

UDC 533.6.08
533.697
536.46
621.454

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-169

ジェットエンジン燃焼器出口ガス流の乱れの測定（I）

—冷却フィルムプローブによる方法—

相 波 哲 朗

1970年2月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 資 料

TM-131 還音速ターピン翼列二次元試験(III)	1968年5月	近藤 博, 義田 光弘 山崎 紀雄, 古川 昇
TM-132 行列の最小固有値の一計算法	1968年5月	戸川隼人, 戸川保子
TM-133 フィラメント・ワインディング円筒の強度特性に関する研究	1968年5月	竹中 幸彦, 斎藤 浩一 古田 敏康, 斎川 島矩郎 三本木茂夫, 小川 鑑一 越出慎一, 朝田 洋雄 熊倉郁夫, 大竹 邦彦
TM-134 AGARD 標準模型 HB-1, HB-2 の超音速風洞試験	1968年5月	斎藤 秀夫, 石原 久藏 原原 亘利, 野田 順一 関根 英夫
TM-135 歪ゲージの自己加熱による歪とドリフト	1968年5月	小川 鑑一, 遠藤 修司
TM-136 “NAL-16-31” および “NAL-25-31” 二段ロケット結合部の曲げ剛性試験	1968年5月	中井 喫一, 飯田宗四郎 高木 俊朗, 安藤 泰勝 菊地 孝男,
TM-137 ロケットの三次元の運動の方程式および HITAC 5020 による軌道計算のためのプログラム	1968年5月	毛利 浩
TM-138 片持板の振動解析に関する考察	1968年6月	塙 武敏, 越出慎一 林 洋一
TM-139 薄板構造の疲れき裂伝ば実験	1968年6月	竹内 和之, 野原利雄 飯田宗四郎
TM-140 二次元スラットおよびスロッテッドフラップの実験的研究 (II)	1968年7月	犬丸矩夫, 北村 清美
TM-141 超音速二次元翼列予備実験風洞について	1968年7月	近藤 博, 坂口 一 八山 優, 高森 晋
TM-142 二次元スラットおよびスロッテッドフラップの実験的研究 (III)	1968年7月	犬丸矩夫, 高橋 伸
TM-143 端面一体巻きフィラメント・ワインディング容器の静圧強度および疲れ強度	1968年8月	竹中 幸彦, 朝田 洋雄 野口 義男
TM-144 真ひずみ計の試作	1968年8月	竹中 幸彦, 朝田 洋雄 野口 義男
TM-145 スピンを伴うロケットの運動を計算するプログラム	1968年8月	戸川隼人, 石黒登美子 山本 浩道
TM-146 双発 STOL 機の飛行試験 (実用運用包囲線および離着陸特性)	1968年8月	幸尾治朗, 岡 遠一 塙野雄吉, 鎌田 幸男 小野孝次
TM-147 浮動振子型加速度計の試作	1968年9月	大月正男, 鈴木 孝雄 円居繁治
TM-148 吹出しフラップ翼の高揚力特性	1968年9月	小橋安次郎, 宮沢 政文 西 武徳
TM-149 NAL-16-TR ロケットの研究試作	1968年10月	ロケット性能研究室
TM-150 リフトジェット VTOL 機の着陸における水平方向の減速について	1968年11月	西村 博史
TM-151 フラッタ解析法の再検討 (フラッタ解析法の研究その1)	1968年12月	市川 輝雄
TM-152 ノズル内の突起物によるロケットエンジンの側分力	1969年1月	檜崎 哲二, 中野 富雄
TM-153 FA-200 改機の風洞試験 (I) プロペラ付き	1969年2月	広末 健一, 坂井 紀穂 高橋 宏, 綿貫 忠晴
TM-154 FA-200 改機の風洞試験 (II) 高揚力装置付き	1969年2月	広末 健一, 木村 友昭 高橋 宏, 綿貫 忠晴

ジェットエンジン燃焼器出口ガス流の乱れの測定(I)*

—冷却フィルムプローブによる方法—

相 波 哲 朗**

Measurements of Turbulence in Gases Flowing from a Gas Turbine Combustor (I)

—Cooled Film Probe—

By Tetsuro AIBA

Recent trends in gas turbine engines indicate an increase in gas temperature to the turbine blades and a strong interest in cooled turbine blades. It is well known that free stream turbulence affects the nature of the flow around a body and it also affects the heat transfer rates. The present work is concerned with the turbulence in gases flowing from a gas turbine combustor.

Extensive research has been made on turbulence itself and its measuring instruments. Many of these works are for isothermal flow and some studies on non isothermal flow are only for simplified conditions. One of the reasons for poor data of turbulence in hot gases is the lack of proper instruments. A recently developed instrument, the cooled film probe, should be useful in this field, and the present experiments employed this probe. A can-type combustor was designed and used for the experiments.

This paper contains the description of characteristics of the combustor and the cooled film probe, as well as the results obtained for combustor performance and intensity of turbulence.

1. まえがき

最近のジェットエンジンではタービン入口温度の上昇が図られ高効率軽量大出力のエンジンが得られるようになってきている。このためタービンでは進歩した超耐熱材料の使用と並行して空冷式の冷却翼の採用が通例になってきている。その冷却方式に関しては多くの研究が行なわれ、年々改善向上がなされている。

主流中の乱れが流れの中におかれた物体のまわりの流れの状態に影響を及ぼし、熱伝達の割合をかえることはよく知られている^{1),2)}。タービン翼の冷却に関しても正確な伝熱の資料を得るためにには、主流の乱れの強さも考慮しなければならない。この研究ではジェットエンジン燃焼器からの流れ中の乱れの測定を対象としている。

Giedt³⁾は円柱の表面摩擦や伝熱に及ぼす乱れの影響を初期の頃、系統的に測定した。高速流における円柱⁴⁾、層流熱伝達に対する主流中の乱れの影響⁵⁾、乱れ

の強さとスケールの影響⁶⁾、平板に対する測定⁷⁾等の研究は主流中の乱れの強さが増加すると熱伝達率の増加することを示した。その影響は主として主流中の乱れが層流から乱流への遷移に対して、あるいは特に物体の前方部の層流境界層の局所熱伝達率に対して影響を及ぼすことに起因している。

最近円柱のしみ出し冷却^{8),9)}や平板のフィルム冷却¹⁰⁾に関する乱れの強さの影響を含んだ研究が発表されている。これらの冷却方法はタービン翼の冷却方法として最近特に興味が持たれている。

熱伝達に関する過去の経験から乱れの強さに関しては各成分を含んだ値

$$T_u^* = \frac{\left[\frac{1}{3} \left\{ (\bar{u})^2 + (\bar{v})^2 + (\bar{w})^2 \right\} \right]^{\frac{1}{2}}}{U_\infty} \quad (1)$$

を採用しなくとも、主流方向の乱れの強さ

$$T_u = \frac{[(\bar{u})^2]^{\frac{1}{2}}}{U_\infty} \quad (2)$$

を測定することで十分とされており¹¹⁾、実験はこの線に沿って行なわれた。

乱れに関する研究やその測定方法に関しては従来か

* 昭和44年11月25日受付

** 原動機部

ら非常に多くの研究がなされていることはここに言うまでもない^{11), 12)}。それらの研究では等温流を扱ったものが多く、温度不均一な場合、あるいは燃焼ガスに対してはごく限られた単純化された条件で測定が行なわれているのみである^{13)~18)}。高温ガスに対してデータの少ない理由の一つは適当な測定方法がなかったことである。最近発達してきた冷却フィルムプローブ(Cooled Film Probe)はこの領域に対しては有望な測定法であり^{28)~32)}、本実験ではこのプローブを採用した。なお本実験に対しては一つの缶形燃焼器を設計し、性能測定の結果燃焼器の性能は良好であり実験に供用できることを確認した。

本報告では冷却フィルムプローブの特性と燃焼器の性能および乱れの測定結果を述べる。

記号

特注のないかぎり()内の数字は最初に現われた式または定義式を示す。

- A : キングの式の定数 (15)
 A_P : プローブ検出部の断面 (42)
 a : 定数 (4)
 A_0 : キングの式で基準温度で得られる A の値 (26)
 B : キングの式の定数 (15)
 $C_{ext-rot}$: 定積外部回転熱容量 (8)
 C_P : 定圧比熱 (4)
 C_{Pm} : 混合気の定圧比熱 (7)
 C_{tr} : 定積並進熱容量 (8)
 D : 円柱の直径 (36)
 d_0 : プローブ検出部の直径 (17)
 e : プリッジ変動電圧 (20)
 E_b : プリッジ印加電圧 (15)
 h : 热伝達率 (42)
 i : プローブ検出部の電流 (42)
 i_1, i_2 : 燃焼器入口と出口の流体のエンタルピ (25)
 k : 热伝導率 (4)
 k_p : 全圧損失率 (23)
 k^* : 热伝導率 (8)
 k^{**} : 热伝導率 (9)
 l : プローブ検出部の長さ (16)
 l_1 : プローブ検出部の電気加熱部の長さ
 l_2 : 図28に示すプローブ支持部の長さ
 M : 分子量 (3)
 m_a : 空気流量 (21)
 m_f : 燃料流量 (25)
 m_1 : $\left[\frac{2\pi r_2 h - 0.86 r^2 R_0 \alpha}{k\pi(r_2^2 - r_1^2)} \right]^{\frac{1}{2}}$ (47)
- m_2 : $\left[\frac{2r_2 h}{k(r_2^2 - r_1^2)} \right]^{\frac{1}{2}}$ (48)
 n : モル数
 n_e : 渦の発生周期 (37)
 N_u : ヌセルト数
 P : 検出部への電気入力 (15)
 p : 圧力 (22)
 P_0 : 流体速度がゼロのときの検出部への電気入力 (19)
 P_r : プラントル数
 p_{u*} : 燃焼器出口中心の全圧
 Q_c : プローブ冷却水への伝熱量
 Q_e : 検出部端面からの熱損失 (55)
 Q_h : プローブ加熱部と周囲流体間の伝熱量
 R : ガス定数 (4)
 R : プローブの電気抵抗
 R_e : レイノルズ数
 R_0 : 単位長さあたりの電気抵抗 (42)
 r_1 : プローブ検出部の内径
 r_2 : プローブ検出部の外径
 R_s : プリッジ回路でプローブ検出部と直列に入っている電気抵抗
 S : ストローハル数 (37)
 T : 絶対温度
 t : 温度
 t_e : プローブ周囲の流体温度 (15)
 t_f : 膜温度
 t_{om} : 表面温度変化の最大振幅 (38)
 t_r : 基準温度 (26)
 t_s : プローブ検出部表面温度 (15)
 T_u : 主流方向の乱れの強さ (2)
 T_u^* : 各成分を含んだ乱れの強さ (1)
 t_w : プローブ冷却水の温度
 t_4 : 燃焼器出口中心の温度
 u : 速度 U_∞ の x 方向の乱れの成分 (1)
 U_c : 燃焼器の最大断面平均風速 (21)
 U_h : プローブの熱通過率 (15)
 U_i : 燃焼器入口の空気流速
 U_∞ : 主流の乱れを含んだ速度 (1)
 U_∞ : 主流平均速度 (1)
 V : 比容積 (12)
 V : プローブ検出部に直角な速度 (15)
 v : 速度 U_∞ の y 方向の乱れの成分 (1)
 w : 速度 U_∞ の z 方向の乱れの成分 (1)
 X : モル分率 (5)

x : 軸方向の距離 (42)
 y : プローブ検出部表面に垂直な距離 (38)
 z : 質量割合 (7)
 ギリシャ文字
 α : $(P - P_0)/4P$ (27)
 α_t : 温度伝導率 (38)
 α_r : 電気抵抗の温度係数 (42)
 α_{pi} : 動圧比 ($4p_i/4p_4$) (35)
 α_{Ti} : 温度比 (T_i/T_4) (35)
 β : $-\frac{P - P_0 + \{A_0 + \eta(t_e - t_r)\}(t_s - t_e)}{2P}$ (27)
 β : $\frac{e^{m_2 l_2} + e^{-m_2 l_2}}{e^{m_2 l_2} - e^{-m_2 l_2}}$ (49)
 γ : 比重量 (21)
 ΔA : 各熱電対の測定値を代表とする断面積 (22)
 Δp : 動圧 (22)
 η : A の値の温度係数 (26)
 η_b : 燃焼効率 (25)
 θ : $t_s - t_e$ (43)
 λ : 過剰空気率
 μ : 粘性係数 (3)
 μ_m : 混合気の粘性係数 (5)
 ν_f : 流体の動粘性係数 (17)
 ξ : $x - l_1$ (44)
 ρ : 密度 (12)
 ρ_m : 混合気の密度 (14)
 σ : 衝突断面の直径 (3)
 τ : 時間 (38)
 τ_0 : 表面温度変化の周期 (38)
 ϕ : 全圧損失係数 (24)
 ϕ_{ij} : 式 (6) に示す値
 Ω_μ : 衝突の定数 (3)

添字
 ave : 平均値
 b : ブリッジ (15)
 c : プローブ冷却水
 e : プローブ周囲状態
 i : i 番目の量 (5)
 j : j 番目の量 (5)
 m : 混合気
 o : 速度ゼロの状態 (19)
 o : 基準状態 (26)
 s : 検出部表面 (15)
 t : 全圧
 $1, 2$: 燃焼器入口と出口 (23)
 $1, 2, 3$: 温度 t_1, t_2, t_3 の状態 (30)

2. 実験装置

実験装置の系統図を図 1 に示す。圧縮機の最大供給空気量は 1.3 kg/sec である。

図 2 に実験に使用した燃焼器を示す。燃料にはジェット燃料 JP-4 を使用し、燃焼器中では連続的に空気と混合して燃焼が行なわれる。燃焼ガスは排気ダクトを通して排出され、圧力は燃焼器出口で大気解放（大気圧）となっている。図では空気は左から右に流れ、燃料は旋回噴霧形ノズルから供給される。入口全圧、静圧、出口よどみ温度および全圧測定用のタップも同図に示してある。乱れ測定用の冷却フィルムプローブは燃焼器出口のところに設置した。このプローブについてはのちほど述べる。

空気流量は電動蝶形弁で調節し、燃料はニードル弁とレギュレータを操作して調節した。これらのコントロール機器、測定用電気機器およびマノメータ類は燃焼器室の隣の操作室に設置した。

