

# 宇宙航空研究開発機構契約報告

## JAXA Contract Report

---

ハイブリッド式流体ループの流熱制御技術研究 II  
— 潜熱利用流体ループ式排熱システムの蒸気弁操作による温度制御に関する研究 —

2004年10月

宇宙航空研究開発機構  
Japan Aerospace Exploration Agency

本報告書は、独立行政法人宇宙航空研究開発機構システム評価技術グループによる「ハイブリッド式流体ループの流熱制御技術研究」に関する共同研究に基づいて作成したものである。

宇宙航空研究開発機構契約報告  
JAXA Contract Report

ハイブリッド式流体ループの流熱制御技術研究 II  
— 潜熱利用流体ループ式排熱システムの蒸気弁操作による温度制御に関する研究 —

A Study of Vaopr Valve Operation of  
Thermal Control Loop System Utilizing Latent Heat

作成元 神戸大学 工学部  
藤井 照重、浅野 等、杉本 勝美、成田 啓圭

Prepared by  
Faculty of Engineering, Kobe University  
Terushige FUJII , Hitoshi ASANO , Katsumi SUGIMOTO and Keiji NARITA

2004年10月  
October 2004

宇宙航空研究開発機構  
Japan Aerospace Exploration Agency



## 要約

近年、宇宙ステーションの大規模化に伴う内部の熱処理問題や、宇宙における太陽発電システム（SSPS）の各変換部の冷却など、宇宙における排熱技術に対するニーズが高まっており、潜熱利用流体ループ排熱システムが注目されている。このシステムは流体の潜熱を利用して熱輸送を行うためにシステムの重量が軽減でき、圧力を操作することによって飽和温度を制御するため、素早く正確な制御が可能である。しかし、その制御技術は未だ確立されておらず、実用化に至っていない。

本研究では、蒸発器と凝縮器を繋ぐ配管部に流量調節バルブを設置し、その開度を変えることで圧力を制御し、システムの過渡応答特性を実験で調べた。また、プログラムによってバルブを自動制御し、熱負荷急変に対してループ制御の可能性を探り、以下の結果が得られた。

- (1) 蒸発器出口オリティが高いほどバルブ操作に対する圧力変動の幅が大きく蒸発器表面温度の変化も大きい。
- (2) 蒸気配管部に設置したバルブを開操作することで、バルブでの圧力損失及び蒸発器圧力が減少し、蒸発器表面温度が低下した。
- (3) 蒸気配管部に設置したバルブを閉操作することで、バルブでの圧力損失及び蒸発器圧力が増加し、蒸発器表面温度が上昇した。
- (4) 流量が小さいほどサブクール沸騰から飽和沸騰に移行する位置が早く、熱貫流率の上昇速度も大きい。また、熱貫流率が大きいほど熱移動が行われやすいため、蒸発器表面温度の遅れ時定数が小さい。
- (5) 作動流体流量を手動で一定に保つことで安定な応答が得られるが、流量調節を行わなくても熱移動が行われ、制御対象を一つ減らせるので流量調節の必要はないといえる。
- (6) バルブにプログラマブルコントローラを設置し、コンピュータプログラムによってバルブを自動制御し、蒸発器表面温度を一定温度幅内に保持することは可能である。



## 目次

第1章 緒論	1
1.1 緒言	1
1.2 従来の研究	2
1.3 本研究の目的	2
第2章 バルブ開度操作実験	3
2.1 実験装置	3
2.2 測定方法	4
2.3 実験方法	4
2.4 実験条件	4
第3章 静特性に関する考察	13
3.1 バルブ圧力損失特性	13
3.2 ループ静特性	14
3.3 熱貫流率	16
第4章 動特性に関する考察	18
4.1 バルブ開度操作実験結果	18
4.2 定量的考察	22
4.2.1 蒸発器表面温度変化量	22
4.2.2 熱貫流率	24
4.2.3 EV表面温度時定数	26
4.3 アキュムレータ切り離し実験	28
4.3.1 実験方法及び条件	28
4.3.2 実験結果及び考察	28
4.4 流量調節の有無による各応答への影響	32
第5章 バルブプログラム制御実験	35
5.1 実験装置	35
5.2 実験方法	35
5.3 実験条件	37
5.4 実験結果	39
5.5 バルブプログラム制御実験の比較・考察	43
5.5.1 流量による比較	43

5. 5. 2	バルブ回転速度による比較	51
5. 5. 3	制御温度幅による比較	57
5. 5. 4	PID 制御の可能性	61
5. 5. 5	熱負荷連続変化に対する制御の可能性	64

第6章	結言	68
-----	----	----

付録  
参考文献



## 第1章 緒論

### 1.1 緒言

近年の宇宙開発の進展とともに、宇宙船や宇宙ステーションなども大規模化し、内部の電子機器などで発生する熱量も増大している。また、エネルギー資源の枯渇や地球環境問題から注目されている宇宙太陽発電システム（SSPS）の各変換部の排熱においては電子機器類の場合よりも大容量の熱輸送が要求される。

このように、宇宙構造物における熱処理が重要な問題となっており、高性能で処理能力の大きい能動的な熱制御システム（Active Thermal Control System）の開発が望まれている。

この次世代の排熱システムに、潜熱利用流体ループを利用する方法（図 1.1 参照）が注目されている。このシステムは作動流体を蒸発させることによって蒸発潜熱を利用して熱を吸収し、輸送するため、単位質量あたりの作動流体の熱輸送量が大きく、ポンプ動力やシステム重量を軽減できるメリットがある。本システムの目的はコールドプレート上の電子機器やマグネトロンなどの熱源温度を作動許容範囲に保持することにあるので、作動流体の選定とともに素早く安定な制御方式が望まれ、ループの動的特性の把握が重要となる。

このようなシステムを、各負荷に対して長期にわたり安定、確実に運転するためには、その過渡応答特性や二相流の流動不安定現象などを踏まえた熱制御技術の確立が不可欠となる。

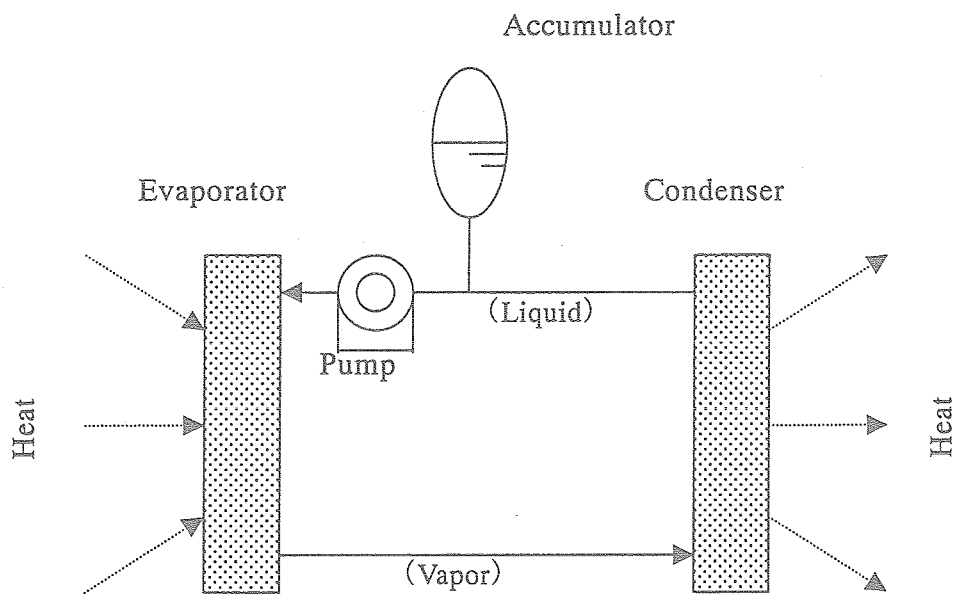


図 1.1 潜熱利用流体ループ式熱制御システム概略

## 1.2 従来の研究

現在のスペースシャトルや、現在建設中の国際宇宙ステーションの排熱システムにおいては従来の液単相流体ループが採用され、潜熱利用流体ループ式の排熱システムは信頼性の点から未だ実用化に至っていない。従来、二相流体システムの流動・伝熱に関する静的な特性の解析を目的とした落下塔や航空機実験がなされている。また、潜熱利用排熱システムの研究としてはウィックによって駆動力を発生させる CPL (Capillary Pump Loop) やヒートパイプ形式のコールドプレートをもつメカニカルポンプ方式が研究され、一応の成果が得られている<sup>(1)~(7)</sup>。

しかし、コールドプレートの形式、並列管への適用、さらに制御方式などを含めた高信頼性への確立とともにコンパクト、軽量化を図った一層の研究が必要とされている。また、将来の潜熱利用流体ループ式排熱システムに採用される流体もまだ確定されていないのが現状である。作動流体の候補としてはアンモニア、トルエン、アセトン、代替フロンの HCFC123 や FC72 などが挙げられるが、腐食性、毒性、引火性、環境性（地球温暖化やオゾン層破壊 etc.）などの問題から未だ決定に至っていない(表 1.1 参照)。

表 1.1 各作動流体の特性

作動流体	腐食性	毒性	引火性	環境性	消防法適用
アンモニア	×	×	×	○	有
トルエン	○	×	×	○	有
アセトン	○	×	×	○	有
HCFC-123	○	○	○	×	無

## 1.3 本研究の目的

本研究の最終目標は潜熱利用流体ループ式排熱システムの制御技術を確立することにある。従来の研究では、本システムの熱源温度に対する制御方法として作動流体流量を変化させる方法と、アキュムレータにより系内圧力を変化させ蒸発器内の（飽和）温度を変える方法が考えられているが、本研究では蒸発器と凝縮器を結ぶ蒸気輸送管途中にバルブを設置し（本論文では、以降“蒸気バルブ”と呼称する）、その開度を操作するという新しい制御方法を確立する。

## 第2章 バルブ開度操作実験

従来、潜熱利用流体排熱システムの温度制御にはアキュムレータを用いて、モータ等の機構によって液の流出入をピストン操作する機械式と、蒸気・液部を有するアキュムレータ内の作動流体を加熱・冷却して液を流出入させる熱式と呼ばれる方法がある。しかし、機械式ではモータ等の駆動の必要性から大型／重量増大の問題があり、熱式では微小重力下の蒸発・凝縮機構の必要性や応答時間が機械式に比べて遅いという欠点がある。

本実験は、新しい制御方法として蒸発器と凝縮器を結ぶ蒸気輸送管途中にバルブを設置し、その開度を操作する事で蒸発器温度を制御する方法でループを制御することを目的としている。蒸気輸送配管に設置された蒸気バルブの開度を変えることで弁前後での圧力損失が変化するが、弁の流出側にはアキュムレータが存在する。そのACM圧力が基底圧力となり、弁の流出側の圧力は変化せず、圧力損失の変化は弁上流側の圧力変化に寄与する。つまり、蒸気バルブの開度を変えることで、バルブ上流側に位置する蒸発器内部の作動流体の圧力、温度（飽和）が変化し、制御対象とする蒸発器表面温度が変化する。この方法では、潜熱利用流体ループ式排熱システムをより小型・軽量・簡易化できる可能性がある。

### 2.1 実験装置

実験装置全体の概要を図 2.1 に示す。装置は定量型ギアポンプ（Tuthill Pump Company, D9463N-125）、蒸発器(EV)、凝縮器(CD)、アキュムレータ(ACM)から構成され、各装置を繋ぐ配管（循環流路管）はすべて内径 6[mm]、肉厚 2[mm]の配管で、可視部には半透明のテフロンチューブ、それ以外にはステンレス製配管を用いた。また、継ぎ手にはスウェージロックを用いた。

ポンプから送り出された作動流体はタービン流量計を通り蒸発器において熱負荷を吸収することで蒸発し、蒸気輸送配管を通して凝縮器で凝縮する。凝縮した作動流体はアキュムレータ部を経てポンプに戻り、再び送り出され循環を繰り返す。

蒸発器（EV）の詳細を図 2.2 に示す。蒸発器はとアルミ製の円管（外径 12mm×内径 8.5mm×長さ 1190mm）で、熱負荷は円管に巻きつけたマイクロヒーター（伝熱内表面積  $2.937 \times 10^{-2} \text{m}^2$ 、最大熱負荷 1kW）により供給される。蒸発器は図 2.2 のように入口からの位置 2～8（測定位置間隔 137.5[mm]）において蒸発器表面温度  $T_2 \sim T_8$  が測定される。

凝縮器（CD）の詳細を図 2.3 に示す。凝縮器はステンレス製プレート型熱交換器（日阪製作所, BX-305）を用いた。冷却水には水道水を用い、凝縮器に流入する冷却水温度は冷却水循環装置（東京理化学器械株, CA-2500）により 5～6 [°C]で冷却水流量は 3.0[l/min]に保たれている。

アキュムレータ（ACM）の詳細を図 2.4 に示す。アキュムレータは円筒形状のタンク（ステンレス製、内容積 3.45[l]）で内部にベローズを有し、窒素カバーガスと作動流体は隔離されている。アキュムレータには内容積（8.0 l）のタンクを圧力調節用のタンクとして電磁弁を介して繋げている（図 2.5 参照）。

蒸発器と凝縮器を結ぶ蒸気輸送管の流量調節バルブ（ホワイティー，SS-1RS8MM）の詳細を図 2.6 に示す。

定量型ギアポンプの流量特性を図 2.7 に示す。ポンプ入口圧力が 140kPa で一定の時の 3 種類の回転数（1000[rpm]，1500[rpm]，2000[rpm]，）に対する吐出圧力（横軸）と流量（縦軸）の関係であり，吐出圧力が増大すると流量は線形に低下する。

作動流体は HCFC123（化学式： $\text{CHCl}_2\text{-CF}_3$ ）である（実験範囲における飽和蒸気圧曲線を図 2.8 に示す）。<sup>(8)</sup>

## 2.2 測定方法

各物理量は以下の装置で測定し，記録にはすべてデータロガー(ADVANTEST(株) R7326B)を用いてサンプリング周波数 1[Hz]で記録した。

- (1) 流量：作動流体の液流量はポンプと EV の間（図 2.1 参照）で測定した。センサーにはタービン流量計（日本フローコントロール(株)，FTO-4）を用い，CD の冷却水流量は液流量計（愛知時計電機(株)，ND10）で検出した。
- (2) 圧力：ACM 上部，EV 入口，CD 入口の計 3 箇所をひずみゲージ式圧力伝送器（ミネベア(株)，NS100A）で検出した。
- (3) 差圧：EV 出入口間の差圧を差圧変換器（ミネベア(株)，DPA-0.5K），CD 出入口間の差圧を差圧変換器（司測研(株)，P7D），蒸気バルブ出入口間の差圧を差圧変換器（新興通信工業(株)，DPA-10K）で検出した。
- (4) 温度：各点とも K 型シース熱電対を使用した。
- (5) 熱負荷：蒸発器で加える熱負荷はマイクロヒーターの消費電力で，電力計（鶴賀電機(株)）を用いて測定した。

## 2.3 実験方法

本研究では定常状態から蒸気バルブをステップ状に変化させた時の各応答を調べた。全閉が 9 回転半であるバルブを，初期状態として 5 回転閉めた状態から急開及び急閉操作を行った。また，バルブ操作後も作動流体流量を一定に保つためにポンプの回転数の調節を行った。

## 2.4 実験条件

実験条件を表 2.1 に示す。各項目の頭のアλファベットは条件を識別するためのもので以降の文章や図において使用する（例えば熱負荷 600[W]，ACM 圧力 140[kPa]，作動流体流量 300[cm<sup>3</sup>/min]の時に蒸気バルブ閉鎖回転数を 5→8[rev]に変化させた条件は，条件：A1-B-B-B,5→8rev と記す）。ここでバルブ閉鎖回転数というのは，バルブをどれほど閉めたかということであり，本実験の条件の中では 8[rev]が最もバルブを閉めた条件である。

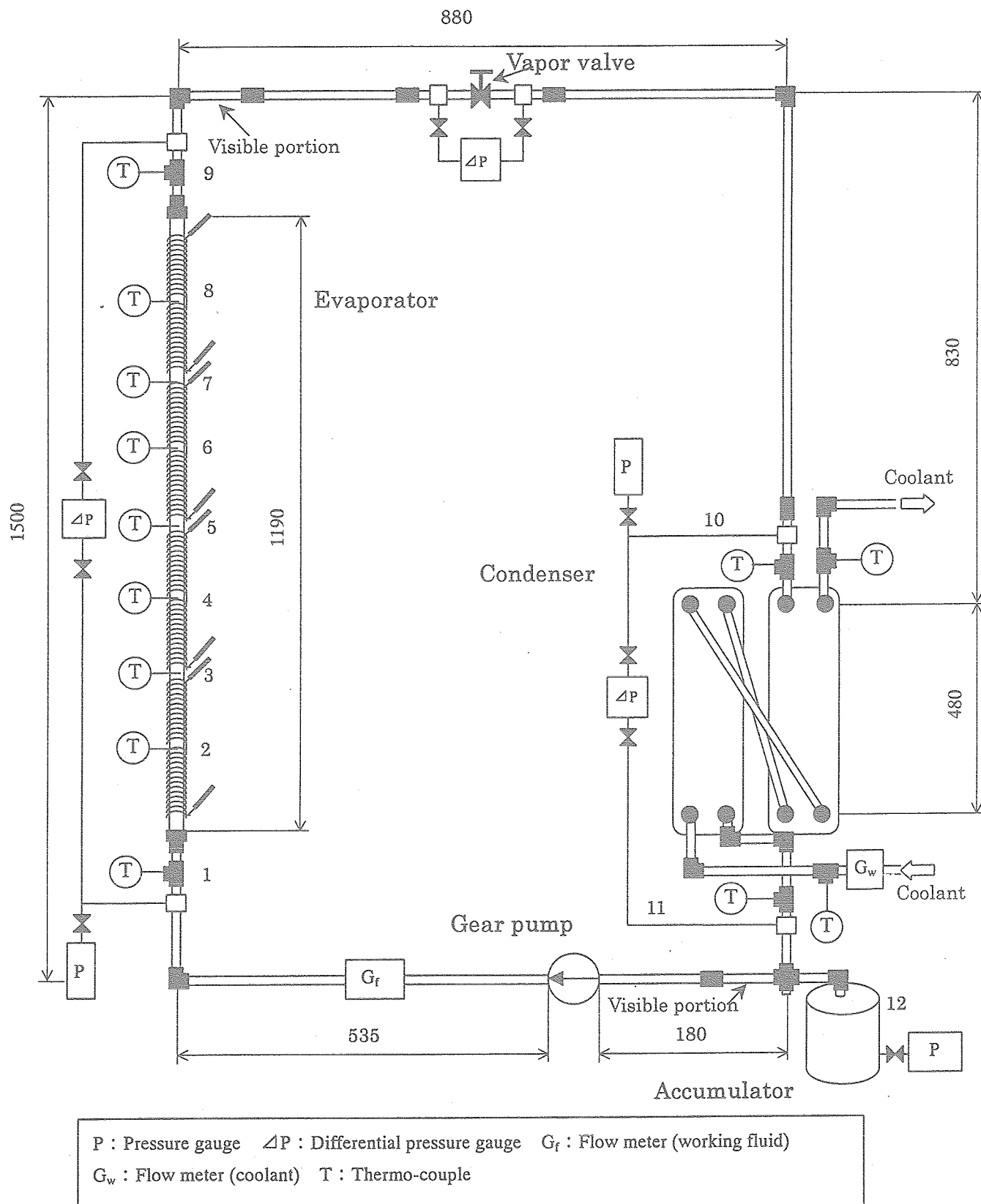


図 2.1 実験装置全体図

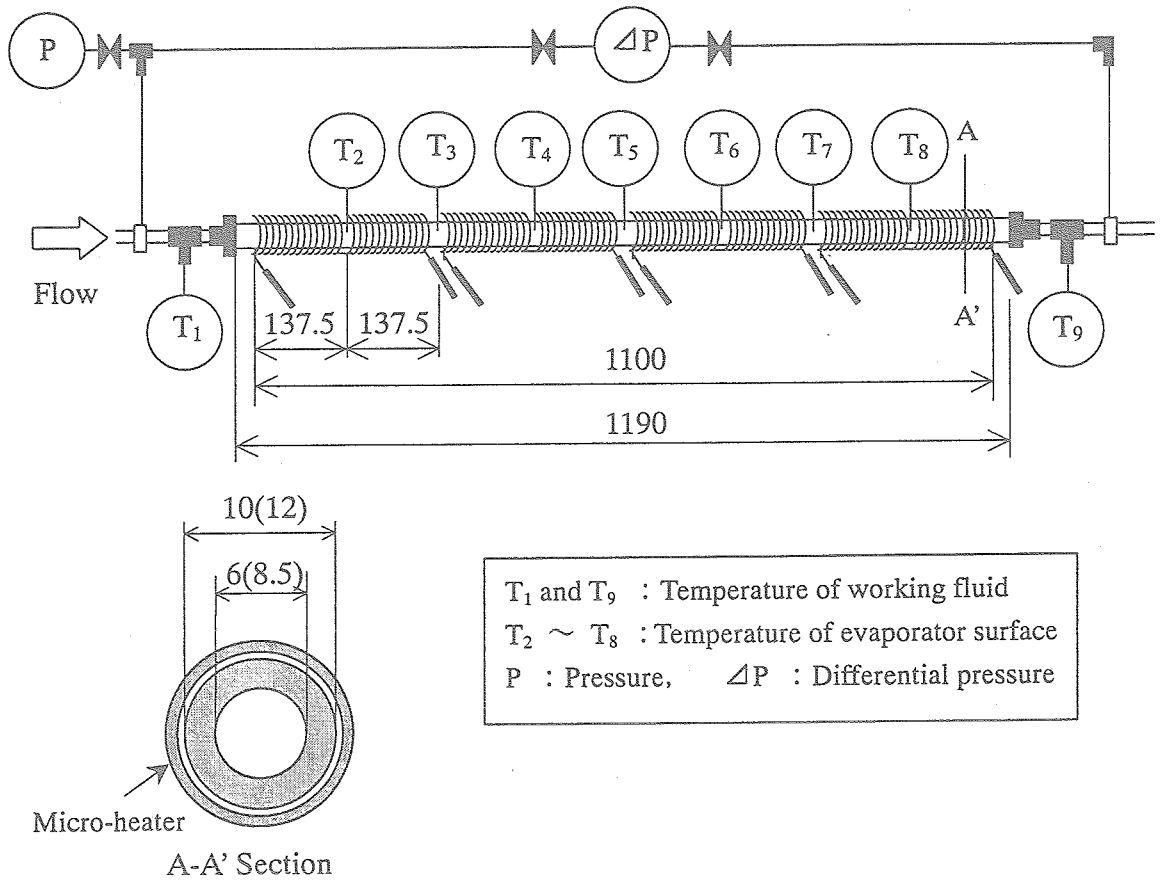


図 2.2 蒸発器詳細

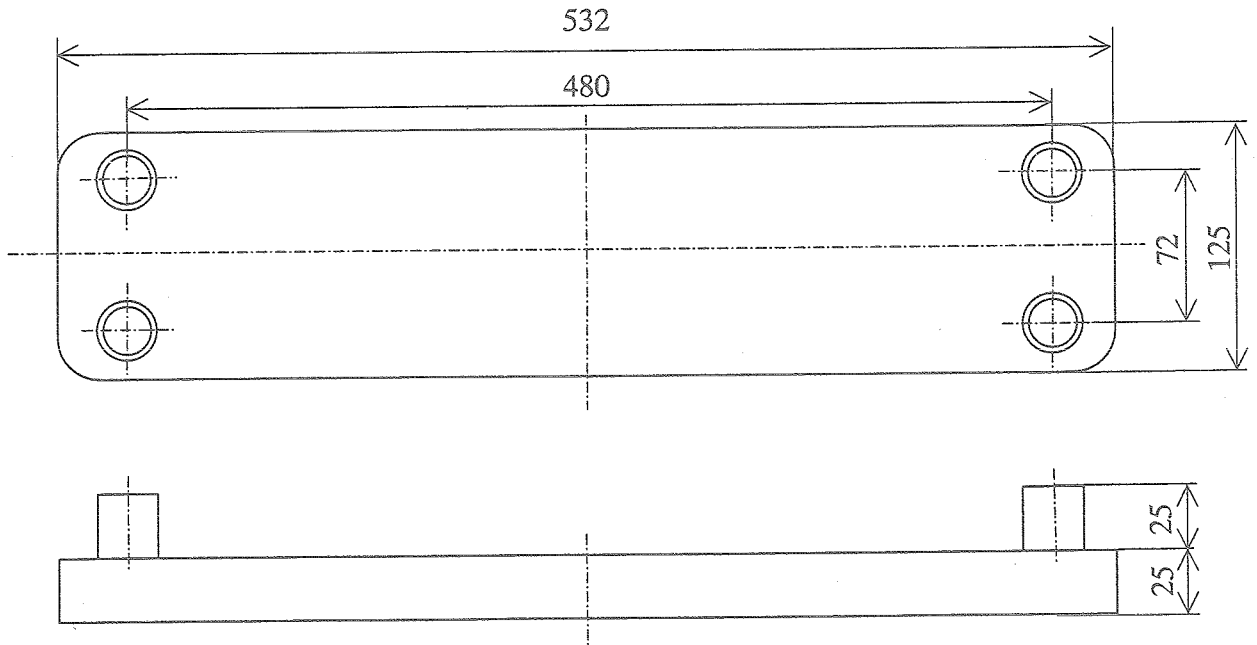


図 2.3 凝縮器詳細

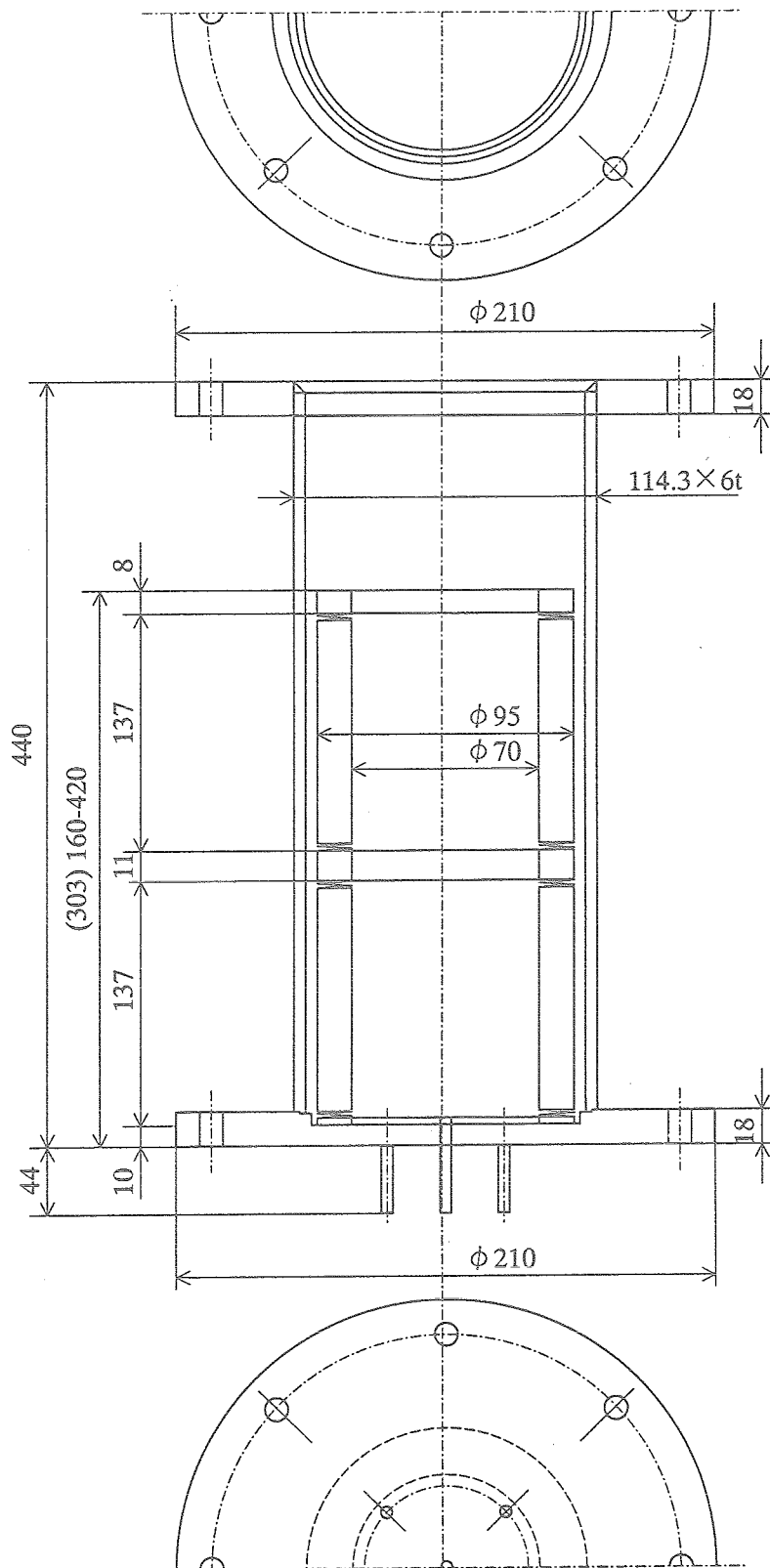


図 2.4 アキュムレータ詳細

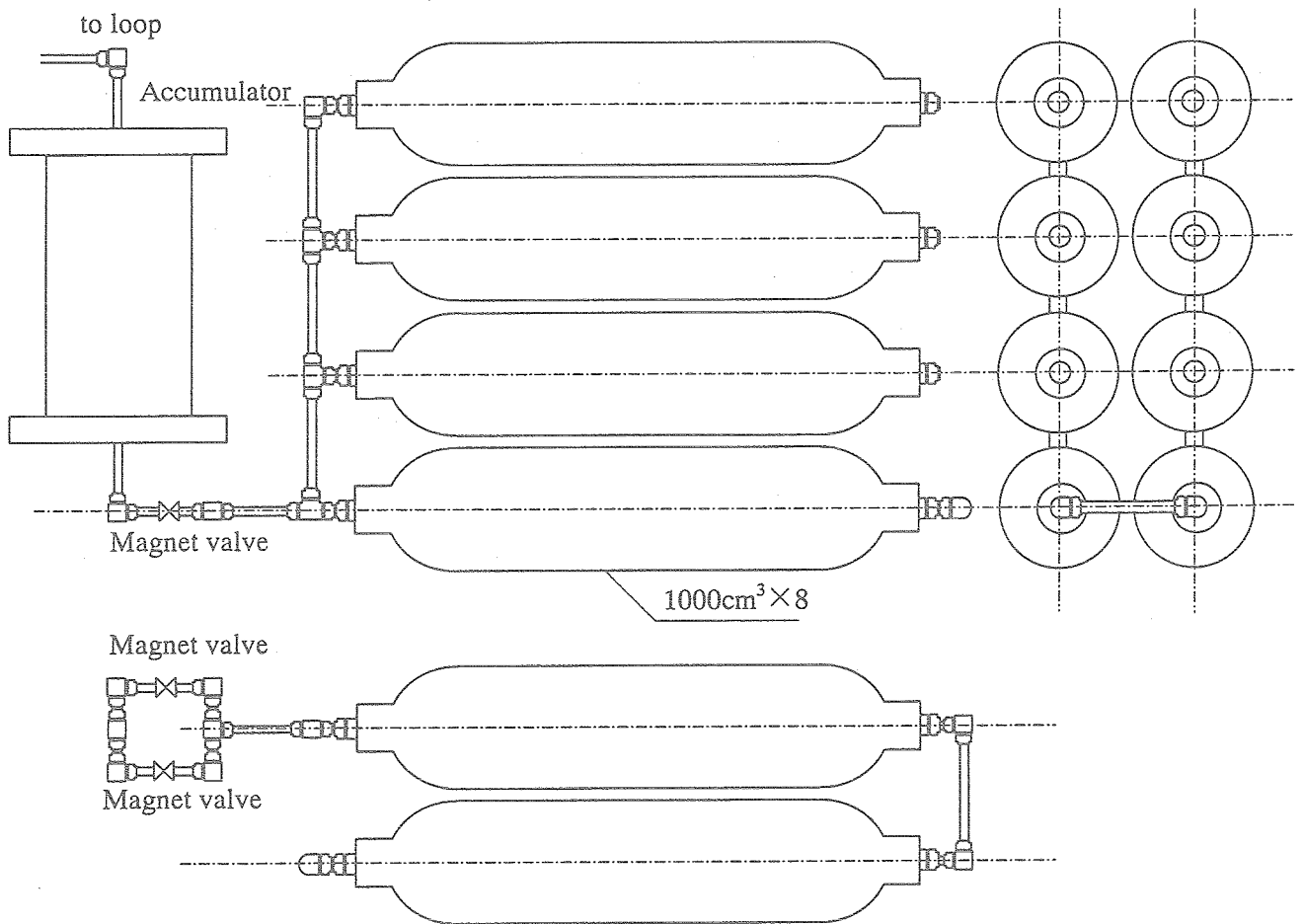


図 2.5 アキュムレータと大容量タンクの接続



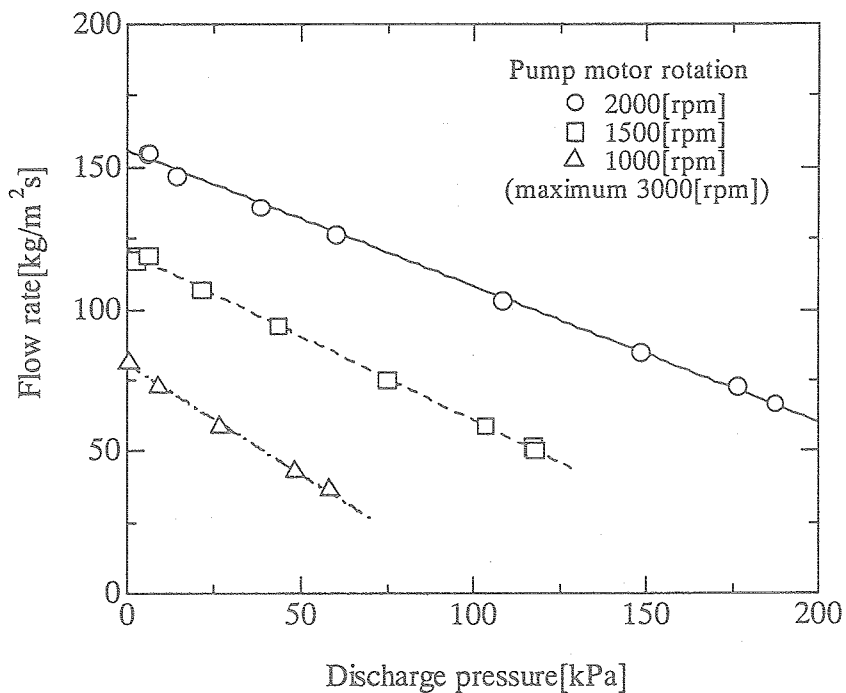


図 2.6 定量型ギアポンプのポンプ特性

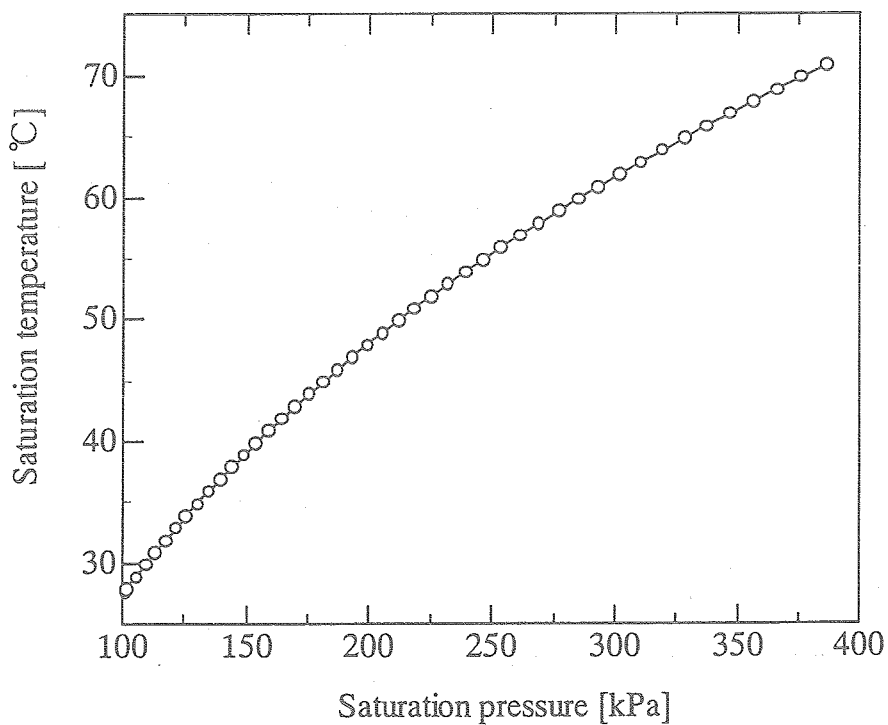


図 2.7 HCFC123 の飽和蒸気圧曲線  
(日本冷凍協会・日本フロンガス協会)

