

JAERI-M

85-214

模擬制御棒伝熱流动実験

(実験装置の制御特性に関する試験結果)

1986年2月

小川 益郎・秋野 詔夫・椎名 保顕

藤村 薫・大内 光男・江森 恒一

河村 洋・菱田 誠

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

JAERI-M レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。

入手の問合せは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）
あて、お申しこしください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城
県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Division, Department
of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun,
Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1986

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 山田軒印刷所

模擬制御棒伝熱流動実験
(実験装置の制御特性に関する試験結果)

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

小川益郎・秋野詔夫・椎名保顕

藤村 薫・大内光男・江森恒一

河村 洋・菱田 誠

(1985年12月26日受理)

多目的高温ガス実験炉の制御棒の被覆材は、炉内で唯一の金属材料であるため、その設計温度は850°Cと黒鉛などに比べてかなり低い値となっている。また制御棒を挿入孔に滑らかに挿入するために、複雑な構造となっている。このため制御棒の温度や冷却流路の圧力損失を予測するのは困難である。従って、制御棒冷却流路における冷却材ヘリウムガスの伝熱流動特性を調べることは重要な課題である。そこで模擬制御棒伝熱流動実験装置を製作した。

本報告では、この実験装置の流量、圧力、温度制御特性に関する試験結果について報告する。流量、圧力、温度のいずれの制御も、所期の性能どおり非常に良好に行うことができる

ことを確認した。

Experiment on Thermohydraulics of A Simulated Control Rod
(Test Results of The Control Characteristics
of The Experimental Facility)

Masuro OGAWA, Norio AKINO, Yasuaki SHIIWA,
Kaoru FUJIMURA, Mitsuo OOUCHI, Kouichi EMORI,
Hiroshi KAWAMURA and Makoto HISHIDA

Department of High Temperature Engineering,
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received December 26, 1985)

Since the cladding of the control rod of VHTR (Very Hihg-Tempera-ture gas-cooled Reactor) is metal, its design temperature is 850 °C which is considerably low in comparison with the design temperature for graphite components. And the control rod has a complicated configuration in order to be inserted smoothly into the hole of the control rod block. Consequently, it is difficult to estimate the temperature of the cladding and the pressure loss of the cooling channel. For the study on the thermohydraulics of helium gas coolant in control rod channels, an experimental facility was manufactured. This report deals with test results on the characteristics in controlling the flow rate, the gas temperature, and the gas pressure of the experimental facility. The good controllabilities were confirmed.

Keywords: Control Rod, VHTR, Control Characteristics, Flow Rate, Gas Temperature, Gas Pressure, Thermohydraulics, Helium Gas

目 次

1. 序	1
2. 実験装置	2
3. 特性試験結果及び検討	4
3.1 流量制御特性	4
3.1.1 流量測定精度	4
3.1.2 主圧縮機の動力	5
3.1.3 流量—圧力特性	6
3.2 圧力制御特性	7
3.2.1 ループ—循圧力損失	7
3.2.2 圧力制御特性	8
3.3 溫度制御特性	8
4. まとめ	9
参考文献	10

CONTENTS

1. Introduction	1
2. Experimental facility	2
3. Test results on the control characteristics and discussions	4
3.1 Flow rate control characteristics	4
3.1.1 Accuracy of the flow rate measurement	4
3.1.2 Power of the main compressor	5
3.1.3 Flow rate - pressure characteristics	6
3.2 Pressure control characteristics	7
3.2.1 Pressure drop of the gas loop	7
3.2.2 Pressure control characteristics	8
3.3 Temperature control characteristics	8
4. Conclusion	9
References	10

1. 序

多目的高温ガス実験炉（VHTR）の設計では、第1次概念設計、システム総合設計、詳細設計(I), (II)とより詳細な設計へと移行してきた。詳細設計(II)では、1000°Cの炉心出口冷却材温度を950°Cに変更して、実験炉の早期着工を目指している。

Fig. 1に詳細設計(II)⁽¹⁾の炉心水平断面図を示す。この図に示すように、制御棒案内ブロックは、燃料体と同じ形状の黒鉛ブロックであり、2本の制御棒と後備停止系素子を挿入するための3個の穴を有している。制御棒案内ブロックは、炉心領域の7か所、可動反射体領域の12か所に設けられている。従って、制御棒の総数は、38本である。

Fig. 2に詳細設計(I)における制御棒の構造を、Fig. 3に詳細設計(II)における制御棒の構造を示す。これらの図から分かるように、両設計において多少制御棒の寸法が変わっている。両設計における制御棒の形状、冷却材流量などの違いを以下に示す。

	詳細設計(I)	詳細設計(II)
制御棒全長 (mm)	4558	5608
一要素長さ (mm)	320	395
要素数	14	14
要素すき間長さ (mm)	6	6
挿入孔内径 (mm)	102	118
要素外径 (mm)	90	105
外側流路断面積 (mm ²)	1810	2280
要素内径 (mm)	50	65
連結棒外径 (mm)	9	10
内側流路断面積 (mm ²)	1900	3240
総冷却材流量 (kg/s)	15.9	約 17.4
制御棒挿入孔流量 (g/s)	16.76	約 18.3
制御棒流量配分比	1 : 1	1 : 1
炉心入口ガス温度°C	400	395
定格時レイノルズ数 (炉心入口ガス温度で評価)		
制御棒内側流路	5320	4590
制御棒外側流路	1630	1540

このように、どちらの設計においても、定格運転時には、制御棒の内側流路の冷却材のレイノルズ数は5000前後であるので、その流れは乱流である。他方外側流路では、レイノルズ数が1500～1600であるので、その流れは層流である。Fig. 2, 3に示すように、内側乱流、外側層流の異なる流れが内外流路に存在し、制御棒要素間のすき間を通じて混合し、平均流量が時間的に変動する可能性がある。

また、制御棒要素の被覆管の材質はハステロイ X Rであり、炉心内唯一の金属部分である。従

って、被覆管の設計温度は、燃料の最高温度が公称値で1350°C以下とされているのに対し、850°Cという低い温度に抑えられている。このため、炉スクラム時の制御棒全挿入の場合には、被覆管の最高温度が制限値以下に保てるかどうか分からぬ。この点についての検討を行うためには、非定常熱伝導解析などを行う必要があるが、熱伝導計算では、制御棒要素の熱伝達率を入力として与えなければならない。しかしながら、Fig. 2, 3 から分かるように、制御棒要素は複雑な形をしており、また、要素すき間における冷却材流れの向きにより、被覆管温度が最高となる位置も異なることが予想される。

制御棒を挿入孔に円滑に挿入するために、制御棒は14の要素に分割されており、更にFig.3に示すように制御棒と挿入孔内壁との間隔をとるために設けたガイドフィンの高さを、流路幅が6.5 mmであるにもかかわらず、3 mmという値に抑えている。しかしながら、このガイドフィンの高さが低いために、制御棒全挿入時に挿入孔に偏心した状態で挿入される可能性もある。最も偏心した場合には、制御棒外周面の流路幅6.5 mmは、最小流路幅が2 mm弱、最大流路幅が10 mm強となる。

以上のような制御棒要素間の間隙の存在や内側流路の複雑な形状や偏心などが制御棒伝熱流動特性に及ぼす影響を実験的に調べておかなければならぬ。

そこで、ヘリウムガスを用いて、制御棒の内外流路における圧力損失特性、流路配分比、熱伝達特性を調べるために、模擬制御棒伝熱流動実験装置を製作した。この実験装置を製作し始めたときには、まだ詳細設計(I)の段階であり、詳細設計(II)における制御棒の形状が明らかにされていなかったため、製作した模擬制御棒要素は、詳細設計(I)の形状と同じ形状とした。

上述のような実験を行うためには、長時間にわたって流量、圧力、温度の一定なガスを試験部に供給できる能力が実験装置に要求される。本報告では、伝熱流動実験に先立つて、模擬制御棒伝熱流動実験装置の流量、圧力、温度の制御特性に関する試験結果について述べる。

2. 実験装置

模擬制御棒伝熱流動実験装置は、試験部に一定圧力、温度、流量のヘリウムガス、若しくは空気を強制的に循環させるガスループ部と制御棒冷却流路のガス流れの伝熱流動特性を調べるための試験部から構成されている。また、試験部で流速を測定するために用いる極細総圧管や熱線流速計を校正する流速校正部を試験部と並列にガスループ部に接続した。Fig.4に本実験装置のフローシート、Fig.5に、試験部断面の模式図を示す。

ガスを高圧タンクに送るための主圧縮機は往復動型の圧縮機であるため、高圧及び低圧タンクの容積を2 m³として、流れの脈動率 $\zeta = \frac{|W|}{W_{\max}}$ を1.2%以下に抑えるよう設計した。ガスは高圧タンクから流量測定系を経て温調系に送られ、ある一定温度になったのち試験部、若しくは流速校正部に入る。試験部、若しくは流速校正部で高温となったガスは、試験部出口冷却器で冷却され低圧タンクから主圧縮機に戻る。

これらの循環系のはかに、3台の真空ポンプなどから成る真空系、ストレージタンクや補助圧

って、被覆管の設計温度は、燃料の最高温度が公称値で1350°C以下とされているのに対し、850°Cという低い温度に抑えられている。このため、炉スクラム時の制御棒全挿入の場合には、被覆管の最高温度が制限値以下に保てるかどうか分からぬ。この点についての検討を行うためには、非定常熱伝導解析などを行う必要があるが、熱伝導計算では、制御棒要素の熱伝達率を入力として与えなければならない。しかしながら、Fig. 2, 3 から分かるように、制御棒要素は複雑な形をしており、また、要素すき間における冷却材流れの向きにより、被覆管温度が最高となる位置も異なることが予想される。

制御棒を挿入孔に円滑に挿入するために、制御棒は14の要素に分割されており、更にFig.3に示すように制御棒と挿入孔内壁との間隔をとるために設けたガイドフィンの高さを、流路幅が6.5mmであるにもかかわらず、3mmという値に抑えている。しかしながら、このガイドフィンの高さが低いために、制御棒全挿入時に挿入孔に偏心した状態で挿入される可能性もある。最も偏心した場合には、制御棒外周面の流路幅6.5mmは、最小流路幅が2mm弱、最大流路幅が10mm強となる。

以上のような制御棒要素間の間隙の存在や内側流路の複雑な形状や偏心などが制御棒伝熱流動特性に及ぼす影響を実験的に調べておかなければならぬ。

そこで、ヘリウムガスを用いて、制御棒の内外流路における圧力損失特性、流路配分比、熱伝達特性を調べるために、模擬制御棒伝熱流動実験装置を製作した。この実験装置を製作し始めたときには、まだ詳細設計(I)の段階であり、詳細設計(II)における制御棒の形状が明らかにされていなかったため、製作した模擬制御棒要素は、詳細設計(I)の形状と同じ形状とした。

上述のような実験を行うためには、長時間にわたって流量、圧力、温度の一定なガスを試験部に供給できる能力が実験装置に要求される。本報告では、伝熱流動実験に先立つて、模擬制御棒伝熱流動実験装置の流量、圧力、温度の制御特性に関する試験結果について述べる。

2. 実験装置

模擬制御棒伝熱流動実験装置は、試験部に一定圧力、温度、流量のヘリウムガス、若しくは空気を強制的に循環させるガスループ部と制御棒冷却流路のガス流れの伝熱流動特性を調べるための試験部から構成されている。また、試験部で流速を測定するために用いる極細総圧管や熱線流速計を校正する流速校正部を試験部と並列にガスループ部に接続した。Fig.4に本実験装置のフローシート、Fig.5に、試験部断面の模式図を示す。

