

タービン内再熱ガスタービンの性能試験 に使用する燃焼器の設計と燃焼器性能

平岡克英*・熊倉孝尚*・井亀 優*・菅 進*・森下輝夫*・春海一佳*

Design and Performance of a Combustor Used for Performance Test of an Internal Reheat Gas Turbine

By

Katsuhide HIRAOKA, Takanao KUMAKURA, Masaru IKAME, Susumu KAN,
Teruo MORISHITA and Kazuyoshi HARUMI

Abstract

A combustor was designed according to a published combustor design method. A ready-made combustor liner and a ready-made fuel nozzle were built in the combustor. It is used for performance test of an experimental internal reheat gas turbine with hydrogen combustion between blade rows. Performance test of combustor was carried out under the conditions of 900°C, 2 ata and 2.6 kg/sec for air mass flow, which are the turbine inlet design conditions. High combustion efficiency and good exit temperature pattern factor were attained.

1. はじめに

著者らは、水素を利用した翼冷却と翼後縁からの吹き出し燃焼によるタービン内再熱方式を提案した⁽¹⁾。この方式による単段の試験用ガスタービンを試作し、現在、性能試験の実施を準備中である。この性能試験は、タービン内再熱時におけるタービン単独の性能を求めるためのものである。試験に必要な高温ガスは、別置の空気源及び燃焼器から供給されるが、この内、燃焼器については試験用タービンに適合するものを新たに製作することにした。

この燃焼器は、試験用タービンの構造に基づく寸法形状の制約下においてタービンの設計入口ガス条件を満足するとともに、性能試験に悪影響を及ぼさぬよう

ほぼ100%の燃焼効率と平坦な温度分布が得られなければならない。さらに、主として経済上の見地から燃焼器内筒及び燃料噴射弁は既存のものを転用することにした。そこで、まず燃焼器内筒を選定するために鈴木によって提案された汎用設計法⁽²⁾によりタービン側からの要求仕様にもとずいて設計計算をおこない主要寸法を決定した。この設計計算値をもとに候補となる燃焼器内筒を選定した。このようにして選んだ内筒を組み込んだ燃焼器について、さきの汎用設計法に基づいて再度その性能を検討した。燃料は灯油を使用することとし、燃料噴射弁は本燃焼器の負荷に対応できると考えられる既製品を使用する。その適否は実験によって確かめることにした。

このようにして設計製作された燃焼器について、試験用タービンの設計入口条件を基本に燃焼器出口の温度分布、圧力損失、燃焼効率の計測、出口ガス分析を行い、本燃焼器がタービン内再熱ガスタービンの性能

* 機関動力部

原稿受付：昭和62年1月12日

試験に供し得ることを確認した。

本報告は、燃焼器の製作にあたって実施した設計と検討ならびに燃焼器性能実験の概要について報告する。

2. 設計と検討

2.1 設計条件

燃焼器設計にあたってタービン側から要求されるガス条件は、タービン入口温度900°C、入口圧力2 ata、空気流量2.6kg/secである。形状としては、図-1に示すように試験ガスタービンがタービンノズルまでの高温ガス流路を構成する遮熱ケーシングの外側を主空気が流れる二重構造となっているので、燃焼器の形式は逆流缶型が適当である。また、実験室空間の制限から燃焼器は横置型とするため焼燃器とタービンはエルボを介して接続する。その他、燃焼器に要求される条件としては、タービン内における水素ガスの再熱を考慮して温度不均一率が小さいこと、燃焼効率が大きいこと、

なるべく圧力損失が小さいことなどがある。また、タービンまでのダクティングによるガス温度の低下を考慮して燃焼器出口温度をタービン入口温度より高くする。以上により、表-1に示す設計条件を与えた。

2.2 設計計算

燃焼器の主要寸法の決定は、鈴木⁽²⁾の提案した設計プログラム⁽²⁾に準じて行った。燃焼器の寸法には、燃焼性能からの制限と空気側の圧力損失からの制限がある。この内、圧力損失からの制限の方が燃焼器断面積の決定に大きな影響を持つ。このため、全圧損失係数 ϕ をまず選択し、基本的な寸法を決めた後に燃焼性能を検討し主要寸法を決定する設計法を採用している。 ϕ は次式で定義される。

$$\phi = \Delta P / (\gamma_1 U_r^2 / 2g)$$

ここで、 $\gamma_1 = P_1 / RT_1$ (空気の比重量)、 $U_r = W_a / \gamma_1 A_r$ (最大断面速度)、 T_1 (K) は入口空気温度、 g は重力加