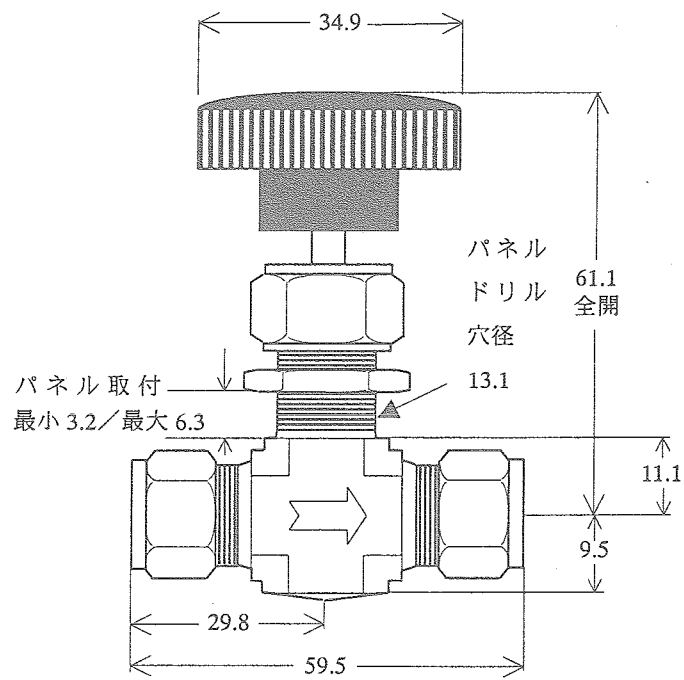


図 2.8 流量調節バルブ

表 2.1 バルブ開度操作実験条件

熱負荷 Q[W]	アキュムレータ圧力 $P_{12}$ [kPa]	作動流体流量 $G_f$ [cm <sup>3</sup> /min]	バルブ閉鎖回転数 [-]
(A) 200	(A) 101.3(大気圧)	(A) 200	5→2
(B) 600	(B) 140	(B) 300	5→3.5
(C) 1000	(C) 180	(C) 400	5→6.5
			5→8

なお，表 2.1 の実験条件において，様々な理由で実験を行えなかった条件があった．表 2.2 に実験条件の可否を示す．ここで，実験不可とは，ポンプの回転数を最大にしても実験条件の流量が得られなかったり，ドライアウトが発生したりしたため実験を行わなかったということである．また，脈動発生とは，作動流体の流動状態が環状流ではなくスラグ流であったため，蒸発器圧力と作動流体流量に変動が見られたということである．参考として，実験を実施した脈動時と通常時の圧力変動及び作動流体流量の変動のグラフを示す．脈動時と通常時の比較として，ACM 初期圧力 101.3[kPa]，作動流体流量 300[cm<sup>3</sup>/min]，熱負荷 200[W]で閉鎖回転数 5 回転から 2 回転に変化させた時の挙動（脈動時）と，ACM 初期圧力 140[kPa]，作動流体流量 300[cm<sup>3</sup>/min]，熱負荷 200[W]で閉鎖回転数 5 回転から 2 回転に変化させた時の挙動（通常時）を図 2.9 (a)～(c)に示す．

表 2.2 実験条件の可否

バルブ閉鎖回転数	大気圧															140			圧力[kPa]
	200			600			1000			200			600			1000			熱負荷[W]
	200	300	400	200	300	400	200	300	400	200	300	400	200	300	400	200	300	400	流量[cc/min]
5→2	●	○	●	○	○	×	×	×	×	○	○	○	○	○	○	○	×	×	
5→3.5	●	●	●	○	○	×	×	×	×	○	○	○	○	○	○	○	×	×	
5→6.5	●	●	●	○	○	×	×	×	×	○	○	○	○	○	○	○	×	×	
5→8	●	○	●	○	○	×	×	×	×	○	○	○	○	○	○	×	×	×	

バルブ閉鎖回転数	180									圧力[kPa]
	200			600			1000			熱負荷[W]
	200	300	400	200	300	400	200	300	400	流量[cc/min]
5→2	○	○	○	○	○	○	○	×	×	
5→3.5	○	○	○	○	○	○	○	×	×	
5→6.5	○	○	○	○	○	○	○	×	×	
5→8	○	○	○	○	○	○	×	×	×	

- ： 実験実施
- ： 脈動発生
- ×

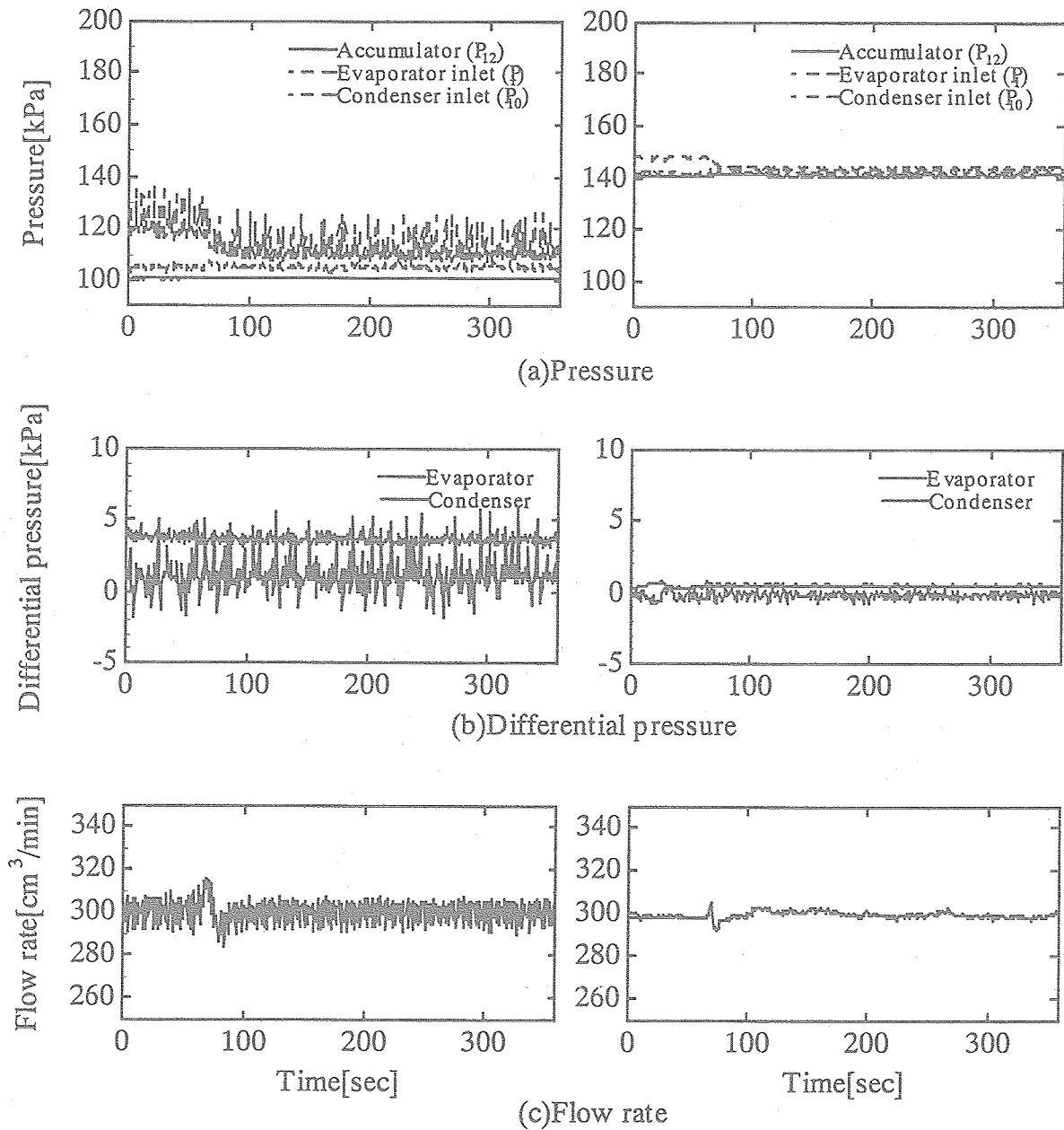


図 2.9 脈動発生時と通常時の圧力及び流量の挙動比較

### 第3章 静特性に関する考察

本実験に用いたバルブの圧力損失特性を示す。また、蒸気バルブ閉鎖回転数を変化させる実験を行った際、ループの静特性を把握するために定常状態になったことを確認し、各点の圧力、温度を測定した。

#### 3.1 バルブ圧力損失特性

実験に用いたバルブの EV 出口クオリティに対する圧力損失特性を図 3.1 に示す。すべての開度においてクオリティが大きいほどバルブの圧力損失が大きくなっている。また、バルブ閉鎖回転数が大きい(バルブが閉じている)ほど、低クオリティでも圧力損失が大きくなっている。さらに流量別で見ると、流量が小さいほど同じクオリティでも圧力損失は小さい。これは、一般に流体の特性として絞り損失が流体速度の 2 乗に比例するためである。また、図 3.2 にアキュムレータ圧力 140[kPa]における熱負荷とクオリティの関係を示す。これを見ると、同じ熱負荷でもバルブ閉鎖回転数が小さいほどクオリティが高くなっている。これは、バルブが開くことによってバルブでの差圧が低下し、バルブ入口側(蒸発器側)の圧力が低下するため、飽和温度が下がり蒸気になりやすいためである。

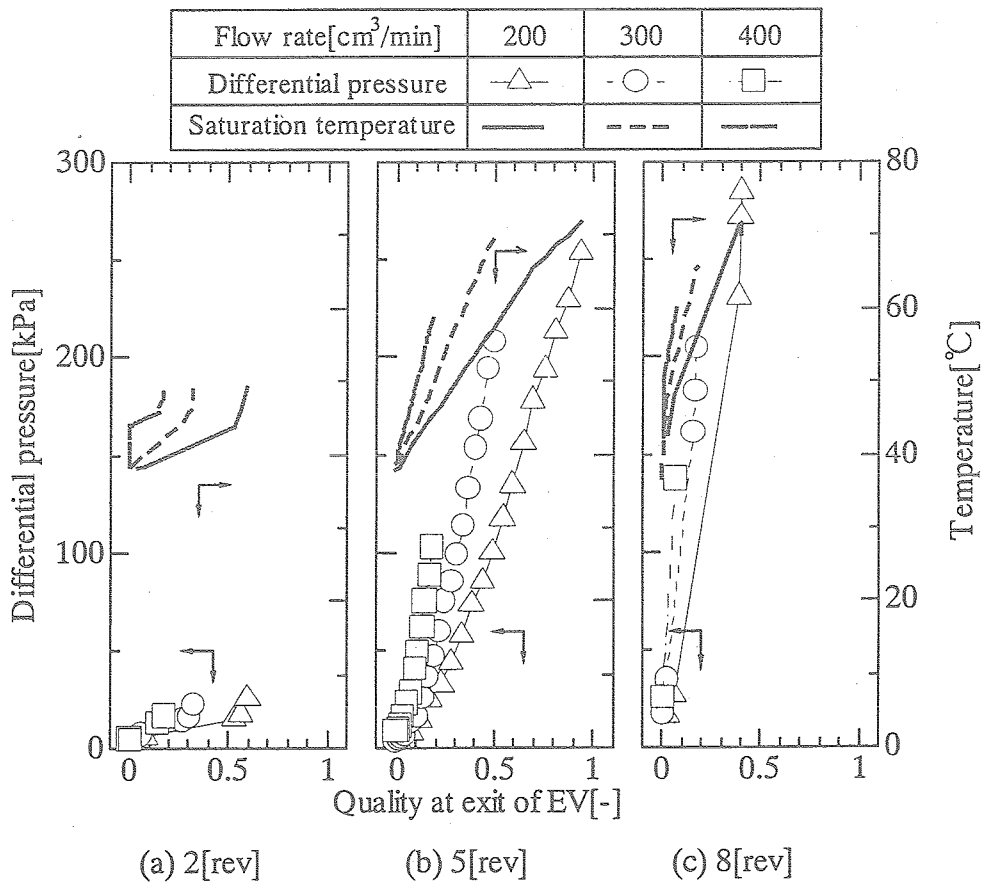


図 3.1 バルブ圧力損失とクオリティの関係

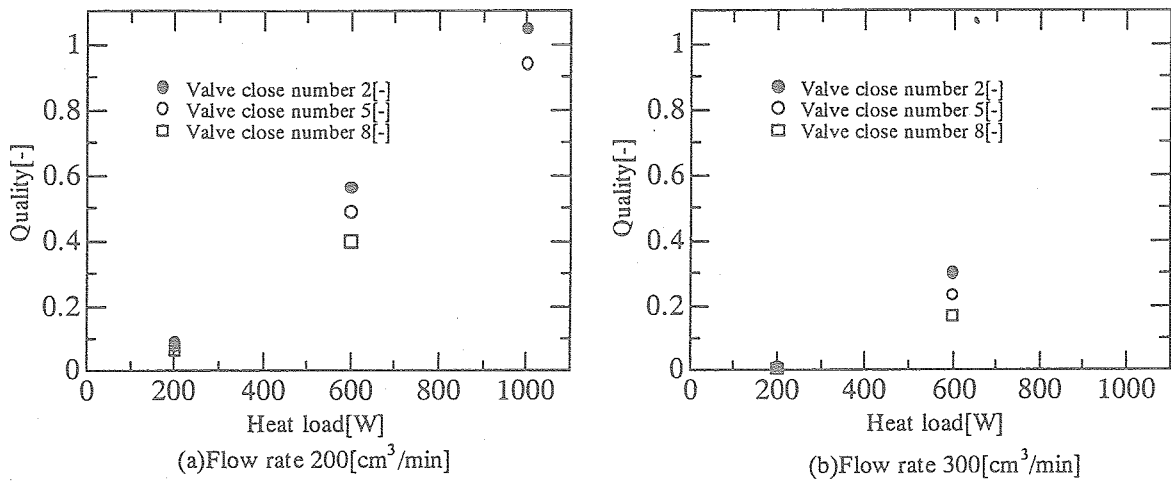


図 3.2 熱負荷とクオリティの関係

### 3.2 ループ静特性

図 3.3(a)~(i)に熱負荷 600[W]時の試験ループの静特性として、圧力、作動流体温度、EV 表面温度 ( $T_{2\sim 8}$ ) および蒸発器内の計算熱平衡クオリティの値を示す。図 3.3(a)~(i)の横軸は図 2.1 の各箇所 1~12 を示す (以降の図中も同様)。EV 表面温度 (図中、破線) と圧力 (一点鎖線) の各記号は測定値で、位置 2~8 での作動流体温度 (実線) とクオリティ (実線) は計算値で、いずれも便宜上、線で結んでいる。

図 3.3 から分かるように、作動流体温度は、クオリティが  $x < 0.0$  のサブクール沸騰領域ではほぼ線形的に増加し、飽和沸騰領域に入るとほぼ一定温度で蒸発器を通り抜ける。その後、バルブで圧力損失を生じ飽和圧力が減少する分作動流体温度も下がる。バルブを過ぎてからは再びほぼ線形的に減少していく。同圧力、同流量で比較すると、同じ場所でもバルブが閉じているほど圧力、温度ともに高くなっている。これは、バルブ出口側の圧力はアキュムレータがあるためほとんど一定であり、それぞれのバルブ閉鎖回転数でのバルブ差圧の差がそのまま EV 圧力の差になるためである。流量の大小で比較すると、流量が小さいほど圧力、温度は高くなっている。これは、バルブ特性より流量が小さいほどバルブでの圧力損失が大きくなるためである。また、流量が大きいほど蒸発器で受け取る熱量が少ないため、蒸発器出口に近づくまで飽和沸騰領域に入っていないことが分かる (図 3.3(g)~(i)参照)。

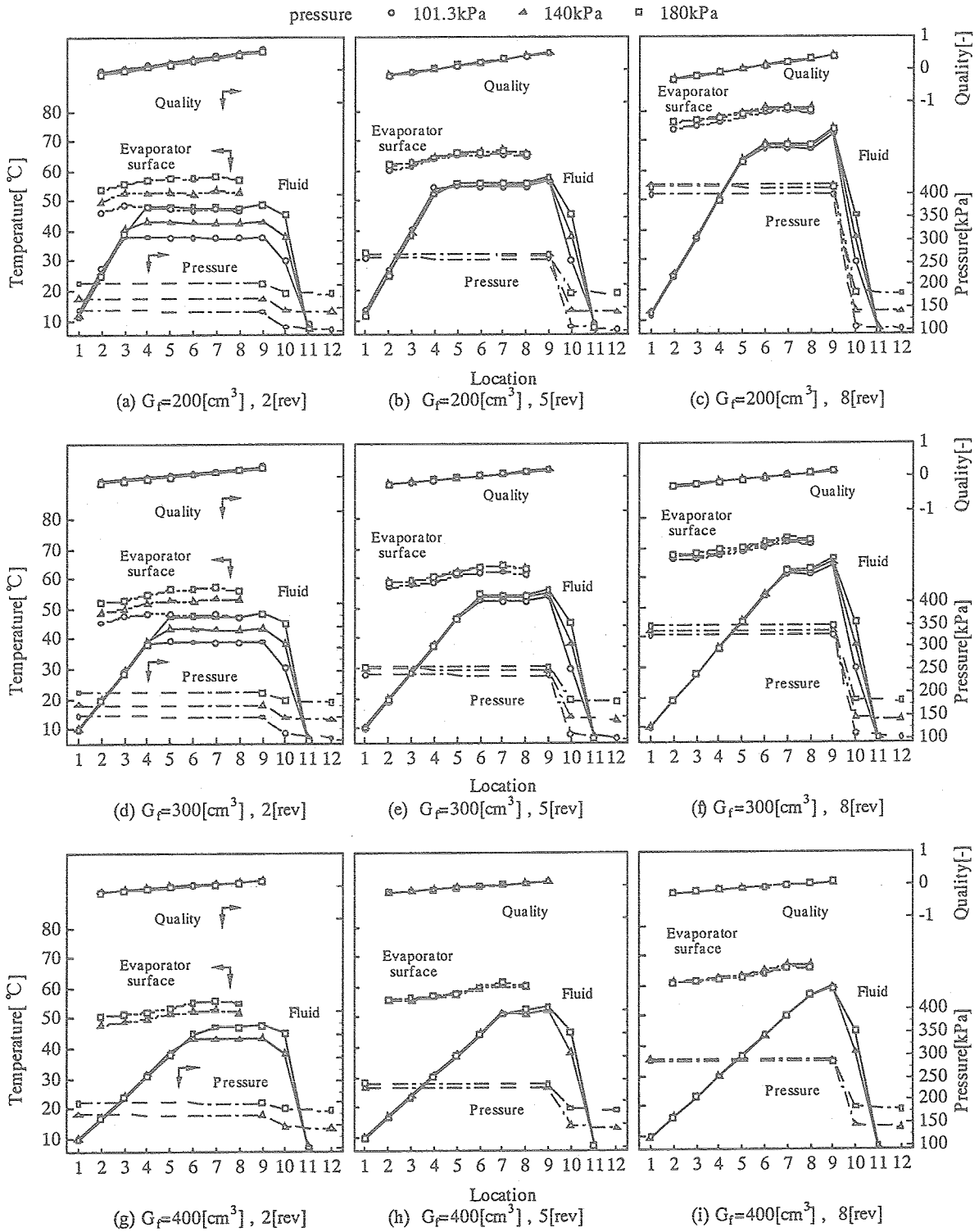


図 3.3 ループ静特性

### 3.3 熱貫流率

図 3.4(a)～(f)に圧力 140[kPa]における蒸発器内のクオリティと熱貫流率の関係を示す。熱貫流率の算出は次の式によった。

$$\alpha = Q / S \cdot \Delta T = Q / S \cdot (T_w - T_f) \quad [\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}]$$

Q: 熱負荷[W]    S: 伝熱面積[m<sup>2</sup>]    T<sub>w</sub>: 管壁温度 (蒸発器表面温度) [K]

T<sub>f</sub>: 作動流体温度[K]

ここで、(a)～(c)は流量 200[cm<sup>3</sup>/min]でバルブ閉鎖回転数 2rev, 5rev, 8rev におけるものであり、(d)～(f)は流量 300[cm<sup>3</sup>/min]でバルブ閉鎖回転数 2rev, 5rev, 8rev におけるものである。なお、流量 400[cm<sup>3</sup>/min]のときは、実験を行った条件が少ないため比較していない。また、熱負荷 1000[W]では(a), (b)以外は実験を行えなかったのでデータがない。

図 3.4 を見ると、低熱負荷 (200[W]) では比較し難いが、高熱負荷 (600[W], 1000[W]) では、それぞれでクオリティと熱貫流率の関係に違いが見られる。まず、流量一定でバルブ閉鎖回転数の差で比較すると、同クオリティでもバルブが開いている方が熱貫流率は高くなっている。流量 200[cm<sup>3</sup>/min], 熱負荷 600[W]で比較すると、熱貫流率の最大値は、2rev で約 2200[W/m<sup>2</sup>·K], 5rev で約 2000[W/m<sup>2</sup>·K], 8rev で約 1700[W/m<sup>2</sup>·K]である。これは、バルブを閉じた方が蒸発器表面温度は高くなり、それに比べると作動流体温度が高くならず、管壁と内部流体の温度差が大きくなるためである。また流量で比較すると、同クオリティでも流量が大きい方が熱貫流率は高くなっている。熱負荷 600[W], バルブ閉鎖回転数 5rev で比較すると、熱貫流率の最大値は、200[cm<sup>3</sup>/min]で約 2000[W/m<sup>2</sup>·K], 300[cm<sup>3</sup>/min]で約 2300[W/m<sup>2</sup>·K]である。熱貫流率が最大値をとるときのクオリティはどの条件でも x=0.1 ほどであり、その範囲で最も熱を伝えやすいことが分かった。



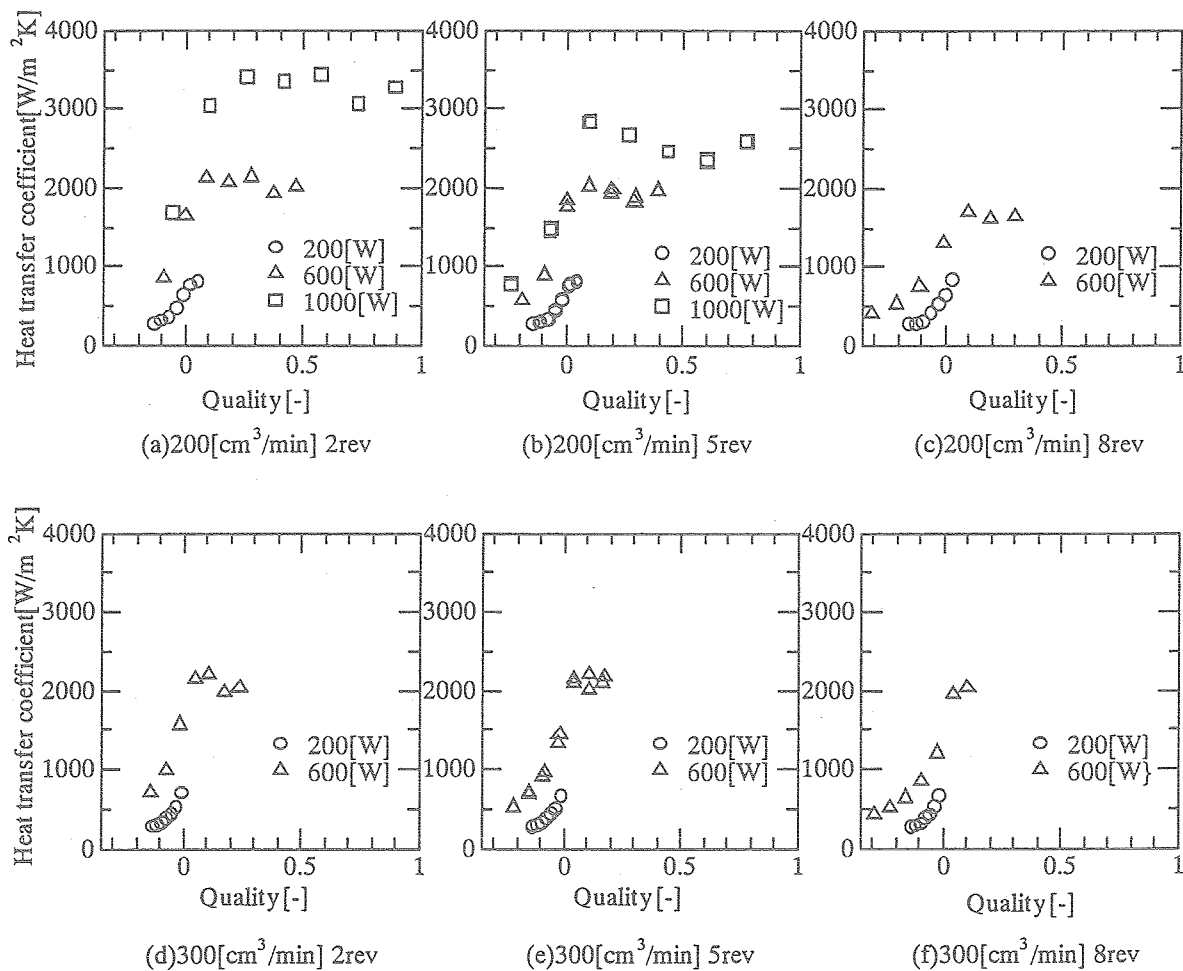


図 3.4 クオリティと熱貫流率の関係

## 第4章 動特性に関する考察

アキュムレータ圧力、熱負荷、作動流体流量一定のもとで蒸気バルブ開度をステップ変化させたときの過渡応答特性について検討する。まず、一般的な条件としてアキュムレータ圧力 140[kPa]、熱負荷 600[W]、作動流体流量 300[cm<sup>3</sup>/min] (条件(B)-(B)-(B)) を選び、バルブを開閉したときの圧力、温度、熱量応答を考察する。次に熱負荷と作動流体流量を別の条件に変え一般的な条件と比較することで、操作が応答にどのような影響を与えているかを検討する。さらに、本実験におけるアキュムレータとポンプ回転数調節（作動流体流量調節）の影響を把握するため、アキュムレータ非接続時の応答と流量調節をしないときの応答を、それぞれ比較する。

### 4.1 バルブ開度操作実験結果

図 4.1 に条件(B)-(B)-(B)でバルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]に変化させたときの応答を、図 4.2 にバルブ閉鎖回転数を 5[-]から 8[-]に変化させたときの応答をそれぞれ示す。グラフは(a)に圧力・差圧応答を、(b)に温度応答を、(c)に熱量応答を示すものであり、各バルブ操作に対して圧力・差圧応答、温度応答、熱量応答を考察する。

#### (i) 圧力・差圧応答

図 4.1(a)のように、 $t=0$ [sec]でバルブを 5rev から 2rev に開くと、EV 圧力は一次遅れ状に減少する。これは、バルブを開くことでバルブ出入口の圧力損失が小さくなり、出口側の圧力がアキュムレータの影響で変化しないだけ、入口側つまり蒸発器圧力が下がるためである。EV 圧力は初期定常状態の 250[kPa]から 80[sec]で 180[kPa]まで低下し定常状態に至る。また、このとき CD 圧力と ACM 圧力はほとんど変化していない。EV 差圧と CD 差圧はバルブ操作から一次遅れ状に増加している(最大で 3[kPa]増加)。これは、飽和圧力(EV 圧力)の低下により同熱負荷でも蒸発器内のクオリティが高くなったためである。バルブ差圧応答を見ると、バルブ操作から一次遅れ状に低下し、最小で 80[kPa](100[kPa]→20[kPa])低下する。EV 圧力の減少幅と比較してみると、バルブ差圧の減少分がほとんど EV 圧力の減少分となっていることが確認できた。

図 4.2(a)のように、 $t=0$ [sec]でバルブを 5rev から 8rev に閉じると、EV 圧力は一次遅れ状に増加する。これは、バルブを開いた時とは逆にバルブでの圧力損失が増加し、その分 EV 圧力が上昇するためである。EV 圧力は初期定常状態の 240[kPa]から 300[sec]で 330[kPa]まで上昇し、定常状態に至っている。また、このときも CD 圧力と ACM 圧力はほとんど変化していない。EV 差圧と CD 差圧を見ると、バルブ操作から一次遅れ状に低下し(最小で 2[kPa]低下)、これはバルブを開いた時と逆の現象であり、蒸発器内のクオリティが低下したためである。バルブ差圧応答を見ると、バルブ操作から一次遅れ状に低下しており、その変化量は定常状態で 90[kPa]から再定常時で 180[kPa]であった。よって、バルブでの差圧の増加分だけ EV 圧力が増加していることが確認できた。

以上より、バルブ操作によって定常状態(バルブ閉鎖回転数 5.0[-])から、EV 圧力を最大で 90[kPa]増加、70[kPa]減少させることができることが分かった。また圧力を低下させる(バルブを開く)ときは定常状態となるまでの時間が短く、ループの圧力制

御に非常に効果的であるということが実証された。

(ii)温度応答

図 4.1(b)のように、 $t=0[\text{sec}]$ でバルブを 5rev から 2rev に開くと、作動流体温度は飽和圧力の低下とともに一次遅れ状に低下する( $55.5 \rightarrow 44.3^\circ\text{C}$ )。またそれとともに EV 表面温度も低下し、定常状態の  $62.0[^\circ\text{C}]$  から  $80[\text{sec}]$  で  $53.8[^\circ\text{C}]$  まで下がる(蒸発器位置 8)。このとき、CD 出入口温度、ACM 内部温度、EV 入口温度は圧力変動がないためほとんど変化していない。よって、バルブ閉鎖回転数を  $5[-]$  から  $2[-]$  に開くことで、約  $8[^\circ\text{C}]$  の温度減少が可能であることが分かった。

