

デューザー内剥離流域の熱伝達特性の実験的研究  
(第1報 二次元片開きデューザーの水流実験)

涌坂 伸明\*

Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristics  
of the Separated Flow Region in Diffusers

(1st Report : Experiments by Water Flow in a Two-Dimensional  
Unilaterally Diverging Diffuser)

By

Nobuaki WAKISAKA

Abstract

The purposes of the present investigation are to accumulate the basic data on heat transfer characteristics of the separated flow region in diffusers and also to analyze them from the standpoints of conveniences for industrial use.

In this 1st report, the experiments are conducted through water flow using a two-dimensional unilaterally diverging rectangular diffuser with the dimensions of the throat section  $0.04\text{m} \times 0.06\text{m}$ , of the diffuser length  $0.90\text{ m}$  and with the variable diverging angle  $\theta$  from  $0$  to  $10$  degree. Reynolds number  $Re_0$ , defined at the throat, varies from  $3 \times 10^4$  to  $15 \times 10^4$ .

The proper initial point of separation  $X_i$  and separation point  $X_s$  on the diverging wall are determined independently to the  $Re_0$  for  $\theta = 6^\circ$  and  $\theta = 8^\circ$  respectively, by means of flow visualization method of observing the patterns of hydrogen bubble streak lines. Then the following three types of flow regimes are simultaneously confirmed as a steady flow condition from the throat to the exit successively on the diverging wall.

Region-I Region of unseparated flow

Region-II Region of intermittent separated flow

Region-III Region of fully developed separated flow

The local heat transfer rates are measured through the heat flux meter method in order to limit the error of local heat flux losses.

As the results, the diffuser performances are rather successful in spite of the apparent separation flow occurrence. Meanwhile the heat transfer rates do not so much decrease in the Region-II and Region-III comparing with the reduction of mean flow velocity caused by expanded channel. Then it is proved that the local Nusselt number of the whole, separated and unseparated, region should be directly proportional to the 0.8 power of Reynolds number under constant Prandtl number as like as a correlation of heat transfer for the ordinary fully developed turbulent duct flow.

In this connexion, the more practical correlation of heat transfer in the diffuser is proposed as follow

---

\* 機関性能部

原稿受付：昭和59年1月9日

$$h = \epsilon h_T$$

where  $h$  is the local heat transfer coefficient regardless of flow regimes and  $h_T$  is the one formally calculated by the well-known prediction for turbulent duct flow. The present experimental data show that the coefficient  $\epsilon$  is unit in the Region- I, on the other hand in the separated flow regions  $\epsilon$  is undoubtedly greater than unit. Therefore  $\epsilon$  is regarded as the one of the particular parameters representing the heat transfer characteristics of diffuser flow with separation. And  $h$  in separated flow regions could be easily predicted if the  $\epsilon$  would be given by a generalised form.

The investigation on  $\epsilon$  should be a further problem in the future.

## 目 次

1. 序論	15
1.1 緒言	15
1.2 従来の研究	15
1.3 本研究の目的と内容	16
1.4 二次元片開きデیفューザと流れ領域	16
2. 実験装置と方法	18
2.1 実験装置の構成	18
2.1.1 装置の概要	18
2.1.2 デیفューザ	19
2.2 水素気泡トレーサ法による流れの可視化観察	20
2.3 熱伝達率の測定方法とその装置	20
2.3.1 熱流計方式	20
2.3.2 伝熱壁の構成および計測装置	21
3. 実験結果	24
3.1 流動特性	24
3.1.1 流れの領域	24
3.1.2 圧力回復率	24
3.2 熱伝達率	25
3.2.1 直管内乱流熱伝達率と熱流計の補正	25
3.2.2 二次元片開きデیفューザ内剥離流域の熱伝達率測定結果	28
4. 考察	30
4.1 実験結果の検討と考察	30
4.1.1 供試デیفューザの流れ特性	30
4.1.2 熱流計による熱伝達率測定値の検討	30
4.1.3 片開きデیفューザ内流れ剥離流域の熱伝達特性	31
4.2 VanSANT と LARSON による結果との比較検討	34
4.3 デیفューザ内剥離流域の熱伝達特性の整理について	35
5. 纏め	35
6. 謝辞	36
7. 記号	36
8. 参考文献	37

## 1. 序 論

### 1.1 緒言

強制対流熱伝達の分野において重要な研究課題となっているもののひとつに、剝離流れの熱伝達の問題が挙げられる。剝離流の問題は流体力学においても、未だ解決の困難な研究対象とされているから、そのような流動様式での熱伝達の特性の解明が容易なものではないことも首肯されるところである。

しかしながら剝離流れは現実には熱交換器をはじめとして、熱伝達を応用する実用機器の流路内では、至る所で発生し存在している流動形態である。従って工学研究の対象としても、工業的応用技術の観点からも実験データや資料集積の努力、解析と一般化の試み、あるいは理論的取扱いの模索が活発である。

管内流における剝離流れの強制対流熱伝達についても、種々の条件を個別に設定して実験的または数値解析的手法による多くの研究が公にされている。これらの設定条件のうち重要なもののひとつは、流路の幾何学的形状の選定である。それ故に流れに剝離状態を生起させ得る各種の管路、例えば急拡大管、曲り管、あるいは各種乱流促進体などのような突起物や障害物が流路中に置かれた場合など、多種多様な流路形状が研究対象として選ばれている。

ここに本報で取扱うデイフューザ (diffuser) すなわち拡大流路も剝離流れを発生させ得る流路形状のひとつである。

デイフューザの性能向上と特性の把握、およびその流れの現象の解明は、既に流体工学部門の重要課題であって、実用的にも重視されている。従ってその流力的特性に関する研究成果や技術上の経験には相当の蓄積があり、それらは多くの教科書、便覧、解説記事そして研究論文等によって十分に窺うことができる。

しかしこのような流力特性の研究の進歩に対比すると、デイフューザ流路内の流れの熱伝達の研究は少なく、情報資料の絶対量が不足している。この事実は、従来はデイフューザ内流れの伝熱を特別に検討しなければならないような工業上の必要性がなかったことや、またある程度の必要性に対処するには、在来の伝熱工学上の経験によって推定すれば事足りるとされていたためではないかと思惟される。

しかるに各分野において熱エネルギーの移動特性をより精緻に把握することが要望され、また在来の機器の使用目的も多様化しているのが昨今の情勢である。よ

ってデイフューザ内流れの熱伝達についても詳細な研究を実施しておくことは、今後の工業的見地から有用であるのみならず、剝離流れの熱伝達問題の基礎的情報の増進にも役立ち得るものと信ずる。

本報はこのような現状に鑑み、デイフューザ内流れの熱伝達特性に関する研究を緒に就け、経験的知識を蓄積し、今後の研究を進める上で有効な知見を獲得することを頭初の目的として開始した実験的基礎研究の第1報である。内容は先にその概要を発表したものを骨子とし、上記の目的に応ずる成果の一階梯を示すものとして、ここに詳細に報告するものである。

本論文の構成は、デイフューザ流れ剝離域の熱伝達に関する数少ない研究のひとつとして知られる J. H. VanSANT と M. B. LARSON の研究報告<sup>1)2)3)</sup>の内容を簡単に紹介し、本実験的研究の目的と内容の設定との関連を明らかにすることから始める。

### 1.2 従来の研究

VanSANT と LARSON による二次元デイフューザ内流れの熱伝達に関する実験的研究<sup>4)</sup>は、この分野の数少ない研究のひとつであるが、多くの問題点を摘出して示している。彼等は KLINE 等が二次元直線壁デイフューザの性能と流れ領域の判別に関して行なった一連の研究のものと同様のデイフューザを用いて、空気流の熱伝達率を測定した。そのデイフューザは矩形断面の対称開き型で、開き角を与える一対の壁面の一方のみを一樣熱流束の加熱壁としている。流れは咽部においてレイノルズ数が $10^4$ 以上、かつ入口上流側にトリッピングを置いて十分に発達した乱流を流入させている。そして開き角を変えて、流れの可視化観察を煙トレーサや壁面タフトによって行ない、Fig. 1 に示すように KLINE 等の流れ領域判別とほぼ同一の流れであることを確認した上で熱伝達実験を行なっている。彼等の実験装置デイフューザの主要寸法と実験パラメータを Table 1 に示しておく。

その実験と解析の結果の主なものとは以下の通りである。

(1) 実験条件範囲内では壁面加熱状態においても流れは非加熱時と変わらない。

(2) 開き角  $\phi$  が小さく剝離流の認められない流域での熱伝達率は、平板上の乱流に対する在来の予測式の算定値とよく合う。

(3) 完全に発達した二次元剝離域では剝離流は一方の壁面に沿って発生し、その時に相対する壁面では非

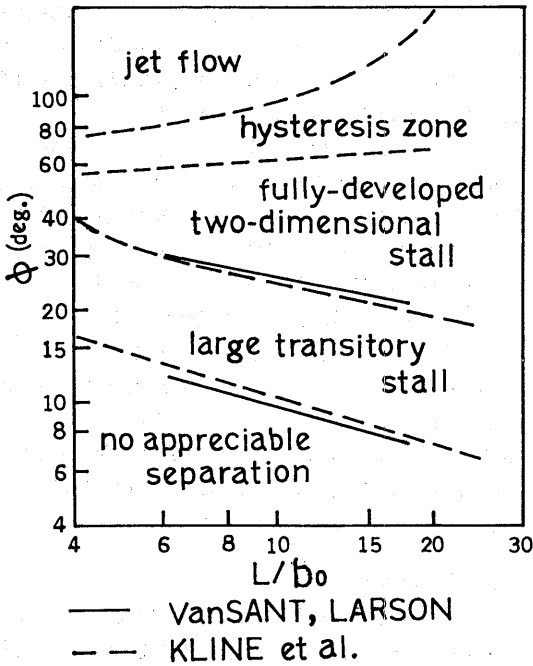


Fig. 1 Flow regimes in the two-dimensional symmetric straight wall diffusers.<sup>4)</sup>

Table 1 Conditions of the experiments by VanSANT and LARSON<sup>4)</sup>

Fluid	Air
$b_0$ (m)	0.051~0.154
$L$ (m)	0.912 0
$\phi$ (deg)	0~45
$U_0$ (m/s)	4.2~76
$\Delta T$ (K)	6~23
$Re_0 = U_0 b_0 / \nu$	4~30×10 <sup>4</sup>

剥離の流れとなる。この非剥離側の熱伝達率は、在来の壁面噴流に関する速度分布の流速を使えば(2)と同様に平板上の乱流に対する式でかなり良く予測できる。

(4) 発達した二次元剥離流、すなわち逆流域については、平板乱流としての予測式は実測値とかなり大きな差異を与える。

(5) 遷移剥離領域 (large transitory stall) の熱伝達率は、その顕著な非定常性のため測定が困難で測定精

度も劣る。その瞬間値や時間平均値は、非剥離流の熱伝達率よりも大きいとされるが、その予測式を与えることは極めて困難である。

(6) 壁面熱伝達率は開き角  $\phi = 0^\circ$  の時が最大であり、完全に発達した二次元剥離流域で低くなる。

これらの結果はデューザ内の流れ、特に剥離流域の熱伝達に関する多くの知見を与え、示唆に富む先駆的なものと言えよう。

### 1.3 本研究の目的と内容

VanSANT 等の実験と較べた本実験の特徴は、彼等の対称開きの二次元デューザの使用に対し、後述するような二次元片開きのデューザを使用したことである。

また咽部より下流の全域に流れ様式の個々を別個に与えるのではなく、デューザの開き角を、デューザ効率を比較的高くなるように取り、同一流路内、同一壁面上で流れが非剥離の通常管内流の状態から完全に発達した剥離逆流域にまで、遷移して行く状態を与えて各流れ様式のそれぞれの領域の熱伝達率を、同時に測定する。しかして流れの様式の変化と共に、熱伝達特性がどの様になるかを見ようとするものである。そのためには流れの可視化観察とデューザの圧力回復率の測定も前もって実施しておく。

本実験は VanSANT 等の実験と同様に、咽部に流入する流れは既に十分発達した乱流の状態の下で行なったが、使用流体は水であるので、流れの可視化観察には水素気泡トレーサ法を用いた。

また局所熱伝達率の測定は熱流計方式をもって行ない、この測定方式の特性からも、また本実験の目的からも、定常状態における時間平均の値を求めた。

### 1.4 二次元片開きデューザと流れ流域

前節で述べたように熱伝達率測定の流れ路として選んだのは、二次元片開きデューザ (two-dimensional unilaterally diverging diffuser) とも称すべきもので、使用例の少ないものである。そこでこの形のデューザの特性や特長について、概略を説明しておく。

このデューザは Fig. 2 にその基本形態を示すように、開き角を作る一對の相対する壁面のうち、一方の壁面は咽部断面に垂直で、助走路軸に対して全く開き角を持たない固定されたものである。本報ではこの壁面を、固定壁 (fixed wall) または略称して F 壁 (F wall) と呼ぶことにする。そしてこの F 壁に相対

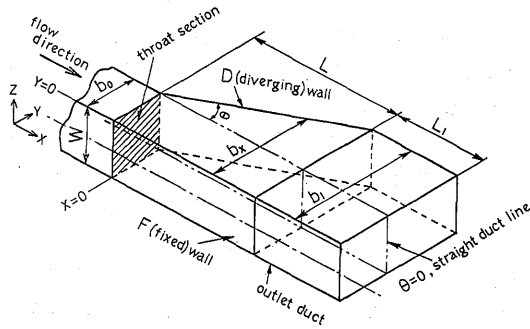


Fig. 2 Geometry of two-dimensional unilaterally diverging diffuser.

