巻として密巻を想定し，コイルの電気抵抗値を 206.0Ω とした．飲料自動販売機において用いられている回路では，24 V の電源を有しているため，24 V を基準として，その 62% に相当する 14.8 V と 155% に相当する 36 V の電源を用いた．磁気吸引力を計算する際の起磁力 H_c は，14.8 V の時が 415 AT，24 V の時が 715

AT, 36V の時が 1105 AT となる。

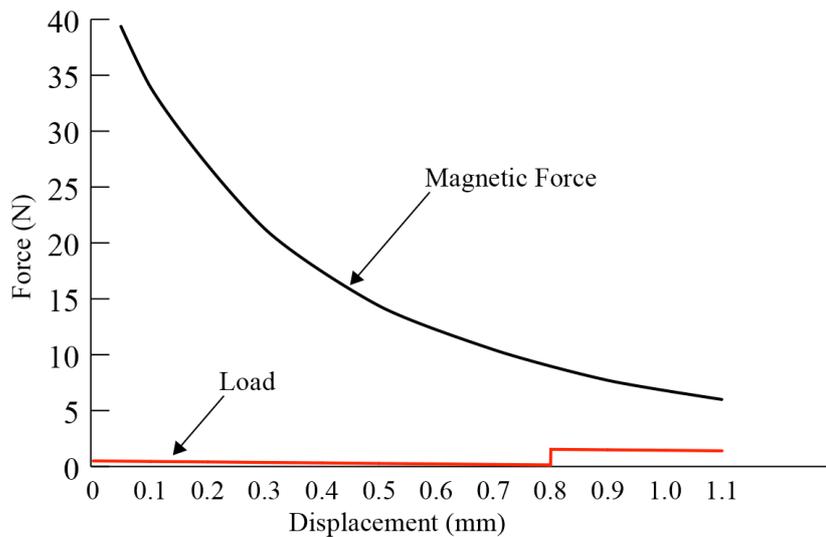
各々の駆動電圧における磁気吸引力を図 4.7 に示す。目標となる負荷は 1.45N である。解析した結果では、 $H_c=415$ AT における磁気吸引力が若干、不足していることがわかる。715 AT 以上であれば、負荷に対して全ての領域で十分な磁気吸引力が得られることがわかった。



(a) $H_c=415$ AT



(b) $H_c=715$ AT



(c) $H_c=1105\text{AT}$

Fig.4.7 Calculation Results of the Magnetic Force

4-6 実験結果と考察

求めた磁気吸引力計算値の妥当性を確認するため、パルス駆動型電子膨張弁のソレノイドにおける磁気吸引力の測定を行った。図 4.8 に評価装置の構成を示す。

評価装置は、引っ張り試験機、スタンド、ロードセル、ソレノイド駆動電源およびデータレコーダにより成る。測定は、高い剛性を有する引っ張り試験機にスタンドを立て、スタンドに取り付けられた可動可能なテーブルに取り付けられたロードセルにより磁気吸引力を計測する。スタンドに取り付けられたテーブルは、変位量の計測が可能であり、これにより変位量と磁気吸引力をデータレコーダにプロットすることができる。

これらの装置を用いて、プランジャの変位と吸引力を測定した。測定においては、パルス駆動型電子膨張弁のソレノイドには電源を通じて一定の電流を通電して与え、その状態で、プッシュプルをプランジャで引っ張り、力が急変して大きくなった箇所をソレノイドに負荷が加わった点として、測定を行った。

通電においては、先に求めた磁気吸引力の計算条件である $H_c=415\text{ AT}$, 715 AT , 1105 AT の各々の条件と比較ができるよう、ソレノイドに通電する際の電圧を 14.8 V , 24.0 V , 36.0 V として、測定を行った。

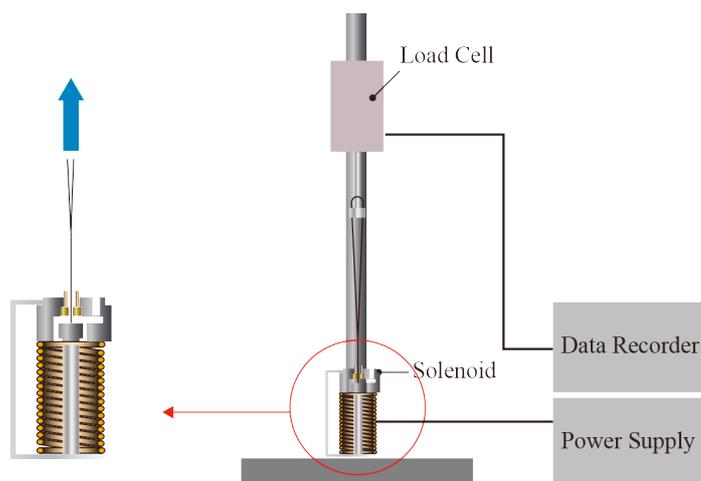
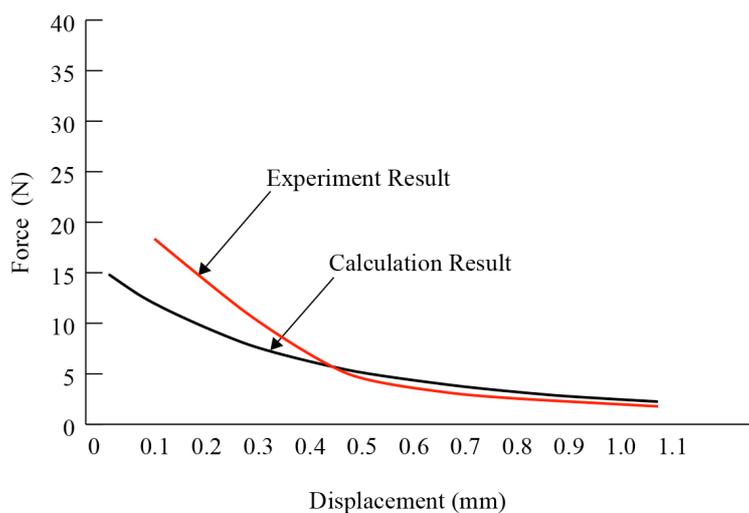


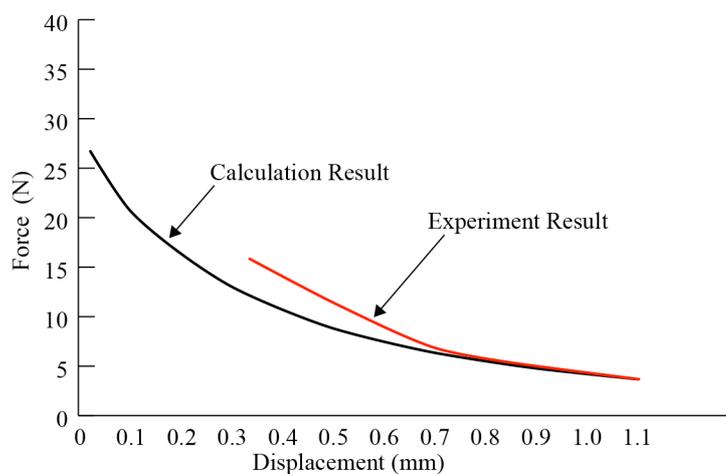
Fig. 4.8 Experimental Equipment

先に図 4.7 で示した磁気パーミアンス計算により求めた磁気吸引力の計算結果と測定結果を比較して、図 4.9 に示す。変位量が大きく、鉄芯とプランジャとの間の空隙が十分にある時には解析結果は、実験結果と良く一致した傾向を示している。

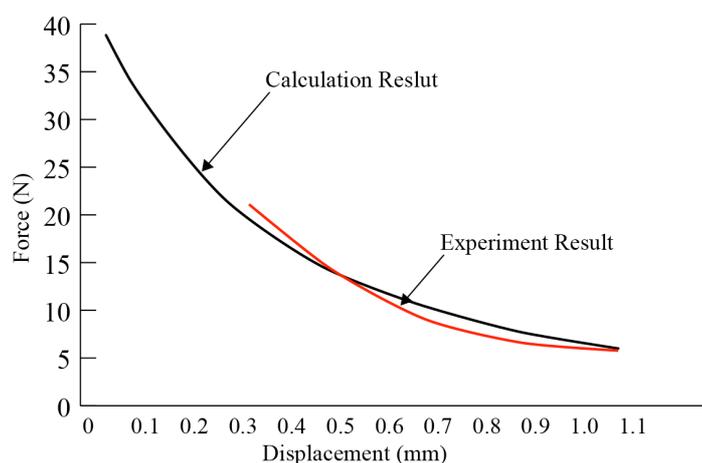
変位量が小さい時には鉄芯とプランジャの間の空隙が狭まるにつれて、解析結果よりも実験結果が大きくなる傾向が見られる。パルス駆動型電子膨張弁において最も負荷が大きくなるのは、圧力差による負荷が生じる変位量が 0.8mm 以上になる時である。変位量が小さい時には磁気吸引力は大きく余裕があるので、実際の適用においては、大きな問題とはならない。しかしながら、このことを定量的に把握しておくことは、パルス駆動型電子膨張弁の小型化および低コスト化に役立つことになるので、設計精度を高める必要がある。



(a) $H_c=415AT$



(b) $H_c=715\text{AT}$



(c) $H_c=1105\text{AT}$

Fig. 4.9 Comparison between the Calculation Results and the Experiment Results

$H_c=415\text{AT}$ と $H_c=715\text{AT}$ の条件において、実験結果が解析結果よりも大きい傾向が得られた結果について考察する。考えられる大きな理由はプランジャの加工精度の影響である。プランジャとヨーク 2 の間に相当する磁気パーミアンス P_{gap2} は、 0.5mm という細隙となっている。この空隙寸法は、大きく影響を及ぼす。鉄芯とプランジャの間の空隙が小さくなった場合には、この部分の磁気パーミアンス P_{gap1} は非常に大きくなる。従って、磁気抵抗はほとんどなく、また漏れ磁束も無視できる状態になり、鉄芯とプランジャの間に発生する磁気吸引力は、磁気パーミアンス P_{gap2} の影響を強く受けることになる。図 4.10 にこの部分の磁気パーミアンスを赤線で示す。

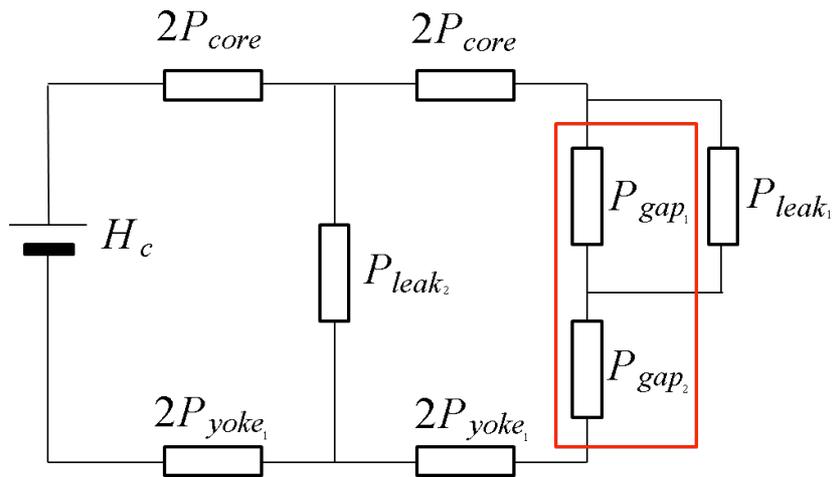


Fig4.10 Equivalent Circuit

例えば、この間の空隙が 0.5mm から 0.3mm になったとして、改めて計算を行う。この計算では、 P_{gap2} のみがこれまでと異なる値であり、それ以外の計算条件は変えていない。

Table 4-3 Dimension of the Solenoid for Theoretical Estimation

Part	Cross sectional area	Length	Permeability	Calculate results
P_{core}	113.1 mm ²	40.0 mm	$\mu_0=2000$	5.655 Wb/AT
P_{yoke1}	54.4 mm ²	77.7 mm		1.400 Wb/AT
P_{yoke2}	54.4 mm ²	22.1 mm		4.920 Wb/AT
P_{leak1}	-	0.8 mm	$\mu_0=1$	0.0484 Wb/AT
P_{leak2}	612.0 mm ²	14 mm		0.0400 Wb/AT
P_{gap1}	113.1 mm ²	0.8 mm		0.1418 Wb/AT
P_{gap2}	236 mm ²	0.3 mm		0.1167 Wb/AT

先に述べた式 4-3 により各部の磁束を求めることができ、式 4-2 により磁気吸引力が算出される。 $H_c=715\text{AT}$ の起磁力により発生する磁気吸引力の解析結果は、図 4.11 に示すようになる。解析結果と実験結果は以前より一致しており、この空隙寸法が大きく影響することが示唆された。

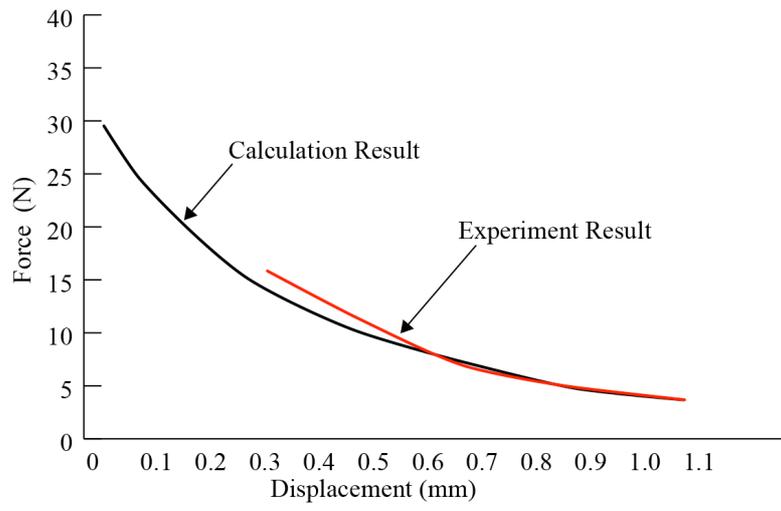


Fig. 4.11 Comparison between the Calculation Results and the Experiment Results

第5章 飲料自動販売機における制御

5-1 収納庫内温度の制御手法

開発したパルス駆動型電子膨張弁を実際の飲料自動販売機（30セル：30種類の飲料を選択可能な自動販売機）に組込んだ場合を想定し，その制御手法についてまとめる．自動販売機の制御手法については，これまでにピークシフトによる低消費電力化などの研究がなされてきた^[31]．本研究で対象とする飲料自動販売機の冷却回路における複雑さは，各々の収納庫の熱負荷に応じて，冷媒流量を最適に制御し R744(CO₂)冷媒を用いた冷却回路の高効率化を狙うことにある．飲料自動販売機での制御を行う仮定として，パルス駆動型電子膨張弁と高効率アルミ熱交換器，圧縮機駆動インバータなどを組込んだ条件とする．