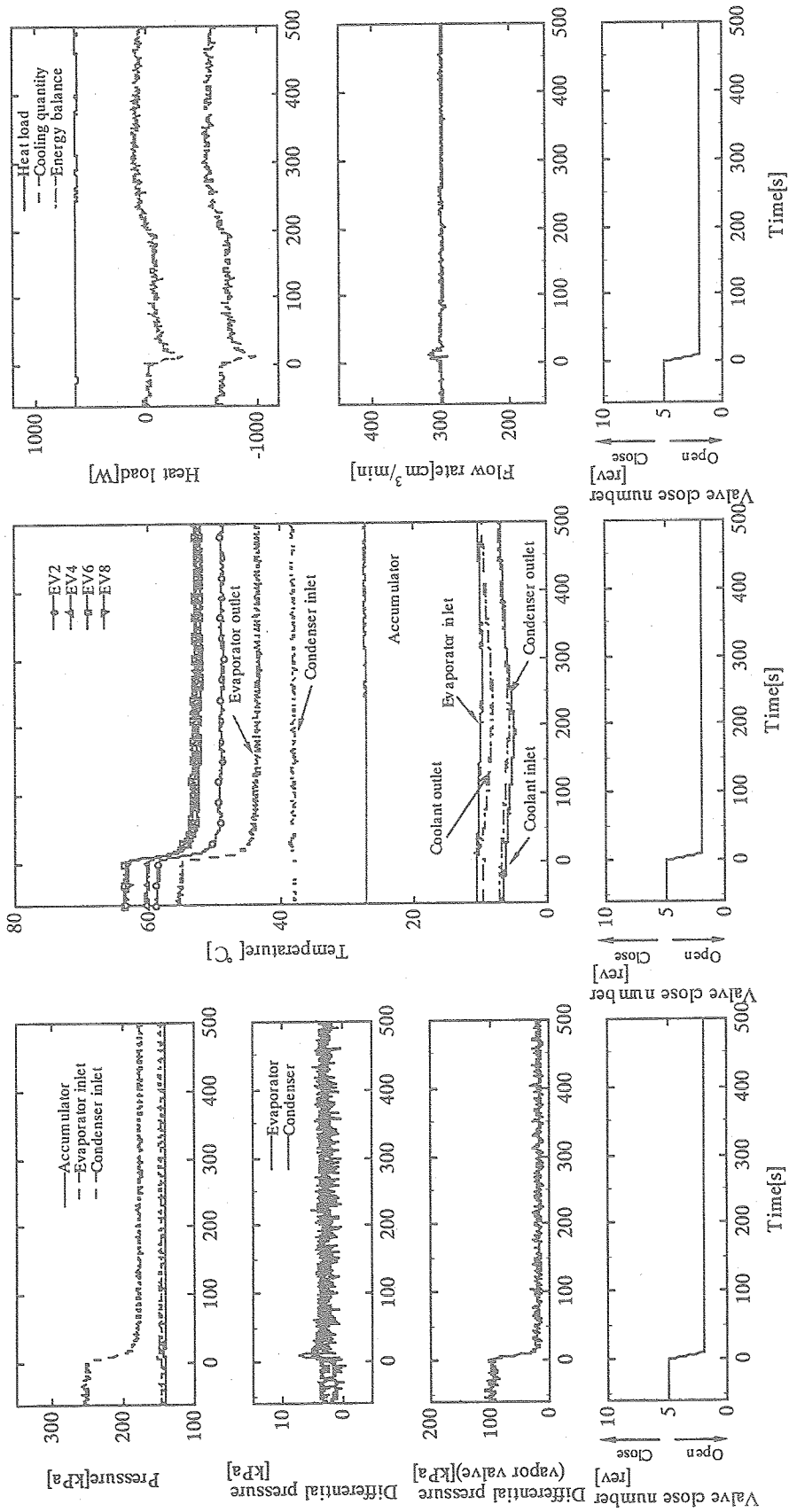
図 4.2(b)のように、 $t=0[\text{sec}]$ でバルブを 5rev から 8rev に閉じると、作動流体温度は飽和圧力の上昇とともに一次遅れ状に増加する( $54.0 \rightarrow 64.5^\circ\text{C}$ )。またそれとともに EV 表面温度も上昇し、定常状態の  $62.5[^\circ\text{C}]$  から  $300[\text{sec}]$  で  $72.2[^\circ\text{C}]$  まで上がる(蒸発器位置 8)。このときも、CD 出入口温度、ACM 内部温度、EV 入口温度は圧力変動がないためほとんど変化していない。よって、バルブ閉鎖回転数を  $5[-]$  から  $8[-]$  に閉じることで、約  $10[^\circ\text{C}]$  の温度増加が可能であることが分かった。

これより、バルブを操作し内部圧力、すなわち飽和圧力を変化させることで、EV 表面温度を調節することが可能であることが実証された。

(iii)熱量応答

図 4.1(c)のように、 $t=0[\text{sec}]$ でバルブを 5rev から 2rev に開くと、凝縮器での冷却量が最大で  $200[\text{W}]$  増加し( $t=12\text{sec}$ )、エネルギーバランスが崩れる。これは、冷却量を求める計算に冷却水出入口温度差を用いているためである。バルブを開いた直後、凝縮器入口での作動流体温度が  $1[^\circ\text{C}]$  ほど上昇しており、それに伴い冷却水出口温度も  $1[^\circ\text{C}]$  上昇している。しかし、冷却水入口温度はほとんど変化していないため、出口温度が上がった分だけ冷却量も増加する。その後、徐々に出入口温度差が小さくなっていくため、バランスを保つようになり約  $250[\text{sec}]$  でほぼ元の冷却量となる。

図 4.2(c)のように、 $t=0[\text{sec}]$ でバルブを 5rev から 8rev に閉じると、冷却量が減少しエネルギーバランスが崩れている。これは開いた時とは逆に、冷却水出口温度の低下のためである。最大で  $150[\text{W}]$ ( $t=9\text{sec}$ )減少した後、出入口温度差が小さくなり  $400[\text{sec}]$  でほぼ元の冷却量となりエネルギーバランスが保たれるようになる。

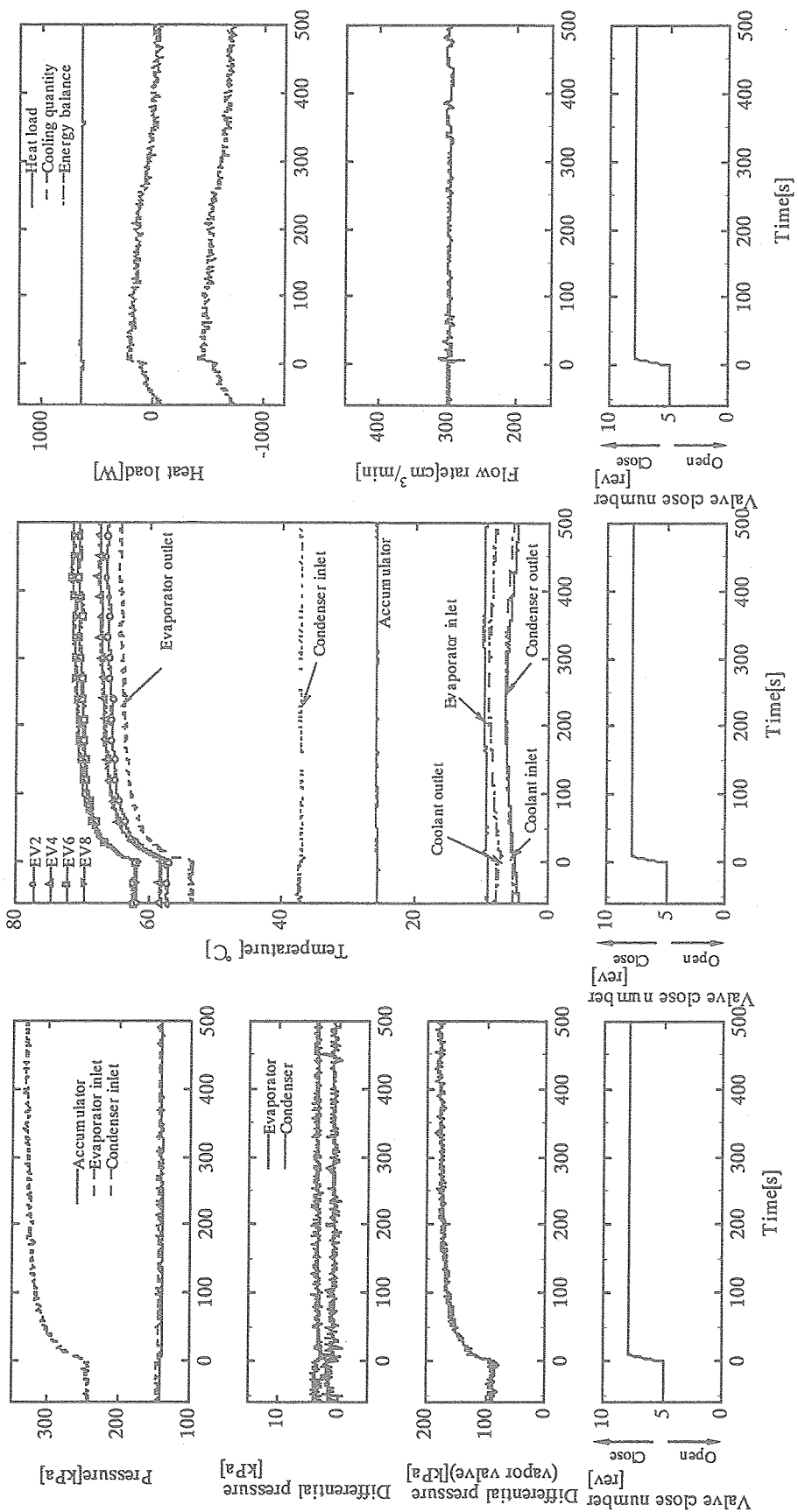


(c) Heat and energy balance

(b) Temperature

(a) Pressure and differential pressure

図 4.1 バルブ開度実験結果 (条件(B)-(B)-(B)5→2rev)



(a) Pressure and differential pressure (b) Temperature (c) Heat and energy balance

図 4.2 バルブ開度実験結果 (条件(B)-(B)-(B)5→8rev)

## 4.2 定量的考察

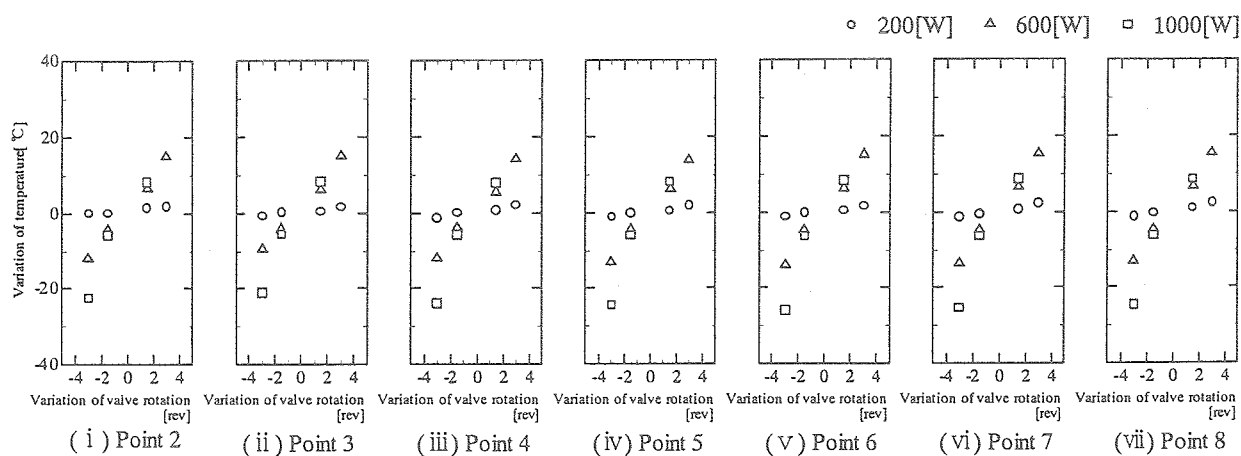
作動流体流量, 熱負荷, アキュムレータ圧力をパラメータとして, それぞれの条件で実験したところ, 飽和温度等の違いから数値に違いが見られたものの, 応答の仕方自体にはほとんど違いが見られなかった. そこで, それぞれの条件での温度変化量などを比較することで, ループ特性を定量的に考察する.

### 4.2.1 蒸発器表面温度変化量

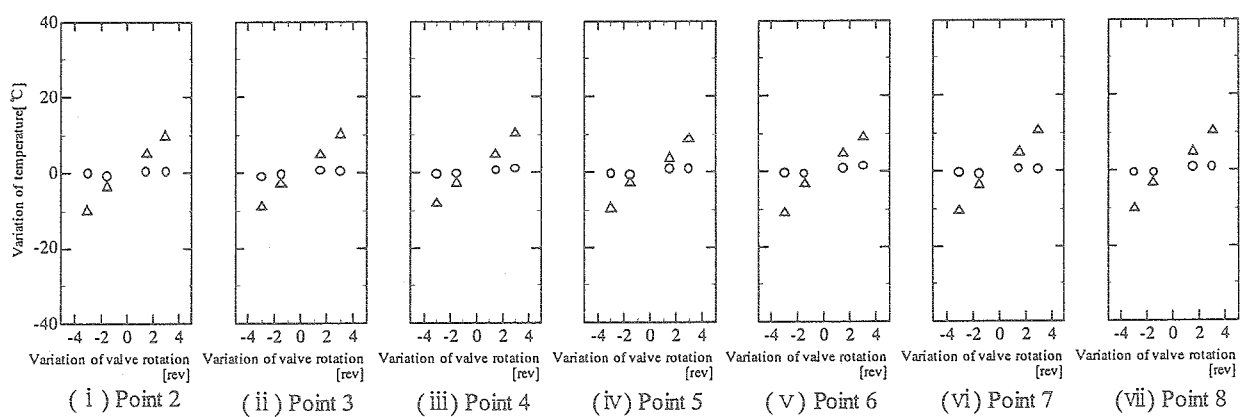
図 4.3(a)に, 圧力 140[kPa], 作動流体流量 200[cm<sup>3</sup>/min]における各バルブ閉鎖回転数での EV 表面温度変化量を蒸発器の位置ごとに示す. 同様に, (b)に 300[cm<sup>3</sup>/min], (c)に 400[cm<sup>3</sup>/min]のものを示す. 温度変化量はバルブ閉鎖回転数 5[-]のときを基準に, それより低ければマイナスで, 高ければプラスで表している. また, それぞれに各熱負荷での EV 表面温度を表示しており, すべての条件を比較できるようにしている.

図 4.3(a)を見ると, バルブ閉鎖回転数が大きくなる(バルブを閉じる)につれて EV 表面温度変化量が線形的に増大している. 蒸発器の位置 8 で熱負荷 600[W]の時, EV 表面温度変化量はバルブ閉鎖回転数 2[-]では-13.2[°C], バルブ閉鎖回転数 3.5[-]では-4.7[°C], バルブ閉鎖回転数 6.5[-]では 6.4[°C], バルブ閉鎖回転数 8[-]では 15.6[°C]であった. これは, バルブが閉じるほど圧力損失が大きくなり飽和圧力が上昇するためであり, また逆にバルブが開くほど圧力損失が小さくなり飽和圧力が低下するためである. 熱負荷で見ると, 熱負荷が大きいほどクオリティが高くバルブ操作に対する応答性が良いため, EV 表面温度変化量も大きい. また熱負荷が 200[W]では, 作動流体の流動様式が液単相に近かったため, バルブ操作に対して EV 表面温度はほとんど変化していない. 蒸発器の位置 8 でバルブ閉鎖回転数 2[-]の時, EV 表面温度変化量は熱負荷 200[W]では-0.7[°C], 熱負荷 600[W]では-13.2[°C], 熱負荷 1000[W]では-24.6[°C]であった.

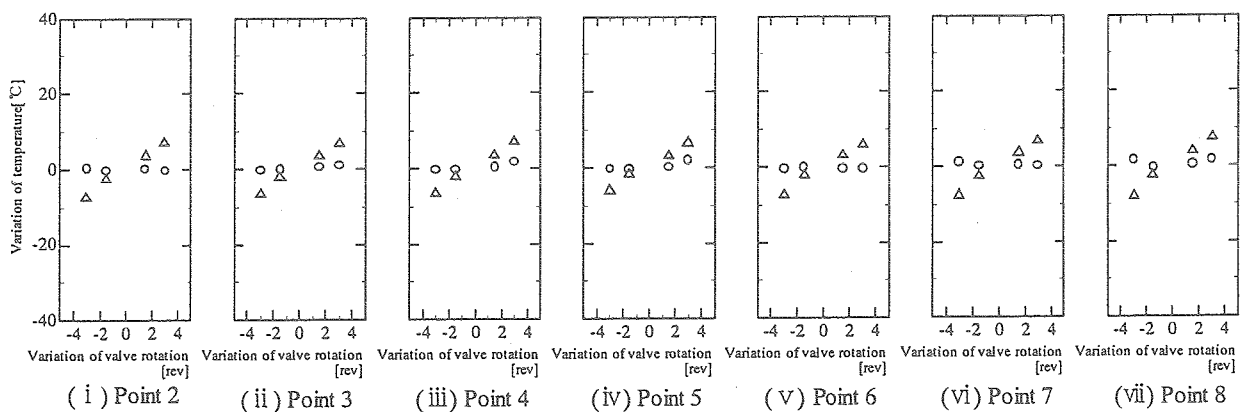
図 4.3(a)~(c)を見ると, 同じだけバルブ操作しても流量が小さいほど EV 表面温度変化量は大きくなっていることが分かる. 蒸発器の位置 8 で熱負荷 600[W], バルブ閉鎖回転数が 2[-]のとき, EV 表面温度は 200[cm<sup>3</sup>/min]では-13.2[°C], 300[cm<sup>3</sup>/min]では-10.3[°C], 400[cm<sup>3</sup>/min]では-8.1[°C]であった. これは, 同熱負荷でも流量が小さいほど EV 出口クオリティが大きく, バルブ操作に対して大きな変化量が得られるためである. なお, どの条件でも蒸発器の位置によって EV 表面温度変化量の上がり方に違いがなく, 蒸発器表面温度は蒸発器全体で均等に増減していることが分かる.



(a) Flow rate 200[cm<sup>3</sup>/min]



(b) Flow rate 300[cm<sup>3</sup>/min]



(c) Flow rate 400[cm<sup>3</sup>/min]

図 4.3 EV 表面温度変化量－バルブ開度変化

#### 4.2.2 熱貫流率

図 4.4(a)に圧力 140[kPa], 作動流体流量 200[cm<sup>3</sup>/min]でのバルブ閉鎖回転数と熱貫流率の関係を, 蒸発器位置ごと, 熱負荷ごとに示す. なお, 熱貫流率の算出は前章で使用した式を用いた.

図 4.4(a)を見ると, バルブ閉鎖回転数が大きくなる(バルブを閉じる)ほど熱貫流率は小さくなっている. これは, バルブ閉鎖回転数が大きくなるほどバルブでの圧力損失が大きく, EV 圧力も増大し, 飽和温度も上昇し, クオリティが低くなるためである. 蒸発器の位置 8 で熱負荷 600[W]の時, 熱貫流率はバルブ閉鎖回転数 2[-]で 2000[W/m<sup>2</sup>·K], バルブ閉鎖回転数 8[-]で 1650[W/m<sup>2</sup>·K]であった. またこのとき, 熱負荷が大きいほど EV 内のクオリティが高いため, バルブ操作に対する圧力変化量が大きく, バルブを閉じた時の熱貫流率の減少幅が大きい. 熱負荷 200[W]では作動流体の流動様式が液単相に近く, バルブ操作に対して EV 表面温度や作動流体温度が変化しないため熱貫流率もほとんど変化していない. また, 蒸発器の長手方向で見ると, 熱貫流率はサブクール沸騰領域から飽和沸騰領域に移行する領域では大きくなり, 飽和沸騰領域に入るとほぼ一定となる(前章図 3.4 参照). これは, 蒸発器を進むにつれて作動流体温度が上昇していき壁温との温度差が小さくなるが, 飽和温度までいくと上昇が止まり, 壁温との温度差の下降も止まるためである. バルブ閉鎖回転数 2[-]で熱負荷 600[W]の時, 位置 2 で 860[W/m<sup>2</sup>·K]であったのが位置 4 で 2100[W/m<sup>2</sup>·K]まで大きくなり, その後ほぼ一定となったといえる.

図 4.4(a)~(c)を比較すると, 流量が小さいほど熱貫流率は蒸発器長手方向に早く一定となる. これは, 流量が小さいほど単位流量あたりに受ける熱量が大きく, 温度上昇の速度が速いためである. 熱負荷 600[W], バルブ閉鎖回転数が 2[-]の時, 200[cm<sup>3</sup>/min], 300[cm<sup>3</sup>/min]では位置 4 で 2100[W/m<sup>2</sup>·K]で, 400[cm<sup>3</sup>/min]では位置 5 で 2400[W/m<sup>2</sup>·K]でそれぞれ一定となっている. また, 流量が小さいほどバルブ閉鎖回転数を変えても熱貫流率が一定であり, 常に飽和沸騰状態を維持していることが分かる.



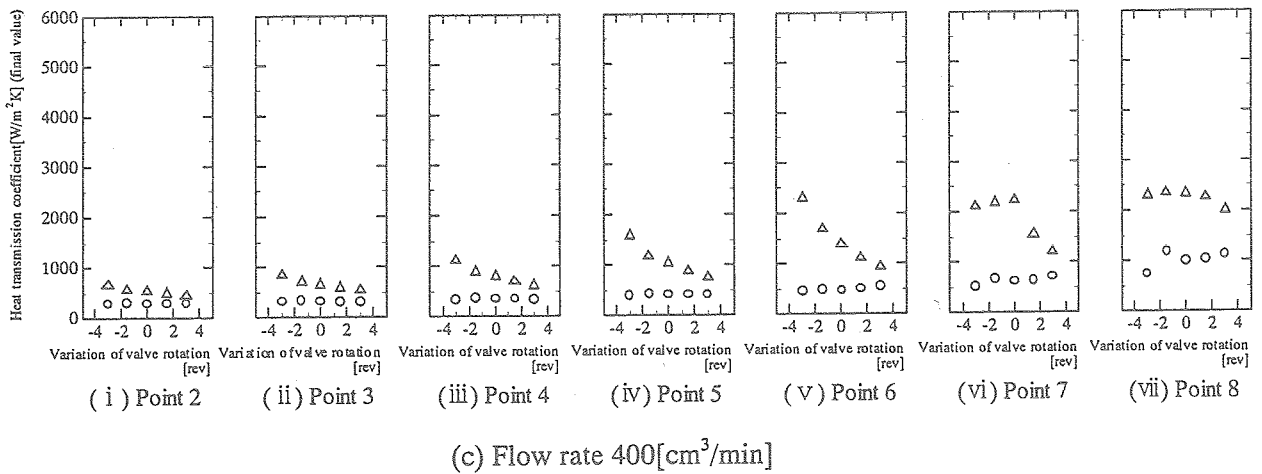
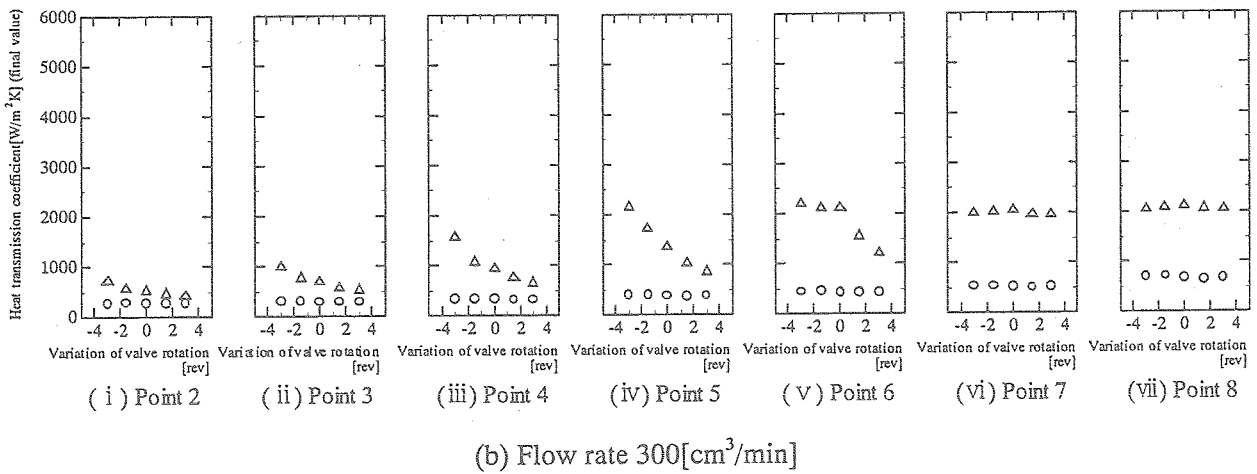
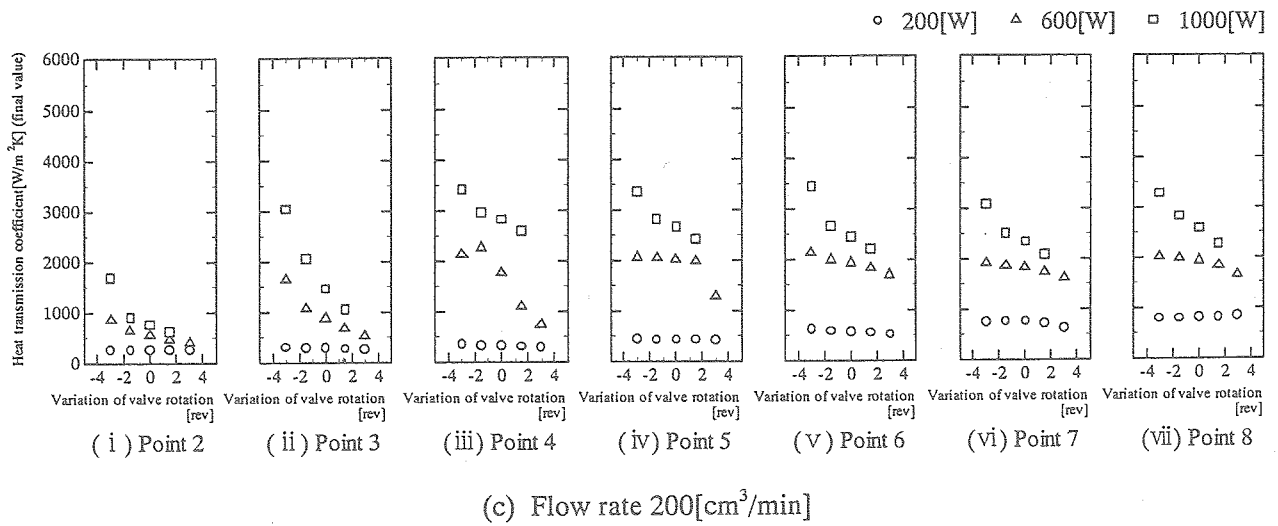


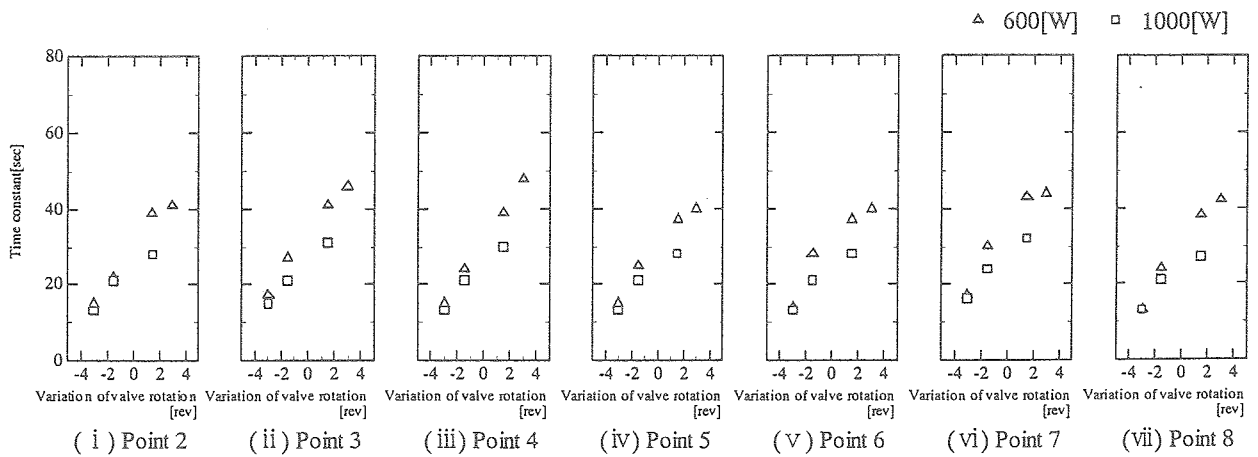
図 4.4 熱貫流率-バルブ開度変化

### 4.2.3 EV 表面温度時定数

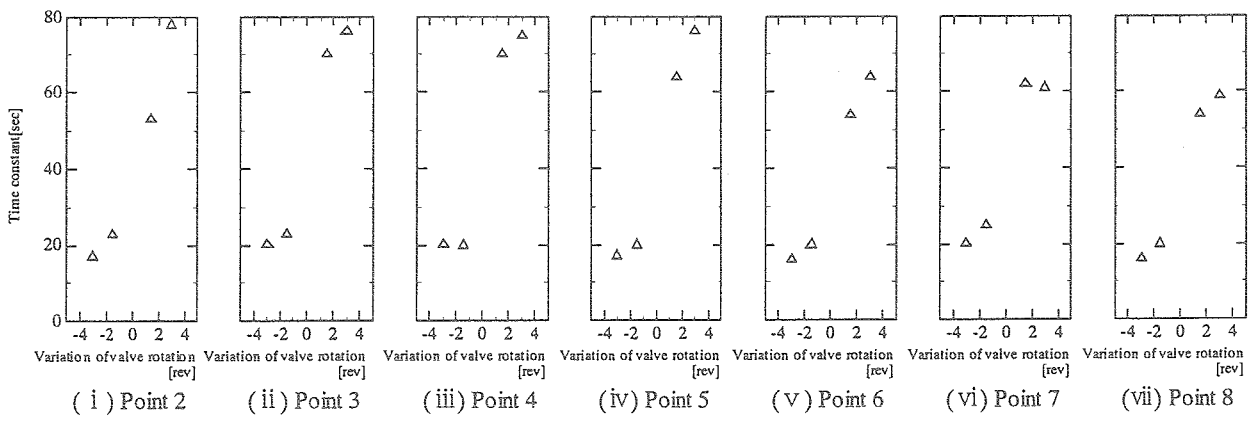
バルブ操作をすると EV 表面温度は一次遅れ状に増減するが、EV 表面温度変化のこの遅れ時定数について検討する。ここで時定数は、EV 表面温度が再定常時の 63.2% となったときのバルブ操作してからの経過時間のことをいう。図 4.5(a)に圧力 140[kPa]、作動流体流量 200[cm<sup>3</sup>/min]でのバルブ閉鎖回転数と EV 表面温度時定数の関係を、蒸発器位置ごと、熱負荷ごとに示す。同様に、図 4.5(b)に 300[cm<sup>3</sup>/min]、図 4.5(c)に 400[cm<sup>3</sup>/min]のものを示す。ただし、熱負荷が 200[W]の場合は EV 表面温度変化が小さく、時定数を明確に読めなかったため図 4.5 には示さないものとする。

図 4.5(a)を見ると、バルブ閉鎖回転数が大きい(バルブを閉じる)ほど EV 表面温度時定数も大きくなっている。これは、前節よりバルブを閉じるほど熱伝達率が小さく熱移動が遅いためである。蒸発器の位置 8 で熱負荷 600[W]の時、EV 表面温度時定数はバルブ閉鎖回転数が 2[-]では 13.1[sec]、5[-]では 42.0[sec]であった。また、熱負荷が大きいほど時定数が小さいのも、熱負荷が大きいほど熱貫流率が大きいためである。蒸発器の位置 8 でバルブ閉鎖回転数 6.5[-]の時、熱負荷 1000[W]では 26.9[sec]であるのに対し、熱負荷 600[W]では 38.0[sec]と大きく差が生じた。蒸発器長手方向で見ると、蒸発器の温度測定位置によって時定数に大きな違いはないといえる。

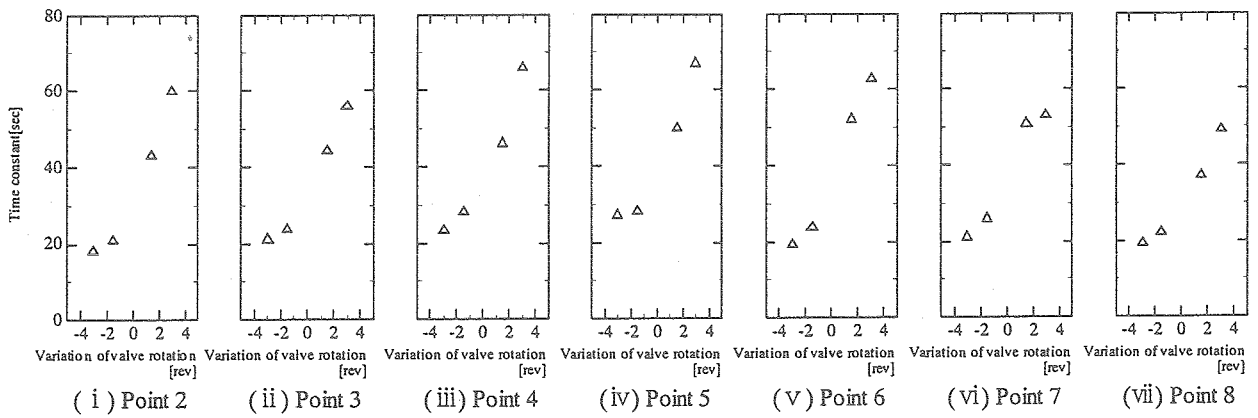
図 4.5(a)～(c)を比較すると、熱貫流率に差がある領域(サブクール沸騰領域→飽和沸騰領域)では時定数に差がでている。これは、熱貫流率が EV 表面温度時定数に大きく作用しているためである。しかし、熱貫流率に差がない領域(飽和沸騰領域)では EV 表面温度時定数に大きな差がない。



(c) Flow rate 200[cm<sup>3</sup>/min]



(b) Flow rate 300[cm<sup>3</sup>/min]



(a) Flow rate 400[cm<sup>3</sup>/min]

図 4.5 EV 表面温度時定数-バルブ開度変化

### 4.3 アキュムレータ切り離し実験

本研究では、蒸気配管部のバルブによって圧力制御を行っているため、従来、二相流体ループの圧力操作を行っていたアキュムレータは不必要であると考えられる。アキュムレータを取り除くことができれば、より一層の小型・軽量化が望める。そこで、アキュムレータを切り離して実験を行うことによって、システムの小型・軽量化の可能性を検討する。

#### 4.3.1 実験方法及び条件

実験方法は次のようである。アキュムレータで初期圧力を設定した後、アキュムレータを切り離し定常状態を確認し、計測を開始する。計測開始から 60[sec]後にバルブを操作し、再び定常状態となってから計測を終了する。なお、アキュムレータを切り離さない条件と比較するため、ポンプ回転数を調節し作動流体流量を一定にしている。実験条件は、条件(B)-(B)-(B)5→2rev, 及び条件(B)-(B)-(B)5→8rev である。

