

JAERI-M  
94-013

逆U字型冷却器における空気抜き方法の検討

1994年2月

高田 昌二・柴田 光彦・加藤 道雄・藤崎 勝夫  
太田 幸丸・小林 敏明・林 晴義

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。  
入手の問合わせは、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, Tokaimura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1994

編集兼発行 日本原子力研究所  
印 刷 いばらき印刷株

## 逆U字型冷却器における空気抜き方法の検討

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

高田 昌二・柴田 光彦・加藤 道雄・藤崎 勝夫  
太田 幸丸・小林 敏明・林 晴義

(1994年1月18日受理)

逆U字管内を流れる二相流は、気泡が管内に滞留して冷却水流速が0となる閉塞型不安定流動を誘起する。逆U字型伝熱管を用いている大型構造機器実証試験装置（H E N D E L）の冷却器C<sub>32</sub>は、冷却水注水時に伝熱管に滞留する空気が原因で、除熱性能の変化、異常振動の発生及び伝熱管の腐食が生じるものと考えられた。

そこで、冷却器C<sub>32</sub>の構造を模擬した水室と逆U字管に並列なバイパス流路により構成される実験装置を使用して、逆U字管内における二相流の閉塞現象を確認し、その発生条件を明らかにした。

また、あらかじめ逆U字管内に滞留した空気を除去する方法であるダイナミックエアベントは可能であることを上記実験装置により確認するとともに、真空冷却水注水法を冷却器C<sub>32</sub>に適用してその有効性を確認した。

Study of Air Vent Design for Inverted U-tube Type Heat Exchanger

Shoji TAKADA, Mitsuhiro SHIBATA, Mitio KATO, Katsuo FUJISAKI  
Yukimaru OHTA, Toshiaki KOBAYASHI and Haruyoshi HAYASHI

Department of High Temperature Engineering  
Tokai Research Establishment  
Japan Atomic Energy Research Institute  
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received January 18, 1994)

A two-phase flow has characteristics of the blockage instability in which voids prevent and stop the water flow in an inverted U-tube. In cooler C<sub>32</sub> employing inverted U-tubes, changes of heat transfer performance, abnormal mechanical vibrations and corosions on the surfaces of cooling tubes had been observed during the operations of HENDEL (Helium Engineering Demonstration Loop). It was assumed that the causes of these abnormal events were air stagnated in inverted U-tubes when cooling water was filled before HENDEL operation.

A blockage instability of two-phase flow and stability boundaries were investigated with an experimental apparatus composed of water plenums and an inverted U-tube which is parallel to a bypass channel.

"Dynamic air vent" and "Vacuum air vent" methods were additionally suggested to reject the stagnated air in the inverted U-tubes. As the results of experiments, the possibility of Dynamic air vent method was verified using the experimental apparatus. And, the usefulness of Vacuum air vent method was also demonstrated through the tests employing cooler C<sub>32</sub> of HENDEL.

Keywords: HENDEL, Cooler, Inverted U-tube, Two-phase Flow, Parallel Channels, Blockage Instability, Dynamic Air Vent Method, Vacuum Air Vent Method

## 目 次

1. 緒 言 .....	1
2. 冷却器C <sub>32</sub> における異常現象の原因調査 .....	3
2.1 冷却器C <sub>32</sub> における異常振動 .....	3
2.2 冷却器C <sub>32</sub> 除熱特性の不規則性 .....	3
2.3 冷却器C <sub>32</sub> 伝熱管の腐食状況 .....	4
2.4 冷却器C <sub>32</sub> における異常現象の原因についての考察 .....	4
3. 逆U字管内閉塞現象確認実験 .....	6
3.1 実験の概要 .....	6
3.2 実験装置及び実験方法 .....	6
3.3 実験結果 .....	7
4. ダイナミックエアベント .....	11
4.1 実験方法 .....	11
4.2 実験結果 .....	11
5. 真空冷却水注水法 .....	13
5.1 真空冷却水注水法の概要 .....	13
5.2 冷却器C <sub>32</sub> への適用試験 .....	13
6. 結 言 .....	21
謝 辞 .....	22
参考文献 .....	22

## Contents

1. Introduction .....	1
2. Investigation of Causes of Abnormal Events in Cooler C <sub>32</sub> .....	3
2.1 Abnormal Vibrations Occurring in Cooler C <sub>32</sub> .....	3
2.2 Changes of Heat Transfer Performance of Cooler C <sub>32</sub> .....	3
2.3 Corrosions on the Inner Surfaces of Cooling Tubes in Cooler C <sub>32</sub> .....	4
2.4 Considerations of the Causes of the Abnormal Events in Cooler C <sub>32</sub> .....	4
3. Experiments to Demonstrate Blockage Instability in an Inverted U-tube .....	6
3.1 Outlines of the Experiments .....	6
3.2 Experimental Apparatus and Methods .....	6
3.3 Experimental Results .....	7
4. Dynamic Air Vent Method .....	11
4.1 Experimental Methods .....	11
4.2 Experimental Results .....	11
5. Vacuum Air Vent Methods .....	13
5.1 Outlines of the Tests of Vacuum Air Vent Method .....	13
5.2 Tests of Vacuum Air Vent Method Applied to Cooler C <sub>32</sub> .....	13
6. Conclusion .....	21
Acknowledgements .....	22
References .....	22

## 1. 緒 言

大型構造機器実証試験装置(HENDEL)は、高温工学試験研究炉(HTTR)の主要構成部である燃料体、炉床部、高温配管等の実証試験部を行うための試験装置である。HENDELはHTTRの炉心部を模擬した燃料体スタック実証試験部( $T_1$ 試験部)及び炉内構造物実証試験部( $T_2$ 試験部)と、各試験部に高温高圧のヘリウムガスを供給するためのマザー・アダプターループ(M+A)から構成される。HENDELのフローシートをFig.1.1に示す。M+Aループには、試験部から流入する高温のヘリウムガスを冷却するために加圧水／ヘリウム冷却器 $C_{31}$ と非加圧水／ヘリウム冷却器 $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_{32}$ を設置している。

HENDELの運転時に冷却器 $C_{32}$ で、冷却水の変動を伴う異常振動が発生し、その除熱特性は運転サイクル毎に不規則であり<sup>1)</sup>、さらに、伝熱管内の冷却水側に腐食の集中が観察された。冷却器 $C_{32}$ は逆U字型伝熱管を使用したシェルアンドチューブ・切欠きバッフル型立て置き熱交換器で、三角配列状の伝熱管内を冷却水が、伝熱管外をヘリウムガスが流れる。冷却器 $C_{32}$ の仕様をTable 1.1に、構造をFig.1.2に示す。

これらの異常事象の原因を調べたところ、冷却水注水時に逆U字管内を流れる空気／水二相流が空気(気相)と水(液相)に分離して、空気が冷却水の流れを妨げてしまい伝熱管内における冷却水流速が0となる閉塞型不安定流動となり、空気が逆U字管内に滞留するためと考えられた。そのため、この仮定の妥当性を確認するとともに、逆U字管内における空気による閉塞現象の発生を防ぐために、逆U字管内における二相流の閉塞現象の発生条件を明らかにする必要があった。上述した冷却器 $C_{32}$ における異常事象の詳細及び原因調査結果については第2章に報告する。

逆U字管内における二相流の研究については、Usui他<sup>2)</sup>が逆U字管単管内における空気／水二相流の流動を明らかにしており、下降管内での下降する水に対して上昇する空気の流れにより、気相と液相が分離する現象を明らかにしている。しかし、この場合、単管に二相流を流すために、連続の法則から、冷却水の流量は保存され、二相流の閉塞現象は発生しない。一方、有富他<sup>3),4)</sup>は逆U字管を含むボイラ用N字型管並列流路における沸騰二相流の閉塞型不安定流動の発生限界を明らかにしている。このことから、二相流の閉塞型不安定流動が、並列流路特有の現象であるということがわかる。この研究で用いられた実験装置は、出入口水室間にN字型流路と平行にバイパス流路を接続し、N字型流路を二相流の発生する沸騰流路として、バイパス流路に設けた絞りで流量を調節し、流量を計測している。この実験装置では、N字型流路を用いているので、出口側プレナムからの冷却水の逆流など、冷却器 $C_{32}$ の逆U字型並列流路には見られない現象が発生すると考えられる。そのため、この研究結果を冷却器 $C_{32}$ へ適用することはできない。そこで、第3章では、逆U字管並列流路における二相流の閉塞型不安定流動の発生条件を調べた実験の結果について報告する。

次に、一度空気により閉塞した逆U字型伝熱管から空気を抜く方法として、ダイナミックエアベントと真空冷却水注水法について、その有効性を実験により調べることにした。

ダイナミックエアベントについては、以下に述べる考察から、空気により閉塞した伝熱管の出入口水室間の差圧のヘッドを伝熱管高さ程度まで高くすることにより空気を抜くことができると考えられる。いま、逆U字管内で滞留した空気と水の液面の位置と水室間差圧との関係を考察する。液面の位置は出入

口水室間ヘッドに関係しており、以下の4通りの場合に分類できる。

- ①水室間差圧のヘッドが伝熱管高さより小さい場合(Fig.1.3)、
- ②水室間差圧のヘッドが伝熱管高さに等しい場合(Fig.1.4)、
- ③水室間差圧のヘッドが伝熱管高さより大きく伝熱管長さより小さい場合(Fig.1.5)、
- ④水室間差圧のヘッドが伝熱管長さより大きい場合(Fig.1.6)。

①の場合には空気と水の液面の位置は逆U字管の入口側上昇管に存在し、②の場合には液面の位置は逆U字管の最頂部に存在し、③の場合には液面の位置は逆U字管出口側の下降管部に存在する。また、④の場合には液面の位置はもはや伝熱管には存在しないものと考えられる。以上の状態のうち、②、③と④の場合に、冷却水が重力落下をきっかけに安定に流れ、かつ、伝熱管内に滞留した空気が伝熱管から押し流されるものと予想される。

第4章では、前述の閉塞現象を確認した実験装置を用いて、ダイナミックエアベントの可能性について調べ、その適用条件を定量評価する。なお、実機では、伝熱管より追い出された空気は出口側水室以降の高い流路抵抗及び空気の浮力のために出口側水室より完全に除去されると考えられないので、ダイナミックエアベントでは、伝熱管内だけの空気抜きを目的とし、水室における空気の残存は許容する。

一方、HENDELのNo.40サイクル運転においては、HENDELの冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管内に残留した空気を完全に除去するために、HENDELの運転前に冷却器C<sub>32</sub>まわりの冷却水系を真空にして冷却水系を注水した（以降、この空気抜きの方法を真空冷却水注水法と呼ぶ）。その後、HENDELの運転条件を冷却器C<sub>32</sub>で異常振動が発生した条件に設定して、冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率及び異常振動の発生の有無を調べ、異常事象の原因の確認を行うとともに、真空冷却水注水法の有効性を確認することにした。

また、空気が滞留した伝熱管には冷却水が流れないので、冷却器出入口間の差圧は増加する。このことから、伝熱管の空気が完全には抜けないと考えられる従来の冷却水注水法と真空冷却水注水法を行った場合とでは、冷却器の冷却水出入口間の差圧に差が生じるものと考えられる。そこで、冷却器C<sub>32</sub>出入口間差圧を、従来の冷却水注水法と真空冷却水注水法の場合とで比較することにより、伝熱管内における空気の滞留を確認することにした。HENDEL冷却器C<sub>32</sub>による試験結果は第5章に報告する。

## 2. 冷却器C<sub>32</sub>における異常現象の原因調査

### 2. 1 冷却器C<sub>32</sub>における異常振動

冷却器C<sub>32</sub>では、HENDELのNo.20から39サイクル運転の間に冷却水流量の変動を伴う異常振動が6回発生している。異常振動発生時の冷却器C<sub>32</sub>まわりの運転条件をTable 2.1に、また、運転条件のトレンドデータをFig.2.1～Fig.2.4に示す。冷却器C<sub>32</sub>の異常振動は、200～400°Cの高温ヘリウムガスの流量が増加している最中に、すなわち、冷却器に熱負荷をかける過程で発生している。異常振動発生時には最大8.3kg/s程度の冷却水流量の変動を目視で確認している。このことから、本異常振動が冷却水中において発生している事象に原因を有することがわかる。

冷却器C<sub>32</sub>の異常振動発生時に冷却器C<sub>32</sub>圧力容器表面（加速度計測位置については後述Fig.5.2参照）で計測した径方向振動加速度の一例をFig.2.5に示す。また、異常振動の加速度振幅の確率密度関数をFig.2.6に示す。これらの図から、異常振動発生時には、最大振幅が±0.1G程度で0.2s程度の瞬間的な振動が断続的に継続していることがわかる。断続的な異常振動の発生周期のヒストグラムをFig.2.7に示す。図より異常振動の周期は6～7s程度にピークがあることがわかった。

本異常振動の発生原因として考えられる原因としては、一次側ヘリウムガスの冷却水側へのリーク、冷却水の沸騰、逆U字曲管部でのキャビテーション及び逆U字管に残留する空気が加熱により膨張して水室へ吹き出す際に冷却水が過熱した伝熱管に接触して発生する異常振動等が考えられる。

定常状態における冷却器C<sub>32</sub>の最大熱流束は約156kW/m<sup>2</sup>であるのに対し、異常振動発生時の熱流束は最大でも40kW/m<sup>2</sup>程度であるため伝熱量としては充分に余裕がある。したがって、冷却水が逆U字管内で滞留することなく流れていれば異常振動を伴う沸騰が発生するとは考えられない。

また、逆U字管の曲がり部では流路断面内に圧力分布が発生し局所的に圧力が低下する<sup>9)</sup>。そのため、キャビテーションが発生している可能性がある。しかし、異常振動の発生周期が6～7s程度と非常に長いため、キャビテーションの特徴である連続した高サイクルの振動とは違っている。したがって、伝熱管内においてキャビテーションが発生しているとは考えられない。

### 2. 2 冷却器C<sub>32</sub>除熱特性の不規則性

冷却器C<sub>32</sub>でのヘリウムガスから冷却水への熱通過率及び汚れ熱抵抗の経時変化をFig.2.8に示す<sup>10)</sup>。横軸はM+Aループの運転時間で、縦軸に冷却器C<sub>32</sub>におけるヘリウムガスから冷却水への熱通過率と汚れ熱抵抗R<sub>f</sub>を示す。熱通過率及び汚れ熱抵抗の導出法は第5.2.2節で後述する。図における熱通過率は、その時点での熱通過率(K)と冷却器C<sub>32</sub>設置時の値(K<sub>ini</sub>)との比(K/K<sub>ini</sub>)で表している。冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率(K/K<sub>ini</sub>)及び汚れ熱抵抗R<sub>f</sub>は一つのサイクル内では一定値をとるが、サイクル毎に不規則な変動をしている。熱通過率(K/K<sub>ini</sub>)は最低0.5まで低下し、汚れ熱抵抗R<sub>f</sub>は最大4.0×10<sup>-3</sup>m<sup>2</sup>K/W程度まで上昇している。このことから、サイクル毎に伝熱管内あるいは伝熱管外の伝熱面積が変動していると考えられる。

## 2. 3 冷却器C<sub>32</sub>伝熱管の腐食状況

冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管内冷却水側の腐食状況のマイクロCCDカメラによる観察結果の一例をPhoto.2.1～Photo.2.3に示す。これらの写真は、それぞれ、管板からの伝熱管長さが1.5mの位置における伝熱管内部の腐食の全体像及び接写像、2.5m及び5mの位置の像である。管板からの伝熱管長さが1.5m及び2.5mの位置では伝熱管内の腐食による凹凸が目立っているが、5mの位置では腐食はほとんど見受けられず表面はなめらかである。

また、伝熱管の清掃後に伝熱管の超音波肉厚測定及びヘリウムガス漏洩試験を実施した。肉厚測定の結果、約半数の伝熱管に腐食による減肉が認められた。特に減肉の著しい部分をFig.2.9に示す。図より伝熱管直管部の下部冷却水側に腐食が集中しており、2.5mより上方には著しい腐食は認められなかった。頂部（逆U字型曲管部）についてもマイクロCCDカメラにより腐食のないことを確認している。

金属管から水中に溶け出す水酸化第二鉄( $\text{Fe(OH)}_2$ )は、酸素と反応して酸化鉄( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ )、すなわち、赤錆として沈殿する<sup>6)</sup>。このことから、伝熱管内に酸素が存在していたことがわかる。酸素の供給源としては、水中に溶存する酸素、冷却器C<sub>32</sub>の解放点検時に混入する空気、あるいは、系統内に滞留する空気の混入等が考えられる。さらに、伝熱管の腐食が伝熱管下部に集中していることから、伝熱管に溜まった空気と冷却水の液面が伝熱管下部に集中していたものと考えられる。この結果、前節に述べたごとく、酸素は冷却器の熱通過率を半減させるほど伝熱管表面を覆っているものと考えられる。

真空法による伝熱管のヘリウムガス漏洩検査（ヘリウムガス圧力0.3MPa）の結果については、ヘリウムガス漏洩量が $4.3 \times 10^{-7}$ atmcc/s以下であり、HENDELでの漏洩量の規制値 $1.0 \times 10^{-6}$ atmcc/sを満足しているので、伝熱管の破損はないものと考えられる。このことから、一次系ヘリウムガスの二次系冷却水への漏れが発生しているとは考えられない。

## 2. 4 冷却器C<sub>32</sub>における異常事象の原因についての考察

前節までに、冷却器C<sub>32</sub>における異常事象の原因として、一次側ヘリウムガスの冷却水側へのリーク、冷却水の沸騰、逆U字曲管部でのキャビテーション及び逆U字管に残留する空気について考えてきたが、逆U字管に残留する空気が原因として有力であることがわかった。

しかしながら、冷却器C<sub>32</sub>の運転条件で、一部の逆U字管内に空気が滞留し、残りの伝熱管に冷却水が流れる現象、すなわち、多数の伝熱管の間で偏流が発生するかどうかは検討が必要である。そこで、冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管に空気が残留する可能性について考察することにした。

冷却水系統への空気の混入は、貯水塔等の冷却水系の主要機器に滞留した空気が混入する場合と、冷却水注水時に混入する場合が考えられる。偏流が発生するか否かは、複数の逆U字型伝熱管内二相流の圧力損失に分布が生じるか否かに強く依存することを以下に示す。

伝熱管内の空気と冷却水が混合し、水／空気の二相流が形成される。逆U字管一本の二相流フローパターンマップをFig.2.10<sup>2)</sup>に示す。横軸を見かけのガス流速<sub>G</sub>、縦軸を見かけの水流速<sub>L</sub>とする。本図には、逆U字管ではある見かけの冷却水流速で冷却水と空気が分離してしまう気液分離領域が存在することが明らかにされている。この気液分離領域では逆U字管のU字部より下流側で気相と液相が分離し、内側が気相で外側が液相の環状流となる。

逆U字管内二相流の圧力損失は、冷却水及びガスのみかけの流速が低い領域で、冷却水流速に対して負性勾配を有することが知られている<sup>3),4)</sup>。緑山他により調べられた代表的な逆U字管内二相流の圧力損失特性をFig.2.11に示す<sup>4)</sup>。逆U字管内における二相流の流動特性が負性勾配を有する理由は、上昇管を流れるガスの流速が下降管のガス流速に比べて大きくなることから、上昇管のボイド率が下降管に比べて小さい分水頭損失が増加するためである。また、Fig.2.11から二相流の圧力損失が単相流のそれに比較して高い値を有することがわかる。

のことから、多数本ある伝熱管のうち、水／空気二相流が流れる伝熱管の圧力損失が高くなるとともに冷却水流量が低下し、圧力損失の負性勾配特性のために低流速領域において圧力損失がさらに高くなると考えられる。このとき、他の単相流が流れる伝熱管の冷却水流量が増加して、複数の伝熱管の間で冷却水の偏流が発生すると考えられる。また、冷却水流速が低下した伝熱管では、冷却水流量が0になる閉塞型不安定流動<sup>3),4)</sup>が誘起すると考えられる。

以上の考察から、冷却水注水時における冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管内に空気が滞留する可能性があり、異常事象の発生原因としては、逆U字管内に滞留する空気が有力であると考えられる。

そこで、冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管並列流路と水室を模擬した実験装置により逆U字管での空気の滞留現象を確認し、その発生条件について調べることにした。

### 3. 逆U字管内閉塞現象確認実験

#### 3. 1 実験の概要

冷却器C<sub>32</sub>における異常事象の原因調査の結果、異常事象の原因が冷却水注水時に混入して伝熱管内に滞留する空気であることが有力であることを前章までに示した。そこで、冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管並列流路と水室を模擬した実験装置により逆U字管での空気の滞留現象を確認し、その発生条件について調べることとした。

ところで、第1章に前述したように、一本の逆U字管に空気／水二相流を流すと、連続の法則から、常に伝熱管には冷却水が供給されるために、伝熱管内での閉塞現象は発生しない。一方、二相流の伝熱管内での流動抵抗は単相流に比べ高い値をとる<sup>8)</sup>ので、複数の伝熱管を有する並列流路で二相流が流れる伝熱管の冷却水流量は低下して、他の伝熱管の冷却水流量は増加することになる。したがって、逆U字型伝熱管内における二相流の安定限界を調べるという本研究の主旨から、実験装置では2本の伝熱管を用いることにした。

実験装置のフローシートをFig.3.1に示す。2本の伝熱管は、二相流を流す逆U字型流路と冷却水のみを流すバイパス流路にわけ、逆U字型流路には伝熱管の圧力損失に影響を与える流量計等は接続せずに、バイパス流路に流量計を接続して入口流量とバイパス流量との差から伝熱管における冷却水流量を求めた。逆U字型流路の二相流が閉塞すると、冷却水の全てがバイパス流路を流れることになるので、水室間差圧は増加することになる。仮に、逆U字流路及びバイパス流路に同じ流量の冷却水が流れているとすると、逆U字管流路には2倍の流量が流れるので、水室間の差圧は3.4倍程度増加する。この状態は、実機では、半分の伝熱管が閉塞した場合に相当する。

バイパス流路には、逆U字流路の冷却水流量を二相流流動時にも一定に保持し、かつ、バイパス流路の流動抵抗の閉塞条件に対する影響を調べるために絞りを設けている。

#### 3. 2 実験装置及び実験方法

作動流体としては、水道水とアルゴンガスを使用している。入口、出口、逆U字流路及びバイパス流路の配管内径は10mmである。アルゴンガスの流量はガスマスフローコントローラーにより制御する。マスフローコントローラーの制御範囲は0～4.5[l/min]（アルゴンガスのみかけの流速は0～0.95m/s）で、0.01[l/min]（アルゴンガスのみかけの流速で0.002m/s）の精度で制御が可能である。実験装置の入口冷却水流量とバイパス流量は浮子型流量計により計測している。流量計の計測範囲は0～10.0[l/min]（冷却水流速で0～2.12m/s）で、精度は0.5[l/min]（冷却水流速で0.11m/s）である。バイパス流路には、流量計の下流に絞りとしてボール弁を接続した。また、水室間の差圧を差圧計により計測し、ペンレコーダーにより記録する。差圧計の計測範囲は、0～100kPaである。

実験装置の構成図をFig.3.2に示し、外観をPhoto.3.1～3.3に示す。水室を模擬したガラス製フラスコに逆U字型伝熱管及びバイパス流路を接続する。逆U字型伝熱管は、1150mmの直管部と半径150mmの

逆U字部により構成される。逆U字管には、透明なビニールホースを用いており、伝熱管内部の流動状況を可視化できるようにしておき、ビデオカメラにより観察する。アルゴンガスの注入管としては、外径1/16インチのSUS製管を逆U字型伝熱管入口に接続した。

本実験では、バイパス流路の絞りを完全に閉じて、冷却水が逆U字管にだけ流れる状態での流動抵抗特性、二相流の単相流に対する圧力損失比、フローパターン及び二相流の安定性を調べる。さらに、バイパス流路の絞りを調節して、逆U字管内における冷却水流量を一定に保持した時の安定限界と、絞りの開度を一定に保持した状態での安定限界を調べる。

### 3. 3 実験結果

#### 3. 3. 1 逆U字流路及びバイパス流路における冷却水単相流の流動抵抗特性

逆U字流路及びバイパス流路の冷却水単相流の流動抵抗係数 $\lambda$ は以下の式により求める。

$$\lambda = \Delta P / (1/2 \cdot \rho \cdot u^2) \quad (3.1)$$

$\Delta P$  : 水室間の圧力差 [Pa]

$\rho$  : 冷却水の密度 [kg/m<sup>3</sup>]

$u$  : 冷却水の速度 [m/s]

3回の実験値の平均より得られた $\lambda$ とRe数との関係をFig.3.3に示す。ここで、レイノルズ数Reは、

$$Re = D \cdot u / \nu \quad (3.2)$$

D : 伝熱管内径 [m]

$\nu$  : 動粘性係数 [m<sup>2</sup>/s]

とする。

逆U字流路の流動抵抗特性については、

$$\lambda = 138 Re^{-0.37} \quad (3.3)$$

の関係が得られ、バイパス流路については、

$$\lambda_{\text{Bypass}} = 6.15 \times 10^5 Re^{-1.25} \quad (3.4)$$

が得られた。

バイパス流路には、絞りと流量計を設けており、流路形状にも曲部が多数存在するため、その流動抵抗特性は逆U字流路に比べて相対的に高くなる。

#### 3. 3. 2 逆U字流路における二相流流動の特性

逆U字流路における単相流に対する二相流の圧力損失比Rとクオリティxとの関係を調べた。ここで、圧力損失比Rとクオリティxは以下の式により定義する。

$$R = \Delta P_T / \Delta P_0 \quad (3.2.1)$$

$\Delta P_T$  : 二相流流動時の水室間差圧 [Pa]

$\Delta P_0$  : 単相流流動時の水室間差圧 [Pa]

$$x = W_g / (W_g + W_l) \quad (3.2.2)$$

$$W_g : \text{気相の質量流量 [kg/s]}$$

$$W_l : \text{液相の質量流量 [kg/s]}$$

実験では、バイパス絞りを全閉にした状態で、冷却水の流速を0~1.7m/sの範囲で一定に保持しながらアルゴンガスのみかけの流速を0~0.95m/sの範囲で変化させる。クオリティxと圧力損失比Rとの関係をFig.3.4に示す。この図より、圧力損失比Rは冷却水のみかけの流速0.32m/sを境界として傾向が異なっており、冷却水のみかけの流速が0.32m/s以下で傾向は右下がりとなり、冷却水のみかけの流速が0.32m/s以上では右上がりになる。冷却水のみかけの流速が0.53m/s以上の領域では、圧力損失比Rは冷却水のみかけの流速の増加とともにほぼ同じ値をとり、クオリティxとともに増加した。また、上昇管、逆U字部及び下降管における二相流のフローパターンマップをFig.3.5~Fig.3.7に示す。

ビデオカメラによる観察により、下降管を流れる気泡の速度が上昇管を流れる気泡速度に比べて遅くなることがわかったが、どの程度減速するかについての定量評価は不可能であった。また、下降管における気泡スラグや液体スラグの速度が顕著に変動する領域があり、この領域では水室間差圧に顕著な変動がみられ、二相流の流動状況が不安定となった。実験で得られた逆U字管内二相流の安定判別図をまとめてFig.3.8に示す。安定判別条件としては、逆U字管の下降管でのボイドの流速変動が顕著となる、水室間差圧の変動値が2kPa以上となる場合をもって不安定とした。本不安定条件は、有富他の実験で16mmカメラの観察結果により決められた値である<sup>3)</sup>。本実験でも、ビデオカメラでの観察により同様の傾向が認められ、かつ、実験装置で用いた伝熱管の伝熱管径及び伝熱管長さが有富他の実験で用いたものとほぼ同じであることから、有富他の値を採用した。本安定判定図より、冷却水のみかけの流速が0.53m/s以下の領域に下降管における二相流の流速変動が顕著となる不安定領域が存在することがわかった。

なお、不安定領域におけるフローパターンは、安定判別図上に番号で示すように4種類のパターンに大別される。以下に、それぞれの領域における水室間差圧の時間変動と簡単なフローパターンを説明する。安定判別図上①の領域では、上昇管の二相流は気泡流となるが逆U字管頂部から下降管にかけてガスにより満たされ、冷却水が伝熱管上をすじとなって流れている。代表的な水室間差圧変動の一例として、冷却水のみかけの流速が0.21m/s、アルゴンガスのみかけの流速が0.0042m/sの場合をFig.3.9に示す。また、簡単なフローパターンを描いた図をFig.3.10に示す。このとき、水室間差圧のヘッドは最大1.1m程度となり伝熱管の高さ1.3mに近い値となる。これは、気泡流の流れる上昇管と、アルゴンガスにより満たされた下降管とのボイド率の差からくる水頭損失であると考えられる。

領域②では、環状流となった下降管に、一時的に水スラグが落下することがある。このとき、水室間差圧が一時的に減少した。代表的な水室間差圧変動の一例として、冷却水のみかけの流速が0.21m/s、アルゴンガスのみかけの流速が0.085m/sの場合をFig.3.11に示す。また、簡単なフローパターンを描いた図をFig.3.12に示す。上述した領域では、下降管での二相流動が環状流になる気液分離現象が保持された。また、冷却水のみかけの流速が0.21m/sの場合、二相流の圧力損失比はクオリティの増加とともに減少した。これは、クオリティの増加とともに上昇管のボイド率が上昇するために上昇管と下降管のボイド率の差が減少して、水頭損失が減少するためである。

領域③では、下降管において気液分離現象がなくなった。しかし、巨大気体スラグの通過により水室間差圧が顕著に変動する現象がみられた。この場合、水室間差圧は気体スラグの通過とともに上昇した。

代表的な水室間差圧変動の一例として、冷却水のみかけの流速が0.32m/s、アルゴンガスのみかけの流速が0.025m/sの場合をFig.3.13に示す。また、簡単なフローパターンを描いた図をFig.3.14に示す。

領域④では、ボイドが水室を通り抜けて出口側流路に吹き出すときに水室間差圧は減少し、下降管下部のボイドが抜け出さずに圧縮されている状態に水室間差圧が上昇した。このとき、下降管におけるボイドの移動速度には顕著な変動が見られ、水室間差圧の変動幅は2kPaを越えた。代表的な水室間差圧変動の一例として、冷却水流速が0.42m/s、アルゴンガスのみかけの流速が0.12m/sの場合をFig.3.15に示す。また、簡単なフローパターンを描いた図をFig.3.16に示す。

次に、逆U字管内に注入するガスの流速を0.042~0.76m/sの範囲で一定としたときの、水室間差圧と冷却水のみかけの流速との関係をFig.3.17に示す。図より、ガス流速が0.42m/s以下で冷却水のみかけの流速が0.80m/s以下の低流速領域で、水室間差圧、すなわち、二相流の流動抵抗と冷却水のみかけの流速の関係は負の勾配となった。一方、ガス流速が0.76m/sでは上述した負性勾配は見られなかった。

ところで、前述した二相流流動抵抗に関する実験結果によると、冷却水のみかけの流速が0.80m/sの低流速領域では、二相流の流動抵抗と冷却水のみかけの流速との関係が負性勾配を有する領域であり、とくに冷却水のみかけの流速が0.53m/s以下の領域では負性勾配が大きくなる。これは、冷却水のみかけの流速が低下すると上昇管に比べて下降管でのボイドの移動速度が減少するために、下降管のボイド率が上昇管に比べ高くなり水頭損失が増加するからである。水室間差圧の増加は、ボイドを圧縮して水室及び出口管へと追い出す駆動力となる。ボイドが水室及び出口管に追い出された後に、水室間差圧が減少するが、新しいボイドの発生により再び流動抵抗と水頭損失が増加して冷却水のみかけの流速が減少し、その結果、水室間差圧の変動が観測される。

これらのことから、逆U字管単管状態における水室間差圧の変動を伴う下降管での顕著な流速変動は、逆U字管における二相流の流動抵抗と冷却水のみかけの流速との関係が負性勾配を有していることに起因していることがわかる。

### 3. 3. 3 逆U字流路における二相流の安定限界

入口上昇管へのアルゴンガス流量を徐々に増加させるとFig.3.4の圧力損失比の特性から明らかなように、二相流の流動抵抗が変化するため逆U字流路とバイパス流路間に流量の不均一が生じるが、アルゴンガス流量の変化が小さければこの流量分配差異は小さく、バイパス流路の流量調整弁により両流路の流量は容易に均一化ができるが、あるアルゴンガス流量に達すると逆U字流路の冷却水入口流速が0となる閉塞現象が発生する。本研究ではこの条件をもって安定限界と定義した。

逆U字管における冷却水のみかけの流速が0.21と0.32m/sにおける閉塞現象発生時の水室間差圧の時間変化を、それぞれ、Fig.3.18とFig.3.19に示す。前者の場合、水室間差圧は最大値11kPaと最小値2.5kPaのどちらかの値をとり、水室間差圧が11kPaのとき閉塞した。同様に、後者の場合、水室間差圧は、多少の乱れはあるが、最大値9kPaと最小値3kPaのどちらかの値をとり、水室間差圧が9kPaのとき閉塞した。

安定限界における冷却水の逆U字管入口流速とクオリティの関係をFig.3.20に示す。本実験の範囲では、冷却水流速が0.42m/s以上では閉塞現象は発生しなかった。

閉塞現象発生前と発生後の冷却水のみかけの流速と水室間差圧との関係をFig.3.21に示す。閉塞現象発生後の水室間差圧のヘッドは伝熱管高さに比べ低くなっていることがわかった。

また、安定限界における冷却水のみかけの流速と抵抗係数 $\lambda$ との関係をFig.3.22に示す。これにより、閉塞現象が発生するときの抵抗係数 $\lambda$ は冷却水のみかけの流速に依存せずほぼ一定値をとることがわかった。

### 3. 3. 4 バイパス流路絞りの影響

バイパス絞りを調節して抵抗係数 $\lambda$ をパラメータとして選び、バイパス流路の絞りが閉塞現象の安定限界に及ぼす影響を調べた。バイパス流路の抵抗係数 $\lambda = 8$ 、冷却水入口流速を1.06~1.91m/sの範囲で実験を行い、1.48m/s以下で閉塞現象が発生した。冷却水入口流速を1.48、1.27、1.06m/sとした状態で、逆U字流路が閉塞したときの出入口間差圧の時間変化をFig.3.23~Fig.3.25に示す。

逆U字流路閉塞時の冷却水のみかけの流速とクオリティとの関係をFig.3.26に示す。図には、前節で調べたバイパス流路の抵抗係数 $\lambda = 89$ の時の実験結果ものせる。図から、バイパス流路の抵抗係数 $\lambda$ の値が高くなると閉塞しにくくなることがわかる。また、逆U字流路が閉塞する前と後の出入口間差圧と冷却水のみかけの流速との関係をFig.3.27に示す。図より、逆U字管内閉塞後は、全冷却水がバイパス流路を流れるので、バイパス流路での流量増加分だけ出入口間差圧が上昇していることがわかる。さらに、アルゴンガスのみかけの流速が0.21m/s以下、冷却水のみかけの流速が0.53m/s以下で、閉塞後の水室間差圧のヘッドが1.1mを越えない場合に閉塞現象が生じることがわかった。

アルゴンガスを逆U字管に注入するとボイドによる流動抵抗が増加するので逆U字管の冷却水のみかけの流速が減少する。そのとき、バイパス流路における冷却水流量は増加して流動抵抗が増加した分の水室間差圧とつりあう。3.2節の実験結果より、アルゴンガスのみかけの流速が0.42m/s以下で、逆U字管内の冷却水のみかけの流速が0.53m/s以下の低流速領域では二相流の流動抵抗が冷却水のみかけの流速に対して負性勾配を有するので、さらに逆U字管内の冷却水のみかけの流速は減少することになる。このとき、水室間差圧のヘッドが伝熱管の高さを越えない場合には、冷却水は伝熱管の逆U字部を越えるだけの駆動力を失うことになり、閉塞現象が発生するものと考えられる。

以上をまとめると、閉塞現象発生条件は、

- ①水室間差圧のヘッドが伝熱管高さ以下であること、
  - ②逆U字管における二相流の流動抵抗が、冷却水のみかけの流速に対して負性勾配を有すること、
- であると結論づけられる。

## 4. ダイナミックエアベント

### 4. 1 実験方法

第1章に、あらかじめ、空気により閉塞した逆U字管から空気を抜く方法であるダイナミックエアベントの適用範囲を、水室間差圧と気液界面の位置との関係から予測した。これにより、水室間差圧のヘッドが伝熱管高さ程度になることが適用条件となると考えられた。そこで、第3章で示した逆U字管内における閉塞現象確認実験に用いた実験装置を使用して、予測したダイナミックエアベントの適用範囲を確認することにした。なお、実機C<sub>32</sub>では、伝熱管より追い出された空気は出口側水室以降の高い流路抵抗及び空気の浮力のために出口側水室より完全に除去されるとは考えられないので、ダイナミックエアベントでは、伝熱管内だけの空気抜きを目的とし、水室における空気の残存は許容する。

実験装置の説明は前章に前述しているので省略する。ダイナミックエアベントの適用範囲を定量評価する際には、空気を伝熱管に滞留させて、バイパス流路に冷却水を流し、絞りを調節することにより、閉塞している逆U字管出入口の差圧を調節する。なお、実験装置では、逆U字流路出入口間の差圧をバイパス流路の絞りにより調整することができるが、実機C<sub>32</sub>では、空気により閉塞していない伝熱管を流れ冷却水の流速を調整することにより水室間の差圧を調整することになる。

実験では、あらかじめ、気液界面がガス注入口の高さ程度になるようにガスを注入し、バイパス流路に冷却水を流しながら絞りを調整して、逆U字管内のガスを水室へ押し出す。そして、そのときの水室間差圧を計測する。

### 4. 2 実験結果

あらかじめガスにより閉塞した逆U字流路の出入口間差圧をバイパス流路の絞りを調節することにより、逆U字管内のガスを出口側水室へ押し出すまでの水室間差圧を記録し、ダイナミックエアベントの適用範囲を調べた。なお、滞留したガスの伝熱管出入口における初期水位は、アルゴンガス注入口の高さ程度とする。実験は、バイパス流路の冷却水の入口流速0.96~1.91m/sの範囲の5条件で行った。

各条件における、逆U字管閉塞時からバイパス流路絞りを調節して冷却水の安定流動を得るまでの水室間差圧をFig.4.1~Fig.4.5に示す。水室間差圧の時刻歴は、次の5個の領域に大別される。

①逆U字流路閉塞領域

②バイパス流路絞りの調節領域

③ガス／水界面が逆U字管頂部で停滞領域

④逆U字管内冷却水の微少流動開始領域

⑤逆U字管内冷却水流動の安定領域

逆U字管内冷却水の微少流動開始時の絞り係数とバイパス流路における冷却水流速との関係をFig.4.6に示す。図より、抵抗係数はバイパス流路における冷却水流速とともに減少することがわかった。

次に、ダイナミックエアベントの適用範囲に相当する、逆U字管内冷却水の微少流動開始時の出入口間差圧とバイパス流路における冷却水流速との関係をFig.4.7に示す。図より、流動開始時の水室間差圧はバイパス流路における冷却水流速とともに増加した。第1章に述べたように、ダイナミックエアベントの

適用範囲として、水室間差圧のヘッドが伝熱管高さに等しい値で流動が開始されると予想されたが、実験値はバイパス流路における冷却水流速に依存し、本実験の範囲で予測値から最大15%程度上回ることがわかった。それ故に、水室間差圧を調整することにより、伝熱管から空気を抜くことができる見通しを得ることができ、ダイナミックエアベントの可能性を示すことができた。

なお、バイパス流速の増加とともに変化すると考えられる事項は、

①水室以降の二相流流動抵抗、

②出入口水室における圧力、

③伝熱管内に滞留するガスの圧力、

等が考えられ、今後、これらの事柄を考慮した上でより詳細なモデル化をして、伝熱管長さを変えた実験により伝熱管高さと水室間差圧のヘッドとの関わりをより明確にする必要がある。

## 5. 真空冷却水注水法

### 5. 1 真空冷却水注水法の概要

第2章では冷却器C<sub>32</sub>の異常事象が逆U字管に滞留する空気に原因があるという仮設を考えた。第3章では、冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管並列流路を模擬した実験装置により逆U字管内に空気が滞留することを確認し、第4章では空気が抜ける条件としての水室間差圧のヘッドが伝熱管高さ程度であることを示した。冷却器C<sub>32</sub>の出入口水室間差圧のヘッドは3m程度であるので、冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管内には空気が滞留していることが考えられる。

