

燃料集合体局所閉塞冷却限界

4 サブチャンネル基礎水流動試験

—閉塞物内温度分布への冷却材内部流れの影響—

1998年3月

動力炉・核燃料開発事業団
大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせ下さい。

〒311-1393 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター

システム開発推進部・技術管理室

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section, O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-machi, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken 311-1393, Japan.

© 動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation) 1998

燃料集合体局所閉塞冷却限界
4 サブチャンネル基礎水流動試験
—閉塞物内温度分布への冷却材内部流れの影響—

田中 正暁*, 小林 順*, 磯崎 正*,
西村 元彦*, 上出 英樹*

要旨

高速炉の局所閉塞事故に関して、閉塞領域内被覆管のホットスポットの発生位置および温度を予測するための知見を得ることが重要となっている。

本研究では、ポーラス状閉塞物の熱流動特性を調べる基礎研究として、燃料集合体内の4つの隣接するサブチャンネルを模擬した5倍拡大モデルの中心サブチャンネルに閉塞物を設置した水流動試験を実施した。閉塞物内の冷却材流れが、閉塞物内の温度場に与える影響を見るために、ポーラス状閉塞物の側面および上端面に流れを遮る閉止板を設置し、閉塞物内外の温度分布測定を行った。また、閉塞物周辺の流速分布をレーザ流速計および超音波流速分布測定装置を用いて計測すると共に、閉塞物上下流間の差圧を測定した。

その結果、閉塞物内部の温度分布は周囲の流動場の影響を受け、ポーラス状閉塞物の場合、閉塞物上部では閉塞物側面からの水平方向流れが、閉塞物下部では下端面から流入する軸方向流れが、それぞれ閉塞物内部および模擬燃料ピン表面の冷却に寄与していることが分かった。閉塞物と接する模擬燃料ピン表面温度と健全サブチャンネル内冷却材温度とを用いてヌッセルト数(Nu)を求めた結果、 Nu 数は Re 数の 0.5-0.6 乗に比例し、閉塞物と健全サブチャンネルとの熱伝達の場合、 Re 数依存性を決定しているのは閉塞物表面での熱伝達であることが分かった。また、最も Nu 数が大きいのはポーラス状閉塞物であり、側面閉止板を設置し水平方向流れを制限することによって Nu 数は約 20% 低下し、上端面に閉止板を追加するとさらに 2% 低下した、これらのことから閉塞物側面および上端面からポーラス状閉塞物内の冷却材への水平方向および軸方向流れによる熱伝達が重要な役割を果たしていることが示された。

**Fundamental Water Experiment
on Subassembly with Porous Blockage
in 4 Sub-channel Geometry**
**— Influence of Flow on Temperature Distribution
in the Porous Blockage —**

Masa-aki Tanaka*, Jun Kobayashi*, Tadasi Isozaki*,
Motohiko Nishimura*, Hideki Kamide*

Abstract

In the liquid metal cooled Fast Breeder Reactor, Local Fault incident is recognized as a key issue of the local subassembly accident. In terms of the reactor safety assessment, it is important to predict the velocity and temperature distributions not only in the fuel subassembly but also in the blockage accurately to evaluate the location of the hottest point and the maximum temperature.

In this study, the experiment was performed with the 4 sub-channel geometry water test facility. Dimension is five times larger than that of a real FBR. The porous blockage is located at the center sub-channel in the test section and surrounded with three unplugged sub-channels. The blockages used in this study were 1) the solid metal, 2) the porous medium consisted of metal spheres, 3) the porous blockage with end plates covering the side or top faces of the blockage to prevent the horizontal and axial flows into the blockage. The experimental parameters were the heater output provided by the electrical heater in the simulated fuel pins and the flow rate. Temperature of the fluid was measured inside/outside the blockage and velocity profiles outside the blockage were measured.

From the comparison of velocity profiles, the flow field inside the blockage depended remarkably on the blockage conditions. Such variation of flow fields affected the temperature distributions. Efficient heat transportation by horizontal flow existed in the upper part of the porous blockage. While, in the lower part of the blockage, the axial flow from the bottom face of the blockage was pre-dominated for the heat removal. Nusselt number defined by the temperature difference between the heater pin surface and the bulk temperature of the unplugged sub-channel was proportional to the power of 0.5~0.6 of Reynolds number. This result shows that the dependency of the Nusselt number to the Reynolds number was decided by the heat transfer from the blockage matrix to the coolant at the side of porous blockage. As compared with the porous blockage without plates, Nusselt number on the porous blockage with side plate decreased about 20% and on the porous blockage with the side and top plates decreased about 22%. This tendency shows that the horizontal and axial flows through the porous blockage have a significant effect on the heat removal in the porous blockage.

* Reactor Engineering Section, Safety Engineering Division,
O-arai Engineering Center, PNC

目 次

1. はじめに	1
2. 試験装置	3
2. 1 試験ループ	3
2. 2 試験体概要	3
2. 3 計測システム	4
2. 4 ポーラス状閉塞物	5
2. 5 閉塞物条件	5
3. 試験条件および方法	7
3. 1 流速分布測定試験	7
3. 2 温度分布測定試験	8
4. 試験結果	9
4. 1 流速分布測定結果	9
4. 1. 1 健全サブチャンネル内における浮力の影響	9
4. 1. 2 閉止板による軸方向流速への影響	9
4. 1. 3 閉止板による水平方向流速への影響	10
4. 1. 4 閉塞物上流側での水平方向流れ	10
4. 2 温度分布測定結果	11
4. 2. 1 閉塞部上部断面での水平方向温度分布	11
4. 2. 2 閉塞部下部断面での水平方向温度分布	13
4. 2. 3 閉塞部ヒータピン表面での軸方向温度分布	14
4. 3 閉塞物を含む流れ場の圧力損失	17
5. 考 察	19
5. 1 閉塞物側面での流況	19
5. 2 閉塞部上部での温度分布特性	19
5. 3 閉塞部上部での水平方向熱伝達	21
6. まとめ	23
7. 今後の予定	25
謝 辞	26
参考文献	27
付録 1 UVF による流速データ処理	74
付録 2 試験体改造	77
付録 3 温度分布再現性確認試験	79
付録 4 有効熱伝導率の温度依存	85

図表リスト

List of Tables

Table 1	Correspondence of Thermocouple Positions.	28
Table 2	Flow Effect of Blockage Condition.	28
Table 3	Experimental Condition in Measurement of Flow Velocity	29
Table 4	Parameters of UVP in Velocity Profile Measurement.	29
Table 5	Experimental Condition in Measurement of Temperature Distribution.	29
Table 6	Comparison of Buoyancy Effect and Flow Disturbance for Axial Velocity.	30
Table 7	Comparison of Buoyancy Effect and Flow Disturbance for Horizontal Velocity.	31
Table 8	Coolant Temperature in Unplugged Sub-channel.	32
Table 9	Temperature of Heater Surface and Coolant in Blockage on Upper Cross-section.	33
Table 10	Temperature of Heater Surface and Coolant in Blockage on Lower Cross-section in Blockage.	34
Table 11	Temperature on Heater Surface faced to Blockage.	35
Table 12	Temperature Rise between Inlet and Outlet.	36

List of Figures

Fig.1	Blockage Distribution in Sub-channel.	37
Fig.2-1	Flow Diagram of Experimental Facility.	37
Fig.2-2	Schematic of 4 Sub-Channel Geometry Test Section.	38
Fig.2-3	Schematic of Data Acquisition System.	39
Fig.2-4	Velocity (LDV and UVP) and Temperature Measuring Points.	40
Fig.2-5	Thermocouple Positions in Test Section.	41
Fig.2-6	Schematic of Porous Blockage Geometry.	42
Fig.2-7	Relation of Heat Transfer in Blockage.	43
Fig.2-8	Illustrations of Blockage Condition and Location of Side and Top Plates.	44
Fig.3-1	Illustrations of Heater Arrangement for Experiment.	45
Fig.4-1	Influence of Buoyancy on Axial Velocity.	46
Fig.4-2(a)	Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity. Porous Blockage Case-B, Flow-rate 20%(0.4[m ³ /h])	47
Fig.4-2(b)	Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity. Porous Blockage Case-B, Flow-rate 20%(0.4[m ³ /h])	48
Fig.4-3(a)	Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity. Porous Blockage Case-B, Flow-rate 40%(0.8[m ³ /h])	49
Fig.4-3(b)	Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity. Porous Blockage Case-B, Flow-rate 40%(0.8[m ³ /h])	50
Fig.4-4	Influence of Side Plate on Axial velocity.	51
Fig.4-5(a)	Influence of Side Plate on Horizontal velocity. Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D, Flow-rate 20%(0.4[m ³ /h]).	52
Fig.4-5(b)	Influence of Side Plate on Horizontal velocity. Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D,	

Flow-rate 20%(0.4[m ³ /h])	53
Fig.4-6(a) Influence of Side Plate on Horizontal Velocity. Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D Flow-rate 40%(0.8[m ³ /h])	54
Fig.4-6(b) Influence of Side Plate on Horizontal Velocity. Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D Flow-rate 40%(0.8[m ³ /h])	55
Fig.4-7.1 Horizontal Distribution of Temperature on Upper Cross-section in Blockage. Flow-rate 40% (0.8 [m ³ /h])	56
Fig.4-7.2 Horizontal Distribution of Temperature on Upper Cross-section in Blockage. Flow-rate 60% (1.2 [m ³ /h])	57
Fig.4-7.3 Horizontal Distribution of Temperature on Upper Cross-section in Blockage. Flow-rate 80% (1.6 [m ³ /h])	58
Fig.4-7.4 Horizontal Distribution of Temperature on Upper Cross-section in Blockage. Flow-rate 100% (2.0 [m ³ /h])	59
Fig.4-8.1 Horizontal Distribution of Temperature on Lower Cross-section in Blockage. Flow-rate 40% (0.8 [m ³ /h])	60
Fig.4-8.2 Horizontal Distribution of Temperature on Lower Cross-section in Blockage. Flow-rate 60% (1.2 [m ³ /h])	61
Fig.4-8.3 Horizontal Distribution of Temperature on Lower Cross-section in Blockage. Flow-rate 80% (1.6 [m ³ /h])	62
Fig.4-8.4 Horizontal Distribution of Temperature on Lower Cross-section in Blockage. Flow-rate 100% (2.0 [m ³ /h])	63
Fig.4-9.1 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region. Flow-rate 40% (0.8 [m ³ /h])	64
Fig.4-9.2 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region. Flow-rate 60% (1.2 [m ³ /h])	65
Fig.4-9.3 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region. Flow-rate 80% (1.6 [m ³ /h])	66
Fig.4-9.4 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region. Flow-rate 100% (2.0 [m ³ /h])	67
Fig.4-10 Comparison of Pressure Loss Coefficient in 4 Sub-channel Geometry Test Section.	68
Fig.4-11 Comparison of Pressure Loss for Each Blockage in 4 Sub-channel Geometry Test Section.	68
Fig.4-12 Estimation of Pressure Loss caused by Geometry Characteristics.	69
Fig.5-1.1 Horizontal Distribution of Non-dimensional Temperature Rise on Upper Cross-section in Blockage.	70
Fig.5-1.2 Horizontal Distribution of Non-dimensional Temperature Rise on Upper Cross-section in Blockage.	71
Fig.5-2 Reynolds Number versus Non-dimensional Temperature at Blockage Center on Upper Cross-section in Blockage.	72
Fig.5-3 Heat transfer Coefficient from Heater Surface to Unplugged Sub-channel on Upper Cross-section in Blockage	73

1. はじめに

高速炉では中性子スペクトルを硬く保ち、冷却材による中性子の減速をなるべく小さくするため、燃料ピンは密に配列されている。このような高速炉の特長に対する安全評価上の事象として、燃料ピンバンドル内に異物が混入し、燃料ピン間のサブチャンネルに堆積して、流路を閉塞させて冷却を阻害することを想定する冷却材流路閉塞事故がある。このとき、閉塞は外部からの混入物（製作時の切り粉など）、1次系または炉心で生成された異物（ポンプで粉碎されたルースパーツや離脱したスペーサワイヤなど）によって生じると考えられる。炉内構造物および燃料集合体入口部の形状からみて、1次系バウンダリ内部に比較的大きな異物が存在し、燃料集合体バンドル内に到達するとは考え難い。従って、燃料集合体内で生じうる閉塞は、ワイヤ径（1.1[mm]）からワイヤのないサブチャンネルを通過できる最大直徑（2.6[mm]程度）までの 10^{-3}m オーダーの微細な異物の集積によるものと考えられている^{[1],[2]}。ワイヤースペーサ型のバンドルでは、まずワイヤに沿って異物が蓄積し、その部分を中心に異物が集積し始める。その場合、Fig.1 に示すように閉塞形態は平板状ではなく厚みのあるポーラス状閉塞であることが予想されている^{[1],[2]}。本研究では、このようなワイヤスペーサ型集合体におけるポーラス状閉塞を対象とする。ポーラス状閉塞に関する研究の目的の一つは、燃料ピンバンドル内にポーラス状閉塞が生じた場合、燃料ピンの破損が生じることなく事象が終息するまでの定量的な限界を把握することにある。そのため、閉塞領域内における被覆管のホットスポットの発生位置および温度を予測する評価手法を確立することが重要である^[3]。

原子炉工学室では、ポーラス状閉塞物の熱流動特性を調べるための基礎試験を行っている。この一環として、燃料集合体局所閉塞冷却限界 4 サブチャンネル基礎水流動試験（以下、4 サブチャンネル水流動試験）^[4]を実施した。本試験の目的は、実機燃料ピンバンドル形状を単純化した 5 倍拡大モデルを用い、サブチャンネル内の流速／温度分布および閉塞物内外の温度分布を調べることにより、ホットスポットの位置および温度の評価手法構築に資することである。また、試験結果は閉塞物内外における熱流動現象の解明の他、多次元コード CASCADE^[5]による詳細解析およびサブチャンネル解析コード ASFRE^[6]の検証データとしても反映される。

これまでの研究では、4 サブチャンネル水流動試験、多次元コード CASCADE による詳細解析、サブチャンネルコード ASFRE による解析において、ポーラス状閉塞物内を流れる冷却材が、閉塞物内部および燃料ピン表面の冷却に寄与していることが確認されているが、その熱伝達メカニズムについて明かにはなっていないかった。そこで本報では、閉塞物内部の冷却材の流れが温度分布に与える影響を明らかにするため、対流による熱輸送の効果と熱伝導による熱輸送の効果との分離を試みた。つまり、中実の無垢材閉塞物およびポーラス状閉塞物を用いて閉塞物内部の温度分布を調べ、閉塞物内への冷却材の流入を制限するために、ポーラス状閉塞物の上端面および側面へ閉止板を設置し、設置位置の組み合わせを変えることで対流熱輸送の影響を調べた。また、閉塞物下端面（上流側）の形状により、閉塞物の周辺および内部の流況が変化して温度分布へも影響を及ぼすものと考えられる。そこで、閉塞物下端部の形状として流線が急激に変化する平坦な場合、流線の変化が比較的穏やかな半球状にした場合の 2 ケースを比較し、温度分布への影響を調べた。

実験では流速／温度分布の測定の他に、閉塞物の上下流間で圧力損失を測定しており、閉塞物の有無による圧力損失への影響について検討した。

本試験の目的の一つにサブチャンネル解析コード ASFRE の検証データの取得がある。サブチャンネル解析コードでは水平断面において 1 サブチャンネル内の温度を 1 点で代表させる。そのため、ヒータ表面と閉塞サブチャンネル中心間および閉塞部のヒータ表面と健全サブチャンネル間の熱輸送を模擬するための工学モデル（伝熱相関式）が重要となる。そこで、本実験結果から熱伝達係数を見積もり、閉塞物内部の冷却材の流れが温度分布に与える影響について検討した。

2. 試験装置

2. 1 試験ループ

本試験で使用した燃料集合体ループ（以下、試験ループ）の概略図を Fig.2-1 に示す。試験ループの主な構成機器は、ポンプ、冷却装置、電磁流量計、流速計測用粒子混入装置、フィルター、サージタンク等である。作動流体には閉塞物の目詰まり防止のため純水を用いているが、電磁流量計で流量測定を行っているため電気伝導率を上げる必要があり、工業用水を必要量混合させて使用した。試験体流入温度が一定温度となるようポンプ下流に冷却装置を設置してポンプによる入熱を除去した。また、試験体下流にある空気作動弁により背圧制御を行った。試験体入口の上流側には試験体をバイパスするフィルターラインが設けられており、閉塞物の目詰まり防止のため試験中も常時精製運転を行った。また、試験体入口上流（フィルターライン入口と試験体の中間）にトレーサ注入孔を設けて、超音波分布測定装置のための超音波散乱粒子およびレーザ・ドップラ流速計のための散乱粒子を注入タンクからガス加圧により適量を注入した。注入流量の計測は行っていないが、最大で $10^{-3} [\text{m}^3/\text{min}]$ 程度（試験体流入流量の 15% 以下）注入する。計測範囲は層流から乱流への遷移域にあり、流量が増加しても流れの様子が急変することではなく徐々に変化する。よって、トレーサ注入による流れ場への影響は小さいと考えられる。実験に用いた粒子はガスを内包した比重 1.3、粒子径 $10 \sim 16 [\mu\text{m}]$ のマイクロカプセルである。これら散乱粒子を除去するため、バイパスラインのフィルタとは別に、試験体下流に粒子除去用のフィルタを設けている。試験部流量は電磁流量計で計測した。試験ループには別系統で計量タンクが設置されており、日本工業規格「電磁流量計による測定方法（JIS Z8764）」^[7]に基づき電磁流量計の較正を行い、流量 - 出力曲線を求めて試験時に使用した。

2. 2 試験体概要

試験体は FBR 大型炉（以下、実機）の燃料集合体のうち、4 つの隣接するサブチャンネルを抽出し模擬した 5 倍拡大モデルである。実機燃料ピンバンドルはワイヤースペーサタイプであるが、本試験体では 4 サブチャンネル形状という制限からワイヤを模擬していない。試験体の模式図を Fig.2-2 に示す。試験体は、ピン径 $D=42.5 [\text{mm}]$ 、ピンピッチ $P=48.2 [\text{mm}]$ である。また、4 サブチャンネルの流路断面積は $S_4=1.187 \times 10^{-3} [\text{m}^2]$ であり、水力等価直径は $De_4=15.8 [\text{mm}]$ である。

燃料ピンからの発熱は一様発熱の電気ヒータを用いて模擬した。電気ヒータは発熱部と非発熱部（真鍮）から成る半径 $21.25 [\text{mm}]$ 、中心角 30 度の扇形断面をしており、これが 1 ブロックとなっている。このヒータブロックを 1 2 本組み合わせて 4 サブチャンネル内の燃料棒配列を模擬した。隣接するヒータ間は周方向熱伝導による干渉を避けるために断熱パットで仕切られている。ヒータ発熱長は、ヒータの端部効果を避け閉塞物への熱流束が一定となるように閉塞物上流側に $100 [\text{mm}]$ 、閉塞物が設置されている区間 $60 [\text{mm}]$ 、そして下流側に $20 [\text{mm}]$ の全長 $180 [\text{mm}]$ である。発熱量の制御は、ヒータに印加する電圧値をスライダックで調節することにより行った。ヒータ電源は安定化電源を通した三相交流 UVW の内二相ずつを組み合わせて供給を行っている。

2. 3 計測システム

計測システムの概略図を Fig.2-3 に示す。温度および圧力の計測データはすべて全点同時取込型のデータロガーによって取り込まれ、パソコン用コンピュータを介して外部記憶装置に記録される。流速測定データは独立した別系統のシステムによって取り込まれる。サブチャンネル内に閉塞物のない健全サブチャンネル内の冷却材の流速測定にはレーザ・ドップラ流速計 (Laser Doppler Velocimeter: LDV) および超音波流速計 (Ultrasonic Velocity Profile monitor: UVP) ^[8]を用いて計測を行った。Fig.2-4 に示すように LDV および UVP ともに計測用透明アクリル板の外側にそれぞれトランスデューサを設置し、試験体内部へレーザ光または超音波パルスを発信する。健全サブチャンネル内の軸方向流速成分(w)を LDV で、閉塞部近傍の水平方向流速成分(u)を UVP によりそれぞれ計測する。LDV はレーザ光の発信と後方散乱ドップラ信号の受信を同一のトランスデューサで行い分光処理の後、ドップラ信号をフォト・マルチプライヤで受けて流速データへ変換する。UVP では超音波パルス信号の発信と受信を同一のトランスデューサで行い、パルス発信後一定時間隔で、流れ場に乗って運動する粒子からの反射信号を受信してライトタイムとドップラシフトから流速分布データに変換する。LDV による計測では測定点 1 点ごとに速度を計測するが、UVP ではトランスデューサから発信される超音波の射出方向をトラバースラインとした流速分布が、一度に計測できるという特徴がある。

温度測定は直径 0.5[mm]の CC (T 型) 非接地型熱電対を用いて温度を測定している。熱電対の信号は温度補償型アンプにより増幅されデータロガーに収録される。熱電対は、基準温度 100[°C]に対して、検査実績で誤差が 0.7~0.8[°C]であったことから、精度は 1%以内と考えられる。また、アンプと組み合わせた A/D の分解能は 0.06[°C]である。熱電対の配置図を Fig.2-5 に示す。閉塞物内部の温度測定は、閉塞物上端から 5[mm]下方の上部と閉塞物下端から 5[mm]上方の下部の 2 つの断面上で熱電対を配置して計測した。健全サブチャンネル内の冷却材温度もこれらと同じ上部と下部の 2 つの断面内で計測している。軸方向には、熱電対をヒータピン表面に埋め込み、ヒータピン表面温度を計測している。試験体断面内で 4 サブチャンネルの配置は幾何学対称となっている。よって、各サブチャンネル内での温度分布の対称性を確認するため、熱電対を各ヒータプロック表面の中央およびサブチャンネル中心に取り付けた。Fig.2-4 に示すトラバースライン（閉塞物と接しているヒータ表面から健全サブチャンネル内で冷却材に接しているヒータ表面まで）上の温度分布の対称性を確認するため 3 方向のライン (Tr1, Tr2, Tr3) 上に熱電対を配置して温度分布を計測した。予備試験により温度分布に十分な対称性が確認されたため、これら 3 方向のトラバースライン上で幾何学的に対称な位置にある測定点での平均温度をもとめ、定常状態での温度測定値とした。ここで平均値処理した各トラバースライン上の熱電対の対応位置を Table 1 に示す。

温度測定と同時に閉塞物上下流での差圧測定を行った。静圧タップの位置は閉塞物上端面から 220[mm]の位置と閉塞物下端面から 200[mm]の位置にあり、閉塞物上下流側のタップ間距離は 480[mm]である。差圧計（差圧伝送器）は、試験体に設けられた静圧タップと導圧管によって接続されている。熱電対、差圧計、および電磁流量計は試験開始前に較正試験を行い、収録データの平均値をもとに入力と出力の関係を 2 次関数で近似している。

2. 4 ポーラス状閉塞物

ポーラス状閉塞物は Fig.2-6 に示すように、SUS304 製の球状粒子（粒子径 $d_p=1.01\pm 0.07[\text{mm}]$, Maximum 1.16[mm], Minimum 0.85[mm]）を入手し、分子拡散法（あるいは拡散接合法と呼ばれる高温状態での原子レベルでの結合）により焼結してポーラス状閉塞物を作製した。このポーラス状閉塞物は、試験中に粒子が離脱し閉塞物が変形することはない。この粒子径を選択したのは、4 サブチャンネル水流動試験より先に、日本原子力発電（株）において 2 サブチャンネル基礎水流動試験^[9]が行われており、実験結果の比較、圧力損失特性データの利用の観点から同一ロットの SUS304 製の球状粒子を選択した。また、ポーラス状閉塞物の対照試験用試料として、SUS304 の無垢材閉塞物も使用した。無垢材閉塞物とポーラス状閉塞物との重量比較により、ポーラス状閉塞物の平均空隙率は 40% であることを確認した。

閉塞物は 4 サブチャンネルの中心サブチャンネルに配置され、軸方向長さは 60[mm] である。閉塞物とヒータ表面との隙間は閉塞物を構成している SUS304（熱伝導率 16.0[W/m·K]）よりも熱伝導率のよい鉛（熱伝導率 34.9 [W/m·K]）の薄板（厚さは最大 1[mm] 程度）によって埋められており、閉塞物はヒータ表面と密着していると考えてよく、隙間を流れるリーケフローの影響は無視できると考えられる。閉塞物は Fig.2-2 に示すようにヒータ表面に取り付けられたピンにより閉塞物の上下端を押さえられており、ヒータによっても 3 方向から押さえられているため、閉塞物が試験中に移動することはない。

2. 5 閉塞物条件

Fig.2-7 に示すようにポーラス状閉塞物内部での熱移動を考えると、

- 1) ヒータ表面から直接冷却材へ移行するパス
- 2) 最初にヒータ表面からポーラス状閉塞物を構成する粒子へ熱が移行し、次に粒子表面から冷却材へ移行するパス
- 3) 閉塞物を構成する粒子間の熱伝導によりヒータ表面の熱が健全サブチャンネル側へ移行するパス
- 4) 閉塞物内部の冷却材の熱伝導により健全サブチャンネル側へ移行するパス

が考えられる。このうち、1) と 2) が対流による熱輸送の効果となり、3) と 4) が熱伝導による熱輸送効果になる。さらに、対流による熱輸送の場合、閉塞物上下端からの軸方向流れによる効果と、閉塞物側面からの水平方向流れによる効果が存在する。これらの熱輸送現象は独立しておらず、複雑に重なり合った複合伝熱パスとなっている。そこで、これらの現象を分離して、個々の現象について把握することを試みる。Fig.2-8 に本試験で使用した各閉塞物条件の模式図を示し、Table 2 に閉塞物条件一覧と対応する流動効果を示す。

閉塞物内部に流体が自由に流入出できる場合の温度分布特性を調べるために、無垢材閉塞物 Case-A と球状粒子から成るポーラス状閉塞物 Case-B を用いて温度分布について比較検討する。無垢材閉塞物の場合、閉塞物内部での熱移行は、閉塞物内部の熱伝導により閉塞物外側の冷却材へ移行するパスのみとなる。一方、Case-B では伝導と対流による冷却効果がある。次に、ポーラス状閉塞物側面に閉止板を設置した Case-D により、ポーラス状閉塞物側面からの水平方向流れによる対流熱輸送の効果を取り除き、閉塞物内部における

る温度分布への水平方向流れの寄与を調べる。そして、閉塞物側面と上端面にも閉止板を設置した Case-E により、閉塞物内部にスタグナントな冷却材の状態（閉塞物内部での自然対流と下端面からの流入出は許す）をつくり、水平方向流れおよび軸方向流れによる対流熱輸送の効果を取り除く。Case-E と Case-B, Case-D との比較によって水平方向および軸方向に流れる冷却材の閉塞物内温度分布への寄与を調べる。

また、閉塞物側面および上端面に閉止板を取り付けた場合、内部がスタグナントな流体で満たされているので、閉塞物内部で平均した熱伝導率（見かけの熱伝導率）は内部に水が内包されている分、無垢材閉塞物（SUS304）の熱伝導率に比べて小さくなる。よって、無垢材閉塞物 Case-A と側面および上端面を閉止したポーラス状閉塞物 Case-E とで温度分布を比較することにより、熱伝導による熱輸送効果を調べる。

このように閉止板を取り付けることにより、閉塞物内部の流況は変化し周囲の流況も変化する。このため、ポーラス状閉塞の状態から、閉止板の設置により水平方向および軸方向流れを純粹に分離することは不可能であり、本試験では閉塞物周囲の流況の変化を含めた効果を調べることになる。

さらに、ポーラス状閉塞物下端面（上流側）の形状を変化させることにより、閉塞物周辺および内部での流況が変化すると考えられる。そこで、閉塞物先端形状を平坦な場合 Case-B と半球型に加工した場合 Case-C とを比較し、閉塞物内部の温度分布への影響を調べた。

Case-D および Case-E で用いる閉止板はいずれも SUS304 製の厚さ 1[mm] の平板であり、閉塞物にエポキシ系接着剤で閉止板の四隅を点接着した。

3. 試験条件および方法

3. 1 流速分布測定試験

閉塞物周辺の健全サブチャンネル内の流速分布を測定することによって、閉塞物近傍の流況を把握する。閉塞物からの水平方向流れの効果を把握するため、閉塞物内を冷却材が自由に流れるポーラス状閉塞物 Case-B、およびポーラス状閉塞物に側面閉止板を取り付け水平方向の流れを遮断した Case-D の 2 ケースについて、健全サブチャンネル内の水平方向および軸方向における、軸方向流速成分および水平方向流速成分の分布を測定した。さらに、軸方向流速成分および水平方向流速成分への浮力の影響を見るためポーラス状閉塞物 Case-B について、ヒータ加熱時と非加熱時の 2 ケースで試験を行った。

試験体流入流量は $2.0[\text{m}^3/\text{h}]$ を 100% として、層流領域から遷移領域への境界域となる $0.4[\text{m}^3/\text{h}]$ (20%, $\text{Re}=1,726$)、および遷移領域から乱流領域への境界域となる $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ (40%, $\text{Re}=3,452$) とした。流速分布測定試験時には、Fig.3-1 に示すように、4 サブチャンネル断面の正三角形の頂角に配置されている 3 つのヒータ（中心角 60 度）の内 1 ブロックを取り外し、流速計測用の透明アクリル製窓を取り付ける (Fig.2-4 参照)。このとき発熱量の対称性を確保するために、他の正三角形の頂角に配置されている 2 つのヒータ（中心角 60 度）は発熱させていないが、本試験条件の範囲では浮力（発熱）の速度場への影響は無い (4. 1. 1 節参照)。そのため、温度分布測定時には $2400[\text{W}]$ を 100% とするが、流速分布測定試験時には $1800[\text{W}]$ が 100% となる。

流量／出力比は、予備試験の結果（付録 2 参照）をもとに作動流体である水が沸騰しない範囲に設定した。流量条件 $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ 時のみヒータ出力 $1800[\text{W}]$ (100%) とし、流量条件 $0.4[\text{m}^3/\text{h}]$ では $1440[\text{W}]$ (80%) とした。試験条件とレイノルズ数 (Re) を Table 3 に示す。表に示すレイノルズ数は試験体流入流量 $Q[\text{m}^3/\text{h}]$ と 4 サブチャンネル流路断面積 $S_4[\text{m}^2]$ から求めた断面平均流速 $V[\text{m}/\text{s}]$ 、4 サブチャンネルの水力等価直径 $De_4[\text{m}]$ 、および試験体流入条件 $25[\text{°C}]$ における動粘性係数 $\nu[\text{m}^2/\text{s}]$ を用いて求めた。

$$\text{Re} = \frac{De_4 \cdot V}{\nu} = \frac{De_4 \cdot (Q / S_4 / (60 \cdot 60))}{\nu} \quad (3.1)$$

軸方向流速の計測点および水平方向流速分布の計測方向を Fig.2-4 に示す。LDV による軸方向流速は水平方向 3 点、軸方向 3 点の合計 9 点で計測する。UVP による水平方向流速分布は軸方向に $10[\text{mm}]$ 間隔で、閉塞物上流側に 2 方向、閉塞部 7 方向、下流側 1 方向の合計 10 方向のライン上で収録した。UVP を用いる場合には Table 4 に示すように、計測領域の大きさによって計測可能最大流速が決まっており、最適な組み合わせが要求される。本試験では計測用窓と閉塞物間の距離を参考にし、計測点の空間密度を上げるため最大計測深度 (Maximum Depth) を $91[\text{mm}]$ とした。このとき、速度分解能は $5.6[\text{mm}/\text{s}]$ となる。

LDV による流速測定では後方散乱により計測しているため散乱光が弱く、ステンレス閉止板での反射光と重なり SN 比が低下する。そのため、側面閉止板を黒く塗装し反射光を抑えた。

試験手順は、まず試験ループに冷却材を循環させ試験流入流量条件に設定し定常状態を維持する。次に、試験体の上流側にある流速計測用の粒子混入部から、最大で試験流入流量の 15% 程度の粒子混合液を混入させる。粒子は

予め混濁液の状態でタンクに貯めておき、外部からガス圧によって試験ループ中に注入する。粒子が試験体中を分散して流れていることを確認し、軸方向流速成分は LDV で、水平方向流速成分は UVP で測定した。LDV ではデータサンプリング数を 512 として平均値を求め、UVP ではデータサンプリング数を 1024 とし付録 1 に示す方法によって平均流速を求めた。試験データは 1 つの試験条件に対して、連続して 2 回取得し、これらの平均値をもって測定値とした。

今回の試験において、LDV による軸方向流速の計測時に、閉塞物側面近傍の計測点では得られた信号カウント数が、主流部の計測点に比べて非常に少なかった。他の測定位置では信号カウント数として 1024 個を 2 度サンプリング出来ており、合計で 2048 個のデータ数が得られている。しかし、この閉塞物側面近傍の測定位置では非常に少なく 1 回のサンプリングで 300 個程度であった。また、4. 1. 2 項で示すように流速値の標準偏差も大きく、平均流速の 1 ~ 2 倍程度のばらつきが認められ、場所によっては最大で 4 倍程度のばらつきが生じ SN 比が非常に悪くなつた。この原因として、5. 1 節で後述するように閉塞物側面近傍は主流部と流れが異なり、閉塞物下部の側面近傍において剥離渦による循環流領域が生じていたため、散乱粒子の状態によりドップラ信号の重なりや信号の不連続など SN 比が悪くなり LDV 測定が難しかつたものと考える。

3. 2 温度分布測定試験

本試験では試験条件として、ヒータ出力を 2400[W] (100%) および 960[W] (40%) の 2 条件とし、試験体流入流量については $2.0[m^3/h]$ を 100% として、 $1.6[m^3/h]$ (80%)、 $1.2[m^3/h]$ (60%)、 $0.8[m^3/h]$ (40%) の 4 条件をとった。水平方向および軸方向流れの影響を見るために各閉塞物条件 (Case-A~E) について、温度分布測定を行い比較する。Table 5 に試験条件と対応するレイノルズ数を示す。

試験手順は、試験ループの流量を試験条件に設定し定常状態を維持する。次に、ヒータ出力を試験条件に合わせ、1 時間後、各計測点での温度が定常に達したことを時系列温度データのグラフから確認し温度分布測定を行つた。サンプリング周波数は 2Hz で、計測時間 10 分間の収録を 2 回づつ行つた。計測終了後、何点かのヒータ表面温度およびヒータ出力について時系列データのグラフを参照し、電源からの外乱によるヒータ出力の変化など定常状態から外れている場合は、再度、安定状態を待つて収録を行つた。流速測定同様に定常状態の温度として、これら 2 回の平均値を用いた。

4. 試験結果

4.1 流速分布測定結果

4.1.1 健全サブチャンネル内における浮力の影響

健全サブチャンネル内の軸方向流速へのヒータ加熱による浮力の影響を見るために、ポーラス状閉塞物 Case-Bを用いて、ヒータ出力を0%と100%（1800[W]）とした場合の軸方向流速分布および水平方向流速分布を調べた。LDVによる軸方向流速分布をFig.4-1に示し、UVPによる水平方向流速分布をFig.4-2およびFig.4-3に示す。グラフ上の点は平均流速を示し、誤差棒は流速値の標準偏差を示す。浮力による流速値への影響と、標準偏差によって示される流速変動との関係を明らかにするため、ヒータ加熱時と非加熱時での流速差 δv [m/s]、標準偏差 σ [m/s]とを比較する。

$$\delta v = \left| \bar{v}_{heat} - \bar{v}_{isothermal} \right|$$

$$\sigma = \left(\frac{\sum (\bar{v} - v_i)^2}{n} \right)^{1/2} \quad (4.1)$$

ここで、 \bar{v} [m/s]、 σ [m/s]は各測定点での流速データの平均値および標準偏差、 v_{heat} [m/s]はヒータ加熱時の平均流速、 $v_{isothermal}$ [m/s]はヒータ非加熱時の平均流速、 n は各測定点でのデータ点数である。

Fig.4-1の軸方向流速に関して、Table 6にヒータ加熱時と非加熱時での流速差 δv と標準偏差 σ を示す。いずれの結果についても標準偏差 σ よりも流速差 δv の方が値は小さい。速度差 δv の値自体、平均流速の10%以下と小さな差である。

Fig.4-2およびFig.4-3に示す水平方向流速に関して、Table 7にヒータ加熱時と非加熱時での流速差 δv と標準偏差 σ を示す。ここでの流速差 δv および標準偏差 σ は、個々の測定点におけるヒータ加熱時と非加熱時での流速差 δv と標準偏差 σ を求め、同じ高さの測定ライン上の測定点での平均をとったものである。水平方向流速については、流速差 δv と標準偏差 σ を比較すると、局所的には速度差 δv が標準偏差 σ の80%となる箇所もあるが、平均50%以下となり流速変化の原因が浮力の影響であるか、乱れによるものであるかを判断することが出来ない。言い換えれば、浮力の影響は速度場の乱れの程度以下であった。

以上のように、軸方向流速および水平方向流速とともにヒータ加熱の有無による有意な差は見られなかった。後述する温度分布測定結果から、試験体出入口での冷却材の温度差は数℃の上昇にとどまることが分かった。つまり、本試験条件のヒータ出力範囲では、健全サブチャンネル内の軸方向および水平方向流速に対する、ヒータ加熱による浮力の影響は実質的に無視できる。

4.1.2 閉止板による軸方向流速への影響

Fig.4-4にLDVによる軸方向速度分布について、ポーラス状閉塞物 Case-Bおよび閉塞物側面に閉止板を取り付けて水平方向流れを抑制したCase-Dとの比較を示す。健全サブチャンネル主流部 ($r=0.005, 0.01$ [m]) ではCase-Bおよ