#### 4.3.2 実験結果及び考察

バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]に操作したときの結果を図 4.6 に、5[-]から 8[-]に操作したときの結果を図 4.7 に示す。なお、アキュムレータ切り離しの影響を比較するため、(A)にアキュムレータを切り離した時、(B)に切り離さない時の結果をそれぞれ示している。

##### (i) 圧力・差圧応答

図 4.6 を見ると、 $t=0$ [sec]でバルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]にする(バルブを開く)と、EV 圧力は一次遅れ状に減少している。アキュムレータが接続されている時は、バルブ出口側の圧力はアキュムレータ圧力が基底圧力となり、バルブを開くことで圧力損失が小さくなるとその分だけ EV 圧力は減少する。アキュムレータを切り離しバルブを開操作すると圧力の高い流体が一気に流れ込み、バルブ出口側圧力(CD 圧力)が上がりクォリティが減少するため、バルブでの圧力損失はアキュムレータが接続されている時より小さくなり、EV 圧力の減り方が小さくなる(EV 圧力の変化はアキュムレータを切り離した時(A)250[kPa]→195[kPa], 切り離さない時(B)250[kPa]→175[kPa])。また再び定常となるまでの時間は、(A)では 120[sec], (B)では 80[sec]であり、アキュムレータがないと CD 入口圧力が変動するため、定常状態となるまでに時間を要する。各差圧応答には大きな違いは見られない。

図 4.7 を見ると、バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 8[-]にする(バルブを閉じる)と、EV 表面温度は一次遅れ状に上昇している。バルブを開いた時と同様に、アキュムレータが接続されている時は、バルブを閉じることで圧力損失が大きくなり、その分 EV 圧力も上昇する。アキュムレータを切り離しバルブを閉操作すると、バルブを通過する蒸気量は減少しバルブ出口側圧力(CD 圧力)が下がりクォリティが増加し、バルブでの差圧はアキュムレータが接続されている時より大きくなり EV 圧力の増え方が大きくなる(EV 圧力の変化は(A)250[kPa]→350[kPa], (B)250[kPa]→330[kPa])。再び定常となるまでの時間は、(A)では 250[sec], (B)では 220[sec]であった。

##### (ii) 温度応答

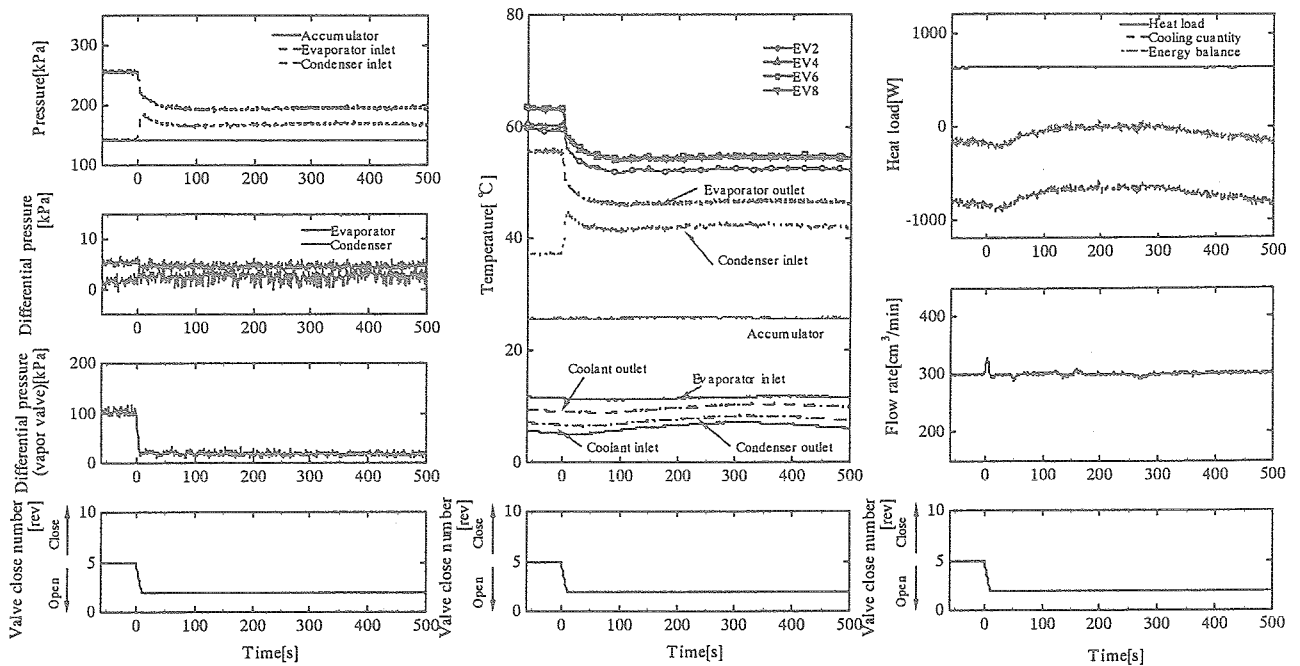
図 4.6 を見ると、 $t=0[\text{sec}]$ でバルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]にする(バルブを開く)と、飽和圧力の減少に伴い EV 表面温度も減少している。アキュムレータを切り離れた時は、圧力の減少幅が小さいため EV 表面温度の減少量も小さい(蒸発器の位置 8 の温度変化は、(A)63.0[°C]→55.0[°C], (B)62.5[°C]→53.5[°C])。また、温度応答に際してアキュムレータの有無で大きく差があるところは CD 入口温度であり、バルブ操作後一次遅れ状に上昇している。これは、CD 入口圧力の上昇により飽和温度が上昇したためである。

図 4.7 を見ると、 $t=0[\text{sec}]$ でバルブ閉鎖回転数を 5[-]から 8[-]にする(バルブを閉じる)と、飽和圧力の上昇に伴い EV 表面温度も上昇している。アキュムレータを切り離れた時は、圧力の増加幅が大きいため EV 表面温度もより高くなる(蒸発器の位置 8 の温度変化は、(A)63.0[°C]→77.0[°C], (B)62.5[°C]→76.0[°C])。また、CD 入口圧力の下降により飽和温度が低下したため、CD 入口温度はバルブ操作後一次遅れ状に減少している。

### (iii)熱量応答

図 4.6, 図 4.7 を見ると、アキュムレータの有無に関わらずバルブを開閉したときエネルギーバランスはとれているといえる。

以上より、アキュムレータを切り離しても安全面や応答性に大きな問題はないといえる。しかし、現段階では初期圧力の設定をアキュムレータで行っているため、完全に切り離すことはできない。最初に圧力設定をすることができるのなら、ループの更なる小型・軽量化が可能になると考えられる。

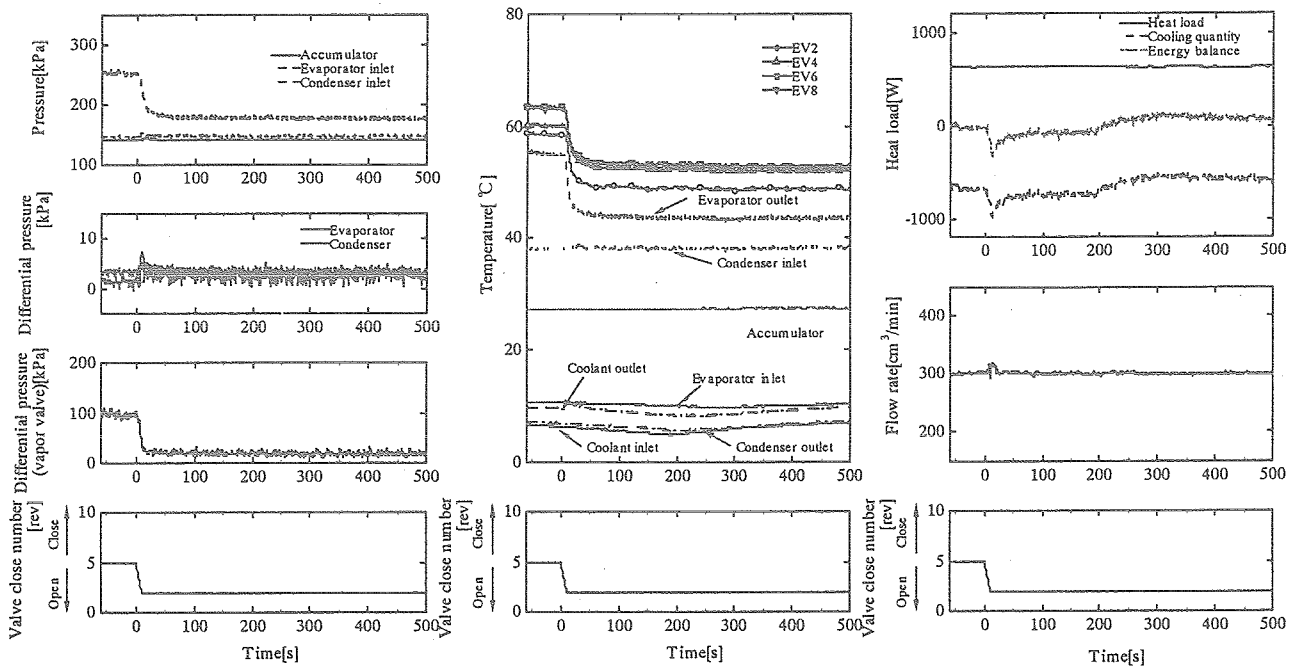


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

(A) Accumulator off



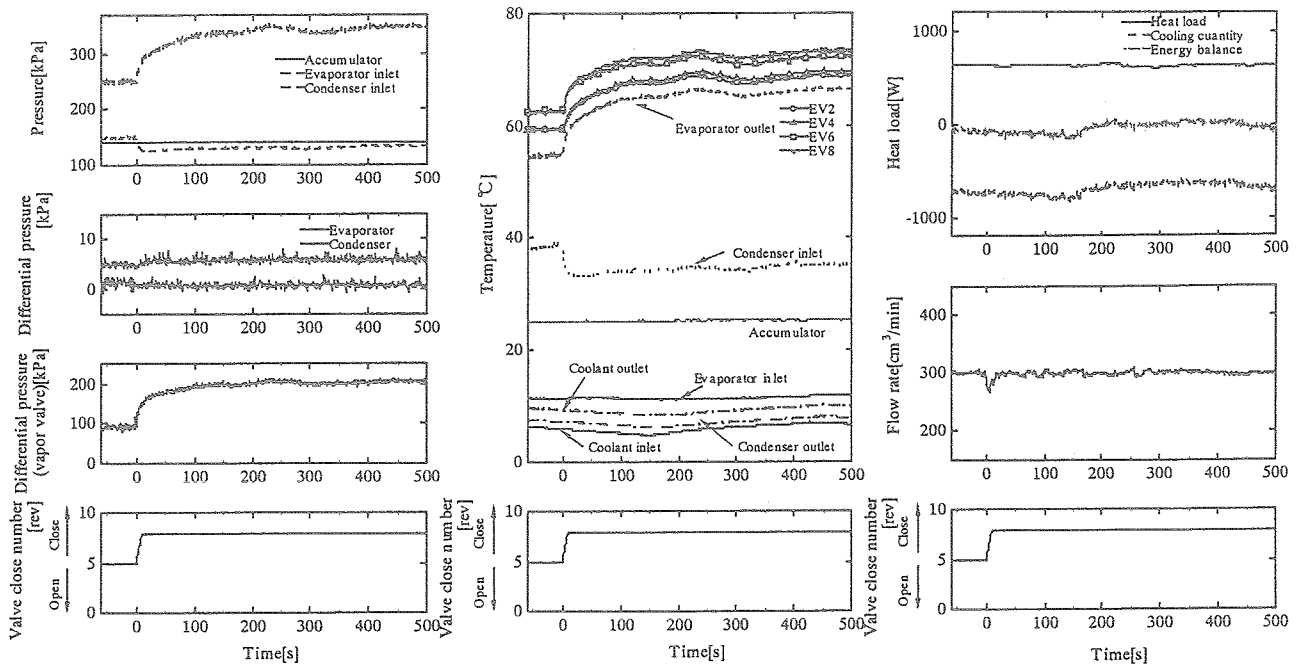
(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

(B) Accumulator on

図 4.6 アキュムレータ切り離し実験(条件(B)-(B)-(B)5→2rev)

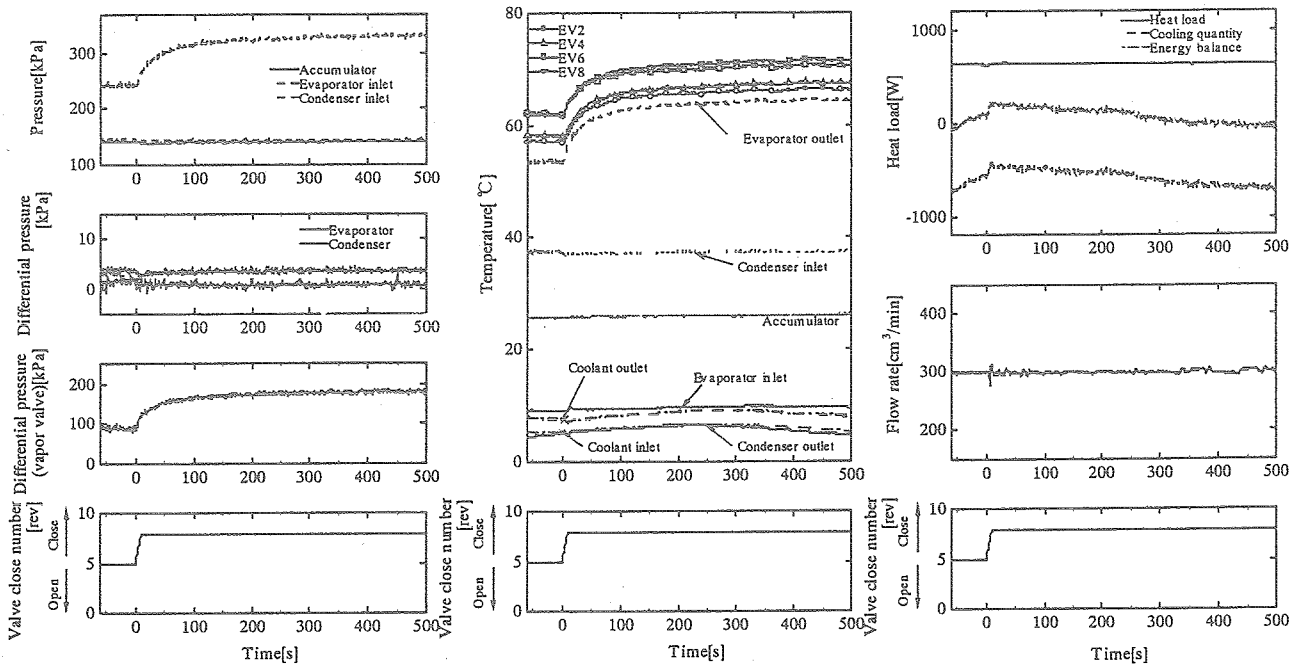


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

(A) Accumulator off



(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

(B) Accumulator on

図 4.7 アキュムレータ切り離し実験(条件(B)-(B)-(B)5→8rev)

#### 4.4 流量調節の有無による各応答への影響

これまでの実験では、バルブ操作後ポンプ回転数を操作して作動流体流量を一定に保ってきた。ここでは、バルブ操作後もポンプ回転数を操作せず、それが各応答にどのような影響を与えるかを考察する。実験条件は(B)-(B)-(B)で、この実験ではアキュムレータを切り離している。図 4.8 にバルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]に変化させたときの応答を、図 4.9 に 5[-]から 8[-]に変化させたときの応答を示す。なお、流量調節の有無による比較をするため、(A)に流量調節をしないときの応答を、(B)に流量調節したときの応答をそれぞれ示している。

##### (i) 圧力・差圧応答

図 4.8 のように、バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]に小さくする(バルブを開く)と、EV 圧力は一次遅れ状に減少する。流量を調節していないため、ポンプ吐出流量(速度)が増加し(前章図 2.6 参照)、EV 出口クオリティが減少し、EV 圧力の低下が大きくなる((A)255[kPa]→180[kPa], (B) 255[kPa]→195[kPa])。一方、差圧には大きな違いは見られない。

図 4.9 のように、バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 8[-]に大きくする(バルブを閉じる)と、EV 圧力は一次遅れ状に上昇する。流量を調節しないとバルブを閉操作することで流量が減少し、EV 出口クオリティが高くなるため、バルブでの差圧が増大し EV 圧力の上昇が非常に大きくなる((A)255[kPa]→435[kPa], (B) 255[kPa]→350[kPa])。

##### (ii) 温度応答

バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]に小さくすると、飽和圧力の減少に伴い EV 表面温度は低下する。温度変化は EV 圧力の変化に依存するが、この条件では差が少なかったため EV 表面温度に大きな違いは見られない((A)62.5[°C]→56.5[°C], (B) 62.5[°C]→55.0[°C])。

バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 8[-]に大きくすると、飽和圧力の上昇に伴い EV 表面温度は高くなる。温度変化は EV 圧力の変化に依存するため、流量調節しないと EV 表面温度は非常に高くなっている((A)62.5[°C]→83.0[°C], (B) 62.5[°C]→77.0[°C])。

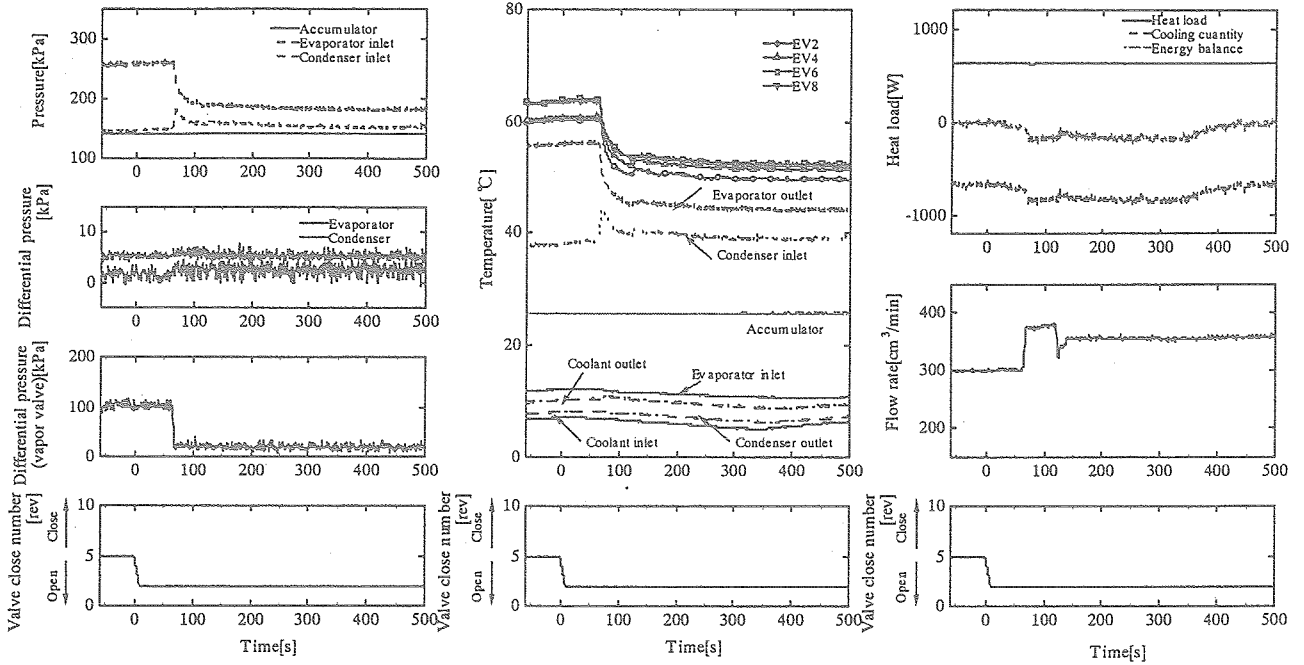
##### (iii) 熱量応答

バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 2[-]に小さくすると、ポンプ回転数一定のため流量は大きくなる(300[cm<sup>3</sup>/min]→355[cm<sup>3</sup>/min])。また、流量がバルブ操作前、後ともにエネルギーバランスはとれている。

バルブ閉鎖回転数を 5[-]から 8[-]に大きくすると、ポンプ回転数一定のため流量は非常に小さくなる(300[cm<sup>3</sup>/min]→160[cm<sup>3</sup>/min])。また、流量がバルブ操作前、後ともにエネルギーバランスはとれている。

以上より、ポンプ回転数を操作して作動流体流量を調節することに対して、流量調節した方が安定した応答が得られるが、流量調節しなくても、応答性が悪くなったりループに危険を及ぼしたりしないため、制御対象を一つ減らせるという面で流量調節の必要はないといえる。



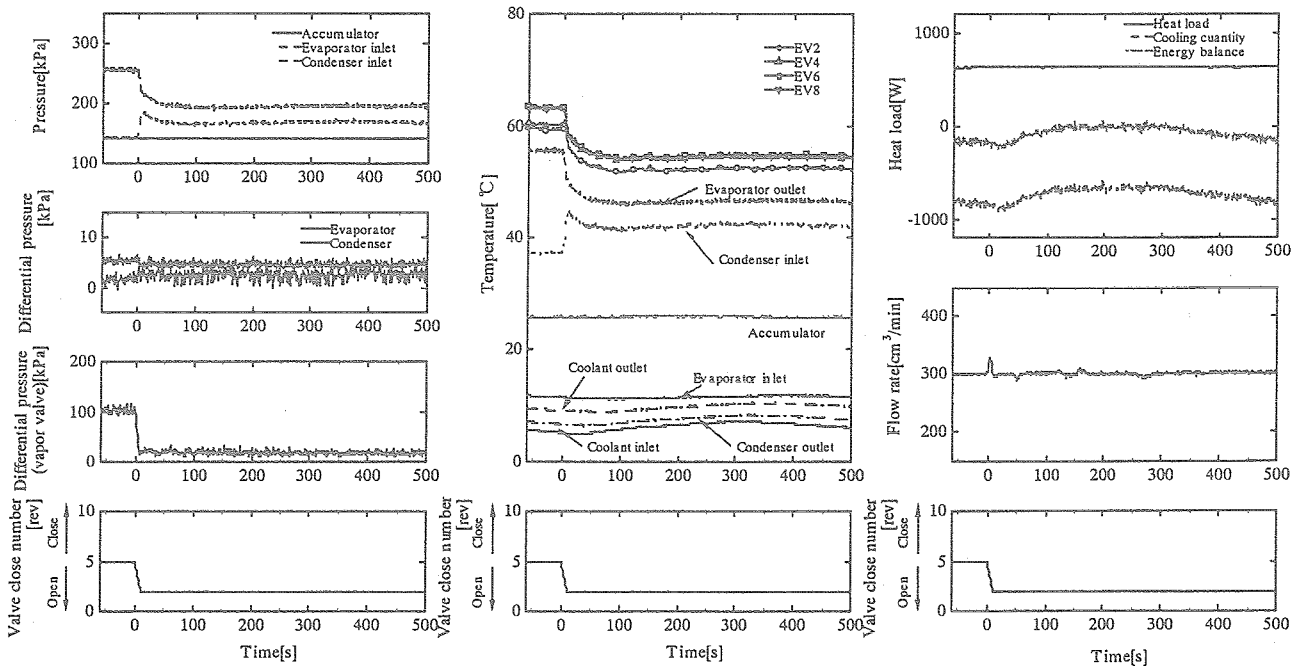


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

(A) Flow rate no-adjust



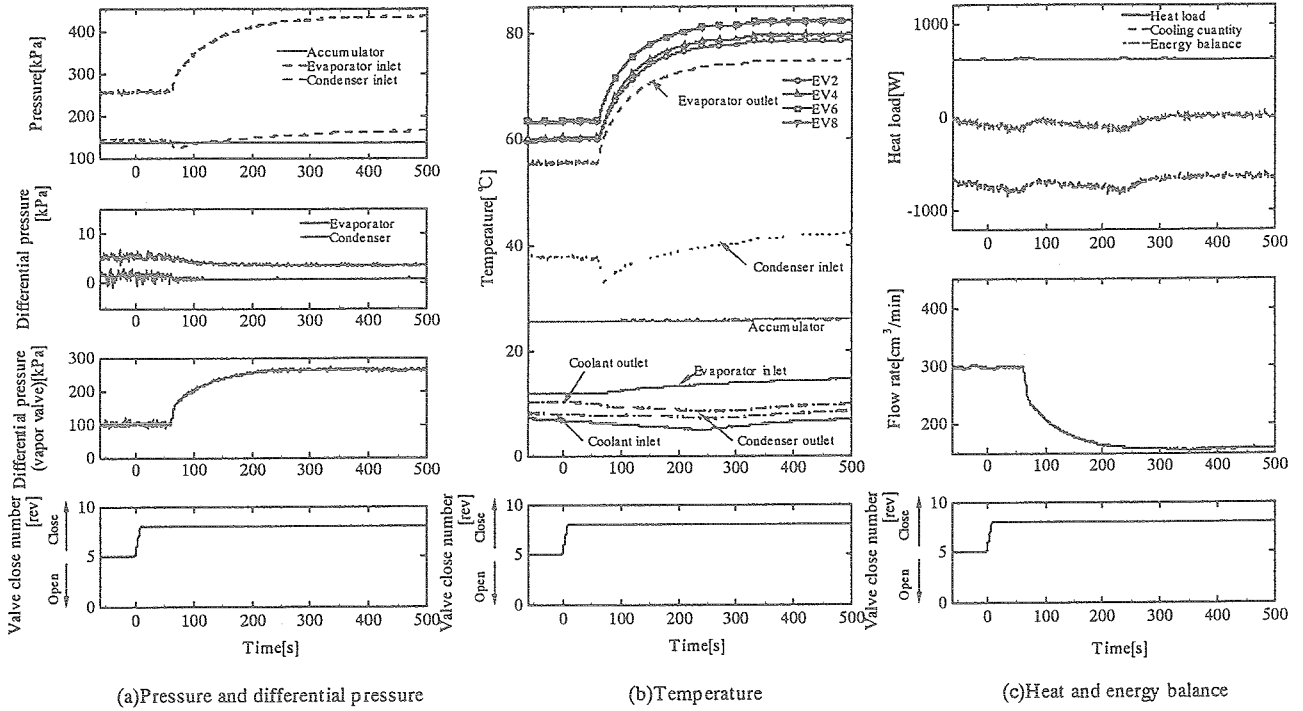
(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

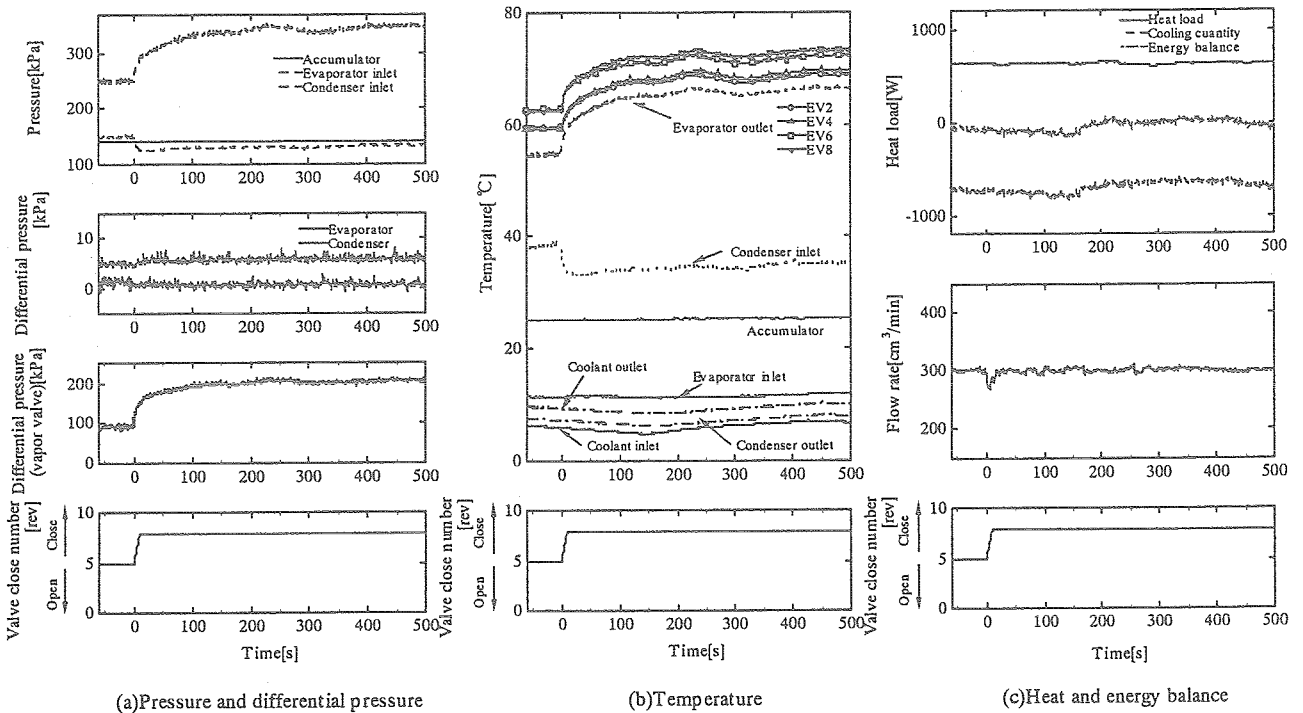
(c) Heat and energy balance

(B) Flow rate adjust

図 4.8 流量調節による影響(条件(B)-(B)-(B)5→2rev)



(A) Flow rate no-adjust



(B) Flow rate adjust

図 4.9 流量調節による影響(条件(B)-(B)-(B)5→8rev)

## 第5章 バルブプログラム制御実験

前章までのとおり、蒸気輸送配管部に設置した流量調節バルブによって、ループの圧力及び温度制御が可能であることを確認した。ここでは、熱負荷の急変に対して、制御プログラムによってバルブを回転させ蒸発器表面温度を一定に保つ実験を行った。

### 5.1 実験装置

実験に使用した試験ループ、流量調節バルブはバルブ開度操作実験で用いたものと同じのものである。これにバルブに5相ステッピングモータユニット（ORIENTAL MOTER, UDX5114, PK564AW）を設置し、モータドライバへパルスを出力するユニットとしてプログラマブルコントローラ（KEYENCE, KV-700）を接続した。ステッピングモータの形状は60×60[mm]で励磁最大静止トルク値は3.7[-]である。図5.1に実験装置への接続の詳細を示す。バルブとステッピングモータの接続方法としては、各々に同径の円盤を取り付け、その円盤同士をボルトで接続、固定した。プログラマブルコントローラは位置決め制御が可能であり、コンピュータ上でプログラムを組み、それを本体であるCPUユニットに転送した後、実行モードに切り替えてプログラムを実行する。

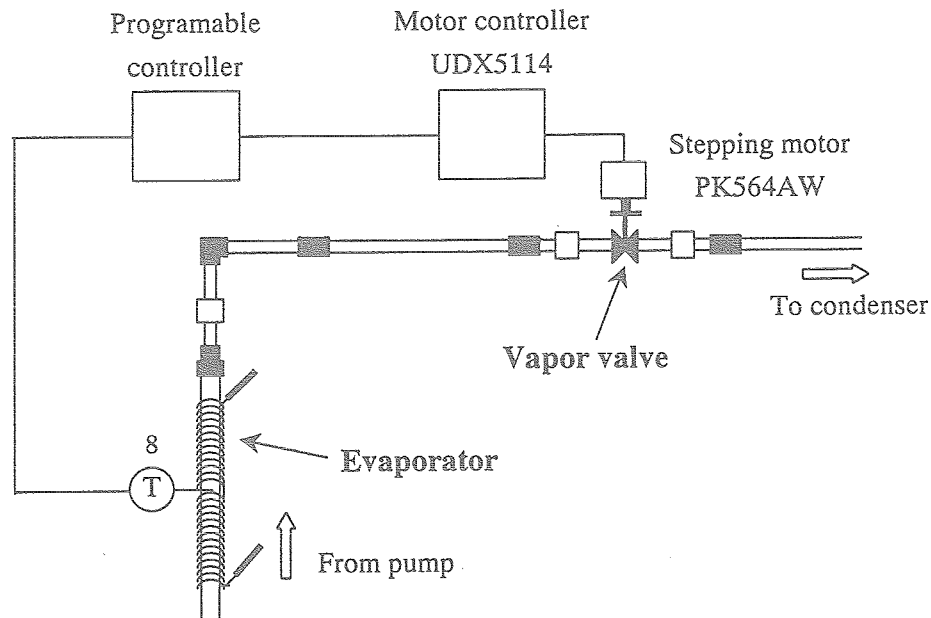


図 5.1 バルブプログラム制御実験接続図

### 5.2 実験方法

バルブ開度操作実験より得られた熱負荷 600[W]での定常時における蒸発器 8（蒸発器出口よりやや手前）の表面温度を設定温度として、設定温度を中心とした制御温度幅内に蒸発器表面温度を保持する制御方法である。実験の制御イメージ、制御フロー

を図 5.2, 図 5.3 にそれぞれ示す. 実験方法は次のとおりである. まず, コンピュータ上でプログラムを作り, それを CPU ユニットに転送する. 熱負荷を 600[W] に設定し, ループが定常状態になったことを確認し, コントローラを実行モードに切り替え, 計測を開始する. 60[s]後に熱負荷を急変させ, 360[s]後に計測を終了する. なお, 計測にはバルブ開度操作実験と同じようにデータロガーを用いた.