パルス駆動型電子膨張弁を組み込んだ飲料自動販売機における制御においては，飲料の収納庫の運転を同期させ，圧縮機の運転時間を低減し，低消費電力化することにある．図5.1に全収納庫が冷却運転している時の同期運転の概念について示す．図は，横軸に時間を，縦軸に収納庫内の温度を取って示したものである．図示した例では，全ての収納庫が同期しており，同じ時間に目標となる温度に到達している様子を示している．

このような制御を行うためには，各々の収納庫の熱負荷を把握し，それぞれの熱負荷に応じた冷媒量の分配を制御する必要がある．パルス駆動型電子膨張弁は，弁を開く時間を制御できる．このため，それぞれの収納庫に対応した蒸発器に流れる冷媒量を制御することができる．

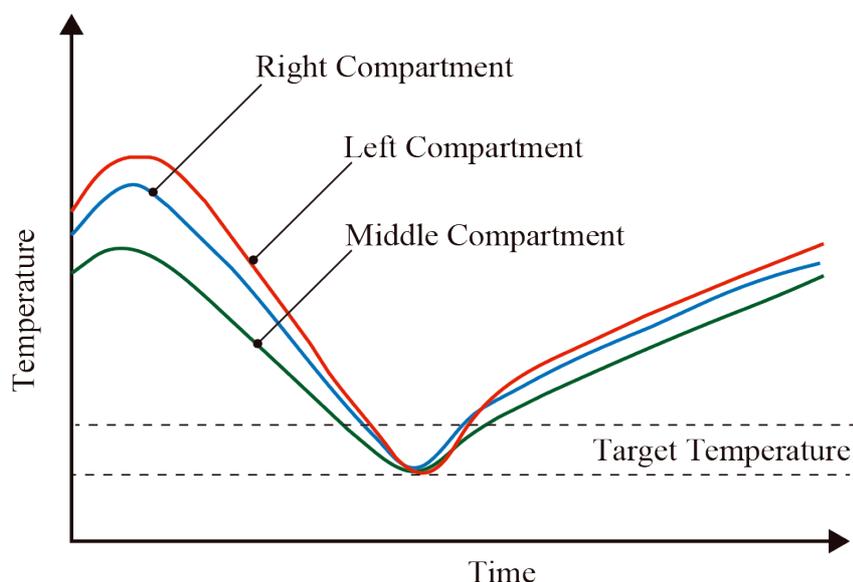


Fig. 5.1 Temperature Change with the PD-EEV

※PD-EEV: Pulse Drived-type Electroc-magnetic Expansion Valve

実際の運転においては、各々の収納庫内の温度に着目した一つの運転サイクルに対応した制御と、冷媒の蒸発温度に着目してフィードバック制御を行う制御とを組み合わせることになる。

パルス駆動型電子膨張弁を組み込んだ冷却回路において必要なことは、各収納庫における熱負荷の推測である。図 5-2 に各収納庫の熱負荷に関わるパラメータを示す。左収納庫、中央収納庫、右収納庫の熱容量 C_l, C_m, C_r 、自動販売機が置かれている環境の外気の温度 T_o 、各収納庫の温度 T_l, T_m, T_r 、と各収納庫間および設置環境における外気と各収納庫との熱貫通率 $K_{lm}, K_{ml}, K_{lo}, K_{mr}, K_{rm}, K_{mo}, K_{ro}$ である。

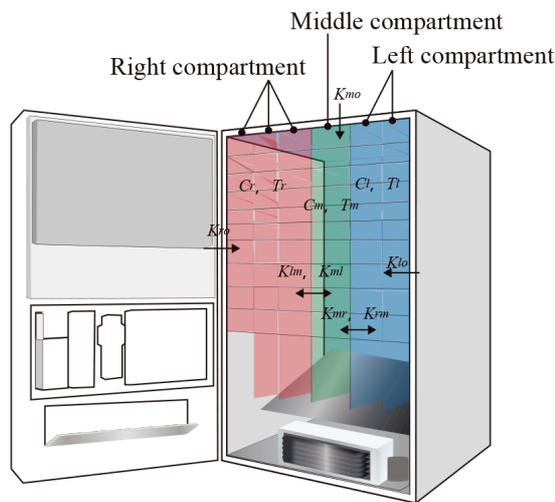


Fig. 5.2 Parameter of the Thermal Load in the Beverage Vending Machine

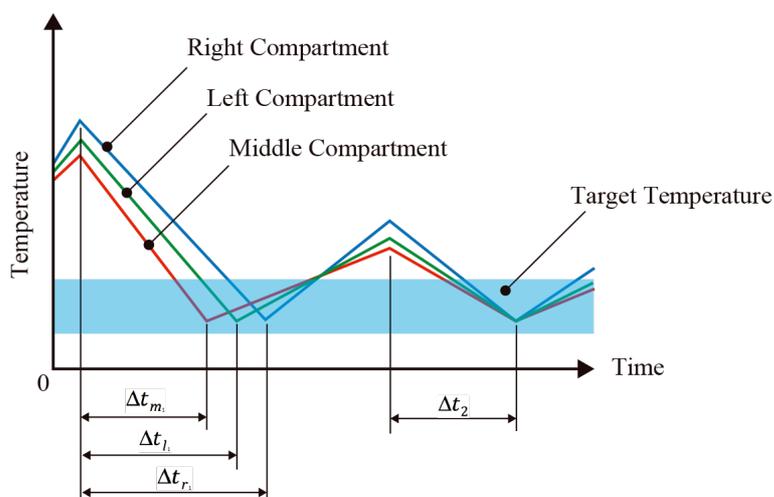
ここで、左収納庫、中央収納庫、右収納庫の各々の収納庫における熱負荷 Q_l, Q_m, Q_r は、各々の収納庫の熱容量 C_l, C_m, C_r 、環境設定温度 T_o 、各収納庫の温度 T_l, T_m, T_r 、と各収納庫間および設置環境における外気と各収納庫との熱貫通率 $K_{lm}, K_{ml}, K_{lo}, K_{mr}, K_{rm}, K_{mo}, K_{ro}$ から下に示す式(5-1)から(5-3)により表すことができる。

$$Q_l = C_l \frac{dT_l}{dt} + K_{lm}(T_l - T_m) + K_{lo}(T_l - T_o)$$

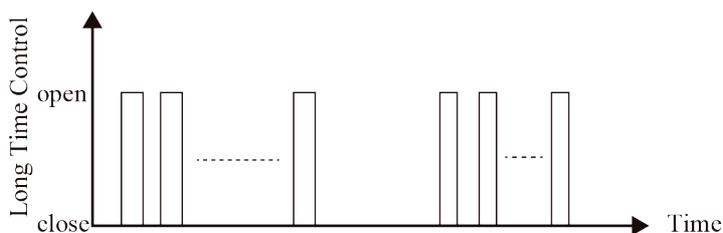
$$Q_m = C_m \frac{dT_m}{dt} + K_{ml}(T_m - T_l) + K_{mr}(T_m - T_r) + K_{mo}(T_m - T_o)$$

$$Q_r = C_r \frac{dT_r}{dt} + K_{rm}(T_r - T_m) + K_{ro}(T_r - T_o)$$

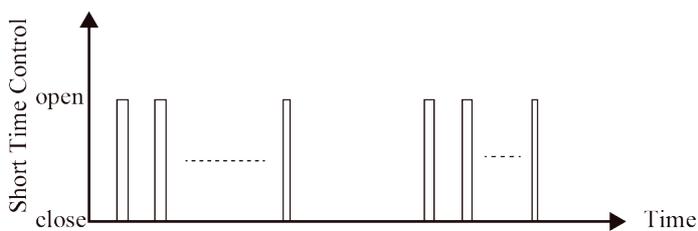
運転サイクルに対応した収納庫内の温度に着目した制御を行う狙いは、各々の収納庫の熱負荷を同定しその負荷に応じた冷媒分配量を決定することにある。図 5.3(a)は、その制御による各収納庫の温度変化の様子を概念的に示したものである。1サイクルの運転終了時に、各収納庫の目標温度への到達時間を計測し、全収納庫の到達時間の平均時間を算出、各収納庫における到達時間と平均時間の差を取り冷媒の分配比を決める。2サイクル目においては、到達時間の長い収納庫には冷媒を多く分配し、到達時間の短い収納庫には冷媒の分配量を下げる。この結果、各収納庫の目標時間への到達時間を一致することができる。



(a) Concept of the Long Time Control



(b) Valve state with the Long Time Control



(c) Valve State with the Short Time Control

Fig. 5.3 Concept of the Temperature Control

図 5.3(b)に示すように、運転サイクルに対応した制御においては、1回の運転サイクル中に弁開度のデューティは変化することなく、常に一定の弁開度デューティを行うようにCPUから指示が出される。

一方、蒸発温度に着目した制御については、パルス駆動型電子膨張弁の出口温度を冷媒の蒸発温度として測定し、別途述べる蒸発目標温度と比較して、フィードバック制御を行う。図 5.3(c)に示すように、この制御では、1回の運転サイクル中にもその弁開度デューティは変化することになる。この制御により、1回の運転サイクル中での冷媒の流量を制御し低消費電力化を図ることができる。実際の運転においては、収納庫内の温度に着目した制御と蒸発温度制御を足し合わせ、弁開度デューティを決定する。

蒸発温度は、短い時間でのサンプリングを行う必要がある。応答性の良い冷熱制御を行うためには、パルス駆動型電子膨張弁の流量特性が広い範囲で直線性を有している必要がある。本研究で特に問題となるのは飲料自動販売機が定常状態で運転されている時の消費電力である。従って、特に熱負荷があまり大きくなく少ない冷媒を流す低流量域での直線性に注目して弁開度デューティと冷媒流量の関係を測定した。その時の弁開度と流量の関係を測定した。図 5.4 に実験装置の構成を示す。

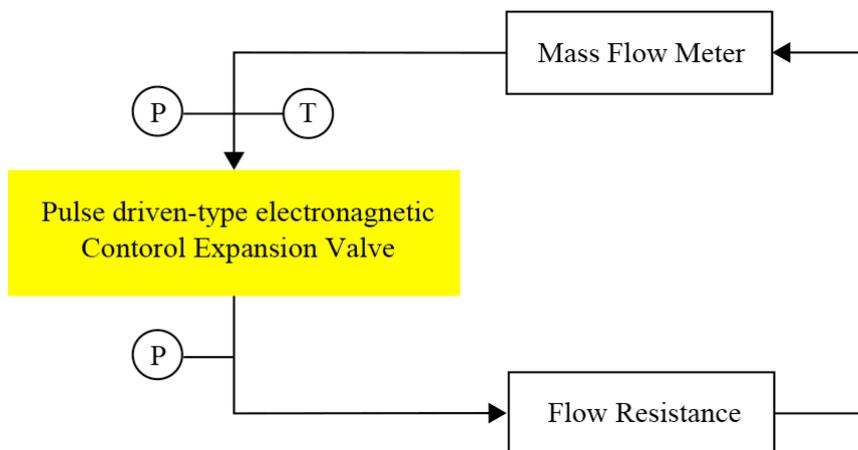


Fig. 5.4 Experiment Equipment

測定したパルス駆動型電子膨張弁の弁開度と冷媒流量の特性を図 5.5 に示す。低流量域においても、直線性を確保することができており、開発したパルス駆動型電子膨張弁の優れた特性を確認することができた。

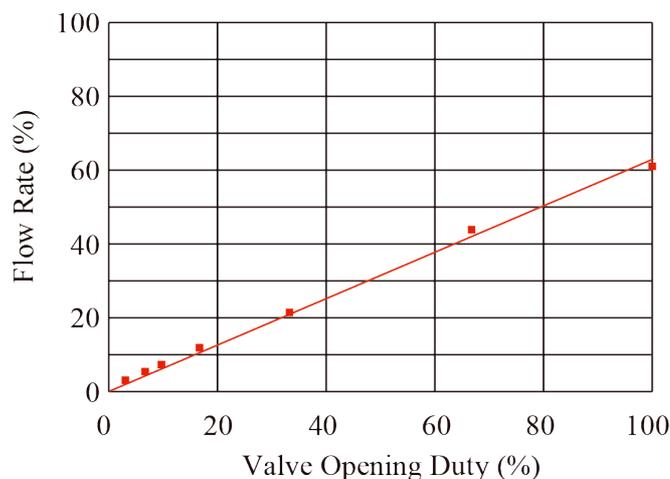


Fig. 5.5 Characteristics of Pulse Driven-type Electro-magnetic Control Expansion Valve

短時間の制御におけるサンプリング時間の決定条件としては、特に繰り返し駆動を行う弁などの機械可動部の疲労寿命を考慮することに加え、よりきめ細やかな制御を行うようにする必要がある。先に述べたように、本研究におけるパルス駆動型電子膨張弁の駆動寿命は、 2×10^7 回として設計を進めている。そのことから、飲料自動販売機の寿命は通常 7 年であり、実際に駆動する稼働率を 0.3 とおくとサンプリング時間は約 3 秒となる。安全を見て、サンプリング時間を 5 秒と設定した。図 5.6 にサンプリング時間を示す。

