

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-631

高圧液酸ターボポンプ試験設備タービン駆動系

渡辺 義明 ・ 長谷川 敏 ・ 上 條 謙二郎
橋本 亮平 ・ 坂本 雄二郎 ・ 戸根 重幸

1991年1月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

高圧液酸ターボポンプ試験設備タービン駆動系*

渡辺 義明*¹ 長谷川 敏*¹ 上條 謙二郎*¹
橋本 亮平*² 坂本 雄二郎*³ 戸根 重幸*⁴

Turbine Drive System of the High Pressure LOX Turbopump Test Facility*

Yoshiaki WATANABE*¹, Satoshi HASEGAWA*¹, Kenjiro KAMIJO*¹,
Ryohei HASHIMOTO*², Yuujiro SAKAMOTO*³, and Shigeyuki TONE*⁴

ABSTRACT

A large launch vehicle, called the H-II, has been developed in Japan, and will use the LE-7 liquid oxygen/liquid hydrogen engine which is also under development. The engine requires a liquid oxygen (LOX) turbopump which supplies the main combustion chamber with a large quantity of high pressure liquid oxygen. The National Aerospace Laboratory (NAL) has been in charge of the research and development of this turbopump, with a test facility having been constructed at the Kakuda Research Center in 1985. The facility's turbine drive system is discussed, with emphasis on the control sequence of the high pressure gaseous hydrogen/liquid oxygen gas generator, and also on the turbine exhaust gas disposal equipment which was designed to handle high pressures and large flows.

Keywords: Test Facility, Rocket Turbine, Turbopump, LE-7, H-II

概 要

わが国においては現在大型ロケットH-IIの開発が進んでいる。このロケットには同じく開発中の大型液酸・液水エンジンLE-7が使用される。LE-7エンジンには高圧・大流量の液体酸素を燃焼器に供給する液酸ターボポンプが必要になる。航空宇宙技術研究所は同ターボポンプの研究開発を担当している。1985年角田支所に高圧液酸ターボポンプ試験設備を整備した。本報告は、同設備のタービン駆動系について記述したものであり、特に高圧水素ガス/液体酸素ガス発生器の作動シーケンスや高圧・大流量のタービン排ガス処理装置について詳しく記述した。

* 平成2年11月19日受付(received 19 November 1990)

*1 角田支所(Kakuda Research Center)

*2 宇宙開発事業団(National Space Development Agency)

*3 (株)神戸製鋼所(Kobe Steel, LTD.)

*4 三菱重工業(株)(Mitsubishi Heavy Industries, LTD.)

1. ま え が き

我が国では宇宙開発事業団を中心に H-Ⅱ ロケットの開発が進められている。航空宇宙技術研究所では、第一段主エンジン (LE-7 エンジン) の主要構成要素の 1 つである高圧液体酸素ターボポンプの研究開発を担当し、この研究開発に必要な高圧液体酸素ターボポンプ試験設備を角田支所に建設した。

高圧液体酸素ターボポンプは、主燃焼室へ高圧液体酸素を供給する主ポンプと、主ポンプから吐出された液体酸素の一部を更に昇圧し、プリバーナへ供給するプリバーナポンプ、およびこれらのポンプを駆動する単段タービンとが 1 軸で直結されている。タービンの出力は約 6400KW であり、これは H-Ⅰ ロケットの LE-5 エンジン用液体酸素ポンプを駆動するタービンの約 50 倍にも相当する。このタービンの駆動条件を模擬するため、高圧でしかも大流量の推進剤 (ガス水素; 27.4MPa, 9.04kg/s, 液体酸素; 31.9MPa, 6.33kg/s) を消費して高温・高圧・大流量 (971K, 23.5MPa, 15.37kg/s) の燃焼ガスを生成するガス発生器が必要になる。

