

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-282

燃料蒸発管に関する研究(IV)

— 蒸発管付箱形燃焼器の特性 —

田 丸 卓 鈴 木 邦 男

1975 年 8 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

燃料蒸発管に関する研究(Ⅳ)*

— 蒸発管付箱形燃焼器の特性 —

田 丸 卓** 鈴 木 邦 男**

A Study on a Fuel Vaporizer (IV)

—Combustion Test—

By Takashi TAMARU and Kunio SUZUKI

The performance of fuel vaporizers, i.e., fuel vaporizing tubes, in a combustion chamber was examined. A two-dimensional experimental model combustor with minor changes, including the number of tubes and the air flow rate introduced in the primary combustion zone, was tested.

The results showed the effects of the number of tubes on combustion efficiency, exit temperature profiles, and on other characteristics. Since the combustion efficiency characteristics of the model were closely related to the fuel supply rate, it was found that the performance could be generalized in terms of non-dimensional fuel supply rates.

"Guide lines" to improve the performance of this types of combustion chamber were clarified.

1 は し が き

これまでに、著者らは、ガスタービン燃焼器用燃料蒸発管について、基礎的な研究をおこなってきた。^{1)~4)}

その結果、おもに次のようなことを明らかにした。

- 1) 蒸発管内では気流微粒化作用が大きな役割を演じている。したがって管内に燃料を供給するノズルの種類には比較的依存しない。
- 2) 管内二相流の様相は、管壁温度によって次のように分類できる。
 - ①低管壁温度 管壁に沿う燃料流と少量の気流中のエントレインメントの存在
 - ②最大蒸発率点近傍 気流中のエントレインメントと管壁流の気化した蒸気
 - ③ライデンフロスト点以降 管壁流の剥離した大粒の燃料液体塊または気流微粒化粒子
- 3) 管が直管、曲管を問わず上記の二相流状態が現出する。
- 4) 管壁流が存在する状態からライデンフロスト現象の

おきるドライアウト状態への遷移は、急激でかつ非可逆的である。したがって最大蒸発率点近傍の管壁温度は最も気化効率が良いが、実用には不適である。

- 5) 蒸発管の温度変化にたいし比較的安定した気化特性を示すのは、ドライアウト状態の場合である。このとき、管内風速を増大させると液体粒子は微小化し、気化効率は向上する。ただし、管壁から管内二相流への熱伝達率は最も小さい。

以上の結果は、蒸発管を実際に燃焼器内で使用する際、その作動状態を理解する上で非常に重要である。しかし、実用の燃焼器での使用条件は、複雑で、かつ影響する因子が多岐にわたっている。ことに蒸発管が設けられる燃焼器一次燃焼領域は、燃焼器性能にたいして最も鋭敏に影響を及ぼす場所である。

その特性を蒸発管の特性と関連づけて明らかにすることは、容易ではない。実用の燃焼器に近ずけて設計された燃焼器では、各種の影響因子を変化させることが困難であり、かつまたその計測項目もきわめて限られたものとなる。

今回の実験でもちいた燃料器は、実用を目的としたものとは異なり、製作や計測の容易さに重点をおき主たる

* 昭和50年5月15日受付

** 原動機部

目的である蒸発管の作動を明らかにしようとした。

結果からみれば、この「実験用燃焼器」は、かなり低負荷燃焼器であり、実用形のものとは大きなへだたりがある。

しかし、この低負荷の原因や、高負荷燃焼器との相異を検討することによって、「高負荷化」の条件をさぐることができた。

次報で述べることになる空気筒をもうけた燃焼器は本報告のその結果を前進させたものである。

本報告で使用した燃焼器は、環形燃焼器の環の一部を二次元的に展開した箱形燃焼器⁵⁾である。これは、JR-100エンジンの燃焼器をモデルにしたものであるが、本実験では燃料供給部と隔壁板部を改造して燃料蒸発管をつけた。

この種の燃焼器には、普通蒸発管と共に、空気筒が用いられる。それら両者は密接な関係をもって燃焼器特性に影響を及ぼすが、前者の影響のみをみるため、後者は今回の燃焼器にはもうけずに実験をおこなった。それはたとえ一定形状の空気筒でも、本数や位置を変えた蒸発管との相対関係は、燃焼器特性の解析をあまり複雑にしていってしまうからである。

記 号

c	流量係数	
c_c	収縮係数	
c_v	速度係数	
d_a	流量係数測定用ダクト内径	[mm]
d_i	蒸発管内径	[mm]
g	重力の加速度	[m/s ²]
L	蒸発管柄部長さ	[mm]
n	全体空燃比	
N	蒸発管本数	
p_a	蒸発管入口部圧力 (ゲージ圧)	[mmHg]
P_a	" (絶対圧)	[mmHg]
P_o	周囲大気圧力 (絶対圧)	[mmHg]
Q	燃焼負荷強度	[kcal/m ³ hr · atm ^{1.8}]
R_{ap}	一次燃焼領域導入空気割合	[%]
t	摂氏温度	[℃]
t_1	燃焼器入口空気温度	[℃]
T	絶対温度	[K]
T_1	燃焼器入口空気温度	[K]
T_2	燃焼器出口平均ガス温度	[K]
u	空気流速	[m/s]
u_a	ダクト内平均空気流速	[m/s]
u_i	蒸発管内空気平均流速	[m/s]
U_r	燃焼器最大断面平均風速	[m/s]

w_a	空気重量流量	[kg/s]
w_f	燃料重量流量	[kg/s]
w_{fi}	蒸発管一本あたり燃料重量流量	[kg/s]
w_{fo}	燃焼器基礎燃料量	[kg/s]
w_{f1}	限界燃料流量	[kg/s]
x	分流板間隔	[mm]
y	燃焼器出口断面高さ方向無次元距離	
τ_a	ダクト内空気比重量	[kg/m ³]
η_b	燃焼効率	[%]
ϕ	全圧損失係数	

2 実 験

燃焼器による燃焼実験とは別に、供試燃焼器に用いた蒸発管と同一形態で寸法の異なる管について、空力的特性を求めた。その実験概要を2.1で述べる。その実験の結果は、箱形燃焼器の実験結果を整理する際に蒸発管を通して燃焼室内に流入する空気量の推定に役立たせる。

その後、2.2, 2.3で、供試燃焼器の燃焼実験に用いた、実験設備、燃焼器構造の詳細について述べる。

2.1 蒸発管空力特性試験

燃焼室内へ入る空気はすべて、空気孔、スリット、スワロー (空気旋回器)、あるいは蒸発管などの開口部を通る。その割合は、開口部付近の空気の静圧、動圧、温度、それに開口部形状に依存していて、正確に定めることは極めて困難である。そこで簡単には、近似的に開口面積比によって局所的な流入空気量の推定をおこなっている。

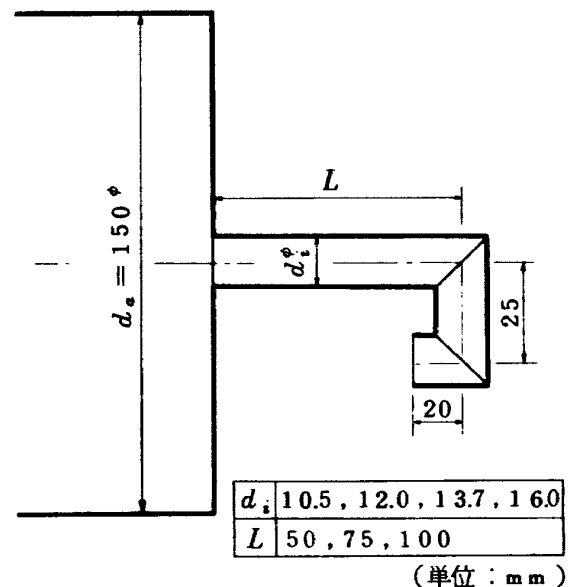


図 1 流量係数を求めるための蒸発管

スワローを使った燃焼器については、この方法により、ある程度良好な結果を得ている。

いわゆる蒸発管については、円孔等の他のライナ開口部と比較し、どの程度の流量係数を見積ったらよいか皆目資料がない。そこで次のようにして、ある形態の蒸発管の流量係数を求めた。

図1に示すような寸法、形状の蒸発管を、内径150 mmの管にとりつけた。蒸発管出口は大気開放の状態である。

供給空気量を常温で種々変化させ、蒸発管入口側圧力 p_a を傾斜マノメータで測定した。

その実験値の整理法や結果については、3.1で述べる。

2.2 燃焼実験装置

燃焼実験に使用した装置は、当所原動機部のセクタ燃焼試験装置の一部である。ただし、当時、本来のこの系統の空気圧縮機が故障であったため、供給空気は、空気源設備⁶⁾からのものを使用した。

したがって、供試燃焼器入口空気温度は最低が水冷却器を使用した場合の30℃から上限は100℃の範囲で任意に設定することができた。

燃焼状態の観察に便利のように、燃焼器出口は大気開

放の状態である。そのほか、片側側壁に2個の石英ガラスをはめこんだのぞき窓があって、内部観察ができる。

燃料はJP-4を用いた。

2.3 燃焼器模型

今回使用した燃焼器模型は、JR-100エンジンを基とした1/4展開模型である。以降、本燃焼器模型で表1に示す各種類に部分改造したものを「BV」の記号で呼ぶことにする。ここにBは箱形であり、Vは蒸発管形であることを意味する。

供試燃焼器の外筒およびライナ(分流板を含めた内筒部分を総称する)は、大塚ら⁵⁾の用いたものと同一である。

供試燃焼器模型全体の概略を図2に示す。

蒸発管は、図2に示すように隔壁板へ同一形状のものを3~7本とりつけてある。

予備実験の結果、蒸発管の本数の影響は、余り顕著に現われなかったため、図3に示す配置の蒸発管3本および7本の隔壁板をもちいた燃焼器について実験値の比較検討をおこなった。図4に、蒸発管7本がついた隔壁板の取付け模様を写真で示す。

これら蒸発管へ燃料を供給するには、ノズル先端孔が、蒸発管3本の場合には0.6 mm、7本の場合には0.4 mmの

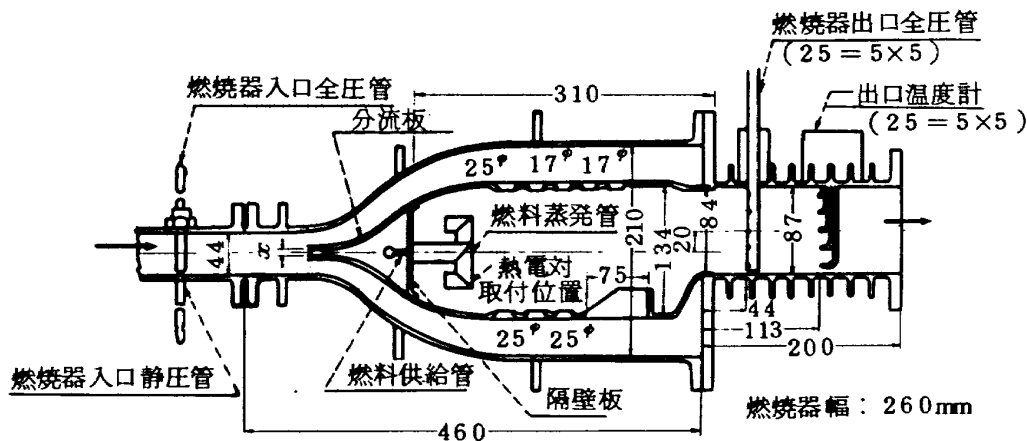


図2 蒸発管付箱形燃焼器の構造

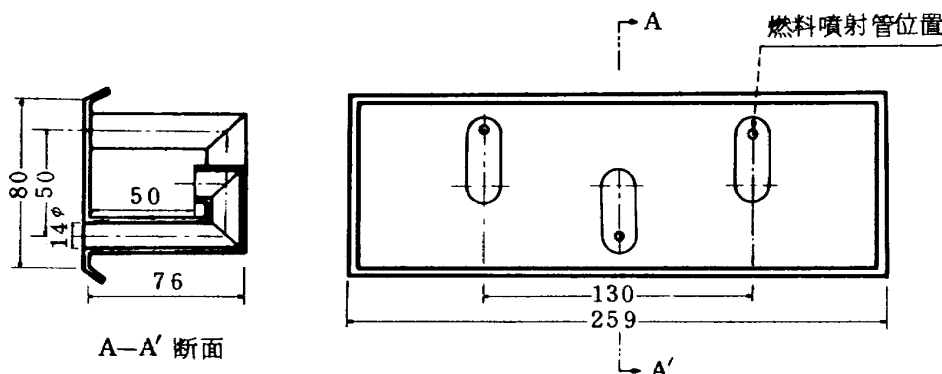


図3 (a) 箱形燃焼器 BV-3 に用いた隔壁板



図 4 燃焼器 BV-7 と BV-7.1 に用いた蒸発管付隔壁板の取付模様 (写真左部に蒸発管温度計測用のシース熱電対引き出し部が見える)