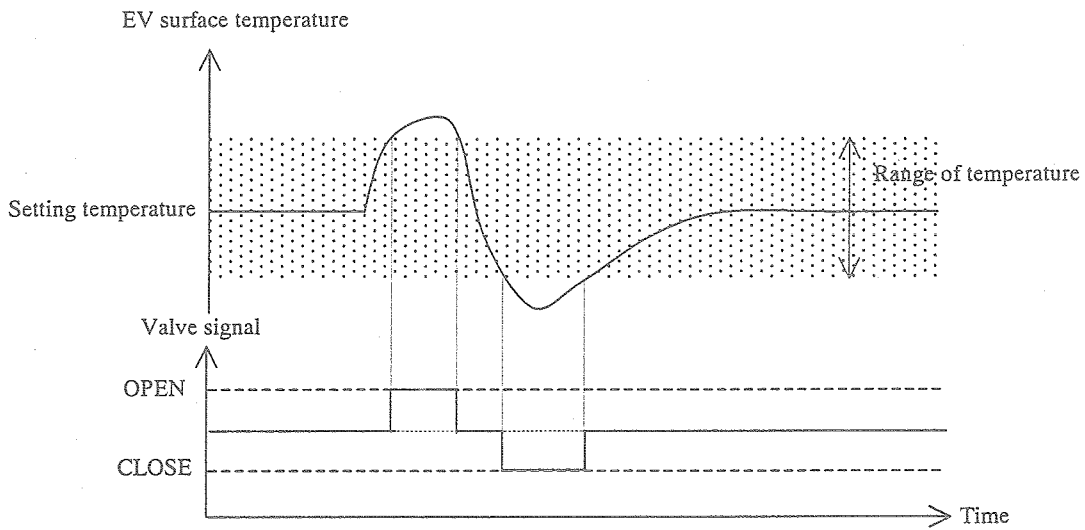


図 5.2 制御イメージ

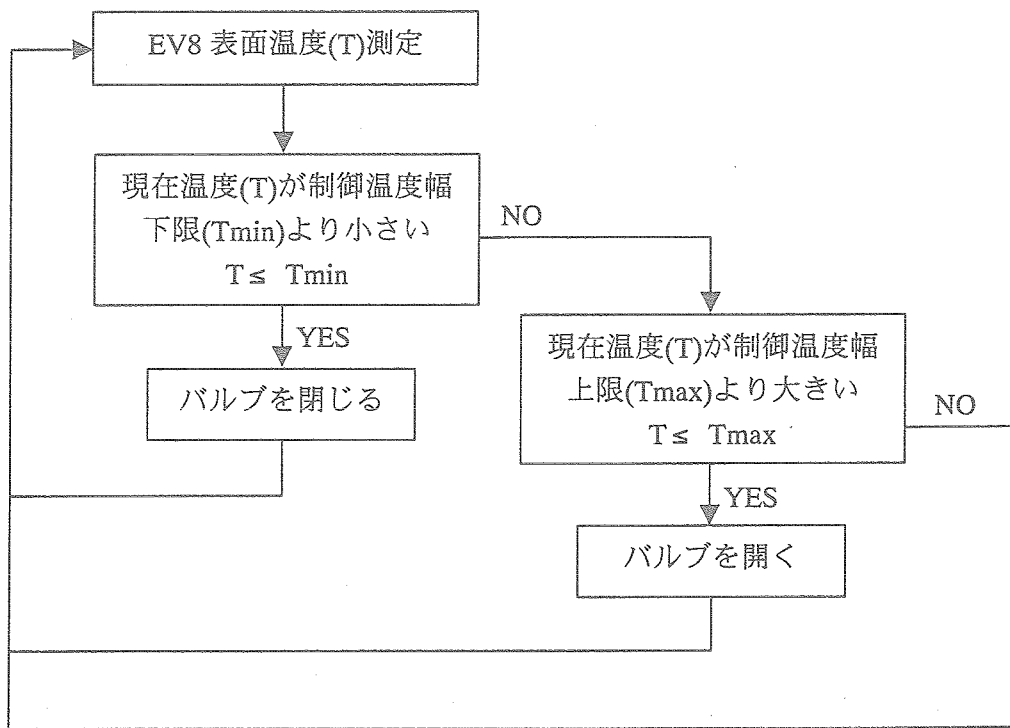


図 5.3 制御フロー

### 5.3 実験条件

実験条件を表 5.1(a)～(d)に示す。ここでバルブ回転速度は一秒間にバルブが何度回転するかということであり、温度幅は基準温度から±何度の範囲で蒸発器表面温度を制御するかということである。また、実験では、流量調節の有無によって各応答に大きな変化が見られなかったため、制御対象を一つ減らすという意味で、ポンプの回転数を一定にし流量調節はしないものとする。

表 5.1 バルブプログラム制御実験条件

熱負荷 Q[W]	アキュムレータ圧力 P12[kPa]	作動流体流量 Gf[cm <sup>3</sup> /min]	バルブ回転速度 [°/s]	温度幅 [°C]
(A) 600→500 (B) 600→700 (C) 600→800 (D) 600→1000	140	(A) 200 (B) 300 (C) 400	36	±2

(a) 作動流体流量による各応答への影響の比較

制御温度幅：200[cm<sup>3</sup>/min]→63°C～67°C

300[cm<sup>3</sup>/min]→61°C～65°C

400[cm<sup>3</sup>/min]→57°C～61°C

熱負荷 Q[W]	アキュムレータ圧力 P12[kPa]	作動流体流量 Gf[cm <sup>3</sup> /min]	バルブ回転速度 [°/s]	温度幅 [°C]
(A) 600→500 (B) 600→700 (C) 600→800 (D) 600→1000	140	300	(A) 18 (B) 36 (C) 54 (D) 72	±2

(b)バルブ回転速度による各応答への影響の比較

制御温度幅：61°C～65°C

熱負荷 Q[W]	アキュムレータ圧力 P12[kPa]	作動流体流量 Gf[cm <sup>3</sup> /min]	バルブ回転速度 [°/s]	温度幅 [°C]
(A) 600→500 (B) 600→700 (C) 600→800 (D) 600→1000	140	300	36	(A) ±1 (B) ±2

## (c) 制御温度幅による各応答への影響の比較

制御温度幅：±1°C→62°C～64°C

±2°C→61°C～65°C

アキュムレータ圧力 P12[kPa]	作動流体流量 Gf[cm <sup>3</sup> /min]	バルブ回転速度 [° /s]	温度幅[°C]
140	300	36	(A) ±1 (B) ±2

熱負荷[W]
600 → 700 → 600 → 500 → 600
0[s] ~ 300[s] ~ 600[s] ~ 900[s] ~ 1200[s] ~ 1500[s]

## (d) 熱負荷連続変化

制御温度幅：±1°C→62°C～64°C

±2°C→61°C～65°C

## 5.4 実験結果

蒸発器熱負荷の急変に対し、蒸気バルブによるループ自動制御について、圧力、差圧、蒸発器表面温度、熱量の各応答について考察する。

まず、バルブプログラム制御実験の一般的な応答について検討した後、次節より各実験条件でのそれぞれの応答を比較・検討する。ここでは、代表的な実験条件として作動流体流量  $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ 、バルブ回転速度  $36[^\circ/\text{s}]$ 、制御温度幅  $2[^\circ\text{C}]$ 、を選び、熱負荷を  $100[\text{W}]$  増減したときの実験結果について考察する。熱負荷を  $600[\text{W}]$  から  $700[\text{W}]$  に増加させたとき(条件 a-B-B)の実験結果を図 5.4 に、熱負荷を  $600[\text{W}]$  から  $500[\text{W}]$  に減少させたとき(条件 a-A-B)の実験結果を図 5.5 にそれぞれ示し、各応答について考察する。

### (i) 圧力・差圧応答

図 5.4(a)のように、熱負荷が  $600[\text{W}]$  から  $700[\text{W}]$  に増加すると、EV 圧力は熱負荷急変時( $t=0$ )から一次遅れ状に増加する(定常値が約  $240[\text{kPa}]$  に対し、最大で約  $270[\text{kPa}]$ )。また、蒸発器内の蒸気量が増えるため、バルブの圧力損失特性からバルブでの差圧も増加する(定常値が約  $75[\text{kPa}]$  に対し、最大で  $105[\text{kPa}]$ )。約  $40[\text{sec}]$  で、蒸発器出口近くの位置 8 の表面温度が制御温度幅上限( $65^\circ\text{C}$ )を超えるためバルブが開き始め、約 10 秒間回転した後、再び制御温度幅内に収まるとバルブ閉鎖回転数約  $4.0[-]$  でバルブの回転は止まり定常状態となる。このとき、アキュムレータ圧力、CD 圧力、CD 差圧はほとんど変化せず、EV 差圧も  $1[\text{kPa}]$  ほどしか変化しない。最終的に、EV 圧力が約  $260[\text{kPa}]$ 、バルブ差圧が約  $95[\text{kPa}]$ 、熱負荷急変から約  $80[\text{sec}]$  で定常となり、実験開始の定常値と比べると EV 圧力で  $15\sim 20[\text{kPa}]$  ほどのずれが生じるが、これは制御幅内であるためこの条件で制御可能であるといえる。

また図 5.5(a)のように、熱負荷が  $600[\text{W}]$  から  $500[\text{W}]$  に減少すると、EV 圧力は熱負荷急変時( $t=0$ )から一次遅れ状に減少する(定常値が約  $245[\text{kPa}]$  に対し、最小で約  $225[\text{kPa}]$ )。また、蒸発器内の蒸気量が減るため、バルブの圧力損失特性からバルブでの差圧も減少する(定常値が約  $85[\text{kPa}]$  に対し、最大で約  $70[\text{kPa}]$ )。約  $20[\text{sec}]$  で、蒸発器位置 8 の表面温度が制御温度幅下限( $61^\circ\text{C}$ )を下回るためバルブが閉じ始め、約 25 秒間回転した後、再び制御温度幅内に収まるとバルブ閉鎖回転数約  $7.2[-]$  でバルブの回転は止まり、定常状態となる。このときも、アキュムレータ圧力、CD 圧力、CD 差圧はほとんど変化せず、EV 差圧も  $1[\text{kPa}]$  ほどしか変化しない。最終的に、EV 圧力が約  $250[\text{kPa}]$ 、バルブ差圧が約  $90[\text{kPa}]$ 、熱負荷急変から約  $80[\text{sec}]$  で定常となり、実験開始の定常値と比べてもほとんどずれが生じておらず、この条件で制御可能であるといえる。

### (ii) 温度応答

図 5.4(b)のように、熱負荷が  $600[\text{W}]$  から  $700[\text{W}]$  に増加すると、EV 出口温度、EV 表面温度は熱負荷急変時( $t=0$ )から一次遅れ状に増加する(制御温度対象 EV8( $T_8$ )で定常値が約  $61.5[^\circ\text{C}]$  に対し、最大で約  $65.5[^\circ\text{C}]$ )。約  $40[\text{sec}]$  で、蒸発器の位置 8 の表面温度が制御温度幅上限( $65^\circ\text{C}$ )を超えるためバルブが開き始め、約 10 秒間回転した後、再び制御温度幅内( $61\sim 65^\circ\text{C}$ )に収まるとバルブ閉鎖回転数約  $4.0[-]$  でバルブの回転は止まり、定常状態となる。このとき、熱負荷急変から要した時間は  $80[\text{s}]$  であった。また、

蒸気バルブ出口側は熱負荷変化、バルブ開度変化に影響されないため、CD 入口温度、CD 出口温度、アキュムレータ温度、EV 入口温度にほとんど変化が見られない。最終的に、EV8 温度( $T_8$ )が約 64.8[°C]で定常となり、実験開始の定常値と比べると  $T_8$  で約 3.0[°C]ほどのずれが生じるが、これは制御幅内であるためこの条件で蒸発器表面温度の制御が可能であるといえる。

図 5.5(b)のように、熱負荷が 600[W]から 500[W]に減少すると、EV 出口温度、EV 表面温度は熱負荷急変時( $t=0$ )から一次遅れ状に減少する(制御温度対象 EV8( $T_8$ ))で定常値が約 61.5[°C]に対し、最小で約 60.0[°C]。約 20[sec]で、蒸発器 8 の表面温度が制御温度幅下限(61°C)を超えるためバルブが閉じ始め、EV 圧力の上昇すなわち飽和温度の上昇により、再び制御温度幅内に収まるとバルブ閉鎖回転数約 7.2[-]でバルブの回転は止まり定常状態となる。このとき、熱負荷急変から定常状態となるまでに要する時間は 80[s]であった。また、蒸気バルブ出口側は熱負荷変化、バルブ開度変化に影響されないため、CD 入口温度、CD 出口温度、アキュムレータ温度、EV 入口温度にほとんど変化が見られない。最終的に、EV8 温度( $T_8$ )が約 61.8[°C]で定常となり、実験開始の定常値と比べてもほとんどその値は変わらず、この条件で蒸発器表面温度の制御が可能であるといえる。

### (iii)熱量応答

図 5.4(c)のように、熱負荷が 600[W]から 700[W]に増加すると、作動流体流量が減少している(初期流量 300[cm<sup>3</sup>/min]に対し、最小で約 270[cm<sup>3</sup>/min])。これは、EV 内の蒸気量が増えバルブ入口のクオリティが増加するため、蒸気バルブでの圧力損失は大きくなり、それにより EV 圧力が増加し、ポンプ特性より吐出側の圧力が増加するとギヤポンプの回転数が一定では送出流量が減少するためである。バルブが開き始めると、圧力損失が減少するため EV 圧力が減少し流量が増加し、最終的に、流量は約 285[cm<sup>3</sup>/min]で定常となる。また、熱負荷変化前、変化後ともにエネルギーバランスはとれているといえる。

図 5.4(c)のように、熱負荷が 600[W]から 500[W]に減少すると、作動流体流量が増加している(初期流量 300[cm<sup>3</sup>/min]に対し、最大で約 325[cm<sup>3</sup>/min])。これは、EV 圧力の減少に伴い、ギヤポンプの回転数が一定では送出流量が増加するためである。バルブが閉じ始めると、圧力損失が増加するため EV 圧力が増加し流量が減少し、最終的に、流量は約 295[cm<sup>3</sup>/min]で定常となる。また、熱負荷変化前、変化後ともにエネルギーバランスはとれているといえる。



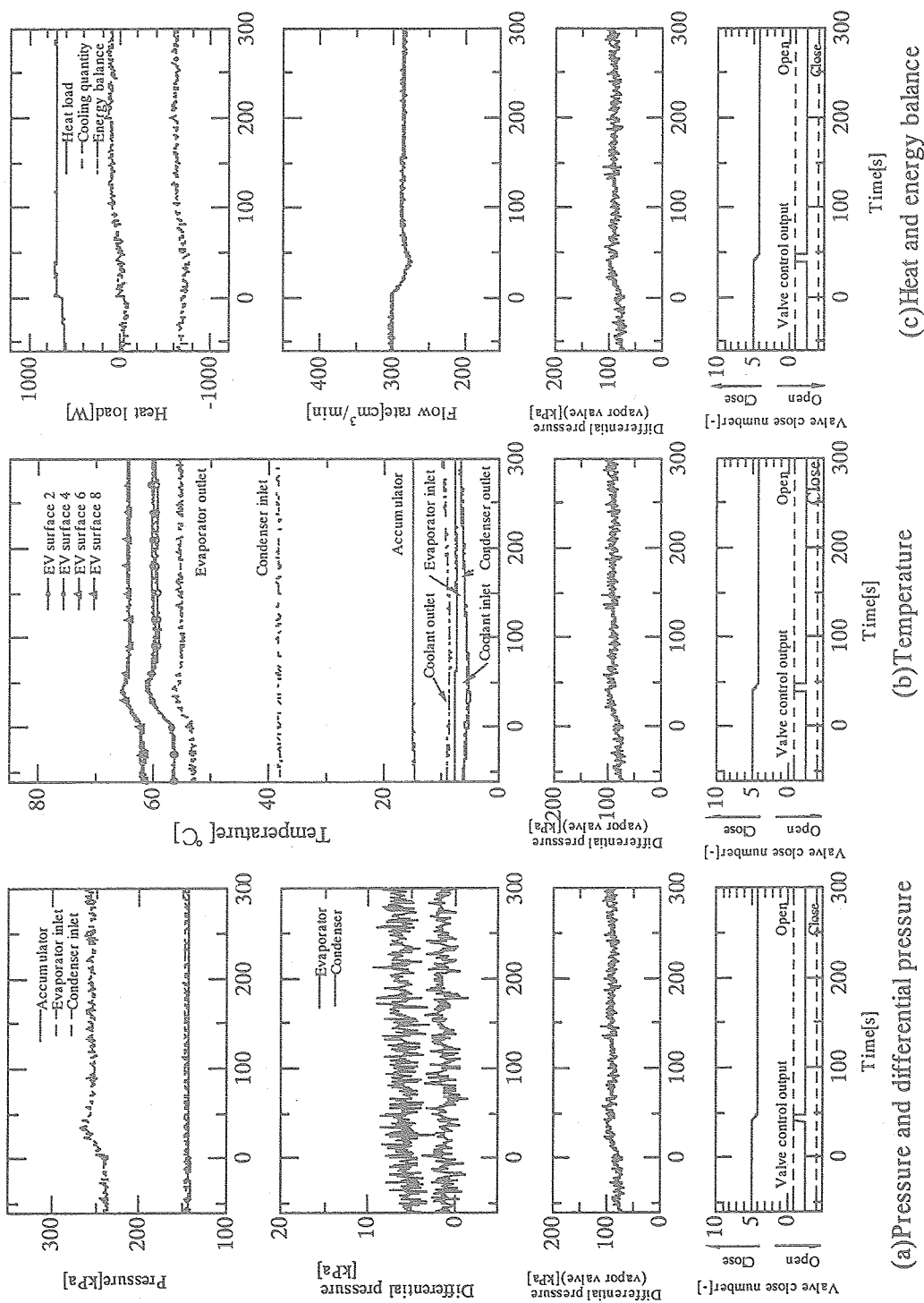
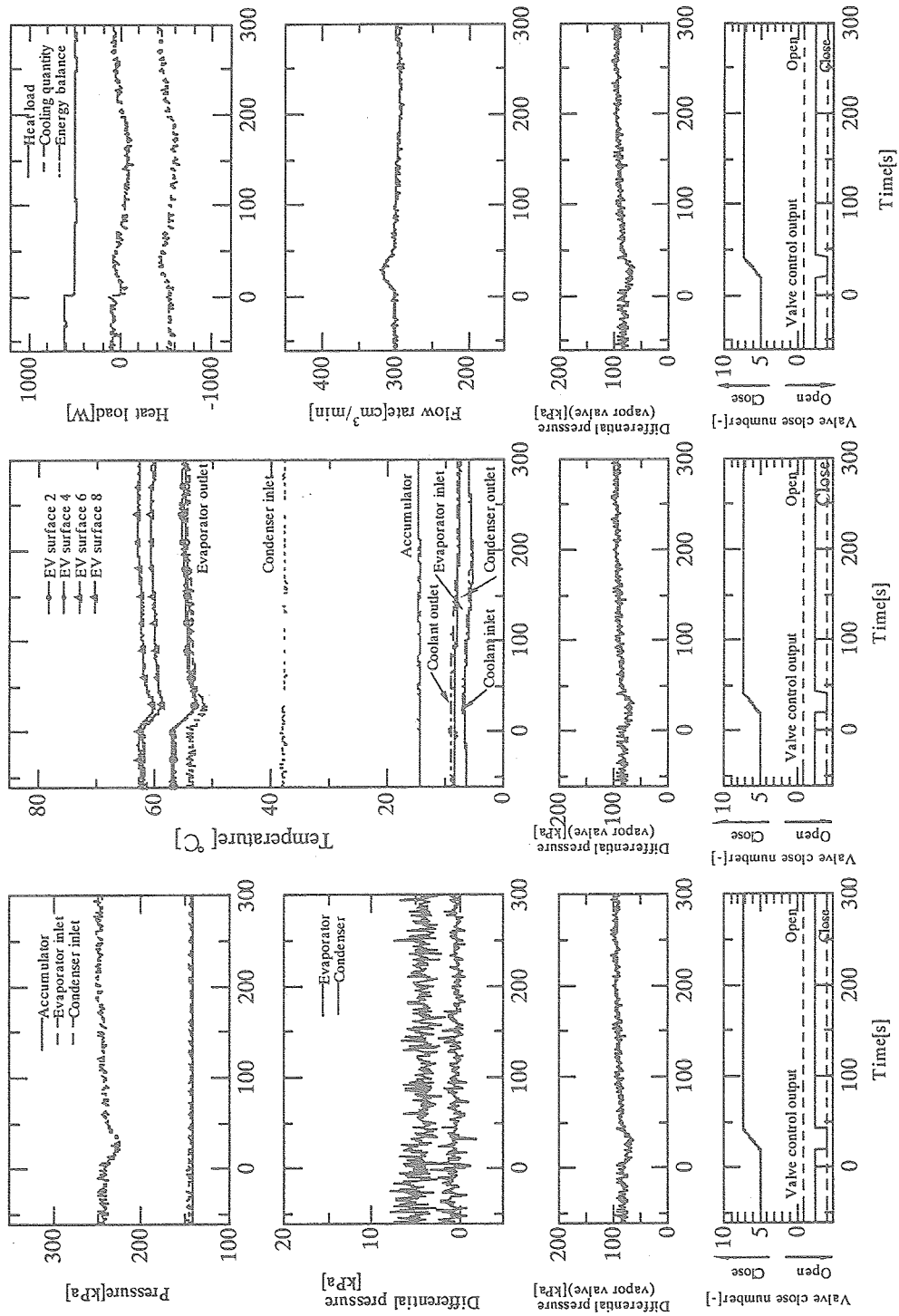


図 5.4 バルブプログラム制御実験結果(条件 a-B-B)



(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 5.5 バルブプログラム制御実験(条件 a-A-B)

## 5.5 バルブプログラム制御実験の比較・考察

### 5.5.1 流量による比較

バルブ圧力特性より、流量の大小によってバルブ出入口の差圧に違いが見られた。そこで、バルブプログラム制御実験においても流量の違いによって、各応答にどのような違いがあるのか比較・検討する。

図 5.7(a)～(c)にそれぞれ、熱負荷を 600[W]から 700[W]に増加させたときの流量 200[cm<sup>3</sup>/min], 300[cm<sup>3</sup>/min], 400[cm<sup>3</sup>/min]の圧力応答を、図 5.7(d)に各流量の定常値との差の比較を示す。また同様に、図 5.8 には熱負荷を 600[W]から 800[W]に増加させたときの温度応答と各流量での比較を示す。さらに、図 5.9, 図 5.10 に熱負荷を 600[W]から 800[W]に変化させたときの圧力応答, 温度応答, 流量比較を、図 5.11, 図 5.12 に熱負荷を 600[W]から 500[W]に減少させたときの圧力応答, 温度応答, 流量比較を示す。

#### (i) 圧力応答比較

熱負荷が増加したとき、図 5.7 の熱負荷の変化が少ない条件(600→700W)ではその違いが判断しづらいが、図 5.9 のように熱負荷の変化が大きい条件(600→800W)では、各応答に顕著な違いが見られる。どの流量でも熱負荷急変時( $t=0$ [s])から一次遅れ状に圧力が上がっている(200[cm<sup>3</sup>/min]で定常時約 250[kPa]に対し最大で約 285[kPa], 300[cm<sup>3</sup>/min]で定常時約 240[kPa]に対し最大で約 275[kPa], 400[cm<sup>3</sup>/min]で定常時約 220[kPa]に対し最大で約 255[kPa])が、熱負荷急変から 15～20[sec]で制御温度幅を超えてバルブが回転を閉じ始めると、再び制御温度幅内に収まるまでの時間に違いが見られる。行き過ぎた部分を含めて 200[cm<sup>3</sup>/min]で 40[sec], 300[cm<sup>3</sup>/min]で 40[sec], 400[cm<sup>3</sup>/min]で 62[sec]ほどでバルブの回転が完全に止まるが、再び定常状態となるまでに 200[cm<sup>3</sup>/min]と 400[cm<sup>3</sup>/min]で約 15[s]の差がある。これは、図 3.2 の(a)と(b)を比較すると分かるように、同じ熱負荷でも流量が小さい方がクォリティは高く、バルブでの圧力損失も大きく、バルブ操作に対しての圧力変化の応答が早いためである。

図 5.11 のように、熱負荷が減少したときも流量によって違いが見られる。 $t=0$  で熱負荷を変化させると一次遅れ状に圧力が低下するが、熱負荷急変から 10～15[sec]で制御温度幅を下回ると、バルブが閉じ始め圧力が上昇する(200[cm<sup>3</sup>/min]で定常時約 250[kPa]に対し最小で約 235[kPa], 300[cm<sup>3</sup>/min]で定常時約 245[kPa]に対し最小で約 225[kPa], 400[cm<sup>3</sup>/min]で定常時約 220[kPa]に対し最大で約 200[kPa])。200[cm<sup>3</sup>/min]で 20[sec], 300[cm<sup>3</sup>/min]で 20[sec], 400[cm<sup>3</sup>/min]で 40[sec]ほどバルブが閉じた後、流量が 200[cm<sup>3</sup>/min]と 400[cm<sup>3</sup>/min]のときは、行き過ぎがありバルブが再び開いているが、流量 300[cm<sup>3</sup>/min]では行き過ぎが起こらず、熱負荷急変から 80[sec]で最も早く定常状態となる(200[cm<sup>3</sup>/min]で 220[sec], 300[cm<sup>3</sup>/min]で 250[sec]かかる)。流量が小さいとバルブ操作に対する圧力変化の応答が早く、バルブ開度を同じだけ操作しても行き過ぎ量が生じてしまう。また、流量が大きいと蒸発器内の蒸気量が少なく熱伝達率が小さいため、バルブ操作に対する圧力変化の応答が遅く、温度が緩やかに上がっていくため、バルブが閉まる時間が長く結果的に閉めすぎてしまい行き過ぎ量が生じてしまう。これより、流量の小さいほうが定常状態までにかかる時間が短いわけではなく、最も適切な流量を設定する必要があると考えられる。

## (ii)温度応答比較

図 5.10 のように熱負荷を 600[W]から 800[W]に増加すると、飽和圧力の増加に伴い飽和温度である作動流体温度も上昇し、EV 表面温度も上がる。その後も EV 圧力の変化によって EV 表面温度も変化するため、EV 表面温度の変化は圧力変化に依存している。流量が 200[cm<sup>3</sup>/min]では制御温度幅 63℃～67℃に対し最高温度 68.8[℃]、最低温度 62.9[℃]、再定常時のバルブ閉鎖回転数は 3.1[-]であった。流量が 300[cm<sup>3</sup>/min]では制御温度幅 61℃～65℃に対し最高温度 67.0[℃]、最低温度 60.9[℃]、再定常時のバルブ閉鎖回転数は 3.0[-]であった。流量が 400[cm<sup>3</sup>/min]では制御温度幅 57℃～61℃に対し最高温度 63.6[℃]、最低温度 56.8[℃]、再定常時のバルブ閉鎖回転数は 3.0[-]であった。定常時から再び定常状態となるまでの時間は、200[cm<sup>3</sup>/min]、300[cm<sup>3</sup>/min]で 100[sec]、400[cm<sup>3</sup>/min]で 130[sec]であった。流量が小さい方が再び定常状態となるまでの時間が短いのは、バルブ操作に対する EV 表面温度の変化が大きく、短い時間で大きな変化が得られるからである。また比較した際の共通点として、どの流量でも再び定常状態となったときのバルブ閉鎖回転数がほぼ 3.0[-]で一致している。

図 5.12 のように熱負荷を 600[W]から 500[W]に減少させると、飽和圧力の減少から EV 表面温度も低下する(200[cm<sup>3</sup>/min]のときは最小で 62.7[℃]、300[cm<sup>3</sup>/min]のときは最小で 60.6[℃]、400[cm<sup>3</sup>/min]のときは最小で 56.1[℃])が、約 10～15[sec]でバルブが閉じ EV 表面温度が上昇する。流量が 200[cm<sup>3</sup>/min]と 400[cm<sup>3</sup>/min]のときは、行き過ぎがありバルブが再び開いているが、流量 300[cm<sup>3</sup>/min]では行き過ぎが起こらず、約 80[s]で最も早く定常状態となる。先ほど圧力応答の比較の際に述べた理由で、流量が大きすぎたり小さすぎたりすると行き過ぎ量が生じてしまうので、適切な流量を設定する必要があると考えられる。再び定常状態となったときのバルブ閉鎖回転数は、200[cm<sup>3</sup>/min]で 7.0[-]、300[cm<sup>3</sup>/min]で 7.1[-]、400[cm<sup>3</sup>/min]で 8.1[-]となり若干の違いが見られた。

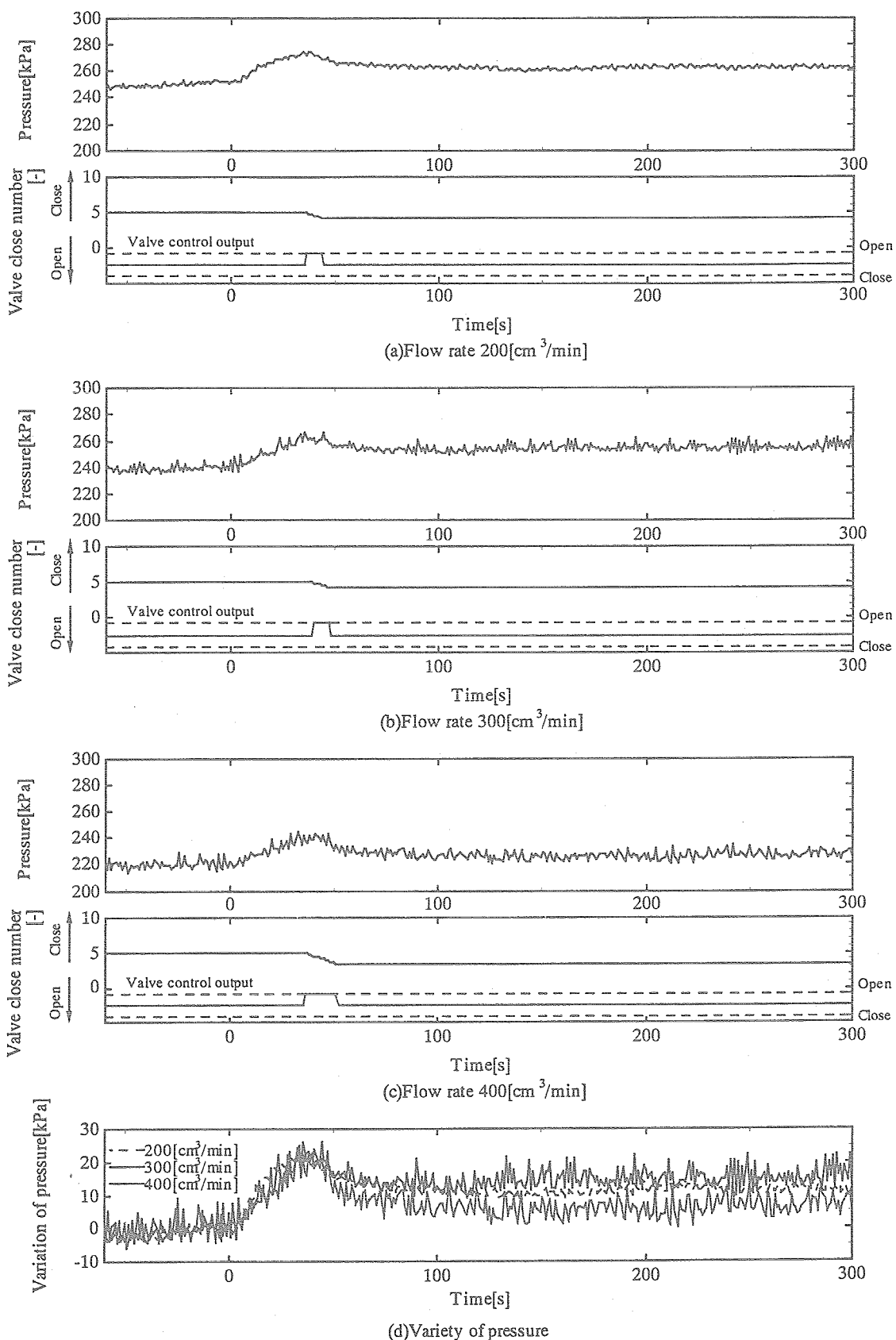


図 5.7 流量による EV 圧力応答比較 (熱負荷 600→700W)