試験設備を安全に、しかも高精度に運用するためには数々の技術的課題があり、特にタービン駆動ガス系には 2 つの重要な技術課題がある。1 つは、タービンを焼損させないため、燃焼ガス生成時の着火および停止時に、過度な温度上昇が生じないようにガス発生器の適性な混合比 (酸化剤 / 燃料, O/F) を保つことである。適性混合比を得るためには、高圧、大流量推進剤を制御・供給する各制御弁の、高精度な制御とその制御に追従できる作動能力が必要とされる。いま 1 つの課題は、タービン駆動ガスの排気および燃焼に伴う騒音、振動の対策である。高圧液体酸素ターボポンプを駆動した後、タービンから排出される水素過剰の燃焼ガス (以下「タービン駆動排ガス」と記す) は、限界圧力をはるかに超えるため、直接大気に放出すると衝撃波が発生し、激しい乱流うずと衝撃波との干渉による極めて強い空気力学的騒音や振動が生じる。従って、設備を安全に運用するために

は、これらを極力抑える対策を必要とする。

本稿は、高圧液体酸素ターボポンプの定格試験を目的に建設した高圧液体酸素ターボポンプ試験設備の内、ガス発生器を中心とするタービン駆動系設備について記述したものである。特にガス発生器の起動から停止に渡って推進剤を高精度に制御・供給する制御弁の制御シーケンスならびに、高温・高圧・大流量のタービン駆動排ガスの放出過程で生じる騒音を抑制する方法などを詳しく示した。

2. 主 な 記 号

A_d	: 管の断面積	(mm ²)
A_e	: 出口オリフィス面積	(mm ²)
A_i	: 入口オリフィス面積	(mm ²)
D	: 管の等価直径	(mm)
d	: 弁シート径	(m)
f	: 管の摩擦係数	
h	: 弁シートと弁体との隙間	(m)
k	: タービン駆動排ガスの比熱比	
L	: 管の長さ	(mm)
l	: 弁ストローク	(m)
M_e	: 管出口における流れのマッハ数	
M_i	: 管入口における流れのマッハ数	
M_{ne}	: 衝撃波直後の管の流れのマッハ数	
M_{ni}	: 衝撃波直前のマッハ数	
M_*	: 出口におけるマッハ数	
P_b	: 管出口全圧	(N/m ²)
P_o	: 管入口全圧	(N/m ²)
Δp	: 弁入口と出口との差圧	(N/m ²)
R_e	: レイノルズ数	
v_m	: 平均流速	(m/s)
W_{lox}	: 弁通過流量	(kg/s)
X	: 衝撃波の管入口からの距離	(mm)
λ	: 流動抵抗係数	
ν	: 動粘性係数	(m ² /s)
ρ_L	: 流体密度	(kg/m ³)
ξ_{in}	: 弁入口損失係数	
ξ_{out}	: 弁出口損失係数	

