T2R2 東京工業大学リサーチリポジトリ
Tokyo Tech Research Repository

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	等温化圧力容器を用いた圧縮性流体の流量計測
Title(English)	Flow Rate Measurement of Compressible Fluid using Isothermal Chamber
著者(和文)	川嶋健嗣
Author(English)	Kenji Kawashima
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第3441号, 授与年月日:1997年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:香川利春
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第3441号, Conferred date:1997/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

Powered by T2R2 (Tokyo Institute Research Repository)

等温化圧力容器を用いた圧縮性流体の流量計測

Flow Rate Measurement of Compressible Fluid using Isothermal Chamber

指導教官　香川利春　教授

制御工学専攻 博士後期課程

学籍番号　94D13022

川嶋健嗣

abstract

It is not easy to measure the flow rate of compressible fluids directly, because not only the pressure but also the temperature must be measured. Therefore, there is no effective method to measure the unsteady flow rate of compressible fluids.

In this paper, a chamber called "Isothermal Chamber" is proposed. Then, a simple method to measure the steady and the unsteady flow rate of compressible fluids using this chamber is proposed. The isothermal chamber is a chamber that can realize almost isothermal conditions due to the larger heat transfer area and heat transfer coefficient by stuffing the steel wool into it. As the state during air charge or discharge remains almost isothermal, an instantaneous flow rate could be obtained just from the pressure in the chamber.

At first, the characteristics of the isothermal chamber were examined by experiments and simulations. Then, the steady and the unsteady flow rates of air were measured by the proposed method. It became clear from the experiments that the proposed method can measure the steady flow within 1% of errors and the unsteady oscillating flow up to 40[Hz] within 5% of errors.

As the effectiveness of the proposed method became clear, we have newly applied the method to the following: measurement of the effective area of solenoid valves which is simple and accurate compared with the conventional method, characteristics measurement of the pneumatic flow control valves for which there is conventionally no effective method and the development of the standard flow rate generator of air which could be useful for testing the dynamic responses of air flow meters.

要旨

流体は身近に存在し, 産業分野において広く使用されている. 流体を取り扱う場合, 流量の把握は重要であり, 古くから多くの手法が提案されている. しかし空気のような圧縮性流体は, 圧力のみならず温度によってもその体積が大きく変化することから, 一般に流量の計測は容易ではない. 特に非定常流量の計測は大変困難であり, 有効な方法は知見しない. よって気体流量計の動特性を試験する方法やサーボ弁などの空気圧機器の動特性を試験する方法も確立していない.

このような背景から, 気体の非定常流量の計測技術を確立することが望まれている. また気体の場合, 定常流量においても流量計の精度はさほど良いものではなく, 流量計の経年変化に伴って誤差が大きくなる場合がある. 流量計の校正には一般に大がかりな装置が必要となることから, もし簡易に校正する手段があれば大変有効である.

本論文は圧縮性流体の瞬時流量を簡易に測定する方法を提案するものである. 圧縮性流体である気体の流量計測を困難にしている原因は, 温度変化に伴う密度の変化である. よって温度変化を規定できれば流量は圧力のみの関数となり測定が容易になる. そこで気体の熱容量が鉄などの金属に比べ著しく小さいことに着目し, 容器内に金属製綿を充填し伝熱面積, 熱伝達率を大きくすることで, 容器内の状態変化をほぼ等温に保てる" 等温化圧力容器" を提案し, この容器を用いて圧縮性流体である空気の定常流量および今まで困難とされてきた非定常流量の測定法を提案する.

さらに本論文では, 提案した流量計測法を応用して電磁弁等の有効断面積の計測法, 現在まで有効な試験法が確立していない流量制御弁の動特性および気体流量計の動特性の試験法を提案する. 提案した方法で実際に特性試験を行ないその有効性を明らかにする.

本論文はつぎの 8 章からなり, 各章の要約を以下にまとめる.

第 1 章「緒論」では, 研究の背景として流量計測および流量計の校正手法の現状を紹介し, 圧縮性流体の流量計測が困難であること, 非定常流量の有効な測定法の知見がないことを述べた. 圧縮性流体の流量計測を困難にしている原因が温度変化にあることを指摘し, 本論文の目的および論文の構成を示した.

第 2 章「容器内圧力変化による圧縮性流体の流量測定法」においては, 提案する流量計測法の原理を示し, その測定法を実現するために等温化圧力容器を提案した. 等温化圧力容器とは気体の熱容量が金属に比べて著しく小さいことに着目し, 容器にスチールウールを封入することで伝熱特性を向上させ, 容器内の放出あるいは充填時の状態を等温変化に近づけるものである. また本章では提案した計測法の誤差要因を示した.

第 3 章「等温化圧力容器の特性解析」では, 容器にスチールウールを充填することで容器内空気の状態変化をほぼ等温にできることを示した. また充填材の質量を変えた場合や

容器の形状を変えた場合など, 種々の等温化圧力容器に対して放出あるいは充填時の容器内平均温度を測定し, 容器の特性を明らかにした. さらに等温化圧力容器をモデル化し数値計算によってもその特性を考察した. その結果, 伝熱特性が熱伝導に支配されること, 等温性を高めるためには伝熱面積を大きくすることが重要であることなどの知見を得た.

第 4 章「等温化圧力容器を用いた空気の流量計測」においては, 等温化圧力容器を用いた定常および非定常流量計測法を提案した. また提案した方法の予想誤差を検討した上で実験を行ない, 定常流量に対して 1%の精度, 非定常流量は最大流量に対して 5%の精度で測定可能なことを明らかにした.

第 5,6,7 章では等温化圧力容器を用いた流量計測の応用例を示した.

第 5 章「等温化圧力容器を用いた有効断面積の計測法」においては, 等温化圧力容器を用いた電磁弁等の有効断面積の計測法を提案した. JIS で規定されている方法では, 接続管路や容器の容積によって温度変化の様相が異なり, 誤差が生じることを指摘した. それに比べ提案した方法では温度変化が生じないことから, 有効断面積を精度良く測定できることを示した.

第 6 章「空気圧流量比例弁·サーボ弁の特性試験法」においては, 等温化圧力容器を用いた空気圧流量比例弁· サーボ弁の入出力特性試験および動特性試験法を提案した. 入出力特性試験においては, 従来の方法では圧力と流量を繰り返し測定する必要があるのに対し, 提案した方法では等温化圧力容器に充填, 放出される空気の圧力を測定するのみで特性が得られることから, 非常に簡易な方法であることを示した. また試験法が確立していない動特性試験が提案した方法で 120[Hz] 程度まで行なえることを明らかにした.

第 7 章「等温化圧力容器による基準流量発生器」においては, 放出時の等温化圧力容器内の圧力変化をサーボ弁で制御することによって, 任意の基準流量を発生できる装置を提案した. 本装置を用いて気体用の差圧式流量計および熱式質量流量計の動特性試験を行なった. 基準流量発生器を用いて流量計の校正が行なえること, 有効な方法が確立していない気体流量計の動特性試験が行なえることを示した.

最後に第 8 章「結論」において本論文の総括をまとめた.

目 次

1 緒論 1

1.1 研究の背景 1

1.2 研究の目的 5

1.3 論文の構成 5

2 容器内圧力変化による圧縮性流体の流量計測法 8

2.1 測定原理 8

2.2 等温化圧力容器 9

2.3 誤差要因 9

3 等温化圧力容器の特性解析 11

3.1 容器内平均温度の計測 11

3.1.1 測定方法 11

3.1.2 容器内平均温度計測の実験装置 11

3.1.3 ストップ法の測定精度 13

3.2 実験結果と考察 15

3.2.1 通常の容器との比較 15

3.2.2 充填材の質量の影響 15

3.2.3 素線径の違い 18

3.2.4 容器の材質の影響 20

3.2.5 容器の容積の影響 20

3.2.6 容器の形状の影響 20

3.3 等温化圧力容器のモデル化 25

3.3.1 モデルの提案 25

3.3.2 基礎方程式 26

3.3.3 シミュレーションの方法 27

3.3.4 モデルの妥当性 27

3.4 等温化圧力容器の特性 28

4 等温化圧力容器を用いた空気の流量計測 33
4.1 空気の定常流量計測 33
4.1.1 計測装置と方法 33
4.1.2 容器の選定と測定誤差の検討 34
4.1.3 計測結果と考察 35
4.1.4 温度補償による精度向上 36
4.2 空気の非定常流量計測 42
4.2.1 計測装置と方法 42
4.2.2 容器容積と測定誤差の関係 44
4.2.3 非定常流量計測の結果と考察 50
4.3 本章のまとめ 52

5 等温化圧力容器を用いた有効断面積の計測法 56
5.1 はじめに 56
5.2 有効断面積の計測法 57
5.2.1 流量法 57
5.2.2 放出法 57
5.3 実験装置 59
5.3.1 流量法 59
5.3.2 放出法 59
5.4 計測結果 60
5.4.1 流量法による結果 60
5.4.2 放出法による結果 60
5.5 等温化圧力容器を用いた有効断面積の計測 66
5.5.1 測定方法 66
5.5.2 測定結果 67
5.6 本章のまとめ 68

6 空気圧流量比例弁・サーボ弁の特性試験法 70
6.1 はじめに 70
6.2 特性試験法 70
6.2.1 供試弁 70
6.2.2 計測装置 71
6.2.3 入出力特性試験法 73
6.2.4 周波数応答試験法 74
6.2.5 容器の選定 74
6.3 実験結果および考察 76
6.3.1 入出力特性試験 76
6.3.2 周波数応答試験 80

6.4 本章のまとめ 85

7 等温化圧力容器を用いた基準流量発生器 **86**

7.1 はじめに 86

7.2 基準流量発生器 86

7.2.1 発生原理 86

7.2.2 発生装置 86

7.2.3 制御方法 88

7.3 実験結果 90

7.3.1 定常流量の発生 90

7.3.2 非定常流量の発生 93

7.4 流量計の動特性試験 96

7.4.1 実験方法 96

7.4.2 動特性の試験結果 96

7.5 本章のまとめ 97

8 結論 **102**

第 1 章

緒論

1.1 研究の背景

空気, 油, 水や都市ガスなどの流体は身近に存在し, 産業分野において広く使用されている. これらの流体を取り扱う際には, その流体の流量に関する情報を必要とする場合が多い. たとえば製品の原材料の使用量やエネルギの消費量など, 生産活動に直結した量の制御や把握に流量計測は欠かせない. また生産活動のみならず, 流体輸送, 商取引や公害物質排出の監視などにおいても流量計測は重要となる. なお流量とはある断面を単位時間に通過する流体の体積あるいは質量として定義される [1].

流量測定が行なわれてる実例をいくつか挙げてみる. 石油や天然ガスの取り引きにおいては流量の測定は欠かせない. またガスや水道の使用量の測定は身近で行なわれている. 自動車においては大気汚染物質を計測するために排ガスの流量が測定されている. またガソリン消費量の節約や効率化のために空気や燃料の流量測定が行なわれている. 人工呼吸器では吸気流量の測定が欠かせない. 空調制御においても流量の測定が重要となる.

このように流量計測はあらゆる場面で必要であり, 古くから種々の方法が提案されている. その測定法は直接測定方式と間接測定方式に大別される [1][2]. 直接測定方式は流体量つまり単位時間にある断面を通過する流体の体積あるいは質量を直接測定するものである. 間接測定方式は流速など流量と一定の関係にある量を測定することで間接的に流量を算出するものである.

直接測定方式としては, 油層中においてベル（沈鐘）の内容積がシールされた状態で, ベルの上下する速度から体積流量を測定するベルプルーバ [3], 一定体積の流体を送り出す回数によって流量を測定する容積式流量計 [4] などがある.

間接測定方式としては, 流体の流れの中に置かれた物体の前後の差圧を測定する絞り流量計 [5][6], 差圧が一定になるように流路の面積を調節する面積流量計 [7], 流体の流れにおかれた物体に働く力を利用するタービン流量計 [8], 加熱物体の冷却率が流速の関数になることを利用する熱式流量計 [9], コリオリの力を利用して質量流量を測定する流量計

[10], 管路壁の流れ方向の温度分布の偏りを測定する熱式質量流量計 [11], ファラデの電磁誘導の法則を利用した電磁流量計 [12] やドップラ効果を利用する超音波流量計 [13] などがある.

国内の流量計の市場においては差圧式流量計が全シェアの 30%弱を占め, 続いて電磁流量計, 面積式流量計, 容積式流量計がそれぞれ 20%弱を占める. 最近では電磁流量計において流速分布の影響を軽減する研究 [14] や, 半導体加工技術を応用して開発されてセンサを流量計に応用する研究 [15] などが行なわれている. またガスメータとしてフルイディック流量計を実用化する動き [16][17] や, 流れの状態を可視化し画像処理を利用して流量を測定する研究などが見受けられる [18]. さらにホイッスルを用い流体が発する音から流量を求める方法 [19] など新しい流量計法の提案もなされている.

流体は液体と気体に大別されるが, 気体は圧力のみならず温度によってもその体積が大きく変化することから, 流量の測定は液体の場合に比べ難しい. 気体用の流量計として広く使用されているものとしては, 面積式流量計, 絞り流量計や熱式質量流量計が挙げられる. このうち面積式流量計に関しては, 比較的精度が良く, 長期間使用しても精度はあまり変わらない. しかし, 精度が良いといっても最大誤差は±5%程度ある. 絞り流量計は絞り上流の気体の密度が既知であれば精度良く測定できる. しかし, 密度の把握には温度を知る必要があり, 計測位置等によっては精度良く測定できない. また, 熱式質量流量計は長時間使用していると、コイルを巻いた管路壁面部分に塵などが付着し精度が著しく落ちることがあり, 誤差が 10%以上になることもしばしば起こる. このように気体流量計の精度は一般にあまり良くない.

上述したようにほとんどの流量計は間接測定法に属することから, 実際に流量を流して目盛を確かめる, いわゆる校正が必要となる. 校正法としては基準となる流量計と比較する方法と, ある時間の間に流れた流体量とその時間によって校正する方法がある [7]. 他の流量計と比較する場合には必然的に各レベルにおける流量標準のトレーサビリティが問題となるが, はじめに一次基準となる測定法が最も重要であることは当然である.

流量の基準値は流体が気体あるいは液体いずれにおいても最終的には体積あるいは質量を測定して求める [20][21]. 流量測定の目的から考えると特に気体においては体積を測定するよりは質量を測定する方が合理的である. その理由としては温度や圧力が変動する場合には, 体積流量を測定しても温度と圧力に対する補正を行なって基準状態に換算した体積流量を求める必要を生じるためである. 最近は質量が比較的容易に高い精度で測定できるようになったため, 流量の基準値を質量から導くことが可能となった.

流量の基準値の測定方法を以下に示す. 液体流量の基準値の測定においては, 一定流量の発生にオーバフローヘッドタンクを用い, 試験管路を通過した流れを転流機で一定時間

秤量タンクまたは容積タンクに集め, 質量または体積流量が求められる [22]. 流量の基準値の不確かさ 0.1%程度である。液体の場合, 各国の標準研究機関における流量標準の設備はほとんど同様の機構である.

気体流量の基準値の測定方法の事例を挙げると, 我が国では計量研究所において定積槽を用いて標準化が行なわれている [23]. 定積槽は容積が高精度で測定され, また 2 重構造の壁面の隙間に水を循環さて温度分布をできるだけ均一にできる容器である. 定積槽内に減圧して気体を一定時間流入させて, 容器内が十分整定したのちに容器内温度, 圧力を測定することでモル流量が得られるものである. 本手法の不確かさは 0.15%以下であることが明らかにされており [24], 高精度の測定が可能である.

次にプルーバによる標準化が行なわれている例を挙げる. たとえば、オランダの計量研究所ではベルの内容積を, 油を入れて密度と質量からあらかじめ求め, ベルの上下する速度からベルに出入りする気体の体積流量を求めている [25]. また, ドイツの計量研究所ではベルの体積を長さの標準から求めている [26]. さらに, イタリアの計量研究所では油槽を用いないピストン式のプルーバを使用しているが, プルーバの容積は長さ標準から導いている [27]. プルーバ方式は構造や使用法が簡単で再現性もよいが, 流量の絶対値の不確かさについてはプルーバ壁面の油膜や断面の真円度など問題となる点がある [22].

さらに質量標準から質量流量を導いている例を挙げる. アメリカの流量校正機関では天秤を用いて質量流量を求めている [28]. その手順ははじめにチタン合金製の耐圧容器に加圧気体を充填して天秤で質量を測定する. 次に容器を天秤から切り離し, 試験管路で一定時間気体を流す. その後に再度天秤で質量を測定して流量を求めるものである. イギリスやノルウェーの標準研究所では天秤の代わりにジャイロを利用した質量計で自動化を図っている [22][29]. 気体が一般に軽いことから本手法は高圧気体の測定には適している.

これらの流量標準の装置は定常流量あるいは時間平均の流量測定に対しては有効であるが, 脈流などのような非定常流の瞬時流量に対して有効性は保証されない. よって一般の流量計は定常流量に対しての精度は保証されるが, 非定常流においては必ずしも有効ではない. しかし, 非定常な流量を測定したい場面は数多くある. たとえば, 半導体の不活性ガス制御, エンジンの吸気流量の制御や流量をフィードバックする人工呼吸器などが挙げられる. 流体制御系においては非定常流量の計測が重要であり流量計の特性の把握は欠かせない. この他にも非定常な流量の測定が必要である場面は数多くあるものと推察される.

非圧縮性流体である液体に対しては有効な非定常流量の測定法が提案されている. たとえば円筒絞りを用いて絞りの差圧流量の動特性を利用する方法 [30], 円管内の流速をレーザドップラ流速計で測定し流速分布を求めるあるいは推定して流量を算出する方法 [31][32][33], 管路の圧力流量間の動特性を利用する方法 [34][35] などがある. これらの方

法の有効性については他の測定法との比較検討によって行なわれている．液体に対しては400[Hz] 程度の高周波の非定常流まで測定可能であることが示されている [36] [37].

ところが圧縮性流体である気体の非定常流量は有効な測定方法がないのが現状である．その理由は気体は圧力のみならず温度によってもその体積が大きく変化することにある．よって気体において管路内の動特性を求めることは大変困難であるし，レーザドップラ流速計等で流速分布を測定しても，流量を求めるには気体の密度が必要となり，応答良く温度を測定することが困難なことから密度が正確に把握できない．つまり液体における非定常流量計測法は気体においては必ずしも有効ではない．

気体の非定常流量計測の研究としては，脈動流が流量計測におよぼす影響を考察したものが見受けられる [38][39][40][41]．また，気体の非定常流量の測定法を提案したものとしては，微小な脈動流に対して加速度を検出し絞り流量計と組み合わせて慣性による効果を考慮したもの [43] やオリフィス流量計においてオリフィスをよぎる空気の状態量をエネルギ方程式から計算し流量を算出する方法 [44] などがある．ただし，これらの研究は空気の圧縮性を無視しているか，あるいは低周波の特定の場合についてのみ検討されている．よって気体の非定常流量計測として実用的な段階のものの知見は全くない．つまり空気用流量計の動特性を試験する有効な方法はなく，市販されている熱式流量計の特性の評価は，ステップ状に空気を流した時の流量計の立ち上がりの速さを圧力計の応答と比較しているに過ぎない．また圧縮性流体の有効な非定常流量計測法がないことから，空気圧制御系で用いられるサーボ弁や電空比例弁の動特性を試験する方法も確立していない．

このような背景から気体の非定常流量の計測技術を確立することは重要な課題であることが指摘されており [45][46]，有効な測定法を考案することが望まれている．また気体の場合，定常流量においても流量計の精度はさほど良いものではなく，上述したように経年変化に伴って誤差が大きくなる場合がある．流量計の校正には一般に大がかりな装置が必要となることから，もし簡易に校正する手段があれば大変有効である．

気体の流量計測を困難にしているのは気体の温度変化に伴う体積の変化である．よって，気体の流量計測にあたっては気体の温度変化を把握することが重要となる．一般に温度の測定には熱電対が使用されるが，応答性信頼性に問題がある．よって，もし圧縮性流体の温度を一定に保つことができれば熱電対を使用し温度を測定する必要もなく，流量の計測は容易になるものと考えられる．

1.2 研究の目的

本論文では, 空気の熱容量が鉄などの金属に比べ著しく小さいことに着目し, 容器内に金属製綿を充填し伝熱面積, 熱伝達率を大きくすることで, 容器内の状態変化をほぼ等温に保てる" 等温化圧力容器" を提案し, この容器を用いて圧縮性流体の定常流量および今まで困難とされてきた非定常流量の測定法を提案する. 具体的には等温化圧力容器に充填あるいは放出される流量を圧力変化から求めるものである. 提案した方法で実際に空気の定常および非定常流量が測定可能であることを実験によって明らかにする.

さらに本論文では, 提案した流量計測法を応用して電磁弁等の有効断面積の計測法, 現在まで有効な試験法が確立していない流量制御弁の動特性および気体流量計の動特性の試験法を提案する. 提案した方法で実際に特性試験を行ないその有効性を明らかにする.

1.3 論文の構成

本論文の構成を以下に示す. まず第 2 章において提案する等温化圧力容器を用いた流量計測法の原理および誤差要因を示す.

第 3 章では容器に金属製綿を充填することで容器内空気の状態変化をほぼ等温にできることを示す. また充填材の質量を変えた場合や容器の形状を変えた場合など種々の等温化圧力容器に対して放出あるいは充填時の容器内平均温度を測定し, 容器の特性を明らかにする. さらに等温化圧力容器をモデル化し数値計算によってもその特性を考察する.

第 4 章においては等温化圧力容器を用いた定常および非定常流量計測法を提案する. また提案した方法の予想誤差を検討した上で実験を行ない, 提案した方法の有効性を確認する.

第 5,6,7 章では等温化圧力容器を用いた流量計測の応用例を示す. まず第 5 章においては等温化圧力容器の応用例として電磁弁等の有効断面積の計測法を提案し, JIS で規定されている方法に比べ精度良く測定できることを示す.

第 6 章においては等温化圧力容器を用いた空気圧流量比例弁· サーボ弁の特性試験法を提案する. 試験法が確立していない動特性試験が提案した方法で行なえることを明らかにする.

第 7 章においては等温化圧力容器内の圧力をサーボ弁で制御することで任意の基準流量を発生できる装置を提案し, 本装置を用いて有効な方法が全く示されていない気体流量計の動特性試験が行なえることを示す.

最後に第 8 章において本論文の結論を述べる.

記号表

本論文に使用した主な記号を以下に示す.

a_1:	温度伝導率	[m^2/s]
A_r:	アスペクト比	
c:	補正係数	
C:	充填材の比熱	[J/(kg· K)]
C_v:	空気の比熱	[J/(kg· K)]
C_d:	流出係数	
dt:	時間刻幅	[s]
D:	円筒絞りの直径	[m]
f:	周波数	[Hz]
G :	質量流量	[kg/s]
h:	熱伝達率	[W/(m^2 · K)]
k :	流量の換算係数	[m^3/kg]
K:	比例定数	[m/(s · Pa)]
l:	充填材間の等価距離	[m]
l_s:	充填材の平均素線径	[m]
L:	接続管路長	[m]
m:	充填材の質量	[kg]
r:	伝熱距離	[m]
R :	気体定数	[J/(kg· K)]
P :	容器内圧力	[Pa]
$P_{f\infty}$:	整定圧力	[Pa]
P_1 :	上流側圧力	[Pa]
P_2 :	下流側圧力	[Pa]
P_r :	目標圧力	[Pa]
P_s :	供給圧	[Pa]
S:	伝熱面積	[m^2]
S_d:	絞りの断面積	[m^2]
S_e:	絞りの有効断面積	[m^2]
S_{ein}:	入力電圧に対応した有効断面積	[m^2]
S_{emax}:	供試弁の最大有効断面積	[m^2]
S_{ep}:	等温化圧力容器から求めた流量に対応した有効断面積	[m^2]
S_{es}:	供試弁の弁変位の出力値に対応した有効断面積	[m^2]
S_r:	空気と充填材との有効伝熱面積	[m^2]
T:	熱平衡時定数	[s]
T_p:	圧力時定数	[s]
q_g:	外力項	[K/(m · s)]

Q :	等温化圧力容器から求めた体積流量	[m^3/s]
Q_a :	断熱を仮定して圧力変化から求めた流量	[m^3/s]
Q_f :	流量計の出力値	[m^3/s]
Q_{max} :	非定常振動流の最大流量	[m^3/s]
Q_0 :	容器の温度変化を考慮して求めた流量	[m^3/s]
Q_r :	超精密加工ノズルから求めた流量	[m^3/s]
Q_{ref} :	目標流量	[m^3/s]
t:	時間	[s]
v:	電圧	[V]
v_{in}:	入力電圧	[V]
v_s:	供試弁の弁変位	[V]
v_p:	等温化圧力容器を用いて求めた出力電圧	[V]
V_0 :	容器の容積	[m^3]
V :	等温化圧力容器の容積	[m^3]
W :	容器内空気の質量	[kg]
κ:	比熱比	
$\bar{\theta}$:	容器内空気空間平均温度	[K]
θ_a :	室温	[K]
θ_s :	充填材の温度	[K]
λ_a:	空気の熱伝導率	[W/(m · K)]
ρ:	空気の密度	[Kg/m^3]
ρ_s:	充填材の密度	[Kg/m^3]
μ:	室温における粘度	[Pa · s]
μ_0:	基準状態における粘度	[Pa · s]

第 2 章

容器内圧力変化による圧縮性流体の流量計測法

本章において本論文で提案する流量計測法の測定原理を示す．またその方法を実現するために等温化圧力容器を提案する．さらに提案した方法の誤差要因を明らかにする．

2.1 測定原理

容器内圧力変化による圧縮性流体の流量計測方法の原理を以下に示す．

圧縮性流体すなわち通常気体は飽和状態に近い場合を除いて理想気体と考えられる．容器内の理想気体に対しては次式の気体の状態方程式が成り立つ [47].

$$PV = WR\bar{\theta} \tag{2.1}$$

容積変化がないとして状態方程式を微分すると次式が導かれる．

$$V\frac{dP}{dt} = GR\bar{\theta} + WR\frac{d\bar{\theta}}{dt} \tag{2.2}$$

ここで放出時の容器内の状態変化を等温変化と仮定すると (2.2) 式は次のように整理される．

$$G = \frac{V}{R\theta_a}\frac{dP}{dt} \tag{2.3}$$

つまり容器の容積 V と室温 θ_a が既知であれば, 容器内の圧力を測定し, それを微分することにより充填あるいは放出時の流量を求めることができる．この原理を用いれば圧力を測定することのみで流量が測定可能である．また質量流量が直接測定可能なことが利点である．ここで質量流量と体積流量 (本実験の結果はすべて 0[℃],1 気圧での流量で示す) の換算係数を k とすると次式の関係がある．

$$Q = kG \tag{2.4}$$

2.2 等温化圧力容器

圧縮性流体である気体では通常の容器から加圧した気体を放出する場合, 急激な膨張によって容器内温度が降下する [48]. また逆に加圧した気体を容器に充填する際には容器内温度が上昇する. よって圧力から流量を測る方法は一部に圧縮機の出力試験に見られるが [49], 通常の容器を用いるため圧力応答に温度変化が密接に関連し, 正確な流量の測定は困難である. また瞬時流量を求めることはできない.

提案した方法では容器内の状態変化を等温変化にすることが重要となる. そこで本研究では容器内の状態変化をほぼ等温にできる" 等温化圧力容器" を提案する. この容器は気体の熱容量が鉄などに比べ著しく小さいことに着目し, 容器内にスチールウールを封入することで伝熱特性を向上させ, 容器内の圧縮性流体の状態変化を等温変化に近づけるものである.

容器に金網等を封入して伝熱面積を大きくすることで温度変化を抑える発想は, 百年以上前に Baldwin によって提示され [50], 1970 年代に入って Otis らがアキュムレータのエネルギ損失の軽減に適用した [50][51]. しかしながら, 容器内の状態としてほぼ等温変化を実現し, この発想を流量計測に応用した例はない. また容器の特性について実験や数値解析によって定量的に調べた知見もない.

2.3 誤差要因

提案した流量計測法における誤差要因としては以下に示すものが考えられる.

1) 等温化圧力容器の容積の測定誤差.

2) 室温の測定誤差.

3) 圧力計の精度、分解能に起因する誤差.

4) 等温化圧力容器の温度変化がもたらす誤差.

まず 1) の誤差の大きさを見積もる. 本研究で用いた容器の形状は円筒である. そこで等温化圧力容器の容積は以下に示す方法で求めた. 円筒容器の直径および長さを測定して容器の容積を求める. 圧力計の取り付け等によって生じるデットボリュームは, 配管径お

よび長さを測定して加算する．またスチールウールの体積は密度が与えられていることから，その質量を天瓶によって測定し，密度で割ることによって求める．容器の容積からスチールウールの体積を差し引いたものを等温化圧力容器の容積 V とする．本方法による計測誤差は 0.3%以下であると考えられる．室温の計測にはアルコール式の温度計を用いた．誤差は 0.1%以下であると考えられる．

圧力の計測には分解能が 0.05[kPa] の半導体式の圧力計 (豊田工機製 PD64S) を，精度が 0.1%の精密圧力計で校正して使用した．圧力変化速度が遅い場合には圧力の測定値が分解能に埋もれてしまい，3) による誤差が大きくなる．本研究で用いた圧力計の分解能，ノイズレベルおよび差分する際のデータ処理方法より，圧力を差分した値の不確かさを 0.3%以下に抑えるためには，最低 18[kPa/s] の圧力変化が必要であると考えられる．

以上より 1)〜3) による系統不確かさは 0.4%以下であると推定される．4) による誤差については次章以降に検討する．本研究では提案した方法で圧縮性流体の一つであり産業分野において広く使用される空気の流量計測を行ない，その有効性を確認する．

第 3 章

等温化圧力容器の特性解析

提案した流量計測法では容器内の状態変化として等温変化を実現することが重要となる．そこで本章では等温化圧力容器の特性を実験および数値解析によって明らかにする．

3.1 容器内平均温度の計測

3.1.1 測定方法

等温化圧力容器の特性を評価するために，圧縮空気を容器へ充填した場合と容器から放出した場合の容器の圧力応答および容器内平均温度を測定した．測定に用いる流体は全て露点 253[K] で除湿された圧縮空気とした．容器内平均温度は以下のように求める．

ある時刻で電磁弁により充填もしくは放出を止め，その直後の容器内圧力 Pを測定する．十分時間が経過した後には容器内平均温度は室温に回復し，これに伴い圧力も変化し整定する．放出終了直後の圧力 P，整定した圧力 $P_{f\infty}$と室温θ_aからシャルルの法則を用いれば，次式より止めた時点の容器内平均温度$\bar{\theta}$が計算できる [52] [53]．

$$\bar{\theta} = \frac{P}{P_{f\infty}}\theta_a \tag{3.1}$$

平均温度を知りたい時刻で実験を行ない，これを繰り返せば容器内平均温度の応答が得られる．以下この方法をストップ法と呼ぶ．

3.1.2 容器内平均温度計測の実験装置

ストップ法の実験装置の構成を Fig.3.1,3.2に示す．Fig.3.1は放出の場合，Fig.3.2は充填の場合の実験装置である．充填や放出の開始，停止は電磁弁によって行なう．また充填や放出は円筒絞りを通して行なわれる．等温化圧力容器の等温性と圧力変化速度の関係を調べるために，円筒絞りは直径 Dが 0.7[mm]，1.0[mm] と 1.5[mm] の 3 種類を用いた．圧力の計測には半導体式圧力センサ（豊田工業製 PD64S）を，室温の計測にはアルコール温度計を使用した．等温化圧力容器の充填材の材質および質量，形状が等温性に及ぼす影響を

べるために, Tab.1 に示す容器を用いて実験を行なった. tank0 は通常の容器であり, それ以外は等温化圧力容器である. 等温化圧力容器の容器の材質としてはアルミニウムを用いた. また容器の材質の影響を調べるために, tank5 においては容器の内側に厚さ 2[mm] のゴムをはった. 等温化圧力容器は tank2,3,8,9 以外はいずれも充填材を可能な限り封入した. Tab.1 の伝熱面積は充填材の質量, 素線径と密度よりその側面積を算出した値である.

なお等温化圧力容器では充填材が流動抵抗となり圧力応答に影響を及ぼすことが考えられる. しかし,Tab.1 のいずれの容器においても充填材の占める体積は容器の容積に対し 4%以下であり, 容器の両側面で同時に圧力を測定した結果, 両圧力は一致した. よって, 今回の実験範囲では容器内の圧力分布が起こらないことを確認している.

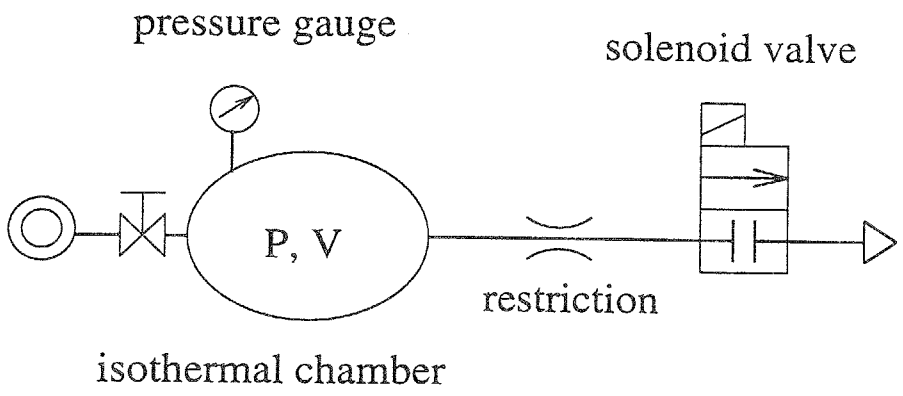


Fig.3.1 Experimental apparatus for the temperature measurement (the case of discharge)

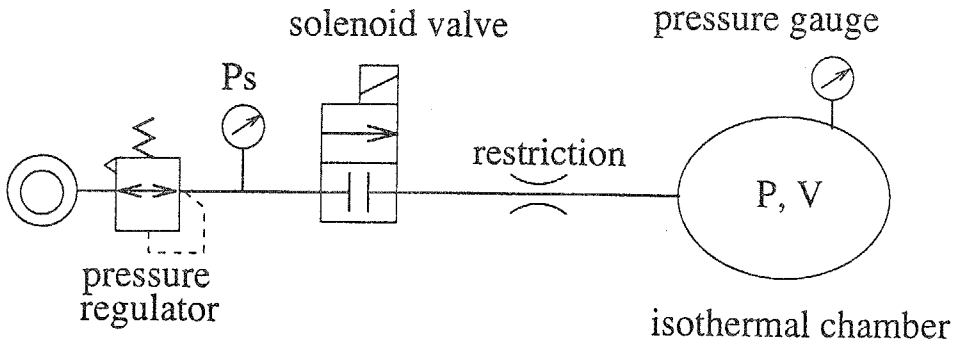


Fig.3.2 Experimental apparatus for the temperature measurement (the case of charge)

Tab.1 Specification of the isothermal chamber

	$V_0 \times 10^{-3}$ [m^3]	S[m^2]	m[kg]	A_r	stuffed material	l_s[μm]	material of chamber
tank0	1.02	0.068	-	0.7	-	-	aluminum
tank1	1.02	6.30	0.31	0.7	steel	25	aluminum
tank2	1.02	3.05	0.15	0.7	steel	25	aluminum
tank3	1.02	2.03	0.10	0.7	steel	25	aluminum
tank4	1.02	1.65	0.37	0.7	copper	100	aluminum
tank5	1.02	6.30	0.31	0.7	steel	25	rubber
tank6	3.02	18.97	0.93	0.7	steel	25	aluminum
tank7	3.02	18.97	0.93	2.0	steel	25	aluminum
tank8	3.02	9.18	0.45	0.7	steel	25	aluminum
tank9	3.02	9.18	0.45	2.0	steel	25	aluminum

3.1.3 ストップ法の測定精度

ストップ法の予想誤差は誤差の伝播則 [54] により次式で与えられる.

$$\frac{\delta\bar{\theta}}{\bar{\theta}} = \sqrt{\left(\frac{\delta P}{P}\right)^2 + \left(\frac{\delta P_{f\infty}}{P_{f\infty}}\right)^2 + \left(\frac{\delta\theta_a}{\theta_a}\right)^2} \tag{3.2}$$

本実験で用いた圧力計の測定誤差は直線性, 分解能等を考慮して 0.3%以下であると推定される. また温度の測定誤差は 0.2%以下であると考えれることから, 総合不確かさは 0.47%以下と予想される.

ストップ法は放出あるいは充填を止める時刻を変えて繰り返し実験を行なうことから, 高い再現性が要求される. そこではじめにストップ法の再現性を調べるために, Tab.1 の tank1 に対して放出時の容器内平均温度を 3 回測定した. 初期圧力は 592[kPa] に設定し, 放出には直径が 1.5[mm] の円筒絞りを用いた. 結果を Fig.3.3に示す. Fig.3.3の上図は圧力波形を下図はストップ法で測定した容器内平均温度の結果を表す. 横軸は放出の開始からの時刻を表す. また先に検討した予想誤差を同時に下図に示した.

Fig.3.3の結果より 3 回の測定結果はいずれも予想誤差内に収まっていることがわかる. また測定間のばらつきは非常に小さく高い再現性があることが確認された. 以上よりストップ法の有効性が明らかとなった.

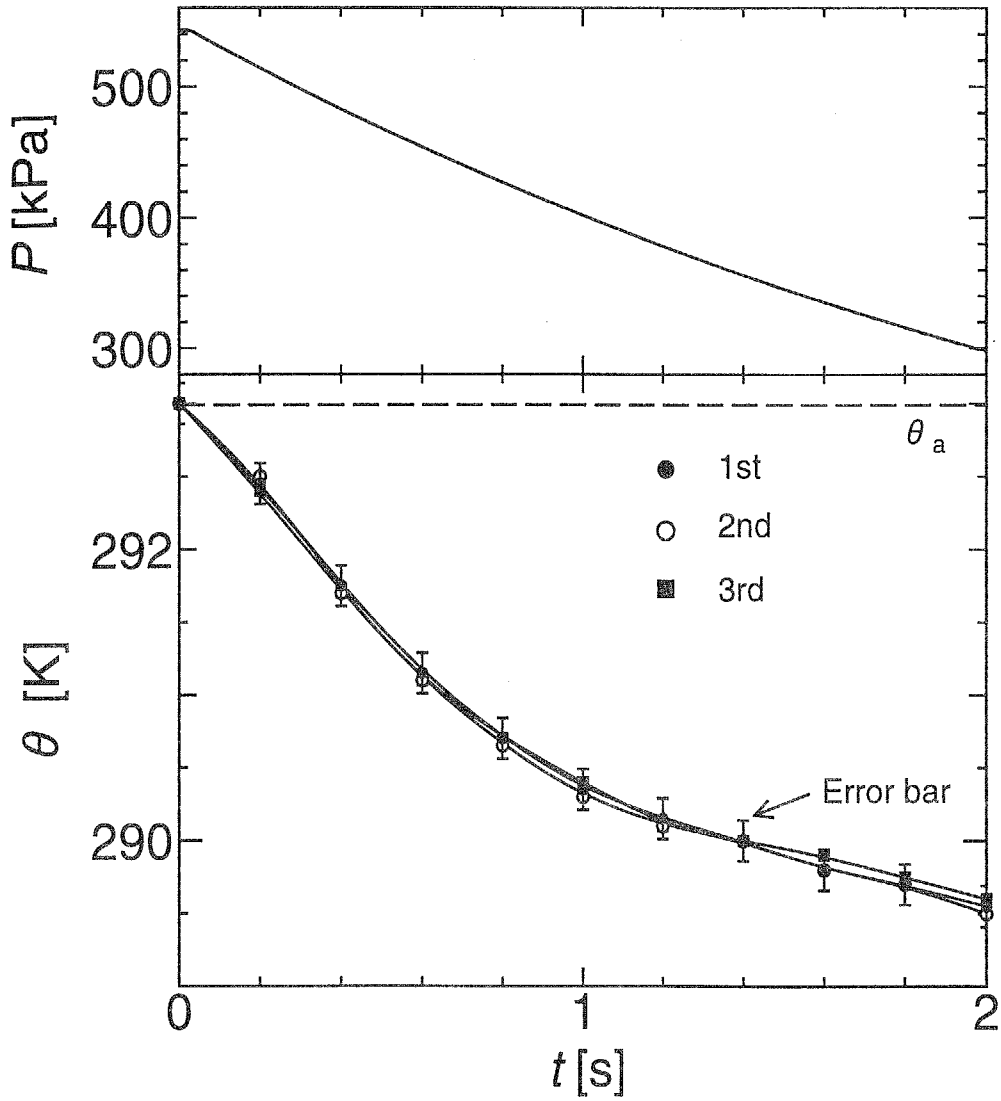


Fig.3.3 Reappearance of the temperature measurement by the stop method

3.2 実験結果と考察

3.2.1 通常の容器との比較

通常の容器である tank0 と等温化圧力容器である tank1 に対して, 放出時の容器内温度変化を測定し比較した結果を Fig.3.4に示す. 容器内の初期圧力は 592[kPa] とし, 円筒絞りとしては直径が 1.5[mm] のものを用いた.