ものを用いた。燃料の噴射位置は、蒸発管中心軸上で管入口より数 mm 入った所である。

蒸発管を使用する燃焼器では、通常、空気筒と称する空気導入のための筒をもうけている。実際のエンジン燃焼器では、この個数、形状、配置などが性能に大きな影響を及ぼすものと考えられる。しかし、今回の実験では、まえがきで述べたように蒸発管自体の特性解明に重点をおいたので、この空気筒はもうけていない。

しかし、一次燃焼領域へ導入する空気量を増加させるため、図 2 に示した分流板先端間隔 α を広げた実験、および同じ目的で、隔壁板へ空気孔を図 5 に示すようにあけた場合についても燃焼実験を行なった。

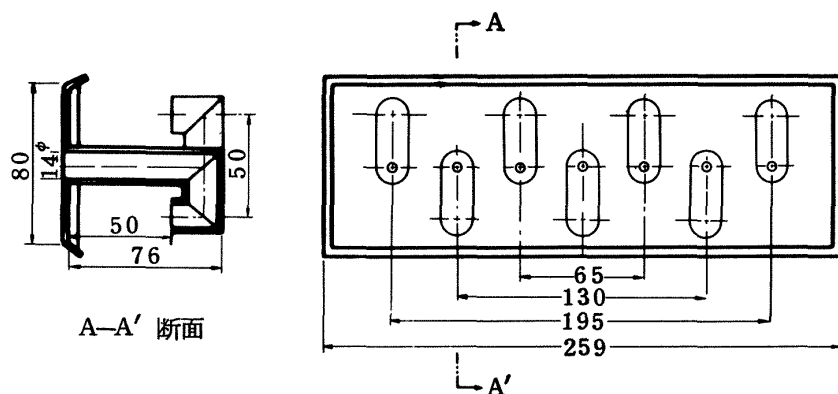


図 3 (b) 燃焼器 BV-7 と BV-7.1 に用いた隔壁板

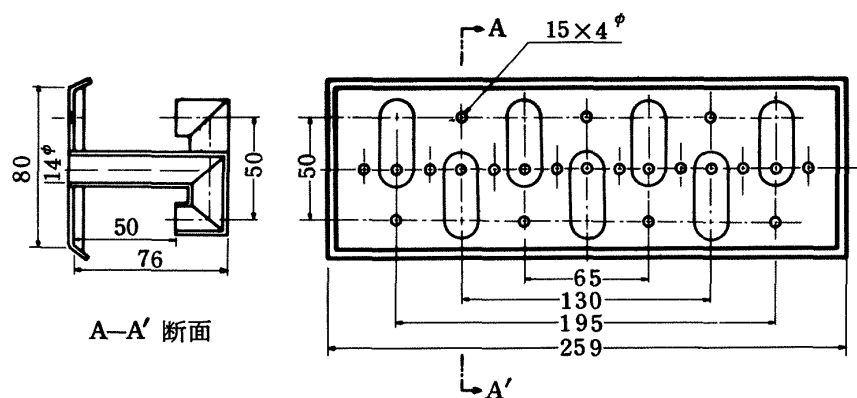


図 5 (a) 燃焼器 BV-7.2 に用いた隔壁板

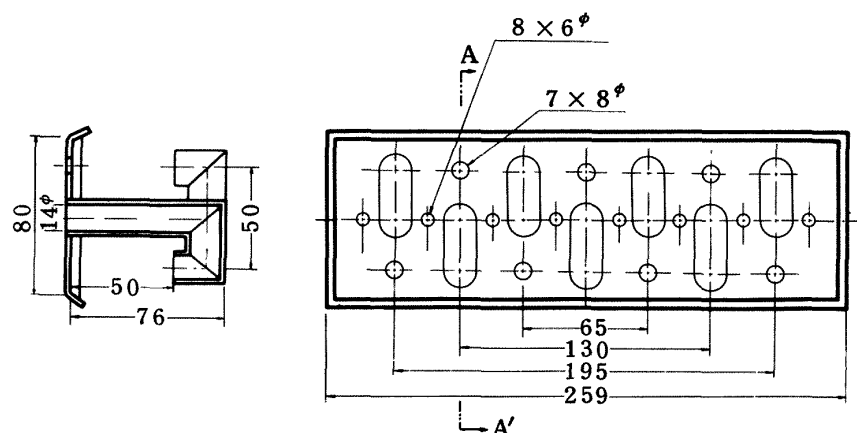


図 5 (b) 燃焼器 BV-7.3 に用いた隔壁板

それら、部分的変更をした燃焼器を名称とともに表1にまとめて示す。

すなわち、種類BV-3とは、隔壁板に蒸発管を3本とりつけたもので分流板の先端間隔は8mmである。これは、後に述べるように、開口面積比から計算した一次燃焼域導入空気割合が最も小さいものである。

種類BV-7とは、隔壁板に蒸発管を7本とりつけたもので、分流板間隔は、BV-3と同様、8mmである。

種類BV-7.1, BV-7.3は、いずれも隔壁板に蒸発管が7本ついたものを用いている。これらの分流板先端間隔は、一次燃焼領域導入空気を増加させる目的で14mmとしている。BV-7.1は、隔壁板に空気がないもので、分流板により分流された一次燃焼用空気は、すべて蒸発管のみを通る。BV-7.2, BV-7.3では、図5のそれぞれ(a), (b)に示す隔壁板の穴からも一次燃焼領域へ空気導入をはかっている。

なお、鈴木ら²⁾による蒸発管の基礎研究からも、蒸発管の温度が、燃焼の蒸発、微粒化、流動様相の不安定性に重要な影響をもつことが明らかとなっている。そこで図6のように素線径0.2mm、外径1.0mmのクロメル-

表1 供給燃焼器種類

種 類	N	$x(\text{mm})$	Rap (%)
BV-3	3	8	2.64
BV-7	7	8	5.94
BV-7.1	7	14	7.06
BV-7.2	7	14	8.30
BV-7.3	7	14	10.75

アルメルステンレスシース熱電対をロー付して管の曲り部の温度を測定した。このとりつけ方は、あらかじめ蒸発管の所定の位置に直径1.2mmの穴をあけておき、それに蒸発管内を通してきたシース熱電対の先端を管の内側よりさし込む。蒸発管外面より熱電対先端が突き出さないよう注意してこのまま銀ロウでロー付固定した。

とりつけた蒸発管は、それが隔壁板に3本の場合はすべてで、7本の場合には燃焼器出口からみて左から2本目と5本目のものである。後者の場合、蒸発管の出口の向きは、2本目が下、5本目が上向きである。図4の写真でも熱電対をとりつけた蒸発管は、曲りの背の部分にやや白いロー付部が見えるので、他と区別がつくであろう。

2.4 実験方法

燃焼実験は、次の手順でおこなった。

供給空気が十分定常な温度に落ち着いた後、微風速の状態とし、供試燃焼器後部から点火棒にて着火をおこなった。その後、空気、燃料量を所定値に調整した。燃料量の設定は、燃料圧力によっておこなった。

空気量は、薄刃オリフィスによる差圧により求めた。

燃料量は、ピストン式体積流量計を用いた。

また各部圧力は

燃焼器入口全圧1点、静圧2点、

分流板上部全圧1点、下部全圧1点

燃焼器出口全圧25点

の測定を連通管マノメータによっておこなった。

全圧管は外径6mmで、上流に向い1mmの直径の細孔をあけたものである。

温度の計測は、2.3で述べた蒸発管温度のほか、

燃焼器入口 1点

燃焼器出口 25点

の測定をおこなった。燃焼器出口の温度測定用熱電対は、素線径0.8mmのクロメル-アルメル線で、接点が流れに向った楕形をしている。これらの指示計器には、横河電機製電子管自動平衡式温度計、EIM-22、を、切換えス

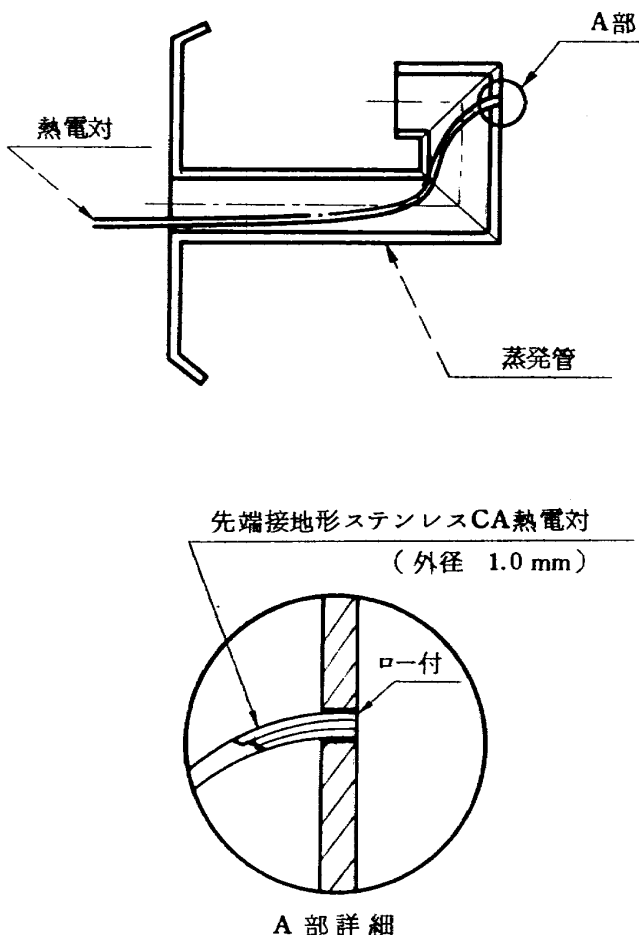


図6 蒸発管温度測定用熱電対のとりつけ方法

イチと共に用いた。

以上の測定から、大塚ら⁵⁾と同様の燃焼器諸特性因子を求めた。

ただし、出口平均温度の求め方については、燃焼ガス流量にたいする補正はおこなわず、測定点 25 ケ所の単純平均をとった。その他の測定値の実験精度を考慮すると、その方法で十分なことが確かめられている。

また、燃焼器熱負荷の算出に用いる、燃焼室有効容積は図 7 に示す部分の大きさ 0.00822 m³とした。

3 実験結果とその整理

まず最初に、蒸発管の流量係数を求めるためにおこなった実験結果を示す。つぎに、燃焼実験による供試燃焼器諸特性を示し、燃焼器形式変化による結果から影響要因を明らかにする。

3.1 蒸発管の流量係数

一般に、直径 d の穴を通る流体は、形状的な抵抗により、穴前後の全圧差によって生ずる速度 u よりも小さな速度 $c_v u$ で噴出する。また、噴流の直径も実際の穴直径、 $\pi d^2/4$ 、よりも小さな $c_c \pi d^2/4$ となる。そして、それらの積 $c = c_v \cdot c_c$ が流量係数 (coefficient of discharge) として通常定義されている。

図 1 のような蒸発管についても全く同様の考えで、流量係数 c を求める。

管内風速は、過度の圧力損失を避けるため通常、100 m/s 以下におさえるので、管出口より噴出する理想流体の速度 u は非圧縮性流体にたいする Bernoulli の法則により次式で表わすことができる。

$$\frac{P_a}{\rho_a} + \frac{u_a^2}{2g} = \frac{P_o}{\rho_a} + \frac{u^2}{2g} \quad (1)$$