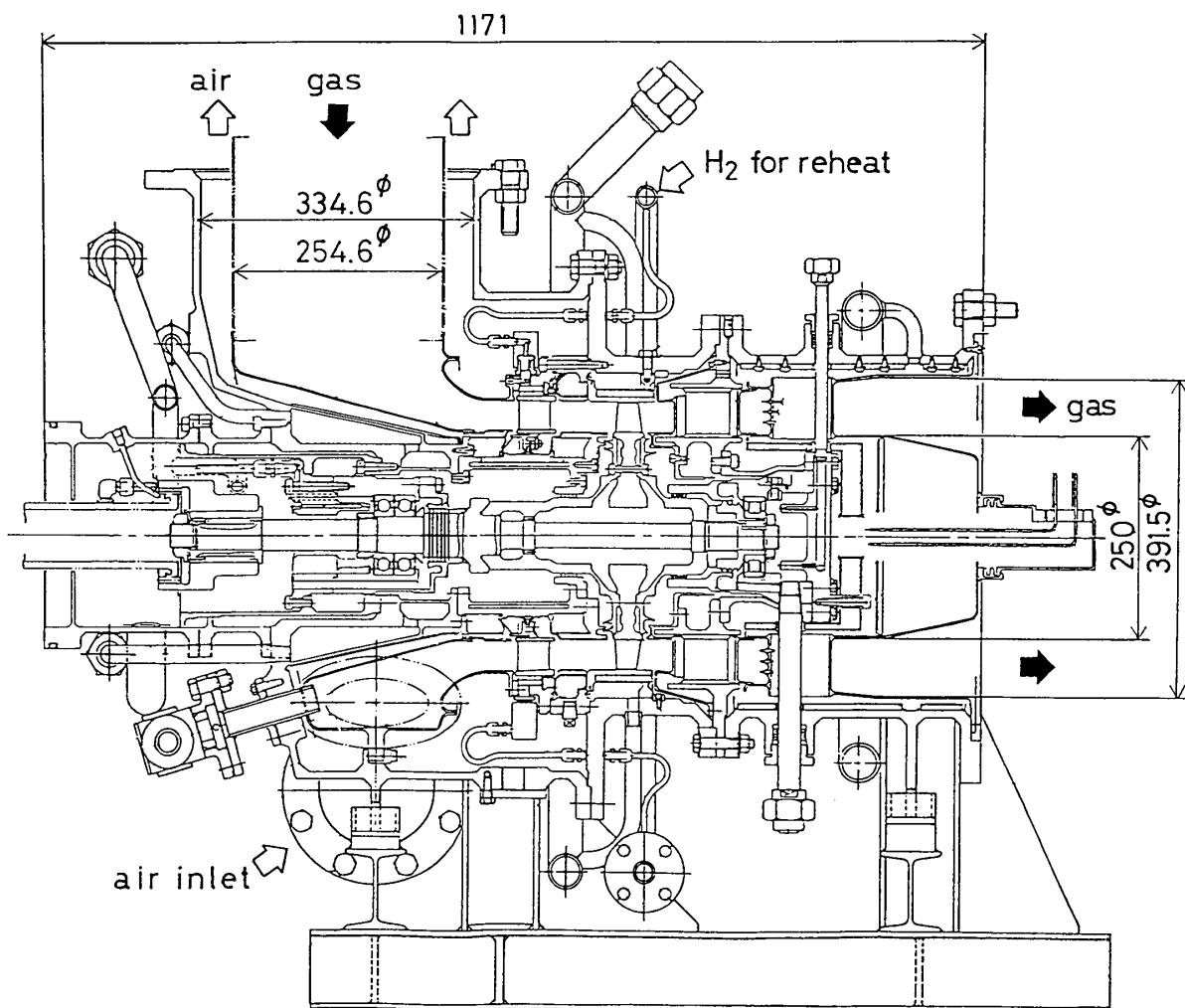


図1 タービン内再熱試験ガスタービンの断面図

表 1 燃焼器設計条件

燃焼形式		逆流缶型
空気流量	W_a	2.6 kg/sec
入口圧力	P_1	2.06 kg/cm ² abs
入口温度	t_1	205°C
出口温度	t_2	935°C
温度上昇	Δt	730°C
温度不均一率	δ_t	0.1
全圧損失率	$\Delta P/P_1$	3 %
燃焼効率	η_b	99%
燃料流量	W_f	0.054 kg/sec

速度である。

最大断面積の大きさを決定するにあたって次の事を考慮した。① ϕ は逆流缶型燃焼器では普通35～45となる。②最大断面速度 U_r は普通10～40 m/s の範囲で普通30 m/s 付近が採用される。しかし、低圧力損失を重視するときは15～20 m/s が採用される。③外筒に JIS 鋼管を使用するとすれば、タービンケーシング内径が336 mm なので JIS350 A か400 A 鋼管が適当である。以上3点を考慮し、圧力損失率 $\Delta P/\Delta P_1=3\%$ と仮定し、400 A 鋼管を採用すると $U_r=14.7$ m/s, $\phi=38.3$ となる。以下、設計プログラムに従って計算した設計計算結果を表-2に示す。なお表-2中、既製品内筒は後述のように検討の結果採用した既製品内筒である。

2.3 燃焼器既製品内筒の選定と検討

表-3に内筒直径、長さ、使用温度レベルが設計値と近い場合選定候補となった既製品内筒のデータを示す。この既製品内筒の燃焼器形式は逆流缶型で設計燃焼器と同型であり適当である。

既製品内筒の修正燃焼負荷率 L_b を計算してみると $L_b = W_f H_u / V_i P_1 = 1.34 \times 10^7$ (kcal/m³atm) である。ここで H_u は低位発熱量、 V_i は内筒容積である。本燃焼器設計条件で計算すると $L_b = 1.65 \times 10^7$ となる。汎用形燃焼器では普通 $L_b \leq 5 \times 10^7$ であり、特別に高負荷にはなっていないので燃焼性の低下は考えられない。

内筒断面積と最大断面積との比 A_i/A_r と全圧損失係数 ϕ との間の計算例を図-2⁽²⁾に示す。 A_i/A_r が0.6付近に ϕ の最小値がある。この既製品内筒の内筒断面積と設計計算値の最大断面積との比は0.48となり ϕ は多少大きくなるが著しく大きくはならないと考えられる。

以上の検討からこの既製品内筒は使用可能と判断された。さらに入手後、既製品内筒の開口面積、各燃焼

表 2 燃焼器主要寸法

		設計計算値	既製品内筒
外筒内径	D_r mm	393.6	—
外筒断面積	A_r m ²	0.1217	—
内筒内径	D_i mm	305	271
内筒断面積	A_i m ²	0.0730	0.0586
	A_i/A_r	0.6	0.48
内筒長さ	l_i mm	778	1027
1次領域	l_p mm	122	212
2次領域	l_s mm	279	528
希釈領域	l_d mm	377	287
全開口面積	A_σ m ²	0.0273	0.0207
	A_σ/A_r	0.224	0.170
1次領域	A_p/A_σ	0.263	0.282
2次領域	A_z/A_σ	0.245	0.424
希釈領域	A_d/A_σ	0.492	0.294
スワール外径	d_s mm	152	97
スワール数	S	0.84	0.49
ホス比	b	0.66	0.67
羽根角度	θ°	45	30