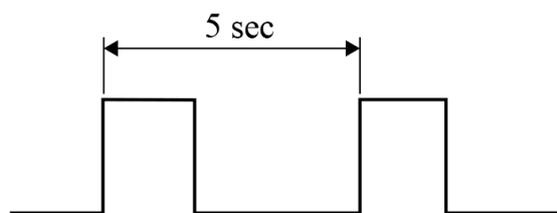


Fig. 5.6 Sampling Time

5-2 全収納庫冷却運転における制御

本研究における目的は、飲料自動販売機の低消費電力化を達成することである。従って、自動販売機の運転で最も長い時間を占める飲料自動販売機設置後の定常運転状態を対象とし、設置時などの立ち上げなどにおける省エネルギーのための検討などは行わない。最初に、全ての飲料の収納庫を冷却運転とする場合についてその制御手法を検討する。この時の設置環境温度は、夏場を想定していることから 32°C とする。また、商品の目標温度を 3°C を標準とし、 0°C から 5°C までの間を目標とする。

図 5.7 に全収納庫冷却運転における冷却回路を示す。圧縮機により圧縮された冷媒は、三方弁を介して高温高圧となって凝縮器に流れ、凝縮器で冷やされて低温高圧の冷媒となる。凝縮器を通過した冷媒は、各収納庫にそれぞれ対応したパルス駆動型電子膨張弁に流れ込み、そこで膨張による相変化を起こし、蒸発器により吸熱をする。蒸発器を経た冷媒は、それぞれの蒸発器から圧縮機に戻る。

ここで、まだ冷却の到達時間を測定していない初期状態について各々の収納庫の熱負荷を考察する。全収納庫冷却運転においては、各収納庫の目標となる温度はほとんど等しく大きな差はない。一方、設置環境における想定した外気の温度は、 32°C であり、各収納庫の目標温度である 3°C とは大きな差がある。従って、初期状態における各々の収納庫に対する熱負荷は、外気との間の熱移動のみとみなすことができ、先に式(5-1)から(5-3)で示した関係は、簡単化することができる、式(5-4)から(5-6)で示すことができる。

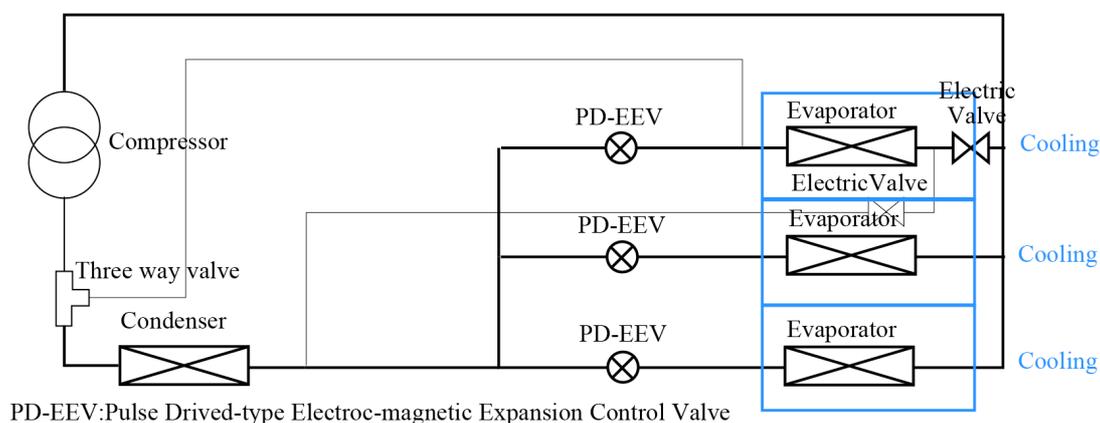


Fig. 5.7 Cooling System with Pulse Driven-type Electro Magnetic Control Expansion Valve

$$Q_l = C_l \frac{dT_l}{dt} + K_{lo}(T_l - T_o)$$

$$Q_m = C_m \frac{dT_m}{dt} + K_{mo}(T_m - T_o)$$

$$Q_r = C_r \frac{dT_r}{dt} + K_{ro}(T_r - T_o)$$

また、各収納庫間および設置環境における外気との間の熱貫通率は、同様の断熱壁で仕切られているので同じとみなす。従って、各々の収納庫と外気との表面積の割合が、各々の蒸発器を流れる冷媒分配比の初期値となる。図 5.8 に 30 セレの飲料自動販売機の各収納庫の表面積の割合を示す。中央の収納庫は収納数が少なく、表面積も最も小さい。一方、右収納庫は加温用など、様々な用途に用いるので最も収納数が多く表面積は大きい。

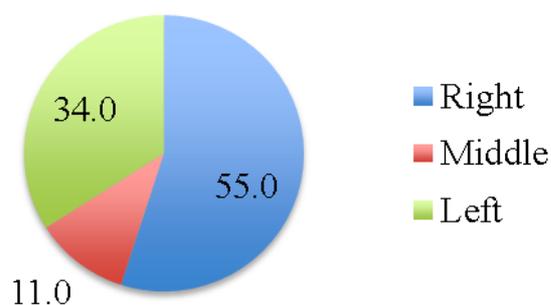


Fig. 5.8 Surface Area Rate on the Compartment

以上のような検討からこの場合には、初期状態においては、右収納庫、中央収納庫、左収納庫の順に 55:11:34 の比率で冷媒の分配比は設定される。

蒸発器の蒸発温度の目標設定については、実際に運転を行って、最も消費電力の少ない蒸発温度を目標として選ぶこととした。全収納庫を冷却しているモードにおいては、凝縮温度は低い温度が効率が良い。従って、凝縮器においてはファンを最大回転数で動かし、圧縮機も最大定格の回転数で動かした条件で、蒸発温度を変化させて最も消費電力量の少ない蒸発温度を測定した。

図 5.10 に測定を行った実験の様子を写真で示す。実験は、32°Cに設定された恒温室内で行った。測定においては自動販売機の運転を PC で制御し、各収納庫の上部、中央部、底部の 3 箇所を測定し、データロガーに時間と温度の関係をとり込んだ。

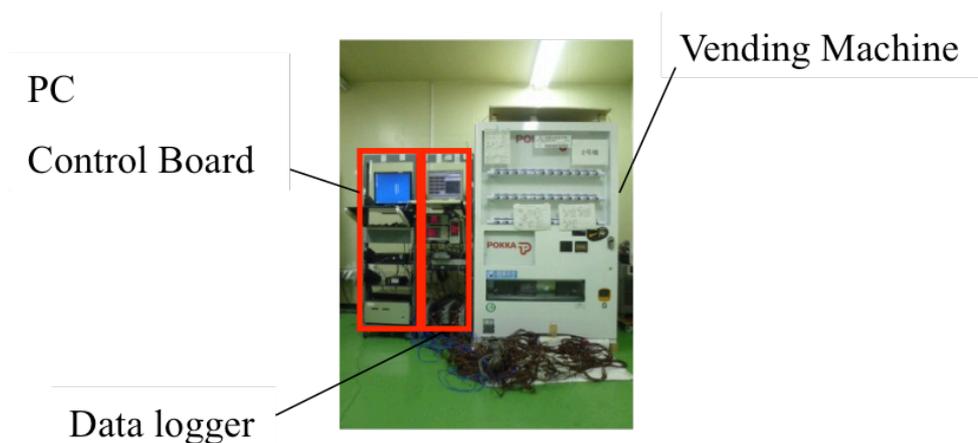


Fig. 5.10 Experiment Equipment

図 5.11 に蒸発器の蒸発温度と測定した消費電力の関係を示す。最も小さい消費電力を示したのは -6°C であった。最小値であること、温度が低い側に触れても大きく影響しないことから、 -6°C を目標蒸発温度とする。また、実験結果では、蒸発温度が -1°C の時に1日当たり最大の消費電力量を示した。

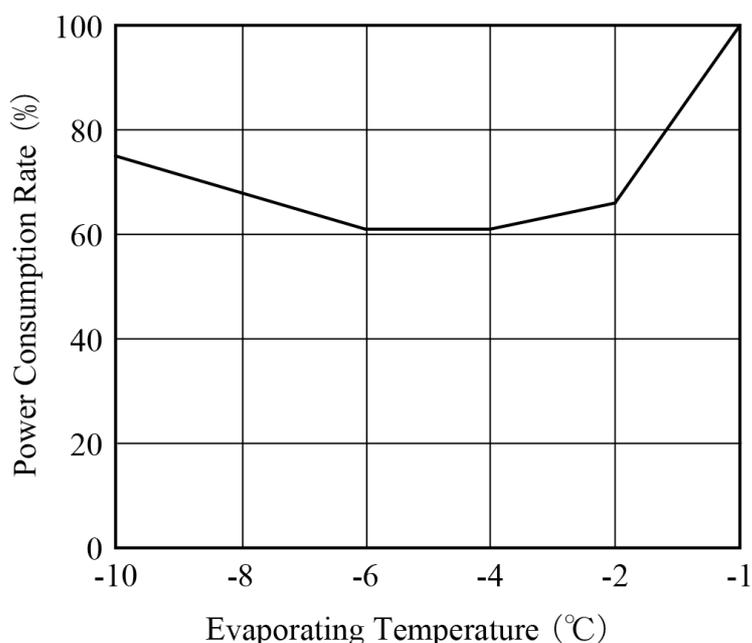


Fig. 5.11 Relationship between Evaporating Temperature and the Power Consumption

全室冷却運転における制御ブロック図を図 5.12 に示す。本システムの特徴は、1回の運転サイクルに対応した収納庫内の温度による制御と、冷媒の蒸発温度によるフィードバック制御を組み合わせ電子膨張弁の開度を定めることにある。

また、圧縮機の回転数は、全収納庫の目標温度への到達時間の平均値より求めており、運転サイクル中は一定となる。図 5.12 に示す例においては、全収納庫が冷却される場合を対象としているので、収納庫間の温度差による干渉は、考慮しない。

各蒸発器に流れる冷媒の比率は、運転サイクル毎に各収納庫の目標温度への到達時間からその平均を求め、到達時間が長くかかっている収納庫には冷媒分配比を高く、短い時間で目標温度に到達した収納庫には冷媒分配比を低く再設定し、各収納庫の運転時間が同期するように、運転サイクル毎に制御する。

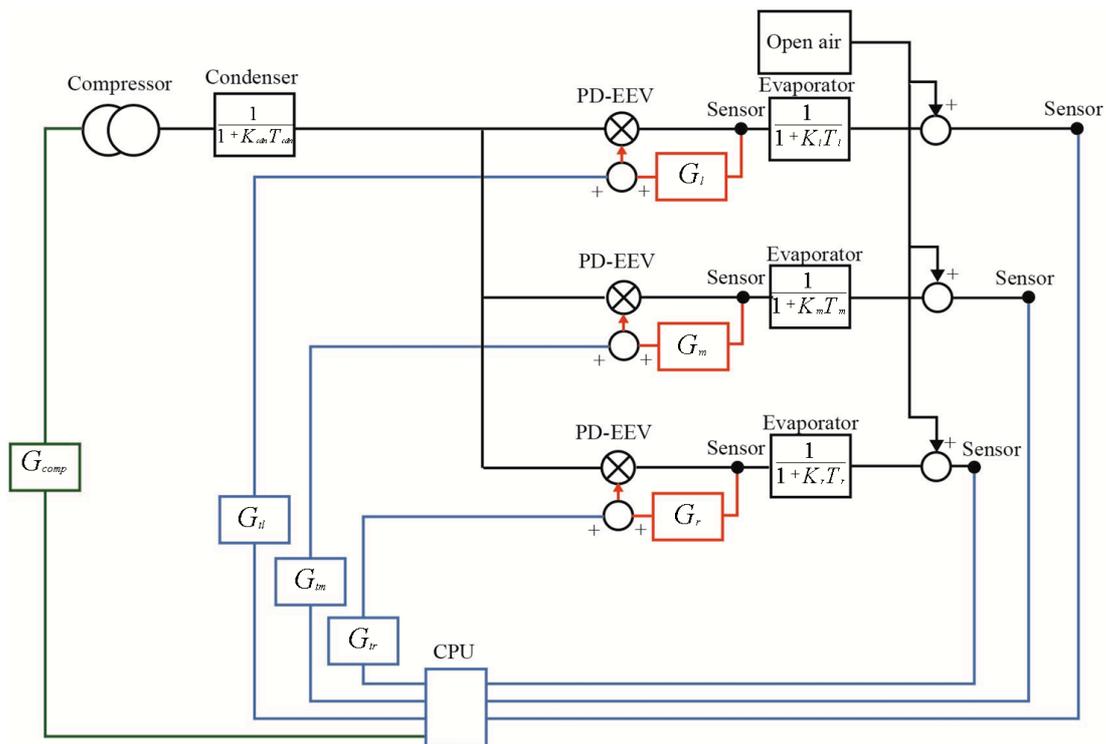


Fig. 5.12 Block Diagram to Control the Beverage Vending Machine

5-3 1 収納庫加温運転

全室冷却の場合に続いて、収納庫のうちの一つが加温運転される場合について検討する。この場合は、図 5.10 に示すような冷却回路で飲料自動販売機は運転される。先に検討した全収納庫が冷却運転する場合とは異なり、熱負荷は外気からだけではなく、隣り合う収納庫からも起こる。また、この運転時には加温する収納庫に対応する蒸発器を凝縮器として用いる。加温においては、ヒートポンプ運転を行うため、全収納庫が冷却運転の場合とは異なり、最も低い消費電力となる凝縮温度と蒸発温度の関係は、周囲の温度により変化し、一義的には決まらない。

