

小型ガスタービンの水素運転性能試験

野村雅宣*・玉木恕乎*・森下輝夫*

池田英正*・羽鳥和夫*

Investigation of Operating Performance of a Small Gas Turbine with Hydrogen Fuel

By

Masanobu NOMURA, Hiroya TAMAKI, Teruo MORISHITA,

Hidemasa IKEDA and Kazuo HATORI

Abstract

The objective of this paper is to investigate experimentally the technical problems associated with conversion of the conventional gas turbine to burn hydrogen. Initially, the experiments were conducted to determine the configuration of the hydrogen fuel injectors on a combustor test facility. The kerosene fueled gas turbine combustor was used without any modifications of the original configuration and dimension. Secondly, the operation performance of a 275 PS gas turbine was investigated when hydrogen was used as a substitute fuel for kerosene fuel. The minimum modifications for a hydrogen conversion were accomplished by removing the kerosene fuel supply system and installing a new hydrogen flow metering system. The high pressure storage cylinders were used to supply hydrogen.

Data was obtained on pressure losses of the hydrogen fuel injectors, ignition performance, temperature distributions at the combustor outlet, combustion efficiency, liner wall temperature distributions, flow pattern in the liner, NO_x emission levels, noise levels, operating performance.

From the results obtained those experiments, several future research schemes were indicated as follows; establishment of the design method of the hydrogen fuel injector and high heat release combustor, suppression of the explosive hydrogen ignition and higher NO_x level, development of the hydrogen metering system.

概 要

灯油を燃料として使用する出力 275 PS の小型ガスタービンにおいて、噴射弁と燃料供給系のみを水素用に改造し、その他の構成要素は無修正とすることによって、水素運転が可能となるかどうかを実験で調べた。

まず、3種類の水素噴射弁を試作し、大気条件下で燃焼器単体による燃焼試験と流れ模様試験を行い、旋回式および多孔式噴射弁を選定した。ついで、ガスタ

ービンの燃料供給系を水素用と置換し、選定した水素噴射弁と共に運転性能試験に供した。

結論として水素は起動時に爆発的着火を生起するため対策が必要なこと、ガスタービンを水素で運転した場合の熱効率は灯油の場合と同程度となること、内筒壁温度は灯油運転時よりも約 200°C 低くなること、 NO_x と NO 排出量は灯油運転時よりも大となることなどを示した。

目 次

1. ま え が き	2	3. 水素燃料噴射弁選定試験	3
2. 記 号	3	3.1 実験装置および実験方法	3

* 機関開発部

原稿受付: 昭和55年11月14日

3.2 実験条件	5
3.3 実験結果および考察	6
3.4 水素噴射弁の選定	10
4. ガスタービンの水素運転性能試験	10
4.1 実験用ガスタービンと改造内容	10

4.2 運転方法と制御	13
4.3 実験結果および考察	14
5. 結論	17
6. 謝辞	18
7. 参考文献	18

1. まえがき

1973年のオイルショックを契機として、新エネルギーや代替エネルギーの開発と利用に関する検討が行われるようになった。これらの検討課題の1つに Fig. 1 に示したような「水素エネルギーシステム」がある¹⁾。

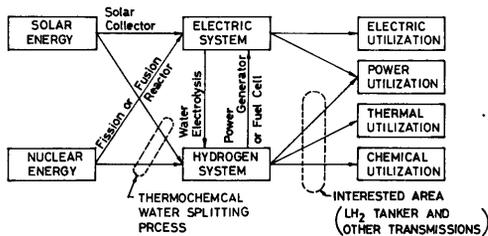


Fig. 1 Hydrogen Energy System.

このシステムは、将来、太陽エネルギーまたは核エネルギーによって水素製造を行い、化石燃料の枯渇と公害問題に対処しようと言う構想である。このシステムでは、適当な立地条件を備えた国内外の水素生産基地から消費地にタンカーで水素を輸送する手段が考慮されている。水素タンカーの推進機関は、現在運航中のLNG船と同様、ボイルオフガスを燃料として使用することが考えられる。しかし、現用の船用機関、すなわち、往復動内燃機関（ディーゼル）、蒸気タービン（ボイラー）、ガスタービンに対してどのような改造を施せば良いかについては不明な点が多い。そこで、これら3種の機関について、水素を燃料として利用する際に生ずる技術的問題点を現時点で実証的に把握し、水素利用の難易度を評価するために、当所の特定研究として「船用水素機関実用化のための調査研究 その1（在来機関への適用）」が昭和50年度から5ヶ年計画で開始された。その内容は以下の6項目に分割して検討された²⁾：

- 1) 船用往復動内燃機関の水素利用の研究
- 2) 船用ガスタービン機関の水素利用の研究
- 3) 船用蒸気タービン（ボイラー）の水素利用の研究
- 4) 水素利用機関の補機に関する研究

- 5) 水素を含む環境下の機関材料の研究
- 6) 在来機関における水素利用の難易度評価

本報告は2)のガスタービンについて部分的に発表して来たもの^{3),4)}に未発表のものを加えてまとめたものである。

水素ガスタービンの実験的研究については、現在の所、著者らの研究を除くと僅かに2例しかないように思われる。その1つは1950年代の後半に当時のNACAが実施した開発研究で、主として比推力の大きな噴進機関の開発がその狙いであった^{5),6)}。液体水素燃料用機関としてジェットエンジンJ57を改造し飛行テストを行ったのち、液体水素の膨張サイクルを利用した特殊なジェットエンジンModel 304を開発して、ベンチテストを行っている。もう1つの例は、1973年から3ヶ年にわたり、米国海軍によって実施された水素ガスタービン搭載の舟艇による航行試験である^{7),8)}。軽油を燃料とする2基のST6B-68型ガスタービンのうち1基の燃料供給系を天然ガス用と置換することによって、運転の可能性を調べている。この研究については、著者らが研究を開始した昭和50年当時には未だ知られていなかったが、船用ガスタービンに対して水素燃料を利用する場合の技術的な問題点を、実機によって調べている点では著者らの研究内容と同一である。しかし、試験結果を数値的に明らかにしていないことと、環境問題には全く触れていない点が著者らの研究内容と異なる。

水素は燃焼しやすく、燃料としてガスタービンに利用する場合には何ら問題がないと言われている。しかし、実証例はこのように少なく、技術的にどのような考慮が必要か未だよく知られていない点が多い。そこで、著者らはまず現用ガスタービンに水素を燃料として適用する場合に必要な水素噴射弁としてどのような形状のものが適当か、水素燃料の流量制御装置に対してはどのような考慮を払うべきか、ガスタービンの運転性能ならびにNO_xとNO排出量は石油と水素燃料でどの程度異なるか、などの諸点について実験してみることにした。

本研究は2段階に分割して実施した。すなわち、ま

一开始に灯油を燃料とする市販の小型ガスタービンから燃焼器を取り出し、その寸法および形状等は一切変更せず、噴射弁のみ新たに試作した3種の水素噴射弁と交換して、燃焼器単体による燃焼実験および流れ模様試験を行った。次に、このようにして選定された水素噴射弁を用いて、実機で運転性能試験を行い、技術的問題点の検討を実施した。

2. 記号

- A : 水素噴射弁の噴孔総断面積, m^2
 CDP : ガスタービン用圧縮機出口圧力
 CDT : ガスタービン用圧縮機出口温度
 CIP : ガスタービン用圧縮機入口圧力
 CIT : ガスタービン用圧縮機入口温度
 d : 水素噴射弁噴孔直径 (旋回式噴射弁では $8 \times 10^{-3} \text{ m}$, 4孔式および多孔式噴射弁では $A = \frac{\pi}{4} d^2$ として求められる代表直径)
 EGT : ガスタービン排気温度, $^{\circ}\text{C}$
 G : 空気と水素の混合気または燃焼ガス流量, kg/s
 G_a : 空気流量, kg/s
 G_F : 燃料流量, kg/s
 G_J : 水素噴流の持つ運動量と同一運動量を持つ空気の噴射量, kg/h
 G_{H_2} : 水素流量, kg/s または kg/h
 G_k : 灯油流量, kg/s
 g : 重力の加速度, m/s^2
 i_g : 燃焼ガスのエンタルピー, kcal/kg
 i_1 : 燃焼器入口条件下における空気と水素の混合気エンタルピー, kcal/kg
 L : 定格出力, 275 PS
 N : 定格回転数, 53000 rpm
 n_{H_2} : 燃焼ガス中の水素濃度, ppm
 P_0 : 大気圧
 P_{s_1} : 燃焼器入口静圧
 P_{t_1} : 燃焼器入口全圧
 ΔP_n : 噴射弁圧力損失
 ΔP_0 : ガスタービン用ベンチュリー型空気流量計差圧
 q : 燃料の発熱量
 水素の低位発熱量, 28600 kcal/kg
 灯油の低位発熱量, 10200 kcal/kg
 Re : 水素噴射弁の噴孔レイノルズ数, $= \frac{u_{H_2} d}{\nu_{H_2}}$

- r_0 : 圧力比
 T_g : 燃焼ガス温度, $^{\circ}\text{C}$
 T_w : 燃焼器内筒外面温度, $^{\circ}\text{C}$
 T_1 : 燃焼器入口空気温度, $^{\circ}\text{C}$
 ΔT : 温度上昇 $= T_g - T_1$, $^{\circ}\text{C}$
 u_r : 燃焼器入口条件における最大断面平均風速, m/s
 u_{H_2} : 水素噴射弁の噴孔出口における水素噴流速度, m/s
 V_{H_2} : 水素流量, Nm^3/h
 γ_{H_2} : 水素ガス比重量, kg/m^3
 ζ_n : 水素噴射弁の圧力損失係数
 η_b : 燃焼効率, %
 η_{th} : 熱効率, %
 θ : 燃焼ガス温度分布の不均一率 (式(2)参照)
 ν_{H_2} : 水素の動粘性係数, m^2/s
 添字 max : 最大値
 min : 最小値
 — : 算術平均値または修正量