そこで、本仮設を立証するために、冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管内に空気が一切入ることなく冷却水を注水した状態で熱通過率、異常振動の発生の有無を調べ、過去の運転データと比較する必要がある。

従来の冷却水注水法では、冷却水系に冷却水を注水後、高度が最も高い場所に設置してある加熱器H<sub>31</sub>、冷却器C<sub>31</sub>（加熱器H<sub>31</sub>及び冷却器C<sub>31</sub>についてはFig.1.1を参照）及び冷却器C<sub>32</sub>のウォータージャケットの空気抜き弁を解放して空気抜きを行ってきた。そのため、逆U字形になっている冷却水系配管や伝熱管に空気が滞留するものと考えられる。

本試験では、冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管内に残留した空気を完全に除去するために、HENDELの運転前に冷却器C<sub>32</sub>まわりの冷却水系を真空にして冷却水を注水し、その後、HENDELの運転条件を冷却器C<sub>32</sub>で異常振動が発生した条件に設定して、冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率及び異常振動の発生の有無を調べることにする。

また、空気が滞留した伝熱管では圧力損失抵抗が増加するので、冷却器出入口間の圧力損失は増加する。このことから、伝熱管の空気が完全には抜けないと考えられる従来の冷却水注水法と真空冷却水注水法を行った場合とでは冷却水出入口差圧に差が生じるものと考えられる。そこで、冷却器C<sub>32</sub>の出入口差圧を従来の冷却水注水法と真空冷却水注水法の場合とで比較することにする。

### 5. 2 冷却器C<sub>32</sub>への適用試験

#### 5. 2. 1 試験方法

冷却器C<sub>32</sub>まわりのヘリウムガス系及び冷却水系のフローシートをFig.5.1に示す。ヘリウムガス系については、バイパスラインと冷却器上流に設けた流量調節弁の開度を変えて、冷却器C<sub>32</sub>を通過する流量を調節することにより、ガス循環機入口のヘリウムガス温度を自動制御している。

冷却水の流量は、冷却器C<sub>32</sub>入口の電磁流量計（測定レンジ：0～69.4kg/s(0～250m<sup>3</sup>/h)）で計測する。また、冷却器C<sub>32</sub>出入口の冷却水温度及び圧力は、直径3.5mmの熱電対と圧力センサー（～1MPa）により計測している。冷却水中を伝わる冷却水の圧力変動を半導体センサーを内蔵する動圧力センサーにより計測している。

冷却器C<sub>32</sub>を流れる冷却水の循環流量は、HENDELの通常運転時には36.1kg/s(130m<sup>3</sup>/h)程度に、また、伝熱管内での冷却水の流速は約1m/sに保持しているが、冷却器C<sub>32</sub>の出入口配管に設置したバルブの開度調節により最大約61.1kg/s(220m<sup>3</sup>/h)程度まで設定することができる。

冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率を求める除熱特性試験では、他の機器に冷却水を分配しなければならないという

制限から冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管を流れる冷却水の全流量を36.1kg/s(130m<sup>3</sup>/h)としている。冷却器冷却水出入口の圧力損失を計測する試験では、冷却水流量を0~61.1kg/s(0~220m<sup>3</sup>/h)の範囲で変化させた。

冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管から真空冷却水注入法により空気抜きを行うために、冷却器C<sub>32</sub>ドレンパイプを分岐し真空ポンプを接続した。冷却器C<sub>32</sub>のドレンパイプを分岐して真空ポンプと接続している様子をPhoto.5.1及びPhoto.5.2に示す。冷却水系の真空冷却水注入法の手順としては、冷却水系のドレンから水を抜いた後に、真空ポンプにより冷却器C<sub>32</sub>の冷却水系を真空度が8Torr程度になるまで真空引きをする。冷却器C<sub>32</sub>の真空引き後、冷却器C<sub>32</sub>冷却水入口のバルブを序々に開放する。冷却器C<sub>32</sub>に冷却水を充填した後に出口のバルブを開放して冷却水を循環させる。

冷却器C<sub>32</sub>では、異常振動の発生を検知し、また、それを収録するために、冷却器C<sub>32</sub>の圧力容器表面に加速度センサーを設置し、センサーの電気出力を異常振動収録システムに収録する。

冷却器C<sub>32</sub>の圧力容器表面の加速度センサー設置位置をFig.5.2に示す。加速度センサーは、半導体型加速度センサー(1Hz~5kHz)を冷却器C<sub>32</sub>水室フランジ南北、胴部フランジ南北、ヘリウムガス入口配管上部の南北及び最上部に計7個、歪ゲージ型加速度センサー(0~200Hz)を冷却器C<sub>32</sub>水室フランジ南北に取り付けている。その他、歪ゲージ型加速度センサー(0~200Hz)を加圧水ポンプや冷却器出口配管に設置している。

異常振動収録システムのフローシートをFig.5.3に示す。それぞれのセンサーの出力信号はデータレコーダーに収録しFFTアナライザーで分析している。さらに、異常振動の発生を確認するために、加速度センサーの出力信号をオーディオアンプに入力して音響に変換している。

### 5. 2. 2 冷却器C<sub>32</sub>における熱通過率及び汚れ熱抵抗の導出法

本報告書で用いた冷却器C<sub>32</sub>における熱通過率及び汚れ熱抵抗の計算式を以下に示す<sup>1)</sup>。

冷却器C<sub>32</sub>の伝熱経路及び各流体の流路を表す簡単なモデルをFig.5.4に示す。本モデルでは、伝熱管内を冷却水が、伝熱管外をヘリウムガスが流れる。このとき、冷却器の除熱量Q[kW]は次式で示される。

$$Q = G_{\text{H}} \cdot C_{\text{PH}} \cdot (T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ho}}) \quad (5.1)$$

G<sub>H</sub>:ヘリウムガス流量 [kg/s]

C<sub>PH</sub>:ヘリウムガス比熱 [kW·s/kg·K]

$$Q = K \cdot S_a \cdot \Delta T_m \quad (5.2)$$

K:熱通過率 [kW/m<sup>2</sup>·K]

S<sub>a</sub>:伝熱面積 [m<sup>2</sup>]

$\Delta T_m$ :対数平均温度差 [°C]

ここで、伝熱面積S<sub>a</sub>及び対数平均温度差 $\Delta T_m$ は以下の式で与える。

$$S_a = \pi \cdot d_o \cdot N \cdot (L - n \cdot H) \quad (5.3)$$

d<sub>o</sub>:伝熱管外径 [m]

L:有効伝熱管長 [m]

N:伝熱管の本数

n:パッフル板の枚数

H:パッフル板の厚さ [m]

$$\Delta T_m = \phi \cdot ((T_{Hi} - T_{Wo}) - (T_{Ho} - T_{Wi})) / \ln((T_{Hi} - T_{Wo}) / (T_{Ho} - T_{Wi})) \quad (5.4)$$

 $\phi$ :補正係数

(5.1)から(5.4)式までの式により得られた熱通過率K、冷却水伝熱管内熱伝達率、ヘリウムガスの伝熱管外熱伝達率及び伝熱管材熱抵抗を用いて、汚れ熱抵抗 $R_f$ を求めることができる。

$$1/K = d_o / (\alpha_i \cdot d_i) + R_f \cdot d_o / d_i + R_t + 1/\alpha_o \quad (5.5)$$

d<sub>i</sub>:伝熱管内径 [m] $\alpha_i$ :冷却水の伝熱管内熱伝達率 [kW/m<sup>2</sup>•K] $\alpha_o$ :ヘリウムガスの伝熱管外熱伝達率 [kW/m<sup>2</sup>•K] $R_f$ :汚れ熱抵抗 [(kW/m<sup>2</sup>•K)<sup>-1</sup>] $R_t$ :伝熱管材熱抵抗 [(kW/m<sup>2</sup>•K)<sup>-1</sup>]

ここで、伝熱管内熱伝達率は、以下に示すDittus-Boelterの式により求める。

$$Nu = \alpha_i \cdot d_i / \lambda_w = 0.023 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.4} \quad (5.6)$$

Re<sub>w</sub>:冷却水の伝熱管内のレイノルズ数Pr<sub>w</sub>:冷却水のプラントル数 $\lambda_w$ :冷却水の熱伝導率 [kW/m•K]

冷却器C<sub>32</sub>は切欠パッフル型熱交換器で管配列は3角配列であるので、ヘリウムガスの伝熱管外熱伝達率は、以下に示すDonohueの式により求める。

$$Nu_D = 0.23 \cdot Re_D^{0.6} \cdot Pr_D^{1/3} \cdot (\mu / \mu_w)^{0.14} \quad (5.7)$$

 $Re_D = u_D \cdot d_o / \nu$  $u_D = G / (\rho \cdot (S_c \cdot S_b)^{1/2})$  $d_c = 4 \cdot [(0.5 \cdot P) \cdot (0.86 \cdot P) - 0.5 \cdot \pi \cdot d_o^2 / 4] / (\pi \cdot d_o / 2)$  $u_D$ :管列に対する直行流れとパッフル切欠き部での流れの平均速度[m/s]

G:流体の質量速度 [kg/s]

S<sub>c</sub>:冷却器の中心線に最も近い管列での直交流れに対する最小流体通過面積[m<sup>2</sup>]S<sub>b</sub>:パッフル切欠部の流路面積[m<sup>2</sup>]

P:伝熱管配列のピッチ[m]

 $\mu$ :流体の粘性係数[kg•s/m<sup>2</sup>] $\mu_w$ :管壁温度における流体の粘性係数[kg•s/m<sup>2</sup>] $\nu$ :流体の動粘性係数[m<sup>2</sup>/s] $\rho$ :流体の密度[kg/m<sup>3</sup>]

伝熱管材熱抵抗 $R_t$ は、以下の式により求める。

$$R_t = d_o \cdot \log(d_o / d_i) / (2 \cdot \lambda_T) \quad (5.8)$$

ここで、 $\lambda_T$ は伝熱管の熱伝導率で、冷却器C<sub>32</sub>の場合 $\lambda_T = 30.9 \text{W/m} \cdot \text{K}$ とした。冷却器C<sub>32</sub>の場合、

$S_a=21.98\text{m}^2$ 、 $S_b=0.1486\text{m}^2$ 、 $S_c=0.1264\text{m}^2$ で、 $P_t=0.069\text{m}$ 、 $de=0.0377\text{m}$ 、また、補正係数 $\phi$ については $\phi=1$ を用いる。

### 5. 2. 3 冷却器C<sub>32</sub>冷却水出入口間の圧力損失データ整理方法

冷却器C<sub>32</sub>の逆U字管に空気が滞留していると考えられるので、それぞれの逆U字管出入口の差圧を計測するのが望ましいが、導圧管の設置上の制限から、圧力計測点を冷却器の冷却水出入口配管に設けることにした。冷却器C<sub>32</sub>の出入口に設置した2個の圧力センサーの間の冷却水系配管図をFig.5.5に示す。出入口の圧力センサーには600mmの高低差があるため、圧力損失を求める際にはこの高低差による圧力差を補正する。

補正された冷却器C<sub>32</sub>の冷却水の出入口差圧の実測値( $\Delta P_{exp}$ )は、冷却水配管( $\Delta P_T$ )、冷却器入口水室( $\Delta P_I$ )、冷却器出口水室( $\Delta P_O$ )及び逆U字型伝熱管( $\Delta P_U$ )の圧力損失の総和である。

冷却水系配管は、Fig.5.5に示すように、圧力計測点の間で約5.8mの配管があり、直管のほか4箇所の90°曲がり管及び3箇所の120°曲がり管を含み、配管から冷却器水室の入口及び冷却器水室から配管への出口において、それぞれ、拡大流路及び縮小流路が形成される。

冷却器の伝熱管の圧力損失 $\Delta P_U$ は、伝熱管直管部の圧力損失 $\Delta P_{UT}$ の他に、水室から伝熱管への縮小流路における圧力損失 $\Delta P_{Ui}$ 、伝熱管から水室への拡大流路における圧力損失 $\Delta P_{Uout}$ 及び逆U字部の180°曲がり管の圧力損失 $\Delta P_{UTb}$ を含む。そのため、伝熱管直管部の圧力損失 $\Delta P_{UT}$ を求めるためには、圧力損失 $\Delta P_{Ui}$ 、 $\Delta P_{Uout}$ 及び $\Delta P_{UTb}$ を伝熱管の圧力損失 $\Delta P_U$ から差し引く必要がある。

冷却器C<sub>32</sub>の逆U字型伝熱管直管部の圧力損失 $\Delta P_{UT}$ は、前述した直管、曲がり管等の形状の圧力損失を既知の方法により求めて実測値 $\Delta P_{exp}$ から差し引くことにより求めることができる。以下に、直管、曲がり管、拡大流路及び縮小流路における圧力損失を求める方法の概略を述べることにする。

冷却器冷却水配管の直管部は圧力計測点間を一直線の配管と考え、層流については、

$$f_{Ts}=64/Re \quad (5.9)$$

を用いて摩擦損失係数を求め、乱流についてはBlasiusの式、

$$f_{Ts}=0.3164 \cdot Re^{-1/4} \quad (5.10)$$

を適用し摩擦損失係数を求めた。このようにして得られた摩擦損失係数 $f_{Ts}$ を用いて直管部の圧力損失 $\Delta P_{Ts}$ は、

$$\Delta P_{Ts}=f_{Ts} \cdot ((L/d) \cdot (u^2 \cdot \gamma / (2 \cdot g))) \quad (5.11)$$

により求めることができる。ここで、 $u$ は冷却水の流速、 $L=5.8\text{m}$ 、 $d=0.155\text{m}$ とした。

一方、曲がり管については、個々の曲がり管の圧力損失を求めそれらの総和をとった。個々の曲がり管の圧力損失は、曲がり管を螺旋管の一部とみなすことにより、以下に示す全損失係数 $\zeta$ から求めることができる<sup>4)</sup>。

$$\zeta=0.00873 \cdot \alpha \cdot \lambda_c \cdot \theta \cdot (R/a) \quad (Re(a/R)^2 < 91) \quad (5.12)$$

$$\zeta=0.00241 \cdot \alpha \cdot \theta \cdot Re^{-0.17} \cdot (R/a)^{0.84} \quad (Re(a/R)^2 > 91) \quad (5.13)$$

ここで、 $R$ は曲がり管中心線の曲率半径、 $a=(d/2)$ は管の内半径、 $d$ は管の内径、 $\theta$ は方向変化の角度°、 $\lambda_c$ は螺旋管の乱流の管摩擦係数で、

$$\lambda_c = [0.029 + 0.304[\text{Re}(a/R)^2]^{-1/4}] \cdot (R/a)^{-1/2} \quad (5.14)$$

$\alpha$ は係数で曲がり管の曲率半径Rと配管内半径aとの比( $R/a$ )が約4であることから以下の式により与えられる。

$$\alpha = 0.95 + 17.2(R/a)^{-1.96} \quad (\theta = 90^\circ) \quad (5.15)$$

$$\alpha = 1 + 116(R/a)^{-4.52} \quad (\theta = 180^\circ) \quad (5.16)$$

$R/a=4$ のとき(5.15)より得られる $\alpha$ の値は2.1で、(5.16)より得られる $\alpha$ の値は1.22である。 $\theta=120^\circ$ の場合には適当な式がないので、 $\theta=90^\circ$ のときの $\alpha$ と、 $\theta=180^\circ$ のときの $\alpha$ の二つの値の平均をとり1.66とした。以上の式より得られた各係数を、

$$\Delta h_{Tb} = \zeta \cdot (u^2 / (2 \cdot g)) \quad (5.17)$$

$$\Delta P_{Tb} = \gamma \cdot \Delta h_{Tb} \quad (5.18)$$

に代入することにより、曲がり管の圧力損失を求めることができる。なお、曲がり管の圧力損失 $\Delta P_{Tb}$ は、4箇所の90°曲がり管と3箇所の120°曲がり管は直列配列であることから、それらの圧力損失の和として求めた。

冷却水配管から冷却器入口側水室までの流路は拡大流路となる。拡大流路の圧力損失ヘッド $\Delta h_i$ 及び圧力損失 $\Delta P_i$ は損失係数 $\zeta_i$ を用いて、

$$\Delta h_i = \zeta_i (u_i^2 / (2 \cdot g)) \quad (5.19)$$

$$\Delta P_i = \gamma \cdot \Delta h_i \quad (5.20)$$

$$\zeta_i = (1 - A_{i1}/A_{i2})^2 \quad (5.21)$$

により求めることができる<sup>9</sup>。ここで、 $A_{i1}$ は冷却水配管断面積で、 $A_{i2}$ は冷却器水室の断面積である。冷却器C<sub>32</sub>の場合、入口水室が1/4球であるので、この1/4球の表面積を拡大流路の流路断面積とした。水室の半径は420mm、冷却水配管の半径が77.5mmであるので $A_{i1}/A_{i2}=0.0345$ として $\zeta_i=0.93$ とした。また、 $u_i$ は冷却水配管における冷却水流速である。

一方、冷却器出口側水室から冷却水配管までの流路は縮小流路となる。縮小流路の圧力損失ヘッド $\Delta h_o$ 及び圧力損失 $\Delta P_o$ は損失係数 $\zeta_o$ を用いて、

$$\Delta h_o = \zeta_o (u_o^2 / (2 \cdot g)) \quad (5.22)$$

$$\Delta P_o = \gamma \cdot \Delta h_o \quad (5.23)$$

$$\zeta_o = (A_{o2}/A_{oc} - 1)^2 = (1/C_{oc} - 1)^2 \quad (5.24)$$

により求めることができる<sup>10</sup>。ここで、前述の拡大流路の場合と同様に、 $A_{o1}$ は冷却器水室の断面積で、 $A_{o2}$ は冷却水配管の断面積である。ここで、 $C_{oc} = A_{oc}/A_{o2}$ は縮小係数である。縮小流路の面積比 $A_{o2}/A_{o1}$ と縮小係数 $C_{oc}$ との関係をFig.5.6に示す。図及び表から、冷却器C<sub>32</sub>の場合は、 $A_{o2}/A_{o1}=0.0345$ であるので、 $C_{oc}=0.62$ 、 $\zeta_o=0.41$ とした。 $u_o$ は冷却水配管における冷却水の流速である。

伝熱管入口の縮小流路における圧力損失 $\Delta P_{Uin}$ は、以下に示す管路の入口における圧力損失の式、

$$\Delta h_{Uin} = \zeta_{Uin} \cdot u_U^2 / (2 \cdot g) \quad (5.25)$$

$$\Delta P_{Uin} = \gamma \cdot \Delta h_{Uin} \quad (5.26)$$

により求めることができる。ここで、伝熱管内冷却水流速を $u_U$ とする。冷却器C<sub>32</sub>の水室から伝熱管への入口はFig.5.7に示す形状をとる。このとき、Fig.5.7に示した冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管入口の形状に対応する

$\zeta_{Uin}$ については、 $\zeta_{Uin}=0.56$ となる。

伝熱管出口の拡大流路における圧力損失 $\Delta P_{Uout}$ は(5.19)から(5.21)までの式により求めることができる。

拡大流路における圧力損失ヘッド $\Delta h_{Uout}$ 及び圧力損失 $\Delta P_{Uout}$ は損失係数 $\zeta_{Uout}$ を用いて、

$$\Delta h_{Uout} = \zeta_{Uout} (u_U^2 / (2 \cdot g)) \quad (5.27)$$

$$\Delta P_{Uout} = \gamma \cdot \Delta h_{Uout} \quad (5.28)$$

$$\zeta_{Uout} = (1 - A_U / A_{U2})^2 \quad (5.29)$$

により求めることができる。ここで、 $A_U$ は伝熱管断面積で、 $A_{U2}$ は冷却器水室管板の断面積である。冷却器C<sub>32</sub>の場合、水室の直径は840mm、伝熱管の直径が41.6mmであるので $A_U / A_{U2} = 0.0049$ として $\zeta_{Uout} = 0.99$ とした。

逆U字型伝熱管の180°曲がり部の圧力損失 $\Delta P_{UTb}$ は(5.12)から(5.16)までの式を用いることにより求めることができる。曲がり管の曲率半径 $R_U$ については、32本全ての伝熱管の曲率半径が等しくないので、代表値として伝熱管曲がり部の直径の平均値をとり $R_U = 187.5\text{mm}$ とすると、 $Re_U \cdot (a/R_U) = 419$ となる。 $a$ の値は1となるので、式(5.13)は以下のように変形される。

$$\zeta_{UTb} = 2.77 \cdot Re_U^{-0.17} \quad (5.30)$$

この式を(5.17)と(5.18)式に代入すると、

$$\Delta h_{UTb} = \zeta_{UTb} \cdot (u_U^2 / (2 \cdot g)) \quad (5.31)$$

$$\Delta P_{UTb} = \gamma \cdot \Delta h_{UTb} \quad (5.32)$$

従来の冷却水注水法と真空冷却水注水法との場合とで、伝熱管直管部の圧力損失 $\Delta P_{UT}$ から求めることができる摩擦損失係数 $f_U$ を比較することにより、伝熱管内の空気の滞留を評価する。なお、伝熱管における冷却水のレイノルズ数 $Re_U$ 及び摩擦損失係数 $f_U$ は、伝熱管直径 $d_U$ と管長 $L_U$ を代表長さとし、伝熱管内冷却水流速 $u_U$ を代表速度として、

$$Re_U = u_U \cdot d_U / \nu \quad (5.33)$$

$$f_U = \Delta P_{UT} / ((V_U^2 \cdot \gamma / (2 \cdot g)) \cdot (L_U / d_U)) \quad (5.34)$$

により表した。

#### 5. 2. 4 冷却器C<sub>32</sub>の除熱特性

HENDEL M+Aループの運転条件をNo.39サイクルで冷却器C<sub>32</sub>から異常振動が発生したときの条件に設定し、前章に述べた方法により、冷却器C<sub>32</sub>でのヘリウムガスから冷却水への熱通過率を求め、真空冷却水注水法による空気抜きを実施した結果と過去の運転サイクルでの値と比較した。試験における冷却器C<sub>32</sub>におけるヘリウムガス入口温度、流量及び冷却水入口温度、流量の運転条件をTable 5.1に示す。

冷却器C<sub>32</sub>におけるヘリウムガスから冷却水への熱通過率と汚れ熱抵抗の経時変化をFig.5.8に示す。横軸はM+Aループの運転時間で、縦軸に冷却器C<sub>32</sub>におけるヘリウムガスから冷却水への熱通過率と汚れ熱抵抗 $R_f$ を示す。ここで、熱通過率は、その時点での熱通過率(K)と冷却器C<sub>32</sub>設置時の値( $K_{ini}$ )との比( $K/K_{ini}$ )で表している。冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率( $K/K_{ini}$ )及び汚れ熱抵抗 $R_f$ はサイクル毎に不規則で、熱通過率( $K/K_{ini}$ )は最低0.5まで低下し、汚れ熱抵抗 $R_f$ は最大 $4.0 \times 10^{-3}\text{m}^2\text{K/W}$ 程度まで上昇している。真空冷却

水注入法を実施した結果、冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率及び汚れ熱抵抗の値は、これまで記録された中で最も良好な値である冷却器C<sub>32</sub>設置当時の値まで回復した。

冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率及び汚れ熱抵抗が真空冷却水注水法の導入により改善されたことから、冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管内に滞留した空気が熱通過率を低下させ、汚れ熱抵抗を増加させる原因であることがわかった。また、これまでの運転サイクルでは、冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率及び汚れ熱抵抗が不規則に変動していることから、冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管内に空気が残存していたと考えられる。

さらに、本試験における冷却器入口側水室及び出口側水室フランジ部における振動加速度のスペクトルマップの一例を、それぞれ、Fig.5.9とFig.5.10に示す。本試験条件では冷却器C<sub>32</sub>から異常振動及び冷却水流量変動の発生は確認されなかった。このことから、冷却器C<sub>32</sub>から発生する異常振動が伝熱管に滞留する空気に原因していたことがわかった。

また、Fig.5.9から冷却器入口側では、周波数2kHz以下で特に目立つ振動ピークは見られなかった。一方、Fig.5.10から、冷却器出口側では、1kHz近傍に冷却器入口側には見られない断続的に発生する振動のピークが見られた。この加速度振動は1/1000G以下の微弱な振動である。この振動が発生する理由としては、運転中に混入した空気が出口側水室に滞留し、そこへ水が流れ込むときに発生する振動であると考えられる。出口側水室につながる出口配管は下向きであるので、伝熱管から流れ出る空気は一度水室に流れこむとその浮力のために流れ出て行きにくいものと考えられる。そのため、出口側水室の空気の滞留部に冷却水が流れ込むときに発生する振動が加速度センサーにより計測されているものと考えられる。

参考のために、HENDEL No.39サイクル運転の異常振動発生時に、冷却器C<sub>32</sub>の冷却水入口及び出口水室フランジ部において収録した振動加速度のスペクトルマップをFig.5.11及びFig.5.12に示す。これにより、異常振動が幅広い周波数を持つパルス状の振動でありあり、断続して発生している状況であることがわかる。

本スペクトルマップには、Fig.5.10にみられる1kHzにピークを持つ微弱振動が見られない。このことから、異常振動発生時には、水室に空気は存在せず、空気は伝熱管内にのみ滞留していたものと考えられる。

### 5. 2. 5 冷却器C<sub>32</sub>冷却水出入口間の圧力損失

逆U字型伝熱管に空気が滞留すると、冷却水が流れなくなり冷却器出入口間の圧力損失が増加すると考えられる。そこで、真空冷却水注入法を実施して空気抜きをした場合と、従来の注水法を行った場合とで冷却器出入口間の圧力損失を、第5.2.3節に示した方法により摩擦損失係数を整理することにより比較検討した。

試験は実験データの再現性を確認するために、真空冷却水注入法を2度、従来の注水法により2度行い、その都度冷却器C<sub>32</sub>出入口の圧力損失を計測し摩擦損失係数を求めた。試験No.1とNo.2が真空冷却水注水法実施時のデータであり、試験No.3～5が従来の注水法実施時のデータで、No.3とNo.4は1回の冷却水注水後に連続して圧力損失を計測している。これらの値を用いて計算した、冷却器C<sub>32</sub>の逆U字型伝熱管におけるレイノルズ数と摩擦損失係数との関係をFig.5.13に示す。なお、冷却水流量が5.6kg/s(20m<sup>3</sup>/h)

より低くなると、充分な圧力センサーの精度が得られなかつたので、冷却水流量が8.3kg/s(30m<sup>3</sup>/h)以上の実験データを用いた。

図から真空冷却水注水法実施時と従来の注水法を実施した時とではRe=20000以上で摩擦損失係数の違いが顕著となつてゐる。真空冷却水注入法を実施した場合のレイノルズ数Re<sub>U</sub>と管摩擦損失係数f<sub>U</sub>との関係を最小自乗法により整理すると、試験No.1の場合、

$$f_U = 1.71 \times 10^{-10} \cdot Re_U^{1.7} \quad (5.35)$$

となつた。同様に、試験No.2は、

$$f_U = 75.5 \cdot Re_U^{-0.75} \quad (5.36)$$

であった。試験No.1とNo.2におけるf<sub>U</sub>の値はある程度重なつておらず、0.001から0.1の範囲で変化した。管内レイノルズ数Re<sub>U</sub>は10000を越えているので、(5.35)及び(5.36)式は直管内の乱流摩擦損失係数の関係式である(5.10)に従うことが予想されたが、レイノルズ数の係数及びべき数は異なつた。このことについては、圧力センサーの設置上の制限から逆U字型伝熱管の出入口に取り付けることができなく、差圧を計測する2個の圧力センサーの間に冷却水配管や水室等を含んでしまつたために充分な測定精度が得られなかつたことが原因であると考えられる。

一方、従来の冷却水注水法の場合では、それぞれの計測でf<sub>U</sub>-Re<sub>U</sub>の関係式は一本の直線に比較的よくのつておらず、試験No.3の場合、

$$f_U = 0.76 \cdot Re_U^{-0.14} \quad (5.37)$$

により整理され、試験No.4の場合、

$$f_U = 0.0145 \cdot Re_U^{0.21} \quad (5.38)$$

により表すことができた。試験No.4では、試験No.3で冷却水流量を0~61.1kg/s(0~220m<sup>3</sup>/h)の範囲で変化させて圧力損失を計った直後に同じ試験を行つたものであり、No.4の結果はNo.3の結果と比較して減少していることがわかる。これは、試験No.3で冷却水流量を最大61.1kg/s(220m<sup>3</sup>/h)程度まで上げた際に水室間差圧が高くなり、伝熱管内の空気がある程度抜けたものと考えられる。また、試験の再現性を確かめるための試験No.5の場合、摩擦損失係数f<sub>U</sub>は、

$$f_U = 0.0794 \cdot Re_U^{0.13} \quad (5.39)$$

により整理され、No.3、No.4の試験結果や、真空冷却水注入法を実施した場合に対しても同様に高くなつておらず、再現性を確認することができる。

以上の試験結果より、真空冷却水注入法による空気抜きを実施した場合に比べ、真空冷却水注入法による空気抜きを実施しなかつた場合の摩擦損失係数は、レイノルズ数20000以上で2倍程度増加しており、真空冷却水注水法による効果が明確に表れている。このことから、摩擦損失係数を調べることによっても、従来の空気抜き法では伝熱管から空気が充分に抜けないことが確認できた。

## 6. 結 言

逆U字管内を流れる二相流は、気泡が管内に滞留して冷却水流速が0となる閉塞型不安定流動を誘起する。逆U字型伝熱管を用いているHENDELの冷却器C<sub>32</sub>の除熱性能の大幅な変化、異常振動の発生及び伝熱管の腐食に対して、伝熱管に滞留する空気が原因であると仮定し、この推論の妥当性を検討した。

まず、逆U字型冷却器の構造を模擬した、出入口水室と逆U字管と絞りを有するバイパス流路で並列流路を構成する実験装置により、空気による伝熱管内の閉塞現象を確認してその発生限界を調べた。その結果、以下の各項を明らかにした。

- (1)逆U字管単管におけるガス／水二相流の流動抵抗の特性を調べ、水室間差圧が振動する二相流の不安定流動領域を確認した。この不安定流動は、二相流流動抵抗の流速に対する負性勾配に起因していた。また、逆U字管の下降管における気／液分離現象の発生を確認した。
- (2)逆U字管並列流路でのガス／水二相流の閉塞現象を確認した。
- (3)逆U字管並列流路のバイパス絞りの影響を調べ、バイパス絞りの抵抗係数の増加とともに逆U字管での閉塞現象が発生しにくくなる。
- (4)逆U字管並列流路における閉塞現象の発生条件が、水室間差圧のヘッドが伝熱管高さ以下であり、逆U字管内における二相流の流動抵抗が、冷却水のみかけの流速に対して負性勾配を有すること。

また、上記実験装置を使用してダイナミックエアベントにより逆U字管内の空気を除去することが可能であることを調べ、以下の各項を明らかにした。

- (1)逆U字管並列流路におけるダイナミックエアベントの可能性を調べ、伝熱管に滞留するガスを抜くことができることを確認し、ダイナミックエアベントの適用範囲は、バイパス流路における冷却水流速に依存し、冷却水流速とともにダイナミックエアベント可能な水室間差圧の最低値が増加した。
- (2)ダイナミックエアベントの適用範囲については、水室間差圧と伝熱管高さとの関係だけを考慮したモデルにより予測することができなかった。

さらに、真空冷却水注入法により実際の冷却器C<sub>32</sub>の空気抜きを行って、冷却器C<sub>32</sub>の除熱特性、冷却水出入口の圧力損失を調べた結果、以下の事項を明かにした。

- (1)冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率及び汚れ熱抵抗が真空冷却水注水法の導入により改善されたので、冷却器C<sub>32</sub>の伝熱管内に滞留した空気が、熱通過率を低下させ汚れ熱抵抗を増加させる原因である。
- (2)真空冷却水注水実施後、HENDELの運転条件を冷却器C<sub>32</sub>で異常振動が発生した条件に設定して、冷却器C<sub>32</sub>の熱通過率及び異常振動の発生の有無を調べた。その結果、冷却器C<sub>32</sub>から異常振動及び冷却水流量変動の発生は確認されなかった。このことから、冷却器C<sub>32</sub>から発生する異常振動が伝熱管に滞留する空気に起因すると考えられる。
- (3)冷却器C<sub>32</sub>について、空気抜き法として真空冷却水注水法及び従来の注水法を比較した結果、冷却器C<sub>32</sub>の逆U字型伝熱管内に滞留する空気を除去するのに真空冷却水注水法が効果的である。

## 謝 辞

本実験の実現に援助頂いた高温工学部部長若山 直昭氏、同部次長宮本 喜晟氏、HENDEL管理室室長の下村 寛昭氏、実験装置の製作に多大なご援助を頂いた同部熱利用技術研究室主任研究員の清水三郎氏、同室副主任研究員日野 竜太郎氏、HENDEL管理室の諸氏、また、逆U字型冷却器に関する貴重なコメントを頂いた大洗研究所高温工学試験研究炉開発部HTTRプラント開発室研究員の竹田 武司氏に感謝致します。

## 参 考 文 献

- 1) Y. Inagaki, et. al, Cooling Performance of Helium/Water Coolers in HENDEL, NURETH-5(1992)
- 2) K. Usui, et. al., Flow Behavior and Phase Distribution in Two-Phase Flow around Inverted U-Bend, J. Nucl. Sci. Tech., 20[11], 915(1983)
- 3) 有富, 他, 気泡の閉塞により誘起される不安定流動（第1報、発生機構に関する実験結果）、日本機械学会論文集, 52-480, B(1986) 3026.
- 4) 有富, 他, 気泡の閉塞により誘起される不安定流動（第2報、流路条件の影響），日本機械学会論文集, 53-488, B(1987) 1360.
- 5) H. Ito, Trans. ASME, Ser. D, 82-1, 131(1960-3)
- 6) 笠 義人著, 表面の科学（産業図書）, 83(1990)
- 7) 緑山, 竹村他, 高温ガス炉補助冷却器の流動挙動と伝熱特性に関する研究－U字管内気液二相流のドライアウト特性と流動挙動－, 川崎重工技報, 88, 27-33(1985).
- 8) 青木, 井上, 管内二相流の圧力損失に関する基礎研究（第2報），機械学会論文集32-238,940(1966)
- 9) A. H. Gibson, Hydraulics, 91(1952), Constable & Co.
- 10) 日本機械学会編, 機械工学便覧、8-14(1977)

## 謝 辞

本実験の実現に援助頂いた高温工学部部長若山 直昭氏、同部次長宮本 喜晟氏、HENDEL管理室室長の下村 寛昭氏、実験装置の製作に多大なご援助を頂いた同部熱利用技術研究室主任研究員の清水三郎氏、同室副主任研究員日野 竜太郎氏、HENDEL管理室の諸氏、また、逆U字型冷却器に関する貴重なコメントを頂いた大洗研究所高温工学試験研究炉開発部HTTRプラント開発室研究員の竹田 武司氏に感謝致します。

## 参 考 文 献

- 1) Y. Inagaki, et. al, Cooling Performance of Helium/Water Coolers in HENDEL, NURETH-5(1992)
- 2) K. Usui, et. al., Flow Behavior and Phase Distribution in Two-Phase Flow around Inverted U-Bend, J. Nucl. Sci. Tech., 20[11], 915(1983)
- 3) 有富, 他, 気泡の閉塞により誘起される不安定流動（第1報、発生機構に関する実験結果）、日本機械学会論文集, 52-480, B(1986) 3026.
- 4) 有富, 他, 気泡の閉塞により誘起される不安定流動（第2報、流路条件の影響），日本機械学会論文集, 53-488, B(1987) 1360.
- 5) H. Ito, Trans. ASME, Ser. D, 82-1, 131(1960-3)
- 6) 笹 義人著, 表面の科学（産業図書）, 83(1990)
- 7) 緑山, 竹村他, 高温ガス炉補助冷却器の流動挙動と伝熱特性に関する研究－U字管内気液二相流のドライアウト特性と流動挙動－, 川崎重工技報, 88, 27-33(1985).
- 8) 青木, 井上, 管内二相流の圧力損失に関する基礎研究（第2報）, 機械学会論文集32-238, 940(1966)
- 9) A. H. Gibson, Hydraulics, 91(1952), Constable & Co.
- 10) 日本機械学会編, 機械工学便覧、8-14(1977)

Table 1.1 Main specifications of cooler C<sub>32</sub>

Type	Shell and tube segmental baffle
Fluid	He/Water
Flow rate [kg/s]	4.0/41.5
Inlet temp. [°C]	550/32
Outlet temp. [°C]	383/52
Inlet press. [MPa]	4.0/0.4
Cooling power [kW]	3,500
Heat transfer area [m <sup>2</sup> ]	18.7
Overall heat transfer coefficient [W/m <sup>2</sup> •K]	488
Cooling tube dimension [mm]	48.6 <sup>0.0</sup> x 4.5 <sup>1</sup> x 2,130 <sup>1</sup>
Cooling tube number	64
Vessel dimension [mm]	920 <sup>4</sup> x 6,300 <sup>1</sup>

Table 2.1 Operational conditions at occurrence of abnormal vibrations in cooler C<sub>32</sub>

Operational Cycle No.	Date	Time	Helium gas			Cooling water			Heat transferred to helium gas [kW]
			Inlet temp. [°C]	Outlet temp. [°C]	Flow rate [kg/s]	Press. [MPa]	Inlet temp. [°C]	Outlet temp. [°C]	
20	'87. 5.26	15:15	264.6	130.6	1.006	2.095	27.2	32.9	700.2
30	'89.10.30	18:30	418.7	148.7	0.549	4.022	23.6	28.3	767.6
36	'91. 6. 2	19:04	311.0	178.4	1.292	3.062	26.4	31.3	889.5
	11:39	319.4	181.5	1.210	3.100	26.6	31.7	870.1	
39	'92. 2. 5	12:16	214.9	125.0	1.294	2.700	18.8	20.0	604.1
	15:09	218.8	131.3	1.353	2.900	18.8	20.0	614.7	

Table 5.1 Conditions of the tests to investigate vacuum air vent method

Operational Cycle No.	Date	Time	Helium gas			Cooling water			Heat transferred to helium gas [kW]
			Inlet temp. [°C]	Outlet temp. [°C]	Flow rate [kg/s]	Press. [MPa]	Inlet temp. [°C]	Outlet temp. [°C]	
40	'92.11. 5	16:00	193.3	77.0	1.300	2.792	22.0	26.1	785.2
	10:15	191.9	50.5	0.474	2.770	22.5	23.7	348.1	
	17:30	193.4	71.1	1.040	2.750	22.1	24.9	660.5	