表 3 選定候補燃焼器内筒のデータ

ガスタービン型式	日立 PG5361
燃焼器形式	逆流缶型
内筒長さ	1027 mm
内筒内径	271 mm
空気流量	12.1 kg/s
燃焼流量	0.214 kg/s
使用燃料	軽油
出口温度	957°C
圧力比	10.1

領域の大きさが表-2に示すように判明したので以下の検討を加えた。

1次燃焼領域の燃焼特性は燃焼器全体の燃焼性能を左右する。選定した既製品内筒と設計燃焼器の内筒の1次領域の大きさ、スワールの形状はかなり異なる。そこで、保安の安定性を判定するために1次燃焼領域の空気負荷率 L_{ap} を検討した。1次燃焼領域に流入する空気流量 W_{ap} は開口面積に比例すると仮定すると既製品内筒の L_{ap} は $A_p/A_\sigma=0.282$ であるから $L_{ap} = W_{ap}/V_{ip}P_1 = 25.1$ (kg/m³sec atm) となる。ここで $V_{ip} = A_i l_p$ である。本設計燃焼器の空気条件では $L_{ap} =$

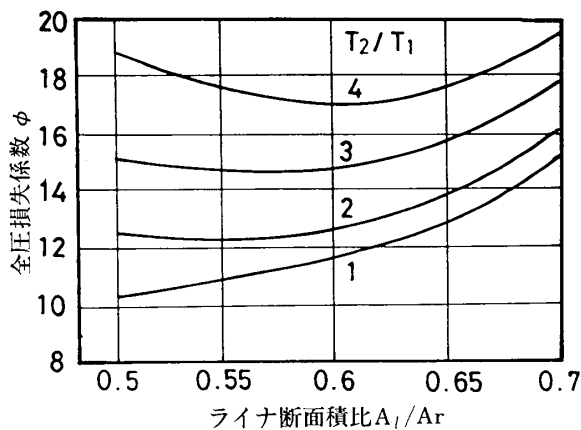


図2 ライナ断面積比と全圧損失係数との関係⁽²⁾

29.8 (kg/m³sec atm) となる。 L_{ap} は小さい方が安定な保炎性能が得られるが $L_{ap} \leq 50$ (kg/m³sec atm) であれば普通は十分とされているので保炎の安定性については問題はないと考えられる。

図-3⁽²⁾ に内筒開口面積と最大断面積の比 A_o/A_r と全圧損失係数 ϕ との関係を示す。設計燃焼器の場合、 $A_o/A_r=0.224$ で $\phi=40$ 程度であるが選定した既製品内筒の場合、 $A_o/A_r=0.170$ と小さく $\phi=50 \sim 60$ となり圧力損失は20%から50%程度増大しそうである。

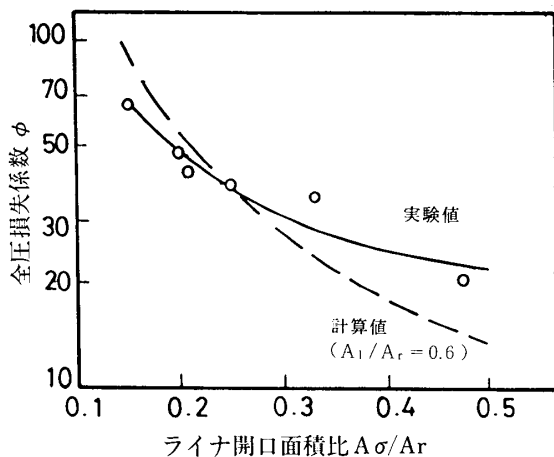


図3 ライナ開口面積比と全圧損失係数との関係⁽²⁾

図-4⁽²⁾ は温度不均一率 δ_t と希釈領域の長さ l_d との関係を示す。既製品内筒の l_d/D_i は1.05であり、 ϕ は50以上とすると、 $\delta_t \leq 0.1$ となると考えられる。

以上の検討から選定した既製品内筒を使用することにより、圧力損失については当初予定していた圧力損失より大きくなることが予想されるが、燃焼性能についてはおおよそ満足できる結果が得られる見通しがつ

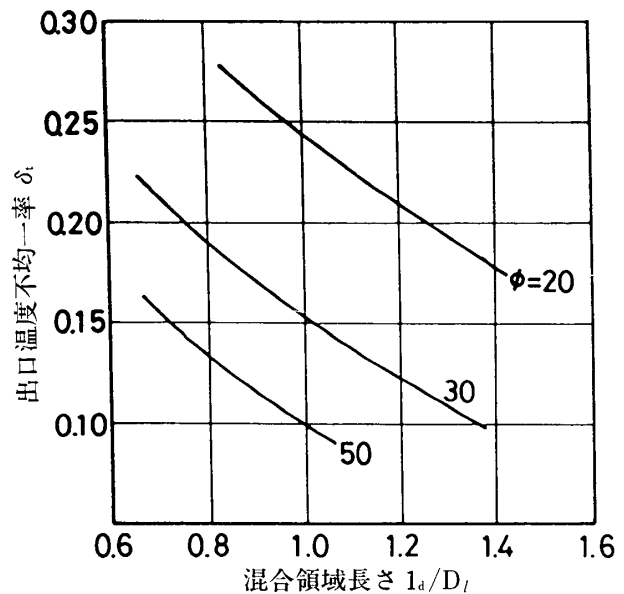


図4 出口温度不均一率と混合領域の長さ⁽²⁾

いた。

2.4 着火と燃料噴射弁

着火を確実にを行うためにプロパンガストーチを使用することにした。選定した既製品内筒にはフレームチューブ用の孔が2個開いていたので、一方を着火トーチ用に、残りを火炎監視用覗き窓に利用する。

燃料噴射弁は簡便に利用でき、流量可変範囲がひろいデュアルオリフィス圧力噴霧型を使用する。定格燃料流量から選定した噴射弁の流量特性を表-4に示す。燃料噴霧は通常循環渦領域の中心付近を狙って噴射される。この噴射弁の噴霧角は選定した既製品内筒には多少大きいと考えられるが、適否については実験で確認することにした。