加温する収納庫では加温のための凝縮器を用いるが、図 5.13 に示すように、この凝縮器に流れる冷媒量はパルス駆動型電子膨張弁を流れないためにこれを用いた制御ができない。従って、この冷媒の流量の制御においては、圧縮機の回転数により制御を行なうこととする。凝縮器を通過した冷媒は、他の収納庫のパルス駆動型電子膨張弁を介して、蒸発器に流れることになる。蒸発器における制御は、先に述べた全収納庫を冷却運転する時と同様の扱いになる。

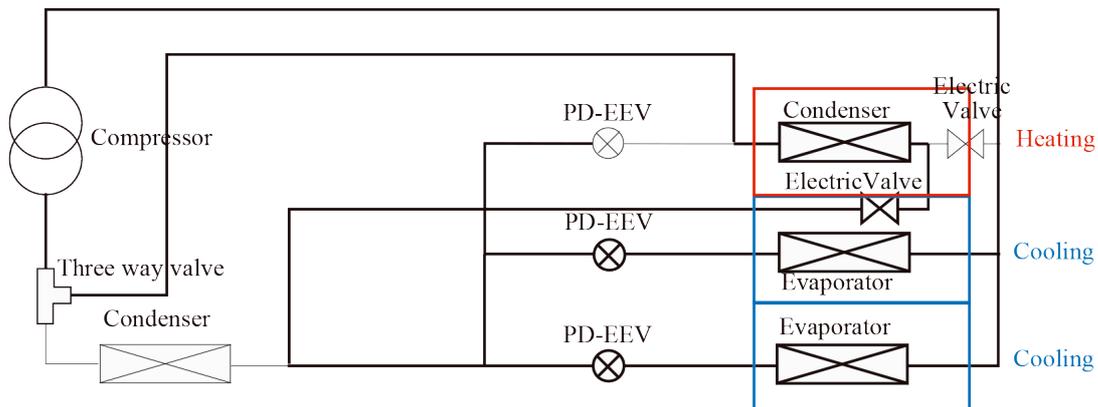


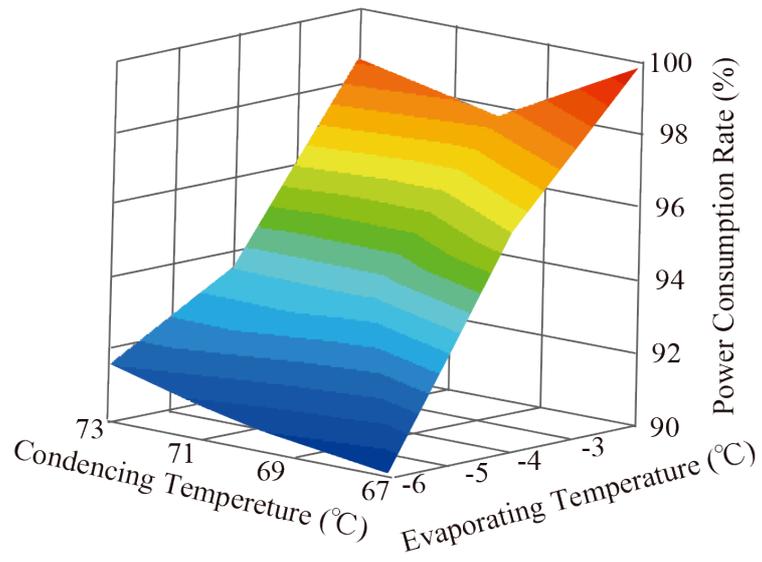
Fig. 5.13 Heat-pump System with Pulse Driven-type Electro Magnetic Control Expansion Valve

収納庫の温度に対する制御は全収納庫冷却時と同様に、1回の運転サイクルにおける目標温度への到達時間を計測し、冷却を行う収納庫における到達時間の平均時間との差から次の運転サイクルにおける冷媒の分配比を求める。また、蒸発温度に対応する制御も同様に行う。

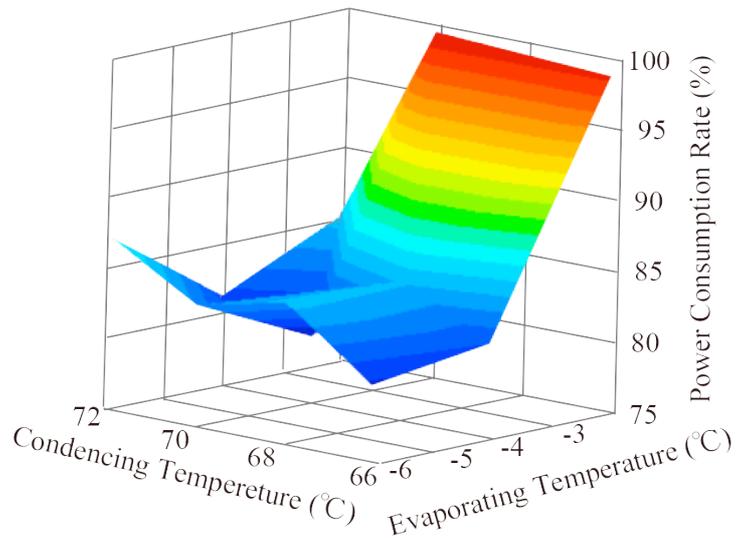
続いて、蒸発温度と凝縮温度について、制御する目標値を決定する。図 5.12 に示したように全収納庫冷却の場合とは異なり、凝縮温度と蒸発温度はお互いに影響しあう。凝縮温度が低すぎると、加温がうまく機能しない。一方、凝縮温度が高すぎると、加温は有利になるが、冷却のための負荷が大きくなる。

そのことを把握し、適切な条件を求めるため、様々な設置環境温度に対する凝縮温度と蒸発温度の最適値を実測により求めた。求めた結果を図 5.14 に示す。図 5.14 では、X 軸を蒸発温度とし、Y 軸を凝縮温度、Z 軸を最大値を 100%として正規化した消費電力として示す。

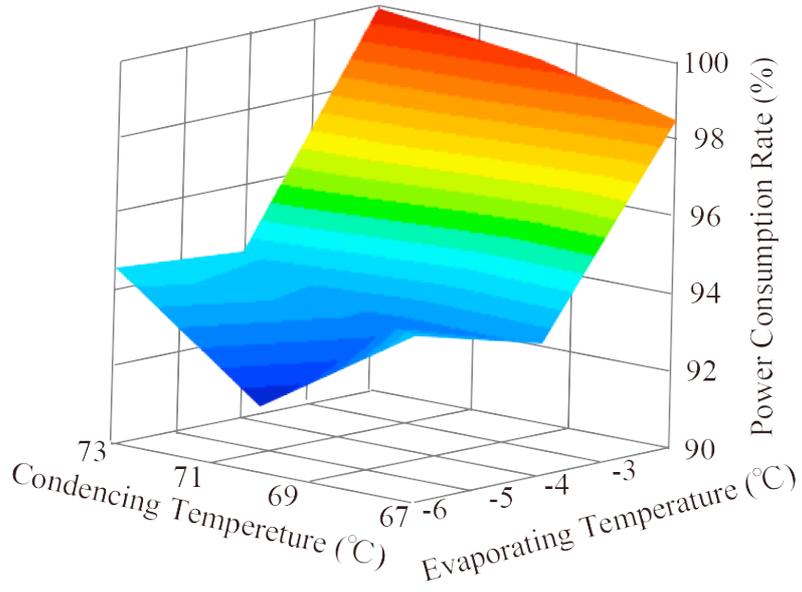
先に図 5.10 に写真で示したのと同様に実験を行った。実験においては、設置環境温度を 5°C、10°C、15°C、20°C、25°C と設定し、温度制御可能な恒温室内で行った。測定においては自動販売機の運転を PC で制御し、各収納庫の上部、中央部、底部の 3 箇所を測定し、データロガーに時間と温度の関係を取り込んだ。



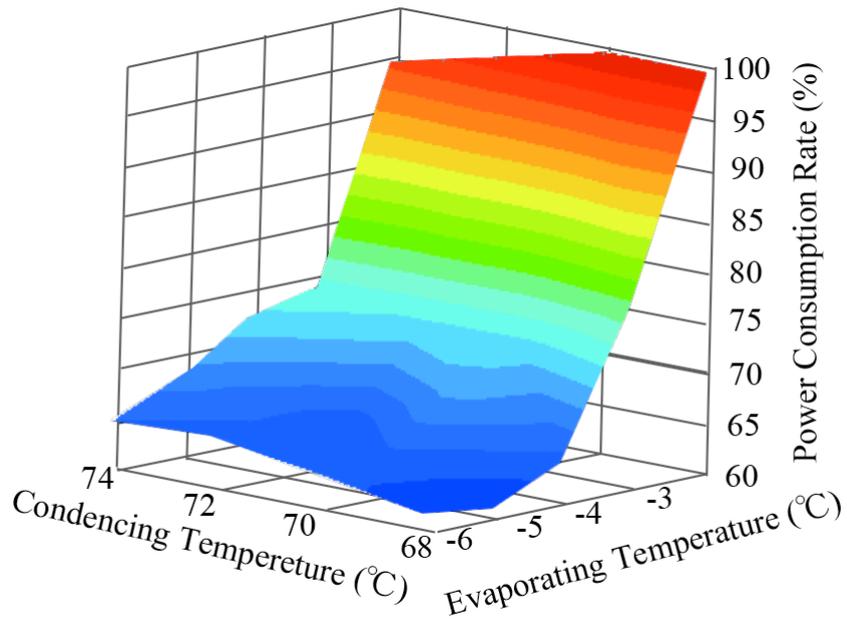
(a) Normalized Power Consumption at 5°C



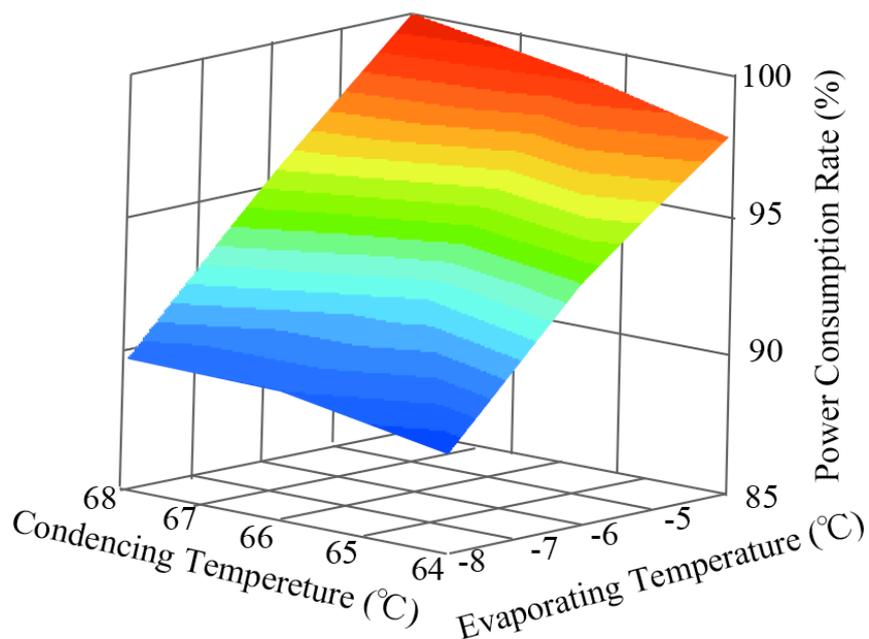
(b) Normalized Power Consumption at 10°C



(c) Normalized Power Consumption at 15°C



(d) Normalized Power Consumption at 20°C



(e) Normalized Power Consumption at 25°C

Fig. 5.14 Relation between Evaporating Temperature, Condensing Temperature and the Power

上述のようにして得られたデータから、2変数2次の多項式で近似し、最も消費電力の少ない条件を求める。データから求めた最適値を表5-1に示す。また、環境設定温度が5°Cの時の消費電力量を100%とおいて正規化し、図5.15に示す。蒸発温度は環境設定温度が20°Cの時に最も高く、それから離れるにつれ低くなる。このことは、環境設定温度が低い時には加温に必要なエネルギーが多く求められ、一方、環境設定温度が高い時には冷却に必要なエネルギーが求められることを示唆している。この結果、蒸発温度が20°Cにおける消費電力は最も冷却と加温のバランスが取れていると考えられる。

Table 5-1 Calculation Result of Optimized Temperature

Temperature around (°C)	Evaporating Temperature (°C)	Condensing Temperature (°C)
5	-10	67
10	-10	67
15	-8	70
20	-6	68
25	-8	64

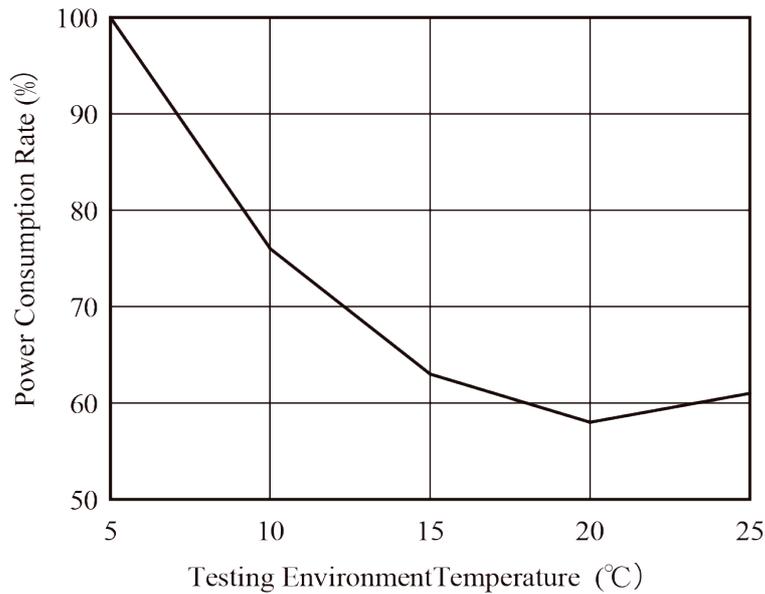


Fig.5.15 Relation between Temperature around and The Power Consumption

実際の運転においては、実験により得られた結果を用いて、各々のデータ間を一次近似による直線補間を行い、様々な周辺の温度に応じた蒸発温度と凝縮温度を目標として設定する。