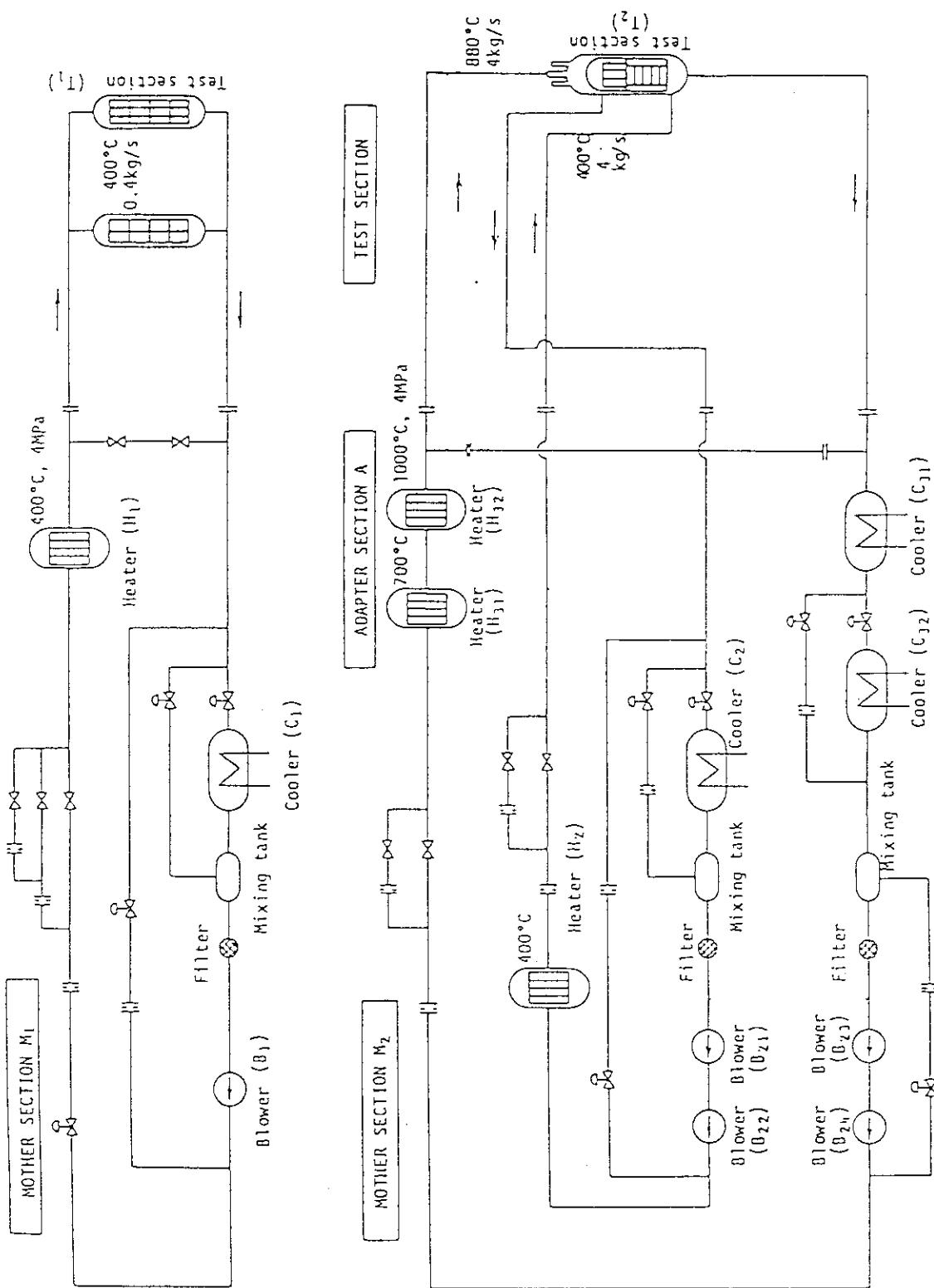
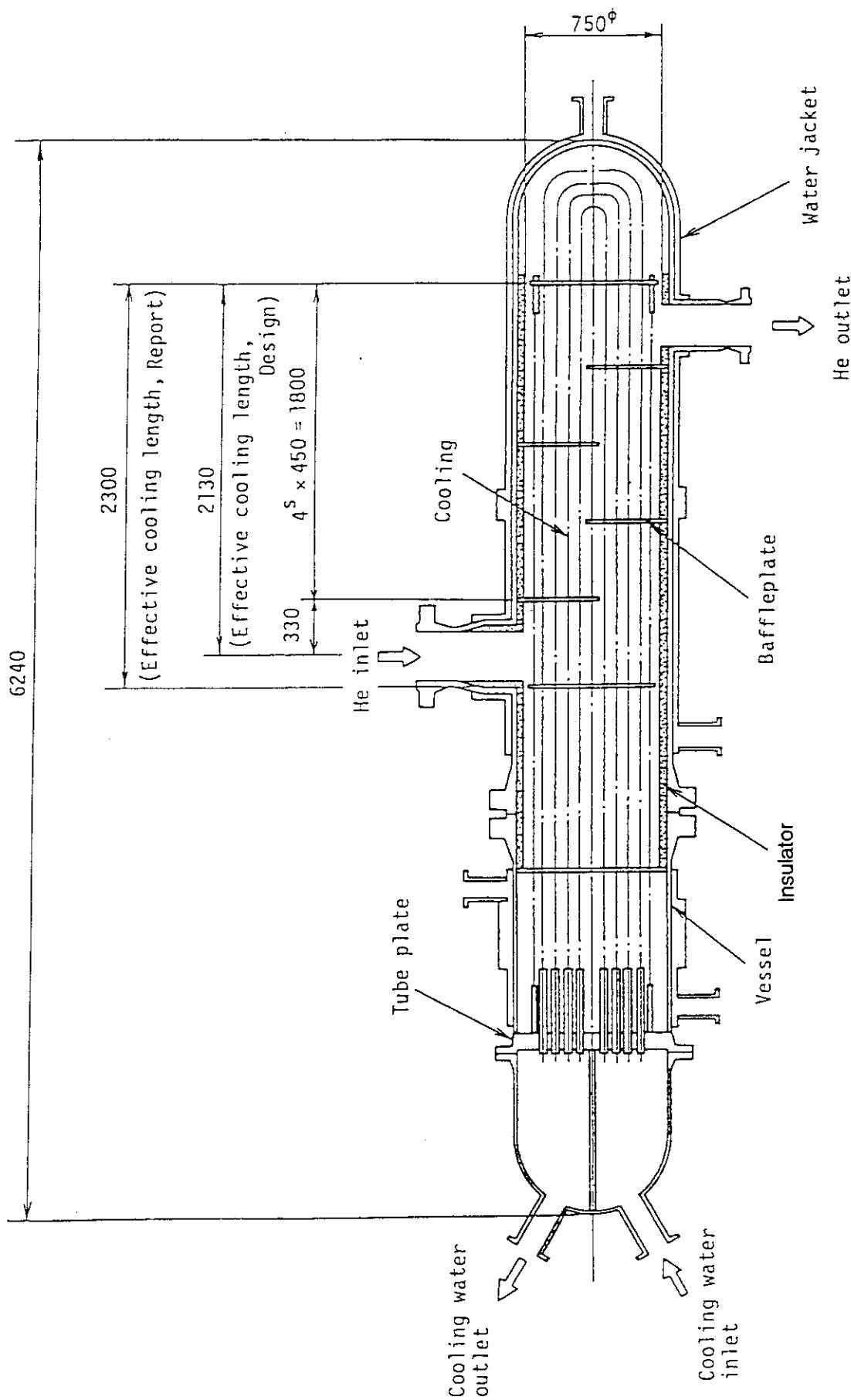


Fig. 1.1 Flowsheet of HENDEL

Fig. 1.2 Schematic drawing of cooler C<sub>32</sub>

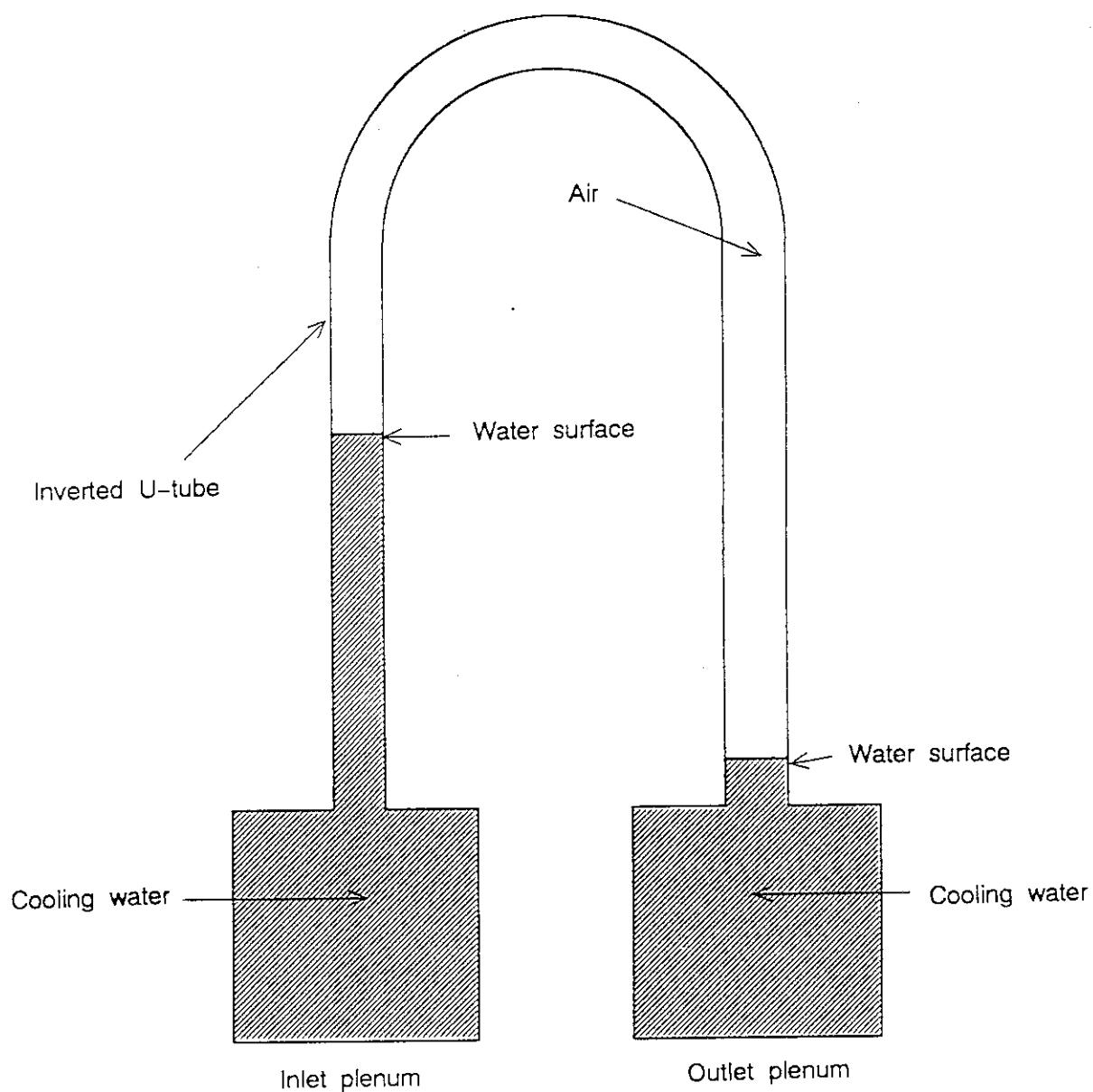


Fig. 1.3 Relationship between a position of a water surface and pressure difference heads in the inverted U-tube  
(Case 1, pressure difference heads < height of the inverted U-tube)

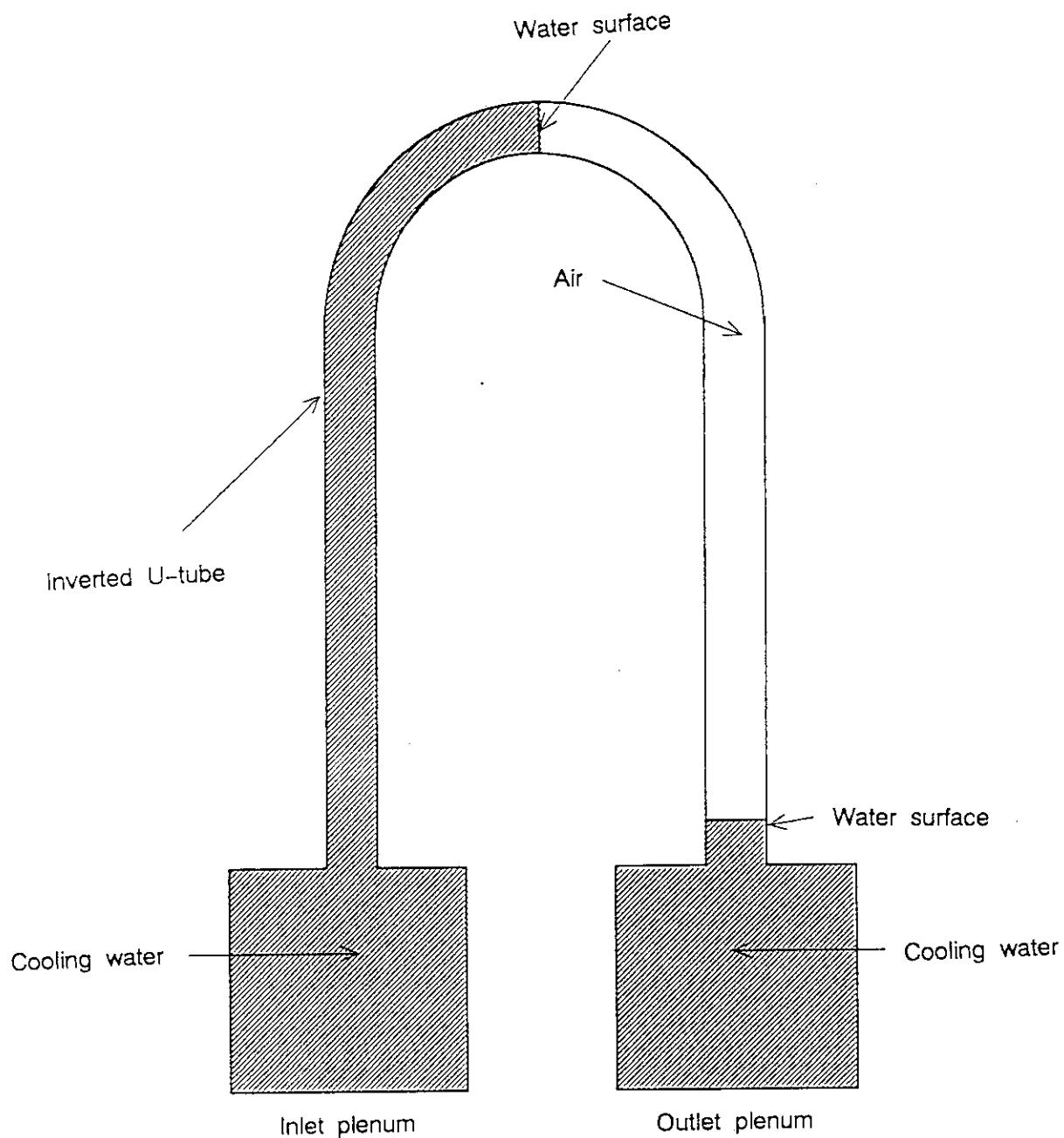


Fig. 1.4 Relationship between a position of a water surface and pressure difference heads in the inverted U-tube  
(Case 2, pressure difference heads= height of the inverted U-tube)

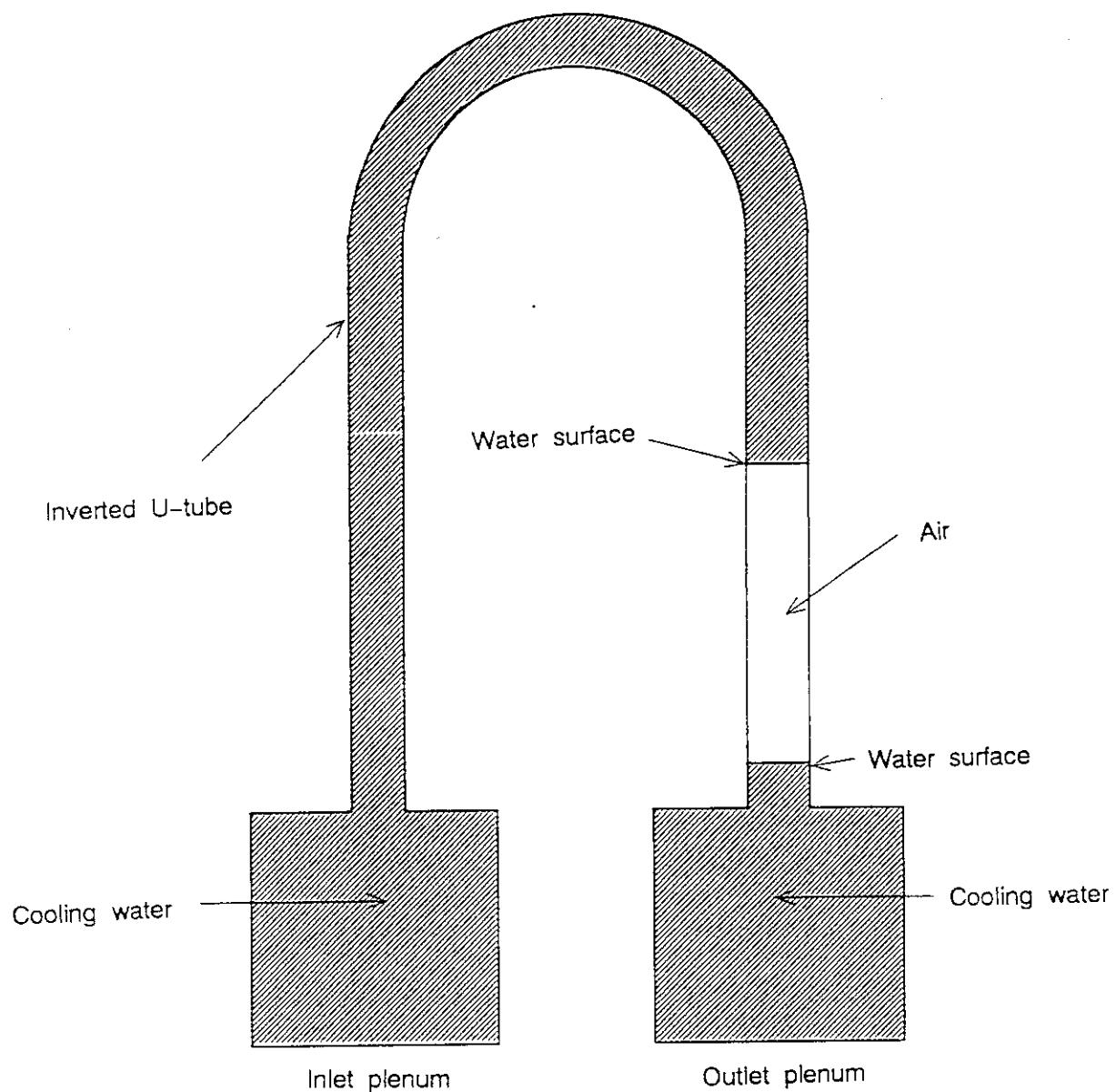


Fig. 1.5 Relationship between a position of a water surface and pressure difference heads in the inverted U-tube  
(Case 3, height of the inverted U-tube < pressure difference heads < length of the inverted U-tube)

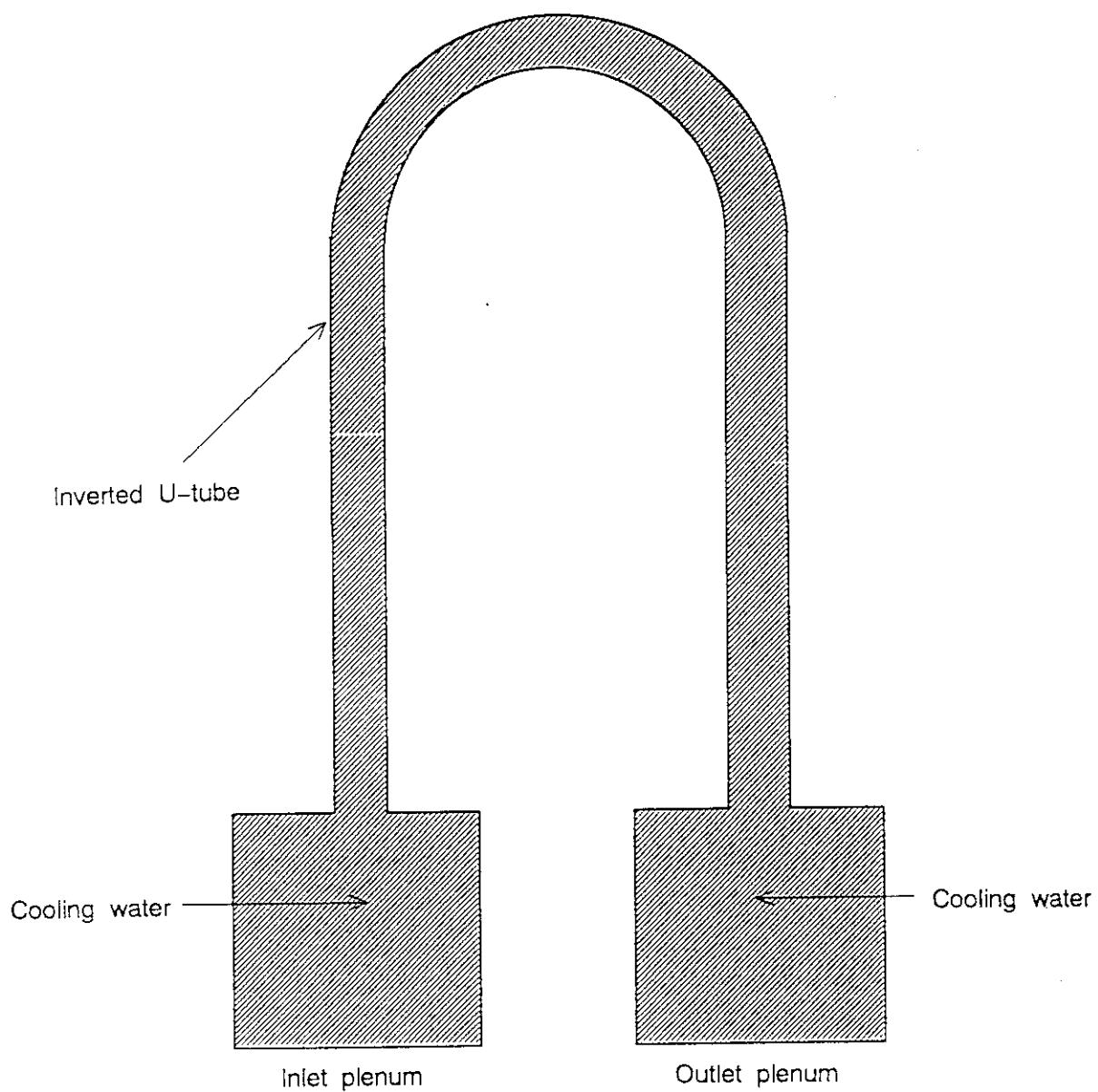


Fig. 1.6 Relationship between a position of a water surface and pressure difference heads in the inverted U-tube  
(Case 4, pressure difference heads> length of the inverted U-tube)

## C32\_Data\_Plot ( Helium\_Line )

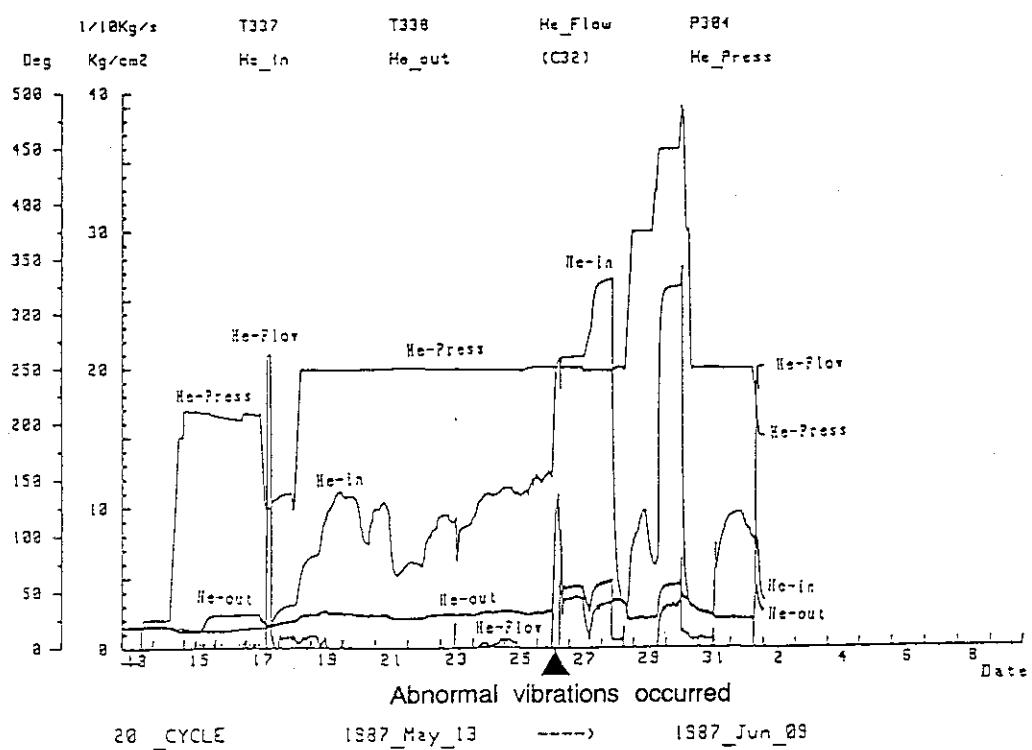


Fig. 2.1(a) Operational data of No. 20 cycle operation of HENDEL (Helium gas line)

## C32\_Data\_Plot ( Water\_Line )

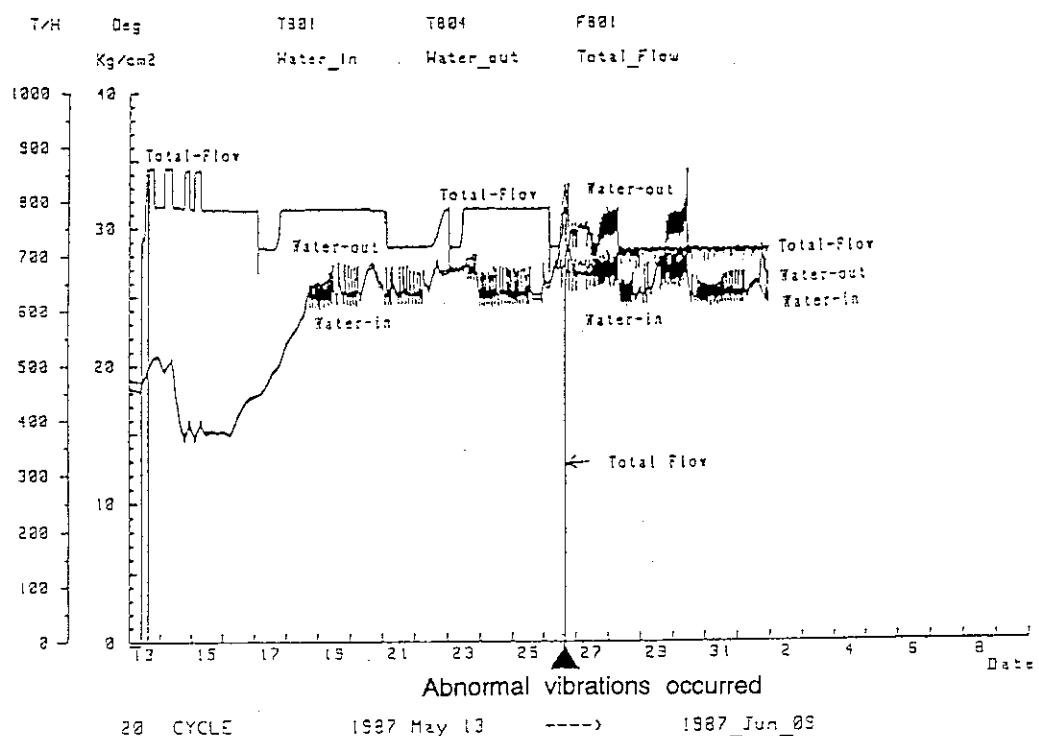


Fig. 2.1(b) Operational data of No. 20 cycle operation of HENDEL (Cooling water line)

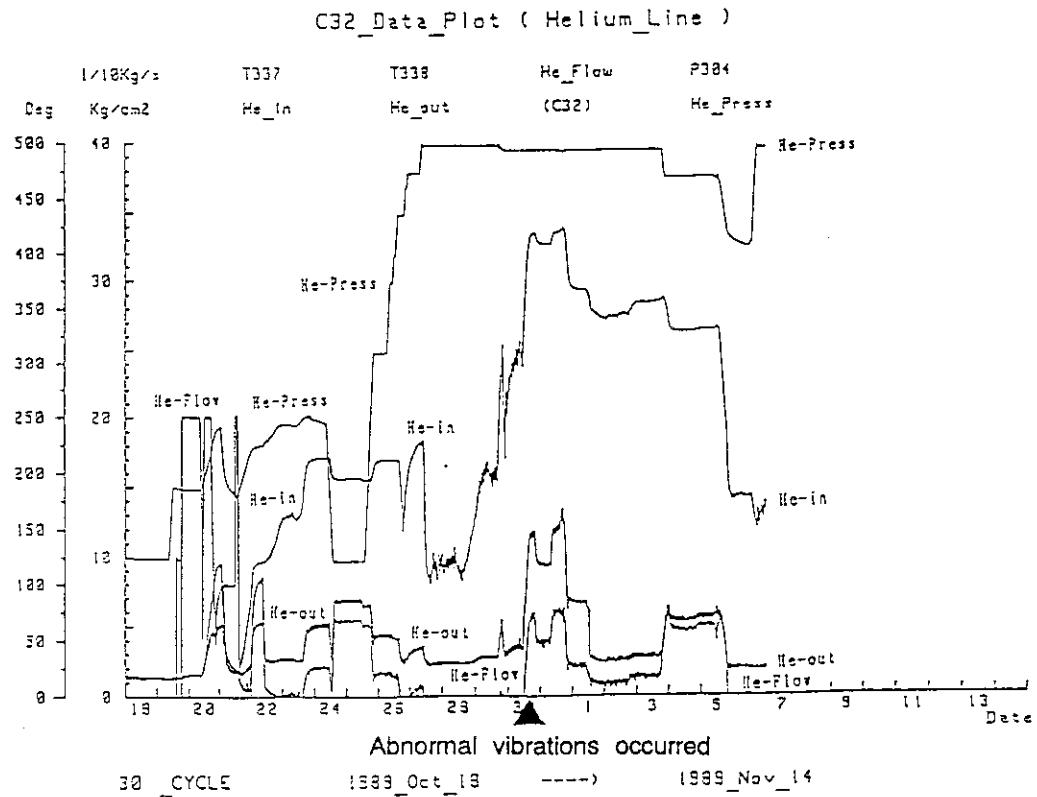


Fig. 2.2(a) Operational data of No. 30 cycle operation of HENDEL (Helium gas line)

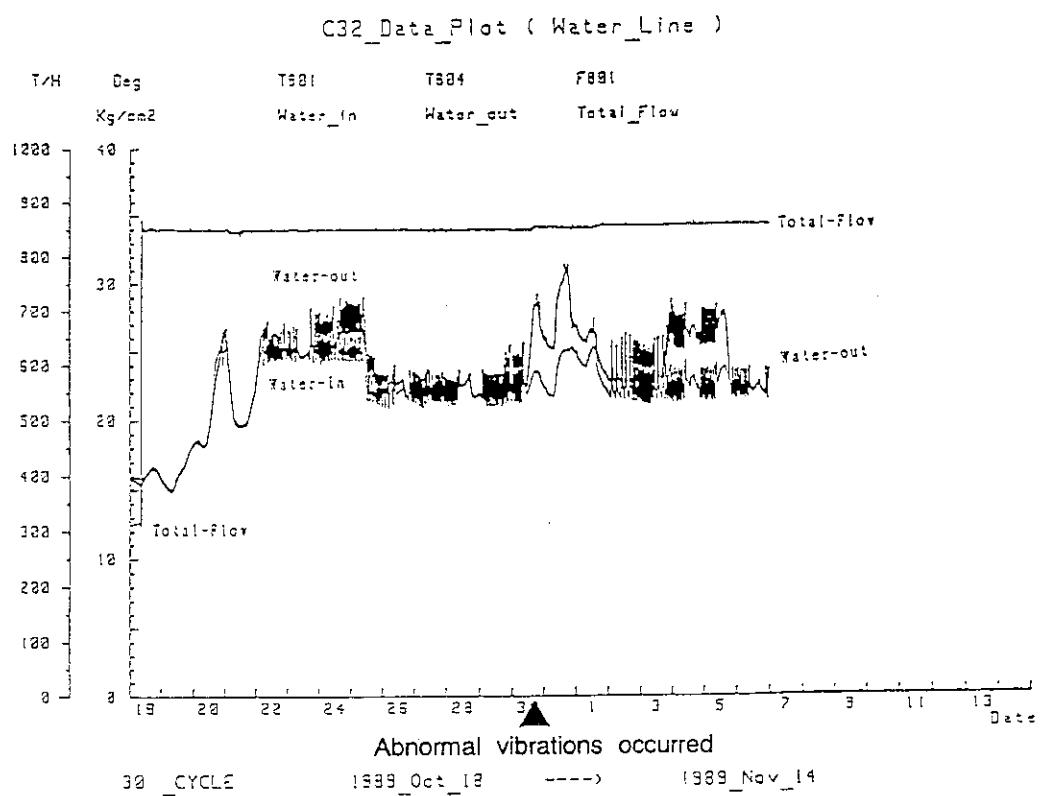


Fig. 2.2(b) Operational data of No. 30 cycle operation of HENDEL (Cooling water line)

## C32\_Data\_Plot(Helium\_Line)

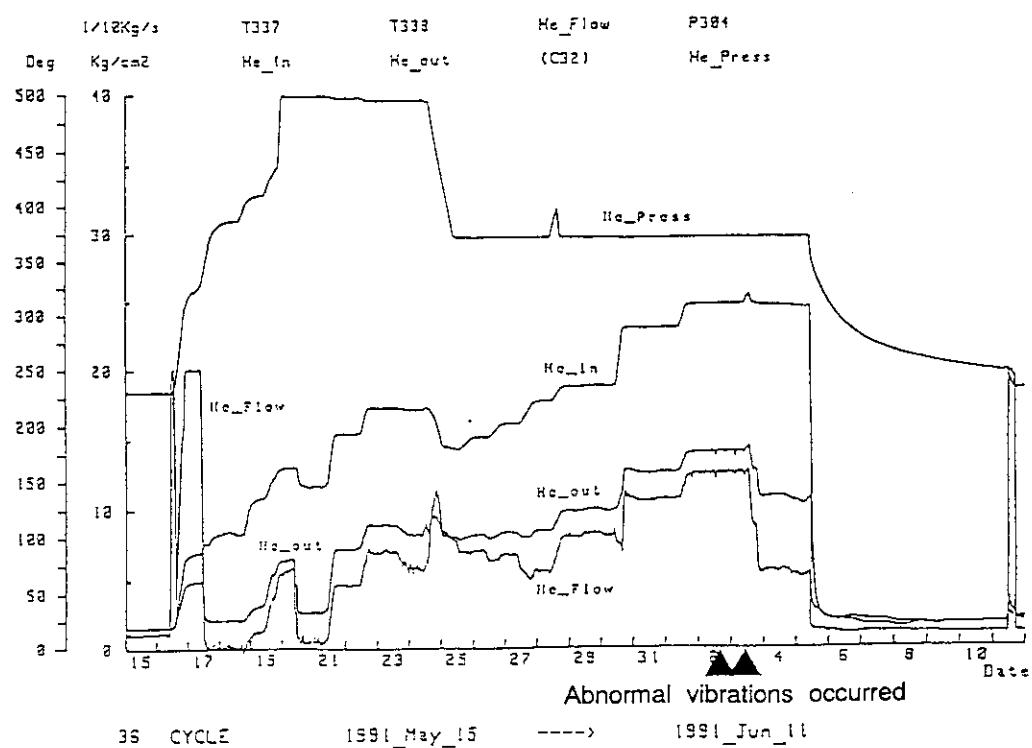


Fig. 2.3(a) Operational data of No. 36 cycle operation of HENDEL (Helium gas line)

## C32\_Data\_Plot(Water\_Line)

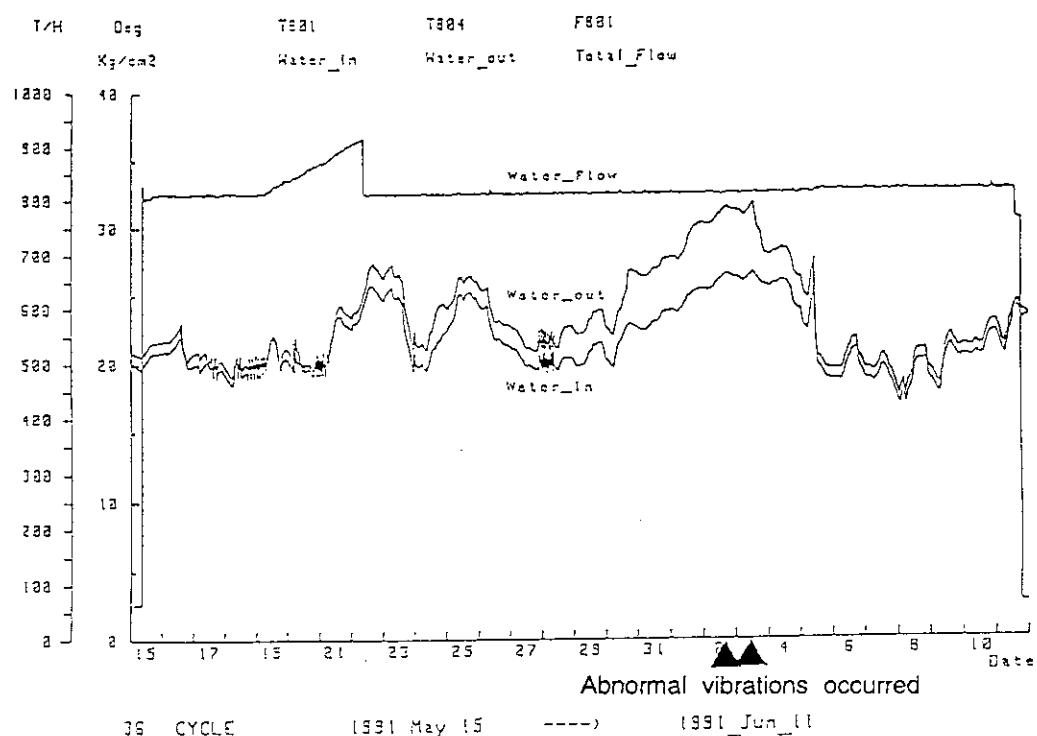


Fig. 2.3(b) Operational data of No. 36 cycle operation of HENDEL (Cooling water line)

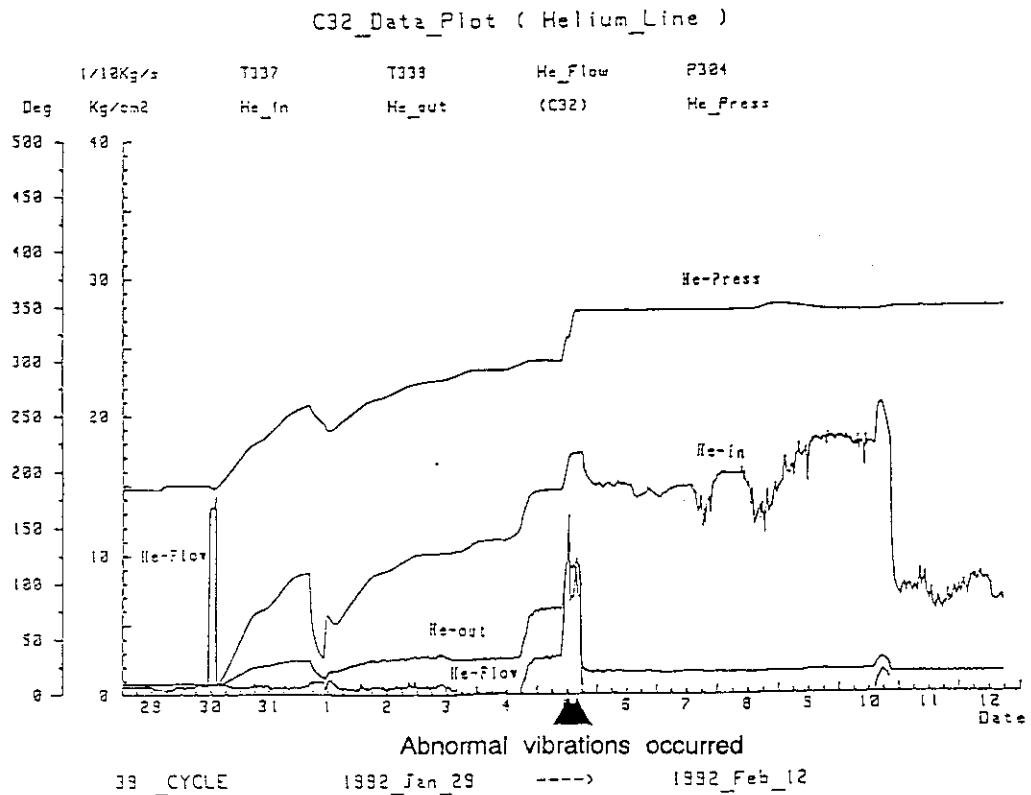


Fig. 2.4(a) Operational data of No. 39 cycle operation of HENDEL (Helium gas line)