上図に圧力波形を下図に容器内平均温度を示す. 横軸は放出の開始からの時刻を表す. 通常の容器では容器内の空気の急激な膨張により, 大きく温度が降下する様子が見られる. しかし等温化圧力容器では若干の温度降下が見られるだけである. 通常の容器では 35[K] もあった温度降下が, 等温化圧力容器では 3[K] 程度に抑えられている. スチールウールを封入するだけで非常に高い等温性が保たれることがわかる.

高い等温性が実現できた理由としてはスチールウールを封入することで伝熱面積を大きくすることができたこと, スチールウールの熱容量が空気のそれに比べ 30 倍程度大きいことによるものと考えられる.

以下に種々の条件のもとでストップ法の実験を行ない, 等温化圧力容器の特性を明らかにしていく.

3.2.2 充填材の質量の影響

充填材の質量が等温性に与える影響を調べるために, 充填材の材質は同じものを用い, 充填する質量がそれぞれ 0.31[g],0.15[g],0.10[g] と異なる tank1～3 の容器に対して実験を行なった. 放出の場合の実験結果を Fig.3.5に示す. なお容器内の初期圧力は 592[kPa] とし, 円筒絞りとしては直径が 1.5[mm] のものを用いた.

上図に圧力波形を下図に温度波形を示す. 充填材の質量が異なることから内容積に若干の違いを生じる. よって上図の圧力の降下波形にわずかに違いが現れた. 下図に着目するといずれの容器においても, 放出開始直後は温度境界層が発達しておらず空気とスチールウール間の熱伝達が促進されないことから温度降下が大きくなる様子が見られる. また容器によって温度波形に大きな差異を生じることがわかる. この結果はわずかな圧力降下速度の違いによる影響以上の差異であることは明らかである.

この結果より充填材の質量が多いほど等温性が向上することがわかる. この理由としては充填材が多いほど熱容量, 伝熱面積ともに大きくなるためであると考えられる.

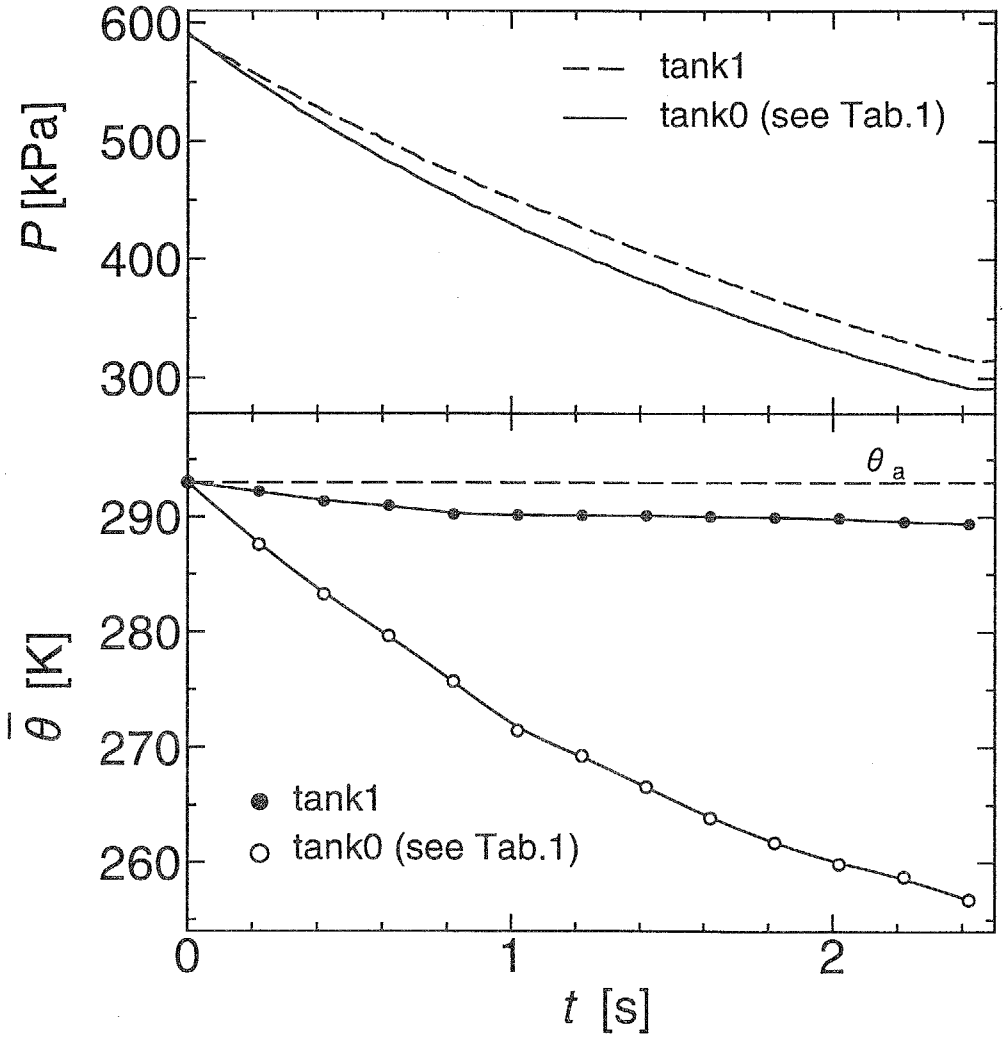


Fig.3.4 Temperature changes during discharge
(comparison between the normal chamber and the isothermal chamber)

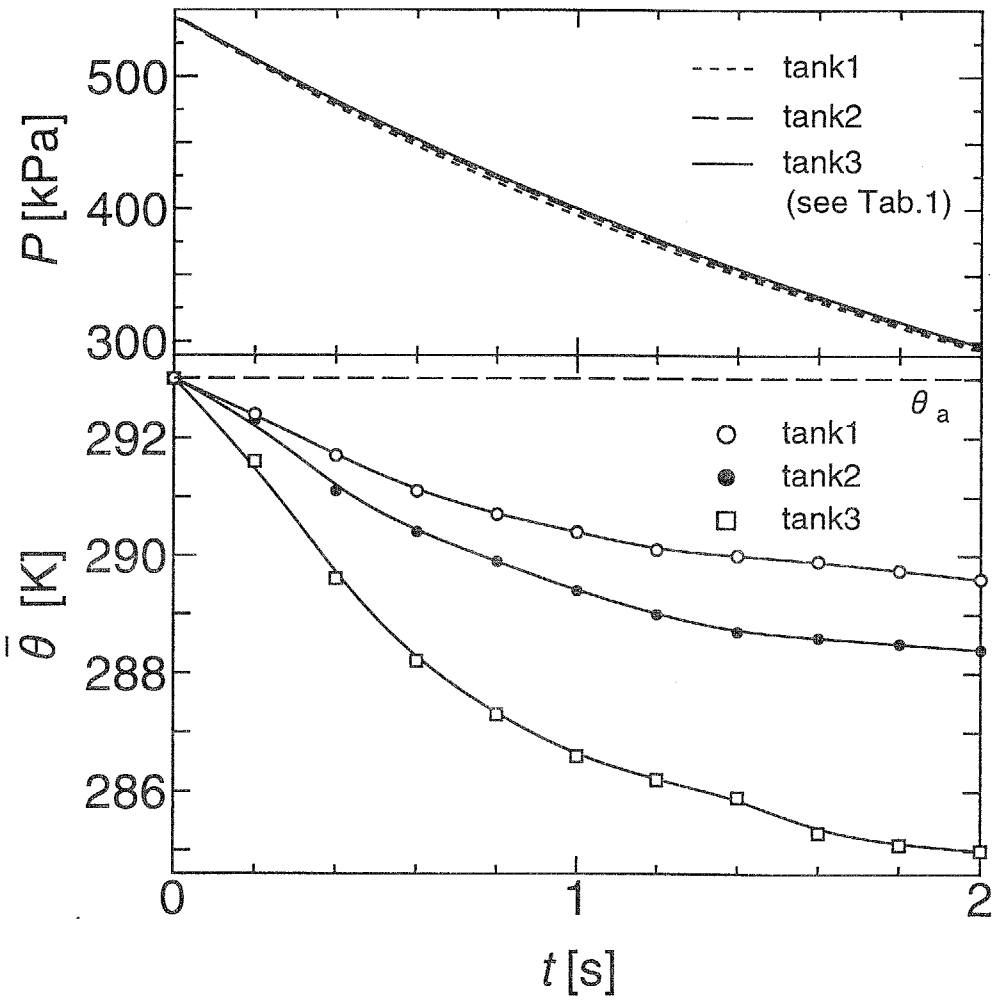


Fig.3.5 Temperature changes during discharge
(the case of changing the mass of the stuffed material)

3.2.3 素線径の違い

容器の充填材の素線径と等温性の関係を調べるために, tank1 と tank4 の放出時の温度変化を比較した. 初期圧力は 542[kPa] とし, 直径が 1.0[mm] の円筒絞りを用いた場合の結果を Fig.3.6に示す. 充填材の熱容量は tank1 と tank4 でほぼ同じ値である. 下図 (温度変化$\bar{\theta}$) の点線は容器の壁面からの熱の流入はないものと仮定し, 状態変化に伴って空気が発生する熱を充填材がすべて蓄えた場合に生じる容器内温度変化を計算した結果である. 計算には放出時のエネルギ方程式 [65]

$$C_v W \frac{d\bar{\theta}}{dt} = -GR\bar{\theta} \tag{3.3}$$

気体の状態方程式を微分した次式

$$V\frac{dP}{dt} = -GR\bar{\theta} + WR\frac{d\bar{\theta}}{dt} \tag{3.4}$$

および断熱変化の条件

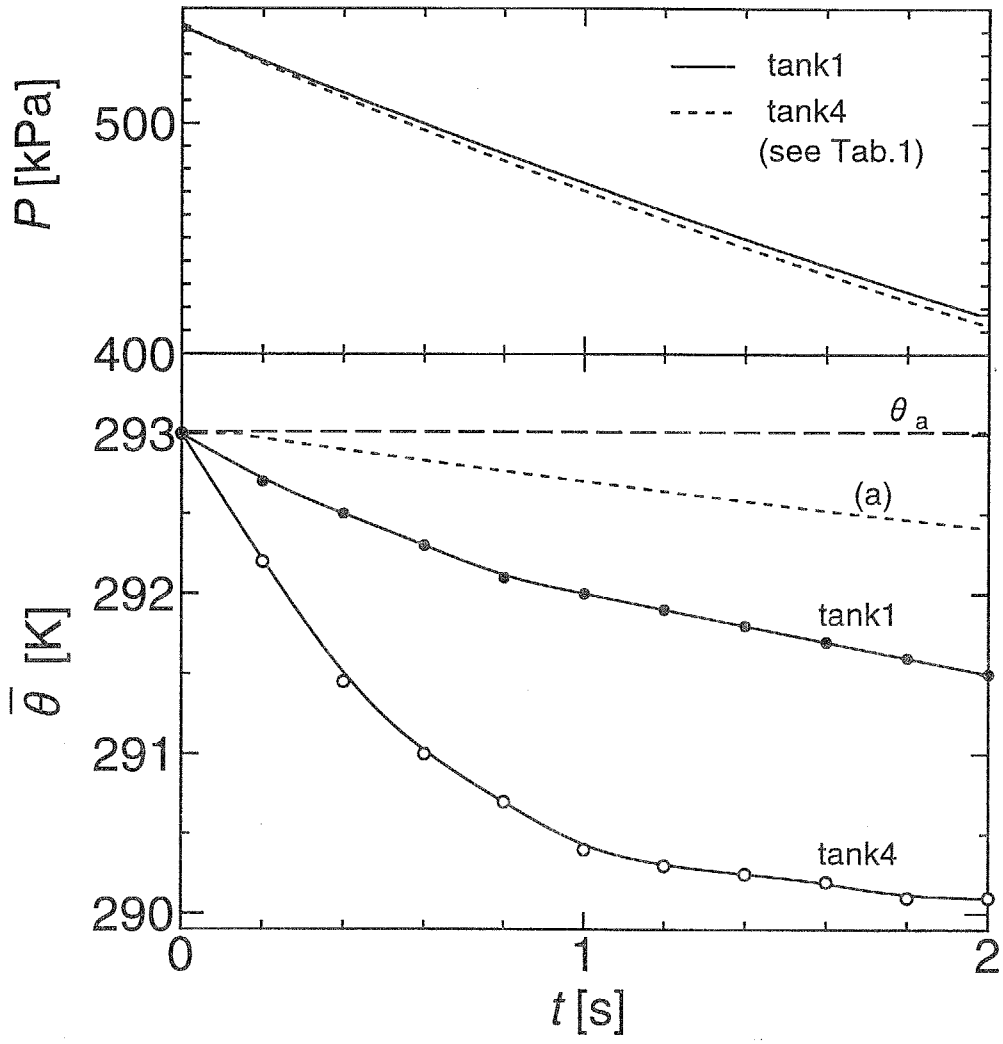
$$\theta P^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = const. \tag{3.5}$$

から導いた次式を用いた.

$$\bar{\theta}(t) = \theta_a - \frac{V}{\kappa C_v m}(P_s - P(t)) \tag{3.6}$$

下図に着目すると圧力降下速度と充填材の熱容量はほぼ等しいにもかかわらず, tank1 の方が tank4 に比べて等温性が高いことがわかる. しかしいずれの容器でも温度降下は点線よりも大きい. この結果は充填材の熱容量を十分に活用できていないことを意味する. つまり容器内空気からスチールウールへの熱の移動が十分速やかには行なわれていないことがわかる. よって等温性を高めるには空気からスチールウールへの熱移動をより促進するために, 伝熱面積を大きくすること, 空気と充填材の間の距離を短くすることが重要であると考えられる.

なお両容器では充填材の材質は異なるが, いずれの充填材も熱伝導率が空気のそれに比べ十分大きいこと, 充填材の素線径が空気と充填材の間の距離と比べ十分小さいことから, 等温性の差異は充填材の材質の影響によるものではないと考えられる.



(a)temperature response assuming that the whole heat generated by the expansion of air was transfered to the material

Fig.3.6 Temperature changes during discharge
(the case of changing the average diameter of the material)

3.2.4 容器の材質の影響

等温化圧力容器の壁面の材質が等温性に与える影響を調べるために, 壁面の材質がアルミニウムである tank1 と容器の内側にラバーをはった tank5 の等温化圧力容器を用いて実験を行なった. 放出実験において初期圧力は 542[kPa] とし, 直径が 1.5[mm] の円筒絞りを用いた場合の結果を Fig.3.7に示す.

Fig.3.7下図の結果より, 容器の壁面の材質は容器内温度変化にほとんど影響しないことがわかった. 充填材の伝熱面積が容器内壁面の面積に比べ十分大きいことから, 容器の材質が等温性に影響しないことは当然の結果と考えられる.

3.2.5 容器の容積の影響

容器の形状および単位体積当たりの充填材の質量は同じであるが, 容積が異なる等温化圧力容器, つまり相似な容器に対して実験を行ない, 容器の容積が等温性に与える影響を調べた. 放出実験において圧力降下速度を同じにした場合の結果を Fig.3.8に示す.

Fig.3.8の図の形式は前図と同様である. 上図より圧力降下速度がほぼ同じになっていることがわかる. 下図に着目すると温度変化は容器の容積の影響を受けず, 圧力変化速度で決まることがわかる. 容器に封入する充填材の単位体積当たりの質量が同じであれば, 等温化圧力容器の温度変化は容器に対する相似則が成り立つことが明らかとなった.

3.2.6 容器の形状の影響

等温化圧力容器の形状が同じ場合, 温度変化は容積によらず圧力変化に依存することがわかった. そこで次に等温化圧力容器の形状と等温性の関係を調べるために容積は同じであるが, アスペクト比の異なる tank6 と tank7 および tank8 と tank9 を用いて実験を行なった.

初期圧力を 542[kPa] とし, 直径が 1.0[mm] と 1.5[mm] の円筒絞りを用いて放出実験を行なった場合の結果を Fig.3.9に示す. この結果より圧力降下が速いほど等温性は悪化することがわかった. しかし容器の形状を変えても温度変化に有意な差が見られない. よって今回実験を行なった圧力変化速度において, アスペクト比が 2 以下では容器の形状が等温性に影響しないことがわかる.

供給圧を 542[kPa] とし, 放出の場合と同様に直径が 1.0[mm] と 1.5[mm] の円筒絞りを用いて充填実験を行なった場合の結果を Fig.3.10に示す. Fig.3.10の結果より圧力の上昇速度が速いほど等温性は劣化することがわかる. しかし容器の形状を変えても放出の場合と同様に等温性に有意な差が見られない.

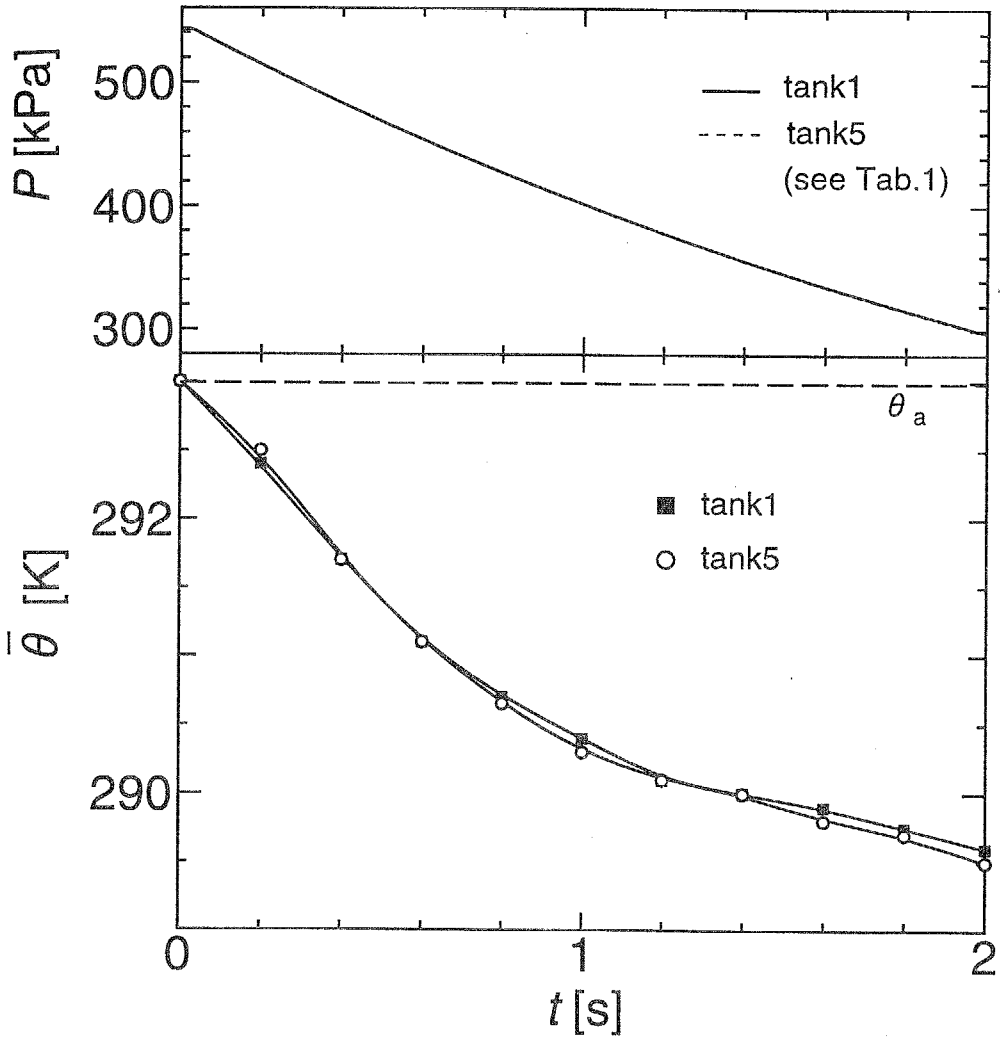


Fig.3.7 Temperature changes during discharge
(the case of changing the material of the isothermal chamber)

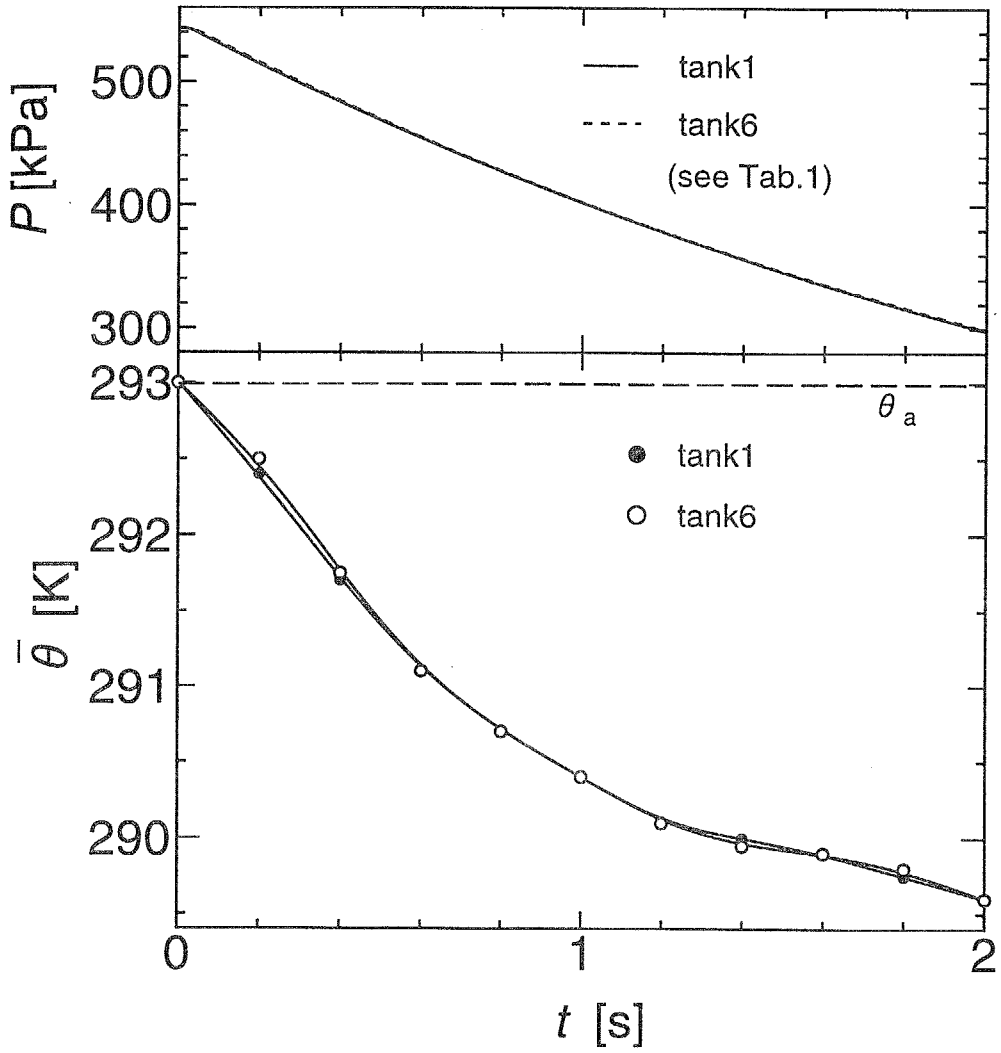


Fig.3.8 Temperature changes during discharge
(the case of changing the volume of the isothermal chamber)

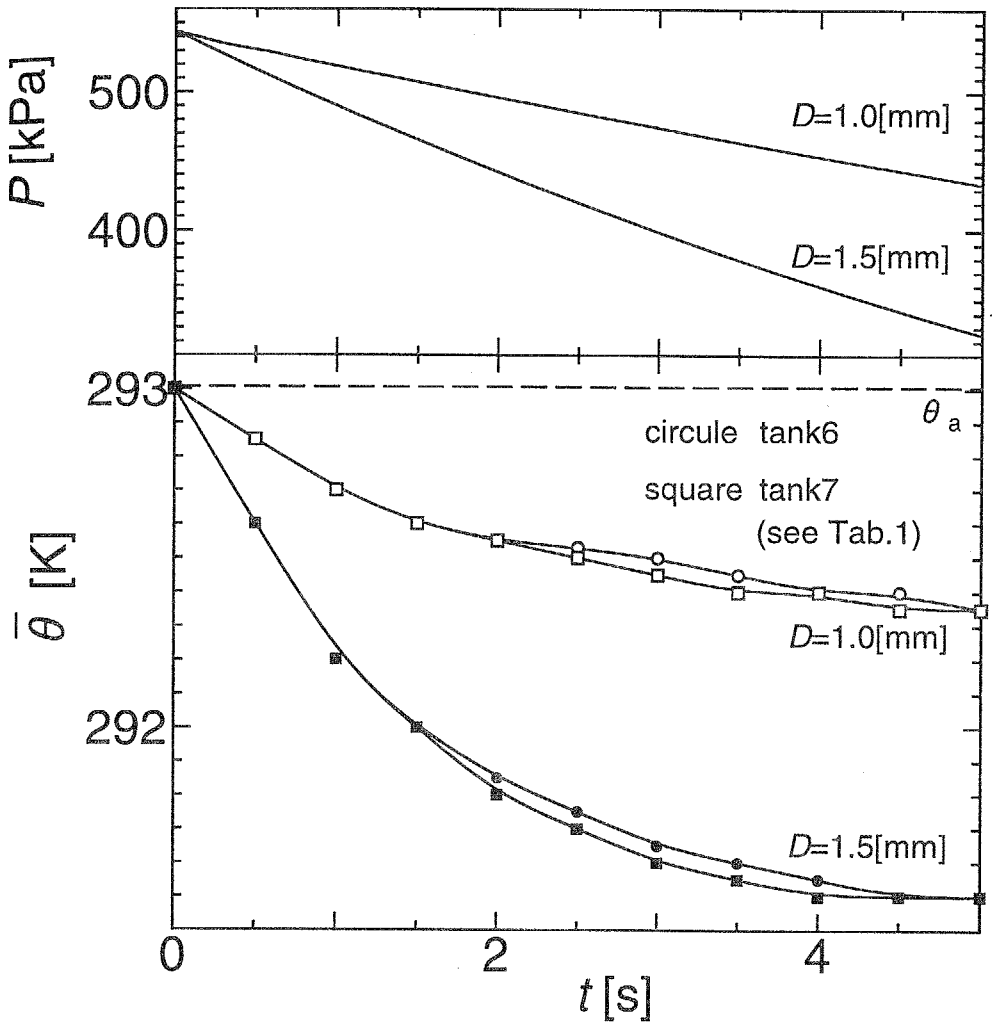


Fig.3.9 Relation between the shape of the chamber and the temperature change (the case of discharge)

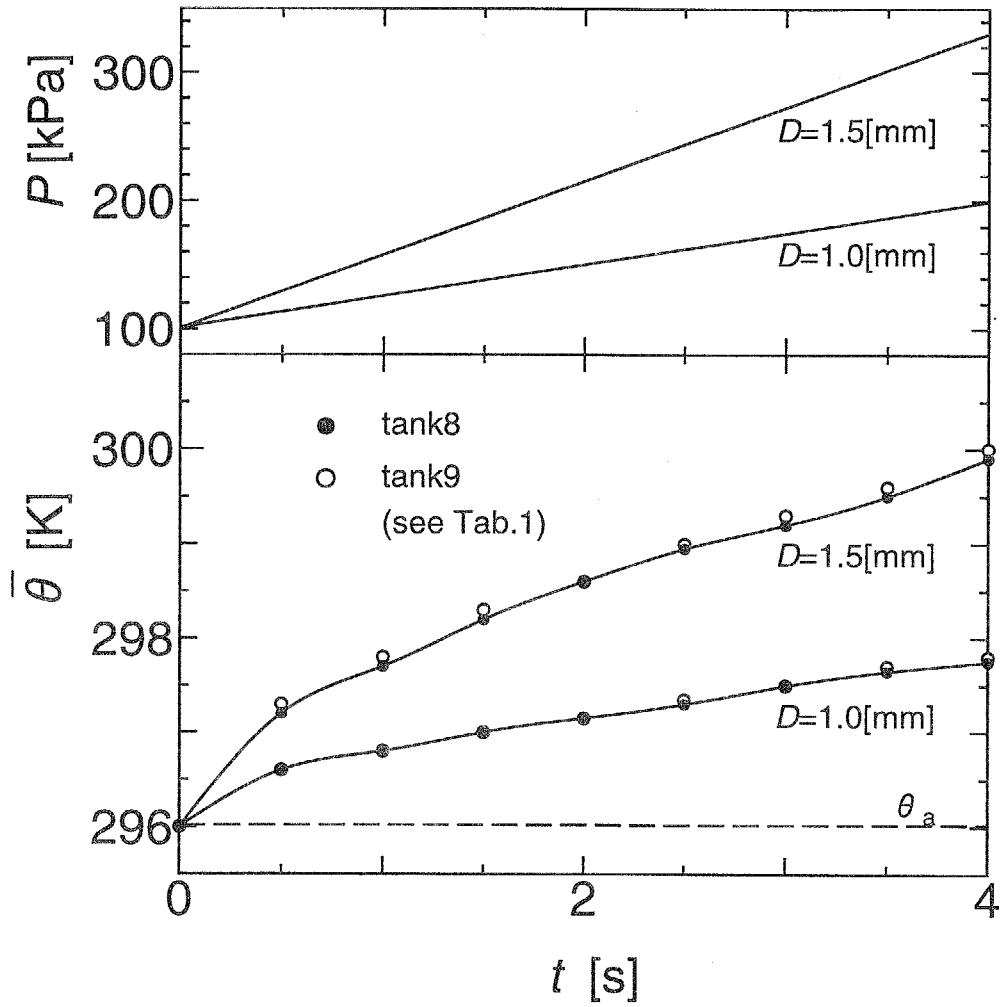


Fig.3.10 Relation between the shape of the chamber and the temperature change (the case of charge)

3.3 等温化圧力容器のモデル化

3.3.1 モデルの提案

実験結果をより容器の形状が等温性に影響を与えないことが明らかとなった．よって空気と充填材の間の熱移動に対流はほとんど関与しないと考えられる．そこで以下のような熱移動が熱伝導のみで行なわれると仮定したモデルを与えて，等温化圧力容器の温度変化の数値解析を行なった．Fig.3.11に示すように等温化圧力容器は一般の円筒容器の中に充填材の円柱が一方向に等間隔で詰まっていると仮定したモデルで与えた．

実験結果から得られた知見より，数値解析は以下に示す仮定のもとで行なった．

1) 熱の移動は熱伝導によってのみ行なわれる．

2)Fig.3.11に示すように充填材を r=0 に配置し，その周りに充填材の単位体積当たりの質量が一定となるような円筒状の空気の空間 (直径 l) を与える．

3) 熱伝導は充填材の側面に垂直な方向のみを考え，充填材と周囲の空気との間で円筒座標の熱伝導方程式を与える．

4) 充填材の熱伝導は空気のそれに比べ十分速いことから，充填材内部の温度分布は考えない．

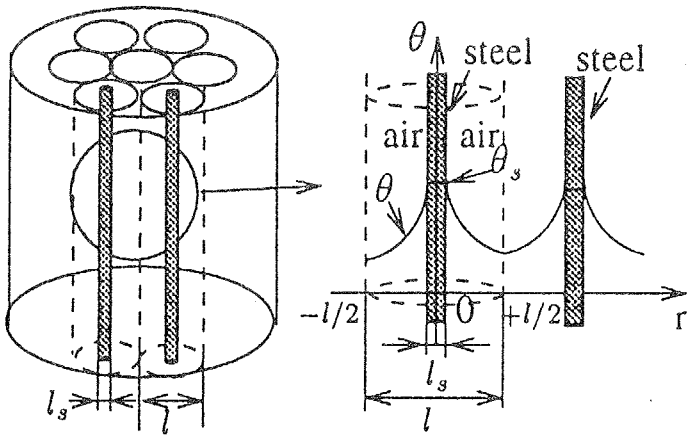


Fig.3.11 Simplified model of the isothermal chamber

3.3.2 基礎方程式

シミュレーションに用いた基礎式 [56][57] を以下に列挙する.

空気の非定常熱伝導方程式

$$\frac{\partial\theta}{\partial t} = a_1\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial\theta}{\partial r}\right) + q_g \tag{3.7}$$

ただし空気の圧縮, 膨張の効果を表す外力項 q_gは

$$\int_{l_s/2}^{l/2} q_g dr = \frac{d\bar{\theta}}{dt} \tag{3.8}$$

エネルギ方程式

充填時

$$C_v W\frac{d\bar{\theta}}{dt} = C_v G(\theta_a - \bar{\theta}) + GR\bar{\theta} + S_r\lambda_a\left(\frac{\partial\theta}{\partial r}\right) \tag{3.9}$$

放出時

$$C_v W\frac{d\bar{\theta}}{dt} = GR\bar{\theta} + S_r\lambda_a\left(\frac{\partial\theta}{\partial r}\right) \tag{3.10}$$

(3.9) 式および (3.10) 式右辺最終項は熱移動を表す.

充填材の温度変化

$$-\lambda_a\left(\frac{\partial\theta}{\partial r}\right)S_r = Cm\left(\frac{d\theta_s}{dt}\right) \tag{3.11}$$

流量の式（チョーク時）

$$G = S_e P_s\sqrt{\frac{\kappa}{R\bar{\theta}}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \tag{3.12}$$

等温化圧力容器内ではスチールウールが互いに相当接触していることが考えられる. そこで実際の伝熱面積 S_rは接触がないとして求めた円柱の側面積 Sに補正係数 c を掛けた次式で与えた.

$$S_r = cS \tag{3.13}$$

なお空気の熱伝導率λ_aはプランドル数 $P_r(= C_v\mu/\lambda_a)$ を 0.72 とし, 次式のサザランドの式 [58] より粘度μを与えることで求めた.

$$\mu = \mu_0\frac{273+121}{\bar{\theta}+121}\left(\frac{\bar{\theta}}{273}\right)^{\frac{3}{2}} \tag{3.14}$$

3.3.3 シミュレーションの方法

数値計算には差分法を用いた [59]. ただし,(3.7) 式は数値解の安定性を高めるために完全陰解法を用い [60], その他の式については陽解法を用いた. (3.7) 式において $(l-l_s)/2$ は 20 分割して計算した. tank1 の充填材の単位体積当たりの質量 m/Vが 310[kg/m^3], 充填材の平均素線径 l_sが 25[μm] であることから次式より伝熱距離 lは 0.13[mm] となった.

$$\frac{m}{V}=\frac{\rho_s l_s^2}{l^2} \tag{3.15}$$

また伝熱面積 Sは充填材の側面積となることから, 充填材の質量, 密度と平均素線径より,tank1 では体積 1[m^3] 当たり 6.3×10^3[m^2] となる. 有効伝熱面積 S_rは伝熱面積の補正係数 c を 0.15 とした場合, 体積 1[m^3] 当たり 0.95×10^2[m^2] である. 時間刻幅 dt は 0.1[ms] とした.

計算手順を以下に述べる. まず (3.12) 式の流量の式を用い圧力と絞りの有効断面積から流量 G を与える. はじめは容器内の状態変化を断熱と仮定する. つまり充填の場合 (3.9) 式, 放出の場合 (3.10) 式のエネルギ方程式の最終項を無視し, 容器内平均温度変化を求める. それを (3.7),(3.8) 式に代入することで容器内空気の温度分布が求まる. すると温度境界層が与えられることから, 境界部での温度勾配をエネルギ方程式の最終項に代入することで, 空気と充填材の間の熱の伝導を考慮に入れた dt 後の容器内平均温度が求まる. また (3.11) 式より充填材の温度変化が, (2.1) 式の空気の状態方程式より容器内の圧力が計算される. 時刻 dt 以降の計算は流量の式より流量 G を求め, 充填の場合 (3.9) 式, 放出の場合 (3.10) 式より容器内平均温度を計算し, (3.7),(3.8) 式より容器内の温度分布を求める. 以上の手順を繰り返すことで容器内平均温度の時間変化が計算される.

3.3.4 モデルの妥当性

はじめに等温化圧力容器に空気を充填した場合の容器内平均温度の実験と数値計算の結果を比較した.

Fig.3.12は等温化圧力容器に封入する充填材の質量が異なる Tab.1 の tank6 と tank8 の容器において実験と数値計算を比較した結果である. 実験では供給圧力 542[kPa] とし, 直径 1.0[mm] の円筒絞りを用いた. 上図は圧力波形を下図が温度波形を表す. 横軸は充填の開始からの時刻を表す. 本節の図は以下同様の形式である. Fig.3.12より実験結果と数値計算の結果が良い一致を示していることがわかる.

Fig.3.13は Tab.1 の tank1 を用い, 直径が 1.0[mm] と 1.5[mm] の 2 種類円筒絞りを用いることで, 充填の速度を変えた場合に実験結果と数値計算の結果を比較したものである.