ガスを高圧タンクに送るための主圧縮機は往復動型の圧縮機であるため、高圧及び低圧タンクの容積を2m³として、流れの脈動率 $\zeta (= \frac{|w|}{W_{\max}})$ を1.2%以下に抑えるよう設計した。ガスは高圧タンクから流量測定系を経て温調系に送られ、ある一定温度になったのち試験部、若しくは流速校正部に入る。試験部、若しくは流速校正部で高温となったガスは、試験部出口冷却器で冷却され低圧タンクから主圧縮機に戻る。

これらの循環系のほかに、3台の真空ポンプなどから成る真空系、ストレージタンクや補助圧

縮機などから成るガス供給系、冷却水を各機器に供給する水系、計装用圧縮空気を供給する圧縮空気系、電源、計測・制御系などがある。以下に本実験装置の主要仕様を示す。

循環ガス流量 : 最大 0.085 kg/s

ガス圧力 : 最大 0.9 MPa

温度

試験部入口ガス温度 : 最高 100 °C

試験部出口ガス温度 : 最高 500 °C

試験部壁温 : 最高 500 °C

模擬制御棒要素壁温 : 最高 600 °C

流速校正部入口ガス温度 : 最高 100 °C

流速校正部出口ガス温度 : 最高 500 °C

流速校正部壁温 : 最高 500 °C

流量調節は、高圧タンクから低圧タンクへ直接戻るバイパスラインに設けた流量調節弁と Fig. 4 に示す弁 V(1)~(3)を用いて行う。流量を測定し制御する流量制御系からの信号によって、流量調節弁の開閉を自動制御し、一定流量に保つ。

流量制御系は、測定する流量範囲の異なる 3 台のオリフィス、測定する差圧範囲の異なる 3 台の差圧計、 C_v 値の異なる 3 台の電動弁、流量制御装置などから成っている。3 台のオリフィス (Orifice(1)~(3)) と 3 台の電動弁 (V(1)~(3)) を Fig. 4 のように配置し、大流量の場合には、電動弁 V(1) のガスライン(1)に流してオリフィス Orifice(1) で、中流量の場合には、電動弁 V(2) のガスライン(2)に流してオリフィス Orifice(2) で、小流量の場合には、電動弁 V(3) のガスライン(3) に流してオリフィス Orifice(3) で流量を測定する。各オリフィスで発生する差圧を、測定範囲の異なる 3 台の差圧計 DP 1~3 から流量制御装置によって自動的に選択された適当な 1 台を用いて測定する。この結果、流量制御系では、流量設定値の 1 % 以内の誤差で流量を測定することができる。

実際の運転では、制御盤で希望する流量値を設定すると、流量制御装置が適当なガスライン、オリフィス、差圧計などを選び、測定した流量値が設定値に等しくなるように流量調節弁の開閉を自動制御する。

圧力調節は、低圧タンクのガス圧力が設定値に等しくなるように、ガス供給系の補助圧縮機と 2 台の電動弁を用いて、低圧タンクのガスをストレージタンクへ回収するか、若しくはストレージタンクから供給するかによって行う。但し、低圧タンクのガス圧力がストレージタンクのガス圧力より高い場合だけ、この圧力自動制御が可能な構造となっている。低圧タンクからストレージタンクへガスを回収することによって低圧タンクのガス圧力を下げる場合、圧力減少速度を調節するためにニードル弁を回収ラインに設けた。圧力増加速度は、供給ラインにある電動弁の開度を調節することによって、適当な速度となるようにした。

試験部若しくは流速校正部の入口ガス温度の調節は、温調系の予熱器と予冷器へのガス流量を三方弁によって調節すること、若しくは予熱器への電気入力を調節することによって行う。予冷器は、出口ガス温度を（入口冷却水温度 ± 1 °C）以内に保つ能力を有する。但し、入口ガス温度は、10~50 °C でなければならない。

現在、本実験装置の循環系の温調系と低圧タンクの間には試験部と流速校正部が並列に設置されているが、将来さらに並列に他の試験部などを設けるための配管接続口と空間的余裕を有している。

Fig. 6 に電源・計測・制御系の概略図を示す。図中の①と②が模擬制御棒伝熱流動実験装置である。⑤、⑥と⑪～⑫は制御室内に置かれている。

流量、圧力、温度の調節は、ガスループ及び試験部制御盤⑤、⑥より行う。制御室は、実験装置を格納した実験室に隣接している。この制御盤において、機器・装置の運転・停止、監視・表示・記録なども行う。流量、圧力、温度の調節は、それぞれPID方式の調節計により行う。これらの調節計は、手動、自動、外部の三種類の設定方式を有している。

パソコンコンピューター（UX-300、東芝製）⑬と補助制御装置（ISYC-100、東京電気特器製）⑭によって、計測機器を自動制御し、あらゆるデータを取得し、整理・記録する。このパソコンコンピュータは、記憶容量が30Mバイトのハードディスク記録装置⑯を有し、オペレーティングシステム（OS）としてUNIX（ベル研究所が開発したミニコンピュータ用の時分割動作用のOS）を搭載している。

3. 特性試験結果及び検討

3.1 流量制御特性

3.1.1 流量測定精度

0.4 g/s～85 g/sという広範囲にわたる流量を精度良く測定するために、Fig.4 に示したように3台のオリフィスと3台の差圧計を準備した。

オリフィスの差圧 ($P_1 - P_2$) とオリフィスを通過する質量流量Gの関係は次式で表される。

$$G = \alpha \beta^2 \epsilon \pi D^2 \sqrt{2 \rho_1 (P_1 - P_2)} / 4 \quad (1)$$

ここで、 α は流量係数、 β は絞り径比 ($= d/D$)、 D は管内直径、 ϵ は膨張補正係数、 d はオリフィス絞り穴直径、 ρ_1 は P_1 におけるガス密度、 P_1 はオリフィス上流側圧力、 P_2 は下流側圧力である。 ϵ に対しても、

$$\epsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \beta^4) (P_1 - P_2) / (1.66 P_1) \quad (2)$$

の実験式⁽²⁾が得られている。オリフィス(1)～(3)の d/D は、それぞれ、 $35.02/53.6$, $14.66/53.6$, $9.21/28.1$ (mm/mm) である。

オリフィス(1)はコーナータップであり、その流量係数 α (1) に対しては、次式が報告されている。⁽³⁾

$$\alpha(1) = \alpha_0 (1 + 1000 E_c \cdot Re_D^{-0.5}) \quad (3)$$

$$\alpha_0 = 0.6004 + 0.35 \beta^4 - 0.052 (0.5 - \beta)^{1.5}$$

現在、本実験装置の循環系の温調系と低圧タンクの間には試験部と流速校正部が並列に設置されているが、将来さらに並列に他の試験部などを設けるための配管接続口と空間的余裕を有している。

Fig. 6 に電源・計測・制御系の概略図を示す。図中の①と②が模擬制御棒伝熱流動実験装置である。⑤、⑥と⑦～⑨は制御室内に置かれている。

流量、圧力、温度の調節は、ガスループ及び試験部制御盤⑤、⑥より行う。制御室は、実験装置を格納した実験室に隣接している。この制御盤において、機器・装置の運転・停止、監視・表示・記録なども行う。流量、圧力、温度の調節は、それぞれPID方式の調節計により行う。これらの調節計は、手動、自動、外部の三種類の設定方式を有している。

パソコンコンピューター（UX-300、東芝製）⑩と補助制御装置（ISYC-100、東京電気特器製）⑪によって、計測機器を自動制御し、あらゆるデータを取得し、整理・記録する。このパソコンコンピュータは、記憶容量が30Mバイトのハードディスク記録装置⑫を有し、オペレーティングシステム（OS）としてUNIX（ベル研究所が開発したミニコンピュータ用の時分割動作用のOS）を搭載している。

3. 特性試験結果及び検討

3.1 流量制御特性

3.1.1 流量測定精度

0.4 g/s ~ 85 g/s という広範囲にわたる流量を精度良く測定するために、Fig.4 に示したように3台のオリフィスと3台の差圧計を準備した。

オリフィスの差圧 ($P_1 - P_2$) とオリフィスを通過する質量流量Gの関係は次式で表される。

$$G = \alpha \beta^2 \epsilon \pi D^2 \sqrt{2 \rho_1 (P_1 - P_2)} / 4 \quad (1)$$

ここで、 α は流量係数、 β は絞り径比 ($= d/D$)、 D は管内直径、 ϵ は膨張補正係数、 d はオリフィス絞り穴直径、 ρ_1 は P_1 におけるガス密度、 P_1 はオリフィス上流側圧力、 P_2 は下流側圧力である。 ϵ に対しては、

$$\epsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \beta^4) (P_1 - P_2) / (1.66 P_1) \quad (2)$$

の実験式⁽²⁾が得られている。オリフィス(1)～(3)の d/D は、それぞれ、35.02/53.6, 14.66/53.6, 9.21/28.1 (mm/mm) である。

オリフィス(1)はコーナータップであり、その流量係数 α (1)に対しては、次式が報告されている。⁽³⁾

$$\alpha(1) = \alpha_0 (1 + 1000 E_c \cdot Re_D^{-0.5}) \quad (3)$$

$$\alpha_0 = 0.6004 + 0.35 \beta^4 - 0.052 (0.5 - \beta)^{1.5}$$

$$+ 0.62 (\beta - 0.7)^{5/3} \quad (4)$$

$$E_c = (0.002 + 0.026 \beta^4) \alpha_c \quad (5)$$

但し、式(4)の右辺の第2,3項が負となる場合は、第2,3項を零とする。オリフィス(2)と(3)は、4分円ノズルであり、それぞれの流量係数 $\alpha_{(2)}$, $\alpha_{(3)}$ は Re_D に依存せず、

$$\alpha_{(2)} = 0.774 \quad (6)$$

$$\alpha_{(3)} = 0.778 \quad (7)$$

の実験値が報告されている⁽⁴⁾。

今回、3台のオリフィスについては、製作後に校正試験を行った。Fig. 7 に $\alpha_{(1)}$ と Re_D の関係を、Fig. 8 に $\alpha_{(2)}$ と Re_D の関係を、Fig. 9 に $\alpha_{(3)}$ と Re_D の関係を示す。Fig. 7 に示した校正試験点を最小2乗近似したのが次式である。

$$\alpha_{(1)} = 0.6500 (1 + 10.3577 \cdot Re_D^{-0.5}) \quad (8)$$

$\alpha_{(2)}$ は、 $Re_D \geq 8000$ の校正試験点の平均値である

$$\alpha_{(2)} = 0.7835 \quad (9)$$

を用い、 $\alpha_{(3)}$ は、 $Re_D \geq 600$ の校正試験点の平均値、

$$\alpha_{(3)} = 0.7514 \quad (10)$$

を用いた。製作仕様では、オリフィス(1), (2), (3)の使用可能な Re_D の範囲は、

オリフィス(1); $25000 \leq Re_D$

オリフィス(2); $60000 \leq Re_D \leq 5000$

オリフィス(3); $60000 \leq Re_D \leq 600$

である。校正試験結果より求めた式(8), (9), (10)の $\alpha_{(1)}$, $\alpha_{(2)}$, $\alpha_{(3)}$ は、一般的に使用されている式(3), (6), (7)の $\alpha_{(1)}$, $\alpha_{(2)}$, $\alpha_{(3)}$ と少し違っているので、3台のオリフィスで相互比較試験を行った。例えば、オリフィス(1)とオリフィス(2)に同時にガスを流し、式(8), (9)の $\alpha_{(1)}$ と $\alpha_{(2)}$ を用いて、式(1)より質量流量を計算し、比較した。