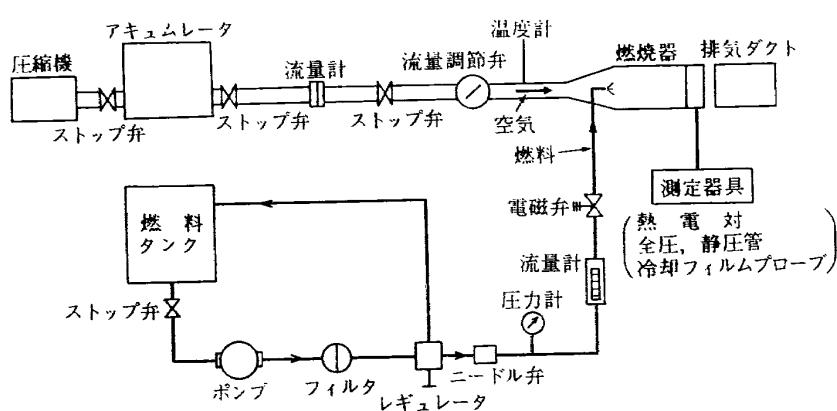


図 1 実験装置系統図

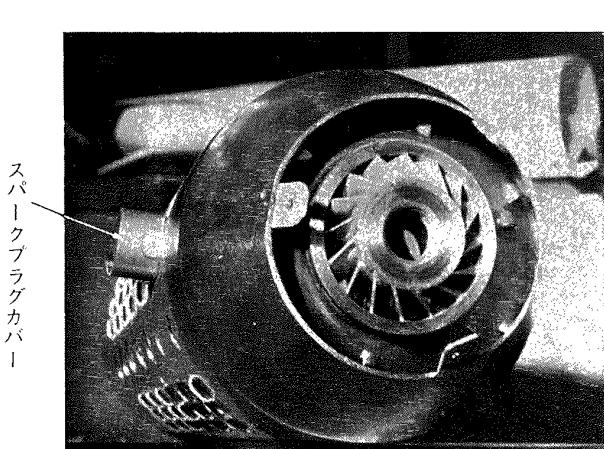
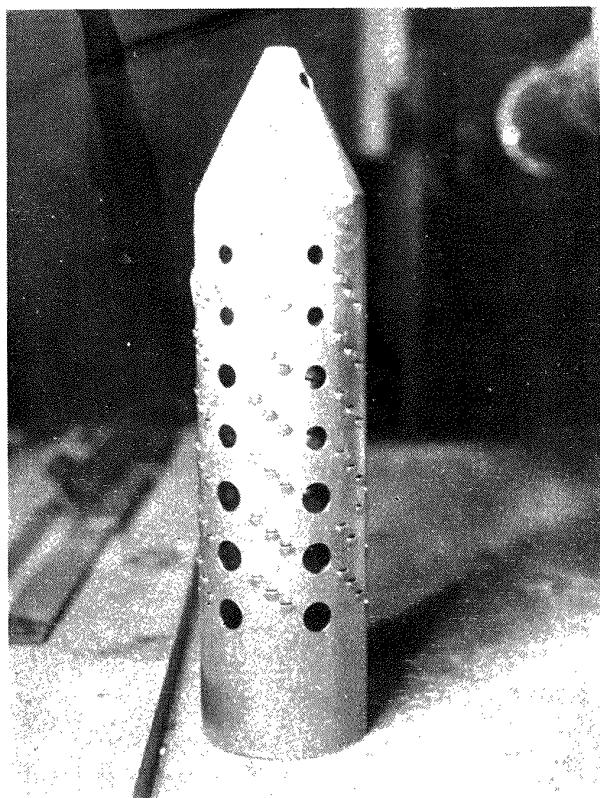
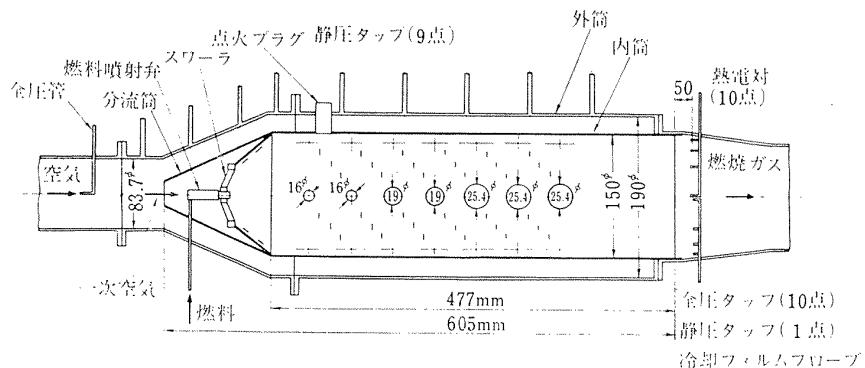


図 3 缶形燃焼器の内筒

3. 燃焼器

3.1 燃焼器の設計

図 2, 図 3 に示す燃焼器が VTOL 機用リフトエンジンに基づいて実験用に設計された。

燃焼器のおもな仕様は以下のとくである。

型	缶形
内筒の長さ	605 mm
内筒の直径	150 mm
設計点	
空燃比	$m_a/m_f = 55$
最大断面平均風速	$U_c = 30 \text{ m/s}$
燃焼効率	$\eta_b = 95\%$
出口温度	$t_2 = 850^\circ\text{C}$
入口空気流速	$U_i = 150 \text{ m/s}$

この燃焼器は一次燃焼領域に空気を送るところに空気旋回用のスワーラを採用している。このスワーラは火炎保持用の循環流領域の形成の役も果たす。ディフューザ部の圧力回復をスムーズにし、一次燃焼領域の空燃比を設計点で理論混合比に近くするよう内筒入口部に分流筒をとりつけた。分流筒先端の面積をその部分の全断面積の 1/10 にとった。分流筒からの空気と、同一円周上に 6 個ある内筒上流側の第 1, 第 2 の空気孔（径 16 mm）からの空気を一次燃焼領域用とした。第 3 と第 4 の空気孔（径 19 mm）からは二次燃焼領域用空気が、その下流側の空気孔（径 25 mm）から希釈領域用の空気が流入する。これらの区分は便宜的なもので厳密に区分することは難かしい。

通常空気孔の大きさは実験的に決められ、いろいろテストの上で適当なものが選択される。ここでは空気孔全断面積と内筒の軸方向に垂直な断面積を近い値にとった¹⁹⁾。各空気孔の大きさは箱形模型による実験から圧力分布を推定して求めた²⁰⁾。

外筒の直径は実験装置の最大供給空気量と最大断面

平均風速 U_c から求めた。外筒の断面積の 6 割を内筒の断面積にとって圧力損失を少なくするように図った¹⁹⁾。単式噴霧形ノズルから燃料を供給したが、その流量は噴射圧力 11 kg/cm² で 0.103 m³/hr であり、そのときの公称サウタ平均粒径は 74 ミクロン、噴霧角は 90° である。外筒には観察用の窓を 3 個設けて一次、二次燃焼領域と希釈領域をそれぞれ観察できるようにした。

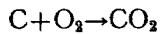
3.2 燃焼器からの燃焼ガスの物性値

燃焼器で起る燃焼反応を全体的に取り扱えば次のように簡単化が可能であり、燃焼ガスの化学組成を与える²¹⁾。

通常の燃料は燃やすことのできる炭素と水素の形で化学エネルギーを貯えており、その水素-炭素比が重要な意味を持つ。ジェット燃料 JP-4 に対してはその比重から燃料中の水素の重量割合 (H) を求めると^{22), 23)}

$$H_{JP-4} = 0.143$$

1 kg の炭素の燃焼



に対しては必要理論酸素量あるいは空気量がおのおの 2.66 kg と 11.5 kg になる。同様に水素 1 kg の燃焼に対しては 7.93 kg の酸素あるいは 34.2 kg の空気が必要である。ここでジェット燃料 JP-4 が C と H のみから成っているとし、燃料 1 kg を燃焼させると必要な空気量を求めるとき 14.75 kg となる。

普通の燃焼では理論的に必要な空気量のみでは十分でなく、完全に燃焼を行なわせて炭素堆積を防ぐため過剰空気あるいは燃焼ガスの温度を下げるため希釈空気を供給する。この双方を含めて過剰空気率 λ を次のように定義する。

$$\lambda = \frac{\text{実際に用いた空気}}{\text{理論的に必要な空気}}$$

実験では λ の範囲が約 2~5 である。燃焼器出口における燃焼ガスの組成は、1 kg のジェット燃料 JP-4 の完全燃焼と空気中の不活性ガスを窒素のみとおけ

ば、 λ に対して次のように表わされる。

$$CO_2 = 3.66 \times 0.857 = 3.137 \text{ (kg)}$$

$$H_2O = 8.94 \times 0.143 = 1.278 \text{ (kg)}$$

$$N_2 = 14.75 \times 0.768 = 11.329 \text{ (kg)}$$

$$Air = 14.75 \times \lambda \text{ (kg)}$$

λ の値に対する各成分のモル比を表 1 に示す。

表 1 に示した組成を利用すれば、燃焼器の出口における燃焼ガスの物性値を計算により求めることができる。粘性、熱伝導率、密度、比熱等を計算するのに用いた式および求めた結果を以下に示す。各成分に対する物性値は最近の表から求めた²⁴⁾。表にない高温の領域に対しては次の式を用いた^{25), 26)}。

粘性……球形モデルで分子間引力を考慮した式

$$\mu = 2.6693 \times 10^{-5} (MT)^{1/2} / \sigma^2 \Omega_\mu \quad (3)$$

熱伝導率……提供できるデータから修正 Euken モデルを使用

$$k = \frac{15}{4} \frac{R}{M} \mu \left[1 + a \left(\frac{2C_p}{5R} - 1 \right) \right] \quad (4)$$

ここで a の値は O_2 , N_2 , CO_2 等には 0.78 その他には $0.78 < a < 0.88$ である。

各成分に対する物性値を表 2 に示す。

燃焼ガスの物性値の計算に際してはすでに燃焼反応が終了し、燃焼生成物と不活性ガスおよび過剰空気の混合で燃焼ガスが構成されているものとした。計算に用いた関係式を以下に示す^{25), 26)}。

粘性 μ_m ……常圧の n 成分の混合気に対しては気体運動論の結果に基づいた Wilke の近似式

$$\mu_m = \sum_i \frac{\mu_i}{\left[1 + \sum_{j=1}^{n-1} \phi_{ij} (X_j/X_i) \right]} \quad (5)$$

ここで ϕ_{ij} は

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + (\mu_i/\mu_j)^{1/2} (M_j/M_i)^{1/2} \right]^2}{\sqrt{8} \left[1 + (M_i/M_j) \right]^{1/2}} \quad (6)$$

比熱 C_{pm} ……理想混合気体に対する比熱の式を用いる。

表 1 燃焼ガスの組成

気体の種類	モル数 n_i	モル比 $X_i = n_i/n_t$			
		$\lambda=2$	$\lambda=3$	$\lambda=4$	$\lambda=5$
CO ₂	3.137/44.01=0.0713	0.0455	0.0344	0.0276	0.0230
H ₂ O	1.278/18.02=0.0709	0.0453	0.0342	0.0274	0.0229
N ₂	11.329/28.02=0.4043	0.2583	0.1948	0.1564	0.1307
Air	14.75×λ/28.95=0.5095λ	0.6509	0.7366	0.7886	0.8234
計	n_t	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

表 2 構成ガスの物性値*

気体	温度	C_p cal/g°K	μ poise	K cal/cmsec°K	ρ g/cm³
空気	400	0.24054	2.2860×10^{-4}	8.0435×10^{-5}	0.88224×10^{-3}
	600	0.25127	3.0167	11.142	0.58807
	800	0.26262	3.6242	13.802	0.44106
	1000	0.27298	4.1527	16.144	0.35287
CO_2	400	0.22504	1.9318	5.8796	1.34310
	600	0.25719	2.6827	10.2989	0.89414
	800	0.27941	3.3225	12.08**	0.67036
	1000	0.29499	3.8911	14.81**	0.53622
N_2	400	0.24973	2.1995	7.9453	0.85372
	600	0.25695	2.9127	10.905	0.56878
	800	0.26820	3.4896	13.375	0.42661
	1000	0.27897	4.0000	15.423	0.34130
O_2	400	0.22507	2.5556	8.2725	0.97494
	600	0.23977	3.3931	11.5580	0.64976
	800	0.25202	4.1161	14.27**	0.48732
	1000	0.26052	4.7692	17.0**	0.38986
H_2O	400	0.48036	1.342	6.2177	0.55493
	600	0.48433	2.064	10.079	0.36670
	800	0.51455	2.786	14.125	0.27464
	1000	0.55***	3.590**	27.7**	0.2197**

* 文献 (24)

** 計算

*** 外挿

$$\begin{aligned} C_{pm} &= \sum_i z_i C_{pi} \\ &= \sum_i \frac{X_i M_i C_i}{(\sum X_i M_i)} \end{aligned} \quad (7)$$

熱伝導率 k_m ……Cheung, Blomley および Wilke の方法によれば各純粋成分の熱伝導率 k_i は次に示す二つの成分 k_i^* と k_i^{**} に分けられる。

$$k_i^* = k_i \{ (2.5C_{tr} + C_{ext-rot}) / [2.5C_{tr} + C_{ext-rot}] + 1.3(C_v - C_{tr} - C_{ext-rot}) \} \quad (8)$$

$$k_i^{**} = k_i - k_i^* \quad (9)$$

ここで C_{tr} は定積並進熱容量で $3/2 R$, $C_{ext-rot}$ は定積外部回転熱容量で線形分子に対しては R , 非線形分子に対しては $3/2 R$ となる。したがって k^* は次のように簡単に書ける。

$$k_i^* = \begin{cases} k_i \{ 1 / [1 + 0.25(C_{vi}/R - 1)] \} & \text{非線形分子} \\ k_i \{ 1 / [1 + 0.35(C_{vi}/R - 1)] \} & \text{線形分子} \\ k_i & \text{単原子分子} \end{cases} \quad (10)$$

k_i をこのように分けると混合気の熱伝導率は次のように表わされる。

$$k_m = \sum_{i=1}^n \frac{k_i^*}{1 + \sum_{j=1, j \neq i}^n (M_{ij}/M_i) \phi_{ij}(X_j/X_i)}$$

$$+ \sum_{i=1}^n \frac{k_i^{**}}{1 + \sum_{j=1, j \neq i}^n \phi_{ij}(X_j/X_i)} \quad (11)$$

ここで ϕ_{ij} は前出 (6) で定義され, M_{ij} は $(M_i + M_j)/2$ である。混合気の成分中 CO_2 , N_2 , O_2 は線形分子で, H_2O は非線形分子である。

密度 ρ_m ……常圧の n 成分混合気に対しては理想気体と仮定すると各成分の体積は定圧定温状態では加算できて

$$V_m = \sum_{i=1}^n X_i V_i = \sum_{i=1}^n \frac{X_i M_i}{\rho_i} \quad (12)$$

ここで V_i と ρ_i は混合気全体の温度と全圧に基づいてとる。混合気の分子量は²⁷⁾

$$M_m = \sum_i X_i M_i \quad (13)$$

したがって混合気の密度は

$$\rho_m = \frac{M_m}{V_m} = \frac{\sum_i X_i M_i}{\sum_i \frac{X_i M_i}{\rho_i}} \quad (14)$$

燃焼ガスの組成を表 1 からとて上述の関係式から求めた燃焼ガスの物性値を表 3 に示す。計算にはCDC 6600 型電子計算機を使用した。

表 3 の結果から実験における燃焼ガスの物性値は空

表 3 燃焼ガスの物性値

λ	温度 °K	C_p cal/g°K	μ poise	k cal/cmsec°K	ρ g/cm³	P_r
2	400	0.24891	2.200×10^{-4}	7.7687×10^{-5}	0.87982×10^{-3}	0.701
	600	0.26001	2.933	10.9970	0.58618	0.693
	800	0.27263	3.543	13.6237	0.43961	0.709
	1000	0.28419	4.064	16.3940	0.35170	0.705
3	400	0.24684	2.611	7.8305	0.88043	0.697
	600	0.25785	2.953	11.0321	0.58665	0.690
	800	0.27016	3.563	13.6671	0.43997	0.704
	1000	0.28142	4.086	16.3324	0.35199	0.704
4	400	0.24561	2.658	7.8695	0.88077	0.694
	600	0.25656	2.966	11.0535	0.58692	0.688
	800	0.26868	3.575	13.6935	0.44018	0.701
	1000	0.27977	4.099	16.2959	0.35216	0.704
5	400	0.24476	2.689	7.8965	0.88104	0.693
	600	0.25568	2.974	11.0679	0.58713	0.687
	800	0.26767	3.583	13.7112	0.44034	0.699
	1000	0.27864	4.108	16.2703	0.35229	0.703

気の値に近いことがわかる。双方の違いは実験誤差範囲内にあり、第一近似として空気の物性値をこの実験で得られる燃焼ガス用に採用して差しつかえない。

4. 冷却フィルムプローブ

冷却フィルムプローブは原理的には内部冷却式の検出部を持った定温風速計であり、その取り扱いは熱線風速計と似ている。このプローブは内部に吸熱部を持つのでその検出部の表面温度を周囲の気体の温度より低く保つことができ、高温の気体中で使用できる。

このプローブについては Fingerson によって詳細に研究されており^{28~31)}、ここでは簡単にその原理や実験に関連のある関係式について述べる。

実験に使用したプローブは Thermo-Systems HF-11 型冷却フィルムプローブでその外観を図 4 に示す。このプローブ先端の検出部は細い石英管の表面に白金がメッキしてあり、冷却は管中に水を流して行なう。検出部の大きさは外径 0.15 mm、内径 0.125 mm、長さ約 1.2 mm である³²⁾。