3. 水素燃料噴射弁選定試験

本実験は試作した3種類の水素噴射弁のうちから、ガスタービン水素によって運転する場合に適当と思われるものを選定する目的で実施した。4章で述べる供試ガスタービンより燃焼器を取り出し、その寸法、形状は一切変更せず実験に供した。本選定実験は、燃焼器単体をテストリグに取り付けて、大気条件下で実施した。噴射弁の良否を判断する基準として、圧力損失、着火特性、燃焼器出口温度分布、燃焼効率、内筒壁温度分布、弁温度、燃焼器内部の流れ模様を考慮した。

3.1 実験装置および実験方法

(i) 水素噴射弁 水素は単位容積当りの発熱量が 2570 kcal/Nm^3 と低いため、大きな体積流量を処理できる形状の噴射弁が必要である。本実験では燃焼器の噴射弁挿入孔径を変更せず、また、外部から着脱可能とする方針の下で弁形状を考えた。試作した水素噴射弁を Fig. 2 に示した。旋回式噴射弁 (a) は軸方向の燃焼領域を短縮出来る可能性があるため製作した⁹⁾。水素ガスはノズル入口側に設けた6個のスリットを通過して外部よりノズル内に流入し、流路断面において接線方向の速度成分を与えられ、旋回流となって先端から噴出する。旋回方向は下流より見て燃焼器のスワルトと同じ反時計方向とした。4孔式噴射弁 (b) は1次燃焼領域の環状渦付近に燃料を噴射することを考慮した

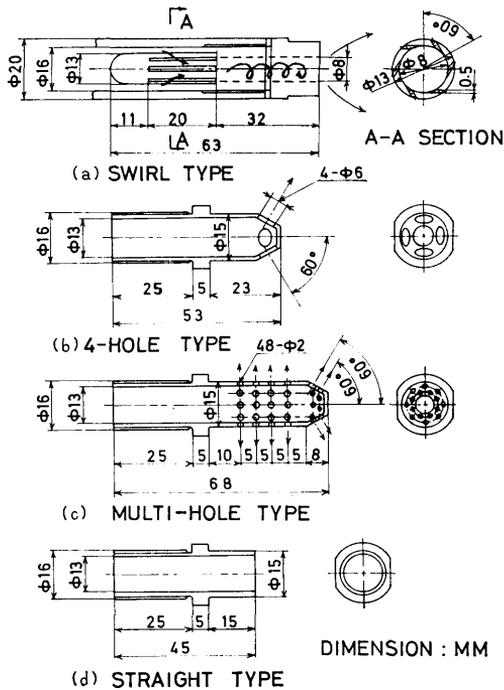


Fig. 2 Hydrogen Fuel Nozzles.

もの、多孔式噴射弁(c)は水素を燃焼器内周方向に一樣に分布させて、出口温度の均一化を図ったものである。直管式噴射弁(d)は燃焼器中心軸線上へ集中的に水素ガスを噴射したときの燃焼特性を調べるために使

Table 1 Specifications of Test Combustor

Type	Can-type, reverse flow
Air flow, A kg/s	1.5
Fuel flow, F kg/h	93.5 (kerosene or light oil)
Air-fuel ratio, A/F	55.6
Pressure drop, %	6
Temperature rise factor	2.15
Outlet gas temperature, °C	960
Heat release, $J/m^3 \cdot h \cdot Pa$	1.40×10^6
Pressure loss coefficient,	40.0
Residence time, ms	21.5
Liner length, mm	335
Liner diameter, mm	116
Liner volume, m^3	3.45×10^{-3}
Combustion efficiency, %	96 (kerosene or light oil)

用した。

(ii) 燃焼器 供試燃焼器と主要諸元を Fig. 3 および Table 1 に示した。本燃焼器は4章の運転性能試験で使用する単純開放サイクル式小型ガスタービンの燃焼器である。形状は単筒逆流缶型で、灯油または軽油燃料用として設計されたものである。点火栓としては貯蔵エネルギー1 J/spark、毎秒4回の放電回数を持った中心電極型ローテンションプラグが用いてある。この点火栓に対しても何ら改造を施さず、原形のまま使用した。

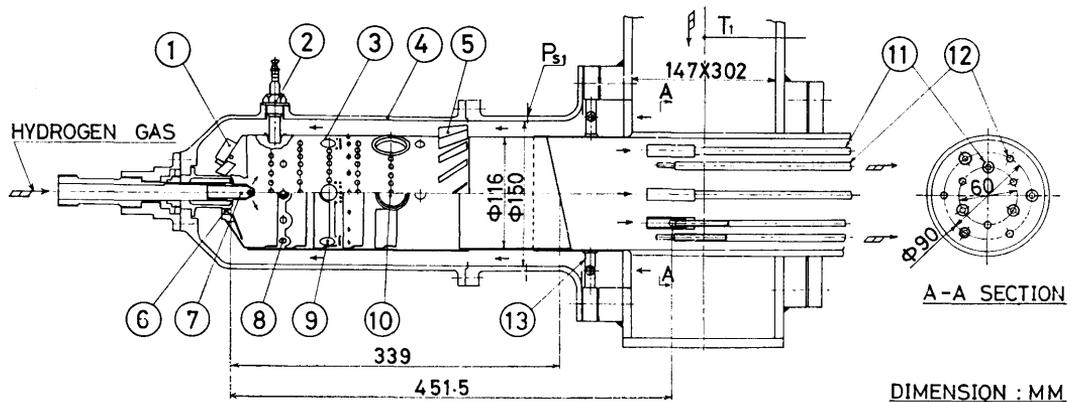


Fig. 3 Test Combustor.

- | | | |
|--------------------|------------------------|-------------------------|
| ① Top vanes | ⑤ Inlet guide vanes | ⑩ Dilution air holes |
| ② Igniter | ⑥ Air swirl vanes | ⑪ 6 Pt-Ph thermocouples |
| ③ Liner | ⑦ Hydrogen fuel nozzle | ⑫ 6 gas sampling tubes |
| ④ Combustor casing | ⑧ ⑨ Primary air holes | ⑬ Turbulence grids |

燃焼器の旋回器より 452 mm 下流側に 6 本の PR 熱電対を取り付けて、燃焼ガス温度 T_g を測定した。これらの熱電対の温接点は酸化アルミニウム系耐火材で被覆して、触媒反応による温度誤差を生じないようにした。さらに、温接点には一重の輻射防止用保護管を被せた。

熱電対の温接点の位置と同一断面内に、内径 1.5 mm、肉厚 0.75 mm の石英管 6 本を設けて排ガス採集を行い、熱伝導度型ガスクロマトグラフにより、排気ガス中の残留水素濃度を調べた。採集ガスは石英管からドレンポット（露点 15°C 以下、アクリル樹脂および銅製凝縮器使用）、内径 4 mm、肉厚 1 mm、長さ 3 m のテフロンチューブを経て吸引ポンプ（流量毎分 2.5 l）に入り、ゴム製バッグに捕集される。このバッグに集めたガスを分析計にかけた。ガスクロマトグラフのキャリアガスとしてはアルゴンを使用し、カラムの充填剤にはモレキュラシーブ MS-5A を用いた。

燃焼器の内筒壁温分布 T_w を調べるため、測温塗料 Thermindex OG6 を外面に塗布して、概略温度を求めた。

水素噴射弁の形状によって、水素噴流の運動量と方向が異なるため、燃焼器内の流れ模様に変化を生ずることが考えられる。この流れ模様を目視観測する目的で、Fig. 3 の燃焼器と同一寸法形状のアクリル樹脂製透明モデルを別途製作した。流体としては空気を使用した。また、水素燃料の代わりに、燃焼試験で噴射される水素ガスの持つ運動量と等しい運動量の空気を噴射した。流れ方向は木綿糸製のストリーマによって観測

した。

(iii) 燃焼器試験装置 Fig. 4 に燃焼器単体試験装置の概略を示した。燃焼試験の場合には測定部に実機用燃焼器を、また、流れ模様試験の場合には透明モデルを、それぞれ取り付けて実験できるようにした。空気源としては無給油式往復動圧縮機を用いた。空気流量 G_a は測定部上流に設けた薄刃型オリフィス流量計で求めた。

燃焼器入口空気温度 T_i は、ピレナム室に取り付けた 2 本の CA 熱電対で計測した。

燃焼器入口の中心軸線に対して直角に交わる断面内で、互いに直角をなす位置 4 箇所において流速を求め、流れに偏りのないことを確認した。

3.2 実験条件

燃焼試験および流れ模様試験は Table 2 と 3 に示すように大気条件下で行った。実験範囲は供試燃焼器の燃焼負荷率、最大断面平均風速 u_r および空燃比から決めた。すなわち、燃焼負荷率とライナー容積から 1 気圧での供給熱量を求め、必要な水素流量を計算する。灯油燃焼時の空燃比と灯油および水素の発熱量より水素燃焼時の空燃比を求め、これと水素流量から空気流量 G_a を計算すると 0.18 kg/s が得られる。また、燃焼器の最大断面積および平均風速から、15°C、1 気圧における空気流量を求めると 0.34 kg/s が得られる。そこで、実験は 0.18 と 0.34 kg/s の空気流量について行うことにした。ただし、本実験では空気源の容量に制限があり、最大断面平均風速基準の空気流量としては、約 20% 減の 0.28 kg/s を使用した。第

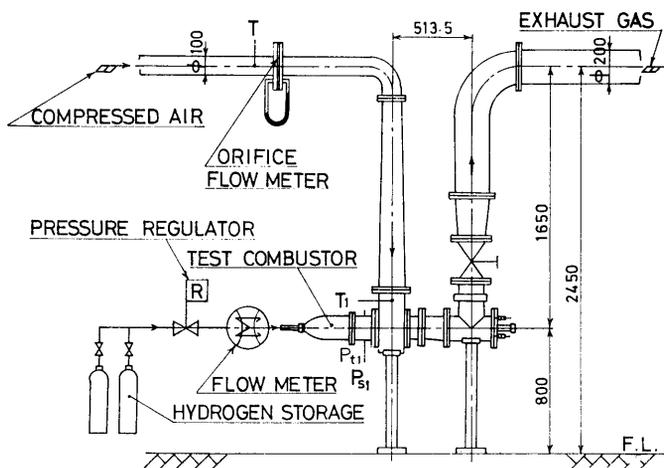


Fig. 4 Combustor Test Facility.