びCase-Dとともに流速分布に大きな違いはない。ただし、閉塞物側の計測点 ($r=0.015$ [m]) ではCase-BおよびCase-Dとともに、主流部での流速よりも小さい。特に閉塞部上流側の閉塞物下端から10[mm], 30[mm]上方の測定位置では、主流部流速の30%以下となり、Case-Dの場合には、閉塞物下端から10[mm]上方の測定位置 ($z=0.01$ [m]) においては下降流が測定されている。これは、鈍頭物体である閉塞物下端での流れのはく離によるものである。一方、閉塞物下端から50[mm]離れた閉塞物側の計測点 ($z=0.05$, $r=0.015$ [m]) での流速は、主流流速の60%程度まで回復している。これらのことから、閉塞物側面近傍の流れは、健全サブチャンネル主流部とは異なり、はく離を伴う複雑な流れになっていることが示される。また、ポーラス状閉塞物Case-Bと、側面閉止板を設置したCase-Dとを比較すると、閉塞物下端から10[mm], 30[mm]上方の測定位置では、軸方向流速はCase-Bの方が大きく、軸方向流れの回復がCase-Dよりも早いことを示している。

4. 1. 3 閉止板による水平方向流速への影響

Fig.4-5およびFig.4-6にUVPによる水平方向流速分布について、ポーラス状閉塞物Case-Bと閉塞物側面に閉止板を取り付けたCase-Dとを比較して示す。正の流速は、健全サブチャンネルから閉塞物へ向かう流れを示し、負の流速は閉塞物から健全サブチャンネルへの流れを示している。

Case-BおよびCase-Dとともに主流部 ($r=0.005\sim0.01$ [m]) では、軸方向平均流速 ($Q=0.4$ [m³/h]のとき, 0.094[m/s], $Q=0.8$ [m³/h]のとき0.187[m/s]) の10%程度の水平方向流れが存在する。ただし、側面閉止板を設置したCase-Dの方が水平方向流速の絶対値は小さい。

閉塞物側面近傍 ($r=0.015\sim0.024$ [m]) において、Case-BとCase-Dでは流速分布の傾向が大きく異なっている。Case-Bの場合、閉塞部下部 ($z=0.0\sim20.0$ [mm]) では閉塞物から健全サブチャンネルへの流れが観測され、閉塞物上部 ($z=40.0\sim60.0$ [mm]) では、下部とは逆に健全サブチャンネルから閉塞物への流れが観測されている。一方、側面閉止板を設置したCase-Dの場合、閉塞部下部 ($z=0.0\sim30.0$ [mm]) では閉塞物から健全サブチャンネルへの流れが観測されるがCase-Bの場合よりも流速の絶対値は小さい。この結果は側面閉止板による有意な差であり、この流速分布の違いは側面への閉止板設置により閉塞物への冷却材の流入あるいは流出が阻害されたことが原因と考えられる。つまり、ポーラス状閉塞物の場合には閉塞物側面で水平方向の流れが存在し、閉塞物下部では閉塞物からの流出、閉塞物上部では閉塞物へ流入することを示している。

4. 1. 4 閉塞物上流側での水平方向流れ

UVPによる水平方向流速分布を示したFig.4-2～Fig.4-3, Fig.4-5～Fig.4-6において、閉塞物上流側に着目すると閉塞物下端 ($z=0.0$ [m]) および閉塞物下端から上流側の10[mm]下方の位置 ($z=-0.01$ [m]) において、閉塞物から健全サブチャンネルへの負の水平方向流れが大きく、閉塞サブチャンネルから健全サブチャンネルへの閉塞物を避けるような水平方向流れが存在している。閉塞物下端では上流からの軸方向流れにより冷却材が衝突し圧力が高くなる。隣接する健全サブチャンネルと閉塞サブチャンネル間の圧力差により水平方向流れが発生し、閉塞物下端から10[mm]上流側においても、このような水平流れが生じている。

4. 2 温度分布測定結果

4. 2. 1 閉塞部上部断面での水平方向温度分布

閉塞物上端から5[mm]下方の上部断面における、健全サブチャンネル内冷却材平均温度をTable 8に示す。健全サブチャンネル内の平均温度は、健全サブチャンネル内計測点4点の平均値である(Fig.2-5, Table 8)。健全サブチャンネル温度は、各閉塞物条件で大きな差異はなく最も温度上昇の大きい条件、ヒータ出力100%(2400[W])、流量0.8[m³/h]であっても、入口温度から約2[°C]と小さな上昇となった。また、健全サブチャンネル内計測点4点の標準偏差は最大で1.5[°C]となり、温度上昇値と大差はなかった。流速分布測定(4.1節参照)でヒータ出力の有無により流速分布に顕著な変化が現れなかつたのは、この結果が示すように温度差が小さかったためである。

Fig.4-7.1～Fig.4-7.4にそれぞれの試験体流入流量条件ごとに、閉塞物内部および健全サブチャンネル内における冷却材の試験体入口温度25[°C]からの温度上昇値について水平方向分布(閉塞物上端から5[mm]下方)を示す。横軸は各熱電対の位置をヒータピン表面間距離L($=\sqrt{3}P-D=40.5$ [mm])で無次元化し、 $x/L=0.0$ は閉塞物と接しているヒータピン表面を示し、 $x/L=1.0$ は健全サブチャンネル側のヒータピン表面を示す(Fig.2-4参照)。 $x/L=1/2$ は閉塞物と健全サブチャンネルの境界となる。また、Table 9に、ヒータ表面($x/L=0.0$)、閉塞物重心位置($x/L=0.167$)、健全サブチャンネルとの境界である閉塞物側面($x/L=0.5$)における試験体入口温度25[°C]からの温度上昇値を示す。

閉塞物内部の温度分布は、Fig.2-4に示す断面内のトラバースライン(Tr1, Tr2, Tr3)に沿って、ヒータピンと閉塞物との境界($x/L=0.0$)で温度が高く、閉塞物の重心位置($x/L=0.167$)で温度が極小となり、ヒータピン間ギャップ部($x/L=0.5$)に接近するにつれて温度が上昇し極値をとり、閉塞物と流体との境界($x/L=0.5$)で温度が低下するという傾向を示した。断面内の温度分布を考えると、ヒータピン表面で温度が高く、閉塞物中心部では温度が低下する。ギャップ部ではヒータピンに挟まれているため重心部より温度は上昇し、健全サブチャンネルとの境界付近では低温流体と接しているため、再び温度は低下する。この傾向は各閉塞物条件で温度の高低差に違いはあるが一致した。また、各閉塞物条件において試験体流入流量が増加するに従い、温度分布の傾向は変わらずに温度の高低差が小さくなり閉塞物内温度は低下した。ヒータ出力の違い40%および100%(2400[W])によって温度の絶対値は異なるが温度分布の傾向は一致した。

(1) 閉塞物内部を流れる冷却材の影響

(Case-AとCase-Bとの比較)

無垢材閉塞物Case-Aの場合、閉塞物内部の温度分布は比較的平坦な分布となるが、ポーラス状閉塞物Case-Bの場合、閉塞物内部で分布に凹凸がはっきりと生じた。Case-Bでは閉塞物内部に空隙を有し、閉塞物を形成する金属(SUS304、熱伝導率 $k_s=16.0$ [W/(m·K)], 300[K])よりも熱伝導率の小さい冷却材(水、 $k_f=0.61$ [W/(m·K)], 300[K])を内包している。そのため、空隙率40%($\varepsilon=0.4$)のポーラス媒体での有効熱伝導率を以下に示す式(4.2), (4.3)により見積ると、無垢材であるCase-AよりもCase-Bの方が閉塞物自体の有効熱伝導率は低下する。

$$(Maxwell^{[10]}, Eucken^{[11]}) \\ k_e = k_f \frac{2k_f + k_s + 2\beta(k_s - k_f)}{2k_f + k_s - \beta(k_s - k_f)} = 2.73 [W/(m \cdot K)] \\ \beta = 1 - \varepsilon \quad (4.2)$$

(Zehner and Schlunder^[12])

$$k_e = k_f \sqrt{(1-\varepsilon)} \cdot \left(\frac{k_e^o}{k_f} \right) = 3.26 [W/(m \cdot K)] \quad (4.3)$$

$$\frac{k_e^o}{k_f} = \frac{2}{(1-k_f B/k_s)} \left[\frac{(1-k_f/k_s)B}{(1-k_f B/k_s)^2} \ln \left(\frac{k_s}{k_f B} \right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{(1-k_f B/k_s)} \right]$$

$$B = C \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^{10/9}$$

$$C = 1.25 \quad \text{for spheres}$$

$$= 1.4 \quad \text{crushed particles}$$

(ここでは, C=1.25)

よって、ヒータの発熱が熱伝導のみによって閉塞物外部へ伝達するすれば、Case-Bよりも熱伝導率のよいCase-Aの方が、ヒータ表面温度は低下するはずである。しかし、試験結果は逆であり、表面温度はCase-Aの方がCase-Bよりも高くなつた。Table 9に示すヒータピン表面温度と冷却材入口温度との温度上昇の最大値に注目すると、ヒータ出力40%／100%条件で流量条件0.8～2.0 [m³/h]に対して、Case-Aでは17.0～9.4[°C]／40.9～23.1[°C]、Case-Bでは15.4～9.2[°C]／36.8～22.5[°C]の温度上昇となり、ポーラス状閉塞物Case-Bの場合、Case-Aよりもヒータ表面温度は3～10%低下するという結果を示した。つまり、ポーラス状閉塞物の場合には、伝導による熱輸送バスの他に閉塞物内部に流体が存在し、対流による冷却バスが存在していることを示唆している。

(2) 閉止板による流れの抑制の影響 (Case-B, D, Eの比較)

ポーラス状閉塞物Case-B、健全サブチャンネルとの境界となるヒータピン間ギャップ部の閉塞物側面に閉止板を取り付けたCase-D、側面閉止板に加えて上端面にも閉止板を取り付けたCase-Eで得られた、上端面から5[mm]下方の位置での温度場を比較する。

Fig.4-7.1～Fig.4-7.4およびTable 9に示すように、閉塞物側面に閉止板を取り付けて水平方向の流れを遮断したCase-DおよびCase-Eの方が、閉止板を設置していないポーラス状閉塞物Case-Bに比べて、閉塞物内部（上端面から5mm下方の位置）での温度上昇は大きくなる。流量40%の低流量条件では、Case-DとCase-Eとで同様な閉塞物内温度レベルとなつたが、流量の増加に伴つて閉塞物上端から冷却材の流入出のあるCase-DではCase-Eよりも低下した。すなわち、閉塞物内部の温度は各測定点で (Case-B) < (Case-D) < (Case-E) の順となつた。

閉塞物内部の流動が閉塞物内部の冷却に及ぼす影響を調べるため、Table 9に示す閉塞物上部断面での温度上昇値について、Case-Bでの温度上昇とCase-

D/Case-Eでの温度上昇との比率を考える。閉塞物と接するヒータピン表面ではCase-Bの温度上昇に対してCase-D/Case-Eの温度上昇値は、一連の流量条件の下でほぼ一定で平均1.2倍/1.2倍の温度上昇値となり、閉止板の設置により温度上昇値は増加した。一方、閉塞物内部の重心位置では、Case-Bの温度上昇値に対する比率は、Case-Dの場合には一連の流量条件下で平均2.7倍、上端面閉止板ありCase-Eの場合には、流量条件0.8~2.0 [m³/h]に対してCase-Bの2.2~6.1倍の温度上昇となった。閉塞物側面（健全サブチャンネルとの境界）において、Case-Dの温度上昇は一連の流量条件に対してほぼ一定で、Case-Bの平均4.5倍、Case-Eの場合には、流量0.8~2.0 [m³/h]でCase-Bの4.4~6.6倍の温度上昇を示した。何れの位置においても、Case-D,Eとともに温度上昇はCase-Bよりも大きく、閉塞物内部では高流量条件で上端閉止板ありCase-Eの方が側面閉止板のみCase-Dよりも大きな温度上昇を示した。側面閉止板のあり（Case-D,E）／なし（Case-B）によって温度上昇が大きく異なり、閉止板なしの方が温度上昇は小さく、上端面閉止板のあり（Case-E）／なし（Case-D）とを比較すると温度上昇はCase-Eの方が大きい。つまり、水平方向流れと軸方向流れが閉塞物内部の冷却に寄与しており、水平方向流れが大きく寄与している。軸方向流れによる冷却効果は流量の増加に伴って大きくなる。

（3）閉塞物先端形状の影響 (Case-BおよびCase-Cとの比較)

ポーラス状閉塞物について先端形状平型Case-Bと先端半球型のCase-Cで得られた、上端面から5[mm]下方の位置での温度場を比較する。

Fig.4-7.1~Fig.4-7.4に示すように先端平型Case-Bおよび先端半球型Case-Cとともに閉塞物内部および健全サブチャンネル内部の温度分布の傾向は一致しているが、温度の絶対値についてみると、閉塞物と接する側のヒータ表面温度および閉塞物内各点の温度上昇はCase-Cの方が大きくなつた。

Table 9に示す閉塞物上部の温度上昇について、閉塞物と接するヒータ表面でのCase-Cの温度上昇はCase-Bの温度上昇に対して、一連の流量条件に対しほぼ一定で平均12%増加した。閉塞物内部の重心位置ではCase-Bよりも平均34%増加し、健全サブチャンネルとの境界である閉塞物側面では平均40%の増加となり、先端半球型Case-Cの方が先端平型Case-Bよりも温度上昇は大きくなつた。この理由としては、先端形状を変化させることにより、閉塞物側面での流況が変わり、本節の（2）で明らかとなつた閉塞物内部の冷却に寄与している水平方向流れが抑制されたためであると考えられる。すなわち、先端形状の違いがポーラス状閉塞物内部への冷却材の侵入に影響を与え、閉塞物内部の温度分布に影響を及ぼすことがわかる。

4. 2. 2 閉塞部下部断面での水平方向温度分布

Fig.4-8.1~Fig.4-8.4にそれぞれの試験体流入流量条件ごとに、閉塞物内部および健全サブチャンネル内における冷却材の試験体入口温度25[°C]からの温度上昇値について閉塞物内下部（閉塞物下端から5[mm]上方）における水平方向分布を示す。横軸は各熱電対の位置をヒータピン表面間距離Lで無次元化した（4. 2. 1節、Fig.2-4参照）。Table 10にヒータ表面／閉塞物重心位置／健全サブチャンネルと接する閉塞物側面における試験体入口温度25[°C]からの温度上昇値を示す。

Table 10に示すように健全サブチャンネル内の温度上昇は、流量条件ある

いは閉塞物条件に対する依存性が見られず、入口条件温度25[°C]からの温度上昇は0.5[°C]以下となり、熱電対の精度からみて試験体流入条件25[°C]とほぼ等しい値である。

閉塞物内部の温度分布についてみると、ヒータ出力100% (2400[W]) のとき、閉塞物内部各点の温度上昇が無垢材閉塞物Case-Aでは、流量条件0.8~2.0 [m³/h]に対して13.6~5.1[°C]となったのに対し、閉塞物内部に流体が浸透できるポーラス状閉塞物Case-B, C, D, Eでは、一連の流量条件に対し1.0[°C]以下の温度上昇と小さい。

閉塞物側面での温度上昇は、流量条件0.8~2.0 [m³/h]に対してポーラス状閉塞物Case-Bでは1.1~0.8[°C] (ヒータ出力100%)、先端半球型Case-Cでは0.9~0.5[°C] (ヒータ出力100%)、閉止板を取り付けたCase-D/Case-Eの場合には2.3~1.4[°C]/2.4~1.3[°C] (ヒータ出力100%)となり、側面閉止板の効果によって閉塞物側面での温度上昇はCase-Bの2倍程度に増加している。ただし、閉塞物上端面の閉止板ありCase-Eの場合と閉止板なしCase-Dの場合では、温度上昇に差異は見られなかった。

よって、ポーラス状閉塞物下部では、閉塞物の先端形状の影響、および閉塞物上端面を閉止した影響は閉塞物下部には伝搬せず、下端面からの冷却材流入による対流熱輸送効果が大きいことが分かる。

4. 2. 3 閉塞部ヒータピン表面での軸方向温度分布

Fig.4-9.1~Fig.4-9.4に閉塞物と接するヒータピン表面における、試験体入口温度25[°C]からの温度上昇の軸方向分布を示す。縦軸は各熱電対の閉塞物下端からの高さを示しており、閉塞物長さ ($H=0.06$ [m]) で無次元化されている。よって、 $z/H=0.5$ は閉塞物中心を示し、 $z/H=0.0$, $z/H=1.0$ はそれぞれ閉塞物下端および上端を示す。Table 11に各閉塞物条件についての、閉塞物中央部 ($z/H=0.5$, $z=0.03$ [m])、閉塞物中央部上流側 ($z/H=1/3$, $z=0.02$ [m])、閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$, $z=0.04$ [m])における温度上昇を示す。

(1) 閉塞物内部を流れる冷却材の影響 (Case-AとCase-Bとの比較)

閉塞物内部に流体が存在しない無垢材閉塞物Case-Aと流体が内部で流動できるポーラス状閉塞物Case-Bで得られたヒータピン表面温度を比較する。

無垢材閉塞物Case-Aの場合、閉塞物下部から閉塞物中央部まで単調に温度が上昇した後、閉塞物上部では温度が低下し、最高温度をとる位置は流量条件0.8[m³/h] (60%) 以上で閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) となる。一方、ポーラス状閉塞物Case-Bでは、閉塞物下部から中央部まで温度が上昇するが、中央部下流側 ($z/H=2/3$) で温度が低下しており、最高温度をとる位置は中央部となる。

試験体流入温度25[°C]から最高温度までの温度差 (Table 11参照) は、ヒータ出力40%/100%条件で流量条件0.8~2.0 [m³/h]に対し、Case-Aでは18.6~10.4[°C]/45.4~25.0[°C]の温度上昇、Case-Bでは15.7~9.0[°C]/36.9~22.8[°C]の温度上昇となり、ポーラス状閉塞物Case-Bの場合Case-Aの温度上昇と比較して平均14%の低下を示した。無垢材閉塞物Case-Aの場合、閉塞物内部は熱伝導による熱輸送のみであるから、閉塞物上部 ($z/H=11/12$) で中央部下流側 ($z/H=2/3$) よりも温度が低下しているのは熱伝導による冷却となる。一方、ポーラス状閉塞物Case-Bの場合、閉塞物内部で伝導による熱輸送パスの他に対流による冷却パスが存在し、閉塞物側面からの水平方向流れあるいは

は軸方向流れによる冷却材の流入のため温度が低下していると考えられる。軸方向流れによる冷却を想定すると、冷却材が発熱部に沿って流れる（上昇する）につれて冷却材温度は上昇する。つまり、下端からの主流方向と平行な軸方向流れによって閉塞物上部で冷却材温度が低下するとは考えられない。よって、閉塞物上部のヒータ表面の冷却には、閉塞物側面からの水平方向流れによる対流熱輸送効果が影響していると判断できる。

(2) 閉止板による流れの抑制の影響

(Case-B, D, Eとの比較)

ポーラス状閉塞物 Case-B, ヒータ間ギャップ部の閉塞物側面に閉止板を取り付けた Case-D, 側面閉止板に加えて上端面にも閉止板を取り付けた Case-E で得られたヒータピン表面温度を比較する。

側面閉止板を取り付けた Case-D の場合、Case-B で見られるような閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) での有意な温度低下は見られず、閉塞物下部から閉塞物中央部下流側 ($z/H=0.0 \sim 2/3$) まで温度が上昇しその後上端付近で温度が低下する。また、最高温度をとる位置は無垢材閉塞物の場合と同じく、閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) となる。試験体流入条件 25[°C] からの温度上昇について Table 11 に示す。

閉塞物中央部上流側 ($z/H=1/3$)において、閉止板を設置した Case-D, E の温度上昇は閉止板を設置しない Case-B の温度上昇と同程度となった。閉塞物中央部 ($z/H=1/2$) では一連の流量条件に対してほぼ一定で、Case-B の温度上昇に対し Case-D / Case-E の温度上昇は平均 1.0倍 / 1.1倍となり、Case-B と Case-D との間で温度上昇に大きな差は見られないが、Case-E では僅かに Case-B よりも増加した。しかし、閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) では閉止板の効果が見られ、閉止板を設置した Case-D, E の温度上昇は、流量条件 0.8 ~ 2.0 [m³/h] に対して、Case-B の 1.3 ~ 1.6倍 となった。

上端閉止板のあり (Case-E) / なし (Case-D) で比較すると、閉塞物中央部上流側 ($z/H=1/3$) で Case-E の温度上昇は Case-D の温度上昇に対して平均 2% の増加、閉塞物中央部 ($z/H=1/2$) においては平均 10% の増加、閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) であっても温度上昇は平均 2% の増加となり、上端閉止板による有意な影響はなかった。このことから、ヒータピン表面の冷却には水平方向流れの寄与が大きく、軸方向流れの影響は小さいことが分かる。

Fig.4-9 から分かるように、閉塞物下部 ($z/H=1/12$) から閉塞物中央部 ($z/H=1/2$) までの温度勾配は、無垢材閉塞物 Case-A よりもポーラス状閉塞物 Case-B,D,E の方が小さい。つまり、ポーラス状閉塞物の場合、閉塞物下部では下端から低温の冷却材が流入するため、温度勾配が小さくなると考えられる。

(3) 閉塞物先端形状の影響

(Case-B と Case-C との比較)

ポーラス状閉塞物について先端形状平型 Case-B と先端半球型の Case-C とを比較する。

先端半球型 Case-C では、先端平型の Case-B よりも各点の温度は高めで推移し、低流量条件時の温度分布は側面閉止板を取り付けた Case-D あるいは Case-E に類似している。すなわち、閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) まで温度が上昇しその後閉塞物上部 ($z/H=11/12$) で温度は低下している。しかし、流量を増加させていくと、Case-B と同様に閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) で温度が低下し、閉塞物上部で再び上昇する傾向となる。

Table 11に示す温度上昇について、先端半球型Case-Cの温度上昇は、閉塞物中央部下流側 ($z/H=2/3$) では、流量条件 $0.8\sim 2.0$ [m^3/h]において、Case-Bの温度上昇に対し $24\sim 42\%$ の増加、閉塞物中央部 ($z/H=1/2$) では平均 26% の増加、閉塞物中央部上流側 ($z/H=1/3$) ではCase-Bの場合と同程度の温度上昇となった。このことから、先端形状の違いが閉塞物上部の温度分布に影響を及ぼすことがわかる。また、閉止板を取り付けたCase-DとCase-Eとの比較からヒータ表面の冷却には水平方向流れが大きな効果を示すことが分かっており、先端形状を半球型とすると閉塞物側面に生じる循環渦が小さく、健全サブチャンネル内での水平方向の流れが抑制され、閉塞物上部において閉塞物内に冷却材が流入しにくくなつて除熱効率が低下したと考えられる。

4. 3 閉塞物を含む流れ場の圧力損失

閉塞物なし条件での試験結果および式(4.6)によって求められる圧力損失係数を Fig.4-10 に示す。Cheng and Todreas ら^[11]は、ピンバンドル体系における、層流域から遷移域への臨界レイノルズ数 Re_{bL} と、遷移域から乱流域への臨界レイノルズ数 Re_{bT} を求める次の式を提案している。

$$\log\left(\frac{Re_{bL}}{300}\right) = 1.7\left(\frac{P}{D} - 1.0\right) \quad (4.4)$$

$$\log\left(\frac{Re_{bT}}{10000}\right) = 0.7\left(\frac{P}{D} - 1.0\right) \quad (4.5)$$

4 サブチャンネル形状 ($P/D=1.134$) の本試験体系についてこの式を適用すると、 $Re_{bL}=508$, $Re_{bT}=12331$ となり、本試験条件はいずれも遷移域に入る。また、Cheng and Todreas らによって、ワイヤの巻かれていないペアバンドル内の中心サブチャンネルにおける圧力損失係数 ζ が以下の式によって求められている。

$$\Delta P = \zeta \frac{L}{De_4} \left(\frac{1}{2} \rho V^2 \right)$$

$$\zeta = \frac{C_f^\phi}{(Re^\phi)^m}$$

$$C_f^\phi = a + b_1(P/D - 1) + b_2(P/D - 1)^2 \quad (4.6)$$

ここで、 m は層流の場合 1, 亂流の場合 0.18 をとる。また a, b_1, b_2 は定数であり、燃料ピンピッチ P とピン径 D の比 P/D および層流／乱流によって値が異なり、本試験での $P/D=1.134$ の場合、層流条件では $a=62.97$, $b_1=216.9$, $b_2=-190.2$, 乱流条件では $a=0.1458$, $b_1=0.03632$, $b_2=-0.03333$ である。また、 ρ は流体の密度、 V は 4 サブチャンネル断面平均流速、 L は差圧計測用のタップ間距離 (0.48 [m])、 De_4 は 4 サブチャンネルの等価水力直径である。これによると、 $Re=1726$ (流量条件 0.4 [m³/h]) および $Re=3452$ (0.8[m³/h]) は層流から乱流への遷移域にあたり、 $Re=1726$ (流量条件 0.4 [m³/h]) では層流域から遷移域の境界域といえる。閉塞物なし条件での圧力損失係数は Cheng and Todreas らの相関式よりも大きな値となっている。試験体内部には、熱電対の取り出し部や固定用部品等が存在している上に、模擬ヒータは 2 節で示したように 3 分割されたヒータブロックから構成されており各ブロック間には多少の凹凸が存在する。このため、試験体内面は摩擦要素があり滑らかではないのが原因と考えられる。そこで、次式で与えられる粗管の摩擦抵抗公式を用いて、実験結果を評価する^[13]。

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2 \log_{10} \left(\frac{ks}{D} \right) + 1.14 \quad (4.7)$$

ここで、 ks [m]は粗度、 D [m]は管径を示す。Fig.4-10 に示すように、 $ks=0.9$ [mm] とすると実験結果とよく一致する。本実験装置の場合、粗度は 0.9[mm], 等価相対粗さ $ks/D=0.057$ と評価できる。ムーディー線図を見ると、この条件

$ks/D=0.057$ のとき、 $Re=4000$ で乱流に遷移していると考えられる^[14]。このことは Fig.4-10において実験結果が $Re=3452$ ($0.8[m^3/h]$) より高い Re 数で、圧力損失係数 ζ が層流時の圧力損失 ($64/Re$) よりも大きく、一定値をとなつていていることから乱流領域と見なすことができ、ムーディー線図からの推察どおり、内径 $15.8[mm]$ の引き抜き鋼管では等価相対粗さ 0.0001 であるから、試験体は流体力学的に粗い領域にある。

Fig.4-11 に各閉塞物条件、無垢材閉塞物 Case-A、ポーラス状閉塞物 Case-B および Case-C、閉止板を設置した Case-D および Case-E について圧力損失 ΔP を比較する。閉塞物を設置した場合の圧力損失は、閉塞物なしの場合よりも大きな圧力損失となる。また、先端形状が平面である Case-A,B,D,E で圧力損失を比較しても大きな差異は見られない、また、先端半球型 Case-C と先端平型の他の閉塞物条件とを比べてもはつきりとした差異は見られない。よって閉塞物内部を通過する冷却材による圧力損失への影響、先端形状の影響は無視出来ると判断できる。Fig.4-10 から圧力損失係数がほぼ一定となる $Re=5179 \sim 8631$ (流量範囲 $1.2 \sim 2.0 [m^3/h]$) で、圧力損失のシフト量を調べると閉塞物なし条件での圧力損失より約 50% 増加する。Fig.4-3 に示す単純な断面積変化を考え、急縮小および急拡大による形状損失^[14]を閉塞物なし Case-F での圧力損失に加味した場合でも、10% 程增加するだけで閉塞物を設置した場合の結果よりも小さい。4. 1. 4 節に示した様に閉塞物下端およびその上流側では閉塞サブチャンネルから健全サブチャンネルへの閉塞物を避けるような水平方向流れが存在している。このように、閉塞部では流路断面積が減少するだけでなく、水平方向流れと軸方向流れの混合領域が存在しているため、単純な断面積変化だけでは考慮できないと考えられる。

5. 考 察

5. 1 閉塞物側面での流況

一般に閉塞物のような鈍頭物体に衝突する流れは、物体近傍で流線が急激に変化するために物体表面から流れが剥離して逆流を伴う渦が生じる。実際に、4. 1. 2 節に示したように Fig.4-4において、閉塞物側面近傍では軸方向流速が主流流速よりも減少し、Fig.4-5 および Fig.4-6 に示したように閉塞物下端およびその上流側では閉塞サブチャンネルから健全サブチャンネルへの閉塞物を避けるような水平方向流れが存在している。これらのことから、閉塞物側面でののはく離渦による循環流領域の存在が確認できる。

また、Fig.4-5 および Fig.4-6 において、閉塞部下部 ($z=0.0 \sim 20.0 [\text{mm}]$) では、計測点 ($r=0.015$) 付近を境に閉塞物側は負の流速、健全サブチャンネル側は正の流速となっている。つまり、健全サブチャンネル主流部では閉塞物へ向かう流れ、閉塞物側面近傍 ($r=0.015 \sim 0.024 [\text{m}]$) では閉塞物から健全サブチャンネルへの流れが観測され、ポーラス状閉塞物 Case-B の場合、閉塞物から冷却材が流出している。一方、側面閉止板を設置した Case-D の場合、閉塞物下部で水平方向流速の絶対値は Case-B よりも小さい。閉塞物内部の流動は閉塞物周囲の圧力バランスによって決定される。つまり、閉塞物下端では圧力が高く、閉塞物側面では循環渦が生じるために圧力が低い状態にある。この圧力差が駆動力となり閉塞部下部での水平方向流れが生じると考えられる。

このように、ポーラス状閉塞物 Case-B では、内部から側面を通って健全サブチャンネルへ流出する水平方向流れがあるため循環渦が緩和されるが、側面閉止板を設置した Case-D の場合、閉塞物側面で閉塞物内部から循環流領域への流出がないために循環渦が緩和されず、循環渦領域の影響が健全サブチャンネルの主流部近くまで達する。その結果、4. 1. 2 節に示したように、閉塞物側の計測点 ($r=0.015$) で、側面閉止板を設置した Case-D の方が Case-B に比べて軸方向流速が小さく、軸方向流速の回復が遅くなると考えられる。

5. 2 閉塞部上部での温度分布特性

閉塞物内および健全サブチャンネル内の温度分布を、ヒータ出力および試験体流入流量に依らずに整理することを試みる。入口温度から各測定点までの温度上昇を入熱と流量で決まる温度上昇 ΔT_f を用いて無次元化する。縦軸の無次元温度は、各測定点の試験体入口流入条件 25[°C] からの温度上昇値を、放熱を無視して求めた試験体出入口温度差 ΔT_f で無次元化する。

$$\begin{aligned} P &= \rho \cdot (A \cdot V) \cdot cp \cdot \Delta T_f = \rho \cdot Q \cdot cp \cdot \Delta T_f \\ \Delta T_f &= \frac{P}{\rho \cdot Q \cdot cp} \end{aligned} \quad (5.1)$$

ここで、 $P[\text{W}]$ は試験時のヒータ発熱量、 $A[\text{m}^2]$ は流路断面積、 $Q[\text{m}^3/\text{s}]$ は試験時の試験体流入流量であり、 $\rho [\text{kg}/\text{m}^3]$ 、 $cp [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ は冷却材の密度および定圧比熱である。密度 ρ は、試験時の入口温度、 cp は試験時の入口温度と出口温度の平均温度で求めた。Table 12 に ΔT_f と試験結果の出入口温度差 ΔT_e を示す。Table 12 に示すように、 ΔT_f と ΔT_e はほぼ一致しており、試験体から

の放熱は小さく実質上無視できる。

Fig.5-1.1～Fig.5-1.2 に無次元化した温度上昇 $\Delta T / \Delta T_f$ を示す。 ΔT_f によって無次元化を行った結果、同一流量条件時には異なるヒータ出力（960[W]および2400[W]）であっても温度分布は一致した。つまり、同一流量条件では、閉塞物内および健全サブチャンネル内の温度分布はヒータ出力に対して比例することが分かる。このことは、無垢材閉塞物 Case-A およびポーラス状閉塞物 Case-B での温度分布測定結果から明らかにされており、閉止板を取り付けた試験ケース Case-D および Case-E、先端半球型としたポーラス状閉塞物 Case-C についても、同一流量条件では、閉塞物内および健全サブチャンネル内の温度分布はヒータ出力に対して比例し、浮力の影響はないことを示している。このことから、流量条件が決まれば、この試験結果から任意のヒータ出力に対する閉塞物内部の温度分布が推定できることになる。

Fig.5-2に閉塞物上部断面での重心位置における無次元温度上昇値の流量依存性を示す。内部に軸方向流れが生じる Case-B, C, D と、軸方向流れが生じない Case-A, E では傾向が異なった。

Case-B, C, D の場合には流量増加に伴って無次元温度上昇値は減少していることから、閉塞物内部での対流熱輸送が増加し閉塞物内部が効率よく冷却されることが示される。側面閉止板を付けた Case-D では、閉塞物内部で水平方向の流れが発生せず、下端面から上端面への軸方向流れが生じていると考えられる。このとき無次元温度上昇値は、Case-B, C よりも 2 倍程度大きくなつた。このように閉止板のあり／なしによって閉塞物内部の温度は影響を受け、水平方向の流れが閉塞物内部の冷却に寄与していることが分かる。低流量条件では、Case-D と Case-E の間に差異はないが、流量の増加に伴って閉塞物内部で Case-D と Case-E の差が拡大している。このことから、流量の増加に伴い軸方向流れの影響が大きくなっていることが分かる。ポーラス状閉塞物で先端形状を変化させた先端平型 Case-B と先端半球型 Case-C とを比較すると、Case-C の方が閉塞物内部での温度上昇は大きく、先端形状の違いが閉塞物内部の温度分布に影響を及ぼすことが分かる。鈍頭物体の後方側面には渦が発生するが、先端形状が半球型の場合には平型に比べて流線の変化が緩やかとなるため、この側面渦が発生しにくく水平方向流れが弱いためと考えられる。ただし、閉塞物上端はともに平型であり、かつ Case-B, C とともに上端面での流入出があるため、閉塞物内部では流量の増加に伴い、閉塞物重心位置で無次元温度上昇値が減少するという傾向は一致したものと考えられる。また、Case-D の場合にも、冷却材が上端面から流入出すため閉塞物内部での対流熱輸送による効果が大きく、流量条件（Re数）の増加に伴って無次元温度上昇値が減少するものと考えられる。

Case-A, E の場合、低流量時と高流量時で傾向が異なつた。低流量条件 ($Re=3450 \sim 5180$) では、無垢材閉塞物 Case-A と閉止板を設置した Case-E の無次元温度上昇値は、流量の増加に伴つて増加する。高流量条件 ($Re > 5180$) では、無垢材閉塞物 Case-A の場合、無次元温度上昇値がほぼ一定と見なせるが、 $Re > 6800$ でわずかに減少の傾向を示す。一方、Case-E の場合には流量の増加に伴つて無次元温度上昇値は大きく減少する。Case-A の場合、閉塞物内部の熱は伝導のみによって閉塞物表面に伝わり、熱伝達によって外部の冷却材に伝わるため、流量の増加に伴つて閉塞物上端面での熱伝達係数が大きくなり、閉塞物表面からの除熱が促進されて閉塞物内部の温度上昇が減少すると考えられる。Case-E の場合には、閉塞物内部に水を内包しているため有効熱伝導率は無垢材の約 1/5 と小さく、Case-A よりも大きな温度上昇となる。ま

た，Case-Eの場合，Case-Aと同様な伝導による熱輸送効果と，さらに閉塞物下端から冷却材が流入し，ポーラス内を攪拌することによる対流による熱輸送効果がある。つまり，流量条件の増加に伴い閉塞物内部での対流による熱輸送効果が増加し，流量の増加に伴う無次元温度上昇値の減少率がCase-Aよりも大きくなつたと考えられる。

5. 3 閉塞部上部での水平方向熱伝達

試験結果から閉塞物内の冷却には，閉塞物内軸方向流れよりも水平方向流れが大きな影響を及ぼすことが分かった。そこで，閉塞物と接しているヒータピン表面から健全サブチャンネルへの水平面内の熱輸送効果を考える。まず，ヒータピン表面温度 T_w と健全サブチャンネル内平均冷却材温度 T_s との温度差から，式(5.6)により水平方向熱伝達率 h_{ws} が求められる。この h_{ws} と式(4.2)より求められる有効熱伝導率 k_e [W/(m·K)]を用いて，ヌッセルト数 Nu_{ws} を求め，レイノルズ数 Re の関数としてFig.5-3に示す。有効熱伝導率の評価温度は，ヒータピン表面温度 T_w と閉塞物側面（ギャップ部）での冷却材温度 T_c の平均温度(T_w+T_c)/2を用いた。ポロシティ $\epsilon=0\%$ の無垢材閉塞物の場合には，有効熱伝導率は構成材料であるSUS304の熱伝導率 k_s [W/(m·K)]となり，無次元数はヌッセルト数 Nu ではなくビオ数 Bi となるが，各閉塞物との比較のため同一のグラフ上に示す。付録4に有効熱伝導率の温度依存と各閉塞物条件での有効熱伝導率を示す。グラフ上の線は各閉塞物条件での，回帰分析における近似曲線であり結果の傾向を示すために表示したが，統計的に試験点数が少なく十分でないため近似式の係数は暫定値である。

$$\begin{aligned} h_{ws} &= \frac{P}{S \cdot \Delta T_{ws}} = \frac{q'}{(T_w - T_s)} \quad , \quad q' = \frac{P}{S} \\ Nu_{ws} &= \frac{h_{ws} l}{k_e} \\ Bi_{ws} &= \frac{h_{ws} l}{k_s} \end{aligned} \quad (5.6)$$

