

<研究報告>局所熱伝達率計の開発：第一報 測定原理の考察と検定

著者	上片平 伸一，岩下 慎太郎，田辺 征一，木下 英二，矢野 利明，鳥居 修一
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	41
ページ	25-31
別言語のタイトル	The Development of the Local Heat Transfer Meter : The First Report, Examination of the Utility of a Local Heat Transfer Meter
URL	http://hdl.handle.net/10232/514

<研究報告>局所熱伝達率計の開発：第一報 測定原理の考察と検定

著者	上片平 伸一, 岩下 慎太郎, 田辺 征一, 木下 英二, 矢野 利明, 鳥居 修一
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	41
ページ	25-31
別言語のタイトル	The Development of the Local Heat Transfer Meter : The First Report, Examination of the Utility of a Local Heat Transfer Meter
URL	http://hdl.handle.net/10232/00003237

局所熱伝達率計の開発

(第一報 測定原理の考察と検定)

上片平 伸一*・岩下 慎太郎*・田辺 征一**
木下 英二***・矢野 利明***・鳥居 修一***

The Development of the Local Heat Transfer Meter (The First Report, Examination of the Utility of a Local Heat Transfer Meter)

Shinichi KAMIKATAHIRA, Shintarou IWASHITA, Seiichi TANABE,
Eiji KINOSHITA, Toshiaki YANO, Shuichi TORII

The present paper describes the development of a local heat transfer flux meter utilizing characteristics of thermistor. A thermistor was buried in copper plate and its surface was flushed to the copper plate. Those temperatures were controlled to be kept the same. Heat transfer by air convection from the thermistor surface is determined by measuring heat flux supplied into the thermistor. In this paper, possibility of a local heat transfer meter using the thermistor was investigated by considering heat flows into or from the thermistor in detail. Through experiment of heat transfer from a flat plate on which air impinging normally, it was recognized that the thermistor could be used as a local heat transfer meter by air convection.

Key Words : Heat Transfer Enhancement, Forced Convection, Impinging Jet, Heat Transfer Coefficient, Compensated Heat Flux

1. 緒言

物体から気体または液体への熱の移動に関する研究は、ボイラー、冷却器などの熱交換器の性能向上および省エネルギーの上から重要であり、これまで多くの研究がなされてきた。しかし、熱の移動量すなわち熱伝達量を物体表面近くの流れに影響を与えることなく精度よく測定することは容易でない。

物体表面からの伝達熱量の測定方法としては、白金蒸着膜の抵抗変化を応用する方法¹⁾、表面薄膜熱電対を用いて物体内表面近くの温度分布から求める方法²⁾、または物体表面に接する気体の温度分布を直接求める方法³⁾、加熱金属箔表面の温度を測る方法⁴⁾、ナフタリンの昇華量から熱伝達量を類推する方法⁴⁾などがある。また、サーミスタの特性を利用した熱流束計の開発⁵⁾では、サーミ

スタを小さく加工できるため、高い空間分解能と複雑な表面形状の物体からの熱伝達測定が可能である。そこで、我々は市販のサーミスタを加工してセラミック部を伝熱面とする熱流束計を製作し実験を行ったが、サーミスタに電極として焼き付けた銀ペーストとサーミスタの間の密着度に変化が生じ、サーミスタの電気抵抗と温度の関係には時間とともに変化し実験結果には再現性が見られなかった。

そこで本研究では、このことを改良する目的で新たに熱流束プローブを製作し、その性能を検討するために①熱遮断条件の実験、②円形ノズルによる軸対称噴流衝突平板熱伝達の実験を行った。その結果、平板熱伝達の実験結果から熱流束プローブに対して熱伝導方程式を数値的に解き、サーミスタ周囲の熱移動量を見積ることにより比較的精度よく熱伝達係数が求められかつ再現性もよいことがわかったので報告する。

平成11年5月31日受理

*博士前期課程機械工学専攻

**鹿児島大学教育学部

***機械工学科

使用した記号

x , センサ中心から半径方向への距離 [m];

y , 伝熱面表面から深さ方向への距離 [m];