上にも述べたように、実際の流体は、粘性等の作用によりこれより幾分少ない速度

$$u_i = c_v u \quad (2)$$

で蒸発管出口より噴出する。

一方、蒸発管出口より噴出する空気量は

$$w_a = \rho_a u_i \left(c_c \pi \frac{d_i^2}{4} \right) \quad (3)$$

で、これは蒸発管に入る前の空気量にひとしく、

$$w_a = \rho_a u_a \left(\pi \frac{d_a^2}{4} \right) \quad (4)$$

である。これらの式から、 u_i, u_a を消去すると、

$$c = c_c \cdot c_v = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 + \left\{ \frac{\pi^2 g \rho_a d_i^4 (P_a - P_o)}{8 w_a^2} \right\}}}$$

となる。

実験は、大気圧条件下で常温の空気をつかっておこなった。差圧の測定には垂直より 65°～76°傾むけた水銀傾斜マノメータを使用した。

この蒸発管流量係数 c を管内平均風速と管内径をもってあらわしたレイノルズ数にたいして図示すると図 8 のようになる。記号 L と d_i は図 1 に示したものと同一である。

この図より、試験した形状、寸法の蒸発管では流量係数は、0.55 で一定であることがわかる。

実際の蒸発管使用条件では、比較的低い温度の空気が、蒸発管を通して高温の燃焼ガス中に噴出するのであるが、その物性値の違いによる影響は、常温の空気を高温気流中に噴出したときの円孔の流量係数を求めた実験結果⁷⁾から類推して比較的小さいと考えられる。

3.2 燃焼器特性

ガスタービン用燃焼器としてその優劣を表わす、最も重要な特性は、燃焼効率、圧力損失、燃焼負荷率、出口温度分布などである。

これらの箱形燃焼器による結果は、環形燃焼器に同形式を適用した場合にも、定性的に一致することが JR-100 燃焼器の開発過程において確かめられている。

そこで、以下に供試燃焼器の上記諸特性について比較

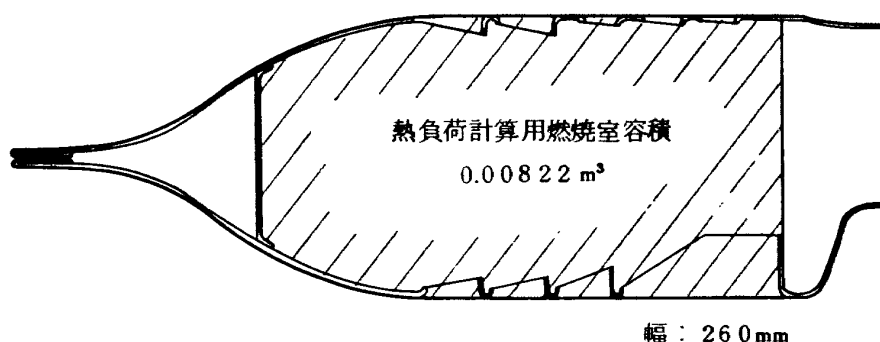


図 7 熱負荷計算用燃焼室容積

してみる。これら特性量の定義は文献⁵⁾に準ずる。

燃焼効率 空燃比変化にたいする燃焼効率の変化を以下にみる。

表1にあげた燃焼器 BV-3 の燃焼効率 η_b と空燃比 n との関係を図9に示す。これによると、空燃比が大きい範囲では、最も高い燃焼効率を示す。空燃比が小さくなるにしたがって燃焼効率の低下をきたす。その効率低下

の度合は、最大断面平均風速が最も高いものが最も著しい。

燃焼器 BV-7 の空燃比にたいする燃焼効率特性を図10に示す。前者同様の傾向を示す。ただ、この図で最も最大断面平均風速の遅い場合の空燃比大なるときの特性が、他の場合とやや異なっているのは、燃料流量が最も小さいことからくる計測誤差が原因と思われる。

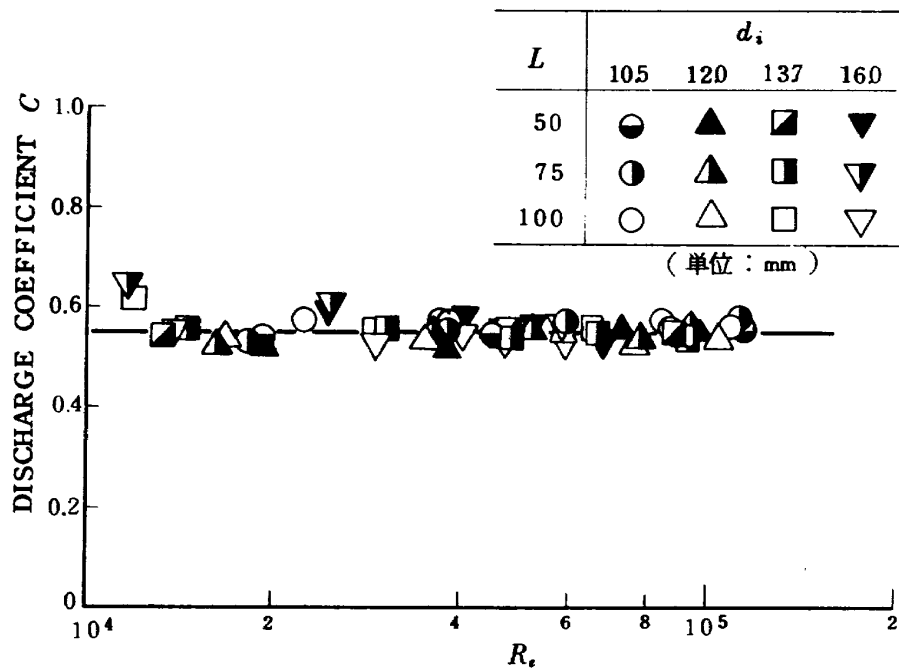


図 8 蒸発管の流量係数

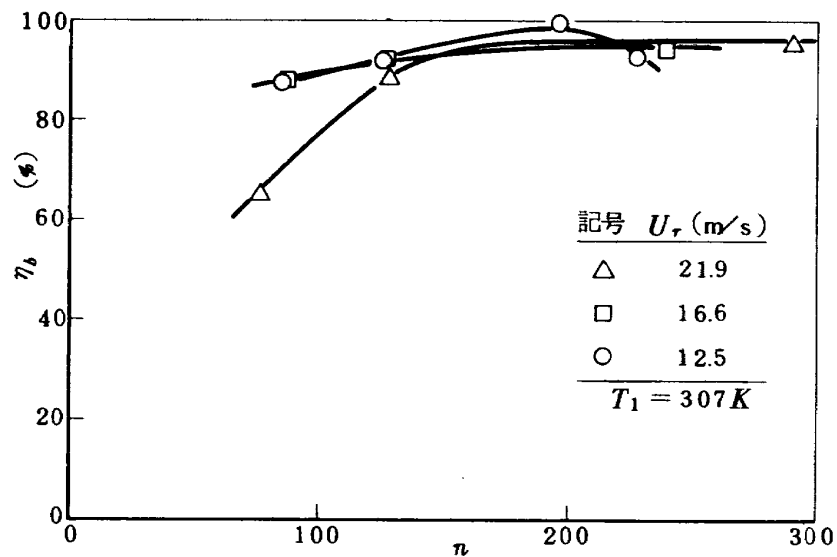


図 9 燃焼器 BV-3 の燃焼効率特性

燃焼器 BV-7.1 の場合には、図 11 に示す特性となる。傾向は前述のものと同様である。この場合、空燃比が小さい場合の実験点が、他の諸点をつないだなめらかな線からはずれることが注目される。この原因として考えられることは、

- i) 蒸発管よりしたった燃料液滴がライナ上で蒸発し燃焼する。
- ii) 蒸発管の気化性能が低下し、一次燃焼領域の燃料過濃の傾向が緩和される。

などである。異なる最大断面平均風速について、ほぼ同程度の空燃比でこの実験点の「はずれ」が起きていることと、この燃焼器では空気筒をもうけなかったために一次燃焼領域が燃料過濃となっていることから ii) の原因が大きく影響していると考えられる。

なお、この形の燃焼器にかぎらず、他の場合にも上述

の傾向がみられたが、燃焼器出口温度計の耐熱制限からこういった空燃比の小さな領域でのデータ点は必ずしもとれなかった。

燃焼器 BV-7.2 の場合には、図 12 に示す結果となる。空燃比小のとき燃焼効率の低下がおき、それは、最大断面平均風速の大きいほど著しいことは他の場合と同様である。この場合の特徴は、試みた3風速すべてで空燃比の比較的低い範囲までほとんど最高の燃焼効率を保っていることである。これは、隔壁板に空気孔をもうけ、一次燃焼領域の燃料過濃の改善をはかって結果とみられる。逆に、低空燃比領域の燃焼効率改善には、この一次燃焼領域への空気導入が重要な手段であることがわかる。

さらに隔壁板の空気孔面積を拡大した燃焼器 BV-7.3 の場合の結果は図 13 のようになる。これによると異なる最大断面平均風速について最高燃焼効率に違いがみら

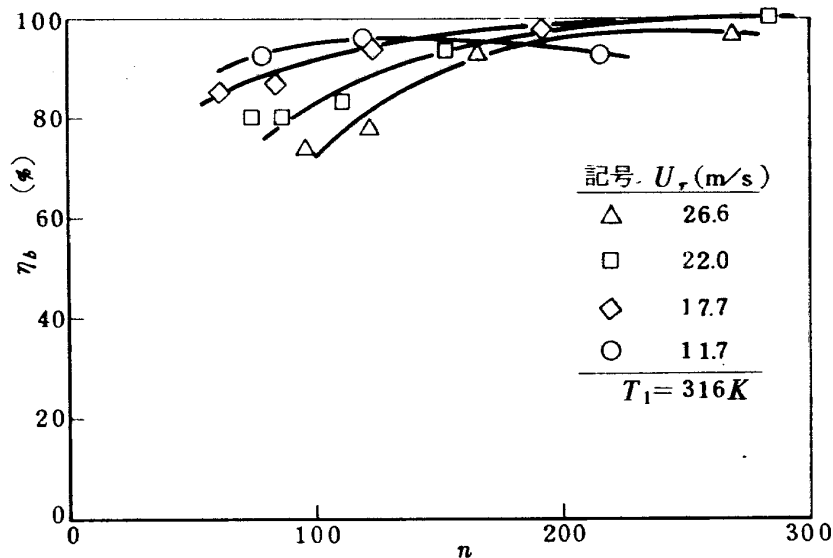


図 10 燃焼器 BV-7 の燃焼効率特性

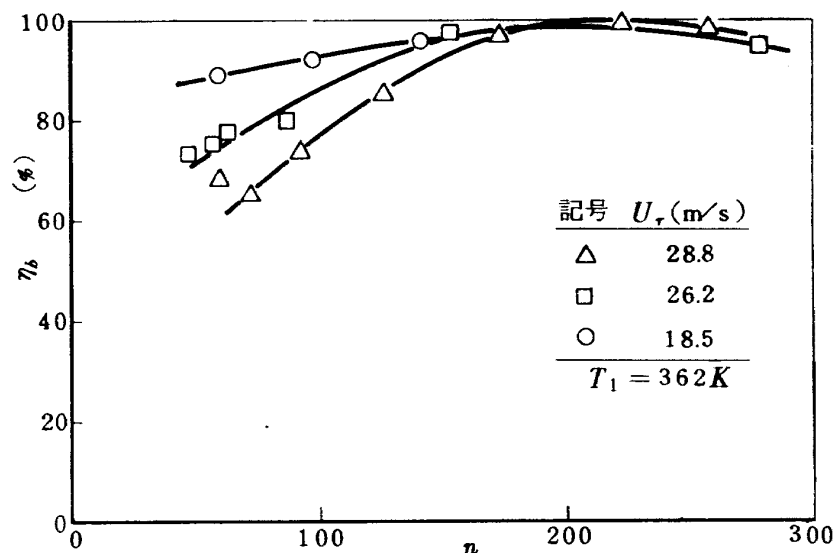


図 11 燃焼器 BV-7.1 の燃焼効率特性

れる。これは、隔壁板にあげた空気孔の位置大きさ、方向等にさらに考慮の余地があることを示す。

JR-100 エンジン燃焼器の設計点空燃比は 55 であるので、この箱形燃焼器模型を発展させその設計点仕様を満足させるためには、一次燃焼領域への空気導入法を改良していく事が最初の課題であることがわかる。