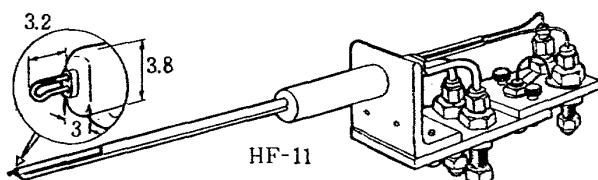


図 4 冷却フィルムプローブ

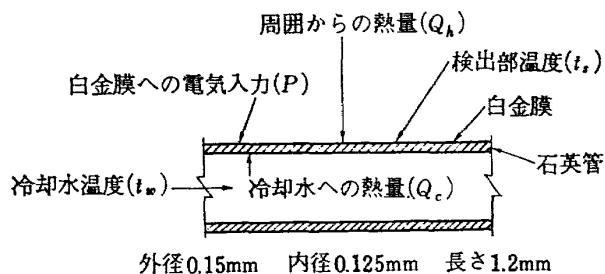


図 5 検出部の伝熱の様子

検出部における伝熱の基本関係式は次のように書ける（図 5 参照）^{32, 33)}。

$$Q_c = U_h(t_s - t_w) = \text{同一検出部温度に対しては一定}$$

$$Q_c = P + Q_h$$

ここで $P > 0$ であるから通常の使用条件では

$$Q_c > Q_h$$

Q_h はよく知られているように次の King の式で表わされる¹²⁾。

$$Q_h = (A + BV^{\frac{1}{4}})(t_e - t_s)$$

したがって図 6 のブリッジ回路では

$$P = \left(\frac{E_b}{R + R_3} \right)^2 R$$

$$= U_h(t_s - t_w) + (A + BV^{\frac{1}{4}})(t_s - t_e) \quad (15)$$

流れの中の円柱の伝熱に関しては沢山の研究があるが、本実験では Kramer によって種々のデータからまとめられ³⁴⁾、Hinze¹²⁾の推奨する次式を A , B の計算に用いた。

$$A = 0.42\pi k_f l P_r^{0.20} \quad (16)$$

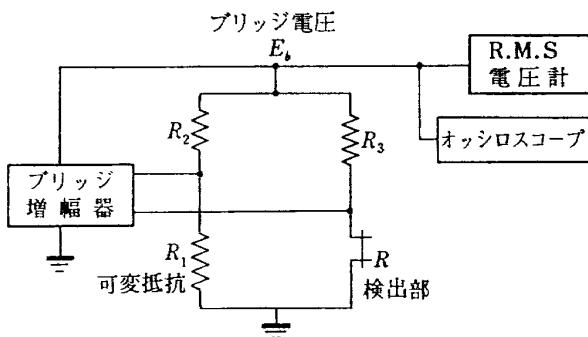


図 6 ブリッジ回路

$$B = 0.57\pi k_f l P_r^{0.33} (d_0/v_f)^{0.50} \quad (17)$$

実際の A , B の値は表 3 に示す物性値を代入して求めた。

図 6 に示したブリッジ回路のうち検出部を除いては Thermo-Systems 製風速計 1010 A 型に組み込まれている。ブリッジ出力電圧 E_b は風速計のパネル上に、電圧の変動分は Ballantine 製 320 型 r.m.s. 電圧計およびオシロスコープで測定された。回路の抵抗値 R_2 と R_3 はそれぞれ 10 オームと 2 オームである。検出部の温度は特定の R の設定値に対して常に一定になるよう電子回路で調節されており、その設定レベルは抵抗 R_1 の値をかえて決められる。乱れの算出に対してはしたがって一定温度 t_s あるいは一定抵抗 R として扱う。検出部の冷却水の供給には純水を使う Thermo-Systems 製スタンド 1110 H を用い、プローブ支持部の冷却には水道水を使用した。

流れが一定温度で一定成分からなっているとき、検出部を主流に垂直に置けば主として主流方向の乱れを検出する。平均出力レベルを次のようにとり

$$P = U_h(t_s - t_w) + (A + BV^{\frac{1}{2}})(t_s - t_e) \quad (18)$$

速度ゼロのときの出力を

$$P_0 = U_h(t_s - t_w) + A(t_s - t_e) \quad (19)$$

ととて、微小な乱れに対して平均自乗根を $\sqrt{u^2}$ と表わし、それに対するブリッジの電圧変動の平均自乗根を $\sqrt{e^2}$ で表わせば、乱れの強さは次のように表わされる。

$$\begin{aligned} T_u &= \frac{\sqrt{u^2}}{U_\infty} \\ &= \frac{4P}{P - P_0} \frac{\sqrt{e^2}}{E_b} \end{aligned} \quad (20)$$

5. 実験方法

ここでは燃焼器の性能測定のための方法と乱れの測定方法について述べる。燃焼器の性能は大気圧下で燃焼器の入口、出口等で測定した温度と圧力から求め

た。乱れに関しては燃焼器出口の乱れの強さの測定を行なった。乱れのスペクトラム等の測定は将来必要と思われるが本実験の対象外である。

5.1 燃焼器の性能測定

燃焼器は大気圧下におかれ、入口空気温度は予熱しなかったので室温に近い。実験では最大断面平均風速を 20, 24, 31 m/s の 3 種類、空燃比を 45~51, 54~59, 69~70, 77~80 の 4 種類にとった。燃料はジェット燃料 JP-4 を用いた。

測定は燃焼器入口側で

全 壓:	1 点
静 壓:	1 点
空 気 温 度:	1 点

燃焼器外壁で

外 壁 静 壓:	9 点
----------	-----

燃焼器出口で（測定部を回転させ三通りの測定位置を採用したが、各測定位置に対し）

全 壓:	10 点
淀み点温度:	10 点

について行ない、その他に

空 気 流 量
燃 料 流 量
噴射弁圧力

を測定した。

燃焼ガスの測定に使用した熱電対には 0.64 mm 径のクロメルーアルメルを用いた。熱電対の接点は手製で水の沸点と氷点を使って簡単な較正を行なった。温度測定には電子管平衡式ミリポルトメータ Honeywell 製 Y 156 X 63 V 12-X(V) 型を使用し、切りかえ箱を使って 11 点の温度を測定した。

全圧や静圧の読みには片方が大気解放の水銀マノメータを用いた。

燃焼器出口の熱電対と全圧管は燃焼器の軸に垂直な断面で各測定点の代表面積が等しくなるように設定された。しかし初期の測定で温度や圧力分布が軸対称でないことから 10 点の測定では十分なデータが得られないことがわかった。その結果出口の測定部を回転させて同一の実験条件に対して 3 種の異なった位置で測定を行なったが、その位置を図 7 に示す。燃焼効率はこれら 3 種の測定位置で与えられる温度分布と圧力分布から求めた。

空気流量の測定には管内オリフィス（口径 101.6 mm）を使用し、燃料流量には浮子式流量計を使用した。燃料流量計はジェット燃料 JP-4 に対して使用するため重量法で較正した。

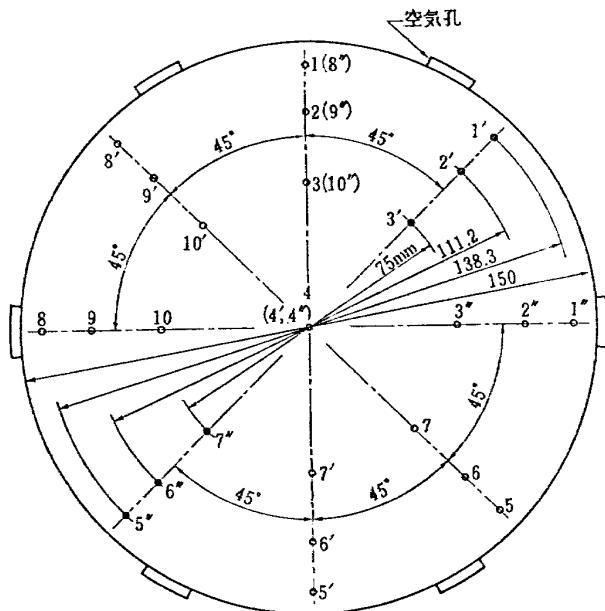


図 7 a 热電対の位置

位置 A—数字のみ
位置 B—'付き
位置 C—''付き

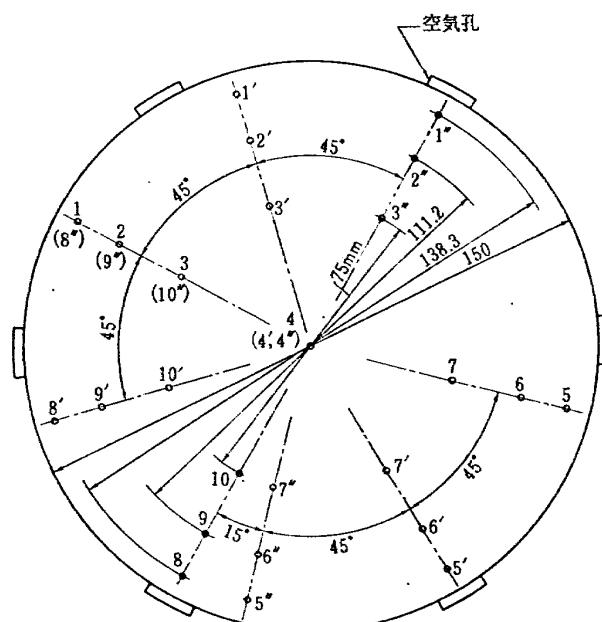


図 7 b 全圧管の位置

位置 A—数字のみ
位置 B—'付き
位置 C—''付き

上述の測定から次の項目を求めた。

1) 燃焼器入口の全圧: p_{1t} kg/cm² abs

2) 最大断面平均風速: U_c

$$U_c = \frac{m_a}{0.0284\gamma_1} \text{ m/sec} \quad (21)$$

3) 燃焼器入口温度: t_1 °C

4) 燃焼器出口平均温度: t_2 , 各温度計指示値 t_{2i}
に各温度計測温部を流れる燃焼ガス流量を考え合
わせて平均したもの。

$$t_2 = \frac{\sum_i t_{2i} \frac{1}{2} (t_{2i} + 273) \frac{1}{2} A_i}{\sum_i \frac{1}{2} (t_{2i} + 273) \frac{1}{2} A_i} - 273 \text{ °C} \quad (22)$$

5) 全圧損失率: k_p , 入口, 出口の全圧差を入口全
圧で割ったもの。

$$k_p = \frac{p_{1t} - p_{2t}}{p_{1t}} \quad (23)$$

6) 全圧損失係数: ϕ , 入口, 出口の全圧差を最大
断面平均風速の動圧で割ったもの。

$$\phi = \frac{(p_{1t} - p_{2t}) \times 10^4}{\frac{1}{2} \rho_1 U_c^2} \quad (24)$$

7) 燃焼効率: η_b , 燃焼器出口の燃焼ガスの平均エ
ンタルピを求める, 燃焼器入口空気のエンタルピと
から求めたもの。

$$\eta_b = \frac{i_2(m_a + m_f) - i_1 m_a}{10,250 \times m_f} \times 100 \% \quad (25)$$

8) 空燃比: m_a/m_f

5.2 冷却フィルムプローブによる乱れの測定

燃焼器からの燃焼ガスは速度と温度の変動成分を持
ち冷却フィルムプローブはその双方に対して感じる。
一本の検出部を用いて双方の変動の分離を行なうには
次のようにする。

Corrsin は熱線を同一流れ場の中においたとき, 小
さな流れの変動に対しては熱線の温度をかえて測定す
れば双方の変動を分離できることを示した³⁵⁾。冷却フ
ィルムプローブに対しても同様な方法を採用できる。

式 (15) を変形し検出部の熱容量が無視できると仮
定し微分を行なう。冷却フィルムプローブの検出部は
通常の乱れに対しては十分速く応答できるので, この
仮定は満足される (考察参照)。

式 (15) を書きなおし

$$\begin{aligned} P &= \left(\frac{E_b}{R + R_3} \right)^2 R \\ &= Q_c + (A + BV^{\frac{1}{2}})(t_s - t_e) \\ &= Q_c + \left\{ A_0 + \eta \left(\frac{t_e + t_s}{2} - t_r \right) + BV^{\frac{1}{2}} \right\} (t_s - t_e) \end{aligned} \quad (26)$$

空気に対しては B の温度変化が十分小さく一定とおくことができるので、燃焼ガスに対しても同様に扱う。

したがって式 (26) を微分後整理すると

$$\begin{aligned} \frac{dE_b}{E_b} &= \frac{1}{2P} \left[\frac{P-P_0}{2} \frac{dV}{V} + \{A_0 + \eta(t_e - t_r)\} \right. \\ &\quad \times (t_s - t_e) + P - P_0] \frac{-dt_e}{t_s - t_e} \\ &= \alpha \frac{dV}{V} + \beta \frac{dt_e}{t_s - t_e} \end{aligned} \quad (27)$$

ここで

$$\begin{aligned} P_0 &= Q_c + A(t_s - t_e) \\ \alpha &= (P - P_0)/4P \\ \beta &= -\frac{P - P_0 + \{A_0 + \eta(t_e - t_r)\}(t_s - t_e)}{2P} \end{aligned} \quad (28)$$

式 (27) を二乗して平均をとれば

$$\overline{\left(\frac{dE_b}{E_b}\right)^2} = \alpha^2 \left(\frac{dV}{V}\right)^2 + 2\alpha\beta \frac{dV}{V} \frac{dt_e}{t_s - t_e} + \beta^2 \left(\frac{dt_e}{t_s - t_e}\right)^2 \quad (29)$$

α と β はプローブ検出部の温度をかえた際に同じ割合では変化しないので、一本の検出部を三種の異なった温度に設定して得た値から速度と温度変動の平均二乗根および双方の相互相関関係が得られる。

三種の設定温度 t_1, t_2, t_3 に対して式 (29) は次のようにになる。

$$\begin{aligned} \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_1^2 &= \alpha_1^2 \left(\frac{dV}{V}\right)^2 + 2\alpha_1\beta_1 \left(\frac{dV}{V} \frac{dt_e}{t_s - t_e}\right) + \beta_1^2 \left(\frac{dt_e}{t_s - t_e}\right)^2 \\ \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_2^2 &= \alpha_2^2 \left(\frac{dV}{V}\right)^2 + 2\alpha_2\beta_2 \left(\frac{dV}{V} \frac{dt_e}{t_s - t_e}\right) + \beta_2^2 \left(\frac{dt_e}{t_s - t_e}\right)^2 \\ \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_3^2 &= \alpha_3^2 \left(\frac{dV}{V}\right)^2 + 2\alpha_3\beta_3 \left(\frac{dV}{V} \frac{dt_e}{t_s - t_e}\right) + \beta_3^2 \left(\frac{dt_e}{t_s - t_e}\right)^2 \end{aligned} \quad (30)$$

したがって求める三種の値は次のように表わされる。

$$\left(\frac{dV}{V}\right)^2 = \frac{1}{4} \begin{vmatrix} \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_1^2 & 2\alpha_1\beta_1 & \beta_1^2 \\ \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_2^2 & 2\alpha_2\beta_2 & \beta_2^2 \\ \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_3^2 & 2\alpha_3\beta_3 & \beta_3^2 \end{vmatrix} \quad (31)$$

$$\left(\frac{dV}{V} \frac{dt_e}{t_s - t_e}\right) = \frac{1}{4} \begin{vmatrix} \alpha_1^2 & \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_1^2 & \beta_1^2 \\ \alpha_2^2 & \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_2^2 & \beta_2^2 \\ \alpha_3^2 & \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_3^2 & \beta_3^2 \end{vmatrix} \quad (32)$$

$$\overline{\left(\frac{dt_e}{t_s - t_e}\right)^2} = \frac{1}{4} \begin{vmatrix} \alpha_1^2 & 2\alpha_1\beta_1 & \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_1^2 \\ \alpha_2^2 & 2\alpha_2\beta_2 & \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_2^2 \\ \alpha_3^2 & 2\alpha_3\beta_3 & \left(\frac{dE_b}{E_b}\right)_3^2 \end{vmatrix} \quad (33)$$

ここで

$$A = \begin{vmatrix} \alpha_1^2 & 2\alpha_1\beta_1^2 & \beta_1^2 \\ \alpha_2^2 & 2\alpha_2\beta_2^2 & \beta_2^2 \\ \alpha_3^2 & 2\alpha_3\beta_3^2 & \beta_3^2 \end{vmatrix} \quad (34)$$