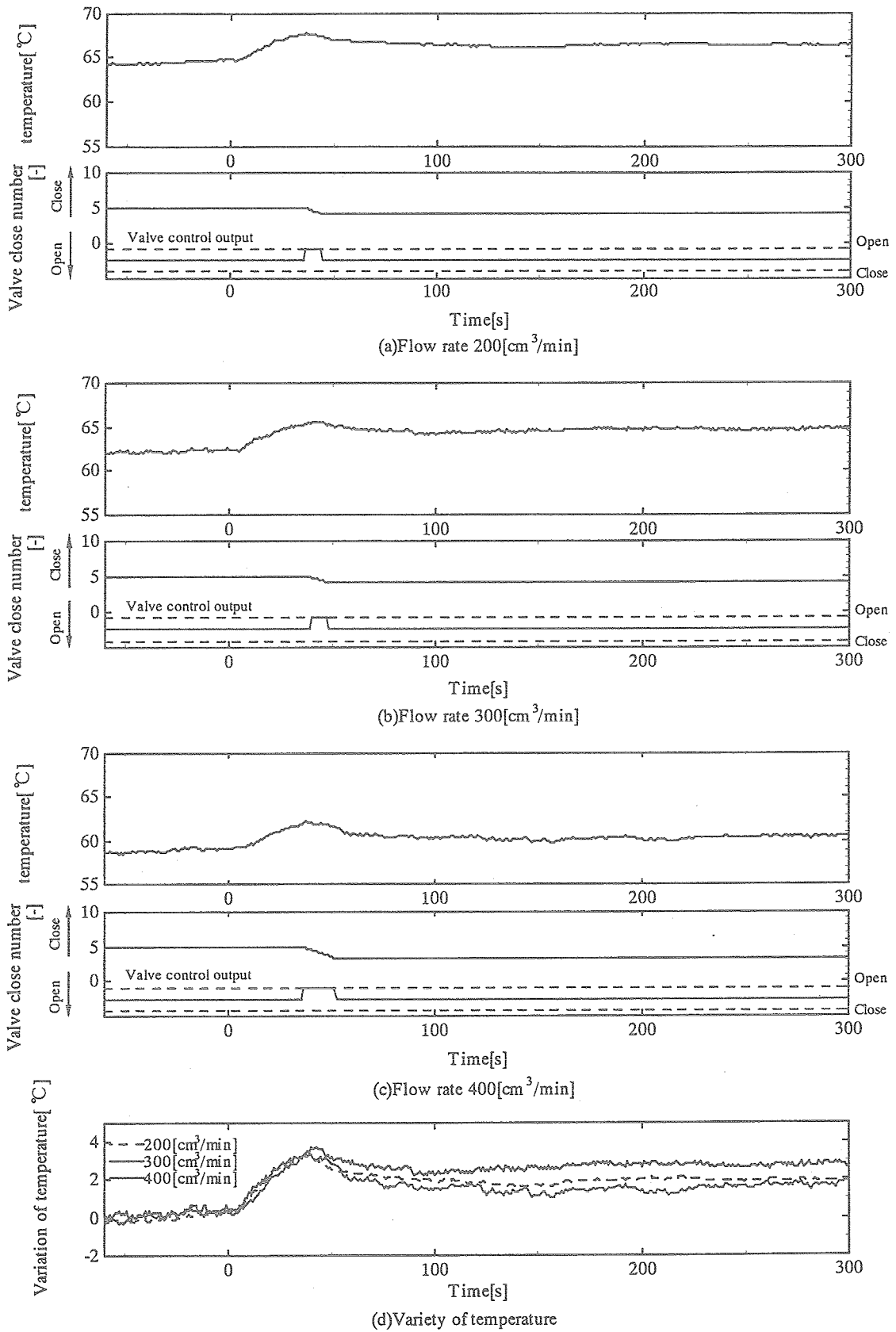


図 5.8 流量による EV 表面温度応答比較 (熱負荷 600→700W)

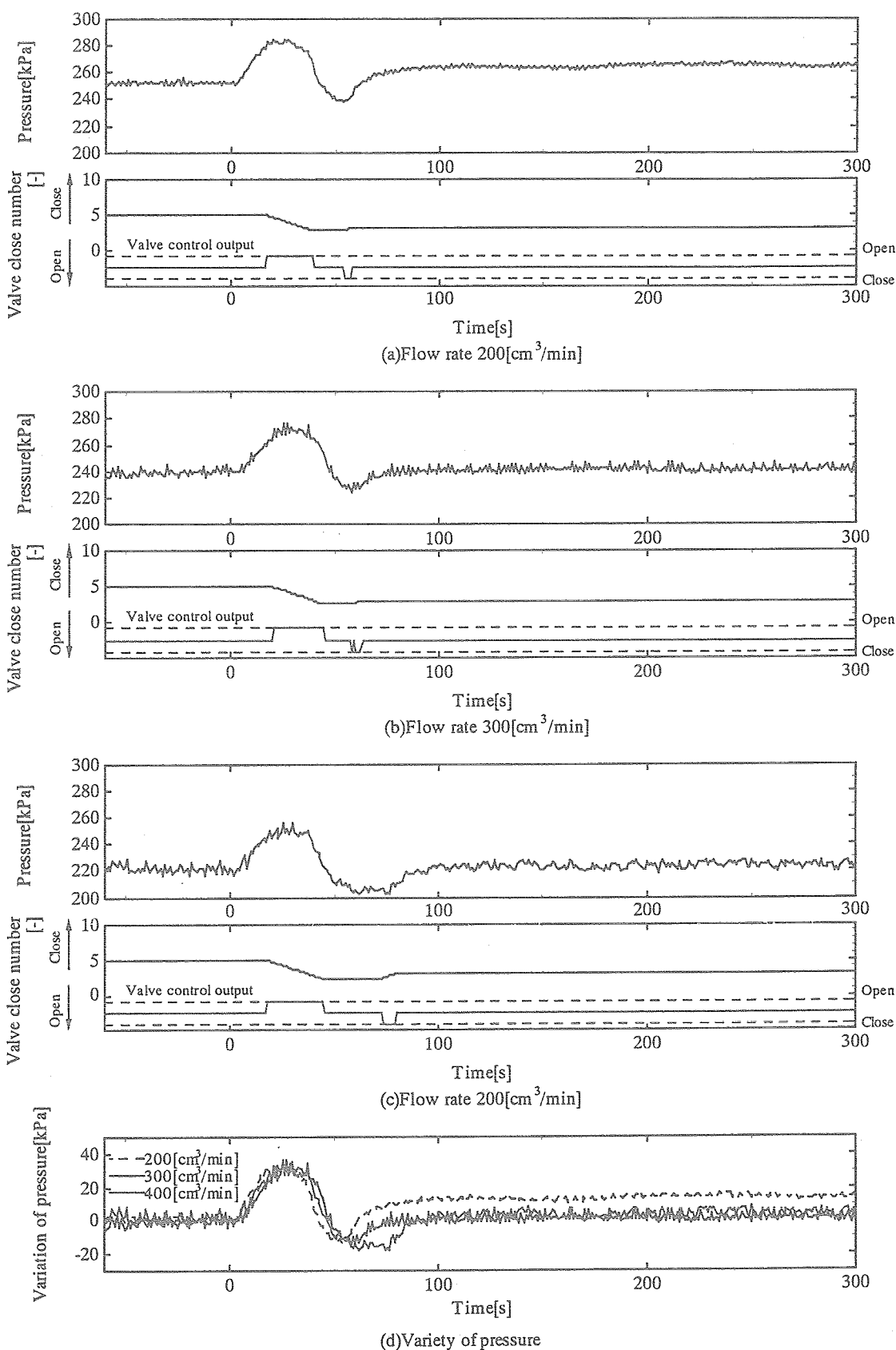


図 5.9 流量による EV 圧力応答比較 (熱負荷 600→800W)

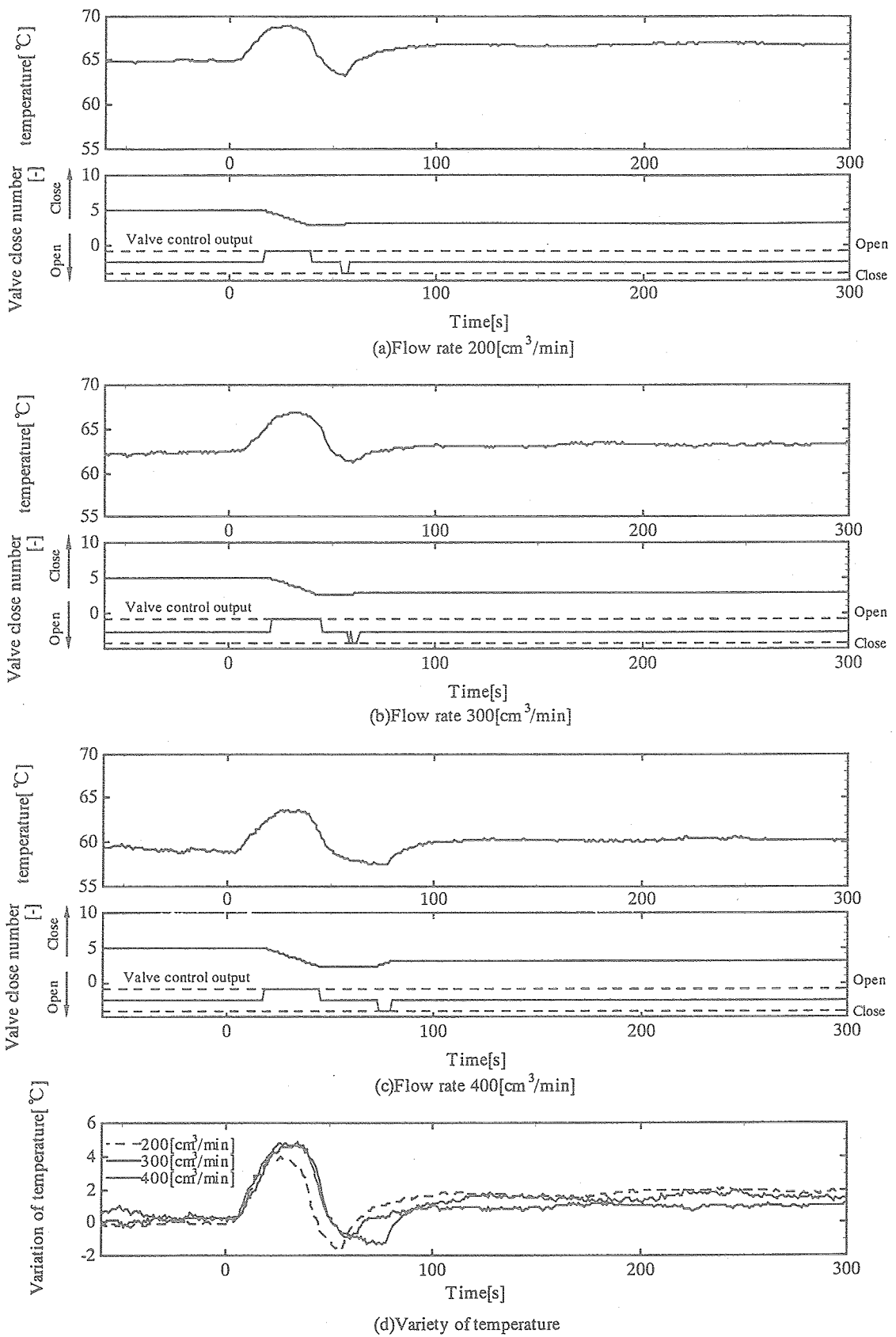


図 5.10 流量による EV 表面温度応答比較 (熱負荷 600→800W)



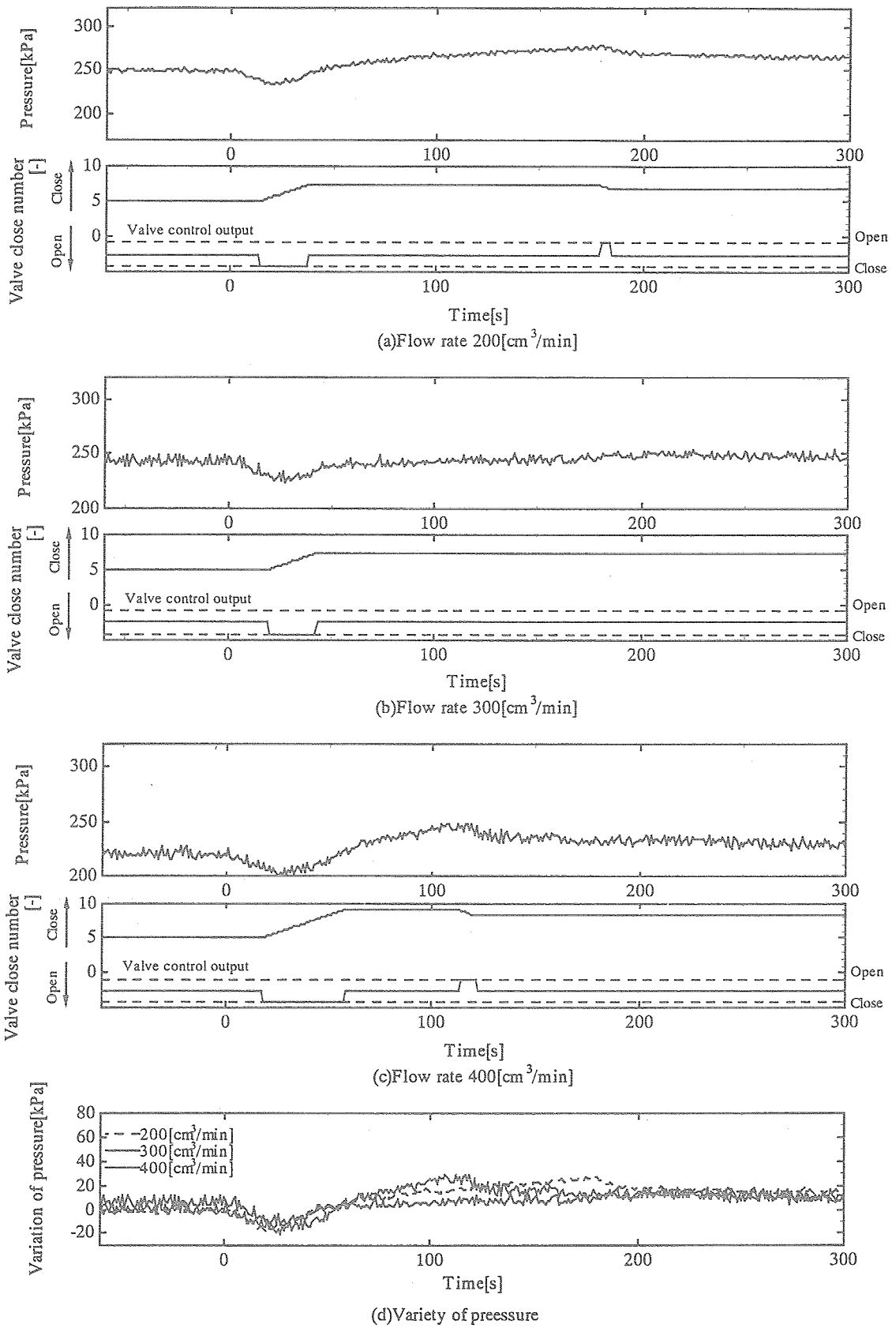


図 5.11 流量による EV 圧力応答比較 (熱負荷 600→500W)

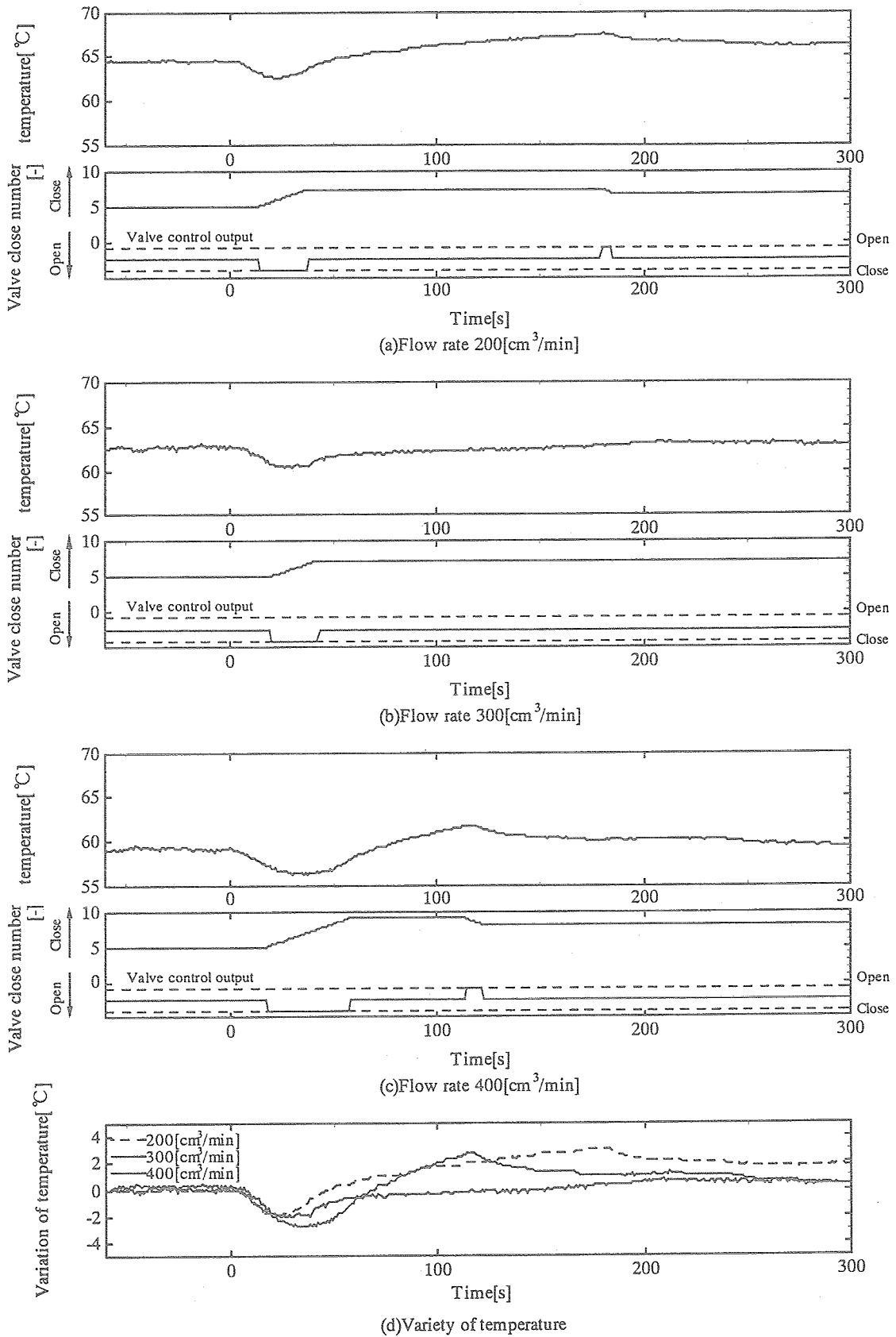


図 5.12 流量による EV 表面温度応答比較 (熱負荷 600→500W)

### 5.5.2 バルブ回転速度による比較

実験で使用したステッピングモータはパルスを受けて回転し、その回転速度はパルス数によって決定されるため、コントローラでパルス数を設定すれば回転速度を変えることができる。バルブ回転速度を変えることで、熱負荷急変後再び定常状態となるまでの時間を短縮できる可能性がある。そこで、各バルブ回転速度で熱負荷を急変させたときの圧力、温度応答を比較・検討する。図 5.13 に熱負荷を 600[W]から 700[W]に増加させたときの圧力応答を、図 5.14 に温度応答を示し、それぞれ(a)はバルブ回転速度  $18[^\circ /s]$ 、(b)は  $36[^\circ /s]$ 、(c)は  $54[^\circ /s]$ 、(d)は  $72[^\circ /s]$ のときの応答である。また比較しやすいように、それぞれのグラフにバルブ閉鎖回転数 5.0[-]でバルブを操作していないものを点線で記した。同様に、図 5.15、図 5.16 に熱負荷を 600[W]から 800[W]に増加させたときの圧力応答、温度応答を、図 5.17、図 5.18 に熱負荷を 600[W]から 1000[W]に大きく増加させたときの圧力応答、温度応答を、図 5.19、図 5.20 に熱負荷を 600[W]から 500[W]に減少させたときの圧力応答、温度応答を示す。

#### (i) 圧力応答比較

図 5.13 のように、熱負荷を 600[W]から 700[W]に増加させると圧力は一次遅れ状に上昇する。熱負荷急変から約 25[sec]で制御温度幅 ( $61^\circ\text{C}\sim 65^\circ\text{C}$ ) 上限を超えると、バルブが開き始め、どの回転速度でも約 260[kPa]まで上昇した後再び制御温度幅内に入りバルブの回転が止まる( $18[^\circ /s]$ で 25[sec]、 $36[^\circ /s]$ で 8[sec]、 $72[^\circ /s]$ で 8[sec]で完全に停止する)。各バルブ回転速度で比較すると、回転速度が遅いほど EV 圧力の減少の速度が遅いため、再び定常状態となるのにより多くの時間を要する。熱負荷急変から再び定常状態となるまでにかかる時間は、バルブ回転速度が  $18[^\circ /s]$ のとき 120[s]、バルブ回転速度が  $36[^\circ /s]$ のとき 80[s]、バルブ回転速度が  $72[^\circ /s]$ のとき 70[s]である(バルブ回転速度が  $54[^\circ /s]$ のときは例外とする)。バルブ閉鎖回転数で見ると、どのバルブ回転速度でもほぼ 4.0[-]でバルブの回転が止まるため、応答の速さの面でバルブ回転速度が速い方が優れていると考えられる。しかし、図 5.15 や図 5.17 のように熱負荷が高い場合はバルブ回転速度が速いことで行き過ぎを繰り返してしまう。熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させたときは、最後まで定常状態とならず圧力で 35[kPa]の範囲 ( $225[\text{kPa}]\sim 270[\text{kPa}]$ )、バルブ閉鎖回転数で 1.8[-] $\sim$ 2.8[-]、周期 23[sec]でハンチングしてしまう(基準条件であるバルブ回転速度  $36[^\circ /s]$ では圧力 240[kPa]、バルブ閉鎖回転数 2.5[-]で定常状態となっている)。一方、バルブ回転速度が遅いと圧力の下降速度も遅いため圧力の最大値が大きくなってしまふ。熱負荷を 600[W]から 800[W]に変化させたとき、バルブ回転速度が  $18[^\circ /s]$ では定常状態で 245[kPa]に対し 285[kPa]まで上昇している(基準条件であるバルブ回転速度  $36[^\circ /s]$ では 275[kPa])。また、熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させたとき、バルブ回転速度が  $18[^\circ /s]$ では定常状態で 245[kPa]に対し 330[kPa]まで上昇している(基準条件であるバルブ回転速度  $36[^\circ /s]$ では 305[kPa])。熱負荷を増加させた 3つの条件で、バルブ回転速度が  $18[^\circ /s]$ のときが行き過ぎ回数が最も少ないため、バルブ回転速度が遅いほど制御しやすいといえるが、制御スピードや圧力上昇幅を考慮すると、速すぎず遅すぎずというバルブ回転速度  $36[^\circ /s]$ が最も信頼できるといえる。

図 5.19 ように、熱負荷を 600[W]から 500[W]に減少させると圧力は一次遅れ状に下

降する。熱負荷急変から約 20[sec]で制御温度幅下限を下回るとバルブが閉じ始め、再び制御温度幅に収まるとバルブの回転は止まるが、バルブ回転速度が 54[°/s]と 72[°/s]では行き過ぎを生じ再びバルブが開く。36[°/s]（行き過ぎなし）で圧力の最小値が 225[kPa]、再び定常状態となるまでの時間が 120[s]に対し、54[°/s]で圧力の最小値が 225[kPa]、最大値が 265[kPa]、再び定常状態となるまでの時間が 200[s]、72[°/s]で圧力の最小値が 225[kPa]、最大値が 265[kPa]、再び定常状態となるまでの時間が 300[s]であった。同じ熱負荷 100[W]変化でも 700[W]に増加した時は行き過ぎが生じなかったのに対し、500[W]に減少した時に行き過ぎが生じたのは、バルブ特性よりバルブを閉じた時の方がバルブ操作に対する圧力応答の反応が良いためである。また、バルブ回転速度が 18[°/s]では圧力の最小値は 220[kPa]、再び定常状態となるまでの時間は 120[s]であり、36[°/s]と比較すると若干の違いが生じた。再び定常状態となったときのバルブ閉鎖回転数は、18[°/s]で 7.3[-]、36[°/s]で 7.1[-]、54[°/s]で 7.8[-]、72[°/s]で 7.9[-]であり、ここでも 36[°/s]が最も効率がよく信頼できる条件であると確認できる。

#### (ii)温度応答比較

図 5.14 のように、熱負荷が 600[W]から 700[W]に増加すると、飽和圧力の上昇とともに EV 表面温度も一次遅れ状に上昇する。熱負荷急変から約 20[sec]で制御温度幅（61°C～65°C）上限を超えるとバルブが開き始め、どの回転速度でも約 66.5[°C]まで上昇した後再び制御温度幅内に入りバルブの回転が止まる。圧力の比較の際に示したように、低熱負荷上昇では行き過ぎが生じないためバルブ回転速度が速いほどより早く定常状態となる。しかし、図 5.16 や図 5.18 のように熱負荷の上昇が高い場合には、バルブ回転速度が速いほど行き過ぎが生じてしまう。熱負荷を 600[W]から 1000[W]に増加したとき、36[°/s]（行き過ぎなし）で温度の最大値が 72.5[°C](t=30sec)、再び定常状態となるまでの時間が 100[s]に対し、54[°/s]で温度の最大値が 71.0[°C](t=25sec)、最小値が 60.5[°C](t=40sec)、再び定常状態となるまでの時間が 150[s]、72[°/s]で温度の最大値が 70.0[°C](t=15sec)、最小値が 60.3[°C](t=35sec)、再び定常状態とはならず 60.5[°C]～67.0[°C]の範囲でハンチングしてしまった。一方、バルブ回転速度が遅いと EV 表面温度の下降速度も遅いため温度の最大値が大きくなってしまふ。熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させたとき、バルブ回転速度が 18[°/s]では定常状態で 62.0[°C]に対し 74.5[°C]まで上昇している（基準条件であるバルブ回転速度 36[°/s]では 71.0[°C]）。バルブ無操作時のグラフ（破線）を見ると分かるように、バルブ操作しないとドライアウトが生じているため、装置の安全上必要以上の温度上昇は危険であり、バルブ回転速度が遅いのは適さない。

図 5.20 のように、熱負荷が 600[W]から 500[W]に減少したとき、飽和圧力の低下に伴い EV 表面温度も低下する。バルブ回転速度が 18[°/s]、36[°/s]では行き過ぎが生じないが、54[°/s]と 72[°/s]では行き過ぎが生じ、その後定常状態となる。行き過ぎを生じたといっても 72[°/s]でも最大で 66.0[°C]であるため装置の危険性はないが、定常状態となるまでの時間に大きな差があるため、やはり 30[°/s]が最も適しているといえる。

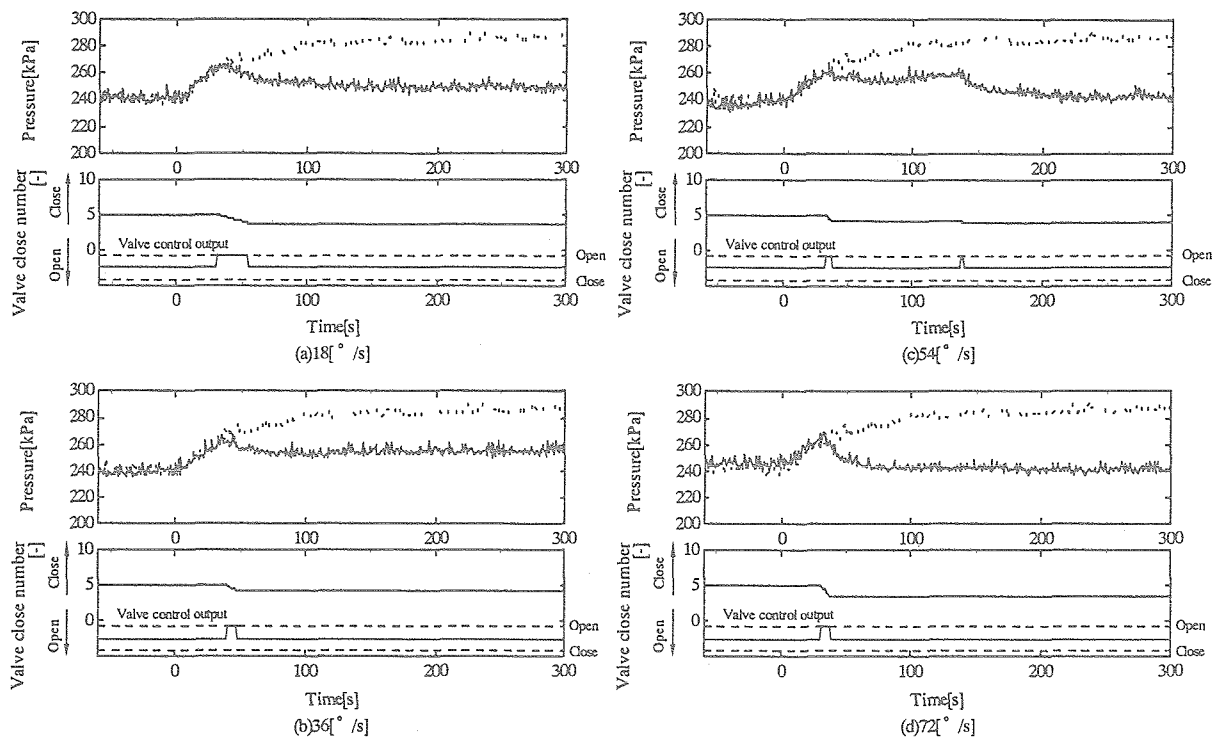


図 5.13 バルブ回転速度による EV 圧力比較 (熱負荷 600→700W)

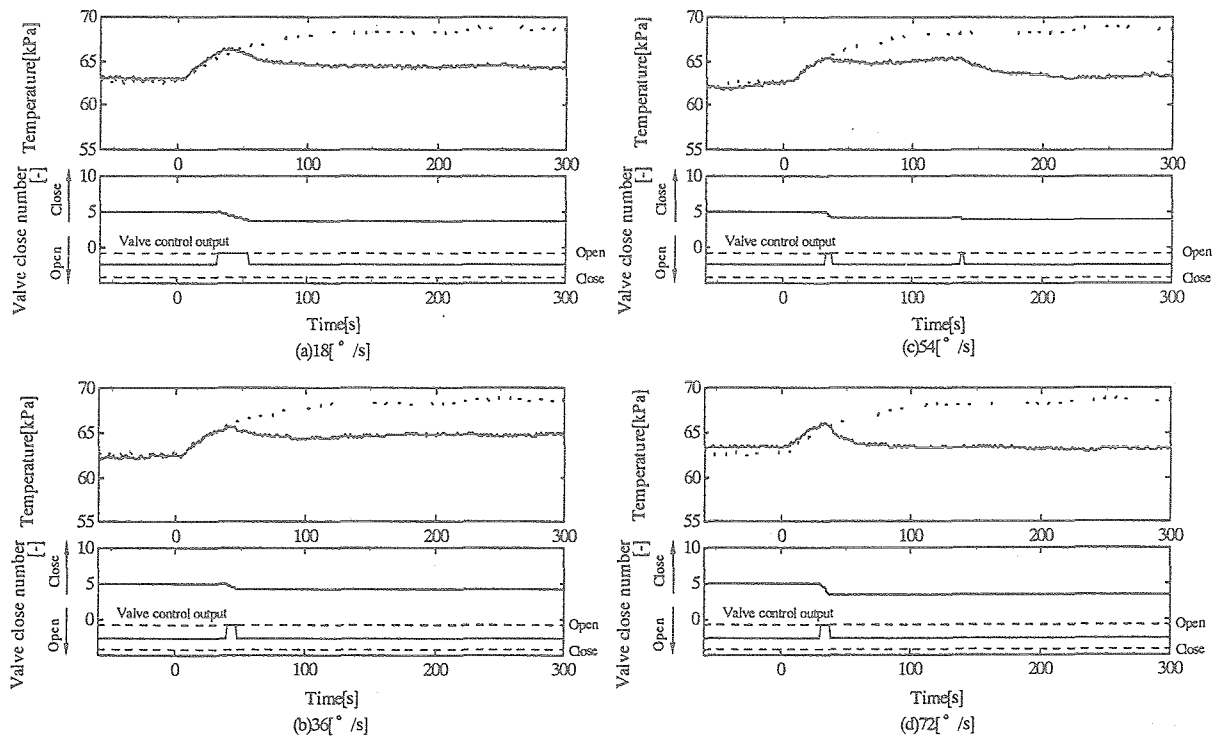


図 5.14 バルブ回転速度による EV 表面温度比較 (熱負荷 600→700W)

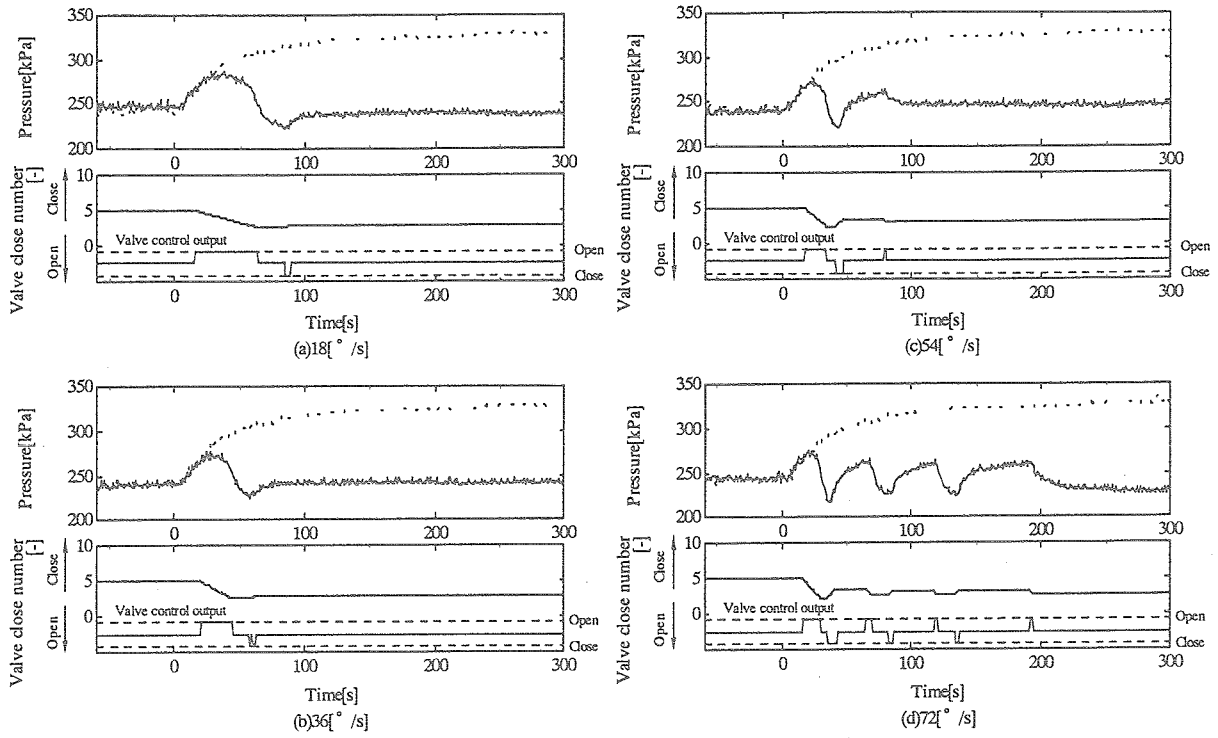


図 5.15 バルブ回転速度による EV 圧力比較 (熱負荷 600→800W)