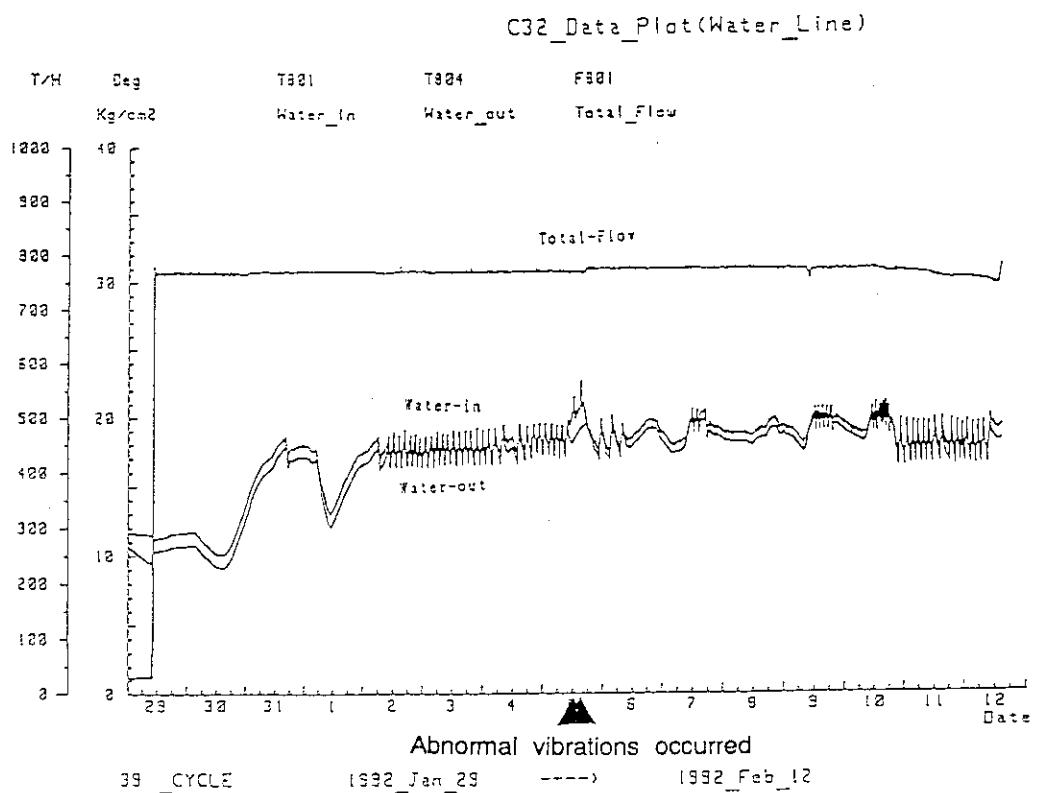


Fig. 2.4(b) Operational data of No. 39 cycle operation of HENDEL (Cooling water line)

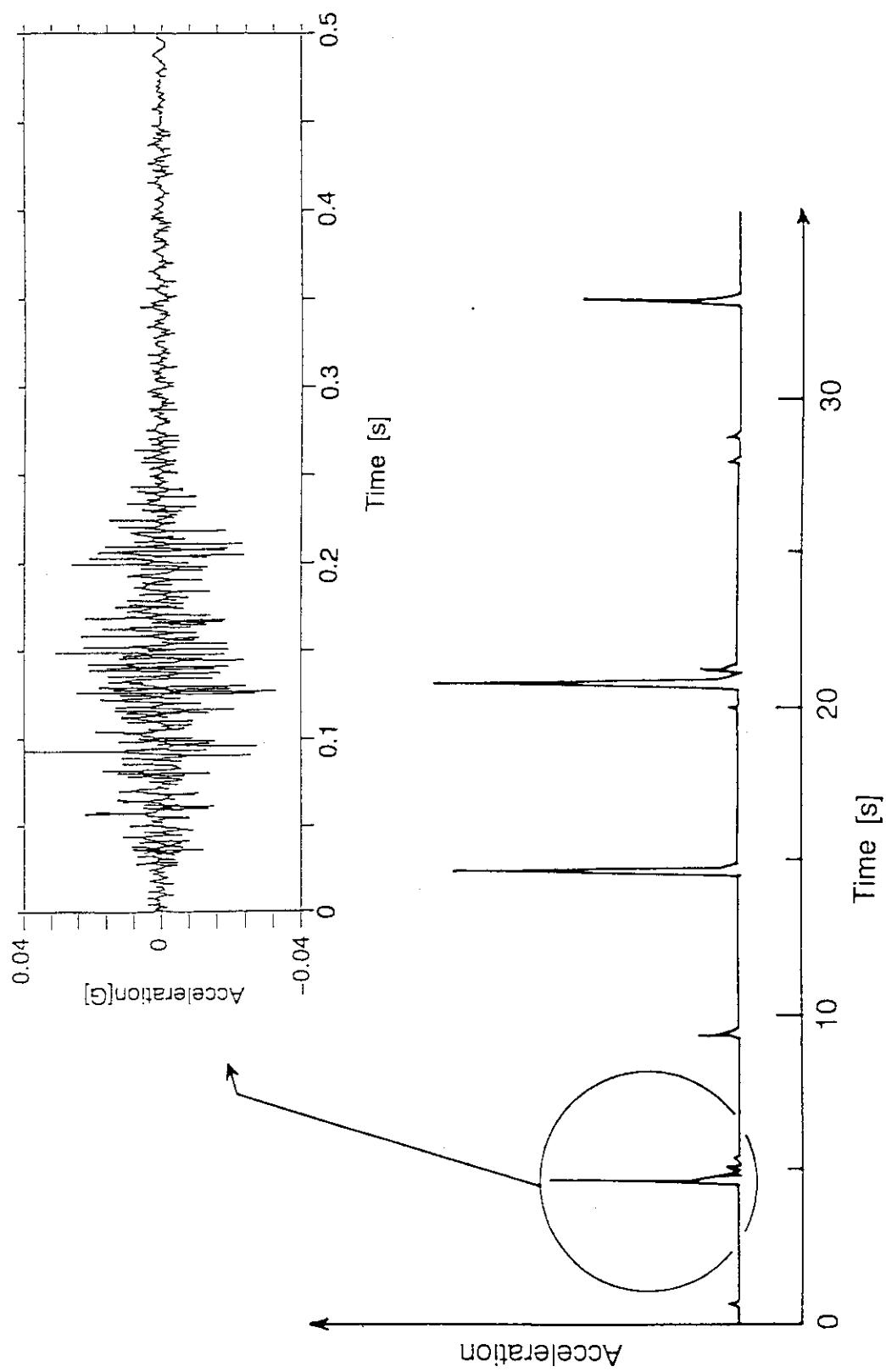


Fig. 2.5 Acceleration data of abnormal vibrations  
(Operational cycle No. 39)

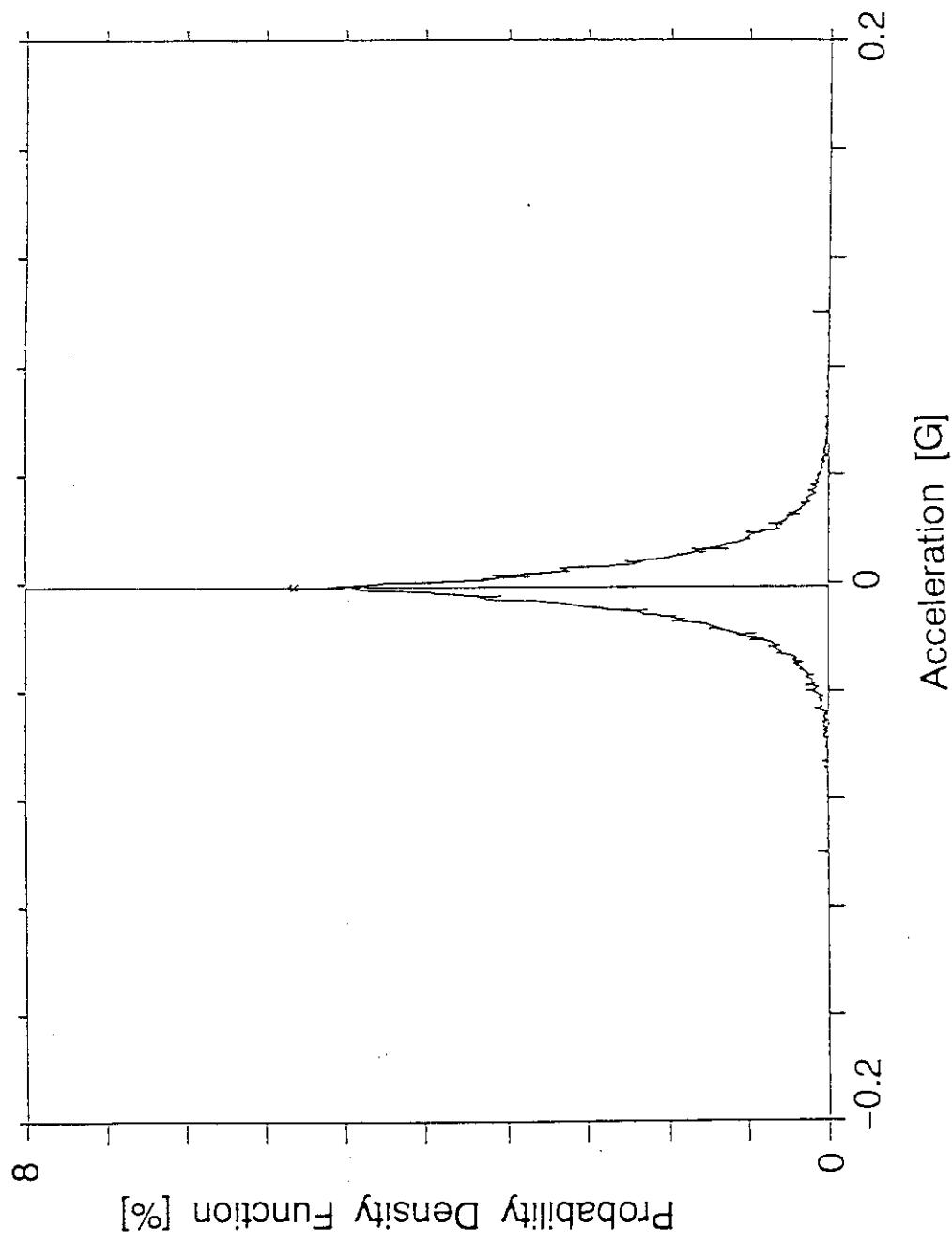


Fig. 2.6 Probability density function of acceleration data  
of abnormal vibrations  
(Operational cycle No. 39)

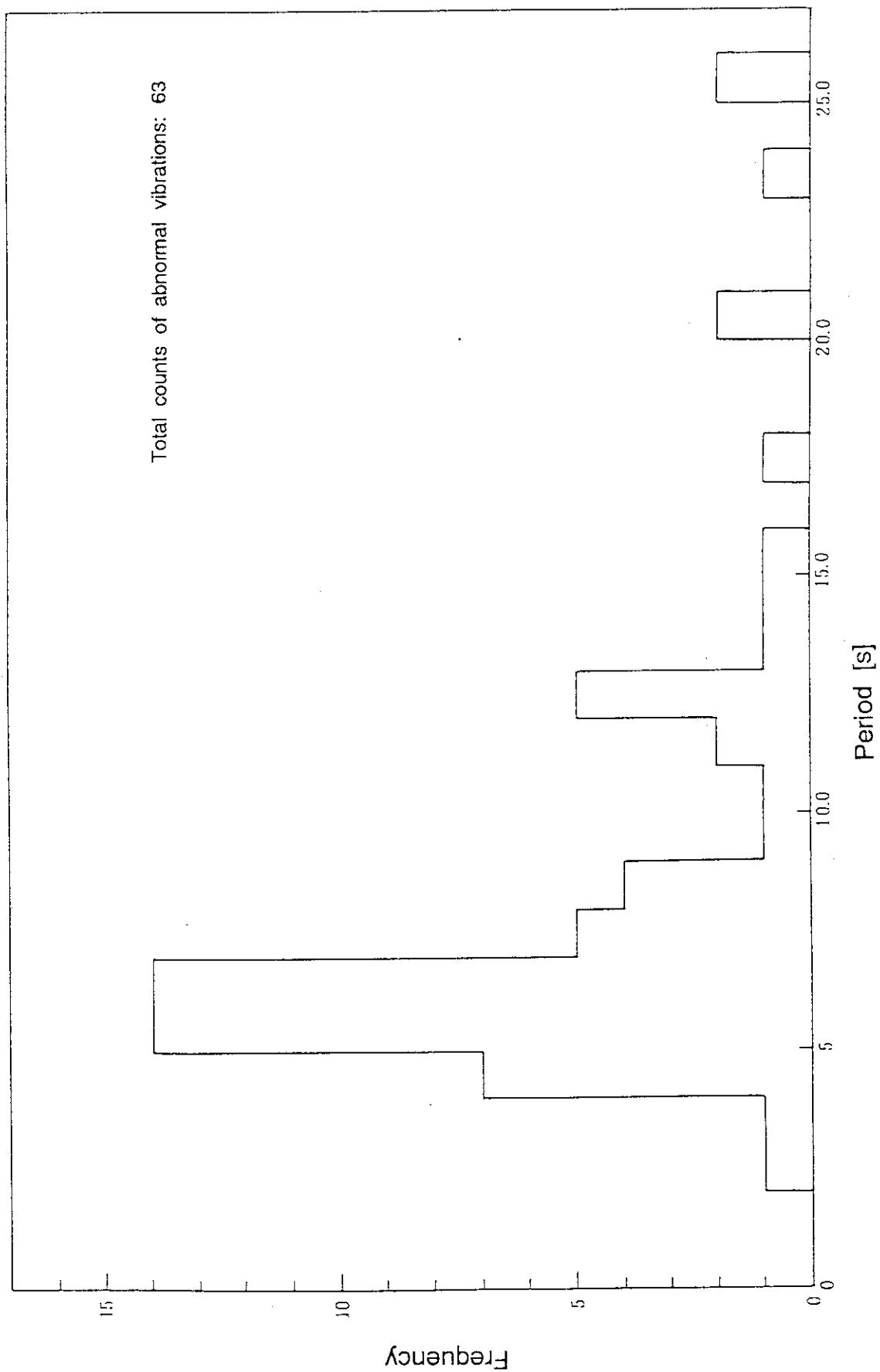


Fig. 2.7 Histogram of periods of abnormal vibrations  
(Operational cycle No. 39)

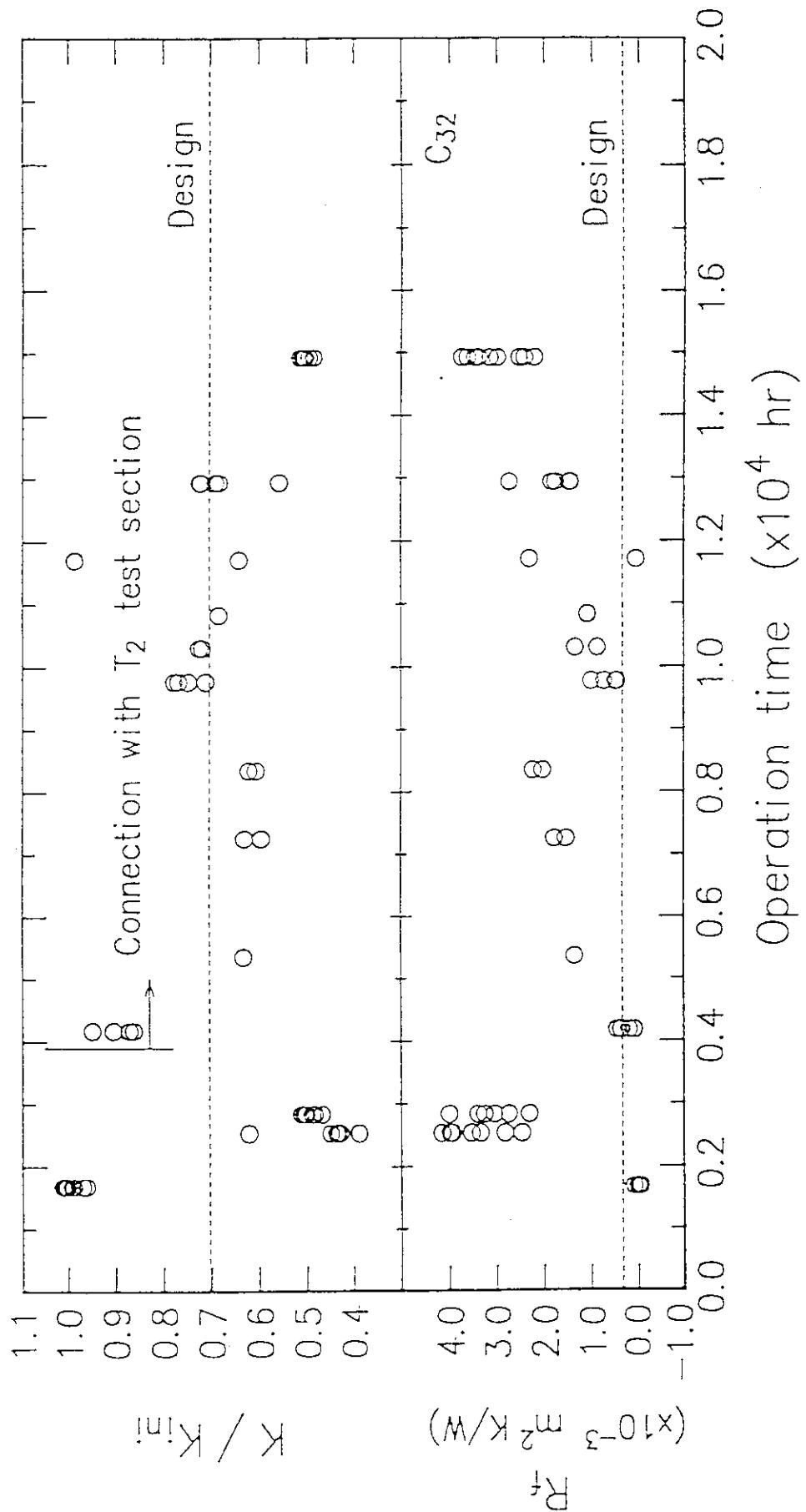


Fig. 2.8 Operational history of overall heat transfer and fouling resistance coefficients  
(~No. 36 cycle operation)<sub>1)</sub>

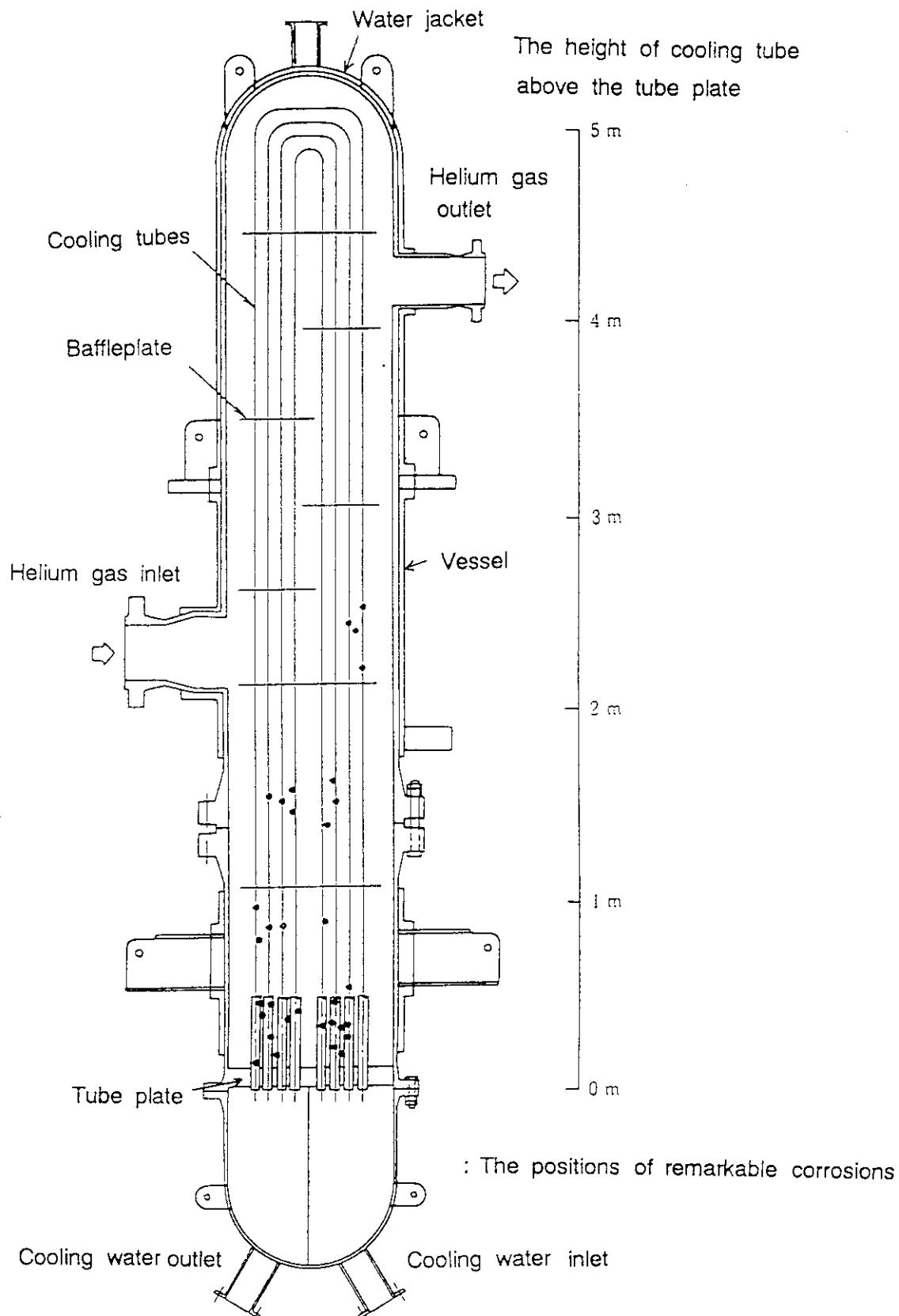


Fig. 2.9 Positions of remarkable corruptions  
on the inner surfaces of cooling tubes

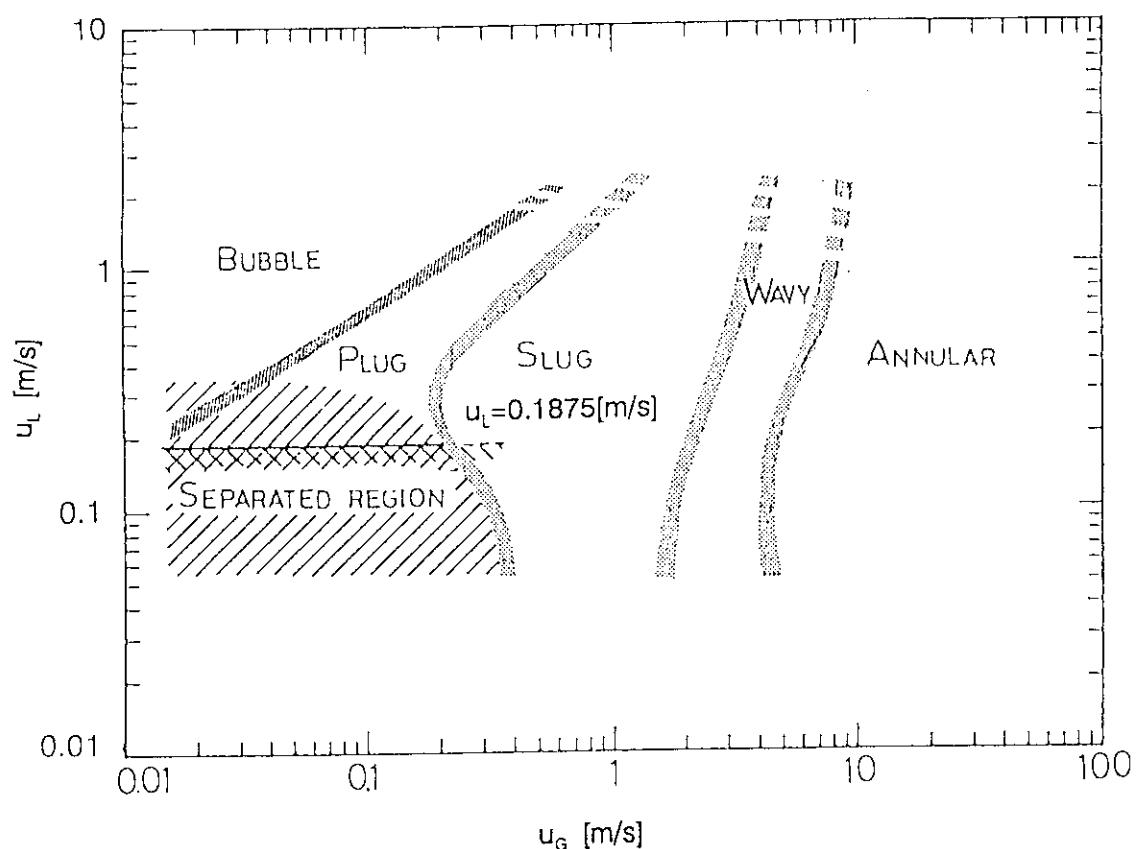
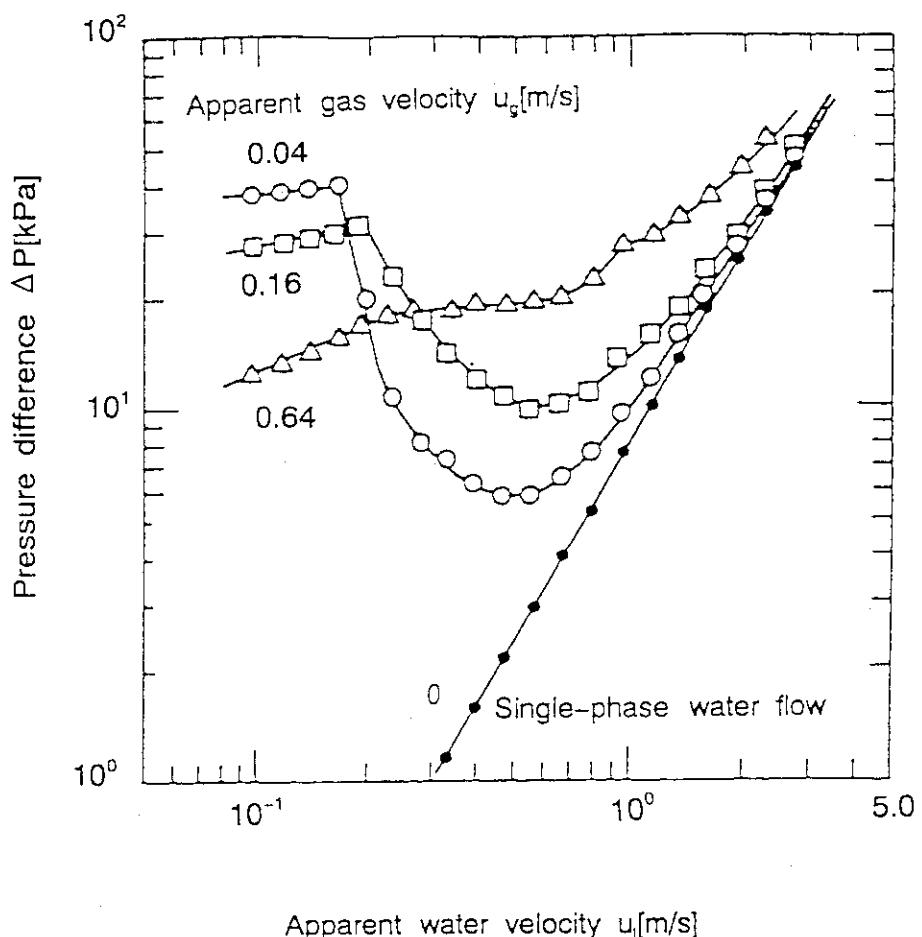


Fig. 2.10 Typical flow pattern map of two-phase flow  
in the inverted U-tube<sup>2)</sup>



Inner diameter of an inverted U-tube:  $d_i=18.5$ [mm]

Radius of inverted U-bend:  $R=435$ [mm]

Air/Water two-phase flow

Pressure: 1[ata]

Fig. 2.11 Typical characteristics of pressure differences of two-phase flow between the inlet and outlet of the inverted U-tube<sup>7)</sup>

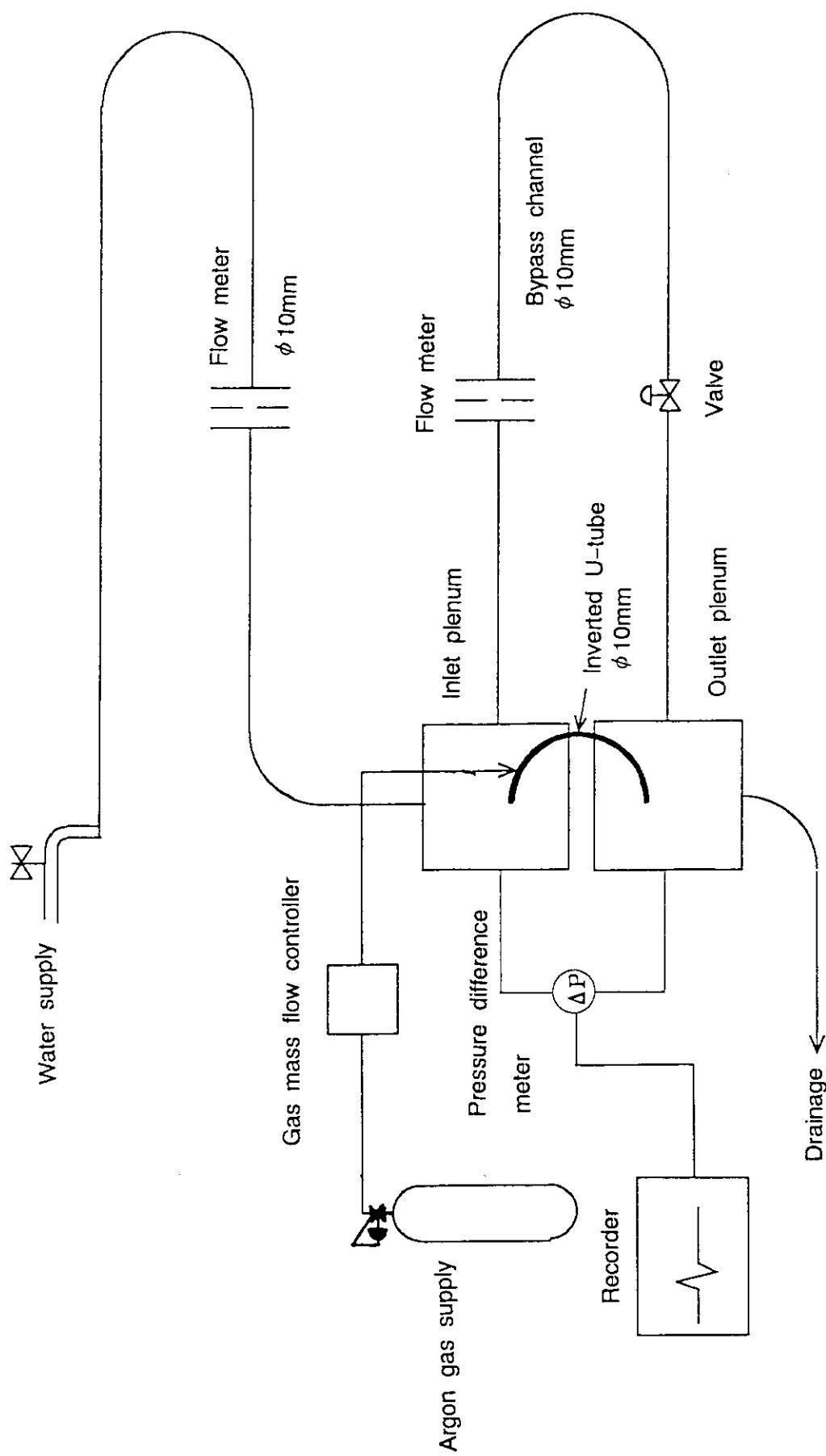


Fig. 3.1 Flowsheet of the experimental apparatus

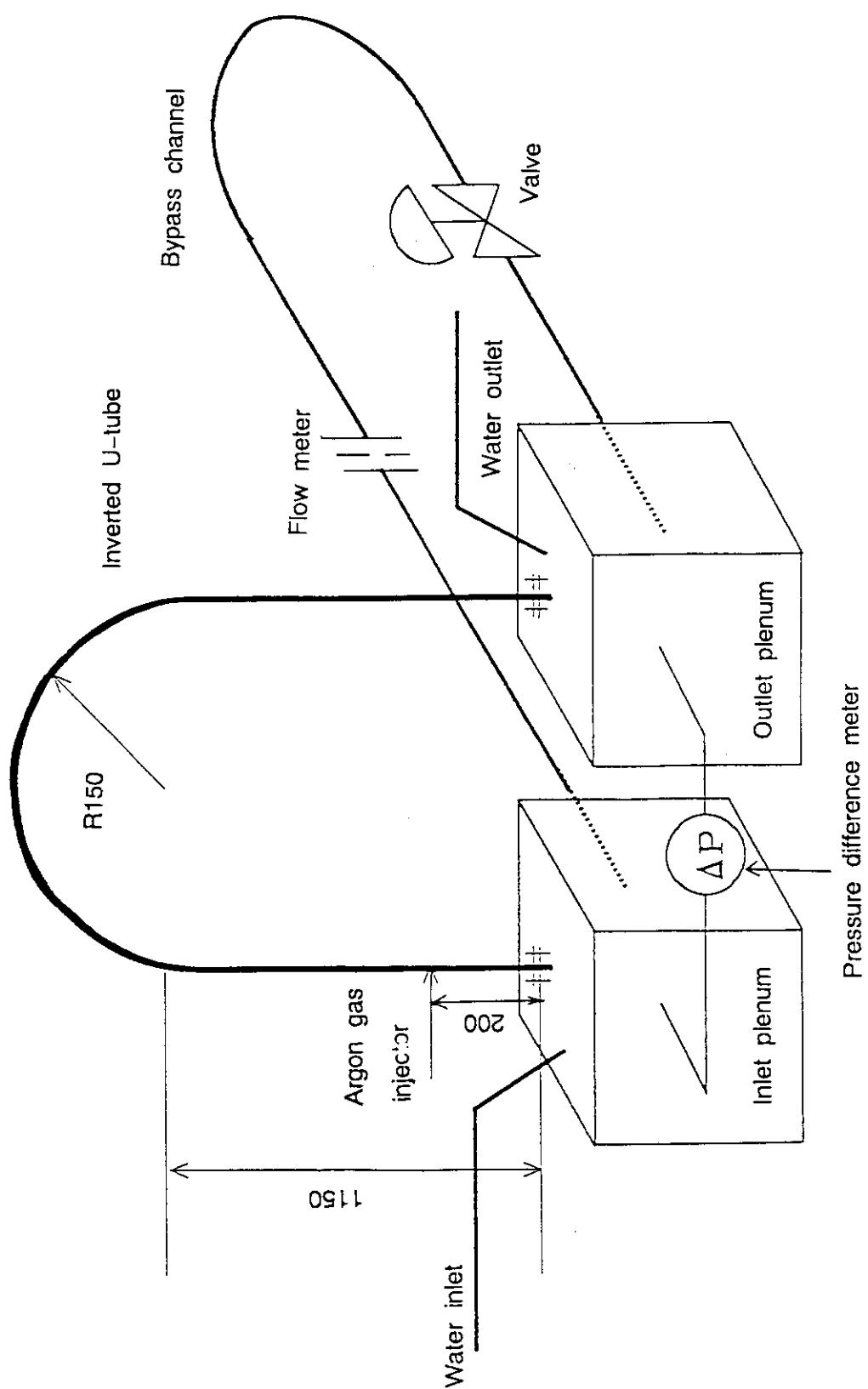


Fig. 3.2 Schematic drawing of the experimental apparatus

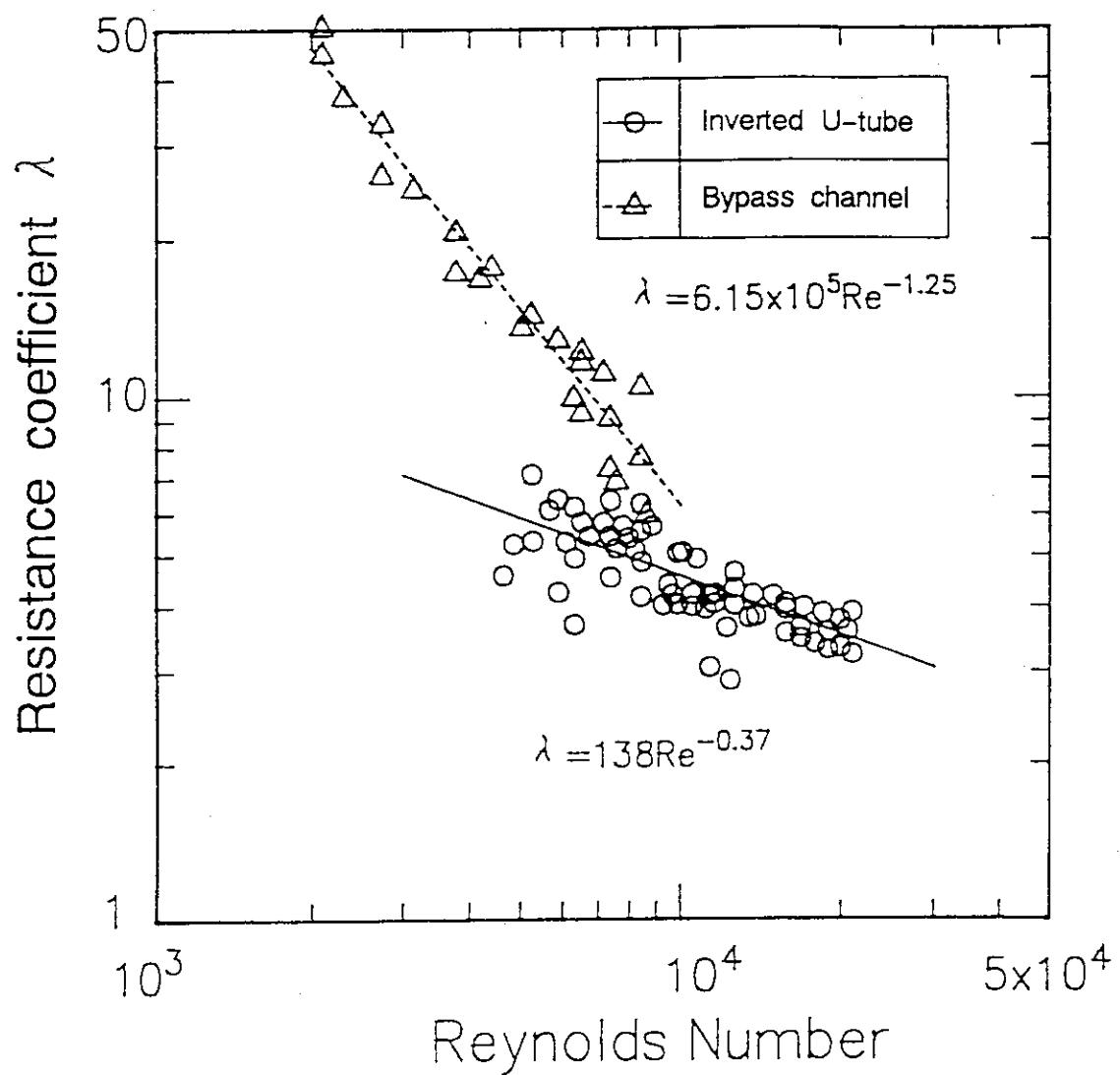


Fig. 3.3 Flow resistance coefficients in the inverted U-tube  
and the bypass channel