Table 2 Combustion Test Conditions of the Combustor

	Hydrogen Combustion	Kerosene Combustion
Combustor Inlet Press., P_{t1} , atm	1.00~1.08	1.02
Combustor Inlet Temp., T_1 , °C	11~16	19
Air Mass Flow Rate, G_a , kg/s	0.101~0.307	0.278~0.284
Fuel Flow Rate	17.6~70.3 Nm ³ /h	14.0~19.1 kg/h
Air Fuel Ratio, kg/kg	130~235	53.5~71.4
Air Excess Ratio	4.41~6.87	3.77~5.02
Outlet Gas Temp., T_g , °C	490~704	494~704
Heat Release, 10 ⁶ kcal/m ³ ·hr·atm	13.1~49.8	40.4~55.2
Reference velocity, U_r , m/s	4.61~13.1	12.9
$P_{t1}T_1/U_r$, 10 ⁴ kg·s·°K/m ³	24.4~64.5	23.9

Table 3 Test Conditions of Flow Pattern

Combustor Inlet Press., P_{t1} , atm	1.0~1.03
Combustor Inlet Temp., T_1 , °C	22~35
Air Mass Flow Rate of Combustor	0.10~0.27
Air Mass Flow Rate of Fuel Nozzle	$2.42 \times 10^{-3} \sim 6.66 \times 10^{-3}$

4章で述べるように、ガスタービンの起動時の燃焼状況と流れ模様を参考として調べるため、代表値として0.1 kg/sの空気流量を選び実験を行った。

燃焼ガス温度 T_g は燃焼器入口空気温度 T_1 を 15°C とおくと、空燃比一定の仮定から、燃焼負荷率ならびに最大断面平均風速基準のいずれの空気流量においても約 700°C に設定すれば良いことになる。このほか、本実験では参考として $T_g=500$ および 600°C の温度についても実験を行った。

3.3 実験結果および考察

(i) 水素ガス噴射弁の圧力損失 水素ガス噴射弁の圧力損失 ΔP_n は、ガスタービンを運転する場合に燃料元圧を決める上で必要である。この値が大きいと水素燃料ポンプ——第4章で述べるように、本研究では水素燃料ポンプを使用せず、水素供給圧力としてポンプの充填圧力を利用しているので、直接燃料ポンプとは係りが無いが実用上はこれが必要となる——の駆動馬力が大となって、ガスタービンの出力に影響を与える。いまここで、噴射弁の総損失係数を ζ_n と置き、 ΔP_n を次式で定義する。

$$\Delta P_n = \zeta_n \frac{\gamma H_2}{2g} u_{H_2}^2 \quad (1)$$

空気を用いた実験から ζ_n を求め、代表長に噴射弁の

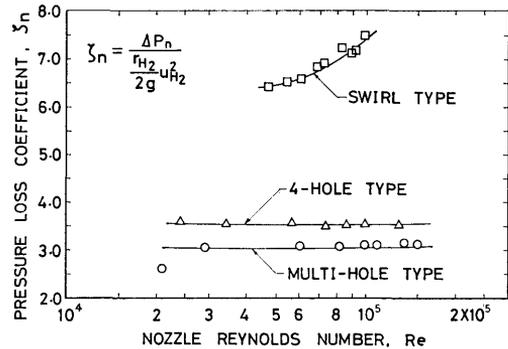


Fig. 5 Pressure Loss Coefficients of Hydrogen Fuel Nozzles.

噴孔総断面積から新たに求められる代表直径を使ったレイノルズ数 Re との関係を示した。この図から4孔式と多孔式噴射弁の ζ_n は一定であるが、旋回式の ζ_n は Re 数によって著しく変化し、その値は両者に較べてかなり高いことがわかる。この原因は弁入口側に設けた旋回流形成用スリット部における圧力損失、ならびに、弁内部に発生した旋回流の摩擦損失が大きく影響しているものと考えられる。

(ii) 水素ガスの着火特性 ガスタービンを起動する場合に、所定の燃料流量で確実な着火を行う必要がある。着火に影響を与える因子としては、点火栓の着火エネルギーと形状および取り付け位置、点火栓付近の空気と燃料の混合気濃度および流速、圧力、温度などがあげられる。着火にはこれらが複雑に影響し合うため、供試燃焼器では水素着火限界がどの範囲にあるかを実験により調べた。

大気条件下で燃焼器に予め一定の総空気流量 G_a を与えておき、点火栓を作動させて徐々に水素ガス流量

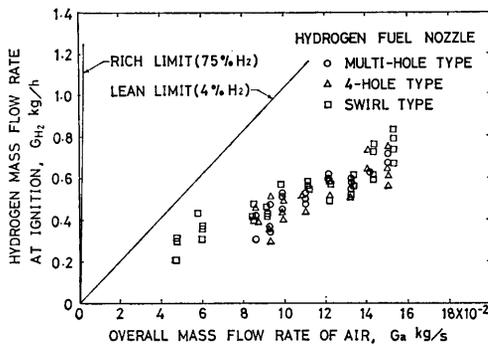


Fig. 6 Ignition Points of Hydrogen in Test Combustor.

を増加させる。この方法で着火時の G_{H_2} を求めると Fig. 6 の結果が得られた。着火点にかなりの散乱を生じたが、3種の供試噴射弁間に大差はない。また、空気流量が低い領域では、相対的に高い燃空比でなければ着火しない。一度着火したあと、水素流量を殆ど零流量付近の微量まで減じても、燃焼を容易に保持出来た。

本実験では、水素混合気に着火する時に風船が破裂するような着火音を発生した。この現象は混合気流量が大となるかまたは燃空比が高くなると爆発的着火状態となる。

(iii) 燃焼器出口温度分布 燃焼器出口温度の不均一率 θ を次式で定義する。

$$\theta = \frac{T_{g \max} - T_{g \min}}{\bar{T}_g - T_1} \quad (2)$$

ここで、 $T_{g \max}$ および $T_{g \min}$ は6本のPR熱電対の指示値の中で最高および最低温度となるもの、 \bar{T}_g はこれら6点の算術平均ガス温度である。 \bar{T}_g が約700°Cの場合における不均一率 θ を Table 4 に示した。この結果から明らかなように、 θ は水素噴射弁の形状によって大きく異なることはない。また、 $G_a =$

Table 4 Temperature Distribution Factor θ at $\bar{T}_g = 700^\circ\text{C}$

Type of fuel nozzle	G_a kg/s		
	0.10	0.18	0.28
Swirl type	0.17	0.11	0.11
Multi-hole type	0.08	0.05	0.13
4-hole type	0.13	0.05	0.12
Kerosene combustion	0.04 0.09		

0.18 kg/s 以上では 13% 以下の良好な値となっていることがわかる。

(iv) 燃焼効率 燃焼器入口温度 T_1 ならびに出口ガス温度の平均値 \bar{T}_g から、入口条件下の混合気のエンタルピー i_1 、および燃焼ガスのエンタルピー i_g を求め、次式より燃焼効率 η_b を計算した。

$$\eta_b = \frac{G_g(i_g - i_1)}{q \cdot G_F} \times 100\% \quad (3)$$

ここで、水素の単位重量当りの発熱量としては $q = 28600$ kcal/kg, 灯油に対しては $q = 10200$ kcal/kg を用いた。混合気と燃焼ガスのエンタルピーは、各成分ガスのエンタルピーと重量比から求めた。

Fig. 7a に水素および灯油の燃焼効率 η_b と $P_{t1} T_1 / u_r$ の関係を、また、Fig. 7b に η_b と燃焼器出入口間のガス温度上昇 ΔT の関係を示した。一般に $P_{t1} T_1 / u_r$ 値が減少すると η_b は低下することが知られているが、

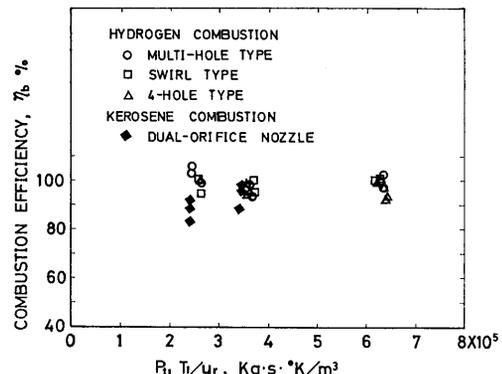


Fig. 7a Correlation of Combustion Efficiency with Pressure, Temperature and Reference Velocity.

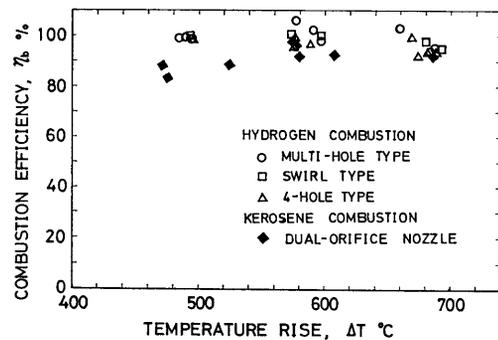


Fig. 7b Relation of Combustion Efficiency to Temperature Rise at Atmospheric Conditions.