- X , 噴流よどみ点から半径方向への距離 [m];
 D , ノズル出口直径 [m];
 H , 平板とノズル出口との距離 [m];
 A , ハンダ面の面積 [m²];
 R_t , サーミスタの電気抵抗 [Ω];
 R_B , ブリッジ回路の固定抵抗 [Ω];
 E , ブリッジ回路の印加電圧 [V];
 Q_T , サーミスタの加熱量 [W];
 Q_{CV} , ハンダ表面からの対流熱伝達量 [W];
 Q_{Cl} , サーミスタからリード線への熱伝導量 [W];
 Q_{C2} , アラルダイトへの熱損失量 [W];
 Q_i , プローブ側面および下面からの熱流入量 [W];
 S , 単位体積当たりの発熱量 [W/m³];
 q_{im} , 計算によって得られる $x = 0.003\text{m}$ における半径方向の熱流束 [W/m²];
 q_i , 銅板の測定温度から求められる $x = 0.003\text{m}$ における半径方向の熱流束 [W/m²];
 T_a , 周囲空気の温度 [°C];
 T_t , サーミスタの温度 [°C];
 T_w , 伝熱面温度 [°C];
 T_{sm} , 計算によって得られるサーミスタの平均温度 [°C];
 T_i , 計算でのプローブ境界温度 [°C];
 λ , 熱伝導率 [W/mK];
 h , 局所熱伝達係数 [W/m²K];
 Nu_{em} , 経験式から求められる局所ヌセルト数 [-];
 Nu_{el} , 実験で得られた局所ヌセルト数 [-];
 Nu_{e2} , 修正した局所ヌセルト数 [-];
 Re , レイノルズ数 [-];
 Pr , プラントル数 [-];

2. 実験装置及び実験方法

定温度形熱伝達率測定法と定熱流束形熱伝達率測定法を比較して前者の方が空間分解能が優れている¹¹⁾ので、本研究では前者の方法による熱流束プローブを製作した。Fig.1に測定装置の概略を、Fig.2に熱流束プローブの詳細を示す。熱流束プローブには市販の温度測定用サーミスタ（直径5mmのセラミックを絶縁被覆材で覆っているもの）を加工して用いる。即ち、サーミスタを被覆している絶縁材を片面だけきれいに削り落とし、その面の電極に付いているハンダを溶かしながらその上に伝熱面用のハンダを溶着した。サーミスタの電極と導線は既存のものを使用した。Fig.1およびFig.2に示すように450mm×450mm×5mmの銅板の中心に直径6mm、深さ3mmの穴を明け、熱流束プローブを対流伝熱面であるハンダの面積が出来るだけ大きくなるように接着剤を用いて埋めた。また、アラルダイト部の温度を測定するために線径

0.2mmのK型熱電対(A)を銅板とサーミスタの間に埋めた。プローブ表面はヤスリ研削し、銅板と同一表面とした。また、銅板の温度を測定するために、銅板裏面にサーミスタ中心から①11.5mm、②61.0mm、③123.0mm、④151.0mmの位置にT型熱電対を溶接した。銅板裏面には順に銅板加熱用のステンレス箔、断熱材、ベニヤ板をボルトで固定している。ステンレス箔は110mm×500mm×5 μ mのものを4枚断熱材に両面テープではりつけ、銅板との電気絶縁のためにステンレス箔の上に厚さ0.03mmのポリエチレンシートを被せてある。