6. 実験結果

6.1 燃焼器の性能

温度と圧力測定に基づいて得られた燃焼器の性能を表 4 に示す。表には実験条件と、5.1 で述べた方法によって得られた結果を示す。

燃焼器出口の温度分布と全圧分布、燃焼効率、静圧分布および全圧損失については図 8 から図 25 に示し検討した。

6.1.1 温度分布

燃焼器の出口温度分布を図 8 から図 14 に示す。図 8 から図 11 は半径方向あるいは熱電対の位置による温度の変化を示す。図では各位置の値を燃焼器出口の中心温度 t_4 で割ってある。熱電対の位置を示す番号は図 7a に示したものと同じである。温度分布の変化はそれほど急激でなく、空気流速によってかわるが空燃比による変化は小さい。これらの温度分布から温度比一定の線を求めるとき図 12～図 14 のようになる。各図は空気流速によって分けてあるが、異なった空燃比の値を同時に含む。図から出口温度分布は軸対称でないことがわかる。中心より上部に低温部があり、これは

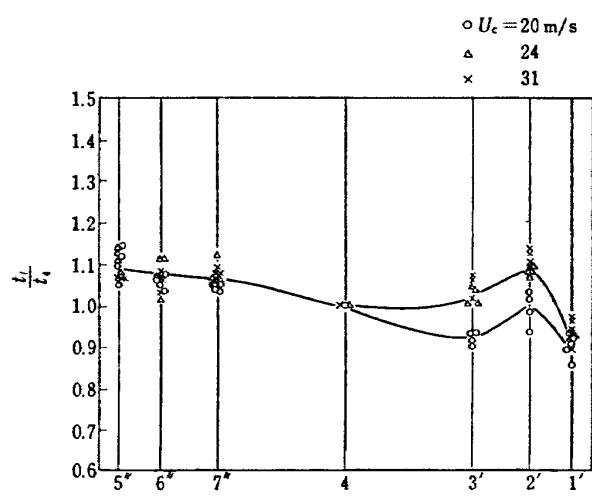


図 8 温度分布

表 4 燃焼器の性能

Run No.	P_{1t} kg/cm ² abs	m_a kg/s	U_c m/s	t_1 °C	t_2 °C	k_p	η_b %	m_a/m_f	ϕ	*
8	1.097	0.63	19.0	19	481	0.061	86.7	74.0	—	A
9	1.097	0.63	19.0	18	621	0.061	91.3	58.3	—	A
10	1.099	0.63	19.0	18	735	0.063	88.8	47.5	—	A
11	1.114	0.78	23.4	18	519	0.075	94.3	73.9	—	A
12	1.107	0.68	20.5	17	461	0.069	89.4	80.4	30.7	A
13	1.112	0.69	20.9	16	518	0.074	90.3	70.7	30.7	A
14	1.098	0.68	20.3	16	618	0.062	92.0	59.1	32.0	A
15	1.109	0.69	20.5	16	700	0.071	92.2	51.0	33.1	A
16	1.151	0.84	24.8	18	497	0.105	93.5	76.9	31.8	A
17	1.150	0.84	24.6	17	550	0.104	92.0	68.7	33.2	A
18	1.151	0.83	24.3	17	669	0.105	91.7	54.0	34.1	A
19	1.166	0.83	23.7	17	719	0.116	83.9	45.3	37.7	A
20	1.189	0.98	28.4	18	481	0.134	94.1	80.5	—	A
21	1.191	0.98	28.1	18	550	0.137	93.6	70.0	—	A
22	1.183	0.94	26.9	19	676	0.129	94.2	54.7	—	A
23	1.177	0.92	26.0	18	747	0.125	90.6	46.7	—	A
24	1.108	0.67	20.3	19	516	0.070	102.3	77.9	30.7	B
25	1.103	0.68	20.5	19	579	0.066	98.8	69.0	28.6	B
26	1.111	0.69	20.6	19	672	0.073	100.9	58.9	30.7	B
27	1.116	0.69	20.5	19	744	0.077	98.9	51.4	33.6	B
28	1.139	0.84	24.9	19	541	0.096	101.5	76.0	30.8	B
29	1.139	9.84	24.8	19	600	0.096	100.5	68.3	31.0	B
30	1.151	0.83	24.0	19	742	0.105	103.2	54.0	32.3	B
31	1.150	0.84	24.0	19	766	0.104	91.0	45.6	31.7	B
32	1.216	1.13	32.2	19	513	0.153	105.5	84.0	32.7	B
33	1.220	1.13	31.9	18	602	0.156	106.8	71.1	33.3	B
34	1.196	1.13	31.2	19	718	—	105.5	57.5	—	B
35	1.222	1.12	30.1	19	845	0.157	100.6	45.8	34.6	B
36	1.233	1.12	31.9	18	474	0.165	95.5	83.1	35.5	C
37	1.214	1.11	31.3	19	555	0.152	96.0	70.2	33.4	C
38	1.218	1.11	30.6	20	659	0.154	92.0	56.8	34.8	C
39	1.216	1.10	29.6	21	771	—	91.0	45.2	—	C
40	1.103	0.68	20.5	21	500	0.066	95.7	78.8	33.4	C
41	1.109	0.68	20.5	21	565	0.069	96.6	69.0	35.7	C
42	1.107	0.68	20.3	21	666	0.070	98.3	58.1	34.6	C
43	1.102	0.68	20.1	21	752	0.065	97.5	50.2	32.8	C
44	1.142	0.84	24.7	18	510	0.098	95.2	76.5	33.4	C
45	1.138	0.84	24.5	18	561	0.095	95.3	68.8	32.2	C
46	1.141	0.83	23.8	18	691	0.097	95.5	54.1	34.2	C
47	1.141	0.83	23.6	17	789	0.097	93.5	45.3	34.2	C
48	1.204	1.12	32.3	18	468	0.145	94.0	83.3	29.8	A
49	1.210	1.12	31.8	19	542	0.149	93.0	70.3	31.4	A
50	1.214	1.11	30.7	20	644	0.152	92.6	56.7	34.3	A
51	1.221	1.10	29.4	20	769	0.156	90.6	45.1	39.0	A

* 熱電対と全圧管の位置

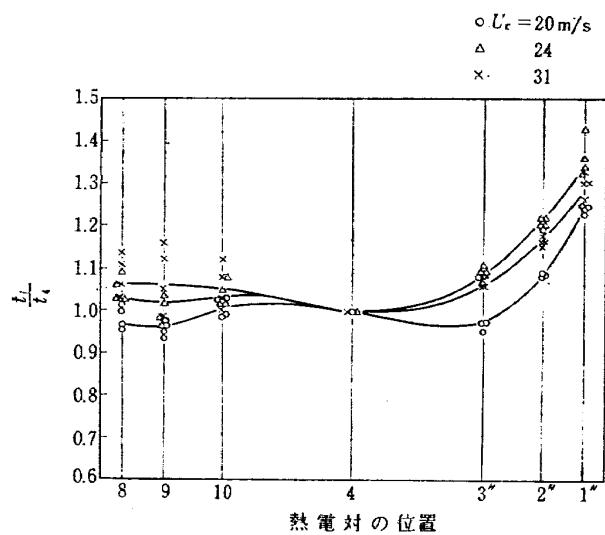


図 9 溫 度 分 布

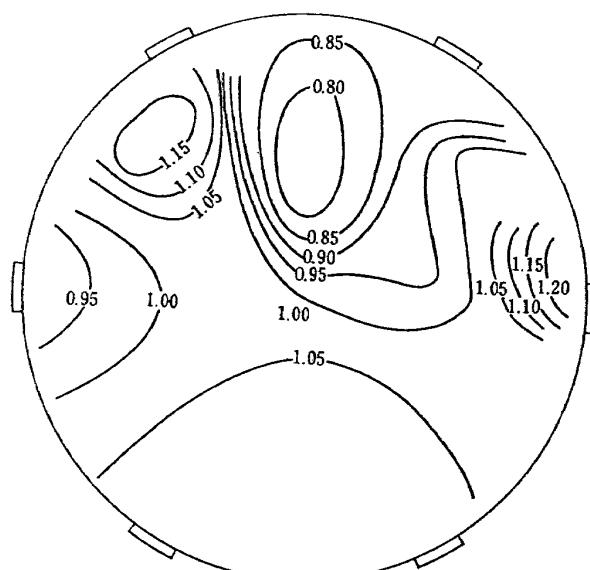
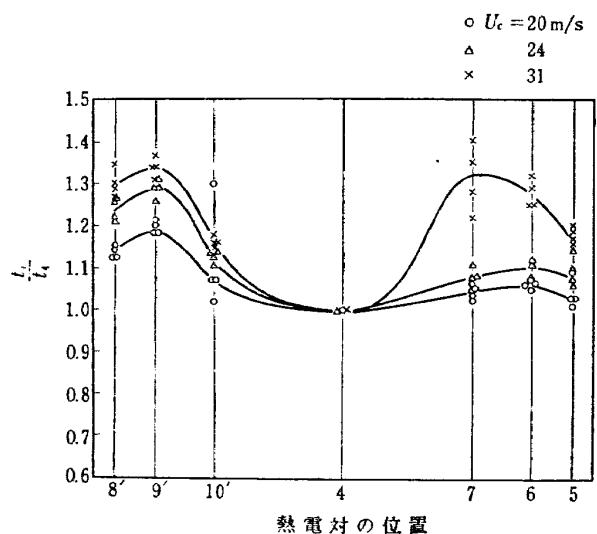
図 12 溫度分布 t/t_4 $U_e=20 \text{ m/s}$ 

図 10 溫 度 分 布

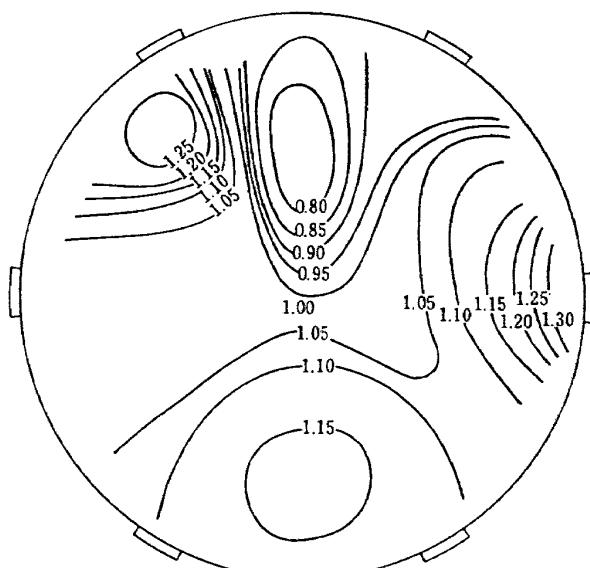
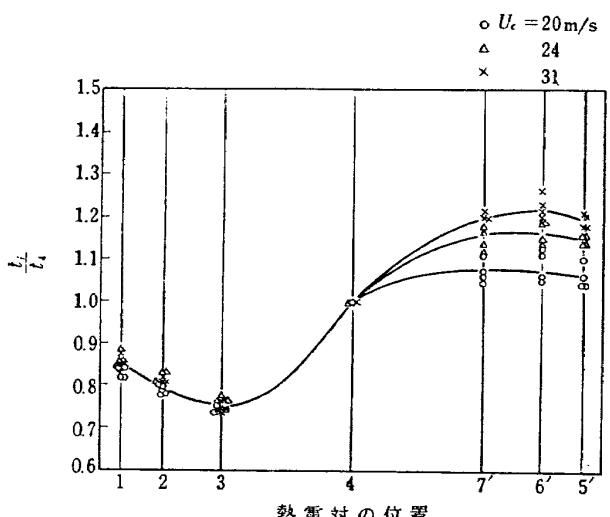
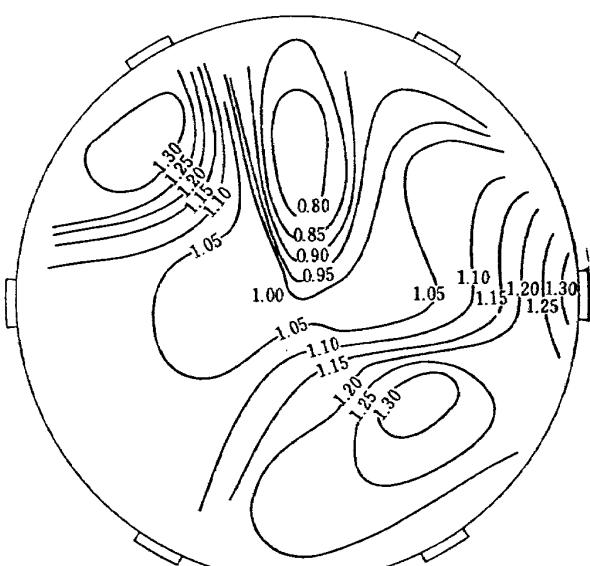
図 13 溫度分布 t/t_4 $U_e=24 \text{ m/s}$ 

図 11 溫 度 分 布

図 14 溫度分布 t/t_4 $U_e=31 \text{ m/s}$

スパークプラグのカバーの影響がでているためである。高速になると分布の変化は急激になり高温の部分が現われる。

6.1.2 全圧分布

燃焼器の出口全圧分布を図 15 から図 21 に示す。温度分布と同様に全圧管各位置の値を燃焼器出口中心の値で割って比の形で表わしてある。全圧管の位置は図 7b に示すもので熱電対の位置とは異なっている。等しい全圧比の値を結んだ線を図 19～図 21 に各速度に対して示してあるが、全圧分布も軸対称でないことがわかる。

6.1.3 燃焼効率

熱電対と全圧管は燃焼器の出口で各測定点に対し代表断面積を等しく与えるように、また軸対称の温度分

布や圧力分布を仮定して設定された。最初に熱電対の位置 B で測定を行なったところ、この仮定のもとでは燃焼効率が 100% を越えた。次に位置 A と C で測定を行なったところその理由が温度と全圧分布が軸対称からはずれているためとわかった。各熱電対の位置における燃焼効率の値を図 22 に示す。図では燃焼効率 η_b を空燃比に対して示してある。位置 B は低温部を含まないために高い燃焼効率を、他の二つの位置は含むために低い燃焼効率を与える。

三種類の測定位置から平均の燃焼効率を得るために熱電対のまわりを流れるガス流量を考慮する必要がある。平均温度の求め方は前述と同様であるが、燃焼器出口中心の値との比の形で温度分布と全圧分布が表わされているため全体の平均をとるには次のようにした。