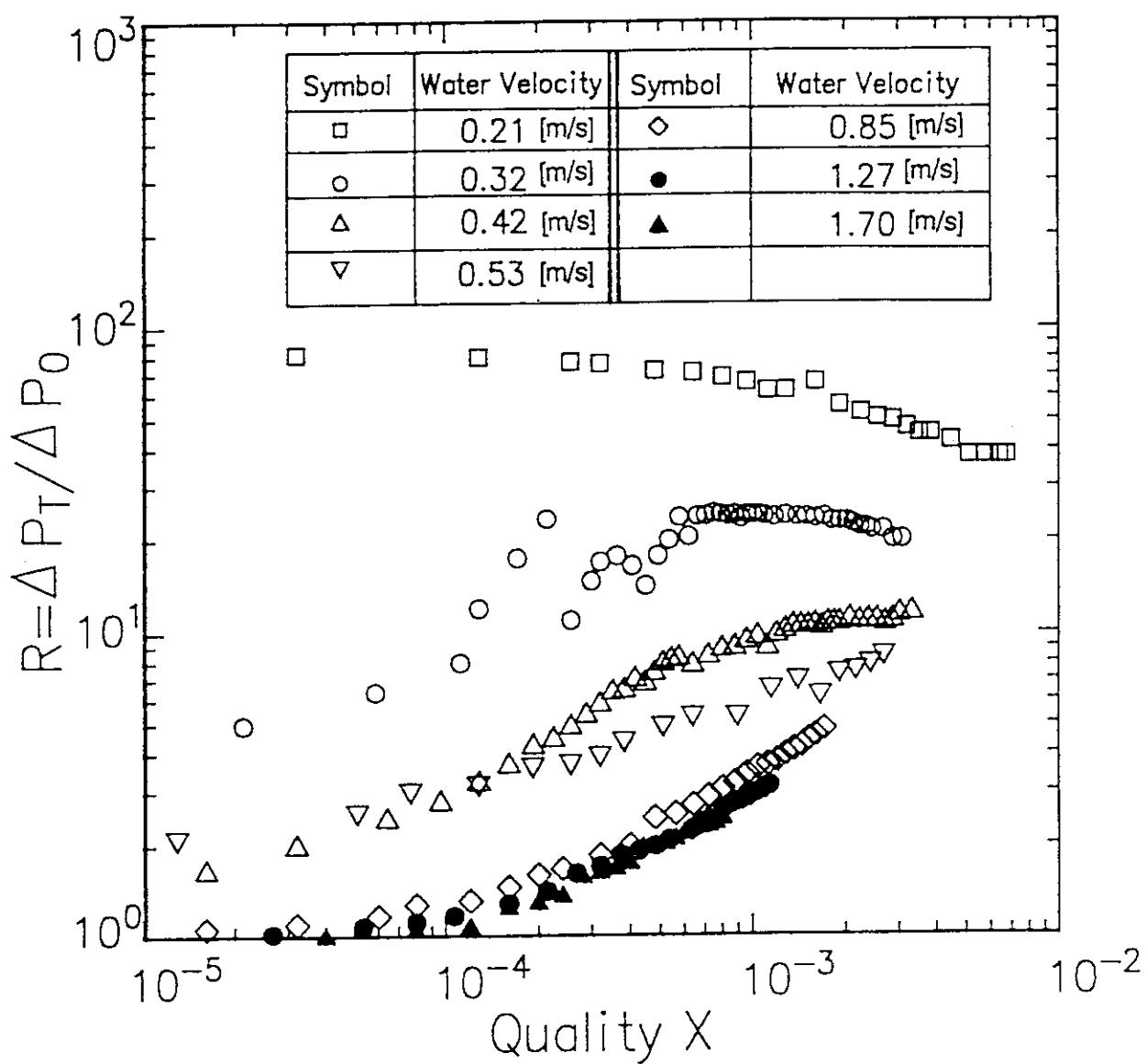


Fig. 3.4 Pressure difference ratios in the inverted U-tube

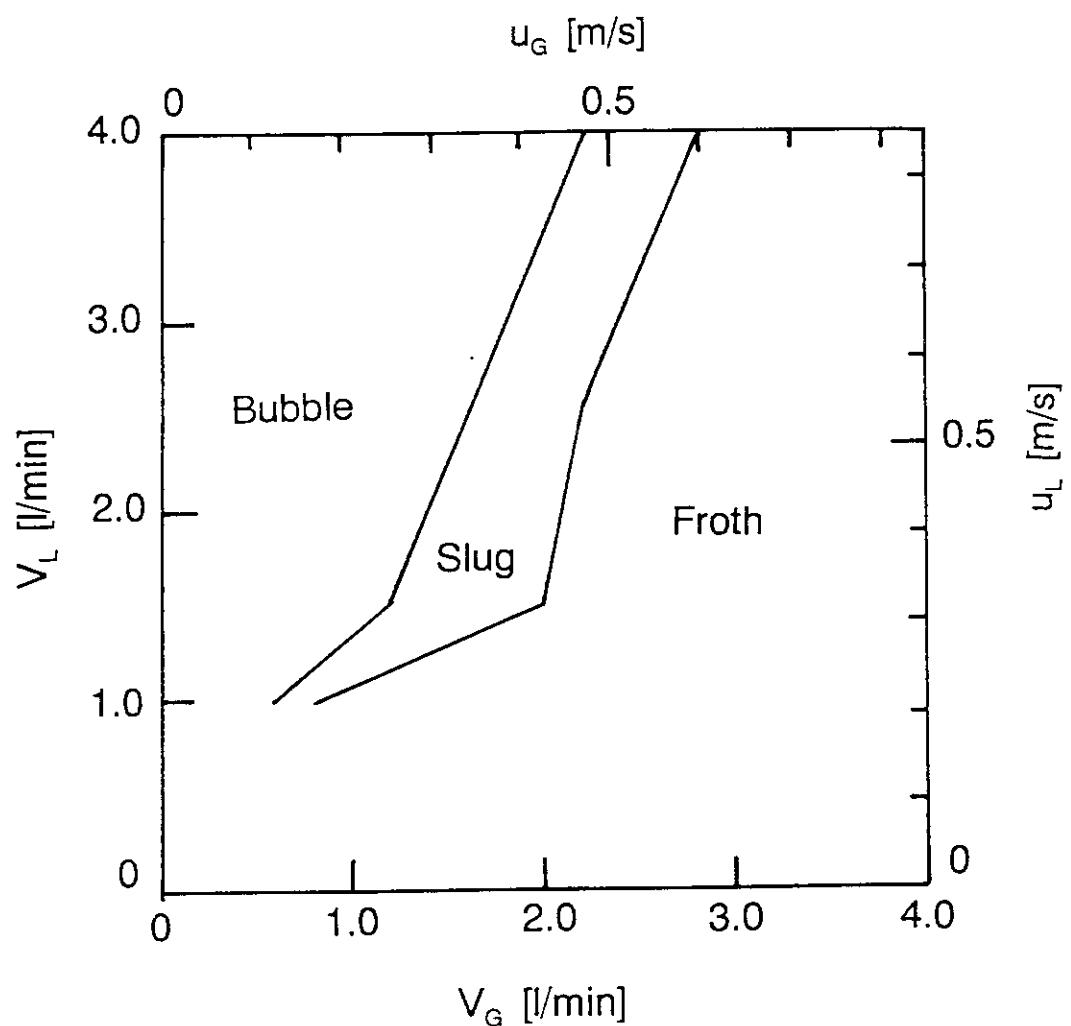


Fig. 3.5 Flow pattern map of two-phase flow in the riser of the inverted U-tube

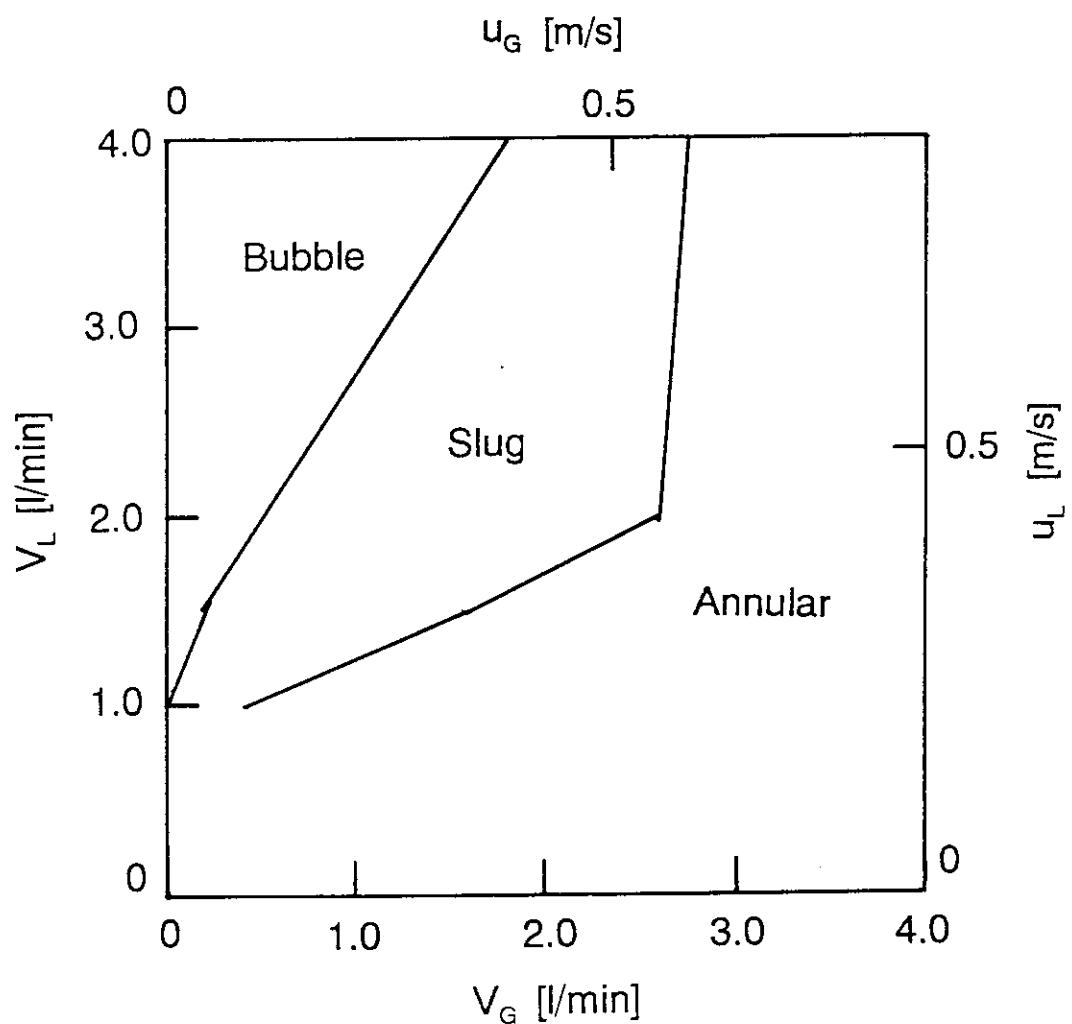


Fig. 3.6 Flow pattern map of two-phase flow in the U-bend  
of the inverted U-tube

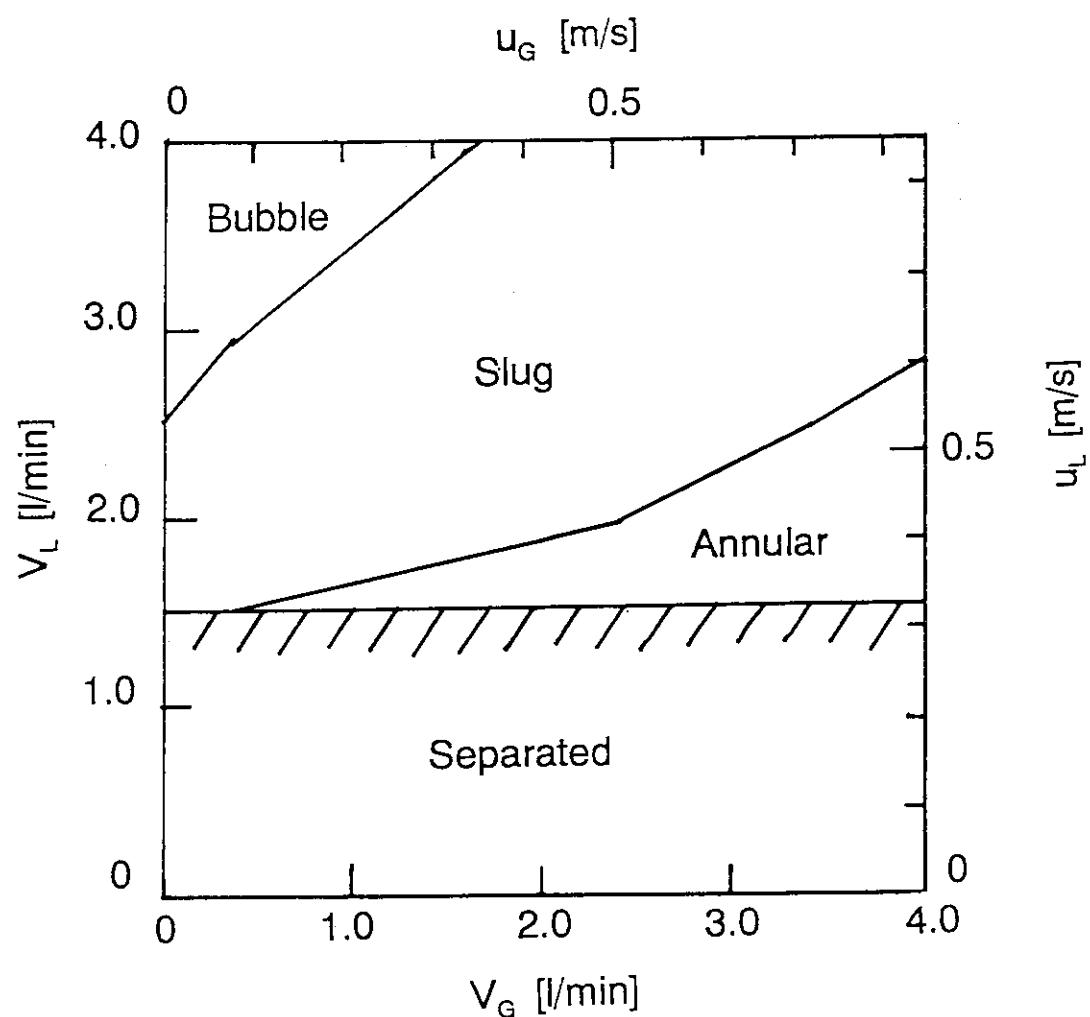


Fig. 3.7 Flow pattern map of two-phase flow in the downcomer of the inverted U-tube

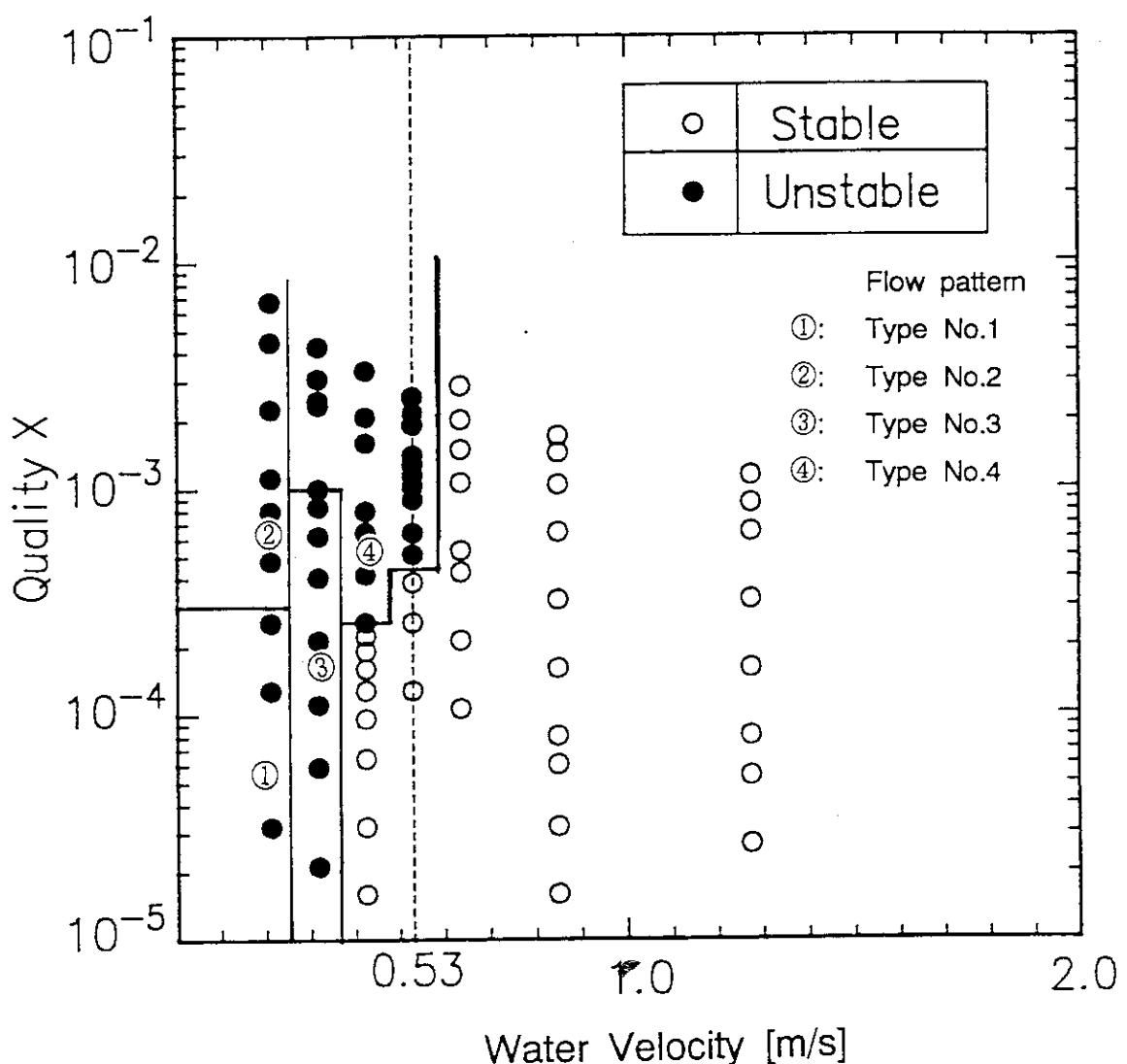


Fig. 3.8 Stability boundaries of two-phase flow  
in the inverted U-tube

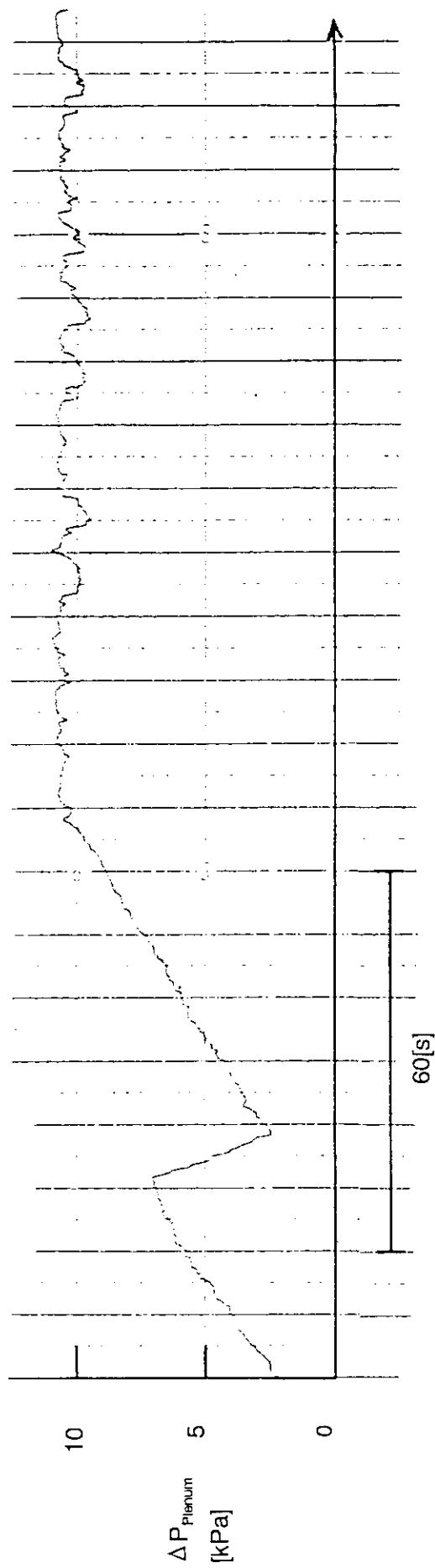


Fig. 3.9 Typical time history of pressure difference between  
the inlet and outlet plenums (type No.1)  
(water velocity in the inverted U-tube is 0.21m/s,  
Argon gas velocity in the inverted U-tube is 0.0042m/s)

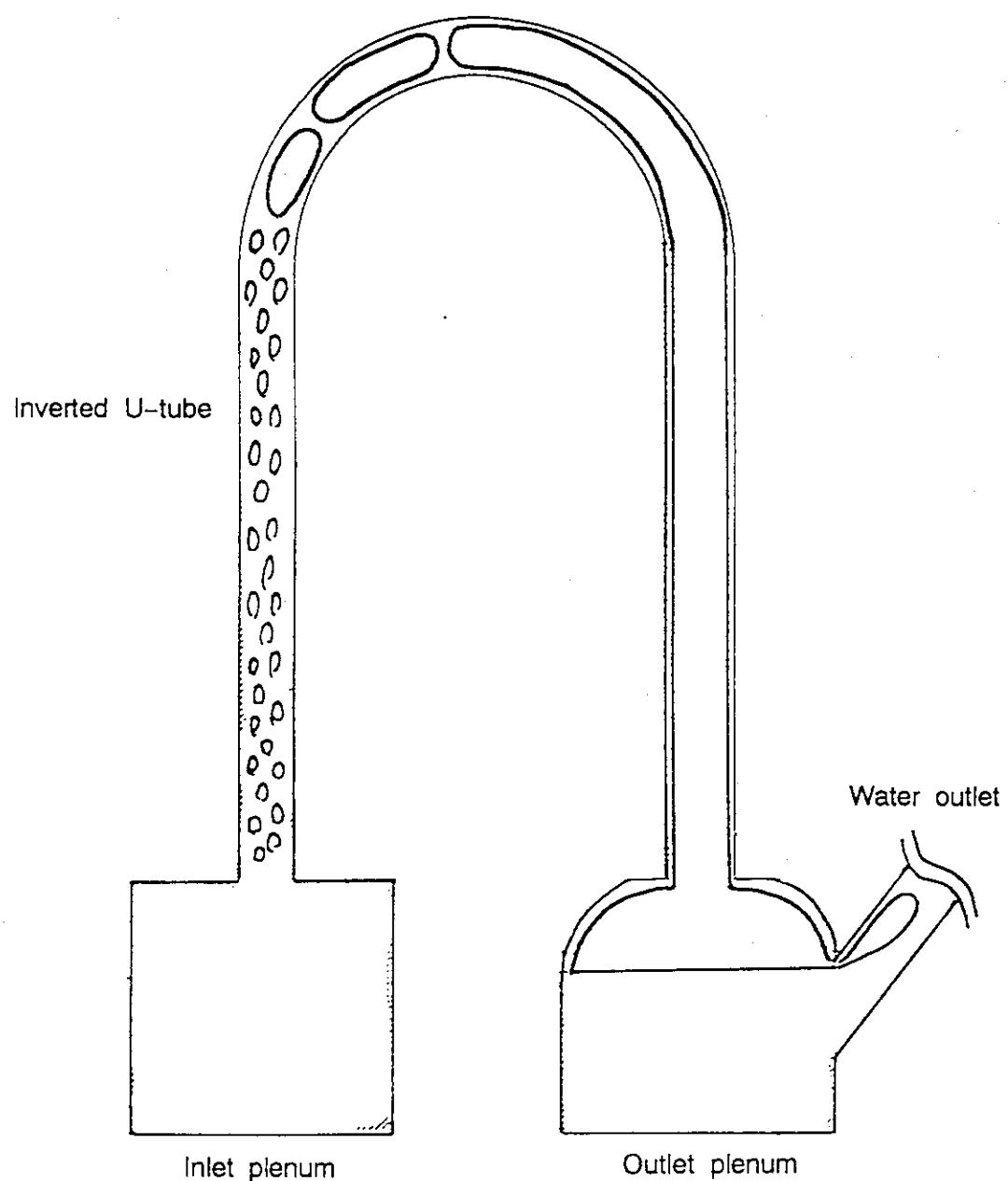


Fig. 3.10 Typical flow pattern of two-phase flow  
in the inverted U-tube (type No.1)

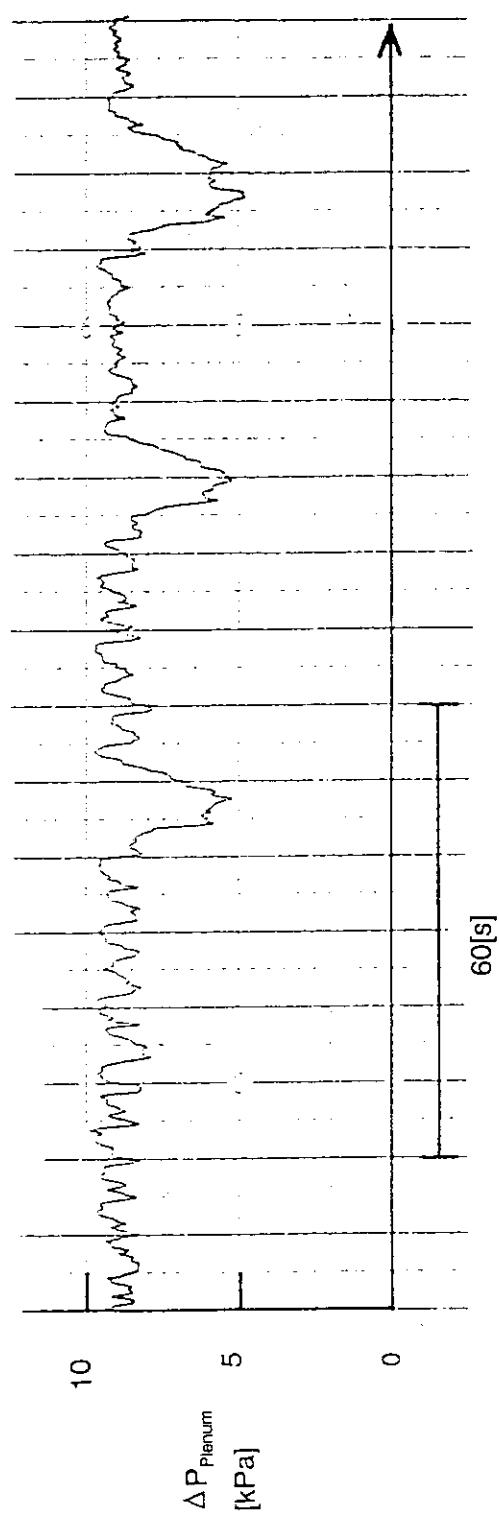


Fig. 3.11 Typical time history of pressure difference between  
the inlet and outlet plenums (type No.2)  
(water velocity in the inverted U-tube is 0.21m/s,  
Argon gas velocity in the inverted U-tube is 0.085m/s)

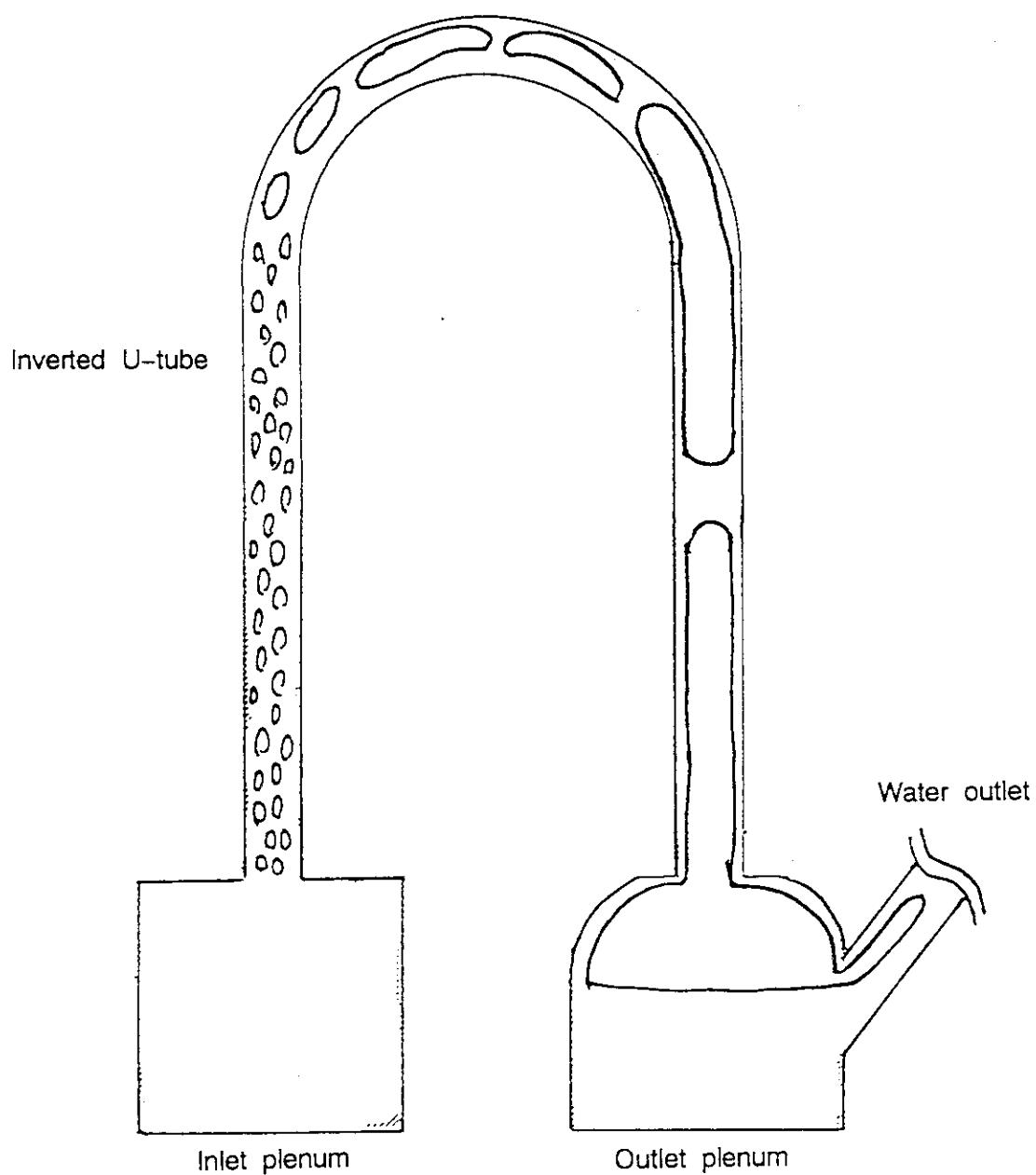


Fig. 3.12 Typical flow pattern of two-phase flow  
in the inverted U-tube (type No.2)

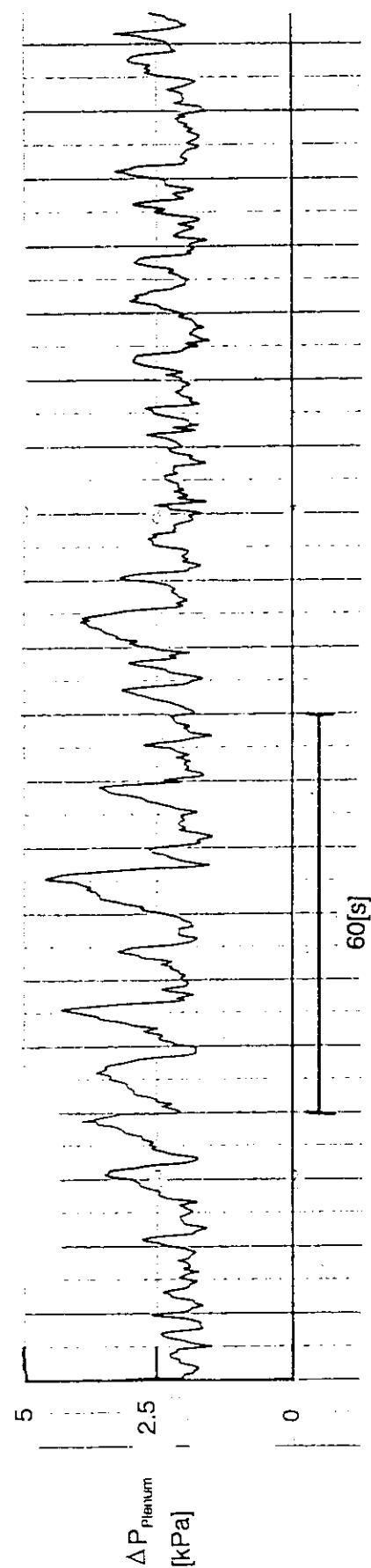


Fig. 3.13 Typical time history of pressure difference between  
the inlet and outlet plenums (type No.3)  
(water velocity in the inverted U-tube is 0.32m/s,  
Argon gas velocity in the inverted U-tube is 0.025m/s)

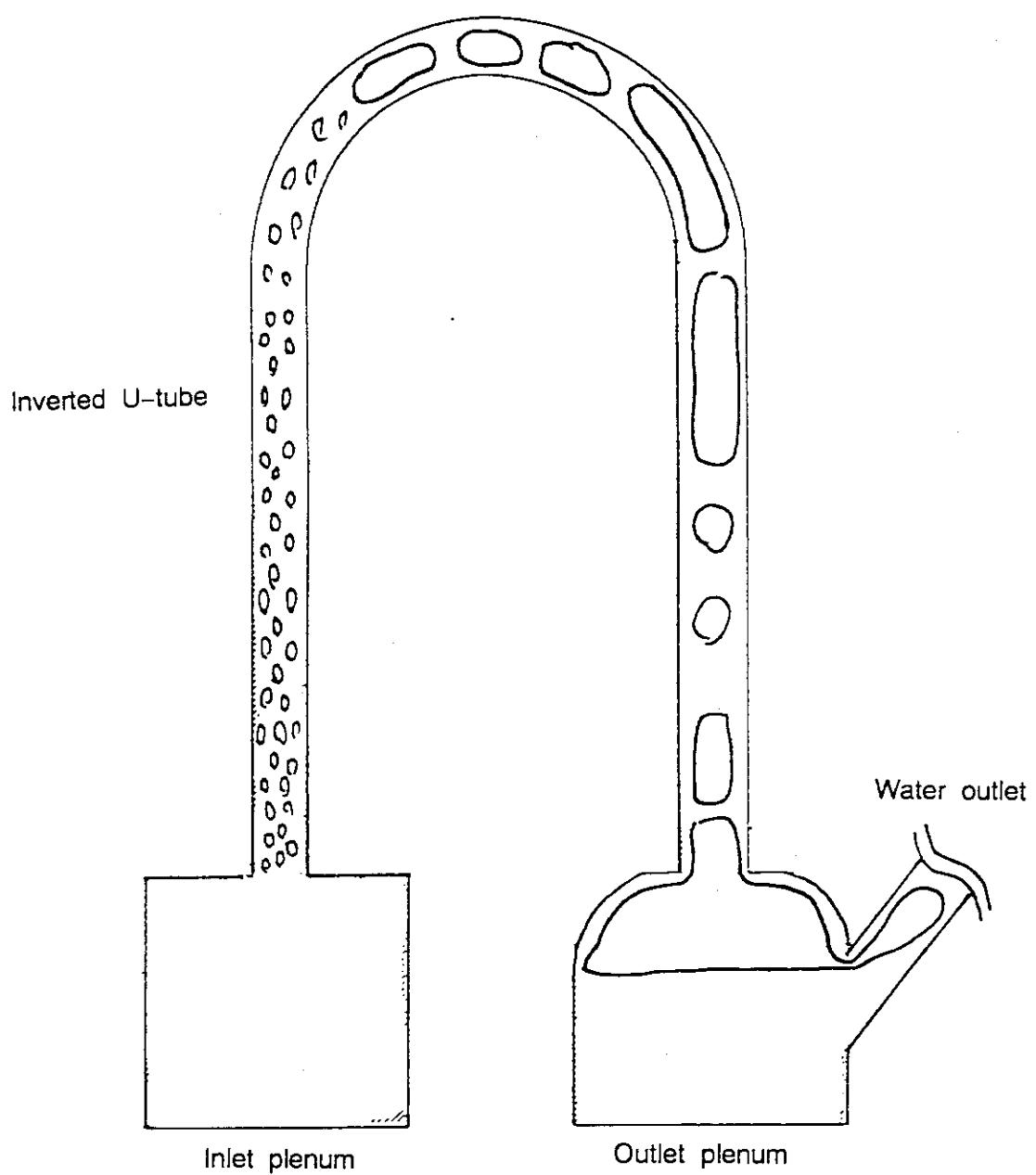


Fig. 3.14 Typical flow pattern of two-phase flow  
in the inverted U-tube (type No.3)

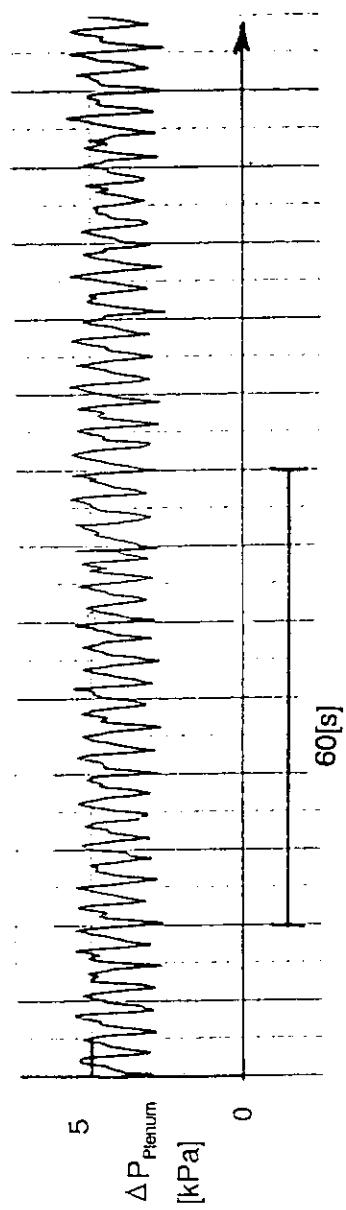


Fig. 3.15 Typical time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums (type No.4)  
(water velocity in the inverted U-tube is 0.42m/s,  
Argon gas velocity in the inverted U-tube is 0.12m/s)

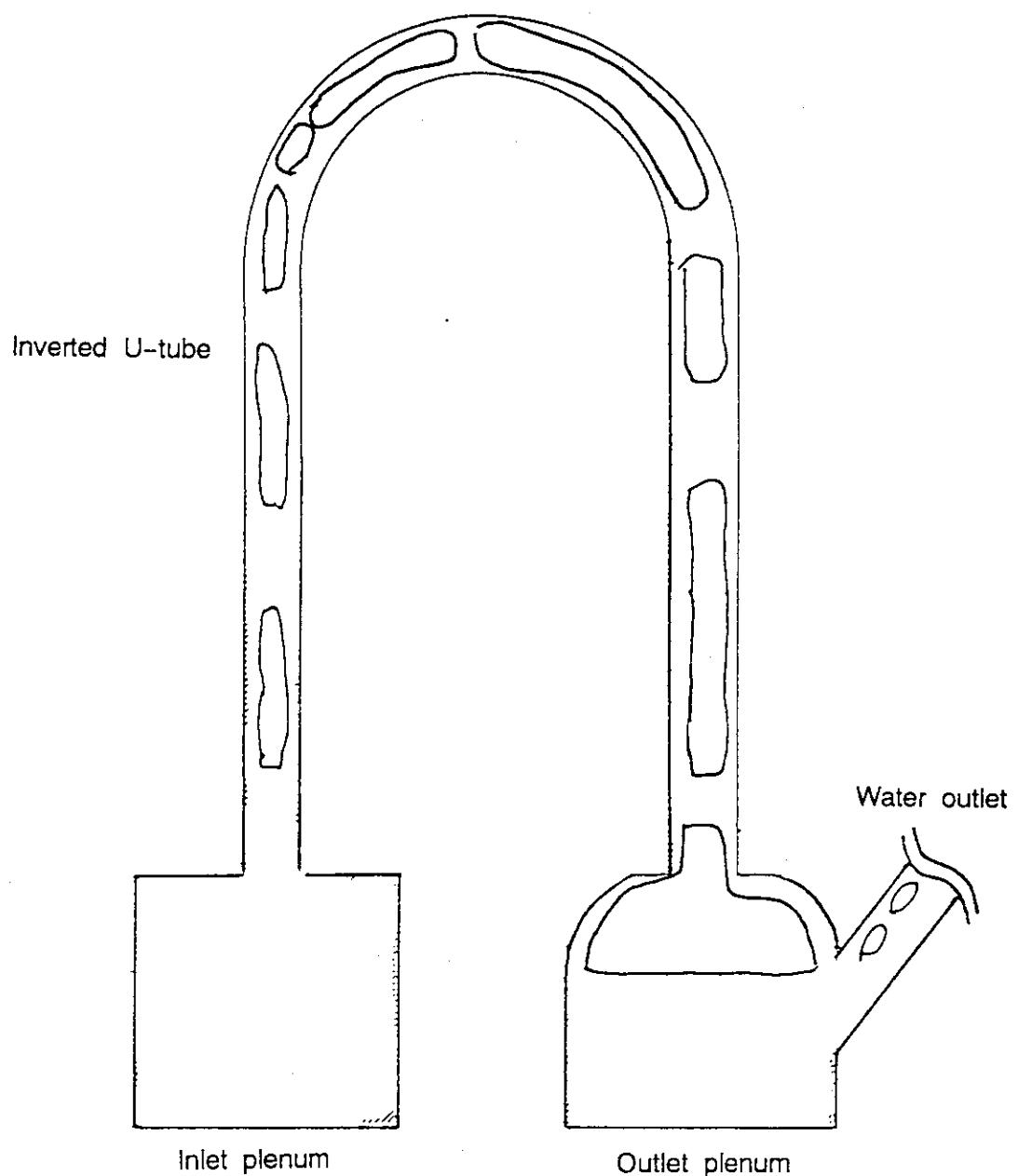


Fig. 3.16 Typical flow pattern of two-phase flow  
in the inverted U-tube (type No.4)