サーミスタの電気抵抗と温度の関係をFig.3に示す。プローブを埋めた銅板部を恒温槽内に入れ、8時間かけ

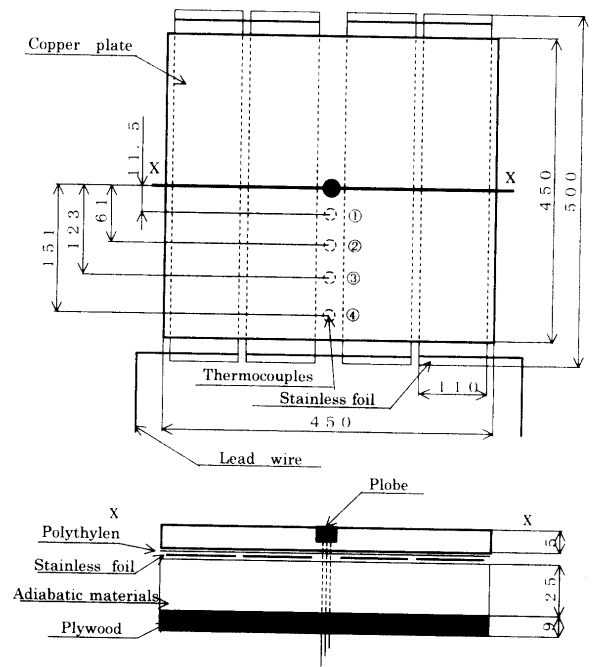


Fig.1 Heat transfer coefficient measurement under constant temperature method

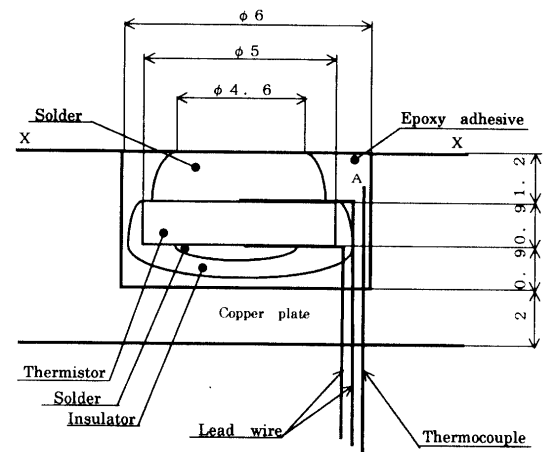


Fig.2 Heat flux probe

て検定を行った。検定は温度上昇および下降の両変化に対して行ったが、サーミスタの電気抵抗と温度の関係は時間的にも温度変化の方向に対しても安定していることがわかる。サーミスタの電気抵抗 R_t と温度 T_t の関係は次のように近似される。

$$R_t = -0.0027 T_t^3 + 0.4581 T_t^2 - 30.126 T_t + 839.69 \quad \dots (1)$$

サーミスタの温度設定と加熱の方法は次の通りである。Fig.4 に示すようにサーミスタの温度設定にはブリッジ回路を用い、回路の1つを可変抵抗に、他の1つをサーミスタに接続する。設定したいサーミスタの設定温度に対して式(1)よりサーミスタの抵抗を求め、可変抵抗をその値にする。ブリッジに直流電圧をかけ、検流計として用いたオシロスコープでモニタした波形がゼロになるようにブリッジにかける直流電圧を調節する。ブリッジ回

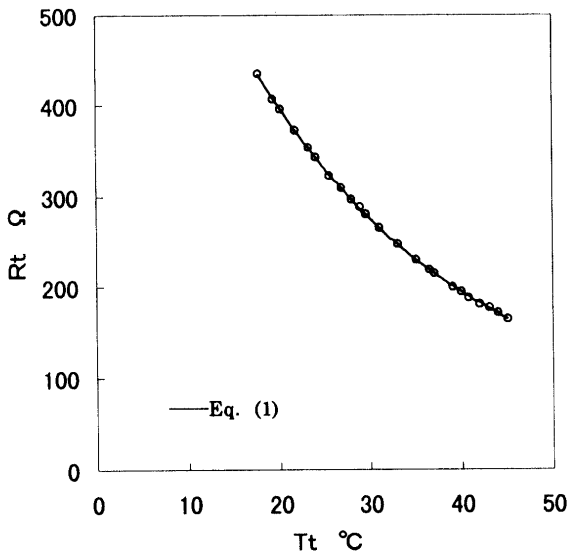


Fig.3 Correlation between resistance of thermistor and its temperature

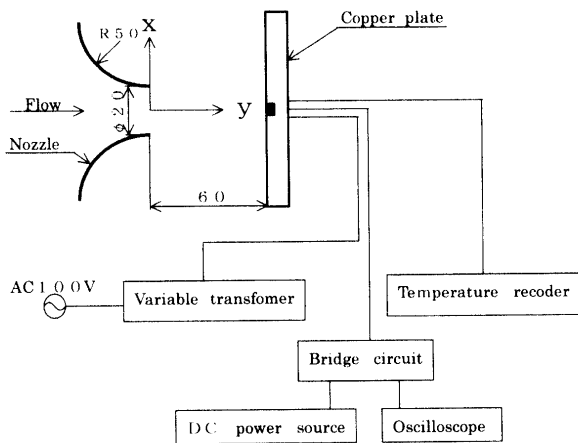


Fig.4 Experimental schematic diagram

路が平衡の時、サーミスタの温度は設定温度となり、その時の印加電圧からサーミスタへの加熱量を決定する。銅板の加熱は銅板裏面のステンレス箔へ通電することにより行うが、サーミスタの設定温度と銅板裏面のプローブにもっとも近い熱電対①の温度が等しくなるように加熱量を調整した。

軸対称噴流衝突平板熱伝達の実験には絞り半径50mm、直径20mmの先細ノズルを用いた。Fig.1の測定装置は、銅板は風洞のノズル中心と銅板に埋め込んだサーミスタの中心が同じとなるように設置する。この実験では、ノズルと銅板の距離を60mmに固定し、まず、噴流速度を6.5m/s ~ 38.9m/s 変え、次に噴流速度を26.1m/s 一定とし、銅板を X 方向に10mm 間隔で $0 \leq X \leq 110$ mm の範囲で動かした。また、銅板とサーミスタの温度は周囲空気温度より約10°C 高い温度に設定した。