ここで， q' はヒータ表面熱流束であり，ヒータ出力 2400[W]のとき 50.0[kW/m²]，960[W]のとき 20.0[kW/m²]となる。また， $l (=1/2 \cdot L=0.02025 [m])$ は 4. 2. 1 項に示されるヒータピン表面間の対面距離の半分（閉塞物の厚さ）とした。

Fig.5-4に示す Nu_{ws} 数は Re 数の 0.55~0.6 乗に比例しており，単一粒子や管群あるいは円柱などが直交流中に置かれた場合の熱伝達と同様となった。ポーラス状閉塞物のみでなく無垢材閉塞物の場合も同じ Re 数依存性を示すことから，燃料集合体中に閉塞物が存在する場合における， Nu_{ws} 数の Re 数依存性に関しては，はく離を伴う物体まわりの熱伝達と同様であり，閉塞物表面での熱伝達が支配的と考えられる。

また，ポーラス状閉塞物 Case-B, C および閉止板を設置した Case-D, E とを比較すると，最も Nu_{ws} 数が大きいのは Case-B の場合であり，次いで先端半球型 Case-C，側面のみに閉止板を設置した Case-D，そして側面および上端面に閉止板を設置した Case-E の順に Nu_{ws} 数は小さくなる。つまり，閉止板を設置して閉塞物内部の流動を制限することによって，対流による熱輸送効果が小さくなることが分かる。よって，閉止板を設置しないポーラス状閉塞物 Case-B の場合，ヒータピン表面温度の冷却には閉塞物へ流入／流出す

る対流による冷却効果が大きいことが分かる。一方、Case-D のように側面閉止板を設置し水平方向流れを制限することによって Nu_{ws} 数は約 20% 低下する。また、上端面に閉止板を設置していない Case-D と設定した Case-E では、Case-D に対して Case-E の Nu_{ws} 数は約 2% しか低下しない。このことから、ポーラス状閉塞物内部の温度分布を決定する要因として、閉塞物内部の熱伝導よりも、閉塞物側面および上端面からポーラス状閉塞物内への水平方向および軸方向流れによる熱伝達が重要な役割を果たしていることが示される。

内部が同様のポーラスであっても、先端平型の Case-B と先端半球型の Case-C では、 Nu_{ws} 数は Case-B の方が Case-C よりも約 13% 大きく、先端形状の違いがヒータピン表面の冷却に影響を及ぼすことが分かる。ただし、側面閉止板によって水平方向流れを制御した Case-D と Case-C とを比較した場合、Case-C と Case-D との Nu_{ws} 数の差は約 7% となる。Case-B と Case-D との Nu_{ws} 数の差は約 20% であるから、ヒータピン表面の冷却には、先端形状の影響よりも、水平方向流れによる影響の方が大きいことが分かる。

無垢材閉塞物 Case-A および閉塞物上端面並びに側面に閉止板を設置した Case-E の比較を行う。Case-E の有効熱伝導率 k_e は無垢材閉塞物 Case-A の約 1/5 倍に満たないが、熱伝達率 h は 10~20% 程度の減少に止まっている（付録 4、表 A4-2 および表 A4-3 参照）。また、 Nu_{ws} 数は逆に Case-E が 5 倍程度大きい。よって、熱輸送が純粹な熱伝導によっている Case-A に対し、Case-E ではポーラス状閉塞物内部での循環流による対流熱輸送が存在していることが分かる。

6. まとめ

閉塞物内部の冷却材の流れが温度分布に与える影響を調べることを目的とし、燃料集合体内の4サブチャンネルを模擬した5倍拡大モデルの中心サブチャンネルに閉塞物を設置した水流動試験を実施した。試験においては、閉塞物内部における対流による熱輸送の効果と、閉塞物自体の熱伝導による熱輸送の効果を把握するため、無垢材閉塞物およびポーラス状閉塞物、さらに、閉止板をポーラス状閉塞物に設置し閉塞物内部の流動を制限して、閉塞物内部および健全サブチャンネル内の温度分布測定を実施し、各閉塞物条件について比較した。また、閉塞物周囲の流況を把握するため健全サブチャンネル内の軸方向および水平方向流速について測定を実施した。その結果、以下の知見を得た。

(試験部上下差圧)

1. 閉塞物が存在する集合体内（試験部）での圧力損失は、閉塞物内部を通過する冷却材の影響は小さく、閉塞物が存在することによる形状損失と水平方向流れと軸方向流れの混合による圧力損失が支配的である

(流速分布測定試験)

2. 閉塞物近傍の計測点での軸方向流速は主流流速の30%以下と小さく、水平方向流速の絶対値も減少する。さらに、閉塞物下端およびその上流側では閉塞サブチャンネルから健全サブチャンネルへの閉塞物を避ける水平方向流れが存在する。また、閉塞物下部の側面には剥離渦による循環流領域の存在が確認された。
3. ポーラス状閉塞物の場合には閉塞物側面で水平方向の流れが存在し、閉塞物下部では閉塞物からの流出、閉塞物上部では閉塞物へ流入していることが分かった。

(温度分布測定試験)

4. 閉塞物内部では、ヒータピン配列の2次元性のためヒータピン表面から健全サブチャンネルへ単調に温度が低下するのではなく、ヒータピン表面で温度が最も高く、軸方向の熱輸送効果によって閉塞物の重心位置で温度が極小となり、ヒータ間ギャップ部に接近するにつれて温度が上昇し極値をとり、閉塞物と流体との境界で水平方向の熱輸送効果によって温度が低下するという傾向を示す。
5. ポーラス状閉塞物の場合、閉塞物上部では低流量条件時には軸方向流れの閉塞物内部の冷却への寄与は顕著ではなく、水平方向流れによる冷却への寄与が顕著であり、流量の増加に伴って、水平方向流れによる冷却効果に併せて軸方向流れの効果が大きくなる。閉塞物中心部の冷却には水平方向の流れと軸方向の流れによる対流熱輸送効果があり、ヒータ表面の冷却には水平方向流れによる対流熱輸送効果がある。閉塞物下部では下端からの冷却材の流入による冷却効果が支配的であることが分かった。
6. 各測定点における試験体入口温度からの温度上昇を試験体入口/出口温度差で無次元化し整理すると、本試験での流量条件下（試験体断面平均流速と水力等価直徑で定義される Re が 3400～8500）において、一定流量条件下で温度分布は出力に依存しないことが分かった。
7. 先端形状の違いが閉塞物側面の流況に影響を及ぼし、先端形状が半球型の場合には、水平方向の流れを抑制して閉塞物内に冷却材が流入しにくく

なる結果、閉塞物内部の温度分布に影響を与えることが推測できる。

また、閉塞物上部断面における水平方向の熱伝達を考えた。すなわち、閉塞物と接するヒータ表面温度と健全サブチャンネル内冷却材温度とを用いて Nu 数を求め、 Re 数の関数として評価した。その結果、以下のことが明らかとなった。

1. ポーラス状閉塞物のみでなく無垢材閉塞物の場合においても、管群の熱伝達、粒子層内の熱伝達等と同様に Re 数の 0.5-0.6 乗に比例した。このことから、燃料集合体中に閉塞物が存在する場合における、 Nu_{ws} 数の Re 数依存性に関しては、はく離を伴う物体まわりの熱伝達と同様であり、閉塞物表面での熱伝達が支配的と考えられる。
2. 閉止板を設置した場合と設置していない場合とを比較した結果、閉止板を設置して閉塞物内部への流入および流出を制限することによって、対流による熱輸送効果が小さくなることが分かった。このことから、ポーラス状閉塞物内部の温度分布を決定する要因として、閉塞物内部の熱伝導よりも、閉塞物側面および上端面からポーラス状閉塞物内への水平方向および軸方向流れによる熱伝達が重要な役割を果たしていることが分かった。

7. 今後の予定

今後は、本試験結果について多次元熱流動解析コード CASCADE による詳細解析を行い、測定不可能な閉塞物内部の多次元温度分布および閉塞物内外の流速分布を調べる。また、本報告では触れなかった温度揺らぎについて考察するとともに、閉塞物周辺の流況可視化試験を実施しており閉塞物内部および周辺の流況について調べる。これら、本試験結果と解析結果および可視化試験結果を併せて閉塞物内外における熱流動構造の解明を行う予定である。

謝 辞

本報告書で報告した試験の遂行に際し、常陽産業（株）伊藤 真美氏、小沼 英良氏、佐伯 不二生氏には、燃料集合体試験ループの運転および試験データの処理に協力して頂いた。また、原子炉工学室 大木 義久氏には、工程管理ならびに試験全般に渡りご助言を頂いた。ここに深く感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 板東 文夫, 他, 「異物流入閉塞模擬試験による燃料局所閉塞の研究」, 日本原子力学会「1990 秋の大会」予稿集, F45, (1990) .
- [2] K. Koyama, et al, "Study on Local Blockage in FBR Fuel Subassembly", Proc. of Int. Conf. on Fast Reactors and Related Fuel Cycles, Vol. III, P3.5-1 ~ P3.5-10, (1991) .
- [3] K. Haga, K. Yamaguchi and F. Namekawa, "Review and Future Needs of Experimental Studies on Local Faults", Proc. of Int. Conf. on Science and Technology of Fast Reactor Safety, Guernsey, No.90, Vol.1, p.513-518, (1986) .
- [4] 小林 順, 磯崎 正, 上出 英樹, 大島 宏之, 「FBR 燃料集合体内ボーラス状局所閉塞水流動試験 (I) -閉塞物内部通過流量と冷却効果-」, 日本原子力学会「1996 年秋の大会」予稿集, C12, (1996) .
- [5] 田中 正暁, 小林 順, 西村 元彦, 磯崎 正, 上出 英樹, 「高速炉燃料集合体ボーラス状局所閉塞事象の研究 -多次元熱流動解析手法の検討-」, 日本原子力学会「1997 年秋の大会」予稿集, G84, (1997) .
- [6] 大島 宏之, 「サブチャンネル解析コード ASFRE-III の整備・改良」, PNC TN9410 96-128, (1996) .
- [7] 日本規格協会, 「日本工業規格 電磁流量計による流量測定」, JIS Z8764.
- [8] Y.Takeda, "Velocity profile measurement by ultrasound Doppler shift method", Int. J. Heat and Fluid Flow, No.8, p.313-p.318, (1986) .
- [9] K.Itoh, et al, "Basic Study on Local Blockage in FBR Subassembly", NURETH-5, p.1529-p.1536, (1992) .
- [10] J. C. Maxwell, "A Treatise on Electricity and Magnetism", Chap.IX, Vol.1, & Chap.IV, Vol.2, 3rd ed., Oxford Univ. Press, (1891) .
- [11] M. Jakob, "Heat Transfer, Volume I", p.83-p.88, (1949) .
- [12] A. G. Dixon, et al, "Theoretical Prediction of Effective Heat Transfer Parameters in Packed Beds", AIChE Journal, Vol.25, No.4, p.663-p.676, (1979) .
- [13] S. K. Cheng, et al, "Hydrodynamic Models and Correlations for Bare and Wire-wrapped Hexagonal Rod Bundles – Bundle Friction Factors, Subchannel Friction Factors and Mixing Parameter", Nuclear. Engineering and Design, 92, p.227-p.251, (1986) .
- [14] 日野 幹雄, 「流体力学」, 第 15 章, 朝倉書店, (1992)
- [15] 日本機械学会, 「技術資料 管路・ダクトの流体抵抗」, 第 4 章, (1979)

Table 1 Correspondence of Thermocouple Positions.

Location of Thermocouples	Heater Surface	Coolant Temperature in the Blockage						Coolant Temperature in Unplugged Sub-Channel	Heater Surface
Traverse Position [mm]	-7.1	-3.3	0.0	4.6	9.3	13.4	20.9	27.8	34.9
Upper Cross-section	TrU1	T8	T22	T21	T18	T19	T20	T15	T14
	TrU2	T4	T17	T21	—	—	T23	T24	T25
	TrU3	T3	—	T21	—	—	T16	—	T13
Lower Cross-section	TrL1	B8	—	B18	B16	—	B17	—	B14
	TrL2	B4	—	B18	—	—	B19	—	B20
	TrL3	B3	—	B18	—	—	B15	—	B13
									B1

Table 2 Flow Effect of Blockage Condition

Case No.	Status of the blockage				Flow effect
	Porosity	Side plate	Top plate	Bottom shape	
Case-A	0%	—	—	Flat	No fluid in the blockage
Case-B	40%	—	—	Flat	Coolant flows through the blockage
Case-C	40%	—	—	Round	Form effect of the bottom
Case-D	40%	○	—	Flat	Horizontal flow effect
Case-E	40%	○	○	Flat	Stagnant flow condition In The Blockage
Case-F	—	—	—	—	No blockage

Table 3 Experimental Condition in Measurement of Flow Velocity.

Run No.	Flow-rate Q[m ³ /h]	Heater output P[W]	Re[-]
F04P08	0.4	1440(80%)	1726
F08P10	0.8	1800(100%)	3452

Table 4 Parameters of UVP in Velocity Profile measurement.

Maximum depth [mm]	Maximum velocity [mm/s]	Velocity resolution [mm/s]
91	752	5.6
189	361	2.8
378	181	1.4
758	90	0.7

$$(\text{Maximum depth}) = c / (2 \cdot F_{\text{prf}})$$

$$(\text{Maximum velocity}) = c \cdot F_{\text{prf}} / (4 \cdot f)$$

$$(\text{Velocity resolution}) = (\text{Maximum velocity}) / 128$$

F_{prf} : Pulse repetition frequency

f : Basic ultra sonic frequency (=4[MHz])

c : Sound velocity in fluid(1480[m/s], 20[°C], in water)

Table 5 Experimental Condition in Measurement of Temperature Distribution.

Run No.	Flow-rate Q[m ³ /h]	Heater Power P[W]	Re[-]
F08P04	0.8	960(40%)	3452
F08P10		2400(100%)	
F12P04	1.2	960(40%)	5179
F12P10		2400(100%)	
F16P04	1.6	960(40%)	6905
F16P10		2400(100%)	
F20P04	2.0	960(40%)	8631
F20P10		2400(100%)	

Table 6 Comparison of Buoyancy Effect and Flow Disturbance
for Axial Velocity1) Flow-rate 20%(0.4[m³/h])

Height z [m]	Location X [m]	Axial Velocity Difference δv [m/s]	Isothermal Heat 0%		Thermal Heat 100%(1800[W])	
			Averaged Axial Velocity [m/s]	Standard Deviation [m/s]	Averaged Axial Velocity [m/s]	Standard Deviation [m/s]
0.01	0.005	0.005	0.192	0.014	0.187	0.013
	0.01	0.006	0.189	0.014	0.183	0.013
	0.015	0.001	0.050	0.051	0.049	0.052
0.03	0.005	0.012	0.200	0.014	0.188	0.013
	0.01	0.006	0.176	0.021	0.170	0.019
	0.015	0.016	0.046	0.032	0.062	0.031
0.05	0.005	0.010	0.192	0.014	0.182	0.014
	0.01	0.002	0.172	0.022	0.170	0.019
	0.015	0.005	0.107	0.033	0.101	0.037

2) Flow-rate 40%(0.8[m³/h])

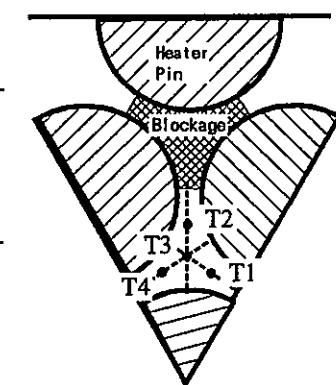
Height z [m]	Location X [m]	Axial Velocity Difference δv [m/s]	Isothermal Heat 0%		Thermal Heat 100%(1800[W])	
			Averaged Axial Velocity [m/s]	Standard Deviation [m/s]	Averaged Axial Velocity [m/s]	Standard Deviation [m/s]
0.01	0.005	0.004	0.350	0.017	0.346	0.016
	0.01	0.002	0.357	0.019	0.355	0.021
	0.015	0.052	0.084	0.092	0.032	0.089
0.03	0.005	0.003	0.355	0.017	0.352	0.017
	0.01	0.007	0.337	0.032	0.330	0.033
	0.015	0.025	0.071	0.078	0.097	0.131
0.05	0.005	0.000	0.341	0.019	0.341	0.022
	0.01	0.004	0.332	0.025	0.329	0.023
	0.015	0.010	0.222	0.048	0.212	0.058

Table 7 Comparison of Buoyancy Effect and Flow Disturbance for Horizontal Velocity

Height z [mm]	Flow-rate 20%(0.4[m ³ /h])				Flow-rate 40%(0.8[m ³ /h])			
	Velocity Difference δv [mm/s]	Standard Deviation [mm/s]		Velocity Difference δv [mm/s]	Standard Deviation [mm/s]		Velocity Difference δv [mm/s]	Standard Deviation [mm/s]
		Isothermal Heat 0%	Thermal Heat 100%		Isothermal Heat 0%	Thermal Heat 100%		
80.0	2.90	9.43	8.73	6.30	14.22	11.92		
70.0	2.88	9.43	9.00	6.57	14.65	12.10		
60.0	2.90	7.60	7.95	5.81	14.43	12.55		
50.0	3.72	7.80	7.70	6.13	14.31	12.80		
40.0	4.58	7.02	7.65	8.91	11.18	12.59		
30.0	4.99	6.90	7.84	8.03	10.46	12.58		
20.0	0.94	6.90	7.12	4.02	9.91	11.61		
10.0	1.00	6.70	7.05	3.63	9.53	11.70		
0.0	1.62	5.67	6.09	2.83	8.57	10.52		
-10.0	4.00	8.91	7.68	3.52	14.29	11.43		

Table 8 Coolant Temperature in Unplugged Sub-channel.

Blockage Condition	Flow-rate Q [m ³ /h]	Heater 100%(2400[W])			Heater 40%(960[W])		
		Unplugged			Unplugged		
		Inlet Temp. Tin [°C]	Sub-channel Temp. Tsc [°C]	ΔT[°C] =Tsc-Tin	Inlet Temp. Tin [°C]	Sub-channel Temp. Tsc [°C]	ΔT[°C] =Tsc-Tin
Case-A	0.8	25.1	27.0	1.9	25.0	25.7	0.7
	1.2	25.2	26.3	1.1	25.1	25.6	0.5
	1.6	25.4	26.3	0.8	25.3	25.5	0.3
	2.0	25.2	26.2	0.9	25.3	25.4	0.1
Case-B	0.8	24.8	26.5	1.6	25.0	25.7	0.7
	1.2	25.1	26.2	1.1	25.0	25.5	0.5
	1.6	25.1	26.0	0.9	25.1	25.6	0.5
	2.0	25.1	25.8	0.7	25.1	25.6	0.5
Case-C	0.8	24.9	26.5	1.5	25.0	25.6	0.6
	1.2	25.1	26.3	1.2	25.1	25.6	0.5
	1.6	25.0	25.9	0.9	25.1	25.7	0.6
	2.0	25.1	25.9	0.8	25.1	25.6	0.5
Case-D	0.8	25.0	26.4	1.4	25.0	25.5	0.5
	1.2	25.0	25.9	0.9	25.5	25.6	0.1
	1.6	25.5	26.0	0.5	25.1	25.4	0.2
	2.0	25.3	25.8	0.5	25.1	25.4	0.2
Case-E	0.8	25.4	26.4	1.0	25.4	25.6	0.2
	1.2	25.6	26.1	0.6	25.4	25.6	0.3
	1.6	25.5	26.1	0.5	25.4	25.5	0.1
	2.0	25.5	26.0	0.6	25.5	25.6	0.1



$$T_{SC} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

Table 9 Temperature of Heater Surface and Coolant in Blockage on Upper Cross-section.

Blockage Condition	Flow-rate Q [m ³ /h]	Heater 100%(2400[W])			Heater 40%(960[W])		
		Temperature rise* $\Delta T = T - T_{in}$ [°C]		Side of blockage (Blockage /Coolant)	Temperature rise* $\Delta T = T - T_{in}$ [°C]		Side of blockage (Blockage /Coolant)
		Heater Surface (Heater /Blockage)	Center of blockage		Heater Surface (Heater /Blockage)	Center of blockage	
Case-A	0.8	40.9	23.2	16.4	16.9	9.7	6.8
	1.2	31.8	16.1	10.6	13.6	7.1	4.6
	1.6	26.4	11.9	7.6	11.5	5.5	4.0
	2.0	23.1	9.8	7.5	9.4	4.0	2.3
Case-B	0.8	36.7	13.8	5.3	15.4	6.3	2.3
	1.2	29.6	5.6	3.2	12.5	2.5	1.4
	1.6	25.0	2.8	2.2	10.5	1.2	1.0
	2.0	22.5	1.8	1.8	9.1	0.9	0.8
Case-C	0.8	41.7	20.1	9.1	17.8	8.8	3.5
	1.2	33.8	8.7	5.5	13.9	3.8	2.3
	1.6	29.1	4.7	4.0	12.5	2.1	1.8
	2.0	25.9	2.7	3.1	10.3	1.1	1.3
Case-D	0.8	45.2	32.2	23.4	19.5	14.8	10.2
	1.2	36.2	17.2	15.6	14.7	7.5	6.4
	1.6	30.5	9.1	11.0	12.4	3.7	4.6
	2.0	26.3	4.7	8.2	10.7	1.9	3.4
Case-E	0.8	45.4	33.3	25.8	18.9	14.0	10.4
	1.2	38.3	25.5	20.5	15.2	9.8	8.1
	1.6	30.8	15.6	14.9	13.0	7.1	6.3
	2.0	26.6	10.9	11.8	10.6	4.5	4.7

*Inlet temperatures(T_{in}) are listed in Table 8.

Table 10 Temperature of Heater Surface and Coolant in Blockage on Lower Cross-section.

Blockage Condition	Flow-rate Q [m ³ /h]	Heater 100%(2400[W])			Heater 40%(960[W])		
		Temperature rise* $\Delta T = T - T_{in}$ [°C]		Side of blockage (Blockage /Coolant)	Temperature rise* $\Delta T = T - T_{in}$ [°C]		Side of blockage (Blockage /Coolant)
		Heater Surface (Heater /Blockage)	Center of blockage		Heater Surface (Heater /Blockage)	Center of blockage	
Case-A	0.8	24.1	12.9	12.2	10.0	5.4	5.1
	1.2	17.3	8.5	7.5	7.4	3.6	3.2
	1.6	12.2	5.2	4.8	6.5	3.1	2.8
	2.0	11.3	4.5	4.3	4.8	2.0	1.8
Case-B	0.8	21.8	0.2	2.0	9.2	0.2	1.0
	1.2	17.1	0.5	1.4	7.2	0.2	0.7
	1.6	14.0	0.1	0.9	5.9	0.2	0.5
	2.0	12.5	0.2	0.8	5.1	0.2	0.4
Case-C	0.8	23.4	0.2	2.4	9.9	0.2	1.2
	1.2	18.0	0.0	0.9	7.5	0.1	0.5
	1.6	15.4	0.3	0.8	6.6	0.2	0.4
	2.0	13.4	0.2	0.5	5.2	0.2	0.2
Case-D	0.8	23.8	0.2	5.9	10.1	0.1	2.9
	1.2	18.6	0.1	3.4	7.5	-0.2	1.3
	1.6	15.8	-0.1	1.9	6.4	0.0	0.9
	2.0	13.8	0.0	1.3	5.5	0.0	0.6
Case-E	0.8	22.9	0.0	4.7	9.3	-0.2	2.1
	1.2	18.7	0.0	3.2	7.6	0.0	1.4
	1.6	15.5	0.0	1.7	6.4	-0.1	0.8
	2.0	13.5	0.0	1.3	5.3	0.0	0.6

*Inlet temperatures(T_{in}) are listed in Table 8.

Table 11 Temperature on Heater Surface faced to Blockage.

Blockage Condition	Flow-rate Q [m ³ /h]	Heater 100%(2400[W])			Heater 40%(960[W])		
		Temperature rise* $\Delta T = T - T_{in}$ [°C]			Temperature rise* $\Delta T = T - T_{in}$ [°C]		
		Upper Middle	Middle	Lower Middle	Upper Middle	Middle	Lower Middle
Case-A	0.8	43.0	45.4	37.1	17.5	18.5	15.5
	1.2	33.9	34.2	28.1	14.3	14.3	11.9
	1.6	28.4	26.9	21.5	12.6	12.2	10.5
	2.0	25.0	24.2	19.4	10.4	10.1	8.4
Case-B	0.8	36.0	36.9	34.0	15.5	15.7	12.6
	1.2	25.9	30.2	22.6	11.1	12.6	9.7
	1.6	19.9	25.1	18.4	8.6	10.3	7.9
	2.0	17.0	22.8	16.7	7.0	9.0	6.8
Case-C	0.8	45.3	45.5	29.1	19.2	19.3	12.6
	1.2	33.8	37.1	21.9	13.8	15.5	9.3
	1.6	27.9	32.9	18.5	12.1	14.0	8.0
	2.0	24.1	28.4	16.0	9.4	11.1	6.5
Case-D	0.8	46.8	40.5	30.1	20.5	17.2	13.4
	1.2	37.0	31.4	23.2	15.7	13.1	9.9
	1.6	31.2	26.3	19.3	12.4	10.2	7.6
	2.0	26.9	22.7	16.6	10.8	8.9	6.5
Case-E	0.8	46.4	42.2	29.2	19.5	17.4	12.3
	1.2	39.8	34.8	23.9	15.3	13.7	9.4
	1.6	31.3	28.5	18.8	13.4	11.6	7.8
	2.0	27.5	24.4	16.2	11.1	9.7	6.6

*Inlet temperatures(T_{in}) are listed in Table 8.

Table 12 Temperature Rise between Inlet and Outlet.

Blockage Condition	Flow-rate Q [m ³ /h]	Heater 100%(2400[W])				Heater 40%(960[W])			
		Experiment			Theoretical	Experiment			Theoretical
		Tin	Tout	ΔT _{ex}	ΔT _{th}	Tin	Tout	ΔT _{ex}	ΔT _{th}
Case-A	0.8	25.1	27.6	2.5	2.5	25.0	26.1	1.1	1.0
	1.2	25.2	26.9	1.7	1.7	25.1	25.8	0.7	0.7
	1.6	25.4	26.7	1.3	1.3	25.3	25.9	0.6	0.6
	2.0	25.2	26.3	1.1	1.0	25.3	25.8	0.5	0.5
Case-B	0.8	24.8	27.2	2.4	2.4	25.0	25.9	0.9	0.9
	1.2	25.1	26.7	1.6	1.6	25.0	25.7	0.7	0.7
	1.6	25.1	26.3	1.2	1.2	25.1	25.6	0.5	0.4
	2.0	25.1	26.1	1.0	1.0	25.1	25.6	0.5	0.5
Case-C	0.8	24.9	27.3	2.4	2.3	25.0	25.9	0.9	1.0
	1.2	25.1	26.7	1.6	1.6	25.1	25.7	0.6	0.7
	1.6	25.0	26.2	1.2	1.2	25.1	25.6	0.5	0.5
	2.0	25.1	26.1	1.0	1.0	25.1	25.6	0.5	0.5
Case-D	0.8	25.0	27.2	2.2	2.3	25.0	25.9	0.9	0.9
	1.2	25.0	26.5	1.5	1.5	25.5	26.2	0.7	0.7
	1.6	25.5	26.8	1.3	1.3	25.1	25.6	0.5	0.4
	2.0	25.3	26.3	1.0	1.0	25.1	25.5	0.4	0.4
Case-E	0.8	25.4	27.8	2.4	2.3	25.4	26.3	0.9	0.9
	1.2	25.6	27.2	1.6	1.6	25.4	25.9	0.5	0.5
	1.6	25.5	26.8	1.2	1.2	25.4	25.9	0.5	0.5
	2.0	25.5	26.4	0.9	0.9	25.5	25.8	0.3	0.3

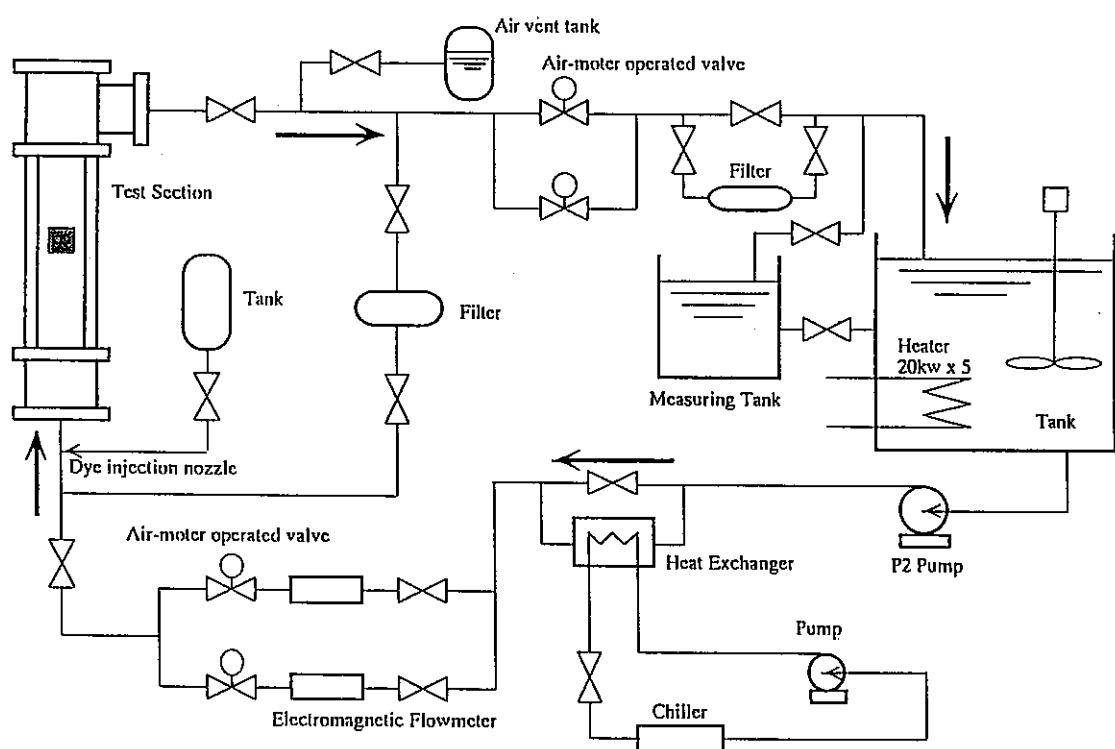
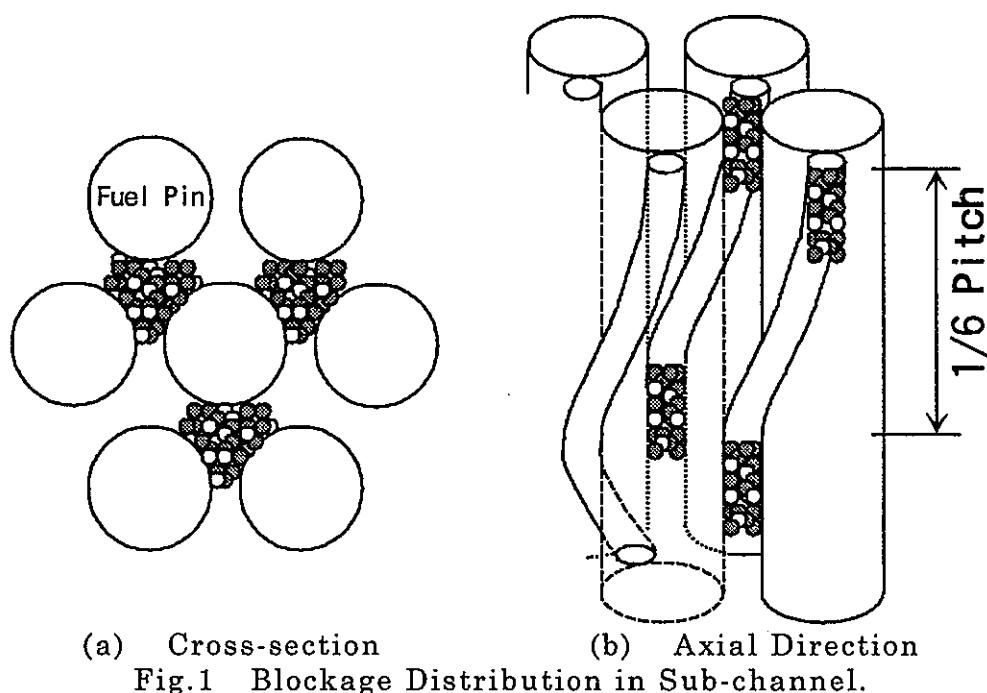
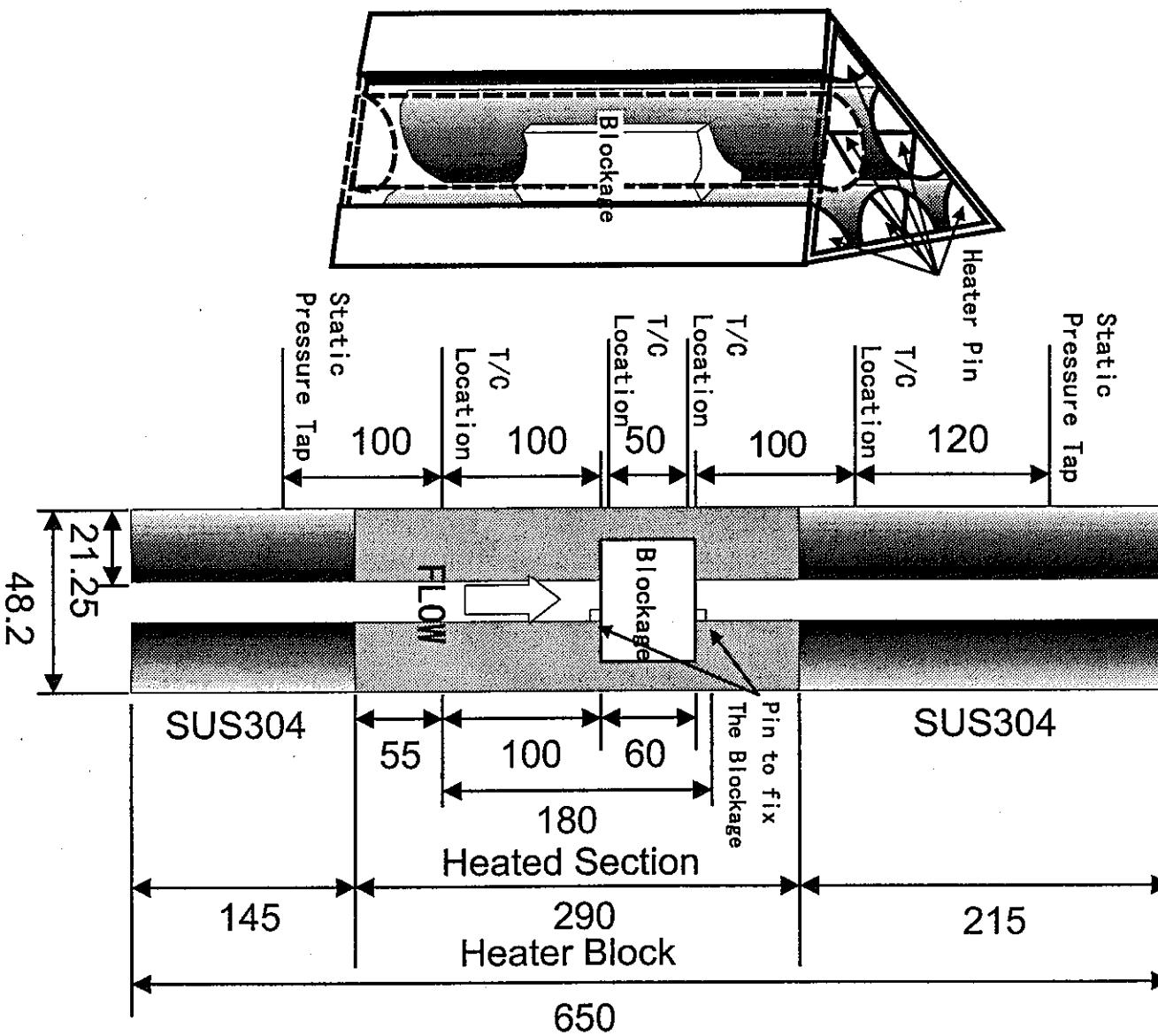


Fig.2-1 Flow Diagram of Experimental Facility.