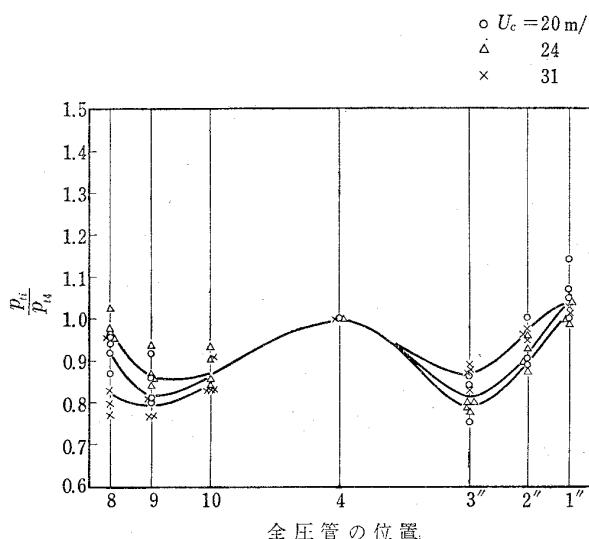


図 15 全圧分布

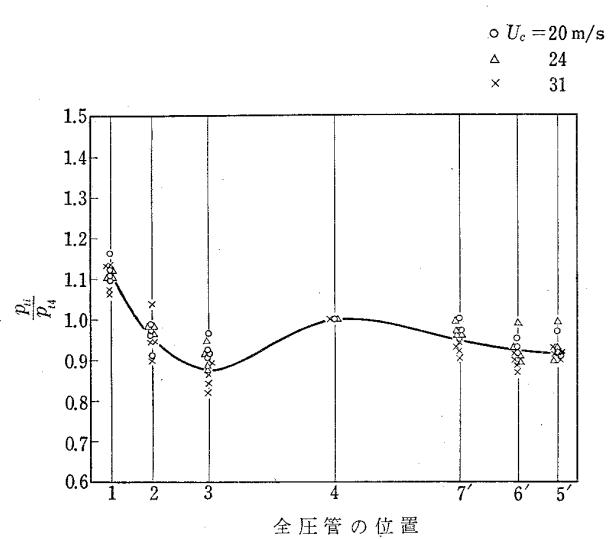


図 17 全圧分布

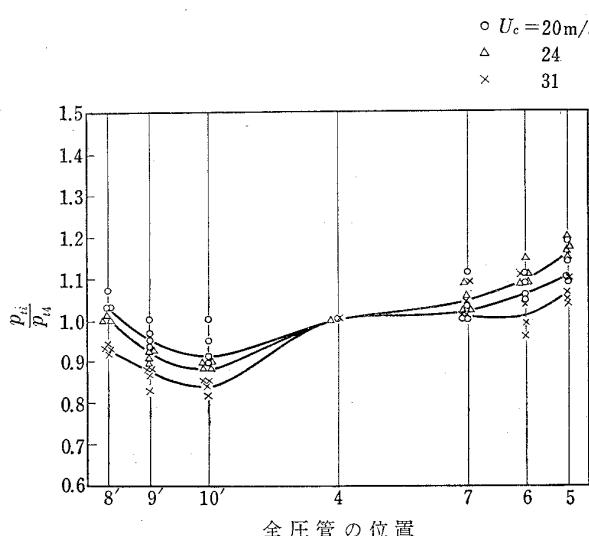


図 16 全圧分布

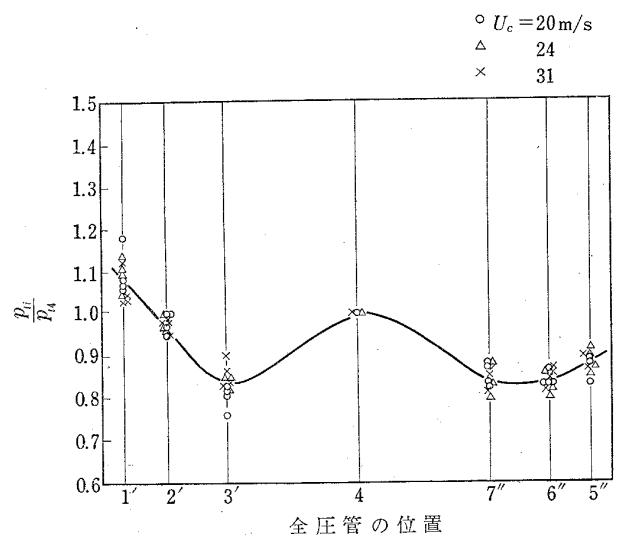
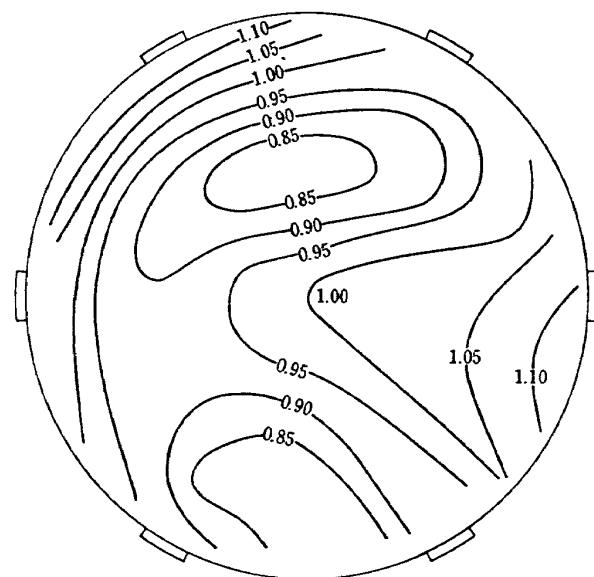
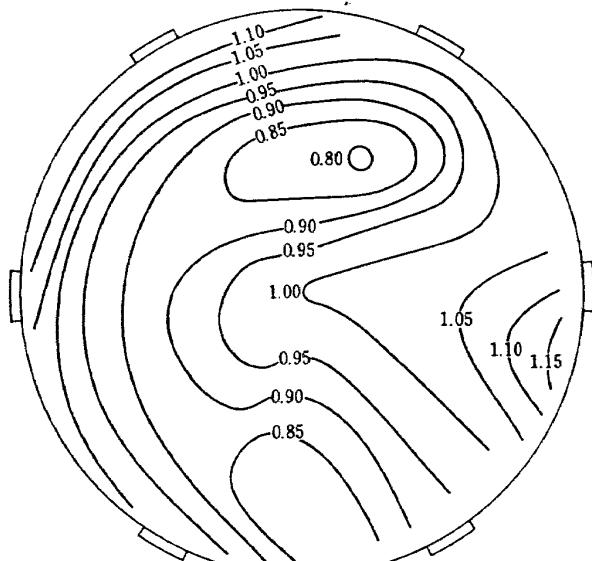
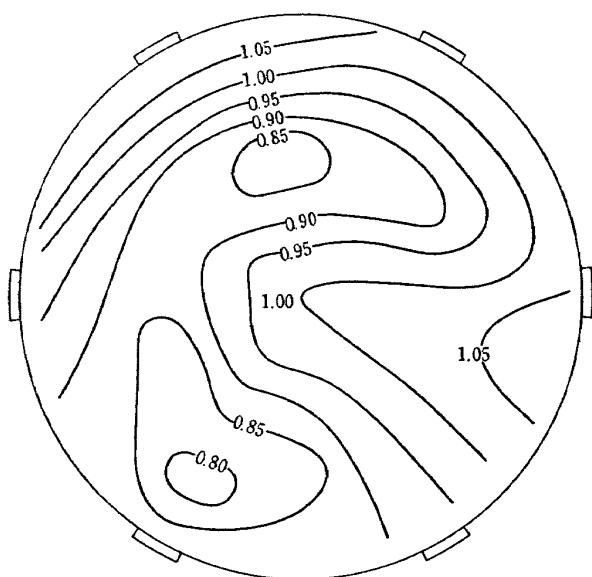


図 18 全圧分布

図 19 全圧分布 p_t/p_{t4} $U_c=20 \text{ m/s}$ 図 20 全圧分布 p_t/p_{t4} $U_c=24 \text{ m/s}$ 図 21 全圧分布 p_t/p_{t4} $U_c=31 \text{ m/s}$

$$T_{\text{ave}} = \frac{\sum m_i T_i}{\sum m_i}$$

$$= T_4 \frac{\sum (\alpha_{pi} \alpha_{Ti}) \frac{1}{2} A_i}{\sum (\alpha_{pi} / \alpha_{Ti}) \frac{1}{2} A_i} \quad (35)$$

ここで添字 i は熱電対の i 番目の位置を表わす。

T_{ave}/T_4 の値は実験番号 12~19 と 24~51 から求めた結果次のようになった。

$U_c \text{ (m/s)}$	T_{ave}/T_4
20	1.01
24	1.06
31	1.08

この平均温度 T_{ave} から求めた燃焼効率が表 4 と図 23 に示してある。

図 23 は広い運転範囲にわたって燃焼効率が 100% に近いものであることを示している。図に示すようなばらつきや 100% 以上の値は燃焼器の実験では珍しくない。これらは主として燃焼器出口における温度の分布とその測定に対して熱電対の数が足りなかったことに原因がある。今回の実験では熱電対の位置と全圧

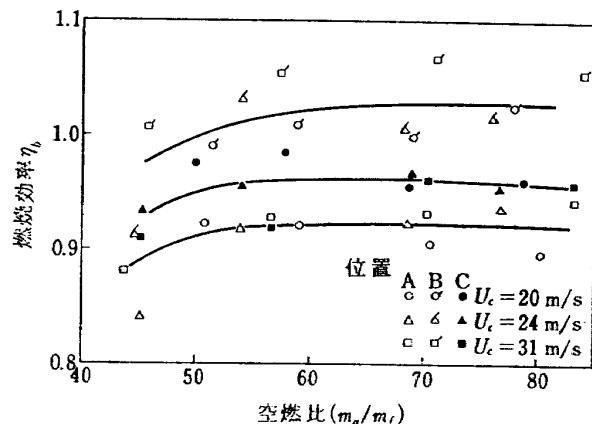


図 22 燃 焼 効 率

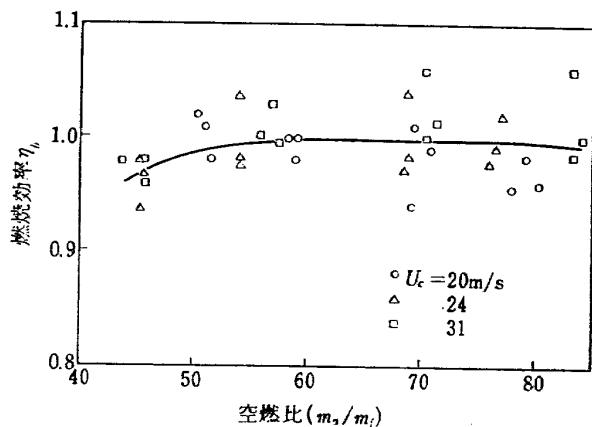


図 23 燃 焼 効 率

管の位置が異なっていたことにも一因がある。

6.1.4 静圧分布

図 24 に静圧分布のいくつかの例を示す。ここに示した静圧は壁圧と大気圧との差である。静圧取出口の軸方向の位置は同図あるいは図 2 に示してあり、角度は上向きから 45° 傾いた位置にある。静圧は空気流速の速いときおよび空燃比の低いときには圧力損失が増加するので高くなる。ディフューザにおける圧力の回復は滑かであるが、6番目の静圧 p_{s6} は値が低下している。この変化はスパークプラグカバーの後流による

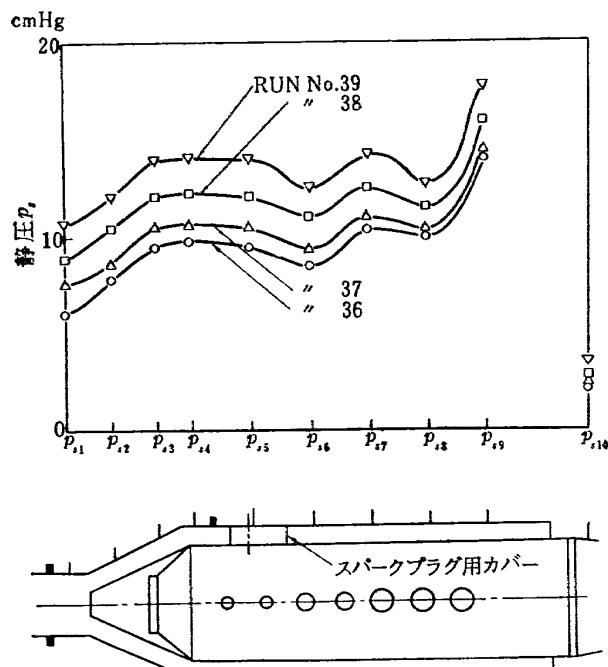


図 24 静 圧 分 布

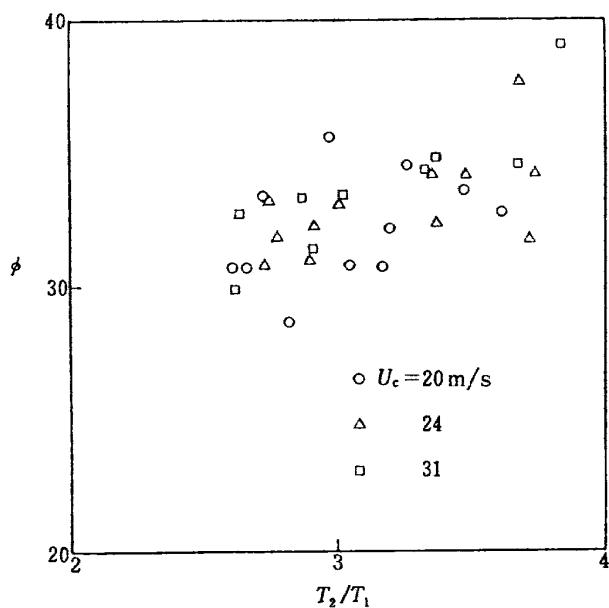


図 25 全圧損失係数

ものである。カバーは軸対流の流れを得るために翼形にしたが、不幸にもカバーの影響が温度分布や圧力分布の上に現われた。

6.1.5 圧力損失

全圧損失係数 ϕ を出口の温度上昇に対して図 25 に示す。 ϕ の値や温度比 T_2/T_1 の計算には温度分布と圧力分布を考慮した。 ϕ の値は箱形燃焼器で得た値²⁰⁾ より幾分高いが、通常の缶形燃焼器の値³⁶⁾をわずかにしたまわる。

6.2 冷却フィルムプローブによる乱れの測定

6.2.1 燃焼器出口のコールドフロー時の乱れ

燃焼器出口の中心でコールドフローに対して乱れの測定が行なわれた。その結果を図 26 に示す。結果は乱れの強さが約 20% であることを示している。測定には式(20)を用い端末効果の補正は行なっていない。式(20)は弱い乱れに対するものであるが、50%以上の強い乱れに対してもきわめて良い値を示すことが知られている³⁷⁾。乱れの強さの程度は加熱あるいは常温の空気ジェットで得られた値の範囲内にある^{14,38~40)}。

プローブの設定抵抗値 6Ω に対しては弱い乱れの強さが得られているが、これは図 27 に示すように風速計の低出力領域における特性と思われる。この風速計は高出力の冷却フィルムプローブ用に設計されたもので、水冷を行なう高出力のときにはこの問題がなくな

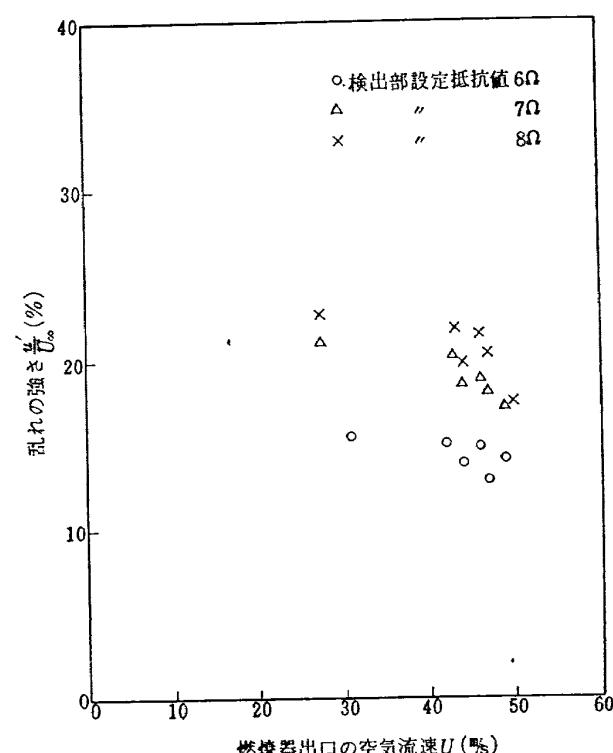


図 26 コールドフロー時の乱れの強さ
(燃焼器出口の中心における値)

る。

6.2.2 燃焼ガス中の乱れ

冷却フィルムプローブを燃焼ガス中で使用した際、数多くの問題点に遭遇し、かなりの部分は解決されたがいくつかは未解決である。この問題の解決のためあるいは解析のために多大の労力が費されたが、現時点では冷却フィルムプローブによる乱れの測定結果を得るまで至っていない。以下に問題の概要を列記するがそのいくつかについてあとで検討する。

1. 速度と温度の変動の分離の困難さ。初期の測定では Corrsin の分離方法が適用できぬことがわかった(考察参照)。
2. 検出部の温度分布はその端末効果のため長さ方向に対し平たんでない。このため流体の物性値や熱伝達率が膜温度に敏感なときは誤差を生じる(考察参照)。
3. 検出部は次の理由で度々破損した。
 - a. プローブ支持台全体の振動。この問題は支持台を剛性の高いものにおきかえ、振動吸収用ダンパを使用して解決した。
 - b. プローブのステー部の振動。ステー部に水冷