する壁面のみが開き角  $\theta$  を与えるものである。この開き角を与える壁面は、開き壁 (diverging wall) または略称して D 壁 (D wall) と呼ぶことにする。

このような形態のデフューザは、デフューザに関する研究においても採り上げられることは比較的稀であった。しかし片開き型は実験的研究の上で幾つかの利点を持つものである。すなわち、その開き角または拡大比が大きい場合でも、デフューザに特有の剥離流が発生しても流路全体の定常的な流動を保持するのが容易である。そして剥離流が生じる場合には、D 壁側に早く生じ F 壁側に定常的に発生させるのは困難と言ってよい程である。従って剥離流れの発生を観測や、剥離領域の熱伝達の測定には、この D 壁面側のみを注目すればよいのである。

ここで適当の長さ比  $L/b_0$ 、および開き角  $\theta$  (Fig. 2 参照) を与えると、二次元片開きデフューザ内の流れは、Fig. 3 に流脈をスケッチ風に示すように、三種類の流れ領域を、入口の咽部より下流に向かって遷移していく。また各領域の水素気泡法による流脈の観測例<sup>25)</sup>を Fig. 4 に示しておく。これらを簡単に説明すると

(1) 領域 - I 非剥離流域 (Region - I, Region of unseparated flow)

ここでは Fig. 4 (a) に示す流脈図からも解るように通常の管内流と同様の流れが保たれている。

(2) 領域 - II 間歇剥離域 (Region - II, Region of intermittent separated flow)

領域 - I のように流脈が平行で交わることのない流れ域から、拡大比がより大きくなった下流域に移ると、壁面近傍の流脈は突然離れて主流方向に向う。しかしすぐ領域 - I の流れに戻る。すなわち剥離は間歇的に

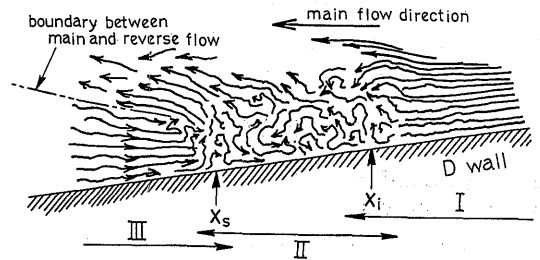


Fig. 3 Sketch of the flow patterns on the D wall in the unilaterally diverging diffuser.

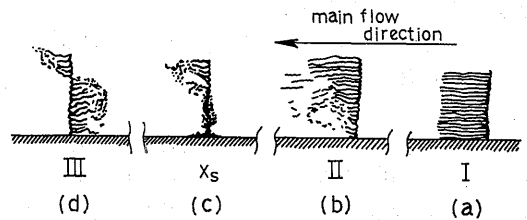


Fig. 4 Patterns of the streak lines corresponding to each flow regime.

発生する。より下流に至ればその間歇性の周期は小さくなり、漸次剥離流状態の度合が増し、ついには極めて乱れの激しい渦状の流れとなる。しかし逆流となることはない。Fig. 4(b) はその間歇剥離の発生した瞬間の流脈を示すものである。更に下流では Fig. 4(c) に示すように壁面上の流れは停滞してしまう。

(3) 領域 - III 完全剥離域 (Region - III, Region of fully developed separated flow)

領域 - II の終端では流れが壁面上で停滞するが、それより下流では定常的な逆流が Fig. 4(d) に示すように D 壁面に沿って存在するようになる。

これらの領域区分に応じて次の定義も示しておく。すなわち

(4) 剥離開始点 (initial point of separation)

領域 - II の始まる点。記号  $X_i$  で示す。

(5) 剥離点 (separation point)

領域 - III の始まる点。記号  $X_s$  で示す。

但し  $X_i$  や  $X_s$  は、同一流入条件の下では開き角と拡大比で決るが、全く固定不動の位置ではなく、X 軸方向の一定区間で周期的に変動するものである。しかしその変動区間幅はそれほど大きくはなく周期は小さいので、時間平均の中央値としては、固定点と見做せるものである。

また $\theta$ が大きく、出口端の拡大比が大きければデیفューザ内では領域-II, あるいは領域-IIIの流れが咽部直下流域で既に発生する。

## 2. 実験装置と方法

### 2.1 実験装置の構成

#### 2.1.1 装置の概要

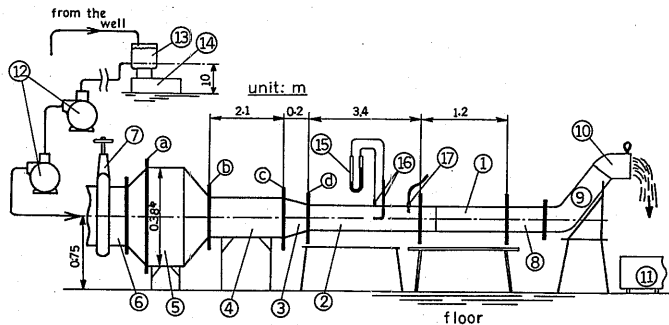
水流を使用する本実験装置系の全体の略図をFig. 5に示す。水流の駆動には、その表示要目が水頭1.3m(工学単位), 定格  $25 \text{ m}^3 / \text{min}$ , 動力3.7kWである渦巻ポンプを2台直列に配置した。最大流量は  $1.2 \times 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s}$  に達するので流量能力として十分に余裕がある。ちなみに流量が約  $5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$  において試験部デیفューザ咽部(入口)の管レイノルズ数  $Re_0$  は  $10^4$  位になる。

流量調節用のスルース弁を出た流れは、5吋管(内径約125mm), 円筒断面の拡大取縮管を経た後に、2.5吋管(内径約64mm)と順次流路断面を縮小しつつ助走区間矩形断面ダクトへとつながる。ここまでの区間のフランジ結合部を利用して、その箇所金網を設けて流量安定化のための流動抵抗の増大と、流れの均一化

を計ってある。さらに、流量静定のむつかしい低流量域では、ポンプの運転を止めて、水源の水頭のみによって流出させた。これによって全流量域での完全な静定状態を得ることができた。

デیفューザの入口に至るまでの助走区間ダクトは、断面は咽部のそれと全く同一で、 $0.04\text{m} \times 0.06\text{m}$ の矩形である。その区間長さは3.7m, 即ち助走路およびデیفューザ咽部の等価直径  $De_0 = 0.048\text{m}$ の約77倍であり、レイノルズ数  $Re_0$ の値と共に、十分に発達した乱流状態で試験部に水流を流入させる条件をほぼ満している。

流量計にはFig. 5に示すように助走路中に、流路の中心速度計用のピトー管(外径1.2mm, 内径1.0mm)を設け、壁面静圧とこの全圧との差圧すなわち動圧をU字管マンノメータで読む方式とした。液柱には水銀および三弗化エチレン低重合油(商品名はダイフロイル)の2種を用いた。Fig. 6に示す流量  $G$ と動圧  $\Delta P_G$ との関係曲線は、全流量域を25等分し、精確な秤量タンクとストップウォッチをもって、繰返し流量を測定して作成したものである。以後は  $\Delta P_G$ の測定により、この曲線図から流量を読み取る。これによる流量測定誤



- |  |  |
|--|--|
| ① test diffuser section.                     | ⑪ channel to the conduit.                                |
| ② hydrodynamic starting duct.                | ⑫ centrifugal pumps.                                     |
| ③ convergent duct.                           | ⑬ water tank.  |
| ④ 2.5 inches steel pipe.                     | ⑭ building.  |
| ⑤ flow laminarize divergent convergent duct. | ⑮ manometer for the flow meter.                          |
| ⑥ 5 inches steel pipe.                       | ⑯ Pitot tube and static pressure tap for the flow meter. |
| ⑦ sluice valve.                              | ⑰ thermocouple.  |
| ⑧ outlet duct.                               | ⑱ a to ⑳ flanges with meshed nets.                       |
| ⑨ exhaust duct.                              |  |
| ⑩ flexible rubber duct.                      |  |

Fig. 5 Scheme of the experimental apparatus.

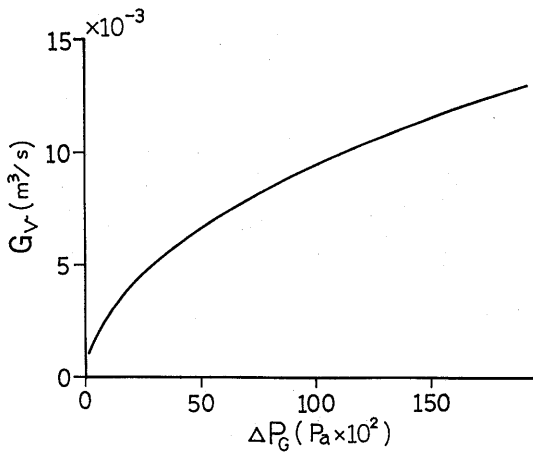


Fig. 6 Flow rate curve  $G_v$  vs.  $\Delta P_G$ .

差は2%以下と見積られる。なおFig. 7には、この流量計ピット管による管路中心速度  $u_c$  と断面平均流速  $U_0$  との関係も示しておくが、 $U_0/u_c$  の値は約0.8位で、発達した円管内乱流の関係と酷似している。

2.1.2 デイフューザ

試験部本体である片開きデイフューザは基本形態がFig. 2と同様であるが、平行である一対の壁面が水平となるように設置した。その寸法と要目はFig. 8に示す通りである。材料は無色透明のアクリル樹脂を用い、底面のみ厚さ20mm、他は15mmである。D壁は流力特性観察および計測の場合と、熱伝達実験用のものとは別個のものを使用した。

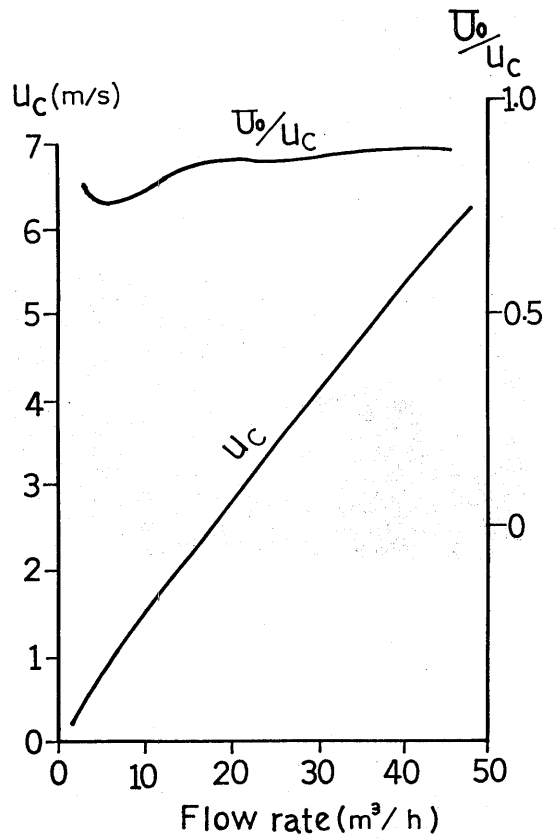


Fig. 7 Correlation between  $u_c$  and  $U_0$  in the hydrodynamic starting duct.

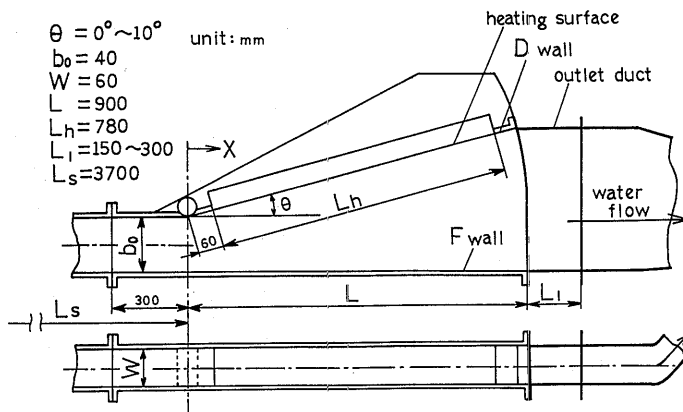


Fig. 8 Dimensions of the test diffuser.

開き角  $\theta$  の範囲は、最終的には最大10度までとして、その  $\theta$  とデیفューザ出口幅  $b_1$  に応じた接続ダクト (outlet duct) を個別に用意した。

可動または脱着可能な他の壁面との間の水密は、接触面の溝に丸棒状のゴムパッキンを置き、アングルバーとボルトとナットによって外側から締付けて保持した。その状態の外観を Photo 1 に示す。

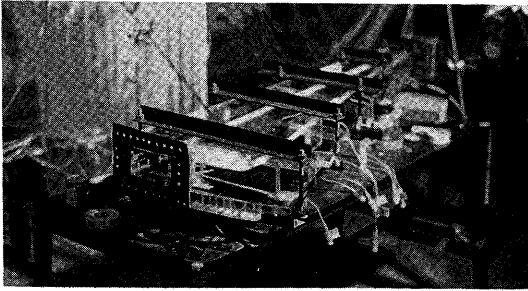


Photo 1 Test diffuser.