図5.16に1 収納庫加温時における制御ブロック図を示す。この時には、左収納庫で加温を行い、中央収納庫では冷却を行っている。それらの温度差は大きいため、お互いの熱干渉を考慮したものとなっている。加温と冷却が混在する運転モードであるが、加温の目標温度への到達時間と冷却の目標温度への到達時間の合計から平均時間を求める。加温においては、圧縮機の回転数を用いて制御を行い、冷却はこれまでと同様にパルス駆動型電子膨張弁の弁開度デューティを変化して制御を行う。

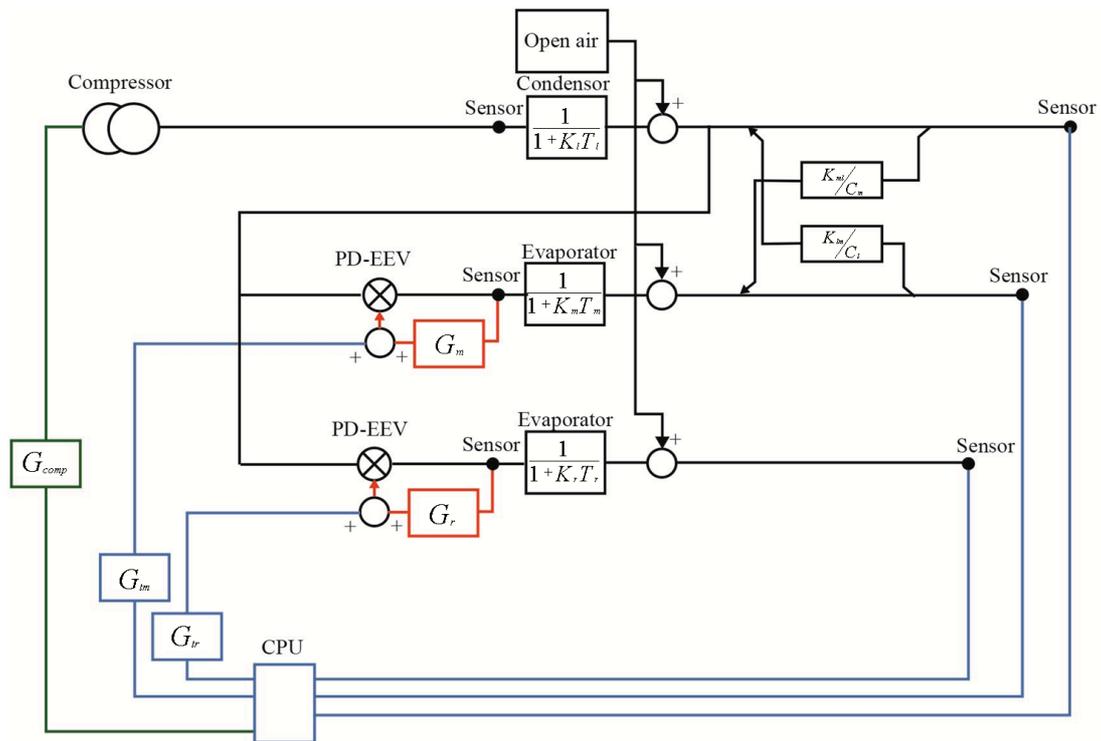


Fig. 5.16 Block Diagram of the Beverage Vending Machine

5-4 2 収納庫加温運転

2つの収納庫を加熱する場合のヒートポンプ回路を図 5.17 に示す。2つの収納庫を加熱するには、ヒートポンプでは負荷が大きく、十分な加熱ができない。このため、電気ヒータによる加熱を行ない、2つの収納庫を加熱することとする。2つの収納庫の加熱における消費電力量は、熱効率の良くない電気ヒータを使うことから、従来の飲料自動販売機と比較して、大きな低減効果は期待できないことが予測される。

このような理由から、2 収納庫加熱運転における目標となる凝縮温度、蒸発温度については、先に求めた 1 収納庫の加熱運転と同じ目標を設定する。

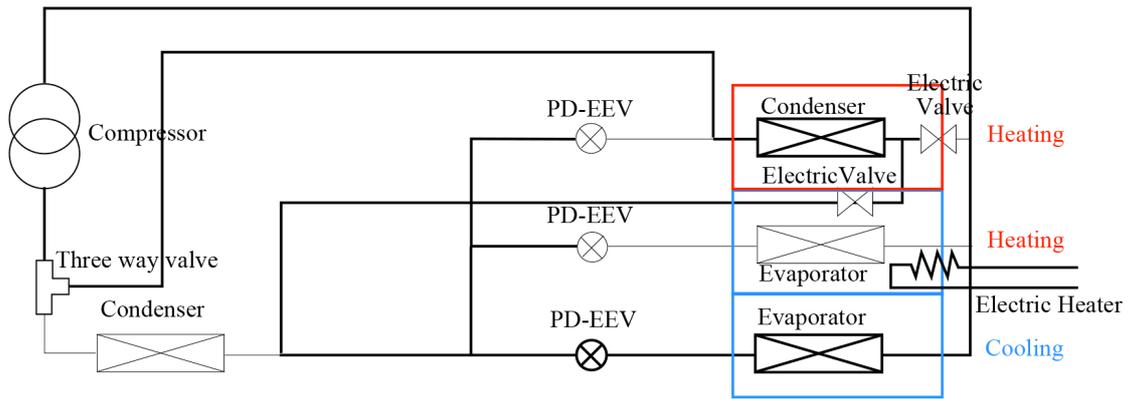
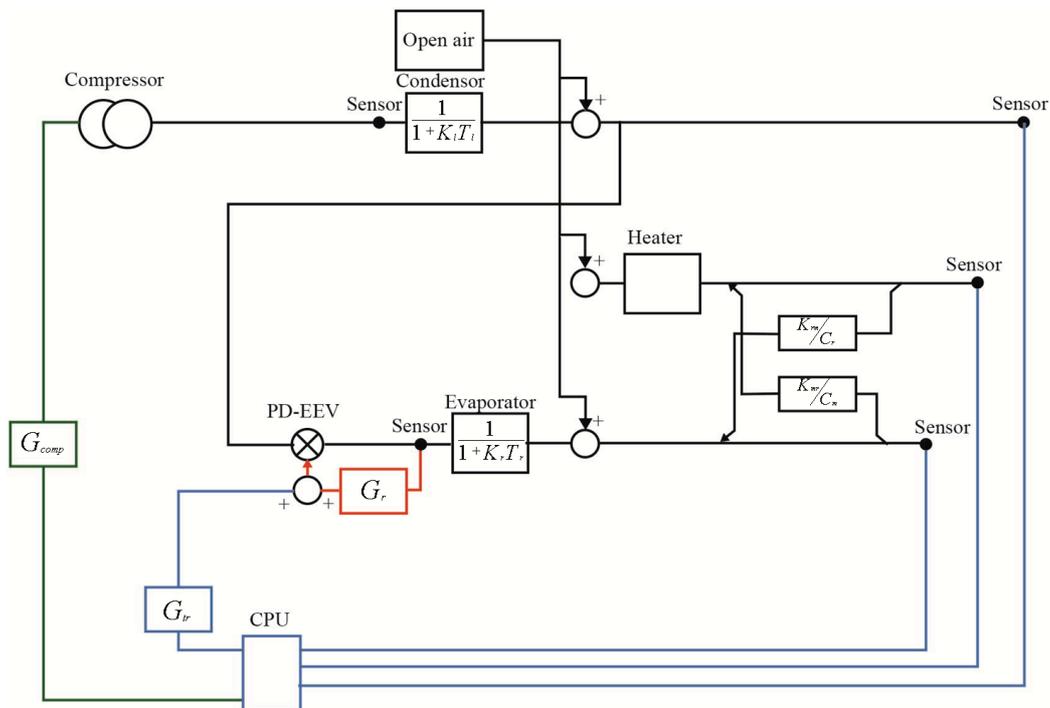


Fig. 5.17 Heat-pump System with Pulse Driven-type Electro Magnetic Control Expansion Valve

図 5.18 に制御ブロック図を示す．2つの収納庫を加温する運転モードにおいては，左収納庫と中央の収納庫が加温されているので，この間の熱干渉は無視する．一方，右の収納庫は冷却されているので，この間の温度差による熱干渉は考慮するものとした．この運転モードにおいては，蒸発温度を監視し弁開度を変化するのは，右の収納庫のみとなり単純な構成となる．



5-5 制御ハードウェアの構成

この機能を実現するためのハードウェアのブロックダイアグラムを図 5.17 に示す。先に図 2.8 で示したハードウェアとデータ入出力、販売管理などの機能は変わらない。一方で、冷熱運転を制御する機能は異なり、温度センサは収納庫内の温度を計測すると同時に、蒸発器の出口も計測することになる。電磁弁を駆動するドライバーはないが、その代わりにパルス駆動型電子膨張弁を駆動するドライバーが加わる。また、圧縮機においてはインバータ駆動する必要があるので、圧縮機の回転数を制御するインバータを追加している。