なお、BV-3、および BV-7 では燃料流量が多いとき、黄色炎が多くみられるが、BV-7.1 BV-7.3 においては、ほとんどの場合、青色炎燃焼に近い。

次に、最大断面平均風速が燃焼効率におよぼす影響をみる。

表 1 にあげた各燃焼器にたいするその結果を図 14～18 に示す。図 18 の空燃比の大きな場合を除くとすべての燃焼器で最大の燃焼効率を示す最大断面平均風速は 15 m/s 前後であることがわかる。この値は、JR-100 エン

ジン用燃焼器の設計点の最大断面平均風速 $U_r \approx 34 \text{ m/s}$ を考えると非常に小さい。この箱形燃焼器模型性能をより設計点目標値達成に近づけるには、次のような改善策が考えられよう。

蒸発管本数を異ならせた燃焼器 BV-3 (図 14) と BV-7 (図 15) では、ほとんど同じ $\eta_b - U_r$ 特性を示している。そこで、蒸発管本数の増減はこの燃焼特性の改善には役立たない、図 15～18 の場合には、後の場合ほど、最大断面平均風速の大きな範囲で燃焼効率の向上が著しい。これは、一次燃焼領域に導入する空気量の増加による改善とみられる。

なお、蒸発管の本数が異なる燃焼器同士の燃焼効率特性が余り違わなかったことについては、次のように考えられる。

蒸発管のはたらきは、燃焼の気化と微粒化、空気との

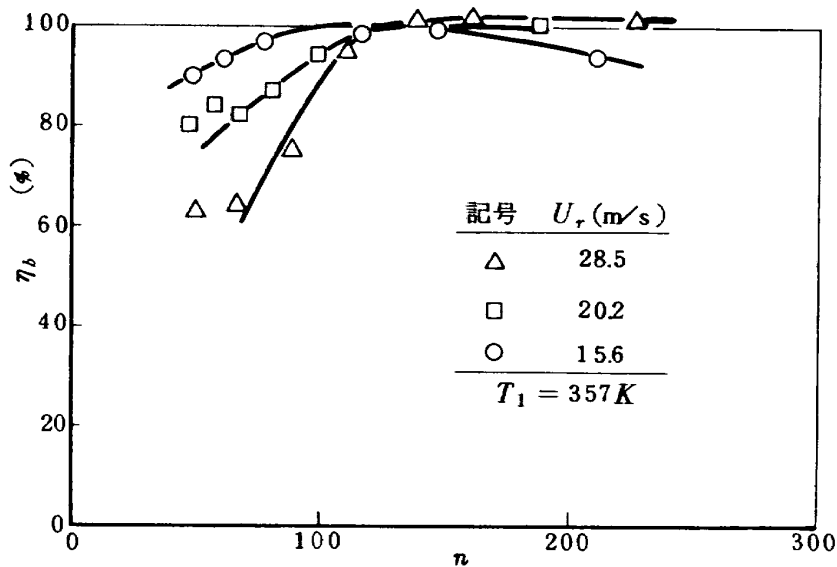


図 12 燃焼器 BV-7.2 の燃焼効率特性

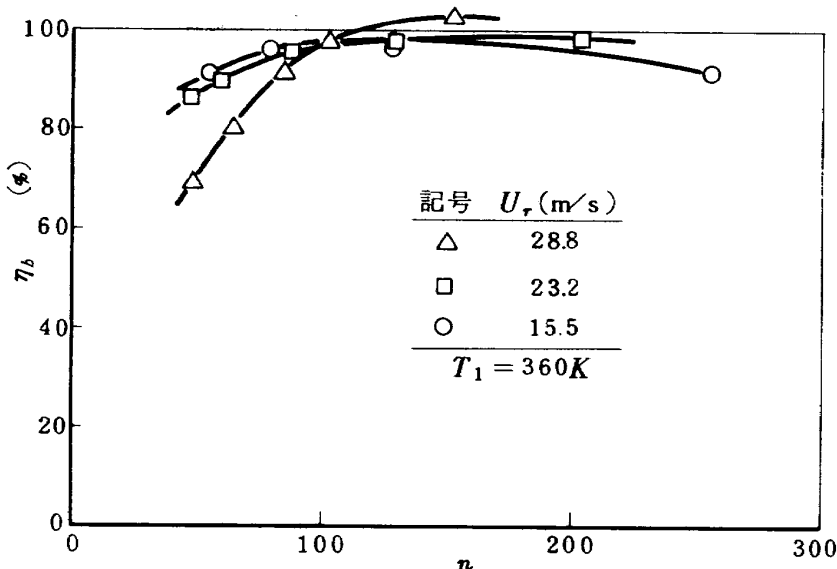


図 13 燃焼器 BV-7.3 の燃焼効率特性

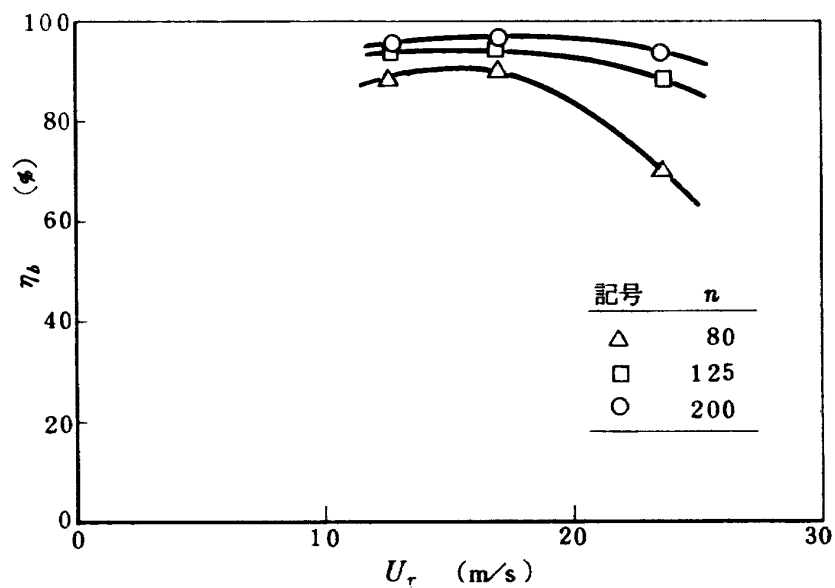


図 14 燃焼器 BV-3 の最大断面平均風速と燃焼効率

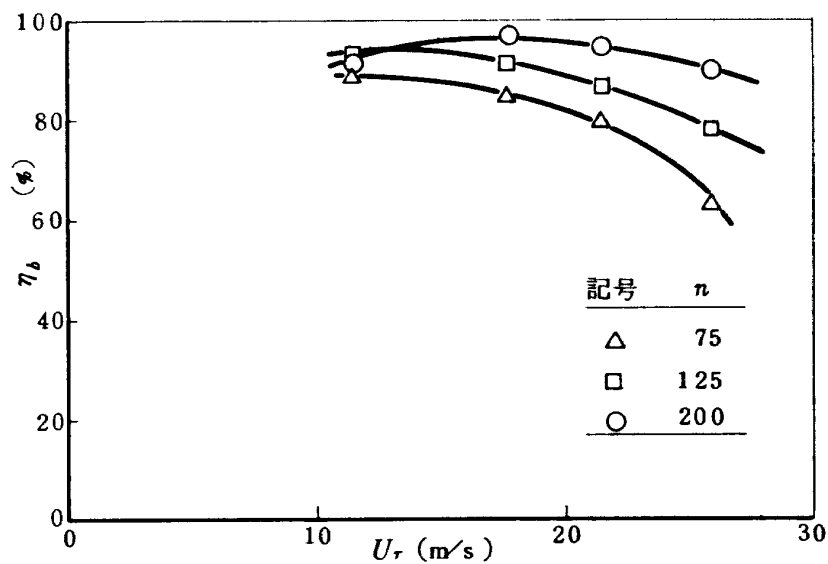


図 15 燃焼器 BV-7 の最大断面平均風速と燃焼効率

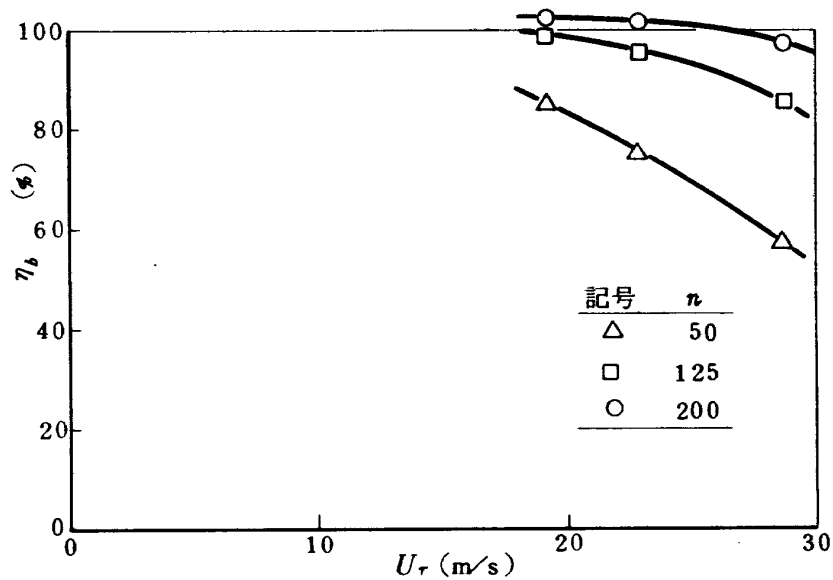


図 16 燃焼器 BV-7.1 の最大断面平均風速と燃焼効率

混合、および逆流領域の形成である。その性能におよぼす因子は、一次燃焼領域の空燃化、それに伴う火炎温度、火炎ふく射能、ガス流速、流れ模様、蒸発管の形状、向き、位置、混合気噴射方向、噴射速度、混合気濃度、燃料液滴分布、蒸発管温度など、多くにわたる。しかし、BV-3とBV-7のこの燃焼効率比較をみると蒸発管本数による違いは、ほとんどみられない。これは、蒸発管の燃料気化、微粒化能力が低く、十分な混合気形成がなされなかったためと思われる。これは後述の蒸発管温度測

定結果と、既報の管温度にたいする燃料気化特性を参照してみても裏づけられる。すなわち、本実験の場合、蒸発管は燃料気化をさせるより、一次燃焼領域へ燃料を分散、供給する働きが主であったと判断される。したがって一次燃焼領域の燃焼はほぼ、供給された燃料量に依存した状態であって、蒸発管本数の影響がごくわずかであったものと考えられる。