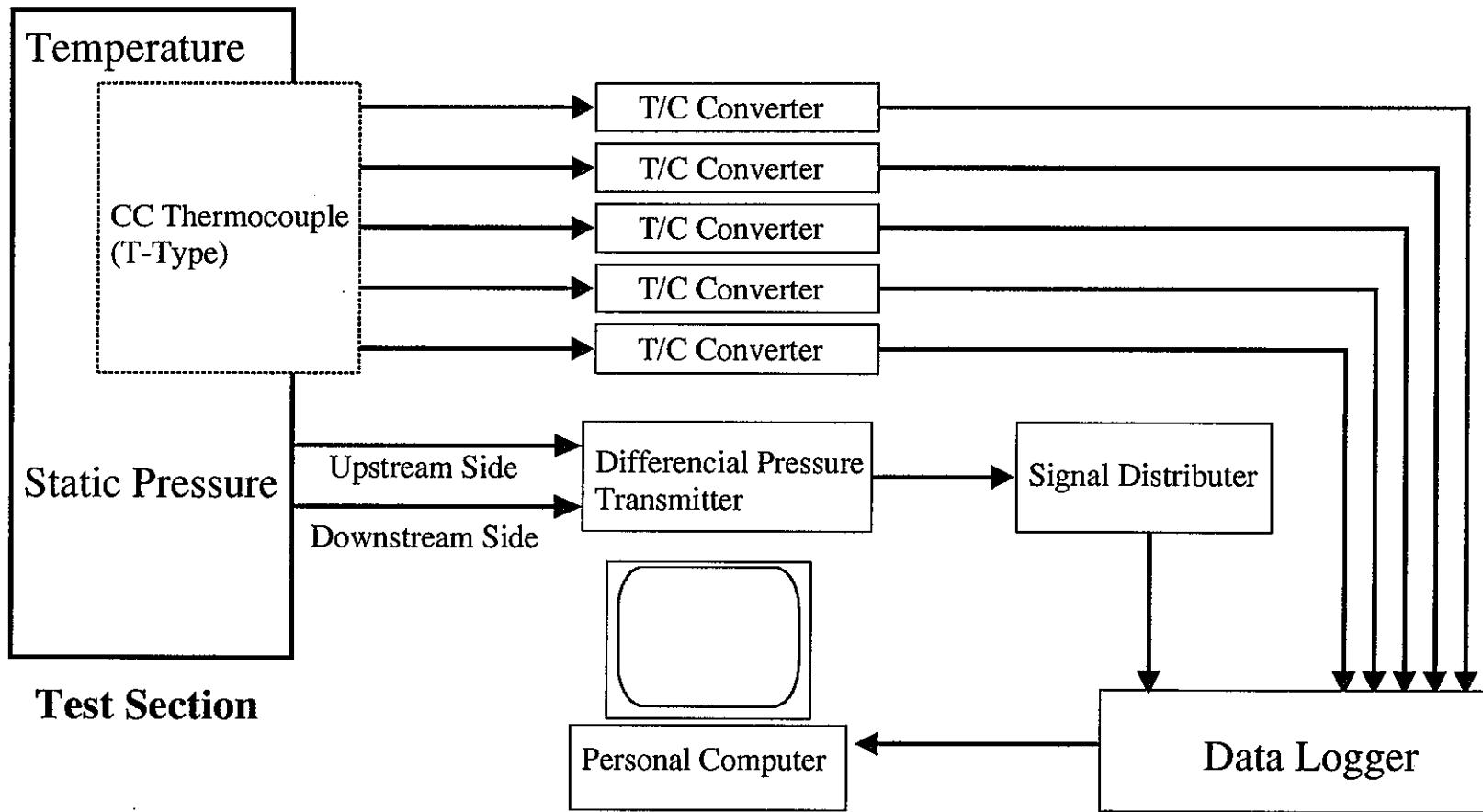


Fig.2-3 Schematic of Data Acquisition System.

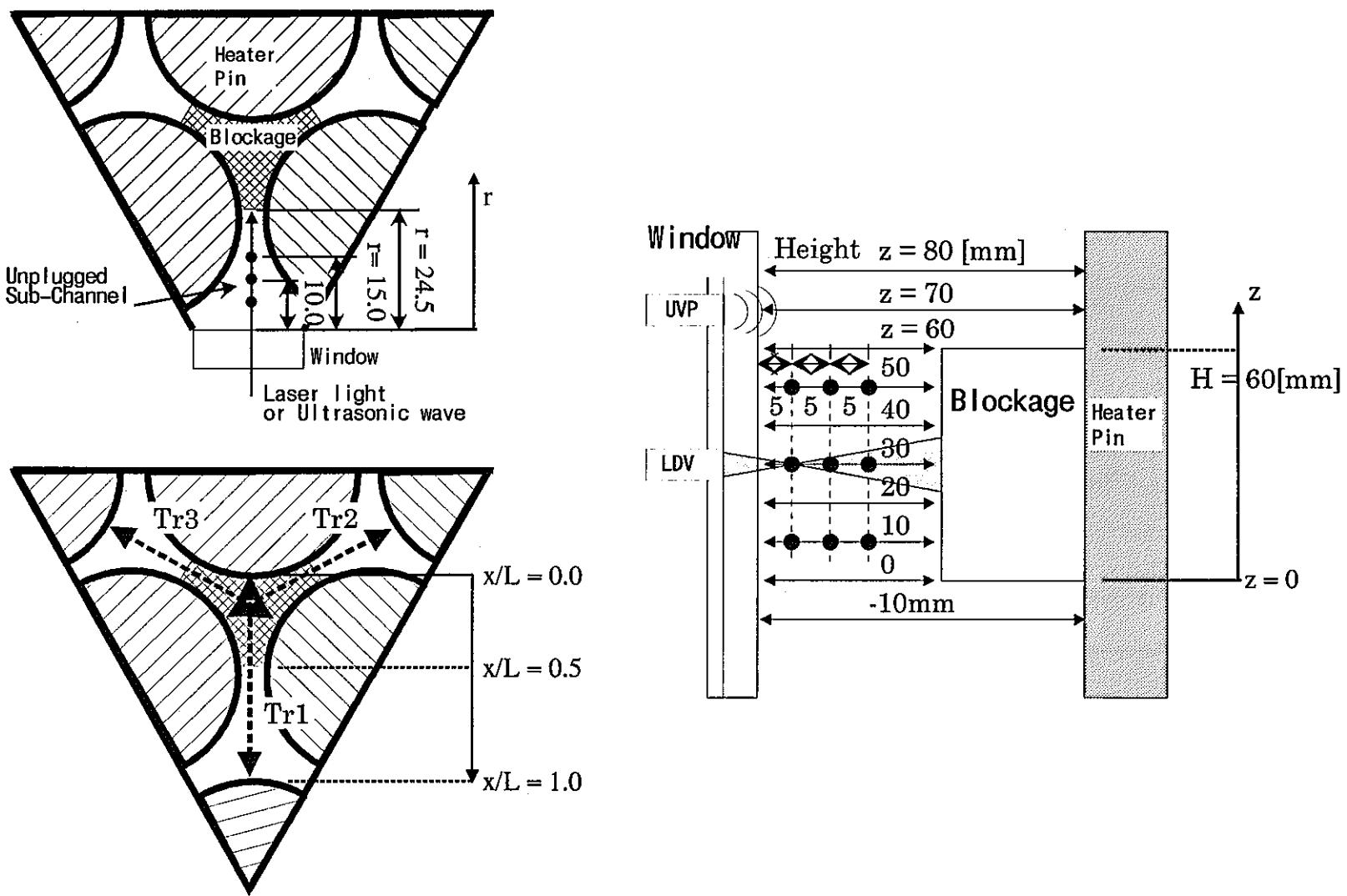


Fig.2-4 Velocity (LDV and UVP) and Temperature Measuring Points.

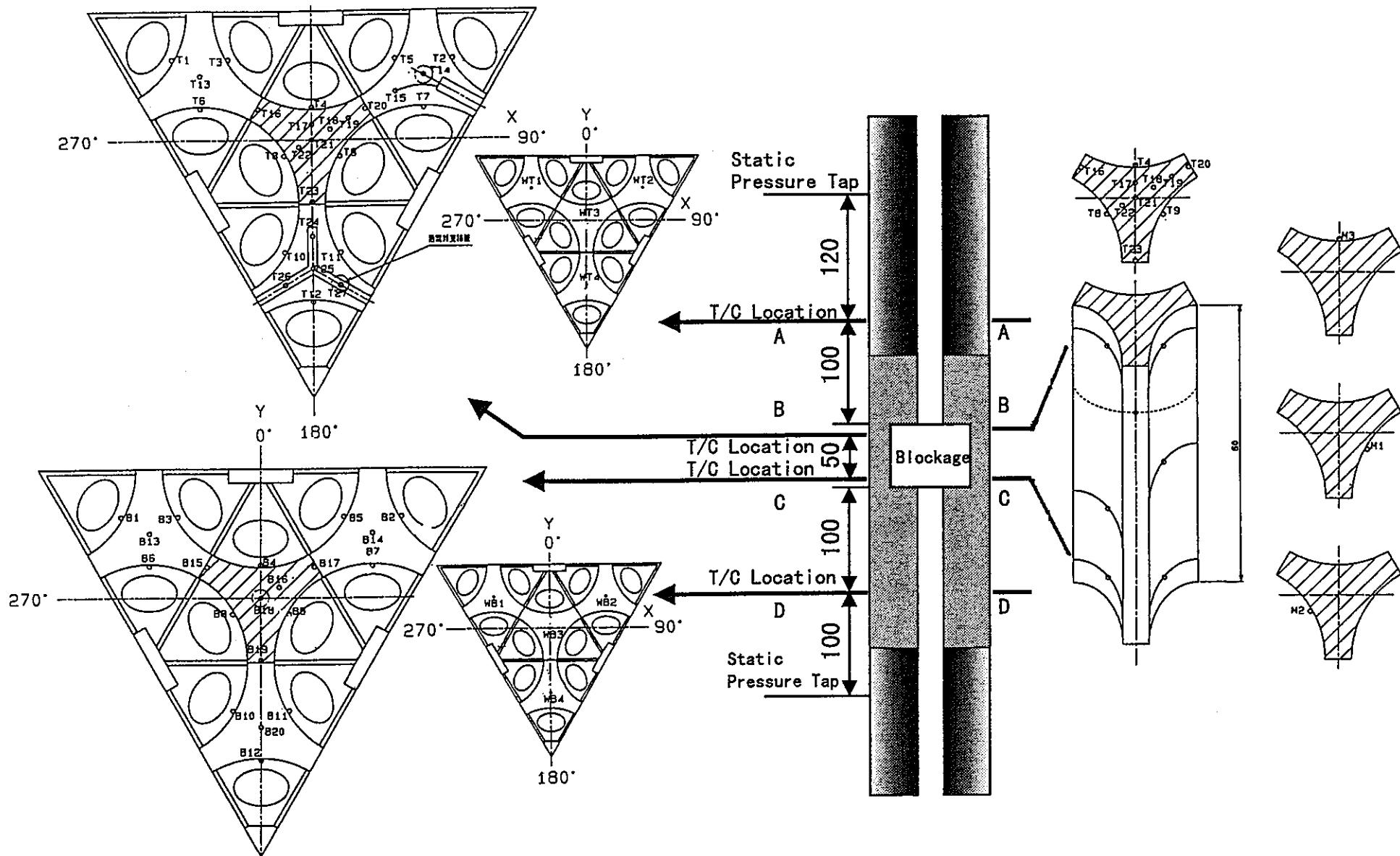
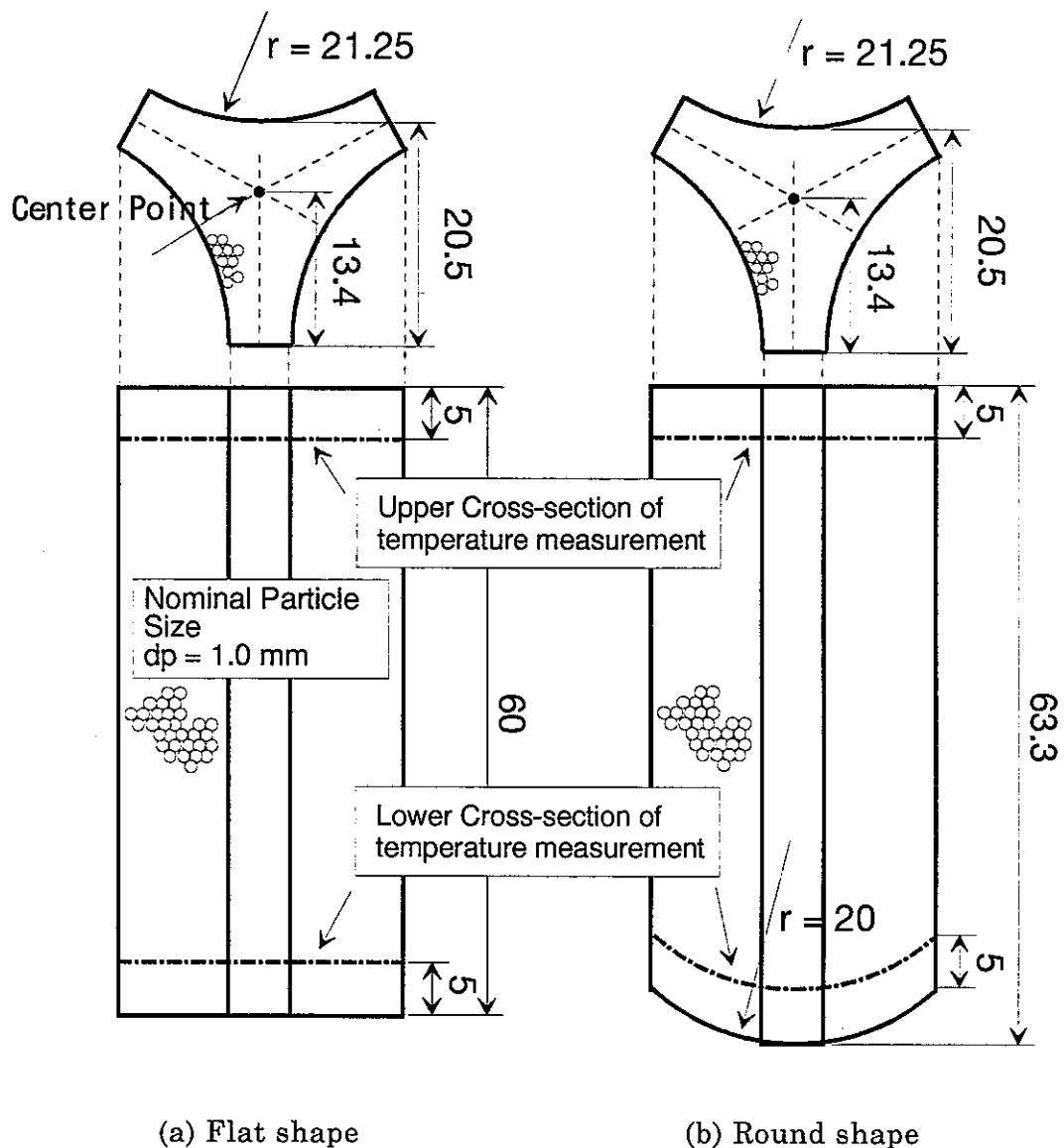


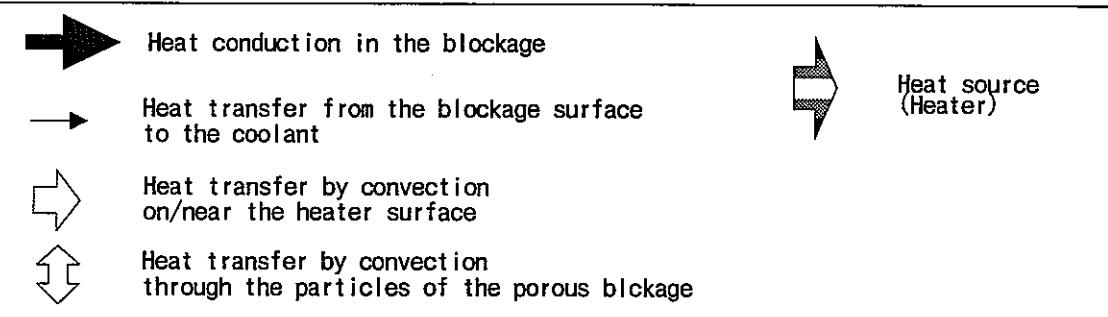
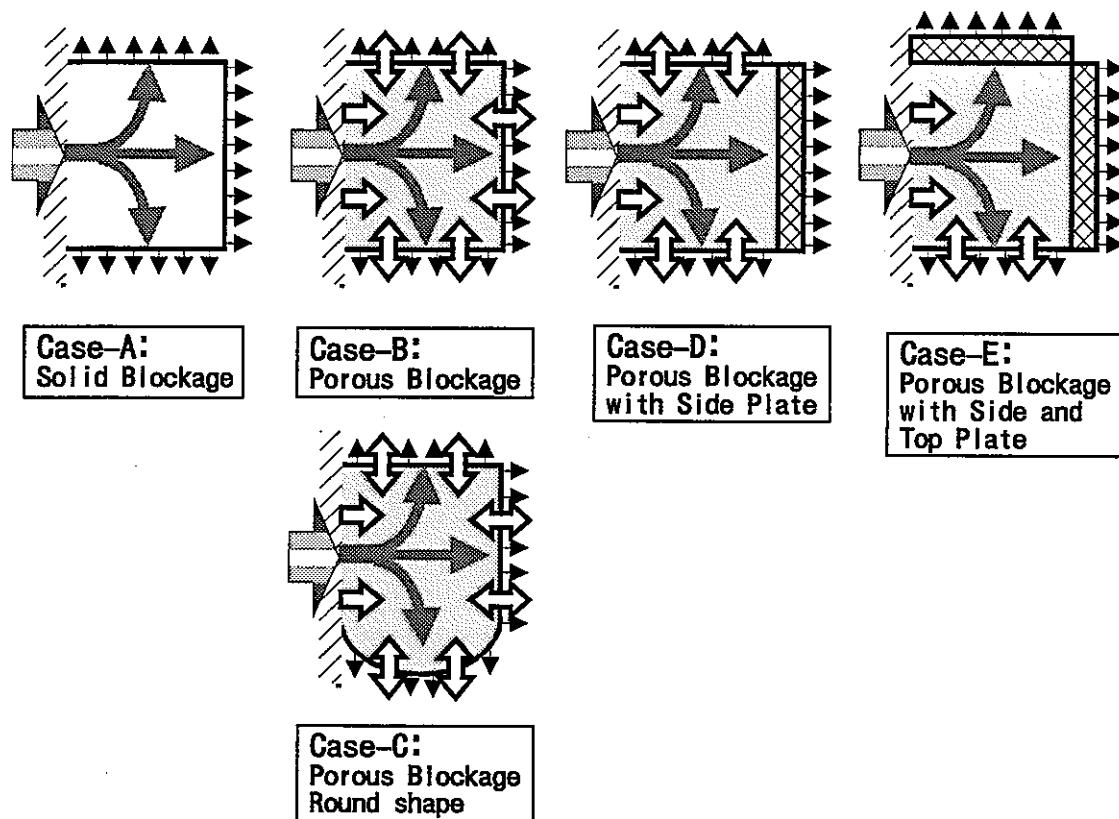
Fig.2-5 Thermocouple Positions in Test Section.



(a) Flat shape

(b) Round shape

Fig.2-6 Schematic of Porous Blockage Geometry .



- Case-A : Heat is transferred only by the conduction in the solid blockage.
- Case-B : Heat is transferred by the conduction and convection in the porous blockage.
- Case-C : Influence of the bottom shape on the heat transfer in the porous blockage.
- Case-D : Shutdown the horizontal flow in order to prevent heat transfer by convection.
- Case-E : Shutdown the horizontal flow and the axial flow to prevent the heat transfer by convection.

Fig.2-7 Relation of Heat Transfer in Blockage.

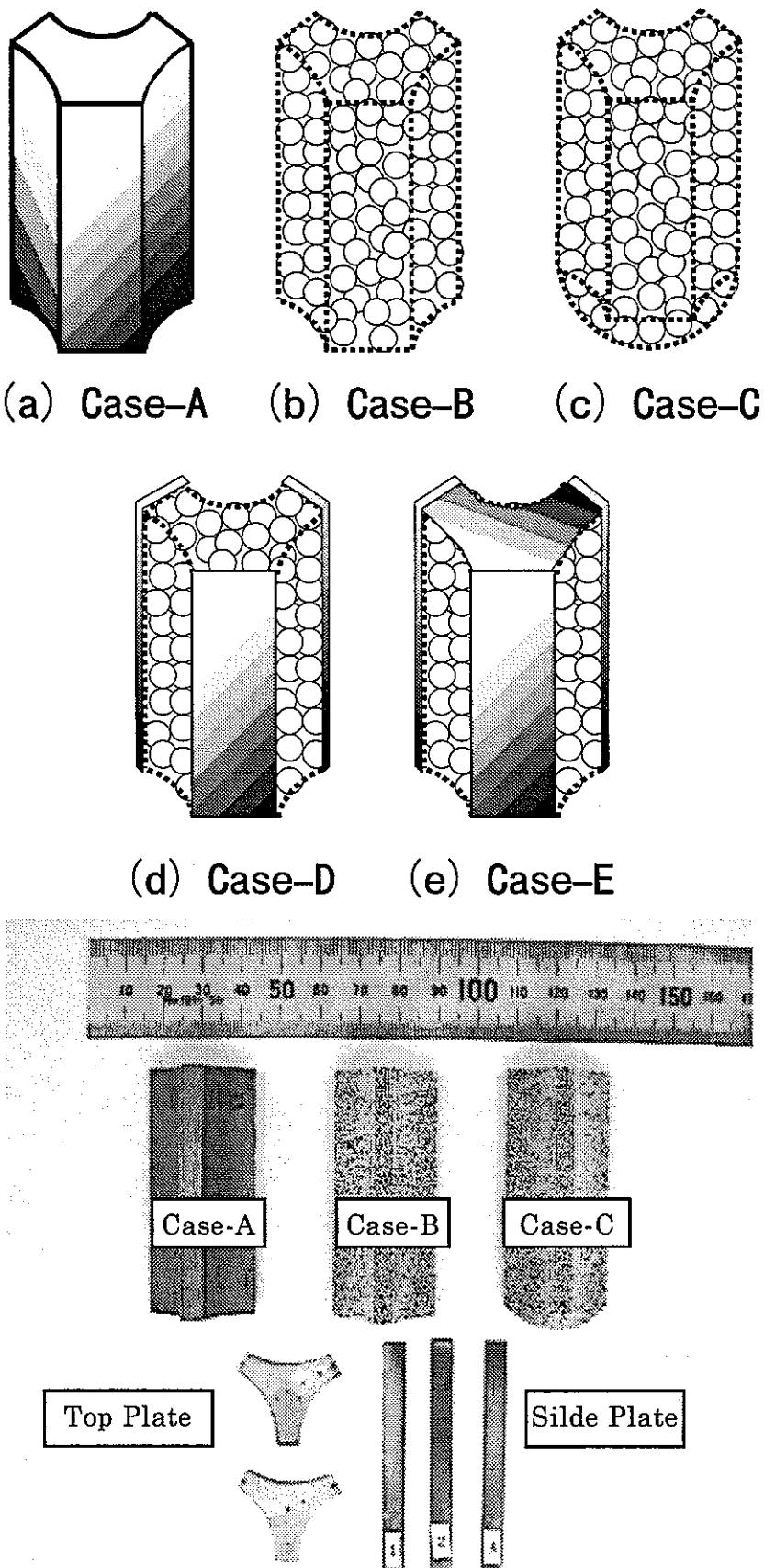
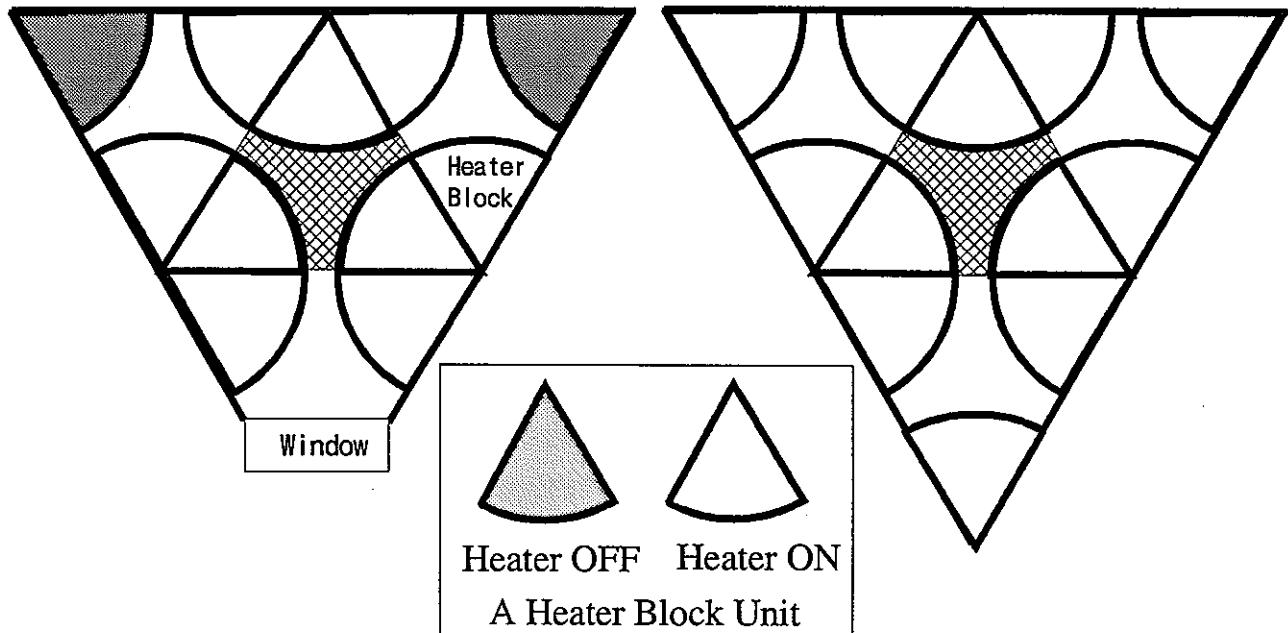


Fig.2-8 Illustrations of Blockage Condition and Location of Side and Top Plates.



(a) Velocity Measurement Case

(b) Temperature Measurement Case

The maximum heat is 2400 [W] ($= 20[W] \times 12\text{units}$) for temperature measurement and 1800[W] ($= 20[W] \times 9\text{units}$) for velocity measurement.

Fig.3-1 Illustrations of Heater Arrangement for Experiment.

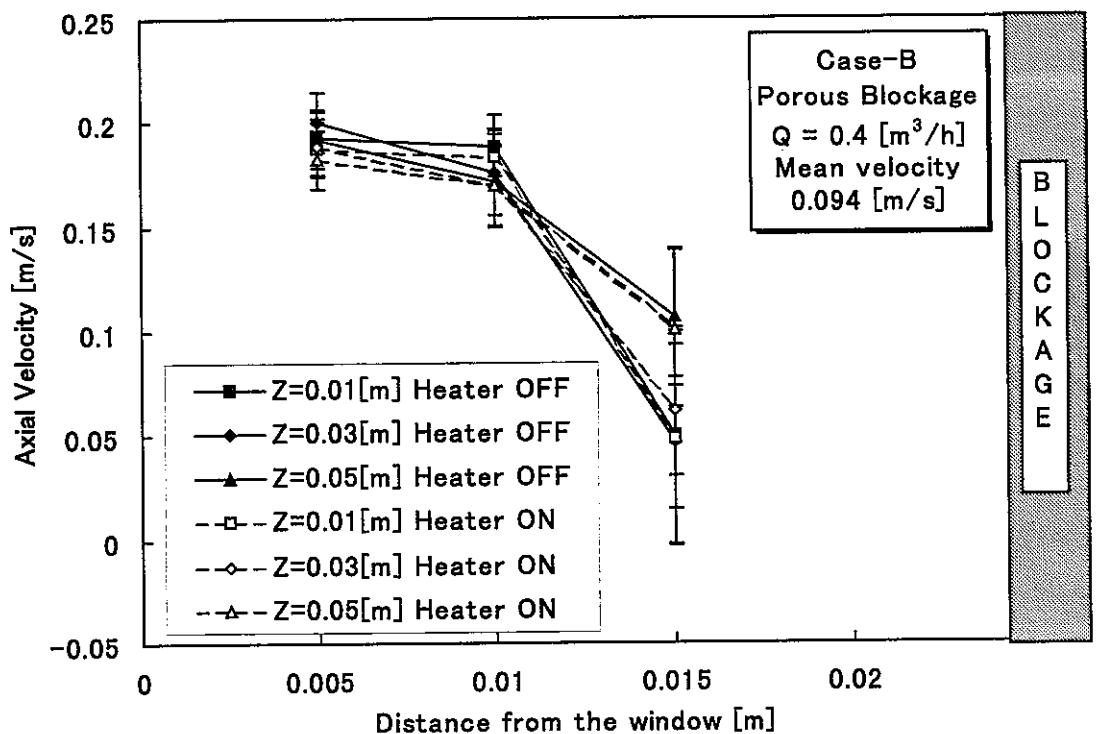
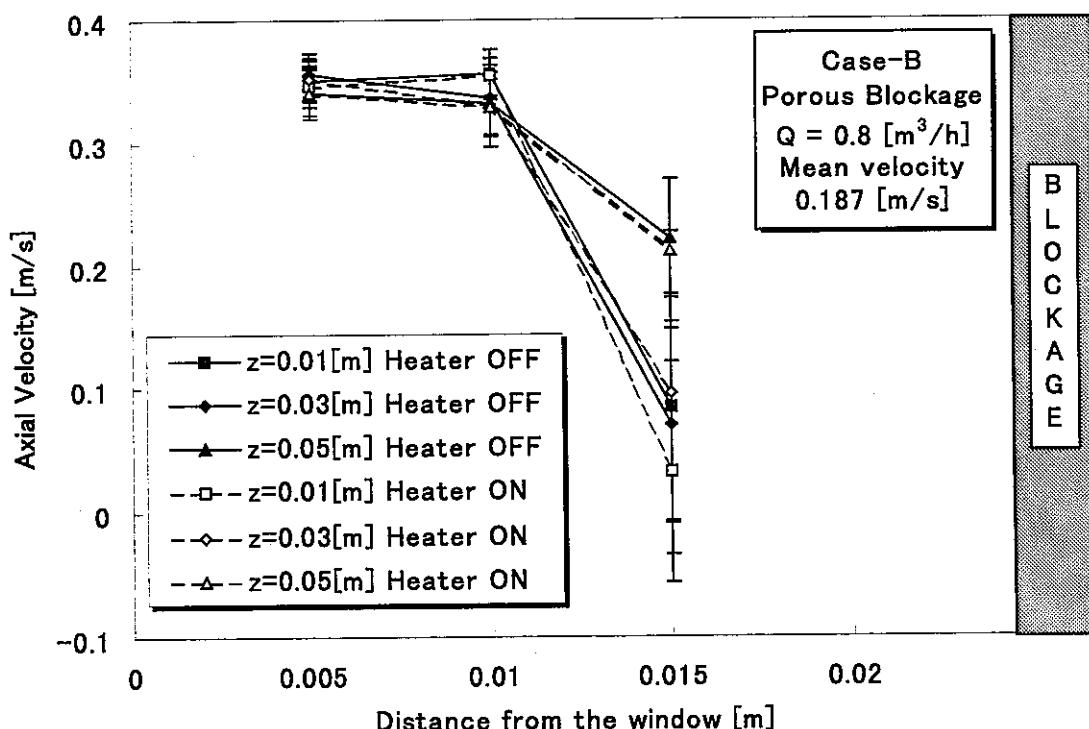
1) Flow-rate 20%(0.4[m³/h])2) Flow-rate 40%(0.8[m³/h])

Fig.4-1 Influence of Buoyancy on Axial Velocity.
(z is height from bottom of blockage)

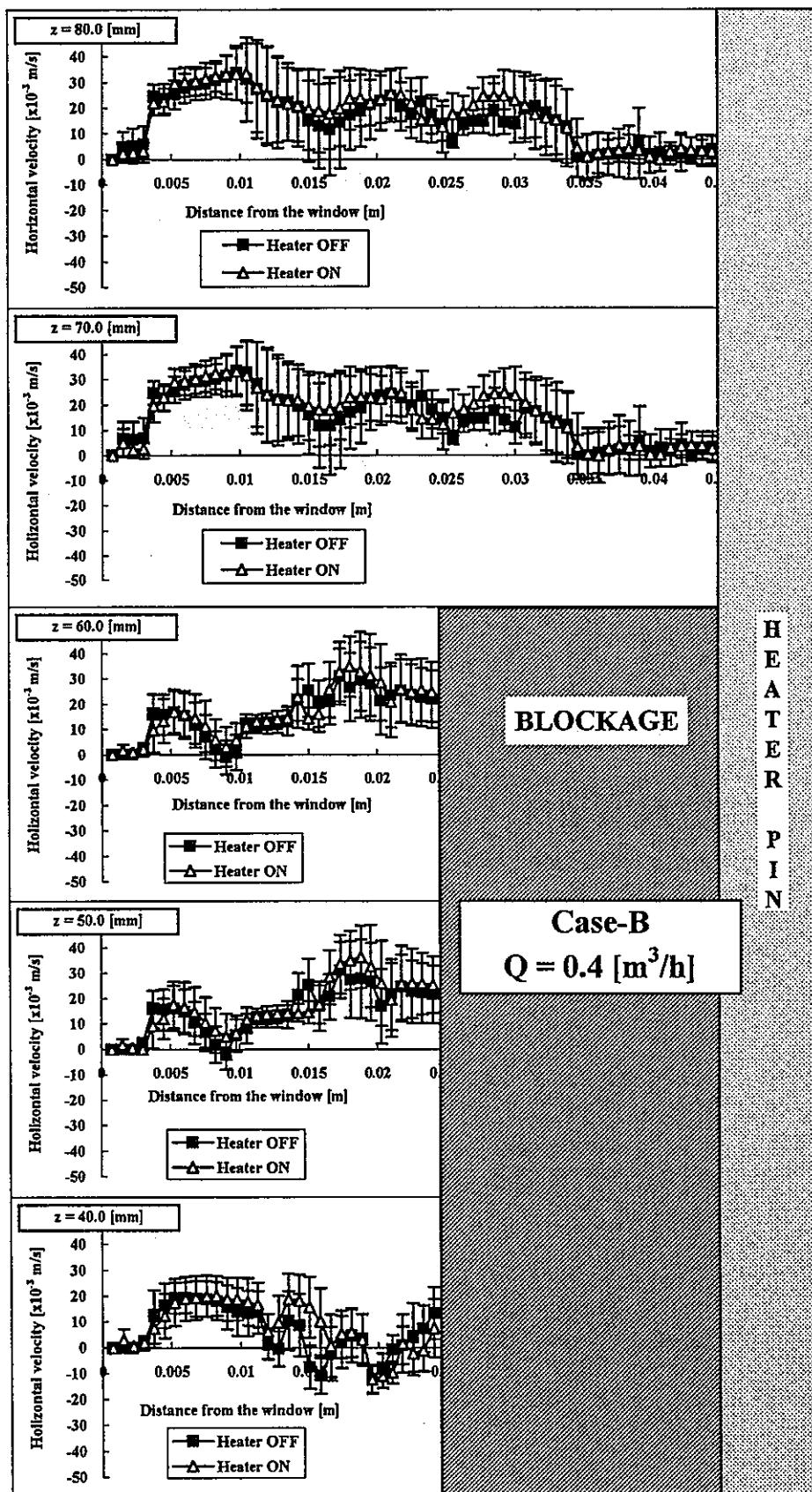


Fig.4-2(a) Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity.

Porous Blockage Case-B, Flow-rate 20%(0.4[m³/h])

This figure shows the upper side of blockage and to be continued to Fig.4-2(b)

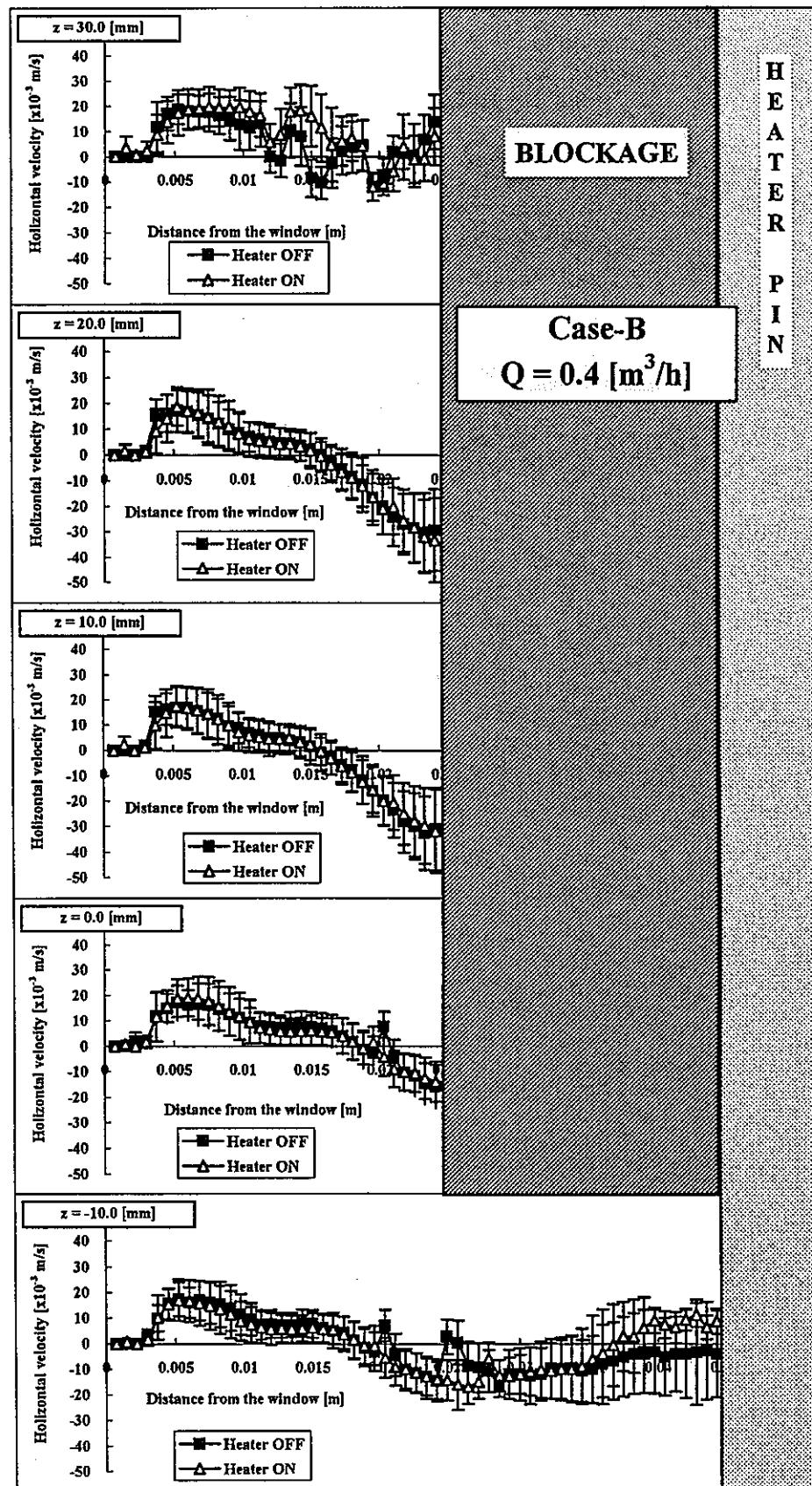


Fig.4-2(b) Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity.