3. 高圧液体酸素ターボポンプ試験設備

本設備は、高圧ガス処理設備としての保安上の

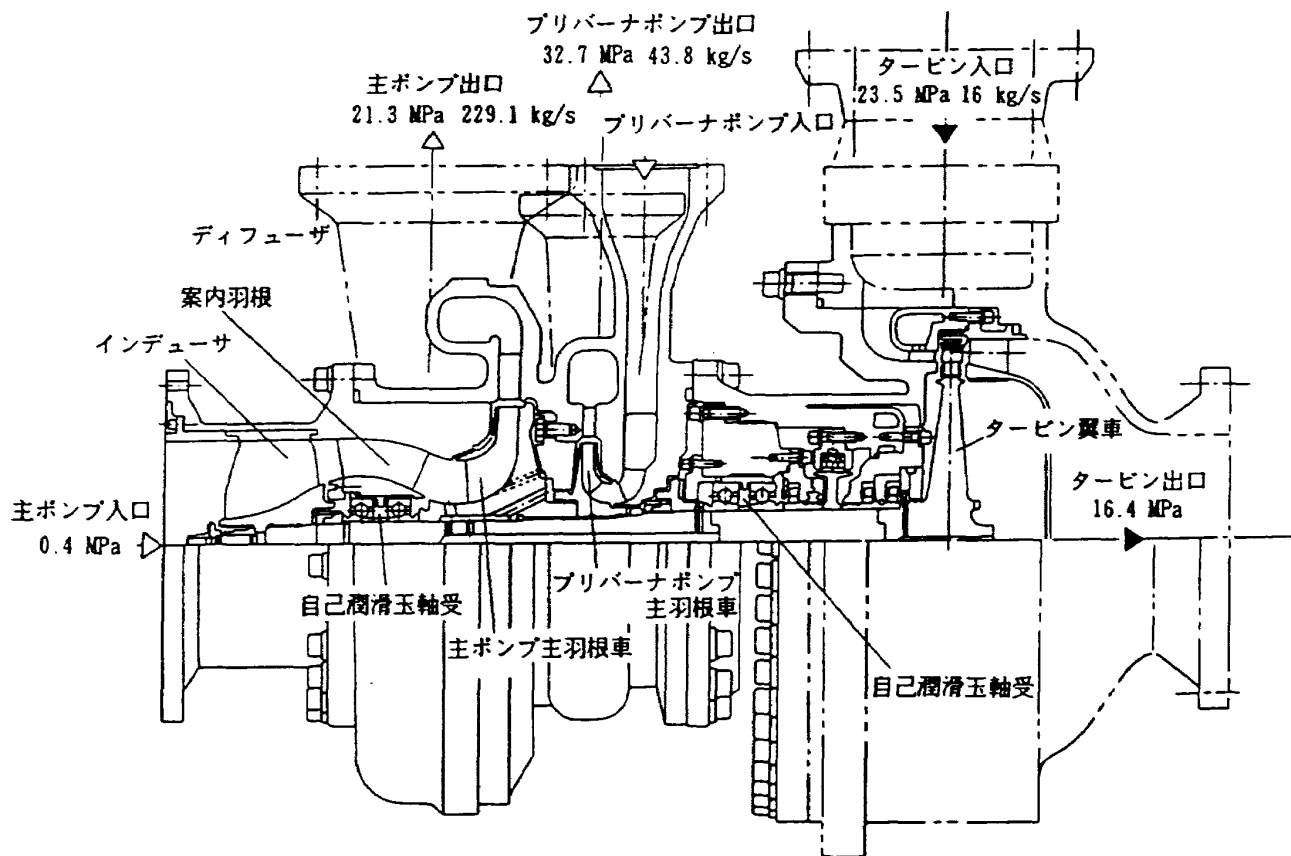


図 3.1 高圧液酸ターボポンプ

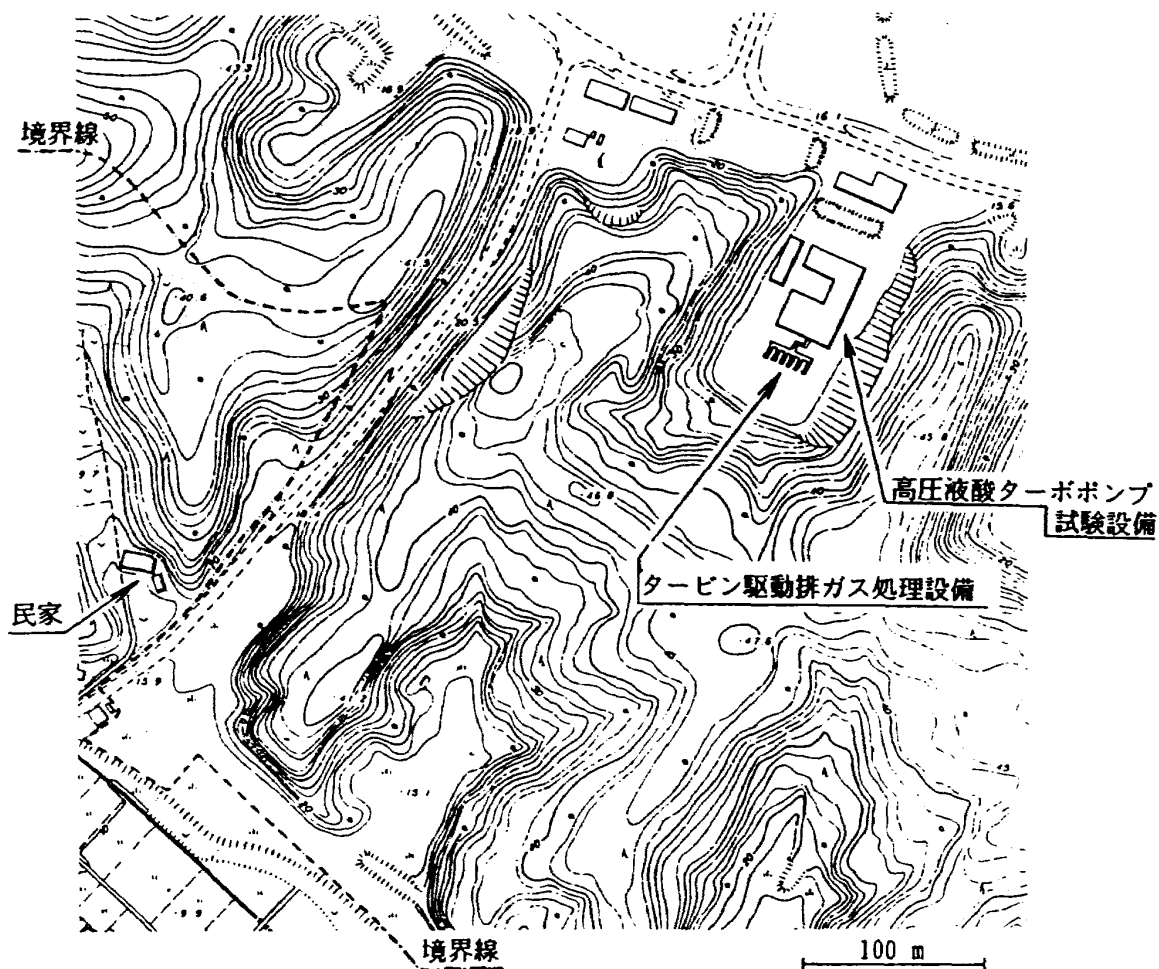


図 3.2 高圧液酸ターボポンプ試験設備配置図

配慮と、図3.1に示す高圧液酸ターボポンプを駆動した大量のタービン駆動排ガスの排気処理上の安全性などを考慮し、図3.2の高圧液酸ターボポンプ試験設備配置図に示すように必要十分な保安距離を有して設置されている。この設備は概略、次に示す設備等により構成されている。

- 1) タービン駆動用燃焼ガスの生成系統
- 2) タービン駆動用燃焼ガスの排気系統
- 3) ポンプ作動流体の供給系統
- 4) ポンプ作動流体の回収系統
- 5) 設備弁駆動系統
- 6) その他

ここでは、高圧液酸ターボポンプの駆動用高温・高圧・大流量燃焼ガスの生成系である上記項目1)および駆動後の燃焼ガスを排気処理する項目2)に関して記述する。

4. タービン駆動用燃焼ガスの生成系統

4.1 概要

図4.1はタービン駆動用燃焼ガスの生成、排ガス処理系統の概略を示す。ガス発生器への液体酸

素の供給は、高圧液体酸素ランタンクに貯蔵された液体酸素をガスヘリウムで加圧・圧送することで行う。ランタンクを出た液体酸素は遠隔操作止弁、タービン式流量計を通り、油圧制御式 LOX 主始動弁を経てガス発生器へ達する。この油圧制御式 LOX 主始動弁は油圧駆動によって開度制御が行われ、着火から定格までの広範囲に渡る流量の制御を行う。供給配管は、ランタンク出口から遠隔操作止弁までに簡易断熱を施している。遠隔操作止弁から油圧制御式 LOX 主始動弁直前までは二重管になっており、二重管外側ジャケット部に液体窒素を流すことで冷却を行っている。更に液体酸素を安定した流量で供給するため、ガス発生器の起動準備直前までは液体酸素用コールドエバポレータから供給された液体酸素を、予冷用遠隔操作止弁から放出することで、油圧制御式 LOX 主始動弁まで十分な冷却を行っている。