圧力損失 燃焼器 BV-7, BV-7.1 および BV-7.3 における燃焼器出口入口温度比にたいする全圧損失係数の

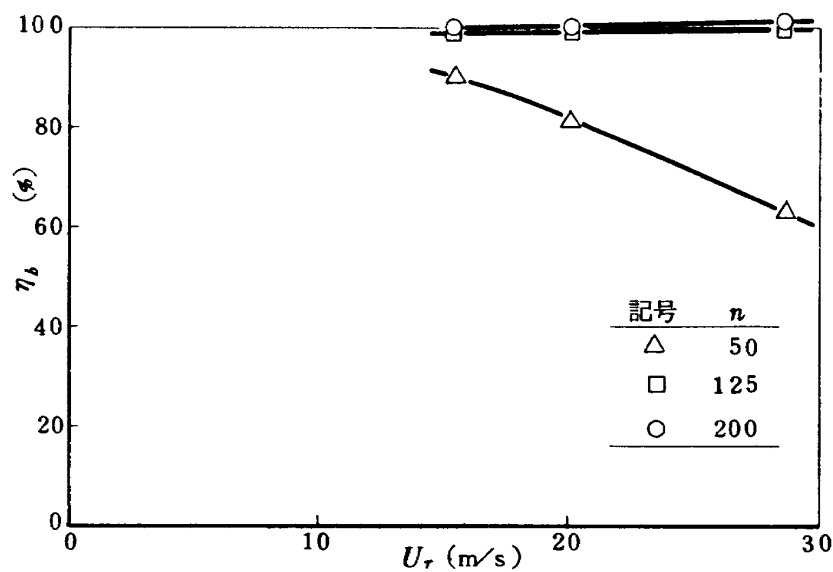


図 17 燃焼器 BV-7.2 の最大断面平均風速と燃焼効率

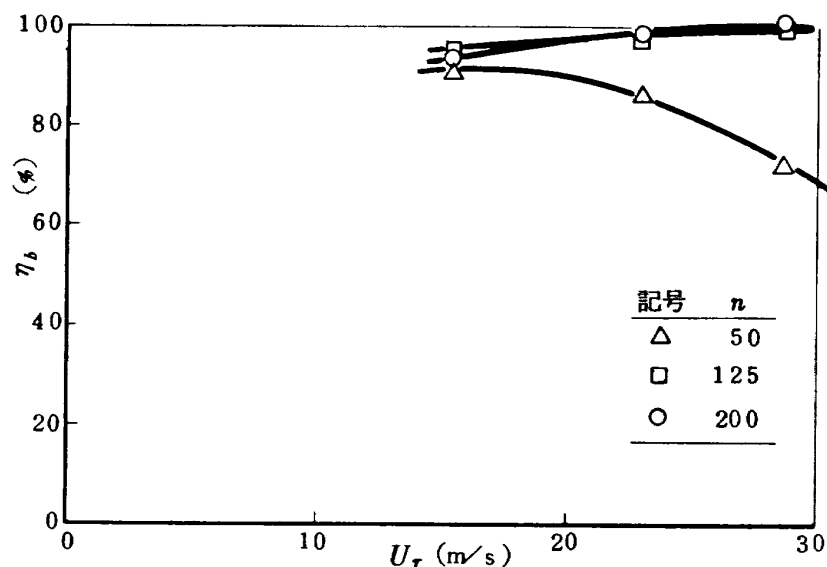


図 18 燃焼器 BV-7.3 の最大断面平均風速と燃焼効率

影響を、それぞれ図 19, 20 および 21 に示す。

それらの図によると、一般に、最大断面平均風速が、 23 m/s 以上では右下り、 21.6 m/s 以下では右上りの傾向を示している。ただし、図 19 の最も小さな最大断面平均風速の場合には、その風速が大きいもの同様右下りとなっている。これらの理由を明らかにするのは、流れの通路断面変化、分流比、燃焼による物性値の変化などから容易ではない。

この圧力損失におよぼす分流板間隔の影響は大きい。それが 8 mm のもの (図 19) は 14 mm のもの (図 20 と 21) とくらべて著しく全圧損失係数が小さい。これは、分流板間隔を 14 mm にした場合、分流板外側流路をせばめる結果となったためである。

圧力損失の傾向を実用形の燃焼器の参考資料とするためには、あらためて蒸発管および空気筒、あるいは空気

孔の空力的特性を考慮し設計したものについて、実験をおこなうべきであろう。

燃焼器出口温度 箱形燃焼器模型においては、扇形模型 (セクター) や実用形の環形模型と比較し、燃焼領域をはさむライナの面積比が異なるので、燃焼器出口温度分布を所要の形に改良することの必然性はすくない。しかし、出口温度分布は、スワラと圧力噴霧式燃料噴射弁をもつ燃焼器では、その設計形状や負荷変動によってかなりの変化をきたす。

本燃焼器によって出口温度分布は、どのような因子で変化をするか以下に見てみる。

まず、燃焼器 BV-3 の出口温度分布についてみると図 22 のようである。この図では、横軸に燃焼ガスの温度上昇をもととした無次元温度をとり、たて軸に燃焼器出口たて方向位置を無次元で示す。この上方が実機の場合

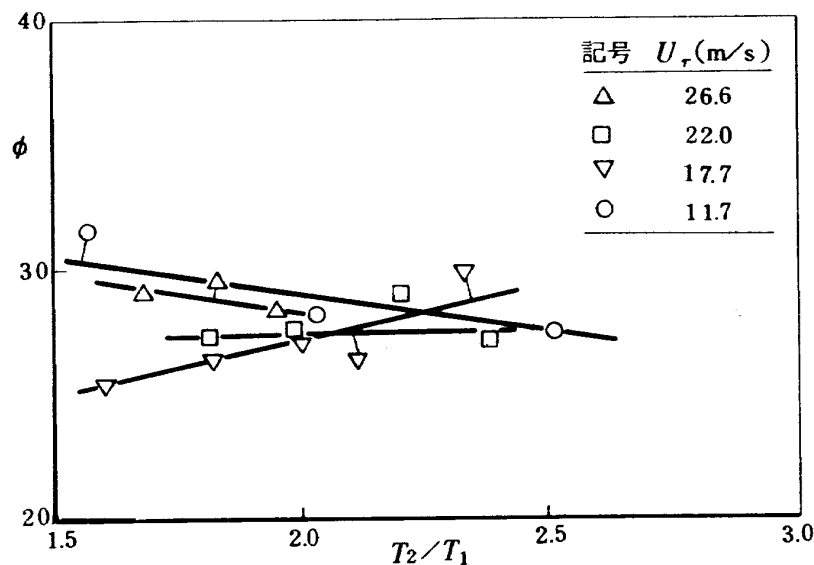


図 19 燃焼器 BV-7 の温度比に対する全圧損失係数

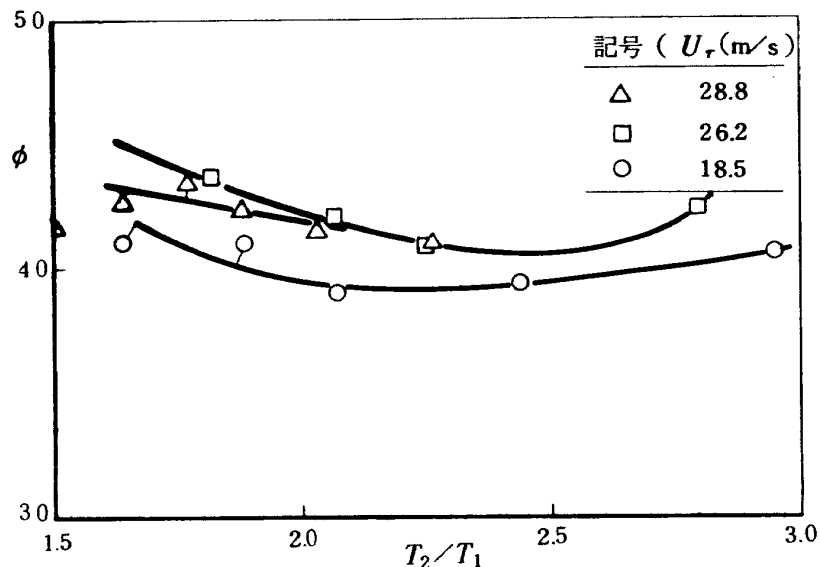


図 20 燃焼器 BV-7.1 の温度比に対する全圧損失係数

のタービン翼先端側に相当する。

図22の (a), (b) は、最大断面平均風速の異なる場合について示してある。(a) の場合は、最大断面平均風速が小さく、燃焼状態の観察によると、低空燃比の場合、

蒸発管からかなりの量の燃料液滴がライナ上にしたり落ちてゐる。(a) の温度分布で空燃化の小さな場合に低い位置での温度が比較的高くなっているのはこのような燃焼状況を反映したものと考えられる。

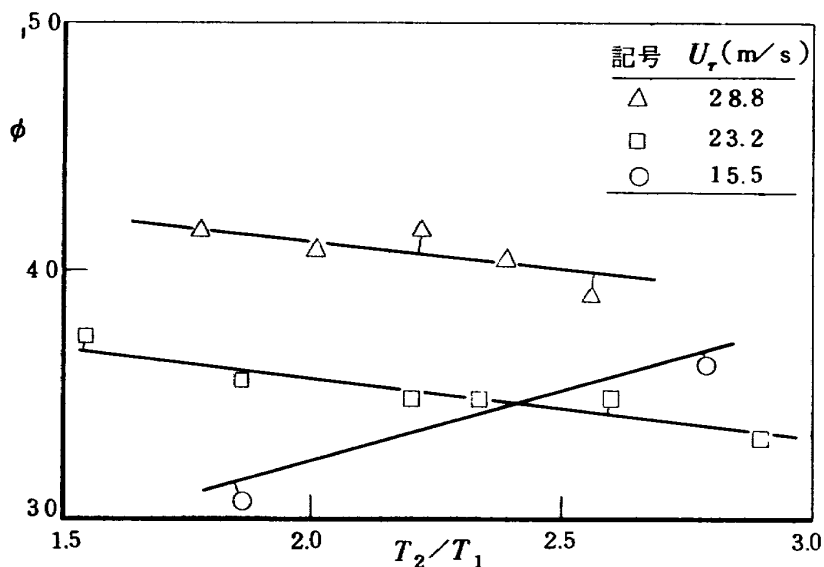
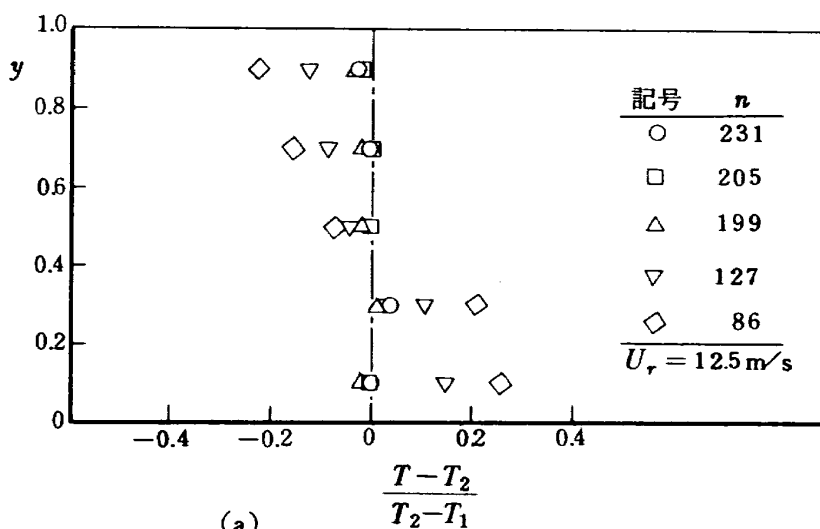
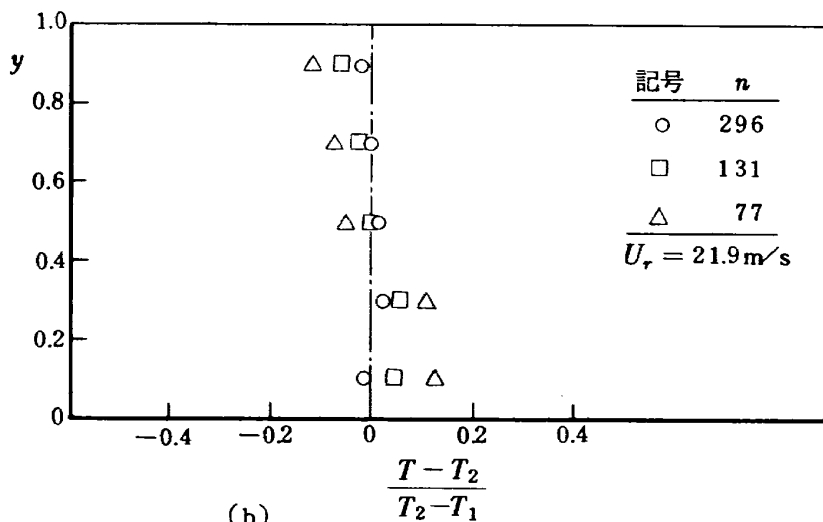


図 21 燃焼器 BV-7.3 の温度比に対する全圧損失係数



(a)