Porous Blockage Case-B, Flow-rate 20%(0.4[m³/h])

This figure shows the lower side of blockage and to be continued from Fig.4-2(a)

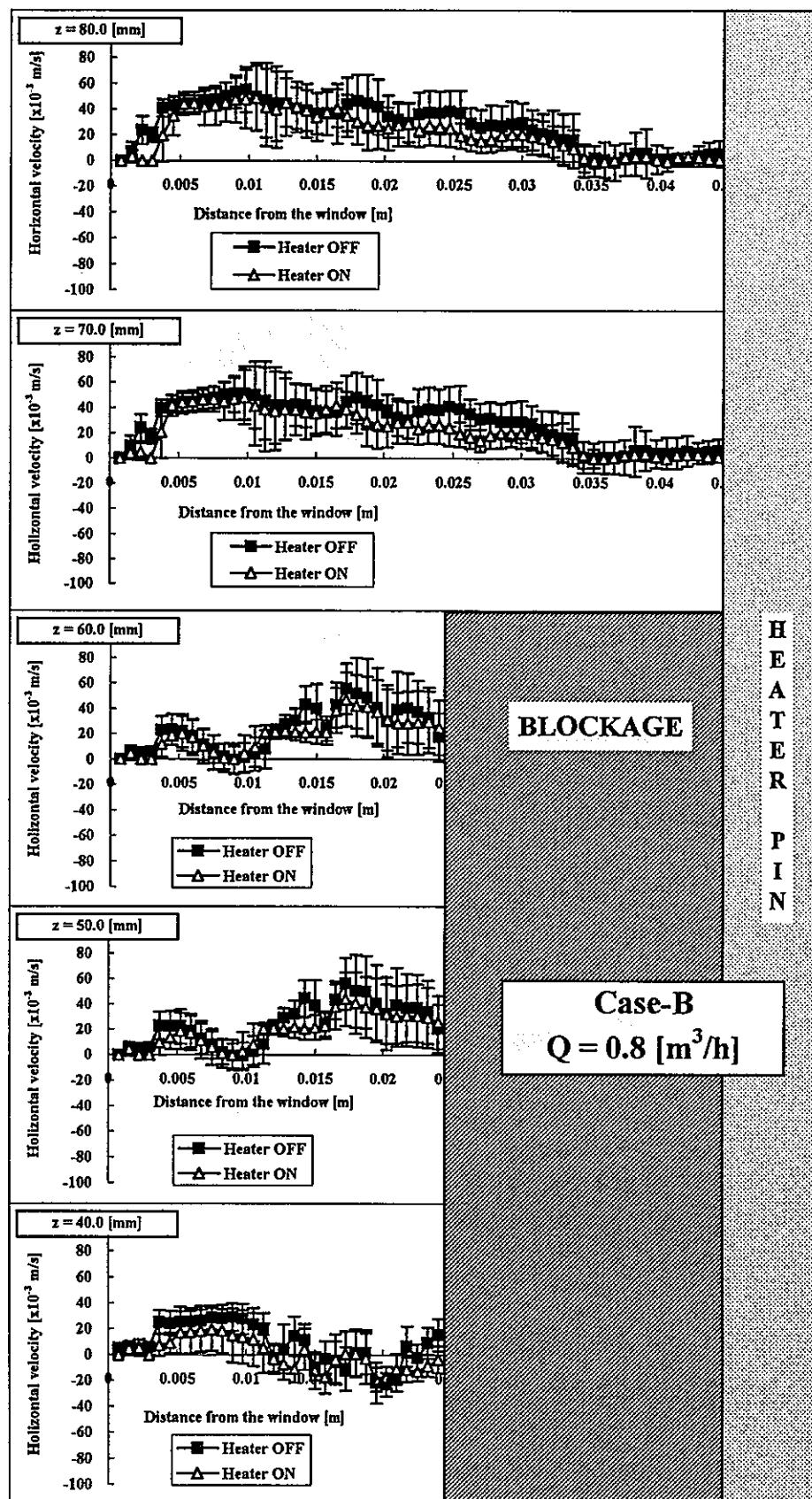


Fig.4-3(a) Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity.

Porous Blockage Case-B, Flow-rate 40%(0.8 [m^3/h])

This figure shows the upper side of blockage and to be continued to Fig.4-3(b).

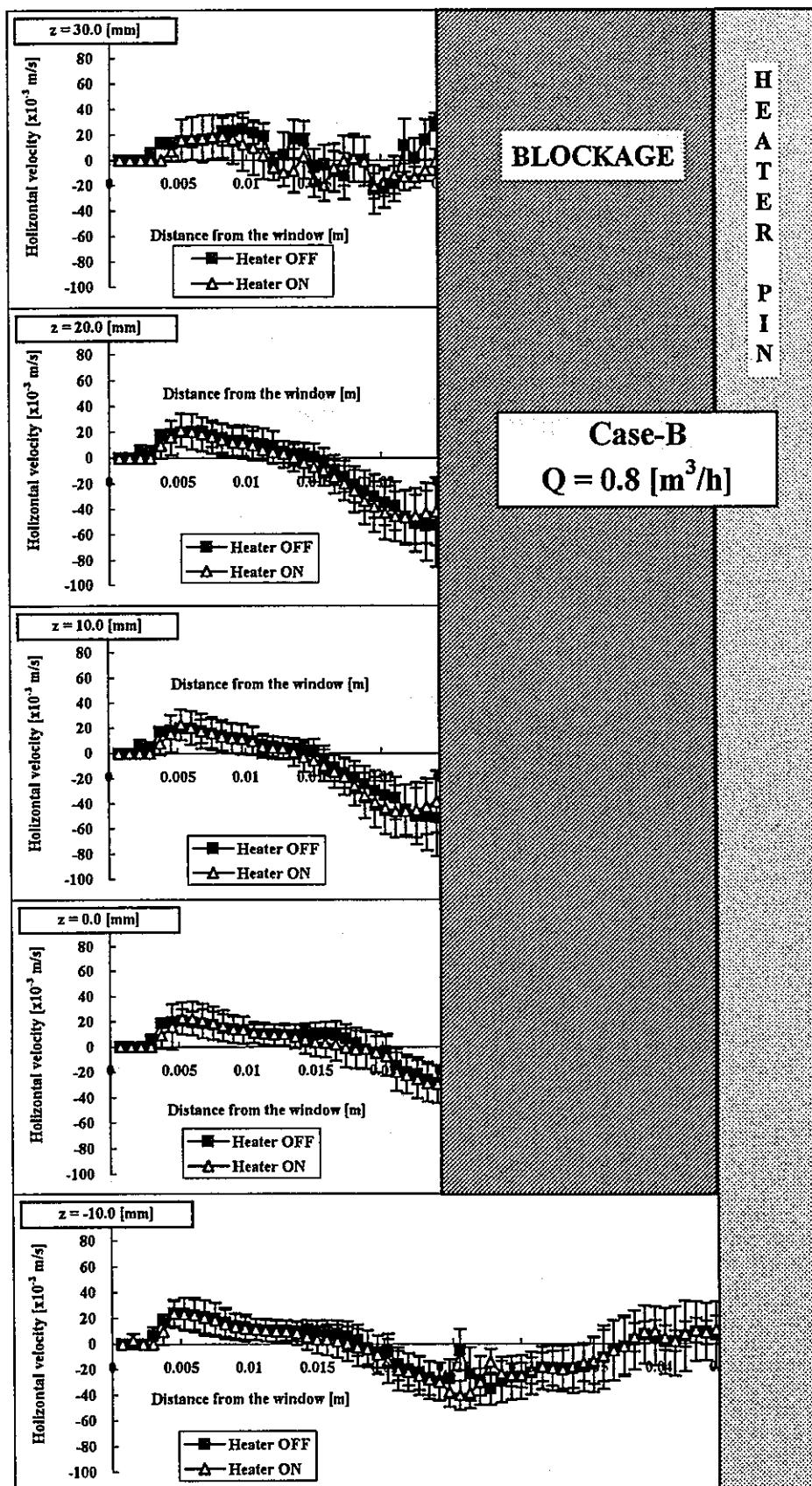


Fig.4-3(b) Influence of Buoyancy on Horizontal Velocity.

Porous Blockage Case-B, Flow-rate 40%($0.8 \text{ [m}^3/\text{h}]$).

This figure shows the lower side of blockage and to be continued from Fig.4-3(a).

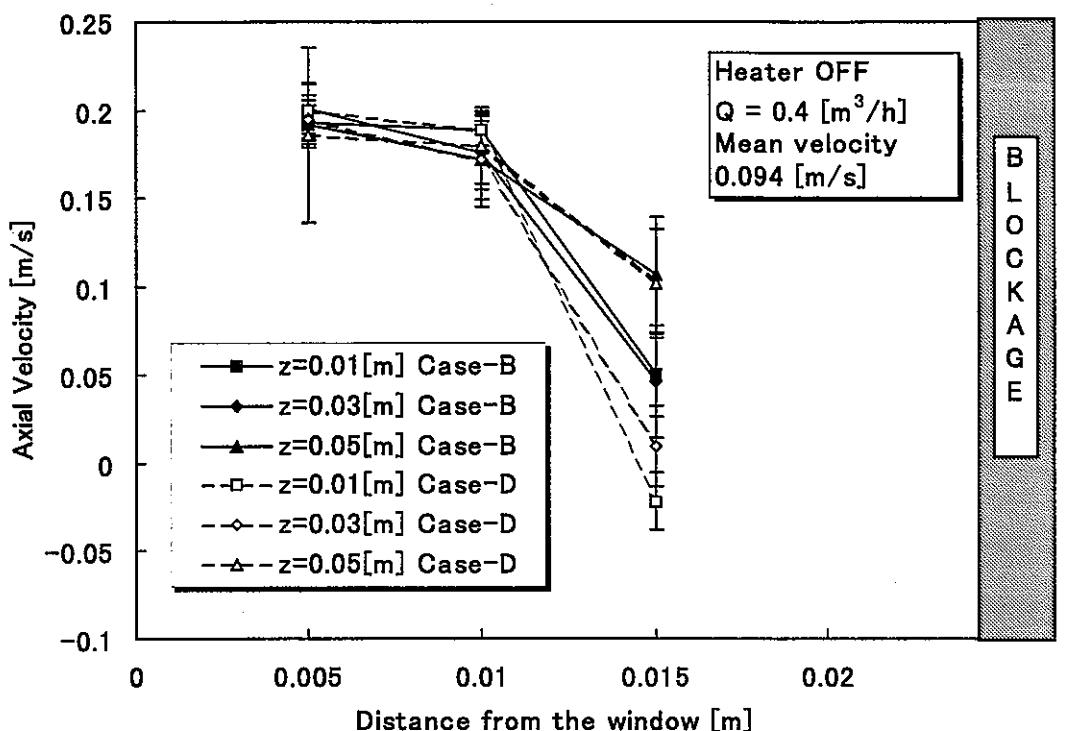
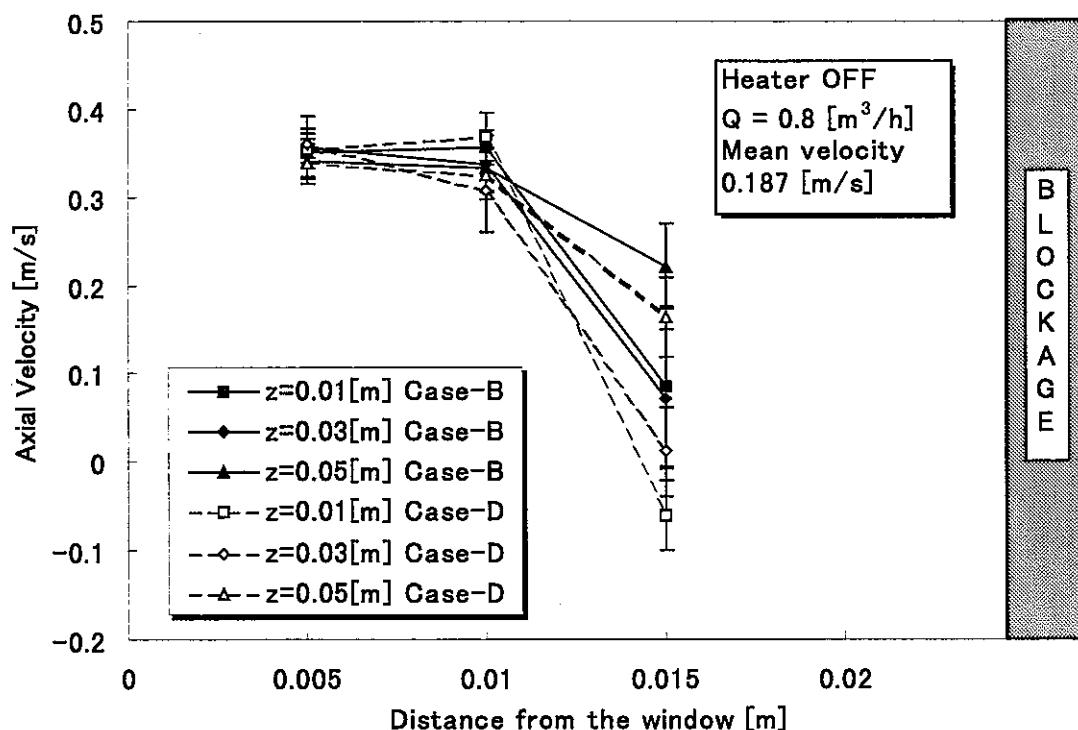
1) Flow-rate 20%(0.4[m³/h])2) Flow-rate 40%(0.8[m³/h])

Fig.4-4 Influence of Side Plate on Axial velocity.
(z is height from bottom of blockage)

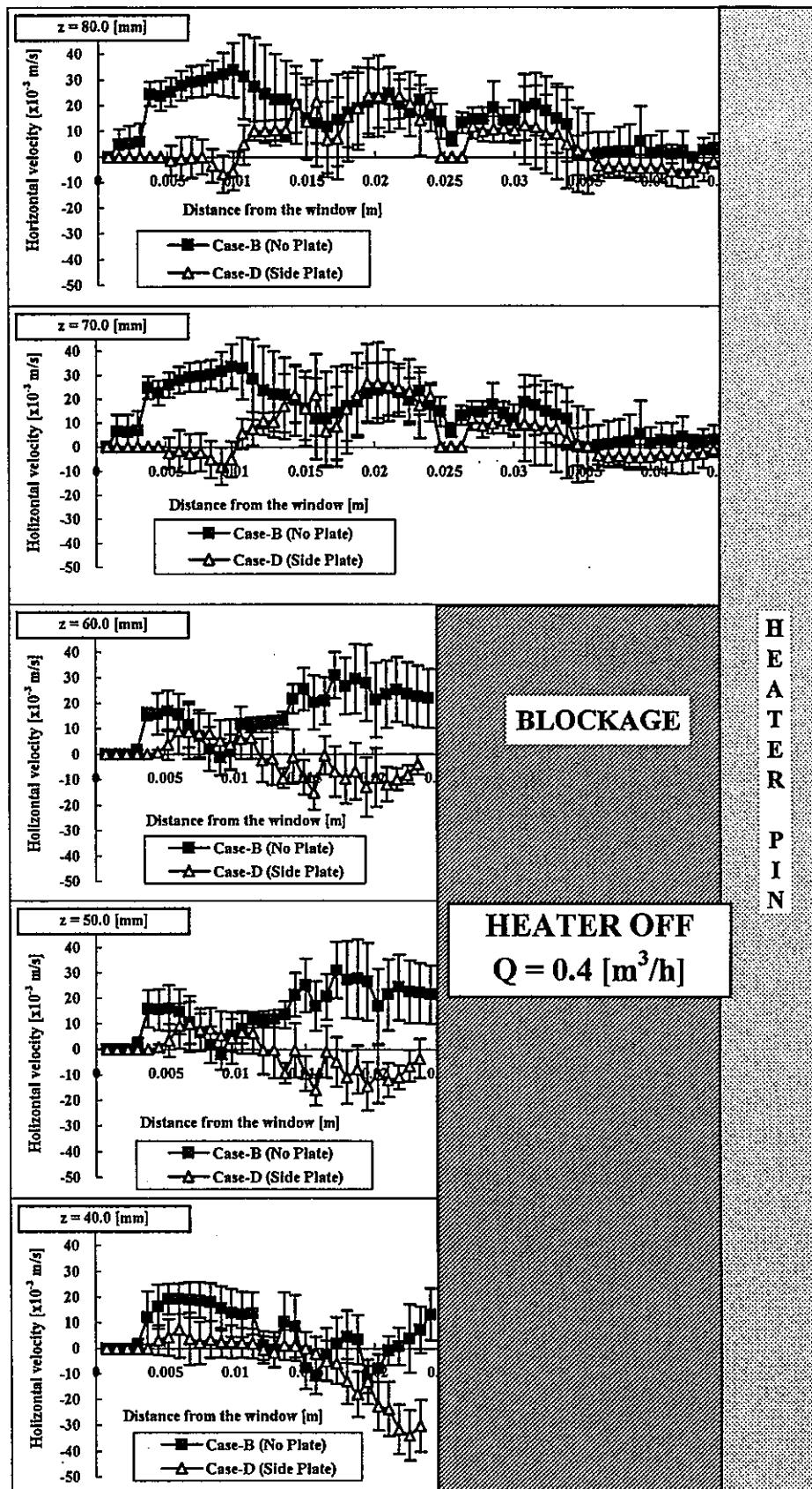


Fig.4-5(a) Influence of Side Plate on Horizontal velocity.

Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D,
Flow-rate 20%(0.4[m³/h]).

This figure shows the upper side of blockage to be continued to Fig.4-5(b)

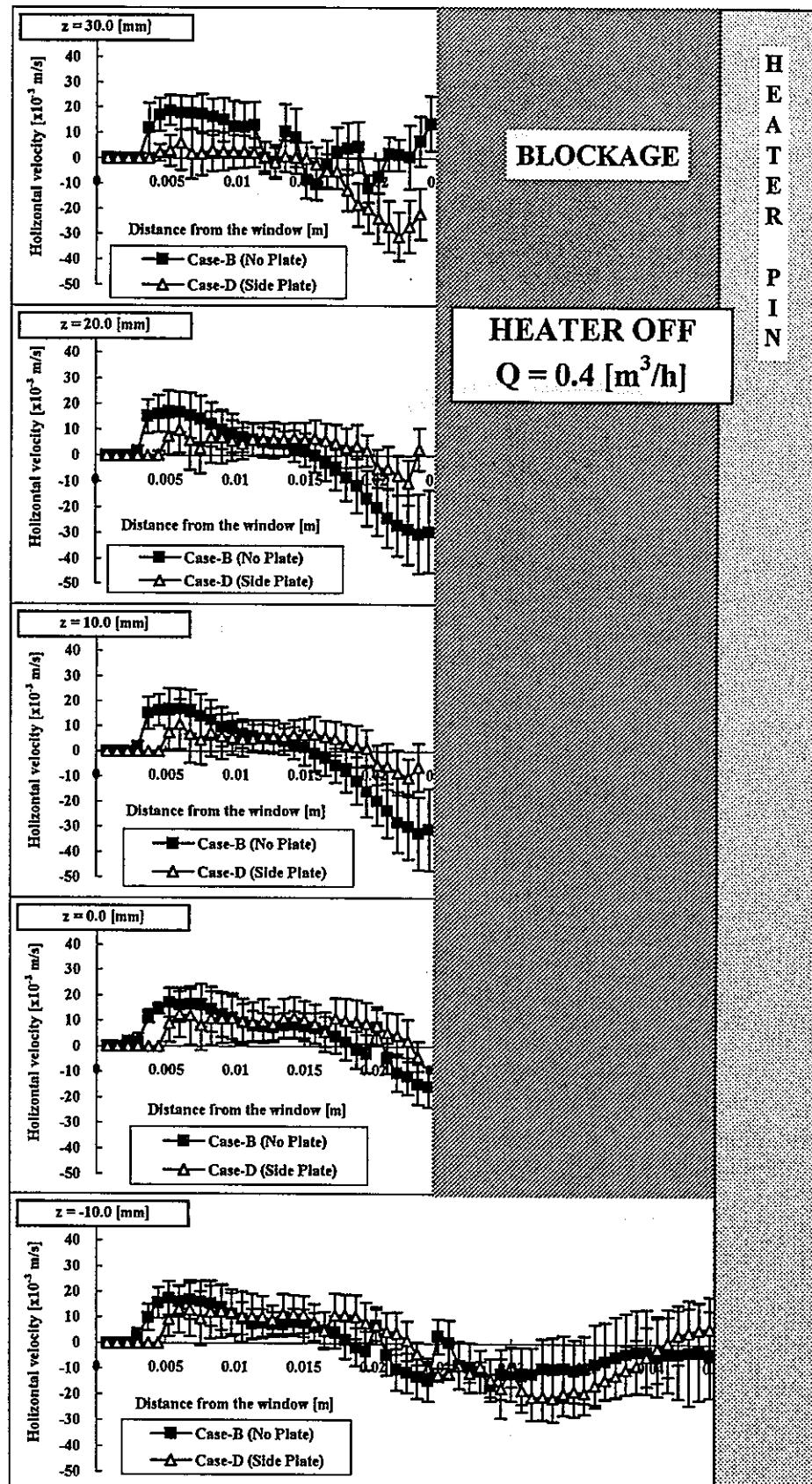


Fig.4-5(b) Influence of Side Plate on Horizontal velocity.

Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D

Flow-rate 20%(0.4 [m³/h])

This figure shows the lower side of blockage to be continued from Fig.4-5(a)

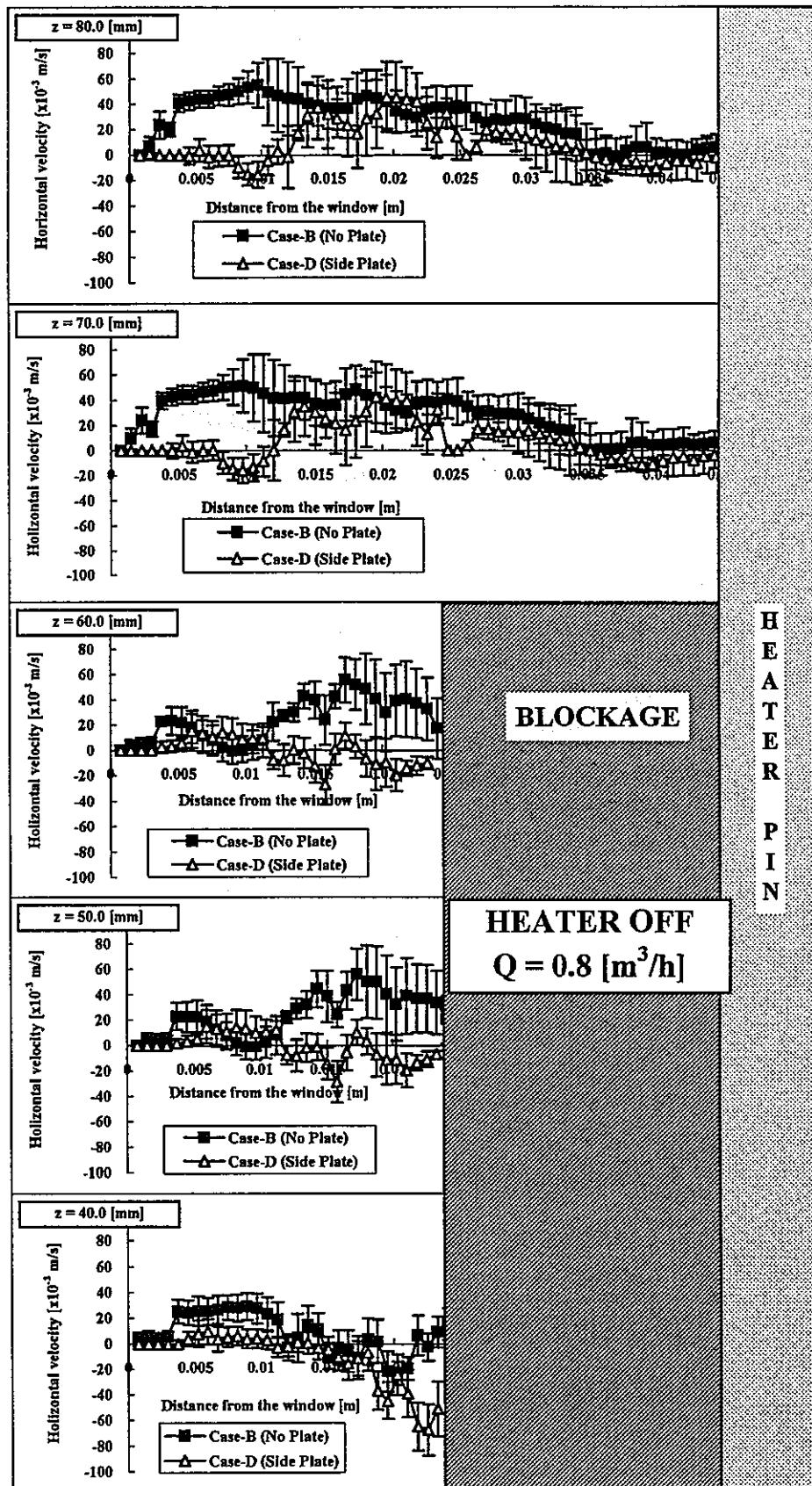


Fig.4-6(a) Influence of Side Plate on Horizontal Velocity.

Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D
Flow-rate 40%(0.8[m³/h])

This figure shows the upper side of blockage to be continued to Fig.4-6(b)

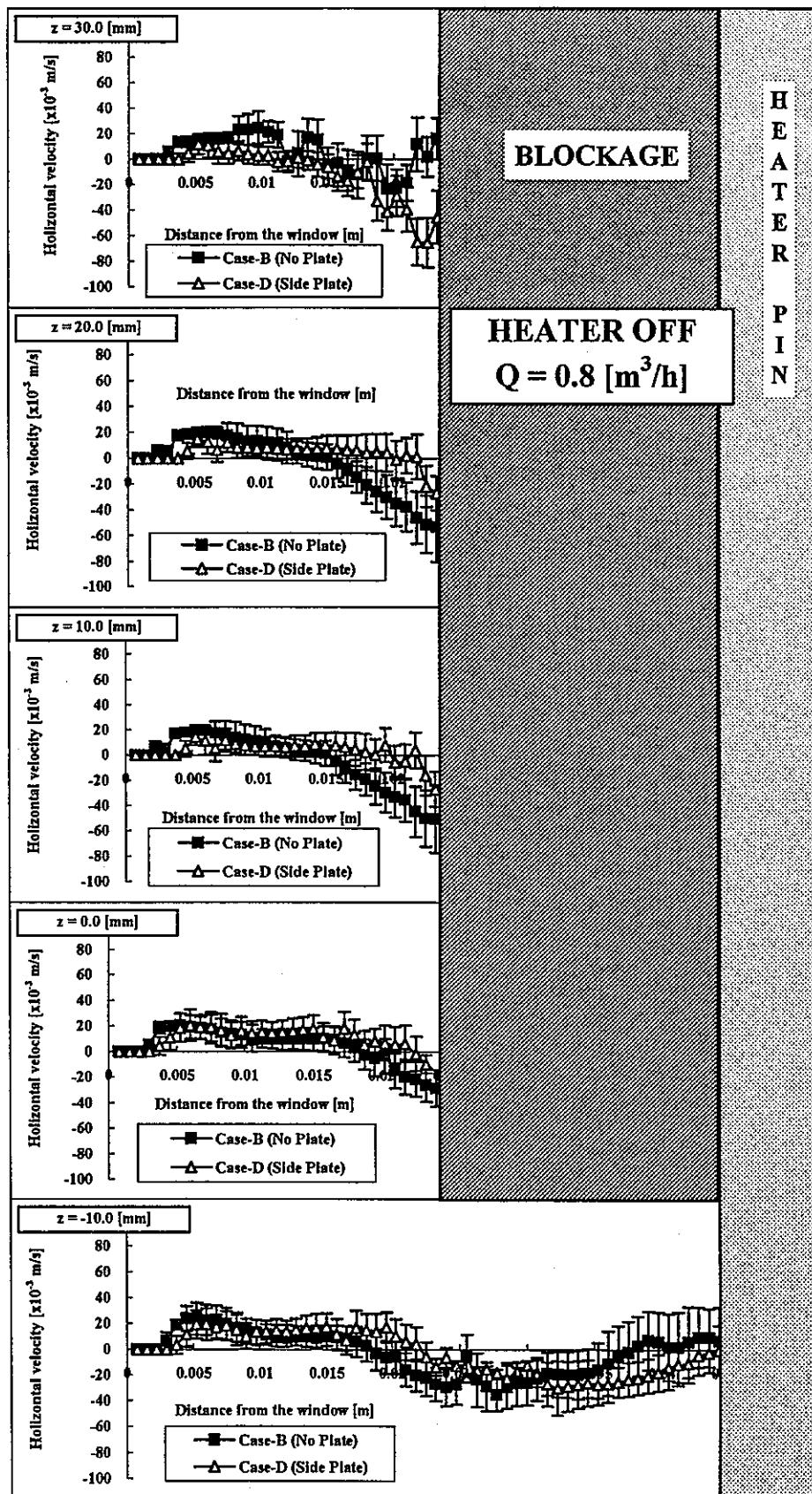
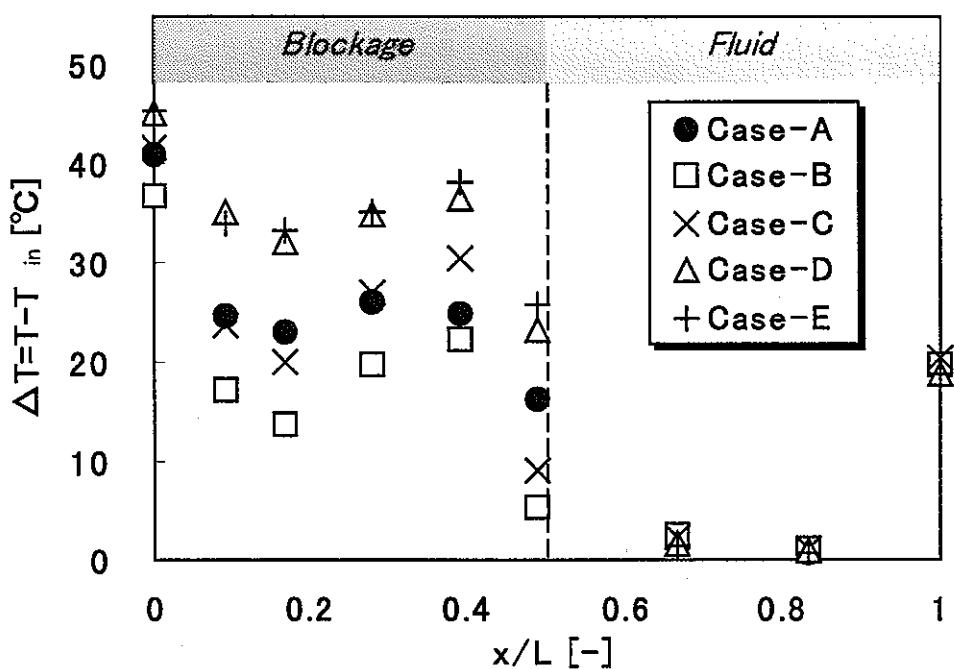


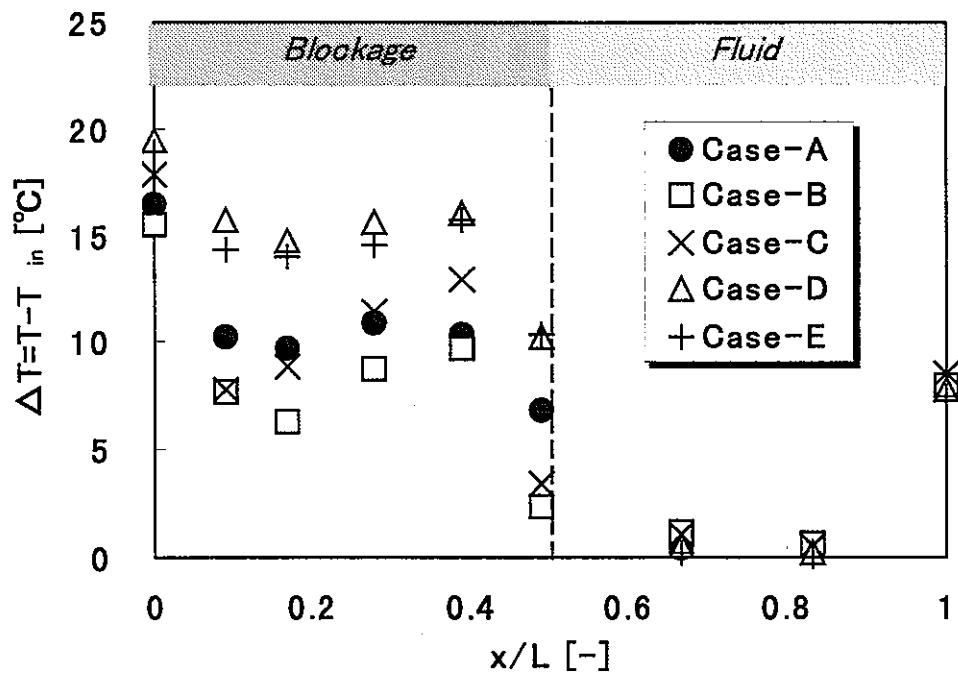
Fig.4-6(b) Influence of Side Plate on Horizontal Velocity.