サーミスタの加熱量 Q_T は次式で算出する。

$$Q_T = (E / (R_t + R_B))^2 R_t \quad \dots (2)$$

ここで、 E はブリッジ回路の印加電圧、 R_B ($=99.3\Omega$) はブリッジ回路の固定抵抗である。

3. 実験結果ならびに考察

実験データの整理に用いるレイノルズ数とヌセルト数の代表長さはノズル出口直径 D とする。

3.1 サーミスタ表面の熱遮断実験

予備実験として、対流以外の熱損失量を見積もるために銅板表面全体を断熱材で覆い（サーミスタ表面に位置する部分は小さな空気層となっている）、プローブ内部のサーミスタ周囲への伝導による熱損失の検討を行った。実験は銅板の温度とサーミスタの温度を一致させて行った。

Fig.5 にサーミスタの温度 T_t と周囲空気の温度 T_a との温度差とサーミスタ加熱量 Q_{Cl} との関係を示す。Fig.5 より、サーミスタと周囲空気の温度差 $T_t - T_a$ が増加すると Q_{Cl} が増加することがわかる。熱流束プローブは Fig.2 に示した構造からわかるように、また、サーミスタの温度と銅板の温度を一致させていることから、銅板への半径方向の熱流は遮断されているので Q_{Cl} は、そのほとんどがリード線からの熱損失と考えられる。

Fig.5 より Q_{Cl} は大略、次式により表わされる。

$$Q_{Cl} = 5.77 \times 10^{-4} (T_t - T_a) \quad \dots (3)$$

このサーミスタからリード線への熱伝導量は、銅板と熱流束プローブ表面に対流熱伝達がある場合も同様に存在すると考えられるので、次節における熱伝達係数算出においてはこのサーミスタからリード線への熱伝導量 Q_{Cl} を考慮する。

3.2 軸対称噴流衝突平板熱伝達の実験

3.2.1 銅板の温度分布

Fig.6に銅板のX方向の温度分布の一例を示す。縦軸に銅板の温度を、横軸によどみ点からの距離Xをノズル出口直径Dで除し無次元化したX/Dの値をとった。銅板の温度は、よどみ点から離れるにつれて高くなっており、よどみ点に対して二次的な分布を示している。また、レイノルズ数が大きくなるにつれて、銅板の温度勾配も大きくなっていることがわかる。銅板の温度分布がFig.6のような二次曲線を示すのは軸対称衝突噴流の熱伝達係数がよどみ点から離れるにつれて、ほぼ二次曲線で減少するために、銅板の冷却がよどみ点近傍で最も強

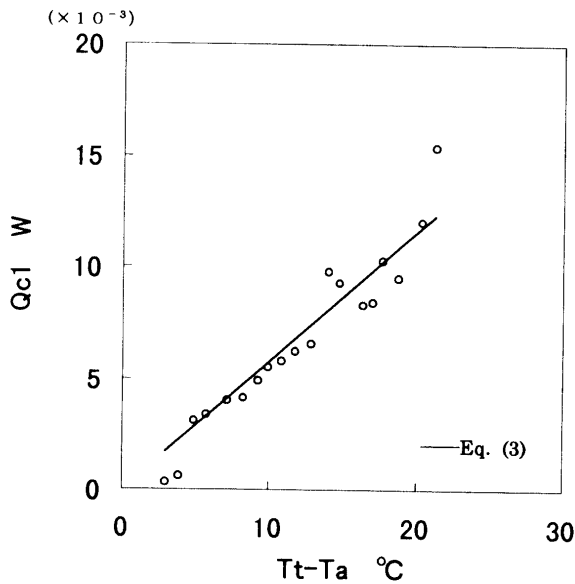


Fig.5 Correlation between Q_{c1} and $T_t - T_a$.

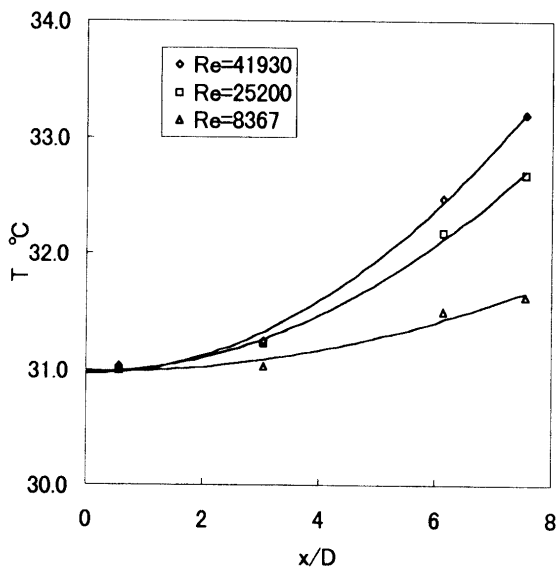


Fig.6 Radial variation of the copper plate temperature

くなり、よどみ点から離れるにつれて減少したためである。

3.2.2 局所熱伝達係数

局所熱伝達係数は、ハンダ面の面積 $A (=1.963 \times 10^{-5} \text{ m}^2)$ を伝熱面積として、次式のように定義する。

$$h = (Q_{cv}/A)/(T_w - T_a) \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 Q_{cv} はハンダ面からの対流熱伝達量、 T_w は伝熱面温度、 T_a は周囲空気温度である。 Q_{cv} とサーミスタの加熱量 Q_T との関係は、リード線への熱伝導量 Q_{cl} を考慮すると、次式のように表される。