(b)

図 22 燃焼器 BV-3 の出口温度分布

空燃比の大きい場合、および最大断面平均風速が大きい同図 (b) の場合には、比較的そろった温度分布となっている。

蒸発管が7本である燃焼器 BV-7 の場合の燃焼器出口温度分布は図 23 のようになる。図 22 と比較して最大断面平均風速が大きくなるが、かなりそろった実験点

の分布を示している。燃焼効率の特性からは蒸発管本数の違うものも大差のない結果であったが、出口温度分布の上からは、蒸発管本数が多いほうが格段に燃料や空気流量の変化にたいする分布の変化の少ない結果が得られることがわかる。

具体的に、最大断面平均風速一定、あるいは空燃比が

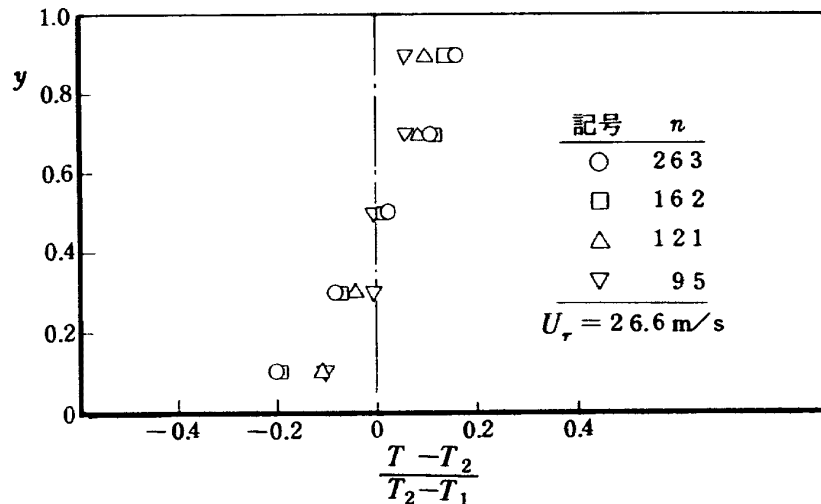
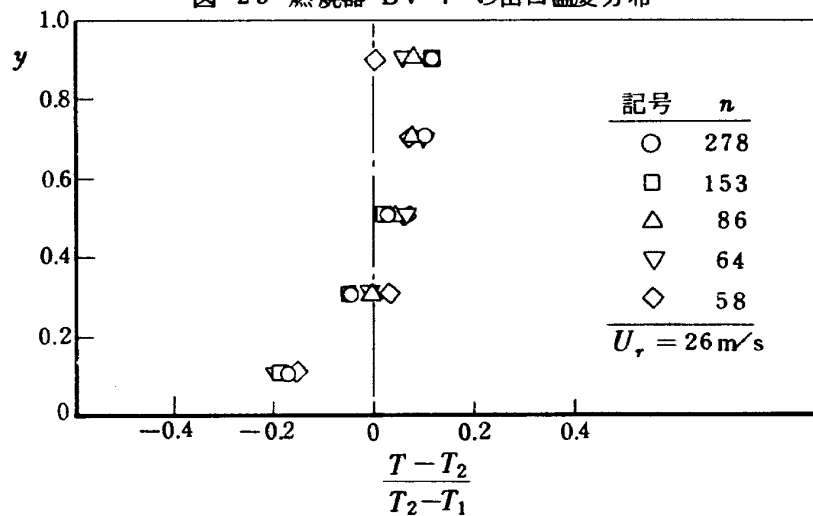
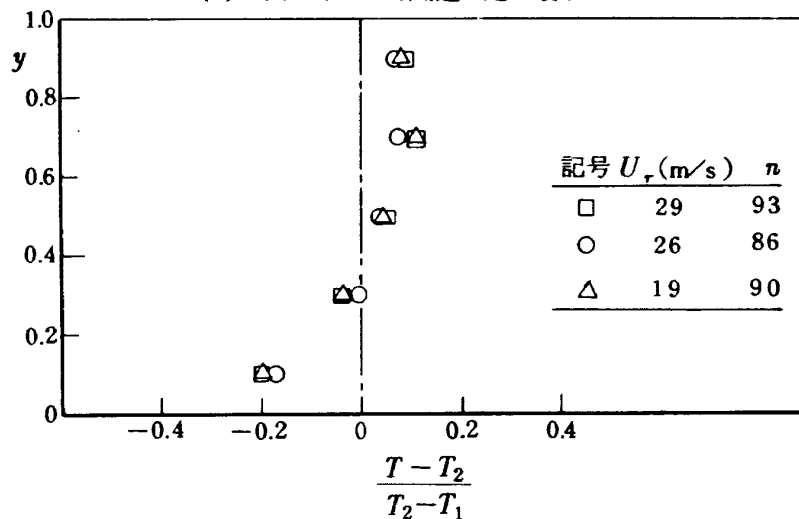


図 23 燃焼器 BV-7 の出口温度分布



(a) 最大断面平均風速一定の場合



(b) 空燃比が同じ場合

図 24 燃焼器 BV-7.1 の出口温度分布

ほぼ同等のものにたいして出口温度分布を示してみたものが図 24 である。これを見ると、無次元温度分布は、空燃比や最大断面平均風速の変化にほぼ無関係に一定である。

図 25 には、異なる燃焼器同士の温度分布を比較した。これらの燃焼器では、BV-3 を除き、その種類の違いが温度分布変化にたいし比較的小さな影響しかもたないことがわかる。BV-3 の場合には、蒸発管から過度の液体燃料のしたたりが見られ、空燃比の非常に大きな場合を除いて、燃焼器としては不良である。

図 26 には燃焼器出口における温度の空間分布を等温線で示してみた。これによるとスワローと圧力噴霧式燃料噴射弁をつかった箱型燃焼器のもの⁵⁾と比較してより一様な温度分布となっている。また、燃焼器の中心にたいして対称となっていないことから、個々の蒸発管に供給する燃料流量にばらつきがあることがうかがえる。また、左右下部の温度がかなり低いことは下部ライナの取付において側壁との間隙が生じ、多少の空気のもれがある

ことが想像される。このような欠点は、側壁の存在とともに箱形燃焼器の大きな欠陥である。

蒸発管温度 図 5 に示した方法で蒸発管の温度を測定したが、その結果を図 27 に示す。前報までの結果から、蒸発管内の燃焼空気二相流の状態および燃料の気化性能は、蒸発管壁温に密接な関係があることがわかっている。逆に、蒸発管の温度を定める因子は、蒸発管の外側については一次燃焼領域の気体温度、流速、その領域の形状（主にふく射熱伝達で重要となる）などであり、蒸発管内においては、燃料流量、空気流量などである。実際の燃焼器内部においては、それらが相互に関連している。しかしここでは、巨視的な立場から、蒸発管の温度をみしてみる。図 27 では、蒸発管一本あたりの平均燃料流量にたいする蒸発管温度を、燃焼器と最大断面平均風速の違いを、記号を別にして示してみた。同図によると、これらの違いによる系統的な特徴はみられない。単位蒸発管燃料流量が 2 g/s 以上の場合の蒸発管温度は、すべての場合に 160℃ 以下である。その燃料流量が 2 g/s

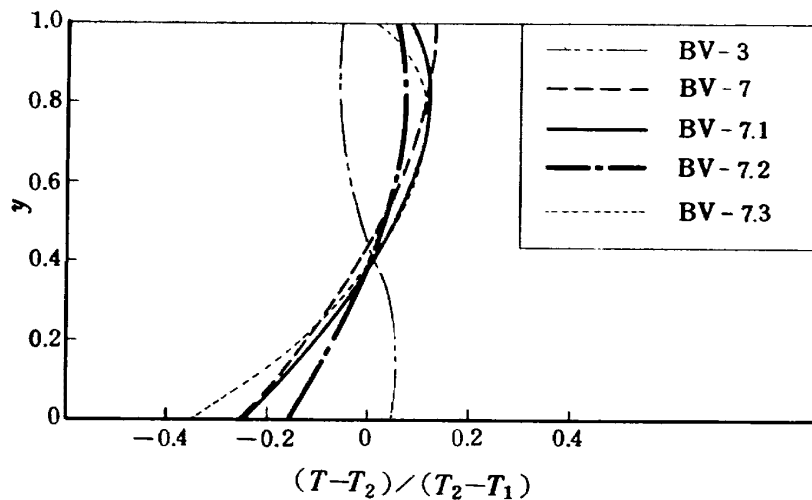


図 25 燃焼器種類の異なる場合の出口温度分布比較

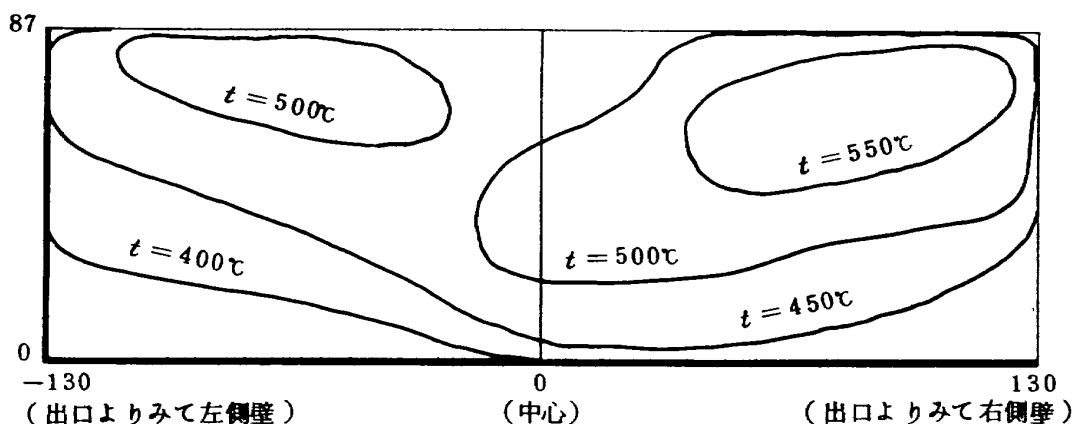


図 26 BV-7.3 の燃焼器出口等温線図

以下である場合、蒸発管温度が高くなるが、これは、燃料の蒸発管にたいする冷却効果と、一次燃焼領域の燃焼状態に関係している。また、実験点のばらつきは多分に、熱電対をとりつけた蒸発管へ燃料を供給する燃料ノズルのつまり等の影響もあると考えられる。

この蒸発管温度測定の結果、本燃焼器実験でおこなった低空燃比の大部分の場合、蒸発管温度は 160°C 以下で低く、管壁流の存在する条件である事がわかる。燃焼時の燃焼器内部観察によっても管からしたたる液体燃料が観察され、上の事実を示している。

燃焼負荷強度 前述したように、供試燃焼器は、実用を目的として設計製作したものではない。したがって何ら高負荷とする手段は講じていない。

しかし、今回実験で変えた因子がこの種の燃焼器の高負荷化におよぼす影響を知ることは今後の実用形燃焼器を設計する際に重要である。

そこで、次に供試燃焼器の負荷強度⁵⁾について検討してみる。スワラと圧力噴霧形燃料噴射弁を用いた同じ箱形燃焼器の結果⁵⁾と比較するために、それと同一因子で表わしてみた結果が図 28～32 である。

これらの図で、同一燃焼器によるデータは異なる最大断面平均風速、燃焼器によっては最大 60°C の燃焼器入口温度の異なるものについて同一図に示してあるがほぼ実験誤差の範囲内で一本の曲線にそって分布していることがわかる。

その傾向を示す曲線を比較すると燃焼器 BV-3 と BV-7 ではほとんど同一であることがわかる。ここでも又、蒸発管の本数のみの変化は余り影響のないことが示され

る。

BV-3 や BV-7 では、最大燃焼効率を示す負荷強度が $0.2 \times 10^8 \text{ kcal/m}^3 \text{ hr} \cdot \text{atm}^{1.8}$ 程度であるものが、一次燃焼領域より多い空気導入をはかった BV-7.1, BV-7.2, および BV-7.3 では、それぞれ 0.3×10^8 , 0.4×10^8 および 0.55×10^8 と高負荷側へ移動している。