この相互比較試験の結果、式(8)の $\alpha_{(1)}$ を用いて計算した $15000 \leq Re_D \leq 25000$ の範囲の質量流量と式(9)の $\alpha_{(2)}$ を用いて計算した質量流量は、 $\pm 0.66\%$ 以内の誤差で一致し、式(9)の $\alpha_{(2)}$ を用いて計算した $4000 \leq Re_D \leq 5000$ の範囲の質量流量は、式(10)の $\alpha_{(3)}$ を用いて計算した質量流量と 0.71% 以内の誤差で一致した。以上の結果から、質量流量は、式(1)と式(8), (9), (10)の流量係数を用いて計算すれば、 $\pm 1\%$ 以内の誤差で測定できると言える。Table 1 に、各オリフィスの使用可能範囲を4気圧、40°Cの場合に対して示す。

3.1.2 主圧縮機の動力

主圧縮機の所用動力 E は、理想的な断熱圧縮を仮定すると、

$$E = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \cdot G \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \quad (11)$$

となる。使用気体（ヘリウムガス、空気）は理想気体であると仮定して

$$\rho = mP / (RT) \quad (12)$$

を式(11)に代入すると、

$$E = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{RT}{m} G \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \quad (13)$$

となる。ここで、 γ は比熱比、Rは気体定数、Tはガス温度、mは分子量、添字1は吸入側、添字2は吐出側である。しかしながら、実際に必要となる動力 E_{eff} は、式(13)のEより大きくなる。

Fig. 10 に E_{eff} と（吐出圧力-吸入圧力） $(P_2 - P_1)$ との関係を示す。この図で、白抜きの記号は、流量調節バルブの開度が0%（全閉）の場合であり、黒塗りの記号は、開度が100%（全開）の場合である。この図から分かるように、開度が0%，つまり全流量を試験部へ流す場合の方が、開度が100%，つまり試験部への主循環ラインとバイパスラインに並列に流す場合より、同じ差圧 $(P_2 - P_1)$ では、所用動力が少なくて済む。

E_{eff} と式(13)の理論値Eを総合効率 ζ_{eff} で次式のように表す。

$$E_{eff} = E / \zeta_{eff} \quad (14)$$

Fig. 11 に η_{eff} とEの関係を示す。この主圧縮機の製作仕様では、定格運転条件は、吸入圧力0.4 MPa、差圧0.2 MPa、流量65 g/sである。このとき式(13)よりEは18.5 kWとなるが、実際に必要な電力は27.8 kWであり、Fig. 11からも分かるように η_{eff} は約1.5である。軸動力の定格値は、Fig. 11中に実線で示したように、43 kWである。Eが大きくなる程、余裕が少なくなるのがFig. 11から分かる。しかし、あらゆる運転条件で、必要な動力が定格値を超えることなく、主圧縮機が所期の性能を有することを確認した。

3.1.3 流量-圧力特性

本実験装置での流量調節は、第2章でも述べたように、次の2つの方法で行うことができる。一つは、低圧タンクから高圧タンクへ直接戻るバイパスラインに設けた流量調節弁の開度を調節することによって行う方法である。もう一つは、Fig. 3に示したV(1)～(3)の三台の弁の開閉により、並列な三本のガスラインのうちから一本のガスラインを選ぶことによって行う方法である。V(1), (2), (3)の順にCv値が小さくしてあるので、V(1)よりはV(2), V(2)よりはV(3)の設けられたガスラインの方が、流量は少なくなる。Cv値は次式によって定義される一種の抵抗係数であり、弁の開度の関数である。

$$\Delta P = \left(\frac{C}{Cv} \right)^2 \frac{G^2}{\rho} \quad (15)$$

ここで、 ΔP は弁での圧力損失、Cは定数、Gは質量流量、 ρ は密度である。

設計では、流量が20 g/s以上のときはガスライン(1)を、4～20 g/sのときはガスライン(2)を、4 g/s以下のときはガスライン(3)を用いることとした。各流量範囲内での流量の調節は、弁V(1)～(3)の開度を調節することによっても行えるが、V(1)～(3)はon-off弁（但し、弁V(2)だけは、全開、半開、全閉の3種類の状態で用いる。）としてガスラインの選択だけに用い、バイパスガ

スラインの流量調節弁の開度を調節することによって行った。

この方式では、各ガスラインにおける最小流量は、流量調節弁の開度が100%のときに得られ、最大流量は開度が0%のときに得られる。しかし、通常、開度を減少させると、主圧縮機の吐出圧力と吸入圧力との差 ΔP が0.2 MPa制限値を超えてしまう。この主圧縮機では ΔP が0.2 MPaを超えると、戻し弁が自動的に開いて、 ΔP を0.2 MPa以下に保つ構造となっているため、最大流量は、この制限によって抑えられる。

Fig. 12に試験部へ流れるガス流量と流量測定部の圧力との関係を示す。最大流量を示す線(図中にmaxで表示)と最小流量を示す線(minで表示)で囲まれた領域は、あるガスラインで流すことのできる流量を示している。 $P = 0.4$ MPaのとき、0.08 kg/sの流量(図中のA点)を得ることはできない。ガスライン(1)では、 $P = 0.4$ MPaのときに約0.023～0.072 kg/sの範囲で流量を調節できる。

Fig. 12の右側に書いたオリフィス(1)～(3)が示す範囲は、各オリフィスの測定可能な流量範囲を示している。また、破線、一点鎖線、点線は、各オリフィスがそれぞれ19.6 MPa(2000 mmH₂O), 4.9 MPa(500 mmH₂O), 1.23 MPa(125 mmH₂O)の差圧を発生することを示している。これらの差圧の値は、3台の差圧計の最大測定差圧である。例えば、 $P = 0.2$ MPaで0.01 kg/s(図中でB点)の流量を流そうとするときには、(2)のガスラインを選択し、オリフィス(2)で流量を測定すれば、発生する差圧は4.9 MPa以上(19.6 MPa以下)であるので、測定レンジの最も大きい差圧計DP1で測定できる。

流量制御系では、設定された流量値から適当なガスラインとオリフィスと差圧計を選び、測定した差圧、圧力、温度から流量を計算し、設定値と比較して流量調節弁の開度を自動的に調節する。

Fig. 12のC点、D点で示されるようなどこのガスライン領域にも入っていない流量点は、上記の自動流量設定ができない点である。このような流量を必要とするときには、主循環ガスラインの低圧タンクの上流に設けた流量調節用のニードル弁、若しくはV(3)を少しずつ閉めていくといった手動操作を必要とする。最大流量は、主圧縮機の能力で決まるがD点で示される流量よりもっと低い流量を得るのは、上記のような流量調節用弁をどんどん閉めていけば原理的には可能である。しかし、オリフィスから発生する差圧も小さくなり、差圧計の測定精度から最小流量が決まることとなる。本実験装置では、 $P = 0.1$ MPaで 0.1×10^{-3} kg/sが測定可能な最小流量である。このときのオリフィスの発生差圧は、約8 Pa(約0.8 mmH₂O)となる。差圧計の測定精度はフルスケールの±0.1%があるので、測定値が8 Paの場合には、差圧計の測定誤差だけで約16%となる。従って、このような低流量を±1%の精度で得るのは、現在の流量測定系では困難である。

3.2 圧力制御特性

3.2.1 ループ一循圧力損失

ループ一循の最大圧力損失量は、本実験装置では主圧縮機の吐出圧力と吸入圧力との差の許容最大値0.2 MPaに等しい。絶対圧力は、吸入スナッパータンクで最低圧力となり、吐出スナッパ

ータンクで最大となる。

Fig. 13 に各機器の圧力損失量を示す。この図の横軸は、ヘリウムガスの流れを示している。ガスは、吸入スナッパータンク T_1 から主圧縮機によって加圧され吐出スナッパータンク T_2 に入いる。高圧タンク T_3 では、バイパスラインと主循環ラインとに分かれ、低圧タンク T_4 で再びガスは合流し、 T_1 に戻る。

Fig. 13 に示すように、ループ一循の圧力損失量が 0.2 MPa の「○」、「△」、「□」印の場合には、流量制御系での圧力損失量だけが大きく違っている。これは、「○」印が(1)の、「△」印が(2)の、「□」印が(3)のガスラインをガスが流れており、この順にそれぞれのガスラインの弁による圧力損失量が大きくなっているためである。一循圧力損失量が 0.2 MPa より小さい場合には、そのほとんどが $T_2 \rightarrow T_3$ 間と $T_4 \rightarrow T_1$ 間の圧力損失量である。

主圧縮機の定格条件は、吸入ガス圧力が 0.4 MPa、流量が 65 g/s であり、このときのループ一循圧力損失は、0.095 MPa であった。

3.2.2 圧力制御特性

本実験装置では、低圧タンクの圧力がストレージタンクの圧力より高い場合にのみ、圧力の自動制御が可能な構造となっている。制御対象圧力は、低圧タンクの圧力である。測定した低圧タンクの圧力と制御盤で設定した圧力とを比較して、低圧タンクとストレージタンクの間でガスの供給若しくは回収を行うことにより低圧タンクの圧力をある値の範囲内で一定に保つ。この値も制御盤で設定することができるが、その最小値は 0.5 % である。例えば、0.5 % と設定すると、測定値が設定値の ± 0.5 % 以内にあるときには、圧力制御系は作動しない。

実際の装置運転時の圧力変動の原因は、主に気温変化であるので、実験条件設定時にはこの圧力制御範囲を 1 ~ 2 % としておけば十分である。データ採取は条件設定に比べれば短時間で行えるので、データ採取時には、急激な圧力変化を避けるために圧力の自動制御は行わない。

圧力制御速度、つまりガスの供給・回収速度は、ガスの供給ラインと回収ラインの弁の開度を変えることによって調節する。現在、弁の開度を約 0.01 MPa/min となるように調節してある。以上のような圧力制御系は、非常に良好に作動している。

3.3 溫度制御特性

この温度制御系は、予熱器の電圧を調節することによって試験部入口ガス温度を一定に保つための系である。制御方式は PID 制御方式である。予熱器出口から試験部入口ガス温度の測定点までの配管に断熱材を巻いてガス温度が下がることを防いでいるため、この区間の配管は熱容量が大きくなり、特に小流量時の温度制御では、大流量時の PID 値とは違った最適の PID 値を設定しておかなければならない。

そこで、代表的流量値 2, 7, 15, 30 g/s に対して最適の PID 値を調べた。30 g/s の時の最適 PID 値と各流量の最適 PID 値との比を Table 2 に示す。使用した調節計では、30 g/s のときの最適 P, I, D の値は、それぞれ 100 %, 180 s, 90 s であった。

この PID 制御方式では、定常後の温度測定値の変動幅は ± 0.05 °C 以内であり、設定値と定常

後の温度測定値との差は±1°C以内であった。温度制御特性に対するガス圧力の影響はほとんど見られなかった。

温調系の製作時には、温度制御方法として上述の予熱器電圧の調節による方法と予熱器の電圧は一定に保って流量を予熱器と予冷器へ振り分ける三方弁の開度を調節する方法の二つを考えた。後者の流量制御方式は、試験部入口ガス温度 T_{ts} を温調系入口ガス温度 T_{in} ($T_{in} > T_w$, T_w は冷却水温度) より下げる場合に適用する方式である。

設計段階では、主圧縮機によってガス温度が上昇し、 T_{in} が 50°C 程度まで上昇することを考えた。冷却水温度は通常 10°C 前後であるので、例えば、 T_{ts} を 20°C とするときには流量制御方式によって T_{ts} の調節を行うこととしていた。しかしながら実際には T_{in} は 50°C ほど高くなることはなく、 T_{in} と T_w の差は 10°C 程度でしかなかった。このように T_{in} が常温と呼べる程度の温度であり、しかも T_{in} と T_w の差が小さい場合には流量制御方式は必要ではないし、精度の良い制御も期待できない。