$$Q_T = Q_{cv} + Q_{cl} \dots\dots\dots (5)$$

式(2)~(5)から局所熱伝達係数を算出し、局所ヌセルト数 Nu_{el} を求める。

円形ノズルによる軸対称噴流衝突平板のよどみ点での局所ヌセルト数として次の経験式が提案されている。⁶

$$H \le 4D \quad Nu_{em} = 0.94 Pr^{0.4} Re^{0.5} \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 H は平板とノズル出口との距離、 D はノズル出口直径である。

Nu_{el} および Nu_{em} の計算において、伝熱面温度 T_w にはサーミスタの温度 T_t を用いた。

Fig.7は $H/D=3, T_t - T_a = 12^\circ\text{C}$ 、よどみ点での実験で得られた Nu_{el} と式(6)から求めた Nu_{em} の比較を示したものである。Fig.7から $Re = 4 \times 10^4$ までは Nu_{el} が Nu_{em} を上回っているが、高い Re では、良い一致を示している。 Nu_{el} と Nu_{em} の差としてはプローブ内部の複

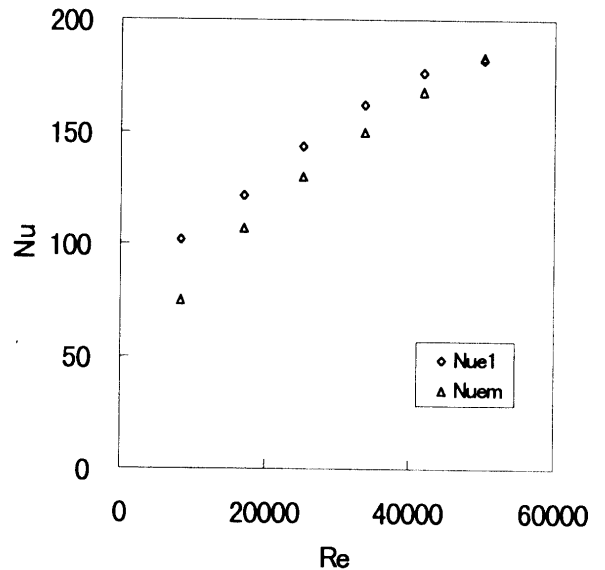


Fig.7 Nu_{el} and Nu_{em} at $H/D=3, T_t - T_a = 12^\circ\text{C}$

雑な熱の出入りが原因していると考えられる。すなわち、式(5)の Q_{CV} にはハンダ表面からの熱伝達量の他に、アラルダイトへの熱損失量 Q_{C2} および、プローブ側面および下面からの熱流入量 Q_i が含まれていると考えられるので、 Q_T は改めて次式のように表す。

$$Q_T = Q_{CV} + Q_{C1} + Q_{C2} - Q_i \quad \dots\dots\dots(7)$$

したがって、より精度の高い局所熱伝達係数を得るため、式(7)中の Q_i と Q_{C2} を以下のように見積った。

3.2.3 アラルダイトへの熱損失量 Q_{C2} とプローブ側面からの熱流入量 Q_i を考慮したときの局所熱伝達係数

Q_{C2} はアラルダイト表面での対流熱伝達の大きさに依存し、また、 Q_i はプローブ側面境界での銅板の温度勾配に依存するので、 Q_{C2} と Q_i は実験条件により変化すると考えられる。

そこで、サーミスタを含むプローブを Fig.8 に示す軸対称二次元のモデルで表し、次式の定常熱伝導方程式を数値的に解くことによって、 Q_{C2} と Q_i を計算することにした。

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{1}{x} \frac{\partial}{\partial x} \left(x \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S = 0 \quad \dots\dots\dots(8)$$

ここで、 λ は熱伝導率、 S は単位体積当たりの発熱量を表す。

Fig.8 の計算モデルにおいて、 y は伝熱面表面から深さ方向への距離、 x はセンサー中心から半径方向への距離を表す。式(8)の離散化にはコントロールボリューム法⁷⁾を用い、計算格子は $y \times x = 31 \times 30$ とし、ハンダ、サーミスタおよびアラルダイト部では密に、銅板部では温度変化が小さいので粗にした。計算には実験値を用い、