圧力回復率の測定のためには F 壁と D 壁それぞれの中心線上に径 1 mm の静圧孔を設け、その間隔は F 壁では流れ方向に 20mm 毎、D 壁では 40mm 毎とした。圧力は U 字管マンオメータによって、各静圧孔での圧力と咽部断面での圧力との差が直接読取れるようにした。液柱には四塩化炭素 (試薬 1 級) を用いた。

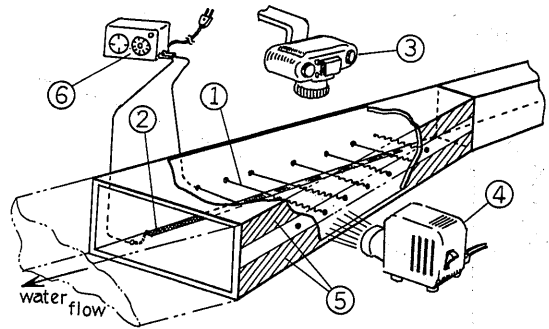
## 2.2 水素気泡トレーサ法による流れの可視化観察

水素気泡トレーサ法による水流の可視化については、現在最も普及した可視化の手法の一つとして識られており、その詳細は文献<sup>67)</sup>に説明を譲ることとする。

但し多くの使用例は低速域、特に層流域に対するものがほとんどである。本実験のように高いレイノルズ数、流速では 0.2m/s から 2 m/s にも及ぶ域に対しては、電源電圧等の制約にもよるが、一般には速度分布の形状はおろか、パルスの発生した場合の水素気泡そのものの視認すら困難である。

しかしながら本実験での主眼は、あくまでも剥離流の発生位置や流動様式の観察、パターンの認識にある。従ってここでは陰極線より連続的に発生する水素気泡の示す流脈 (streak line) を観察することにした。

本実験におけるその装置の略図を Fig. 9 に示した。水素気泡発生器電源の最大電圧は 400V であるが、主に 200~300V の範囲を常用した。電流は約 5 mA 程度である。



- ① platinum kinked wire.
- ② copper plate as anode.
- ③ camera.
- ④ projector as beam light source.
- ⑤ black tapes.
- ⑥ high voltage generator.

Fig. 9 Apparatus and instruments for the flow visualization method using hydrogen bubble tracer.

陰極線は径 0.3mm および 0.5mm の白金線をピッチが約 3 mm のキンクドワイヤ状にして、F 壁と D 壁の中心線上の点を結び、かつ F 壁に垂直となるように展開した。陽極には厚さ 0.3mm、幅 5mm の銅板を流路底面に這わせた。

写真撮影には Fig. 9 に示すように F 壁面側より水平に 500W のビーム光線を流路中に当てて上方より撮影し、また肉眼で観察した。

## 2.3 熱伝達率の測定方法とその装置

### 2.3.1 熱流計方式

強制対流熱伝達の実験においては、一般に熱源の発生熱量の測定は易しいが、伝熱面を通過して実際に流体中へ移動する熱量を、精度良くとらえる事は困難な場合が多い。従って装置の構成上生ずる止むを得ない差異を含む局所熱流束を、直接把握できるように熱流計 (heat flux meter, HFM と略記) 方式を採用としたが、通常この方式は温度差の小さい低熱流束の熱伝達率測定に用いられる例は少ない。

さて Fig. 10 に示すように伝熱壁を通過してヒーターの熱が水流へと移動するとき、伝熱壁の熱伝導率  $\lambda$  が一樣ならば、温度分布は同図に示すような形になるであろう。ここで伝熱面である D 壁面での熱伝達率の



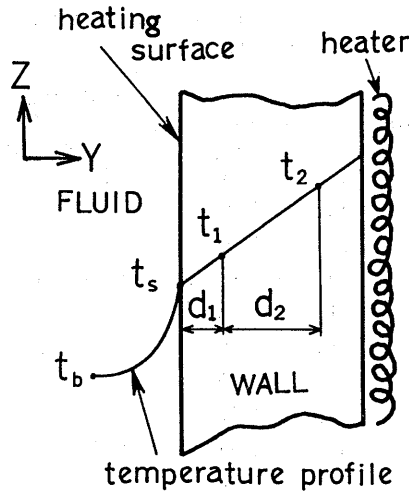


Fig. 10 Principle of heat flux meter.

X 軸方向局所値  $h$  を，一般の定義に従って，熱流束を  $q$ ，伝熱面表面温度を  $t_s$ ，流体側の温度分布が一様になったと見做せる壁面より十分離れた位置の流体の温度を流体側代表温度  $t_b$  とするとき，次のように与えることにする。

$$h = q / \Delta T \tag{1}$$

温度差  $\Delta T$  は

$$\Delta T = t_s - t_b \tag{2}$$

熱流束  $q$  は

$$q = \lambda(t_2 - t_1) / d_2 \tag{3}$$

と表わされる。ここで  $t_1$  と  $t_2$  は HFM 中の温度プローブの指示温度， $d_2$  は温度プローブ間の距離であり，(3) 式は  $t_2 > t_1$  のとき  $q > 0$  となるように符号を定める。

また

$$t_s = t_1 - q d_1 / \lambda \tag{4}$$

であるから，(1) 式で定義される熱伝達率  $h$  の HFM による測定で直接与えられる熱伝達率を  $h'$  と書き直すことにすれば上の諸式より

$$h' = \frac{\lambda T_1}{T_2 d_2 - T_1 d_1} \tag{5}$$

となる。

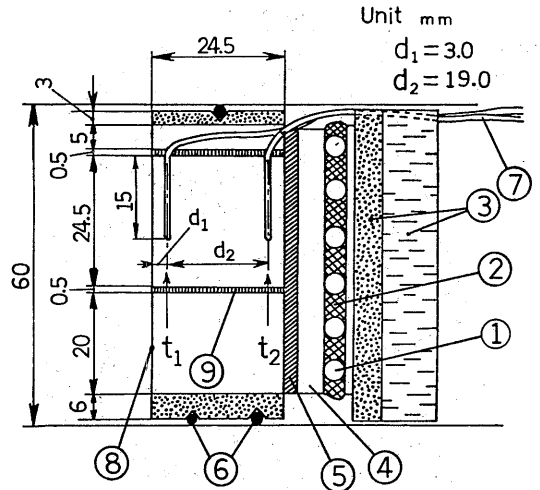
ここで  $T_1$  と  $T_2$  は

$$T_1 = t_2 - t_1$$

$$T_2 = t_1 - t_b$$

である。

すなわち静定定常態で  $t_1$ ， $t_2$  そして  $t_b$  を測定すれば，熱流計方式による直読の時間平均局所熱伝達率  $h'$  が



- ① tube heater.
- ② heat transfer cement.
- ③ insulations.
- ④ heating plate of bronze.
- ⑤ mica plate.
- ⑥ rubber packing.
- ⑦ thermocouple lead wires.
- ⑧ heating surface.
- ⑨ PTFE.

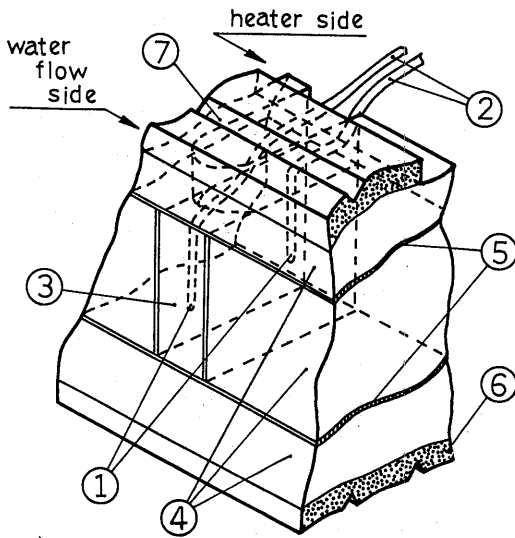
Fig. 11 Cross-sectional view of the heating wall.

(5) 式によって与えられる。

### 2.3.2 伝熱壁の構成および計測装置

伝熱壁はその断面図を Fig. 11 に示すが，一対の熱電対が壁面に垂直方向に埋込まれた構造で，Fig. 10 に対応するように製作したものである。また伝熱壁の一部を切取った見取図を Fig. 12 に示すが，図中に示すような熱流計部分のブロックが D 壁のほぼ全長に渡って，ほぼ等間隔に計 23 個設けられている。

伝熱壁の材料は熱流計部分も含めて全て真鍮であって，壁面全体として熱伝導率を均質としている。この熱流計部分は X 軸方向には 8 mm または 10 mm の厚さを持つブロックで Fig. 12 に示すように，上下左右を 0.3 mm または 0.5 mm の厚さのポリ四弗化エチレン（以下 PTFE と略記する。商品名はテフロン）で囲まれ，真鍮材とは接着剤によって水密を保つよう固着されている。この PTFE は極めて薄い，熱伝導率は真鍮の 300 分の 1 以下であり，熱流計部分における等温線が伝熱面表面と少しでも平行になるようにと設けたも



- ① thermocouple.
- ② lead wire of the themocouple.
- ③ heat flux meter (HFM) of bronze.
- ④ heating wall of bronze.
- ⑤ PTFE
- ⑥ bakelite.
- ⑦ conduit for rubber packing.

Fig. 12 Structure of the heating wall.

のである。なお伝熱面総面積は $0.03978\text{m}^2$ である。

Fig. 11の伝熱壁背後にあるヒータ部分はチューブヒータ6本を平行に配列し、その総容量は2 kWである。チューブヒータの間には伝熱セメントを充填して伝熱板へ一様な熱が伝わるようにしてある。この伝熱板は雲母板を介して伝熱壁にねじで押着け固着してある。

Fig. 13は伝熱壁全体の正面図と上面図とを示すものである。各熱流計の位置は、図に示すようにデیفューザの咽部上流側から番号を附して熱流計の番号とする。しかして略記してHFM-No. $k$  ( $k=1, 2, 3, \dots, 23$ )と表示することとする。これらの $X$ 方向位置は咽部基線からの距離でTable 2に示しておく。但しこれは $\theta=0^\circ$ の場合であるから、開き角 $\theta$ に応じた実際の位置は、表の値に $\cos\theta$ を乗じたものとなる。しかし実験で $\theta$ の取る範囲は10度以下であり、HFMの $X$ 方向位置の $\theta$ による変化は最大1.5%である。

次に熱伝達実験における計測装置等の全体の配置の

Table 2 Positions of the heat flux meters for  $\theta=0^\circ$  and  $\bar{C}_{ho}$  values

HFM No.	$X(\text{mm})$	$\bar{C}_{ho}$	max. and min. $C_{ho}$ rates to $\bar{C}_{ho}$ (%)
1	106	1.10	+12, - 6
2	131	1.09	$\pm 7$
3	160	1.06	+11, - 9
4	190	1.04	+ 8, -10
5	219	1.10	+12, - 9
6	253	—*	—
7	280	1.13	+ 8, - 4
8	312	1.33	+ 2, - 4
9	344	1.24	+10, - 5
10	375	1.36	+ 8, - 9
11	406	1.20	$\pm 5$
12	438	1.08	+13, - 5
13	468	1.27	+ 8, - 5
14	500	1.20	+15, - 8
15	531	1.28	+ 9, -13
16	563	1.12	+13, - 7
17	594	1.01	+ 5, - 4
18	625	1.01	+ 6, -13
19	656	1.11	+ 6, - 5
20	687	1.08	+ 8, - 5
21	723	—**	—
22	749	1.10	+17, - 9
23	794	1.03	+ 5, - 7

Every  $\bar{C}_{ho}$  is available for  $Q_h < 1800\text{W}$

\* broken down before the operation

\*\* bad performance

略図をFig.14に示す。温度測定のプロローブは全てクロメル-アルメル(C-Aと略記)のJIS規格1級の検定済のもので外径1.0mm (一部は外径1.3mm)のステンレスシースを被覆した型式のものを用いた。但し熱電対の基準温度接点のみは数本の水銀柱棒状精密温度計をもつてその都度温度計測を行なった。温度計の最小目盛は $0.1^\circ\text{C}$ である。熱電対の起電力は自動および手動による60点切換スイッチ付きのデジタルポテンシオメータで読んだが、その表示最小位の値は $0.1\mu\text{V}$ であって、 $1\mu\text{V}$ すなわち温度換算にして $0.0025\text{K}$ の読取り精度が得られる。ヒータ電源の交流200Vは変圧器によって任意の電圧に調節する。伝熱壁の写真を

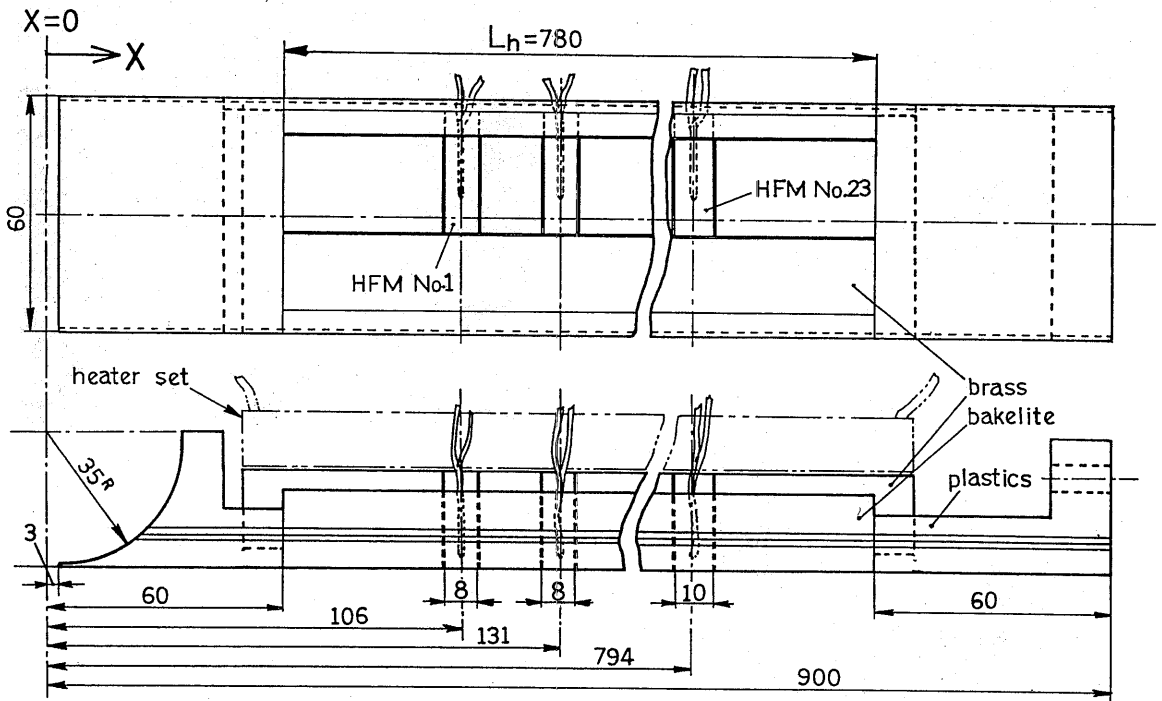


Fig.13 Dimensions of the heating wall.