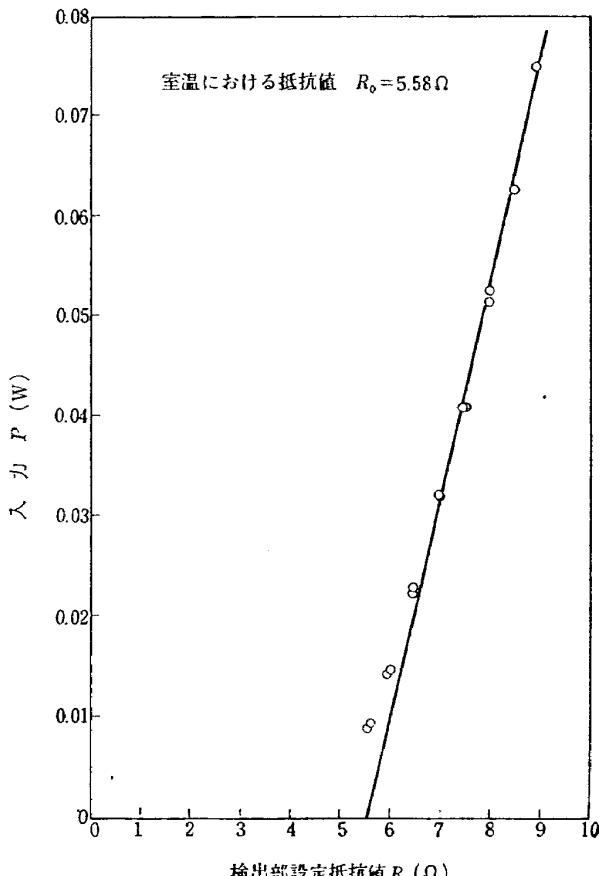


図 27 自然対流で使用するときの
検出部への電気入力

した支持棒をとりつけて解決した。

- c. 燃焼ガス中の微粒子による衝撃。検出部を燃焼ガスにさらす時間を最小にするよう計ったが、この問題が最も破損を引起しまだ完全な解決に至っていない。
- d. プローブ先端部のタール状物質の蓄積。毎回プローブ先端部の洗滌が必要である。
4. 冷却水温度の変化。これは出力信号のドリフトと検出部に非対称な温度分布をひきおこす。冷却水供給タンクとプローブ間の配管を別の冷却系統で冷やし、外気とは熱絶縁した。プローブ支持部も空冷した。
5. 流れの状態は King の式を使える範囲よりレイノルズ数が高く、渦列の発生する領域にある。渦列が速度の信号におよぼす影響は明らかでない(考察参照)。
6. 燃焼ガス速度がゼロのときの出力 P_0 の測定。 P_0 は速度を除いて出力 P の測定のときと同一条件で測定されなければならぬ。この目的のため検出部にカバーを使用したが、この条件がどの程度満たされているか不明である。
7. 冷却水への熱流束の変動があると燃焼ガスからプローブへの熱流束が比較的小さいので誤差を生じ易い。実験では平均の出力レベルの変動が認められた。
8. 白金膜のはく離がおこり検出部表面には凹凸ができる電気抵抗の増加することがあった。この理由はまだ明らかでない。

7. 考 察

7.1 燃焼器の性能

本実験用の燃焼器は乱れの測定のために適当な燃焼器を得ることに目的がおかかれている。しかしながらガスターピン用の燃焼器といっても、その大きさ、形状、流れの方向、運転条件等いろいろなパラメータがある。したがって設計にあたっては既存の実験設備と得られた資料をもとに VTOL 機用リフトエンジンに基づいた缶形燃焼器を採用した。したがってこの燃焼器を用いて得られた結果は特定の条件下にあることに注意する必要がある。

製作した燃焼器は広い範囲にわたって高い燃焼効率を示し、出口温度分布と出口全圧分布はそれほど急激に変化せず、圧力損失も商用のものに比べて幾分低くなっている。これらの結果から主目的である燃焼器からの燃焼ガスの乱れの測定に使用できるものと判定で

きる。

7.2 冷却フィルムプローブ

ここではプローブ自身の特性である応答性、端末効果、さらには速度と温度変動の分離方法について検討する。

7.2.1 冷却フィルムプローブの応答性

伝熱の観点から冷却フィルムプローブの応答性は二つの要素で決まる²⁸⁾。一つは流れが変動し、プローブ検出部の温度がほぼ一定に保たれたときの流れから検出部への非定常熱伝達である。もう一つは検出部内部での非定常熱伝導であり、これは補償回路に検出部のわずかな温度変動を知らせるために必要である。実際の測定では計測器の電気回路の応答性が含まれるが、ここでは省略する。

最初の問題はどの程度の速さで定常的な境界層がプローブのまわりに形成されるかということであり、円柱のまわりのフローパターンに關係する。応答性を求めるには温度変化で扱うのが便利であり、この方向からプローブ上流側の応答性を求める。実際には検出部の温度が一定で流体の温度がかわるのであるが、物性値を一定とおけば流体温度一定で検出部の温度をえたときの応答から推定できる。このような条件では円柱の前方よどみ点付近における応答が Lighthill⁴¹⁾ や Sparrow⁴²⁾ によって研究されている。Sparrow の結果を用いると主流速度 100 m/s、よどみ点からの距離 0.1 mm に対して、ステップ状に温度を変化させるとよどみ点付近の熱流束は定常状態の 5 % 以内に達するのに 1.7×10^{-6} sec かかる。

実験の範囲が膜温度 200~500°C、主流速度 100~300 m/s であり、レイノルズ数が 200~600 になるので円柱の下流側では渦列が発生する。渦の発生が温度境界層に大きく影響するのでこの渦の周期と近い周波数のあるいはそれより高い周波数の乱れの測定は困難と思われる。渦発生に関する無次元数ストローハル数 S はレイノルズ数のみの関数であることが知られており、次式で表わされる⁴³⁾。

$$S = \frac{n_e D}{V} \quad (36)$$

速度の上限、下限に対して渦の周波数等は以下のようになる。

V	t_f	D	R_e	S	n_e
(m/s)	(°C)	(m)			(Hz)
100	200	1.5×10^{-4}	600	0.21	4.2×10^5
300	500	1.5×10^{-4}	600	0.21	4.2×10^5

これらの数値から n_e が 10^5 付近で測定周波数に対

し問題があると思われるが、測定しようとする信号に對してどの程度渦の影響があるかは明らかでない。

第二の点は検出部内部の非定常熱伝導であるが、このプローブでは電気系統が石英管表面の薄い白金膜の温度変化を感じるだけであるので、問題は表面温度の変化に對して、膜内の温度降下を明らかにすることである。計算には半無限厚の壁を考えて表面温度を正弦波状に変化させたときの温度降下を調べる方法を採用した。微分方程式は

$$\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha_t} \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (37)$$

初期条件および境界条件は

$$\tau = 0, \quad t = 0$$

$$y = 0, \quad t_0 = t_{0m} \cos \frac{2\pi\tau}{\tau_0}$$

$$y \rightarrow \infty, \quad t_\infty \neq \infty$$

解は⁴⁴⁾

$$t = t_{0m} e^{-\sqrt{\pi/\alpha_t \tau_0} y} \cos \left(\frac{2\pi\tau}{\tau_0} - \sqrt{\frac{\pi}{\alpha_t \tau_0}} y \right) \quad (38)$$

温度は y の増加とともに減衰する包絡線に囲まれた周期的な変動を示す。ここで全体の温度降下 1 % まで検出できると仮定し、包絡線の減衰および位相遅れからなる温度降下を考えるとおのおの 0.5% の変動だけ寄与するときの条件を求める。

包絡線の 0.5% の減衰をもたらす温度変動の周期 τ_{01} は

$$\frac{t}{t_0} = e^{-\sqrt{\pi/\alpha_t \tau_{01}} y} = 0.995 \quad (39)$$

したがって

$$\tau_{01} = \frac{\pi y^2}{\alpha_t (\log 0.995)^2} \quad (40)$$

白金膜の厚さ y は電気抵抗より 5.5×10^{-8} (m) と求められ、温度伝導率は 0.0883(m²/hr) であるから τ_{01} は 4×10^{-10} sec となる。

位相遅れに関しては特定の時間において表面から y 方向に 0.5% だけ温度変化をする条件を求めるのであり、ここで $\tau = n\tau_0$ ($n=1, 2, \dots$) として最大勾配のある場合は最小の周期が得られるから

$$\cos \left(-\sqrt{\frac{\pi}{\alpha_t \tau_{02}}} y \right) = 0.05 \quad (41)$$

より τ_{02} は 1.2×10^{-11} sec となる。したがって検出部内部の応答はきわめて速いことがわかる。この計算では石英の存在を考慮に入れていないが、実際の応答に比べて計算結果は控え目な値を与える。

電気系統に對してはここでは検討していないが、こ

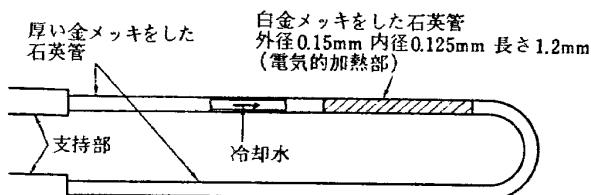
の方式は定常状態では周囲ガスから検出部へ流入する熱流束より冷却水へ伝わる熱流束の方が大きいから他の方法より改善されている²⁸⁾。すなわち検出部には常にかなりの電流が流れている、ブリッジ回路のアンバランス電圧の検出が容易に行なえる。

7.2.2 検出部の端末効果

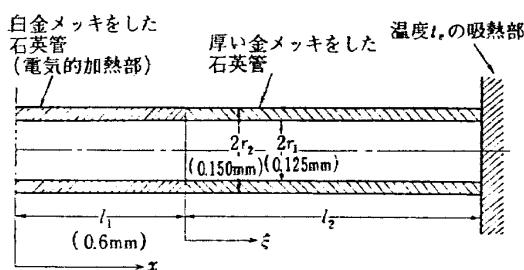
冷却フィルムプローブは検出部端末からの熱損失が少ないとされているが²⁸⁾温度分布についての Ellington と Trottier の実測値は軸方向に大きな温度変化のあることを示している⁴⁵⁾。この問題に関して実験から得られた数値を用いて伝熱の面から以下の解析を行なった。

解析では取扱いを容易にするため以下の仮定を設けて計算を進めた。

- 1) 検出部の形状は図 28A から図 28B のごとく簡単化したものを使う。
- 2) 検出部では軸に垂直な断面で温度が均一になっているものとする。
- 3) 軸方向には石英を通しての熱伝導のみを考え、薄い金属膜や石英管中の空気、水による熱伝導を無視する。
- 4) 検出部の外周では熱は対流によってのみ伝わるものとする。
- 5) 冷却水への伝热量は同量の熱が検出部の外周で吸収されるものとする²⁸⁾。
- 6) 検出部の単位長さあたりの電気抵抗は基準温度においては均一とする。



A 実際のプローブの形状



B 伝熱の計算用に仮定した形状の断面
(プローブの片側のみ半径方向を特に拡大)

図 28 冷却フィルムプローブの実際の形状と計算用に仮定した形状

7) 電気加熱は極度に薄い層で軸方向の長さ $2l_1$ にわたって行なわれる。

8) 周囲温度と冷却水の温度は一定でかつ等しいものとする。

9) 周囲や冷却水への熱伝達率は検出部 $2l_1$ およびその外部 l_2 において一定とする。

10) 石英の熱伝導率を一定とする。

11) 状態は $x=0$ に対して対称とし、片側に対して検討する。

12) 軸方向の温度分布は $x=l_1+l_2$ で冷却水の温度に達するものとする。

これらの仮定の設定に際しては計算結果が控え目な値を与えるようにした。

加熱部に対する熱の関係式は

$$\begin{aligned} & -kA_P \frac{dt_s}{dx} + 0.86i^2 R_0 \{1 + \alpha_r(t_s - t_0)\} dx \\ & -2\pi r_2 h(t_s - t_e) dx \\ & + k \left\{ \frac{dt_s}{dx} + \frac{d}{dx} \left(\frac{dt_s}{dx} \right) dx \right\} A_P = 0 \end{aligned} \quad (42)$$

式 (42) で左辺第1項と第4項は熱伝導による熱の出入りを、第2項は電気的な熱発生、第3項は周囲あるいは冷却水に対する伝熱を示す。

周囲ガス、冷却水および基準温度が同じで室温であるすると、次のようにおけば

$$\theta = t_s - t_0 = t_s - t_r$$

式 (42) は簡単化されて

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{2\pi r_2 h - 0.86i^2 R_0 \alpha_r}{kA_P} \theta = -\frac{0.86i^2 R_0}{kA_P} \quad (43)$$

この式は $2\pi r_2 h - 0.86i^2 R_0 \alpha_r$ が正負あるいはゼロによって三通りの解を持つ。加熱部に対する境界条件は

$$x=0, \quad \frac{d}{dx} = 0 \quad (i)$$

$$x=l_1, \quad \theta=\theta_{l_1} \quad (ii)$$

加熱部でないサポートの部分では熱の関係式が次のようになる。

$$kA_P \frac{d^2\theta}{d\xi^2} = 2\pi r_2 h \theta \quad (44)$$

ここで

$$\xi = x - l_1$$

この部分に対する境界条件は

$$\xi=0, \quad \theta=\theta_{l_1} \quad (iii)$$

$$\xi=l_2, \quad \theta=0 \quad (iv)$$

これらの関係式と境界条件から得られる温度分布は

(a) $2\pi r_2 h - 0.86i^2 R_0 \alpha_r > 0$ のとき

$0 \leq x \leq l_1$ に対し

$$\theta = \frac{0.86i^2R_0}{2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r} \times \left\{ 1 - \frac{m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})}{m_1(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1}) + m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})} \right\} \quad (45)$$

$0 \leq \xi \leq l_2$ に対し

$$\theta = \frac{0.86i^2R_0}{2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r} \times \left\{ 1 - \frac{m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})}{m_1(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1}) + m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})} \right\} \times \left\{ \frac{e^{m_2(l_2-\xi)} - e^{-m_2(l_2-\xi)}}{e^{m_2l_2} - e^{-m_2l_2}} \right\} \quad (46)$$

ここで

$$m_1 = \left\{ \frac{2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r}{k\pi(r_2^2 - r_1^2)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (47)$$

$$m_2 = \left\{ \frac{2r_2 h}{k(r_2^2 - r_1^2)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (48)$$

$$\beta = \frac{e^{m_2l_2} + e^{-m_2l_2}}{e^{m_2l_2} - e^{-m_2l_2}} \quad (49)$$

(b) $2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r = 0$ のとき

$0 \leq x \leq l_1$ に対し

$$\theta = \frac{0.86i^2R_0}{k\pi(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ \frac{l_1}{m_2\beta} + \left(\frac{l_1^2}{2} - \frac{x^2}{2} \right) \right\} \quad (50)$$

$0 \leq \xi \leq l_2$ に対し

$$\theta = \frac{0.86i^2R_0}{k\pi(r_2^2 - r_1^2)} \cdot \frac{l_1}{m_2\beta} \frac{e^{m_2(l_2-\xi)} - e^{-m_2(l_2-\xi)}}{e^{m_2l_2} - e^{-m_2l_2}} \quad (51)$$

(c) $2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r < 0$ のとき

$0 \leq x \leq l_1$ に対し

$$\theta = \frac{0.86i^2R_0}{0.86i^2R_0\alpha_r - 2\pi r_2 h} \times \left(\frac{m_2\beta \cos m_1 x}{m_2\beta \cos m_1 l_1 - m_1 \sin m_1 l_1} - 1 \right) \quad (52)$$

$0 \leq \xi \leq l_2$ に対し

$$\theta = \frac{0.86i^2R_0}{0.86i^2R_0\alpha_r - 2\pi r_2 h} \left\{ \frac{m_2\beta \cos m_1 l_1}{m_2\beta \cos m_1 l_1 - m_1 \sin m_1 l_1} - 1 \right\} \left\{ \frac{e^{m_2(l_2-\xi)} - e^{-m_2(l_2-\xi)}}{e^{m_2l_2} - e^{-m_2l_2}} \right\} \quad (53)$$

熱伝達率 h が小さいときは (a), (b), (c) 三つの領域を得ることが可能であるが, h が大きいと $2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0 = 0$ の条件が大きな電流 i を必要とするので検出部の温度は高温になる。もし検出部の材質がこれに耐えられなければ温度分布は (a) の形で示されるものだけとなる。

次に伝熱量を求める。加熱部から周囲あるいは冷却水への伝熱量 Q_h は

$$Q_h = \int_0^{l_1} 2\pi r_2 h \theta dx \quad (54)$$

検出部端面からの熱損失 Q_e は

$$Q_e = -\pi(r_2^2 - r_1^2) k \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=l_1} \quad (55)$$