他方、予熱器電圧制御方式では、試験部入口ガス温度がある設定温度に設定するときに、例えば予熱器定格電力の 10% しか必要としないときには、制御範囲を 0 ~ 20% とすることによってこの 0 ~ 20% の範囲を 0 ~ 100 とする。このとき、制御精度はフルスケール 100 に対して ±0.5% であるので、制御範囲を 0 ~ 100 % とするときより精度の良い制御を行える。

以上のように、試験部入口ガス温度の制御は、予熱器電圧制御によって変動幅が ±0.05°C 以内、目標設定値と測定値との差が ±1°C 以内で行うことができる。

Fig. 14 に過渡温度制御特性を示す。図の左半分は、流量を 15 g/s から 30 g/s に急変させた場合の温度の時間変化を示しており、右半分は、予熱器電圧の制御範囲の最大値である値 V から ($V + 25\%$) に急変させた場合の温度の時間変化である。温度設定値は 60°C であり、外乱後の定常温度はいずれも設定値の ±1°C 以内に収まっている。

以上のように、流量や予熱器電圧の制御範囲を急変させた場合にも良好な温度制御特性が得られた。

4. まとめ

模擬制御棒伝熱流動実験装置の流量、圧力、温度制御特性を調べる試験を行った。試験結果を以下にまとめる。

- (1) 0.4 g/s ~ 85 g/s という広範囲にわたる流量を測定値の ±1% 以内の誤差で測定できた。
- (2) あらゆる流量範囲で、主圧縮機の定格電力は十分に余裕のある値であった。
- (3) 0.9 MPa 以下のガス圧力に対する流量制御の可能な範囲を調べた。その範囲内では、流量の自動制御が円滑に行えることを確かめた。
- (4) 主圧縮機の定格条件での運転時には、ループ一循の圧力損失は制限値 0.2 MPa 以下であった。
- (5) 圧力の自動制御は、設定値の最小 ±0.5% の精度で良好に行えた。
- (6) 試験部入口ガス温度の自動制御は、流量や予熱器電圧の制御範囲を急変させた場合にも、設

後の温度測定値との差は±1°C以内であった。温度制御特性に対するガス圧力の影響はほとんど見られなかった。

温調系の製作時には、温度制御方法として上述の予熱器電圧の調節による方法と予熱器の電圧は一定に保って流量を予熱器と予冷器へ振り分ける三方弁の開度を調節する方法の二つを考えた。後者の流量制御方式は、試験部入口ガス温度 T_{ts} を温調系入口ガス温度 T_{in} ($T_{in} > T_w$, T_w は冷却水温度) より下げる場合に適用する方式である。

設計段階では、主圧縮機によってガス温度が上昇し、 T_{in} が 50°C 程度まで上昇することを考えた。冷却水温度は通常 10°C 前後であるので、例えば、 T_{ts} を 20°C とするときには流量制御方式によって T_{ts} の調節を行うこととしていた。しかしながら実際には T_{in} は 50°C ほど高くなることはなく、 T_{in} と T_w の差は 10°C 程度でしかなかった。このように T_{in} が常温と呼べる程度の温度であり、しかも T_{in} と T_w の差が小さい場合には流量制御方式は必要ではないし、精度の良い制御も期待できない。

他方、予熱器電圧制御方式では、試験部入口ガス温度がある設定温度に設定するときに、例えば予熱器定格電力の 10% しか必要としないときには、制御範囲を 0 ~ 20% とすることによってこの 0 ~ 20% の範囲を 0 ~ 100 とする。このとき、制御精度はフルスケール 100 に対して ±0.5% であるので、制御範囲を 0 ~ 100 % とするときより精度の良い制御を行える。

以上のように、試験部入口ガス温度の制御は、予熱器電圧制御によって変動幅が ±0.05°C 以内、目標設定値と測定値との差が ±1°C 以内で行うことができる。

Fig. 14 に過渡温度制御特性を示す。図の左半分は、流量を 15 g/s から 30 g/s に急変させた場合の温度の時間変化を示しており、右半分は、予熱器電圧の制御範囲の最大値をある値 V から ($V + 25\%$) に急変させた場合の温度の時間変化である。温度設定値は 60°C であり、外乱後の定常温度はいずれも設定値の ±1°C 以内に収まっている。

以上のように、流量や予熱器電圧の制御範囲を急変させた場合にも良好な温度制御特性が得られた。

4. まとめ

模擬制御棒伝熱流動実験装置の流量、圧力、温度制御特性を調べる試験を行った。試験結果を以下にまとめる。

- (1) 0.4 g/s ~ 85 g/s という広範囲にわたる流量を測定値の ±1% 以内の誤差で測定できた。
- (2) あらゆる流量範囲で、主圧縮機の定格電力は十分に余裕のある値であった。
- (3) 0.9 MPa 以下のガス圧力に対する流量制御の可能な範囲を調べた。その範囲内では、流量の自動制御が円滑に行えることを確かめた。
- (4) 主圧縮機の定格条件での運転時には、ループ一循の圧力損失は制限値 0.2 MPa 以下であった。
- (5) 圧力の自動制御は、設定値の最小 ±0.5% の精度で良好に行えた。
- (6) 試験部入口ガス温度の自動制御は、流量や予熱器電圧の制御範囲を急変させた場合にも、設

定値の±1℃以内で行えることを確認した。

参 考 文 献

- (1) JAERI-M 84-210, (1984).
- (2) Murdock J. W. and Foltz C. J. : Trans. ASME, 75, 53 (1953).
- (3) ASME : " Fluids Meters ", ASME, New York, 138 (1959).
- (4) 木村一路 : 計測, 11, No. 9, 517 (1961).

定値の±1℃以内で行えることを確認した。

参 考 文 献

- (1) JAERI-M 84-210, (1984).
- (2) Murdock J. W. and Foltz C. J. : Trans. ASME, 75, 53 (1953).
- (3) ASME : " Fluids Meters ", ASME, New York, 138 (1959).
- (4) 木村一路 : 計測, 11, No. 9, 517 (1961).

Table 1 Flow rate range of the orifices

	Flow rate (g/s)	Re_D	ΔP^{\max} (mmH ₂ O)
Orifice(1)	12 ~ 100	15000 ~	2000
Orifice(2)	3.2 ~ 20	4000 ~ 60000	2000
Orifice(3)	~ 4	600 ~ 60000	500

Table 2 Optimum PID values for the temperature control

Flow rate (g/s)	P / P _o	I / I _o	D/D _o
30	1	1	1
15	1.0	1.5	1.7
7	1.0	2.0	1.7
2	2.0	2.8	2.2

(P_o = 100 %, I_o = 180 s, D_o = 90 s)