この事からも一次燃焼領域への適当な空気導入が、高負荷燃焼器実現に重要であることが明らかである。

3.3 燃焼効率特性の整理

今回の供試燃焼器の燃焼効率特性は、総じて空燃比が大きい場合に最良で、ある空燃比以下では、急激に劣化している。上述の結果から、それは主に一次燃焼領域に導入する空気量、あるいはその領域の空燃比が重要な影響因子であることが推察できる。

そこでここでは、一次燃焼領域に導入される空気量を推算し、各燃焼器の特性を整理してみる。

大塚らによる箱形燃焼器による実験⁵⁾では、一次燃焼領域に導入される空気割合は、分流板間隔と、分流板外側通路の空気流速の測定から推測している。

本模型の場合、分流板から導入した空気は蒸発管、あるいは隔壁板にあげた孔を通るが、これらの開口面積は、それ以外のライナ開口面積と比較して非常に小さい。たとえば、用いた隔壁板のうち最も開口面積の大きい BV-7.3 の場合でも、上下ライナ空気孔総面積 0.0288 m^2 にたいし、蒸発管を含めた開口面積は 0.00166 m^2 で 5.7 % にすぎない。

そこで燃焼器入口部において分流板で流路を分けてはいるものの、実際にはこの部分がライナ空気孔を通る空

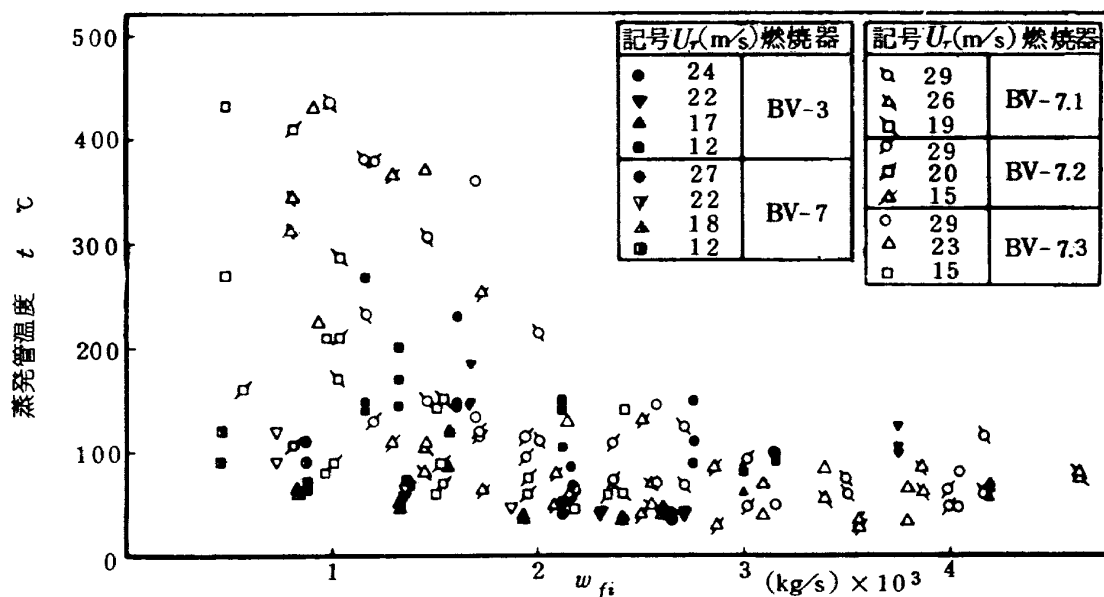


図 27 蒸発管内供給燃料量にたいする管温度実測値

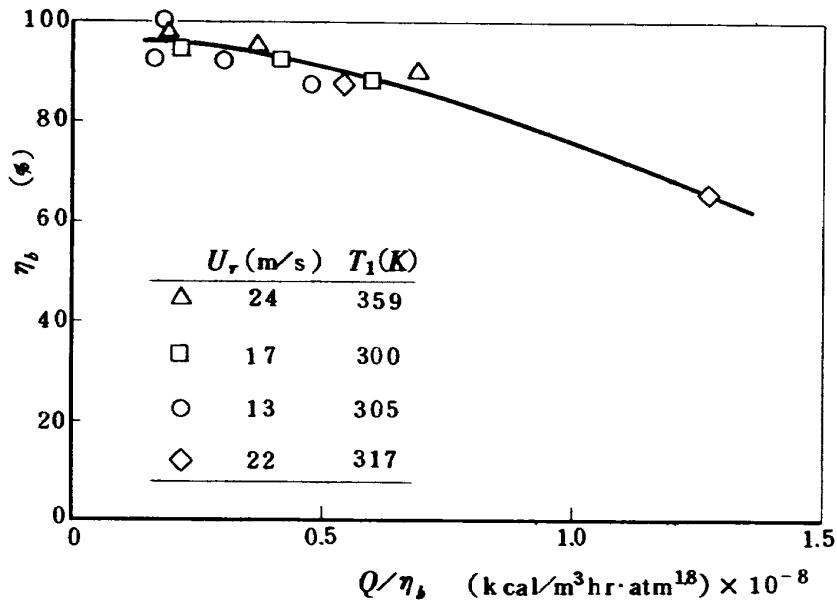


図 28 燃焼器 BV-3 の負荷強度

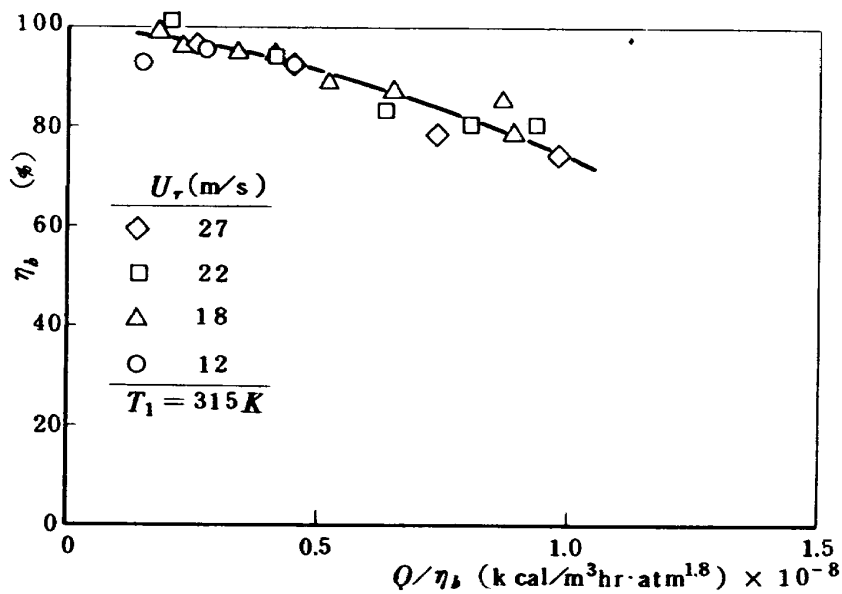


図 29 燃焼器 BV-7 の負荷強度

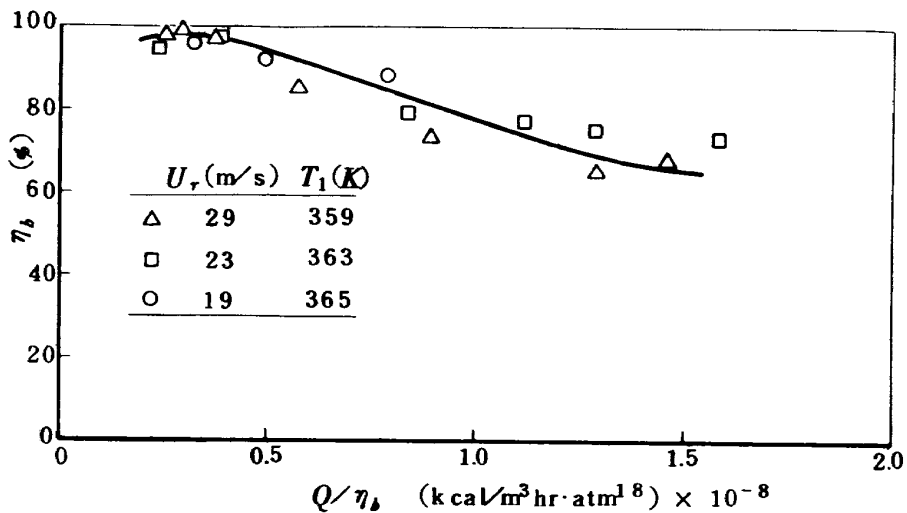


図 30 燃焼器 BV-7.1 の負荷強度

気にとっては最も狭隘部でありネックになっている。他方、隔壁板を通る空気にとっては上下分流板間の流路はたとえ十分に広くとも、その後流部の閉塞に影響されてしまう。

したがって、供給された全空気量のうち、隔壁板を通過して一次燃焼領域に入る空気量と、上下ライナ空気孔を通過して燃焼室に入る空気量の比は、近似的に分流板外側の通路断面積と隔壁板開口面積の比と考えることができる。

もう一步、おしすすめて開口部の流量係数を考慮に入れてみる。隔壁板にあげた孔やライナ空気孔の流量係数は、その前後の静圧や空気流量に関係していて簡単では

ない。しかしここではその目安として一定値 0.6 をとってみる。一方、蒸発管の流量係数は、3.1 の結果からほぼ一定値 $c = 0.55$ としてよいことがわかる。

以上の前提で、各供試燃焼器について隔壁板を通過して一次燃焼領域へ入る空気量割合を計算すると、表 1 の末欄に示した値となる。

全般に、今回用いた燃焼器の燃焼効率特性は、燃料流量の影響が大きい。空燃比大、あるいは最大断面平均風速の比較的小の場合には燃焼効率が良好で、それらがある値を越えると著しい燃焼効率低下を示す。例として燃焼器 BV-7 と BV-7.3 について燃料供給量にたいする燃焼効率を表わしてみると図 33 のようになる。この図か