Porous Blockage Case-B and Porous Blockage with Side Plate Case-D
Flow-rate 40%($0.8[\text{m}^3/\text{h}]$)

This figure shows the upper side of blockage to be continued from Fig.4-6(a)

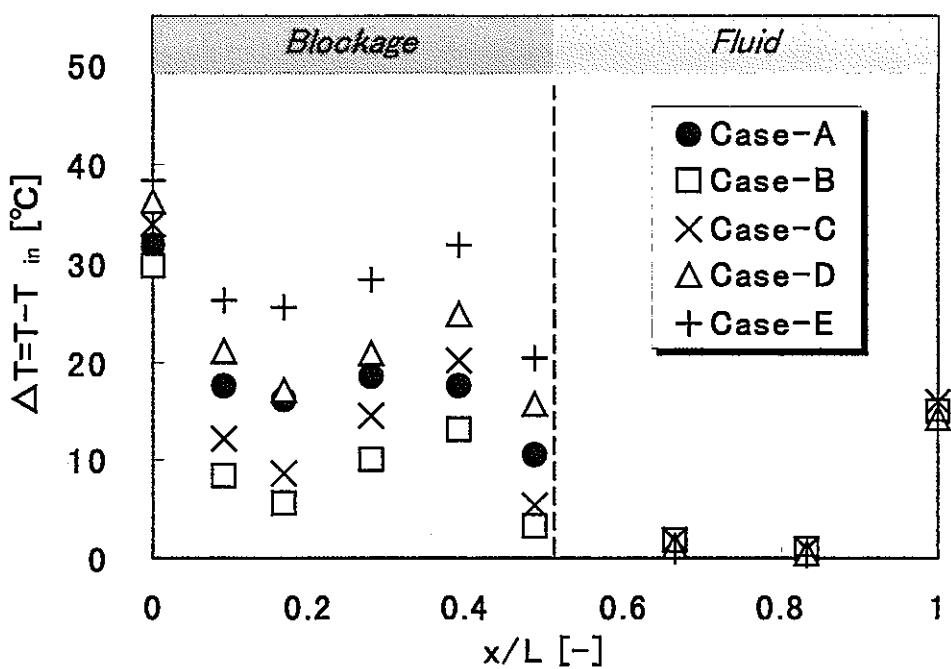


(a) Heater Power 100% (2400[W])

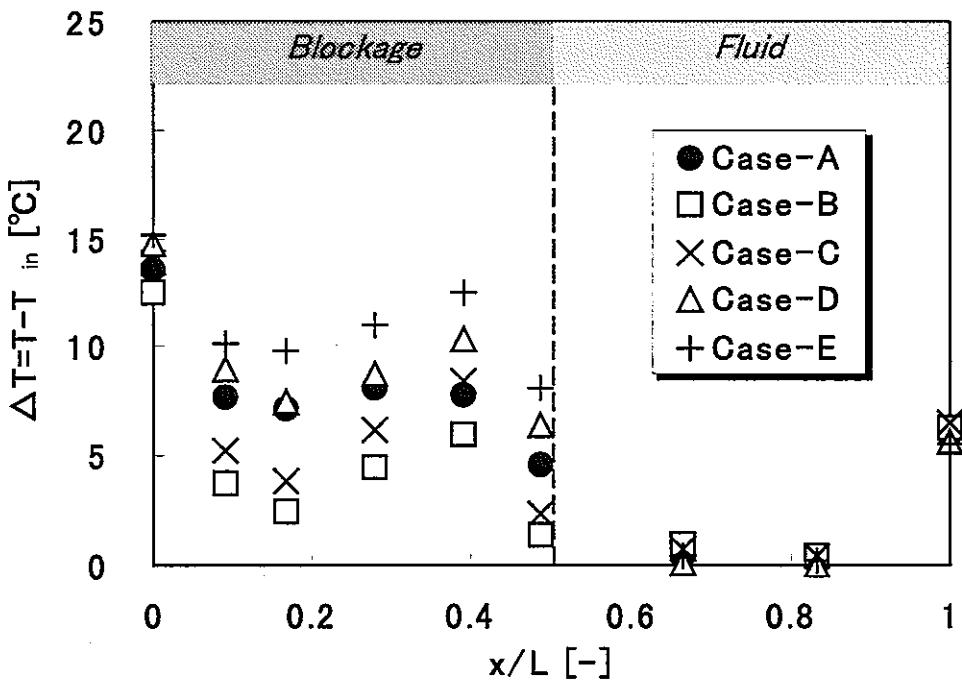


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-7.1 Horizontal Distribution of Temperature
on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$).
Flow-rate 40% (0.8 [m³/h])

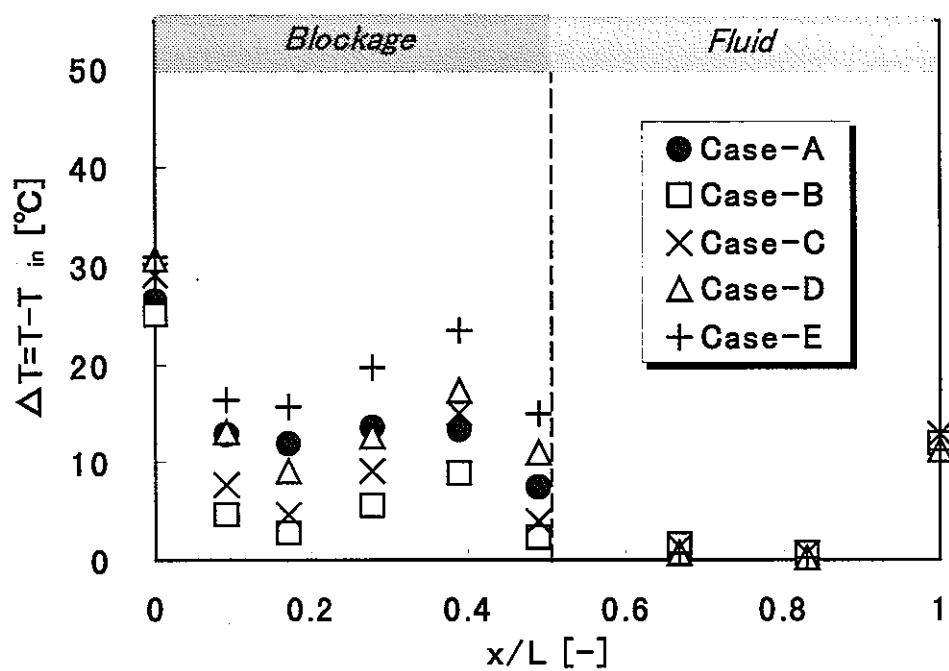


(a) Heater Power 100% (2400[W])

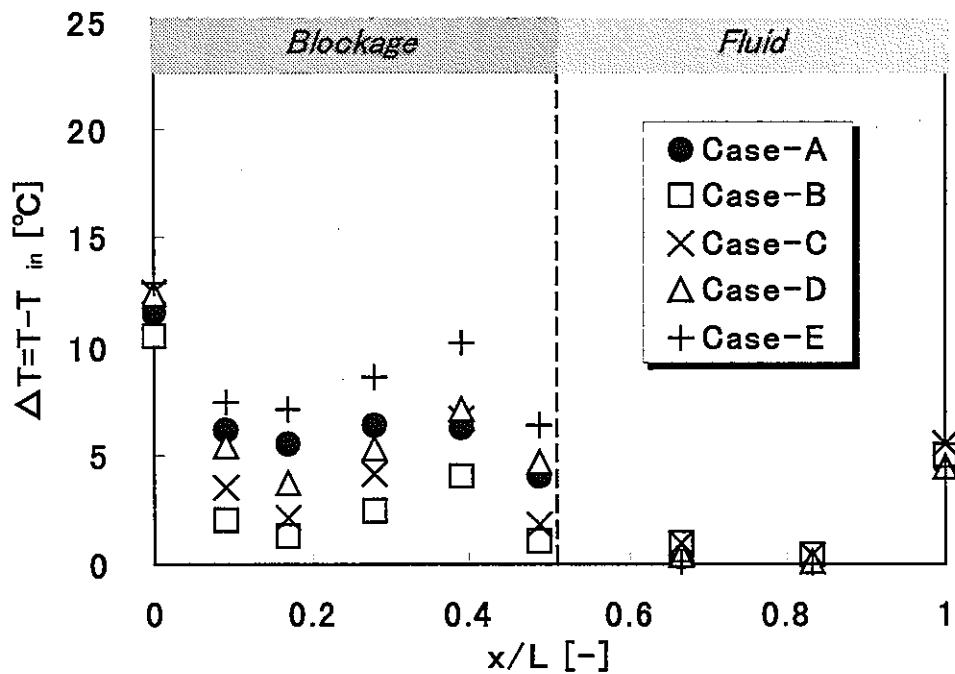


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-7.2 Horizontal Distribution of Temperature
on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$).
Flow-rate 60% ($1.2 [m^3/h]$)

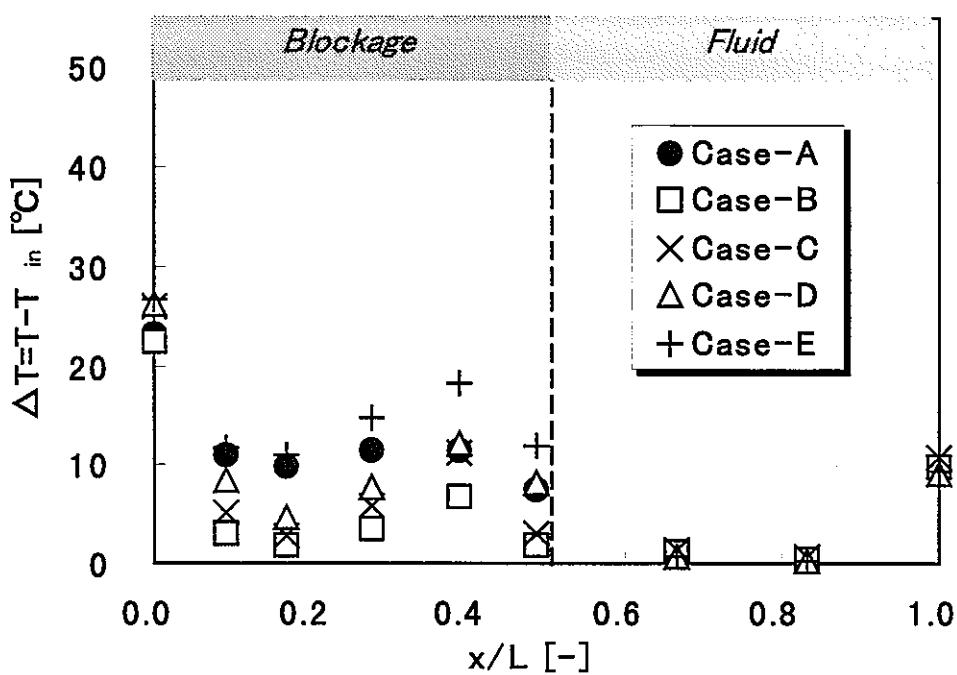


(a) Heater Power 100% (2400[W])

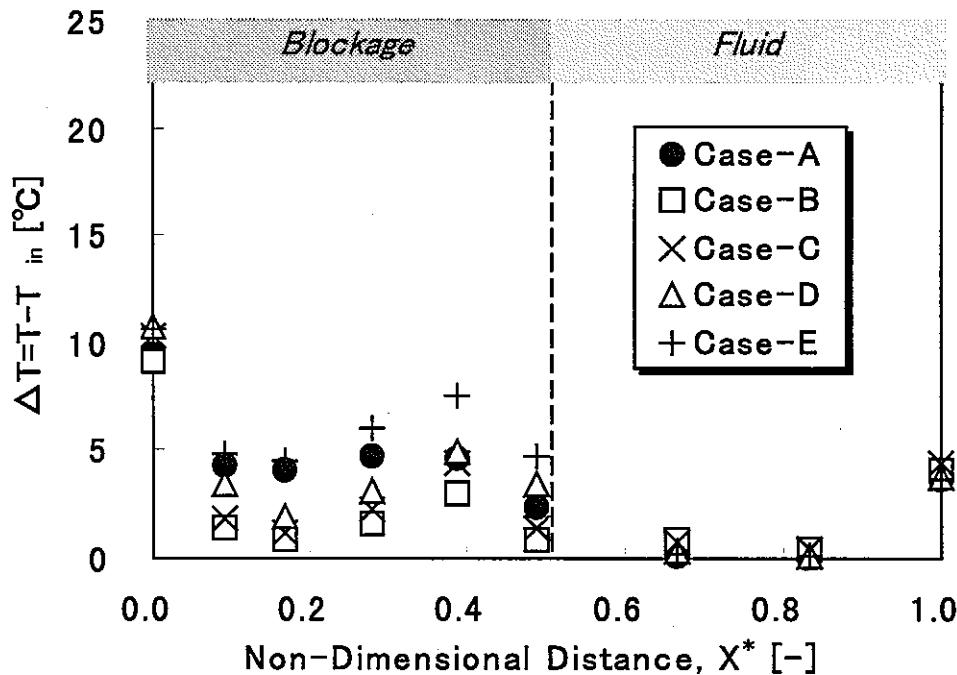


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-7.3 Horizontal Distribution of Temperature
on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$).
Flow-rate 80% (1.6 [m³/h])

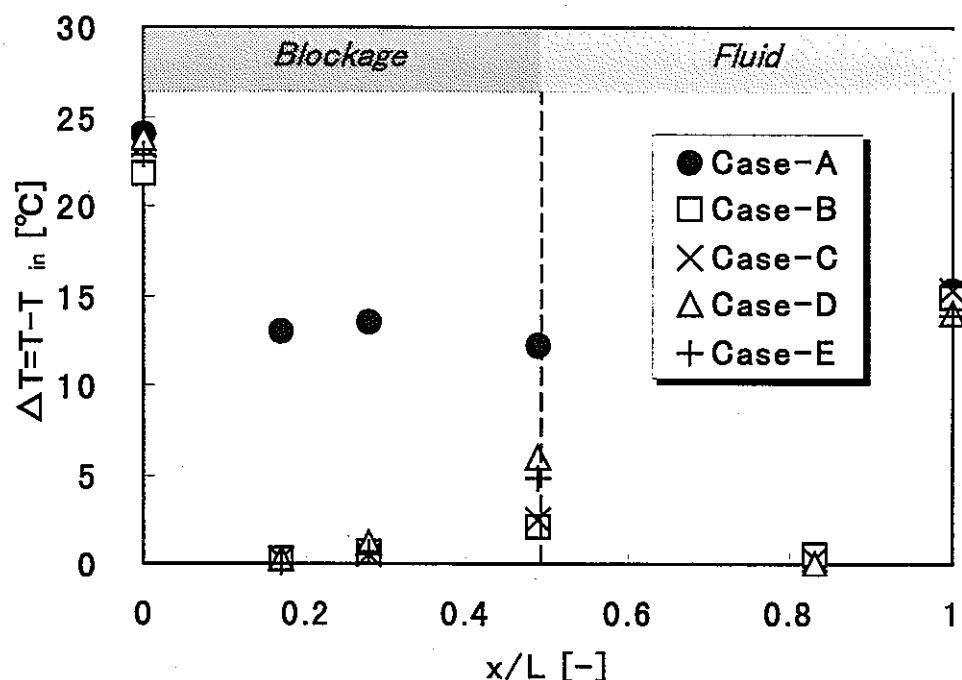


(a) Heater Power 100% (2400[W])

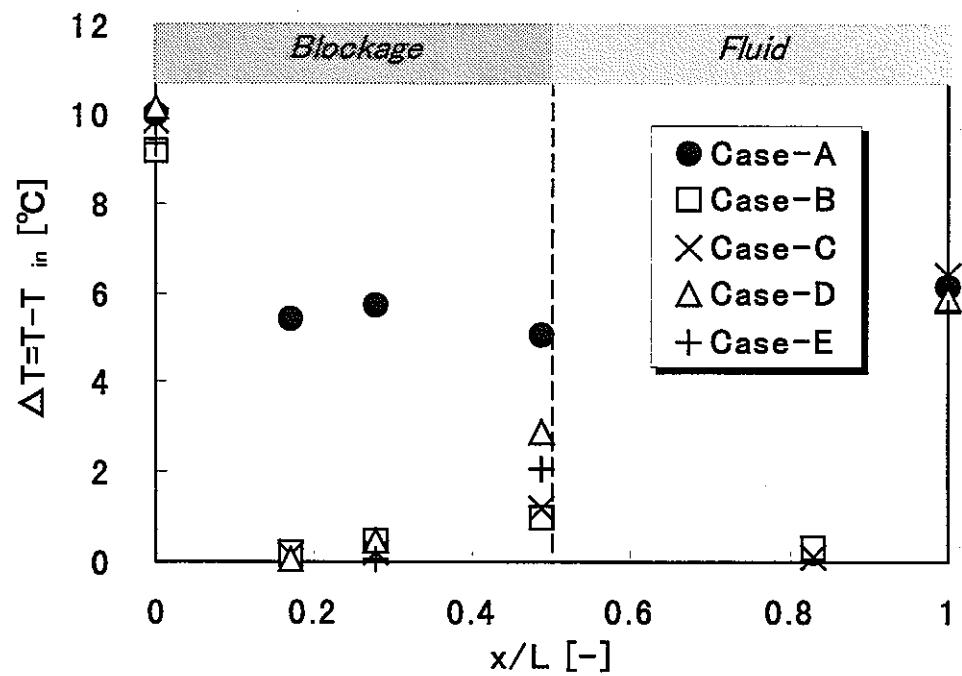


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-7.4 Horizontal Distribution of Temperature on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$) .
Flow-rate 100% (2.0 [m³/h])

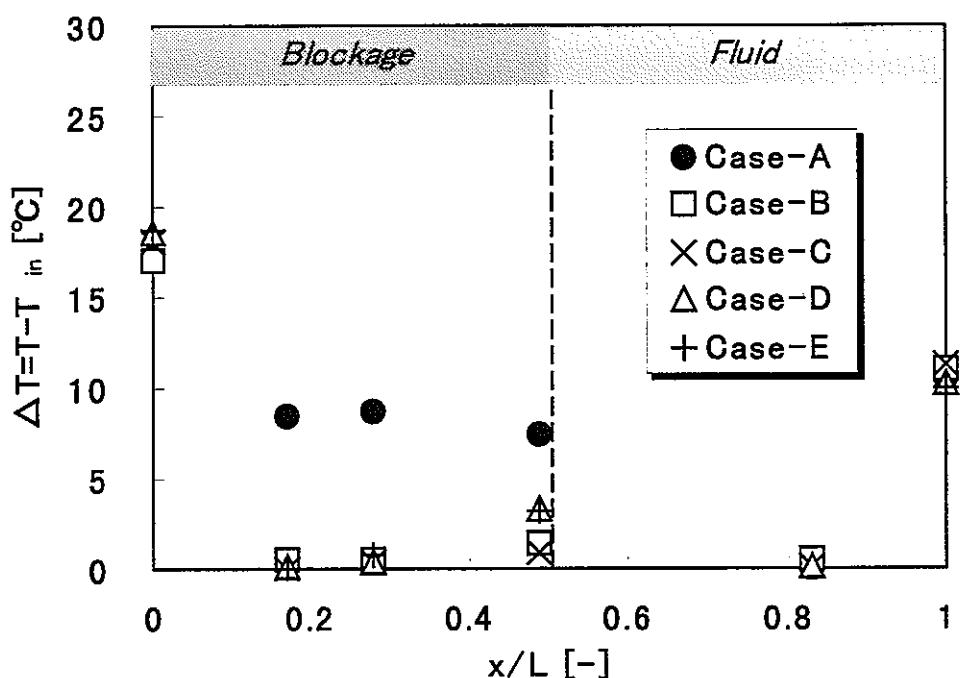


(a) Heater Power 100% (2400[W])

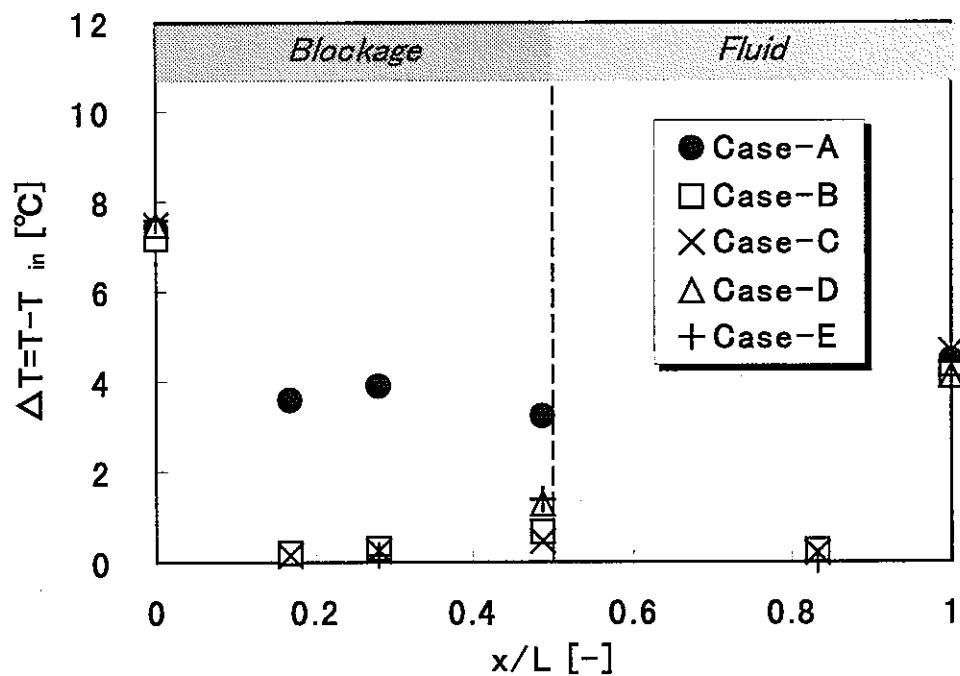


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-8.1 Horizontal Distribution of Temperature
on Lower Cross-section in Blockage ($z/H=1/12$).
Flow-rate 40% (0.8 [m³/h])

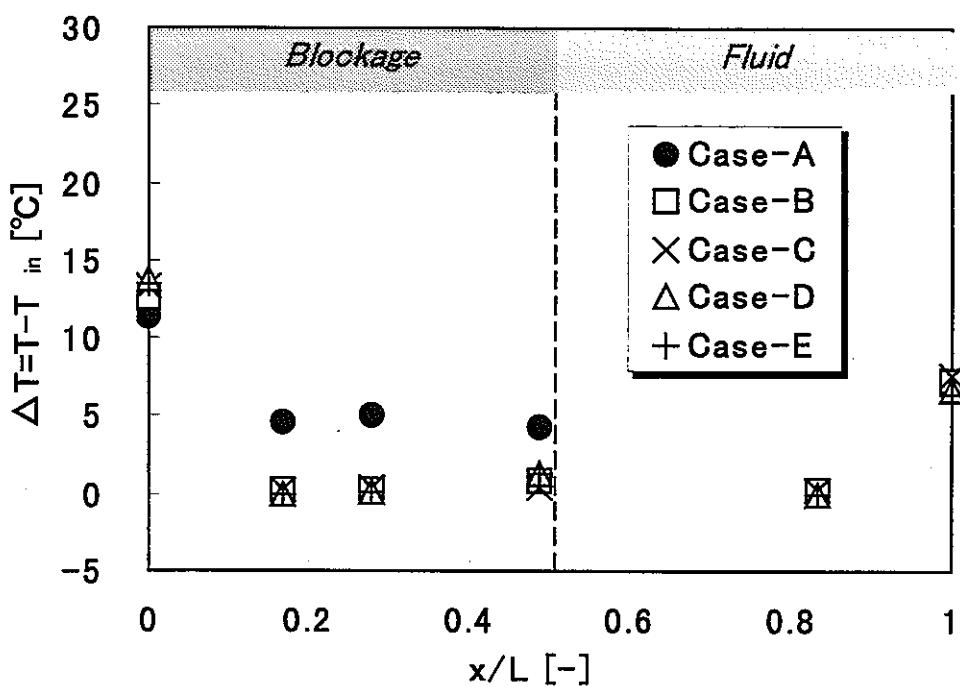


(a) Heater Power 100% (2400[W])

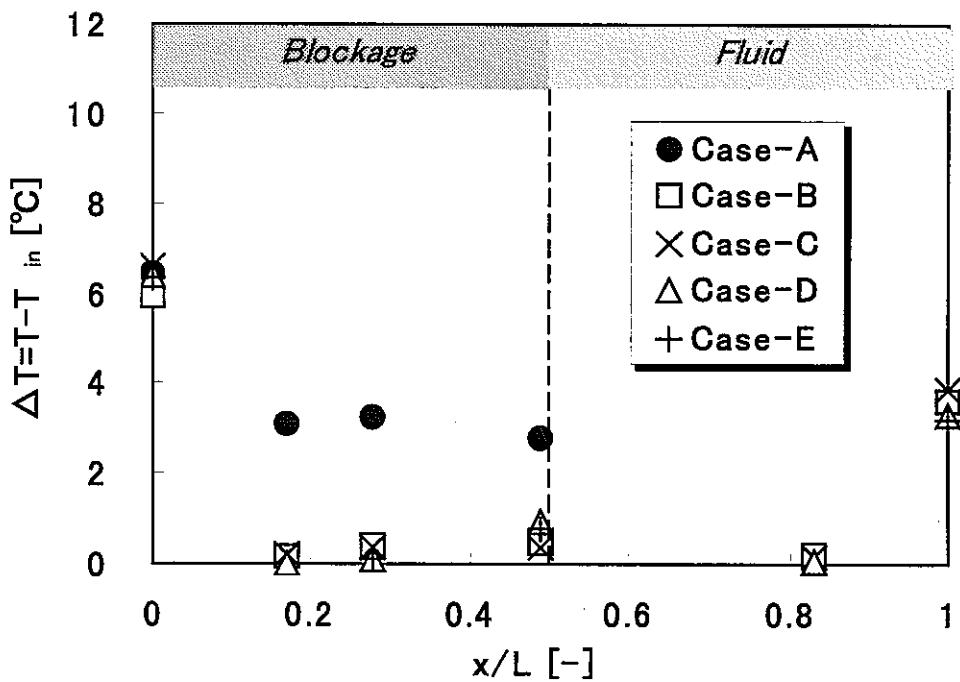


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-8.2 Horizontal Distribution of Temperature
on Lower Cross-section in Blockage ($z/H=1/12$).
Flow-rate 60% (1.2 [m³/h])

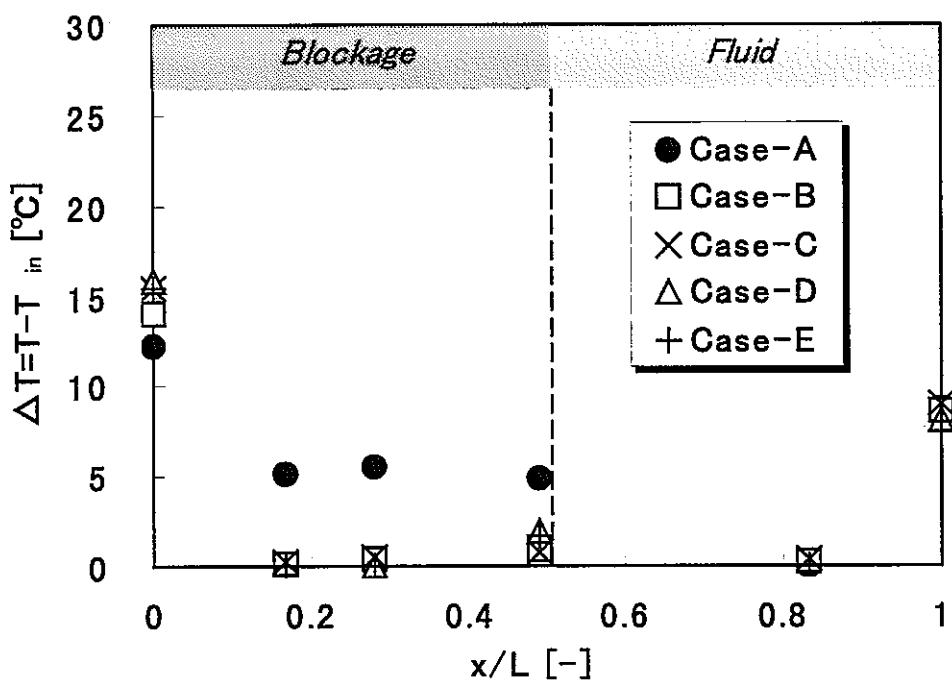


(a) Heater Power 100% (2400[W])

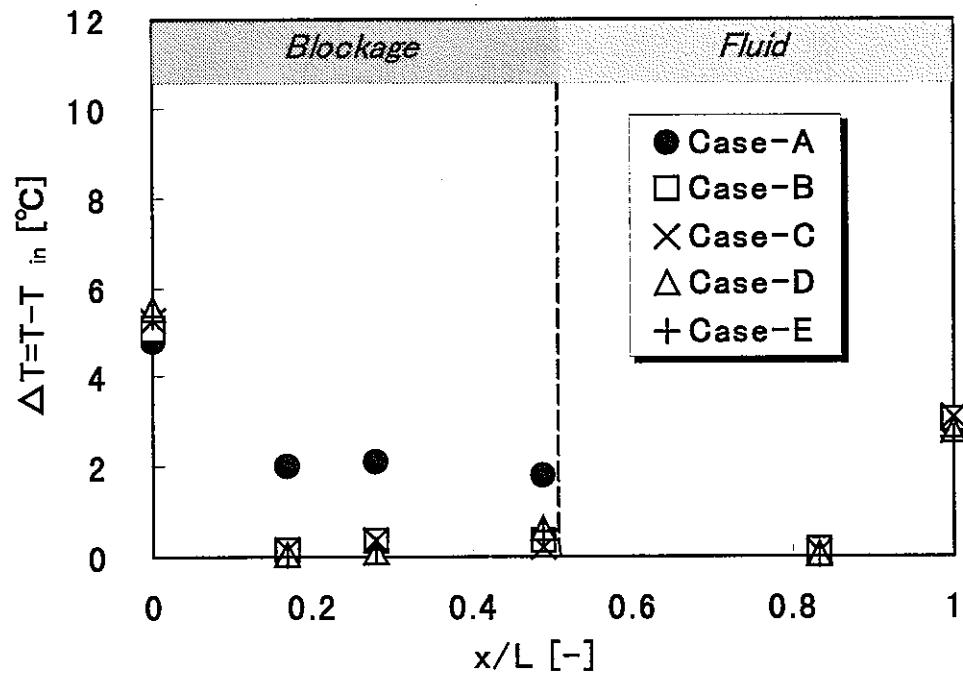


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-8.3 Horizontal Distribution of Temperature
on Lower Cross-section in Blockage ($z/H=1/12$) .
Flow-rate 80% ($1.6 [m^3/h]$)

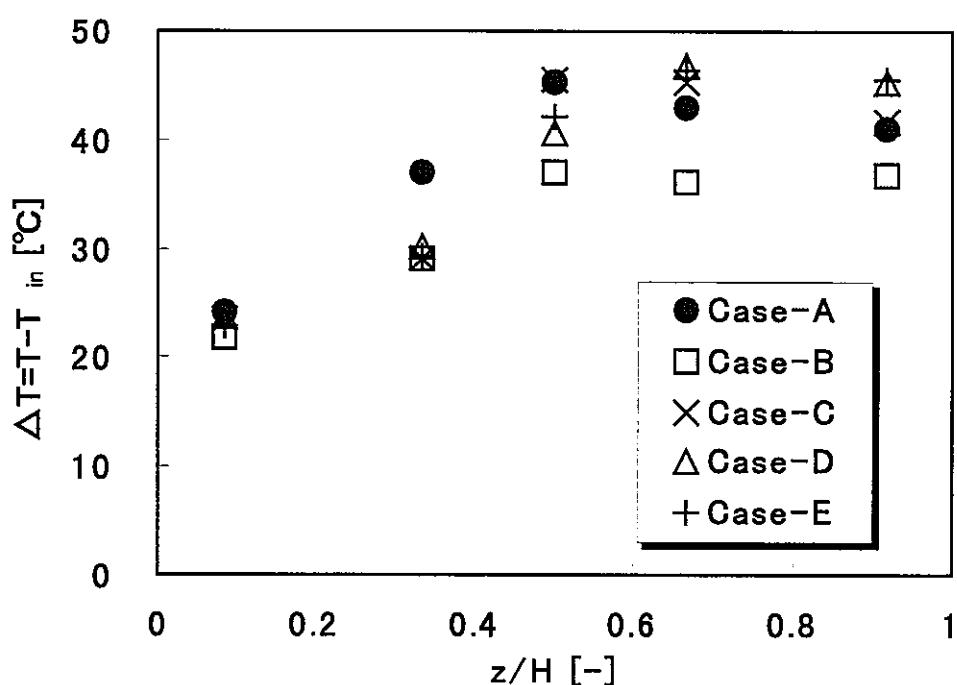


(a) Heater Power 100% (2400[W])

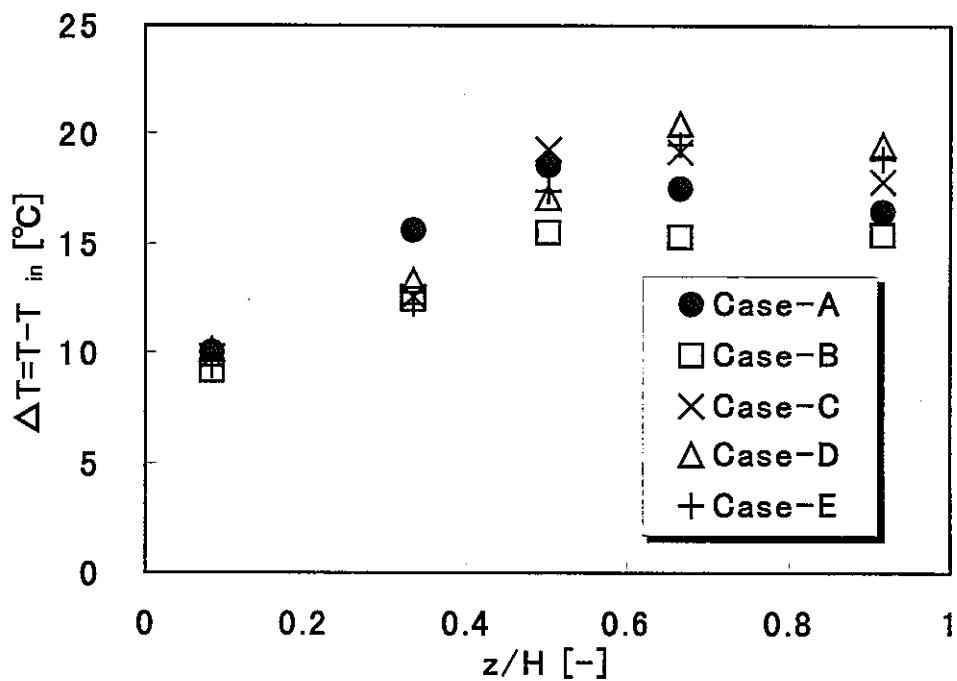


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-8.4 Horizontal Distribution of Temperature
on Lower Cross-section in Blockage ($z/H=1/12$) .
Flow-rate 100% ($2.0 \text{ [m}^3/\text{h}\text{]}$)

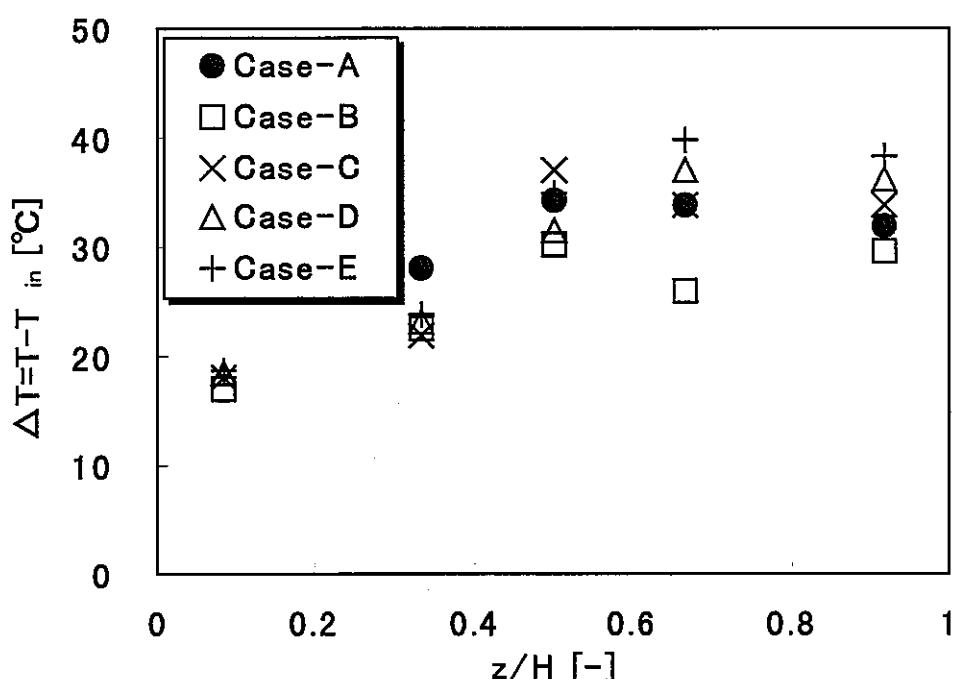


(a) Heater Power 100% (2400[W])

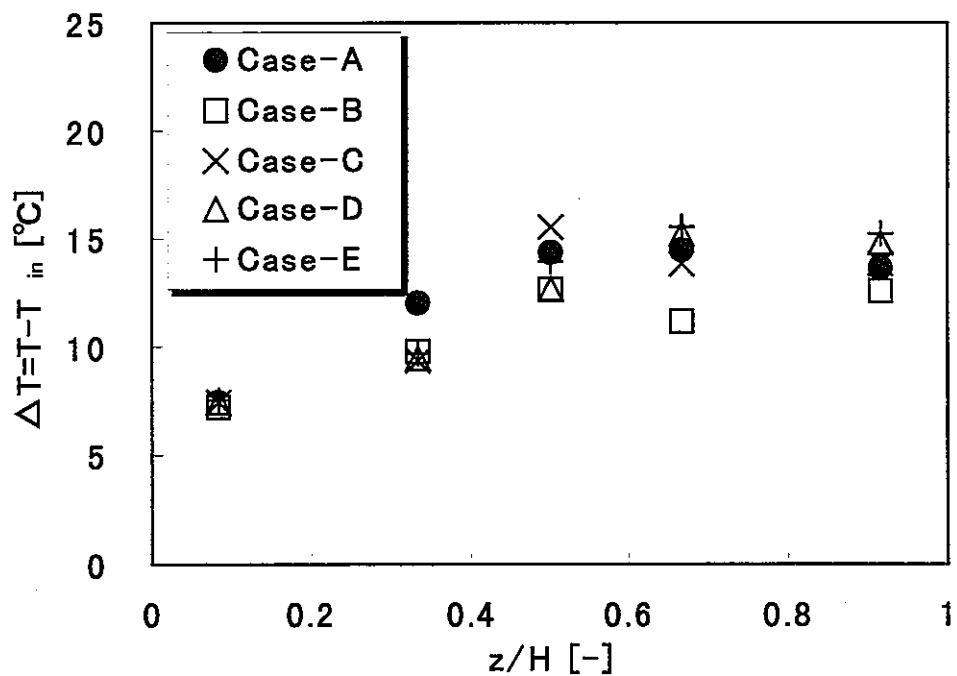


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-9.1 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region.
Flow-rate 40% (0.8 [m^3/h])