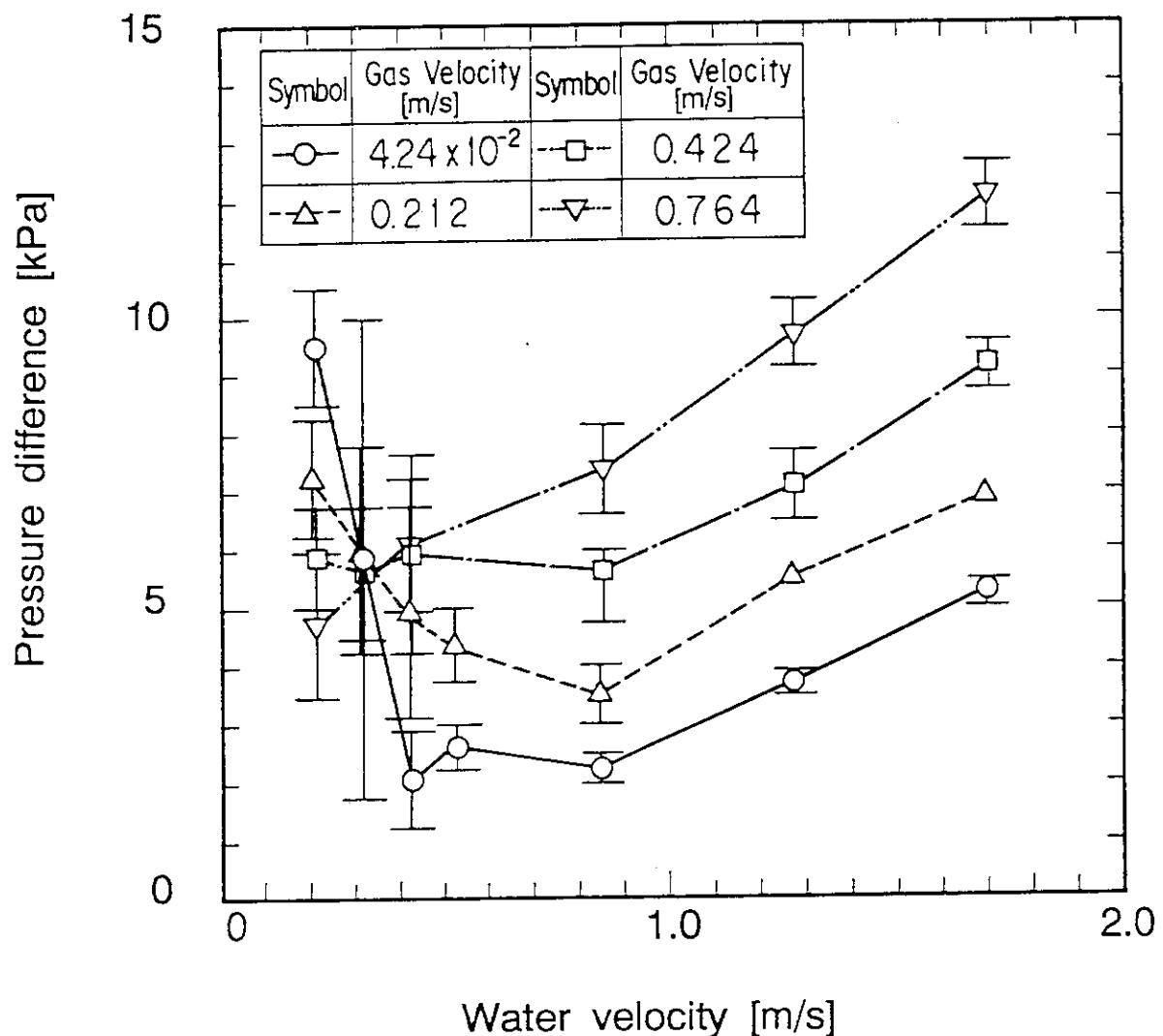


Fig. 3.17 Relationship between flow resistance coefficients of two-phase flow and water velocities in the inverted U-tube

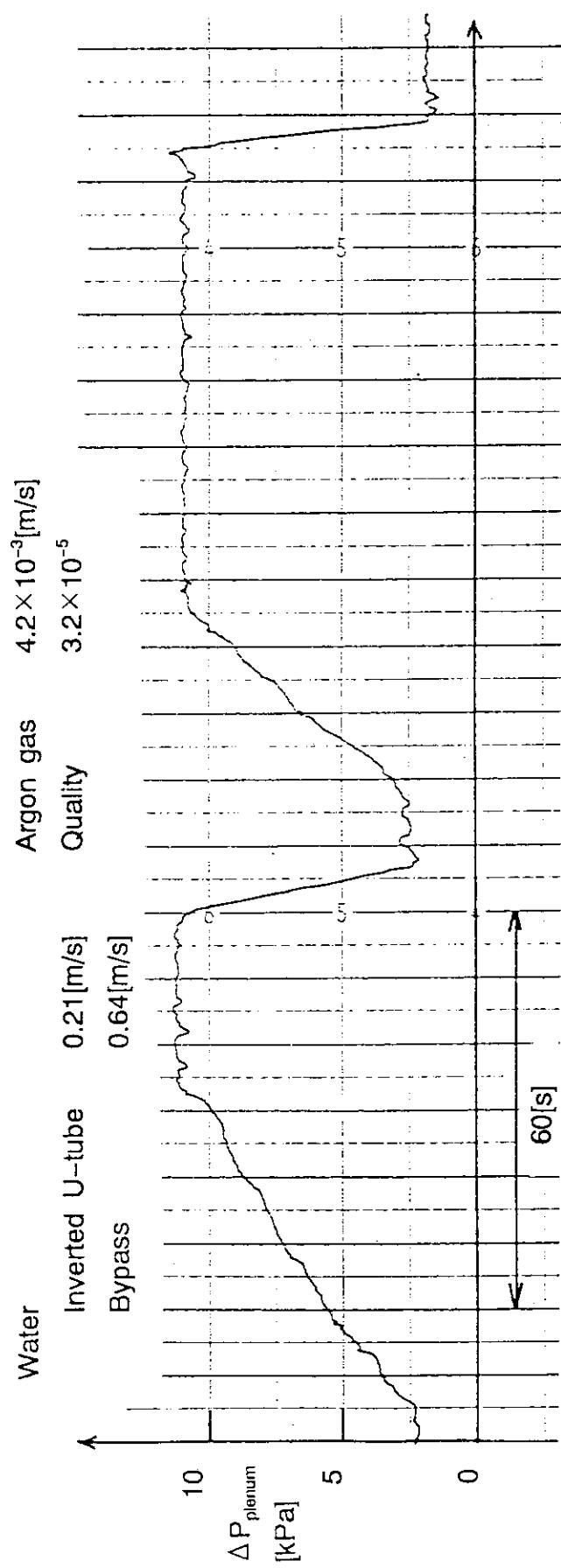


Fig. 3.18 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums when blockage instabilities occurred (water velocity in the inverted U-tube is  $0.21$  m/s)

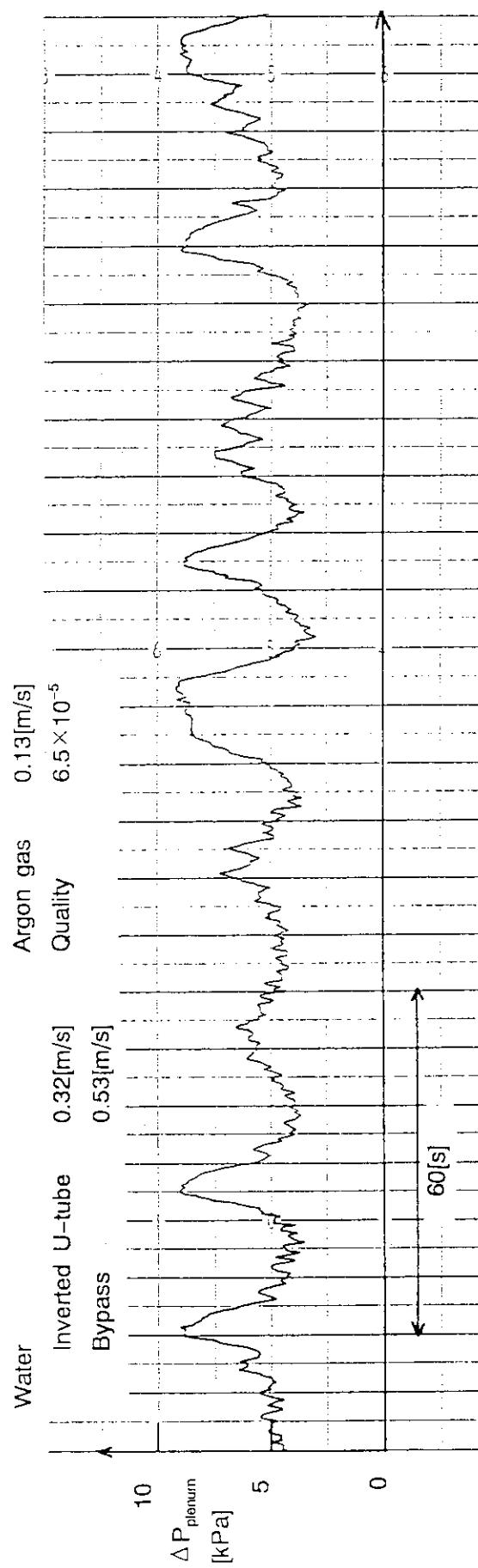


Fig. 3.19 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums when blockage instabilities occurred  
(water velocity in the inverted U-tube is 0.32(m/s))

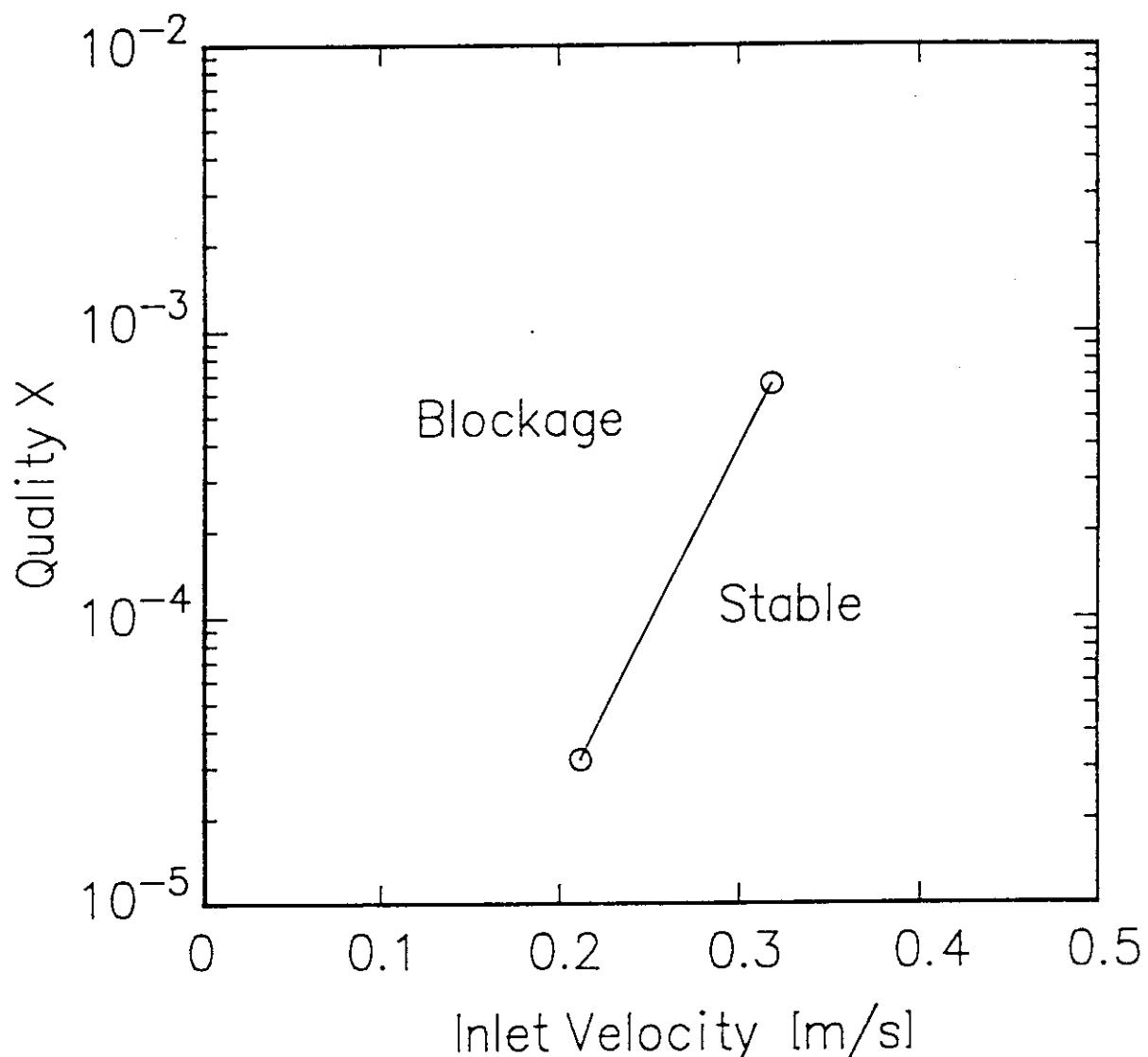


Fig. 3.20 Stability boundaries of two-phase flow  
in the inverted U-tube

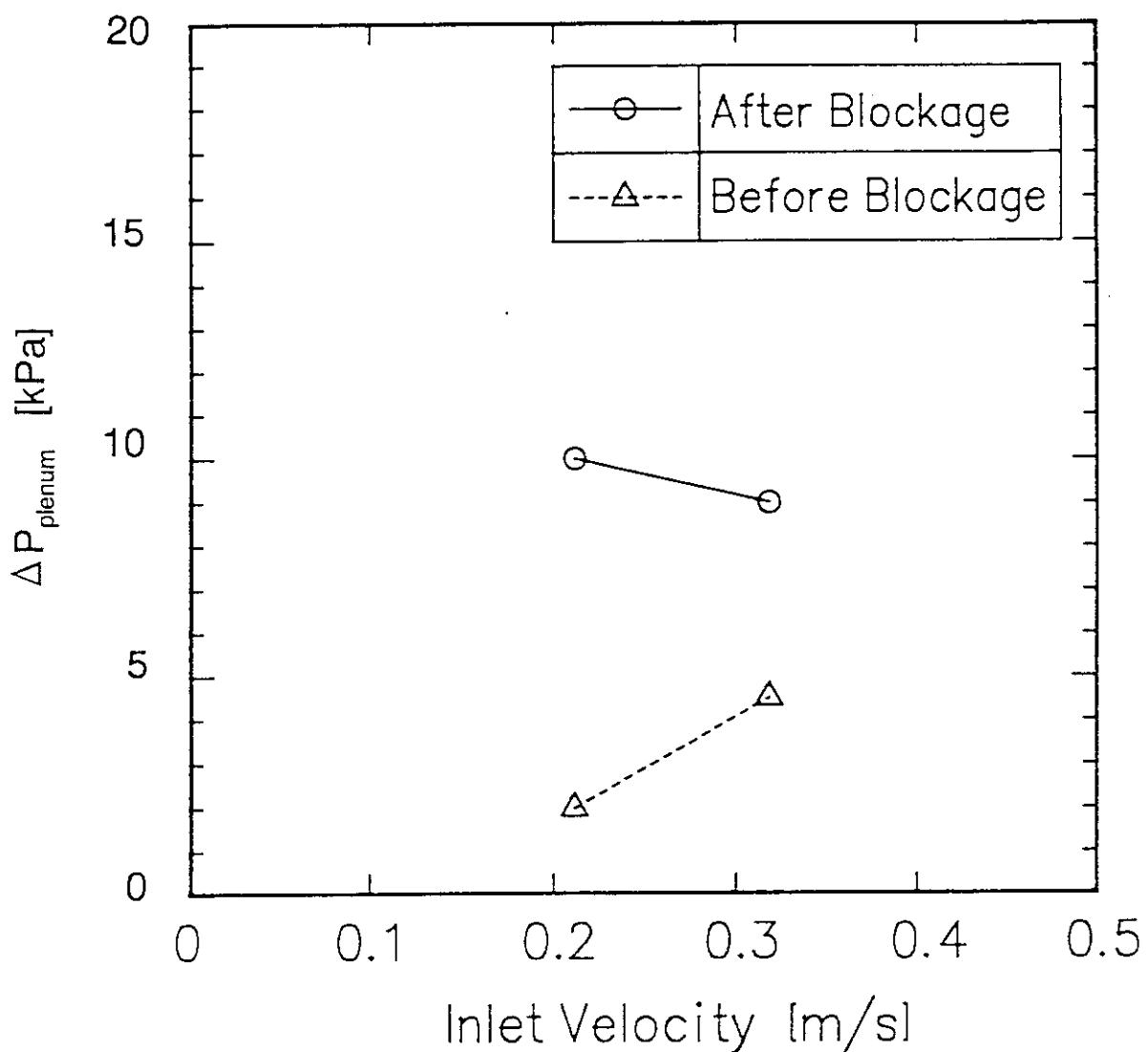


Fig. 3.21 Pressure differences between the inlet and outlet plenums before and after blockage

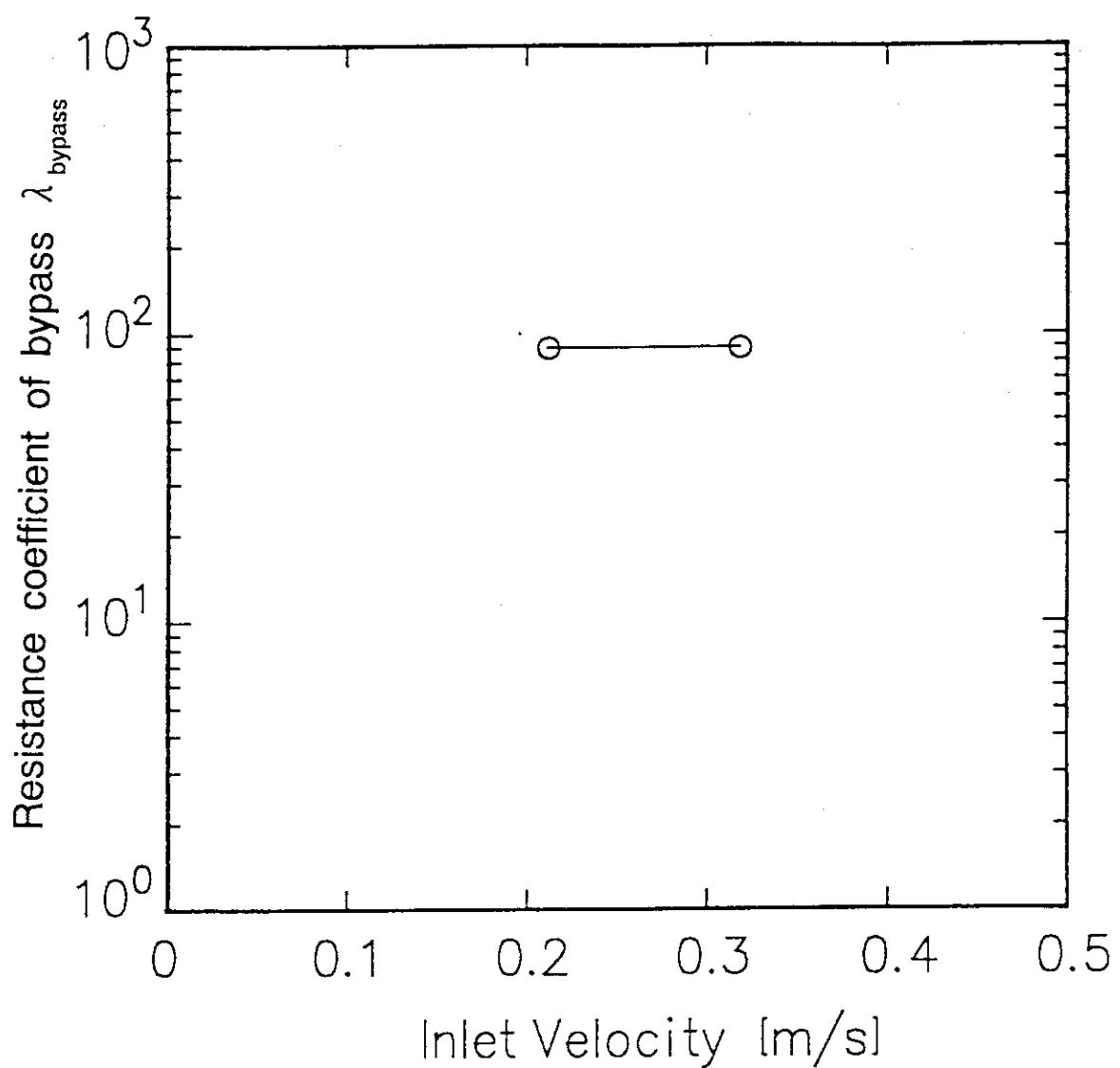


Fig. 3.22 Flow resistance coefficients of the bypass channel  
at stability boundaries

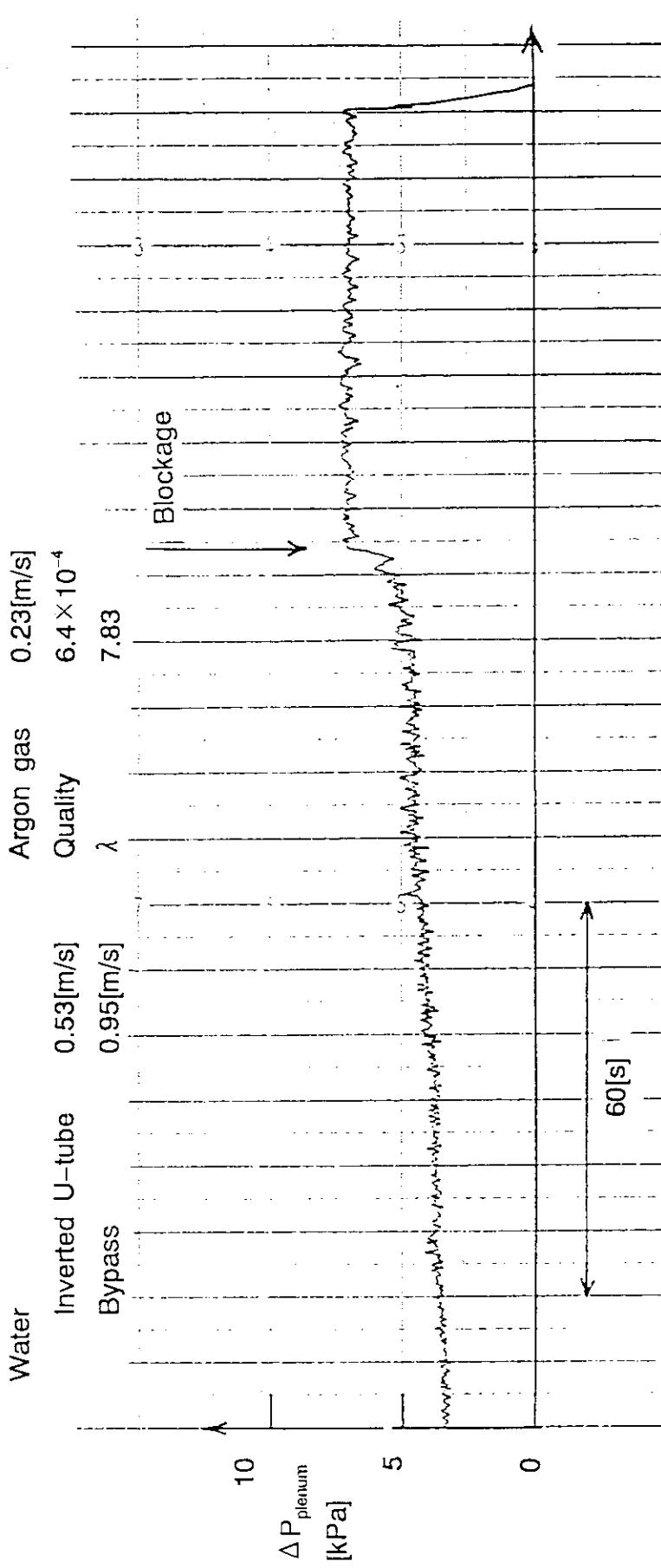


Fig. 3.23 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums when blockage instabilities occurred (water velocity is 1.49(m/s))

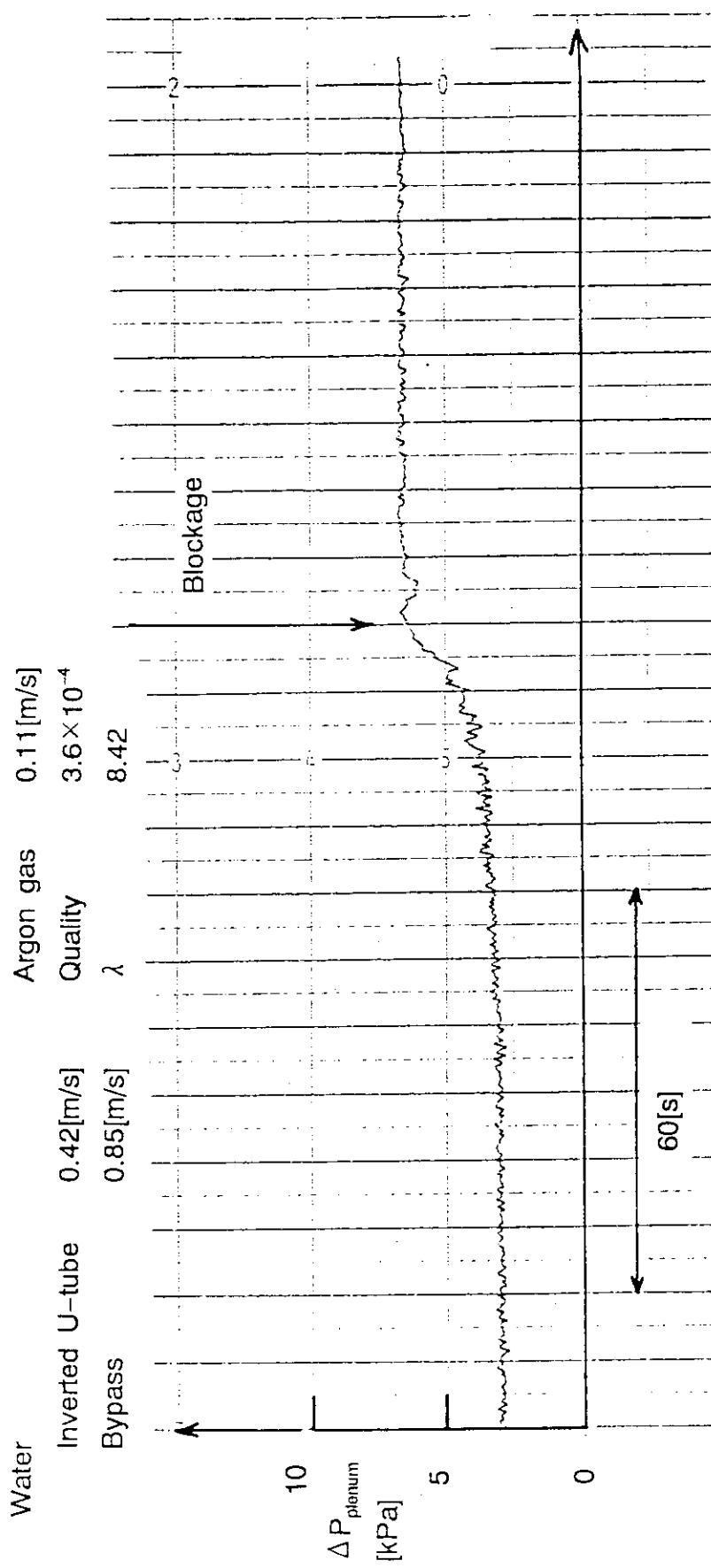


Fig. 3.24 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums when blockage instabilities occurred (water velocity is  $1.27 \text{ (m/s)}$ )

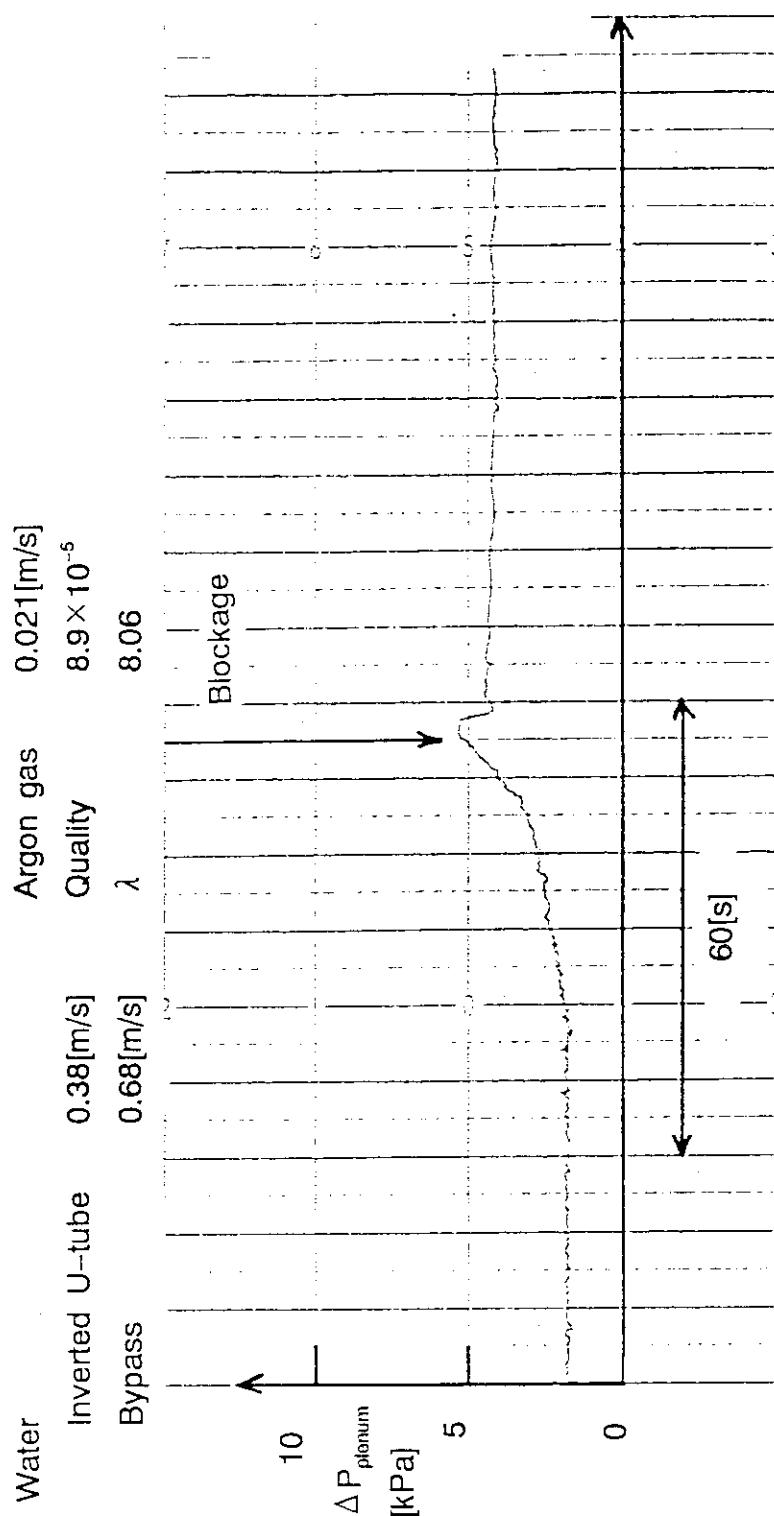


Fig. 3.25 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums when blockage instabilities occurred  
(water velocity is 1.06(m/s))

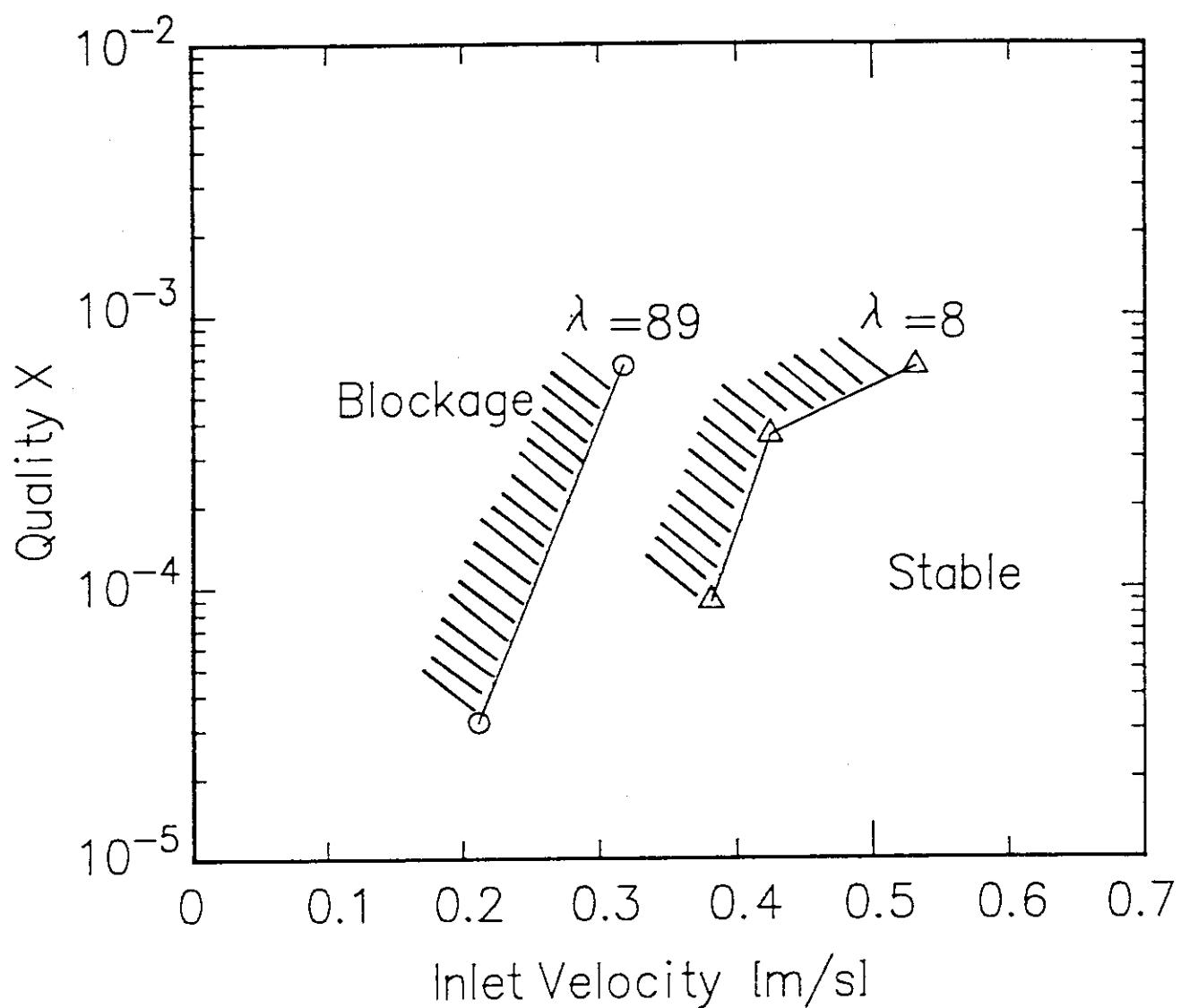


Fig. 3.26 Stability boundaries of two-phase flow in the inverted U-tube  
(effects of flow resistance in the bypass channel)

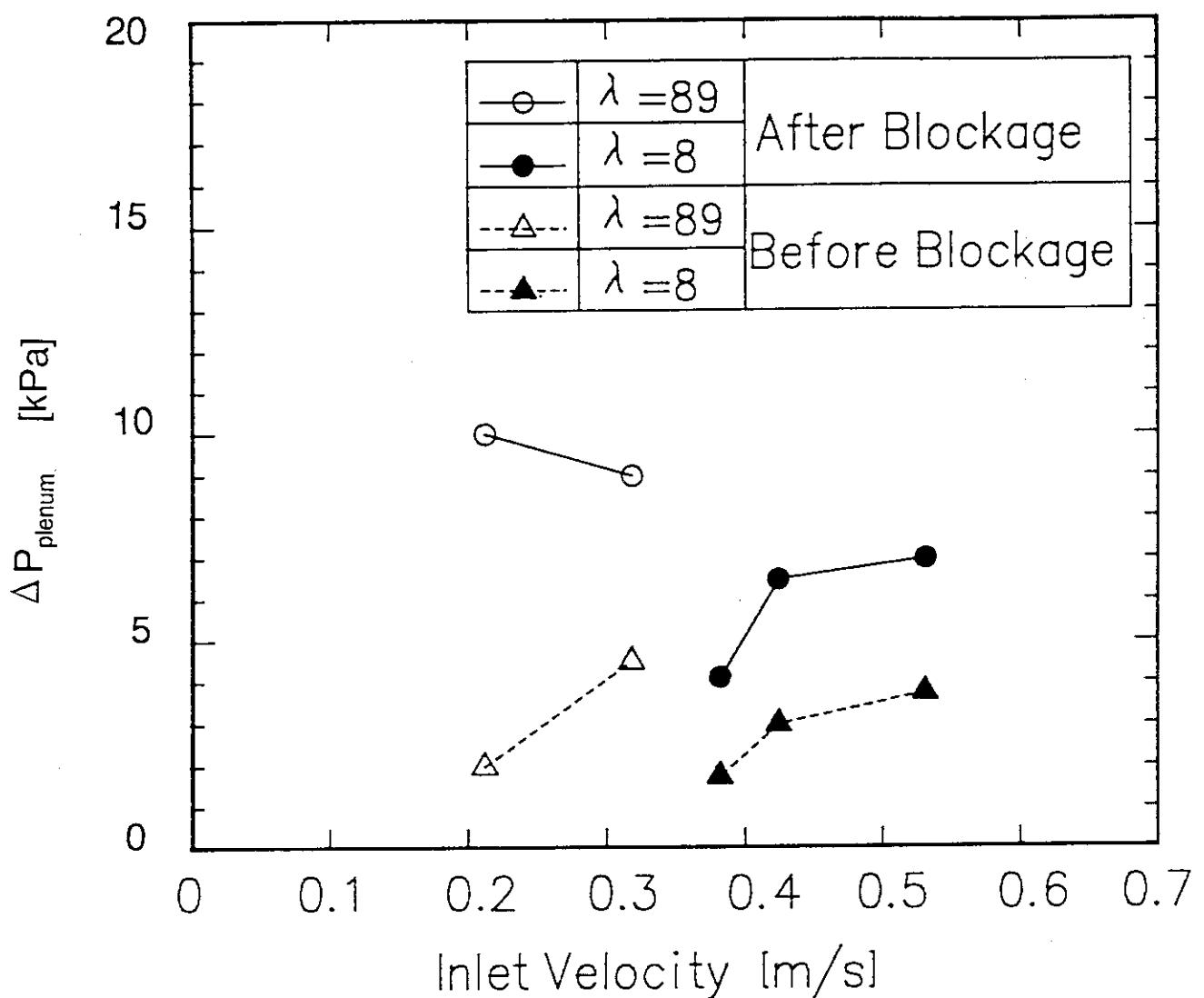


Fig. 3.27 Pressure differences between the inlet and outlet plenums before and after blockage