表4 燃料噴射弁の噴射特性

ガスタービン型式	川崎重工 S2A-01
入口圧力	28 kg/cm ² g
噴射流量	
メイン	0.077 kg/sec
ブライマリー	0.012 kg/sec
噴霧角度	95°

3. 実験装置と実験方法

図-5に燃焼器実験系統図を示し、燃焼器周りの概観を写真1に示す。タービンの性能試験においては、燃

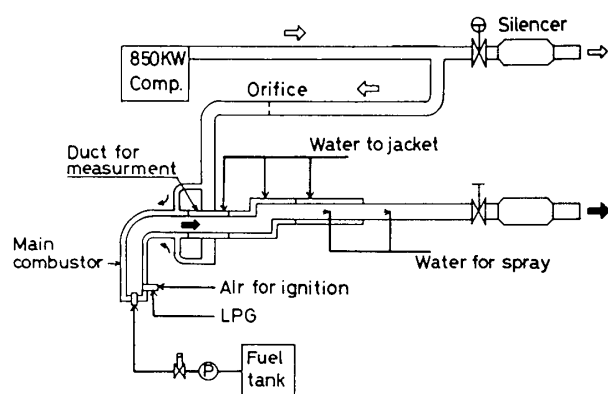


図5 燃焼器性能実験系統図

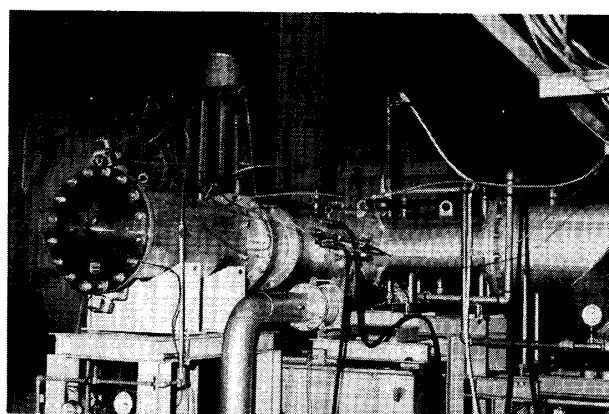


写真1 燃焼器の概観

燃器本体はリデューサ及びエルボを介して試験タービンに接続される。しかし、今回の燃焼器性能実験においては、タービンの入口状態がそのまま測定できる様にエルボの先端を試験タービンに接続するかわりに計測ダクトに接続した。主空気は 850 KW 空気圧縮機により供給される。流量はオリフィス流量計で計測する。流量および圧力レベルは放風弁および出口仕切り弁に

より調整する。着火はプロパンガストーチで行う。プロパンガスと着火用空気の流量配分を調整して、トーチを確実に着火することができた。主燃料の灯油はスクリュポンプで所定の圧力まで加圧され、電磁弁を介して噴射弁に供給される。燃料流量は燃料タンクの油面降下をカセットメータで計測して求めた。