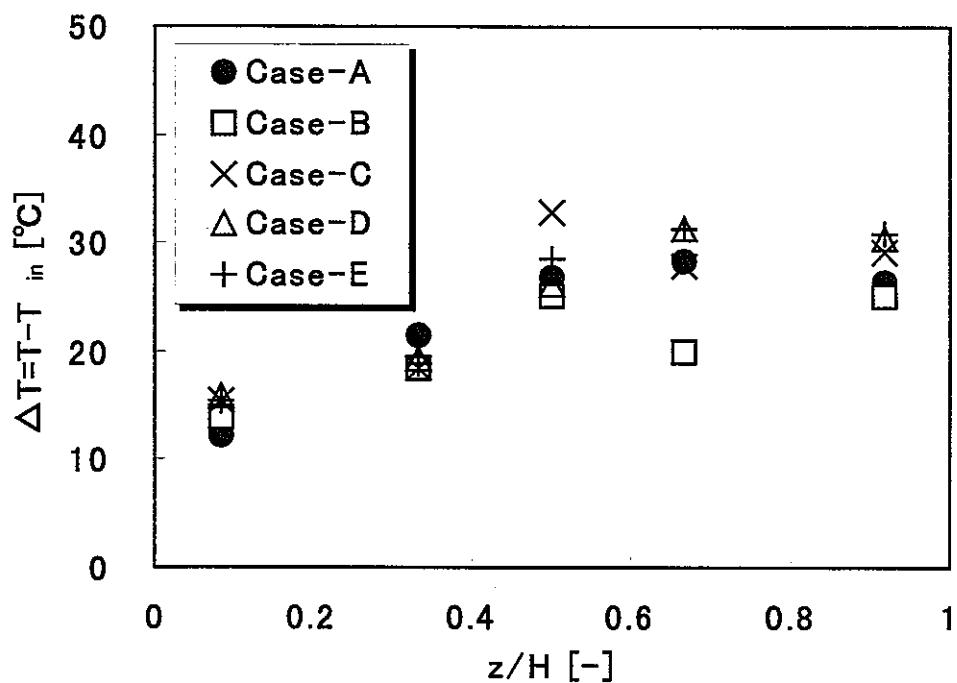


(a) Heater Power 100% (2400[W])

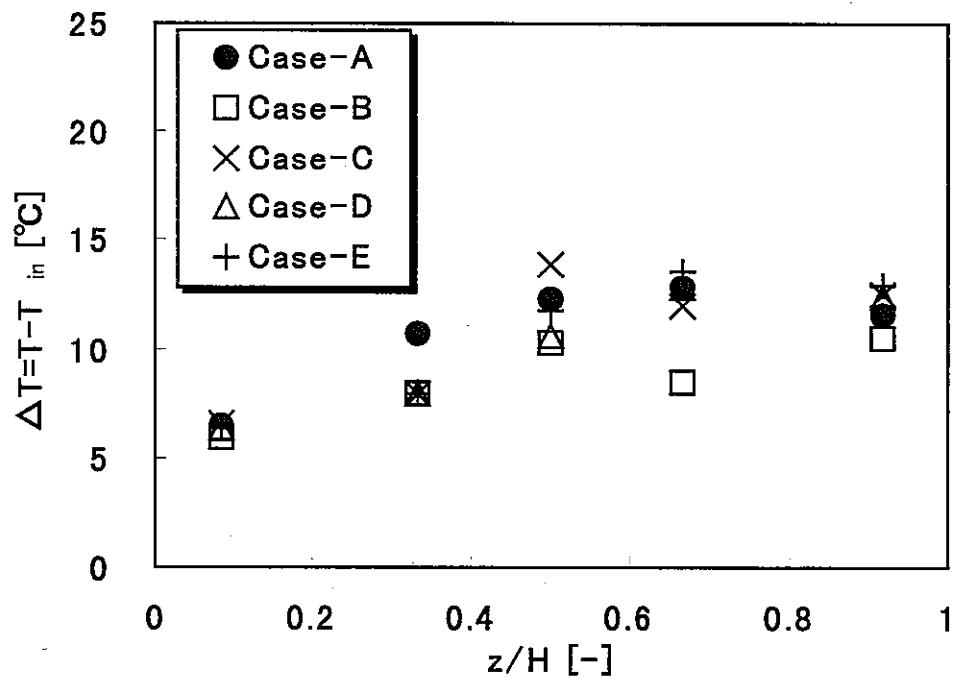


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-9.2 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region.
Flow-rate 60% (1.2 [m³/h])

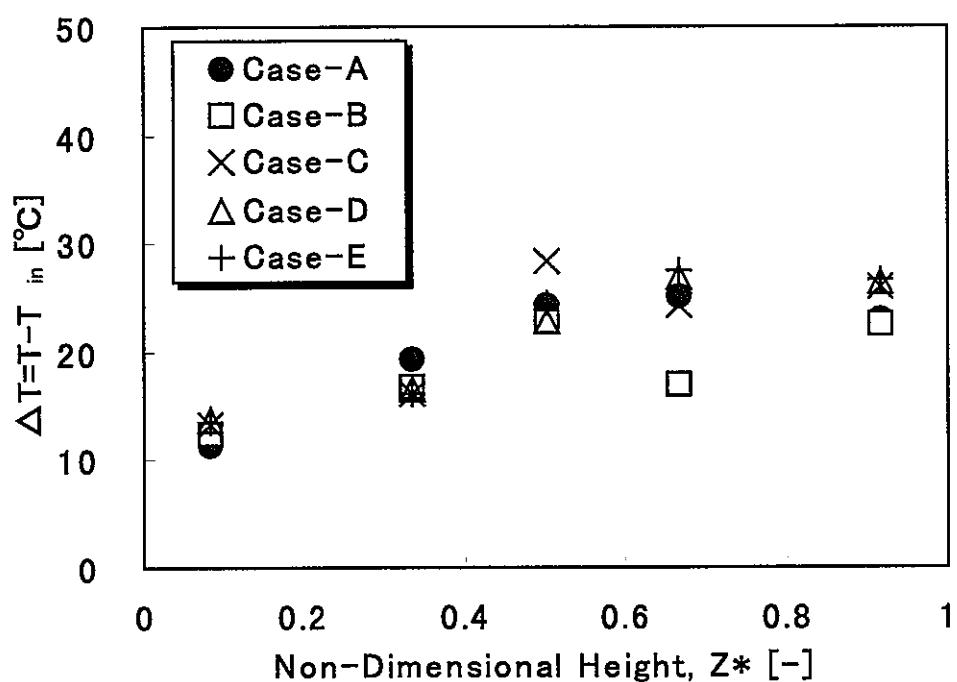


(a) Heater Power 100% (2400[W])

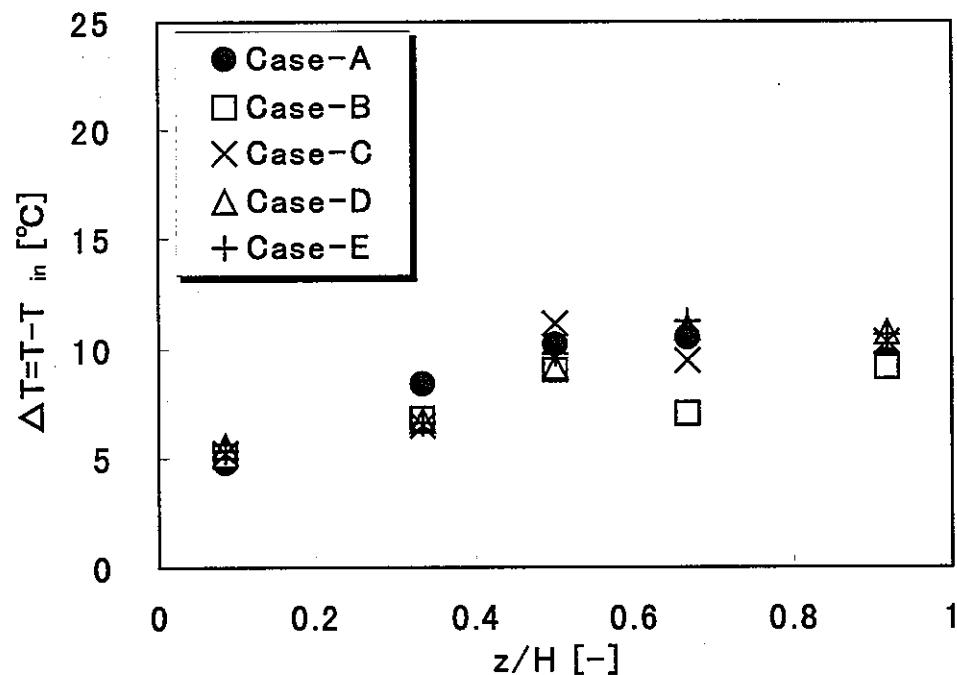


(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-9.3 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region.
Flow-rate 80% (1.6 [m³/h])



(a) Heater Power 100% (2400[W])



(b) Heater Power 40% (960[W])

Fig.4-9.4 Axial Distribution of Heater Surface Temperature in Blockage Region.
Flow-rate 100% (2.0 [m³/h])

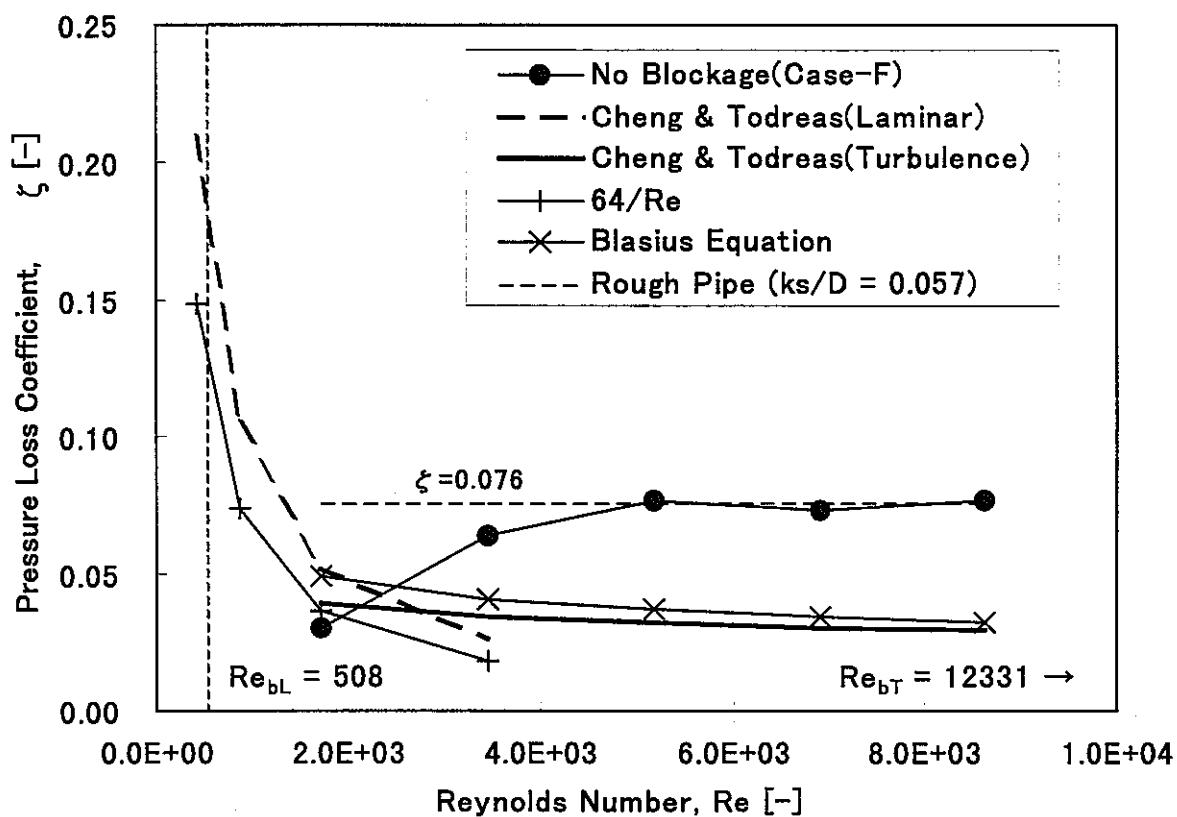


Fig.4-10 Comparison of Pressure Loss Coefficient
in 4 Sub-channel Geometry Test Section.

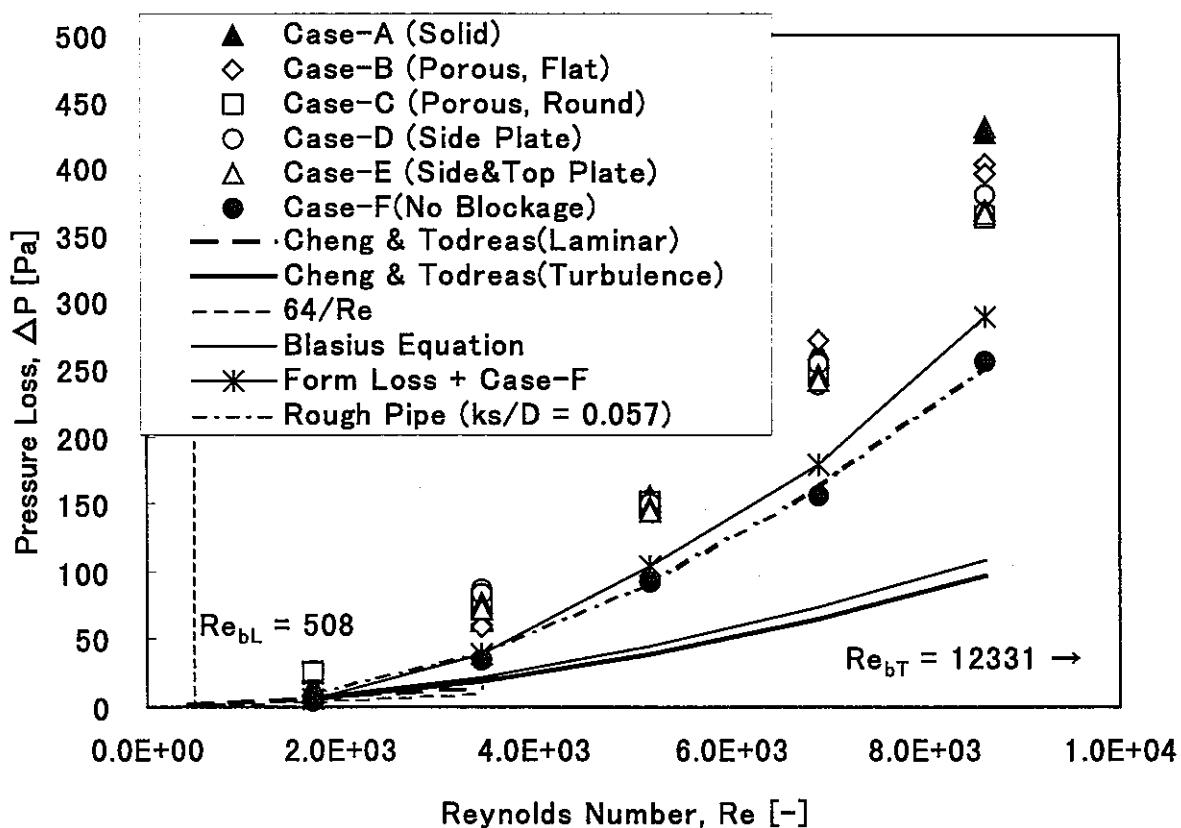
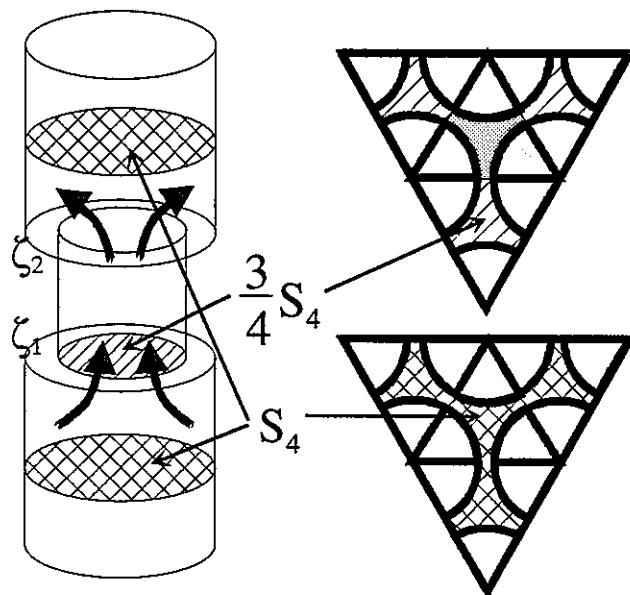


Fig.4-11 Comparison of Pressure Loss for Each Blockage

in 4 Sub-channel Geometry Test Section.

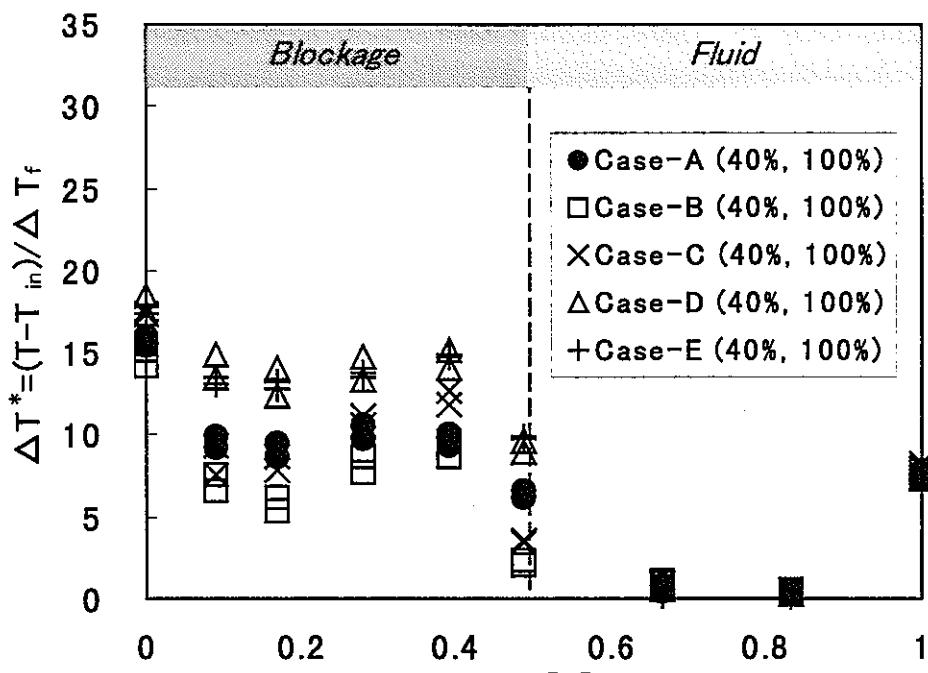


$$\zeta_1 = 0.115$$

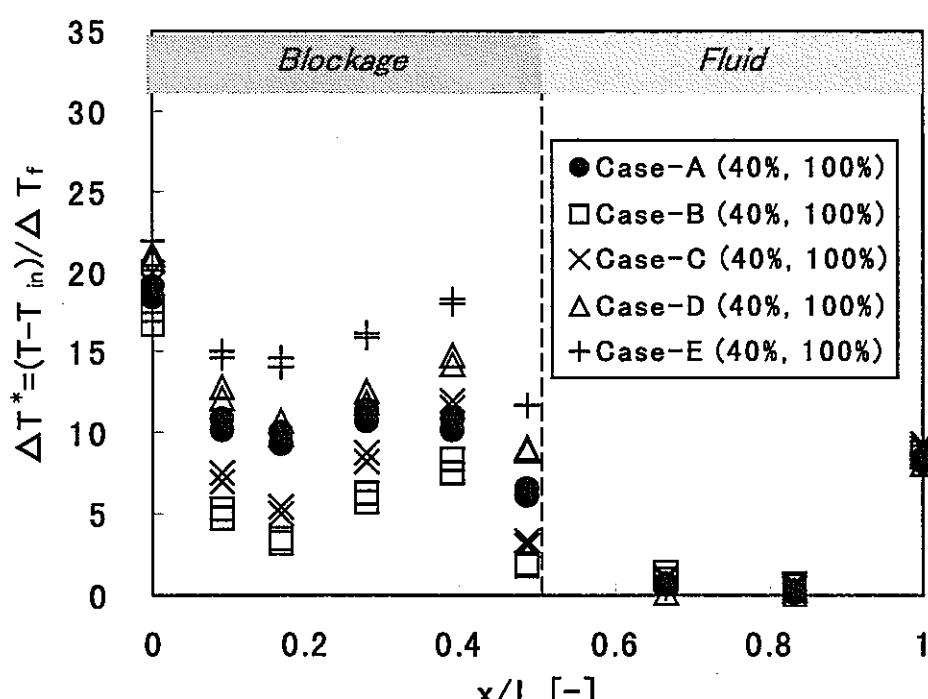
$$\zeta_2 = \left(1 - \frac{3}{4}\right)^2 = 0.0625$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} (\zeta_1 + \zeta_2) \cdot v^2$$

Fig. 4-12 Estimation of Pressure Loss caused by Geometry Characteristics.

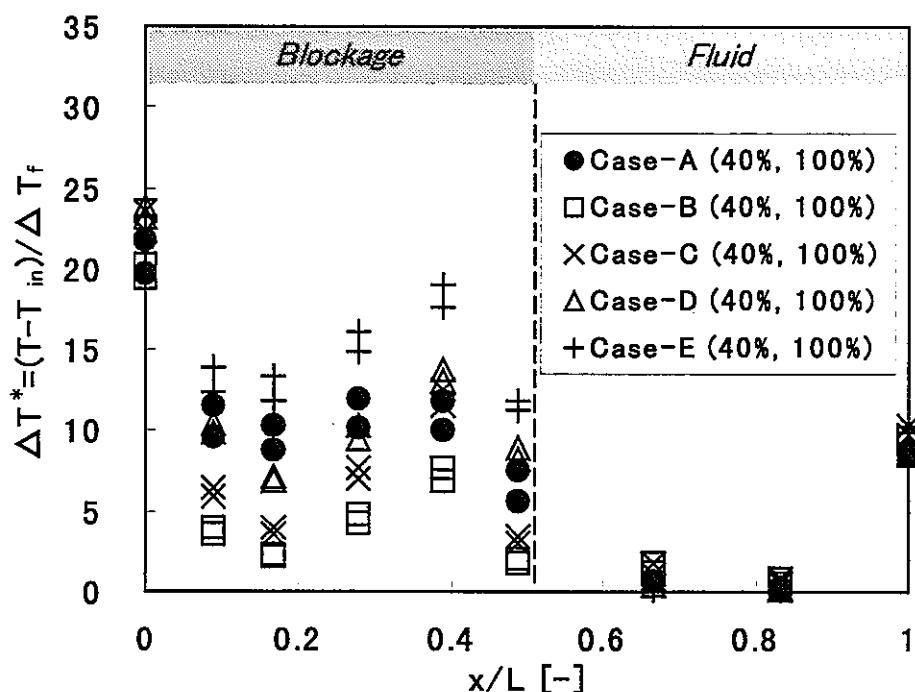
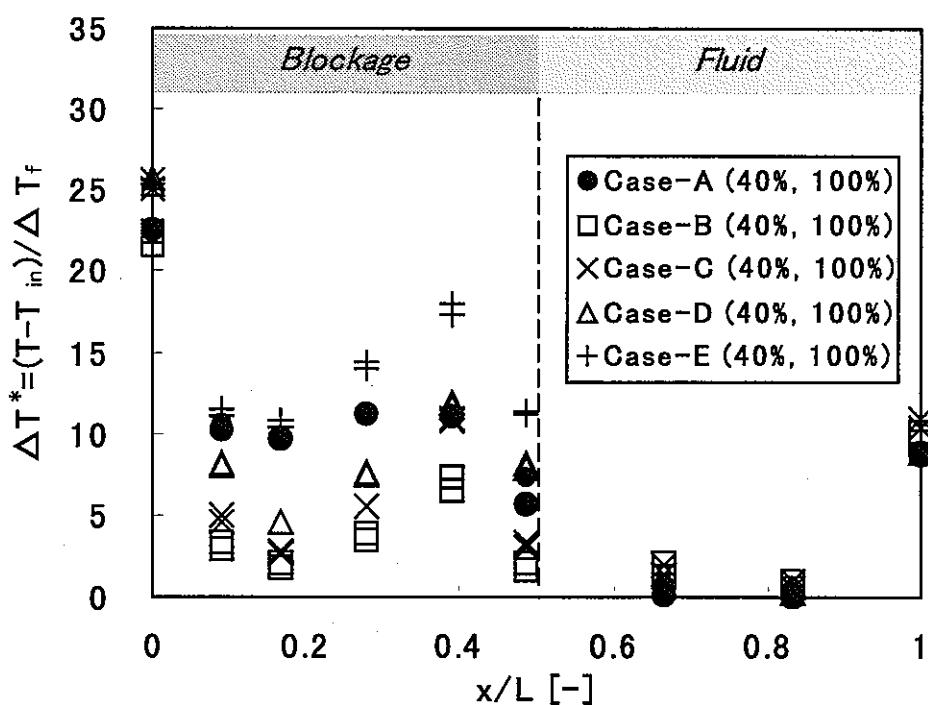


(a) Flowrate 40% (0.8 [m³/h])



(b) Flowrate 60% (1.2 [m³/h])

Fig.5-1.1 Horizontal Distribution of Non-dimensional Temperature Rise on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$) .

(c) Flowrate 80% ($1.6 \text{ [m}^3/\text{h}]$)(d) Flowrate 100% ($2.0 \text{ [m}^3/\text{h}]$)Fig.5-1.2 Horizontal Distribution of Non-dimensional Temperature Rise on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$) .

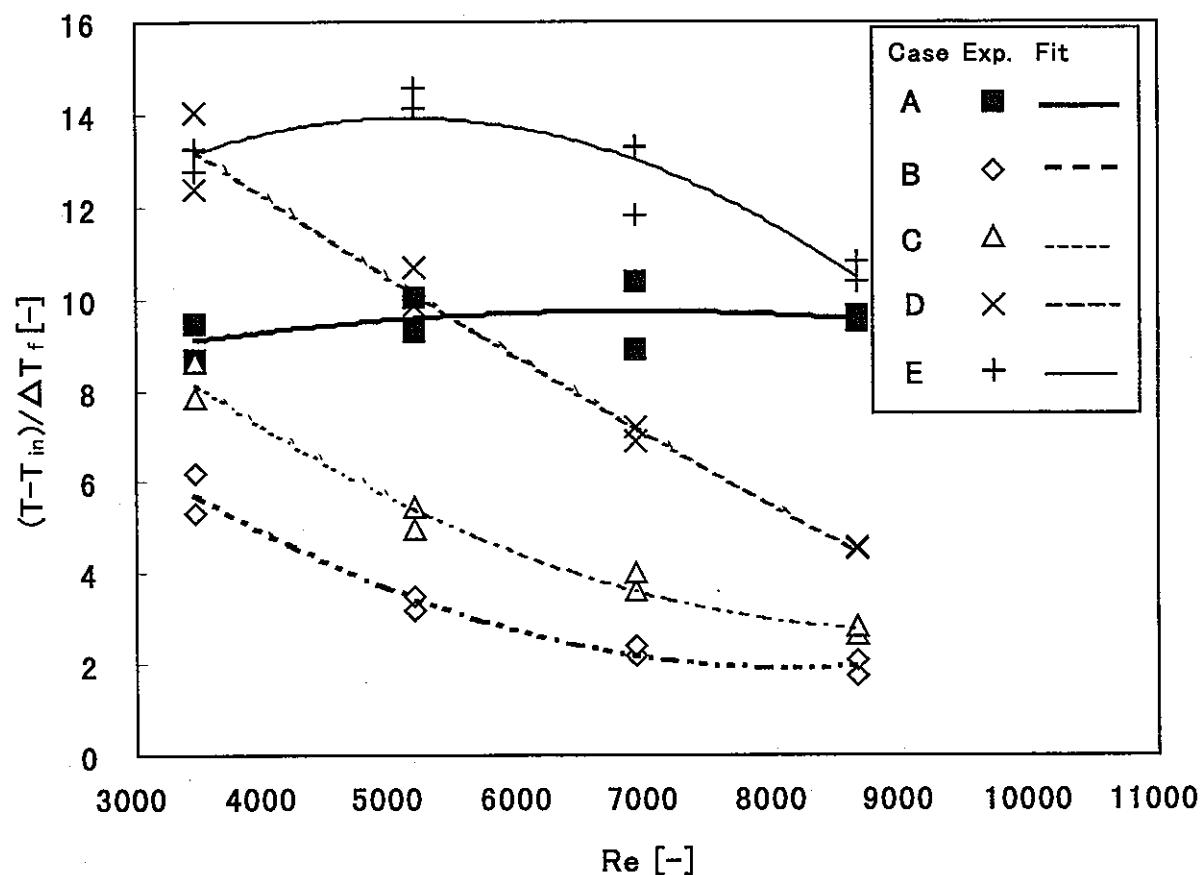


Fig.5-2 Reynolds Number versus Non-dimensional Temperature at Blockage Center ($x/L=0.169$) on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$) .

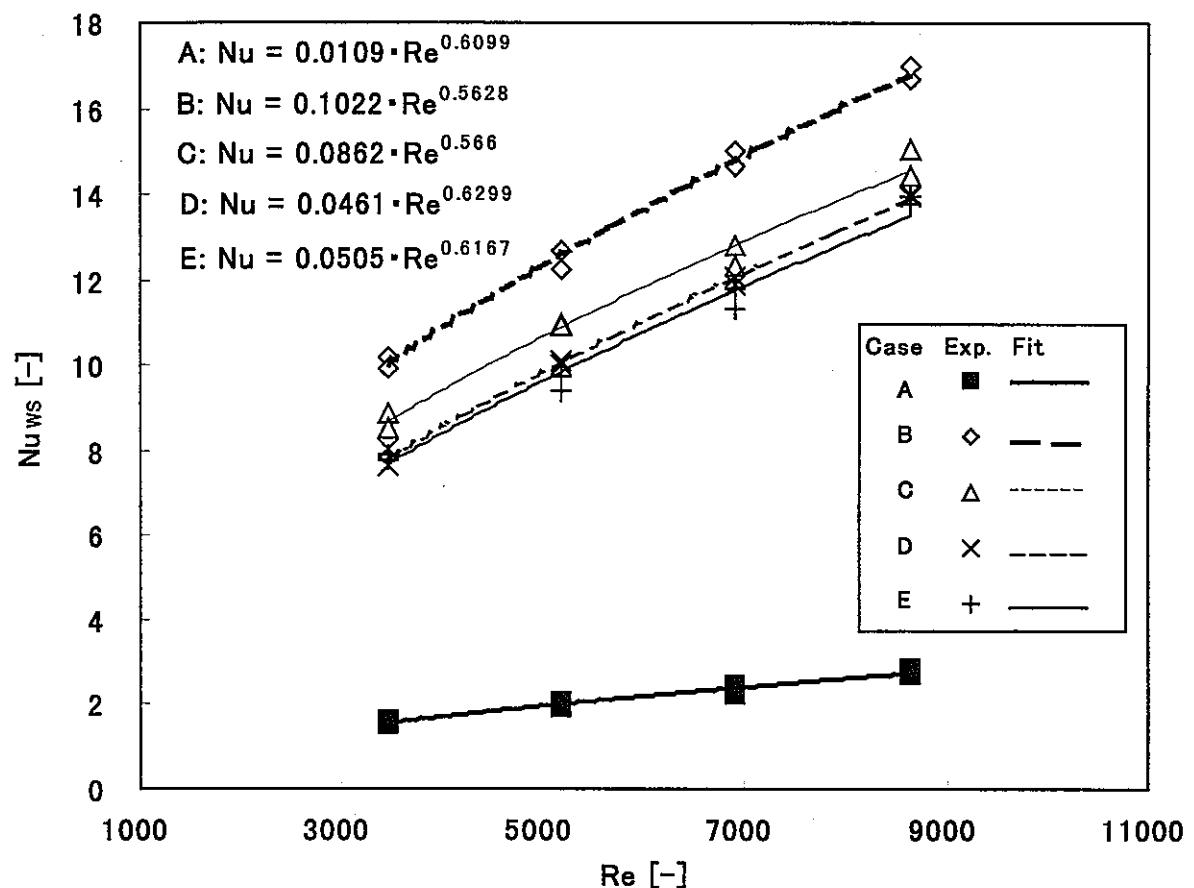


Fig.5-3 Heat transfer Coefficient from Heater Surface to Unplugged Sub-channel
on Upper Cross-section in Blockage ($z/H=11/12$) .

付録 1 UVP による流速データ処理

本試験では、作動流体として水を用いる場合に開発され市販されているスイス MET FLOW 社の計測器 (X1) を用いた。UVP を用いて計測する場合には Table 4 に示すように、計測範囲によって計測可能最大流速が決まっており、最適な組み合わせが要求される。最大計測深度 (Maximum Depth) を小さくとると単位長さあたりの計測点数は増加するが速度分解能は低下する。本試験では計測用窓と閉塞物間の距離を参考にし、計測点の空間密度を上げるために最大計測深度 (Maximum Depth) を 91[mm]とした。このとき、速度分解能は 5.6[mm/s]となる。測定データは速度分解能の整数倍 (±127) として出力されるため、速度分解能以下となる測定データは流速値零として出力される。また、流速零のデータでは、実際に流速値が零でドップラ周波数変化がない場合と、実際には流速値を持っているが反射粒子がないため信号が反射してこない場合とを区別できないため、流速の時間平均値を求める場合には通常、時系列データから流速零のデータを除いて平均値を求めている。このため、壁付近など流速が零近傍となる箇所では平均流速を高めに評価してしまう。そこで、壁近傍の流速を正しく評価するために、修正トンプソン- τ 法を用いて以下の手順で補正を行った。

補正を行う前に前提として、計測場では「超音波反射粒子は十分に混入されており、流路断面に一様に分布し、流れと同じ流速をもって流れている」という条件が満たされているとする。つまり、壁付近であっても主流部と同程度の頻度でドップラ信号が得られているものと仮定し、時系列データに零を示す測定データが含まれている場合、流速零のデータを除いて平均値を求めずに、流速値が零となるデータがある割合 (Success Rate) で含まれるものとして平均値を求める。

1) 主流部での Success Rate の計算

各測定点での Success Rate を R_{Si} とすれば、

$$R_{Si} = \frac{\text{流速が零でないデータの数}}{\text{全データ数}} = \frac{n_i^1}{N_0} \quad (\text{A1-1})$$

で表せる。ここで、 $N_0=1024$ である。主流部とは、本文 (4. 1. 2 節) で示すように軸方向流速が常に正の値を持つ領域 ($r=5.0 \sim 10.0[\text{mm}]$, Fig.2-4 参照) とした。各測定条件での主流部の平均 \bar{R}_s を表 A1-1 に示す。

2) 平均値、精密度の計算

時系列データを読み込み、各測定点での R_{Si} を求め、主流部の平均 \bar{R}_s と比較し、

① $\bar{R}_s < R_{Si}$ のとき、有効データ数 $N_i = 1024 \times R_{Si} = n_i^1$

② $\bar{R}_s \geq R_{Si}$ のとき、有効データ数 $N_i = 1024 \times \bar{R}_s = n_i^1 + n_i^0$

とする。つまり、壁近傍では②の条件となり、 n_i^1 個の流速が零でない測定値と、 n_i^0 個の流速が零となる測定値を併せて評価することになる。この有効データ数 N_i を用いて、以下の式に従い平均値 \bar{X} 、精密度 S を求め、修正トンプソン- τ 法を用いて異常値を判別する。

$$\bar{X} = \frac{1}{N_i} \sum_{k=1}^{N_i} X_k = \frac{1}{N_i} \left\{ \sum_{k=1}^{n_i^1} X_k + \sum_{k=1}^{n_i^0} X_k \right\} = \frac{1}{N_i} \sum_{k=1}^{n_i^1} X_k \quad (\text{A1-2})$$

$$S = \left\{ \frac{1}{N_i - 1} \sum_{k=1}^{N_i} (X_k - \bar{X})^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{A1-3})$$

3) 異常値の判定

有効データ数 N_i の測定値のうち、 j 番目の測定値 X_j が異常値と疑われるとする。ここで、 X_j と \bar{X} との差の絶対値 δ は、

$$\delta = |X_j - \bar{X}| \quad (\text{A1-4})$$

となる。測定値が正規分布に従うと仮定し、有効データ数 N_i (< 400) に対する 5%有意水準での τ の近似値として $\tau = 2.0$ とする。異常値の判定は、差 δ と積 τS を比較して行う。

- ① $\delta < \tau S$ 、および、 $\delta = 0.0$ のとき、 X_j は異常値ではない。
- ② $\delta \leq \tau S$ のとき、 X_j は異常値である。

異常値が認められた場合、異常値を排除して再度平均値、精密度を求め、異常値が認められなくなるまで判定が繰り返される。本文中のグラフは、異常値を除いた測定値の平均値と標準偏差を示している。

[参考文献]

- 1) 日本機械学会、「計測の不確かさ」、丸善、(1985)
- 2) ISO 国際文書、「計測における不確かさの表現のガイド」、日本規格協会、(1996)

A1-1 主流部の平均 Success Rate, \bar{R}_s

Run No.	Flow-rate [m ³ /h]	Heater Output [W]	Measuring Position, z [mm] (Upper: trial 1, Lower: trial 2)									
			-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0	60.0		
F08P10 Case-B	0.8	0.0 (Off)	0.8662	0.7706	0.6643	0.5792	0.5638	0.9383	0.9973	0.9960	0.9987	0.9992
		1800 (On)	0.9989	0.9996	0.9983	0.9985	0.9865	0.9860	0.9552	0.9538	0.9900	0.9897
	0.4	0.0 (Off)	0.8859	0.8503	0.7973	0.8066	0.8510	0.9089	0.9262	0.9506	0.9598	0.9584
		1440 (On)	0.9195	0.8901	0.9092	0.9100	0.7271	0.6865	0.8659	0.8887	0.9092	0.8825
F04P10 Case-B	0.4	0.0 (Off)	0.8276	0.8083	0.8852	0.8804	0.9058	0.9170	0.9855	0.9860	0.9968	0.9958
		1440 (On)	0.9962	0.9968	0.9944	0.9923	0.9821	0.9824	0.9072	0.9152	0.9828	0.9847
	0.8	0.0 (Off)	0.8664	0.8756	0.8910	0.8930	0.9258	0.9256	0.9782	0.9807	0.9904	0.9948
		1440 (On)	0.9888	0.9908	0.9745	0.9718	0.9435	0.9308	0.8917	0.8991	0.9874	0.9851
F08P10 Case-D	0.8	0.0 (Off)	0.8689	0.8831	0.8862	0.8876	0.8895	0.8975	0.8580	0.8779	0.9732	0.9682
F04P10 Case-D	0.4	0.0 (Off)	0.9979	0.9948	0.9847	0.9927	0.9720	0.9724	0.9647	0.9623	0.9778	0.9766
			0.8528	0.8465	0.8511	0.8532	0.8551	0.8668	0.8273	0.8274	0.8587	0.8870
			0.9523	0.9487	0.8905	0.8866	0.8626	0.8951	0.9134	0.9040	0.9346	0.9395