Fig. 7a の水素燃焼効率を見ると、本実験範囲ではほぼ 100% の値になっていることがわかる。この η_b は Fig. 7b でわかるように、温度上昇の低い燃料希薄領域においても低下しない。灯油の燃焼効率は Fig. 7a によれば $P_1 T_1 / u_r$ 値が低い領域で水素の場合よりもやや減少していることがわかる。本実験は大気条件下で行っているので、 P_1 と T_1 はほぼ一定である。従って $P_1 T_1 / u_r$ 値は主として燃焼器の最大断面平均風速 u_r によって変化していると考えて良い。燃焼ガスの滞留時間は u_r に逆比例するから、灯油の燃焼効率が $P_1 T_1 / u_r$ 値の低下と共に減少する一つの理由は、この滞留時間の減少と関係があるように思われる。さらに、Fig. 7b によれば、灯油の燃焼効率は温度上昇の低い希薄燃焼領域で低下していることがわかる。灯油の燃焼効率が水素の場合より低くなるその他の理由として、灯油噴射弁の微粒化特性の低下、火焰冷却などが考えられる。

燃焼器出口に取り付けた 6 本の石英管で水素燃焼ガスをゴム袋に採集し、ガスクロマトグラフにより多孔式、旋回式および 4 孔式の噴射弁を用いた時の燃焼ガス中に残留する水素濃度 n_{H_2} を測定すると、Fig. 8 に示す結果が得られた。いずれの水素ガス噴射弁においても 40 ppm 以下の濃度となり、完全燃焼と考えて良いことがこの図からもわかる。以上の結果によれば、水素ガスはどのような形状の噴射弁を用いても、優れた燃焼性を示すように見える。しかし、Fig. 2 に示す単純な形状の直管式噴射弁 (d) を用いて、燃焼器中心軸線上へ集中的に水素ガスを噴射し、基礎燃焼試験でよく使われる同軸拡散火焰を形成させてみると、

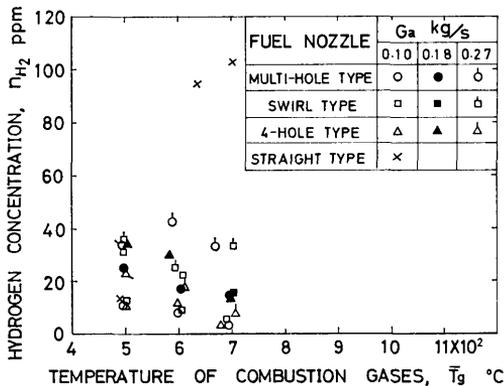


Fig. 8 Unburned Hydrogen Concentration in Combustion Gases at Exit of Test Combustor.

(74)

$T_0=700^\circ\text{C}$ の高温に近づくにつれて不完全燃焼により n_{H_2} 濃度が増加した。Fig. 8 の×印はこの状況を示したもので、この結果から水素ガスは燃焼性が良好といえども、やはり、適切な弁形状が存在することがわかる。

本燃焼試験において、振動燃焼と騒音の発生する場合があった。発生条件や原因の究明は未だ行っていないが、これらの現象は水素および灯油燃焼のいずれにおいても生じ、灯油の場合よりも水素燃焼の場合に著るしかった。

(v) 内筒壁温度分布 供試燃焼器の内筒壁面に測温塗料を塗布して壁温 T_w を調べた。使用した測温塗料は赤が原色であるが、塗布面の温度によって Fig. 9 に示すように 4 段階の変色を起す。内筒の内面温度の観測が理想的であるが、塗布作業と写真撮影の困難さから内筒外面温度を求めた。内筒の肉厚は 1 mm であるため、内外壁面温度差は測温塗料の感度に較べて無視できると考えられる。

燃焼器出口ガス温度が約 700°C の場合における水素燃焼時の内筒壁温度 T_w を Fig. 9 に示した。この結果から、水素噴射弁の型式の違いが T_w 分布に顕著な影響を及ぼしていることがわかる。すなわち、空気流量一定の場合について観察すると、4 孔式噴射弁では上流側に水素火焰の噴流が衝突して生じた局所的な高温部が見られる。このホットスポットは燃焼器のスワルと同方向、すなわち、下流側より見て反時計方向に回転しながら出口へ至る痕跡が見られる。特に出口近傍では、部分的に $T_w=490\sim 575^\circ\text{C}$ の温度領域 (C) が発生している。旋回式と多孔式噴射弁では、このようなホットスポットの発生がない。出口近傍の壁温は $T_w=410\sim 490^\circ\text{C}$ (B 領域) と低く、周方向の温度分布も一様である。各噴射弁について、空気流量を変えた場合の T_w 分布状況を観察すると、いずれの流量においても類似の分布形状となっていることがわかる。

(vi) 水素ガス噴射弁の表面状態 実験後噴射弁を観察すると、多孔式および 4 孔式噴射弁に焼けの発生が見られた。この原因は主としてこれらの噴射弁が燃焼器の一次燃焼領域に突き出していることに基づく。旋回式噴射弁では焼けた痕跡がなかった。この噴射弁の先端は燃焼器のスワラ出口とほぼ同じ面内に位置しており、一次燃焼領域の高温ガスに接触しない。

(vii) 燃焼器内部流れ模様 燃焼器の透明モデルを使用して求めた内部の流れ模様を Fig. 10 に示した。実験条件は燃焼実験の場合に合わせた。すなわち、3

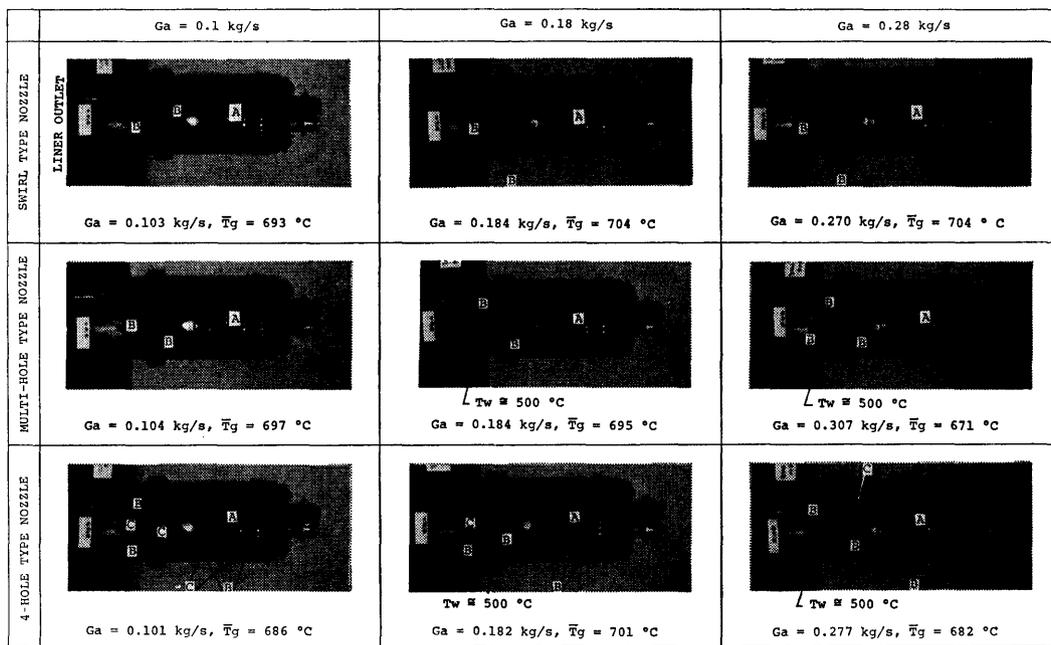


Fig. 9 Liner Wall Temperatures T_w Indicated by Temperature-sensitive Paint at $\bar{T}_g=700^\circ\text{C}$.

Legend "A" $T_w < 410^\circ\text{C}$ (red; original color) "D" $575 < T_w < 800$ (orange)
 "B" $410 < T_w < 490$ (brown) "E" $800 < T_w$ (green)
 "C" $490 < T_w < 575$ (yellow)

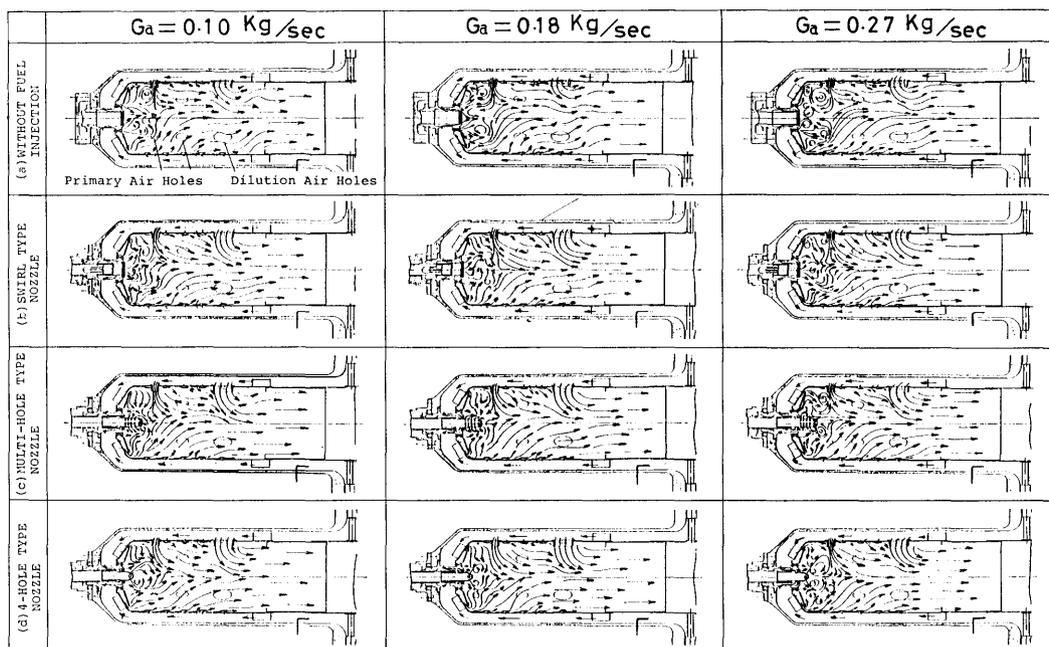


Fig. 10 Flow Pattern in the Combustor.