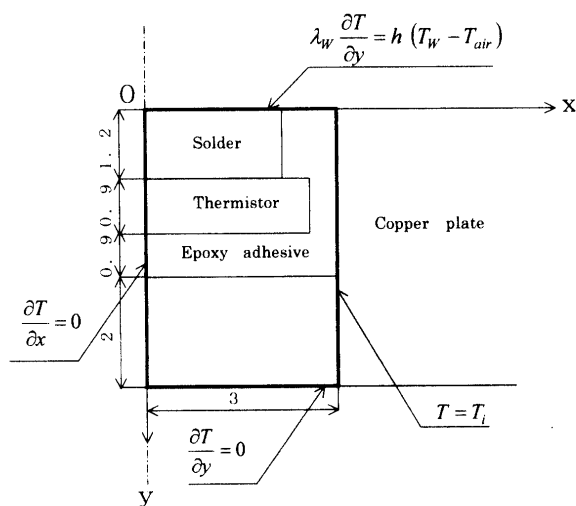


Fig.8 Numerical analysis model

次のような条件を与える。

- (1) サーミスタの各コントロールボリュームにおける発熱量は一定とした。
- (2) プローブ内部の熱伝導率は温度依存性を無視し、サーミスタで3.1、アラルダイトで0.3、ハンダで46.5、銅で398 W/mKの一定値を与える。
- (3) 対称軸、銅板裏面 ($y = 5 \text{ mm}$) では断熱境界条件を与える。
- (4) 対流伝熱面 (ハンダ表面およびアラルダイト表面) では、熱移動の条件として熱伝達係数を与えるが、解析対象が小さいので x 方向に一定とする。
- (5) プローブ側面の銅板とアラルダイトの界面 ($x = 3 \text{ mm}$) には y 方向に一定温度 T_i を初期値として与える。 Q_i を考慮するために、計算によって得られる $x = 3 \text{ mm}$ における x 方向の熱流束が、Fig.6 に示した銅板の測定温度から求められる x 方向の熱流束の値と等しくなるように T_i を修正する。
- (6) 式(3)より見積もられるリード線への熱伝導率は、簡単化のため、サーミスタの発熱量から差し引く。また、計算のフローを以下のように示す。
 - (1) 実験で得られたサーミスタ温度、 Q_{C1} を差し引いたサーミスタ加熱量および周囲空気の色度を与える。
 - (2) プローブ境界温度 T_i の初期値としてサーミスタの色度を与える。
 - (3) 対流伝熱面の熱伝達係数を仮定する。
 - (4) 離散化した熱伝導方程式を数値的に解き、サーミスタ内の温度分布からサーミスタの平均温度 T_{sm} を計算する。
 - (5) T_{sm} がサーミスタの設定温度 T_i と異なっている場合、(3)へ戻り熱伝達係数を修正し、 T_{sm} と T_i とがほぼ同じになるまで(3)から(5)を繰り返す。
収束条件は $|T_i - T_{sm}| / T_i \leq 10^{-4}$ である。
 - (6) 銅板とアラルダイトの境界での半径方向熱流束の平均値 q_{im} を計算する。 q_{im} が銅板温度の測定値から求めた半径方向熱流束 q_i と異なっている場合、(2)に戻り T_i を修正し、 q_{im} と q_i がほぼ同じになるまで(2)から(6)を繰り返す。収束条件は $|q_i - q_{im}| / q_i \leq 10^{-4}$ とする。
 - (7) ハンダ面の平均温度を計算する。

上記の方法で収束した熱伝達係数は Q_{C2} と Q_i を考慮した熱伝達係数ということになる。したがって、この値を実験で得られた局所熱伝達係数とた。

上述の方法で修正したよどみ点における局所ヌセルト数 Nu_{e2} とレイノルズ数 Re との関係を示したのが Fig.9 と Fig.10 である。Fig.9 と Fig.10 は $H/D = 3$ で、それぞれ $T_i - T_a = 12^\circ\text{C}$ 、 $T_i - T_a = 8^\circ\text{C}$ のときの結果である。Fig.9 と Fig.10 には Nu_{ei} および Nu_{em} の結果も示している。Fig.9 および Fig.10 の結果をまとめて Table. 1 に

示す。表中の値は修正前の実験値 Nu_{e1} の Nu_{em} との誤差割合 $(Nu_{e1} - Nu_{em}) / Nu_{em}$ および修正後の値 $(Nu_{e2} - Nu_{em}) / Nu_{em}$ を百分率で示したものである。レイノルズ数が低い場合、サーミスタの加熱温度に関わりなく修正前の実験値 Nu_{e1} は式(6)の経験値 Nu_{em} より20~35%程大きい。修正後は数%になっている。逆にレイノルズ数が高い場合には、修正前の実験値の方が Nu_{em} に近く、修正後は差が大きくなっている。しかし、その差は、最大で11%程度であるが、この問題を明らかにするためにさらに大きなレイノルズ数での検討が必要となる。