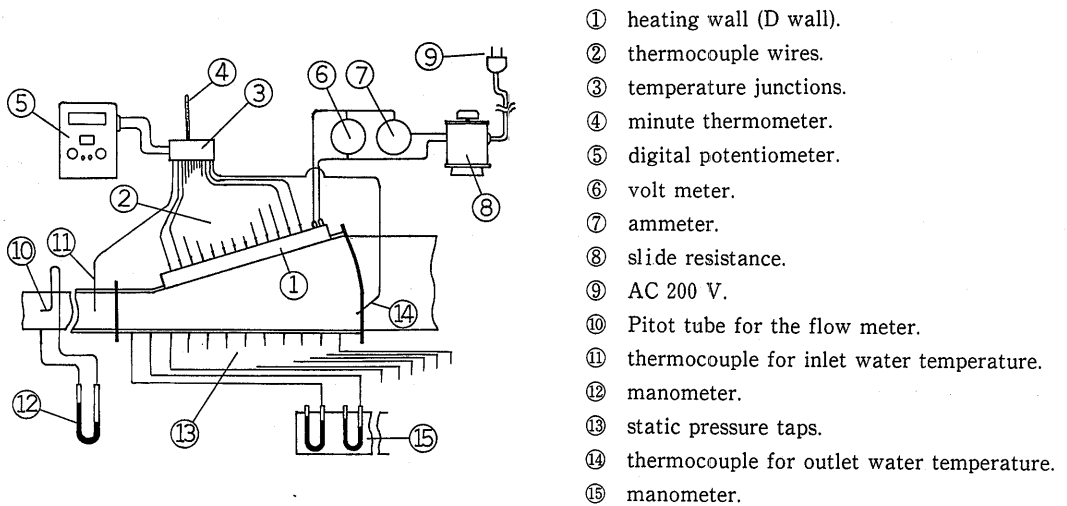


Fig.14 Schematic diagram of the experimental apparatus.

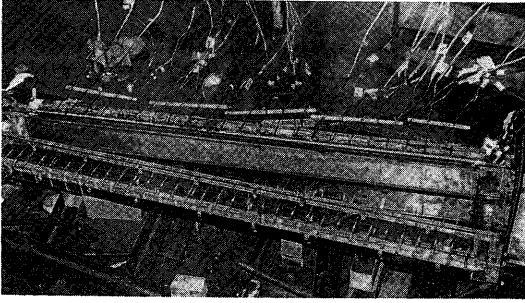


Photo 2 Heating wall.

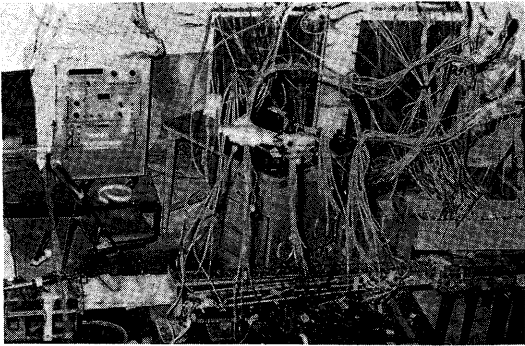


Photo 3 View of the experimental apparatus.

Photo 2 に、伝熱実験時の装置状態を Photo 3 にそれぞれ例示しておく。

### 3. 実験結果

#### 3.1 流動特性

##### 3.1.1 流れの領域

対称型二次元直線壁ディフューザの多くのデータに依れば、本装置ディフューザの長さ比  $L/b_0=22.5$  に対しては、開き角が 8 度位で出口端付近に剥離流が発生すると推定できる。しかし片開き型では、同一開き角ではより上流で発生するか、または同一位置ではより小さい開き角で発生すると思われる。拡大比や開き角以外の多くの他の因子も剥離流の発生には影響するので、いずれにせよ個々の装置に対しては実測観察の必要がある。

ここでは特に D 壁面上の水素気泡の流脈の流れ領域に対応するパターンの変化を観測した。その写真撮影の一例を Photo 4 に示しておくが、左から右方向への壁面に沿う逆流の流脈がよく伺える。なお可視化観

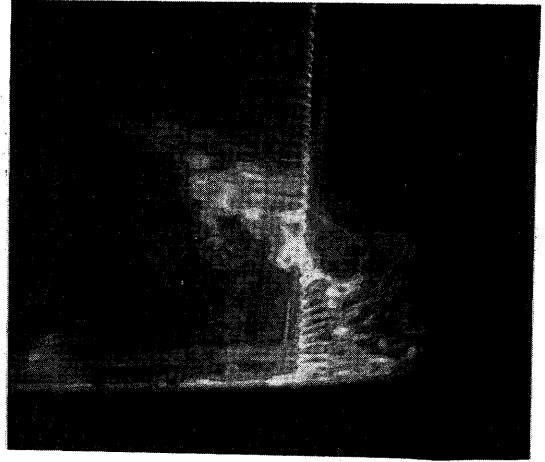


Photo 4 Hydrogen bubble streak lines of the separated reverse flow on the D wall in the Region-III at  $X=0.70$  m for  $\theta=8^\circ$ ,  $U_0=1.19$  m/s and  $Re_0=5.3 \times 10^4$  by shutter speed 1/30 sec.

察の詳細は別報<sup>5)</sup>を見られたい。

このような観測結果から、開き角  $\theta$  を 2 度毎に変えて観察した時、 $\theta=2^\circ$  においては全く剥離流の発生を流路内に見ず、一方  $\theta=10^\circ$  では咽部直後より剥離流が発生した。 $\theta=4^\circ$  では出口端にわずかに間歇剥離が認められるのみであった。 $\theta=6^\circ$  と  $\theta=8^\circ$  では、その  $X_i$  と  $X_s$  を Table 3 に示す様に同時に観測でき、流れ場の概念図は Fig. 15 に示す通りであるから、本報の目的とする熱伝達実験はこの 2 種の  $\theta$  に対して実施した。

これらの  $X_i$  および  $X_s$  の位置は  $X$  方向に前後 20 mm 程度は早い周期で変動しているため、時間平均の中央値を取ったものである。また Fig. 15 に示す剥離領域と主流との境界も時間平均的には固定したものと見做<sup>5)</sup>せた。

##### 3.1.2 圧力回復率

供試ディフューザの圧力回復率  $C_p$  は  $\theta=6^\circ$  と  $\theta=8^\circ$  の場合のみを測定した。

F 壁と D 壁それぞれの  $X$  軸方向局所の壁面静圧  $P_s$  と咽部での静圧  $P_0$  との差圧  $\Delta P_s$  を、 $Re_0$  を 3, 7, 12 および  $15 \times 10^4$  程度の段階に取って計測した結果、 $C_p$  の値としては測定誤差の範囲内で  $Re_0$  には依らない同一線上に乗ることが示された。これはレイノルズ数が  $10^4$  以上では  $C_p$  がその影響を受けないという通説に合致し、また実験範囲  $Re_0$  の低い域で行なった可

Table 3 Positions of separation occurrence

$\theta$ (deg)	$X_i$		$X_s$	
	$X$ (m)	AR	$X$ (m)	AR
6	0.40	2.1	0.72	2.9
8	0.25	1.9	0.55	2.9

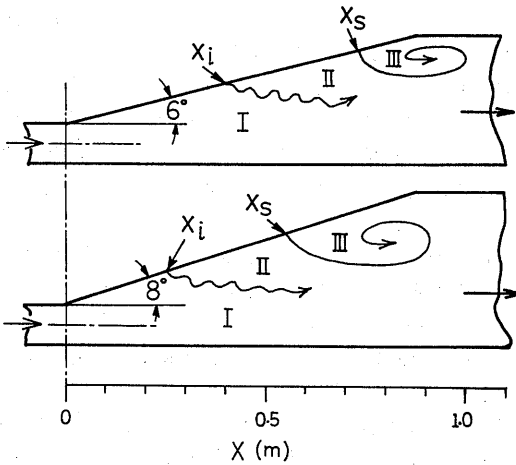


Fig. 15 Flow regimes in the test diffuser.

視化観察の結果としての領域区分が、全  $Re_o$  範囲でも同一の状態であろうという推定の根拠のひとつとなっている。

測定値  $C_p$  を  $Re_o$  には依存しないとして、平均値を取って、圧力回復率の代表値  $\bar{C}_p$  の曲線として図示したものが Fig. 16 である。図中には理想的圧力回復率  $C_{pt}$  とダイフューザ効率  $\eta_d$  の曲線も並べた。

### 3.2 熱伝達率

#### 3.2.1 直管内乱流熱伝達率と熱流計の補正

伝熱壁の一部を熱流計として熱伝達率を測定するが、この方式では測定値の絶対的精度としては誤差が大きく出ることが懸念される。その要因には熱電対の取付位置の誤差や、材料の熱伝導率を正確に見積ることの困難さがある。特に前者の要因は個々の熱流計それぞれの個有の測定誤差の差異を与えるものとなる。従って各熱流計において、(5)式で直接与えられる測定値  $h'$  は熱伝達率  $h$  に対して  $\Delta h$  の誤差を持つと見做

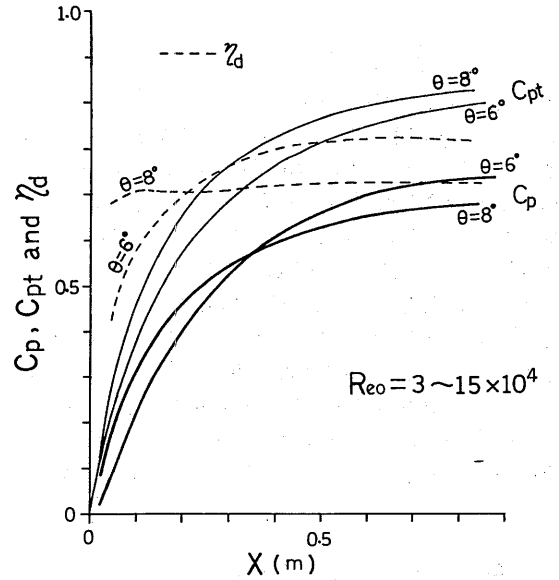


Fig. 16 Measured pressure recovery coefficient  $C_p$  and diffuser efficiency  $\eta_d$  curves of the test diffuser.

せる。

そこで各個の熱流計の補正係数  $C_h$  を次のように定義する。

$$C_h = h'/h = (h + \Delta h)/h \quad (8)$$

いま真の熱伝達率として採る基準熱伝達率を直管の場合の熱伝達率にとり  $h_o$ 、熱流計で測定し(5)式で与えられたものを  $h'_o$  とすれば

$$h'_o = C_{h_o} \cdot h_o \quad (9)$$

$C_{h_o}$  は直管状態における補正係数である。

同一の熱流計で測定した直管でない場合、すなわち開き角のあるダイフューザ内流れの熱伝達率の測定値  $h'$  は

$$h' = C_{h\theta} \cdot h \quad (10)$$

$h$  はダイフューザの熱伝達率、 $C_{h\theta}$  はダイフューザ状態における補正係数である。

いま測定値  $h'$  の測定値  $h'_o$  に対する相対値  $\alpha$  を取れば、熱伝導率  $\lambda$  による誤差は直に相殺され、

$$\frac{h'}{h'_o} = \frac{C_{h\theta} \cdot h}{C_{h_o} \cdot h_o} = \alpha' \quad (11)$$

もしここで

$$C_{h\theta} = C_{h_o} \quad (12)$$

ならば

$$\alpha' = \frac{h'}{h'_0} = \frac{h}{h_0} = \alpha \quad (13)$$

となり、熱流計の補正係数が一定で(12)式が成り立つならば、ある状態(直管)の熱伝達率に対する他の状態(デューザ)の熱伝達率の相対値 $\alpha$ は、熱流計による測定値の絶対値に誤差があっても正しい相対値 $\alpha$ に一致する。しかし別報<sup>(3)(8)</sup>において解析してあるように、 $C_h$ は直接に流れ状態そのものにより異なるものではなく、測定対象の熱伝達率値範囲によって変化する。いずれにせよ厳密には(12)式および(13)式は成り立たず、 $\alpha'$ は $C_h$ の変化範囲の誤差を含むことになる。

なお伝熱壁の熱流束 $q$ の $X$ 軸方向の分布は、HFM—No. 17を基準として全実験の値全てを正規化してFig. 17に示しておく。 $q$ の $X$ 軸方向の分布には30%

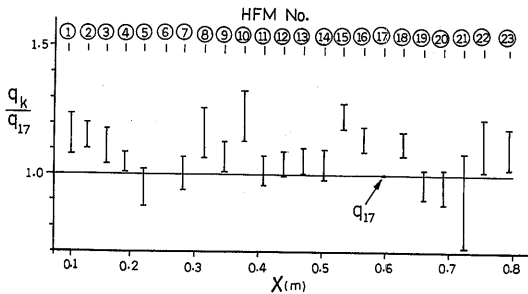


Fig. 17 Distribution of the heat fluxes along the  $X$  direction in the heating wall.