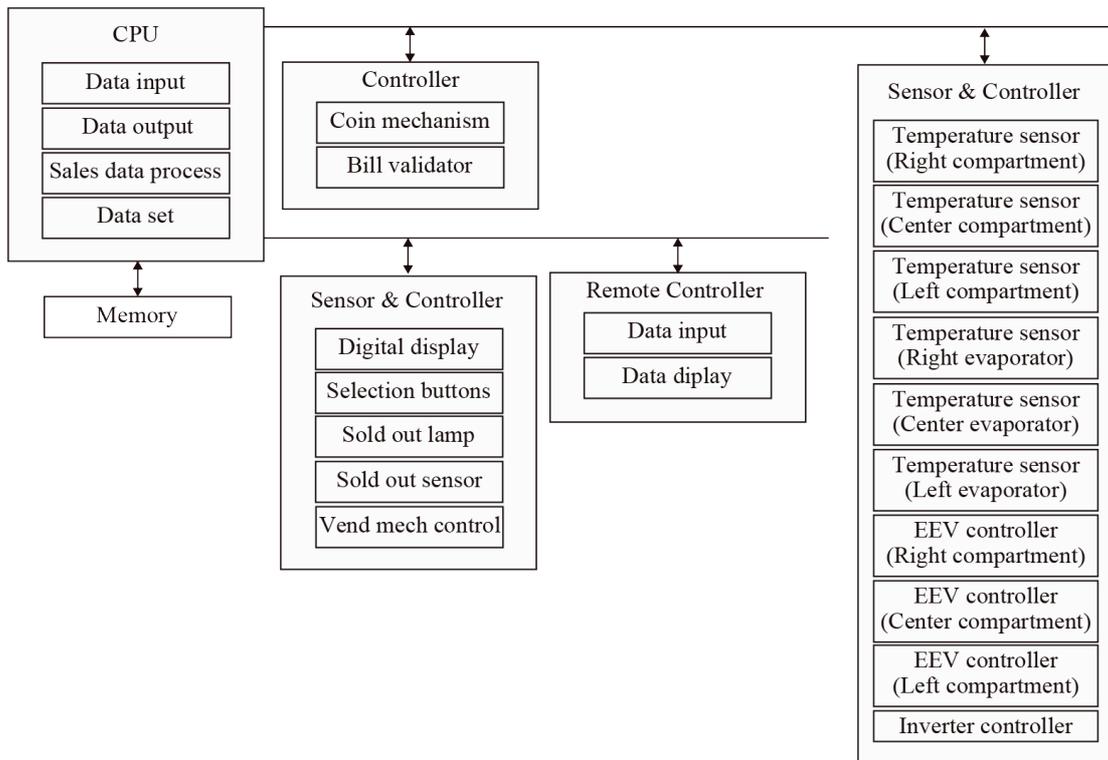


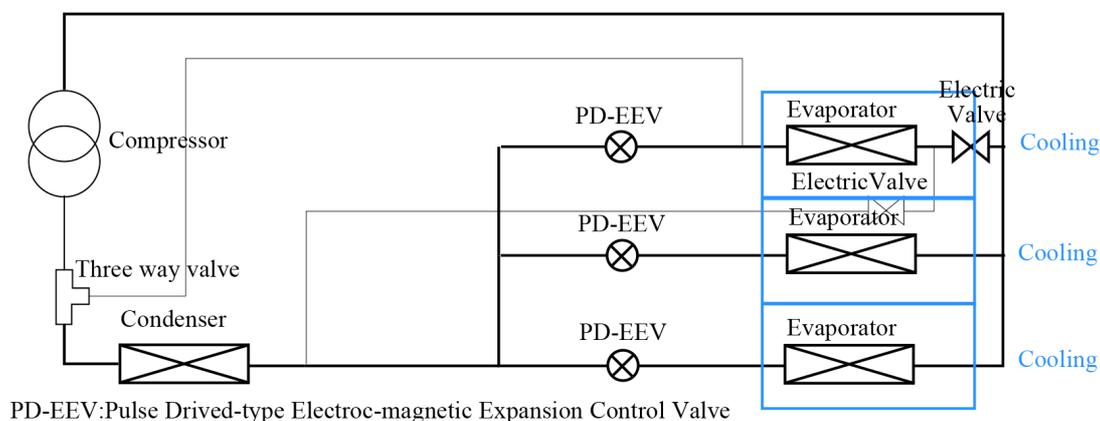
Fig. 5.17 Hardware Block Diagram

第6章 飲料自動販売機を用いた消費電力の実証試験

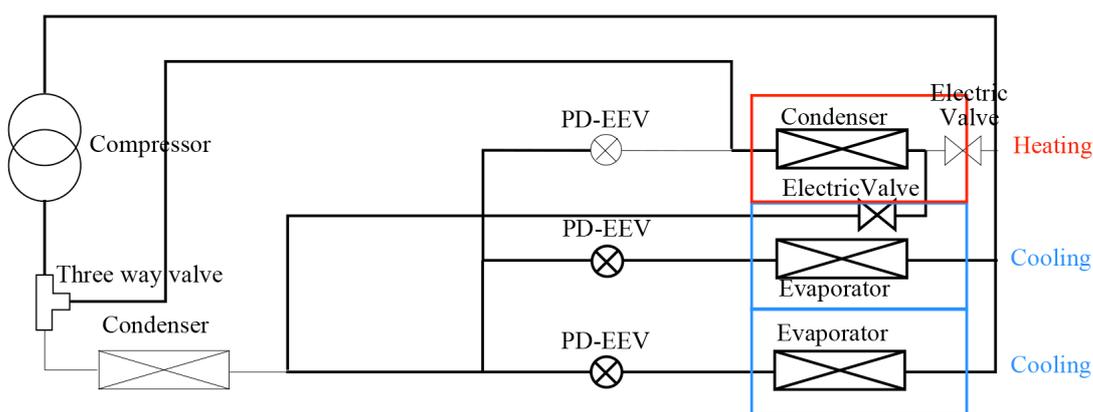
6-1 パルス駆動型電子膨張弁組み込み自動販売機の冷却回路

開発したパルス駆動型電子膨張弁を実際の飲料自動販売機（30セル：30種類の飲料を選択可能）に組み込み、温度制御評価、消費電力評価を行なった。

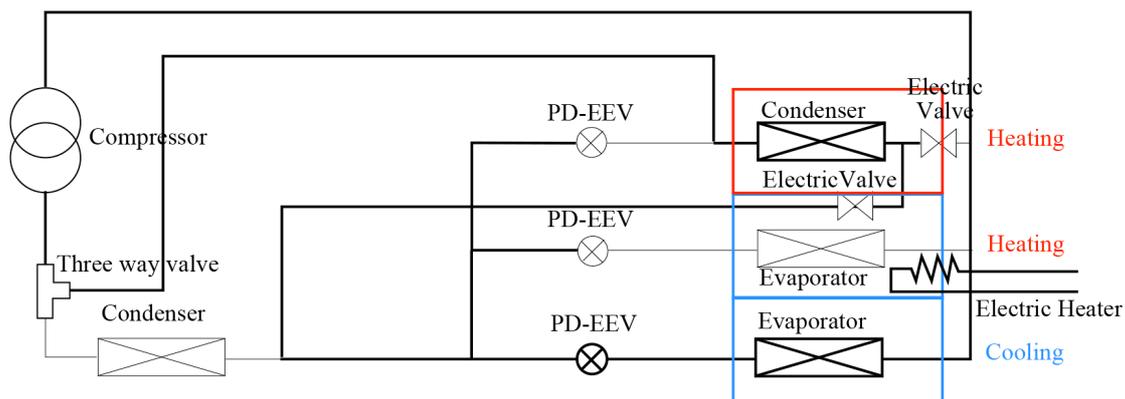
飲料自動販売機の組み込みにおいては、冷却回路を新しく開発した。図6.1に冷却回路の構成を示す。全収納庫が冷却となるC-C-Cモードでの運転については、これまでとほぼ同様である。H-C-Cモードでの運転においては、一つの収納庫の熱交換器を凝縮器として用いる。熱交換器は熱交換性能を向上したアルミ熱交換器とした。H-H-Cモードでは大きな負荷が予測されるため、最も外気に対する表面積の小さい中央の部屋は、ヒーターで温める。



(a)C-C-C



(b)H-C-C



(c)H-H-C

Fig. 6.1 Heat-pump System with Pulse Driven-type Electro Magnetic Control Expansion Valve

6-2 実験装置および実験条件

飲料自動販売機の運転においては、周囲が一定の温度である中での特性データを取る。表 6-1 に実験条件をまとめる。実験は、恒温室を利用して、自動販売機を設置する環境の温度を C-C-C 運転時は 32℃で、H-C-C 運転時は 15℃で、H-H-C 運転時は 5℃とし実験を行った。

図 6.2 に実験装置の構成を示す。実験は、富士電機三重工場にある恒温室内に飲料自動販売機を持ち込んで行った。自動販売機の内部の飲料を収納する各収納庫に上部、中央部、底部に熱電対を配置し、特に底部の温度と時間の関係に着目した。

また、測定は、1 日時間をかけて行い、対象となる飲料自動販売機が消費する電力量を測定することとした。

Table 6-1. Experimental Condition

Items	Condition
Temperature	5, 15, 32 °C
Temperature of Cold Beverage	0 - 5°C
Temperature of Hot Beverage	55 - 65 °C
Vending Machine	30 Selection
Drive Cycle	30 sec.
Beverage	Full

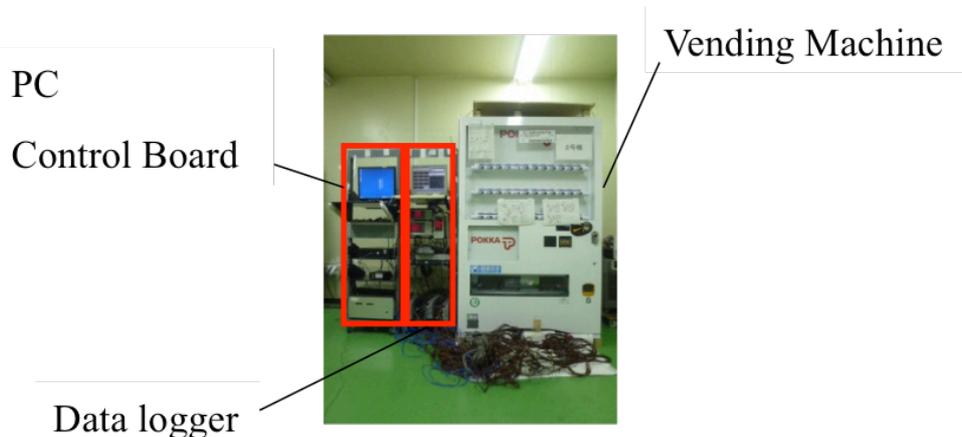
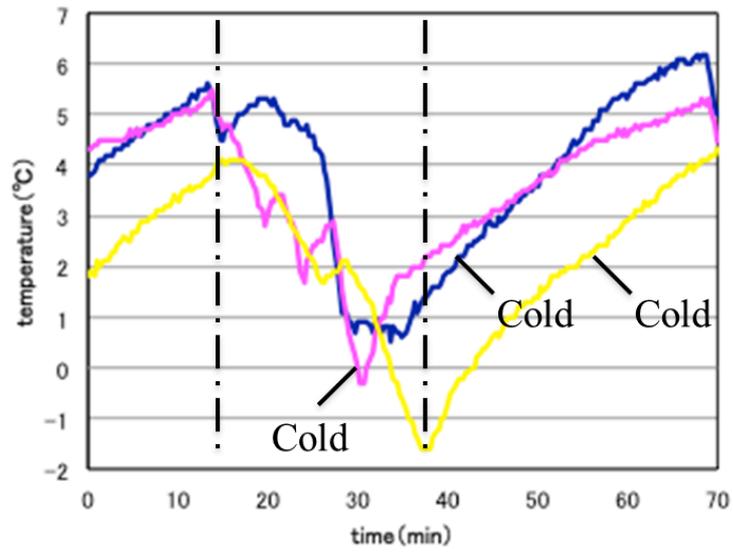


Fig. 6.2 Experiment Equipment

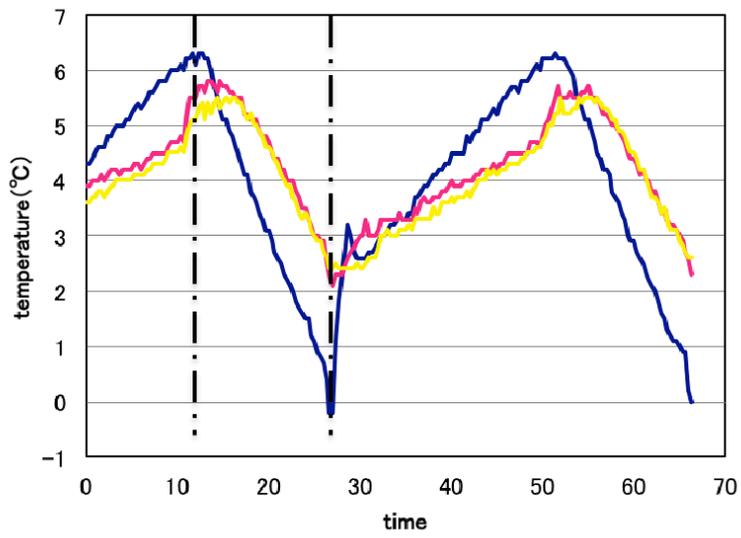
6-3 実験結果

最初に、全収納庫冷却（C-C-C）モードにおける収納庫内の温度を測定する．この測定の実験においては、飲料自動販売機の内部に収納されている飲料がすでに冷やされており、その熱容量が大きいいため、温度変化はあまり大きいものではない．従って、通常の運転と同様の定常状態で実験を行った．また、測定に際しては、これまでのキャピラリーチューブを用いた飲料自動販売機についても同時に測定を行い、消費電力量と時間と温度の関係を比較した．

図 6.3 に、この実験の測定結果を示す．図 6.3(a)は、従来のキャピラリーチューブを用いた飲料自動販売機における各収納庫内の温度と時間の関係を示し、図 6.3(b)は、パルス駆動型電子膨張弁を用いた飲料自動販売機の収納庫内の温度と時間の関係を示す．キャピラリーチューブを用いた自動販売機では、各々の収納庫は同期することができず、特に一つの収納庫を冷やすのに、長い時間を要している．一方、パルス駆動型電子膨張弁を用いた場合には、図 6.3(a)に一点鎖線で示すように、各収納庫は、同じ時間から立ち下がりが開始され、ほぼ同じ時間で目標温度に到達し冷却が終了している．実際には、運転サイクルが始まってから 15 分経った時点で、全ての収納庫の温度について動作時間を同期することができ、目的通りの運転が行われることを確認できた．この結果、キャピラリーチューブによる負荷調整ができない飲料自動販売機と比べて消費電力量を大きく削減することを確認することができた．



(a) Temperature Change with Capillary Tube

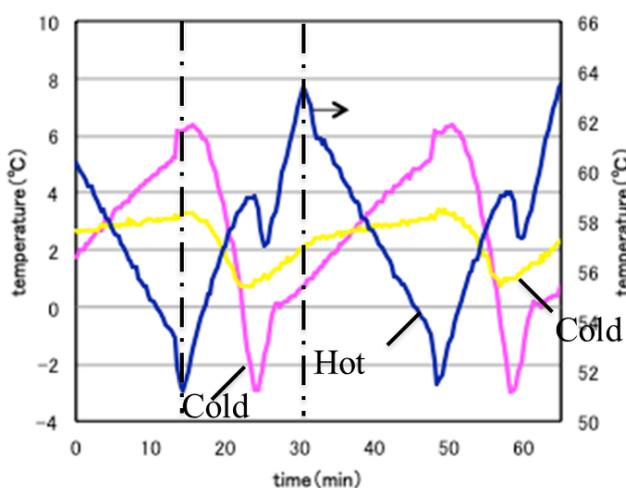


(b) Temperature Change with Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve

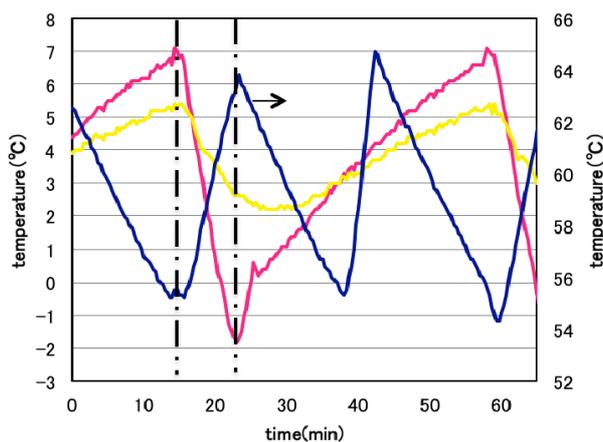
Fig. 6.3 Temperature Change at C-C-C Mode

続いて、一つの収納庫が加温運転し、その他の収納庫が冷却する運転において、全収納庫冷却時と同様に、各収納庫の運転を同期することを確認することができた。図 6.3 に示したと同様に、図 6.4 に横軸に時間、縦軸に各収納庫の温度を取り示す。

キャピラリーチューブを用いた従来の自動販売機の場合には、冷却している 2 つの収納庫は同じ開始時間に対して、若干、目標温度への到達時間はずれている。また、加温している収納庫は同期することができず、冷却が終了してからかなりの時間を経て、目標温度に到達している。一方、パルス駆動型電子膨張弁を用いた場合には、各収納庫は、同じ時間から運転を開始し、一点鎖線で示すように、ほぼ同じ時間で加温・冷却が終了している。



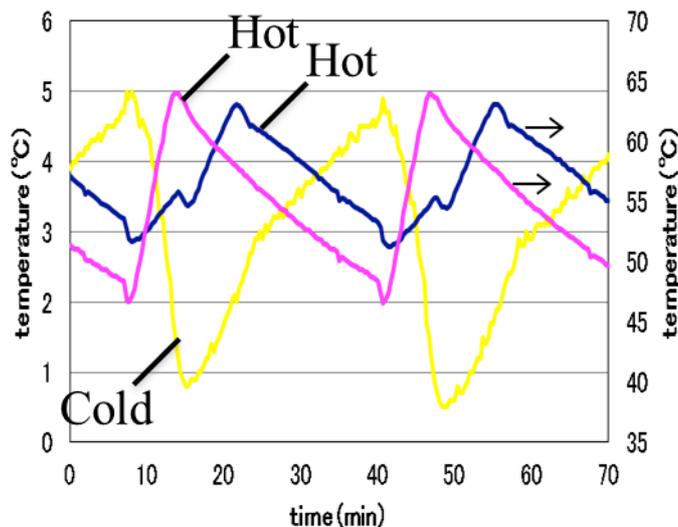
(a) Temperature Change with Capillary Tube