Table 5 Results of Selection Test of Fuel Nozzles

Type of Fuel Nozzle	Swirl type	Multi-hole type	4-hole type
i) Press loss	poor	good	good
ii) Ignition perform.	same	same	same
iii) Outlet gas temp.	same	same	same
iv) Combustion eff.	good	good	good
v) Liner wall temp.	good	good	poor
vi) Injector temp.	good	poor	poor
vii) Flow pattern	same	same	poor

種類の主流空気流量において、燃焼ガス温度を 700°C に設定した場合の水素噴流の持つ運動量と同一運動量の空気を各噴射弁より流して実験を行った。同図には、噴射弁の代わりに中実の丸棒を取り付け、主流空気のみを与えたときの基本的な流れ模様も示してある。

Fig. 10 によれば、燃料相当の空気噴射がない場合 (a) には、特に $G_a=0.28\text{ kg/s}$ において一次燃焼領域に顕著な循環流が発生している。しかし、この循環流は G_a が低下すると消滅する傾向が強くなり、 $G_a=0.1\text{ kg/s}$ ではむしろ燃焼器軸線へ向う内向き流れが優勢となる。Fig. 6 の着火試験時における流れ模様は、水素流量が少ないため、この場合の流れ模様と類似していると考えられる。従って、 G_a が低くなると相対的に高い燃空比で着火する傾向を示した原因は、この内向き流れによって少量の水素では点火栓付近の混合気が着火範囲にはいりにくいことによるものと考えられる。

3種の噴射弁から $T_g=700^{\circ}\text{C}$ となる時の水素流量に相当した空気を噴射すると、図の b, c, d の結果が得られた。これらの流れ模様でわかるように、いずれの噴射弁においても、水素燃料相当の空気を噴射すると、一次燃焼領域の流れは著しく乱れた三次元流となる。しかし、水素燃焼試験では吹き消えもなくすべての実験範囲で燃焼を保持できたことと比較して考えると、水素燃焼では循環流が形成されなくとも、一次燃焼領域に強い乱流があれば、火焰を十分保持できるのではないかと考えられる。

旋回式噴射弁で作られる旋回流の広がり、主流流量 G_a が少量の場合には観測が困難であった。しかし、 G_a が大になると円錐状に拡大して噴射されている状況が観察できた。4孔式噴射弁の実験によると、噴流が燃焼器のスワルの影響で旋回しながら壁面まで到達している状況が観測された。

一次空気孔および希釈空気孔からの流入空気は内筒中心付近まで十分流入しており、下流域の流れの混合もほぼ達成されていると考えられる。しかし、希釈空気孔は3穴で、流れに対して直角な断面内において互いに 120 度の角度をなす位置に開孔されているため、内筒出口の流速分布にわずかな偏りを生じていた。

各噴射弁を使用した時の流れ模様を観察すると、 G_a を変えても本実験範囲内ではほとんど類似のパターンとなっている。Fig. 9 の T_w 分布は G_a の変化の影響を受けず、いずれの流量においてもほぼ同様な分布状態を示したが、この理由は巨視的に見た流れ模様が G_a の変化によらないことと関係があるように思われる。

3.4 水素噴射弁の選定

前節で行った7種の実験結果を Table 5 に示すような項目にまとめて判断すると、旋回式ならびに多孔式の結果が良い。そこで、これら2種類の噴射弁を次章のガスタービン運転性能試験に使用することとした。ただし、今回用いた旋回式噴射弁は、圧力損失が高くなる所に難点がある。また、多孔式は焼けの発生に対する対策が必要である。

4. ガスタービンの水素運転性能試験

本実験では、灯軽油を燃料とする小型ガスタービンの燃料供給系を水素用に改造して、前節で選定した噴射弁を取り付け、水素運転時の起動特性、出力特性、燃焼器内筒壁温分布、排気特性、騒音を調べ、灯油運転の場合と比較した。

4.1 実験用ガスタービンと改造内容

(i) 実験用ガスタービン Fig. 11 と Table 6 に実験用ガスタービンの構造と主要目を示す。このガスタービンは、本来、緊急発電用として市販されているものであるが、発電機を渦電流型電気動力計と取り代えることにより実験用機関として用いた。型式は単純

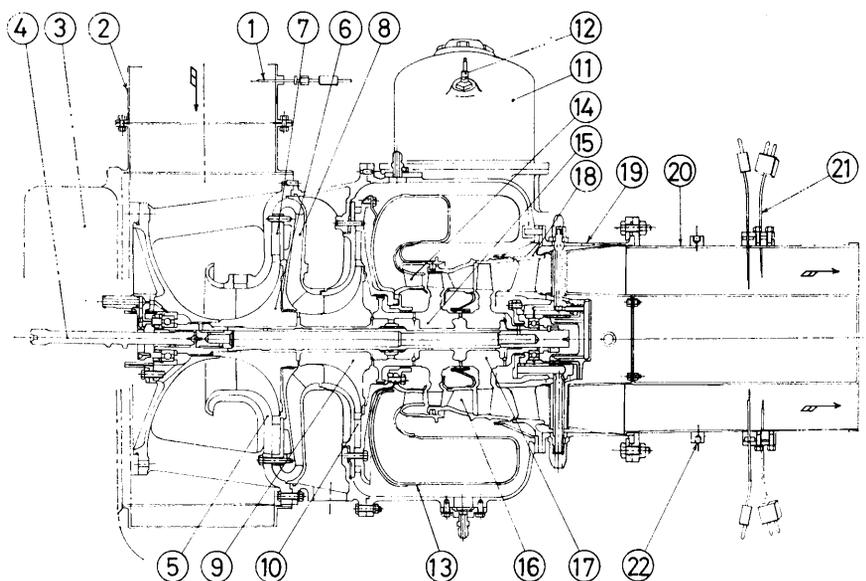


Fig. 11 Test Gas Turbine.

- | | |
|-------------------------|-----------------------------------|
| ① 2 Cu-Co thermocouples | ⑫ Igniter |
| ② Venturi-tube | ⑬ Scroll |
| ③ Reduction gear box | ⑭ 1st stage turbine nozzle blades |
| ④ Coupling shaft | ⑮ 1st stage turbine wheel |
| ⑤ Inlet housing | ⑯ 2nd stage turbine nozzle blades |
| ⑥ 1st stage impeller | ⑰ 2nd stage turbine wheel |
| ⑦ 1st stage diffuser | ⑱ Exhaust diffuser |
| ⑧ Cross-over duct | ⑲ ⑳ Exhaust ducts |
| ⑨ 2nd stage impeller | ㉑ 18 Ch-Al thermocouples |
| ⑩ 2nd stage diffuser | ㉒ 4 gas sampling holes |
| ⑪ Combustor | |

Table 6 Specifications of the Gas Turbine Engine

Manufacture,	Kawasaki Heavy Industries, Ltd.
Output power,	202 kw
Specific fuel consumption,	463 g/kw·h
Turbine inlet temperature,	960°C
Revolutions speed,	53,000 rpm (main shaft) 1,500 rpm (output shaft)
Pressure ratio,	8.4
Air flow rate,	1.5 kg/s
Compressor,	2 stages, radial
Combustor,	single, can type, reverse flow
Turbine,	2 stages, axial

Fuel, kerosene or light oil for original engine

開放サイクルであって、遠心2段の空気圧縮機、前章の実験で使用した単筒逆流缶型燃焼器、軸流2段のタービンによって構成される。定格回転数 N は 53,000 rpm であるが、減速歯車によって 1,500 rpm に落している。原型エンジンは灯油を燃料として使用し、1本の二重渦巻式噴射弁を用いている。点火栓は前章の実験で使ったローテンション型のもので、貯蔵エネルギー、スパーク回数はエンジンに取り付けた場合も前章の実験の場合と同じである。

このガスタービンを水素燃料用として改造するに当たり、噴射弁を前章で選定した旋回式および多孔式水素噴射弁と交換し、さらに、燃料供給系を次節で述べる

水素用と交換した。水素運転時には、灯軽油用燃料ポンプをエンジンの減速歯車ボックスから撤去した。

空気流量は圧縮機入口にベンチュリ型流量計を装着して測定した。

圧縮機入口全圧は大気圧 P_0 で代表させた。また、圧縮機出口に全圧管 1 本を取り付けて、出口全圧 CDP を計測した。

圧縮機入口温度はベンチュリ型流量計の下流に CC 熱電対を 2 本挿入して求めた。燃焼器出口ガス温度はガスタービンの構造上、温度計測が困難なため測定していない。第 2 段タービン翼後縁より約 310 mm 下流の流れに直交する断面内に 18 本の CA 熱電対を取り付けて、排気ガス温度 EGT を求めた。

第 2 段タービン翼後縁より 230 mm 下流の排気ダクト周辺を 4 等分する壁面位置 4 箇処において、排気ガスを採集して、 NO_x , NO, および排気中に残留する未燃水素ガス濃度 n_{H_2} を計測した。採集ガスは排気ダクトより内径 0.75 mm, 肉厚 0.125 mm, 長さ 1 m のステンレス管を通り、ガラスピンのドレンポット（露点室温）に入る。さらに、内径 4 mm, 肉厚 1 mm, 長さ 10 m のテフロンチューブを経て、吸引ポンプ、電子冷却式除湿器（露点 3°C 以下）を通り、化学発光式 NO_x/NO 計に至る。 NO_x/NO 分析時のサンプリングガス流量は毎分 1.3 l である。未燃水素ガス濃度は、サンプリングガスを吸引ポンプのあとで、一旦、ゴム製バッグに捕集し、3.1 節で述べた要領と同じ方法により求めた。この時の採集ガス流量は毎分 2.5 l である。