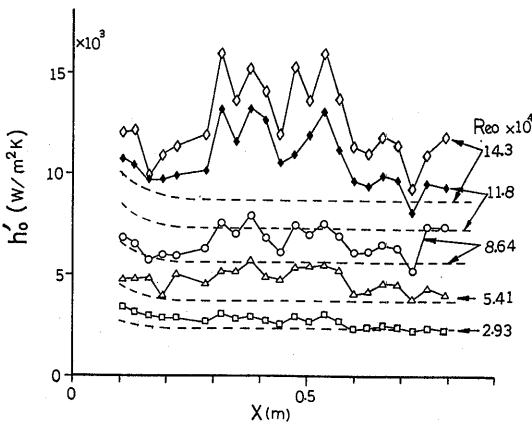


Fig. 18 Uncorrected experimental results of heat transfer coefficients  $h'_0$  of the test diffuser for  $\theta=0^\circ$  as a rectangular straight duct.

位の差異があつて、完全な一様熱流束とは言えないが、この程度の非一様性は実験結果に影響するものではない。また個々のHFMで20~30%の範囲幅を持っているのは実験ケースによって多少分布が異なるためでもある。HFM—No. 21はその差異が特に大きいので不良品と見做し、そのデータは使用しなかった。HFM—No. 6は実験実施前に破損したものである。なお、実際に伝熱壁を通して水流に熱伝達する熱量は $Q_h$ の40%前後である。

さて $Re_0$ をパラメータとして $\theta=0^\circ$ 、すなわち直管状態における熱伝達率の実測値 $h'_0$ をFig. 18に示す。実験においては温度差 $\Delta T$ を2~10Kの範囲に収まるように、 $Re_0$ によって変化する熱伝達率の程度に応じてヒータ加熱量 $Q_h$ を加減し、また十分な静定時間を与えて測定した。なお、水流温度は $17 \pm 1^\circ C$ 位で常に一定であり、 $Q_h$ は水量に比べて小さいので出口での水温上昇はほとんどない。また伝熱面温度も高々 $30^\circ C$ 位である。よって水の物性値は温度に依らない一定値として扱った。

このFig. 18に示される $h'_0$ の測定値は、 $X$ 軸方向に甚々しい凹凸の増減を示している。これは個々のHFMの持つ個々の $C_{h0}$ の補正を行なっていないからであり、図中の破線の如く本来は滑らかに $X$ 軸方向に変化して行くべきものである。

しかし各HFMによる $X$ 軸方向の局所の $h'_0$ を $Re_0$ に対して両対数方眼紙上にプロットすれば、いずれもその傾斜はほぼ0.8の値を持っており、発達した直管内

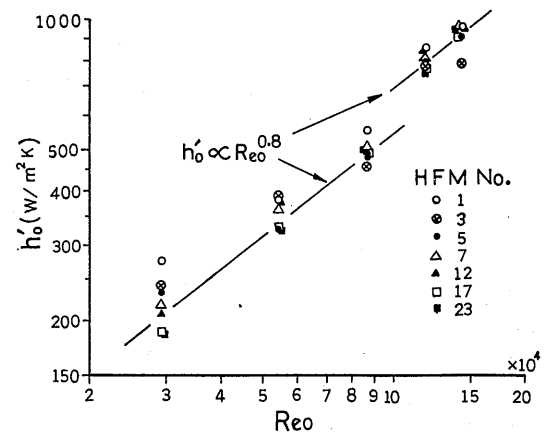


Fig. 19 Correlation of measured heat transfer coefficients  $h'_0$  with  $Re_0$  of the test diffuser for  $\theta=0^\circ$  as a straight duct.

乱流の熱伝達の関係

$$h'_o \propto Re_o^{0.8} \quad (14)$$

を満たしている。Fig. 19はその様を示す例である。そしてこの事から各 HFM において  $C_{h0}$  の値が  $Q_h$  や  $q$ 、そして  $Re_o$  によらずほぼ一定値であることが窺える。

ここで Fig. 18 の破線で示されるような直管内乱流熱伝達率を与える予測式として、周知の Dittus-Boelter の式を基準として  $C_{h0}$  の値を与えることにする。

すなわち基準値としての無次元熱伝達率の関係は

$$Nu = 0.023 P_r^{0.4} Re_o^{0.8} \quad (15)$$

この式は

$$Re_o > 10^4, 0.7 < P_r < 100, L_h / D > 60 \quad (16)$$

の条件の下で適用できるもので、十分に発達した円管内乱流に対するものであるが、非円形断面流路に対しても直径  $D$  の代わりに等価径  $D_e$  を使用すればよいとされている。なお  $Re$  は流路断面の平均流速と代表長さ  $D_e$  に依るものである。

$m$  の値は本実験のように加熱のときは

$$m = 0.4 \quad (17)$$

とされているので、 $\theta = 0^\circ$  の場合の基準熱伝達率を (15) 式で与えることし、 $h_o$  を

$$h_o = \frac{\lambda_w}{D_{eo}} Nu_o = 0.023 \frac{\lambda_w}{D_{eo}} P_r^{0.4} Re_o^{0.8} \quad (18)$$

とおくこととする。 $\lambda_w$  は水の熱伝導率である。

しかしながら、装置の伝熱区間を見れば明らかなように、速度的には十分発達した区間であるが、温度的には助走区間の熱伝達として及わねばならない区域も含んでいる。この温度助走区間の熱伝達率を与える簡便な予測式として次のものを使用した。

すなわち速度的には十分発達した乱流域の温度助走区間における熱伝達率  $h_e$  は、温度的にも十分発達した域の熱伝達率を  $h_{fd}$  とするとき、 $\epsilon_3$  なる係数によって次のように表わされる。

$$h_e = \epsilon_3 h_{fd} = \epsilon_3 h_o \quad (19)$$

これは  $h_{fd}$  として (18) 式の  $h_o$  をとったものである。

ここで  $\epsilon_3$  は

$$\epsilon_3 = 1.30 (x/D_e)^{-0.15} \quad (20)$$

但し  $x/D_e < 5.75$

$x$  は加熱開始点からの距離である。

この  $\epsilon_3$  の式は著者自身の実験値を基としたものであるが、ここに Mills の論文<sup>9)</sup>に引用されている幾つかの実験結果や理論解析の結果との比較を Fig. 20 に示しておく。これにより (20) 式の  $\epsilon_3$  は実用的には十分な

近似式と言えるであろう。

さてこれら (18) 式と (19) 式によって直管の基準熱伝達率  $h_o$  および  $h_e$  を与え、個々の HFM の  $C_{h0}$  を算出した例が Fig. 21 である。横軸の  $Q_h$  は実験操作上ほぼ  $Re_o$  にも比例している。これによって、 $Q_h < 1.8 \text{ kW}$  すなわちヒータ容量の 90% 以下の実験では、個々の HFM はほぼ一定値に近い  $C_{h0}$  の値を持つものに見做せる。図中の太線は一定度の良好のもの、細線はやや低いものの例である。 $Q_h > 1.8 \text{ kW}$  で  $C_{h0}$  が急変す

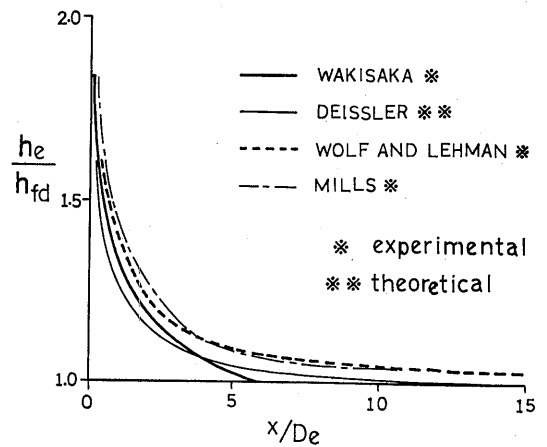


Fig. 20 Comparison of  $\epsilon_3 = h_e/h_{fd}$  with other data<sup>9)</sup> and a theoretically analyzed result.

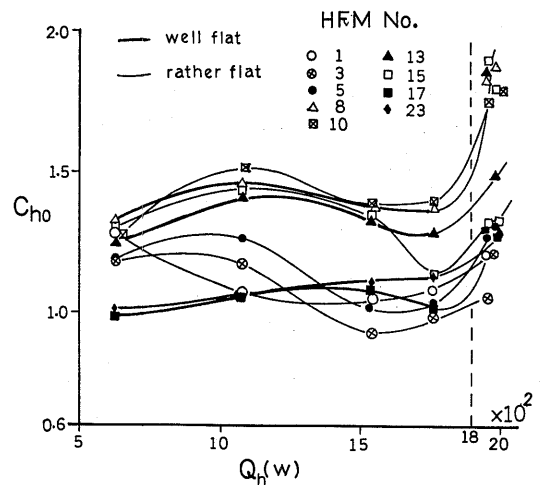


Fig. 21 Correction factors of each heat flux meter (HFM) corresponding to the heating rates.

るものがあるのは、実験状態から装置の滞れ具合が急激に変化するためと観察推定される。よって実験は  $Q_h < 1.8 \text{ kW}$  の条件下で以後は行なうこととした。また  $Q_h$  や  $Re_o$  には依らぬ一定値としての補正係数は、個々の HFM に対して Fig. 21 のような  $C_{h0}$  の、 $Q_h < 1.8 \text{ kW}$  範囲のもの平均値  $\bar{C}_{h0}$  を使うこととした。 $\bar{C}_{h0}$  の値とそのバラツキの度も Table 2 に示しておいた。

従って各 HFM 毎の測定値すなわち(5)式で算定される値  $h_0$  より(1)式で定義される直管の熱伝達率  $h_0$  は

$$h_0 = h'_0 / \bar{C}_{h0} \quad (21)$$

で与えられるものとする。

### 3.2.2 二次元片開きディフェーザ内剝離流域の熱伝達率測定結果

本試験部ディフェーザにおいては、Fig. 15 に示すように、 $\theta = 6^\circ$  と  $\theta = 8^\circ$  の場合に、D 壁側に領域-I、領域-II として領域-III の三つの異なる流れ場の存在を確認してある。

そこで、これ等の開き角において、パラメータ  $Re_o$  を  $\theta = 0^\circ$  における熱伝達実験と極力近い値に置いて、また  $Q_h$  も成可く同一となるようにして、この三つの領域の局所の熱伝達率を実測した。

実験パラメータの  $\theta$  は 2 種、 $Re_o$  は 5 段階にとり、この組合せに対する 10 ケースの夫々に対して、十分な静定状態の下で、各 3 回(その一部のケースは 2 回)の実測を行い、測定データにほとんど差異のないこと、即ち十分な再現性を確認した。

Fig. 22 と Fig. 23 とに示すのは、その実測結果であり、各 HFM の  $t_1$ ,  $t_2$  および水温  $t_b$  を測定し、(5)式による  $h'$  を Table 2 の  $\bar{C}_{h0}$  で補正した X 軸方向局所熱伝達率  $h$  の値である。

すなわち

$$h = h' / \bar{C}_{h0} \quad (22)$$

$\theta = 6^\circ$  にせよ  $\theta = 8^\circ$  の場合にせよ、流路の拡大に伴う平均流速の減少によって、下流方向すなわち X の値の増大する程、熱伝達率値  $h$  は減少していく。しかしその減少の仕方は単調ではない。Fig. 22 や Fig. 23 に示される増減のある変化は剝離流発生の影響を示すものかもしれない。図中には Table 3 による  $X_i$  や  $X_s$  の位置も示しておいたから熱伝達率の変化と対照できるであろう。

通常強制対流熱伝達率は

$$Nu = C \cdot P^m \cdot R_e^n \quad (23)$$

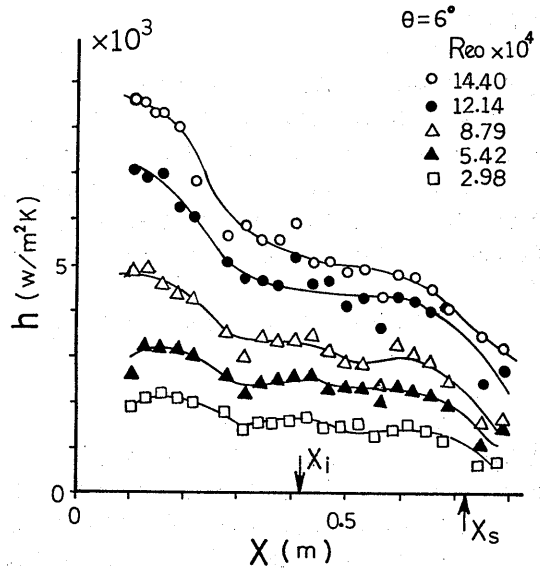


Fig. 22 Experimental results of heat transfer coefficients in the test diffuser for  $\theta = 6^\circ$ ,

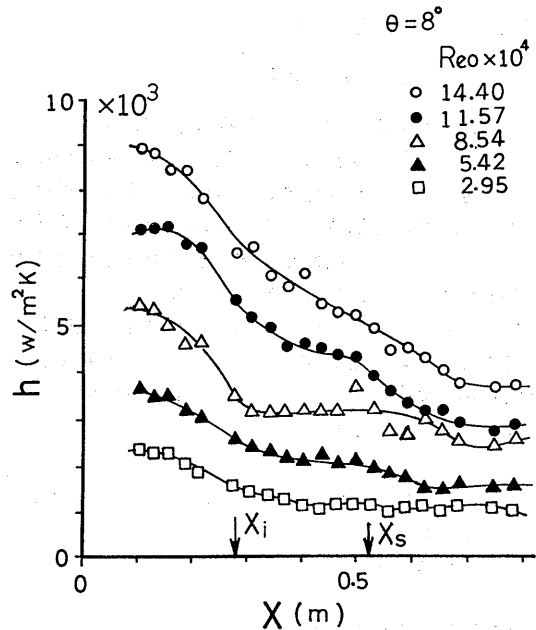


Fig. 23 Experimental results of heat transfer coefficients in the test diffuser for  $\theta = 8^\circ$ ,