Fig.11は計算によって得られたプローブ内部(サーミスタ、ハンダ、アラルダイト部)の温度分布の一例を示している。銅板裏面においては断熱条件を用いたので、全体的に y が大きくなるにつれて温度が高くなっている。

ハンダ部は、ほぼ均一温度で、サーミスタ部よりも若干低くなっており、サーミスタで発生した熱の多くがハンダへ伝えられている。側面境界での温度はサーミスタ部より高く、側面銅板からサーミスタに熱が流入し、アラルダイト部の温度は他より低く、サーミスタ、ハンダ、銅板からアラルダイトへの熱の流入がある。

Fig.12は $H/D=3$, $T_i - T_a=8$, $Re=34200$ におけるよどみ点 ($X/D=0$) から半径方向の局所ヌセルト数 Nu_{e2} の変化を示している。よどみ点以外にプローブがある場合、銅板の温度分布はプローブ中心に関して対称ではないので、銅板からプローブへの熱流入出量を考慮し、他の手順は上述と同じようにして熱伝達係数を決定した。よどみ点 ($X/D=0$) での Nu_{e2} は Fig.9 とほぼ同

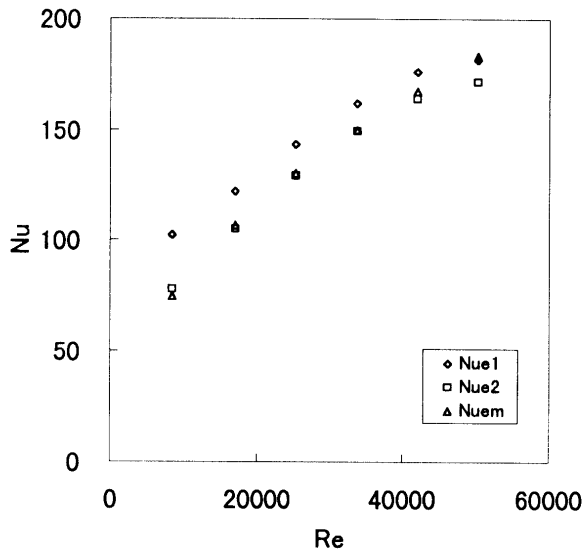


Fig.9 Nu_{e1} , Nu_{e2} , and Nu_{em} , at $H/D=3$, $T_i - T_a=12^\circ\text{C}$

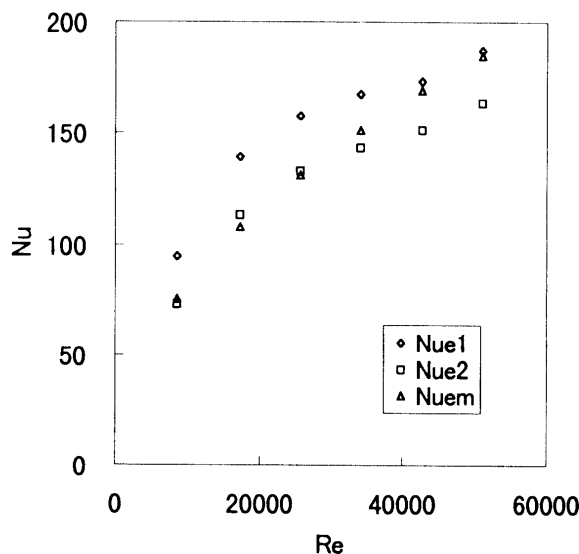


Fig.10 Nu_{e1} , Nu_{e2} , and Nu_{em} , at $H/D=3$, $T_i - T_a=8^\circ\text{C}$

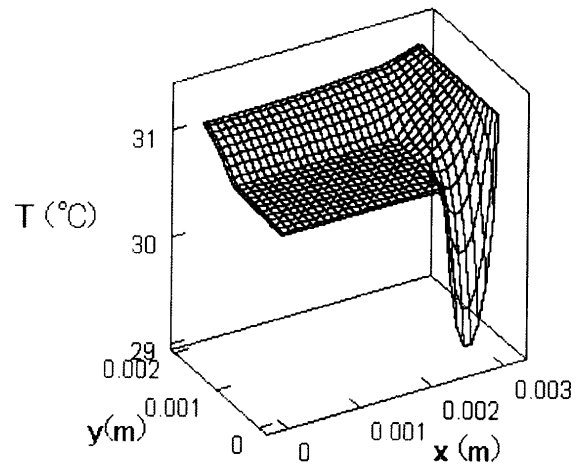


Fig.11 Temperature distribution in local heat transfer probe at $H/D=3$, $T_i - T_a=12$, $Re=33,640$