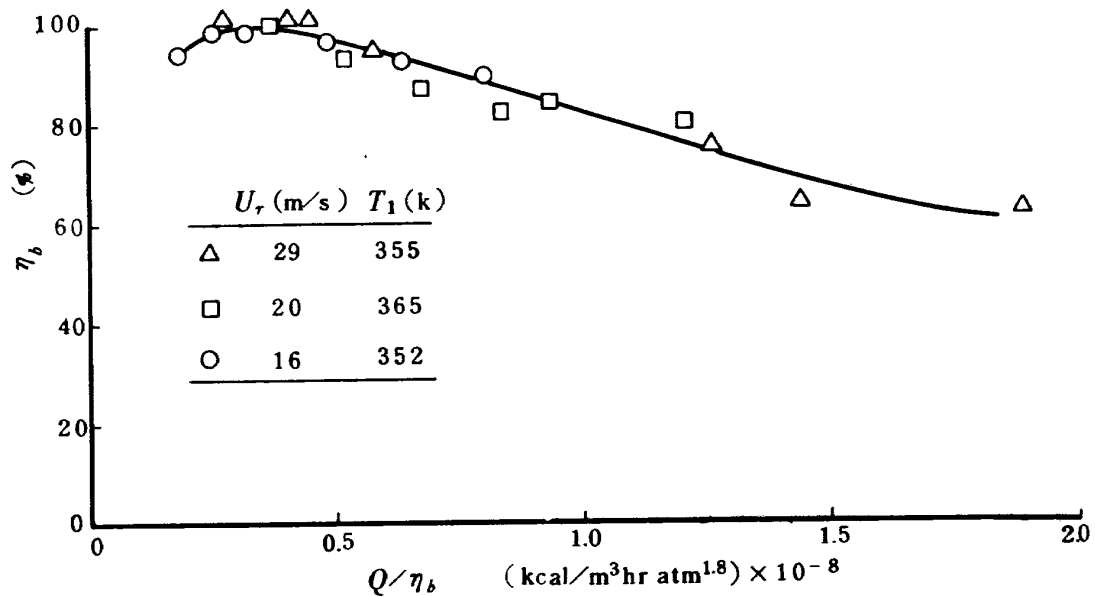


図 31 燃焼器 BV-7.2 の負荷強度

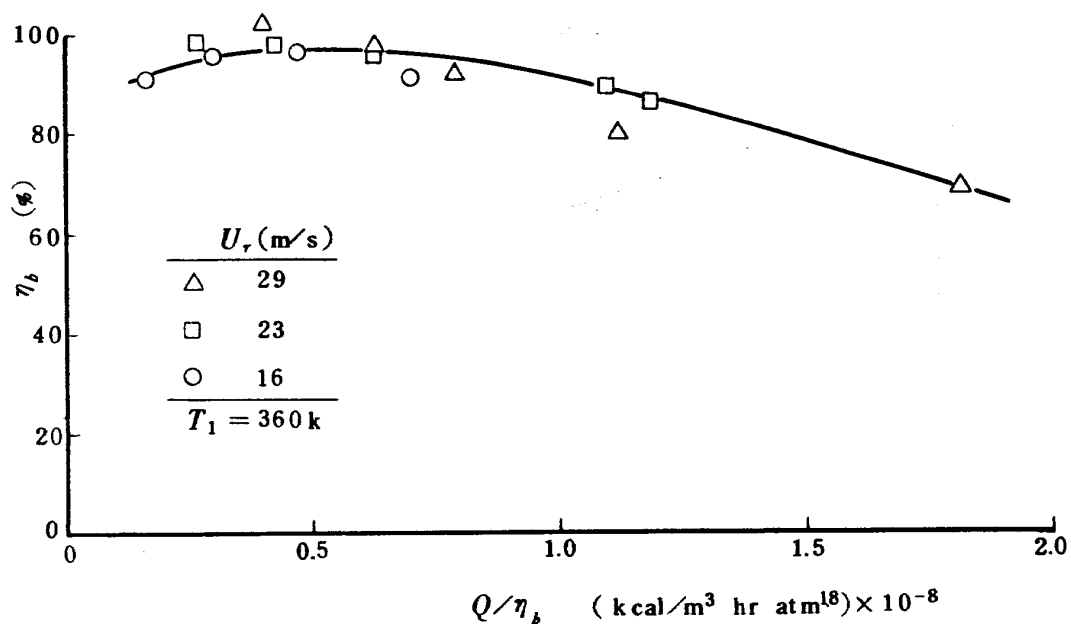


図 32 燃焼器 BV-7.3 の負荷強度

らもわかるように、ある燃料流量を越えるとほとんど同じ低下率で、燃焼効率が劣化する。

燃焼効率が低下しはじめる点の燃料流量はその燃焼器固有のものと考え、それを限界燃料流量 w_{f1} と名づける。

一方、燃焼効率の低下は3.2の燃焼特性結果の検討でも推察したように、一次燃焼領域の燃料過濃傾向と関連があると考えられる。

そこで、前述の隔壁板と空気孔開口面積から推定した一次燃焼領域へ入る空気量割合 R_{ap} と限界燃料流量 w_{f1} との関係をみると、図34のようになる。この図では、蒸発管を7本用いたものの点は全く一本の直線上にのり、 w_{f1} は次式で表わせる。

$$w_{f1} = 1.17 \times 10^{(10.6 \times R_{ap} - 3)} \quad (1)$$

この関係で、 $R_{ap} = 0$ のとき $w_{f1} = 1.17 (\text{g/s})$ となるが、これは隔壁板から導入される空気量が0であっても、他のライナ空気孔などからの空気が一次燃焼領域へ還流してきて燃焼効率100%を維持するものと解釈できる。このときの限界燃料流量を、おもに燃焼器前半部の形態に依存する固有値と仮定し、この仮想的な量を、 w_{f0} とする。この値を基準に燃料供給量の無次元表示をこころみると、供試燃焼器すべての燃焼効率特性はパラメータ $(w_f - w_{f1})/w_{f0}$ で図35のように整理できる。これらの諸実験点は、燃焼器の種類、入口空気温度、最大断面平均風速などの異なっているデータであるが、ほとんどの点が±8%のばらつきでよく次式に合っていることを示す。

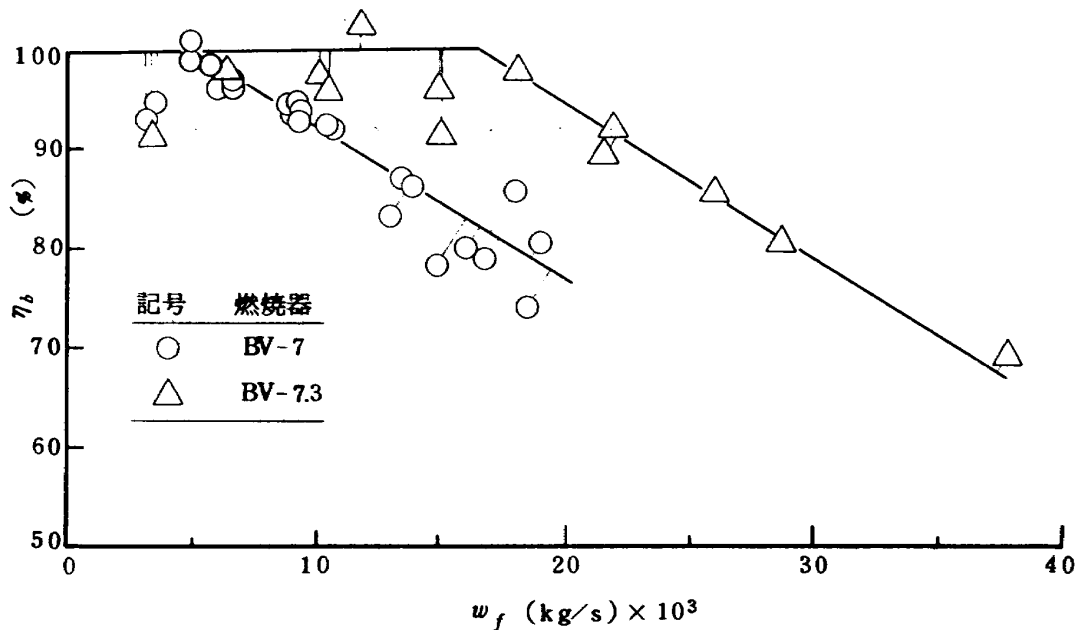


図 33 燃料供給量にたいする燃焼効率の変化

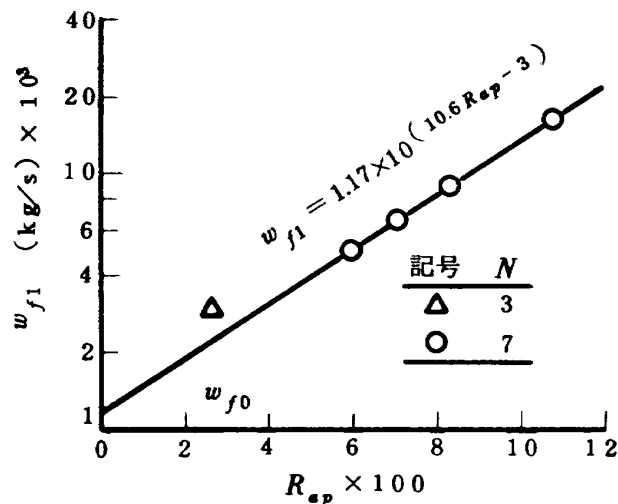


図 34 一次燃焼領域導入空気割合と限界燃料流量の関係

$$\eta_b = 100 - 1.8 \left(\frac{w_f - w_{f1}}{w_{f0}} \right) \quad (w_{f1} \leq w_f)$$
$$\eta_b = 100 \quad (w_f < w_{f1})$$

$$\left. \begin{array}{l} (w_{f1} \leq w_f) \\ (w_f < w_{f1}) \end{array} \right\} (2)$$

これらの事から、本供試燃焼器の燃焼効率特性は、一次燃焼領域導入空気割合と燃料供給量に強く依存していることが結論できる。

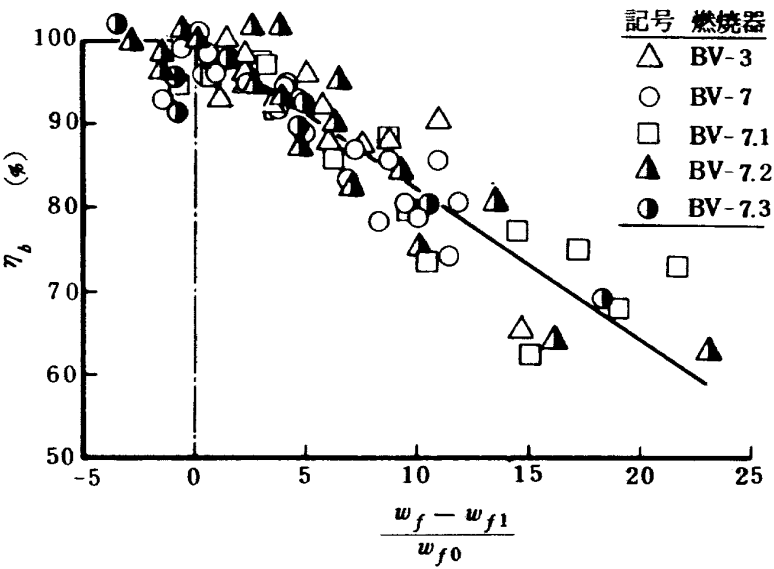


図 35 無次元燃料供給量因子による燃焼効率特性の表現

4 ま と め

以上の実験と検討の結果、蒸発管をとりつけた燃焼器の燃焼特性について次のようなことを明らかにできた。

i) 隔壁板に空気筒をもうけない、一次燃焼領域が比較的燃料過濃な本燃焼器では、燃料蒸発管本数の影響はごく少ない。ただし、空燃比の小さなき、出口温度分布はその本数の多い燃焼器が良好である。

ii) 供試燃焼器は一般に、ある燃料供給量を越えると急減に燃焼効率が低下する特性をもつ。その燃料量は、一次燃焼領域へ導入した空気量の関数である。

iii) 本実験で用いた形状の蒸発管の流量係数は、それを通る空気のレイノルズ数に無関係に 0.55 である。

iv) 燃焼実験による蒸発管温度は、供給燃料量と密接な関係があり、燃料流量が多いとその燃料の沸点以下である。

v) 高負荷化には一次燃焼領域への十分な空気量の導入とその適正な流れ模様が不可欠である。

vi) 供試燃焼器では、過度に小さい空燃比の場合をのぞき、青色炎燃焼をおこない、出口温度分布は最大断面平均風速や空燃比の変化に依存せず一定である。

vii) 入口空気温度の上昇は、燃焼状態観察の結果からやや性能を高めると判断される。しかし、実験した範囲内では、それが最大断面平均風速の増加に起因するものか明確ではない。さらに温度を上昇させた実験による検討が望まれる。

以上の実験において、当時東海大学学生であった伊藤保二君の助力を得た。ここに感謝する。

参 考 文 献

- 1) 大塚貞吉, 鈴木邦男, 田丸 卓, 乙幡安雄, 燃料蒸発管に関する研究(I)—直管内における二相流—, 航技研資料TM-115 (1967年9月)
- 2) 鈴木邦男, 田丸 卓, 乙幡安雄, 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—, 航技研資料TM-161 (1969年8月)
- 3) 田丸 卓, 乙幡安雄, 鈴木邦男, 燃料蒸発管に関する研究(III)—管内の燃料・空気二相流への熱伝達—, 航技研資料TM-189 (1970年12月)
- 4) Tamaru, T., Suzuki, K. and Oppata, Y., A Study on the Fuel Vaporizer for a Gas Turbine Engine
国際ガスタービン会議講演論文集, (1971年10月)
- 5) 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 (1966年10月)
- 6) 航空技術研究所原動機部, 航空技術研究所のターボジェットエンジン要素試験設備, 航技研報告TR-24 (1962年2月)
- 7) 鈴木邦男, 相波哲朗, 高負荷燃焼器の空気孔からの流れについて(I), 航技研資料TM-116 (1967年9月)

航空宇宙技術研究所資料282号

昭和50年8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
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)☎182
印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川 2〜27〜12