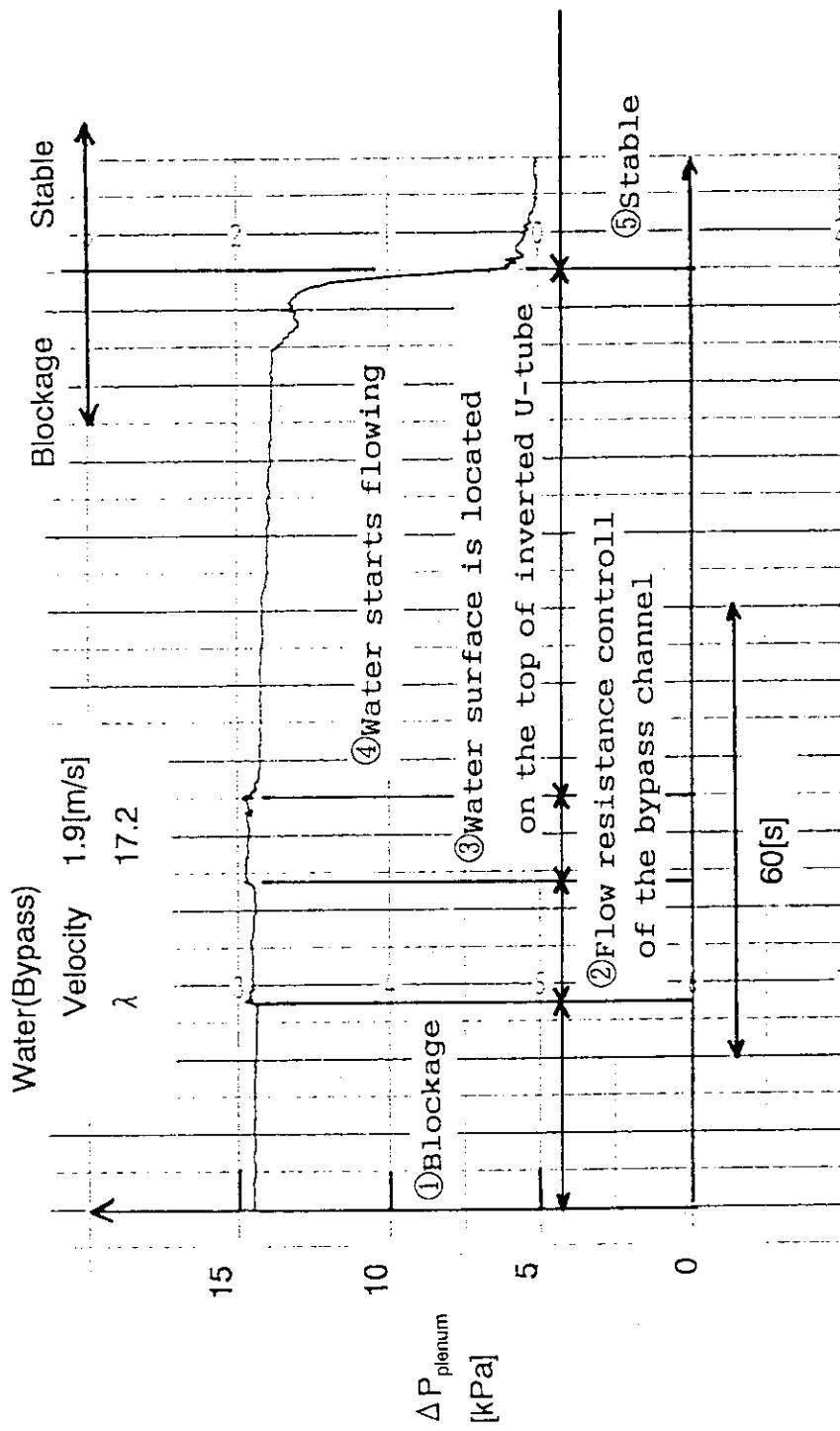


Fig. 4.1 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums (water velocity in the bypass channel is 1.91(m/s))

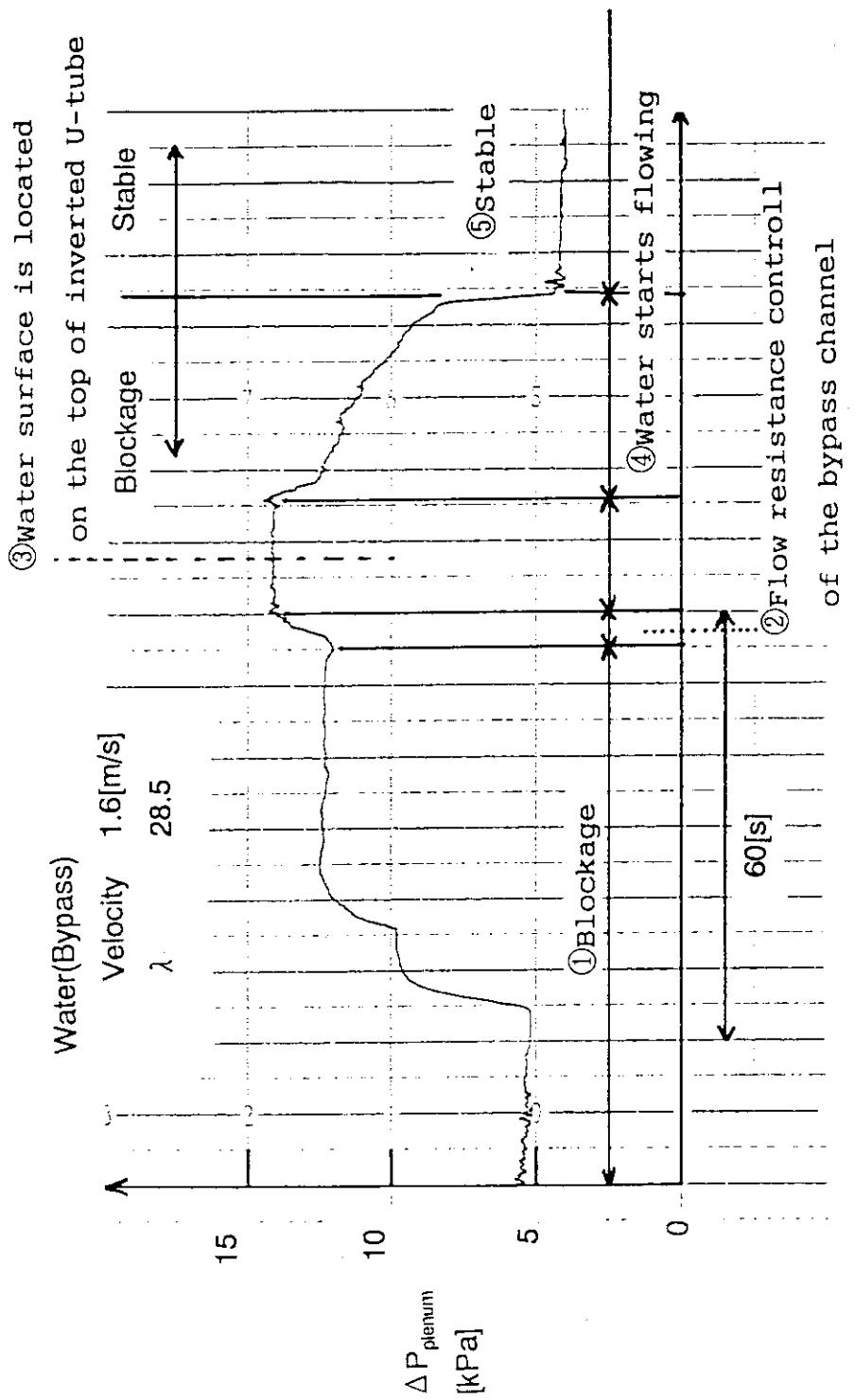


Fig. 4.2 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums (water velocity in the bypass channel is 1.59(m/s))

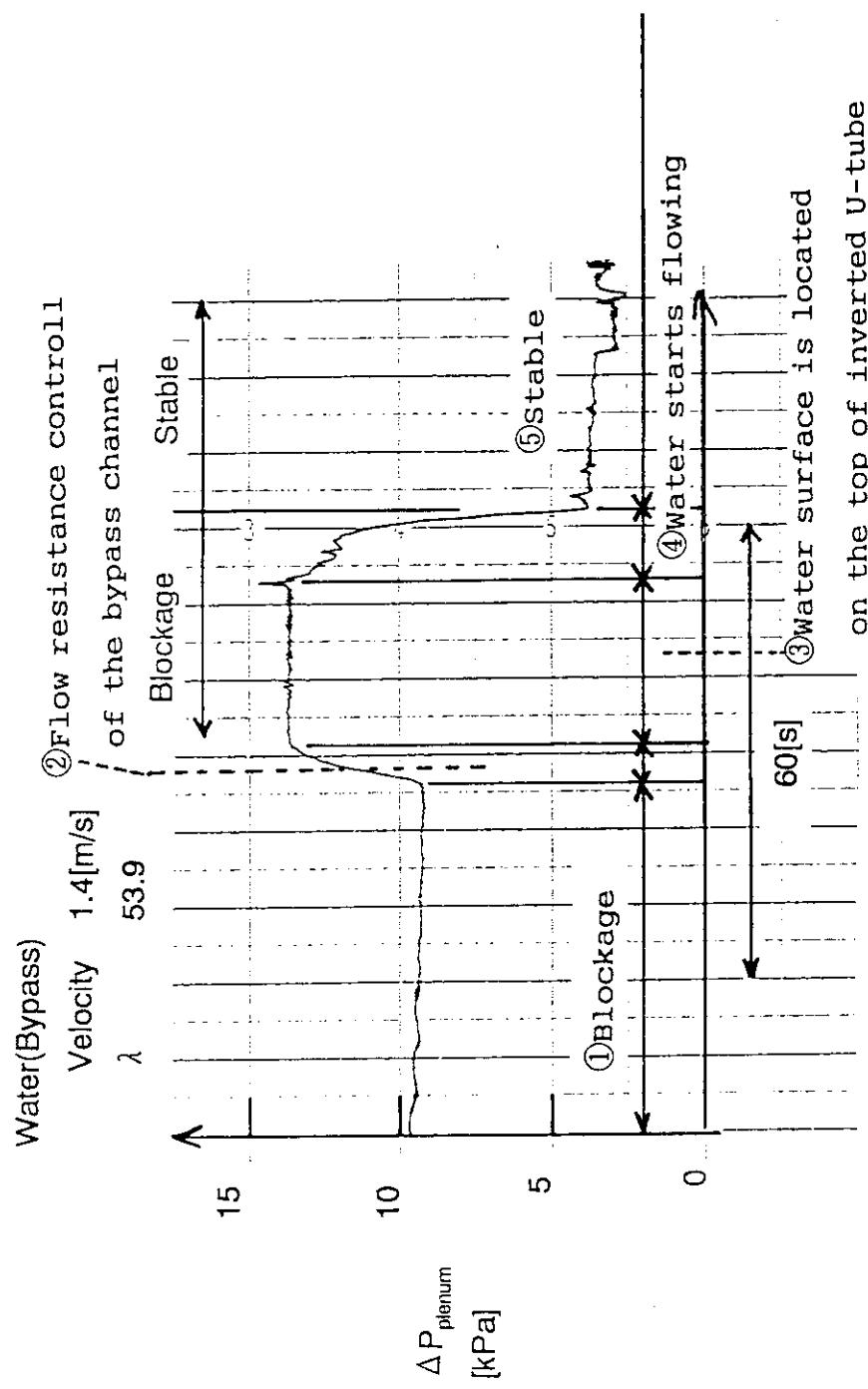


Fig. 4.3 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums (water velocity in the bypass channel is 1.38(m/s))

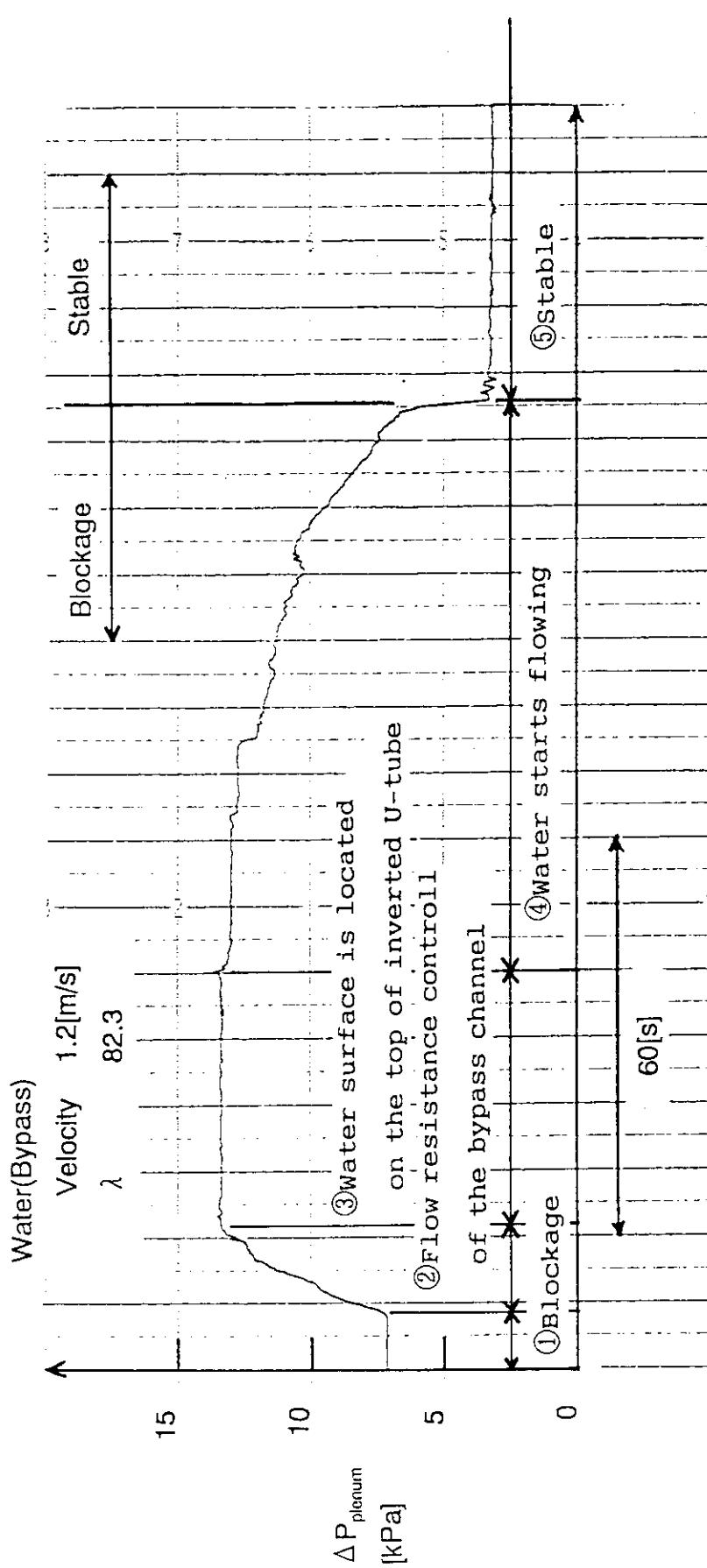


Fig. 4.4 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums (water velocity in the bypass channel is 1.17(m/s))

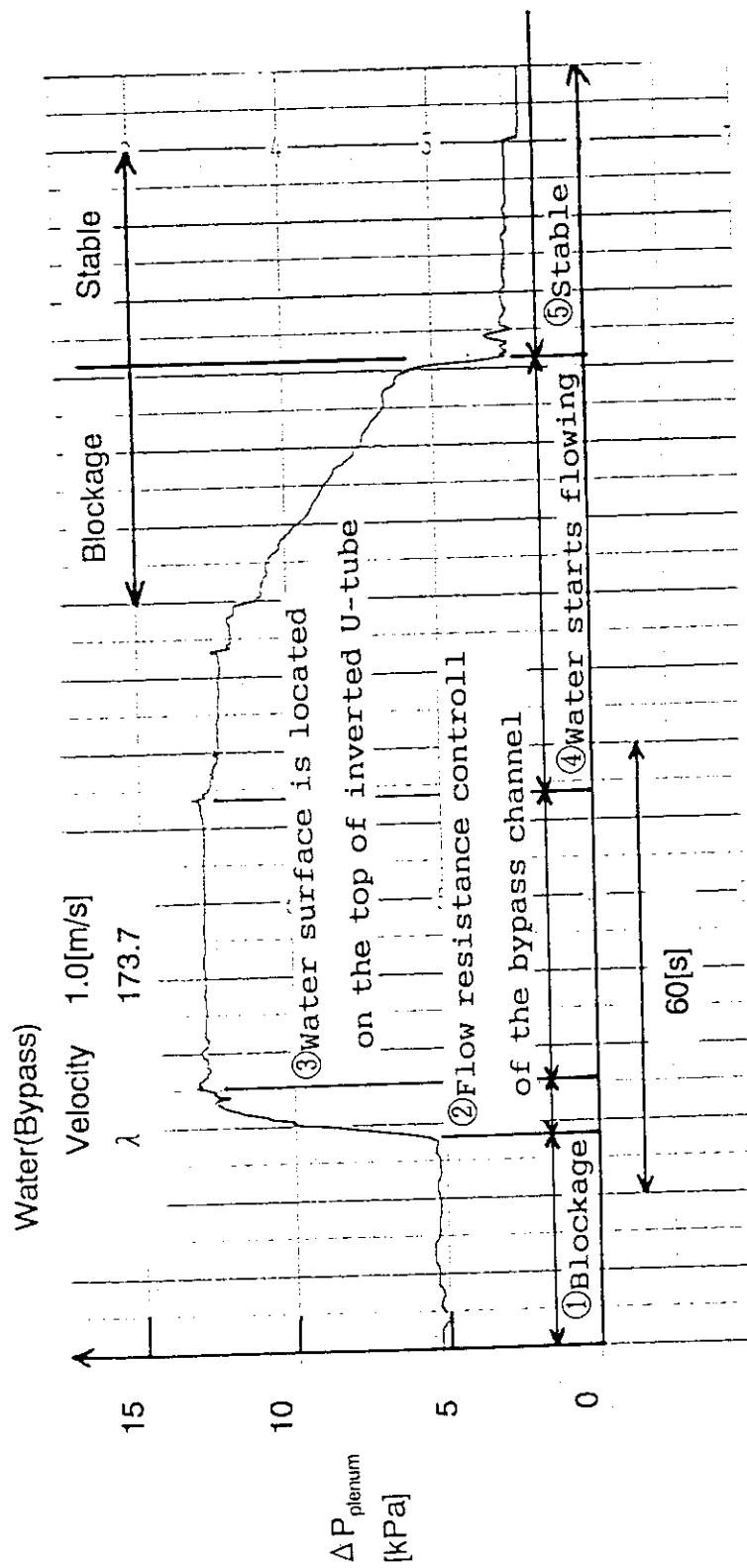


Fig. 4.5 Time history of pressure difference between the inlet and outlet plenums  
(water velocity in the bypass channel is 0.95(m/s))

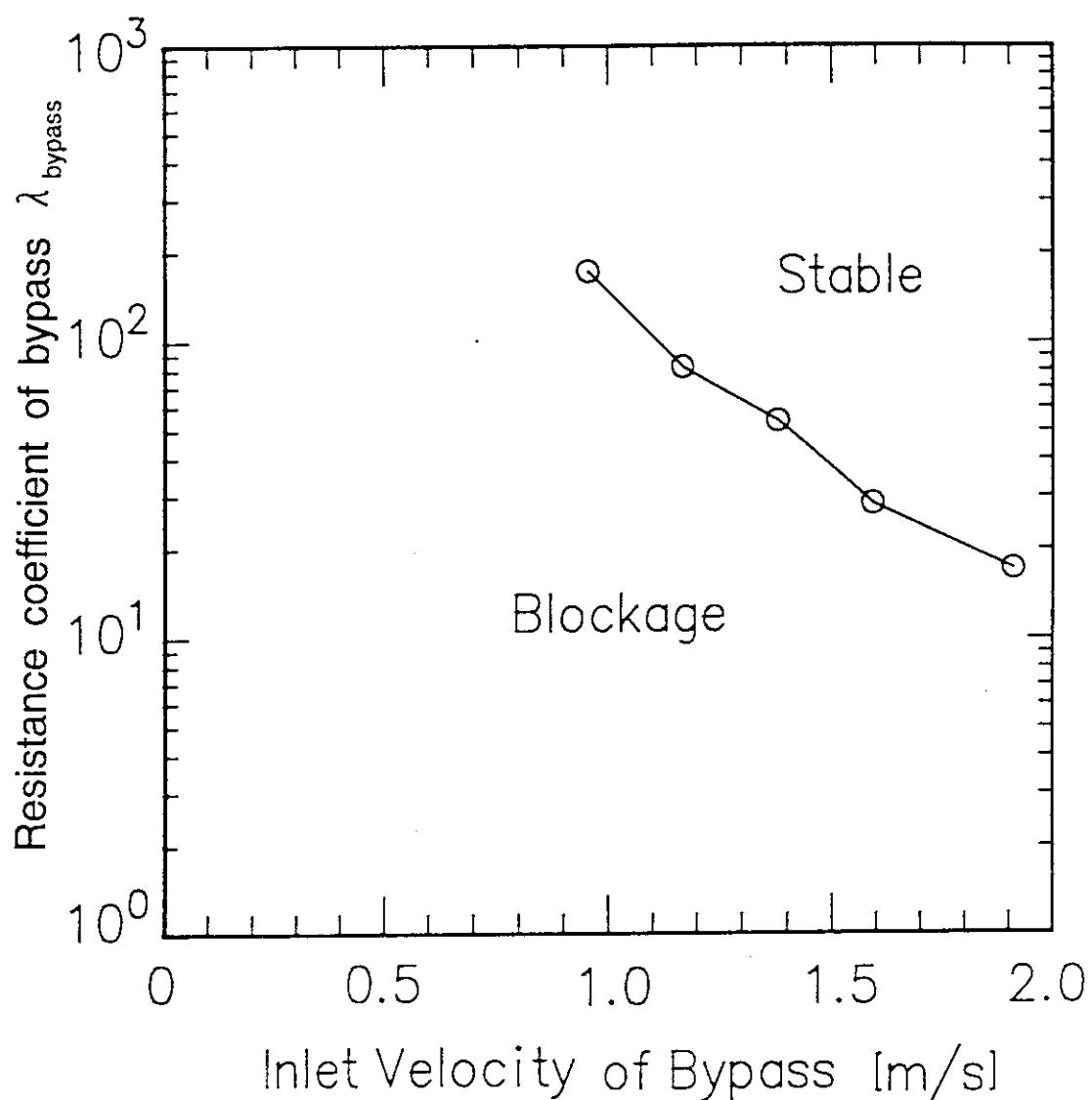


Fig. 4.6 Flow resistance coefficients in stability boundaries

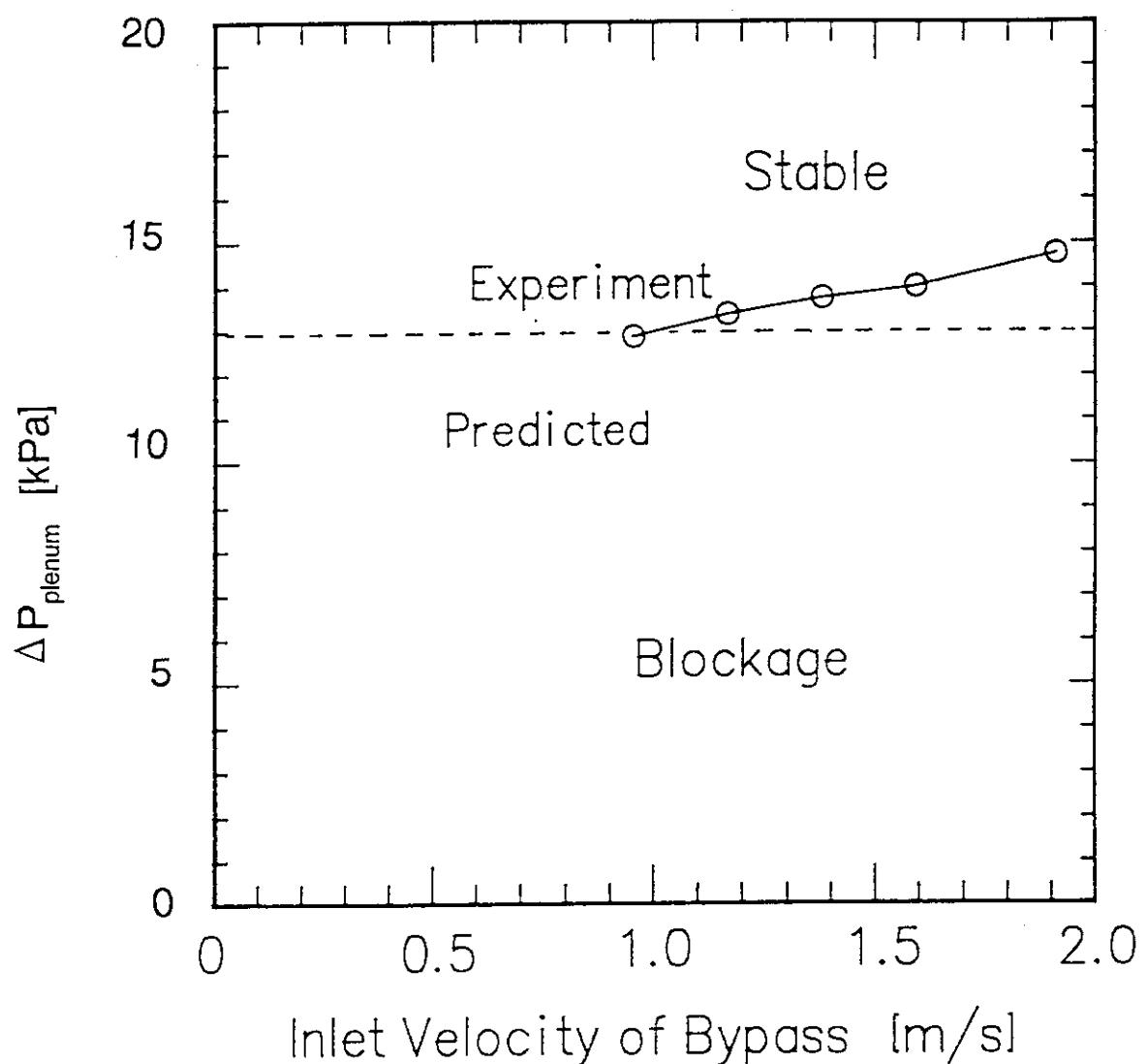


Fig. 4.7 Conditions in which Dynamic air vent method is applied to the inverted U-tube

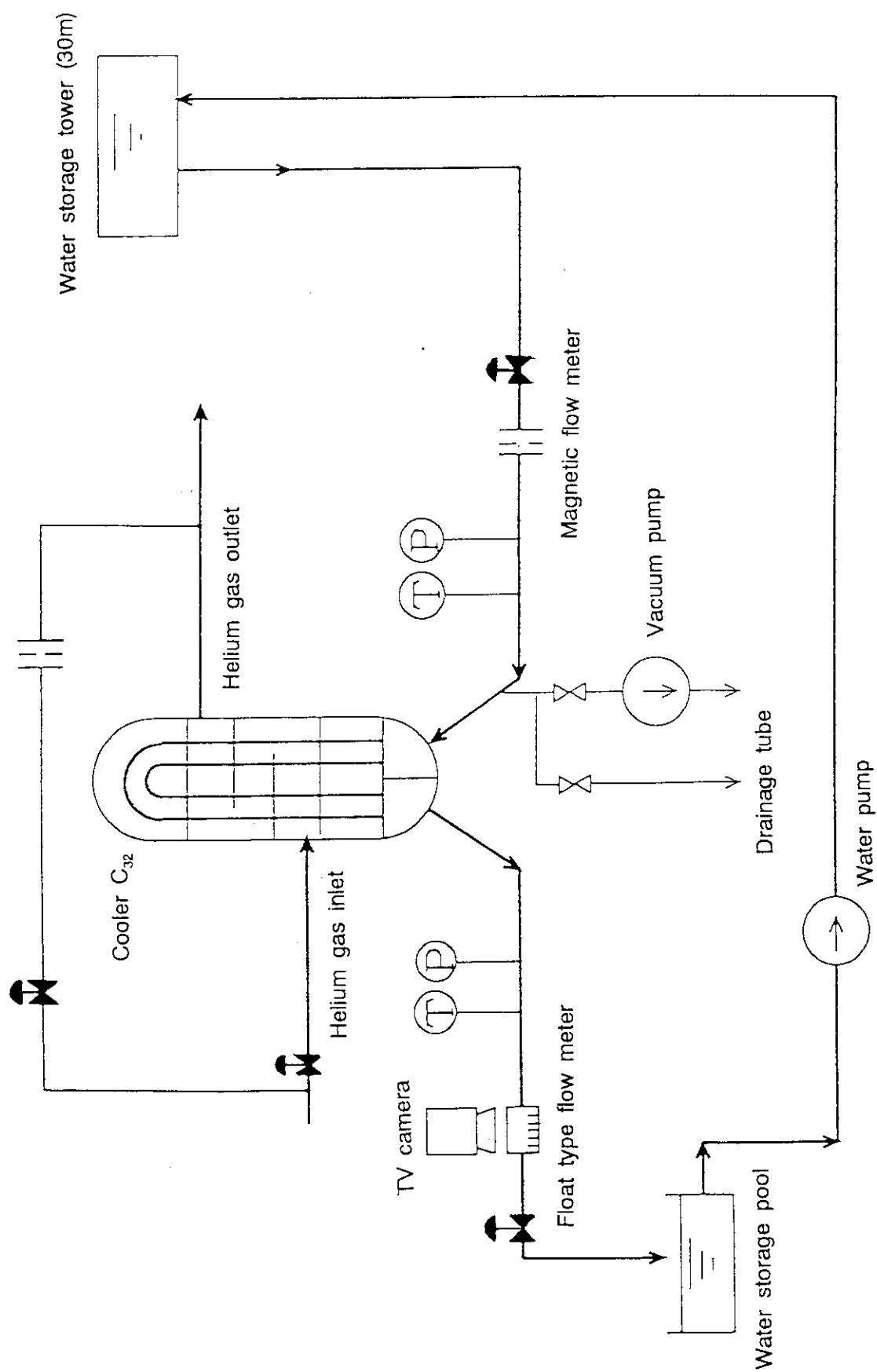


Fig. 5.1 Flowsheet of helium gas and cooling water lines around cooler C<sub>32</sub>

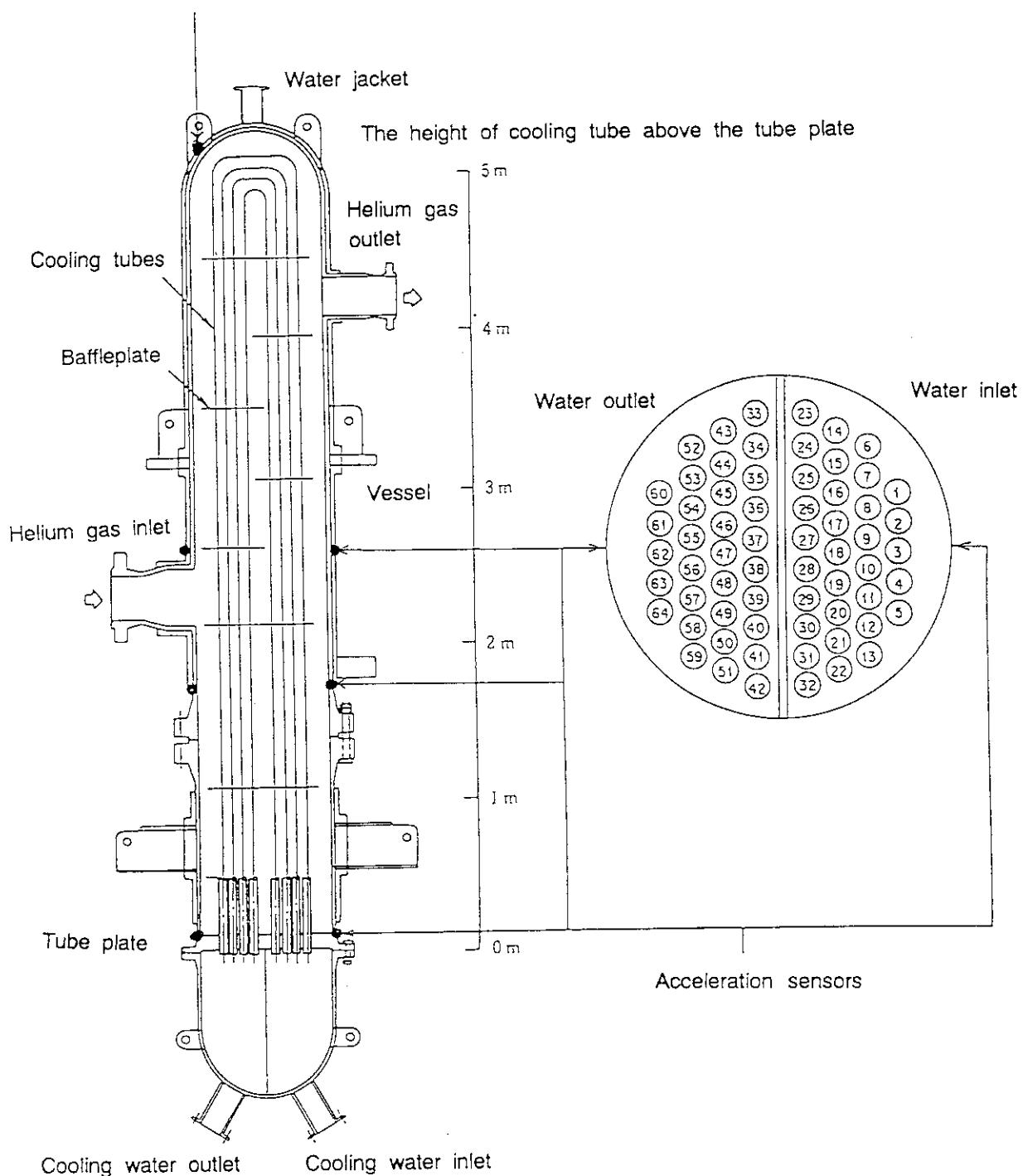


Fig. 5.2 Positions of acceleration sensors on the surface of the pressure vessel of cooler C<sub>32</sub>

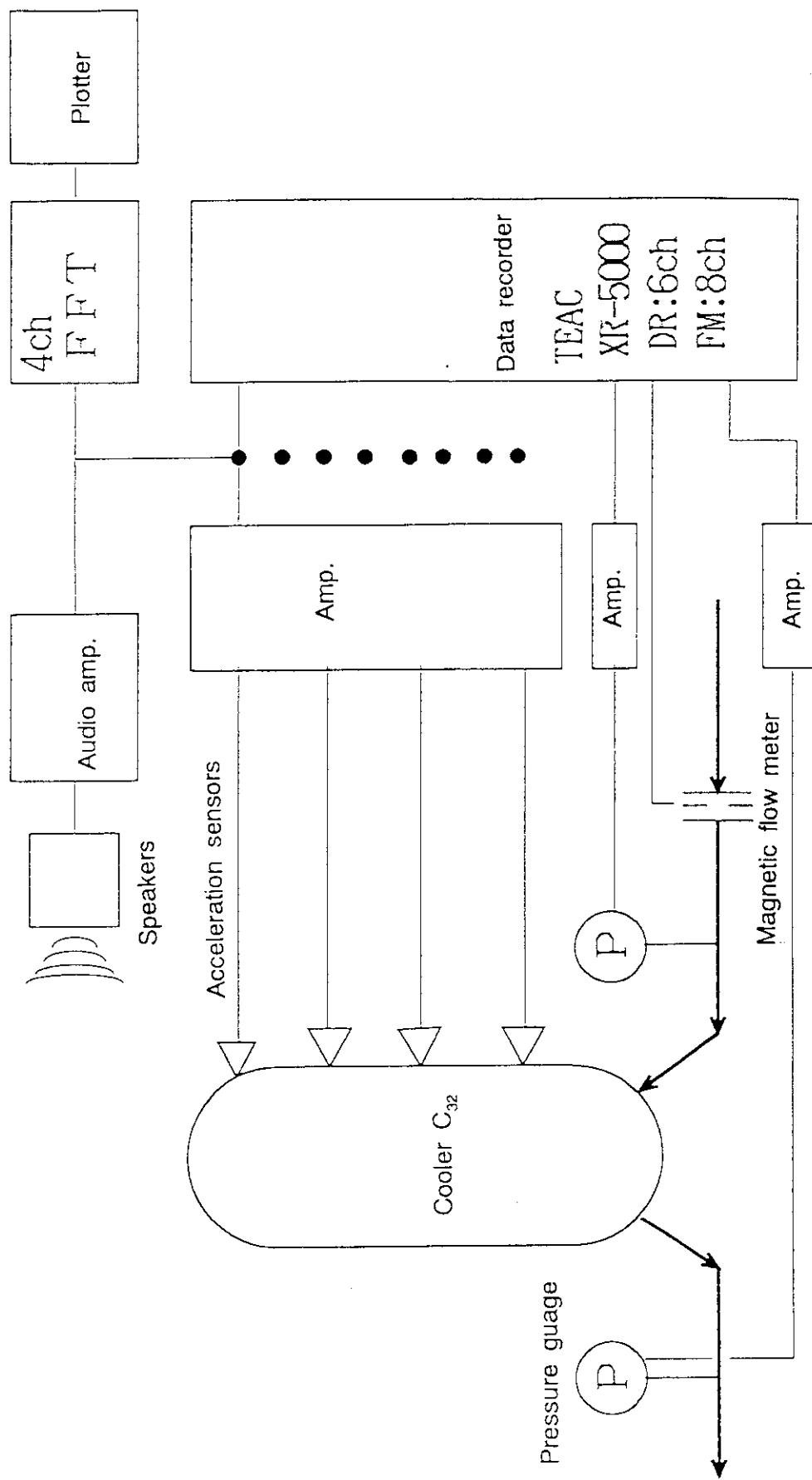


Fig. 5.3 Flowsheet of the system for recording abnormal vibrations of cooler  $C_{32}$