付録 2 試験体改造

当初行われた温度分布測定試験（第1,2回運転）では、各サブチャンネル及び閉塞物内部の温度分布に対称性が得られなかった。よって、温度分布不一致現象に対応するため試験体の対称性改善の観点から、改造ヒータ表面をヤスリ掛けし、熱電対を瞬間接着剤で固定した後、溝及びヒータ接合部の凹凸をデブコン（真鍮金属粉を混入したパテ）にて埋める作業を本試験（流速分布および温度分布測定試験）に先立って行った、温度分布不一致の改善点について、その効果を評価した。

1) 試験体改善確認試験

温度分布不一致の改善点について確認するため、Table A2 に示す条件にて試験を行った結果、従来ヒータと閉塞物との接触点で、ヒータ3面間で 20[°C]以上の温度差がつくケースがあったが、今回は 7[°C]以内に収まり温度分布の対称性が改善された。さらに、ヒータ出力を 1800[W]で一定とし、試験体流入量を 2.0[m³/h]から 1.6[m³/h], 1.2[m³/h], 0.6[m³/h], 0.5[m³/h]に下げて温度分布の測定を行った (Fig.A2-1)。また、試験体流入流量 0.4[m³/h]で固定し、ヒータ出力を 0%から 40%, 60%, 80%に上げて温度分布の測定を行った (Fig.A2-2)。その結果、流速分布測定試験時に予定されていた試験条件(ヒータ出力 100%, 流量 0.4[m³/h])ではヒータ表面温度が局所的に 100[°C]を越える可能性が生じた。そこで、流速分布測定時の試験条件をヒータ出力 100%, 試験体流入量 0.4[m³/h]から、ヒータ出力 1440[W](80%), 試験体流入量 0.4[m³/h]およびヒータ出力 100%, 試験体流入量 0.8[m³/h]の2ケースに変更した。

Table A2 温度分布測定試験

流入流量 Q[m ³ /h]	ヒータ出力 P[W]
0.8	
1.2	
1.6	1800 (100%)
2.0	

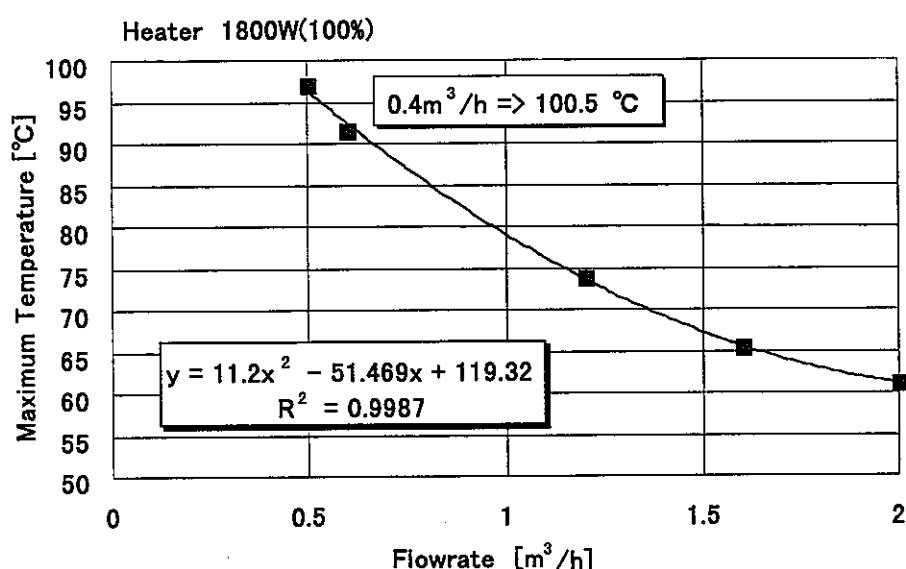


Fig.A2-1 ヒータ表面温度と流量の影響

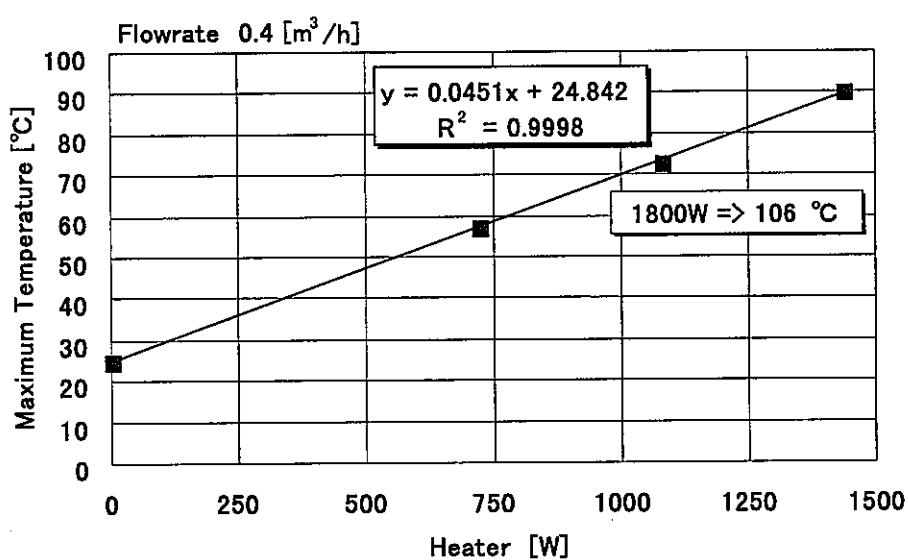


Fig.A2-2 ヒータ表面温度と出力の影響

付録 3 溫度分布再現性確認試験

1) 試験条件

無垢材閉塞物（Case-A）について閉塞物内の温度分布測定を行い、本報告（第3回運転）で行ったポーラス閉塞物（Case-B）と閉塞物内の温度分布を比較した。その結果、第1,2回運転での結果とは異なる傾向となり、ポーラス状閉塞物での閉塞物内部の温度分布が無垢材閉塞物よりも高くなつた。このため、Table A3-1に示すCase-AとCase-Bとの差が顕著となるであろう以下の条件に限定し、再現性確認試験を行つた。

Table A3-1 再現性確認試験の試験条件

流入流量 Q[m ³ /h]	ヒータ出力 P[W]
0.8	2400
2.0	(100%)

2) 再現性の評価方法

Case-AとCase-Bについて、Fig.A3-1に示すフローチャートに従い再現性確認試験を行う。まず、第3回運転で収録した同一条件のデータと、閉塞物内およびサブチャンネル内温度分布が同一レベル（熱電対の誤差範囲で同じ温度）にあることを確認する。同一レベルにない場合は、そのケースについて全試験条件での再試験を行い、再現性を確認する。

3) 再現性試験結果

Fig.A3-1に、矢印で試験の流れを、二重丸にて収束結果をそれぞれ示す。温度分布結果をFig.A3-2に閉塞物上部での温度分布を、Fig.A3-3に閉塞物下部での温度分布を、Fig.A3-4に閉塞物と接するヒータ表面の軸方向温度分布の軸方向温度分布を示す。その結果、Case-Aについて、温度分布は閉塞物上部、閉塞物下部および軸方向のいずれにおいても第3回運転の測定結果と定量的に一致し再現性が確認できた。Case-Bについては第3回運転の結果と異なり、での傾向と同様に無垢材閉塞物よりも低い温度分布となつた。

再現性確認試験の結果を受けて、Case-Bについて温度分布測定の再試験を行つた。その結果、再現性確認試験および第1,2回運転での結果と同様の傾向を示した。よつて、第3回運転での結果だけが異なつておらず、Case-Bの再現性確認試験結果および再試験結果が正しいと判断した。

5) まとめ

Table A3-2に第1,2回運転、第3回、再現性確認試験およびCase-B温度分布測定再試験の結果をまとめて示す。表中の温度は熱電対番号T19の位置での温度であり、T19は2本のヒータに挟まれる位置にあり、閉塞物内の冷却材温度である（Fig.2.3参照）。Case-Aに関しては、第3回および再現性確認試験ともに同じ値を示し再現性が確認できた。Case-Bに関しては、第3回運転での温度がCase-Aに比べて高くなつたが、再現性確認試験と再試験の結果は一致しておりCase-Aよりも低い温度レベルとなつた。よつて、第1,2回運転での結果と同様にCase-AよりもCase-Bの方が閉塞物内部温度は低下する傾向があるといえる。（第1,2回運転での結果と第3回運転での結果

で温度の絶対値が異なっているのは、第1,2回運転では冷却材入口温度が20°C、第3回運転では25°Cと異なり、第3回運転に入る前に試験体の改造を行っているためである。)

ポーラス状閉塞物を用いた温度分布試験で、第1,2回運転と第3回運転で傾向が異なった原因是、第3回運転では温度分布測定の前に、ポーラス状閉塞物の流速分布測定試験を行っており、UVP/LDV計測用の多量の散乱粒子(Expance1: 粒子径 10 μm)が閉塞物内部に混入し流路を閉塞させた点にあると考えられる。このExpance1はイソブタンガス内包のマイクロカプセルでその外殻はポリマーであり、その熱伝導率は非常に低い。実際、第3回運転で使用したポーラス状閉塞物をCase-B, Case-D, Case-Eの試験の後、超音波洗浄したところ内部よりExpance1が流出した。Case-D, Eの計測でもCase-Bで用いた同一のポーラス状閉塞物を使用しており、温度分布についてもCase-Bと同様の傾向があるため、内部が閉塞していた可能性がある。よってCase-D, Eについても再試験を行う必要があると判断した。

本文にて評価対象としたのは、Case-B, Case-D, Case-Eについて再試験後の結果を用いている。

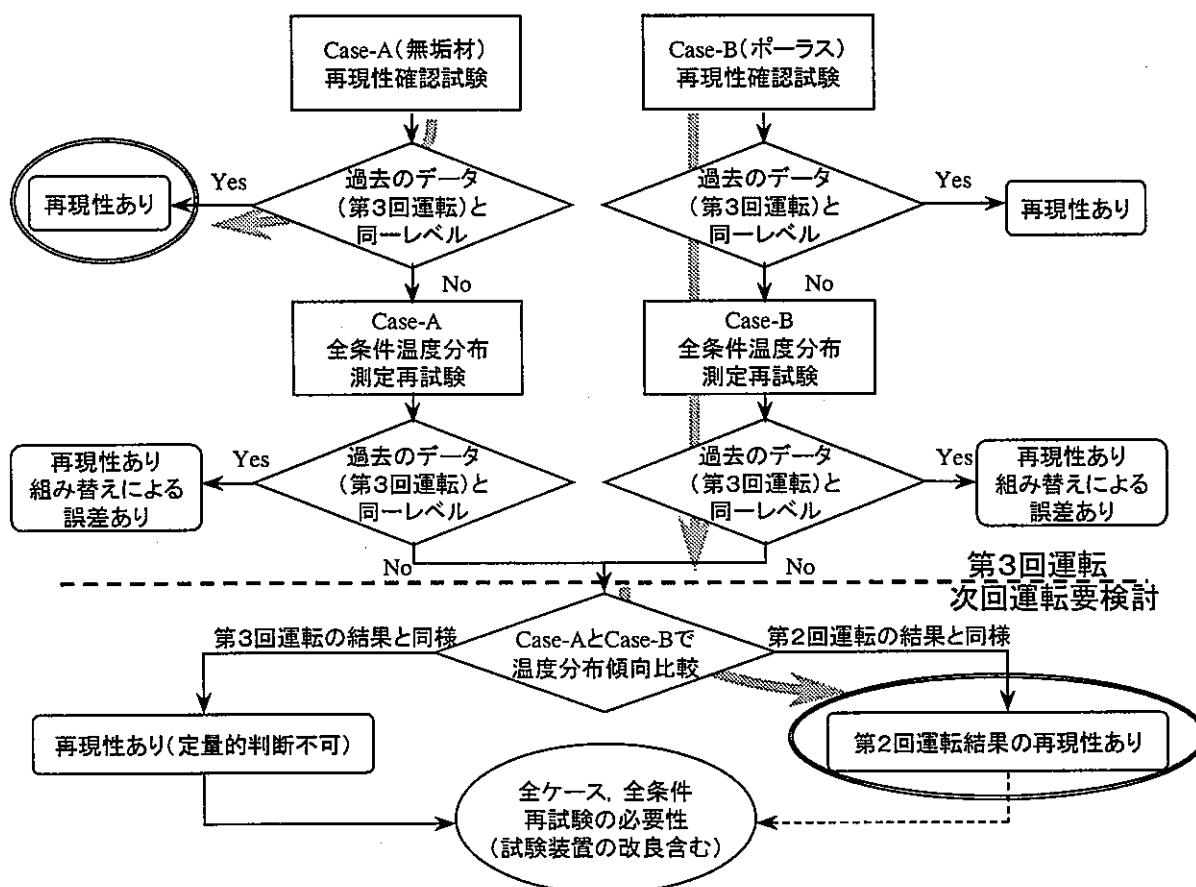
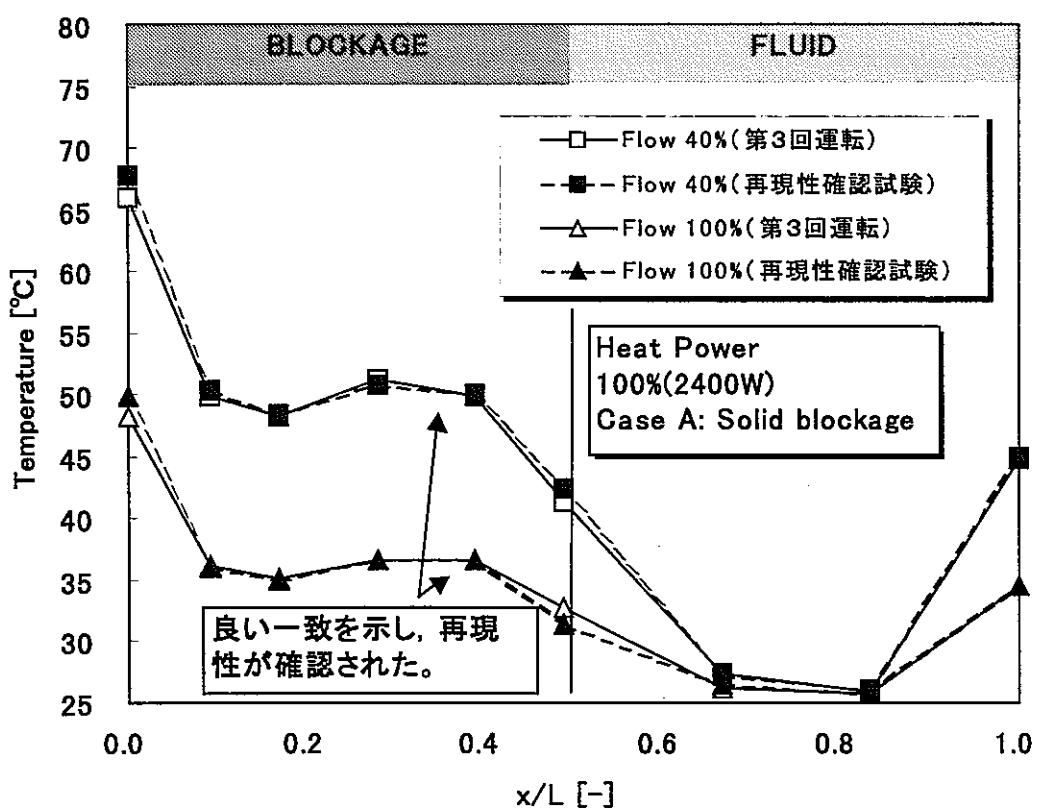


Fig.A8-1 再現性評価のフローチャート

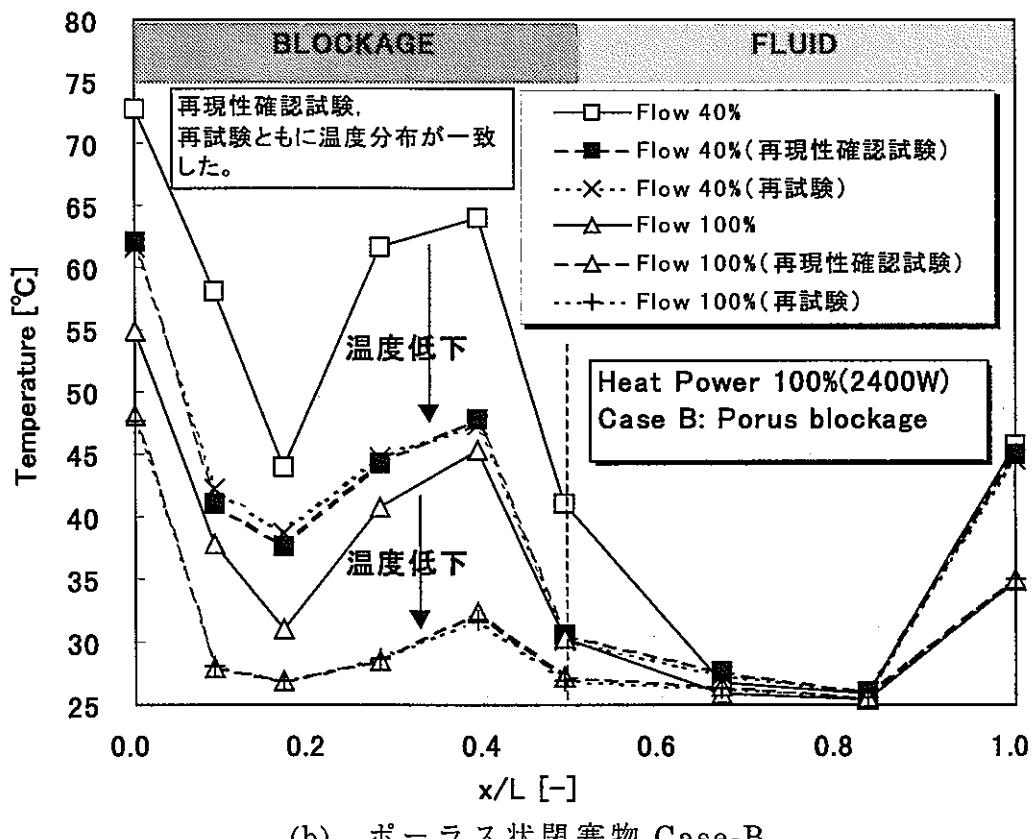
Table A3-2 各試験時の温度測定値

運転ケース (ヒータ 100%)	第1,2回運転		第3回運転		再現性 確認試験		再試験 (第4回運転)	
流量条件	40%	100%	40%	100%	40%	100%	40%	100%
Case-A (無垢材)	49 ℃	35 ℃	49.94	36.67	50.00	36.64		
					第3回と一致			
Case-B (ポーラス)	39 ℃	25 ℃	64.03	45.31	47.82	32.40	47.32	31.81
			異常あり		第2回運転結果 と傾向一致		再現性確認試 験、第2回運 転結果と傾向 一致	
Case-Aと Case-Bとの 温度分布 比較	Case-Aの方が 温度が高い	Case-Bの方が 温度が高い	Case-Aの方が 温度が高い	Case-Aの方が 温度が高い	Case-Aの方が 温度が高い	Case-Aの方が 温度が高い		

* 表中の代表温度は、熱電対番号 T 19 の温度 (Fig.2.3 参照)

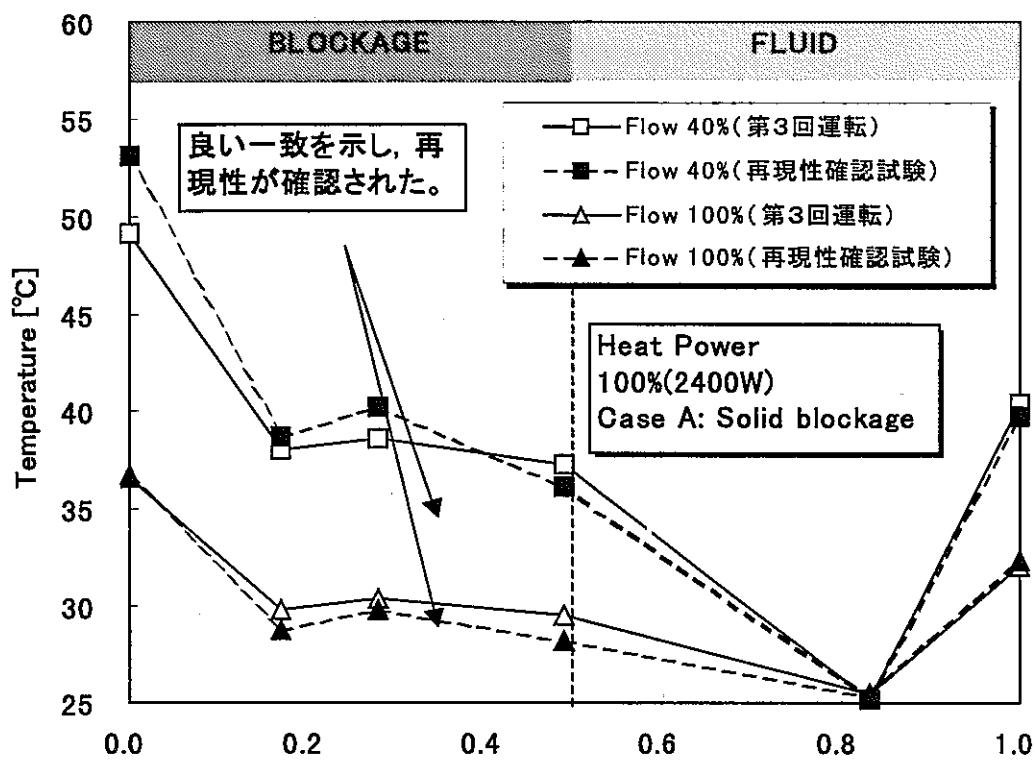


(a) 無垢材閉塞物 Case-A

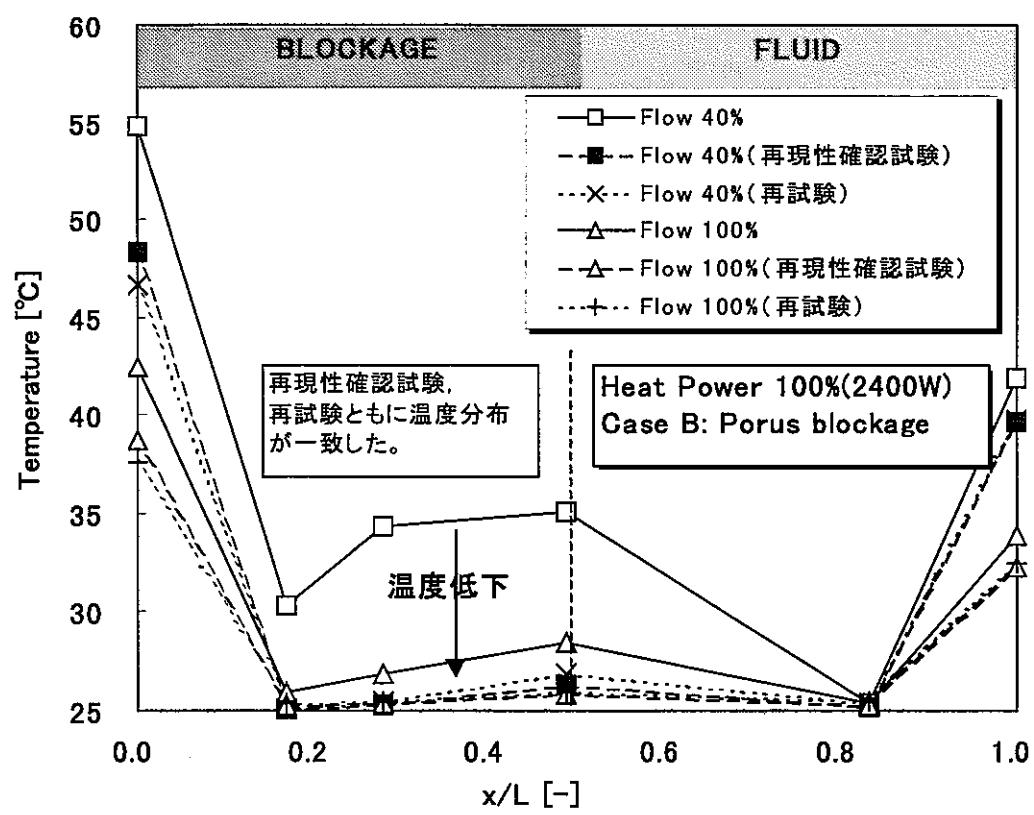


(b) ポーラス状閉塞物 Case-B

Fig.A3-2 閉塞物上部における温度分布

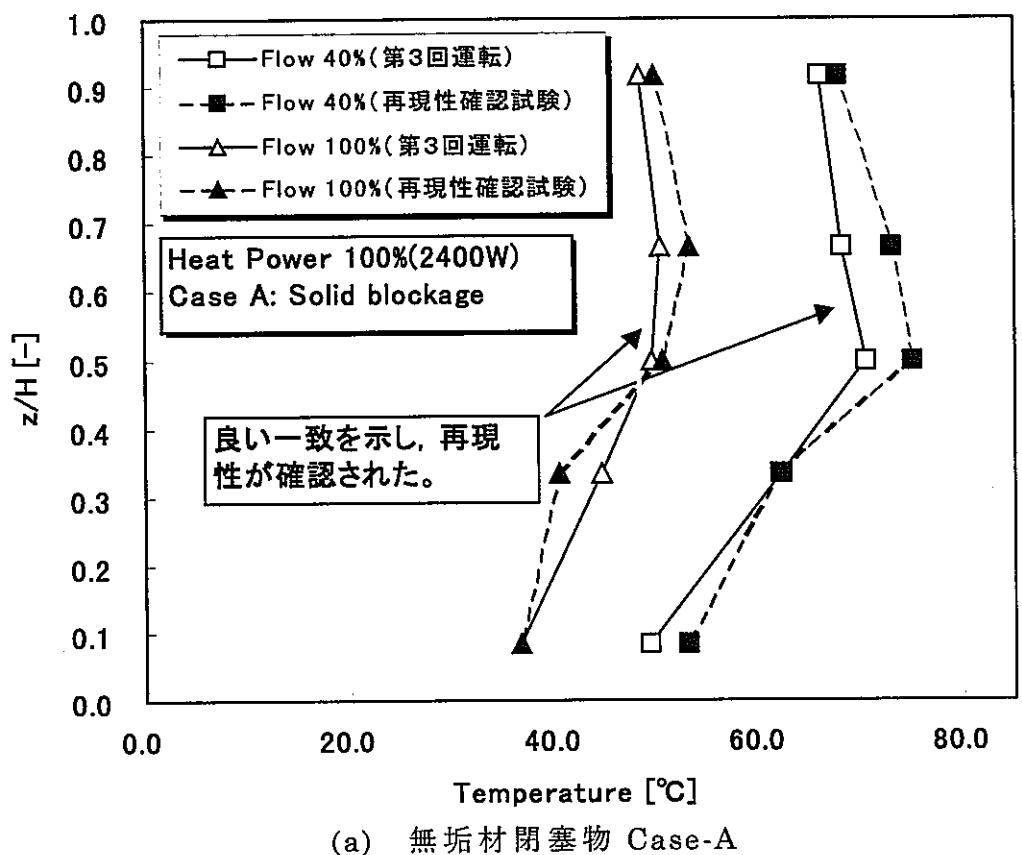


(a) 無垢材閉塞物 Case-A

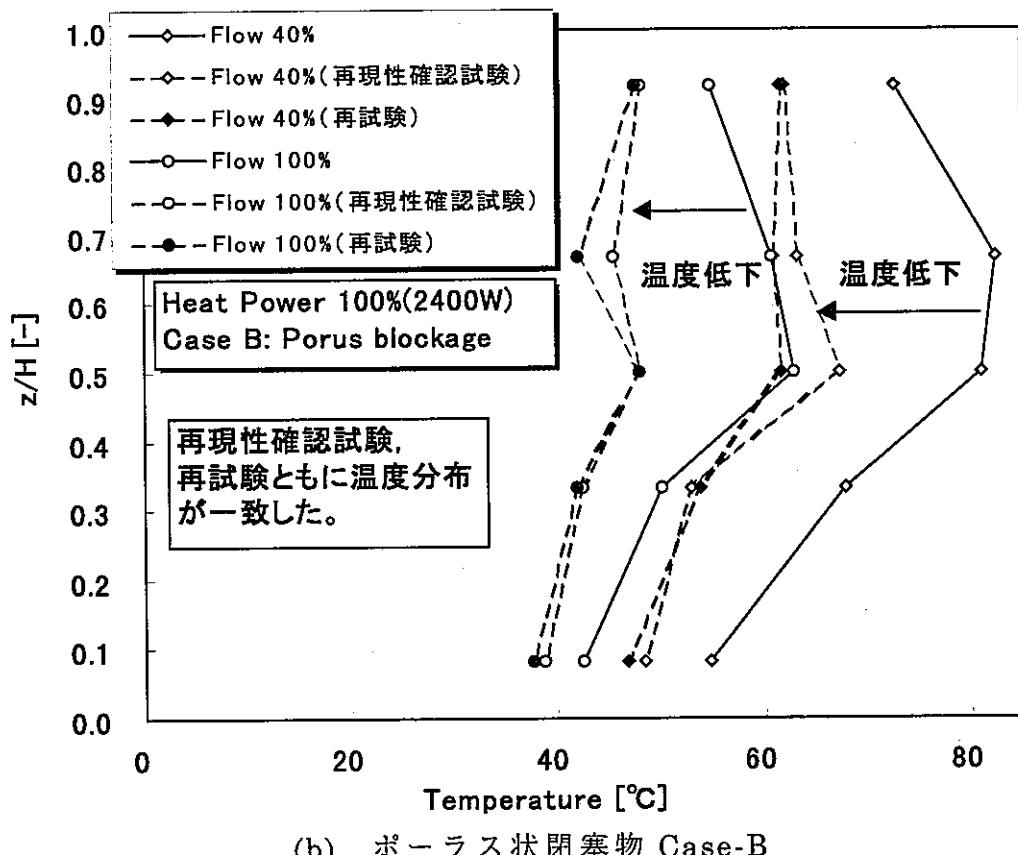


(b) ポーラス状閉塞物 Case-B

Fig.A3-3 閉塞物下部における温度分布



(a) 無垢材閉塞物 Case-A



(b) ポーラス状閉塞物 Case-B

Fig.A3-4 閉塞物と接するヒータ表面の軸方向温度分布

付録 4 有効熱伝導率の温度依存

ポーラス状閉塞物の有効熱伝導率として、本文 4. 2 節に示した式 (4.2) および式 (4.3) を比較すると表 A4-1 のようになる。

式 (4.2) は、電磁気学の分野で Maxwell によって開発された混合体の有効伝導率を求める式であり、Eucken によって伝熱の分野に持ち込まれた。この式では、ある媒体中に伝導率のことなる粒子が分散して存在し混合体を形成している場合を考慮している。参考文献[10],[11]では、式 (4.2) は以下のように示されている。

$$k_e = k_1 \frac{2k_1 + k_2 + 2\beta(k_2 - k_1)}{2k_1 + k_2 - \beta(k_2 - k_1)} \quad (A4-1)$$

$$\beta = V_2 / (V_1 + V_2)$$

ここで、 k は伝導率、 V は体積を示し、添字 1 は混合体中の媒質を示し、添字 2 は混合体中に分散している粒子を示している。

この式を実際の問題に適用するために、金属球粒子間の空隙を連続相である媒質（添字 1）と見なし、閉塞物を構成する金属球粒子を分散相である混合体中に分散して存在する粒子（添字 2）とする。このとき、ある体積の混合体中に含まれる空隙の体積の比が空隙率 ϵ であるから、式 (A4-1) の β は充填率と呼ばれ、 $\beta = 1 - \epsilon$ となる。

式 (4.3) に示す Zhener の式では、空隙率が 1 あるいは 0 近傍で値が発散する。よって、本研究では、一般的に知られている式 (4.2) を用いて有効熱伝導率を見積もった。

表 A4-1 有効熱伝導率の温度依存性

Temp. [°C]	Fluid (Water) k_f [W/(m·K)]	Solid (SUS304) k_s [W/(m·K)]	Porous Blockage($\epsilon=0.4$)	
			k_e [W/(m·K)] Eq.(4.2)	k_e [W/(m·K)] Eq.(4.3)
10	0.58	15.98	2.62	3.17
20	0.56	15.99	2.69	3.23
30	0.62	16.00	2.74	3.28
50	0.64	16.06	2.84	3.36
70	0.66	16.14	2.91	3.43
90	0.67	16.24	2.96	3.48

表 A4-2 各閉塞物条件での有効熱伝導率および熱伝達率
 ヒータピン表面温度 T_w / 健全サブチャンネル内平均冷却材温度 T_s
 Heater 100% (2400[W]; 50[kW/m²])

Blockage Condition	Flow-rate Q[m ³ /h]	Average Temp.*1 (T _w -T _G)/2 [°C]	Fluid (Water) k _f [W/(m·K)]	Solid (SUS304) k _s [W/(m·K)]	Porous Blockage k _e [W/(m·K)]	Differential Temp. T _w -T _s [°C]	Coef. of Heat Transfer h[W/(m ² ·K)]
Case-A	0.8	53.7	—	16.07	16.07	39.1	1278.0
	1.2	46.4	—	16.05	16.05	30.8	1623.7
	1.6	42.4	—	16.04	16.04	25.5	1957.3
	2.0	40.6	—	16.03	16.03	22.1	2255.2
Case-B	0.8	45.9	0.636	16.05	2.82	35.1	1421.7
	1.2	41.5	0.630	16.03	2.80	28.5	1752.5
	1.6	38.7	0.627	16.03	2.79	24.1	2070.1
	2.0	37.3	0.625	16.02	2.78	21.8	2290.4
Case-C	0.8	50.3	0.641	16.06	2.84	40.1	1243.9
	1.2	44.8	0.634	16.04	2.82	32.7	1529.2
	1.6	41.6	0.631	16.03	2.80	28.2	1772.5
	2.0	39.6	0.628	16.03	2.79	25.1	1991.6
Case-D	0.8	59.3	0.650	16.09	2.87	43.8	1139.4
	1.2	50.9	0.641	16.06	2.84	35.3	1414.8
	1.6	46.2	0.636	16.05	2.82	30.1	1661.0
	2.0	42.5	0.632	16.04	2.81	25.8	1939.0
Case-E	0.8	61.0	0.652	16.10	2.88	44.4	1125.3
	1.2	54.9	0.646	16.08	2.86	37.7	1323.4
	1.6	48.4	0.639	16.05	2.83	30.3	1650.0
	2.0	44.7	0.634	16.04	2.82	26.1	1914.5

* 1 闭塞物侧面ギャップ部冷却材温度 T_G

表 A4-3 各閉塞物条件での有効熱伝導率および熱伝達率
 ヒータピン表面温度 T_w / 健全サブチャンネル内平均冷却材温度 T_s
 Heater 40%(960[W]; 20[kW/m²])

Blockage Condition	Flow-rate Q[m ³ /h]	Average Temp.*1 ($T_w \cdot T_g$)/2 [°C]	Fluid (Water) k_f [W/(m·K)]	Solid (SUS304) k_s [W/(m·K)]	Porous Blockage k_e [W/(m·K)]	Differential Temp. $T_w \cdot T_s$ [°C]	Coef. of Heat Transfer h [W/(m ² ·K)]
Case-A	0.8	36.9	0.625	16.02	16.02	16.3	1227.4
	1.2	34.2	0.621	16.02	16.02	13.1	1525.6
	1.6	33.0	0.619	16.01	16.01	11.2	1776.7
	2.0	31.1	0.617	16.01	16.01	9.3	2147.3
Case-B	0.8	33.9	0.621	16.01	2.76	14.7	1356.7
	1.2	32.0	0.618	16.01	2.75	12.0	1665.6
	1.6	30.9	0.616	16.01	2.75	10.0	1989.0
	2.0	30.1	0.615	16.01	2.75	8.7	2300.7
Case-C	0.8	35.6	0.623	16.02	2.77	17.2	1163.8
	1.2	33.2	0.620	16.01	2.76	13.4	1490.3
	1.6	32.3	0.618	16.01	2.76	11.9	1676.7
	2.0	31.0	0.616	16.01	2.75	9.8	2046.1
Case-D	0.8	39.9	0.628	16.03	2.79	19.0	1052.7
	1.2	36.0	0.623	16.02	2.78	14.6	1369.7
	1.6	33.6	0.620	16.01	2.76	12.1	1647.7
	2.0	32.2	0.618	16.01	2.76	10.5	1901.9
Case-E	0.8	40.0	0.629	16.03	2.79	18.7	1070.2
	1.2	37.0	0.625	16.02	2.78	14.9	1338.5
	1.6	35.1	0.622	16.02	2.77	12.9	1551.7
	2.0	33.2	0.620	16.01	2.76	10.5	1901.9

* 1 閉塞物側面ギャップ部冷却材温度 T_g