ガスタービンの出力は動力計回転数とトルクより計算した。ガスタービンを灯油で運転する場合の燃料流量は容積型流量計（オーバル流量計）で求めた。

(ii) 水素燃料供給系 ガスタービンから灯軽油燃料ポンプと配管を撤去し、新たに Fig. 12 の水素燃料供給系を設置した。水素は充填圧力 150 kg/cm^2 の高圧ボンベ ① より減圧弁 ② で減圧して緊急遮断用電磁弁 ④、薄刃オリフィス型流量計 ③、シリンダー弁 ⑤ を通り流量制御弁 ⑥ に至る。ここで制御された水素はチェック弁 ⑨ を経てガスタービンの燃焼器 (CC) に供給される。ガスタービンに対する水素の供給開始と停止はシリンダー弁 ⑤ によって行う。水素流量制御弁 ⑥ の概略を Fig. 13 に示した。この流量制御弁は、現在、天然ガス、プロパン、メタン、スラッジ等を燃料とするガスタービンに使用されているものであるが、本実験では水素用としての改造を加えず、その

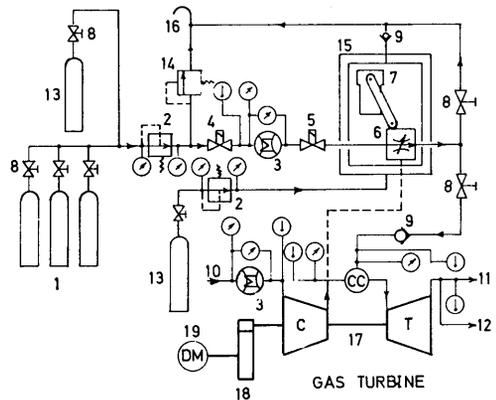


Fig. 12 Schematic Diagram of Hydrogen Supply System.

1. H_2 storage cylinders $7 \text{ m}^3 [\text{st}] \times 60 \text{ cyl}'\text{s}$
2. Pressure regulators
3. Flowmeters
4. Emergency shutoff valve (solenoid)
5. Fuel supply valve (with cylinder valve, normal shutoff and stop solenoid valve)
6. Fuel metering valve (Woodward 1907 valve/limiter)
7. Actuator
8. Manual shutoff valves
9. Check valves
10. Air intake
11. Exhaust gases
12. Sampling gases
13. N_2 cylinder for purging
14. Relief valve
15. H_2 leakage-proof box
16. Remote discharge line for purging
17. Test gas turbine
18. Reduction gear
19. Eddy current dynamometer
- ① Pressure gauges (transducers)
- ② Thermocouples

まま使用した。エンジン休止の時は、Fig. 12 の水素管路に窒素ボンベ ⑩ から窒素ガスを流して、水素を放出管 ⑪ より手動で屋外へページし、引火爆発の事故を予防する措置を講じた。また、水素流量制御弁 ⑥ とアクチュエータ ⑦ を二重壁のケーシング ⑮ 内に収納し、水素ガスが制御弁 ⑥ より漏洩することがあっても、実験室内には漏れないようにした。この場合、窒素ガスは減圧弁を経てケーシング ⑮ の二重壁間を満たし、細孔を通して制御弁 ⑥ 収納室に入る。ここで弁 ⑥ より水素ガスの漏洩があった場合には窒

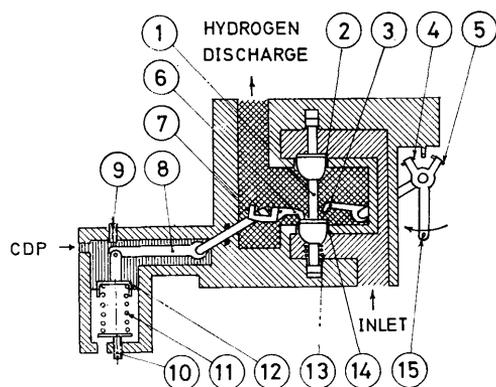


Fig. 13 Schematic Diagram of Fuel Metering Valve.

- ① Metering plunger
- ② Metering discharge port
- ③ Input lever
- ④ Max. fuel stop
- ⑤ Min. fuel stop
- ⑥ Adjustable limiter lever
- ⑦ Slope adjusting screws
- ⑧ Limiter lever
- ⑨ Min. limiter stop
- ⑩ Fuel lever adj.
- ⑪ CDP reference spring
- ⑫ Limiter diaphragm
- ⑬ Plunger loading spring
- ⑭ Metering discharge port
- ⑮ Governor to input shaft connecting lever

素ガスと共にチェック弁⑨を通り、放出口⑭より屋外へパーズされる。ガスタービン運転中はこの方法で常時窒素ガスを流して安全を期した。

(iii) トリップ回路 本実験で使用するガスタービンには、灯軽油運転に対して次のようなトリップ回路が設けてある。エンジンを起動しスタータモータで昇速を開始すると同時に点火栓が作動し始め、プライマリー燃料電磁弁が開く。エンジンの回転数が定格値 N の 5% 付近まで昇速されると燃圧が立ち上り、二重渦巻噴射弁のプライマリー噴孔より起動用燃料が噴射され着火となる。一方、スタートと同時にタイマーによって経過時間のカウントが始まる。エンジンが 22% N に達するとメイン燃料電磁弁が開き、メイン噴孔より主燃料が噴射される。エンジン回転数が 22% N に到達後 7 秒 (スタートより約 15 秒) の時点で、排気ガス温度 EGT を自動検出し、240°C 以下であれば着火ミスのトリップが作動してエンジンは自

動停止となる。240°C 以上であれば着火ミスのトリップは解除され、加速が継続されるが、スタート時点より 40 秒後のエンジン回転数が 70% N に達しない場合には、起動渋滞のトリップが作動してエンジン停止となる。さらに、95% N 以下の回転数において EGT が 750°C を超えた場合、また、95% N 以上 110% N 以下の回転数において EGT が 650°C を超えた場合にも同様に、排気温度高のトリップが作動する。エンジンの過回転を防止するため、110% N において作動する過速度トリップ、油圧が 2.6 kg/cm² に低下した時に作動する潤滑油圧低トリップ、油温が 90°C に上昇した時に作動する潤滑油温高のトリップ、等のほか、動力計に対して冷却水温高、水量低および過速度トリップ回路が付加してあるが、これらのトリップ回路は水素運転の場合にも、すべて変更せず使用することにした。水素運転ではスタート時に着火ミスがあると、未燃混合気がエンジン内外に滞留して危険であるから、水素噴射開始より着火ミス検出までの時間は短かいほうが良い。しかし、短縮し過ると逆に着火ミスを多くする懸念があるため、原形のままで実験することにした。

トリップ作動時のエンジン停止操作は、Fig. 12 のシリンダー弁⑤を自動閉止することによって行う。非常時には遠隔手動で電磁式緊急遮断弁④を閉じてエンジンを停止可能とした。

4.2 運転方法と制御

水素によりガスタービンの運転を行う場合、まず最初に、手動で Fig. 12 の燃料配管内の窒素ガスを水素と置換し、減圧弁②によって水素供給圧力を 14~16 kg/cm²・abs に設定する。次いで、緊急遮断弁④を開く。この時、シリンダー弁⑤は閉鎖状態に置く。供試ガスタービンは定格回転数 N の 50% から 100% の間であれば、任意の回転数において運転可能であるが、スタータモータのクラッチが「脱」となる回転数は 70% であるため、一度、この回転数を超える必要がある。従って起動は回転制御器の設定値を 70% から 100% N の間の所定値にセットして行う。

起動と同時に点火栓が作動し、スタータで昇速する。制御パネルに組込んだ起動スケジュールに従って、後述のある回転数に達すると、シリンダー弁⑤が開き、水素が供給されて着火となる。加速時における流量制御弁⑥の動作を Fig. 13 に示した。起動と同時に Fig. 12 のアクチュエータ⑦のアームが回転し、Fig. 13 の入力レバー③を最高位置まで揚げる。こ

の時、計量弁②および⑭の揚程は可調整制限レバー⑥で最小水素流量の位置におさえ込まれた状態にある。着火してエンジンの回転数が増加すると、圧縮機吐出圧力 CDP の関数で制限レバー⑥が上昇し、計量弁が開いて水素流量が増加して行く。70% N に到達しスタータが脱となり、加速が達成された状態に入ると、入力レバー③が作動し、計量弁②と⑭を設定回転数に一致する水素流量が得られるような位置に保持する。このようにして、自立運転に達したあとは、50~100% N 間の所定回転数にエンジンを設定して負荷試験を行う。回転数が100% N の時の速度調定は3%以内で行われる。

本実験は、すべて、定格回転数(100% N)において行った。負荷試験は定格出力 L の0, 25, 50, 75 および100%の5段階について実施した。負荷試験に使用した水素は純度99.997%以上の純水素で、容積47 l のポンペに充填されたものを用いた。また燃料油としては市販の白灯油を使用し、水素運転の場合と性能を比較した。

4.3 実験結果および考察

(i) 起動性能 多孔式水素噴射弁を使用して、水素燃焼を用いた時のガスタービンの起動特性を調べた。灯軽油運転において起動用の燃料を供給するため、スタートとほぼ同時にガスタービンの制御回路から起動用電磁弁を開く信号が出る。まず最初に、この信号を利用して Fig. 12 のシリンダー弁⑤を開き、スタートを試みた。