の関係式で与えられる。ここでCは定数である。本実験条件範囲では、すでに述べたような水の物性値の扱い方から、 $P^m$ は一定値と見做せるので、新たな定数を $C_1$ とにおいて

$$Nu = C_1 \cdot Re_e^n \quad (24)$$

ここで

$$C_1 = C \cdot P^m \quad (25)$$

この(24)式の実験データから求めてみるが、測定熱伝達率 $h$ を無次元熱伝達率 $Nu$ (ヌセルト数)に換算することはせずそのまま使用する。またレイノルズ数には咽部管レイノルズ数 $Re_e$ を採って整理した。すると(24)式と相似な関係は、

$$h = C_2 \cdot Re_e^n \quad (26)$$

となる。 $C_2$ は $Re_e$ と $Re_e$ との関係および $P^m$ も含む $C_1$ とは異なる新たな定数であり、その相互関係は簡単に導出できる。

さて本実験結果の局所熱伝達率 $h$ の(26)式の関係、各流れ領域別に、横軸に $Re_e$ を取り、両対数方眼図上に示したものがFig. 24からFig. 28までの図である。図中破線の傾斜値は(26)式における $n$ の値を示すものであるが、いずれの流れの領域、すなわち非剥離流だと剥離流たることを問わず $n=0.8$ の関係があると見做せることは注目すべきことと思われる。

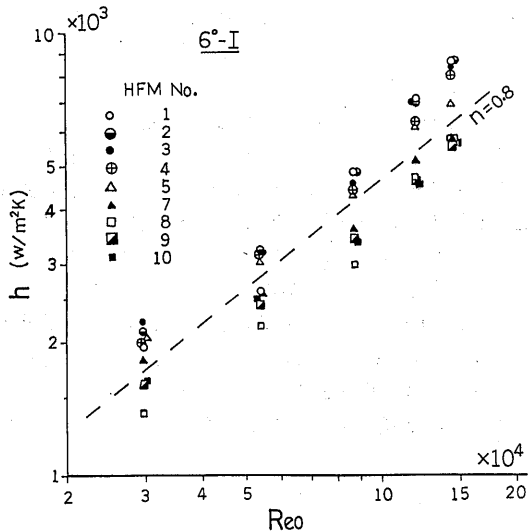


Fig. 24 Dependence of the experimental heat transfer coefficients on  $Re_e^{0.8}$  in Region - I for  $\theta=6^\circ$ ,

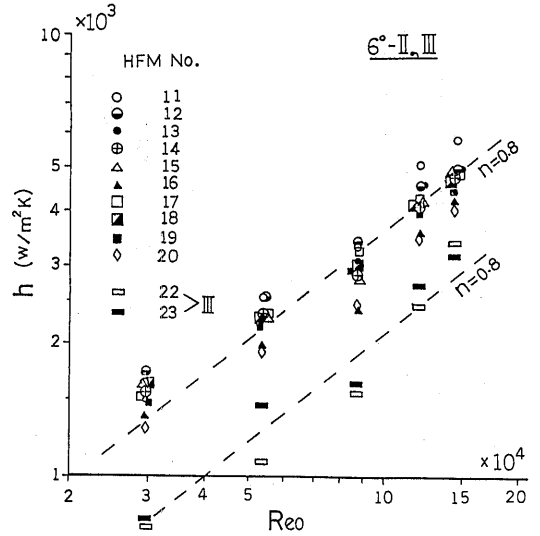


Fig. 25 Dependence of the experimental heat transfer coefficients on  $Re_e^{0.8}$  in Region-II and -III for  $\theta=6^\circ$ .

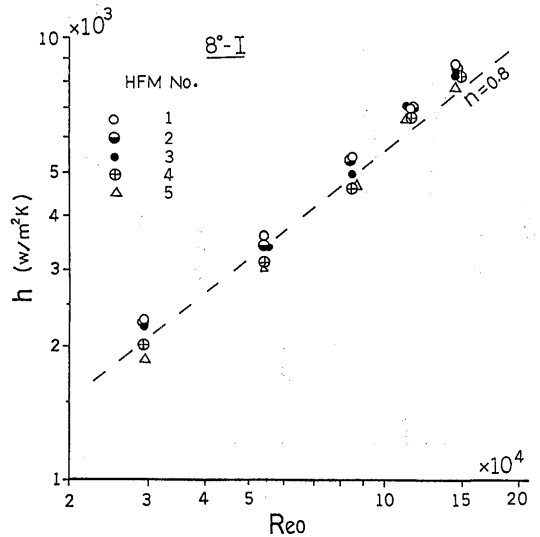


Fig. 26 Dependence of the experimental heat transfer coefficients on  $Re_e^{0.8}$  in Region-I for  $\theta=8^\circ$ .

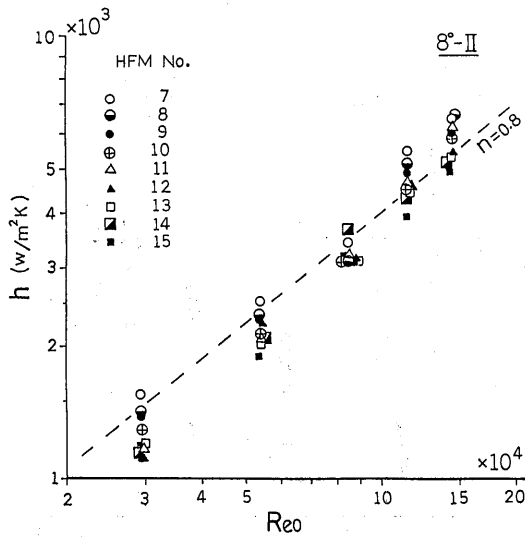


Fig. 27 Dependence of the experimental heat transfer coefficients on  $Re_0^{0.8}$  in Region-II for  $\theta=8^\circ$ .

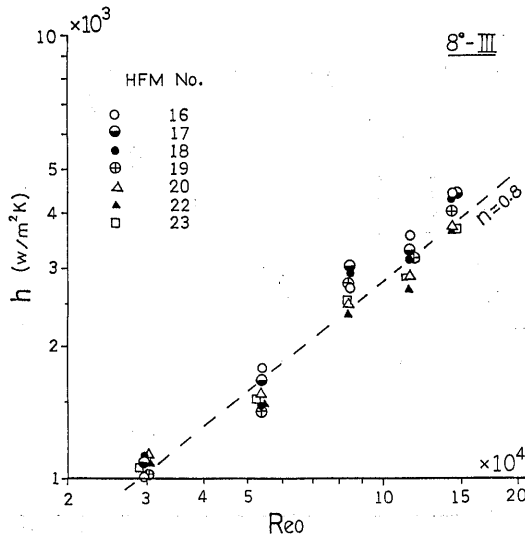


Fig. 28 Dependence of the experimental heat transfer coefficients on  $Re_0^{0.8}$  in Region-III for  $\theta=8^\circ$ .

#### 4. 考察

##### 4.1 実験結果の検討と考察

##### 4.1.1 供試ディフューザの流れ特性

試験部流路である本片開きディフューザでは Fig. 15や Table 3 に示すように剥離流が十分に発生しているにもかかわらず、圧力回復率  $C_p$ 、ディフューザ効率  $\eta_d$  はその測定値を Fig. 16 に示すように、比較的高い値を得ている。これは VanSANT 等の実験のディフューザの特性と異なるところである。引用した彼等の論文<sup>4)</sup>では直接  $C_p$  や  $\eta_d$  は示されていないが、対称型ディフューザに関する多くのデータや性能図によって、それらは容易に推定できる。開き角  $\phi$  の範囲が45度にも及び、また咽部直下流より剥離域となるディフューザの性能が良好でない事は明らかである。

また本ディフューザにおいては、広範で明瞭な剥離流の発生があっても、剥離領域の境界や剥離点等の位置に変動が少なく、流路内流れの全体も安定していた<sup>5)</sup>。これらは序論1.3で述べた当初の目論見の通りの結果であって、この事が剥離流領域も含め、全ての流れ領域の局所熱伝達率の測定を、十分な整定状態量として捕えることを可能とした一因である。

##### 4.1.2 熱流計による熱伝達率測定値の検討

既述のように個々の熱流計 (HFM) の個有の補正係数  $\bar{C}_{h0}$  は Table 2 に示すように、ある誤差範囲を認めた一定値として扱い、直接の熱伝達率測定値  $h'$  にこの  $\bar{C}_{h0}$  による補正を施して局所熱伝達率  $h$  としている。

ここで若し  $h$  の絶対値の精度を厳密に問題とするときは、 $\bar{C}_{h0}$  を算出する基準としたところの基準熱伝達率予測式(18)式や(19)式と、 $\theta=0^\circ$ における本装置矩形断面流路の一側壁加熱条件の熱伝達率予測精度について、更に詳細な検討を要するところである。

しかしながら上記の問題は、 $\theta=0^\circ$ に対する $\theta=6^\circ$ と $\theta=8^\circ$ の場合の熱伝達率の相対的比較には顧慮する必要はない。何故ならば $\theta=0^\circ$ の場合の熱伝達率は本装置における実測値だからである。

従って熱伝達率値の相対的比較においては3.2.1で述べたように

$$\begin{aligned} \alpha' &= \frac{h'}{h'_0} = \frac{h'}{C_{h0}} \cdot \frac{C_{h0}}{h'_0} \\ &= e_r \frac{h}{h_0} = e_r \cdot \alpha \end{aligned} \quad (27)$$

であるから、相対値  $\alpha'$  の誤差率  $e_r$  は

$$e_r = \frac{C_{h0}}{C_{h\theta}} \quad (28)$$

となり、既述のように  $C_{h0}$  も  $C_{h\theta}$  も、Table 2 に示した一定値  $\bar{C}_{h0}$  を用いているので、そのバラツキの相乗範囲が  $e_r$ 、従って相対値  $\alpha'$  のバラツキ範囲になると見積る訳である。

この意味では  $\bar{C}_{h0}$  を実際に求めておかなくても、実験条件の  $Re_0$ 、 $Q_h$  として  $\theta$  などを、実験実施上、同一となるようにして測定した  $\theta = 6^\circ$  や  $\theta = 8^\circ$  におけるデータ  $h'$  を、 $\theta = 0^\circ$  の  $h_0$  と各 HFM 毎に比較することによっても、直接  $\alpha'$  は求められる。但しこの場合は開き角  $\theta$  による各 HFM の  $X$  方向位置の若干の差異や、実験条件の若干の異同を誤差要因として考慮しておかねばならない。初期の実験データの整理<sup>1)</sup>は、この直接比較の手法に依ったが満足す可き結果が得られている。

この様に  $\bar{C}_{h0}$  を用いることは、 $h/h_0 = \alpha$  の値を得るための媒介となっているだけのものであって、即ち本実験は本質的に  $h$  と  $h_0$  の実測値同志の比較であることを強調しておく。

#### 4.1.3 片開きディフューザ内流れ剥離流域の熱伝達特性

(1) 特性の整理 実験結果において述べたように、測定値熱伝達率は、領域 - I の非剥離管内流域と、領域 - II および領域 - III の剥離流の流域たるとを問わず、すべて同程度の精度で(26)式の関係

$$h = C_{2x} \cdot Re_0^{0.8} \quad (29)$$

を満たしていることは、Fig. 24~Fig. 28 に示す通りである。ここで定数  $C_2$  に添字  $x$  を附したのは、この定数  $C_2$  が  $X$  方向すなわち流れの領域の各位置で異なるところの、局所値であることを強調するためである。

従ってディフューザの  $X$  軸方向流路断面局所の管レイノルズ数  $Re_x$  を用いた場合にも

$$h = C_{3x} \cdot Re_x^{0.8} \quad (30)$$

の関係があることが実験的に示されていることになる。ここで  $C_{3x}$  には  $Re_0$  と  $Re_x$  との換算によって生ずる係数が含まれている。

さらに無次元熱伝達率 (ヌセルト数) とレイノルズ数との関係は

$$Nu_x = C_{1x} \cdot Re_x^{0.8} \quad (31)$$

とおける。

これ等は十分に発達した管内乱流熱伝達率予測式と同様の関係を示すものと言えよう。すなわち通常の管内非剥離流と同様の関係式で剥離流の熱伝達特性を整理することができることを示している。

剥離流域の流れの構造の複雑さを考慮するとき、これは意外に単純な結果と思われるかもしれない。しかし Fig. 24~Fig. 28 を見ても解るように、剥離流域で  $X$  方向局所の各 HFM の示す熱伝達率  $h$  の値は大きく異なる。これは  $C_{2x}$  が局所によって大きく変わる事に依る。即ち剥離流域の熱伝達の特性、その複雑さはこの局所によって大幅な差異を示すこれらの係数  $C_{2x}$ 、 $C_{1x}$  や  $C_{3x}$  に集約されているものと見做せよう。

(2) 熱伝達率値の表示法 既に熱流計の較正用としても使用した(15)式や(19)式は、管内乱流熱伝達率の予測式としては、流体の物性と流量と流路の幾何学的形状および寸法が与えられれば、一意的に熱伝達率値を与えることができるものである。そこでディフューザ内の剥離流域も含む流れの熱伝達率も、この予測式を基準として表現することにしよう。

まず(15)式や(19)式等によって、試験部ディフューザ流路の局所熱伝達率を局所断面の平均流速と等価直径によって形式的に算出すれば、Fig. 29のように、滑らかに流路下流方向に減少する。いまこの熱伝達率をディフューザにおける剥離流を考慮しない場合の熱伝達率の基準値  $h_T$  と取ることとする。

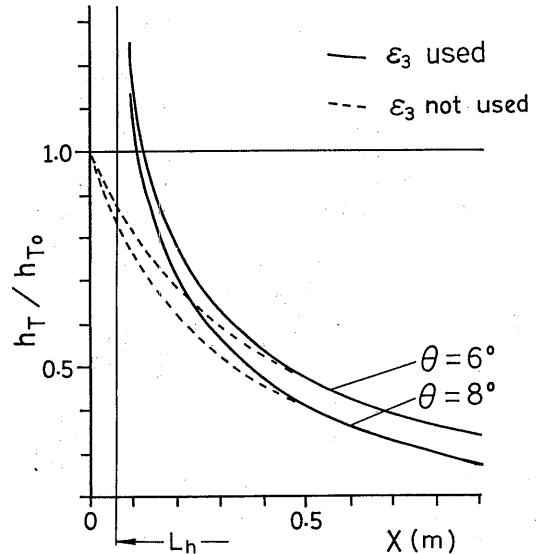


Fig. 29 Variations of heat transfer coefficients of the diffuser from throat to exit as unseparated turbulent flow.