図-6 の燃焼器の圧力測定、温度測定、ガスサンプリ

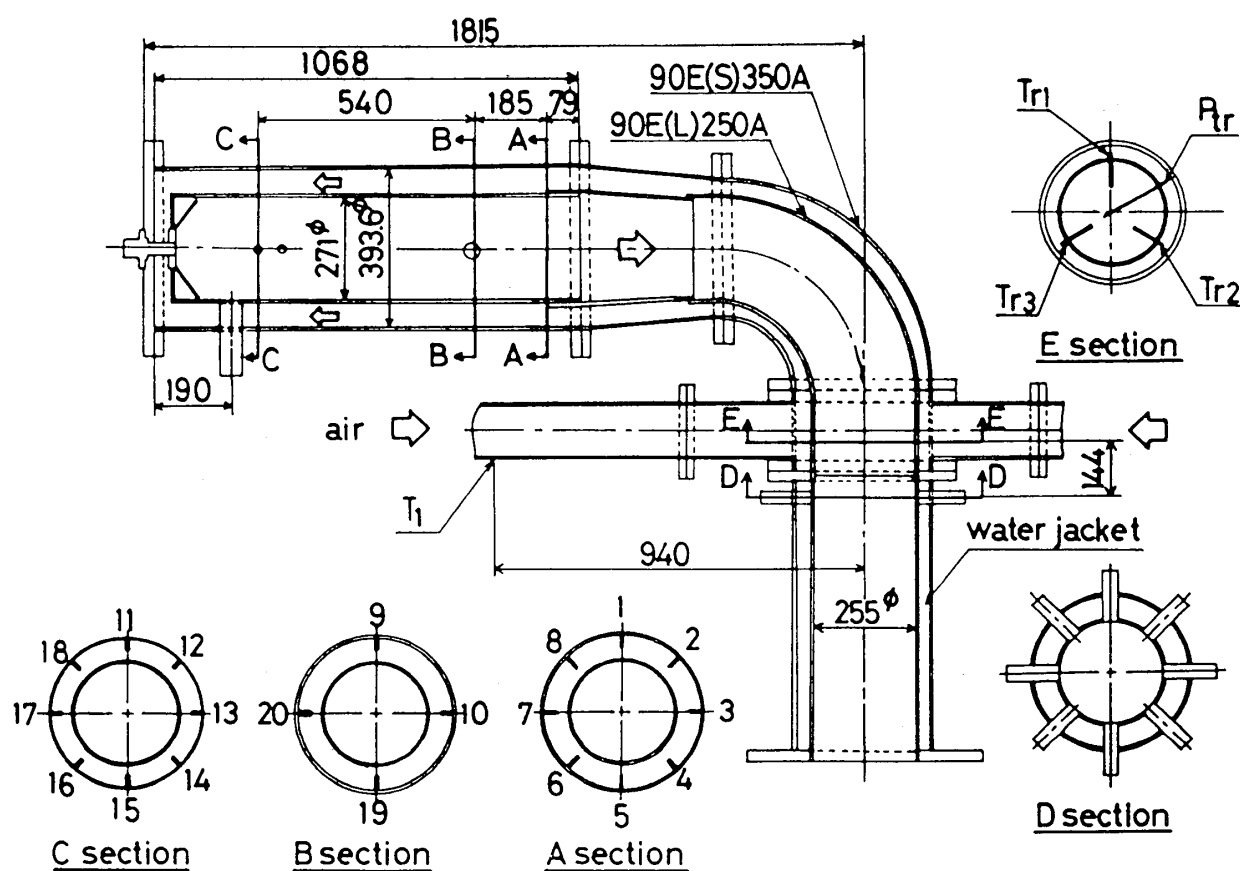


図6 燃焼器の圧力測定・温度測定・ガス分析の位置

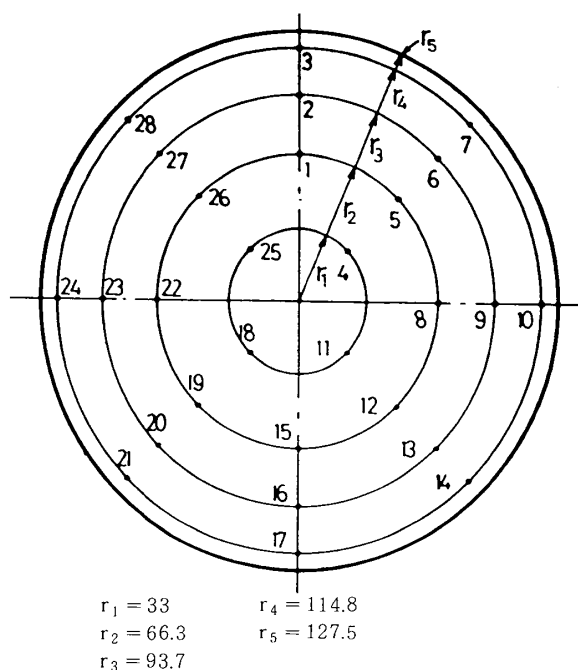


図7 D断面における温度分布測定位置

ングの位置を示す。燃焼器の入口の全圧と静圧分布をABC断面で測定した。ピトープローブは内筒と外筒の中間に軸方向に平行に設置した。入口の平均全圧はA断面の測定値の平均値とした。入口の温度は環状ダクト部に入る直前で計測した。燃焼器出口の温度分布、全圧分布、ガスサンプリングはD断面で計測した。温度の計測位置を図-7に示す。図-8に、全圧測定とガスサンプリングの位置を示す。タービンの性能試験に使用するタービン入口状態の圧力と温度の代表値としてはE断面で全圧1点と温度3点を計測する。この全圧と温度の代表値をD断面で計測した燃焼器出口（タービン入口）の全圧と温度で較正する。

ガス分析は、全炭化水素 THC をガスクロマトグラフィー（水素炎イオン化検出器 FID）、CO を非分散赤外検出器（NDIR）、NO_x を化学発光式検出器（CLD）を用いて測定した。サンプリングプローブは60°Cの水で冷却し、テフロン導管は100°C以上に保温した。

タービン設計入口状態の設定は次の手順で行った。主空気流量を大気圧状態で約2 kg/secに設定し、燃料供給圧力を約6 kg/cm²に設定する。ガストーチを点火プラグで着火し、ついで、プライマリー、メインを着火する。メインの燃料流量を徐々に増大し、火炎が安定したところでガストーチ、プライマリーを消す。さらに900°Cまで徐々に昇温し、温度一定に保ちながら、圧力レベルを上げると共に、空気流量を増やし2

(268)

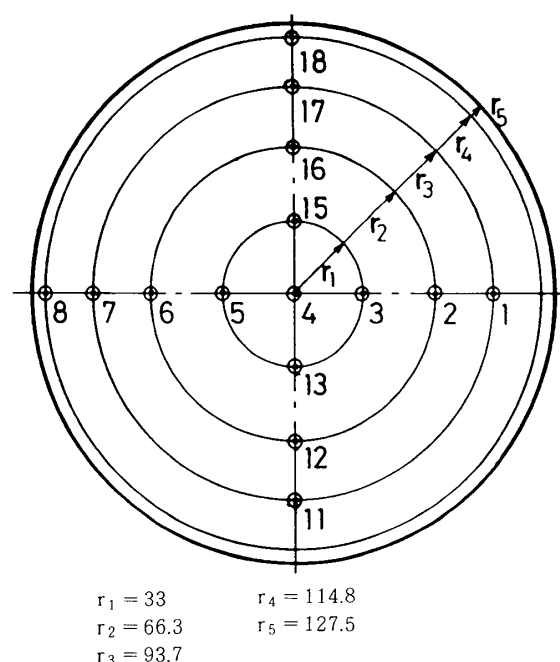


図8 D断面における全圧分布測定及びガス分析の位置

ata, 2.6 kg/sec に設定する。

4. 実験結果

燃焼実験は着火からタービン入口条件まで昇温は順調に行われた。実験後開放点検したところ、ライナドームから2次空気孔付近までの領域のライナ内面に軽度な変色が見られたが、焼けた所はなく全体的には良好であった。

4.1 圧力分布と圧力損失

図-9に非燃焼時の燃焼器入口の周方向の全圧と静圧分布を示す。周方向に全圧の大きな偏りが見られる一方静圧は比較的均一である。これはエルボの影響により空気の流れがエルボの曲がりの外側に偏って流れているためと考えられる。この偏りは燃焼器入口から鏡板まで残っている。図-10は燃焼器出口の全圧分布をトラバースした結果を示す。出口の全圧分布はかなり良く均一化されている。これは、本燃焼器内筒の開口面積比が小さいため、開口部の絞リ効果により均一化されたものと考えられる。図-11はタービン入口代表全圧と出口全圧の平均値との関係を示す。代表全圧は出口全圧を十分代表しているのがわかる。燃焼器入口平均全圧と出口代表全圧の差を燃焼器の圧力損失とし全圧損失係数 ϕ を計算した。図-12は、非燃焼時の全圧損失係数と最大断面速度との関係を示す。全圧損失係数は最大断面速度によって変化しない。図-13に燃焼時の