本実験で使用する水素流量制御弁⑥は、入口圧力が $14 \text{ kg/cm}^2 \cdot \text{abs}$ の時、水素換算で 9 kg/h の最小流量を流すように設計されている。水素燃料が実験に燃焼器内に噴射される時期を5% N 前後のエンジン回転数に達した時点と考えると、ガスタービンの空気圧縮機の流量特性からこの時の空気流量 G_a は 0.06 kg/s となる。前章の Fig. 6 より $G_a=0.06 \text{ kg/s}$ における着火点の水素流量 G_{H_2} は 0.4 kg/h であるから、制御弁⑥が 9 kg/h の水素をステップ状に供給すると、着火時に22.5倍の著しく過大な水素が流れることになる。そこで、シリンダー弁⑤の応答に1次ないし高次の「おくれ」を与えて水素流量の立ち上りをゆるやかにし、出来るだけ希薄混合気で着火させることにした。しかし、激しい爆発的着火を経験した。このような着火現象は灯油運転の場合には発生していない。シリンダー弁の応答時間を長くしたがこの現象は除去出来なかった。

第2の対策として、着火時の G_a を増加させることにより、混合気を希薄にすることを考えた。すなわち、灯軽油のメイン燃料用電磁弁を開く信号により、シリンダー弁の開き始める時期を、22% N のエンジン回転数に移した。この時の圧縮機を流れる空気流量は 0.26 kg/s である。Fig. 6 の着火試験結果を外挿すると、 $G_a=0.26 \text{ kg/s}$ における着火に必要な G_{H_2} は約 1.0 kg/h と推定される。この結果、爆発的着火は運転に差し支えないレベルまで抑制されたが、その本質的な除去は現在の所達成されていない。

Fig. 14 に、多孔式噴射弁を用いて22% N で水素燃料を供給した時の過渡特性を示した。エンジンのアイドリング回転数を100% N に設定してスタートした結果である。水素流量が供給開始直後に急激な立ち上りを示しているが、これは Fig. 12 のオリフィス型流量計③の背圧がシリンダー弁⑤の開放と同時に一度急速に低下する理由によるものと考えられる。エンジン回転数はほぼ時間に比例して上昇していることがわかる。排気温度 EGT が燃料供給前に約 60°C 上昇しているが、これは前回の運転によってエンジンが熱せられている結果生じたものである。なお、水素の場合起動時の着火ミスは一度も経験しなかった。旋回式噴射弁についても同様な起動性能が得られた。

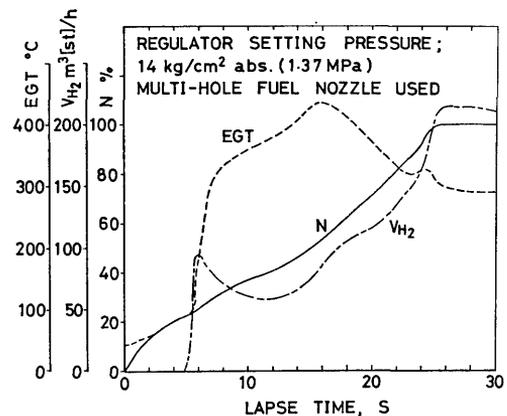


Fig. 14 Transient Characteristics in Fuel Supply at 22% N .

(ii) ガスタービンの一般性能 ガスタービンの回転数を100% N に固定し、負荷を0から100% L まで変化させた場合の水素と灯油運転時における熱効率 η_{th} を求めて Fig. 15 に示した。灯油運転時の出力に対して燃料ポンプの吸収馬力分だけ補正を行い、水素運転結果と比較した。この図によれば、水素と灯

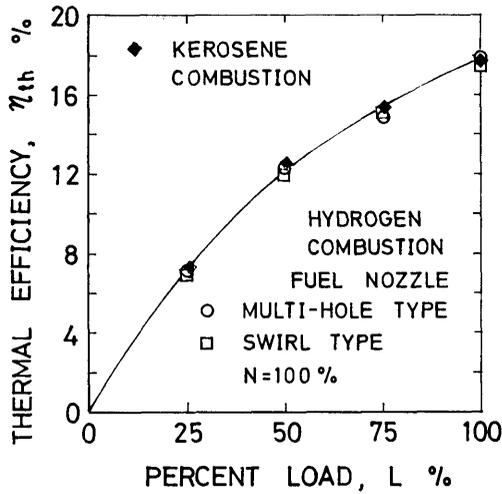


Fig. 15 Thermal Efficiency at Rated Speed.

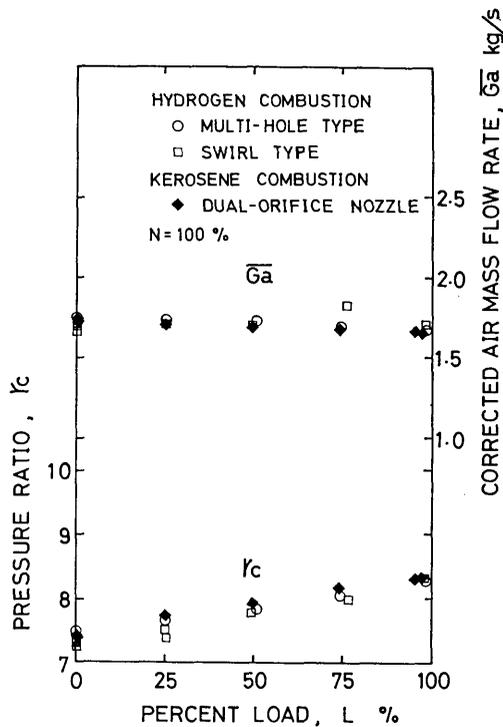


Fig. 16 Air Flow Rate and Pressure Ratio at Rated Engine Speed.

油運転時の熱効率の差は大きくないと思われる。ちなみに、修正空気流量 \bar{G}_a 、圧力比 r_c 、修正排気温度 EGT を Fig. 16 と 17 に図示した。

燃焼器出口温度はエンジンの構造上測定が困難なた

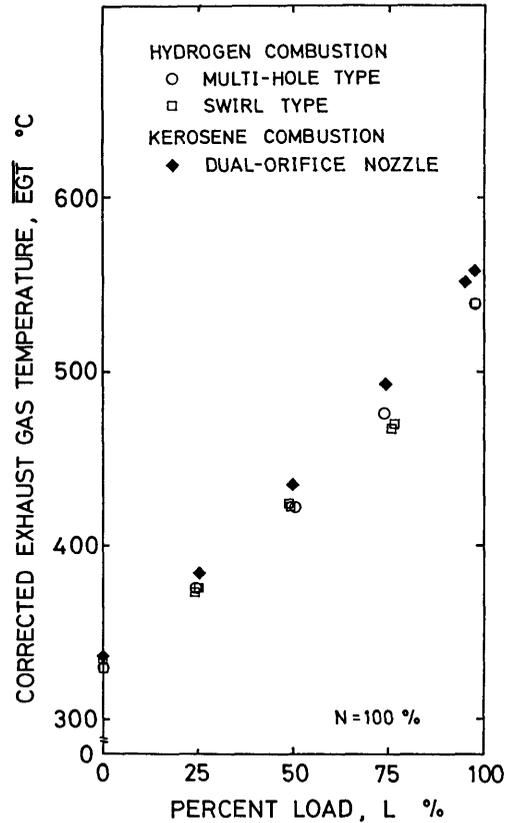


Fig. 17 Exhaust Gas Temperature at Rated Engine Speed.

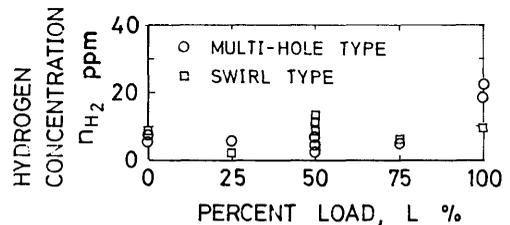
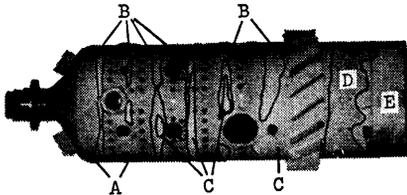


Fig. 18 Unburned Hydrogen Concentration in Gas Turbine Operation.

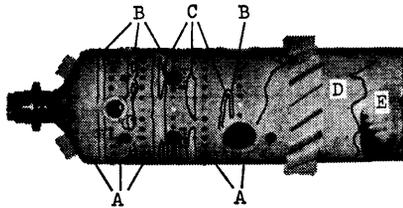
め、タービン出口の排気中に残留する未燃水素ガス濃度 n_{H_2} より、水素の燃焼状態を判断した。Fig. 18 に多孔式および旋回式水素噴射弁を使用した時の n_{H_2} を示した。この結果によれば、いずれの噴射弁においても n_{H_2} は 20 ppm 以下の濃度であり、水素の燃焼効率は 100% に達しているものと考えられる。

(iii) 内筒壁温度分布 前章の燃焼器単体を用いた水素燃焼実験の場合と同様にして、燃焼器内筒外面に

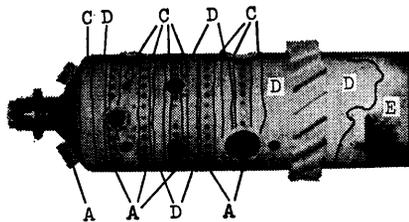
測温塗料を塗布し、エンジン回転数 N と出力 L が共に 100% の時の内筒壁温度分布 T_w を調べると Fig. 19 の結果が得られた。各記号と温度領域の関係は Fig. 9 の場合と同じである。水素運転の場合、燃焼器出口近傍を除外すれば、旋回式 (a) および多孔式 (b) のいずれの噴射弁においても、 T_w は 575°C 以下の温度領域にあることがわかる。しかし、灯油運転結果 (c)



(a) Result of Hydrogen Operation with Swirl Type Fuel Nozzle.



(b) Result of Hydrogen Operation with Multi-hole Type Fuel Nozzle.



(c) Result of Kerosene Operation with Dual-orifice Fuel Nozzle.