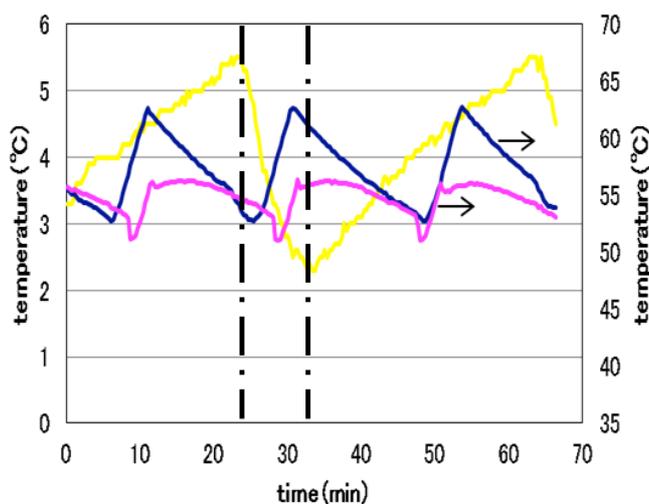
(b) Temperature Change with Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve

Fig. 6.4 Temperature Change (H-C-C)

一つの収納庫を加温する場合に続いて、2つの収納庫を加温する時の消費電力についても測定を行った。図 6.5 に実験結果を示す。これまでと同様にキャピラリチューブを用いた従来の自動販売機は、ほとんど同期していない。一方、冷却している収納庫は、ほぼ同期しているが、冷却に対して加温のための熱負荷が大きいため、冷却効率を低減する必要があり、この結果、冷却のための時間が多くかかった。



(a) Temperature Change with Capillary Tube



(b) Temperature Change with Pulse Driven-type Electro-magnetic Expansion Control Valve

Fig. 6.5 Temperature Change (H-C-C)

6-4 飲料自動販売機における消費電力削減効果

時間と温度の関係と同時に 1 日当たりの消費電力量を測定した。これまでに測定した結果を下記にまとめる。

全収納庫を冷却する運転モードにおいては、同期運転による運転時間の短縮の効果があり、この結果、従来の自動販売機と比べて 27%消費電力量を削減できることを確認することができた。測定結果を図 6.6(a)に示す。

また、1つの収納庫のみを加温する運転についても、同様に消費電力量を測定した。図 6.6(b)にその結果を示す。この運転モードにおける低消費電力化が最も効果があり、35%の低消費電力化を達成することができた。飲料自動販売機の性能は、年間の消費電力量で決められることが多い。従って、185 日と最も運転日数の長いこのモードでの運転における消費電力量を低減できたことは、省エネルギー性の高い製品の開発につながるものとする。

さらに、2つの収納庫を加温する運転について消費電力量を測定した。図 6.6(c)に測定結果を示す。これまでと同様の測定を行ない、従来に比べて 12%消費電力量を削減できることを確認した。この運転モードでは、中央の収納庫の加温に効率の悪い電気ヒーターを用いていることが、他の運転モードと比較して効果が出ない原因と推測する。

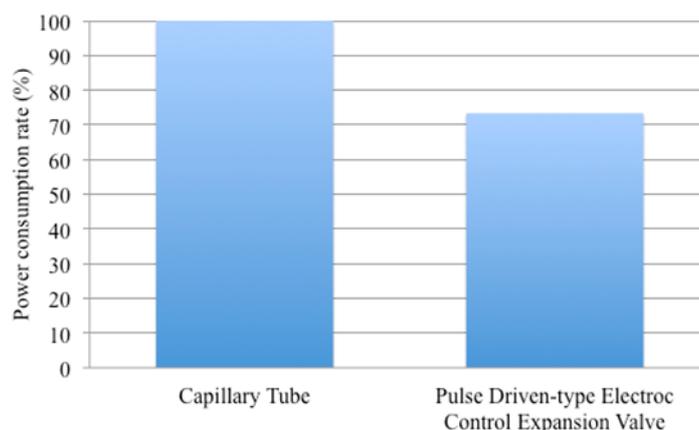


Fig. 6.6(a) Power Consumption (C-C-C)

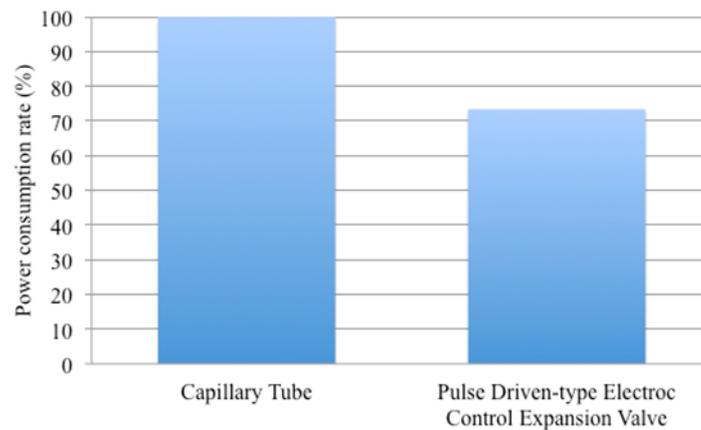


Fig.6.6(b) Power Consumption (H-C-C)

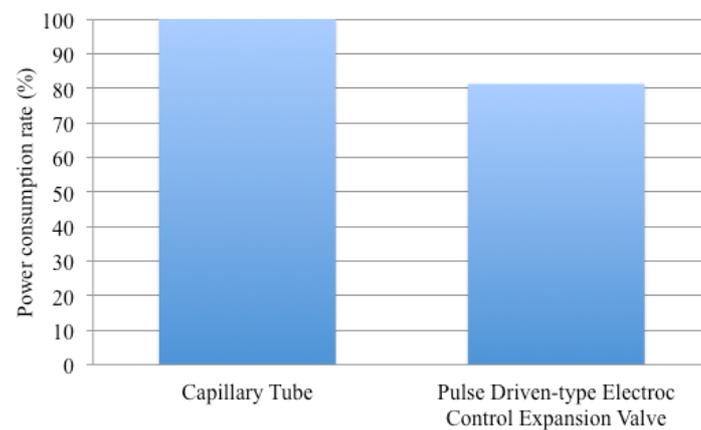


Fig.6.6(c) Power Consumption (H-H-C)

提案した冷却回路においてパルス駆動型電子膨張弁により制御を行うことで、全ての運転モードにおいて消費電力量を削減することができた。得られた各モードでの運転による消費電力量の測定結果から、年間消費電力量を算出した。年間の消費電力量は、春・秋が185日あるとし、夏と冬がそれぞれ90日あると考え、1日あたりの消費電力量とその日数を掛け合わせ、総和により算出する。年間消費電力量は従来の冷却回路に対し29%削減を実現した。年間を通じた削減効果を図6.7に示す。

また、組込評価の結果、COPは2.10となり、従来の飲料自動販売機のCOP1.50と比較して大幅な低消費電力化の目処をつけることができた。特に、全収納庫冷却運転時と右収納庫加熱時の性能向上が大きい要因としては、冷媒分配が個々の収納庫の熱負荷に応じて適切な分配が行われたことと、ヒートポンプ運転時間の同期運転制御が可能となったパルス駆動型電子膨張弁による効果が大きいと考える。

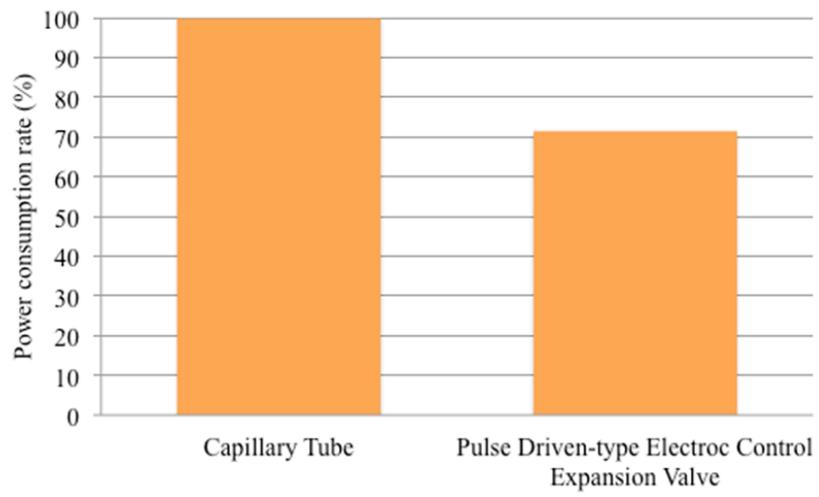


Fig. 6.7 Power Consumption in an year

第7章 結言

本研究においては、新しく考案した R744 冷媒に用いる独自の構造を有するパルス駆動型電子膨張弁を飲料自動販売機に適用し、消費電力を削減することを目的とした。最初に、パルス駆動型電子膨張弁の減圧機構についての解析と評価を行い、続いて、それを駆動する磁気回路の設計を行った。また、パルス駆動型電子膨張弁を組み込んだ飲料自動販売機の制御方法について、四季の環境変化に応じた柔軟な応答が可能な制御方式を考案し、飲料自動販売機に組み込んで実証評価を行い、その消費電力量を大きく削減できることを確認した。

主な結果を下記に示す。

- (1) パルス駆動型電子膨張弁は様々な流体抵抗要素を含む。特に、最も断面積の小さい V 字溝部の流体抵抗が大きく、この箇所の流体抵抗がパルス駆動型電子膨張弁における減圧を大きく支配することが定量的な検討によりわかった。また、設計検討した V 字溝部の幅は、0.30mm から 0.45mm と非常に小さいため、その幅の寸法公差を 0.01mm と置いた場合に、その寸法公差の影響が大きく現れることが計算によりわかった。
- (2) テストピースを用いた実験結果と解析により算出した結果とを比較した。特に、質量流量について、その傾向を一致させることができた。また、断面積の幅が大きい時には、実験結果と解析結果は、比較的一致する傾向が得られたが、計算でも示唆されたように、断面積が小さい時には実験結果は解析結果と比べて小さくなり、この V 字溝部を中心とした冷媒の相状態が複雑であることを示唆している。また、これに加えて、V 字溝の加工精度などについて注意が必要なことがわかった。
- (3) 開発したパルス駆動型電子膨張弁を駆動するための磁気回路を設計した。このパルス駆動型電子膨張弁の磁気回路の設計においては、漏れ磁路を含んだ主要な磁路を想定し、想定した磁路と空隙の磁気パーミアンスを算出した。この計算結果を用いて、磁気回路の電氣的等価回路を作成し、各部の磁束について、連立方程式を立てて設計を行った。この磁気回路は一般的なソレノイドとは異なり、磁気吸引力を発生する空隙が大きい時に、負荷が大きいという特性を持つ。設計においては、この磁気吸引力を発生する空隙磁気パーミアンスとともに、その直列に配置された空隙部の磁気パーミアンスが大きく影響することがわかった。
- (4) 試作したパルス駆動型電子膨張弁を実際の自動販売機に組み込むために、飲料自動販売機内の収納庫の温度を制御する方法を考案した。制御においては、1 回の運転サイクルにおける各収納庫の時間と温度を測定し、目標温度への到達時間を測定した。その到達時間から、蒸発器を流れる冷媒の分配比を用いることとした。さらに、各収納庫に与える熱量にも着目し、センサにより実測した蒸発温度と予め最も消費電力が少なくなるように求めた目標蒸発温度と比較して、その差からフィードバック制御をかけることとした。

特に1回の運転サイクルにおける各収納庫の熱負荷を推測したことから、3つの収納庫の到達時間を合わせることができる方式とした。この制御方式により、従来の環境設定温度に対応することができなかったキャピラリーコイルを用いる方式と比較して、圧縮機の運転時間を削減することを図った。

- (5) 飲料自動販売機への組み込み実験では、まず全室冷却運転において、消費電力量が最も少なくなる蒸発温度をあらかじめ測定し、この目標温度へのフィードバック制御をかけるとともに、測定した目標温度への到達時間から推測した熱負荷に応じた冷媒の分配を行うことができた。この結果、各収納庫の目標温度への到達時間をほぼ一致ことができ、運転時間を従来の方式と比較して大きく削減することができた。
- (6) 1つの収納庫を加温する運転モードにおいては、最も消費電力が少なくなる蒸発温度と凝縮温度を様々な環境設置温度について予め測定し、測定した最適点を目標とする凝縮温度と蒸発温度を設定した。実際の制御においては、その時の環境設定温度とあらかじめ測定した環境設定温度における凝縮温度と蒸発温度とを直線補間して目標となる蒸発温度と凝縮温度を設定し、運転を行った。冷却する収納庫は全収納庫を冷却する同様の方法で制御し、加温する収納庫に対応する凝縮器の凝縮温度については、圧縮機の回転数を用いて制御することとした。
- (7) パルス駆動型電子膨張弁を組み込み、制御機能を搭載した飲料自動販売機を従来のキャピラリーチューブを用いた飲料自動販売機と比較した。様々な運転モードについて比較した結果、全収納庫冷却においては $\Delta 27\%$ 、1つの収納庫を加温する運転モードでは $\Delta 35\%$ 、2つの収納庫を加温する運転モードでは $\Delta 12\%$ と消費電力量を削減することができた。2つの収納庫を加温する運転モードで消費電力の削減率が低いのは、熱負荷が大きいことから、1つの収納庫をの加温に効率の悪い電気ヒータを用いていることが原因と推測した。パルス駆動型電子膨張弁を組み込んだ飲料自動販売機では、年間では $\Delta 29\%$ と飲料自動販売機の大幅な低消費電力化を確認することができた。この結果をまとめると、COP換算値では2.10となり、従来の自動販売機におけるCOP1.50から大きく改善できる見通しを得た。