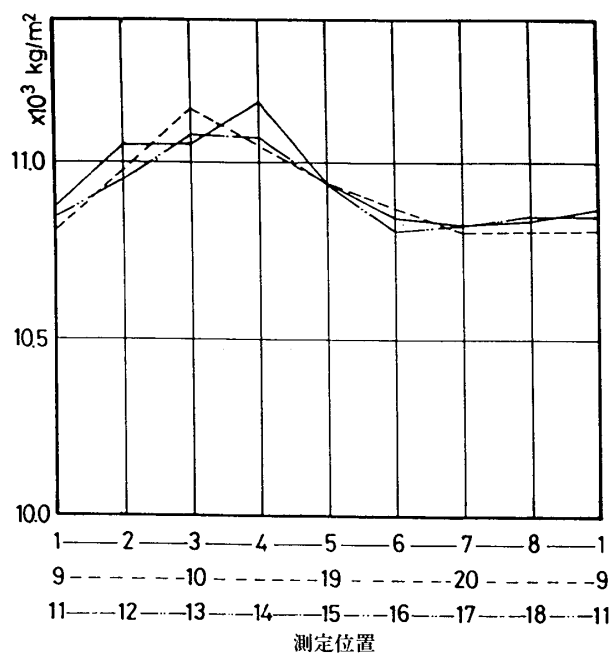


図 9-1 燃焼器入口全圧分布 ($W_a=2.57$ kg/s, $U_r=10.5$ m/s)

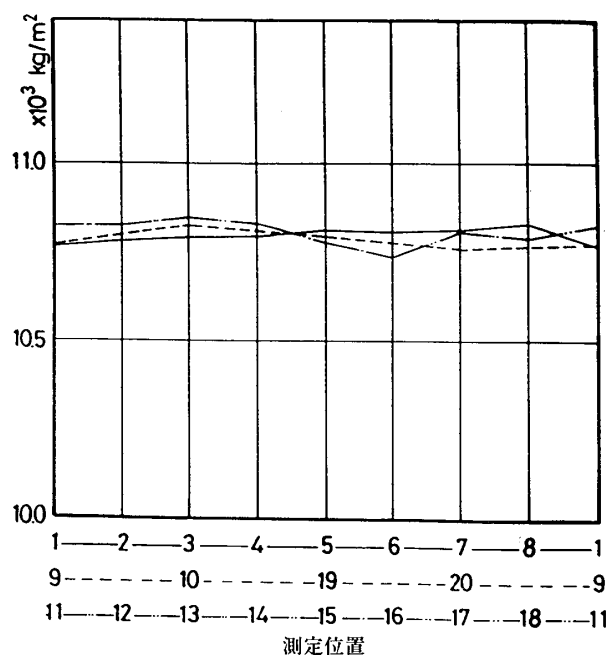


図 9-2 燃焼器入口静圧分布 ($W_a=2.57$ kg/s, $U_r=10.5$ m/s)

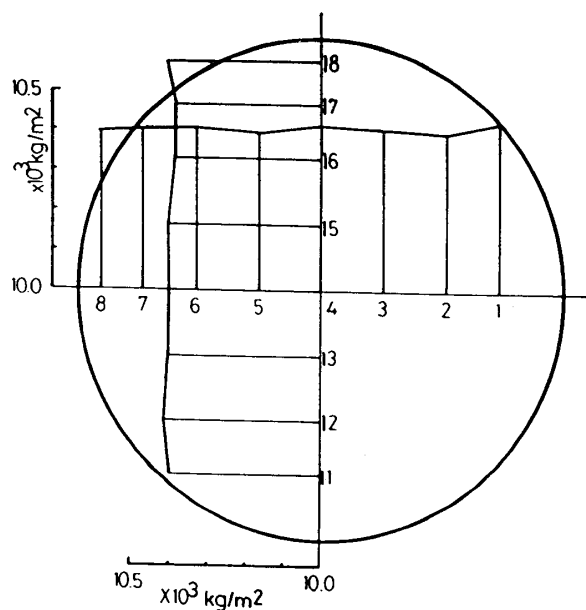


図 10 燃焼器出口全圧分布 ($W_a=2.57$ kg/s, $U_r=10.5$ m/s)

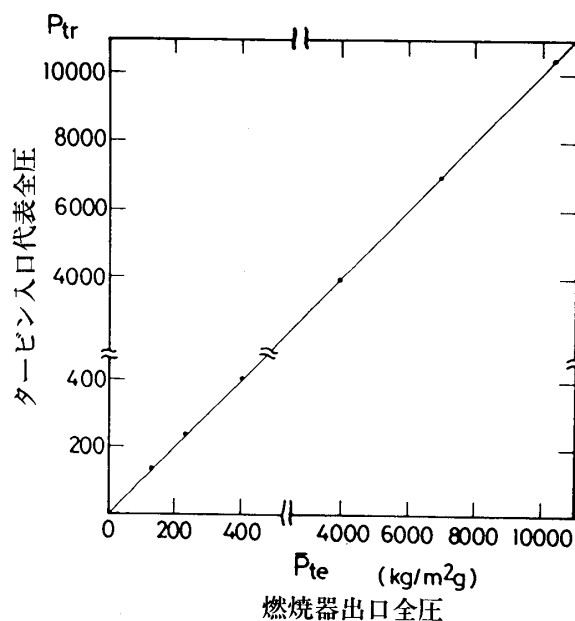


図 11 タービン入口代表全圧と燃焼器出口全圧の関係

全圧損失係数 ϕ を示す。これによると ϕ は予定より多少増大しているが、これはエルボ部の曲がり損失を含むことにもよる。

4.2 出口温度分布

図-14に、燃焼器出口の温度分布を示す。温度不均一率 δ_t は0.05以下で良く均一化していると言える。これ

は全圧損失を大きくして混合を促進していることもあるが、希釈空気孔から温度測定断面までの距離が内筒直径の2倍以上あり混合が十分進んだことにもよる。図-15に燃焼器出口温度の平均値とタービン入口代表温度の平均値の関係を示すが、良く一致している。