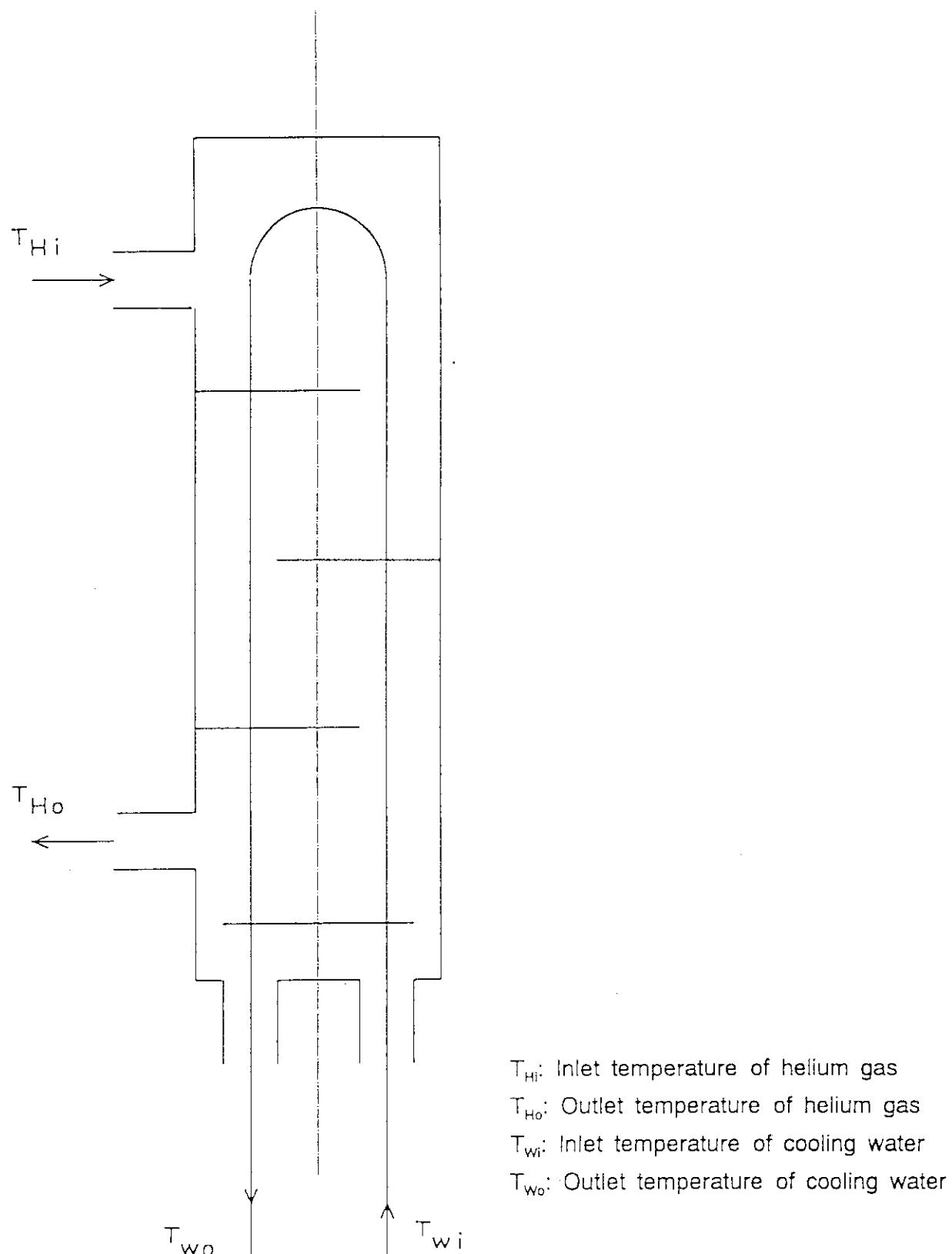
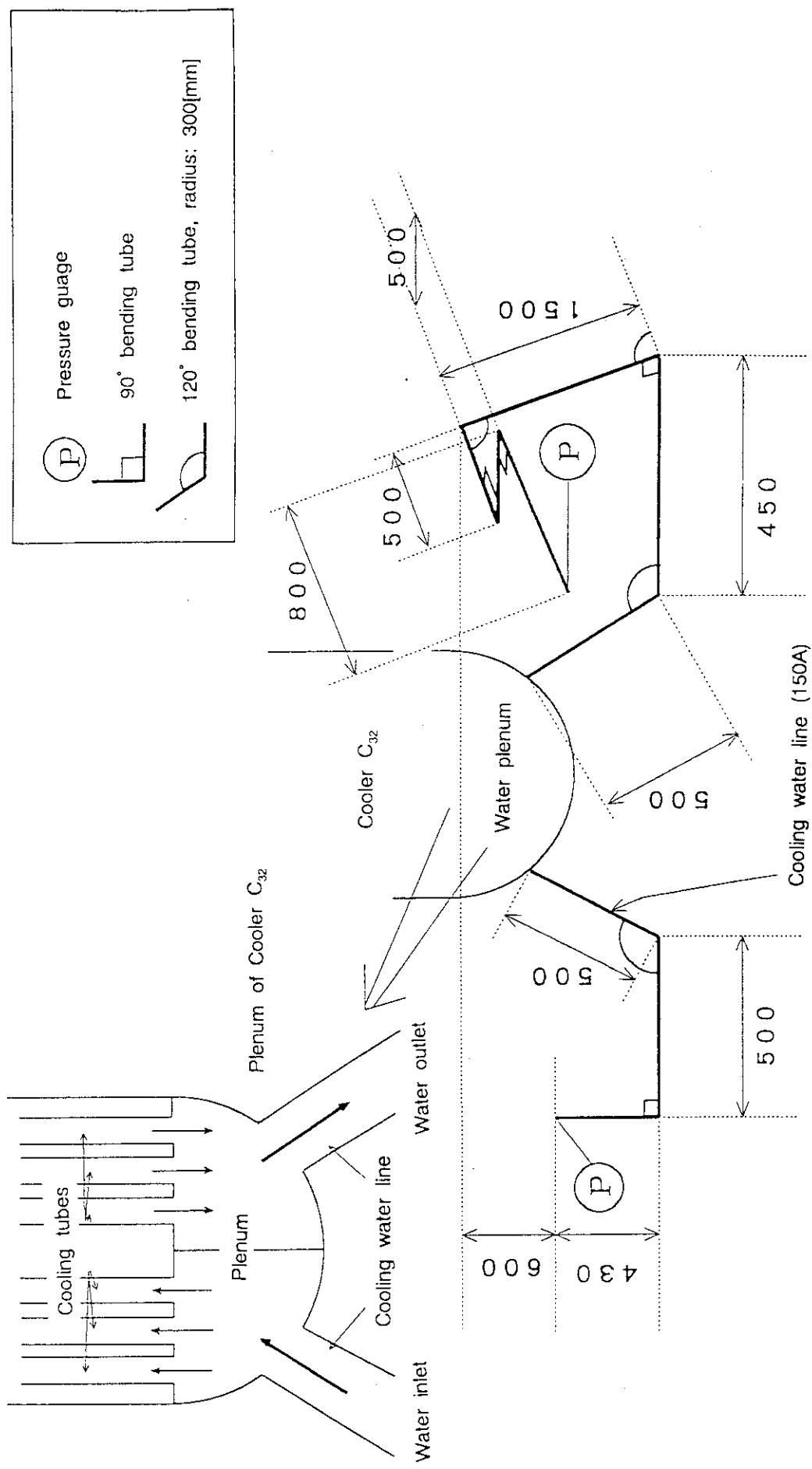


Fig. 5.4 Analytical model for overall heat transfer and fouling resistance coefficients of cooler C<sub>32</sub>

Fig. 5.5 Flowsheet of the cooling water line of cooler  $C_{32}$

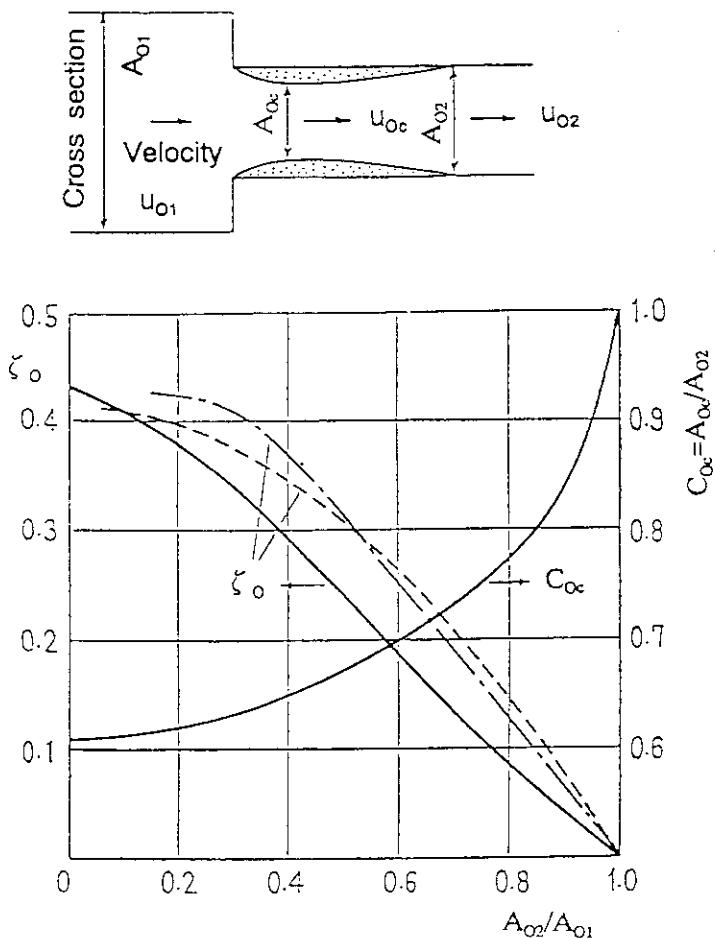


Fig. 5.6 Coefficients of contraction

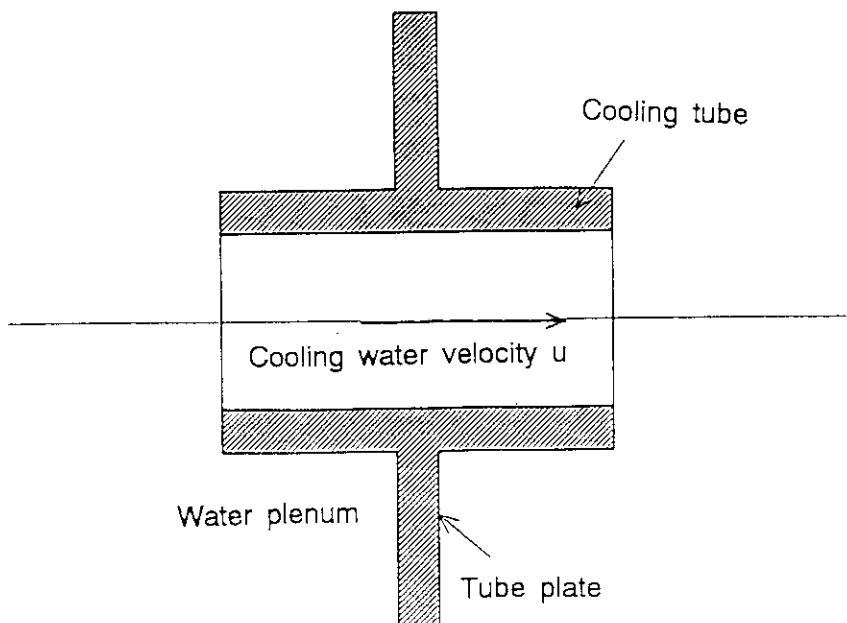


Fig. 5.7 Inlet and outlet mouths of the inverted U-tube

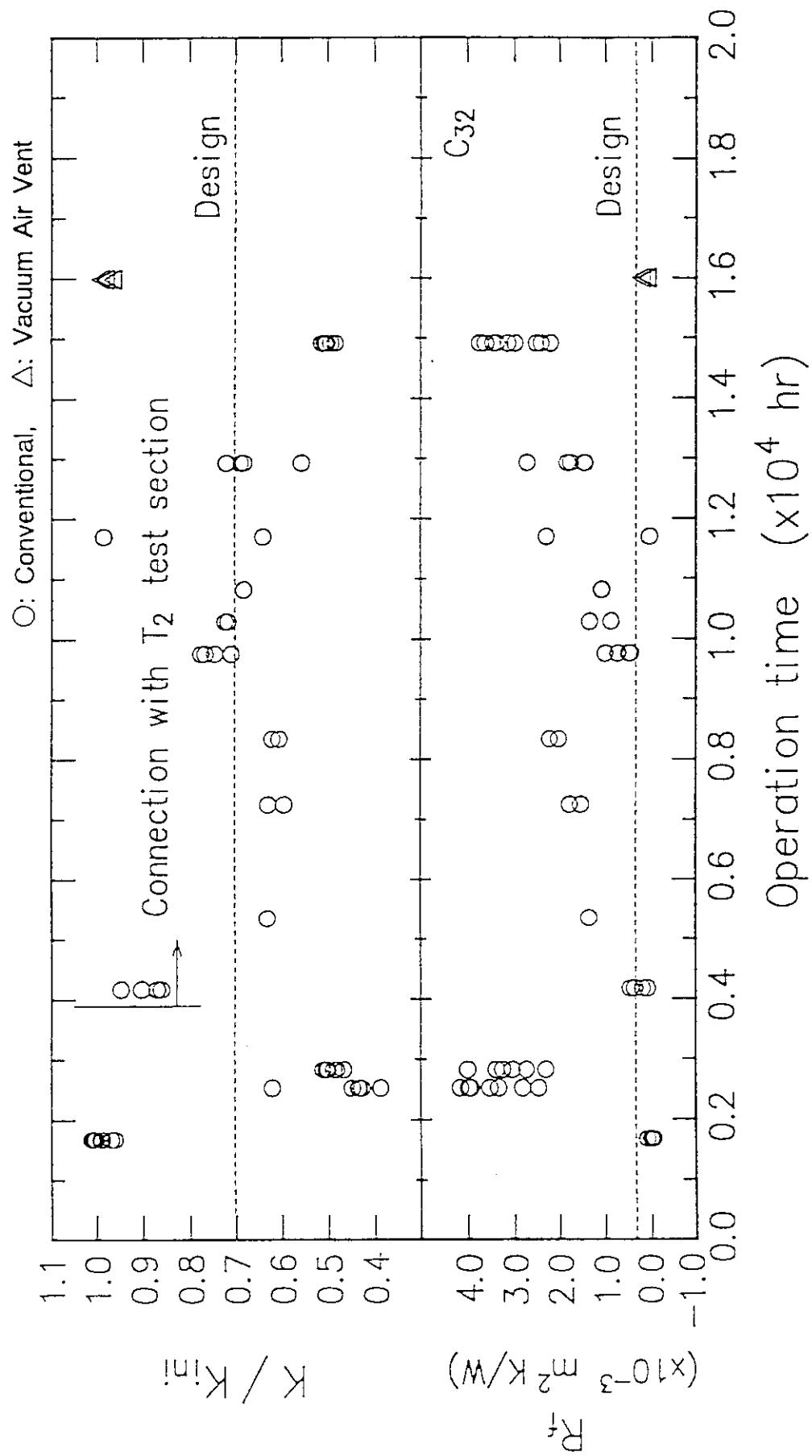


Fig. 5.8 Operational history of overall heat transfer and fouling resistance coefficients of cooler C<sub>32</sub> (~No. 40 cycle operation)

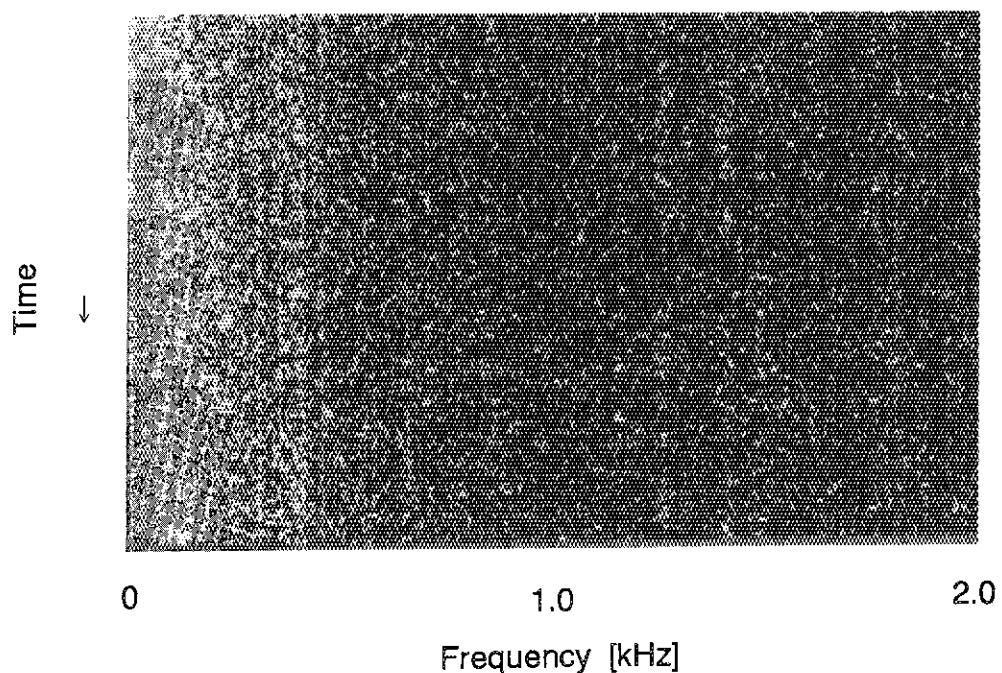


Fig. 5.9 Spectrum map of acceleration data on the flange of the inlet plenum of cooler C<sub>32</sub> (normal operation)

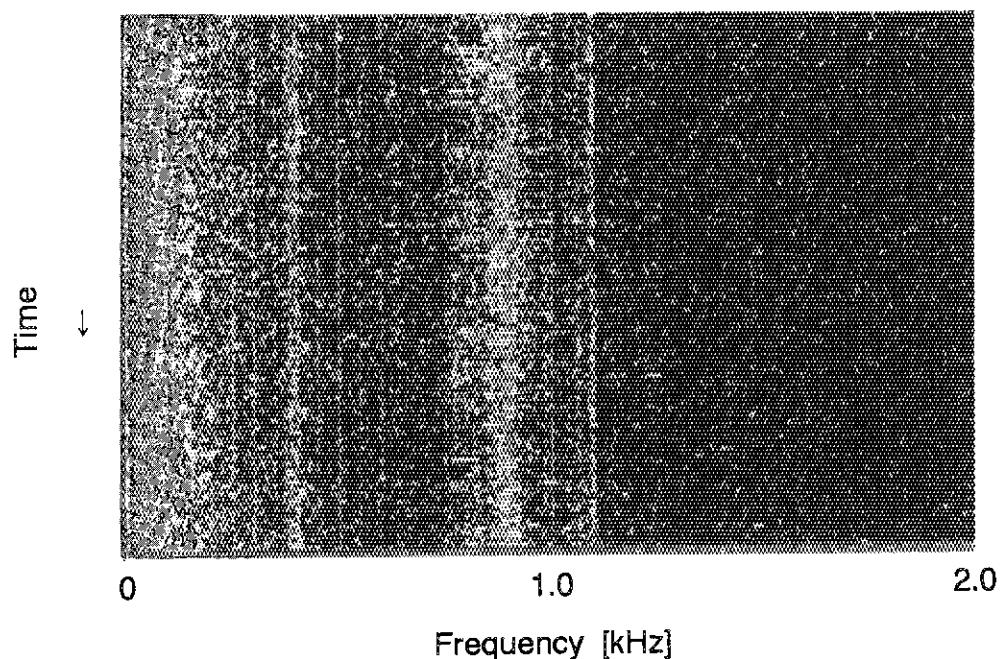


Fig. 5.10 Spectrum map of acceleration data on the flange of the outlet plenum of cooler C<sub>32</sub> (normal operation)

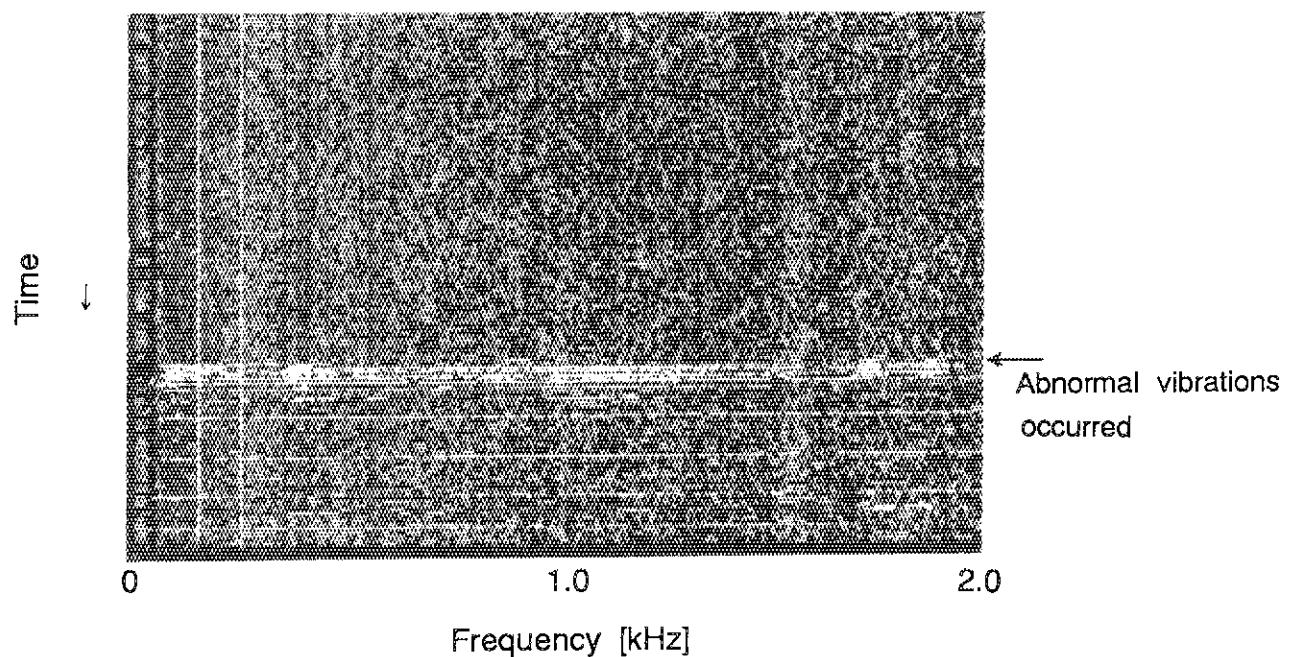


Fig. 5.11 Spectrum map of acceleration data on the flange of the inlet plenum of cooler C<sub>32</sub> (abnormal vibration)

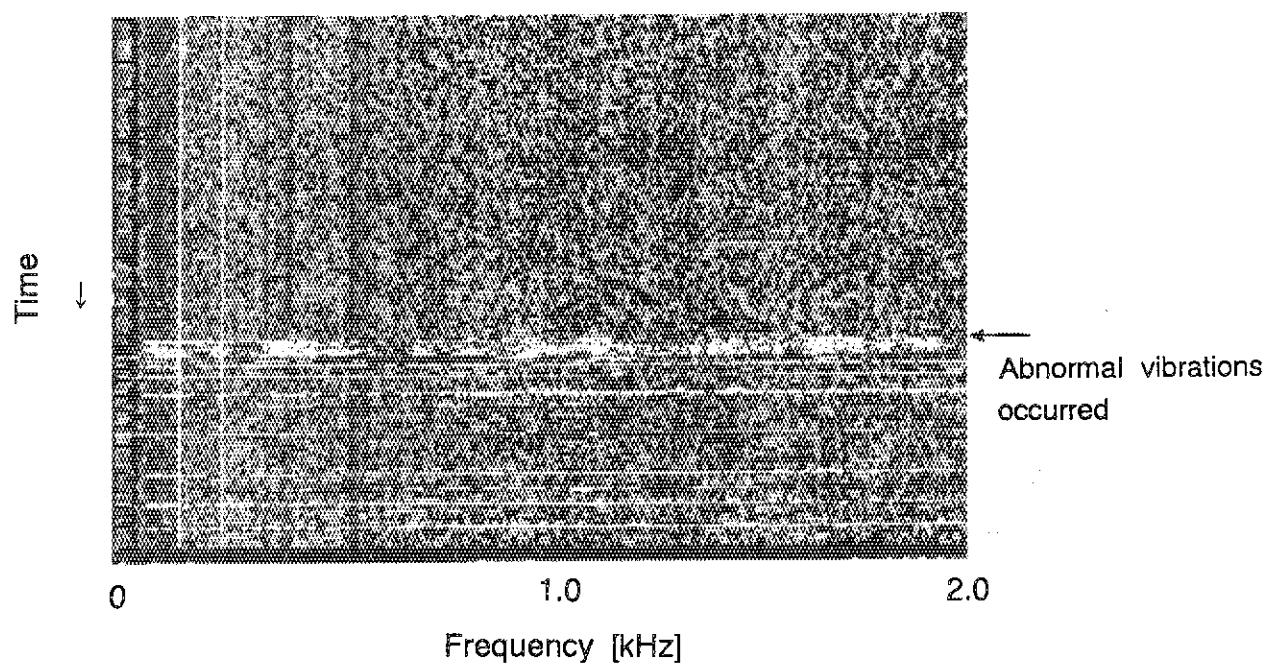


Fig. 5.12 Spectrum map of acceleration data on the flange of the outlet plenum of cooler C<sub>32</sub> (abnormal vibration)

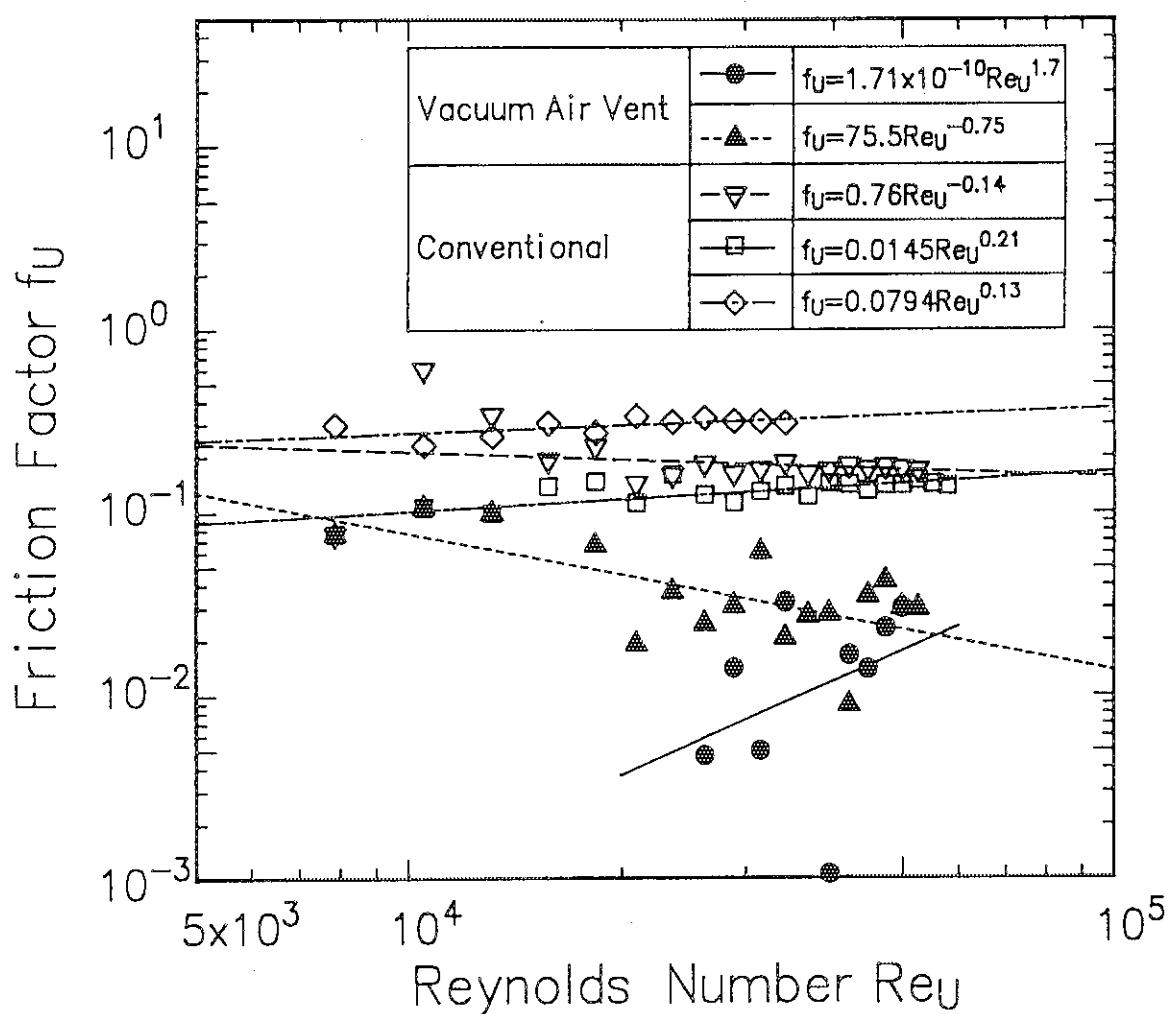


Fig. 5.13 Friction factors of the inverted U-tube of cooler C<sub>32</sub> before and after employing Vacuum air vent method

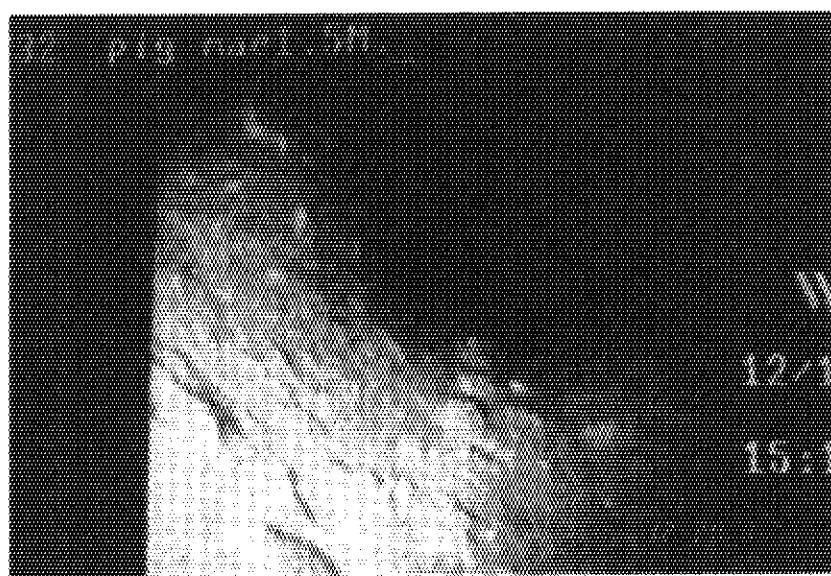


Photo. 2.1 Corrosion on the inner surface of the cooling tube  
at the position of 1.5m above the tube plate

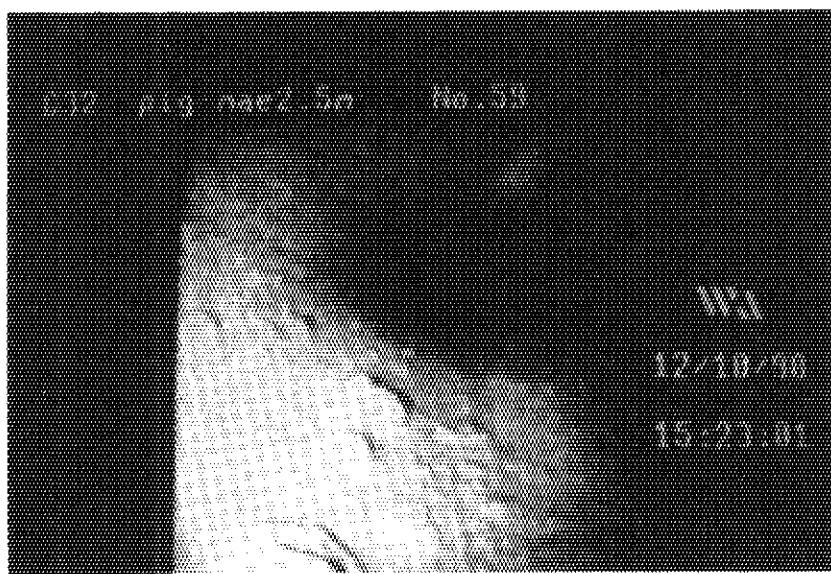


Photo. 2.2 Corrosion on the inner surface of the cooling tube  
at the position of 2.5m above the tube plate

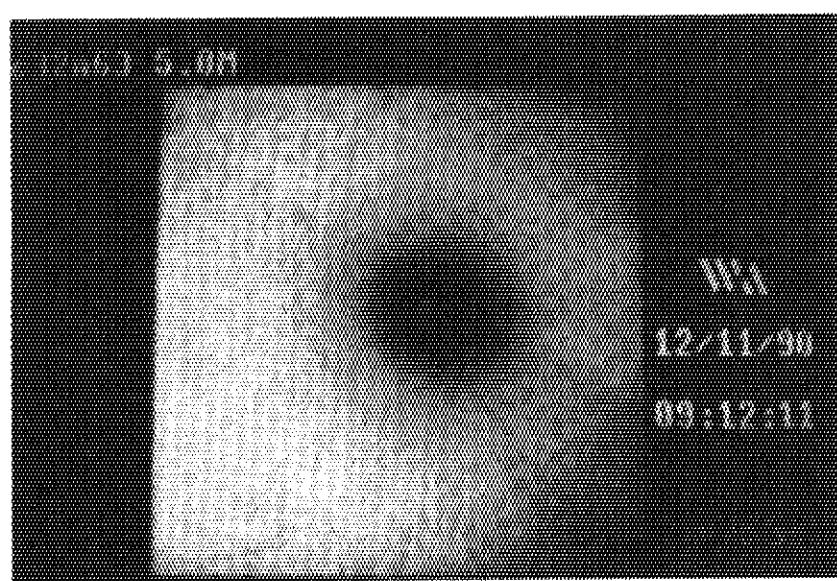


Photo. 2.3 Inner surface of the cooling tube at the position of 5m above the tube plate

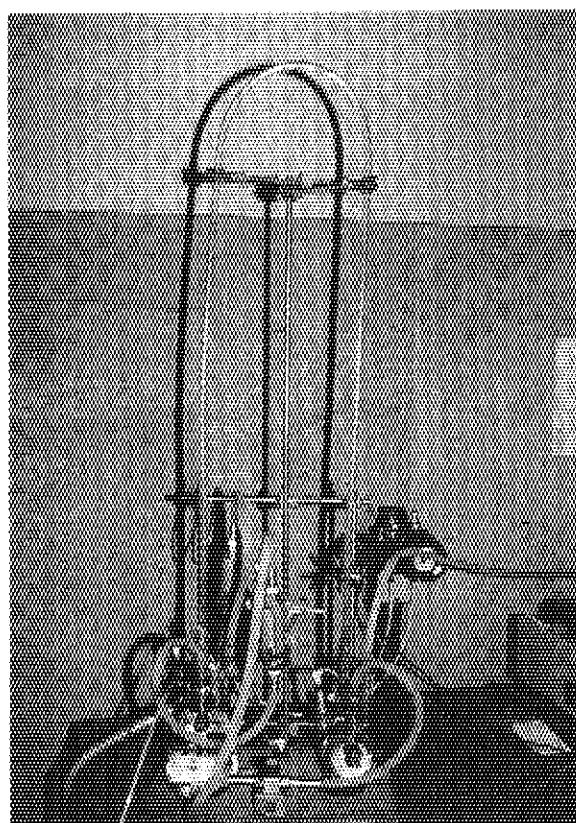


Photo. 3.1 Experimental apparatus

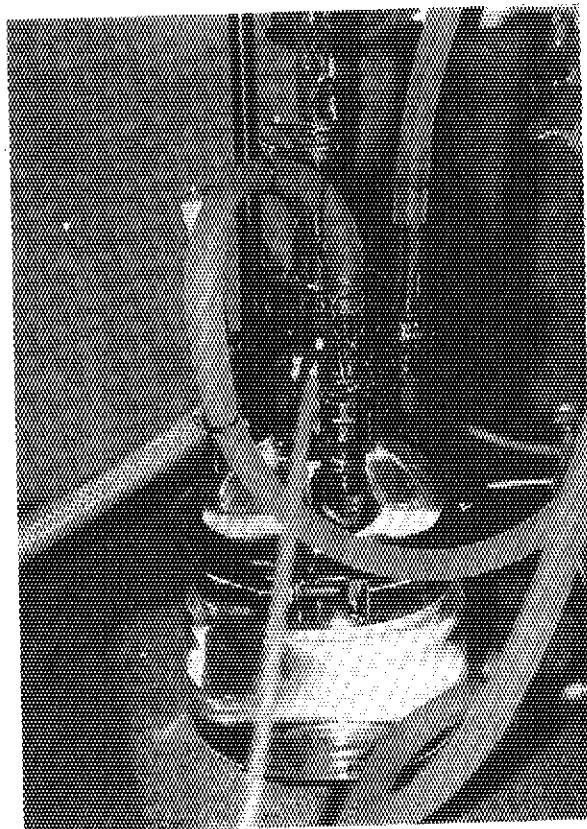


Photo. 3.2 Inlet plenum of the experimental apparatus

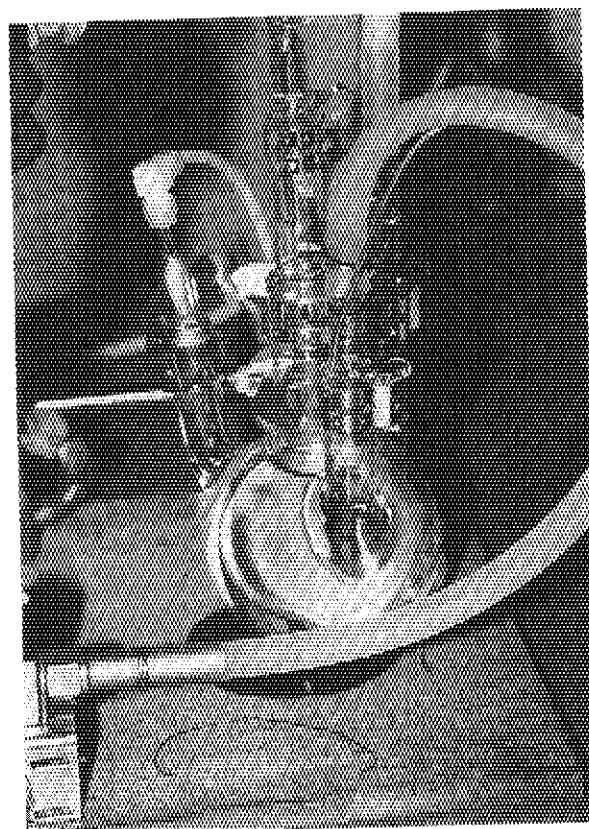


Photo. 3.3 Outlet plenum of the experimental apparatus

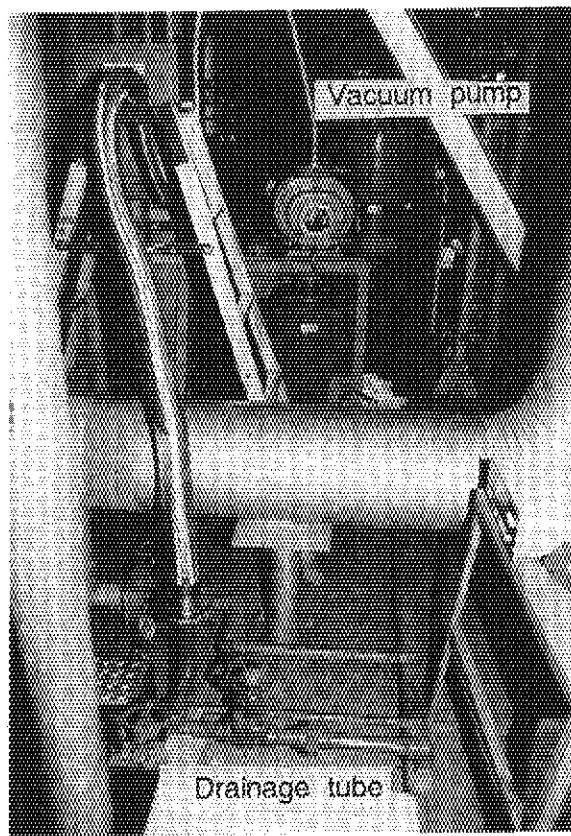


Photo. 5.1 Vacuum pump which is connected to the drainage tube of cooler C<sub>32</sub>

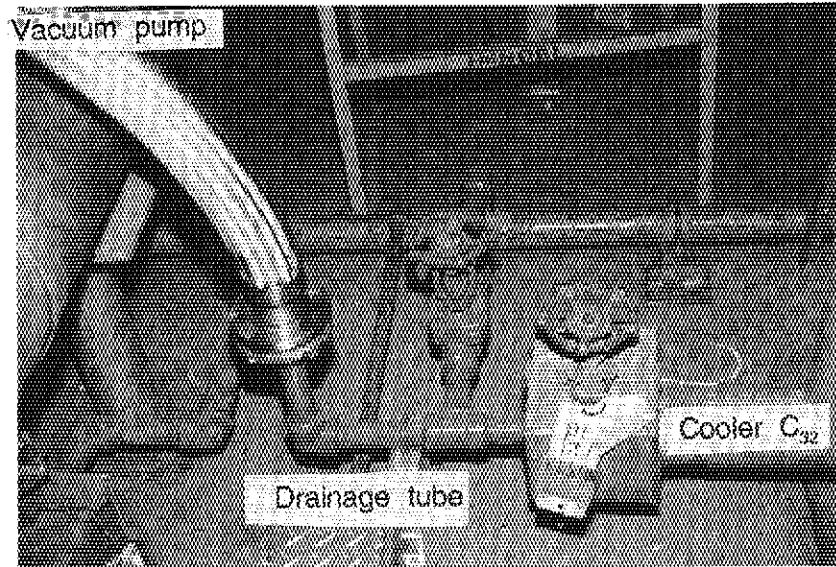


Photo. 5.2 Joint between the vacuum pump and the drainage tube of cooler C<sub>32</sub>