さてここで基準値  $h_T$  の  $\theta = 0^\circ$  に対する十分発達した域での値を  $h_{T0}$  とすれば、それは (18) 式で与えられ

$$h_{T0} = 0.023 \frac{\lambda_w}{D_{e0}} P^{0.4} Re_{e0}^{0.8} \quad (32)$$

となる。これは開き角や拡大比にかかわらずデیفューザ咽部の状態でその値が決められるものであるから、実測値  $h$  と基準値  $h_T$  との比較を、共にこの  $h_{T0}$  によって無次元化したものの値で行うことにする。

Fig. 30 と Fig. 31 とは、このような整理法により、無次元の基準値  $h_T/h_{T0}$  と無次元化した測定データ  $h/h_{T0}$  を並べて図示したものである。図中には  $X_i$  や  $X_s$  の位置も示してあるから、剥離流域すなわち領域-II や領域-III では、実測データのバラツキを考慮しても、明らかに基準とした熱伝達率  $h_T$  とはかなり異なる値、それも大き目の値を取ることが示されている。

そこで領域-II と領域-III の剥離流域を主とする本装置デیفューザ内流れの熱伝達率、すなわち測定値  $h$  をこの基準値  $h_T$  を基にして

$$h = \varepsilon \cdot h_T \quad (33)$$

の形で表示することとする。

Fig. 30 と Fig. 31 とに示す  $\theta = 6^\circ$  と  $\theta = 8^\circ$  における測定データ  $h$  には、それぞれバラツキがあるが、パラ

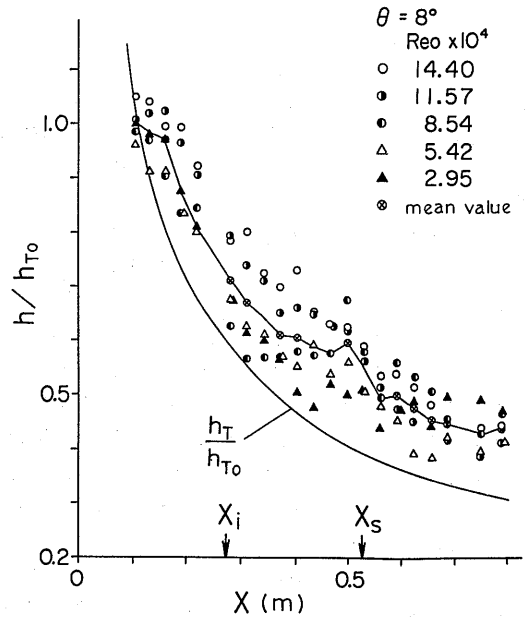


Fig. 31 Comparison of the experimental values of  $h/h_{T0}$  in the test diffuser with  $h_T/h_{T0}$  calculated as fully developed turbulent duct flow.

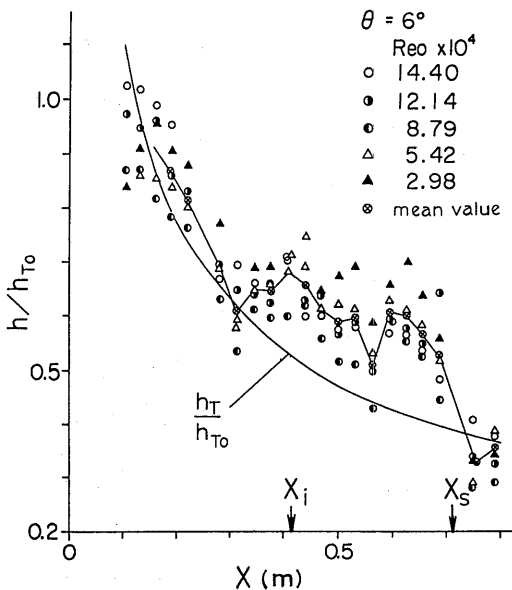


Fig. 30 Comparison of the experimental values of  $h/h_{T0}$  in the test diffuser with  $h_T/h_{T0}$  calculated as fully developed turbulent duct flow.

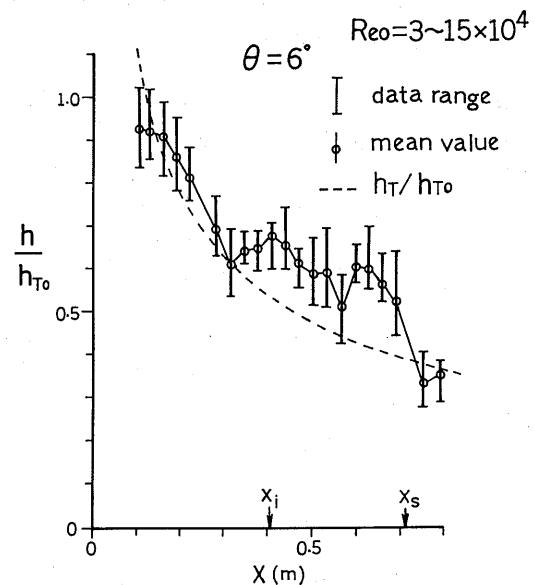


Fig. 32 The mean values and the data ranges of the experimental  $h/h_{T0}$  for the  $\theta = 6^\circ$  test diffuser.

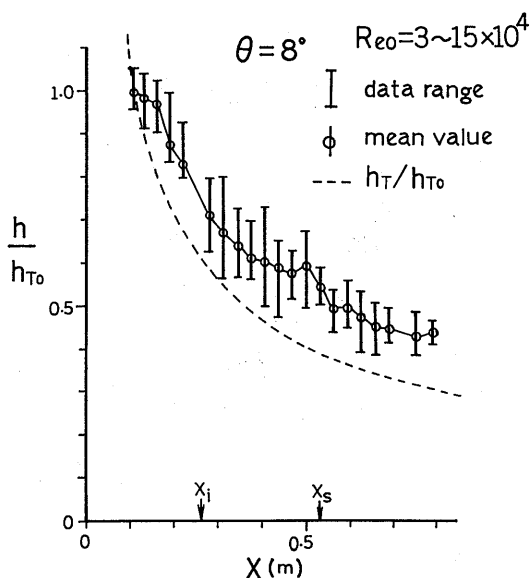


Fig. 33 The mean values and the data ranges of the experimental  $h/h_{T0}$  for the  $\theta=8^\circ$  test diffuser.

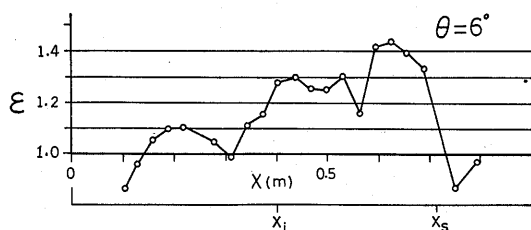


Fig. 34 Experimental  $\epsilon$  values for the  $\theta=6^\circ$  test diffuser.

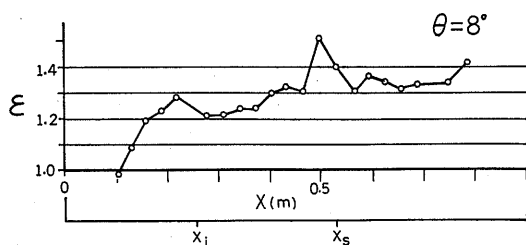


Fig. 35 Experimental  $\epsilon$  values for the  $\theta=8^\circ$  test diffuser.

メータ  $Re_0$  による有意の差は認められない。よって  $h/h_{T0}$  はレイノルズ数には依らないものとして、各  $Re_0$  のデータの算術平均値を図中に  $\otimes$  印と折れ線で示しておいた。また更に書き直したものが Fig. 32 と Fig. 33 である。この図によって、 $h$  と  $h_T$  とを比較することにすれば

$$\frac{h}{h_{T0}} / \frac{h_T}{h_{T0}} = \frac{h}{h_T} = \epsilon \quad (34)$$

として、(33) 式で定義した  $\epsilon$  が簡単に与えられる。

さらにこの様にして求めた実測値による  $\epsilon$  の値を、直接的に見易いように Fig. 34 と Fig. 35 に示した。(34) 式で示す実測の  $\epsilon$  は相対値  $\alpha$  を含む形でも表わされるが、 $\alpha$  の  $\bar{C}_{h0}$  のバラツキによる誤差率  $e_r$  は 20% 前後の値である。しかしその誤差を考慮したとしても、領域 -II と領域 -III とにおいて明らかに  $\epsilon > 1$  となり、すなわち測定値  $h$  が基準値  $h_T$  に較べて増加する様が目瞭然である。

(3) 係数  $\epsilon$  について 剝離流域では  $\epsilon > 1$  であるが、剝離点  $X_s$  の位置では、 $\epsilon$  の値が急変するようになる。その原因は  $X_s$  近傍で流れが停滞したり、あるいは壁面に衝突するかの様な挙動をしているためと考えられる。 $\theta=6^\circ$  と  $\theta=8^\circ$  のデータでは、 $X_s$  付近での  $\epsilon$  または  $h$  の変化の度合に差が見えるが、両実験では  $X_s$  の位置と HFM の位置の関係が異なるため、測定上差異が出たのも一因であろう。

なお非剝離流の領域 -I では  $\epsilon \approx 1$  であり、 $\epsilon$  は定性的に剝離流を伴うデフューザ内流れの熱伝達の特徴を一応現わしているものと見做せよう。

しかし物理的解釈を与えるにはなお問題がある。 $h_T$  がデフューザの剝離流発生域において、剝離は生ぜず単に圧力勾配のある管内流の熱伝達率をそのまま示すものとの保証はない。なによりも現実には剝離流になってしまう流れ場の、剝離しない場合という仮想的現象に対して、熱伝達率の増減を論ずるのは無意味の誹りを受けるかもしれない。

確かな事実は、通常の乱流管内流の熱伝達率予測式を基準として領域 -II や領域 -III の熱伝達率を  $\epsilon$  を以って表示し得ることである。剝離流の熱伝達率を直接与える予測式がない現在、 $h_T$  は既知のものであるから、 $\epsilon$  を求めて行こうとする手法を採用のものである。これは(1)で述べたように剝離域の熱伝達率のレイノルズ数への依存性が管内乱流のそれと相似であるという本実験結果より導かれる一つの必然的手法とも言えよう。

なおここで、 $\epsilon$ の大きさと $h$ の値そのものの大きさは対応しないことに注意すべきである。 $\epsilon$ は $h$ の $h_T$ に対するその局所での比率を示すにすぎない。

4.2 VanSANTとLARSONによる結果との比較

検討

VanSANT等の実験とは序論で述べたように、使用流体、デイフューザの形態および他の実験条件において幾つかの差異もあるが、基本的には二次元直線壁デイフューザの剥離流の熱伝達特性の実験である。しかして彼等が得た結果は定性的特性において、既ね本報の結果と照応するものである。

特に重要と思われる共通点は、結果の整理法において、剥離流域の熱伝達率も通常の乱流熱伝達と同様の特性、すなわち熱伝達率がレイノルズ数の0.8乗の関数であるとして解析したことである。すなわち基本的な合致は

$$Nu \propto Re^{0.8} \tag{35}$$

の関係である。本報ではこの関係が流れ領域の如何に

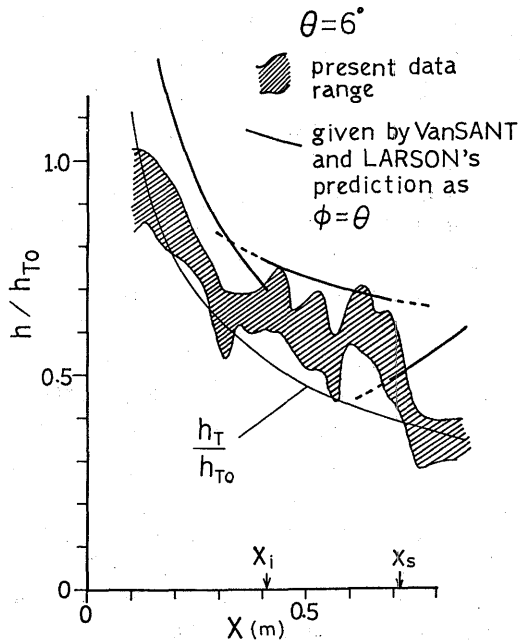


Fig. 36 Comparison of the present data with the calculated values by VanSANT and LARSON's prediction method for the 6 degree diverging angles.

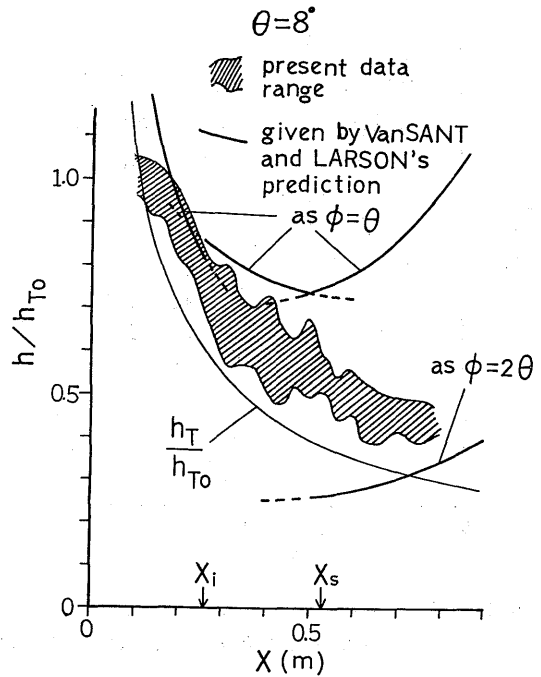


Fig. 37 Comparison of the present data with the calculated values by VanSANT and LARSON's prediction method for the 8 degree diverging angles.