4.3 燃焼効率

68

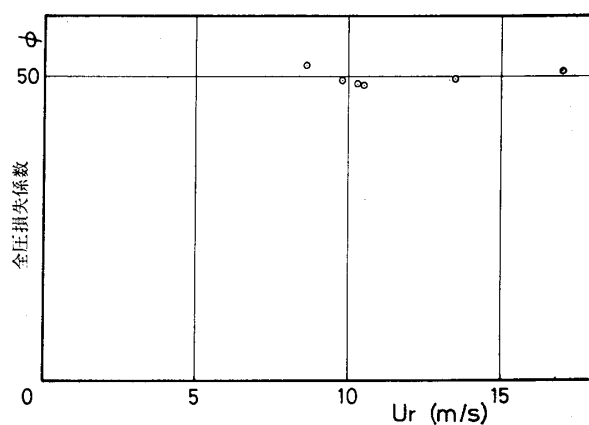


図12 全圧損失係数と最大断面速度（非燃焼時）

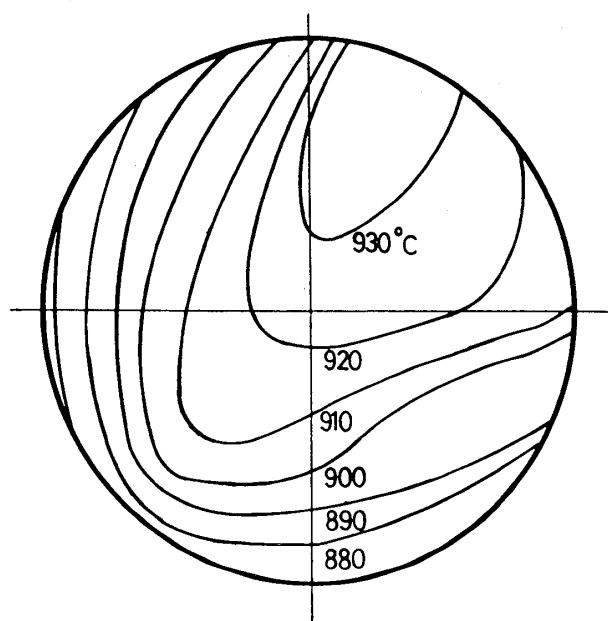
図14 燃焼器出口の温度分布 ($W_a=2.6 \text{ kg/s}$, $U_r=11.3 \text{ m/s}$)

図-16にタービン定格運転時におけるガス分析のトラバース結果を示す。THCはほとんど無く、COは場所によってわずかに差があるがその平均値は110 ppm程度である。これによると、燃焼効率は99.9%（熱電対による計測では93.2%）でほぼ完全燃焼状態といえる。NO_xは場所によらず一定値約60 ppmであった。なお、燃焼効率 η_b は次式によって計算する。

$$\eta_b = 1 - \eta_{in}$$

$$\eta_{in} = ((EI_{CO}h_{CO} + EI_{HC}h_{HC})/h_{fuel}) \times 10^{-3}$$

$$EI_{CO} = (n+1) [CO] (M_{CO}/M_{ex}) \times 10^{-3} \text{ g/kgfuel}$$

: COの排出指数

$$EI_{HC} = (n+1) [CH_4] (M_{CH_4}/M_{ex}) \times 10^{-3} \text{ g/kgfuel}$$

(270)