Fig.3.12の結果と同様に実験結果と数値計算の結果が良い一致を示している．この結果より充填の速度が異なっても数値計算が有効であることがわかる．

次に等温化圧力容器から空気を放出する場合について実験と数値計算の結果を比較した．Fig.3.14は等温化圧力容器に封入する充填材の質量が異なる Tab.1 の tank2 と tank3 の容器において実験と数値計算を比較した結果である．充填の場合と比べると実験と数値計算には若干の差異が見られるが，全体としては両者は同様の傾向を示しており数値計算の有効性が示された．

Fig.3.15は Tab.1 の tank1 を用い，直径が 1.0[mm] と 1.5[mm] の 2 種類円筒絞りを用いることで，放出の速度を変えた場合に実験結果と数値計算の結果を比較したものである．この場合も実験と数値計算の結果は良く一致した．

以上の結果より，充填，放出のいずれにおいても圧力変化速度を変えた場合でも，封入するスチールウールの質量を変た場合においても実験結果と数値計算の結果は良い一致を示した．等温化圧力容器のモデル化において充填材の伝熱面積の補正係数は実験結果と良い一致する値として c=0.15 と選定したが，この値は充填，放出や圧力変化速度に関係なく常に一定値とした．もし空気とスチールウール間の熱伝達に対流の影響が関与しているとすると，圧力変化速度が異なる場合には，対流の状態が異なることから c を一定として実験と数値計算が良い一致を示すことはあり得ない．よって本節の結果は，等温化圧力容器内の熱伝達は熱伝導に支配されることを数値計算からも明らかにしたものである．

3.4 等温化圧力容器の特性

3.2 節の実験結果より，容器にスチールウールを封入するだけで簡易に等温変化に近い状態が実現可能であることが明らかとなった．また,3.2 節および 3.3 節において等温化圧力容器の特性を実験および数値解析によって明らかにした．

実験および数値解析によって得られた等温化圧力容器の特性をまとめる．

- 等温化圧力容器の伝熱特性は熱伝導に支配される．
- 充填材自体の温度変化はわずかであり，充填材の熱容量は十分である．
- 等温化圧力容器の特性は容器に封入する充填材の単位体積当たりの伝熱面積によって規定できる．
- 等温性を高めるには伝熱面積を大きくすることが一番有効である．

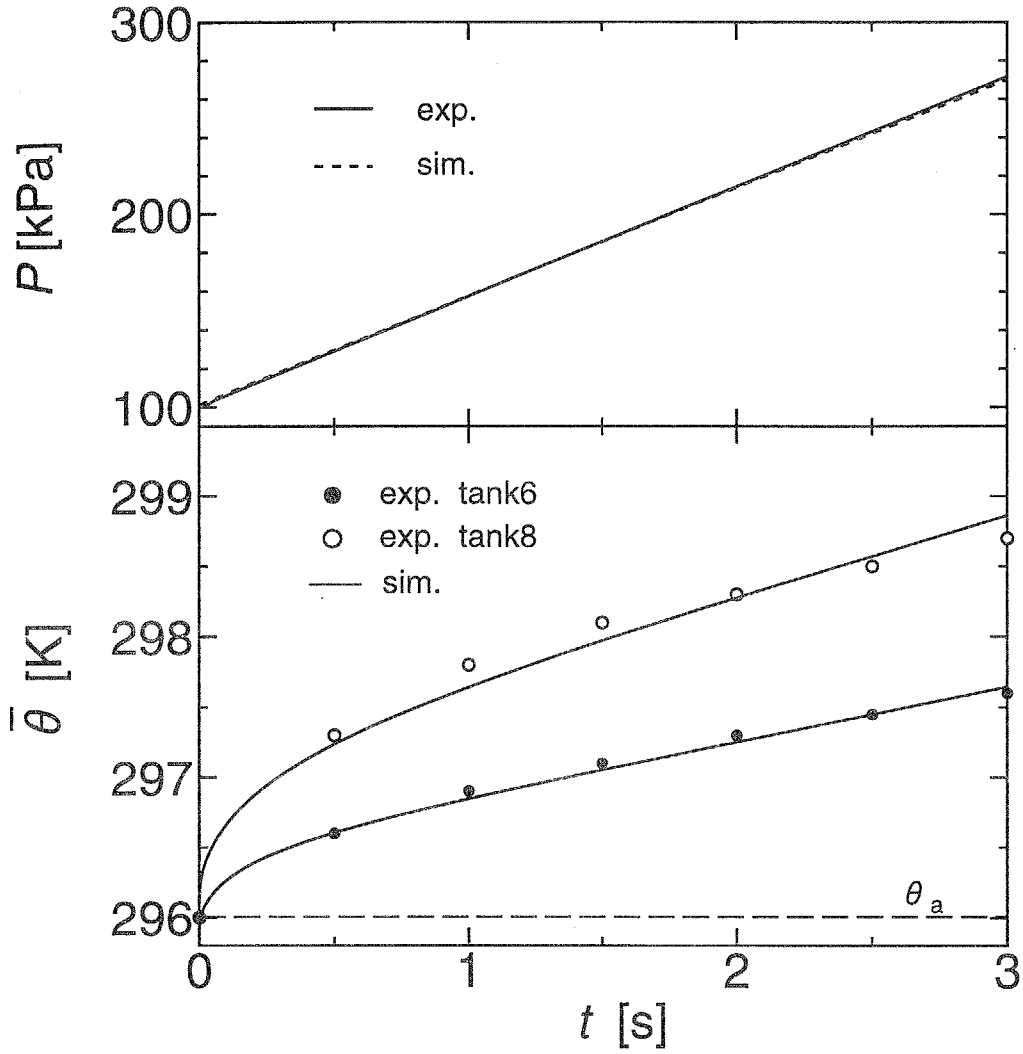


Fig.3.12 Comparison between experiments and simulations
(the case of changing the mass of the stuffed material on air charge)

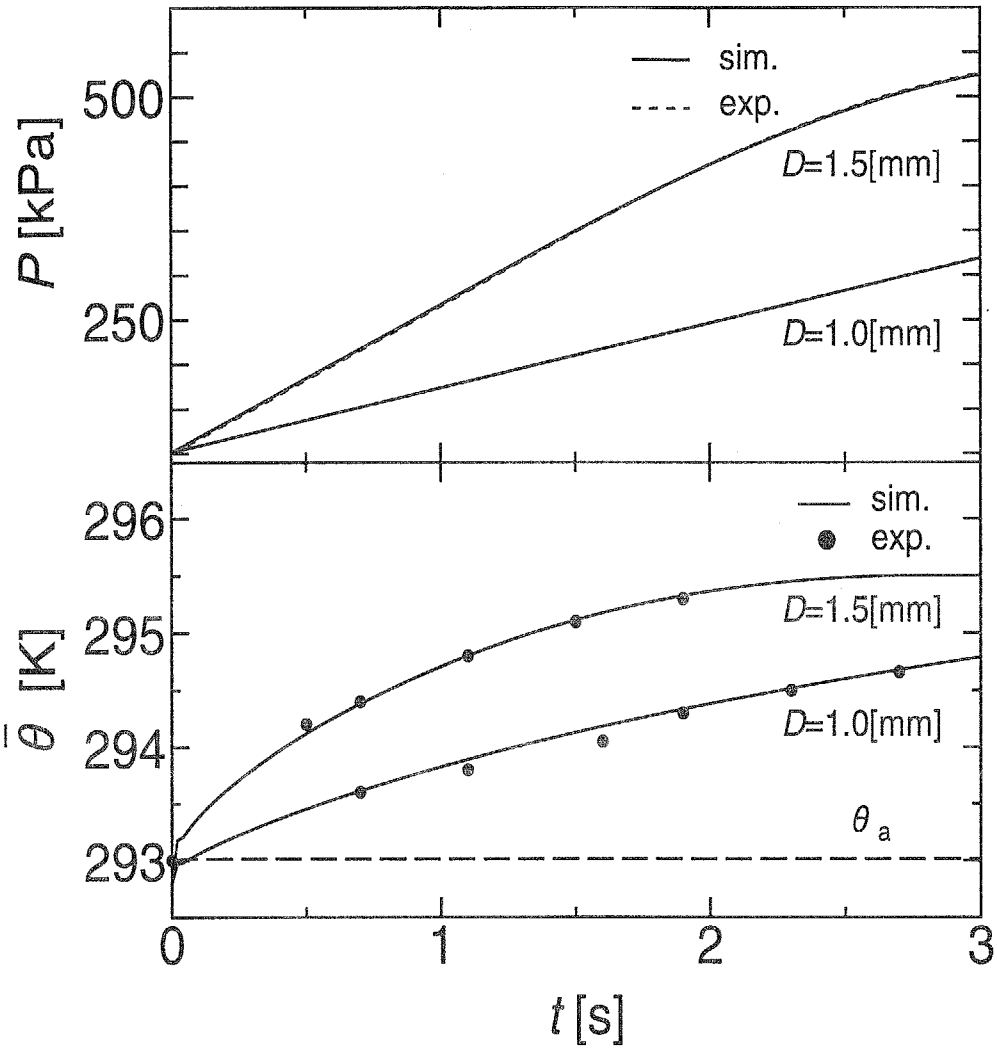


Fig.3.13 Comparison between experiments and simulations
(the case of changing the speed of the charge)

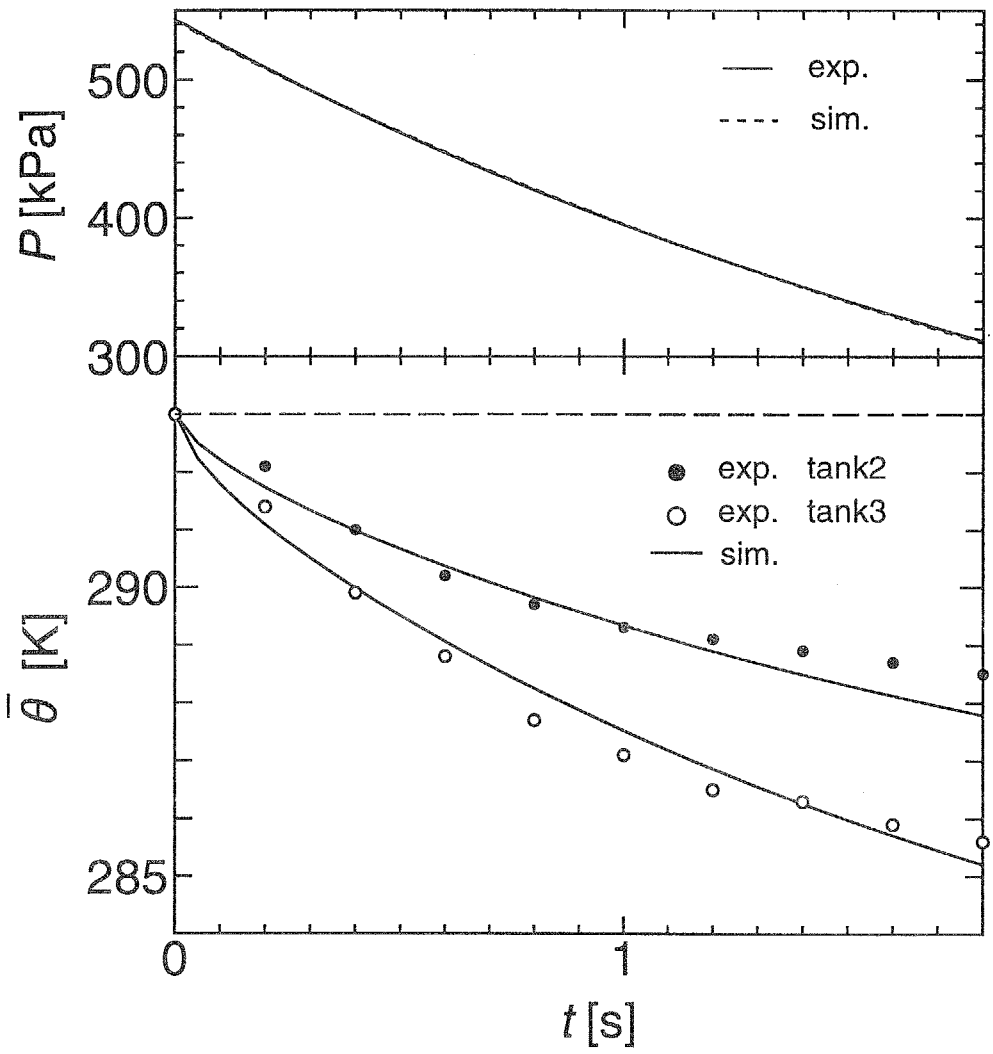


Fig.3.14 Comparison between experiments and simulations
(the case of changing the mass of the stuffed material on air discharge)

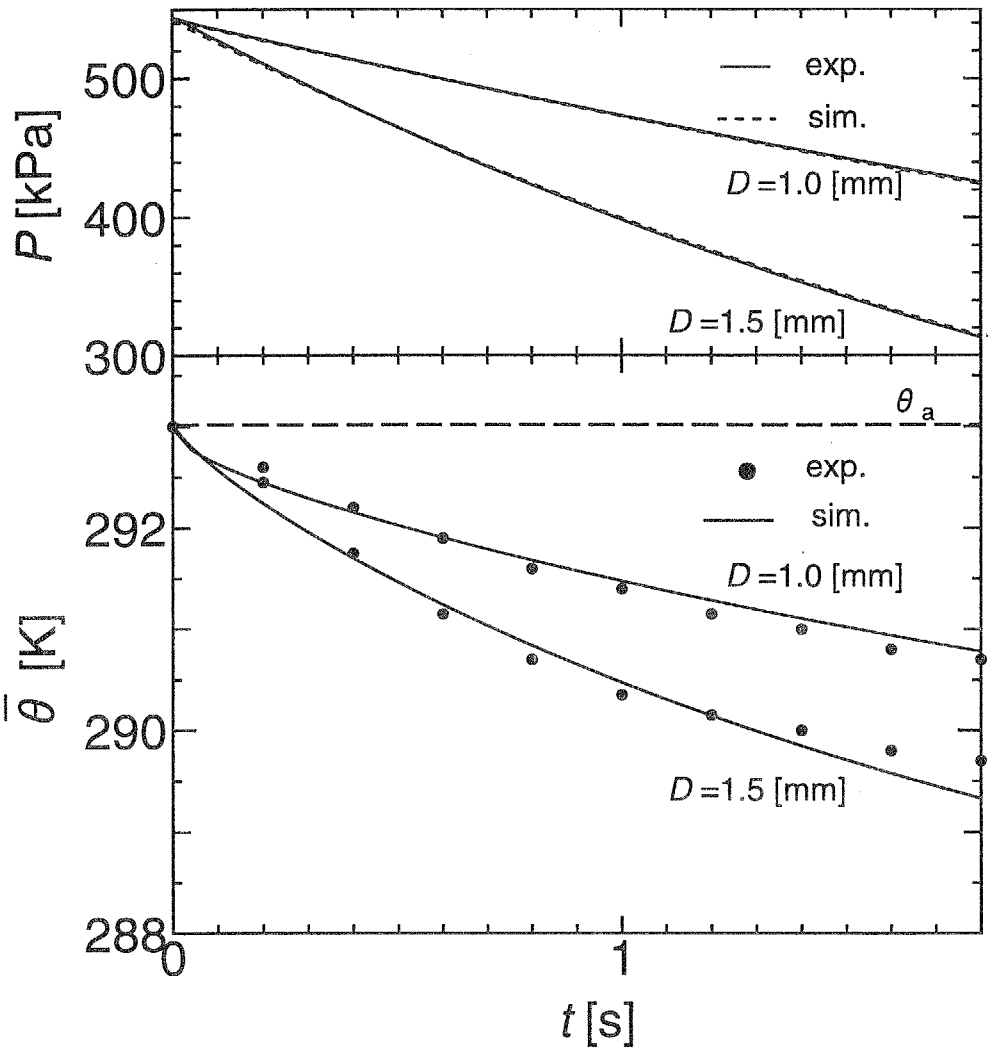


Fig.3.15 Comparison between experiments and simulations
(the case of changing the speed of the discharge)

第 4 章

等温化圧力容器を用いた空気の流量計測

本章では提案した手法で実際に圧縮性流体である空気の定常および非定常振動流の流量を測定する．定常流量計測においては提案した方法の有効性を確認するために，精密加工ノズルを用いて求めた流量と比較検討した．また等温化圧力容器の温度変化が誤差の主要因となることを示し，前章で示した数値解析を用いて温度変化分を補償することで，より高精度の計測が実現できることを明らかにする．

非定常流量計測は有効な方法が確立していないことから，本研究では提案した方法で求めた値をサーボ弁の弁変位と差圧から求めた流量と比較することで有効性を確認した．

4.1 空気の定常流量計測

4.1.1 計測装置と方法

提案した方法の有効性を確認するために，空気を用いて定常流量に対して測定を行なった．実験装置の構成は Fig.3.2のストップ法の充填実験の場合と同様である．絞りを通って等温化圧力容器に充填される空気の流量を測定する．チョーク域において絞りを通過する流量は供給圧にのみ依存するため一定流量が流れる．よってチョーク域において容器に充填される流量を測定すれば，定常流量が計測可能となる．供給圧力は精密減圧弁により設定した．実際には容器の充填時に圧力変化が起きないように絞りの直前にタンクを設けた．絞りとしては直径が 0.7[mm] の超精密加工ノズル [61] を用いた．各要素の接続には短いナイロンチューブを用い，流動抵抗とならないように注意した．

測定方法を以下に述べる．等温化圧力容器を大気圧の状態として管路途中にある電磁弁を操作することにより，等温化圧力容器への空気の充填を開始する．充填時の等温化圧力容器内の圧力を半導体式圧力変換器で測定する．測定したデータは AD 変換器を通してパーソナルコンピュータに取り込む．圧力計測のサンプリング周期は 20[ms] とする．測定された圧力波形を 10 点の移動平均により平滑化した後に，5 点の数値微分を施し (2.3) 式にしたがって流量を計算する．

一方, 絞りの流出係数 C_d が既知であれば, チョーク域において次式より絞りを通過する流量 Q_r が求まる [23].

$$Q_r = 0.685 C_d k \frac{P_s S_d}{\sqrt{R\theta_a}} \tag{4.1}$$

本実験で用いた絞りは計量研究所において試作, 検定が行なわれた超精密加工ノズルである. 流量係数の不確かさが 0.15%であることが明らかとなっており, 高精度の流量計測が可能である.

そこで, 本研究では Q_r を基準として提案した方法によって求めた Q と比較検討した. 供給圧力 P_s を変えることによって種々の流量に対して実験を行なった.

4.1.2 容器の選定と測定誤差の検討

提案する方法の誤差要因は 2.3 節で示した 4 項目が考えられる. 2.3 節において圧力変化速度を 18[kPa/s] 以上確保すれば, 温度変化以外の 3 項目の系統不確かさは 0.4%以下となることを示した. また経験的に定常流量を測定するためには圧力時定数 $VP_s/(GR\theta_a)$ を 3[s] 程度確保する必要があることから, 圧力変化速度の上限は圧力時定数および (2.3) 式より次式で与えられる.

$$\frac{dP}{dt} < \frac{P_s}{3} \tag{4.2}$$

以下に上記の圧力変化速度範囲における温度変化による誤差を検討する. 温度変化を考慮して (2.2) 式より流量を求めた値 Q_0 と, 温度変化を無視した流量 Q の比は (2.2),(2.3),(2.4) 式より

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{1}{\frac{\theta_a}{\bar{\theta}}\left(1 - \frac{P}{\bar{\theta}}\frac{d\bar{\theta}}{dt} / \frac{dP}{dt}\right)} \tag{4.3}$$

で与えられる.

(2.2) 式から明らかなように実際には圧力変化は流量を含む項と温度変化を含む項の和で決定される. しかし提案した方法では温度変化を含む項を無視することから, (4.3) 式から明らかなように流量を大きく見積もってしまう.

Fig.4.1は定常流量実験を行なった場合の等温化圧力容器内の温度変化を実験および数値計算で求めた結果である. 上図は測定開始からの容器内の圧力上昇を表し, 中図は容器内平均温度の変化を表す. 図中の黒丸はストップ法による実験の結果であり, 実線は数値計算の結果である. 実験結果と数値計算が良く一致している.

Fig.4.1の下図は等温化圧力容器に充填される空気の流量を測定する場合に, 温度変化によって生じる誤差を表している. 温度変化による誤差は数値計算で求めた上図の圧力波形と中図の実線を (4.3) 式に代入することによってを求めた. Fig.4.1の下図の結果から, 容器の温度変化は流量を大きく見積もる方向の誤差となることが確認できる.

また同一時刻においては圧力変化が大きいほど誤差も大きくなることがわかる．このような傾向を示す理由は，容器への充填による流量計測では (4.3) 式の分母の温度が直接誤差に影響する$\theta_a/\bar{\theta}$ と圧力変化速度に対する温度変化速度を表す $(d\bar{\theta}/dt)/(dP/dt)$ の二つの項が流量を大きく見積もる方向に働くためである．また誤差が時間の経過とともに大きくなっているが，これは容器内の平均温度が時間の経過とともに高くなるためである．

流量計測に用いる等温化圧力容器を選定するために，単位体積当たりの伝熱面積と最大誤差の関係を数値計算より求めた．円筒絞りの直径を 1.0[mm] とした場合の結果を Fig.4.2の上図に示す．供給圧力の違いによって温度変化による誤差が異なることから，Fig.4.2では 4 種類の供給圧力の場合についての結果を示す．なおいずれの場合も誤差は時間の経過とともに増加する傾向にあり，最大誤差はチョーク域と非チョーク域の境界での値となる．供給圧力によって最大誤差が異なる理由としては，供給圧力が高いほど非チョーク域に達するまでの時間が長いことから，容器内の平均温度が上昇するためである．つまり (4.3) 式において温度が直接誤差に影響する$\theta_a/\bar{\theta}$ の項の影響を受けるためである．

Fig.4.2の上図より，伝熱面積が大きいほど容器の等温性が高まることから誤差が小さくなることがわかる．しかし充填材の伝熱面積を大きくするには多くの充填材を封入する必要を生じる．容器自身が重くなるほか，人間の力では封入不可能となる．また供給圧力が低い場合には S/Vが 6000 以上においては温度変化による誤差がほとんど変化しない．そこで以下の流量計測では，特別な装置等を用いず可能な限り充填材を封入した容器，単位体積 1.0[m^3] 当たりの伝熱面積が 6.3×10^3[m^2] となる容器 (Tab.1 の tank1) を用いることに決定した．Fig.4.2の上図の点線と実線の交点がその容器を用いた場合の誤差を表している．誤差は 1%程度に抑えられており，提案した流量計測に十分使用可能であると考える．

次にこの等温化圧力容器を用いた場合の圧力変化速度と最大誤差の関係を調べた．結果を Fig.4.2の下図に示す．Fig.4.2の下図の結果より供給圧力が大きいほど測定可能範囲が広がるが，温度変化による誤差が大きくなることがわかる．その理由は上述した通りである．また供給圧力が同じ場合，Fig.4.2の下図の結果より明らかなように同一時刻では圧力変化が大きいほど誤差も大きくなるが，最大誤差はほぼ同じとなることがわかる．よって Fig.4.2の上図の結果は，いずれの圧力変化速度に対しても有効である．

以上より温度変化による誤差はほぼ 1%以下に抑えられることが明らかとなった．

4.1.3 計測結果と考察

誤差の検討結果を踏まえて実験を行なった．Fig.4.3に実験結果を示す．図中の case1～4 は供給圧をそれぞれ 542[kPa],444[kPa],346[kPa] と 248[kPa] とした場合の結果である．上図に測定した圧力波形を，下図に流量を求めた結果を示す．横軸は充填の開始時刻を基準

としている.

圧力は直線的に上昇しており, 実験を行なった 4 種類の流量に対してほぼ定常流量が確保されている様子がわかる. 提案した方法で求めた流量 Q をノズルの流出係数より求めた基準となる流量 Q_r と比較すると, 全体として両者が良い一致を示しており, 提案した方法の有効性が確認できる. 特に case3,4 では大変良い一致を示している. なお Q の立ち上がりがわずかに鈍いのは移動平均の影響である.

しかし,case4 から case1 へと測定流量が大きくなるにしたがって Q が Q_r に対し若干大きな値となる. また case1,2 においては時間の経過とともに Q は大きくなる. case1 では放出の開始後 4 秒においては両者の差異は 1%程度である. このような傾向を示す理由は前節で検討した通りである. case1 における温度変化の誤差は Fig.4.1における D=0.7[mm] の場合に相当する. Fig.4.1の下図の温度変化による誤差分が Fig.4.3における Q と Q_r の差に良く対応している. よってこの差は主に温度変化によるものであることが考えられる. 本実験の等温化圧力容器を使用する場合には供給圧力を 346[kPa] として圧力時定数を 10 秒前後にすれば, Fig.4.3の case3 の結果のように高精度が実現できることがわかった.

4.1.4 温度補償による精度向上

前節の実験結果より提案した方法で, 空気の定常流量が 1%程度の誤差範囲内で測定できることが明かとなった. 簡易に流量を測定する場合,1%の精度が実現できれば十分実用的である. しかし, 流量計の検定等に用いるためにはさらに高精度が要求される. 提案する方法は質量流量が直接測定できることから, さらに精度が向上すれば実用範囲はより広がるものと考えられる.

提案する流量計測法の誤差の主要因は容器内空気の温度変化を無視することにある. よって温度変化を考慮すれば精度の改善が望める. すでに第 3 章において等温化圧力容器の特性を明らかにし, 数値計算によって容器内温度変化が推定可能である. そこで本節では温度変化分も考慮に入れることで温度補償を行ない精度の改善をはかる. 具体的には気体の状態方程式を微分した式 ((2.2) 式) を流量 Q について整理した次式を用いて流量を求める.

$$Q = k\left(\frac{V}{R\bar{\theta}}\frac{dP}{dt} + \frac{W}{\bar{\theta}}\frac{d\bar{\theta}}{dt}\right) \tag{4.4}$$

ただし,(4.4) 式において容器に充填される流量を正にとっている.

温度補償の方法を以下に示す. はじめに (4.4) 式の右辺第 2 項を無視し, 前節までに示したように右辺第 1 項のみから流量を求める. その流量の値を用いて第 3 章で示した数

値計算を行ない容器内の温度変化を算出する．その値を (4.4) 式の右辺第 2 項に代入し温度変化も考慮した流量を求める．この流量を用いて再度容器内温度変化を数値計算によって算出し，同様にして流量を求める．この手順を流量が収束するまで繰り返すことで温度補償を施した流量を導いた．なお流量の収束までには 5 回程度の繰り返し計算が必要であった．

Fig.4.3の case1 に対して温度補償を施した結果を結果を Fig.4.4に示す．横軸は充填の開始からの時刻を表す．Fig.4.4の上図は圧力波形を，中図は数値計算で求めた容器内温度波形を，下図に流量波形を示す．

下図に着目すると温度変化を無視した点線は，4.1.2 節で検討したように非チョーク域に向かうにつれて流量は真値より大きくなる．温度変化を無視することは流量を大きく見積もる方向の誤差となる．一方，温度補償を施した実線は精密加工ノズルを用いて求めた破線と大変良く一致しておりその差異は 0.3%以下に抑えられている．温度補償を施すことで精度が向上することがわかった．

なお等温化圧力容器で温度変化を補償するならば，なにも等温化圧力容器を用いずに，通常の容器において温度変化を推定し，(4.4) 式から流量を測定する方法が考えられる．しかし通常の容器内の温度変化を推定することは大変困難である．その理由としては等温化圧力容器では熱の移動が伝導にのみ支配されることを明らかにしたが，通常の容器では対流の影響も強く受けるためである．また通常の容器では容器内の温度もかなり分布することから，放出される空気の温度を正確につかむことはかなり難しい．つまり等温化圧力容器を用いるからこそ温度補償が可能である．

提案した方法の特徴は空気の質量流量が直接測定可能であること，圧力を測定するの簡易な測定法であり小規模な設備で良いこと，大流量の測定には容積が大きな等温化圧力容器を用意するだけですむこと，時間平均の流量ではなく瞬時流量が測定可能なことなどがある．よって経年変化等で誤差が大きくなった気体流量計を簡易に校正するには最適である．

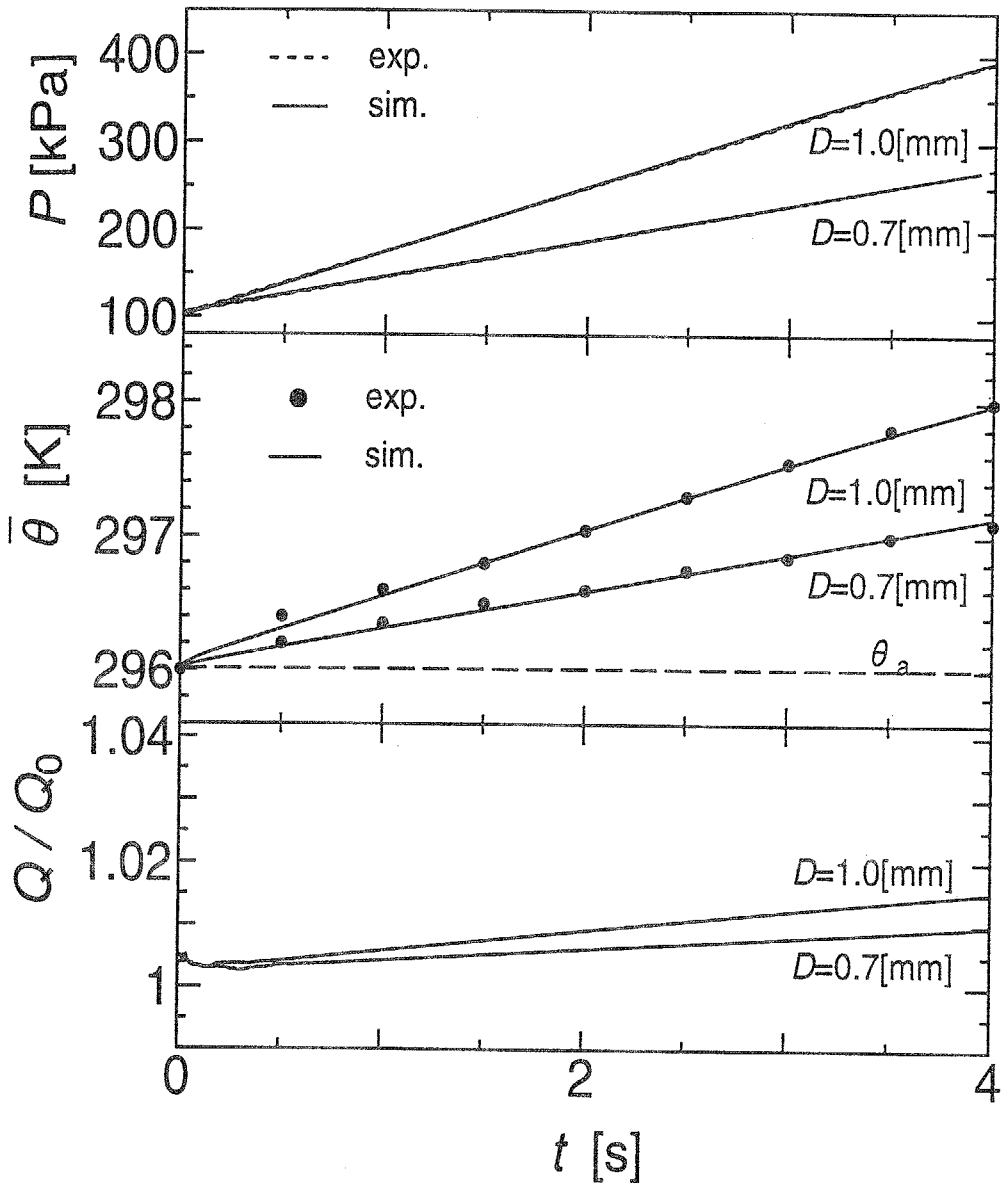
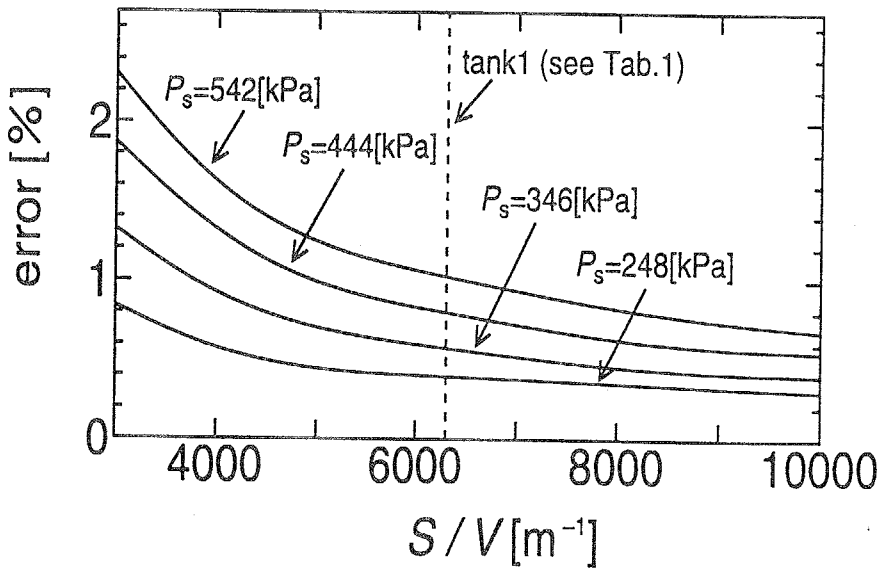
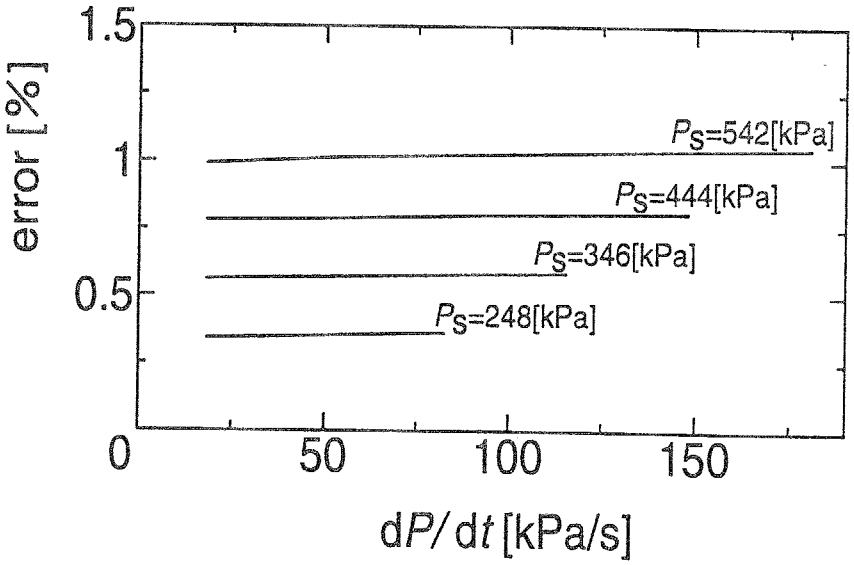


Fig.4.1 Comparison between experiments and simulations



(a)Relation between the measurement error and the heat transfer area of the isothermal chamber



(b)Relation between the measurement error and the pressure change

Fig.4.2 Estimation of error according to the temperature change

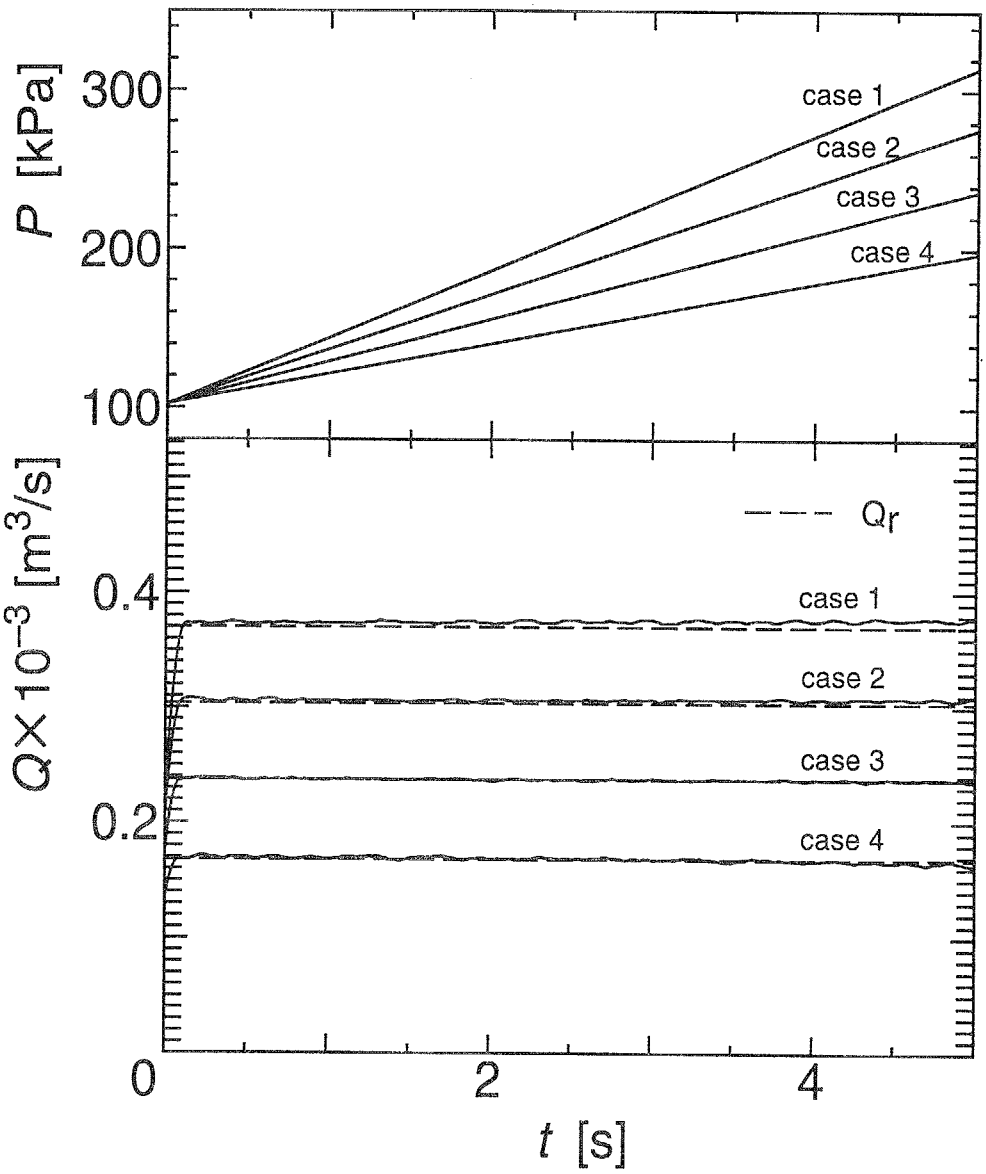


Fig.4.3 Experimental results of the steady flow rate measurement

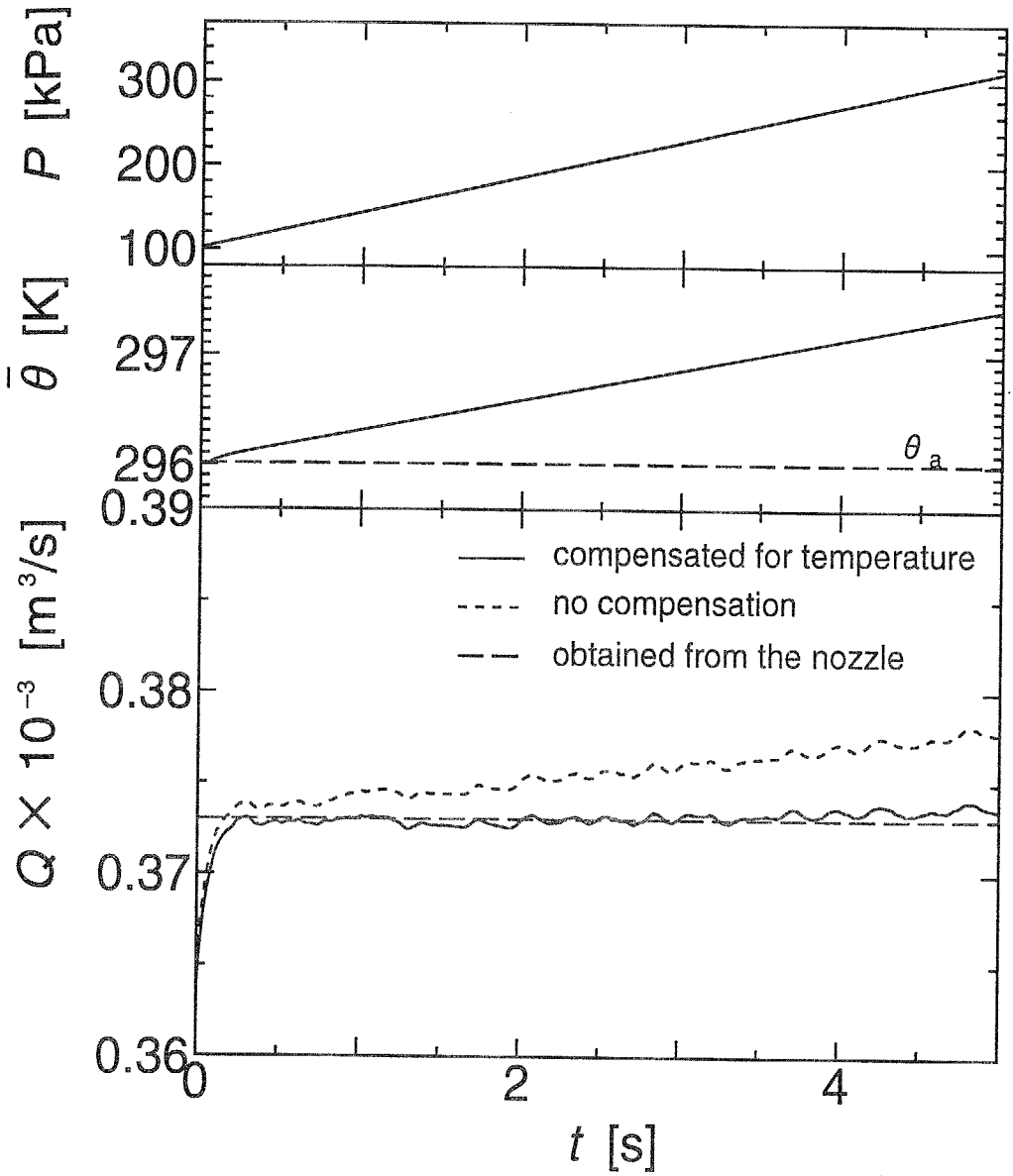


Fig.4.4 Experimental results of the steady flow rate measurement compensated for the temperature change

4.2 空気の非定常流量計測

前節において等温化圧力容器を用いて空気の定常流量が1%の誤差範囲で測定可能であることを示した．本節においては等温化圧力容器を用いて非定常流量も測定可能であることを示す．

4.2.1 計測装置と方法

Fig.4.5に非定常流量計測の実験装置の構成を示す．等温化圧力容器の等温性は容器に封入する充填材の単位体積当たりの質量で決まることから，本実験では線径が25[μm]のスチールウールが310[kg/m^3]，つまり体積1[m^3]当たり伝熱面積が6.3×10^3[m^2]となる等温化圧力容器を使用した．

測定の手順を以下に述べる．はじめに等温化圧力容器内を500[kPa]に加圧し手動弁を閉じる．その後に電磁弁を開き容器内空気を大気に放出する．この際にサーボ弁をファンクションジェネレータを用いて正弦波状に加振して非定常流量を発生させる．サーボ弁のスプール位置は入力電圧0〜10[V]に対応した出力電圧0〜10[V]として測定できる．放出時の圧力を測定しAD変換器を介してパソコンに取り込み，(2.3)式より容器から放出される空気の流量を求めた．圧力計としては半導体式のもの(豊田工機製PD64S)を用いた．分解能は0.1[kPa]である．圧力の微分には5点での差分を用い，圧力波形の平滑化のためにローパスフィルタを使用した．カットオフ周波数は入力周波数の2.5倍とした．圧力のサンプリング周期は測定する周波数によって変えたが，一周期当たり最低80点を確保するようにした．また各要素の接続には内径6[mm]のナイロンチューブを用い，管路が流動抵抗とならないように管路長は可能な限り短くした．

圧縮性流体の非定常流量計測の計測技術は十分に確立されていない．よって本実験では以下に示す方法で求めた値を基準として，提案した方法で求めた値と比較した．その方法はサーボ弁の弁変位と差圧から，絞りの式を用いて流量を求めるものである．本実験で用いたサーボ弁の弁変位と有効断面積の関係をISOで規定されている方法にしたがい，あらかじめ定常状態において計測する．流量計としては精度が2%の面積式流量計を用いた．実験結果をFig.4.6に示す．図中の黒丸が測定した結果である．図中の実線は実験結果を3次式で最小2乗近似した曲線である．

放出時の圧力Pとサーボ弁の弁変位vを計測し，弁変位の測定値からFig.4.6の実線を用いて有効断面積$S_e(v)$を求め，チョーク域において次式より流量を求めた[62]．

$$Q_s = KS_e(v)P\sqrt{\frac{273}{\theta_a}} \tag{4.5}$$

(4.5) 式から明らかなように，この方法では温度の平方根の項が含まれるため，実際にはサーボ弁を通過する空気の温度の計測が必要である．等温化圧力容器を用いる場合は放出時の空気の温度はほぼ室温である．たとえ 3[K] の温度変化があったと仮定しても計測結果に与える影響は 0.5%以下であることから，空気の温度は室温として流量を求めた．本測定法の不確かさはその他に有効断面積の測定誤差，曲線に近似する際の誤差等が考えられるが，総合不確かさは 3%以下であると推定される．

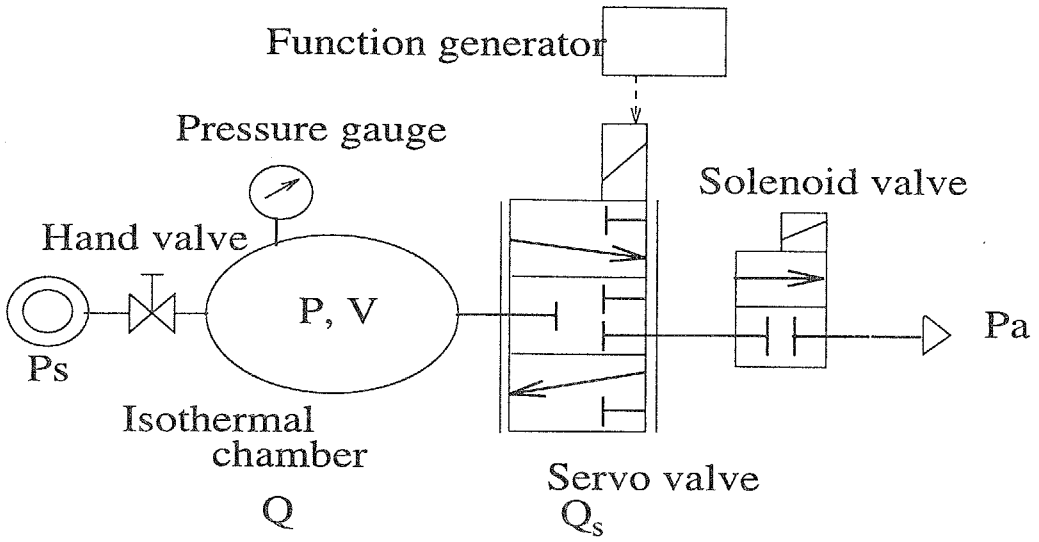


Fig.4.5 Experimental Apparatus for Unsteady Flow Rate Measurements

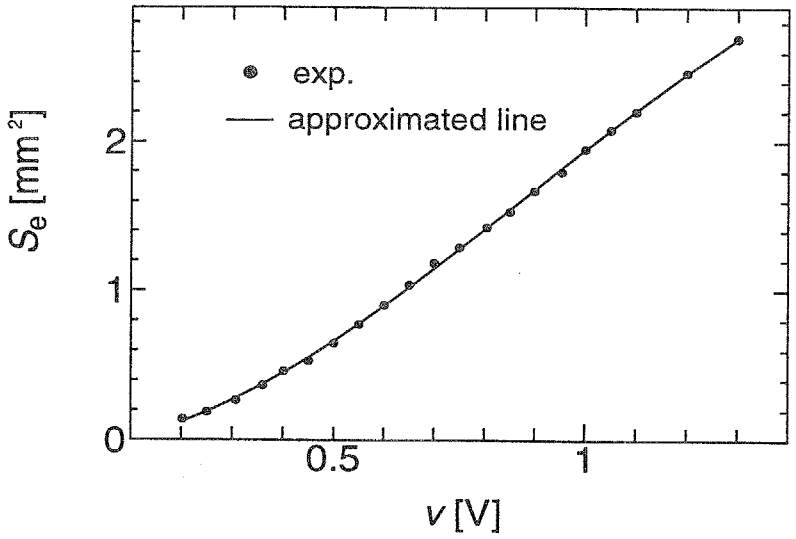


Fig.4.6 Static characteristics of the servo valve

4.2.2 容器容積と測定誤差の関係

提案した流量計測法における誤差要因としては 2.3 節で示したように以下のものが考えられる.