またガス水素は、ガス水素気蓄器に貯蔵されたガス水素が遠隔操作止弁、遠隔操作調圧弁、ベンチュリ流量計を通り、GH₂補助始動弁およびGH₂主始動弁を経て供給される。なお、圧力の設定は遠隔操作調圧弁、着火段階に必要な流量の制御は

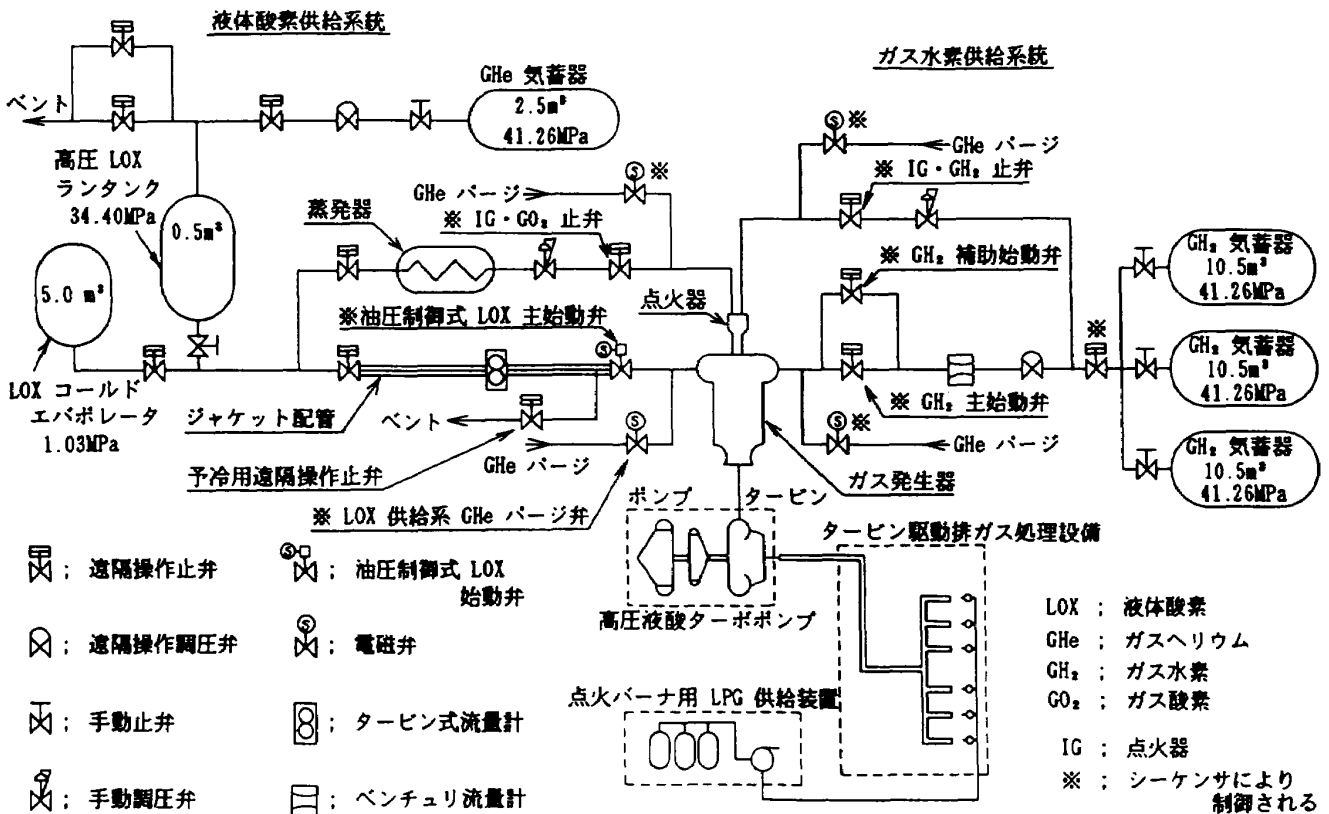


図4.1 タービン駆動ガスの生成、排ガスの処理系統

補助始動弁，着火段階から定格段階までに必要な流量の制御は主始動弁により行われる。

ガス発生器へ供給された上記液体酸素とガス水素は，噴射器により燃焼室へ噴出され，着火は点火器によって得られた炎にて行う。この場合の炎は，ガス酸素とガス水素との混合気にエキサイタにより点火して得られる。このガス酸素は，ガス発生器へ供給される液体酸素の一部を遠隔操作止

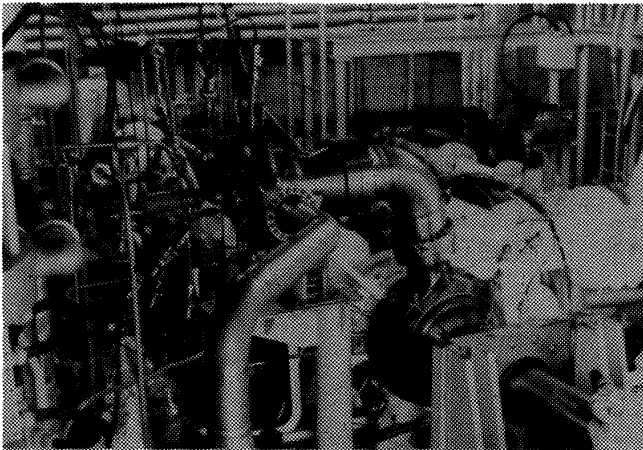


図 4.2 高圧液酸ターボポンプとガス発生器

弁上流で分岐抽出し，蒸発器でガス化した後，手動調圧弁，点火器用 GO_2 止弁，チョークオリフィスを経て点火器へ供給する。一方，ガス水素は，ガス発生器へ供給されるガス水素の一部を遠隔操作調圧弁上流で分岐抽出し，手動調圧弁，点火器用 GH_2 止弁，チョークオリフィスを経て点火器へ供給する。図 4.2 は本試験設備架台に装着された高圧液酸ターボポンプ，ガス発生器および点火器の外観を示す。

4.2 ガス発生器の構造

図 4.3 はガス発生器の概略を示す。液体酸素はフランジを通して液体酸素ドームに入る。ドーム内には，入口配管から流入した液体酸素を噴射エレメント（24個）の各々へ均一に流入させるための遮蔽板が設けられている。ドームに入った液体酸素は，エレメント入口に設けられたオリフィスを通る際に設計流速まで加速され燃焼室内へ噴出する。ガス水素はフランジを通してガス水素マニ