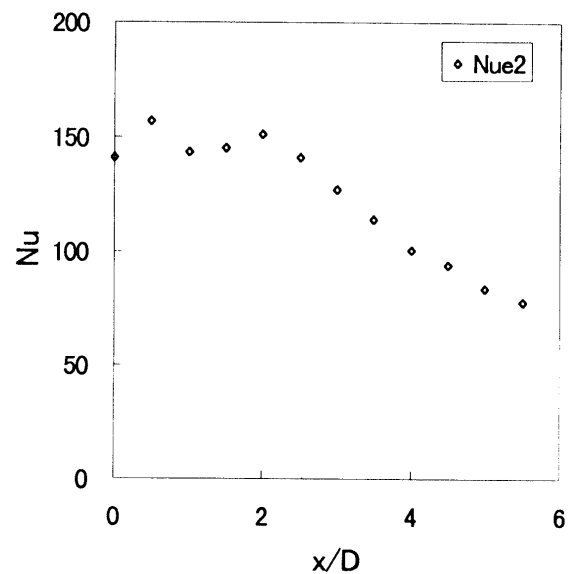


Fig.12 Radial variation of experimental local Nusselt number (Nu_{e2}) at $H/D=3$, $T_i - T_a=11.5$, $Re=33400$

Table. 1 Percentages of $(Nu_{e1}-Nu_{em})$ and $(Nu_{e2}-Nu_{em})$ on Nu_{em}

	Fig. 9 ($T - T_a = 12^\circ\text{C}$)		Fig. 10 ($T - T_a = 8^\circ\text{C}$)	
	$\frac{(Nu_{e1} - Nu_{em})}{Nu_{em}}$	$\frac{(Nu_{e2} - Nu_{em})}{Nu_{em}}$	$\frac{(Nu_{e1} - Nu_{em})}{Nu_{em}}$	$\frac{(Nu_{e2} - Nu_{em})}{Nu_{em}}$
	8400	36.1%	4.1%	25.3%
17000	14.4%	-1.9%	29.4%	5.2%
25000	10.2%	-0.7%	20.2%	1.3%
34000	7.8%	-0.6%	10.6%	-5.4%
42000	5.1%	-2.2%	2.3%	-10.5%
50000	-0.8%	-6.3%	1.2%	-11.6%

じ値を示しており、実験結果には再現性があることがわかる。また、 $X/D=0.5$ で第一の極大値、 $X/D=2$ で第二の極大値を示し、過去の論文⁸⁾の結果とよく一致している。

4. 結 論

サーミスタの特性を利用した熱流束プローブを試作し、熱遮断の実験および円形ノズルによる軸対称衝突噴流の実験により局所熱流束計としての性能を検討した。熱流束プローブとその周囲の間には熱伝導による熱移動があるので、まず熱遮断の実験により加熱用リード線からの放熱を見積もった。円形ノズルの実験において測定した局所ヌセルト数は、プローブ側面からの熱流入およびプローブ内部のアラルライトへの熱損失の影響を受ける。これらの影響を考慮するために熱流束プローブを簡単なモデルで表し、定常熱伝導方程式を数値的に解くことによって局所ヌセルト数を修正した。修正した局所ヌセルト数の実験値は経験式より求めた値と非常に良い一致を示した。このことから、今回試作した熱流束プローブを用いることにより局所熱流束を十分な精度で測定することが可能であることがわかった。

5. 参考文献

- (1) Boulos, M.I. and Pei, D.C.T., Int. J. Heat Transf., Vol.17, No. 7 (1994) 767
- (2) 八田ほか2, 内燃機関ハンドブック, 朝倉書店, 1979, 131
- (3) 菱田, 日本機械学会論文集, 32巻, 238号 (1961), 930
- (4) Goldstein, R.J. and Karni, J., Trans. ASME, J. Heat Transf., Vol.106, No. 5 (1984), 260
- (5) 田辺ほか3, 日本機械学会論文集 (B編), 59巻, 558号 (1993), 550
- (6) 日本機械工学編, 伝熱工学資料 (改訂第3版), (1975), 111
- (7) 共著 香月・中山, 熱流動の数値シミュレーション, 森北出版株式会社, (1990) 1-34
- (8) Gardon, R., and Carbonpue, J. Int. Developments in Heat Transfer, Int. Heat Transfer Conf., University of Colorado, CO, USA, August 28 to September 1,2 (1962) 454