かかわらず同程度の相関で満足することを示し得た。

一方 VanSANT 等は流れ領域によって精度はまちまちであり良好ではないが、(35)式の関係の比例定数を与えて予測式を提出している。そこで一応その予測式による算定と本実験データの比較を行なっておく。もちろんデイフューザが対称型と非対称片開き型との基本的相異があるので、ひとつの目安としての試みである。

また彼等の取扱いは、平板流としてのモデルであり、代表速度  $U_r$  の与え方は複雑な代数式の形で、項中に開き角  $\phi$  が含まれたものとなっているので、本デイフューザの開き角  $\theta$  との対応にも問題があるが、本実験では  $\theta$  の範囲が小さく、対称非対称の差異はあまり大きく現われないと見做し、 $\phi = \theta$  と置いて彼等の予測式を使用した。一部  $\phi = 2\theta$  とした場合も試算しておいた。

Fig. 36 と Fig. 37 とに示すのは、本実験データ範囲と彼等の予測式による算定値との比較図である。こ

れによれば両者は傾向的には合致しており、開き角の与え方によっては数値的にも近づく可能性があろう。但しデータも少ない数ケースの例であるから、ここでは定量的検討、一般的比較には立入らず、単に実験結果に相互の矛盾はなく、熱伝達特性のデータの再現性を相い補う傾向が出ている事を確認しておくに止める。

#### 4.3 デイフューザ内剝離流域の熱伝達特性の整理について

前節の論を踏まえて、ここでは剝離流を含むデイフューザ内流れの熱伝達特性の整理法について、VanSANT等の扱い方との差異を検討し、本報における手法について更に敷衍する。

この場合 VanSANT等の様に平板流として取扱う立場と本報の如く管内流として扱う立場とがある。平板上の二次元流れと見做しての取扱いは、流れ構造のモデル化や理論的取扱いの取掛り易さなどの点で魅力のあるものである。しかし現実の管路内流れは、一般に二次元流れではないので、その結果は実際と遊離したものとなり勝である。

また更に平板流れとして扱う際には、代表長さの原点の取り方や代表速度の与え方に、任意性や仮定的要素が入ったものとなり、レイノルズ数の定義などに一意性を附与することが困難な場合が多い。

従って現段階においては、工学的、実用的見地からは本報で扱ったように管内流としての整理の方が優れているものと思われる。

本報ではデイフューザ内剝離流域の熱伝達特性を、特性係数 $\varepsilon$ で表わすことを示唆したのであるが、実験データはまだ本報供試デイフューザ流路の二つの開き角度に対する少数例である。今後さらにパラメータを多く選びデータの集積が必要となろう。またこの $\varepsilon$ の具体的かつ一般的表示がどの様なものとして与えられるかの考究は今後の課題である。

### 5. 纏め

従来研究報告例が少なく、実験データも設計用諸資料も乏しいデイフューザ(拡大流路)における剝離流れの強制対流熱伝達の問題に対して、その基本特性を解明することをここに試みた。

そのためにこの分野の先駆的研究である VanSANTと LARSONによる、対称型二次元デイフューザの空気流による実験的研究報告を検討し、これらに対して本報では非対称型の一次元片開きデイフューザ

に水流を用いて、定常的な剝離流を生起させて流れの観察と熱伝達実験を行なった。しかして開き壁側の同一壁面上で流れが通常管内流から完全な剝離逆流に至る遷移状態に対し、各流れ様式での時間平均量としての局所熱伝達率を詳細に測定した。それらの結果は、管内乱流熱伝達と比較して特性を評価する手法をもつて解析した。

その結果本二次元片開きデイフューザの開き壁側の流れに対応する熱伝達特性は、

(1) 流れの領域 -I, -IIそして -IIIの全体を通じて、すなわち非剝離流域だと剝離流域だとを問わず、流路の管レイノルズ数 $Re_x$ と開き壁(D壁)面での局所無次元熱伝達率(ヌセルト数) $N_{ux}$ との間には、通常の管内乱流熱伝達特性と同様に

$$N_{ux} \propto Re_x^{0.8} \quad (38)$$

の関係があることを実証した。この比例関係の相関の度合には剝離流域と比剝離流域による差異はほとんど認められない。

従ってデイフューザ内流れの剝離流域側壁面での熱伝達率は(38)式を等式の形にした(31)式

$$N_{ux} = C_{1x} Re_x^{0.8} \quad (31)$$

と表わせる。但し $C_{1x}$ は流れ方向すなわちX軸方向の局所によって異なる定数である。よって剝離流域の流れの複雑さに由来する熱伝達の特性は、この変定数 $C_{3x}$ に集約されているものと見做せる。

(2) この結果から、剝離流域を含む領域全体の熱伝達特性の、より直截的かつ実用的な表示法として、局所熱伝達率 $h$ の整理式を提案した。すなわち

$$h = \varepsilon \cdot h_T \quad (33)$$

$h_T$ は十分に発達した乱流の管内流強制対流熱伝達率予測式を形式的にデイフューザ流路に適用した局所熱伝達率の基準値である。

ここで、無次元の熱伝達率(ヌセルト数)を使用しても当然(33)式と類似の関係が導かれるが、実際の熱伝達率値の度合を知るのに便利なことから(33)式の形をもって整理式として提案しておくものである。

$\varepsilon$ は基準量としての $h_T$ に対する剝離流域の熱伝達率の比率を示すことになり、その熱伝達特性を示すひとつの特性係数と言える。

(3) 上記の論述および実験データからも非剝離域においては $\varepsilon \approx 1$ である。また剝離領域である領域 -IIと領域 -IIIとにおいては、剝離点等の一部の局所を除いては $\varepsilon > 1$ である。従ってこの表現では剝離流域においては熱伝達率は見掛け上増大するのよう見え

る。

しかし熱伝達率  $h$  の値は  $h_T$  と  $\varepsilon$  との積である。一般に剥離流においては乱れや渦の強さと大きさから、あるいは脈動的流れによって熱伝達率が向上するとされているようであるが、この命題についてはなお十分な検討を要するところである。

(4) 特性係数  $\varepsilon$  (あるいは定数  $C_{1x}$  でもよい) が実験的にせよ解析的にせよ、一般的な形で整理予測が可能となれば、取りも直さず供試の型式のデイフューザの熱伝達率の予測ができるであろう。また更に対称型のデイフューザやその他の形状のものに対する適用も可能となるであろう。

今後は流れの定性的観察のみならず、定量的測定を加えて解析することによりこれらの問題の解明に近付き得るものと考ええる。

この様な残された課題については次報以降に順次取り上げて報告する。

## 6. 謝 辞

本実験的研究の実施に当たっては、長友栗原利男氏 (東大宇宙航研, 現都立航空工専) の助言と協力によって成し得たもので、また終始激励を頂きました。ここに深甚なる感謝を申し上げる次第です。

また本研究の半ばまでは、内田良明氏 (元機関性能部) との共同によって業を進めたものです。ここに記して氏への心からの謝意を表わします。

さらに本研究の進捗中には、当所機関開発部伝熱研究室より詳細な討論が寄せられました。幾つかの示唆は参考となる所多々なものがありました。ここに篤くお礼申し上げます。

なお実験装置のほとんどは著者自らの製作によるものであるが、その加工工作に際しては当所推進性能部の機械工場の方々が多年に渡り便宜を計って下さいました。その御好意に厚く感謝致す次第です。

最後にこの様な基礎的研究実施の機会を与えられた上司ならびに所に対し感謝致します。

## 7. 記 号

$AR$	デイフューザの局所拡大比	$b_x/b_0$
$b_x$	デイフューザ流路幅	m, mm
$b_0$	デイフューザ咽部幅	m, mm
$b_1$	デイフューザ出口幅	m, mm
$C$	定数, (23)式	
$C_1$	定数, (24)式	

$C_2$	定数, (26)式	
$C_3$	定数, (36)式	
$C_p$	圧力回復係数	$\Delta P_x / 0.5\rho U_0^2$
$C_{pt}$	理想的圧力回復係数	$1 - (AR)^{-2}$
$C_h$	熱流計の補正係数	
$C_{h0}$	直管によって得た $C_h$	
$C_{h\theta}$	開き角 $\theta$ の状態での $C_h$	
$\bar{C}_{h0}$	$C_{h0}$ の代表値	
$D$	円管の直径	m, mm
$D_e$	等価直径	m, mm
$D_{e0}$	デイフューザ咽部の $D_e$	m, mm
$d_1$	熱流計温度プローブの位置	m, mm
$d_2$		
$e_r$	$\alpha'$ の誤差率	
$G_v$	体積流量	$m^3/s$
$h$	$X$ 方向局所熱伝達率	$W/m^2K$
$h_0$	直管の熱伝達率	$W/m^2K$
$h_e$	温度助走区間の熱伝達率	$W/m^2K$
$\Delta h$	熱流計による計測熱伝達率の誤差	$W/m^2K$
$h_T$	基準熱伝達率	$W/m^2K$
$h_{T0}$	デイフューザ咽部における $h_T$	$W/m^2K$
$L$	デイフューザ長さ	m, mm
$L_1$	デイフューザ接続管長さ	m, mm
$L_s$	速度助走区間の長さ	m, mm
$L_h$	伝熱壁の長さ	m, mm
$m$	プラントル数の中乗数	
$n$	レイノルズ数の中乗数	
$N_u$	ヌセルト数	
$N_{u0}$	デイフューザ咽部又は直管状態での $N_u$	
$p$	デイフューザ壁面静圧	$P_a$
$\Delta P_x$	デイフューザの圧力回復	$p_x - p_0$ Pa
$P_r$	プラントル数	
$Q_h$	ヒータの加熱量	$W$
$q$	熱流計部の局所熱流束	$W/m^2$
$Re$	レイノルズ数	
$Re_0$	デイフューザ咽部の $Re$	$U_0 D_{e0} / \nu$
$Re_x$	デイフューザ $X$ 方向局所の $Re$	
$t_1$	熱流計温度プローブの指度	$K, ^\circ C$
$t_2$		
$t_s$	伝熱壁表面温度	$K, ^\circ C$
$t_b$	流体代表温度	$K, ^\circ C$
$\Delta T$	温度差 $t_s - t_b$	$K$
$u_c$	速度助走区間流路中心速度	$m/s$



$U_0$	デイフューザ咽部断面平均流速	m/s
$U_T$	VanSANT 等の予測式の代表速度	m/s
$W$	デイフューザ咽部断面高さ	m, mm
$X_i$	剝離開始点	m, mm
$X_s$	剝離点	m, mm
$x$	温度助走区間での距離	m, mm
$X$	直角座標軸およびその距離, Fig. 2 参照	m, mm
$Y$		
$Z$		
$\alpha$	熱伝達率の相対値, (13)式	
$\alpha'$	熱伝達率の相対値, (11)式	
$\varepsilon$	特性係数, (33)式	
$\varepsilon_s$	温度助走区間熱伝達率の係数, (20)式	
$\eta_a$	デイフューザ効率 $C_p/C_{pt}$	
$\theta$	二次元片開きデイフューザの開き角	deg.
$\lambda$	熱流計材料の熱伝導率	W/mK
$\lambda_w$	水の熱伝導率	W/mK
$\nu$	水の動粘性係数	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	水の密度	kg/m <sup>3</sup>
$\phi$	二次元対称型デイフューザの開き角	deg.
添字		
$fd$	十分発達	
$k$	熱流計の番号	
$o$	デイフューザ咽部または $\theta = 0^\circ$	
$x$	X 方向局所値	
.	熱流計によって直接得られた値	
-	平均値または代表値	

## 8. 参考文献

- 1) 涌坂伸明, 内田良明: デイフューザ内剝離域の熱伝達, 日本機械学会山梨地方講演会講演論文集 (1971) pp.25-28
- 2) 涌坂伸明, 内田良明: 剝離流の熱伝達 (第1報), 船舶技術研究所, 第19回講演概要 (1972) pp. 174-177
- 3) 涌坂伸明: デイフューザ内剝離域の熱伝達 (第2報) 水による熱伝達実験, 日本機械学会講演論文集, No.730-17 (1972) pp.29-32
- 4) J. H. VanSANT, M. B. LARSON: Convection Heat Transfer for Turbulent Flow in Subsonic Diffusers, Transactions of the ASME, ser.C, Journal of Heat Transfer (1966) pp.391-398
- 5) 涌坂伸明, 栗原利男: 二次元片開きデイフューザの剝離流の可視化観察と圧力回復率, 東京都立航空工業高等専門学校研究紀要, 第20号 (1983) pp. 51-67
- 6) 浅沼 強, 武田定彦: 水の電気分解による流れの可視化について, 日本機械学会論文集, Vol.31, No.222 (1965) pp.223-232
- 7) 浅沼 強編: 流れの可視化ハンドブック, 朝倉書店, 初版 (1979)
- 8) 涌坂伸明, 栗原利男: 熱流計方式による剝離流域熱伝達率の計測, 東京都立航空工業高等専門学校研究紀要, 第20号 (1983) pp.69-84
- 9) A. F. Mills: Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer in the Entrance Region of a Circular Conduit, J. Mech. Eng. Science, Vol.4, No.1 (1962) pp.63-77