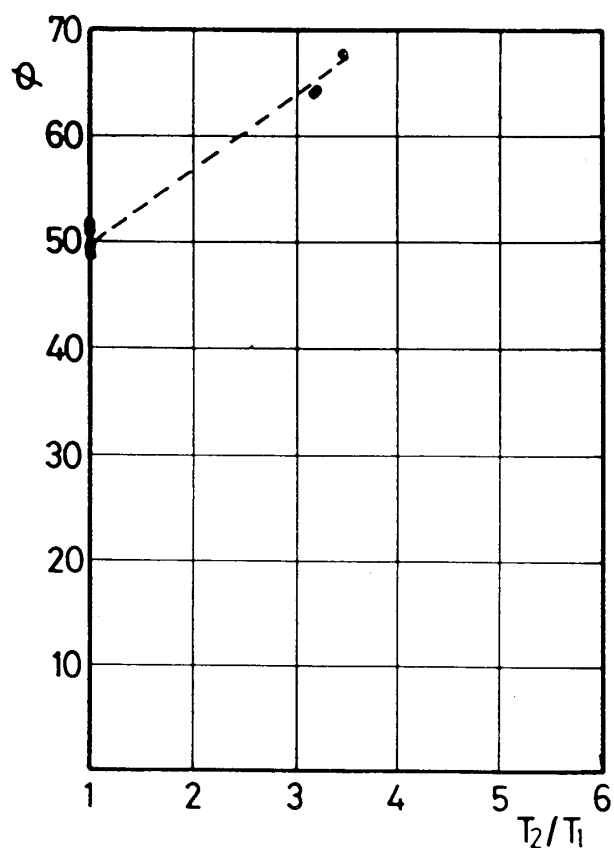


図13 燃焼時の全圧損失係数

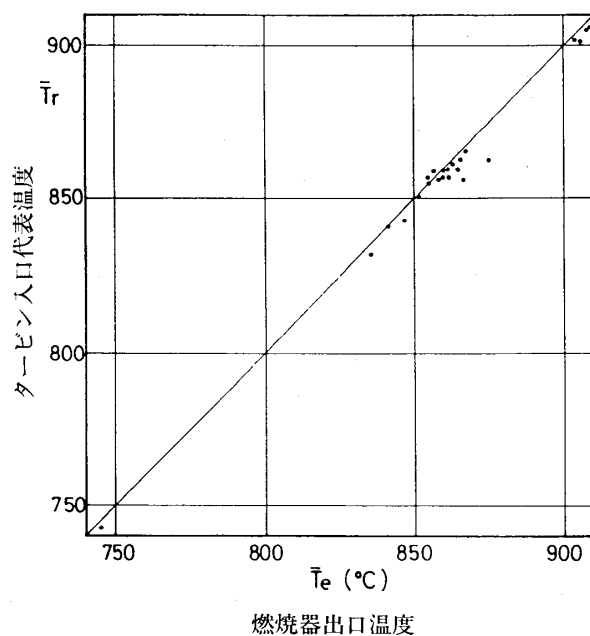


図15 タービン入口代表温度と燃焼器出口温度

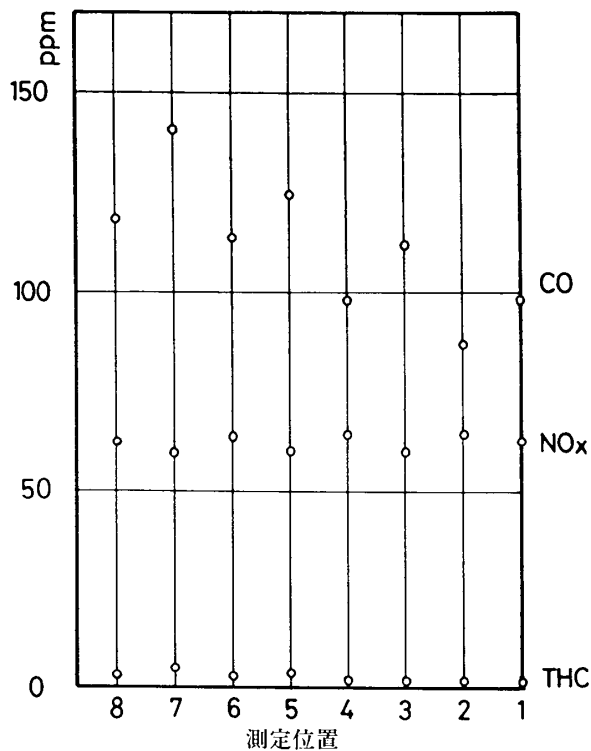


図16-1 排ガス濃度分布 ($W_a=2.58$ kg/s, $U_r=10.6$ m/s, $n=43.4$)

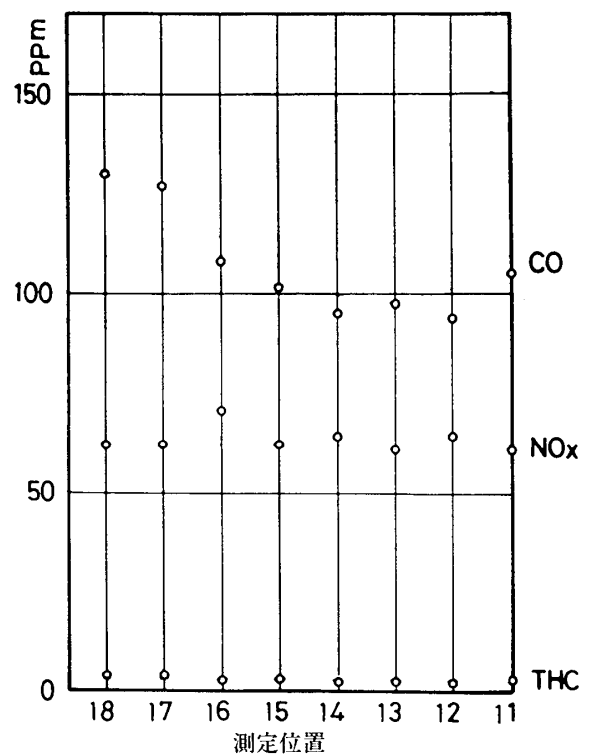


図16-2 排ガス濃度分布 ($W_a=2.58$ kg/s, $U_r=10.6$ m/s, $n=43.4$)

: CH_4 としての THC の排出指数

[CO], [CH_4]: ppm

h_{CO} : CO の発熱量 2400 kcal/kg

h_{HC} : CH_4 の発熱量 11920 kcal/kg

h_{fuel} : 灯油の発熱量 10400 kcal/kg

n : 空燃比 W_a/W_f

温度からは次式によって燃焼効率を計算する。

$$\eta_b = ((n+1)i_2 - ni_1) / h_{\text{fuel}}$$

ここで i はガスのエンタルピー、添え字 1 は入口空気、2 は燃焼ガスである。エンタルピー i の近似式は次式で表される。

$$i = (65.0 + 0.233t + 2.8 \times 10^{-5}t^2) \times \{1 + 1.09(0.725/n + 1.06/n^2) \times (0.56 + 4.9 \times 10^{-4}t)\}$$

t : ガスの温度 $^{\circ}\text{C}$

5. まとめ

タービン内再熱ガスタービンの性能試験に使用する燃焼器を製作するにあたり、内筒と噴射弁については既製品を使用することを前提に汎用設計法に基づき設計し、かつその性能を検討した。製作された燃焼器について燃焼実験を行い次のことが明らかになった。

- 1) 製作された燃焼器はタービン内再熱ガスタービンの試験に供し得る燃焼器性能が得られた。
- 2) 着火状態からタービンの設計入口状態まで安定に燃焼させることができた。
- 3) 燃焼器内筒に焼損箇所は見られなかった。
- 4) 高い燃焼効率と均一な燃焼器出口温度分布が得られる。
- 5) 燃焼器出口で計測する温度と圧力は、タービン入口状態を代表し得る。

6. 謝 辞

本燃焼器の製作に際しては、種々便宜をはかっていただいた株式会社日立製作所電力事業部火力技術部久保田道雄部長、石野寿生課長、川崎重工業株式会社技術研究所森建二班長に深甚の謝意を表します。

参考文献

- 1) S. Kan, T. Morishita, K. Hiraoka: "Reheat Gas Turbine with Hydrogen Combustion between Blade Rows", The Proceedings of 1983 Tokyo International Gas Turbine Con- (271)

70

gress, p205

- 2) 鈴木邦男：「ガスタービン燃焼器の高負荷化のための構成要素の研究とそれに基づく高負荷燃焼器の設計法に関する研究」，機械技術研究所報告第129号（1983年11月）