式 (54) と (55) は前述の三種の区分 (a), (b), (c) に対して次のように書ける。

(a)' $2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r > 0$

$$Q_h = 2\pi r_2 h \left(\frac{0.86i^2R_0}{2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r} \right) \times \left\{ l_1 - \frac{\frac{m_2}{m_1}\beta(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1})}{m_1(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1}) + m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})} \right\} \quad (56)$$

$$Q_e = \pi(r_2^2 - r_1^2) k \left(\frac{0.86i^2R_0}{2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r} \right) \times \left\{ \frac{m_1 m_2 \beta (e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})}{m_1(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1}) + m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})} \right\} \quad (57)$$

Q_h と Q_e の比は (56), (57) および (48) から

$$\frac{Q_e}{Q_h} = \frac{\frac{m_1^2\beta}{m_1(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1}) + m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})}}{\frac{m_2}{m_2\left\{ m_1 l_1 - \frac{m_2\beta(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1})}{m_1(e^{m_1l_1} - e^{-m_1l_1}) + m_2\beta(e^{m_1l_1} + e^{-m_1l_1})} \right\}}} \quad (58)$$

(b)' $2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r = 0$ のとき

$$Q_h = \frac{1.72r_2 h i^2 R_0}{k(r_2^2 - r_1^2)} \left(\frac{l_1^2}{m_2\beta} + \frac{l_1^3}{3} \right) \quad (59)$$

$$Q_e = 0.86i^2R_0 l_1 \quad (60)$$

双方の比は

$$\frac{Q_e}{Q_h} = \frac{1}{m_2^2 \left(\frac{l_1}{m_2\beta} + \frac{l_1^2}{3} \right)} \quad (61)$$

(c)' $2\pi r_2 h - 0.86i^2R_0\alpha_r < 0$ のとき

$$Q_h = \frac{1.72r_2 h i^2 R_0}{m_1(0.86i^2R_0\alpha_r - 2\pi r_2 h)} \times \left(\frac{m_2\beta \sin m_1 l_1}{m_2\beta \cos m_1 l_1 - m_1 \sin m_1 l_1} - m_1 l_1 \right) \quad (62)$$

$$Q_e = \pi(r_2^2 - r_1^2) \frac{0.86i^2R_0}{0.86i^2R_0\alpha_r - 2\pi r_2 h} \times \left(\frac{m_1 m_2 \beta \sin m_1 l_1}{m_2\beta \cos m_1 l_1 - m_1 \sin m_1 l_1} \right) \quad (63)$$

双方の比は

$$\frac{Q_e}{Q_h} = \frac{m_1 \left(\frac{m_1 \beta \sin m_1 l_1}{m_2 \beta \cos m_1 l_1 - m_1 \sin m_1 l_1} \right)}{m_2 \left(\frac{m_2 \beta \sin m_1 l_1}{m_2 \beta \cos m_1 l_1 - m_1 \sin m_1 l_1} - m_1 l_1 \right)} \quad (64)$$

数値計算例

- 次の状態に対して数値計算を行なった。
- ケース A：端末からの熱損失がなく加熱部全体にわたって温度が一定。
- ケース B：検出部内部に冷却水を流さず周囲へは自然対流で熱が伝わる場合。
- ケース C：加熱部内部に冷却水を流さず周囲へは強制対流で伝わる場合。
- ケース D：冷却水が内部を流れる場合。

実際の数値計算に用いた値は実験およびいくつかの資料によつた。各ケースに対して次に示す条件は同一である。

$$\begin{aligned}k &= 10.8 \text{ kcal/hr m}^{\circ}\text{C} \\l_1 &= 6 \times 10^{-4} \text{ m} \\r_1 &= 6.25 \times 10^{-5} \text{ m} \\r_2 &= 7.5 \times 10^{-5} \text{ m} \\R_0 &= 4.58 \times 10^{-3} \Omega/\text{m} \\t_f &= 100^{\circ}\text{C} \\a_r &= 2.7 \times 10^{-3} \Omega/\Omega^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

表5に各ケースに対する条件および計算結果の一部を示す。温度分布を図29と図30に示す。図29は $l_2=2l_1$ の場合を図30は $l_2=\infty$ の場合を示す。両図から温度分布が流れの状態によって大きくかわることがわかる。自然対流（ケースB）では検出部端末からの熱損失はきわめて大きく、 l_2 の長さの影響も大きい。周囲が強制対流の場合（ケースC）温度分布は平たんから大きくはずれる。内部水冷の場合（ケースD）端末からの熱損失は少ないが、温度分布は平たんから

表 5 数値計算の条件と結果

ケース	B	C	D
U_{∞} (m/s)	0	50	0
i (amp)	0.08	0.2	1
m_1 (l/m)	730	2790	1.35×10^4
m_2 (l/m)	795	3890	1.89×10^4
h (K cal/ m^2 hr $^{\circ}\text{C}$)	$78^{12)}$	1870	$7 \times 10^{4*}$
$2\pi r_2 h - 0.86 i^2 R_0 \alpha$	負	正	正
θ_0 ($^{\circ}\text{C}$)	470	271	390 } $l_2=2l_1$
Q_e/Q_h	2.85	0.257	$0.054 \}$
θ_0 ($^{\circ}\text{C}$)	704	271	390 } $l_2=\infty$
Q_e/Q_h	1.97	0.257	$0.054 \}$

* 検出部を流れる冷却水が $300 \text{ cm}^3/\text{hr}$ のとき
レイノルズ数 $R_e = 1000$ でプラントル数は $P_r = 5.5$ 、熱伝達率 h は x/d によって変わるがこの場合 $x/d \sim 12$ として平均値 $N_u = 12.5$ を Hausen の式から求めた^{53, 54)}。

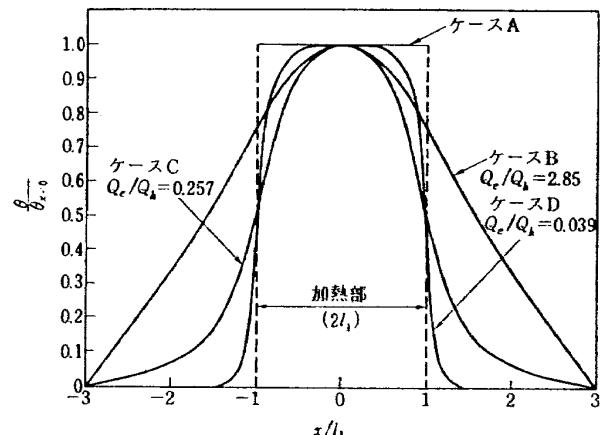


図 29 冷却フィルムプローブの温度分布
($l_2=2l_1$)

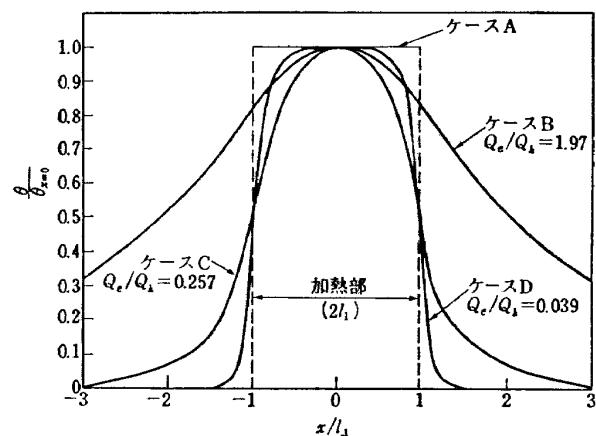


図 30 冷却フィルムプローブの温度分布
($l_2=\infty$)

大きくはずれる。

温度分布は加熱部を通る電流 i によっても変わり、その様子を図31に示す。この図では電流を除いてすべての条件は図29のケースDと同様である。大きな電流 i に対しては検出部の温度が上昇し、分布は急激になり、端末からの熱損失は少なくなる。冷却液を流し設定抵抗をかえたときの温度分布についての Ellington と Trottier⁴⁵⁾の実測値を図32に示す。図31と図32の温度分布は似た傾向を示している。解析では最高温度が加熱部の中心にあると仮定したが、測定では冷却液の下流側に移って分布がゆがんでいる。この移動は冷却液の下流側における温度上昇および熱伝達率の軸方向の変化のためと推定される。

以上の解析から種々の条件に対して温度分布が平たんから大きくはずれていることがわかった。これらの解析では検出部の温度が周囲の温度より高い場合を扱つたが、冷却水への伝熱量 (Q_e) が周囲との伝熱量 (Q_h) より相当大きいので Q_e により温度分布が決ま

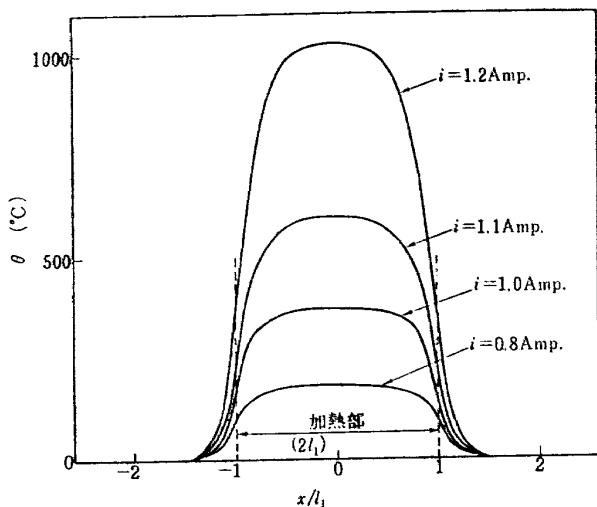


図 31 電流をかえたときの冷却フィルムプローブの温度分布
($l_2=2l_1$)

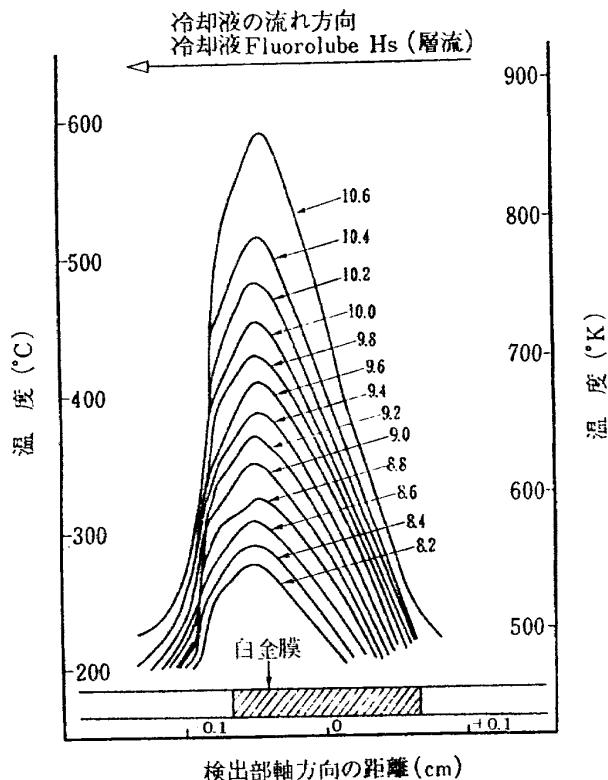


図 32 設定抵抗をかえたときの冷却フィルムプローブの温度分布⁴⁵⁾

り、結果は高温ガス中で検出部の温度をガス温度より低くして使用する場合にもあてはまる。その場合の温度分布は前述のケースDと似たものになる。

膜温度によって熱伝達率が変わると温度分布はさらにゆがみ、乱れの測定では平均温度を使っているので不確かな要素が増える。ここで示したように平たんから大きくはずれた温度分布はこのプローブに固有のものであり、実験で使用するときは注意が必要である。

7.2.3 速度変動と温度変動の分離

実験では一本の検出部のみでよい Corrsin の分離方法が妥当な数値を与えていた。その理由は前提とする弱い乱れの強さという条件が本実験で満足されなかったためである。そのほかにも燃焼ガスの温度が高かったために速度変動と温度変動による双方の出力が似たレベルになり、分離を困難なものとした。過去の熱線による加熱気体の乱れの測定では気体温度が比較的低いところで行なわれており、この困難を取り除いている^{13,14)}。

次に示す二つの方法は検出部を増すことにより分離を可能にするので次の段階として将来の参考に示す。

A 図式方法：特定の実験条件に対して冷却フィルムプローブの較正曲線が得られるのでこれを利用する。実験から得られた曲線の一例を図 33 に示す。図には検出部設定電気抵抗 7Ω と 8Ω に対して較正曲線が示してある。 $\Delta t_e = 0$ の曲線は $t_e = 476^\circ\text{C}$ で燃焼ガス温度の変動がないとき、 $\Delta t_e = \pm 100^\circ\text{C}$ は $t_e = 476^\circ\text{C}$ に対して 100°C の変動があるときの曲線を示す。 Δt_e の温度変化に対する曲線を得るために次の計

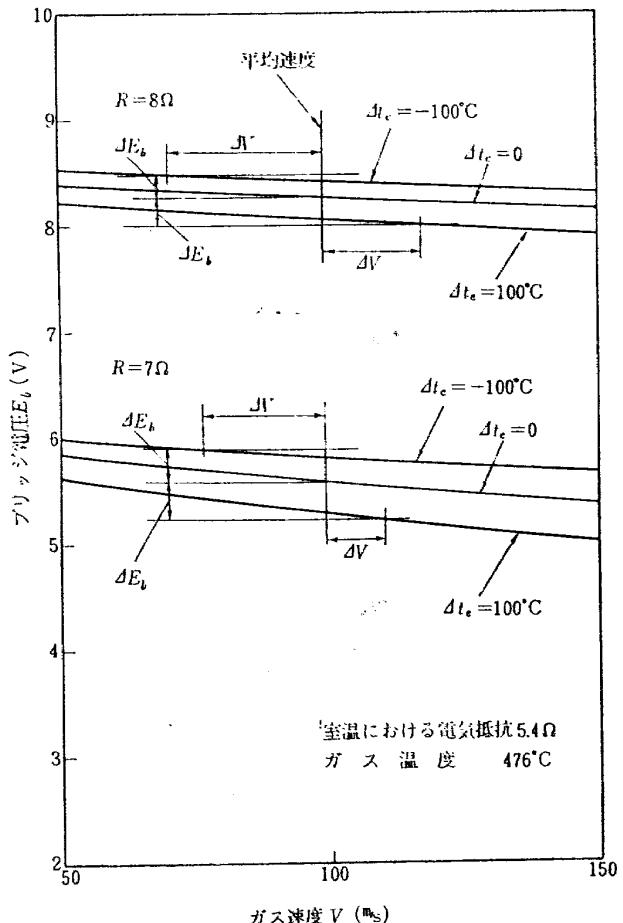


図 33 速度変動と温度変動を分離する一方法

算式を用いたが、ここで示した 100°C の値は一例として仮にとった値である。

$$\begin{aligned}
 E_{b\Delta t_e} = & \left[Q_c + \left\{ A_0 + \eta \left(\frac{t_s + t_e + \Delta t_e}{2} - t_r \right) \right. \right. \\
 & \left. \left. + BV^{\frac{1}{2}} \right\} \{ t_s - (t_e + \Delta t_e) \} \right]^{\frac{1}{2}} \\
 & \times \left(\frac{R + R_3}{R^{\frac{1}{2}}} \right) \\
 = & \left[P_0 - \left\{ A_0 + \eta \left(\frac{t_s + t_e}{2} + t_r \right) + BV^{\frac{1}{2}} \right\} \Delta t_e \right. \\
 & \left. + \eta \frac{\Delta t_e}{2} (t_s - t_e - \Delta t_e) \right]^{\frac{1}{2}} \\
 & \times \left(\frac{R + R_3}{R^{\frac{1}{2}}} \right) \quad (65)
 \end{aligned}$$

ここで

$$P_0 = Q_c + \left\{ A_0 + \eta \left(\frac{t_s + t_e}{2} - t_r \right) + BV^{\frac{1}{2}} \right\} (t_s - t_e)$$

実験では変動分の電圧が測定されるのでそれを平均ブリッジ電圧の正と負の側に与える（図 33 の ΔE_b ）。平均ブリッジ電圧は平均速度に相当し、変動電圧が特定の温動変化 Δt_e の曲線と交わる点から速度の変動が得られる。