1) 等温化圧力容器の容積の測定誤差.

2) 室温の測定誤差.

3) 圧力計の精度, 分解能に起因する誤差.

4) 等温化圧力容器の温度変化がもたらす誤差.

このうち 1) と 2) は非定常流量の周期等に依存しない. 容器と室温の計測方法は定常流量計測の場合と同様であり, 不確かさはそれぞれ 0.3%,0.1% 以下であると考えられる. 非定常流量計測においては定常流量計測の場合以上に 3) が問題となる. その理由としては同一の容器を用いて同じ振幅の入力を流量制御弁に与えた場合, 入力周波数が大きくなるにしたがって放出時の圧力の振幅が小さくなるためである. よって測定流量が圧力計の分解能の影響を受けてしまう. 提案する方法においては非定常流量の周波数が高くなるにしたがって, 等温化圧力容器の容積を小さくする必要を生じる. そこで次に 3) について検討し, 容器の選定の目安を示す.

4.2.2.1 圧力計測に起因する誤差

本実験で用いた圧力計のノイズレベルは分解能以下であり, また直線性も良いことから, 圧力計測に起因する誤差は圧力計の分解能による影響が支配的であると考える. そこで以下にその影響を考察する. 放出時の圧力は容器内の状態を完全に等温と仮定し, 弁開度の変化を $S_e = A - Bsin(2\pi ft)$ とすると, (2.3),(2.4),(4.5) 式より

$$P = P_s e^{\frac{KR\theta_a}{kV}\sqrt{\frac{273}{\theta_a}}\left(At+\frac{B}{2\pi f}(cos(2\pi ft)-1)\right)} \tag{4.6}$$

で与えられる。よって圧力振幅△ Pは次式で与えられる

$$\triangle P = P_s\left(1 - e^{\frac{KR\theta_a}{kV}\sqrt{\frac{273}{\theta_a}}\frac{B}{2\pi f}}\right) \tag{4.7}$$

この式より圧力振幅は弁変位の振幅 B, 非定常振動流の周波数 fと等温化圧力容器の容積 Vで決まることがわかる.

本実験で用いたデータ処理方法では, 圧力計の分解能が 0.1[kPa] であることから, 分解能による不確かさを 0.5%,1%,2%以下に抑えるためには, 放出時の容器内圧力の振幅としてそれぞれ最低 2,1,0.5[kPa] が必要であると考えられる. よって (4.7) 式より容器の選定の指標をまとめた. 結果を Fig.4.7に示す. 周波数 fが高くなるほど, また入力振幅 Bが小さくなるほど容積の小さい等温化圧力容器が必要となる.

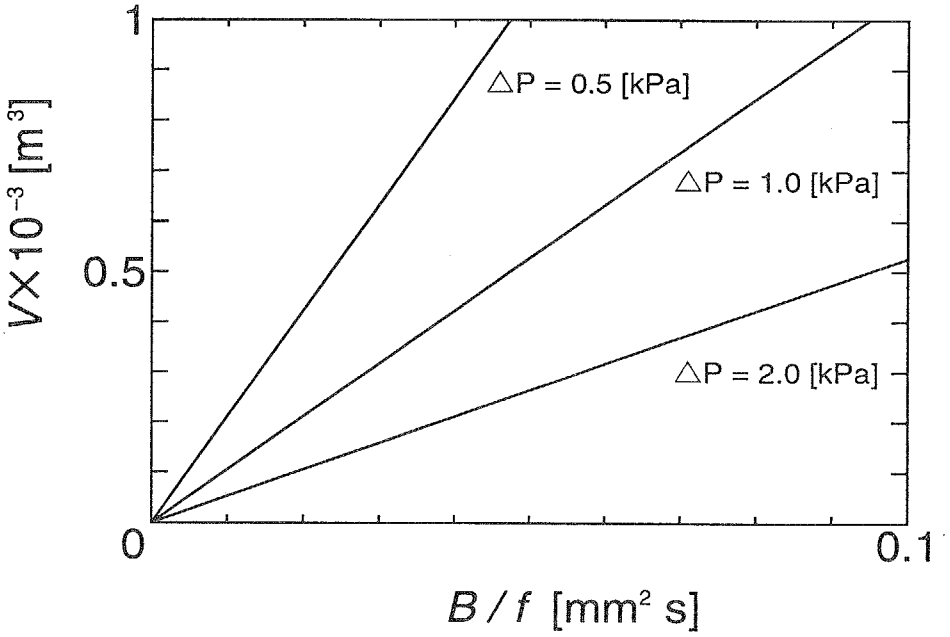


Fig.4.7 Indexes to select the volume of the isothermal chamber

4.2.2.2 温度変化による誤差

温度変化による誤差を調べるために, 等温化圧力容器の特性を数値計算によって検討する. 数値計算は等温化圧力容器の伝熱特性が熱伝導に支配されると仮定して, 3.3 に示したモデルおよび方法で行なった.

実験と数値計算を比較した結果を Fig.4.8に示す. 実験は Fig.4.5の装置において, 容積が 0.2×10^{-3}[m^3] の等温化圧力容器を用い, 流量制御弁への入力電圧を $0.75-0.5sin(2\pi ft)$ としてストップ法で行なった. なお実験は室温 293[K] において行なった. Fig.4.8は入力周波数を 40[Hz] とした場合の結果である. 横軸は放出の開始からの時間を表す. 上図に圧力波形, 下図に容器内の平均温度波形を示す. 下図において黒丸が実験結果であり, 実線が数値計算の結果を表す.

Fig.4.8の結果より圧力降下が大きい場合には温度降下も大きくなるが, 圧力降下が小さくなると温度は逆に回復する現象が見られる. しかし, 容器内平均温度の降下は 1[K] に抑えられており, 高い等温性が実現できていることがわかる. 実験結果と数値計算は良い一致を示しており, 数値計算の妥当性が確認された.

そこで以下に数値計算を用いて温度変化による誤差を検討する. 温度変化を考慮して (2.2) 式より流量を求めた値 Q_0と, 温度変化を無視した流量 Q の比は前節に示した (4.3) 式で表される.

Fig.4.9に Q_0 と Q を比較した結果を示す．上図に流量を比較したものを，下図に非定常振動流の平均流量 Q_m に対する温度変化による誤差を示す．なお (2.2) 式より求めた流量 Q_0 と Q_s はほぼ一致することから，図中では Q_s のみを表す．

Fig.4.9の結果より，流量が大きくなるにつれて誤差が大きくなることがわかる．(4.3) 式から明らかなように，温度降下を無視することは流量を大きく見積もる方向の誤差となる．また流量の谷の部分では温度が回復するために，逆の現象が見られる．平均流量に対する最大誤差は7%あるが，最大流量に対する Q_p の Q_s に対する誤差は5%以下となる．以上より提案した方法の総合不確かさは温度変化による誤差が支配的であることがわかる．

容器の容積を変えて温度変化による誤差を検討した結果 (4.3) 式から明らかなように，温度変化による誤差は圧力変化と温度変化の比で決まることから，容器の容積にほとんど依存しないことがわかった．ただし容器が小さいほど流量の減衰が速くなることから容器は大きい方が好ましい．その上限は Fig.4.7で決定される．また数値計算より，温度変化による最大誤差は弁開度の最大値と平均値の比 $(A+B)/A$ と周波数 f によって決まることがわかった．$(A+B)/A$ で決まることは圧力変化を無次元化することで容易に推定される．

Fig.4.10に $(A+B)/A$ と周波数 f によって決定される温度変化による最大誤差をまとめた結果を示す．誤差はすべて数値計算の結果を用いて求めた．上図は横軸に最大誤差を縦軸に最大振幅と平均値の比をとった場合の結果である．下図は横軸に周波数，縦軸に最大誤差をとった結果である．下図では縦軸に平均流量に対する最大誤差をとった場合と最大流量に対する最大誤差をとった結果をそれぞれ上下に示す．なお，他の誤差に比べ温度変化による誤差が大きいことから，提案した方法の精度は温度変化による誤差で決まると考えられる．弁開度の振幅が大きくなり流量が大きくなるほど最大誤差も大きくなる．また非定常振動流の周波数が高くなるほど最大誤差は大きくなる．精度に関しては検討の余地があるが，圧縮性流体の非定常流量計測法の簡易で有効な方法が全くない現状では，十分有効かつ実用的であると考える．

以上の検討結果を踏まえて，入力周波数が 10[Hz] 以下では流量制御弁への入力を $0.75-0.25sin(2\pi ft)$ とし，容積が 1.0×10^{-3}[m^3] の等温化圧力容器を用いた．また 10[Hz] 以上の周波数に対しては流量制御弁への入力を $0.75-0.5sin(2\pi ft)$ とし，容積が 0.2×10^{-3}[m^3] の等温化圧力容器を用いた．

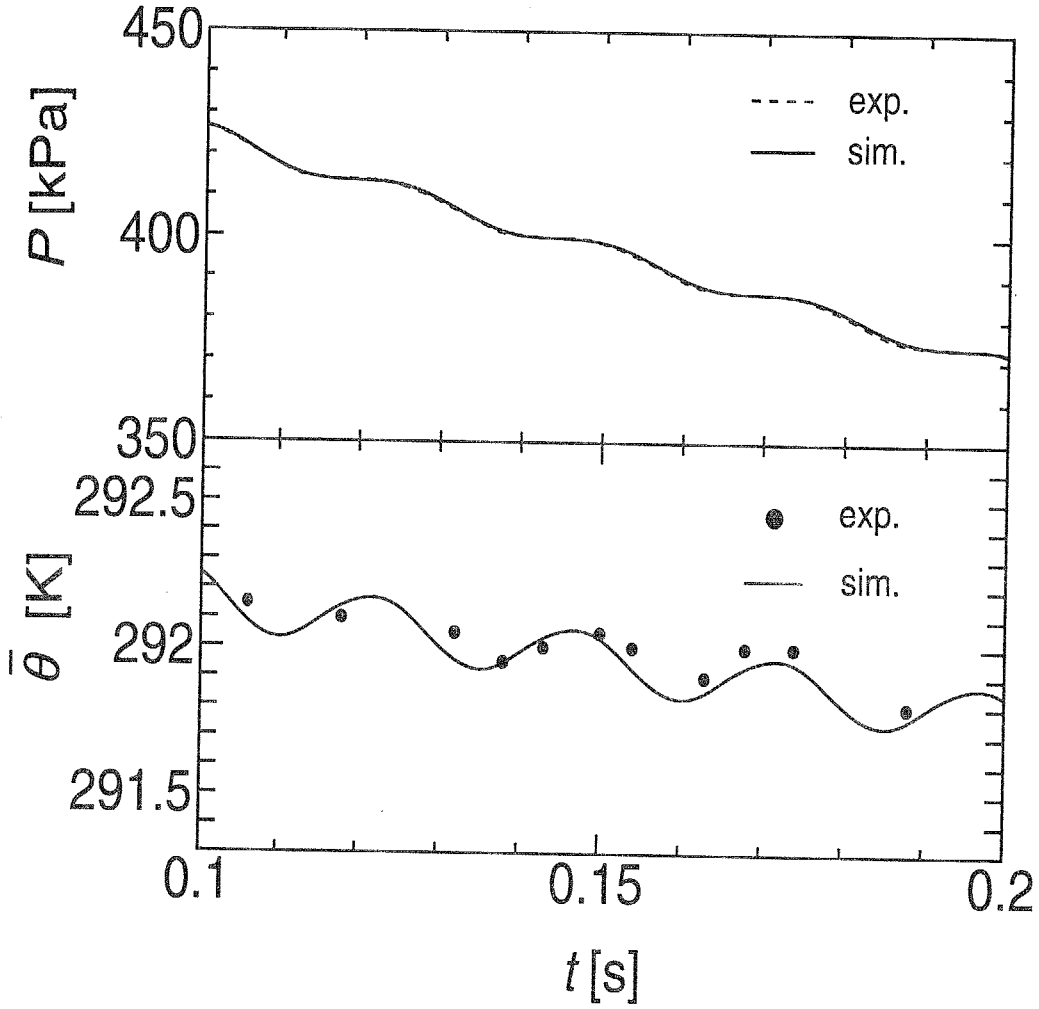


Fig.4.8 Comparison of pressure and temperature curves between simulation and experiment

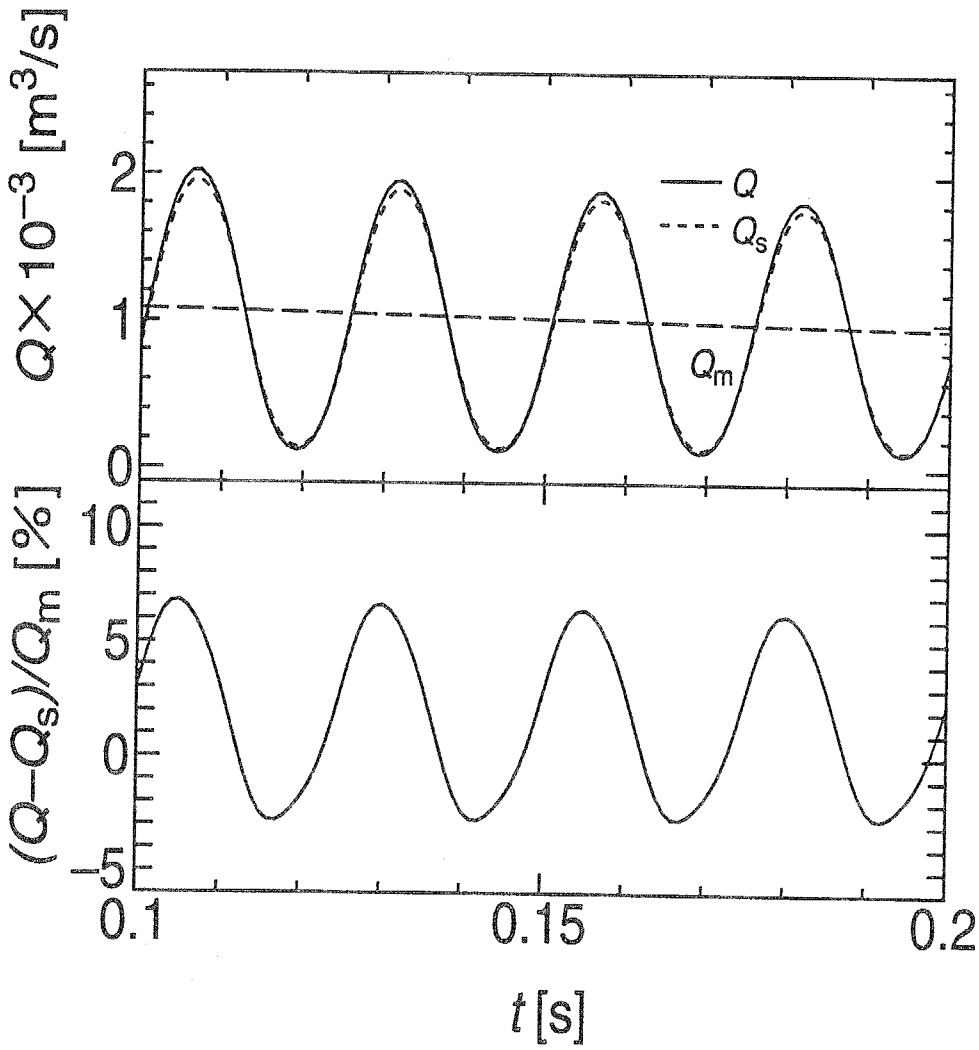


Fig.4.9 Estimation of error according to temperature change

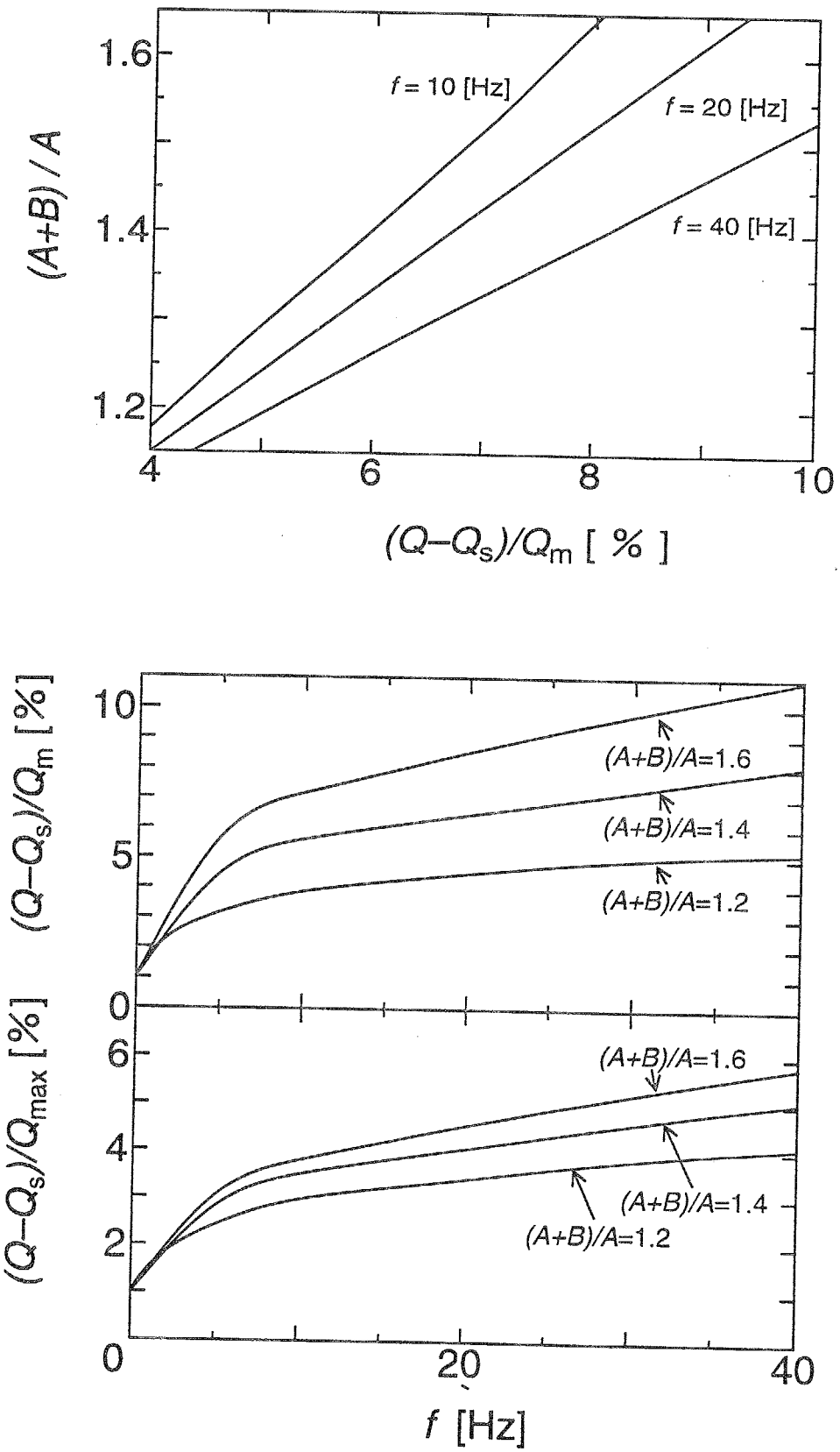


Fig.4.10 Relation between frequencies and errors according to temperature change

4.2.3 非定常流量計測の結果と考察

4.2.3.1 一般の容器を用いた場合

等温化圧力容器の性能を確認するために一般の容器で圧力から非定常流量を求めた場合と比較検討する．一般の容器において放出時の状態変化をポリトロープ変化であると仮定すると，(2.3) 式から非定常流量を求めた場合でも流量の位相は真値と同相となる．しかし実際には完全なポリトロープ変化とはならないことが知られている [63][64]．一般の容器では放出時のエネルギ方程式は次式で与えられる．

$$C_v W \frac{d\bar{\theta}}{dt} = GR\bar{\theta} + hS(\theta_a - \bar{\theta}) \tag{4.8}$$

等温化圧力容器と異なり，一般の容器では熱は対流と伝導によって伝わることから，エネルギ方程式は熱伝達率 h を用いて表される．ただし，放出時の熱伝達率は容器の形状，放出速度等に依存することから一定値とはならない．(2.1) 式と (4.8) 式より圧力変化から流量までの伝達関数を求めると，

$$G = \frac{V}{R\bar{\theta}} \frac{Ts+1}{\kappa Ts+1} \frac{dP}{dt} \tag{4.9}$$

となる．ここでκ=1.4,$T = C_v W/(h \cdot S)$ である．Tは一般に熱平衡時定数と呼ばれる [65]．(4.10) 式より圧力変化から流量までは位相遅れ系となることがわかる．よって一般の容器で (2.3) 式より非定常流量を求めた場合には振幅のみならず位相もずれることが考えられる．

そこで容積が 0.2×10^{-3}[m^3] の等温化圧力容器からスチールウールを抜いた容器を用いて (2.3) 式より流量を求めた．流量制御弁への入力振幅を 40[Hz] にした場合の結果を Fig.4.11に示す．横軸は放出の開始からの時刻を表す．上図に圧力波形と弁変位を，下図に流量波形を示す．下図の実線は温度変化を無視して (2.3) 式より流量を求めた結果である．破線は断熱変化を仮定して求めた流量である．断熱を仮定すると流量と圧力変化の関係は (2.3) 式を比熱比κ=1.4 で割った次式となる．

$$G = \frac{V}{\kappa R\bar{\theta}} \frac{dP}{dt} \tag{4.10}$$

点線は (4.5) 式より求めた流量である．ただし (4.5) 式において放出時の空気温度は室温と仮定した．実際には圧縮空気が急激に膨張することから，一般の容器では放出時に空気の温度が約 25[K] 程度降下することが予想される．よって点線には空気温度を室温と仮定したことによる誤差が含まれるものと考えられる．しかし Q_sは弁変位から流量を求めていることから，位相のずれは生じない．

Fig.4.11の下図に注目すると，実線は点線と比較して位相が遅れている．つまり (4.10) 式のように位相遅れ系となることがわかる．また (2.3) 式から求めた流量のゲインは大きくなる．これは実線が実際には生じる温度変化を無視して求めた流量であることによる．一方，断熱を仮定した場合にはゲインは小さくなり Q_s に近くなるが，位相は等温を仮定した場合と同様にずれる．以上の結果より，一般の容器で温度変化を無視して圧力変化から非定常な周期的流量を求めた場合には，ゲインのみならず位相にもずれを生じることが確認された．

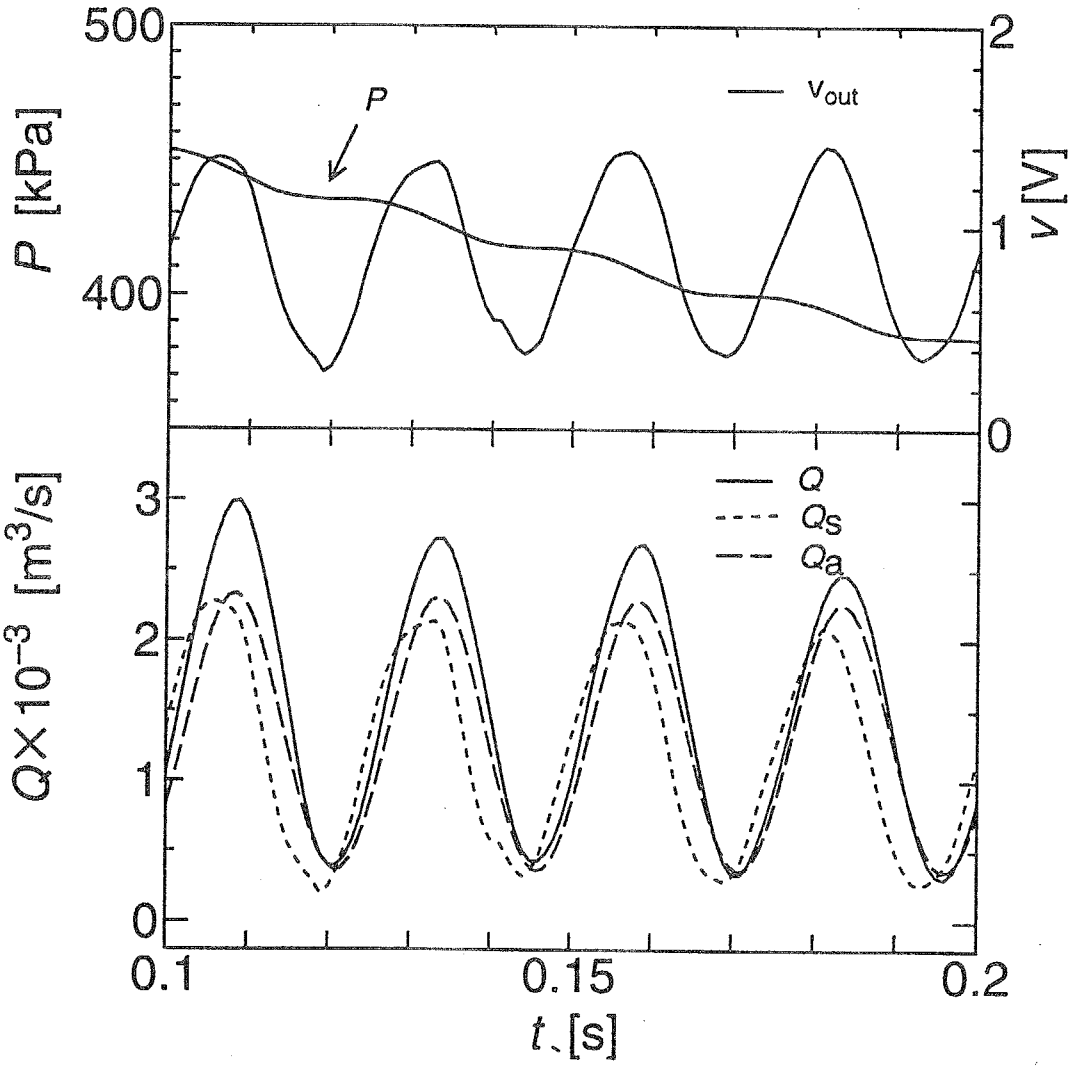


Fig.4.11 Unsteady flow rate measurement with the normal chamber

4.2.3.2 等温化圧力容器を用いた場合

等温化圧力容器を用いて (2.3) 式より流量を求めた結果を示す. Fig.4.12は 40[Hz] の非定常流量を計測した結果である. 図の形式は Fig.4.11と同様である.

Fig.4.12の下図に注目すると流量の山の部分, 谷の部分で若干の差異が見られる. Q と Q_sの差は最大で 7%程度である. Fig.4.12の Q と Q_sの差異は Fig.4.9の温度変化による誤差の検討結果とほぼ対応しており, 温度変化が誤差の主要因であると考えられる. しかし通常の容器の場合の結果である Fig.4.11と比較すると, Fig.4.12の結果は位相のずれもほとんどなく, 等温化圧力容器の効果が明らかである. 0.12[s] 以降においては Q と Q_sの誤差は 5%以下に抑えられている.

同様に入力周波数を 5[Hz],20[Hz] にした場合の結果を Fig.4.13,Fig.4.14に示す. 図の形式は前図と同様である. 周波数が遅いほど Q と Q_sが良い一致を示す. これは周波数が遅いほど圧力変化速度が遅くなることから, 容器の等温性が確保できるためである.

以上の結果より提案した方法で 40[Hz] の非定常流量が測定可能であることがわかった. 精度に関しては検討の余地があるが, 圧縮性流体の非定常流量計測法の簡易で有効な方法がない現状では, この程度の精度でも十分実用的であると考える. また等温化圧力容器の特性が数値計算によって明らかとなっていることから, 今後は温度変化分を補償することで非定常流量においても精度の改善が期待できるものと考える.

4.3 本章のまとめ

本章で得られた結論は以下の通りである.

1) 等温化圧力容器を用れば容器内の圧力を計測することのみで, 容器に流入する圧縮性流体の定常流量を 1%の精度で測定可能であることを示した.

2) 等温化圧力容器の温度変化分を補償することで定常流量の測定誤差を 0.4%以下にできることがわかった.

3) 等温化圧力容器を用いた非定常流量計測法を提案し, 容器容積と測定誤差の関係について検討した.

4) 通常の容器を用いて圧力変化から非定常流量を求める場合の問題点を指摘し, 等温化圧力容器を用いた場合と比較することで, 等温化圧力容器の有用性を確認した.

5) 等温化圧力容器を用いれば, 一方向非定常振動流をその平均流量に対して 7%, 最大流量に対しては 5%以下の精度で, 40[Hz] まで簡易に圧力変化から計測可能であることを示した.

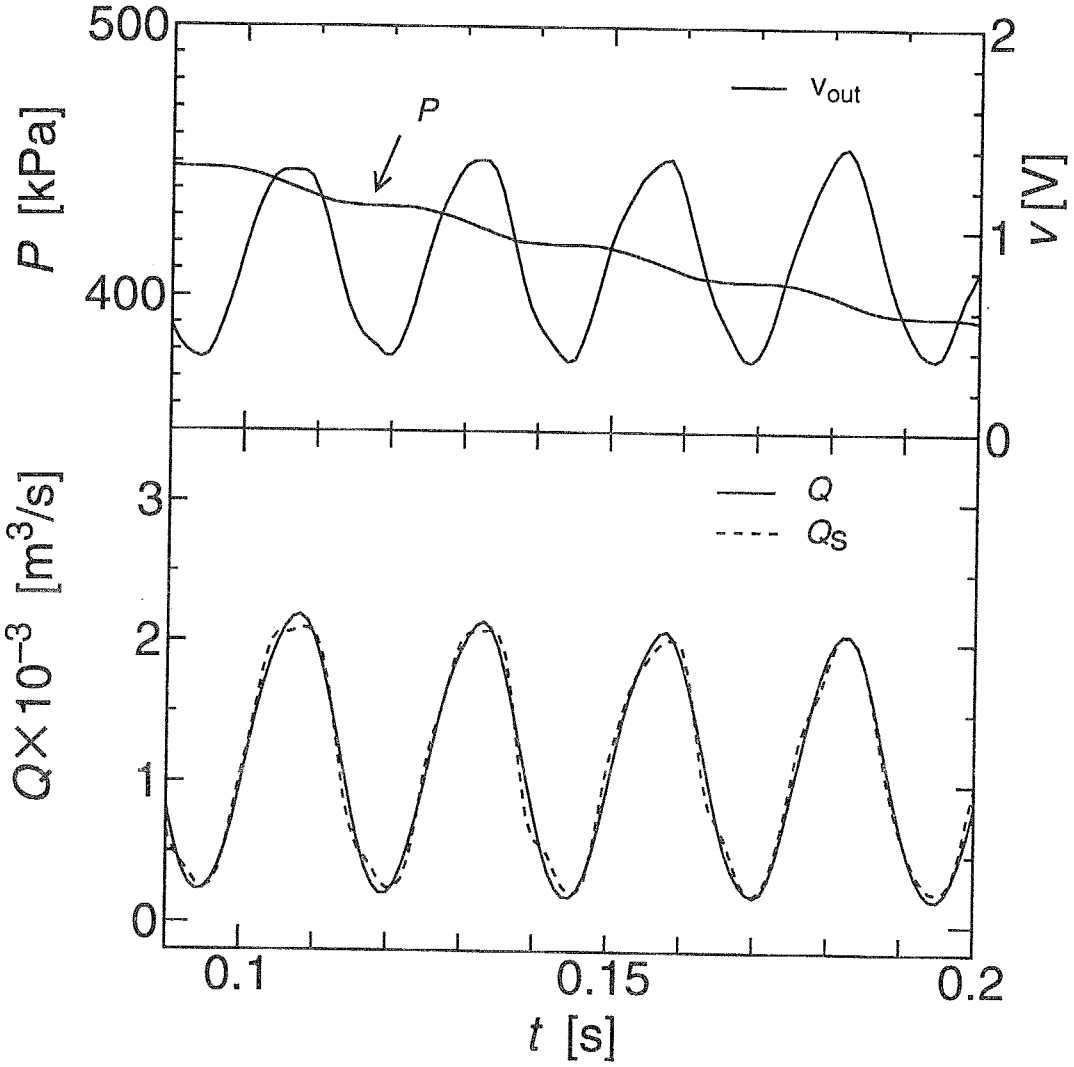


Fig.4.12 Unsteady flow rate measurement with the isothermal chamber(f=40[Hz])

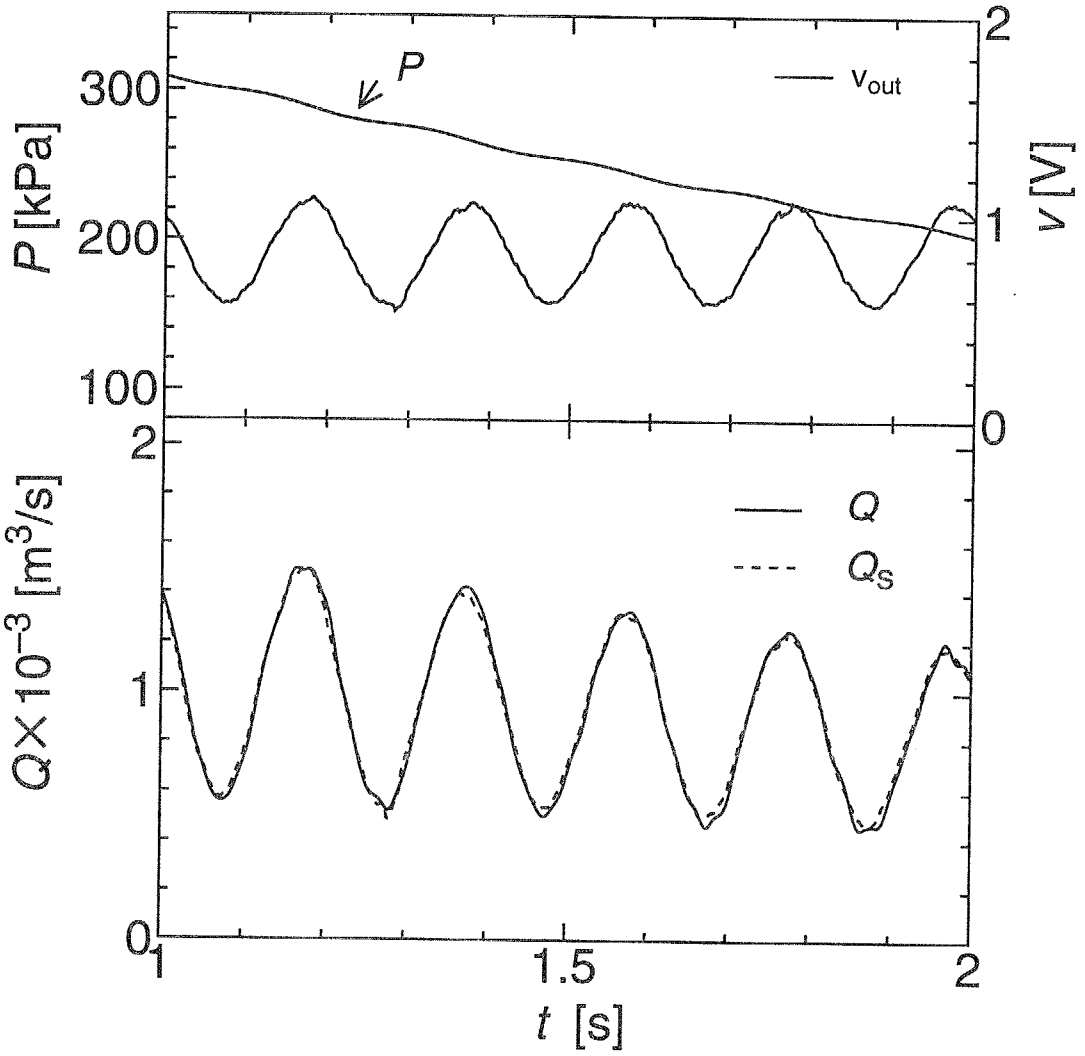


Fig.4.13 Unsteady flow rate measurement with the isothermal chamber(f=5[Hz])