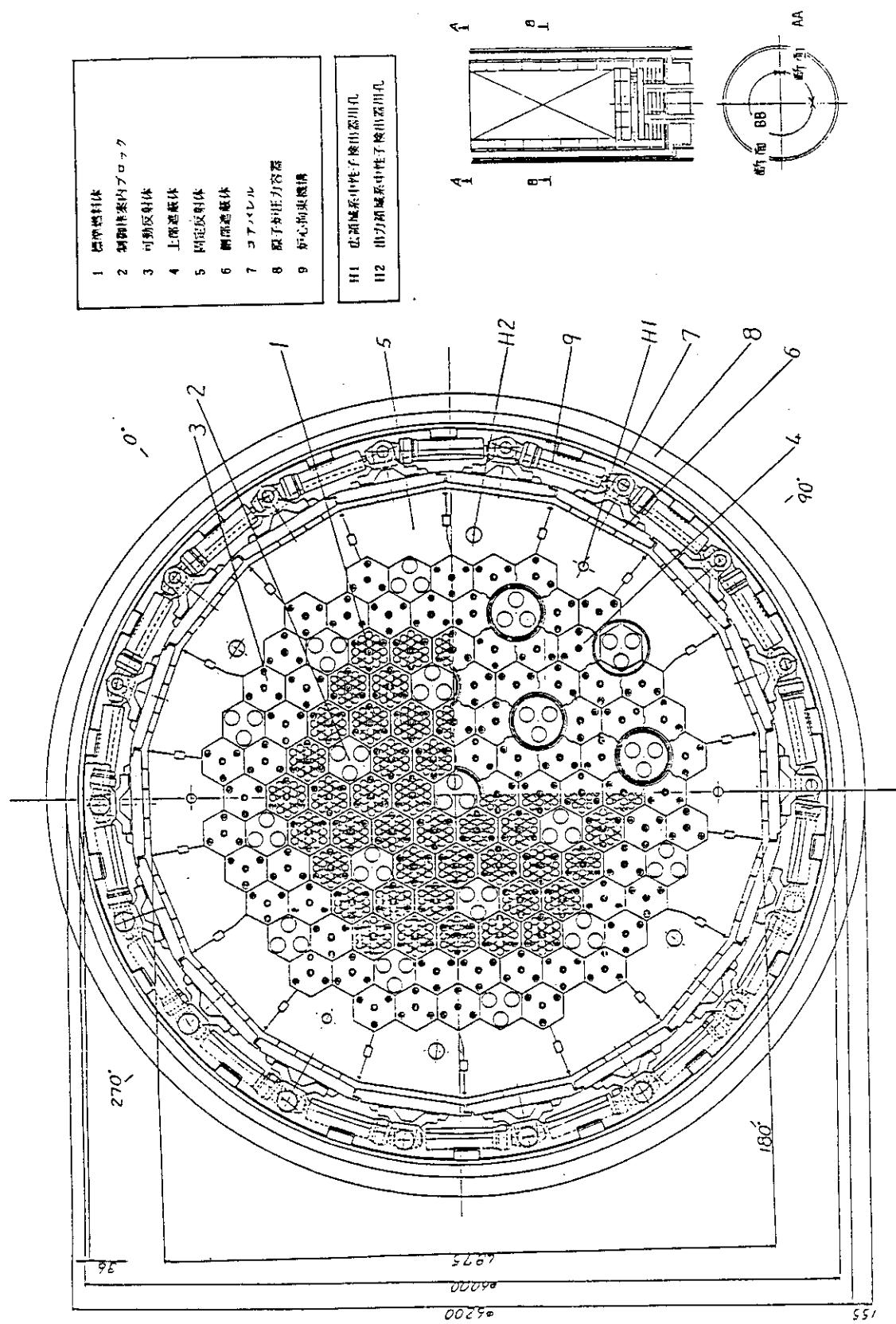


Fig. 1 Cross section of VHTR

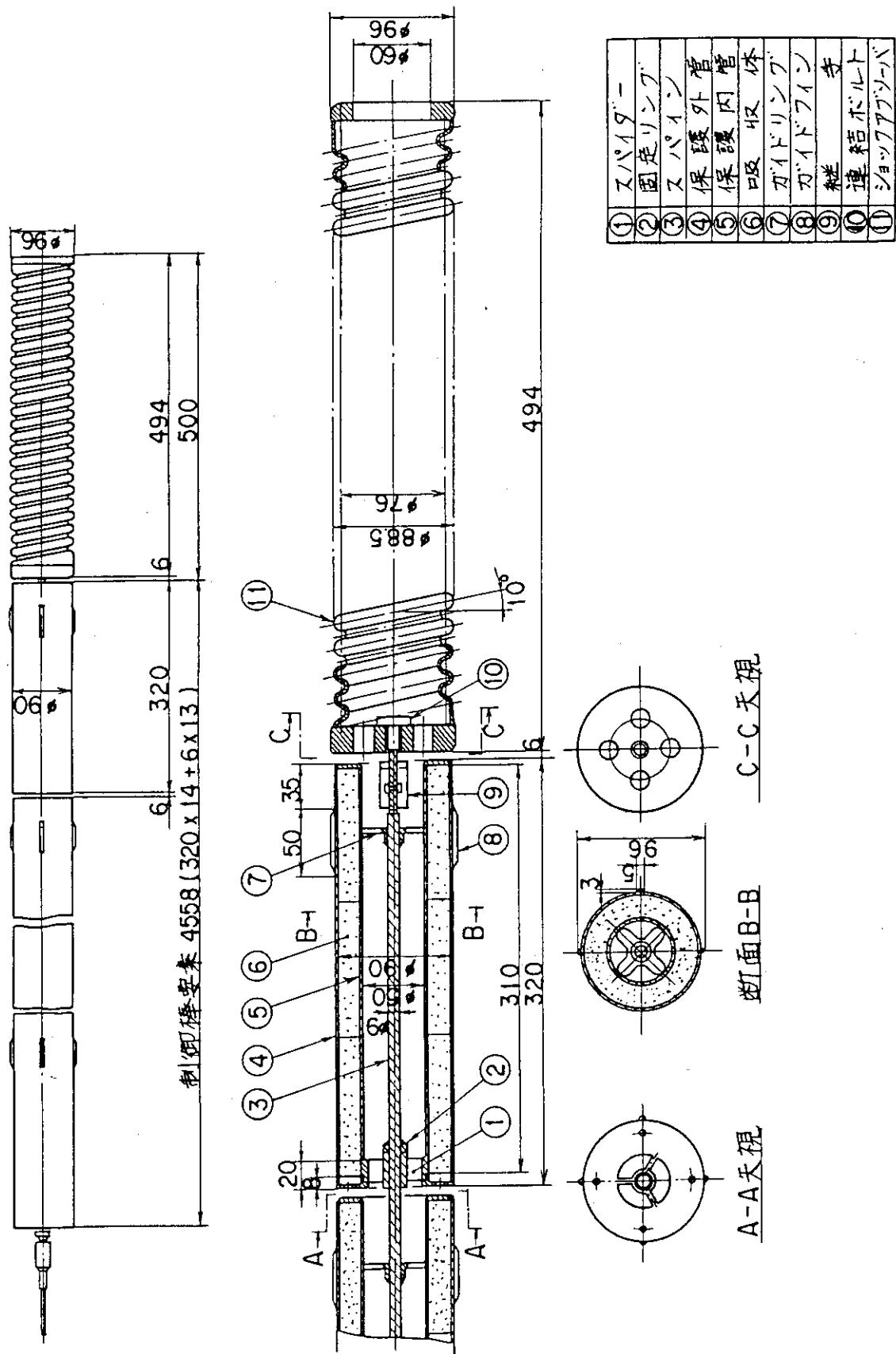


Fig. 2 Control rod in the Detail Design (I)

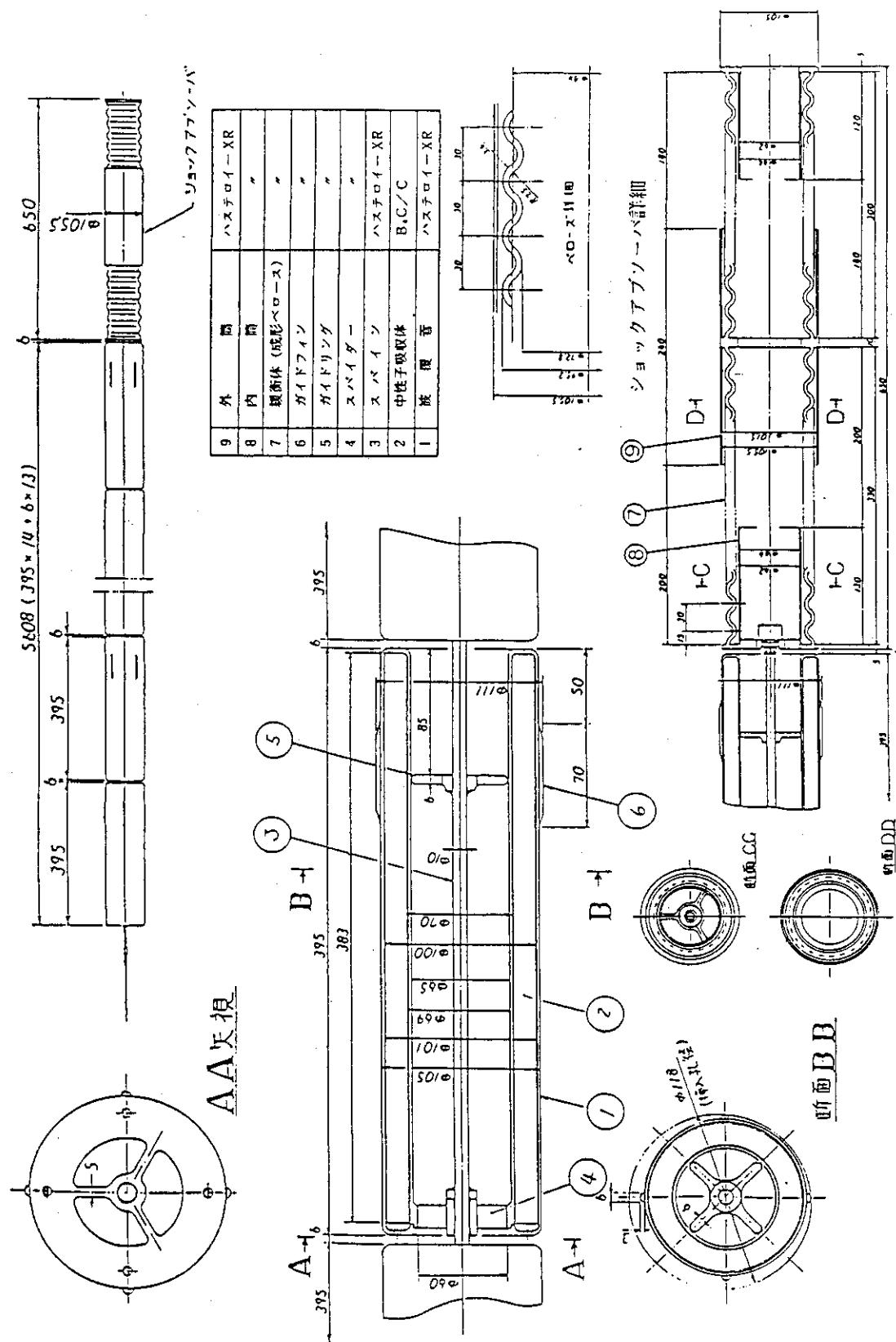


Fig. 3 Control rod in the Detail Design (II)

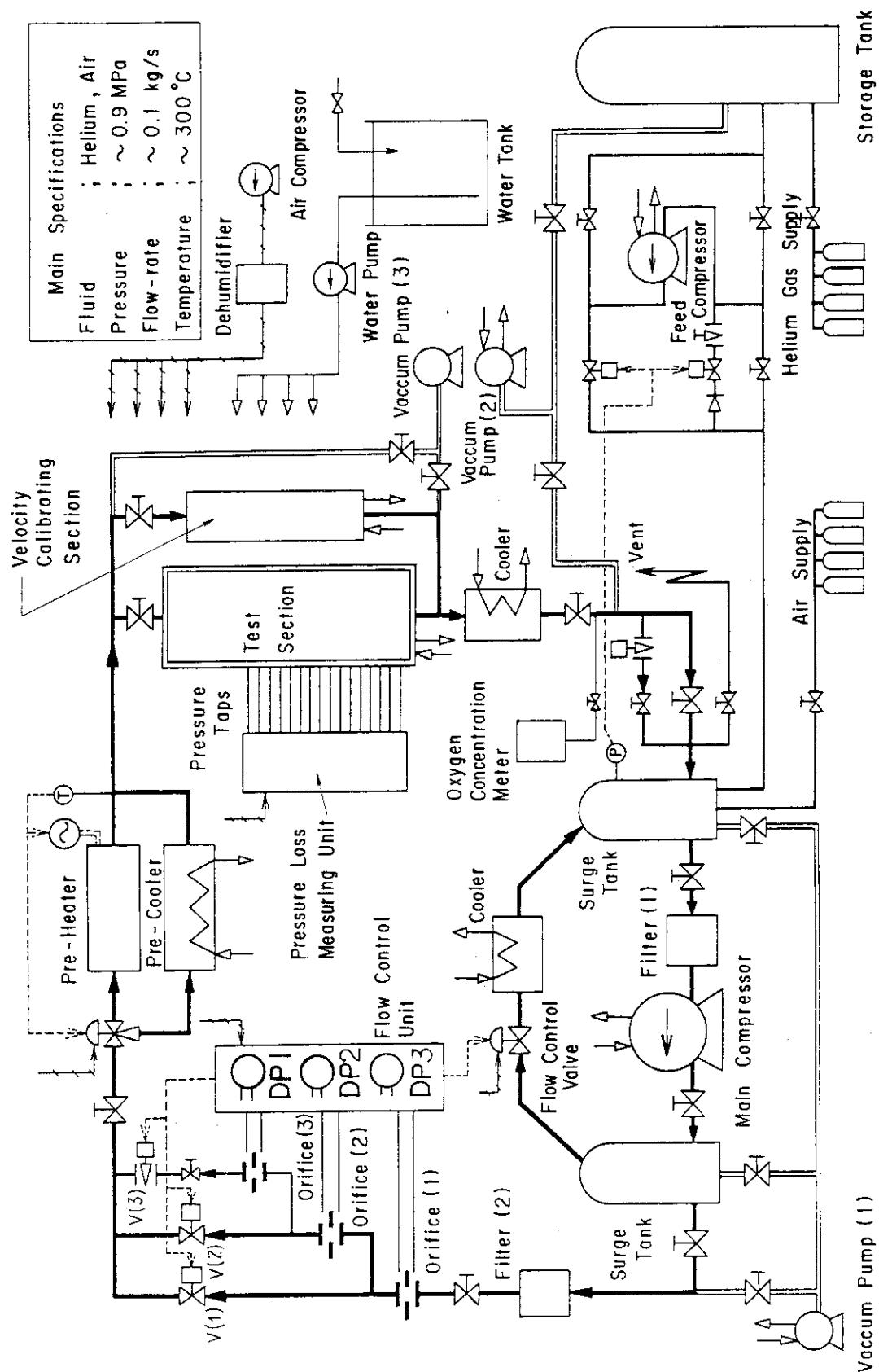


Fig. 4 Flow diagram of experimental facility

Flow conduit ;