Fig. 19 Liner Wall Temperatures T_w Indicated by Temperature-sensitive Paint in Rated Operation.

Legend is same as shown in Fig. 9.

(82)

では $T_w=575\sim 800^\circ\text{C}$ の温度領域 (D) が、かなり上流にも発生している。これらの結果から、水素運転時の壁温は灯油運転時の壁温より約 200°C 程度低くなっているように見える。一般に水素燃焼ガスの輻射伝熱量は化石燃料に比較して小さいことが知られているが、この温度差も輻射伝熱量の差によって発生したものと考えられる。内筒出口近傍の壁温は (a), (b), (c) のいずれの場合にも 800°C 以上 (E 領域) となっているが、これは強制対流伝熱の結果生じたものと思われる。(a), (b), (c) のいずれの結果を見てもわかるように、内筒軸方向に異なった温度分布を持つ縞模様が発生している。これは内筒壁に多数個あけられた冷却空気孔の影響で、その近傍の壁面に冷却効果が現われているためである。

(iv) NO_x および NO 排出量 Fig. 20 と 21 に燃料の発熱量 1000 kcal 当りの NO_x (NO_2 換算) および NO 排出量を示した。これらの結果によれば、水素運転時の NO_x および NO 排出量はいずれも灯油運転時より高く、特に 100% 負荷においては 30 ないし 40% 高い NO_x と NO が発生していることがわかる。また、これらの図から多孔式噴射弁を使用した時の NO_x および NO 排出量は、旋回式の結果よりも高く、同じ拡散燃焼を伴う水素噴射弁でも形状によって排出量が異なることが理解できる。

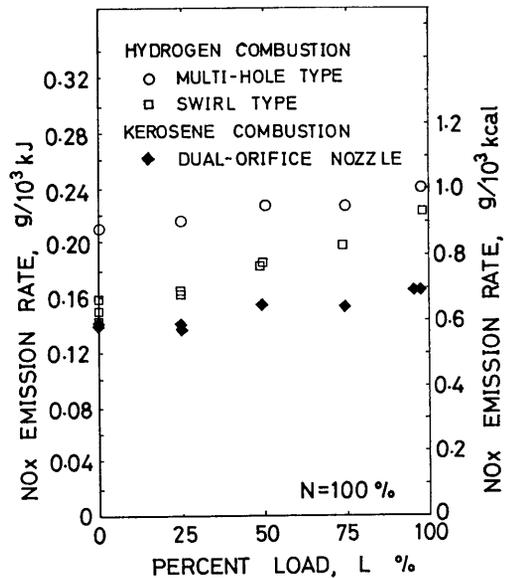


Fig. 20 NO_x Emission Rate in Loading Operation at Rated Engine Speed.

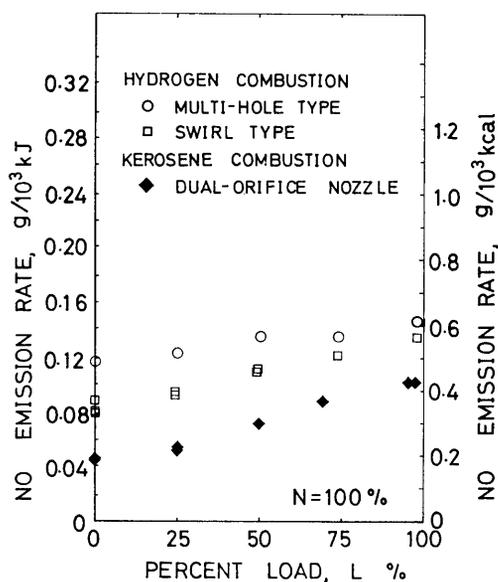


Fig. 21 NO Emission Rate in Loading Operation at Rated Engine Speed.

(v) 騒音レベル 燃焼器単体の水素燃焼実験で振動燃焼と著しく高い騒音を発生することがあった。この現象は灯油燃焼の場合に比して顕著であるため、試みにガスタービン運転に際して騒音レベルを調べた。エンジンより 2.3 m 離れた位置において計測した定格出力時の音圧レベルと周波数の関係を Fig. 22 に示した。この結果によれば、水素と灯油運転時のオーバ

ールの騒音は 113 dB で、周波数に対する音圧レベル分布も殆ど同様な値と分布形状になっていることがわかる。

5. 結 論

石油燃料を用いる現用ガスタービンに水素を燃料として適用する場合に、噴射弁と燃料供給系のみを改造することによって、水素運転が可能となるかどうかを実験で調べた。

灯油を燃料とする単純開放サイクル式ガスタービンをモデルエンジンとして使用し、まずこのエンジンの燃焼器単体で燃焼実験を行って、試作した 3 種類の水素噴射弁から旋回式と多孔式噴射弁を選定した。次に、天然ガス、プロパン等のガス燃料用として実用化されている燃料制御弁を使用して、水素燃料によりガスタービンの起動性能と定常運転性能を調べた。これらの実験結果と灯油運転性能試験結果を比較した所、以下の結論が得られた。

1) 水素噴射弁の選定試験結果によれば、4 孔式で見られるように、円筒壁に火焰が衝突し壁温を高くする場合がある。従って、多孔式のようにノズルの開口面積を広くし、水素噴流の運動量を下げること、あるいは、旋回式のように噴流の拡散方法に考慮を払う必要のあることが明らかとなった。ただし、 NO_x/NO 排出量の点では、結論 6) に示すように旋回式の結果が優れていた。

2) 水素はガスタービン起動時の燃空比が大である

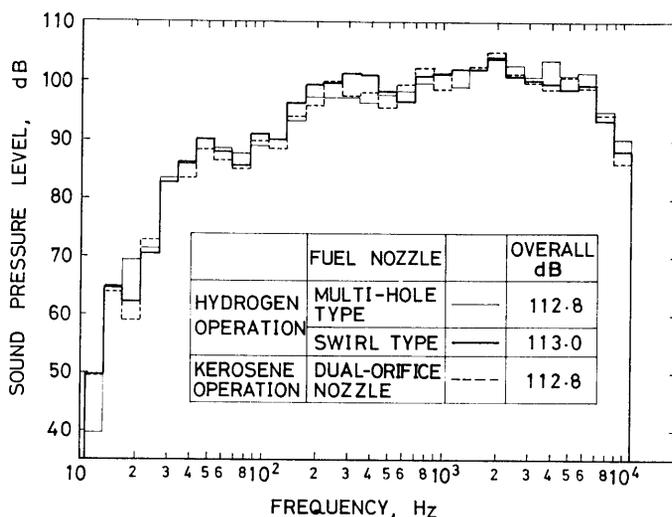


Fig. 22 Sound Pressure Level of Noise in Rated Operation.

か、または、混合気流量が大となると爆発的着火を発生する。

- 3) 水素と灯油運転時のガスタービンの熱効率の差は大きくないと思われる。
- 4) 水素ガスは大気条件下の燃焼試験ならびにガスタービンの定常運転試験において完全燃焼した。
- 5) 水素燃焼時の内筒壁温度は、出口近傍を除くと、灯油燃焼時の壁温よりも約 200°C 低下した。
- 6) 水素運転時の NO_x および NO 排出量は灯油運転時よりも高くなるため、低減対策が必要である。また、多孔式水素噴射弁を用いた時の NO_x/NO 排出量は旋回式の場合よりも高い値となった。
- 7) 水素燃料によるガスタービン運転時の騒音レベルは、灯油運転時と同程度であった。しかし、大気条件下における燃焼器単体を使用した水素燃焼試験では灯油燃焼時よりも著しい振動燃焼と騒音を発生することがあった。

6. 謝 辞

本研究を開始するに当り、種々御配慮を賜った財団法人日本船用機器開発協会浜田昇理事長（元船舶技術研究所長）、社団法人日本造船研究協会安藤文隆専務理事（元船舶技術研究所長）、ならびに青山学院大学工学部村尾麟一教授（元船舶技術研究所機関開発部長）に深く感謝の意を表します。また、排気ガス分析でご協力いただいた機関性能部の山岸進主任研究官、機関開発部の熊倉孝尚主任研究官、騒音計測においてご協力いただいた同部の木原洗、青木修一、勝原光治

郎の各主任研究官に心からお礼申し上げます。さらに、ガスタービンの性能計測とデータ解析の面でご協力を賜った川崎重工業株式会社ジェットエンジン事業部の大槻幸雄部長、星野昭史課長、曾根泰幸氏、河岸優氏に厚くお礼を申し上げます。

7. 参 考 文 献

- 1) 通産省工業技術院編；“新エネルギー技術研究開発計画（サンシャイン計画）”，（財）日本産業技術振興協会，昭和49年
- 2) “昭和54年度研究成果報告書” 運輸省船舶技術研究所，昭和55年8月
- 3) 野村，池田，羽鳥；“実機用缶型燃焼器の水素燃焼性能”，第7回ガスタービン定期講演会講演論文集，日本ガスタービン学会，昭54年6月
- 4) 野村，池田，羽鳥；“小型ガスタービンの水素運転性能”，第8回ガスタービン定期講演会講演論文集，日本ガスタービン学会，昭55年6月
- 5) Scott, R. B.; “Technology and Uses of Liquid Hydrogen”, Pergamon Press, 1964
- 6) Lewis Lab. Staff; “Hydrogen for Turbojet and Ramjet Powered Flight”, NACA RM E57D23, 1957, (Unclassified in 1971)
- 7) Ford, A. E.; “Hydrogen Fueled Turbine Boat Demonstration”, SAE Paper No. 770797, 1979
- 8) 野村雅宜; “水素ガスタービンを訪ねて”，日本ガスタービン学会誌，Vol. 7, No. 28, 1980, pp. 61~67
- 9) Chervinsky, A. et al.; “Effect of Swirl on Flame Stabilization”, Israel Journal of Technology, Vol. 6, No. 1~2, 1968, pp. 25~31