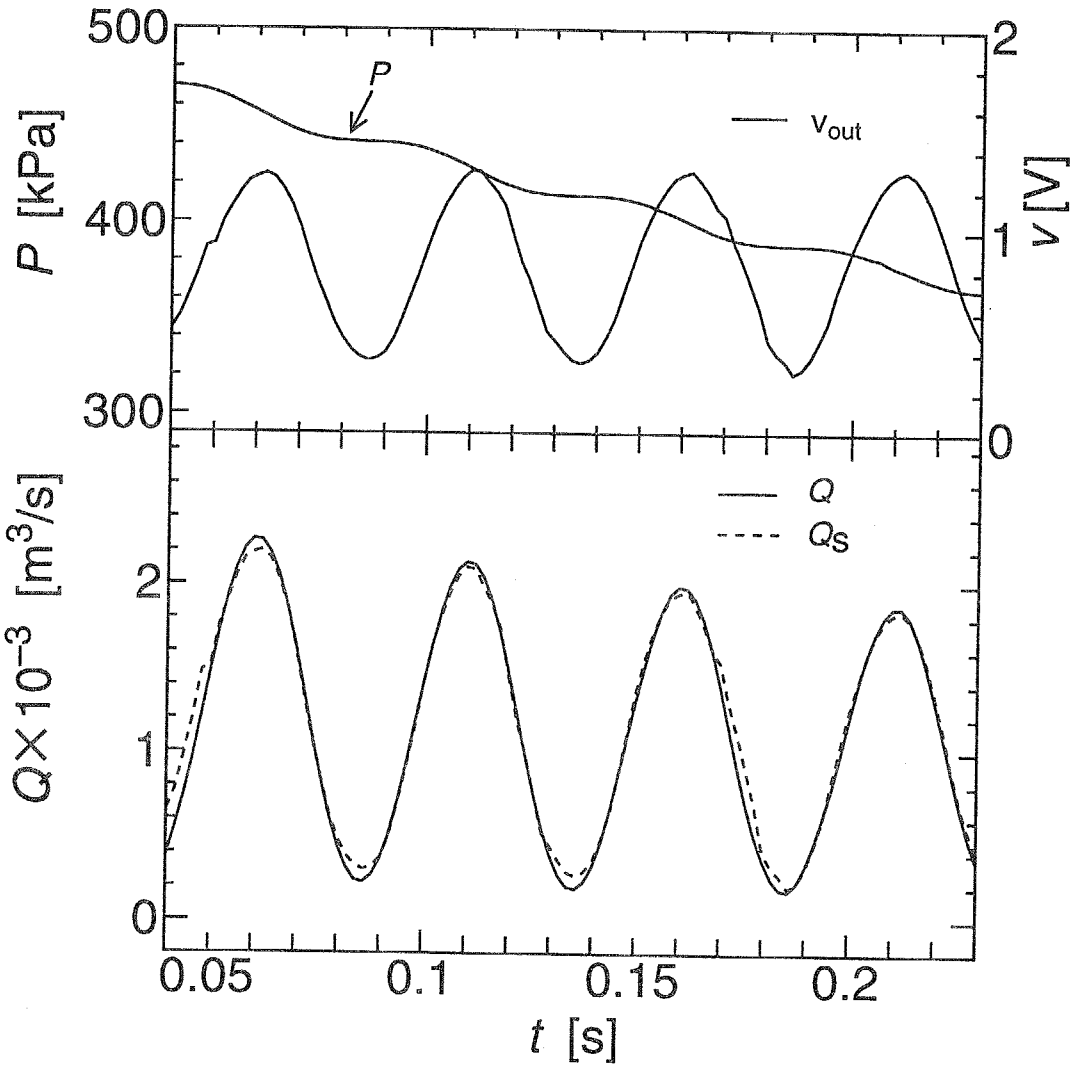


Fig.4.14 Unsteady flow rate measurement with the isothermal chamber(f=20[Hz])

第 5 章

等温化圧力容器を用いた有効断面積の計測法

5.1 はじめに

電磁弁等の流量特性の表示法として有効断面積がしばしば用いられている．その計測法としては ISO 規格 [62] に基き，流量計を用いてその差圧と流量の関係から計算する方法が一般的である．しかし静的流量特性を逐一計測するためには流量計が必要となり，計測にも時間がかかる．また，圧縮機の能力，流量計の測定レンジから，空気圧で実際に使用するような圧力領域では設備が大がかりとなる．

一方、簡易な測定法として JIS[66] や日本空気圧工業会で規定される流量特性試験法がある．この方法は容積が既知の圧力容器から有効断面積を求めたい空気圧要素を通して空気を放出させ，容器内の圧力応答から有効断面積を算出するものである．どちらの方法も放出時は空気の状態変化を断熱変化であると仮定して計算式を求めている．ところが実際には短時間でも熱が流入し測定結果に必然的に誤差を伴うため，一般には流量法の結果と一致しないのが現状である [67]．また圧力応答は温度変化と密接な関係にあり，容器の形状など測定条件が熱伝達の様相に影響し，空気温度が異なるにもかかわらず，測定条件に関する細部の規定はない．

すでに伊藤，町山らは圧力容器の形状および放出速度により測定した有効断面積に誤差を生じ，空気の状態変化を考慮することが必要であると報告している [68]．また黒下は日本油空圧工業会方式が流量法の結果にほぼ一致すると結論している [69]．しかし，測定条件によっては容器内の温度が異なるために計測結果がばらつくことが予想される．

本質的に放出法で正確な有効断面積を計測するためには空気の状態変化を規定することが必要である．そこで本章では，等温化圧力容器を用い放出法の試験を行なうことを提案する．JIS による方法において実験条件が測定結果にもたらす誤差を明らかにし，等温化圧力容器を用いることで実験条件によらず誤差を減少させることができることを示す．

5.2 有効断面積の計測法

5.2.1 流量法

ISO[62] など流量計を用いて有効断面積を計測する方法は通常 Fig.5.2のような装置で行われ, 上流圧 P_1を固定し下流圧 P_2を変えて流量 Q を測定する. 流れが閉塞状態にあるとき次式により有効断面積は求められる.

$$S_e = 21.55\frac{Q}{P_s}\sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{(\kappa-1)/(\kappa+1)}\frac{R\theta_a}{\kappa}} \tag{5.1}$$

5.2.2 放出法

JIS[66] によれば空気圧用 2 ポート電磁弁の流量特性試験は以下のように規定されている. Fig.5.3の装置を構成する. 圧力 P_0（592[kPa]）に充填された内容積 V の容器に電磁弁を接続し, 電磁弁を t 秒間, 開閉して容器内圧が P （297[kPa]）になるまで空気を大気に放出させた後, 容器の残存圧力を圧力計の指示が一定値 $P_{f\infty}$になるまで待つ. Fig.5.1は実験により得られるの圧力応答の概要を示したものである. この時、有効断面積 S_eは次式で与えられる.

$$S_e = 12.9\frac{V}{t}\log\frac{P_s}{P_{f\infty}}\sqrt{\frac{\theta_a}{273}} \tag{5.2}$$

内容積については放出時間が数秒になるようなものという規定があるが, その他の測定条件については決められていない.

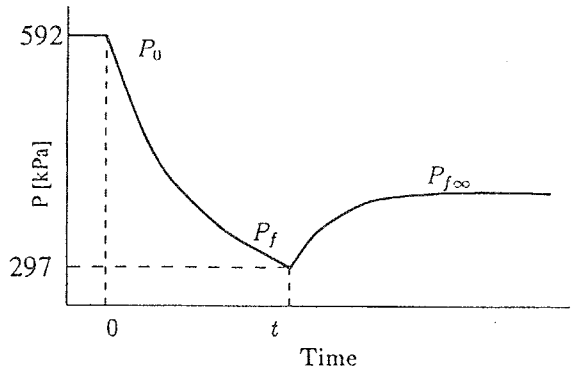


Fig.5.1 Pressure Response in the Chamber

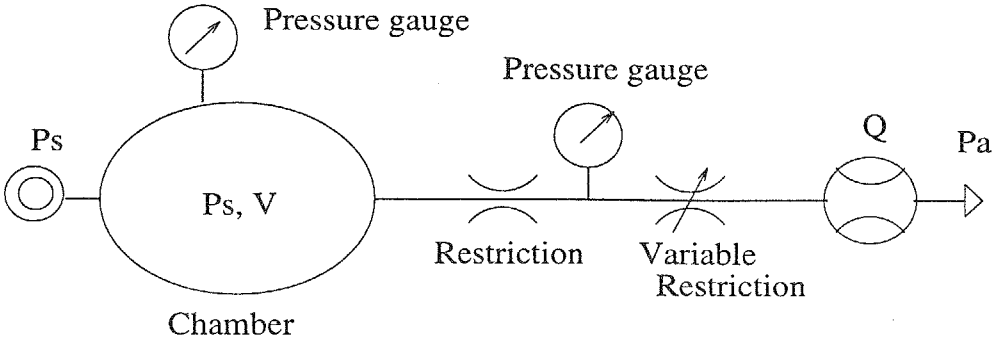


Fig.5.2 Experimental aparratus of ISO method

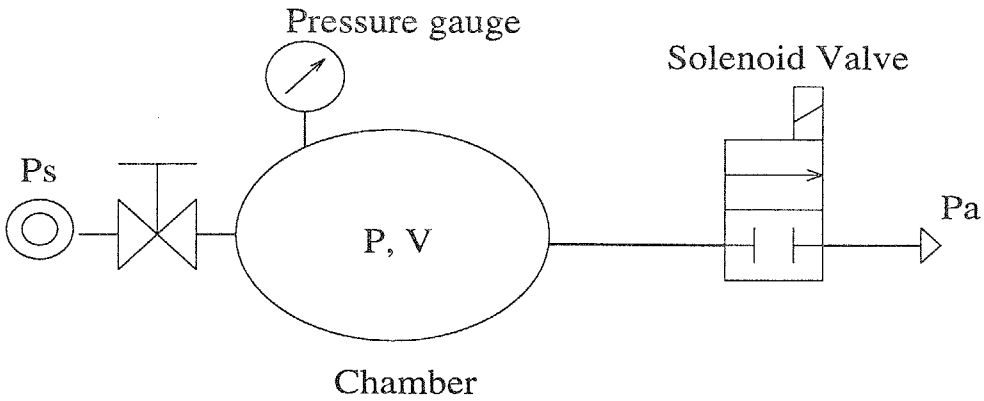


Fig.5.3 Experimental aparratus of JIS method

5.3 実験装置

5.3.1 流量法

本研究では内径 1.0[mm], 長さ 0.2[mm] の円筒絞りの有効断面積を計測する. 接続管路には内径 6[mm] のナイロンチューブを使用した. 管路長さはほぼ ISO の規定に沿っている. 測定は供給圧力は 248[kPa] とし 30 秒間の流量を 20[Nℓ/min] まで計測できる湿式ガスメータ (品川計測器製 WE-2) を用いた. 供給圧力は精度が 0.15%の精密圧力計 (長野計器製 GP35) を用いて減圧弁で設定し, 下流は大気圧に解放して下流圧はガスメータに付属のマノメータで確認している. 空気温度には室温を用い, それをアルコール温度計で計測した.

ここで流量法の計測誤差について検討する. (5.1) 式より流量法の予想誤差は次式で与えられる.

$$\frac{\delta S_e}{S_e} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q}{Q}\right)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{\delta \theta_a}{\theta_a}\right)^2 + \left(\frac{\delta P_s}{P_s}\right)^2} \tag{5.3}$$

流量の最大計測誤差δQ はガスメータの水位の調整による誤差を考慮し 0.5%と見積もる. 温度の最大誤差$\delta\theta_a$は温度計の精度から 1.0[K] とする. 圧力の誤差δPは読み取り誤差が大きいと考えられることから目盛り値より 1.0[kPa] とする. 以上より計算を行うと計測誤差は 0.5%となる.

5.3.2 放出法

今回, 絞りの有効断面積を測定することから Fig.2 において供試電磁弁の替わりに絞りを取り付け, その下流の位置に電磁弁を接続し放出の開始, 停止を行なった. 電磁弁の有効断面積はカタログ値で 11.0[mm^2] のもので, 絞りの実断面積 0.785[mm^2] より非常に大きいことから抵抗とはならない. 各要素の間は内径 4[mm] のナイロンチューブで接続し, 絞りと電磁弁の間は 30[mm] の長さとした. 容器は全てアスペクト比が約 3 の円柱形状のものである. 圧力の測定および電磁弁の開閉はパソコンを用いて計測制御し, サンプリング時間は 10[ms] とした. 圧力の計測には半導体式の圧力センサ (豊田工機製 PMS-5) を用い, 先の精密圧力計で校正した. 空気温度はタンクに充填した後, 十分時間をとっていることから室温としてアルコール温度計で測定した. (5.2) 式より予想誤差は次式で与えられる.

$$\frac{\delta S_e}{S_e} = \left\{ \left(\frac{\delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t}\right)^2 + \left(\frac{\delta P_s}{P_s \log(\frac{P_s}{P_{f\infty}})}\right)^2 + \left(\frac{\delta P_{f\infty}}{P_{f\infty} \log(\frac{P_s}{P_{f\infty}})}\right)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{\delta \theta_a}{\theta_a}\right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{5.4}$$

容積の大きさは既知体積の空気を充填したときの圧力変化より計測して，この測定誤差に絞りと電磁弁の間の死容積も 6[cm^3] を加えて体積の誤差δVを評価した．放出時間の誤差δt は圧力波形から読み取っていることからマイコンの測定周期を考えて 10[ms] とする．圧力センサの誤差δP は精密圧力計で校正していることから 1.0[kPa] とする．温度は先と同様に$\delta\theta_a$ は 1.0[K] とする．以上により誤差を評価し 1.2[ℓ] の容器で 1.85%の誤差であった．

5.4 計測結果

5.4.1 流量法による結果

ガスメータを使用し流量法で 5 回の測定を行った．その結果、有効断面積の最小値は 0.664[mm^2], 最大値は 0.667[mm^2] となり，平均値は 0.666[mm^2] であった．測定間誤差は予測誤差の範囲内であった．供給圧が 592[kPa] から 297[kPa] のチョークしている領域では供給圧を変えても流量が変わらないことを面積式流量計で確認した．

5.4.2 放出法による結果

5.4.2.1 結果の再現性

測定結果の再現性を確認するために容積が 1.2[ℓ], 管路長を 3[cm] とした場合について 5 回づつ日時を変えて計 25 回行った．Fig.5.4は得られた有効断面積とその頻度であり，横棒は (5.4) 式より求めた予想誤差の範囲を表している．計測した結果の平均値に対して 0.6% の範囲内に分布している．高い再現性を有していることから以下の実験は 3 回づつ行い，この分布を考慮して考察を進めることにする．

次に管路長，容器の選定によっては測定した有効断面積が，分布した 0.6%の範囲を越えて大きくなることを示す．

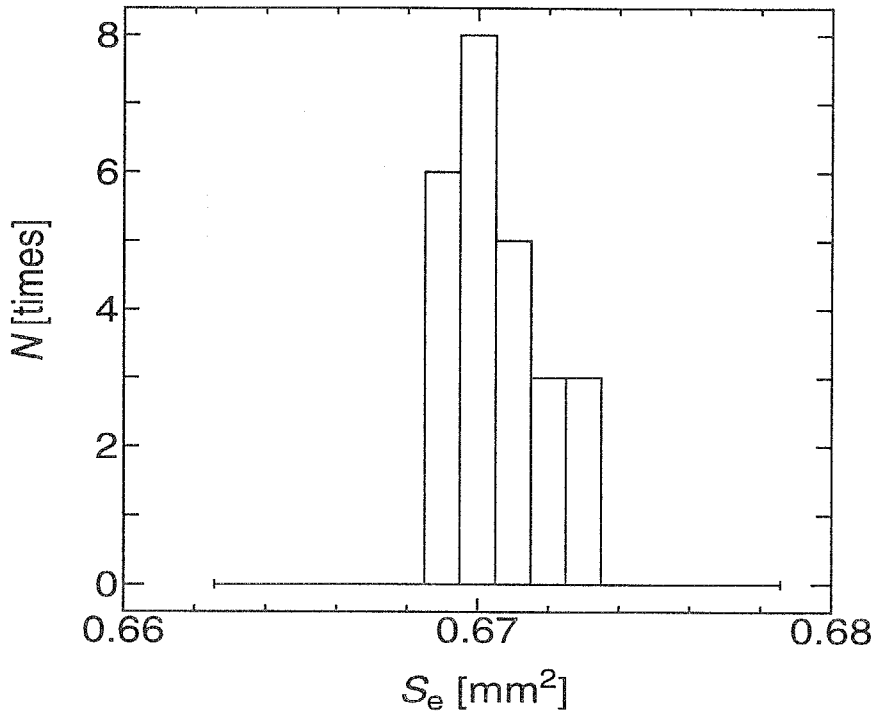


Fig.5.4 Distribution of the measurement result using JIS method

5.4.2.2 容器の相違による影響

容器の大きさによる影響を調べるため, 容積の異なる 0.4[ℓ]、1.2[ℓ], 3.0[ℓ]、15.0[ℓ] の 4 種類について実験を行なった. その結果を Fig.5.5 に流量法による結果とともに示す. 放出時間は, それぞれ約 1.8[s]、5.6[s]、14.3[s]、74.9[s] となる. 容器と絞りの間の管路の長さは 30[mm] とした.

1.2[ℓ] の容器を用いて測定した平均値は 0.671[mm^2] である. 流量法に比べ 0.7% 大きいだけで偶然誤差の範囲内と見なすこともできるが, 容器が大きくなるほど測定結果が大きくなり, 15.0[ℓ] を用いた測定の平均値では 1.2[ℓ] の場合と比べ 3.1%大きく, 0.4[ℓ] では逆に 5.3% 小さな値となった. この差異は予測誤差の範囲を越えており, 機器の誤差だけでは説明できないことがわかる. 放出時間を数秒にするという規定だけでは, 放出時間が 1.8[s] と 5.6[s] とでも有効断面積に 5% 程度もの差異を生じることが確認された.

この要因として容器内の空気の温度変化の影響が大きいと考えられることから平均温

度を測定した．平均温度は空気の放出を測定したい時刻で止め，その時点での圧力と十分に整定した後の圧力からシャルルの法則を用いて推定した．Fig.5.6 は容積 1.2[ℓ] と 15.0[ℓ] の時の平均空気温度を測定した結果である．時間軸は容器の体積と絞りの断面積を用いて無次元化した [65]．15.0[ℓ] の容器では圧力降下の速度が遅くなるため放出中の温度は 1.2[ℓ] の容器よりもかなり高い．従って 15.0[ℓ] の場合，絞りを通過する空気温度が高く流量が減り放出時間が長くなる．一方，状態変化は等温に近くなるため圧力の戻り値 $P_{f\infty}$ は小さくなる．これらのことは (5.2) 式において有効断面積の誤差を無くす方向に働くが，完全には相殺されず有効断面積が大きくなってしまう．容積が 0.4[ℓ] はこれとは全く逆の状態となり，JIS による方法では空気の状態変化を補正仕切れず，容器の大きさに依存してしまうと考えられる．

また容量が同じでもアスペクト比によっても有効断面積の測定結果が違いを生じることが報告されている [67]．このことも先と同様にアスペクト比により容器内の平均温度が異なり絞りの通過流量が変化することから起こると考えられる．

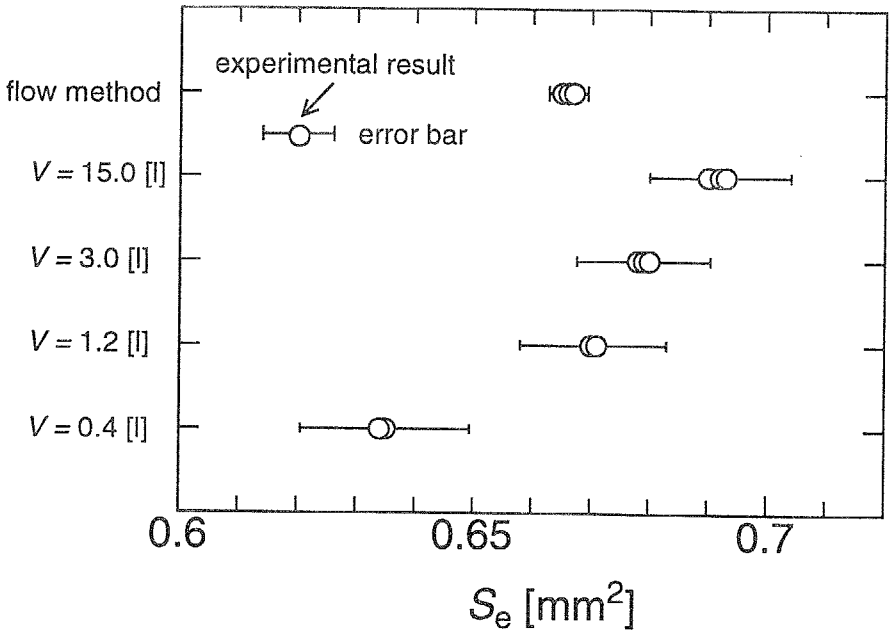


Fig.5.5 The effect of the tank volume

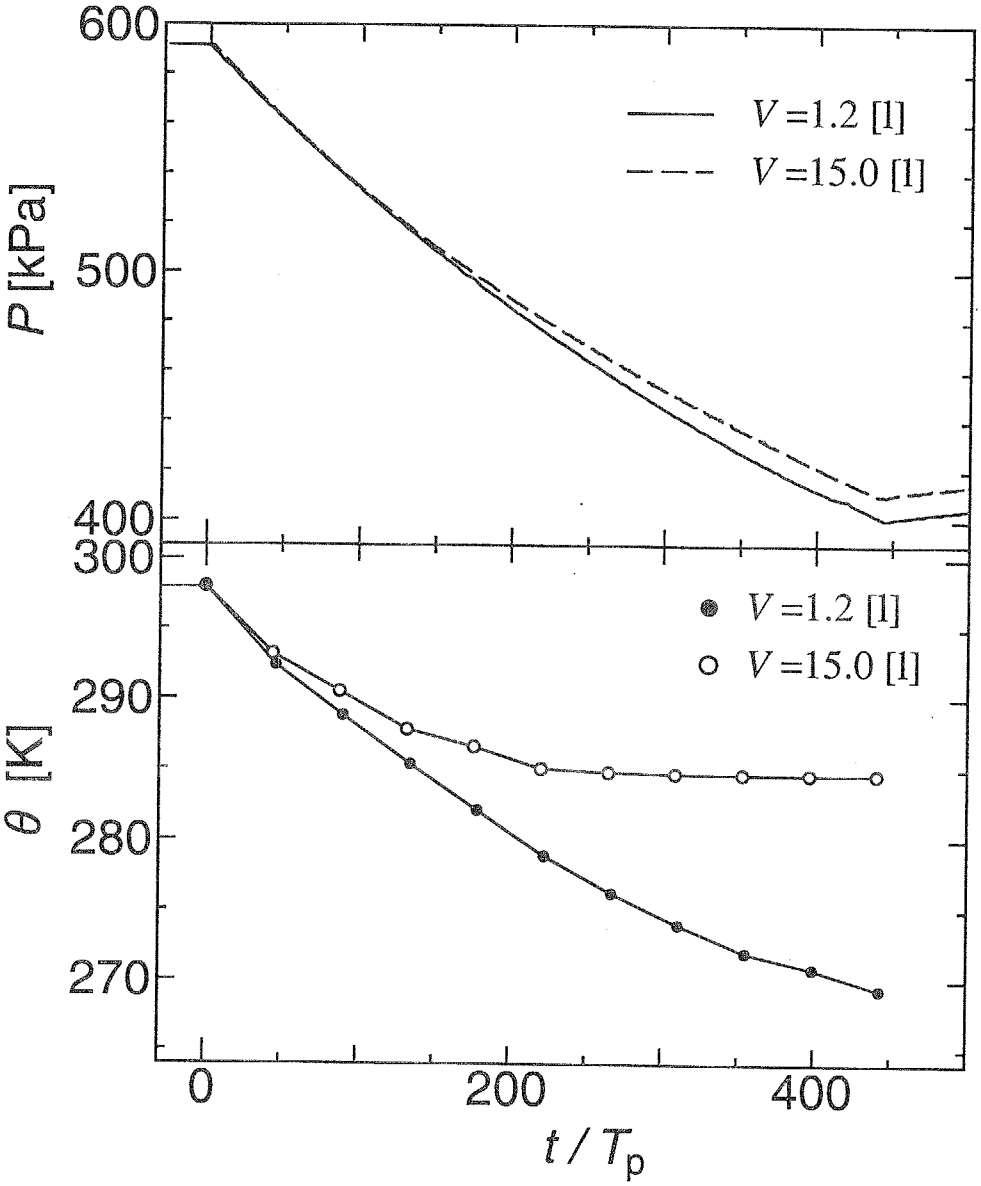


Fig.5.6 Temperature change during discharge

5.4.2.3 接続管路による影響

放出法では管路の長さによる影響はないという報告 [67] がある．しかしながら、容器内で放出による急激な膨張により冷やされた空気が，管路内で熱伝達により温度回復して絞りを通過する空気温度の違うことが予想される．そこで容器と絞り要素を接続する管路長を 30[mm],150[mm],600[mm] にそれぞれ変え，その影響について検討する．粘性による管路損失は管内流速を考えれば十分に無視できる．

容器の大きさが 1.2[ℓ] のときの結果を予測誤差とともに Fig.5.7に示す．容積の影響よりは小さいが管路長が長くなるにつれて測定を行った 3 回とも有効断面積はわずかに小さくなる傾向があり，L=30[mm] と 600[mm] の測定値では最大 2.4% の違いを生じた．機器の誤差内ではあるが測定結果が管路に影響されることは明らかである．

Fig.5.8 は絞りの直前に熱電対を挿入して空気温度を調べた結果である．熱電対は直径 76.0[μm] の銅-コンスタンタンのもので，測定部は管路断面の中心位置となるように設置した．熱電対の素線径および放出時間から熱電対の動特性は十分であると考えられる．管路長が 30[mm] の場合と比べ管路長が 600[mm] では，放出終了直前の温度が 13.5[K] 近くも高いことがわかる．このことは上述の温度回復が起きていることを示している．この結果，管路が長いほど温度が高く密度が小さくなり，絞りを通過する流量が減ることから，放出時間が増大するので有効断面積は小さくなると考えられる．

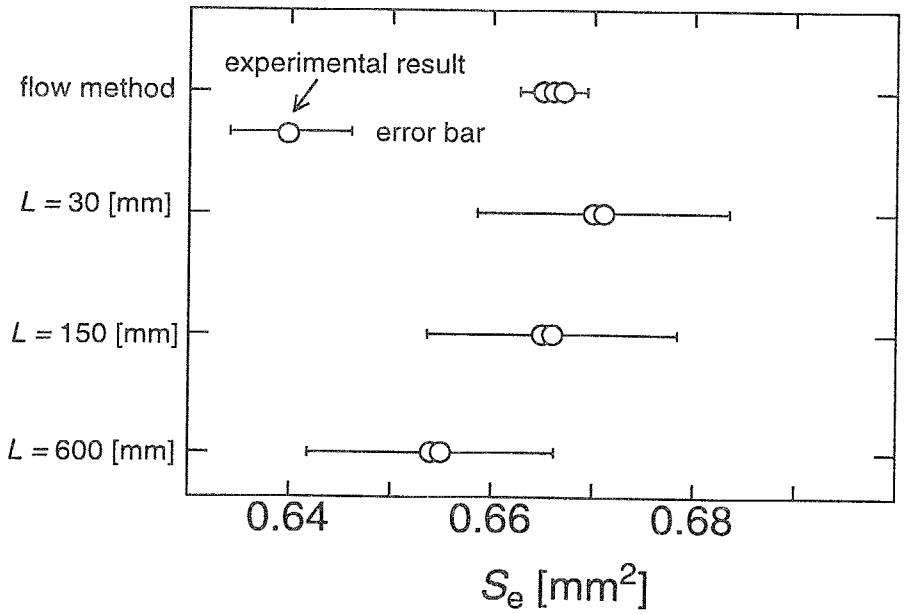


Fig.5.7 The effect of the length of the pipe line

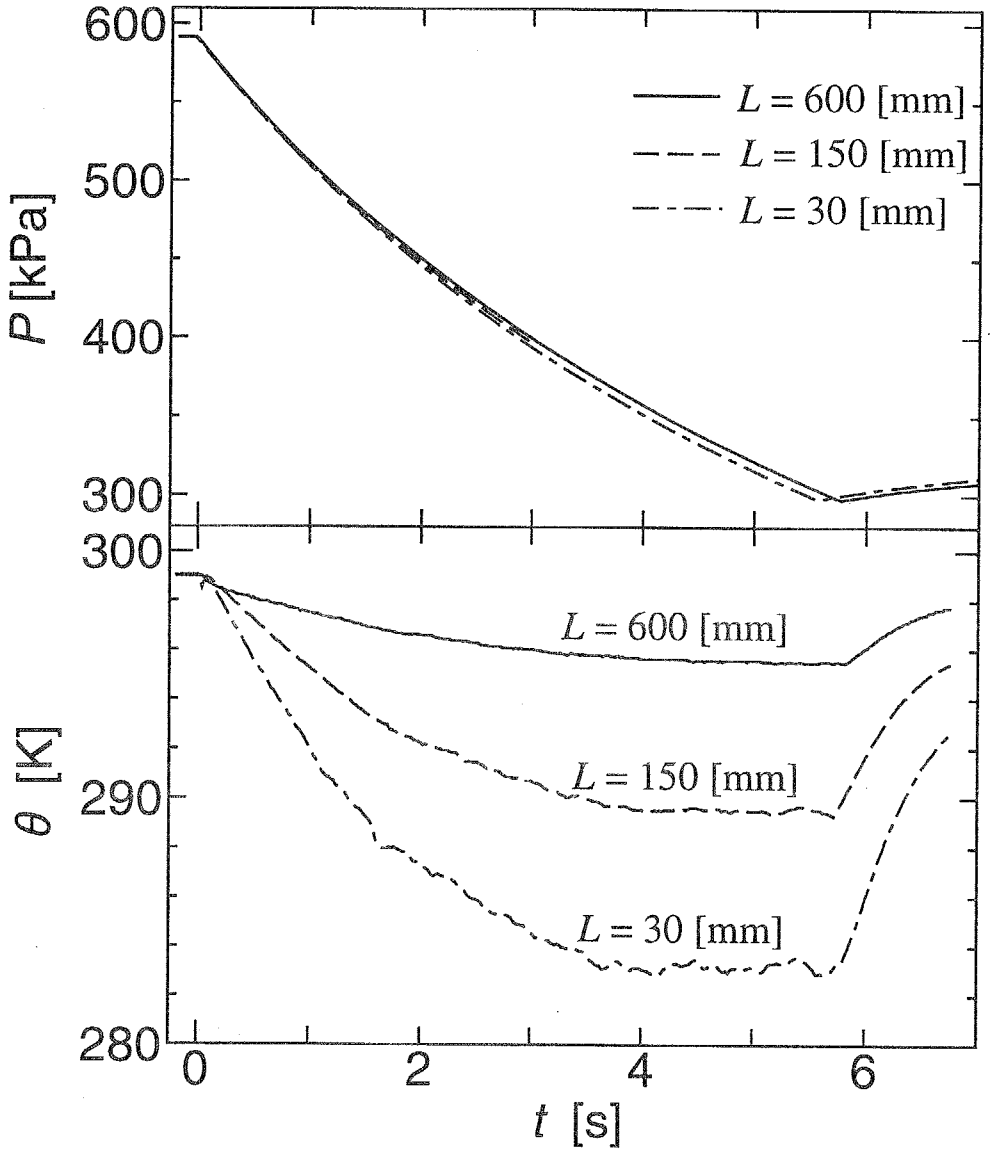


Fig.5.8 Temperature change in the pipe line

5.5 等温化圧力容器を用いた有効断面積の計測

5.5.1 測定方法

空気の温度変化が JIS による有効断面積の測定に影響を及ぼすことがわかった．つまり, 空気の状態変化を規定しない限り測定条件による誤差を無くすことは困難である．

そこで等温化圧力容器を用いて有効断面積を計測する方法を提案する．構成する実験装置は JIS による方法と容器に等温化圧力容器を用いる以外は Fig.5.3と同じものとする．

圧力変化から有効断面積を求める式は以下のように導かれる．まず気体の状態方程式を微分すると

$$V\frac{dP}{dt} = -GR\bar{\theta} + WR\frac{d\bar{\theta}}{dt} \tag{5.5}$$

となる．ここで放出時の状態変化が等温であるとして（5.5）式を整理すると,

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{GR\theta_a}{V} \tag{5.6}$$

となる. 絞りでチョークしているときの質量流量 G は

$$G = S_e P\sqrt{\frac{\kappa}{R\theta_a}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \tag{5.7}$$

で与えられることから（5.6）式は

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{1}{V}S_e P\sqrt{\kappa R\theta_0\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \tag{5.8}$$

のように書くことができる.（5.8）式を P_sから Pまで積分して整理すると次式が得られる.

$$S_e = \frac{C_1}{t}\ln\left(\frac{P_s}{P}\right) = 12.01\frac{V}{t}\log\frac{P_s}{P}\sqrt{\frac{\theta_0}{273}} \tag{5.9}$$

ただし

$$C_1 = -V\sqrt{\frac{1}{\kappa R\theta_0}\left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \tag{5.10}$$

放出時の状態変化が完全に等温であれば圧力 Pは整定した後の圧力 $P_{f\infty}$ に等しい.JIS の (5.2) 式とは係数のみ異なるので予測誤差は (5.4) 式で計算される。等温化圧力容器で温度が低下することによる流量の増加は (5.6) 式より温度降下が 3[K] あったとしても 0.5%程度である.

5.5.2 測定結果

等温化容器の効果を検討するためにJISによる方法と同様の測定条件で実験を行った．容積を変えた場合には単位体積あたりのスチールウールの質量が同じになるようにした．

容積1.2[ℓ]の等温化圧力容器を用いて有効断面積を計測した圧力応答の一例をFig.5.9に示す．管路長を30[mm]と600[mm]と変えても，等温化圧力容器の応答には違いが見られず放出時間がほぼ一定となることがわかる．つまり測定条件の影響を受けにくいことを表している．

Fig.5.10に等温化圧力容器を用い有効断面積を計測した結果の一部を示す．計算に用いる圧力は放出直後の圧力Pと十分時間が経過した後の圧力$P_{f\infty}$の2通りで行った．どちらの圧力を用いて計算を行っても測定条件による差異が減少していることがわかる．提案した方法が非常に有効であることが証明された．

放出直後の圧力Pを用いた結果では流量法で測定した値に非常に近く，JISによる方法では管路長さが30[mm]の場合と2.4%のも差を生じた600[mm]のときでも，その差はわずか0.6%に減少している．また影響が表れやすい容積を変更しても3.0[ℓ]の測定値は1.2[ℓ]の測定した結果とほぼ等しくなっている．多少，測定結果が変動する理由はFig.9に見られるように等温化圧力容器内の空気の温度降下のため，JISによる方法と同様な誤差が生じるものと考えられる．従って管路長さや容積を変えたときに有効断面積が大きく表れるか小さくなるのかはJISの場合と同じになる．

計算に整定した圧力$P_{f\infty}$を使った結果でも，測定条件による結果のばらつきは同程度に抑えられてはいるが，いずれも流量法と比べ1%ほど小さな値となる．このことも等温化圧力容器内の空気の状態変化が完全に等温とならないために起こると考えられる．すなわち十分時間が経過した圧力Pは温度が回復するため放出直後の圧力Pより1%程度大きくなるため，その分だけ有効断面積が減少することになる．

過渡的な圧力が測れない場合でも最終値圧力$P_{f\infty}$を用いて計算を補正すれば,JISによる方法よりもばらつきもなく実用的な精度を保って有効断面積を計測できるものと期待される．

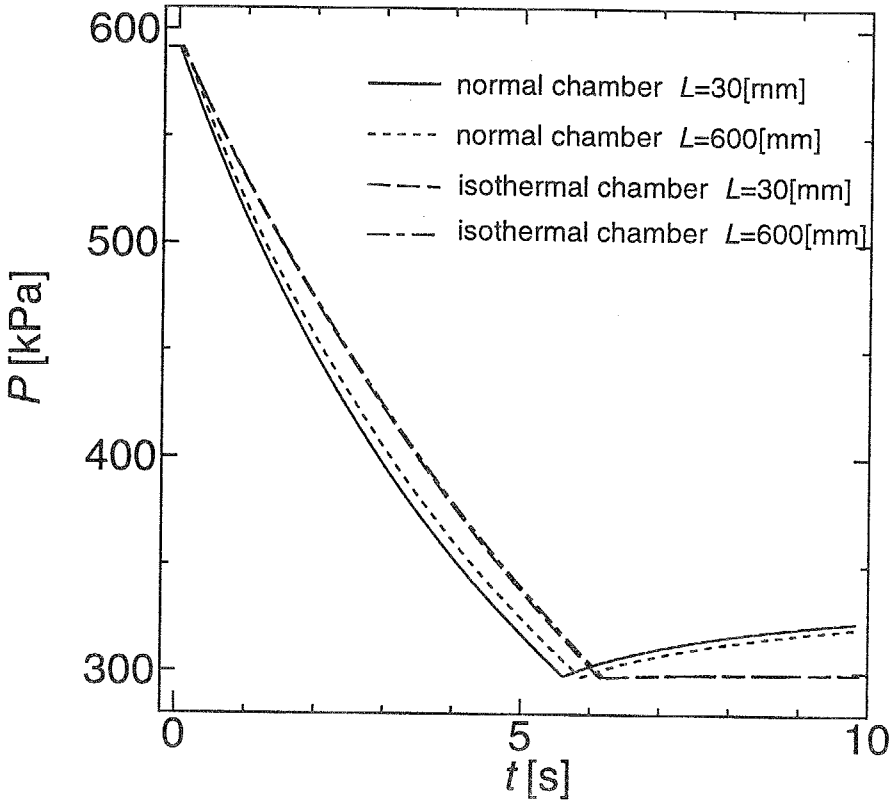


Fig.5.9 Pressure change during discharging

5.6 本章のまとめ

本章の研究より以下の結論が得られた.

1)JIS による有効断面積の測定方法では容器の大きさや接続管路の長さ等の測定条件により容器内の空気温度や管路内の温度回復が異なり, 測定結果にばらつきを生じることが確認された.

2) 等温化圧力容器を用いた電磁弁等の有効断面積の測定法を提案した. 提案した方法は容器の大きさや接続管路の長さの影響をほとんど受けず,JIS による方法よりも誤差を小さく精度良く計測可能であることを実験によって示した.