Length 2400 mm

Inner diameter 102 mm

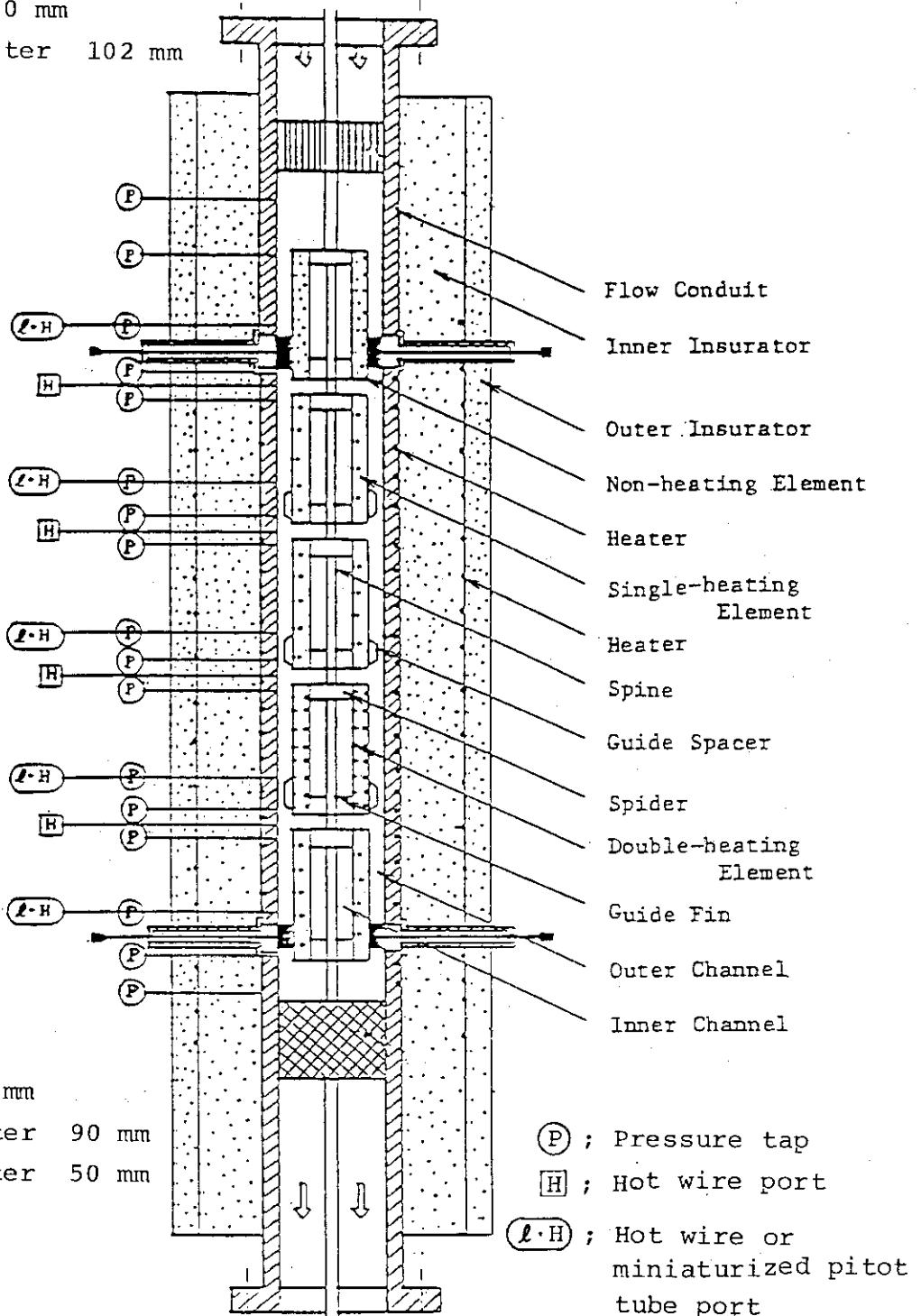


Fig. 5 Test section

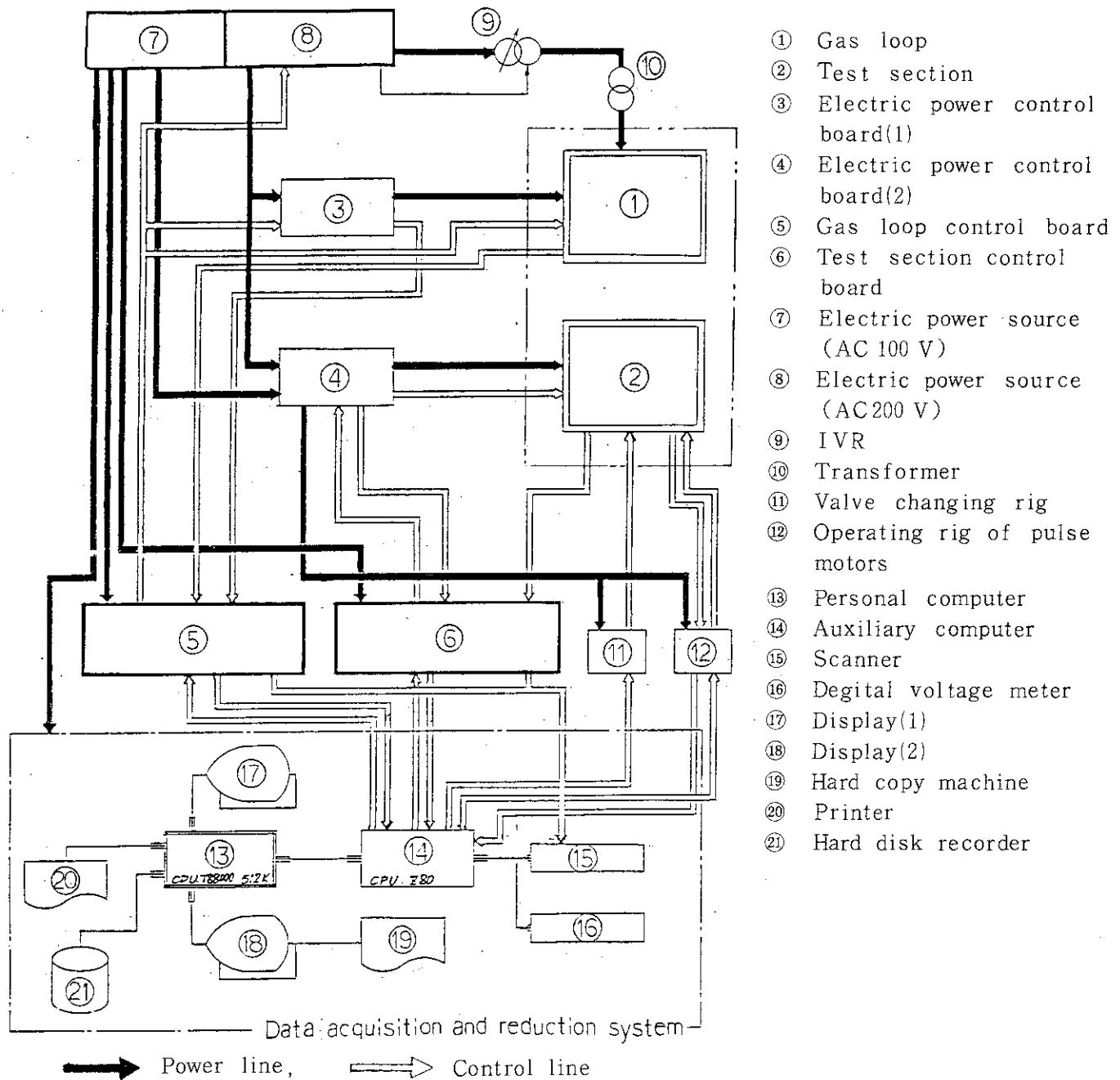


Fig. 6 Schematic diagram of the electric power, the instrumentation and the control system

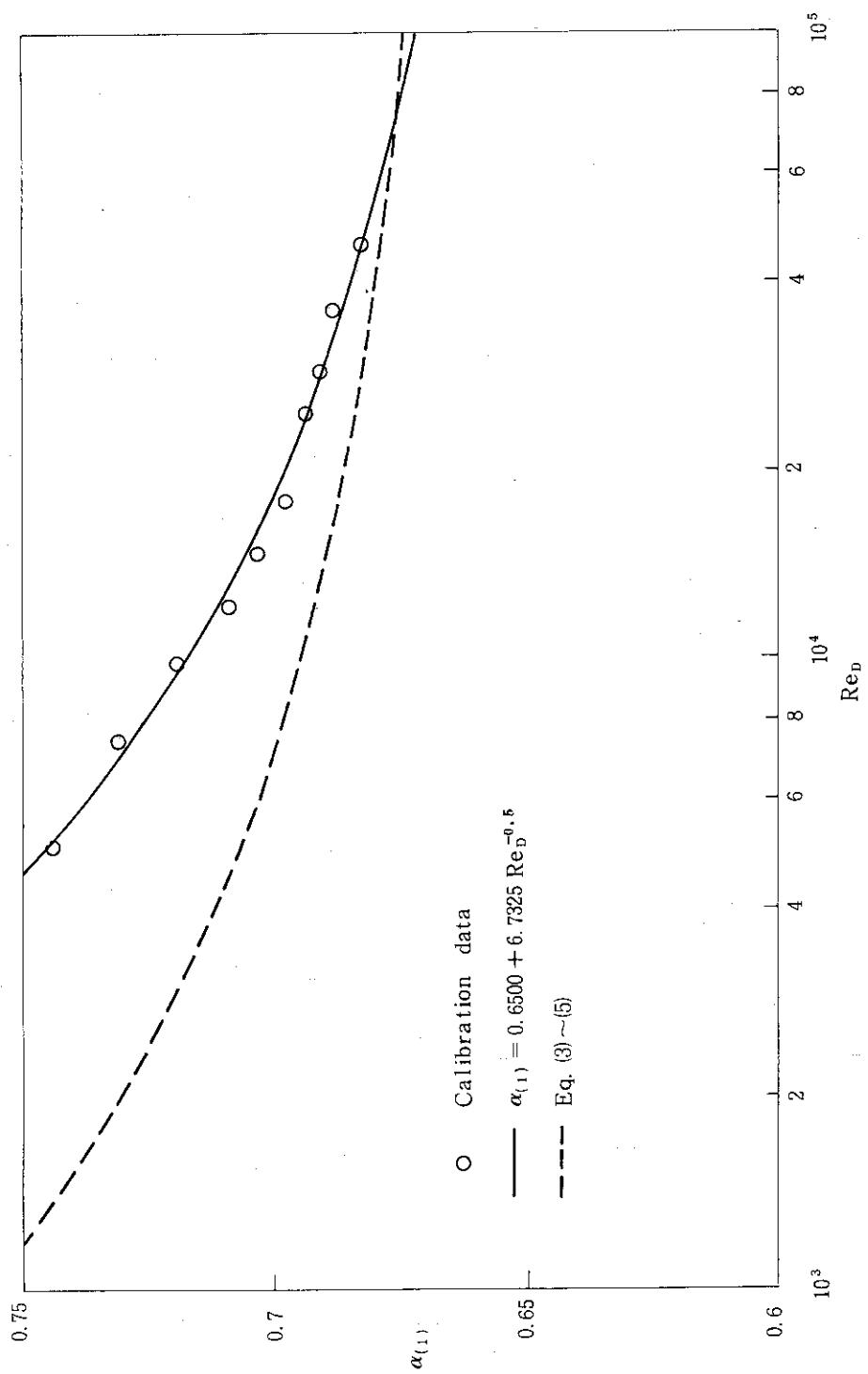


Fig. 7 Flow rate coefficient of Orifice(1)