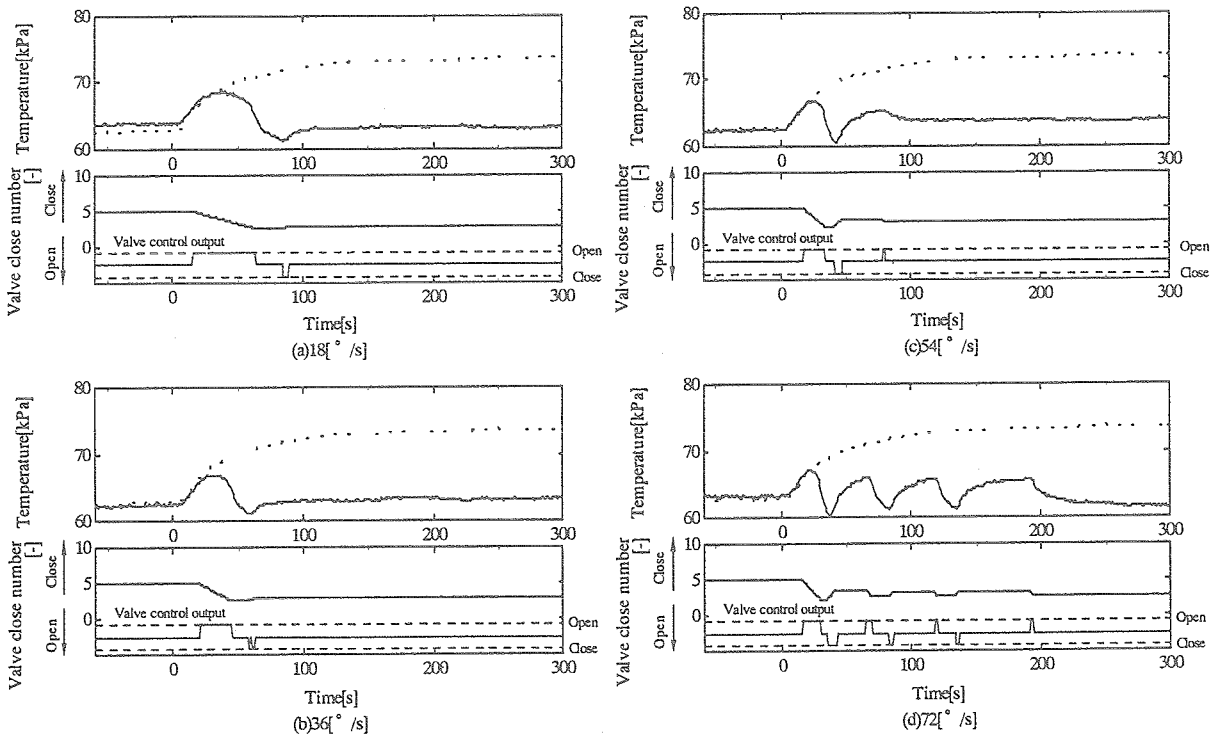


図 5.16 バルブ回転速度による EV 表面温度比較 (熱負荷 600→800W)

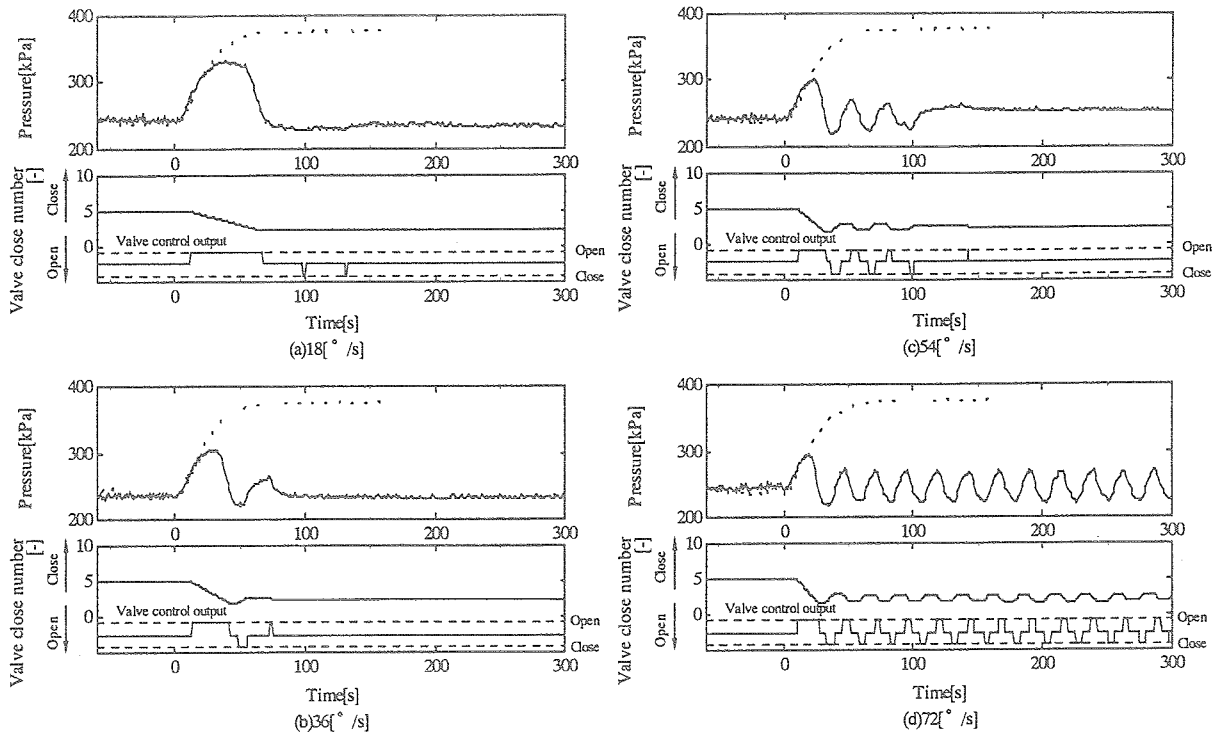


図 5.17 バルブ回転速度による EV 圧力比較 (熱負荷 600→1000W)

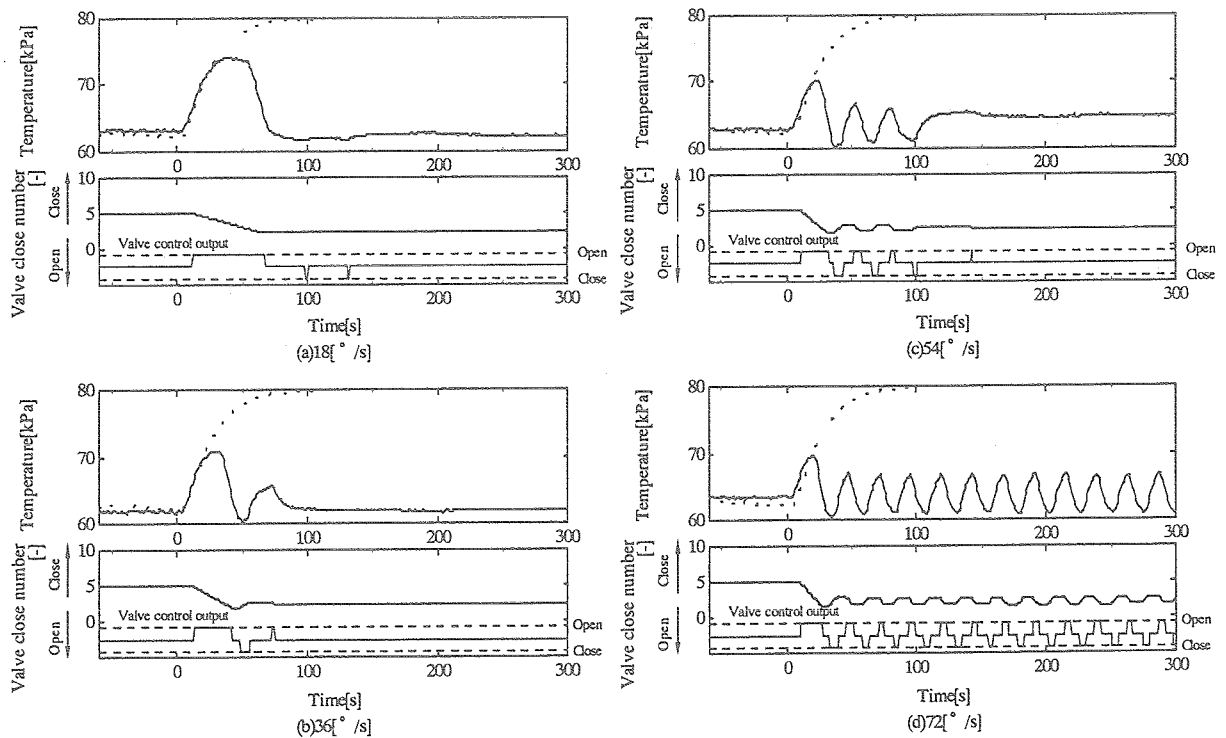


図 5.18 バルブ回転速度による EV 表面温度比較 (熱負荷 600→1000W)

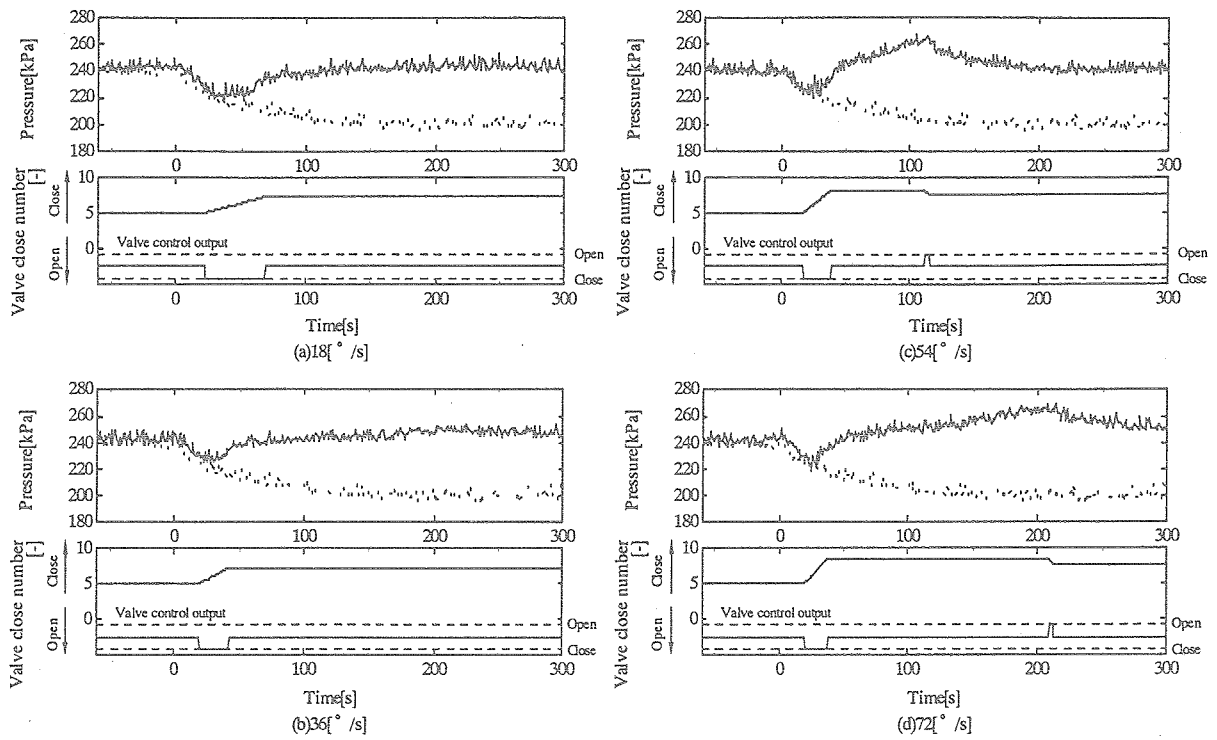


図 5.19 バルブ回転速度による EV 圧力比較 (熱負荷 600→500W)

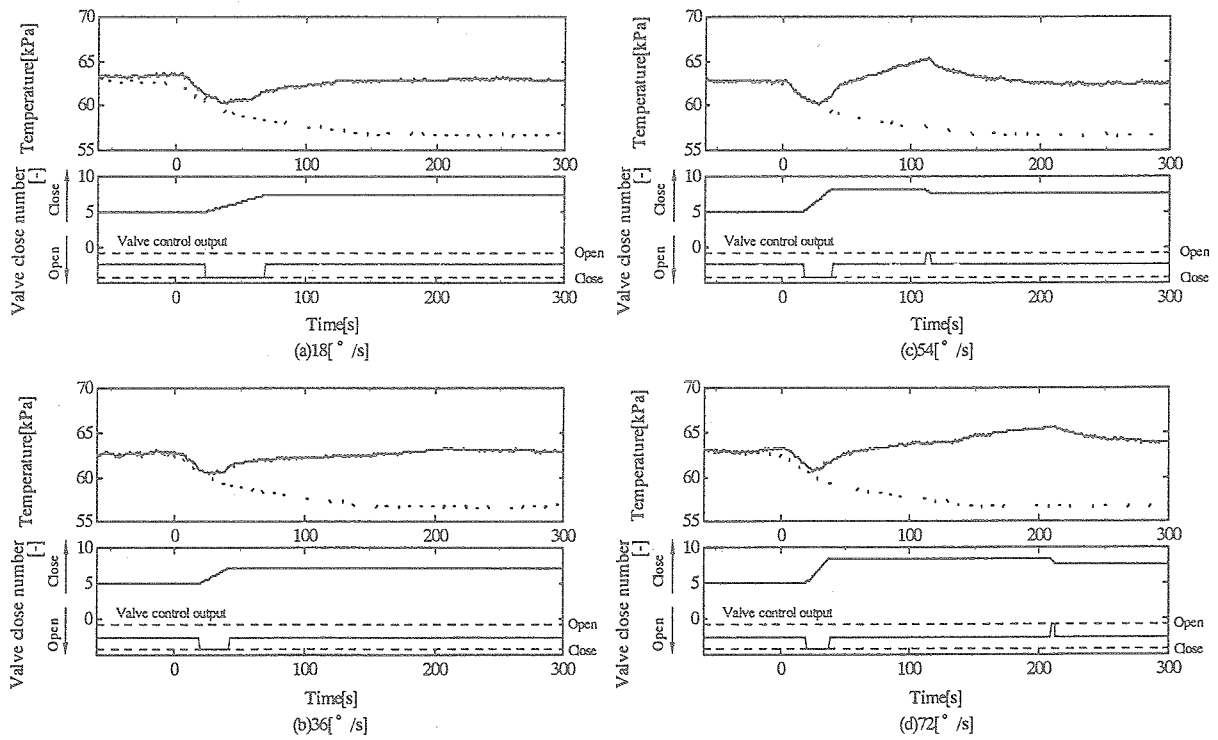


図 5.20 バルブ回転速度による EV 表面温度比較 (熱負荷 600→500W)



### 5.5.3 制御温度幅による比較

実際の宇宙船や宇宙ステーションにおいて、どれほどの精密さで排熱を行うかというのを、制御温度幅を狭めることによって摸擬する。前節までは制御温度幅を $\pm 2[^\circ\text{C}]$ としてきたが、ここではそれを $\pm 1[^\circ\text{C}]$ とし $\pm 2[^\circ\text{C}]$ の場合と比較することによって、制御温度幅の精密さの可能性を探る。図 5.21(A)に熱負荷を 600[W]から 700[W]に増加させたときの圧力応答の比較を、図 5.21(B)に温度応答の比較を示し、それぞれ(a)は制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ 、(b)は $\pm 2[^\circ\text{C}]$ のものである。同様に、図 5.22 に熱負荷を 600[W]から 800[W]に増加させたときの圧力、温度応答の比較を、図 5.23 に熱負荷を 600[W]から 1000[W]に大きく増加させたときの圧力、温度応答の比較を、図 5.24 に熱負荷を 600[W]から 500[W]に増加させたときの圧力、温度応答の比較をそれぞれ示す。なお、比較しやすいようにバルブを操作しない時の結果を破線で示してある。

#### (i) 圧力応答比較

図 5.21(A)のように、熱負荷が 600[W]から 700[W]に増加すると EV 圧力も一次遅れ状に上昇する。制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ の方が早く制御温度幅上限を超えるため( $t=14\text{sec}$ )、バルブが開き始めるのも早いですが、温度幅が狭い分行き過ぎ量を生じ、再びバルブを閉じている。このとき、バルブが完全に停止するまで 20[sec]要している。制御温度幅 $\pm 2[^\circ\text{C}]$ のとき、定常状態時で 240[kPa]、最大で 265[kPa]( $t=40\text{sec}$ )まで上昇し、再び定常状態となるまでにかかる時間は 80[sec]、そのときのバルブ閉鎖回転数は 4.1[-]であるのに対し、 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ では最大で 260[kPa]( $t=25\text{sec}$ )に抑えられるが、行き過ぎが生じ最小値 230[kPa]( $t=70\text{sec}$ )をとり、再び定常状態となるまでに 120[sec]かかり、バルブ閉鎖回転数も 3.4[-]とやや効率が悪い。ただ、制御温度幅を狭くしても時間はかかるが、圧力制御は可能であるといえる。しかし、図 5.22、図 5.23 のようにより高い熱負荷に変化させると、行き過ぎ回数が多く圧力を一定にすることが困難であった。図 5.22 を見ると圧力がハンチングし熱負荷急変から 290[sec]後ようやく定常状態となっており、図 5.23 を見ると、制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ では圧力で 25[kPa]の範囲 (235[kPa]~260[kPa])で、バルブ閉鎖回転数で 2.4[-]~2.8[-]の範囲で、周期 23[sec]でハンチングし最後まで定常状態となっていない(制御温度幅 $\pm 2[^\circ\text{C}]$ では圧力 235[kPa]、バルブ閉鎖回転数 2.5[-]で定常状態に至った)。これより熱負荷を増加する条件において、低熱負荷増では問題なく制御温度幅を狭めることができるが、高熱負荷増では今のままのプログラムでは制御が困難であり、改善が必要であることが分かった。

図 5.24(A)のように、熱負荷が 600[W]から 500[W]に減少すると EV 圧力も一次遅れ状に低下する。制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ では、約 12[sec]で制御温度幅を超えバルブが閉じ始めると、最小値 225[kPa]( $t=20\text{sec}$ )、行き過ぎを生じ最大値 255[kPa]( $t=65\text{sec}$ )、バルブの回転が完全に停止するまで 75[sec]かかり、130[sec]で再び定常状態となった。 $\pm 2[^\circ\text{C}]$ では、最小値 225[kPa]( $t=25\text{sec}$ )、再び定常状態となるまでにかかる時間は 100[sec]であった。また、再び定常状態となったときのバルブ閉鎖回転数はそれぞれ 3.3[-]、3.4[-]であった。二つの条件を比較すると若干の差はあるが、制御の可能性から見ると熱負荷を減少する条件で制御温度幅を狭めることができるといえる。

#### (ii) 温度応答比較

図 5.21(B)のように、熱負荷を 600[W]から 700[W]に増加すると、飽和圧力の上昇に

伴い EV 表面温度も一次遅れ状に上昇する。制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ では、定常状態で $62.7[^\circ\text{C}]$ に対し最大値 $64.7[^\circ\text{C}](t=20\text{sec})$ 、行き過ぎがあるので最小値 $61.8[^\circ\text{C}](t=85\text{sec})$ をとり、再び定常状態となるまでに $130[\text{sec}]$ かかる。制御温度幅 $\pm 2[^\circ\text{C}]$ では、最大値が $65.8[^\circ\text{C}](t=45\text{sec})$ 、行き過ぎを生じず $100[\text{sec}]$ で再び定常状態となる。制御温度幅が狭いと、蒸発器表面温度を精密に制御できるだけでなく、EV 表面温度の最大値を抑えることができる。しかし図 5.22、図 5.23 のように、熱負荷の増え方が大きい場合は行き過ぎ回数が多く制御が困難である。熱負荷を $600[\text{W}]$ から $800[\text{W}]$ に増加させると、約 $4[^\circ\text{C}]$ の幅( $60.5^\circ\text{C}\sim 64.5^\circ\text{C}$ )、周期 $35[\text{sec}]$ でハンチングした後、 $290[\text{sec}]$ で定常状態に至った。また、熱負荷を $600[\text{W}]$ から $1000[\text{W}]$ に変化させると、最大値 $71[^\circ\text{C}](t=30\text{sec})$ をとった後、約 $4[^\circ\text{C}]$ の幅( $61.0^\circ\text{C}\sim 65.0^\circ\text{C}$ )、周期 $23[\text{sec}]$ でハンチングし、定常状態とならなかった(制御温度幅 $\pm 2[^\circ\text{C}]$ では、最大値 $71.5[^\circ\text{C}](t=35\text{sec})$ 、 $62.5[^\circ\text{C}]$ で定常状態となった)。これより、高熱負荷増では EV 表面温度を $\pm 1[^\circ\text{C}]$ 幅に抑えることは難しく、プログラムの改善の必要があるといえる。

図 5.24 のように、熱負荷を $600[\text{W}]$ から $500[\text{W}]$ に減少すると、EV 表面温度も一次遅れ状に低下する。制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ では、最小値 $60.6[^\circ\text{C}](t=15\text{sec})$ をとり、行き過ぎを生じ最大値 $64.2[^\circ\text{C}](t=70\text{sec})$ をとった後、 $130[\text{sec}]$ 後に $62.5[^\circ\text{C}]$ で定常状態となる。 $\pm 2[^\circ\text{C}]$ では最小値 $60.5[^\circ\text{C}](t=20\text{sec})$ 、再び定常状態となるまでの時間が $100[\text{sec}]$ であるので大きな違いはなく、熱負荷を減少させる条件では制御温度幅を狭めても制御可能であるといえる。

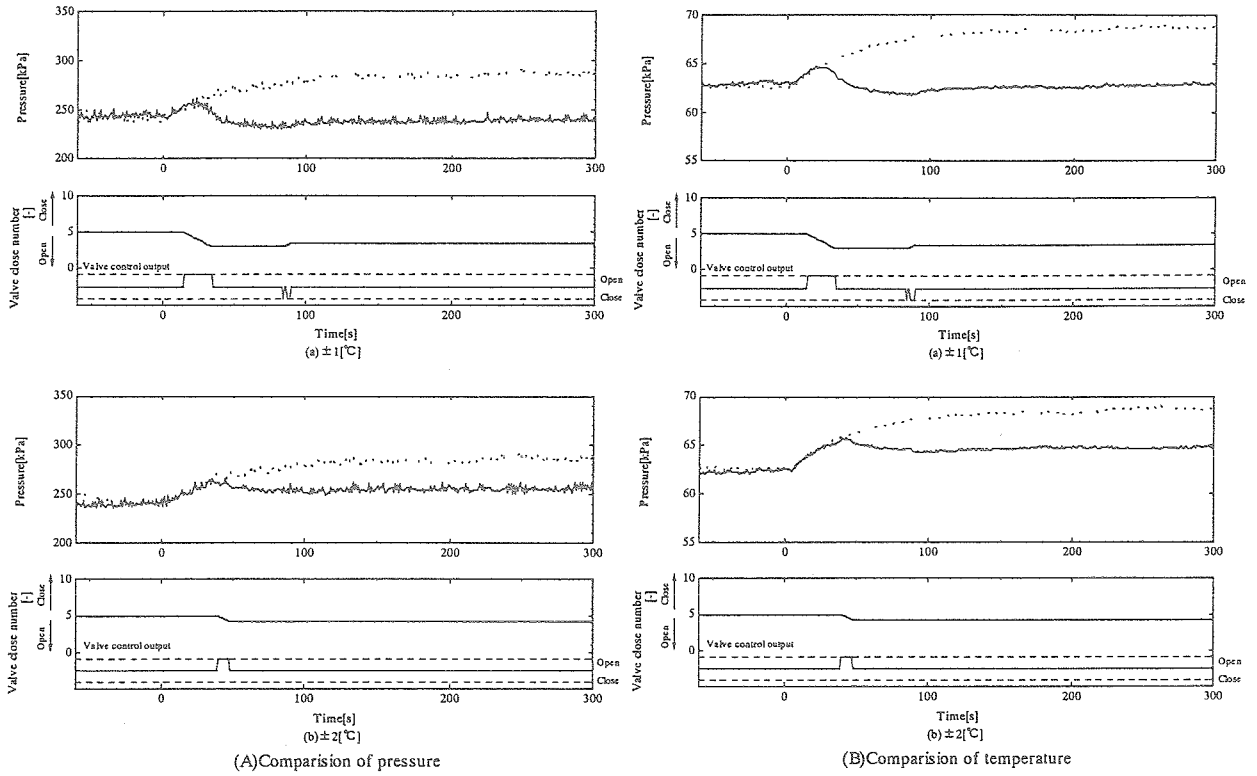


図 5.21 制御温度幅による比較 (熱負荷 600→700W)

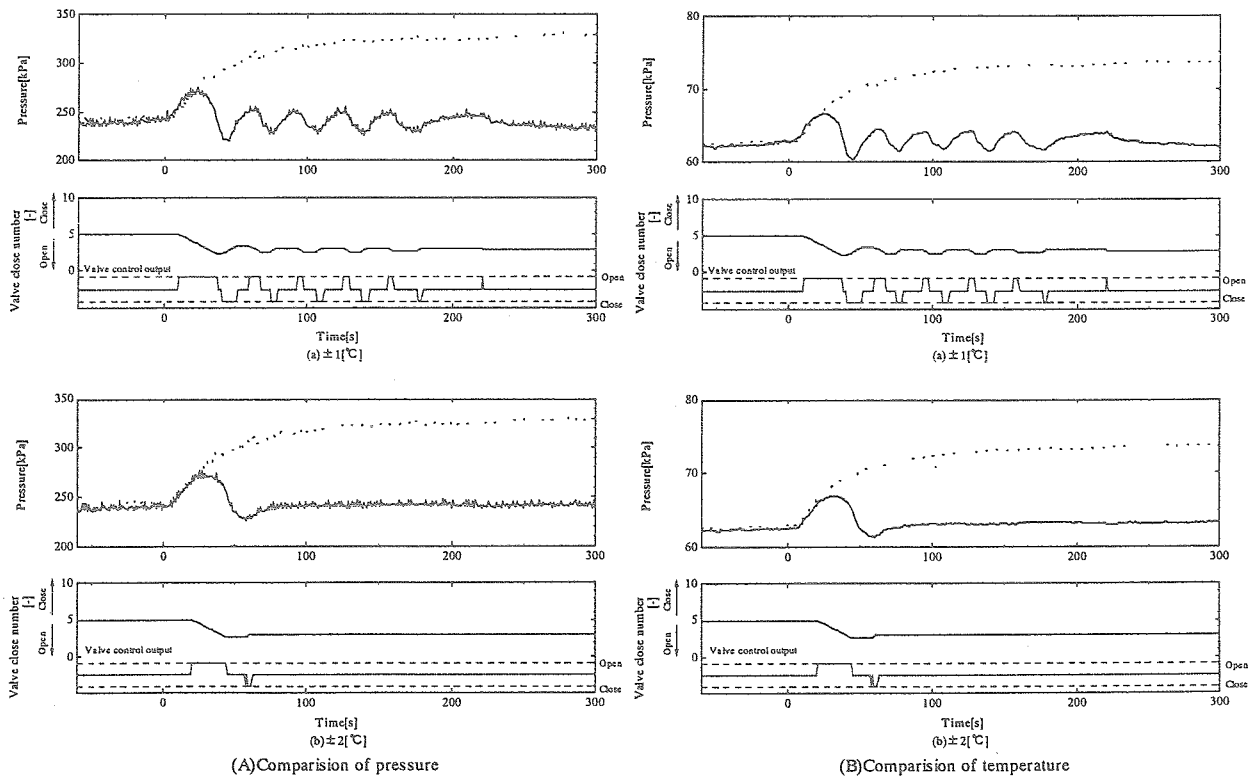


図 5.22 制御温度幅による比較 (熱負荷 600→800W)

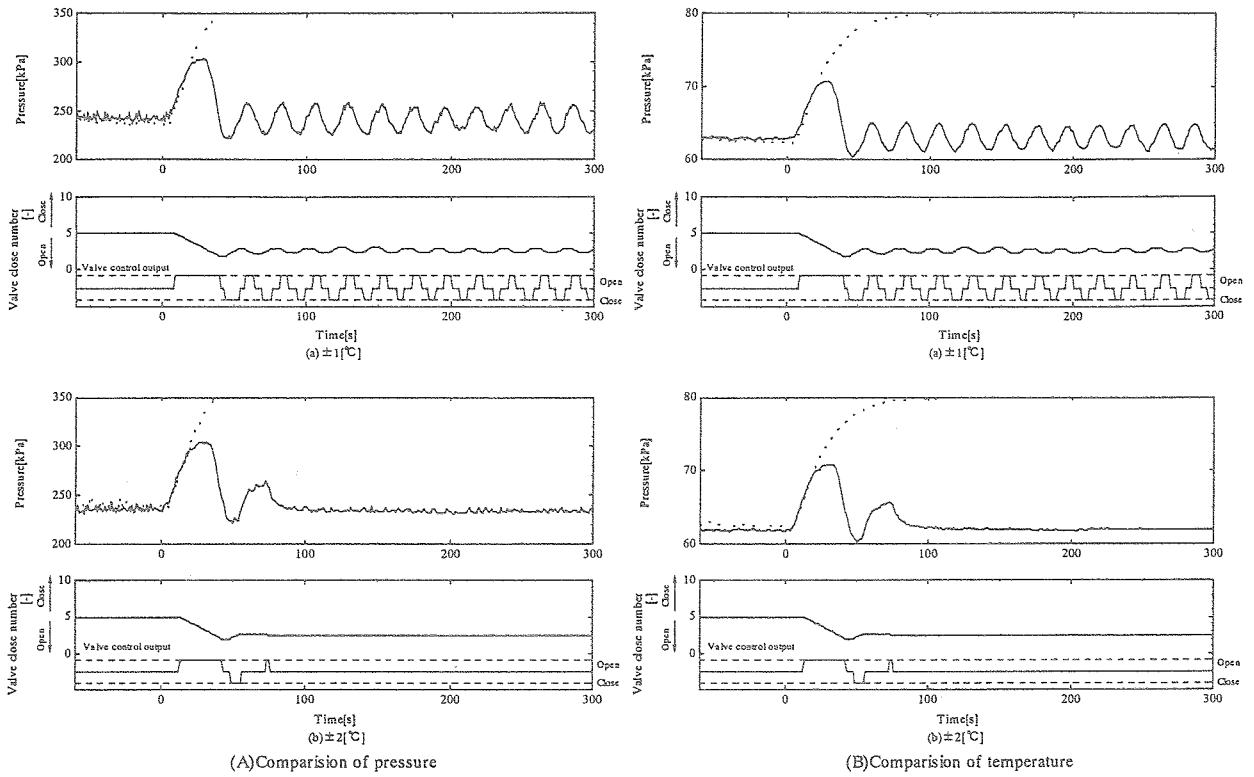


図 5.23 制御温度幅による比較 (熱負荷 600→1000W)

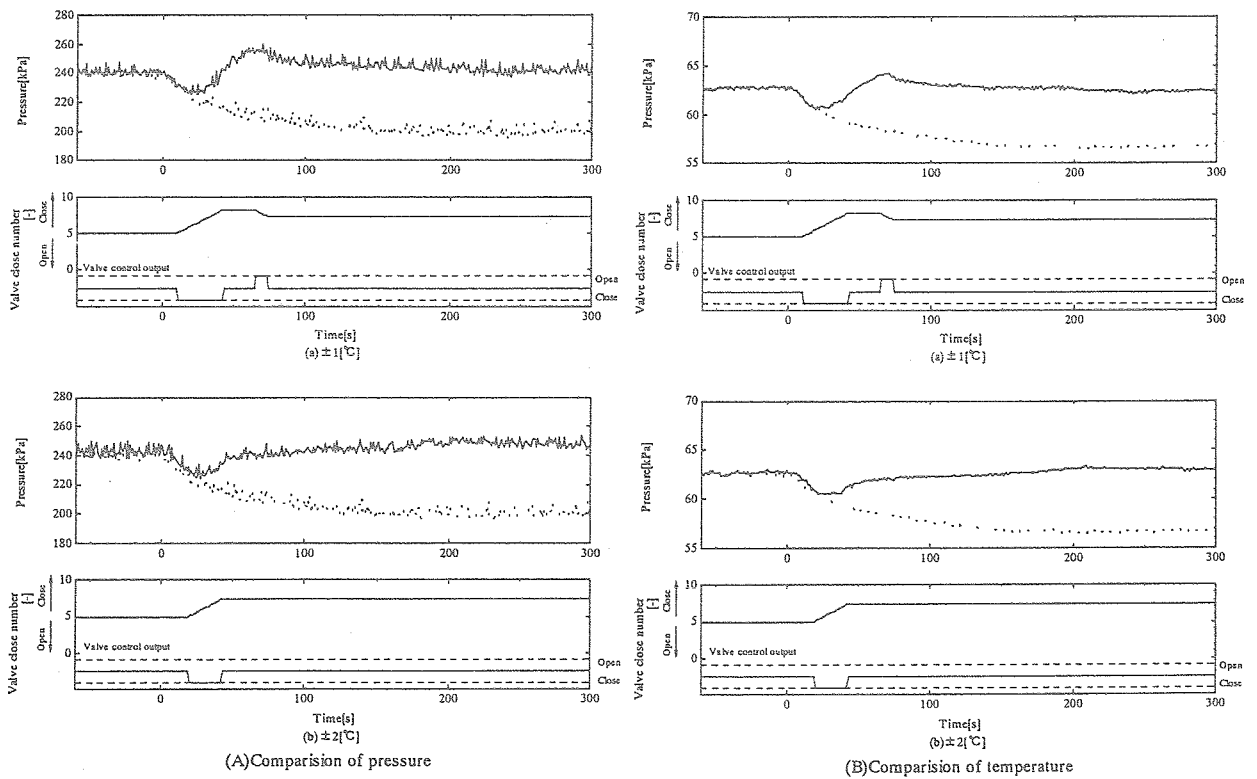


図 5.24 制御温度幅による比較 (熱負荷 600→500W)