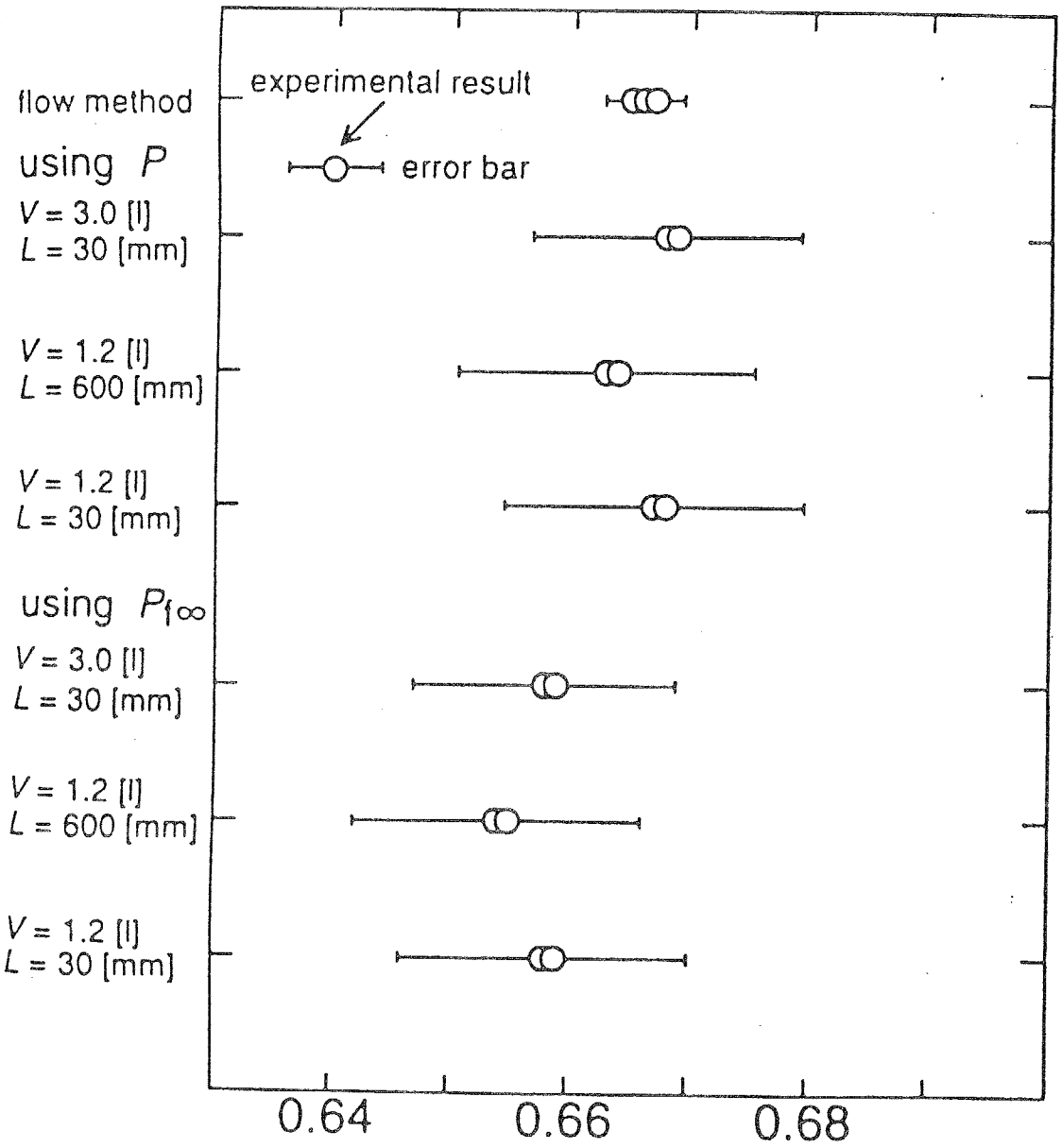


Fig.5.10 Errors of the proposed method

第 6 章

空気圧流量比例弁・サーボ弁の特性試験法

6.1 はじめに

近年, 安価で高応答の空気圧流量制御弁の開発が進み, 空気圧シリンダを駆動する場合に比例弁・サーボ弁が使用されている [70][71][72][73]. 空気圧制御系を構成する場合, 使用する弁の特性を把握することが重要となる. しかし空気の非定常流量計測が困難であることから, 動特性に対しては有効な試験法がなく, 空気圧流量比例弁・サーボ弁の性能を規定する試験方法の確立が望まれている. その試験方法の規格化・標準化に向けて, 日本油空圧学会を中心とした調査委員会において検討が行なわれた [74]. この中で, 周波数特性については流量計の動特性が問題となり規格化までには至らなかった. 近年, 流量計の動特性が向上し, この流量計を用いて黒下らが検討結果をもとに比例弁の実証試験を行なっているが [75], サーボ弁のような高速駆動なものの試験は現在のところ不可能である. また流量が大きい場合には空気の流量計測が困難であり, 入出力特性試験においても装置が大がかりになる.

前述したように等温化圧力容器を用いれば容器内の圧力を計測するのみで充填あるいは放出される空気の瞬時流量が求まる. 非常に簡易な方法であると同時に, 非定常流量が測定可能である.

そこで本章では等温化圧力容器を用いた 2 ポートおよび 3 ポートの空気圧流量比例弁・サーボ弁の入出力特性および周波数特性の試験方法を提案する. 提案した方法で比例弁・サーボ弁の特性を計測し, 有効性を確認する.

6.2 特性試験法

6.2.1 供試弁

本実験で用いた供試弁を Table2 に示す. Table2 の valve1,3 はサーボ弁であり, valve2,4 は流量比例弁である. valve3 は弁変位が入力電圧に対応した出力電圧として測定可能であ

る. valve1 のサーボ弁はスプールの動作が外部から確認できることから, 弁変位をレーザ変位計により測定した. レーザ変位計の動特性, 測定精度とも本実験では十分であることを確認している. また流量比例弁は弁変位が出力されない.

3 ポートの実験には valve1,2 を, 2 ポートの実験には valve3,4 を使用した. なお valve1 は 5 ポートであるが, 2 ポートは閉じて等価的に 3 ポートとして実験を行なった.

Tab.2 Specification of the tested valves

	構造	入力電圧	ポート	製品名
valve1	スプール サーボ弁	0〜10[V]	5	FESTO 社製 MPYE-5-1/8
valve2	スプール 流量比例弁	0〜10[V]	3	SMC 社製 VEA312
valve3	回転型スプール サーボ弁	0〜10[V]	2	KOLVENBACH 社製 EWS3/4
valve4	スプール 流量比例弁	0〜2[V]	2	SMC 社製 VEA212

6.2.2 計測装置

3 ポートの供試弁の特性を試験する場合の実験装置の構成を Fig.6.1に示す. 実験装置は上流側圧力変動を抑える容器, 供試弁, 供試弁を加振するファンクションジェネレータ, 等温化圧力容器と容器内圧を測定する圧力計からなる. 等温化圧力容器としては最も良い特性が得られる線径が 25μm のスチールウールを単位体積当たり 310kg/m^{3}封入した等温化圧力容器を用いた. 圧力計は分解能が 0.1kPa の半導体式のものを精度が 0.1%の精密圧力計で校正して用いた. 各要素の接続には内径が 6mm のナイロンチューブを用い, 接続管路が流動抵抗とならないように管路長はできるだけ短くした. 測定値は AD 変換器を介してパーソナルコンピュータに取り込んでデータ処理を行なった.

2 ポートの供試弁の特性を試験する場合の実験装置の構成を Fig.6.2に示す. 装置の構成は 3 ポートの場合と同じであるが, 2 ポートの場合は容器への流入のみとなるので等温化圧力容器の下流側に絞りを設けた. 下流絞りとしては直径が 2.5mm の円筒絞りを使用した. 等温化圧力容器, 圧力計と接続管路は 3 ポートの場合と同様のものを用いた. データ処理方法も 3 ポートの場合と同様に行なった.

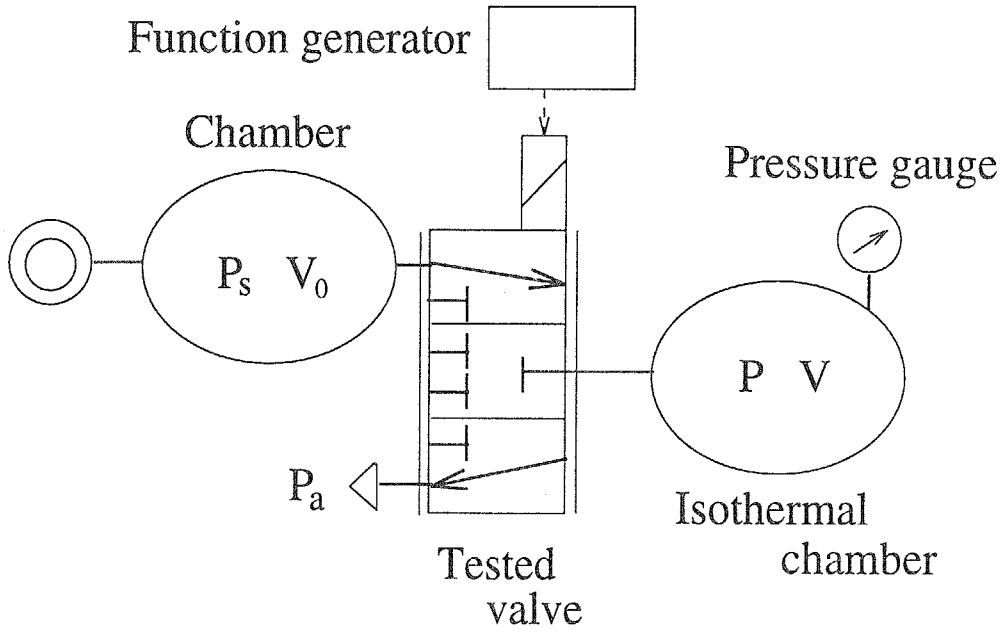


Fig.6.1 Experimental aparratus (Test circuit for 3 ports valves)

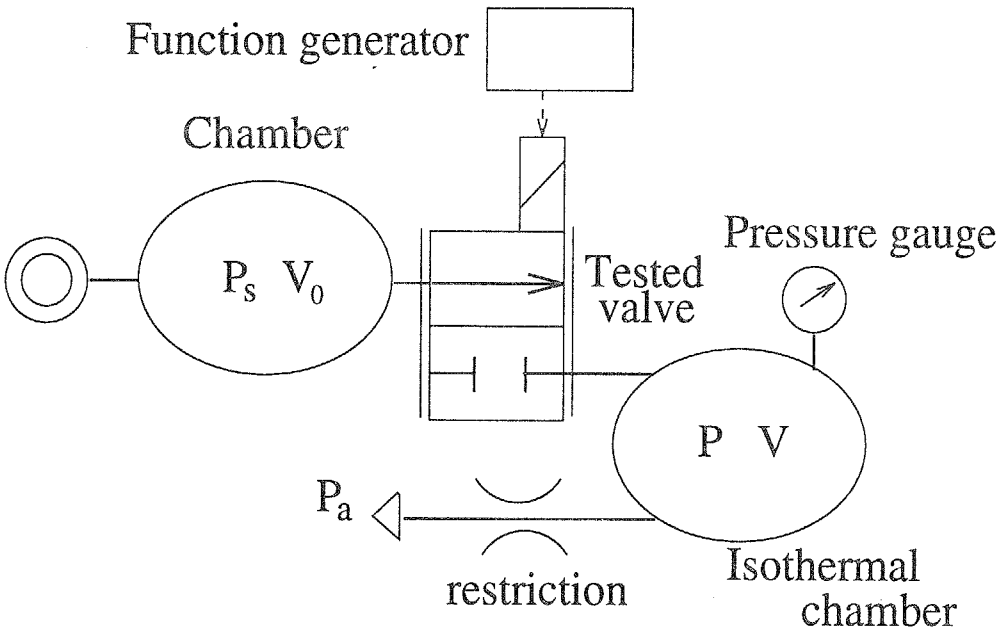


Fig.6.2 Experimental aparratus (Test circuit for 2 ports valves)

6.2.3 入出力特性試験法

入出力特性試験は測定結果より供試弁のヒステリシスおよび流量制御範囲を調べるものである.

6.2.3.1 3 ポート

供給圧力を設定する. 本実験では 600kPa とした. ファンクションジェネレータから供試弁へ中立点を平衡点とした正弦波状の入力電圧を与える. 振幅は中立点から最大流量になるまでの幅とする. 入力周波数は文献と同様に動的な影響を受けない値とする. 入力電圧を与えると等温化圧力容器内の圧力は正弦波状に変化する. この状態において入力電圧および等温化圧力容器の容器内圧力を測定し, 微分して (2.3) 式より流量 Q を求める.

本研究では微分の操作を以下のように行なった. 圧力波形をパーソナルコンピュータに取り込む. このときサンプリング周期は 1 周期当たり最低 100 点確保するようにした. 取り込んだ圧力波形はローパスフィルタを通して平滑化する. フィルタのカットオフ周波数はフィルタによる位相遅れの影響を受けないように入力周波数の 12 倍とした. なお圧力計のノイズレベルは AD 変換器の分解能以下であることを確認している. 平滑化された圧力波形に対して測定点と前後 2 点の計 5 点を用いて数値差分を行なう.

次に流量 Q と圧力から有効断面積を求める. 有効断面積の計算には ISO で規定される次式を用いた [62].

$$Q = KS_eP_1\sqrt{\frac{273}{\theta_a}}\ (0 < x < b)$$

$$Q = KS_eP_1\sqrt{1-\left(\frac{x-b}{1-b}\right)^2}\sqrt{\frac{273}{\theta_a}}(x > b) \tag{6.1}$$

$$x = P_2/P_1$$

ここで P_1は上流圧力を P_2は下流圧力を表す. 入力電圧 v_{in}と有効断面積 S_eをプロットすることで入出力特性が得られる.

6.2.3.2 2 ポート

2 ポートの入出力特性試験も 3 ポートの場合と同様に入力電圧を与えると等温化圧力容器内の圧力が正弦波状に変化する. この状態において等温化圧力容器内の圧力を測定すると流量 Q が求まる. いま必要なのは供試弁を通過する流量 Q_1であり, 等温化圧力容器から放出される流量を Q_2とすると, Q_1は次式で求められる.

$$Q_1 = Q + Q_2 \tag{6.2}$$

Q_2は下流の絞りの有効断面積 S_{ed}をあらかじめ検定しておけば (6.1) 式より求まる. したがって,(6.2) 式より流量 Q_1が求まり, (6.1) 式より同様に入出力特性が得られる.

6.2.4 周波数応答試験法

周波数応答試験は供試弁の入力電圧を正弦波状に振動させた場合に得られる制御流量 (または有効断面積) の振幅, 位相遅れを調べるものである. 本実験では供試弁の制御流量を等温化圧力容器で測定して弁開度に換算する. これを入力電圧に対応する弁開度と比較して周波数特性を算出する. 以下に具体的な方法を示す.

6.2.4.1 3 ポート

上流圧力を設定する. 本実験では 550kPa とした. 入力電圧は測定したい周波数および振幅で中立点を平衡点とした正弦波とする. このとき入力電圧と等温化圧力容器の容器内圧力を測定し, 入出力特性の場合と同様のデータ処理を施して流量 Q を求める. 供試弁の入力電圧と有効断面積の関係はあらかじめ入出力特性試験を行なってわかっているものとすると, この流量 Q から (6.1) 式を用いて供試弁の弁開度 S_{ep}が計算できる.

よって出力弁開度 S_{ep}と入力電圧から入出力特性試験の結果を用いて求めた入力弁開度 S_{ein}を比較すれば供試弁の周波数特性が求まる. またサーボ弁の場合は弁変位を同時に測定して弁開度 S_{es}を求める. これら S_{es}と S_{ep}を比較することで提案した方法の有効性を確認する.

6.2.4.2 2 ポート

2 ポートの場合も 3 ポートと同様の手法で実験を行ない, 等温化圧力容器内の圧力変化から流量 Q を求める. 次に供試弁から等温化圧力容器に流入する流量 Q_1を入出力特性試験の場合と同様の方法で求める. これ以後の処理は 3 ポートの場合と全く同様に行なう. また, 本手法の有効性の確認も 3 ポートの場合と同様の方法をとる.

6.2.5 容器の選定

提案する方法で良好な結果を得るためには容器内の圧力振幅を確保する必要がある. よって等温化圧力容器の選定が重要であり, ここでその目安を示す.

6.2.5.1　3 ポート

いま各試験において入力電圧を正弦波状に加振したときに，供試弁を通過する流量が $Q_s sin(2\pi ft)$ になるとすると，等温化圧力容器内の圧力変化は (2.3),(2.4) 式より

$$P = \frac{R\theta_a}{2\pi fVk} Q_s(1 - cos(2\pi ft)) \tag{6.3}$$

となる．よって圧力振幅を△ P 確保するためには (6.3) 式より

$$V < \frac{R\theta_a Q_s}{2\pi f \triangle Pk} \tag{6.4}$$

の関係を満たせば良いことがわかる．(6.4) 式から明らかなように周波数が高くなるにつれて容積の小さな等温化圧力容器が必要となる．

最低圧力振幅の要求は圧力計の分解能から決まり，本実験で用いた圧力計の分解能は 0.1kPa であることから，流量の分解能を測定流量範囲の 1%に抑えるためには圧力振幅 $\triangle P$として最低 5kPa 必要である．

6.2.5.2　2 ポート

同様に 2 ポートの実験においては供試弁を通過する流量を $Q_b + Q_s sin(2\pi ft)$ とし，下流絞りではチョークしているものと仮定すると，等温化圧力容器内の圧力変化は (3),(5),(6.2) 式より

$$\frac{V}{R\theta_a}\frac{dP}{dt} = \frac{1}{k}(Q_b + Q_s sin(2\pi ft)) - \frac{K}{k} S_{ed} P \sqrt{\frac{273}{\theta_a}} \tag{6.5}$$

となり，この一階線形微分方程式を初期条件 $P = P_a$のもとで Pについて解くと

$$P = \frac{Q_b}{cS_{ed}} + \frac{Q_s}{cS_{ed}} \frac{1}{\sqrt{1 + (2\pi fT_p)^2}} sin(2\pi ft + \phi) \tag{6.6}$$

となる．ここで $c = K/k \cdot \sqrt{(273/\theta_a)}$, $T_p = kV/(S_{ed} R\theta_a)$,
$tan\phi = 2\pi fT$である．(6.6) 式で $(2\pi fT)^2 \gg 1$ となることから圧力振幅△ Pは 3 ポートの場合と同じ結果となる．よって 2 ポートの弁を試験する場合も (6.4) 式の関係を満たすように容器の容積を選定すればよい．なお下流側の絞りは適切な圧力動作点となるように供試弁流量によって適宜変えることが望ましい．

6.3 実験結果および考察

6.3.1 入出力特性試験

Table2 の valve1 および valve4 の入出力特性を試験した結果を以下に示す. valve1 の場合入力電圧の周波数は 1[Hz] とした. valve4 の場合は動特性が良くないことから 0.1[Hz] とした. また等温化圧力容器は容器の選定の検討結果を踏まえて容積が 1.0[ℓ] のものを用いた. valve1 の実験結果を Fig.6.3に, valve4 の実験結果を Fig.6.4に示す. それぞれ上図に入力電圧を下図に圧力と圧力波形から (2.3) 式を用いて求めた流量を示す. 流量は等温化圧力容器に充填される場合を正とした. Fig.6.3および Fig.6.4の結果より入出力特性をプロットした結果を Fig.6.5および Fig.6.6に示す.

Fig.6.5および Fig.6.6において実線は提案した方法で求めた結果であり, 黒丸および白丸は精度が 2%の面積式流量計を用いて ISO で規定されている方法 [62] で測定した結果である. 黒丸は入力電圧を上昇させていく場合, 白丸は逆に下降させていく場合の結果である.

提案した方法で求めた結果と流量計を用いて求めた結果が良い一致を示している. 特に valve1 のサーボ弁はオーバラップ特性を有し, Fig.6.3の結果では流量零付近において流量の変化が小さくなる様相が観察され, Fig.6.5ではオーバラップの幅が流量計による結果と一致している. また提案した方法の結果においてヒステリシスは 0.6%以下であった. 同時に測定した弁変位から求めた結果ではヒステリシスは 0.5%以下であり, 両者が良く対応している.

以上により提案した方法の有効性が確認された. なおここには示さないが他の弁についての同様の実験を行なった. その結果すべての場合について最大有効断面積とヒステリシスが ISO による方法と一致し, 提案した方法の有効性が確認された.

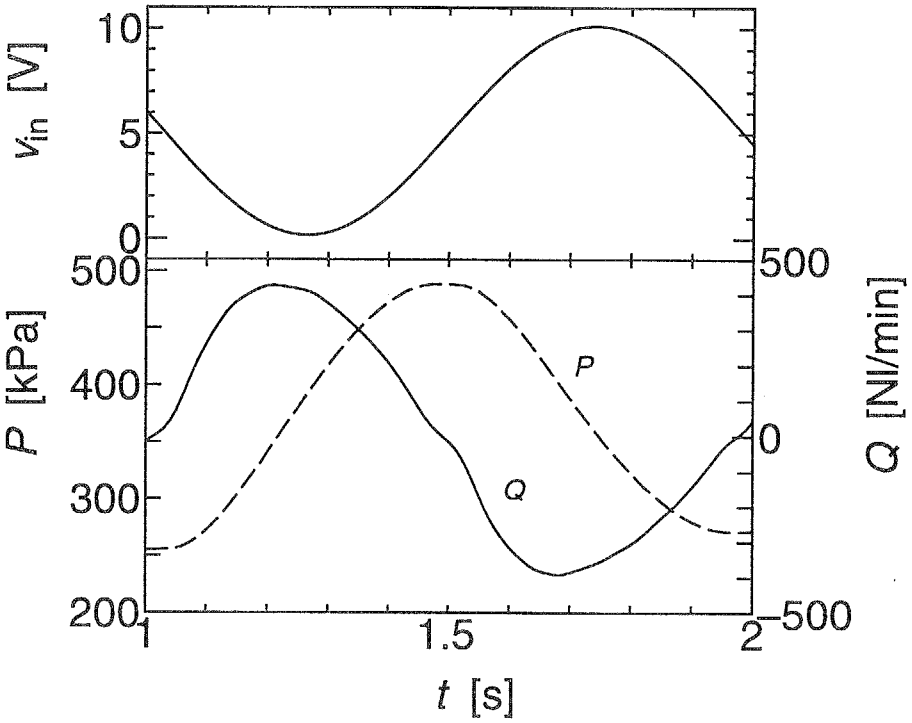


Fig.6.3 Experimental results (valve1)

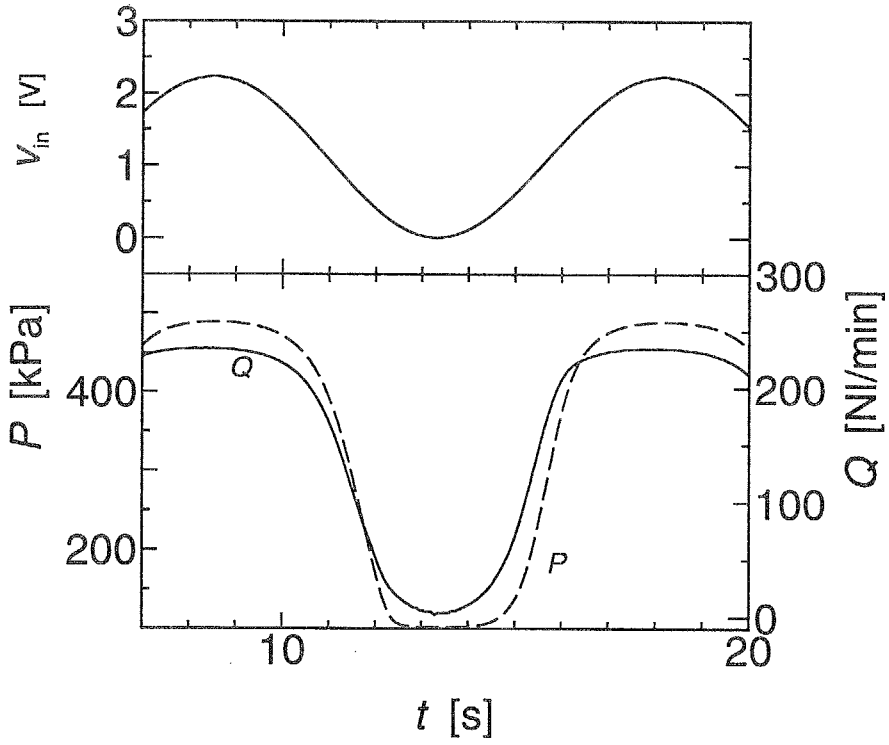


Fig.6.4 Experimental results (valve4)

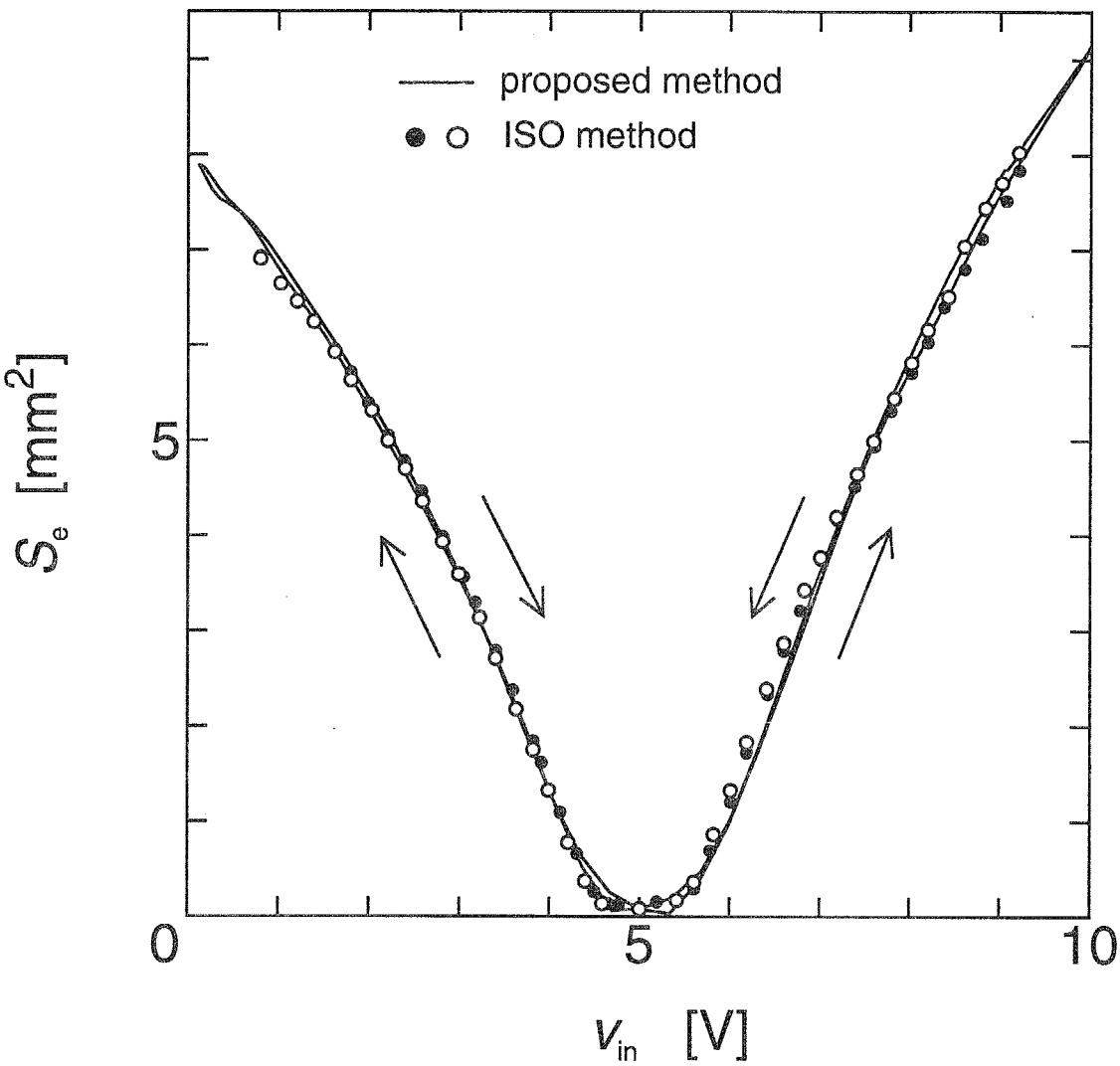


Fig.6.5 Input-output characteristic of the servo valve (valve1)

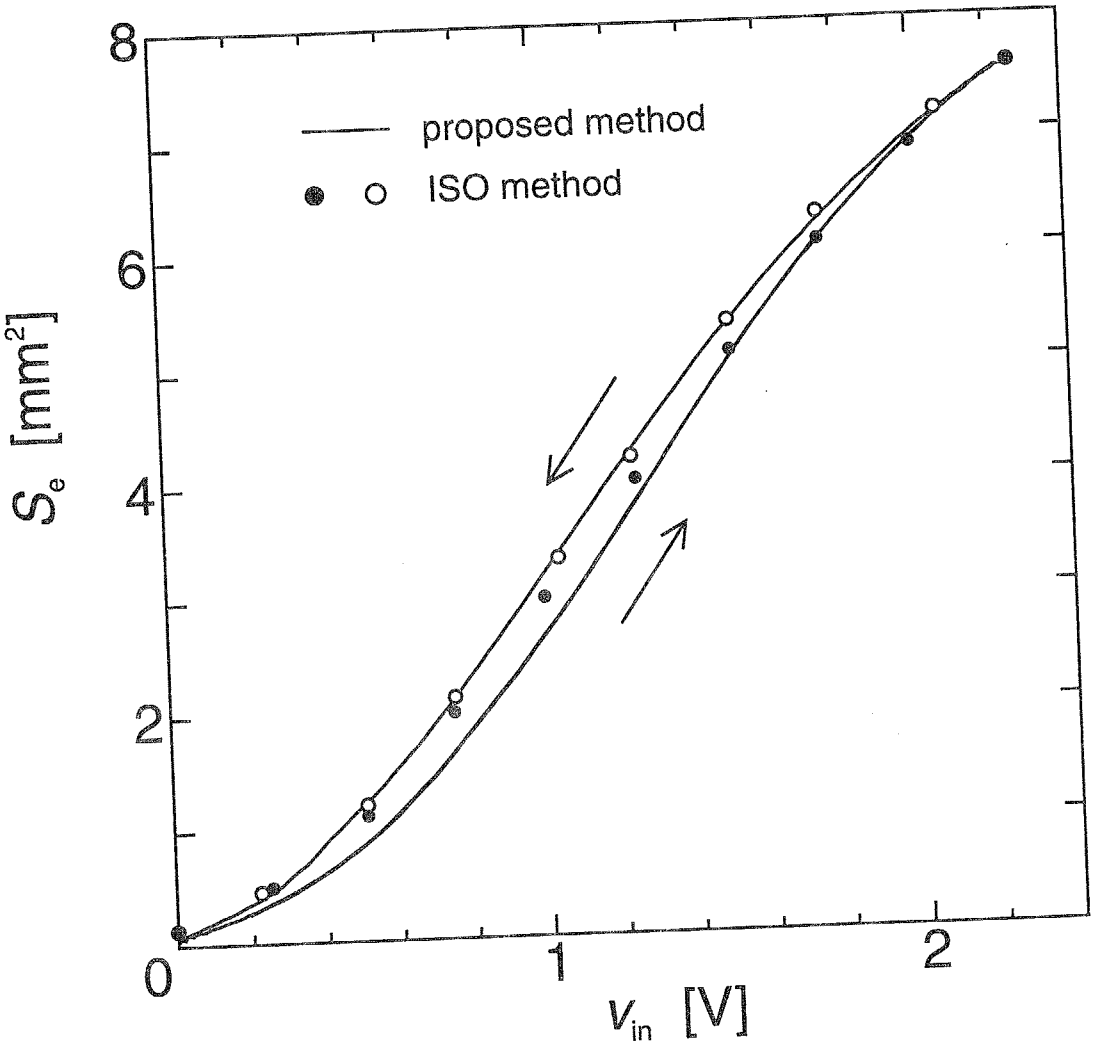


Fig.6.6 Input-output characteristic of the servo valve (valve4)

6.3.2 周波数応答試験

6.3.2.1 応答波形

提案した方法を用いてすべての供試弁について周波数応答試験を行なった．容器の選定の検討結果から，入力周波数が 1[Hz] 以下では容積が 1.0[ℓ] のものを，それ以上の周波数においては 0.2[ℓ] のものを用いた．

valve1 に対して入力電圧の振幅を最大振幅の 80%として試験を行なった結果を Fig.6.7と Fig.6.8に示す．Fig.6.7は入力周波数を 10[Hz] にした場合，Fig.6.8は入力周波数を 100[Hz] にした場合である．横軸は実験の開始からの時刻を表す．上図に等温化圧力容器内の圧力波形およびその波形から求めた流量波形を示す．流量は等温化圧力容器へ充填される場合を正にとった．また下図において縦軸は有効断面積を最大有効断面積で割ることによって無次元化した．

10[Hz] の低周波数では問題なく制御流量が測定されていることがわかる．100[Hz] の高周波数では流量波形が歪み弁変位からの電圧と相違する部分があるが，振幅，位相差にはほとんど影響しない．

6.3.2.2 ボード線図

すべての供試弁について周波数特性を調べた．3 ポートの供試弁の結果を Fig.6.9に，また 2 ポートの供試弁の結果を Fig.6.10に示す．

両図において図中の黒丸，黒四角は提案した方法，白丸は弁変位による方法の結果である．サーボ弁のみ弁変位が計測可能であることから，サーボ弁の場合だけを示した．入力電圧の振幅は valve1 は最大振幅の 80%，valve2 は 60%とした．また valve3 への入力電圧は最大振幅の 35%のバイアス入力電圧を与え振幅は最大振幅の 15%に，valve4 は 35%のバイアス入力電圧と 25%の振幅とした．黒丸と白丸を比較するといずれの周波数においても 5%以内で一致している．

特に valve1 ではゲインが一度わずかに落ちた後に 100[Hz] 付近でピーク値をとるが，提案した方法でもこの様相がよく観察できる．流量比例弁の結果は提案した方法による結果のみであるが，サーボ弁において提案した方法の有効性は明白である．また valve2 の結果は黒下ら [75] が同構造の比例弁を試験した結果とも良く対応していることから，流量比例弁にも問題なく使用できると考える．

以上の結果より，提案した方法が高速駆動のサーボ弁の特性試験にも有効であることがわかった．

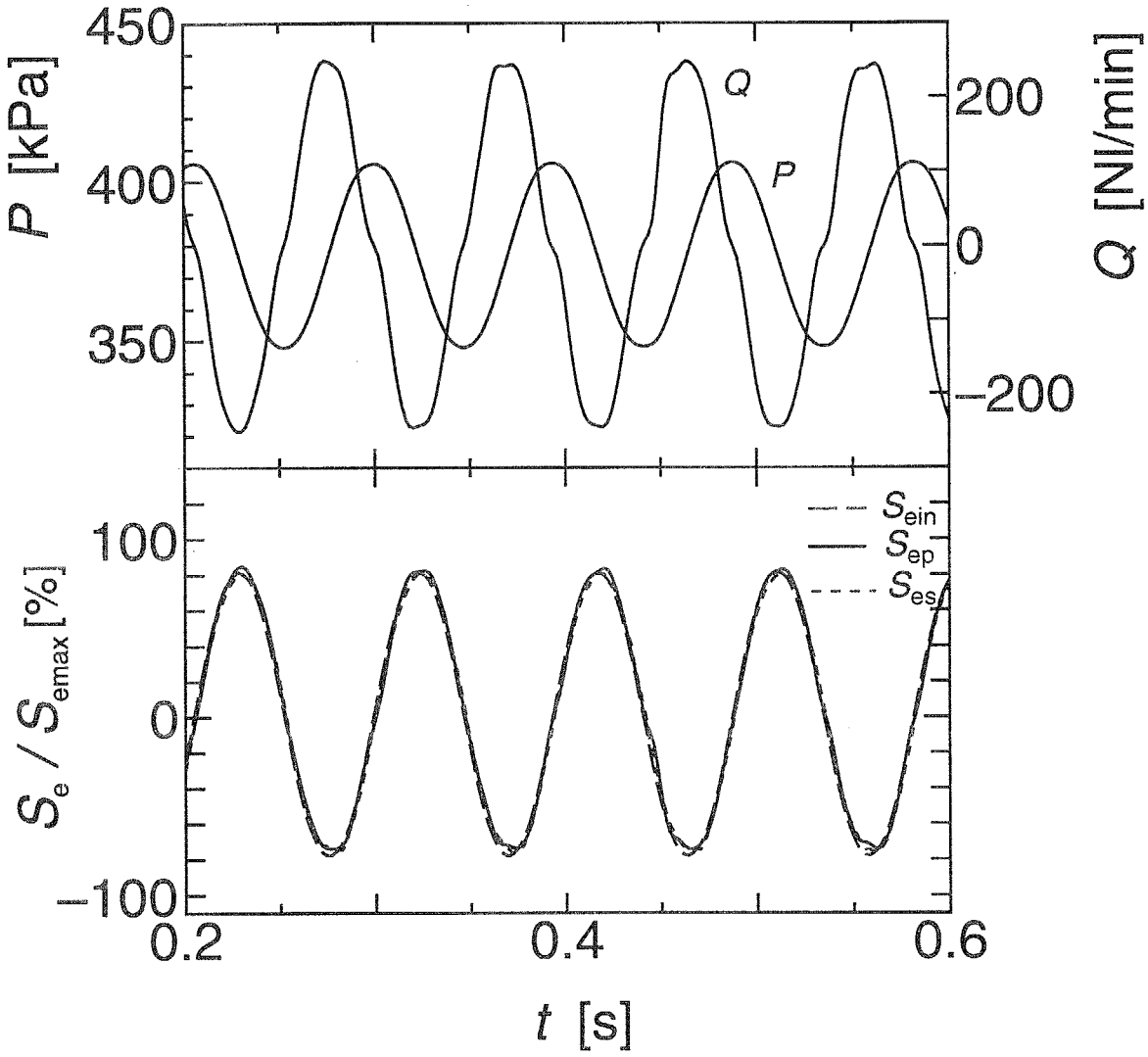


Fig.6.7 Frequency response of the servo valve (valve1 f=10[Hz])

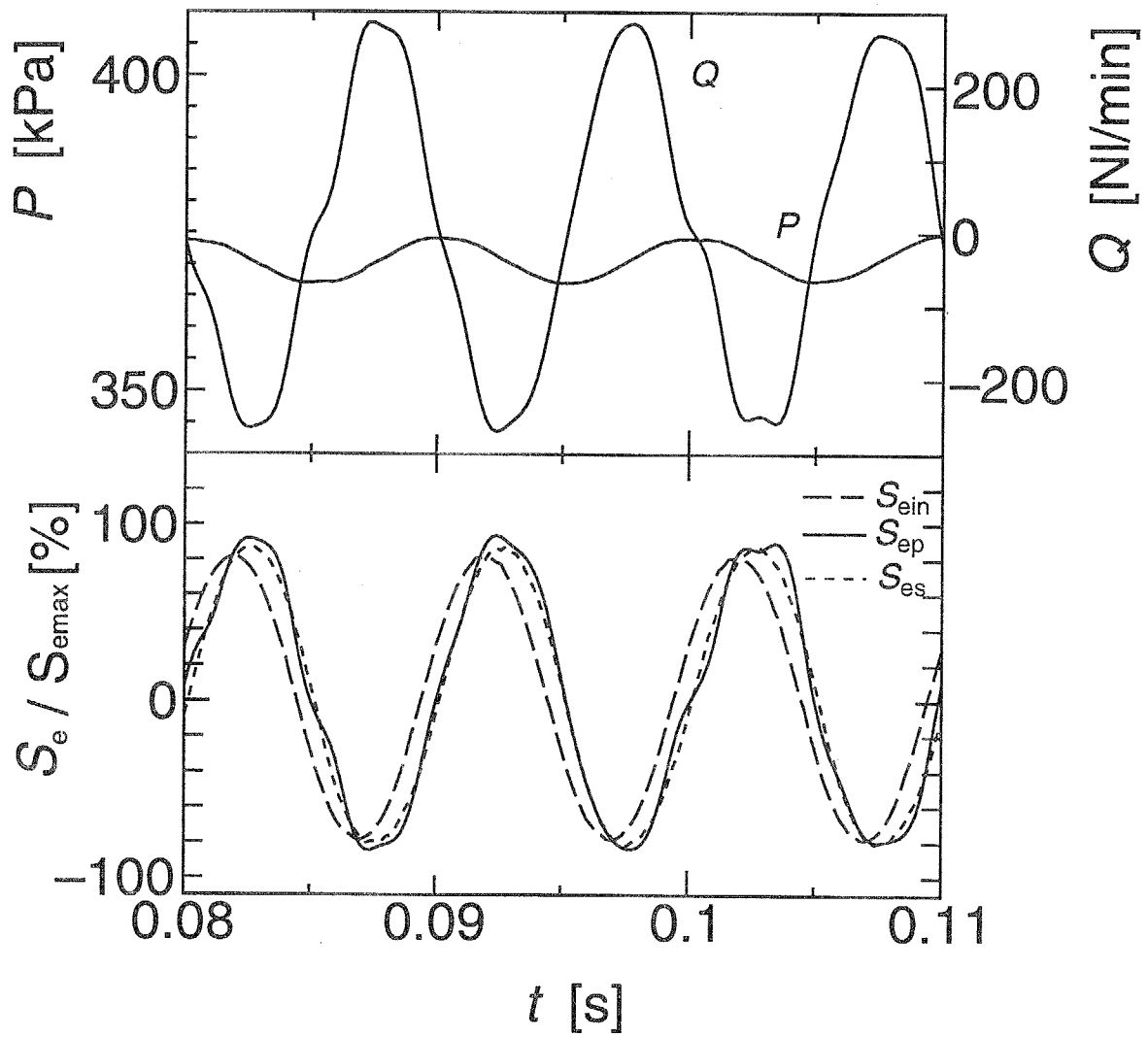


Fig.6.8 Frequency response of the servo valve (valve1 f=100[Hz])