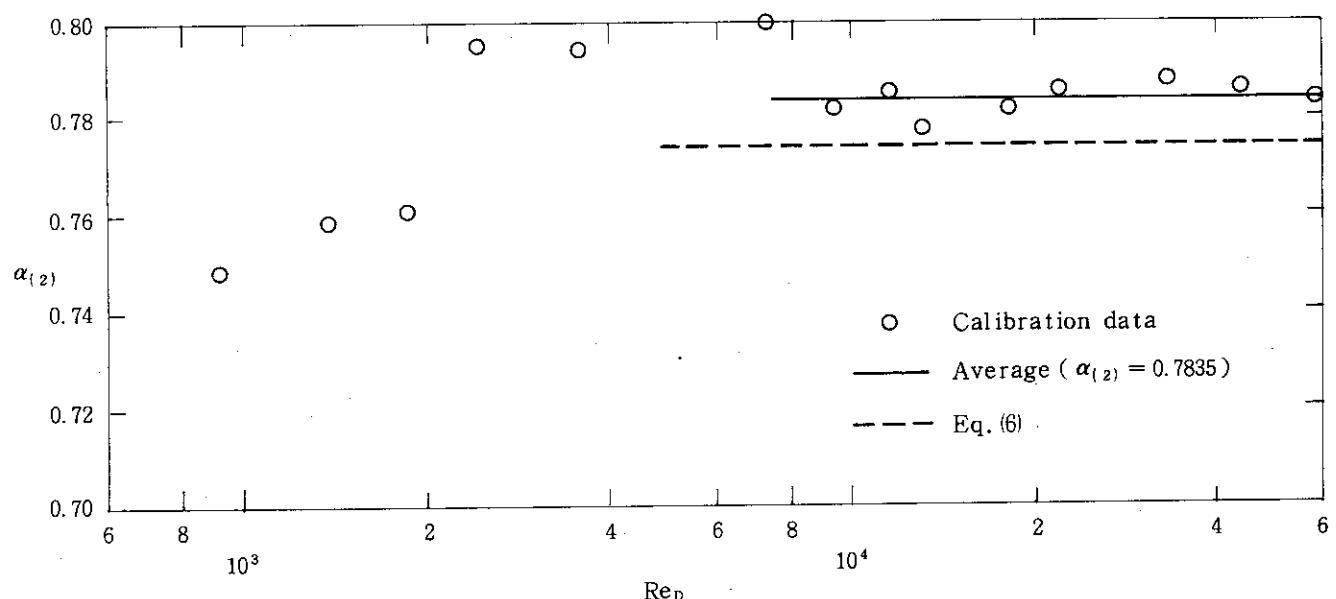


Fig. 8 Flow rate coefficient of Orifice (2)

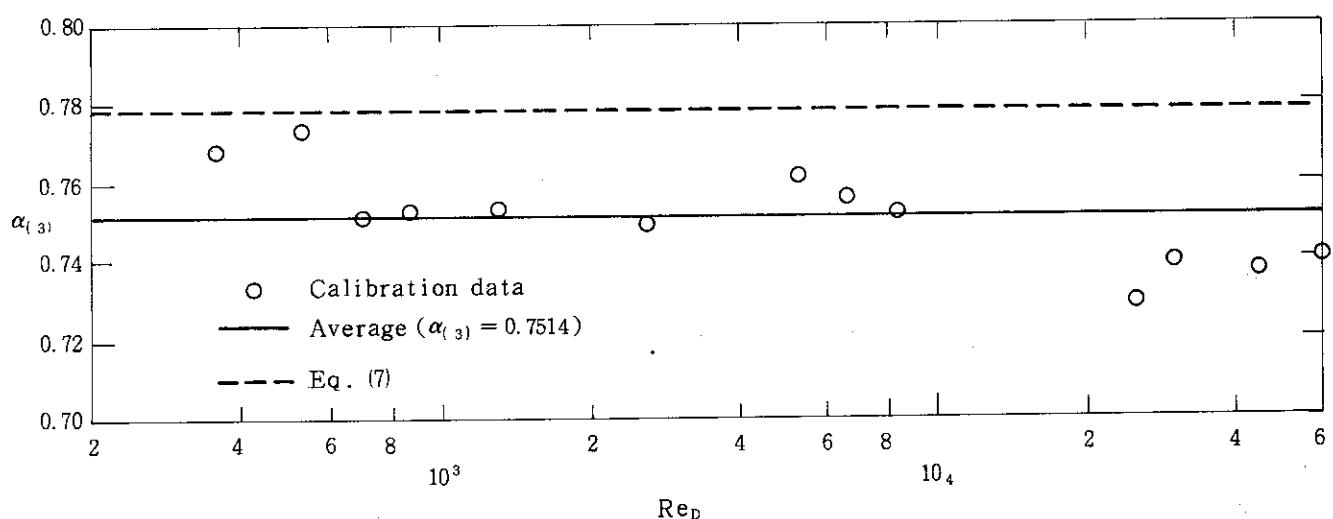


Fig. 9 Flow rate coefficient of Orifice (3)