5.5.4 PID 制御の可能性

これまでの実験条件のうち、条件(b)-(D)-(D)と条件(c)-(D)-(A)ではハンチングして最後まで定常状態とならなかった。ここでは、この2条件に対してPID制御とし、EV表面温度制御を可能にすることを旨とする。PID制御の方法として、制御温度幅の上限、下限にそれぞれ1℃ずつ18[°/s]で回転するようにし、EV表面温度が制御温度幅近くまでになるとゆっくり回転するようにした。PID制御をかけたときの制御イメージを図5.25に示す。また、図5.26(A)に条件(b)-(D)-(D)の圧力応答を、図5.26(B)に温度応答を、図5.27(A)に条件(c)-(D)-(A)の圧力応答を、図5.27(B)に温度応答を示し、それぞれ(a)がPID制御したものを、(b)がPID制御していないものを表している。なお、ここでもバルブ無操作時の応答を破線で示してある。

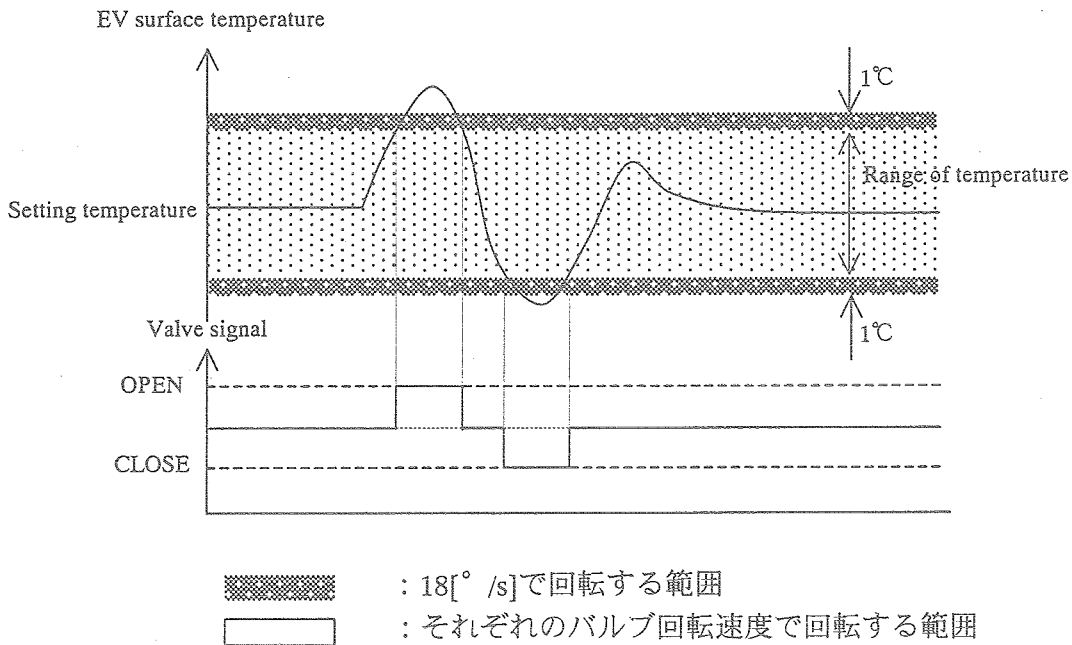


図 5.25 PID 制御イメージ

(i) 圧力応答

条件(b)-(D)-(D)では、最後まで定常状態とならず圧力で35[kPa]の範囲(225[kPa]~270[kPa])、バルブ閉鎖回転数で1.8[-]~2.8[-]、周期23[sec]でハンチングしてしまっただ。PID制御をすると、制御温度幅付近でバルブ回転速度が遅くなるため、圧力上昇や圧力低下にブレーキがかかることとなる。図5.26(a)を見ると、PID制御することによって圧力の最大値が290[kPa](t=23sec)、最小値が215[kPa](t=42sec)、バルブ閉鎖回転数3.4[-]で熱負荷を増加させてから110[s]で定常状態(圧力240[kPa])に至っている。行き過ぎ回数も2回だけであり、このプログラムによって制御可能になったといえる。

条件(c)-(D)-(A)では、圧力で25[kPa]の範囲(235[kPa]~260[kPa])で、バルブ閉鎖回転数で2.4[-]~2.8[-]の範囲で、周期23[sec]でハンチングし最後まで定常状態となっ

いない。図 5.27(b)を見ると、PID 制御することによって圧力の最大値が 295[kPa]( $t=25\text{sec}$ )、最小値が 220[kPa]( $t=50\text{sec}$ )、バルブ閉鎖回転数 3.4[-]で熱負荷を増加させてから 110[s]で定常状態（圧力 240[kPa]）に至っている。行き過ぎ回数も 2 回だけであり、このプログラムによって制御可能になったといえる。

これらのことから、バルブ回転速度を温度によって操作することで熱負荷変化が大きい場合でも EV 圧力制御が可能であることが実証された。

#### (ii) 温度応答

条件(b)-(D)-(D)では、再び定常状態とならず 60.5[ $^{\circ}\text{C}$ ]~67.0[ $^{\circ}\text{C}$ ]の範囲で、周期 23[sec]でハンチングしてしまった。熱負荷の増え方が大きいと、EV 表面温度の上昇スピードが速く、EV 出口オリティが高いためバルブ操作に対する温度変化の反応が早く一定温度に保つのは困難である。しかし、バルブ回転速度を操作することによって、最大値が 69.5[ $^{\circ}\text{C}$ ]( $t=25\text{sec}$ )、最小値が 59.2[ $^{\circ}\text{C}$ ]( $t=45\text{sec}$ )で定常状態に至った（温度 63.1[ $^{\circ}\text{C}$ ]）。行き過ぎ回数も 2 回だけであり、温度の変化の上でループに危険を及ぼすこともないので、このプログラムによって制御可能になったといえる。

条件(c)-(D)-(A)では、再び定常状態とならず 61.0[ $^{\circ}\text{C}$ ]~65.0[ $^{\circ}\text{C}$ ]の範囲で、周期 23[sec]でハンチングしてしまった。しかし、バルブ回転速度操作による PID 制御をかけることで、最大値が 69.9[ $^{\circ}\text{C}$ ]( $t=30\text{sec}$ )、最小値が 60.1[ $^{\circ}\text{C}$ ]( $t=50\text{sec}$ )で定常状態に至った（温度 63.5[ $^{\circ}\text{C}$ ]）。行き過ぎ回数も 2 回だけであり、この条件でも制御可能になったといえる。

圧力変化の結果からも分かるが、これらの温度応答結果から、バルブ回転速度を操作することによって PID 制御的なものが可能であり、高熱負荷増でも EV 表面温度を一定に保つことができると確認できた。

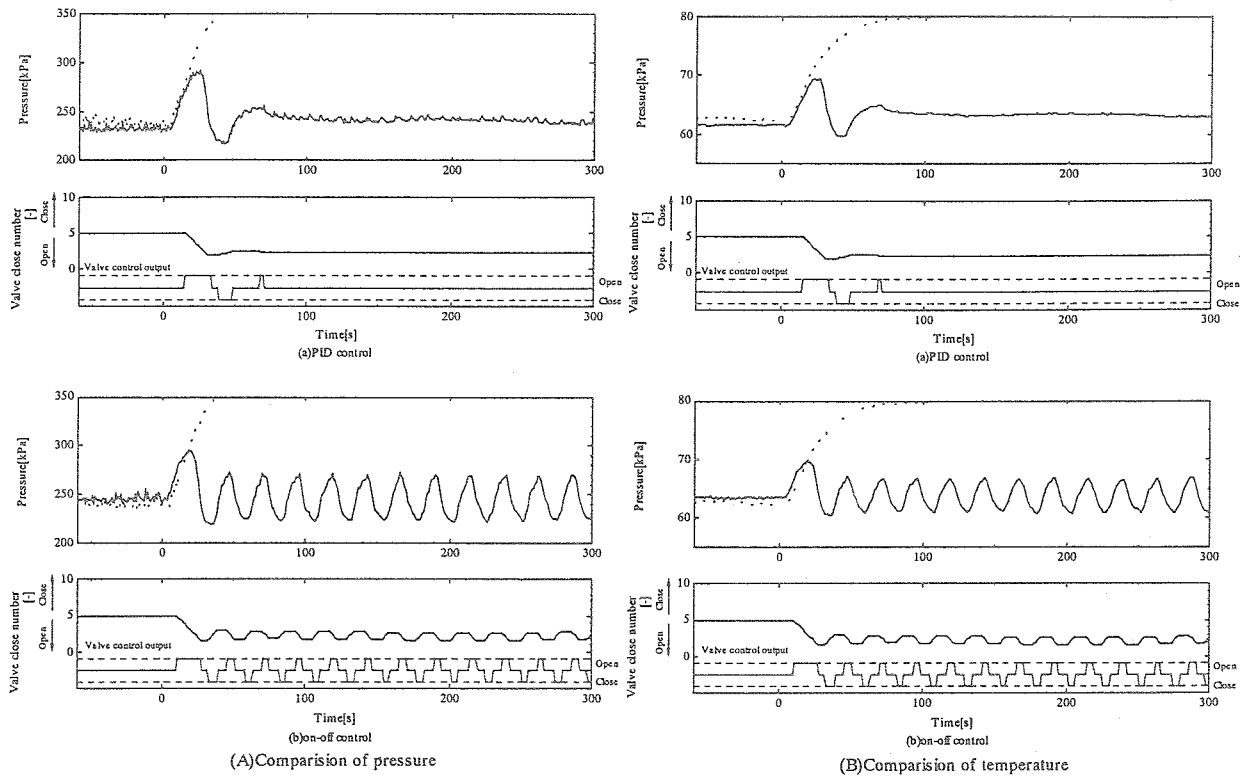


図 5.26 PID 制御による各応答 (条件(b)-(D)-(D))

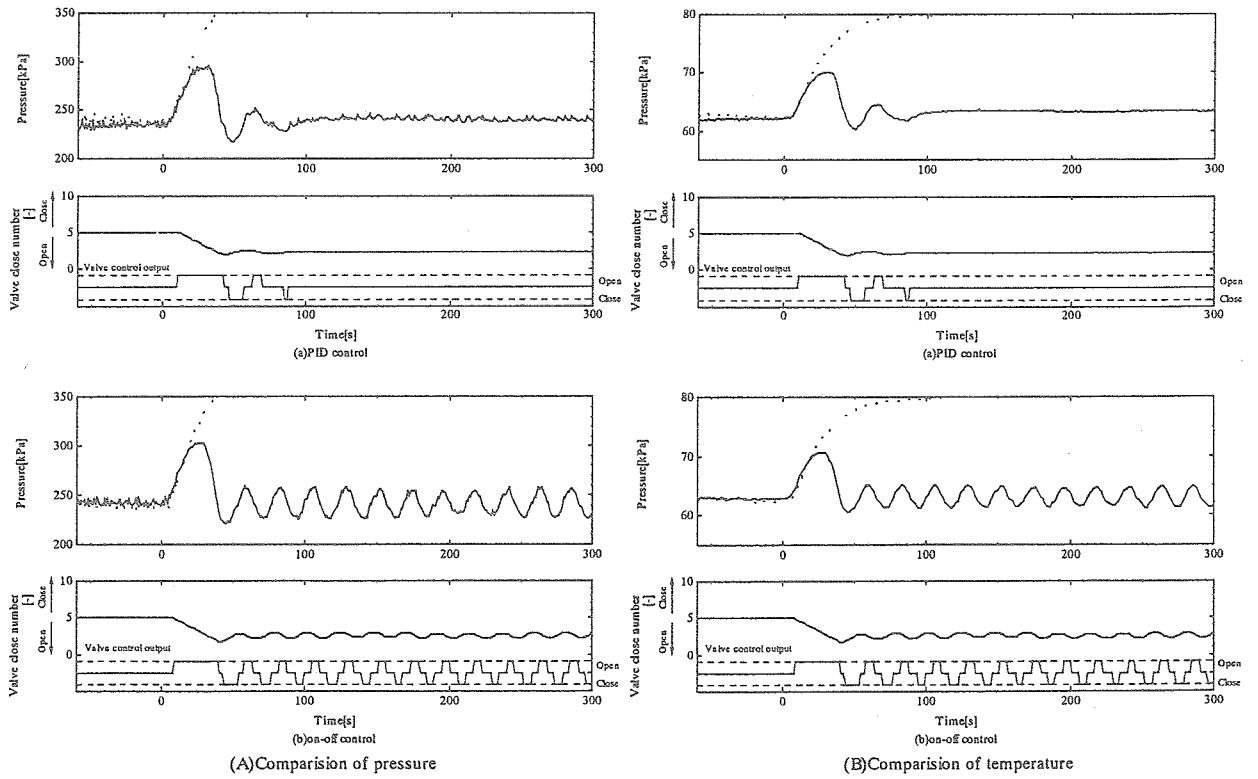


図 5.27 PID 制御による各応答 (条件(c)-(D)-(A))

### 5.5.5 熱負荷連続変化に対する制御の可能性

これまで、熱負荷の変化は基準熱負荷 (=600W) から増減させたものであったが、ここでは実際の宇宙船の電子機器などからの熱を考慮し、熱負荷を連続的に変化させた時の制御の可能性を探る。図 5.28 に圧力応答を、図 5.29 に温度応答を示し、それぞれ(a)は制御温度幅を $\pm 1[^\circ\text{C}]$ とした時の応答を、(b)は $\pm 2[^\circ\text{C}]$ とした時の応答である。なお、制御方法は on-off 制御で行い、ここでもバルブを操作しない時の結果を点線で示す。

#### (i) 圧力応答

図 5.28(a)を見ると制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ では、まず熱負荷を 600[W]から 700[W]に増加すると、圧力は一次遅れ状に上昇する。熱負荷を増加させてから約 8[sec]で制御温度幅上限 (=64.0 $^\circ\text{C}$ ) を超えるとバルブが開き始め、最大で 265[kPa](t=315sec)まで上昇した後、圧力 245[kPa]、バルブ閉鎖回転数 3.4[-]で再び定常状態となる。熱負荷を 600[W]に戻すと圧力は下がるが、バルブが閉じることによって最小で 225[kPa](t=610sec)となった後上昇し、250[kPa]で定常状態となる。また、このときのバルブ閉鎖回転数は 5.1[-]でありほぼ最初の状態に戻っていることが確認できる。その後熱負荷を 500[W]に減少すると、圧力は一次遅れ状に低下し最小で 225[kPa](t=920sec)まで下降するが、バルブが閉じることによって圧力は上昇し、一度行き過ぎが生じた後圧力 245[kPa]、バルブ閉鎖回転数 7.2[-]で定常状態となる。熱負荷を 600[W]に戻すと圧力は上昇するが、バルブが開くことによって最大値 265[kPa](t=1215sec)から下がっていく。最終的に圧力 245[kPa]、バルブ閉鎖回転数 5.0[-]で定常状態に達しており、一番始めの状態に戻っていることが確認できる。図の点線で示した通り、バルブを操作しないと圧力は最大で 290[kPa](t=700sec)、最小で 200[kPa](t=1200sec)まで変動しており、バルブをプログラム制御することによって連続的な熱負荷変化に対しても制御ができることが示された。また、熱負荷を連続的に変化させたときの圧力上昇幅、定常状態までにかかる時間、定常状態における圧力やバルブ開度は、熱負荷を単一に変化させたときのそれとほぼ一致しており、前節までの実験が行えた条件で、熱負荷を連続的に変化させてもループの制御は可能であるといえる。

制御温度幅 $\pm 2[^\circ\text{C}]$ では、 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ のときと比較すると行き過ぎ回数が少ないため、よりきれいに制御できている。しかし、制御温度幅が広いと、最大で 280[kPa](t=320sec)、最小で 225[kPa](t=920sec)と圧力の挙動範囲が広がってしまう。EV 圧力の制御という目的では挙動範囲が狭い方が適しており、 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ でハンチングなく制御できるならばそちらのほうが目的に合っているといえる。

#### (ii) 温度応答

図 5.29(a)を見ると制御温度幅 $\pm 1[^\circ\text{C}]$ では、まず熱負荷を 600[W]から 700[W]に増加すると、飽和圧力の上昇に伴い EV 表面圧力は一次遅れ状に上昇する。EV 表面温度が約 8[sec]で制御温度幅上限である 64.0 $^\circ\text{C}$ を超えるとバルブが開き始め、最大で 65.0 $^\circ\text{C}$ (t=316sec)となった後 62.5 $^\circ\text{C}$ で再び定常状態となる。熱負荷を 600[W]に戻すと EV 表面温度が低下し約 9[sec]で制御温度幅下限 (=62.0 $^\circ\text{C}$ ) を下回るとバルブが閉じ始め、最小で 61.5 $^\circ\text{C}$ (t=612sec)まで下がった後、63.5 $^\circ\text{C}$ で定常状態となる。次に熱負荷を 500[W]に減少すると、EV 表面温度は一次遅れ状に低下する。約 9[sec]で制御温度幅下限を下回りバルブ



が閉じ始めると、最小値  $60.9[^\circ\text{C}](t=1216\text{sec})$  から一度行き過ぎを生じた後、 $63.0[^\circ\text{C}]$  で定常状態となる。最後に熱負荷を  $600[\text{W}]$  に戻すと、EV 表面温度の上昇から約  $9[\text{sec}]$  でバルブが開き始め、最終的に  $62.8[^\circ\text{C}]$  で定常状態となり、これを最初の温度と比較するとほぼ一致していることが分かる。何回か行き過ぎを生じているが、EV 表面温度は最大で  $65.1[^\circ\text{C}](t=1215\text{sec})$ 、最小で  $60.9[^\circ\text{C}](915\text{sec})$ 、定常状態で  $62.5\sim 63.6[^\circ\text{C}]$  に収まっており、連続的な熱負荷変化に対しても EV 表面温度を制御することは可能であるといえる。

制御温度幅が  $\pm 2[^\circ\text{C}]$  では、行き過ぎがなくよりきれいに制御できている。しかし、EV 表面温度は最大で  $66.8[^\circ\text{C}](t=1220\text{sec})$ 、最小で  $60.8[^\circ\text{C}](t=920\text{sec})$ 、定常状態で  $61.8\sim 64.5[^\circ\text{C}]$  とそれぞれで範囲が広く、精密に制御する場合には適していない。

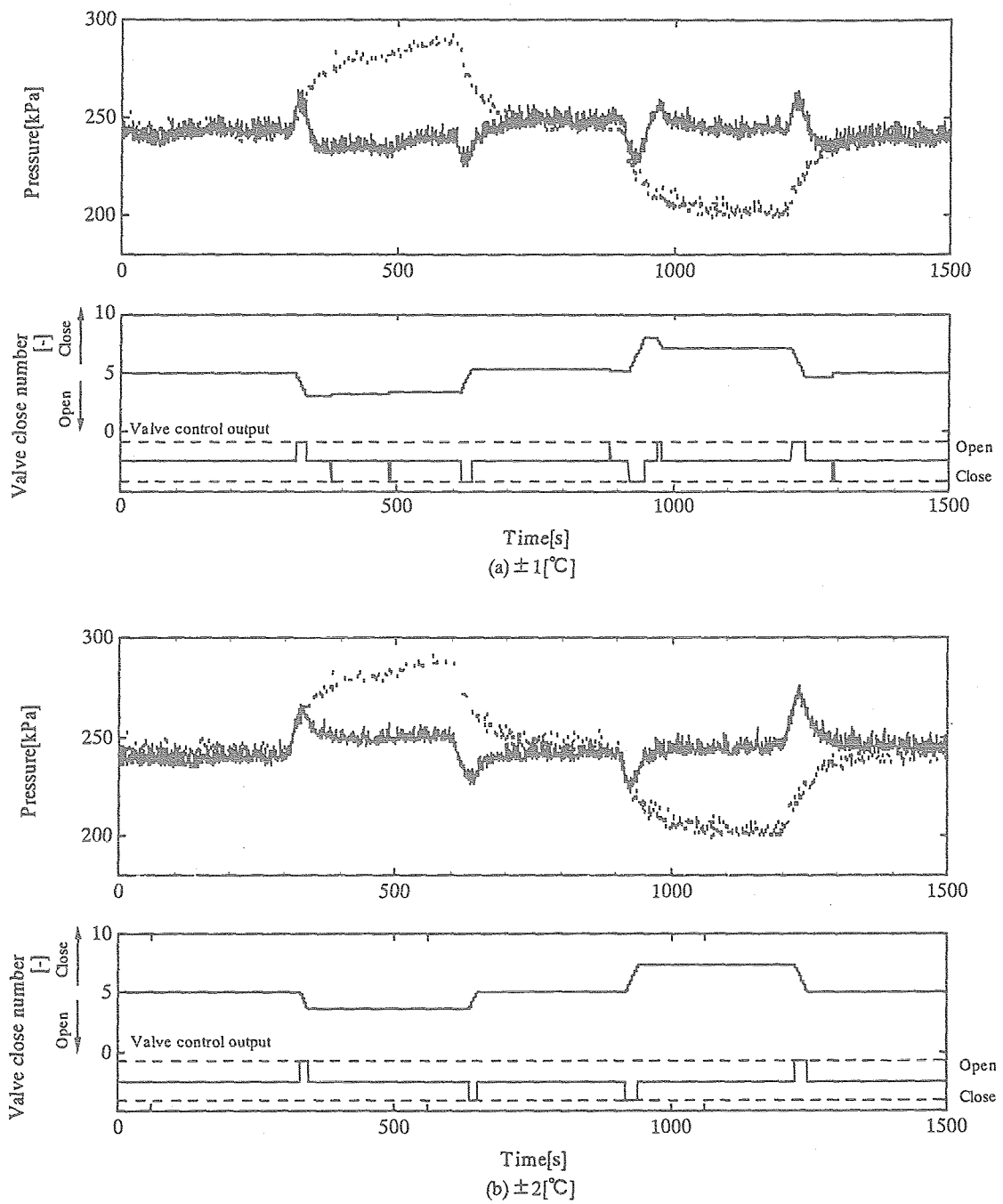


図 5.28 熱負荷連続変化実験での圧力応答

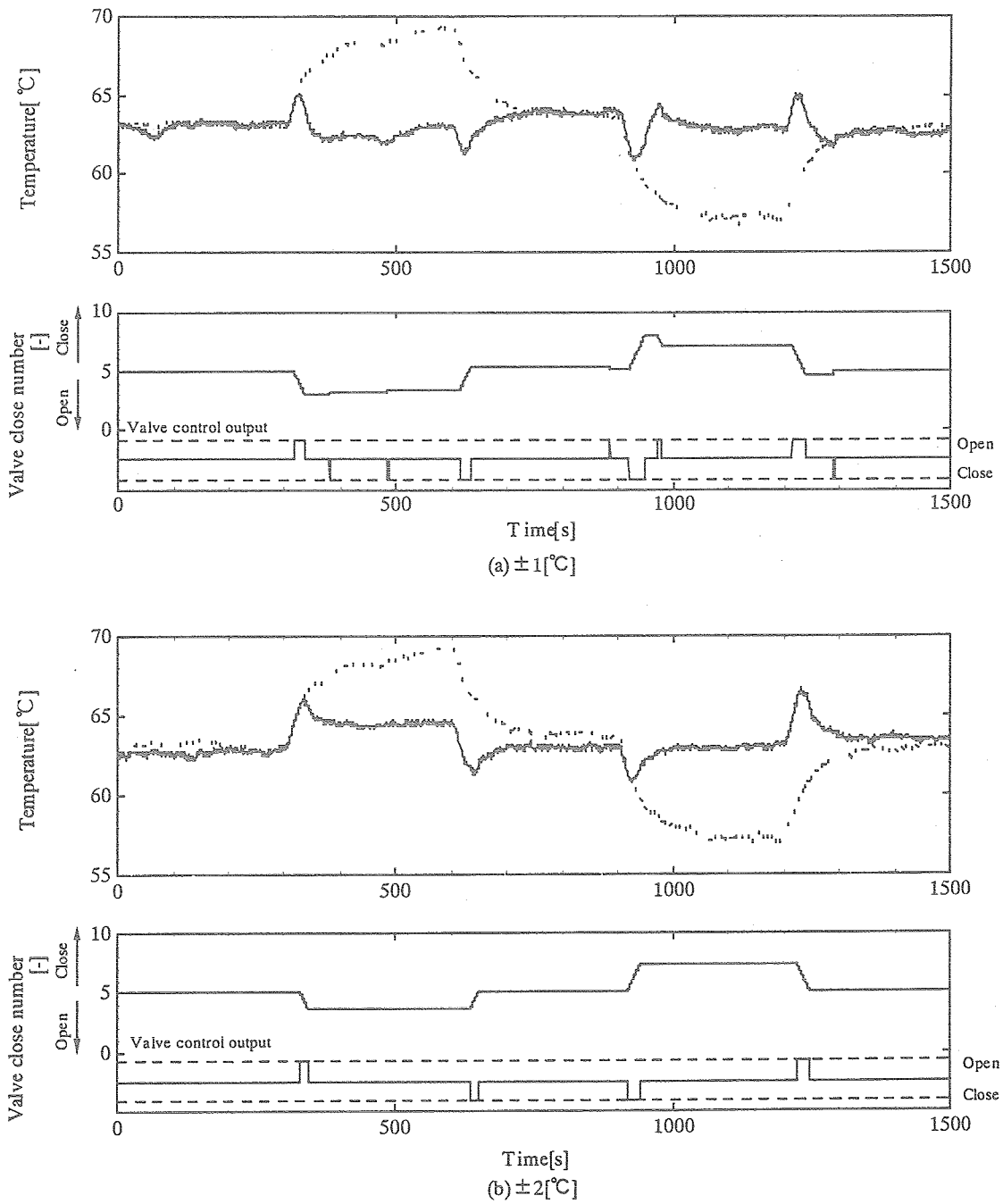


図 5.29 熱負荷連続変化実験の温度応答

## 第6章 結言

宇宙での将来の排熱システムをして注目されている潜熱利用流体ループ式排熱システムの制御方法を確立することを目的として、最大で 1[kW]の排熱試験ループを製作し実験することによって以下の結果が得られた。

### A. バルブ開度操作実験

- (1) 蒸発器出口クオリティが高いほど、バルブ操作に対する圧力変動の幅が大きく、蒸発器表面温度の変化も大きい。
- (2) 流量が小さいほど、蒸発器出口クオリティが大きくなるため、バルブ操作に対する圧力変化が大きい。
- (3) 蒸気配管部に設置したバルブを開操作することで、バルブでの圧力損失及び蒸発器圧力が減少し、蒸発器表面温度が低下した。
- (4) 蒸気配管部に設置したバルブを閉操作することで、バルブでの圧力損失及び蒸発器圧力が増加し、蒸発器表面温度が上昇した。
- (5) 熱負荷が小さい場合には、作動流体の流動様式が液単相に近いいためバルブ操作してもほとんど変化が見られない。
- (6) 流量が小さいほど、蒸発器表面温度の変化量が大きい。
- (7) 流量が小さいほど、サブクール沸騰から飽和沸騰に早く移行し、熱貫流率の上昇も速い。また、熱貫流率が高いほど熱移動が行われやすいため、蒸発器表面温度の遅れ時定数は小さい。
- (8) アキュムレータを切り離れた時でもバルブによって蒸発器表面温度を制御できることが確認できた。
- (9) 流量調節を行わなくても熱移動がなされ、制御対象を一つ減らせるので流量調節の必要はないといえる。

### B. バルブプログラム制御実験

- (10) 熱負荷を増減させた時、バルブをコンピュータプログラムによって自動制御することで、EV 表面温度を一定幅内に保持することが可能である。
- (11) 流量が小さいほど、バルブ操作に対して早く応答するが、熱負荷の増加が大きいと行き過ぎが生じてしまうため、適切な流量を設定する必要がある。
- (12) バルブ回転速度が速いほど、バルブ操作に対して早く応答するが、熱負荷の増加が大きいとハンチングしてしまうため適切なバルブ回転速度を設定する必要がある。
- (13) 低熱負荷増では制御温度幅を狭めても制御が可能であるが、高熱負荷増ではハンチングしてしまう。
- (14) PID 制御をかけることでハンチングをした条件でも制御が可能となった。
- (15) 熱負荷を連続的に変化させた場合でも制御が可能である。

なお、本研究は神戸大学と宇宙航空研究開発機構（JAXA）との共同研究である。

付録

A. 1 ラダー図

バルブプログラム制御実験で用いたプログラムのラダー図を図 A.1 に示す。この図を簡単に説明すると次のようである。1, 2 行目は、現在測定している温度 (EV 表面温度) と制御温度幅下限 (この図では 61.0[°C]) の差が負ならバルブが閉まり、正でかつ制御温度幅上限 (この図では 65.0[°C]) 以下ならリレー番号 1000 が on するというものである。3, 4 行目は、現在測定している温度と制御温度幅上限の差が正ならバルブが開き、負でかつ制御温度幅下限以下ならリレー番号 1001 が on するというものである。5, 6 行目は、リレー番号 1000 もしくは 1001 が on すると停止センサが働き、バルブの回転が止まるというものである。図 A.1 は条件(a)-(A)-(B)のものであり、流量が変わると設定温度が変わるためラダー図内の温度の値が変わる。

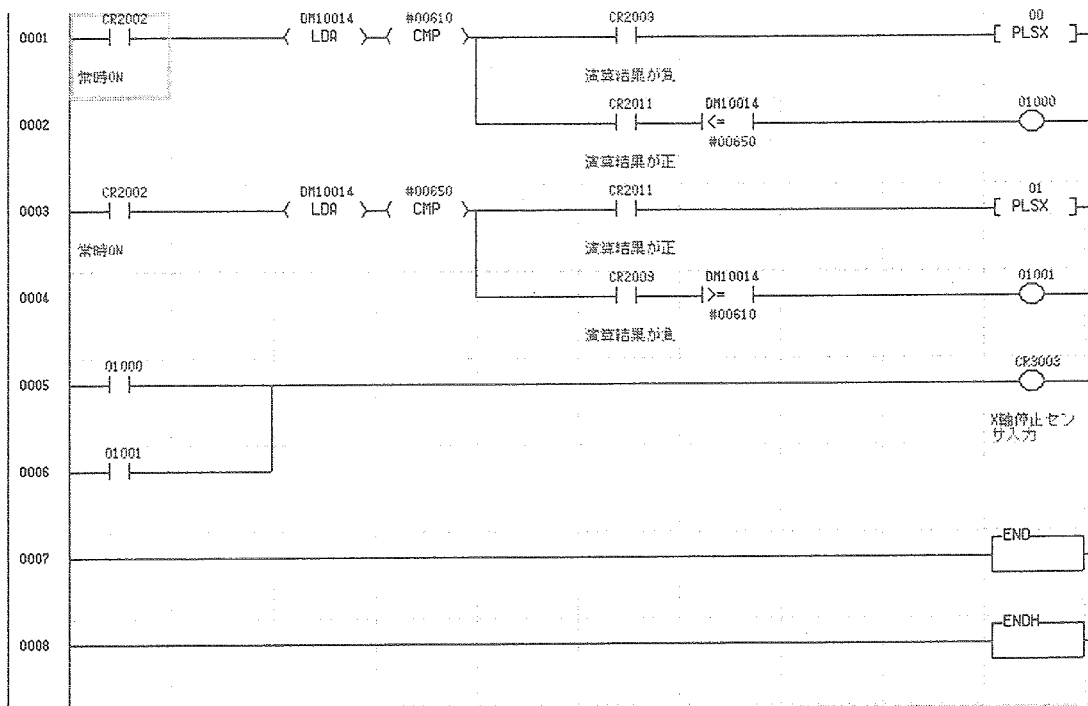


図 A.1 バルブプログラムラダー図

### 参考文献

- (1) K. Mimura, K. Miyaji, M. Komoro, M. Shigeharu, M. Furukawa, and Ishii, and Y. Miyazaki, 41st Congress of the Int. Astronautical Federation, Dresden GDR, IAF-90-223, (1990).
- (2) M. Furukawa and M. Nakamoto, 30th Int. Conf. On Environmental Systems, 2001-01-2320, Toulouse, France, (2000).
- (3) M. Furukawa, 28th Int. Conf. On Environmental Systems, 981688, Danvers, (1998).
- (4) M. Furukawa, 33rd Thermophysics Conf. AIAA99-3445, Norfolk, VA, (1999).
- (5) M. Furukawa, K. Miura and M. Komori, 7th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, AIAA98-2451, Albuquerque, NM, (1998).
- (6) 藤井・ほか 5 名, 潜熱利用二相流体排熱システムループの動特性実験, 日本機械学会論文集 B 編, 69-677, (2003-1).
- (7) 西田, 二相流体ループ式排熱システムの過渡応答特性, 神戸大学修士論文, (2002).
- (8) 日本冷凍協会・日本フロンガス協会, 代替フロン類の熱物性, (1990).

宇宙航空研究開発機構契約報告 JAXA-CR-04-002

---

---

発行日 2004年10月29日  
作成元 神戸大学工学部  
編集・発行 独立行政法人宇宙航空研究開発機構  
〒182-8522  
東京都調布市深大寺東町七丁目44番地1  
TEL 0422-40-3000 (代表)  
印刷所 株式会社ビー・シー・シー・  
東京都港区浜松町2-4-1

---

---

©2004 JAXA

※本書(誌)の一部または全部を著作権法の定める範囲を超え、無断で複写、複製、転載、テープ化およびファイル化することを禁じます。

※本書(誌)からの複写、転載等を希望される場合は、下記にご連絡ください。

※本書(誌)中、本文については再生紙を使用しております。

<本資料に関するお問い合わせ先>

独立行政法人宇宙航空研究開発機構 情報化推進部 宇宙航空文献資料センター

\*作成元への直接のお問い合わせ、ご連絡はご遠慮願います。



宇宙航空研究開発機構  
Japan Aerospace Exploration Agency