温度変動の測定には速度変動の測定と同様に応答性の速いプローブが必要である。この目的のためには吸引プローブを使うことができる³³⁾。このプローブは冷却フィルムプローブと同様な速い応答性を温度に対して持ち、出力の変動分は r.m.s. 電圧計で測定できる。この r.m.s. 値は図 33 の温度変化を与える、冷却フィルムプローブの設定抵抗をかえることはデータの比較に役立つ。

実際の変動は速い動きで統計的な性質を持つので定常的な状態に対する較正曲線を使うのに際し、その点の研究は必要である。

B 二つの検出部を用いる方法³³⁾ 二つの検出部を違った温度に設定して同時に測定すれば、式 (15) から出力は

$$\begin{aligned}
 P_1 &= Q_{c1} + (A + BV^{\frac{1}{2}})(t_{s1} - t_e) \\
 P_2 &= Q_{c2} + (A + BV^{\frac{1}{2}})(t_{s2} - t_e)
 \end{aligned}$$

したがって

$$P_1 - P_2 = (Q_{c1} - Q_{c2}) + (A + BV^{\frac{1}{2}})(t_{s1} - t_{s2}) \quad (66)$$

引き算回路を使えば実験で式 (66) の関係を与える。式 (66) は周囲温度 t_e を含まないので速度の変動のみを引き算回路の出力変動から求められる。図 34 にこの方式の系統図を示す。

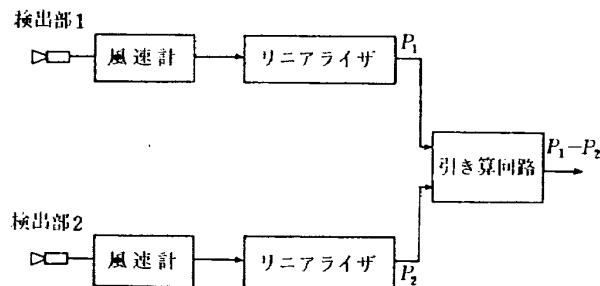


図 34 二つの検出部を用いて速度変動を求める回路

7.3 燃焼ガス中の乱れ

燃焼器からの燃焼ガスの乱れは燃焼器の形状、燃焼器出口の速度分布、燃焼に伴う乱れの発生、希釈空気と燃焼生成物の混合過程、乱れの発生する領域からの距離等に関係するので複雑である。火炎中のいくつかの乱れの測定では^{46,47,48)}、燃焼が起ると流れの方で変化が起つて乱れをかえるとされている。たとえば、保炎器の後方の燃焼時の乱れは同じ保炎器で燃焼のないときの乱れに比べてはっきり異なっている。

測定した乱れの強さはこのようにいくつかの条件によってかわり、本実験で得たコールドフローにおける値 20% を他のデータと直接比較することはできない。しかしいろいろ単純化された条件で測定したデータはあるパラメータに対する定性的な傾向を示している。この観点から燃焼ガス等に対しきくつかの異なった条件で得られた結果を以下に示す。

静止流体中への噴流と円形孔からの同軸噴流は比較的よく研究されていて、前者では乱れの強さ T_u と温度変動 $\sqrt{t'^2}/\Delta t_m$ がときには 20% を越すことを示している^{14,15,38,39)}。ただしここで t' は温度変動、 Δt_m は噴流と静止空気との温度差である。また速度分布と乱れの強さの間には強い関連があり、加熱噴流の測定では温度と速度の変動の間には 1 に近い相関関係があることが知られている¹⁶⁾。

本実験で燃焼器内筒の空気孔から空気噴流を流すのと似た形の実験で、主流に対して直角に空気の噴流を流した場合には噴流直後で最高 62% の乱れの強さを測定している⁴⁰⁾。この実験ではまた下流側で乱れが減衰することを示している。

ヘリウムの拡散法を使って矩形流路中の保炎器に保持された予混合ベンタンー空気火炎に対する測定がある^{16,17)}。この結果はいくつかの解析的方法で示された燃焼に伴う乱れの強さの評価^{49,50)}が大き過ぎるのを示している。別の等方性乱れに対する線形化した解析は火炎による乱れの強さが小さな値になるとしてい

る⁵²⁾。火炎による乱れの機構に関しては火炎によるせん断流中の研究がある⁵²⁾。

二次元の液化水素ロケットエンジンに対してナトリウムD線を使って噴流の拡散から乱れの強さが測定され、乱れの強さは燃焼器の下流側で減衰し、噴射弁の近くで約10%，ノズルの近くで約5%となっている¹⁸⁾。

8. あとがき

ジェットエンジン燃焼器からの燃焼ガスの乱れを測定する目的で実験を行なった。このため実験用に缶形燃焼器を設計し、乱れの測定には冷却フィルムプローブを採用した。実験ではいくつかの測定や解析を行ない、次の結論が得られた。

1. 燃焼器の性能測定の結果は使用した燃焼器が高い燃焼効率、適度な圧力損失および出口でゆるやかな温度と全圧分布の変化を持つことを示した。したがってこの燃焼器は乱れの測定の実験に使用することができる。
2. 燃焼器からの燃焼ガスの物性値の計算を行なった結果、得られた値は空気の物性値に近いことを示した。
3. 冷却フィルムプローブによって燃焼器のコールドフロー時の乱れを測定した結果、乱れの強さは燃焼器出口の中心で約20%を示した。燃焼ガスの測定に対しては数多くの問題が見つかり、乱れの強さの測定は今後に残された。問題の内容はこれを項目別に示した。
4. 冷却フィルムプローブの特性の解析を行なった。解析結果はプローブの応答性が通常の乱れの測定に対しては十分速いこと、検出部の軸方向に大きな温度変化をもたらす検出部端面からの熱損失があること、速度変動と温度変動を分離するにはさらに測定器の改善が必要なことを示した。

最後に本研究を行なうにあたってミネソタ大学R.J. Goldstein教授のご指導とE.R.G. Eckert教授ならびにT.E. Murphy教授から種々のご援助をいただいたことを感謝いたします。

文 献

1. J. Kestin; The Effect of Free-Stream Turbulence on Heat Transfer Rates, Advances in Heat Transfer, Vol. 3 T.F. Irvin and J.P. Hartnett eds. Academic Press (1966) pp. 1-32.
2. H. Schlichting; Boundary-Layer Theory, Mc-
3. Graw Hill (1968) pp. 299-300.
4. W.H. Giedt; Effect of Turbulence Level of Incident Air Stream on Local Heat Transfer and Skin Friction on a Cylinder, J. Aero. Sci. 18 (1951) pp. 725-730, 766.
5. R.A. Seban; The Influence of Free Stream Turbulence on the Local Heat Transfer from Cylinders, Trans. ASME Series C. Vol. 82, (1960) pp. 101-107.
6. J. Kestin, P.F. Maeder and H.H. Sogin; The Influence of Turbulence on the Transfer of Heat to Cylinders near the Stagnation Point Z. Angew. Math. Phys. Vol. 7 (1961) pp. 115-132.
7. B.G. Van der Hegge Zijnen, Heat Transfer from Horizontal Cylinders to a Turbulent Air Flow, Appl. Sci. Res., Vol. 7. Sect. A (1958) pp. 205-223.
8. A.R. Büyüktürk, J. Kestin and P.F. Maeder; Influence of Combined Pressure Gradient and Turbulence on the Transfer of Heat from a Plate, Intern. J. Heat Mass Transfer 7. (1964) pp. 1175—.
9. E. Elzy and C.E. Wicks; Transpirational Heat Transfer from a Cylinder in Cross Flow Including the Effect of Turbulent Intensity, A.I. Ch. E. Preprint # 19 (1967).
10. W.T. Pennel; The Effect of Free Stream Turbulence on the Heat Transfer from the Stagnation Point of a Transpiration Cooled Cylinders, M.S. Thesis, Mechanical Engineering, University of Minnesota (1968).
11. L.W. Carlson and E. Talmor; Gaseous Film Cooling at Various Degrees of Hot-Gas Acceleration and Turbulence Levels, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 11 (1968) pp. 1695-1713.
12. 例えれば沢山の例を示すものとして G.B. Schubauer and C.M. Tchen; Turbulent Flow, Princeton University Press (1961).
13. J.O. Hinze; Turbulence, McGraw Hill (1959).
14. D.S. Johnson; Velocity and Temperature Fluctuation Measurements in a Turbulent Boundary Layer Downstream of a Stepwise Discontinuity in Wall Temperature, Trans. ASME J. App. Mech. (1959) pp. 325-336.
15. S. Corrsin and M.S. Uberoi; Further Experiments on the Flow and Heat Transfer in a Heated Turbulent Air Jet, NACA TN 1865 (1949).
16. G.N. Abramovich; The Theory of Turbulent Jet, M.I.T. Press (1963) pp. 43-49.
17. A.A. Westenberg; Flame Turbulence Measurements by the Method of Helium Diffusion, Jour. Chem. Phys. Vol. 22, No. 5 (1954) pp.

- 814-832.
17. A.A. Westenberg and J.L. Rice; Further Measurements of Turbulence Intensity in Flame Zones, Combustion and Flame Vol. 3 (1959) pp. 459-465.
 18. H. Hersch; Experimental Method of Measuring Intensity of Turbulence in a Rocket Chamber, J. Amer. Rocket Soc. (1961).
 19. W.R. Hawthorne and W.T. Olson (Ed.); Design and Performance of Gas Turbine Power Plants, Princeton University Press (1960) pp. 289-350.
 20. 大塚貞吉, 福田 広, 相波哲朗; 高負荷燃焼器の箱形模型による実験, 航技研報告 TR-118 (昭和41).
 21. B.H. Jennings and W.L. Rogers; Gas Turbine Analysis and Practice, McGraw Hill (1953) pp. 328-335.
 22. G.M. Dusinberre; Gas Turbine Power, International Text Book Co. (1958) pp. 149-166.
 23. W.J. Hesse and N.V.S. Mumford; Jet Propulsion, Pitman (1964) pp. 221-225.
 24. J. Hilsenrath et. al; Tables of Thermodynamic and Transport Properties, Pergamon Press (1960)
 25. R.C. Reid and T.K. Sherwood; The Properties of Gases and Liquids, McGraw Hill, Chaps. 9 and 10 (1966).
 26. R.B. Bird, W.E. Stewart and E.N. Lighthill; Transport Phenomena, John Wiley and Sons, Chaps. 1 and 8 (1966).
 27. J. Kestin; A Course in Thermodynamics, Ginn Blaisdell (1966) p. 322.
 28. L.M. Fingerson; A Heat Flux Probe for Transient Measurements in High-Temperature Gases, Ph. D. Thesis. Mechanical Engineering, Univ. of Minnesota (1961).
 29. L.M. Fingerson and P.L. Blackshear; Characteristics of Heat Flux Meter for Use in High Temperature Atmospheres, Univ. of Minnesota, Combustion Lab. Tech. Report No. 61-1 (1961).
 30. L.M. Fingerson and P.L. Blackshear; Heat Flux Probe for Dynamic Measurements in High Temperature, Univ. of Minnesota, Combustion Lab. Tech. Report No. 61-2(1961).
 31. P.L. Blackshear and L.M. Fingerson; Some New Measuring Techniques in High Temperature Gases, Univ. of Minnesota, Combustion Lab. Tech. Report No. 61-3 (1961).
 32. Hot Wire and Hot Film Measurements and Applications, Thermo-Systems Inc. Technical Bulletin No. 4, Saint Paul, Minnesota.
 33. Hot Film and Hot Wire Anemometry, Thermo-Systems Inc. Bulletin TB-5, Saint Paul, Minnesota.
 34. H. Kramers; Heat Transfer from Sphere to Flowing Media, Physica, Vol. 12 (1964) pp. 61-.
 35. S. Corrsin; Extended Applications of the Hot Wire Anemometer, NACA TN 1864 (1949).
 36. 鈴木邦男; 高負荷燃焼器, 機械の研究第21巻第1号 (昭和44) pp. 233-240.
 37. S. Corrsin; Investigation of Flow in an Axially Symmetrical Heated Jet of Air, NACA ACR 3L 23, (1943).
 38. J.C. Laurence; Intensity, Scale and Spectra of Turbulence in Mixing Region of Free Subsonic Jet, NACA TN 3561 (1955).
 39. J.C. Laurence and T.M. Stickney; Further Measurements of Intensity, Scale and Spectra of Turbulence in a Subsonic Jet, NACA TN 3576 (1956).
 40. J.W. Ramsey; The Interaction of a Heated Air Jet with a Deflecting Flow, Ph. D. Thesis, Mechanical Engineering, Univ. of Minnesota (1969).
 41. M. J. Lighthill; The Response of Laminar Skin Friction and Heat Transfer to Fluctuations in Stream Velocity, Proc. Roy. Soc. Vol. 224 A No. 1 (1954).
 42. E.M. Sparrow; Unsteady Stagnation-Point Heat Transfer, NASA TND-77(1957).
 43. 文献 2 pp. 28-36.
 44. H.S. Carslaw and J.C. Jaeger; Conduction of Heat in Solids, Oxford (1947) pp. 64-70.
 45. D. Ellington and G. Trottier; Some Observation on the Application of Cooled Film Anemometry to the Study of the Turbulent Characteristics of Hypersonic Wakes, CARDE Technical Note 1773/67 (1967).
 46. A.A. Westenberg; Measurement of Flame Turbulence by the Method of Helium, Problems of Rocket Technology 2 (1955).
 47. A.G. Prudnikov; Flame Turbulence, Seventh Symposium on Combustion, Williams and Wilkins Co. (1959).
 48. R.A. Gross; Flame Generated Turbulence, Jet Propulsion Vol. 25, No. 12 (1955) pp. 716-.
 49. B. Karlovitz, D.W. Denniston Jr. and F.E. Wells; Investigation of Turbulent Flames, J. Chem. Phy. Vol. 19, No. 5 (1951) pp. 541-547.
 50. A.C. Scurlock and J.H. Grover; Propagation of Turbulent Flames, Fourth Symposium on Combustion (1953) 645-658.
 51. M. Tucker; Interaction of a Free Flame Front with a Turbulent Fluid, NACA TN

- 3407 (1955).
52. P.L. Blackshear; Growth of Disturbances in
a Flame-Generated Shear Region, NACA TN
3830 (1956).
53. E.R.G. Eckert and R.M. Drake; Heat and
Mass Transfer, McGraw Hill (1959).
54. 甲藤好郎; 伝熱概論, 養賢堂 (昭和39) p. 80.

TM-155	極超音速風洞 $M7$ ノズル較正試験	1969年2月 橋本登, 吉沢昭 穂積弘一
TM-156	自動制御系の動特性を計数型電子計算機により模擬するための汎用プログラム	1969年3月 戸川隼人, 丸山治雄
TM-157	機上用超小形エンコーダの研究	1969年3月 中正夫, 山本芳樹 大石晃
TM-159	可動アイアンバードによる姿勢制御の実験	1969年5月 西村博史, 藤枝郭俊
TM-160	極超音速風洞計測装置について	1969年7月 長洲秀夫, 吉沢昭 松崎貴至
TM-161	燃料蒸発管に関する研究(II) —加熱蒸発管の燃料未蒸発分捕集—	1969年8月 鈴木邦男, 田丸卓 乙幡安雄
TM-162	境界層内圧力変動および板の振動変位の測定(I)	1969年9月 藤森義典, 山崎浩
TM-163	ある双発プロペラ STOL 機の動安定風洞試験	1969年9月 別府護郎, 鈴木友昭
TM-164	ブレードのフランピング運動をバネで拘束したロータのピッチダンピングについて	1969年10月 別府護郎, 岡遠一
TM-165	フェノール系複合材の環境試験結果	1969年11月 日古田敏康, 野口義男
TM-166	ガンタービン用缶形燃焼器における燃焼領域のガス組成と燃焼状態	1969年11月 大塚貞吉, 斎藤隆 堀内正司, 本間幸吉 宮坂彰
TM-167	YS-11 A-300型輸送機の胴体疲労試験 —中部胴体前方大型貨物口部および後方乗降口部付近—	1970年1月 竹内和之, 川島矩郎 熊倉郁夫, 松岡陽一
TM-168	タンピングメータの試作	1970年2月 柳沢三憲

注: 欠番は配布先を限定したもの

航空宇宙技術研究所資料169号

昭和45年2月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武藏野三鷹(0422)44-9171(代表)番182

印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川2~27~12