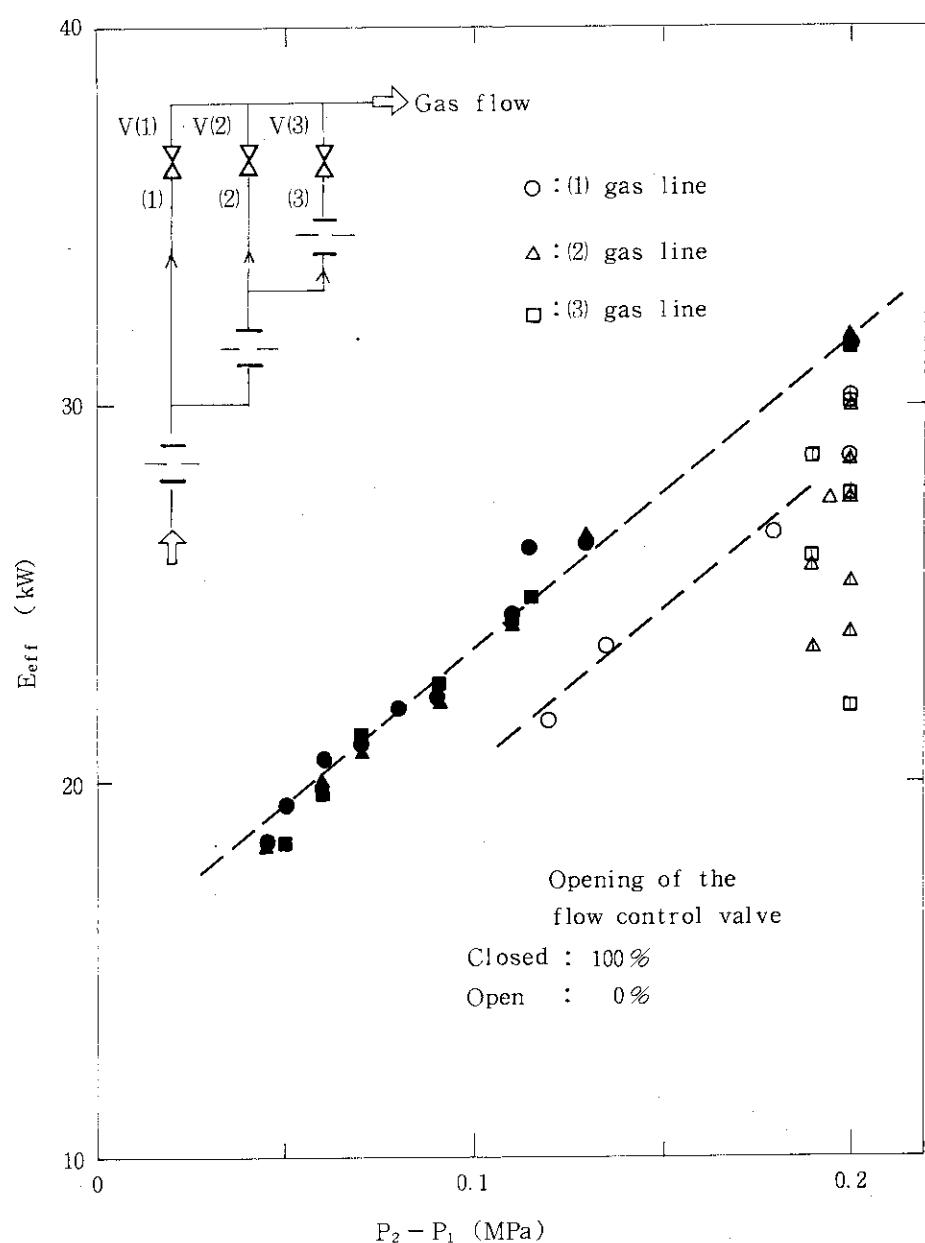


Fig. 10 Effective power of the main compressor

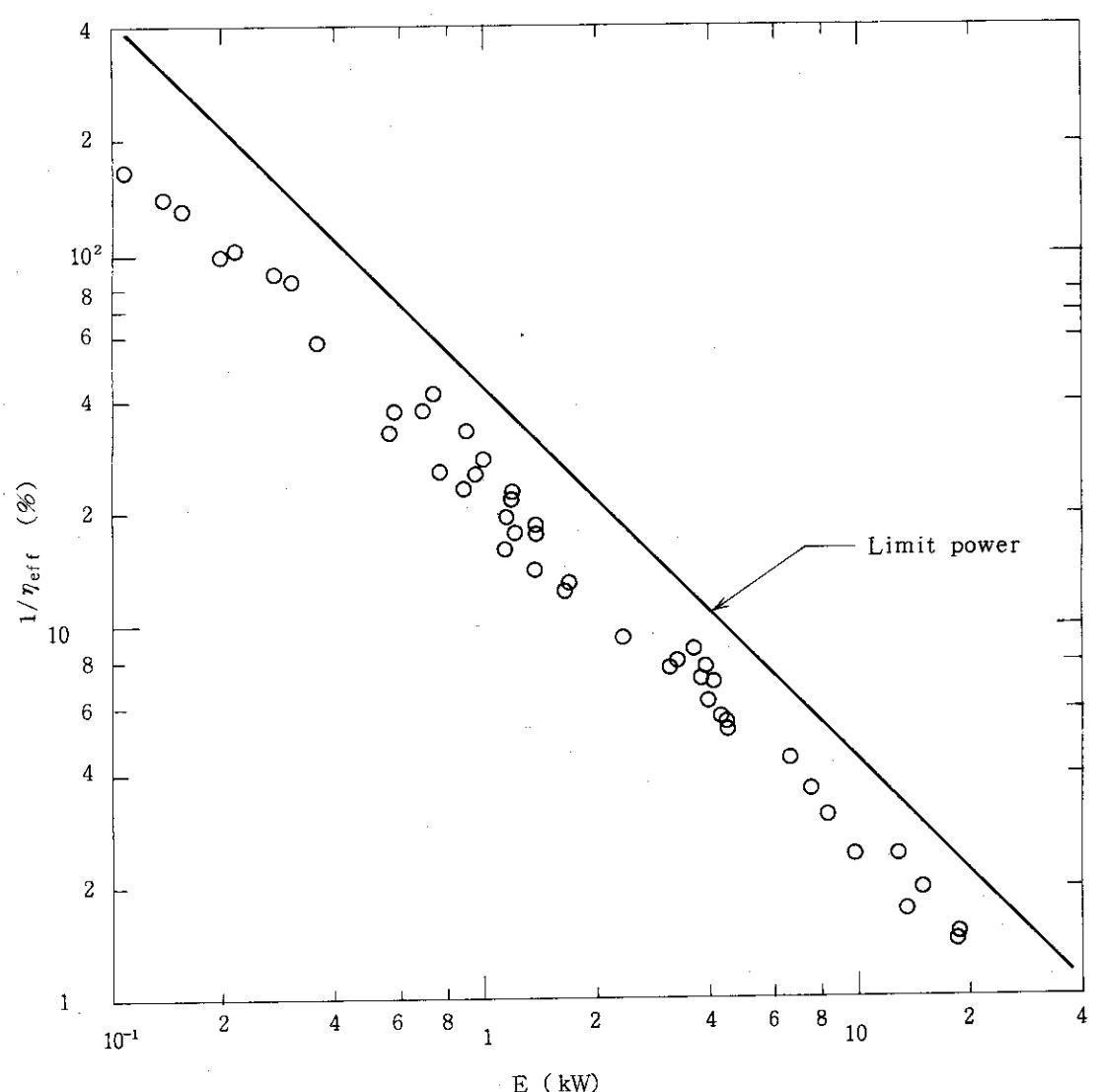


Fig. 11 Relation between the efficiency and the theoretical Power

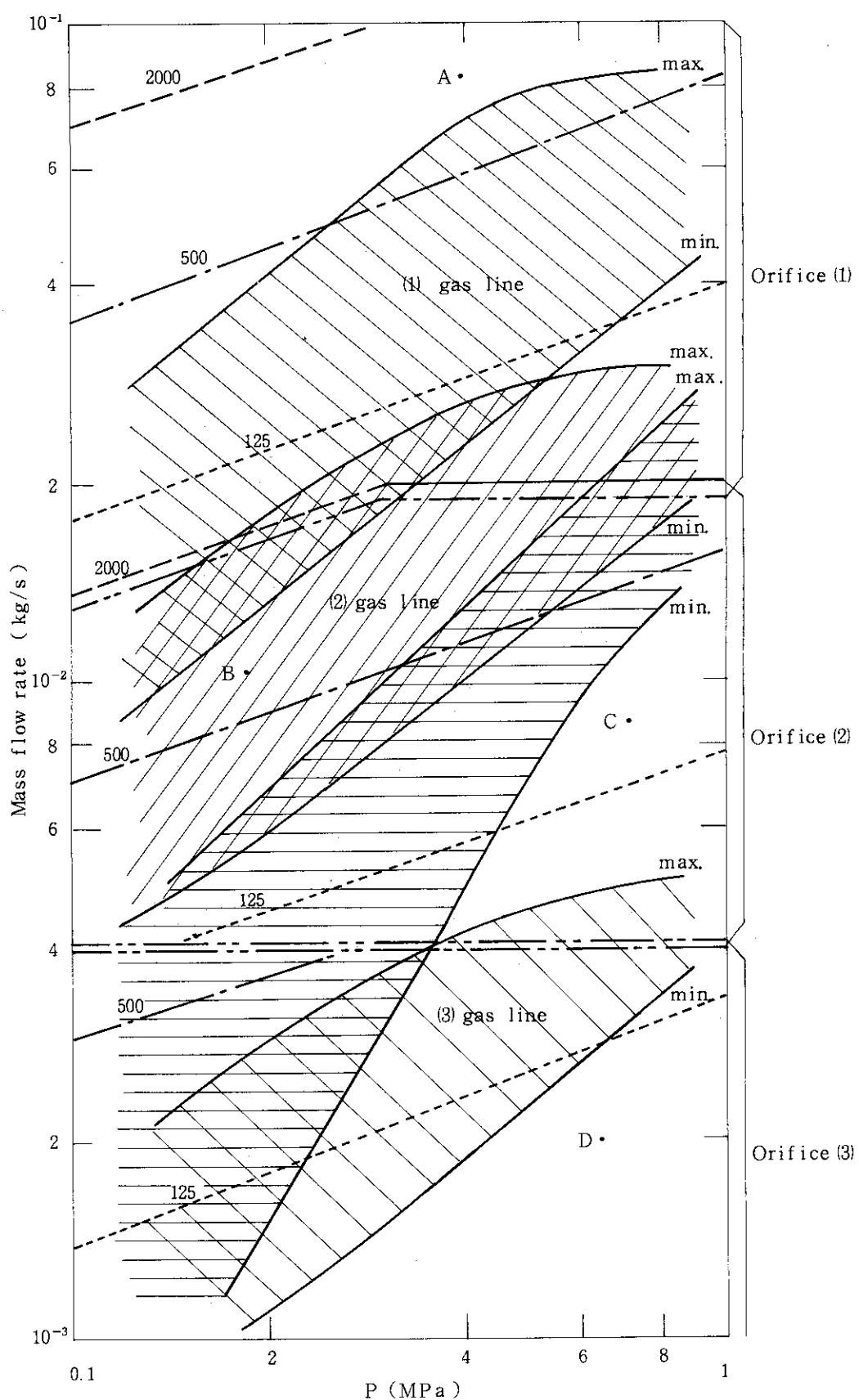


Fig. 12 Mass flow rate range for the various gas pressures.

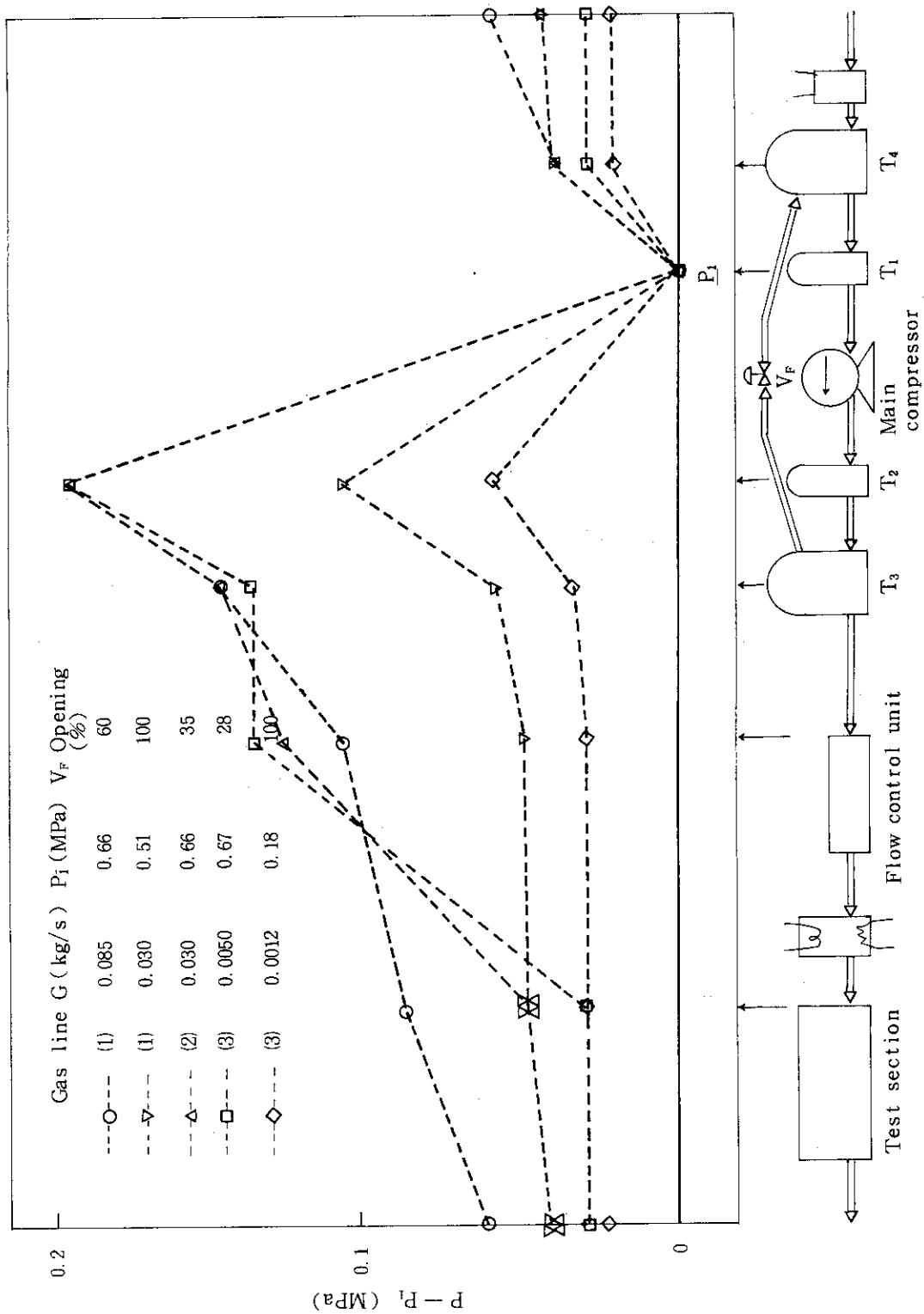


Fig. 13 Pressure drop at each apparatus

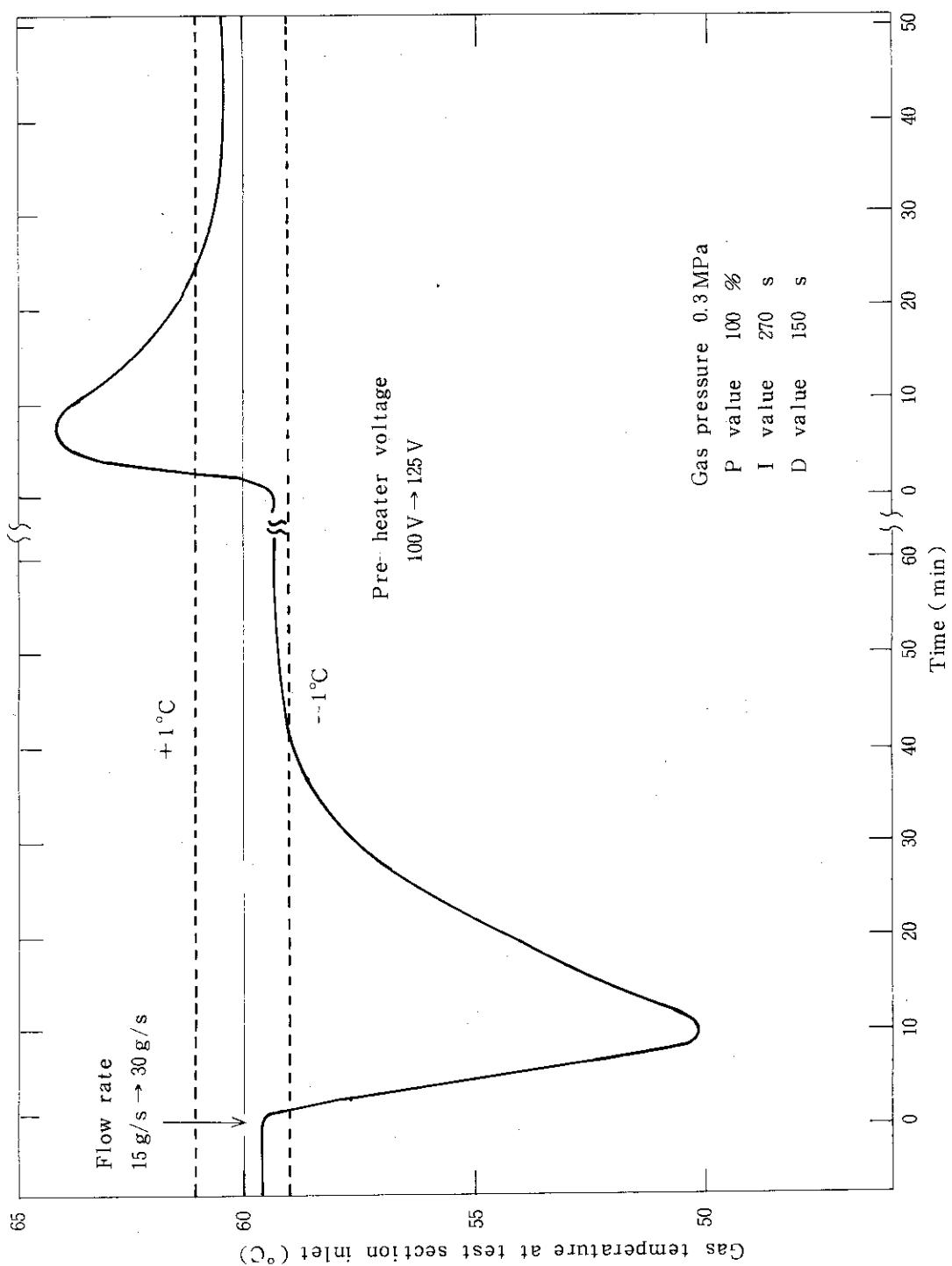


Fig. 14 Transitional control characteristics of the gas temperature at the test section inlet