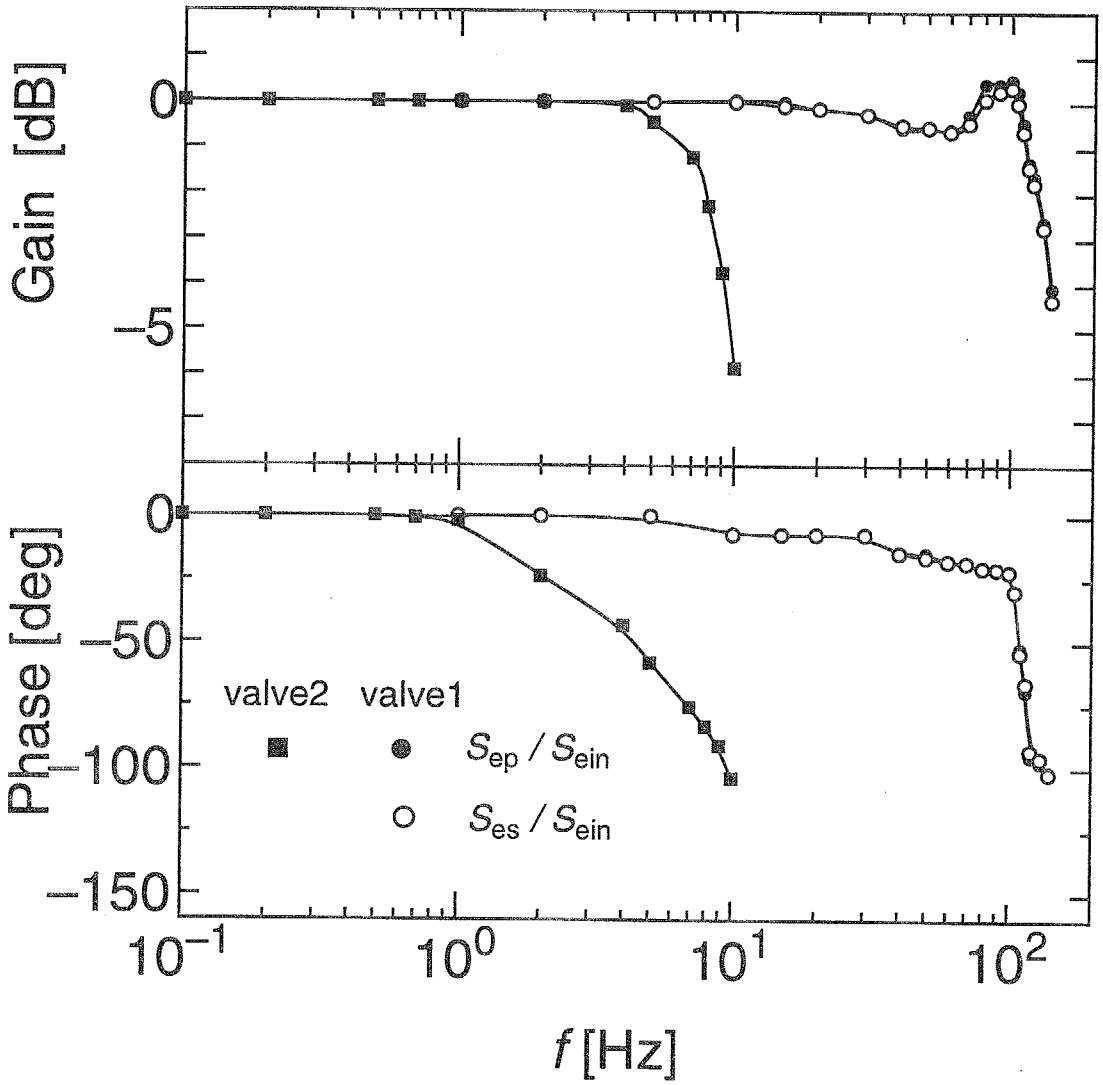


Fig.6.9 Bode diagram of the tested valve (3port)

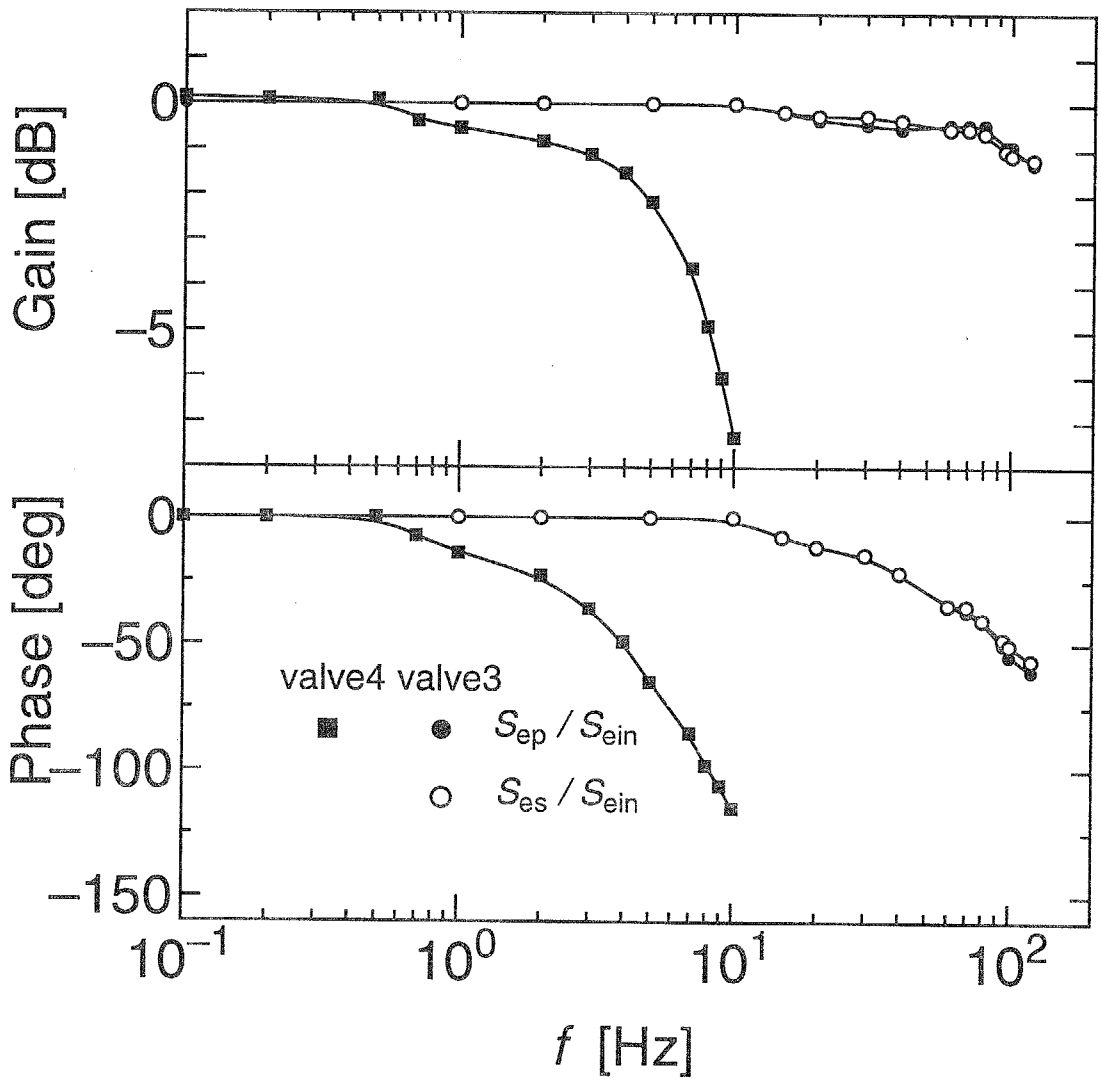


Fig.6.10 Bode diagram of the tested valve (2port)

6.4 本章のまとめ

本章で得られた結論は以下の通りである.

1) 等温化圧力容器を用いた 3 ポートおよび 2 ポートの空気圧流量比例弁・サーボ弁の入出力特性および現在まで有効な方法が確立していない周波数特性の試験法を提案した.

2) 提案した入出力特性試験法の有効性は, ISO で規定されている流量計を用いて流量と差圧から求める方法で測定した結果と比較することによって確認した. 提案した方法で供試弁のラップ特性やヒステリシスの様子も正確に測定できることがわかった.

3) 提案した方法は ISO の方法のように流量と圧力を繰り返し測定する必要がなく, 等温化圧力容器内の圧力を測定するのみで特性が測定可能であり, 非常に簡易な方法である. また供試弁の最大有効断面積が大きい場合でも適切な容積の等温化圧力容器を用いれば測定可能である. 容器の選定の目安を明らかにした.

4) 周波数特性試験においては提案した方法を用いて空気圧流量比例弁・サーボ弁の周波数特性を 100[Hz] 程度まで 5%の精度で測定できることを示した. 現在のところ空気圧サーボ弁の周波数特性は 100[Hz] 程度であることから, 提案した方法が十分実用的であることがわかった.

第 7 章

等温化圧力容器を用いた基準流量発生器

7.1 はじめに

気体の非定常流量を測定する場合には, 流量計の動特性で精度が決まるにもかかわらず, その検定法が規定されていないことを第 1 章において述べた. よって流量計を用いて非定常流量を測定した場合, 流量計の出力値が真値であるか否か全くわからないのが現状である.

もし基準となる非定常流量を発生させることができれば, この基準流量と比較することにより, 流量計の動的な検定を行なうことができる. 第 4 章において本研究で提案した等温化圧力容器を用いれば, 気体の非定常流量が測定できることを示した. よって本章においては等温化圧力容器を用いて基準となる流量を発生できる基準流量発生器を提案し, その装置を用いて空気流量計の動特性試験が可能であることを示す.

7.2 基準流量発生器

7.2.1 発生原理

第 2 章で示したように, 等温化圧力容器を用いれば次式より圧力変化のみから瞬時流量が測定できる.

$$G = \frac{V}{R\theta_a}\frac{dP}{dt} \tag{7.1}$$

基準流量発生器は等温化圧力容器にあらかじめ空気を充填し, 先の原理に基づいて容器から放出される空気が目標流量となるように容器内の圧力変化を空気圧サーボ弁によりフィードバック制御を行ない基準流量を発生するものである.

7.2.2 発生装置

具体的な基準流量発生器の構成を Fig.7.1に示す. 等温化圧力容器は金属製の容器に平均線径が 25[μm] のスチールウールを単位体積当たり 300[kg/m^3] 充填したものを用いた.

制御弁としては空気圧サーボ弁を等温化圧力容器の下流に接続した．このサーボ弁は第6章において動特性試験を行なった Table.2 の valve3 であり，Fig.6.10の結果に示したように 100[Hz] 程度まで十分応答する．圧力の計測には半導体式の圧力センサを用いた．測定値は AD コンバータを介してパーソナルコンピュータに取り込み，制御信号を DA コンバータを用いてサーボ弁に与えた．基準流量に必要な計算および制御は全てマイコンで行なった．等温化圧力容器内の初期圧力は 592[kPa] とした．空気の温度は室温としアルコール温度計で測定した．また空気圧サーボ弁の下流には発生された流量を確認するために差圧式流量計を取り付けた．この流量計は誤差 2%とされている．差圧式流量計は面積式流量計であらかじめ校正した．

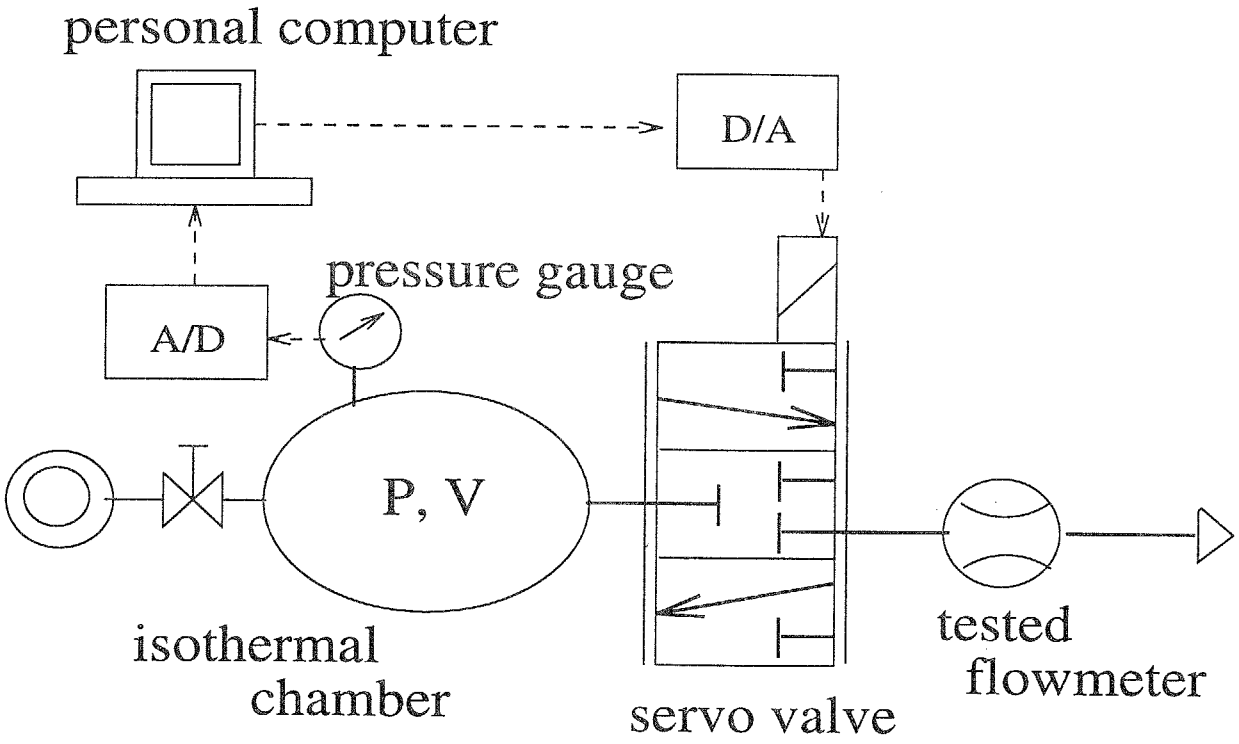


Fig.7.1 Experimental Apparatus of the standard flow generator

7.2.3 制御方法

制御アルゴリズムとしてPI制御[76]を採用した．制御目標として体積流量Q_r[Nℓ/min]を与える．また体積流量は質量流量に比例し

$$G = kQ_r \tag{7.2}$$

となることから(7.1)式は(7.2)式より次のように書き換えられる．

$$\dot{P}_r = \frac{R\theta_a}{V} k \cdot Q_r \tag{7.3}$$

式中の"˙"は時間微分を表す．この式により目標値は圧力変化$\dot{P}_r$に変換される．実際にはこの目標圧力変化に対してFig.7.2のブロック線図に示す制御系を構成している．なお流量ゲインは実際には非線形であるが，Fig.7.2のブロック線図では線形近似して表している．流量発生中は比例，積分ゲインとも一定とする．また本装置に用いたサーボ弁は弁変位が電圧で出力される．よってサーボ弁の弁変位と有効断面積S_eの関係，つまり入出力特性をあらかじめ第6章で提案した方法で測定した．容器内圧の時間変化が(7.3)式より与えられることから，任意の時刻での容器内圧力はあらかじめ推定できる．そこでサーボ弁の流量ゲインK_Gが求まり，任意の時刻でのサーボ弁への制御電圧は$\frac{G}{K_G S_e}$と推定される．よってこの値をフィードフォワード要素として与える．

以上より，流量制御弁への入力電圧v_{in}は次式のような制御アルゴリズムで与える．

$$v_{in} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s}\right)(\dot{P}_r - \dot{P}) + \frac{G}{K_G S_e} \tag{7.4}$$

等温化圧力容器内の圧力微分値$\dot{P}$は測定された圧力Pを次式で疑似微分して得られる．

$$\dot{P} = \frac{as}{as+1} P \tag{7.5}$$

疑似微分は微分値に1次のフィルタを施した形で与える．よってaを小さくすると完全な微分値に近くなり，逆に大きくすると微分値が鈍る．定常流量を発生させる場合にはa=1とした．非定常振動流を発生させる場合には発生させる振動流の周波数に応じてaを変えて実験を行なった．なお本制御系は非線形な系であり，また圧力計の分解能や疑似微分のフィルタの影響等があることからコントローラのゲインを設計する簡易な手法がない．そこでコントローラのゲインは試行錯誤で決定した．

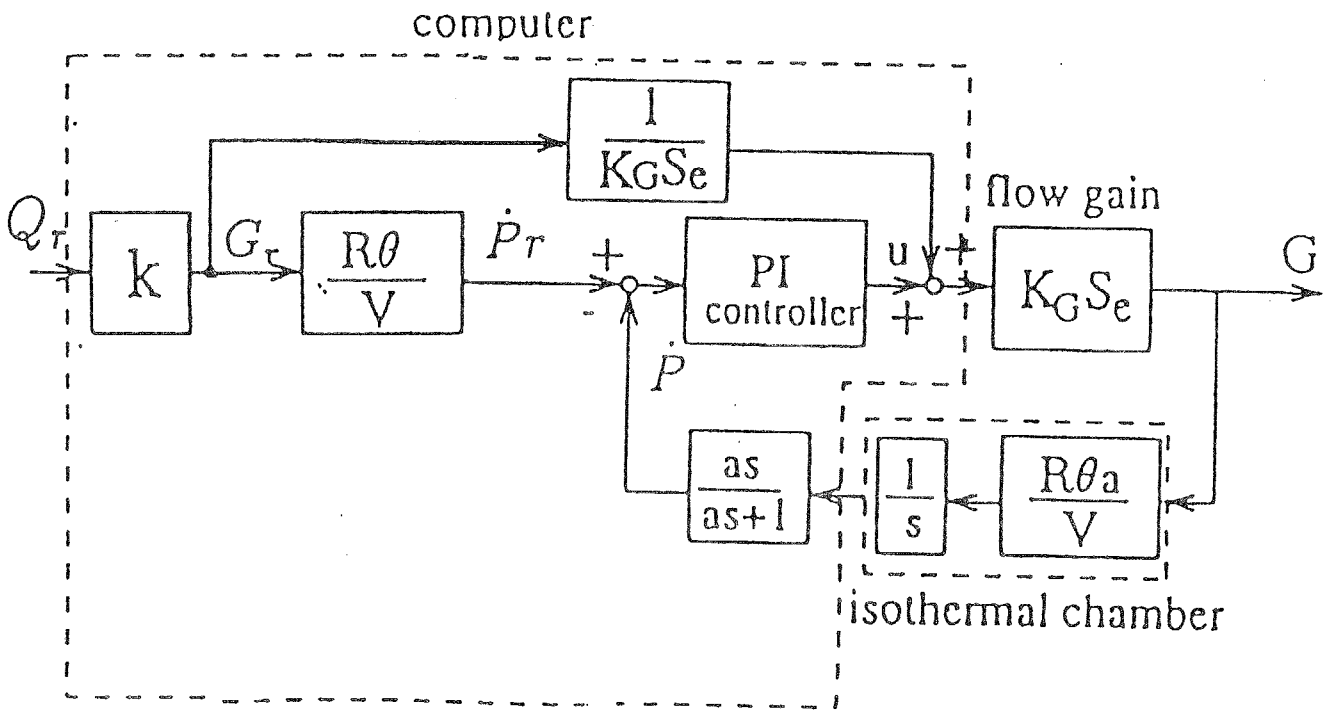


Fig.7.2 Block diagram

7.3 実験結果

7.3.1 定常流量の発生

まず定常流量を発生させる実験を行なった．等温化圧力容器としては容積3.0×10^{-3}[m^3]のものを用いた．

目標流量を0.25×10^{-3}[m^3/s]に設定した場合の結果をFig.7.3に，0.5×10^{-3}[m^3/s]の場合をFig.7.4に示す．上図に放出時の等温化圧力容器内の圧力波形と流量制御弁への制御信号を示す．下図に目標流量Q_{ref}と流量計の出力値Q_fを示す．圧力の降下とともにサーボ弁への入力電圧が増加し，うまく制御されている様子がわかる．下図に着目すると，制御を開始してから数秒ほど目標値と1.7×10^{-5}[m^3/s]程度ずれるが，それ以降はハンチングすることもなく目標値に一致している．また0.5×10^{-3}[m^3/s]の場合では,17秒を過ぎると流量が徐々に低下する傾向が見られた．これは上図の圧力波形からも明らかなように17秒付近から非チョーク域に入ることから流量ゲインが大きく変化するためと考えられる．しかし本実験では制御パラメータを一定としたために非チョーク域では追従性に問題があることがわかる．ただしチョーク域では目標値に良く追従している．

チョーク域においても空気の放出とともに流量ゲインが減少していくにもかかわらず，本制御系が一定のフィードバックゲインで制御可能であることについて考察する．サーボ弁の入力電圧と有効面積の関係は2次曲線に近似できる．よって入力電圧が低いところでは有効面積はあまり変化せず，入力電圧が高いところでは逆に大きく変化する．つまり入力電圧が高くなるほどサーボ弁のゲインは大きくなる．本制御系において等温化圧力容器の圧力が降下すると流量ゲインが低下する．これに伴い平衡する流量制御弁への入力電圧が高くなる．すると先に述べたようにサーボ弁自体のゲインが大きくなる．結果として制御系全体のループゲインがほぼ一定となるものと考えられる．

また流量が大きくなり圧力降下速度が大きくなると等温化圧力容器の等温性が悪化する．一方，容器を大きくし過ぎると圧力の微分の際にノイズの影響が増大する．流量を変更する場合には適切な大きさの等温化圧力容器を選択することが必要であり，それら容器選定の目安は4.1節において行なったものに準じる．つまり圧力変化速度としては分解能による誤差を1%以下に抑えるために最低6[kPa/s]は必要となる．また供給圧を592[kPa]にした場合チョーク域を最低10秒確保するためには圧力変化速度を30[kPa/s]以下にする必要がある．よって容積3.0×10^{-3}[m^3]の等温化圧力容器を使用する場合，測定可能な流量の範囲は0.17×10^{-3}[m^3/s]から1.0×10^{-3}[m^3/s]程度である．

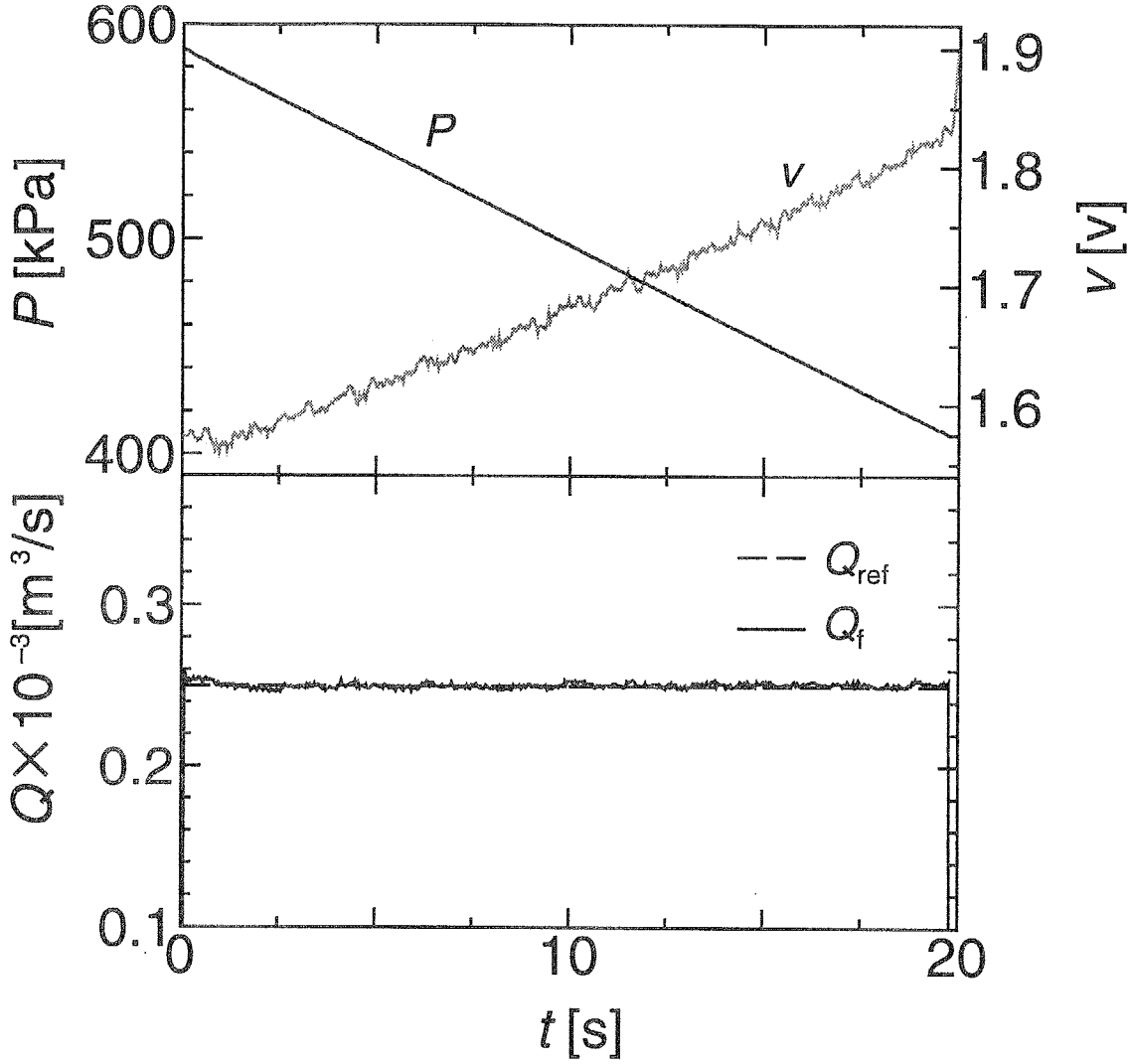


Fig.7.3 Steady flow rate measurement ($K_p = 15.0[\mathrm{V \cdot s/Pa}], \mathrm{T_i} = 200.0[\mathrm{s}]$)

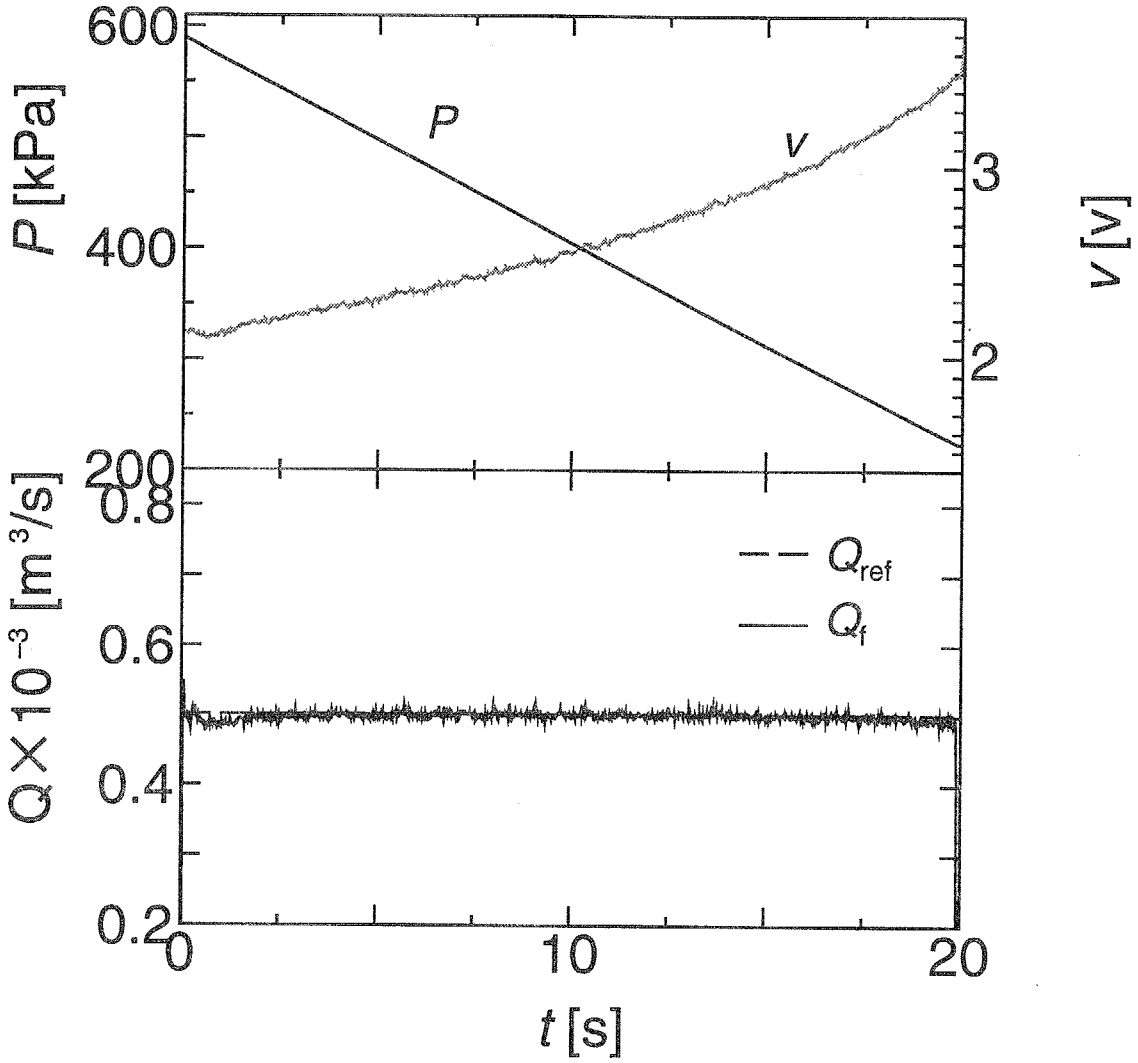


Fig.7.4 Steady flow rate measurement ($K_p = 15.0[\mathrm{V \cdot s/Pa}], \mathrm{T_i} = 200.0[\mathrm{s}]$)

7.3.2 非定常流量の発生

目標流量を周期的な非定常流量に設定した場合の結果を示す．先と同様に PI 制御系のゲインは試行錯誤で決定した．等温化圧力容器の容積は 4.2 節での検討結果を踏まえ，10[Hz] 以下の周波数では 1.0×10^{-3}[m^3] のものを，10[Hz] 以上では 0.2×10^{-3}[m^3] のものを用いた．

Fig.7.5に目標流量 $Q_r = 0.5 \pm 0.17sin(2\pi t)$[m^3/s] $(30 \pm 10(2\pi t)$[Nℓ/min]) とした場合の実験結果を示す．つまり周波数 1 [Hz] の非定常流量である．Fig.7.5の上図は等温化圧力容器内の圧力波形と流量制御弁への制御信号を表す．下図に目標流量 Q_{ref}，等温化圧力容器内の圧力波形より求めた流量 Q を示す．4.2 節において等温化圧力容器を用いて 40[Hz] の非定常振動流量まで位相が全く遅れることなく，平均流量に対して 5%の精度で測定可能であることを示した．そこで基準流量発生器の性能は目標流量 Q_{ref}と等温化圧力容器内の圧力波形を 4.2 節で述べた通りの処理方法で差分して算出した流量 Q を比較することで評価した．

Fig.7.5の下図に着目すると，全体として Q_{ref},Q が良い一致を示していることがわかる．ただし Q は流量の最下点において目標流量 Q_{ref}に対し若干ずれ，波形も多少歪んでいる．この付近では圧力の変化が小さく Q を圧力波形を微分して流量を求めているために，微分の際に相対的にノイズが大きくなりこれがフィードバックされ増幅されることが主原因と考えられる．

入力周波数を 20[Hz] とした場合の結果を Fig.7.6に示す．1[Hz] の場合と同様に Q_{ref}と Q は全体として良い一致を示している．流量の最下点の多少のずれは 1[Hz] の場合と同様に圧力計の分解能の影響が考えられる．また周波数が高くなるにつれ圧力変化速度が速くなることから，温度変化による誤差が大きくなることが予想される．20[Hz] の結果において流量の山の部分でのずれはその影響であると考えられる．しかし位相に関しては目標流量と良く対応している．

以上の結果より，等温化圧力容器を用いて一定時間ではあるが任意の定常および非定常流量が発生できることがわかった．非定常流量に関しては精度など改善の余地があるが，これは等温化圧力容器の圧力変化と温度降下の関係を第 3 章で明らかにしたことから，温度変化による誤差を補償するなどの方法によって改善され得ると考えられる．圧縮性流体の非定常流量基準となるものが全くない現状では，この基準流量発生器の開発は大変意義がある．本装置は気体流量計の動特性試験，流量計の開発，管路内流れの現象解析や風洞の実験での使用など多くの利用法が考えられ，非常に有用な装置であると考える．

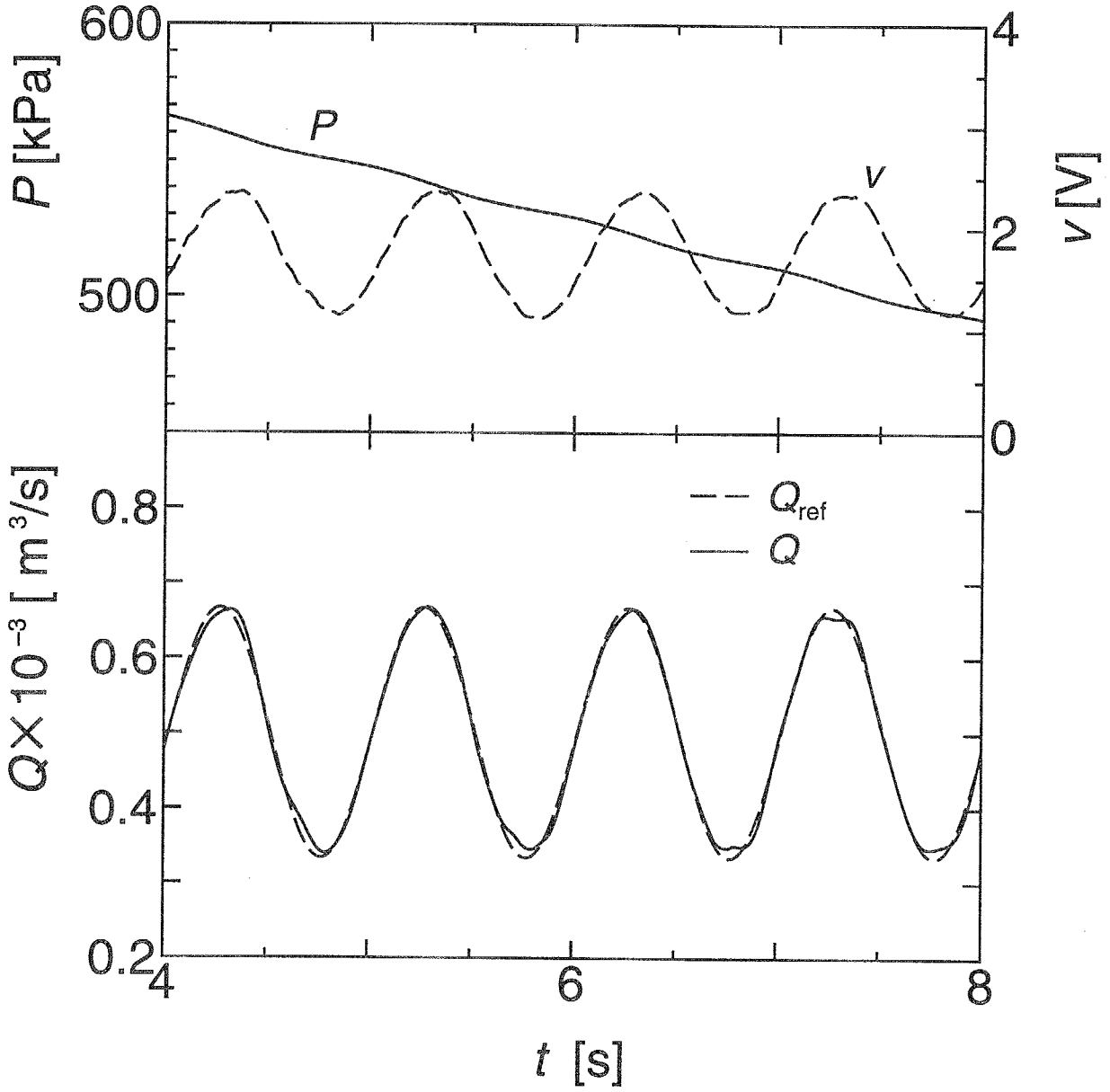


Fig.7.5 Unsteady flow rate measurement($K_p = 2.0$[V · s/Pa], $T_i = 20$[s], f=1[Hz])

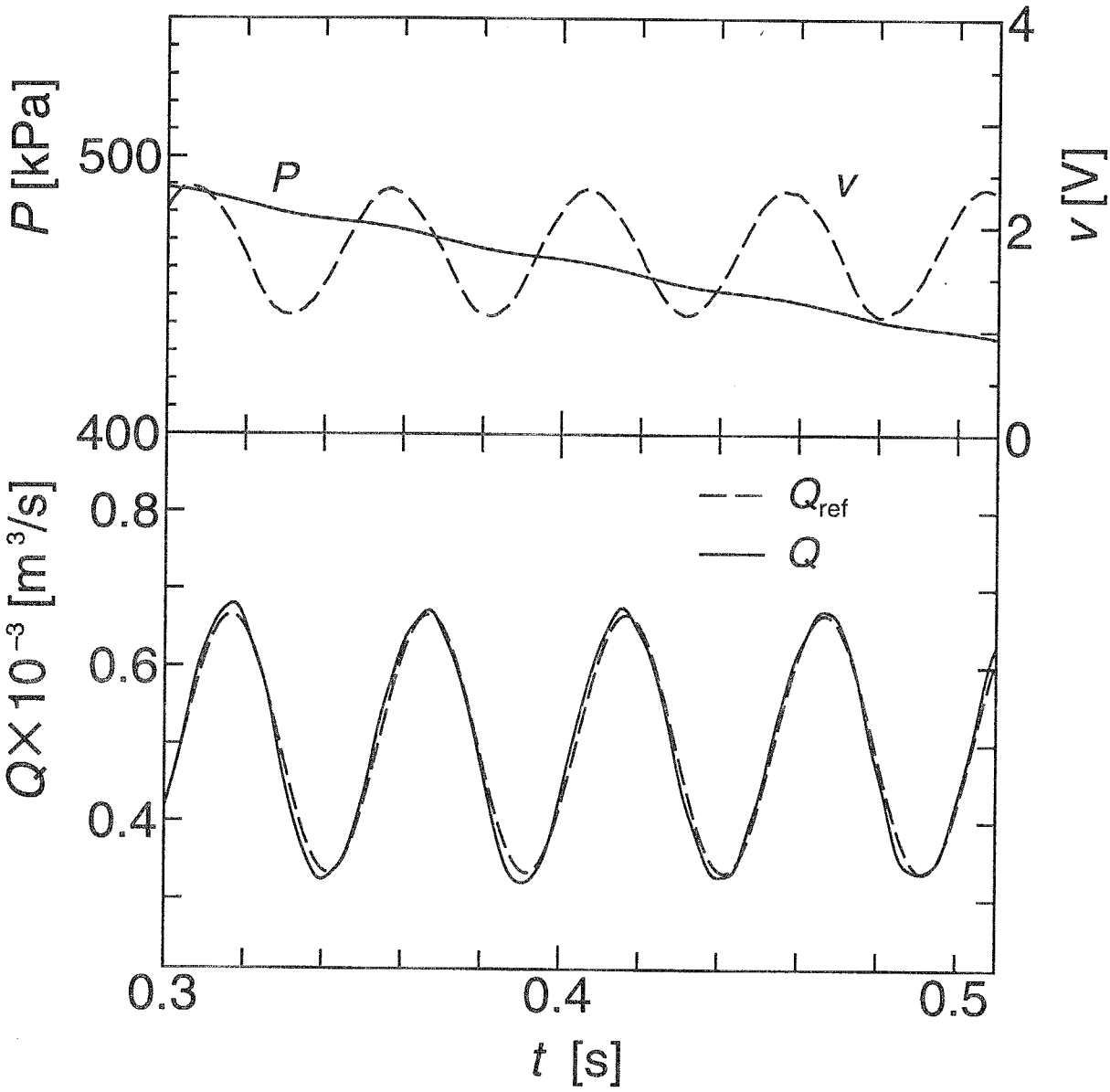


Fig.7.6 Unsteady flow rate measurement(K_p = 2.0[V · s/Pa], T_i = 20[s],f=20[Hz])

7.4 流量計の動特性試験

前節において基準発生器を提案し, 基準となる定常および非定常振動流量が発生可能であることを明らかにした. 本装置の応用範囲は前節に示したように種々考えられるが, 本節ではその一例としてこの装置を今まで有効な方法がない空気流量計の動特性試験に用いる.