以上に述べたように、パルス駆動型電子膨張弁を組み込んだ新しい冷却回路を持つ飲料自動販売機は、日本の四季のような環境温度変化などに柔軟に対応できる能力を有することが確認できた。この技術により、従来からの圧縮機を用いた冷却回路としては、究極の省エネルギーを達成することができるようになったと考える。

本研究に関連する研究として、引き続きパルス駆動型電子膨張弁のさらなる小型化、低コスト化を目指し、磁気回路のより低消費電力化および小型化を追求するとともに、その駆動方法と磁気吸引力に対する負荷の最適化などの課題についても、より深い研究を進めたいと考える。また、その他の冷却回路を構成する要素に着目すると、熱交換器においても熱伝達特性の向上などを図り、より小型化された熱交換器の設計技術を構築したい。

これらの製品を支える技術は、解析技術と同時に可視化技術であると考え、これらの技術のレベルアップに取り組むたいと考える。

さらには、冷熱の制御手法について、本研究で用いた運転モードに応じた制御手法を自動販売機以外の分野にも適用するとともに、測定が困難な大規模システムにおけるパラメータの推測と同定手法についても、新たな取り組みを進めたいと考える。

今後は、圧縮機を用いた冷却回路だけではなく、例えば、熱音響による冷却回路などの研究開発を進め、工場排熱などの有効利用による更なる省エネルギーの達成を行い、日本だけではなく、世界に向けて高い技術力をアピールできるよう、貢献して行きたいと考える。

謝辞

本研究を進めるにあたり、いつも丁寧で熱心なご指導をいただきました三重大学大学院工学研究科システム工学専攻の廣田真史教授ならびに丸山直樹准教授に心より御礼申し上げます。

本研究の進行において研究生活を共にを行い、また、実験に参加して下さった、三重大学大学院工学研究科システム工学専攻大学院博士前期課程学生の山田哲也氏を始めとするエコプロダクツ研究室の方々に心より御礼申し上げます。

本研究において貴重なアドバイスをいただき、また、本研究には欠かせないご支援を賜りました富士電機株式会社食品流通事業本部冷熱技術センターの杉本幸治センター長、土屋敏章担当部長、高松英治担当課長を始めとする冷熱技術センターの諸氏ならびに、富士電機株式会社技術開発本部先端技術研究所応用技術開発センター熱応用研究部の大西祐輔氏に心より御礼申し上げます。

参考文献

- [1] 2013 年末自販機普及台数及び年間自販金額, http://www.jvma.or.jp/information/2_01.html, 日本自動販売機工業会ホームページ, 2014-12-1
- [2] 富士電機食品流通事業本部自販機事業部, http://www.fujielectric.co.jp/products/vending_machine/, 富士電機ホームページ
- [3] 北出雄二郎, 自動販売機の最新技術動向について, 日本機械学会誌, Vol.116, No.1132, 2013, pp. 149-151.
- [4] 長友繁美, 空調分野における省エネルギー技術について -ルームエアコンデショナの効率向上技術, マリンエンジニアリング, Vol. 44, No. 5, 2009, pp. 713-718.
- [5] 北出雄二郎, 自動販売機の省エネルギー・新機能技術の現状と展望, 富士時報, Vol.85, No.5, 2012, pp. 340-344.
- [6] 浅倉一彦, 北出雄二郎, 自動販売機におけるメンテナンスの現状と展望, 冷凍, Vol.85, No.989, 2009, pp. 47-48.
- [7] 北出雄二郎, 富士電機のシミュレーション技術への取り組み, Vol.76, No.4, 2003, pp. 205-206.
- [8] 小林建太, 田中光晴, 浅野等, 丸山直樹, 廣田真史, 滝口浩司, 熱非平衡を伴うキャピラリーチューブ内の減圧沸騰流れに関する研究, 日本機械学会関西学生会学生員卒業研究発表講演会, 神戸大学工学研究集報, Vol.39, 2011
- [9] H. Asano, H. Murakawa, N. Takenaka, K. Takiguchi, M. Okamoto, T. Tsuchiya, Y. Kitaide, N. Maruyama, Visualization and Void Fraction Measurement of Decompressed Boiling Flow in a Capillary Tube, Nuclear Instruments and Methods in Physics Research A, 2011, pp. 258-263.
- [10] 山田隆典, 川崎哲治, 高野幸裕, 動挙動解析における柔軟容器のモデリング, 計算力学講演会講演論文集, 日本機械学会, 2004, pp. 451-452.
- [11] 山田隆典, 高野幸裕, 自動販売機の商品販売機構の動作解析による信頼性の向上, 富士時報, Vol.82, No. 3, pp. 201-205.
- [12] 飯塚悟, 村上周三, 大岡龍三, 小杉茂樹, 研究速報: Dynamic LESによる上向き冷風吹出を持つ室内気流解析持つ室内気流解析, 生産研究. Vol.50, No.1, 1998, pp. 37-40.
- [13] 田中晃, 田中俊一郎, 田中史彦, 閉鎖空間内の気流・温度分布の数値予測に関する研究(第1報) 流路障害物を考慮した等温二次元乱流解析手法, 農業機械学会年次大会講演要旨, Vol. 55, 1996, pp. 185-186.
- [14] 久保山公道, 齋藤秀介, 土屋敏章, 吉本博, ファン特性を考慮した熱流体シミュレーション, 熱工学講演会講演論文集, 日本機械学会, 2002, pp. 507-508.
- [15] 齋藤秀介, 久保山公道, 自販機内の気流制御技術, 富士時報, Vol.76, No.4, pp. 225-228.
- [16] 高橋正樹, 土屋敏章, 高野幸裕, 自販機内の気流制御技術, 富士時報, Vol.82, No.3, pp. 192-196.
- [17] 安嶋賢哲, 山口貴久, 滝口浩司, 川上 浩二, 自動販売機庫内の熱流体シミュレーション,

- 冷凍, 日本冷凍空調学会, 2009, Vol.84, pp. 397-400.
- [18] C. Baek, J. Heo, J. Jung, H. Cho and Y. Kim, Optimal control of the gas-cooler pressure of a CO₂ heat pump using EEV opening and outdoor fan speed in the cooling mode, *International Journal of Refrigeration*, 36(4), 2013, 1276-1284.
- [19] A. S. Pamitran, K. I. Choi, J. T. Oh and H. K. Oh, Two-phase pressure drop during CO₂ vaporization in horizontal smooth minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 31(8), 2008, pp.1375-1383.
- [20] R. Revellin and J. R. Thome, Adiabatic two-phase frictional pressure drops in microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31, 2007, pp. 673-685.
- [21] J. Pettersen, Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(2-3), 2004, pp. 111-121.
- [22] A. Cavallini, D. Del Col and L. Rossetto, Heat transfer and pressure drop of natural refrigerants in minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 36(2), 2013, pp. 287-300.
- [23] M. Ducoulombier, S. Colasson, J. Bonjour and P. Haberschill, Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel - Part I: Pressure drops, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(4), 2011, pp. 581-596.
- [24] T. N. Tran, M. C. Chyu, M. W. Wambsganss and D. M. France, Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development, *International Journal of Multipase Flow*, 26(11), 2000, pp.1739-1754.
- [25] J. P. Liu, Y. M. Niu, J. P. Chen, Z. J. Chen and X. Feng, Experimentation and correlation of R744 two-phase flow through short tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(6), 2004, pp. 565-573.
- [26] W. Li, Simplified modeling analysis of mass flow characteristics in electronic expansion valve, *Applied Thermal Engineering*, 53(1), 2013, pp. 8-12.
- [27] L. Chen, J. Liu, J. Chen and Z. Chen, A new model of mass flow characteristics in electronic expansion valves considering metastability, *International Journal of Thermal Science*, 48(6), 2009, pp. 1235-1242.
- [28] C. Park, H. Cho, Y. Lee and Y. Kim, Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves, *International Journal of Refrigeration*, 30(8), 2007, pp. 1401-1407.
- [29] Y. Hou, J. Ma, C. Liu, J. Cao and X. Liu, Experimental investigation on the influence of EEV opening on the performance of transcritical CO₂ refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 2014, 51-56. [7] G. W. Swift, Thermoacoustic engines, *Journal of the Acoustical Society of America*, 84(4), 1988, pp. 1145-1180.
- [30] Y. Kitaide, N. Maruyama, Y. Iwasaki, M. Saito, K. Takiguchi, S. Ishida, T. Tsuchiya, Y. Yamagami and M. Hirota, Characteristics of Thermoacoustic Sound Generator and Its Application to

- Refrigerator, Proc. of 11th International Energy Conversion Engineering Conference 2013, Paper No. AIAA 2013-3811, pp. 2013, 1-11.
- [31] N. Maruyama, Y. Iwasaki, M. Saito, Y. Kitaide, M. Hirota, K. Takiguchi, S. Ishida, T. Tsuchiya and Y. Yamagami, Principal characteristics of thermoacoustic refrigerator, Proc. of The Fifth International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being, Paper No. MME20, 2013, CD-ROM, 1-6.
- [32] N. Maruyama, Y. Iwasaki, M. Saito, Y. Kitaide, K. Takiguchi, S. Ishida, Y. Yamagami, T. Tsuchiya and M. Hirota, Principal Characteristics of Thermoacoustic Sound Generator and Refrigerator's Application, Proc. of International Conference & Utility Exhibition on Green Energy for Sustainable Development, Paper No. S01-7, CD-ROM, 2014, 1-7.
- [33] N. Maruyama, Y. Iwasaki, M. Saito, Y. Kitaide, K. Takiguchi, S. Ishida, T. Tsuchiya and M. Hirota, Characteristics of a Loop-type Thermoacoustic Refrigerator with a Sound Generator, Proc. of 12th International Energy Conversion Engineering Conference 2014, Paper No. AIAA 2014-3560, 2014, pp. 1-8.
- [34] Y. Kitaide, N. Maruyama, M. Hirota, Y. Onishi and T. Tsuchiya, Development and Evaluation of Pulse Driven-type Electromagnetic Control Expansion Valve applied to Small Scale Refrigerant Cycle, (Part 1: Theoretical estimation of pressure drop), IOSR Journal of Engineering, 11(5), III, 2014, pp. 91-96
- [35] 細野 敏夫 田中 嘉津夫, 電磁界理論における解析手法の変遷と将来展望—電磁理論の諸問題と計算電磁気学における数値解法—, 電子情報通信学会論文誌 C, Vol.J92-C, No.8 2009, pp. 314-324.
- [36] 河瀬順洋, 最近の大規模三次元有限要素解析技術と応用, 日本応用磁気学会誌 28(10), 2004, pp. 1017-1022.
- [37] 田中裕久, 高速電磁弁に関する研究 High Speed Solenoid Valves for Electro-Hydraulic Digital Servomechanism, 日本機械学会論文集. C 編 50(457), 1984, pp. 1594-1601.
- [38] 谷浩二, 山田隆, 河瀬順洋, 三次元有限要素法およびメッシュ結合法を用いたリニアソレノイドの動作特性解析, 電気学会研究会資料. RM, 回転機研究会 1999(67), pp. 17-22.
- [39] 一ノ瀬裕, プランジャ形磁気回路の磁気吸引力特性について Force-stroke characteristics of a plunger-type electromagnetic actuator for a bell ringer, 日本音響学会誌 44(12), 1988, pp.923-929.
- [40] Masayoshi Wada, Hiroshi Yoshimoto and Yujiro Kitaide, " Dynamic Analysis and Simulation of Electromagnetic Contactors with AC Solenoids," Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation (IECON2002) ,pp. 2745-2751.
- [41] 和田正義、吉本博、北出雄二郎, "交流電磁接触器の動的挙動の解析", 富士時報, Vol.75, No. 9, pp. 535-538.
- [42] 工藤高裕, 辻伸彦, 浅田規, 杉山修一, 北出雄二郎, 高崎靖夫, M I 素子を用いた小形・ワイドレンジ三相電流センサ, 日本応用磁気学会誌, Vol. 29, No. 11, 2005, pp. 997-1003.

- [43] Takahiro Kudo, Yujiro Kitaide, Kimitada Ishikawa, Current sensor and overload current protective device therewith, US 6984989 B2
- [44] 村上賢哉 , 大井章弘 , 中澤親志, 高松英治, 北出雄二郎, 電気学会研究会資料. IIC,産業計測制御研究会 2012(49), pp. 23-27
- [45] 轟章, 応答曲面法, <http://todoroki.arrow.jp/response/responsesurface.pdf>, 2015-1-6
- [46] 施勤忠粘, 萩原一郎, 高島太, 応答曲面法による多峰性問題の最適設計法の開発, 日本機械学会論文集 (A 編), 65 巻 630 号, pp. 32-39
- [47] 萩原一郎, 自動車における最適設計事例から見た最適化革新技術と今後の課題, 日本機械学会, 設計工学・システム部門「複合領域の設計における最適化及び満足化」, pp. 3-7
- [48] 荒井誠, 鈴木竜浩, 清水泰斗, 船体構造 設計最適化への応答曲面法の適用性検討, 日本造船学会論文集第 188 号, pp. 545-552
- [49] 安田弘, 中山進, 日比野陽三, 田中慶治, 空調用冷凍サイクルの動特性モデリング, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60 (1994) No. 573 pp. 1589-1596
- [50] 辻秀一, 澤本潤, 清尾克彦, 北上眞二, M2M (Machine-to-Machine) 技術の動向, 電気学会論文誌C (電子・情報・システム部門誌), Vol. 133 (2013) No. 3 pp. 520-531
- [51] 槇田幸雄, 福井一夫, 自動販売機の情報・制御技術の変遷, 電気学会誌, Vol. 125 (2005) No. 6, pp. 360-363