7.4.1 実験方法

基準流量発生器を用いた流量計の動特性試験の方法について説明する. 実験装置の構成はFig.7.1と同様である. 等温化圧力容器の容積は, 目標周波数によって2種類のものを用いた. 周波数5[Hz]以下では容積3.0×10^{-3}[m^3]のものを, それ以上では容積1.0×10^{-3}[m^3]のものを使用した. 等温化圧力容器の初期圧力は592[kPa]とした. 供試流量計はサーボ弁の下流に取り付けた. ただしサーボ弁と流量計の間には整流管を挿入し流れの状態を整えた. 発生器に正弦波状の流量Q_{ref}を設定し, Q_{ref}と流量計の出力値Q_fの振幅値と位相を比較することによって流量計の動特性を評価する. 発生器が正確に流量を放出していることを確認するために, 容器内の圧力波形を測定し, オフラインで（7.1）式からも発生流量Qを算出した. 今回は供試流量計としてはESTEC社製の熱式質量流量計と日本光電社製の層流型差圧式流量計の2種類を用いた.

7.4.2 動特性の試験結果

はじめに層流型差圧式流量計の試験結果を示す. Fig.7.7は周波数を5[Hz]にしたときの実験結果である. 上図は等温化圧力容器内の圧力波形と流量制御弁への制御電圧を表している. 下図に目標流量であるQ_{ref}, 発生流量Qと流量計の出力値Q_fを示す. 流量計の出力値Q_fの振幅は基準流量の発生値Qにほぼ等しいが, 位相がわずかに遅れている.

非定常流量の検定を一定時間の積分値で行なっていることも多いが, その方法では位相の遅れまではわからない. このような場合においても本方法では評価することができ, 提案した試験法の有効性が示された.

Fig.7.8は基準流量の周波数を10[Hz]にした場合の実験結果である. 図の形式はFig.7.7と同様である. 目標流量Q_{ref}と発生流量Qを比較すると, 発生流量Qは流量が最小または最大となる付近で波形が多少歪んでいる. そのため5[Hz]の場合よりも10[Hz]の場合の方がQの振幅は小さくなる. これは流量最大の付近では温度変化の影響, 流量最小の付近では圧力変化が小さくなることによる影響であると考えられる. しかしながら試験流量と

しては問題のない程度である．流量計の出力値 Q_f はさらに振幅が小さくなり位相も明確に遅れていることがわかる．

次に熱式質量流量計の動特性試験を行なった結果を示す．先と同様な実験条件で行い，Fig.7.9には流量波形の実験結果のみを示す．上図は周波数が 0.5[Hz] の場合，下図は 1.0[Hz] の場合である．発生される基準流量 Q はきれいな正弦波の形状を示し問題はない．しかしながら，本実験で使用した熱式流量計は 0.5[Hz] で既に振幅も小さくなり，位相もかなり遅れている．1[Hz] の振動流ではこれらのことがさらに顕著である．

周波数を変えて実験を繰り返し行ない，発生した基準流量 Q に対して振幅比と位相差を調べた．得られた結果をボード線図の形にまとめたものを Fig.7.10に示す．図中の黒丸が差圧式流量計の結果であり，白丸が熱式質量流量計の結果を表している．差圧流量計の結果は微圧において同型式の流量計に対して動特性を行なった結果 [77] とほぼ同様の結果となった．

両流量計の動特性の違いがよくわかる．カタログ値では定常流量に対する精度はさほど差がない．しかしながら動特性において本研究で用いた熱式流量計は差圧式流量計のそれに比べて良くないことが明らかになった．

これまで流量計の動特性は試験法がないこともあり，あまり検討されてこなかった．本研究により種々の流量計の動特性を一様に比較することが可能で，今後は静的な流量精度だけではなく，流量計の応答性の点からも検討することが重要である．

7.5 本章のまとめ

本章の研究で得られた結論は以下の通りである．

1) 等温化圧力容器を用いて放出時の容器内の圧力をサーボ弁で制御することで基準流量を発生する装置を提案し，その有効性を実験により確認した．

2) 基準流量発生器を用いた気体流量計の動特性試験法を提案し，提案した方法を用いて差圧式流量計と熱式質量流量計の周波特性を調べ，本方法の有効性を確認した．

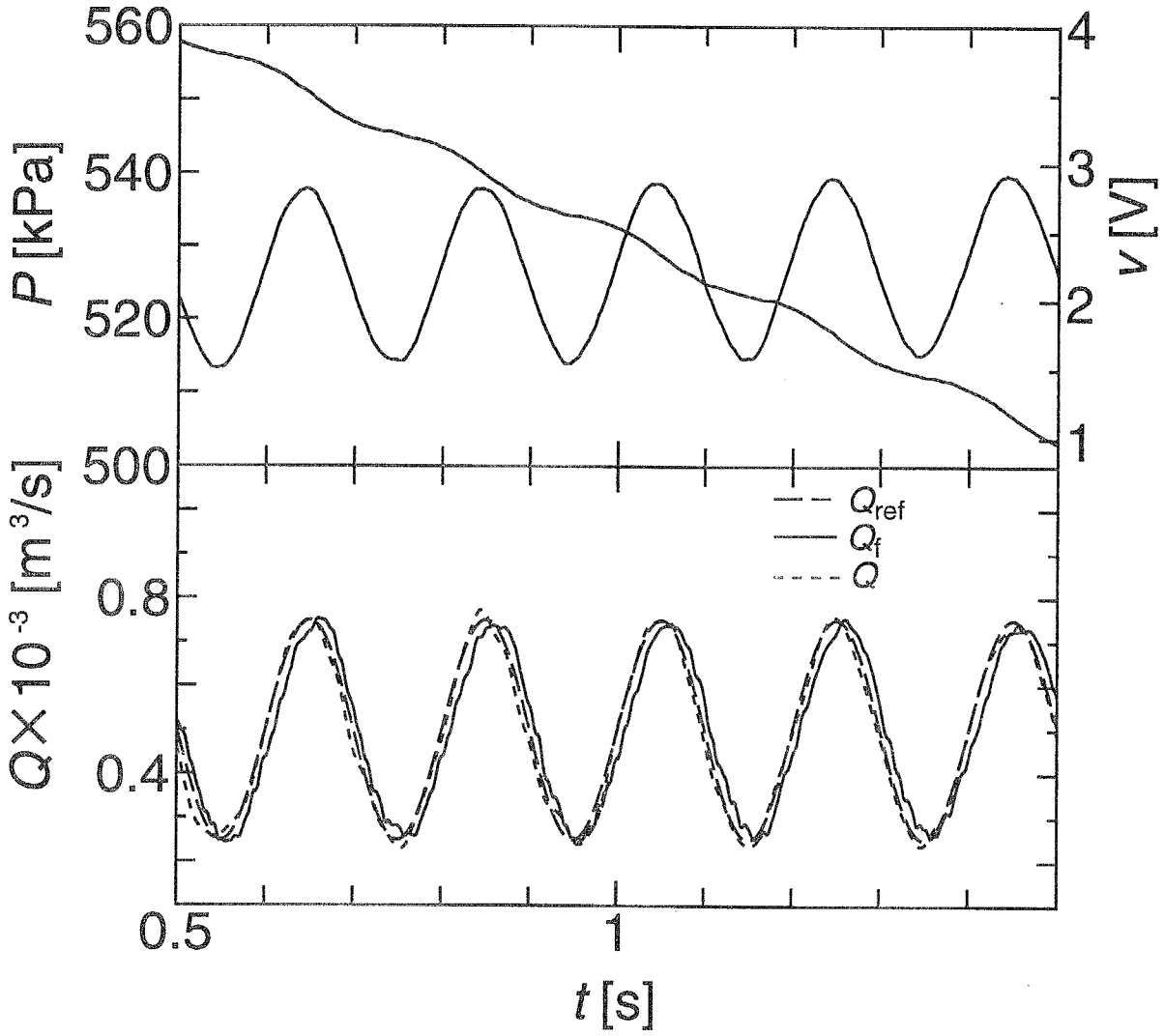


Fig.7.7 Frequency Responses of the Differential-type-Flowmeter
($K_p = 2.4$[V · s/Pa],$T_i = 100$[s],f=5[Hz])

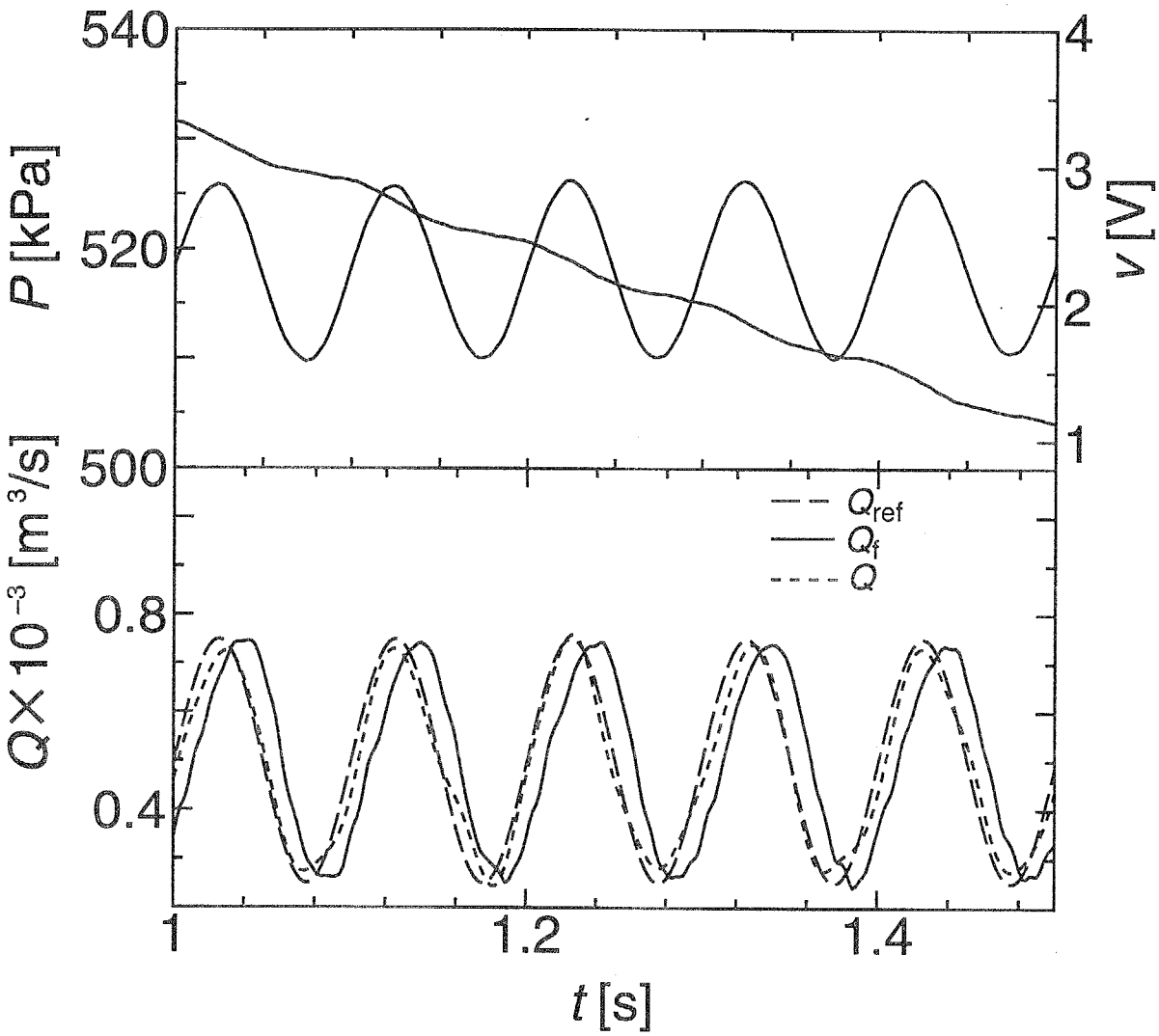
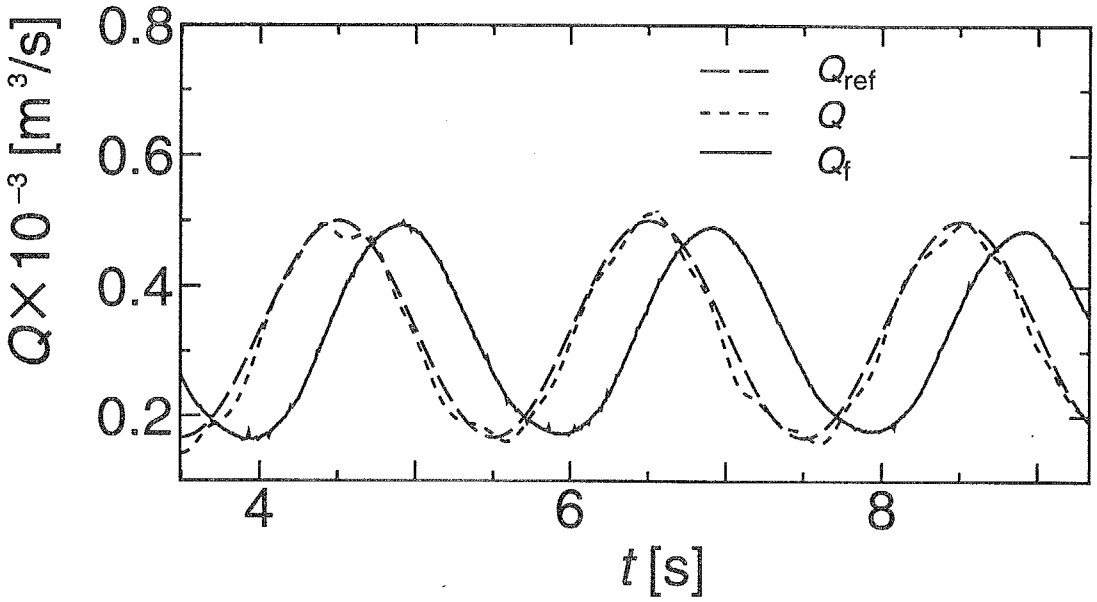


Fig.7.8 Frequency Responses of the Differential-type-Flowmeter
($K_p = 2.4$[V · s/Pa],$T_i = 100$[s],f=10[Hz])



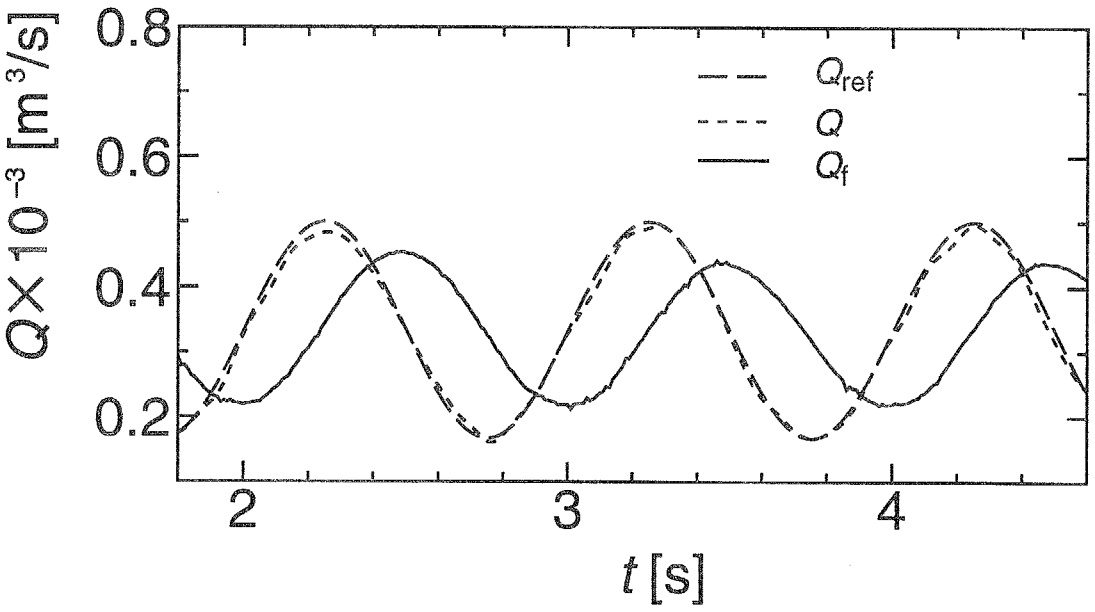


Fig.7.9 Frequency Responses of the Thermal-type-Flowmeter
upper: f=0.5[Hz], lower: f=1.0[Hz]
($K_p = 15$[V · s/Pa], $T_i = 100$[s])

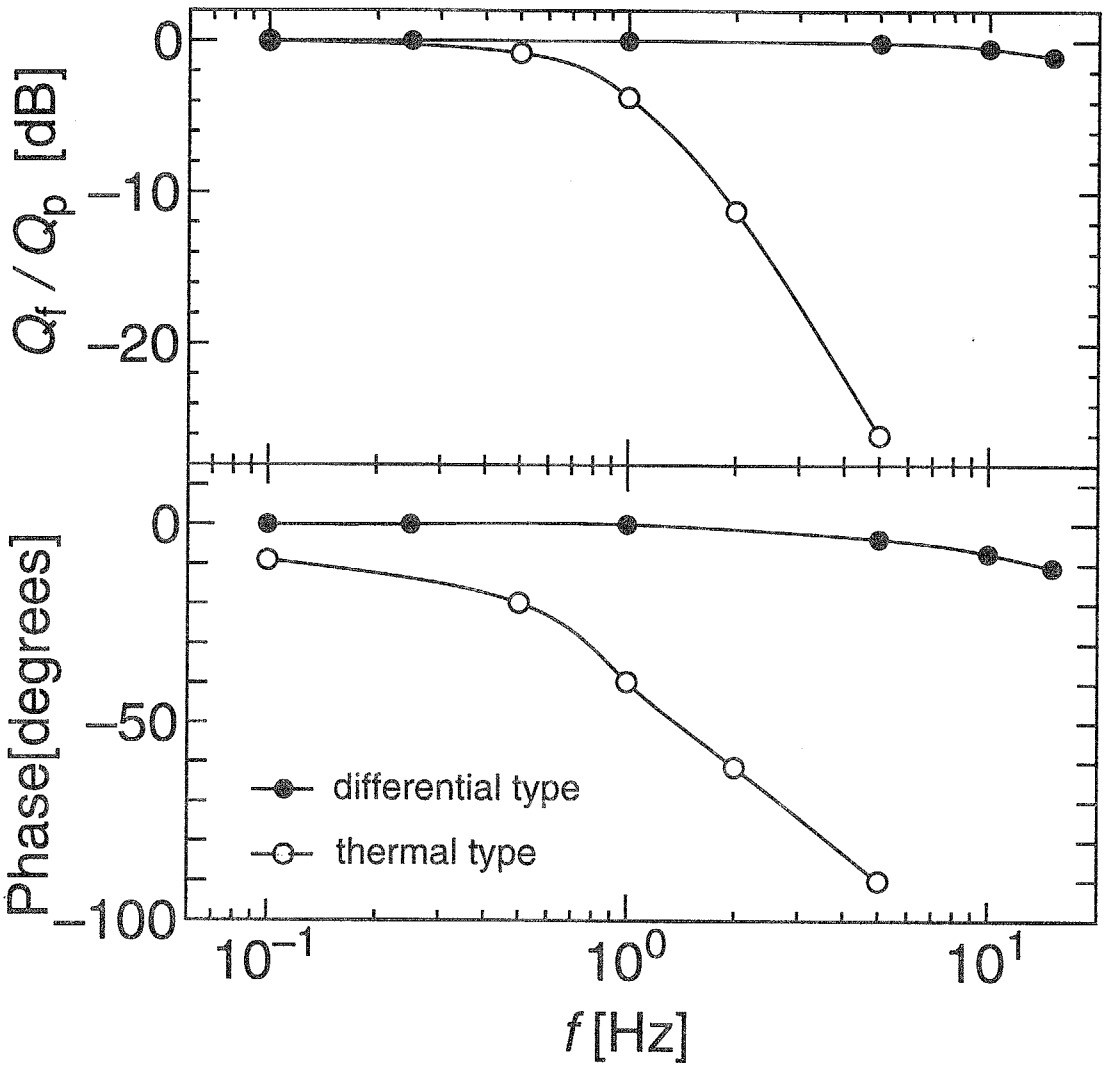


Fig.7.10 Bode Diagram of the Flowmeters

第 8 章

結論

本論文では圧縮性流体の定常流量および有効な測定法が確立していない非定常流量を測定する簡易な方法を提案し, その有用性を明らかにした. さらに提案した流量計測法が空気圧機器の特性試験に応用可能であることを明らかにした.

以下に本論文で得られた知見をまとめる.

第 2 章「容器内圧力変化による圧縮性流体の流量測定法」においては, 提案する流量計測法の原理を示し, その測定法を実現するために等温化圧力容器を提案した. 等温化圧力容器とは気体の熱容量が金属に比べて著しく小さいことに着目し, 容器にスチールウールを封入することで伝熱特性を向上させ, 容器内の放出あるいは充填時の状態を等温変化に近づけるものである. また本章では提案した計測法の誤差要因を示した.

第 3 章「等温化圧力容器の特性解析」では, 容器に金属製綿を充填することで容器内空気の状態変化をほぼ等温にできることを示した. また充填材の質量を変えた場合や容器の形状を変えた場合など種々の等温化圧力容器に対して放出あるいは充填時の容器内平均温度を測定し, 容器の特性を明らかにした.

さらに実験結果を踏まえて等温化圧力容器をモデル化し, 数値計算によってもその特性を考察し, 以下の知見を得た.

1. 等温化圧力容器の伝熱特性は熱伝導に支配される.
2. 充填材自体の温度変化はわずかであり, 充填材の熱容量は十分である.
3. 等温化圧力容器の特性は容器に封入する充填材の単位体積当たりの伝熱面積によって規定できる.
4. 等温性を高めるには伝熱面積を大きくすることが一番有効である.

以上の結果を踏まえ, 流量計測の実験では体積 1.0[m^3] 当たり伝熱面積が 6.3×10^3[m^2] となる等温化圧力容器を使用することにした.

第 4 章「等温化圧力容器を用いた空気の流量計測」においては, 等温化圧力容器を用いた定常および非定常流量計測法を提案した. また提案した方法の予想誤差および容器容積と誤差の関係を考察した上で実験を行なった. 定常流量の実験では提案した方法で求めた流量と超精密加工ノズルを用いて求めた流量を比較することで, 提案した方法の有効性を確認した. その結果, 提案した方法で定常流量が 1%以下の精度で測定可能であることがわかった. さらに等温化圧力容器の温度変化が誤差の主要因であることから, 温度変化分を数値計算によって推定し, 補償することで 0.4%以下の精度が実現できることを明らかにした.

非定常流量に対しては有効な方法が確立してないことから, 本研究ではサーボ弁の弁変位と差圧から求めた流量と比較検討した. 通常の容器を用いて圧力から流量を算出すると振幅のみならず位相も大きくずれることを示した上で, 等温化圧力容器を用いて測定を行なった. その結果, 提案した方法で最大流量に対して 5%以下の精度で 40[Hz] の非定常振動流まで測定可能であることがわかった.

第 5,6,7 章では等温化圧力容器を用いた流量計測の応用例を示した.

第 5 章「等温化圧力容器を用いた有効断面積の計測法」においては, 等温化圧力容器を用いた電磁弁等の有効断面積の計測法を提案した. JIS で規定されている方法では, 接続管路や容器の容積によって温度変化の様相が異なり誤差が生じることを指摘した. それに比べ提案した方法では温度変化が生じないことから有効断面積を精度良く測定できることを示した.

第 6 章「空気圧流量比例弁·サーボ弁の特性試験法」においては, 等温化圧力容器を用いた空気圧流量比例弁· サーボ弁の入出力特性試験および動特性試験法を提案した. 入出力特性試験においては従来の方法では圧力と流量を繰り返し測定する必要があるのに対し, 提案した方法では等温化圧力容器に充填, 放出される空気の圧力を測定するのみで特性が得られることから, 非常に簡易な方法であることを示した. また試験法が確立していない動特性試験が 120[Hz] 程度まで提案した方法で行なえることを明らかにした.

第 7 章「等温化圧力容器による基準流量発生器」においては, 放出時の等温化圧力容器内の圧力変化をサーボ弁で制御することによって, 任意の基準流量を発生できる装置を提案した. 本装置を用いて気体用の差圧式流量計および熱式質量流量計の周波数特性試験を

行なった. 基準流量発生器を用いて流量計の校正が行なえること, 有効な方法が全く示されていない気体流量計の動特性試験が行なえることを示した.

以上, 本論文では気体の熱容量が鉄などの金属に比べ著しく小さいことに着目し, 容器内に金属製綿を充填し伝熱面積, 熱伝達率を大きくすることで, 容器内の状態変化をほぼ等温に保てる" 等温化圧力容器" を提案し, この容器を用いて容器内の圧力から簡易に圧縮性流体である空気の定常流量および今まで困難とされてきた非定常流量を測定する方法を提案した. 提案した流量計測法の有効性を実験によって明らかにした.

さらに提案した流量計測法を応用して電磁弁等の有効断面積の計測法, 現在まで有効な試験法が確立していない流量制御弁の動特性および気体流量計の動特性の試験法を提案し, 提案した方法で実際に特性試験を行ない, その有効性を明らかにした.

参考文献

[1] 川田, 小宮, 山崎: 流量計測ハンドブック, 日刊工業新聞社 (1979)

[2] （社）日本油空圧学会編:油空圧便覧, オーム社 (1989)

[3] R.W.Miller:Flow Measurement Engineering Handbook, McGraw-Hill,2nd.edi.,New York(1989)

[4] 松山:実用流量測定, 省エネルギーセンター (1995)

[5] ISO5167:Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full(1980)

[6] JISZ8762:絞り機構による流量測定法 (1988)

[7] JISZ8761: フロート形面積流量計による流量測定方法 (1992)

[8] JISZ8765:タービン流量計による流量測定法 (1980)

[9] L.V.King:Jour.Franklin Inst.,181(1916)

[10] J.P.Tullis,J.Smith:Coriolis Mass Flow Meter, Fluid Mechanics Silver Jubilee Conference paper,no.6.4,N.E.L. Glasgow(1979)

[11] K.Komiya,F.Higuchi,K.Ohtani: Characterisitcs of a Thermal Flowmeter,VDI Berichte,Nr. 768, 119/126(1989)

[12] JISB7554:電磁流量計 (1993)

[13] JEMIS032:超音波流量計による流量測定法 (1987)

[14] 黒森:複数対の電極を持つ電磁流量計, 計測自動制御学会論文集,29-12,1413/1420(1993)

[15] 長田:流量センサ, 計測と制御,31-6,692/694(1992)

[16] F.Cascetta,P.Vigo: The future domestic gas meter:Review of current developments, Measurement,13,129/145(1994)

[17] 山崎, 岡林: 新しいフルイディックガスメータの開発研究, 計測自動制御学会論文集,29-5,512/519(1993)

[18] 小宮:新しい流体計測技術, 計測と制御,33-9,731/736(1994)

[19] 渡辺, 大西: ホイッスル要素のガス流量計としての可能性, 計測自動制御学会論文集,31-3,302/307(1995)

[20] ISO/DP 8959/2,1986,Measurement of Gas Flow-Rate Volumetric Method, part 2, Bell Provers,ISO Standard, Doc.442E, ISO TC30, Geneva.

[21] ISO Standard 5024,1981, Petroleum Liquids and Gases-Measurement-Standard Reference Conditions, ISO, Geneva.

[22] 高本:流量·流速の標準, 計測と制御,33-9,737/743(1994)

[23] 石橋, 植木, 高本, 渡辺, 早川, 荒石: 常圧におけるソニックベンチュリノズルの高精度校正, 計測自動制御学会論文集,28-12,1411/14188(1992)

[24] 石橋, 植木, 高本, 渡辺, 早川, 荒石: 定積槽方式により測定されたソニックベンチュリノズル流出係数の不確かさ評価, 計測自動制御学会論文集,29-1,1/9(1993)

[25] P.F.M.Jongerius,M.P.van der Beek,J.G.M. van der Grinten: Calibration facilities for industrial gas flow meters in The Netherlands, Flow Meas. Instrum.,4-2,77/84(1993)

[26] A.Aschenbrenner:The Main Features of the New Bell Prover of PTB, Proc.FLOMEKO'83,237/242(1983)

[27] F.Alasia,G.Cignolo: Design of Critieria for 1200L Capacity Piston Prover for Primary Gas Volume and Flowrate Measurements, Proc.FLOMEKO'85,122/128(1985)

[28] T.Kegel:Uncertainty Analysis of a Gravimetric Primary Standard for Gas Flow Measurement,Workshop and Symposium, Nat.Conf. of Standards Lab.(1993)

[29] 穂坂:流量等計測に関する国際的基準·規格化の動向: 計測と制御,29-9,791/796(1990)

[30] 中野, 横田:円筒形絞りの動特性を利用した瞬時流量, 油圧と空気圧,17-4,67/72(1986)

[31] 中野, 横田, 宮本: 円管内瞬時流量計測手法, 計測自動制御学会論文集, 20-5,421/426(1984)

[32] 内山, 箱守: 円管内流速推定フィルタ, 計測自動制御学会論文集, 18-7,653/660(1982)

[33] M.Uchiyama,K.Hakomori: Measurement fo Instantaneous Flow Rate Through Estimation of Velocity Profiles, IEEE,Vol AC-28-3(1983)

[34] T.Zaho,A.Kitagawa,T.Kagawa,T.Takenaka: A Real Time Method of Measuring Unsteady Flow Rate and Velocity Employing Differential Pressure in a Pipe, JASME,30-260,263/370(1987)

[35] 横田, 中野:油圧管路の動特性を利用した遠隔瞬時流量計測手法, 油圧と空気圧,21-2,187/194(1990)

[36] K.Nakoano,S.Yokota:Unsteady Flowrate Sensor by making Use of Dynamic Characteristics of Cylindrical Chokes, IMEKO Congress, Houston(1988)

[37] 横田, 井手, 中野: 円筒絞りを用いた瞬時流量計の高機能化, 日本機械学会論文集,53-489B,1548/1552(1987)

[38] 磯部:脈動するガス流の流量測定, 計測,3-3,122/125(1953)

[39] 小宮:流量の計測, 油圧と空気圧,10-1,45/49(1978)

[40] P.Gajan,R.C.Mottram,P.Hebrard,H.Andriamihafy: The influence of pulsating flows on orifice plate flowmeters,Flow Meas. Instrum.3-3,118/129(1992)

[41] C.R.Stone,S.D.Wright: Non-linear and unsteady flow analysis of flow in a viscous flowmeter,Trans.Inst.M.C.,16-3(1994)

[42] E.Hakahsson,J.Delsing: Effects on pulsating flow on an ultrasonic gas flowmeter, Flow Meas. Instrum.5-2,93/101(1994)

[43] 鳥越:流れの加速度の検出法と脈動流量測定, 計測自動制御学会論文集,23-8,794/799(1987)

[44] 堀内, 磯部: オリフィス流量計を用いる気体脈動流の動的測定, 計測自動制御学会論文集,28-5,537/546(1992)

[45] R.C.Mottram: An overview of pulsating flow measurement, Flow Meas. Instrum.3-3,114/117(1992)

[46] 横田: 油空圧技術をささえるセンサの現状と今後「流量センサ」, 油圧と空気圧,23-6,100/104(1992)

[47] 森, 一色, 河田: 熱力学概論, 養賢堂 (1989)

[48] A.H.Shapiro: The Dynamic and Thermodynamic of Compressible Fluid Flow, The Ronald Press Company,New York(1953)

[49] 真島, 磯部:計測法概論, コロナ社 (1971)

[50] D.R.Otis: Plastic foams reduce heating in gas-charged accumulators, Hydraulics and Pneumatics,Feb.,56/57,(1974)

[51] D.R.Otis:Thermal Damping in Gas-Filled Composite Materials during Impact Loading, Asme Journal of Applied Mechanics,vol.37 Mar. , 38/44(1970)

[52] 香川:空気圧抵抗容量系の動特性, 油圧と空気圧,17-3 39/46(1986)

[53] A.Pourmovahed,D.R.Otis: An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulators, Asme Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,vol.112 Mar.,116/121(1990)

[54] 苅屋, 前田: 計測の科学と工学, 産業図書 (1993)

[55] 香川, 清水: 空気圧抵抗容量系の熱伝達を考慮した無次元圧力応答, 油圧と空気圧,19-4,54/59(1988)

[56] F.B.Daniels:Acoustical Impedence of Enclosures, The Journal of the Acoustical Society of America,19-4,July,569/571(1947)

[57] 西川, 藤田: 伝熱学, 理工学社 (1982)

[58] (社) 日本機械学会編:機械工学便覧 A5 流体工学 (1986)

[59] 小竹, 土方:パソコンで解く熱と流れ, 丸善 (1989)

[60] S.V.Patankar 原著:コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, 森北出版 (1985)

[61] 横井, 中尾, 高本：低レイノルズ数域での音速ノズルの特性, 第 12 回流体計測シンポジウム, 61/66(1995)

[62] DRAFT INTERNATIONAL STANDARD:ISO/DIS 6358

[63] T.Kagawa: Heat Transfer Effects on the Frequency Response of a Pneumatic Nozzle Flapper, Asme Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Contorl, Vol.107, 332/336(1985)

[64] A.Pourmovahed,D.R.Otis: Effects of Thermal Damping on the Dynamic Response of a Hydraulic Loading, Asme Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Contorl, Vol.106,21/26(1984)

[65] 香川, 清水: 空気圧抵抗容量系の熱伝達を考慮した無次元圧力応答, 油圧と空気圧,19-4,54/59(1988)

[66] JIS B 8373:空気用 2 ポート電磁弁 (1981)

[67] 森, 伊藤, 町山：電磁弁の有効断面積の測定法（流量法と放出法）の比較に関する実験的研究, 春季油空圧講演会講演論文集 85/88 (1988)

[68] 伊藤, 森, 町山, 大田：放出中のタンク内の状態変化についての実験的研究, 春季油空圧講演会講演論文集 89/92 (1988)

[69] 黒下：電磁弁の有効断面積測定法に関する研究, 春季油空圧講演会講演論文集 85/88(1985)

[70] P.R.Moore,R.H.Weston,T.W.Thatcher: Compensation in Pneumatically actuated Servomechanism, Trans. Inst. M.C.,7-5,Oct-Dec(1985)

[71] 田中:電気空気圧比例制御弁を用いたサーボシリンダの位置制御, 油圧と空気圧,12-4,57/61(1981)

[72] 佐々木:空気圧サーボシリンダ, 油圧と空気圧,26-2,59/69(1995)

[73] 鹿野:直動形空気圧サーボ弁による制御例, 油圧と空気圧,26-2,70/74(1995)

[74] メカトロニクス対応高性能空気圧機器の試験方法標準化のための調査報告書, 日本機械工業連合会, 日本油空圧工業会 (1990)

[75] 黒下, 村松：空気圧流量比例制御弁の動特性評価法, 油圧と空気圧,24-5,74/80(1993)

[76] 須田:PID 制御, システム制御情報学会編 (1992)

[77] K.E.Finucane,B.A.Egan,S.V.Dawson: Linearity and Frequency resopnse of pneumotachographs, J. of A. Physiology,121/126(1972)

業績リスト

研究論文

1. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 容器内圧力変化による圧縮性流体の流量計測法, 計測自動制御学会論文集,32-11,1485/1492(1996)(第 3,4 章)

2. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 等温化圧力容器を用いた空気の非定常流量計測, 計測自動制御学会論文集,33-3 掲載予定 (第 3,4 章)

3. 香川利春, 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 田中豊, 榊和敏: 等温化圧力容器を用いた有効断面積の計測法, 油圧と空気圧,26-1,76/81(1995)(第 5 章)

4. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 空気圧流量比例弁·サーボ弁の特性試験法, 油圧と空気圧,28-1,116/121(1997)(第 6 章)

5. 川嶋健嗣, 野城真理, 香川利春, 清水優史, 龍前三郎: 負性抵抗を用いた補助人工呼吸器, 医用電子と生体工学,31-3,36/41(1993)

6. 張志城, 香川利春, 藤田壽憲, 川嶋健嗣: 容器内圧力と簡易比例弁により構成される圧力制御系の特性, 油圧と空気圧,27-4,122/127(1996)

1'.Kenji Kawashima, Toshiharu Kagawa, Toshinori Fujita: Instantaneous Flow Rate Measurement of Compressible Fluids, Trans. ASME J.of DS.M.C., 投稿中 (第 3,4 章)

国際会議発表論文

1.Kenji Kawashima,Toshinori Fujita,Toshiharu Kagawa: Characteristics Measurement of Pneumatic Elements Using Isothermal Chamber, 3rd JHPS International Symposium on Fluid Power,253/258(1996)

2.Makoto Noshiro,Kenji Kawashima,Toshiharu Kagawa: An assistive ventialtor using negative impedance, 2nd JHPS International Symposium on Fluid Power,154/156(1993)

3.Toshiharu Kagawa,Toshinori Fujita,Kenji Kawashima: Modeling and designing a power assist circuit using artificial muscle, KACC,121/126(1993)

口頭発表論文

1. 川嶋健嗣, 香川利春, 藤田壽憲, 榊和敏, 田中豊: 電磁弁の流量特性の計測法に関する基礎的考察, 春季油空圧講演会講演論文集,105/108(1993)(第 5 章)

2. Kenji Kawashima,Toshiharu Kagawa,Toshinori Fujita, Kazutoshi Sakaki: Measurement Method of Air Flow Rate using Isothermal Changing Chamber, 4th Joint Symposium on Fluid Control and Measurement, 75/80(1993)(第 3,4 章)

3. 川嶋健嗣, 香川利春, 藤田壽憲, 榊和敏: 空気圧サーボ弁特性の計測, 春季油空圧講演会講演論文集,53/56(1994)(第 6 章)

4. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 等温化圧力容器を用いた基準流量発生器, 第 11 回センシングフォーラム, 37/42(1994)(第 7 章)

5. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春, 田中豊, 榊和敏: 等温化圧力容器を用いた電磁弁の有効断面積の計測法, 秋季油空圧講演会講演論文集,65/68(1994)(第 5 章)

6. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 等温化圧力容器を用いた流量計測の温度補償, 第 34 回計測自動制御学会学術予稿集, 139/140(1995)(第 4 章)

7. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 空気流量計の動特性試験法, 第 12 回流体計測シンポジウム, 79/84(1995)(第 7 章)

8. 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 温度補償による基準流量発生器の精度向上, 第 5 回流体制御流体計測合同シンポジウム, 113/118(1995)(第 7 章)

謝辞

本研究を遂行するにあたり, 終始懇切丁寧なご指導とご鞭撻を賜わりました
香川利春教授　に心より深く感謝申し上げます.

藤田壽憲助手　には多くの有意義なご意見ご指導を頂きました. ここに厚く御礼申し上げます.

本研究をまとめるにあたり, 貴重なるご教示を賜わりました
小林彬教授,　清水優史教授,　北川能教授,　横田眞一教授　に慎んで感謝申し上げます.

また, 通産省工業技術院計量研究所の　中尾晨一氏　には超精密加工ノズルをお借りしました. 研究を進める上で大変有効でありました. ここに厚く御礼申し上げます.

日本光電（株）　には実験装置の一部をご提供頂きました. また, 同社監視事業部の栗田淳一氏　と　木澤英隆氏　には実験の一部を手伝って頂きました. ここに心より感謝申し上げます.

最後に, 多くのご助言ご協力を頂きました香川研の皆様に心より深謝いたします.