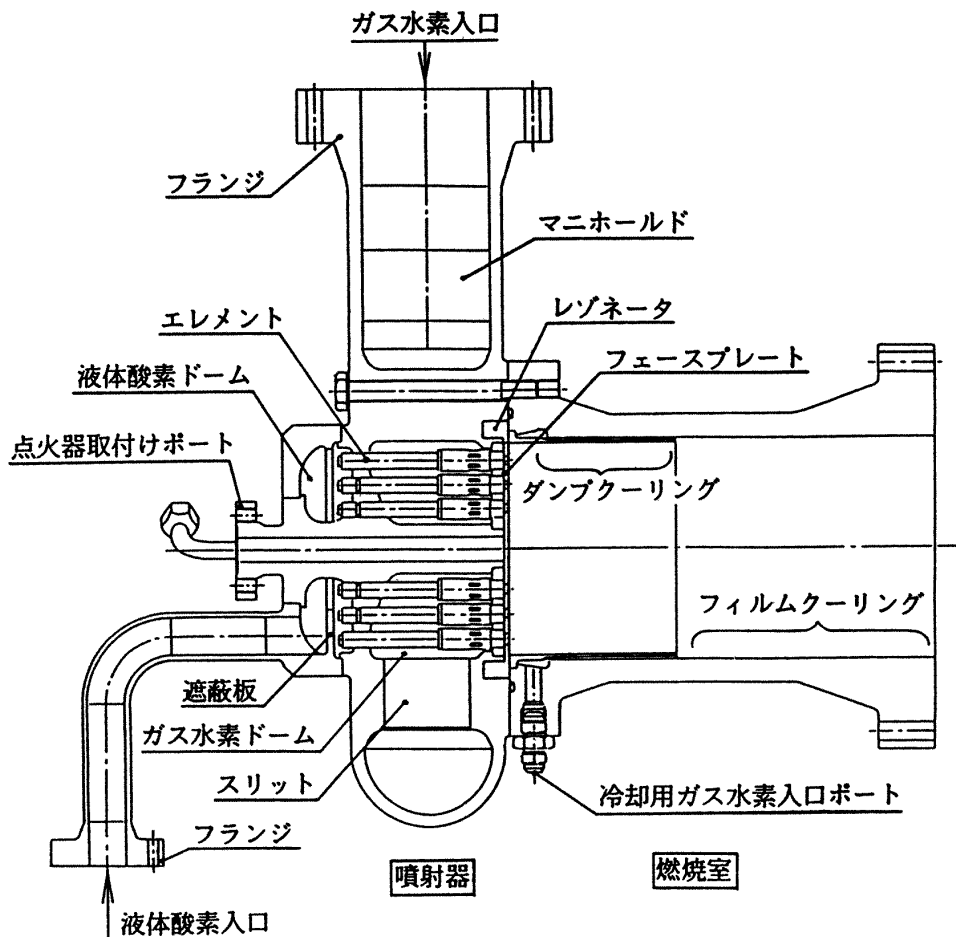


図 4.3 ガス発生器

ホールドへ入る。マニホールドとガス水素ドームの間には流量分布を均一化させるためのスリットがある。ガス水素はエレメントの横方向にあけられた孔からエレメント内に流入し、液体酸素エレメント外径との微小な間隙から高速で燃焼室内へ噴出される。燃焼室冷却用のガス水素は燃焼室外筒に設けられた5個のポートより流入し、燃焼室上流部は二重壁構造によるダンプクーリング、下流部はフィルムクーリングとなる。噴射器の中央部には点火器取付けポートが設けられている。噴射器と燃焼室とのインターフェース空間部には、燃焼振動防止用として12個のレゾネータが設置されている。ガス発生器の材質には全てCRES材（耐食鋼）が使用されている。

4.3 点火器の構造

図4.4は点火器の概略を示す。ガス酸素は入口オリフィスを通してマニホールドへ入る。マニホ

ールドを通過した後、電極を冷却しながら点火器燃焼室に入る。一方、燃焼用ガス水素は入口オリフィスを通してマニホールドへ入り、マニホールドを通過した後、電極近傍の流入オリフィスから点火器燃焼室へ噴出する。点火器燃焼室へ噴出したガス酸素、ガス水素の混合気への点火は、エキサイタによる放電によって行われる。冷却用ガス水素はダンプクーリングジャケット側へ流れ、点火器燃焼室を冷却した後、ガス発生器燃焼室へ噴出する。点火器燃焼室の材質にはインコネル718が使用されている。ダンプクーリング部内筒は12個の溝を切ったチャンネル構造であり、この材質には熱伝導率の良いニッケル合金が使用され、外筒には強度のあるインコネル718が用いられている。

4.4 シーケンサによる制御

ガス発生器は高出力タービンの駆動のために大

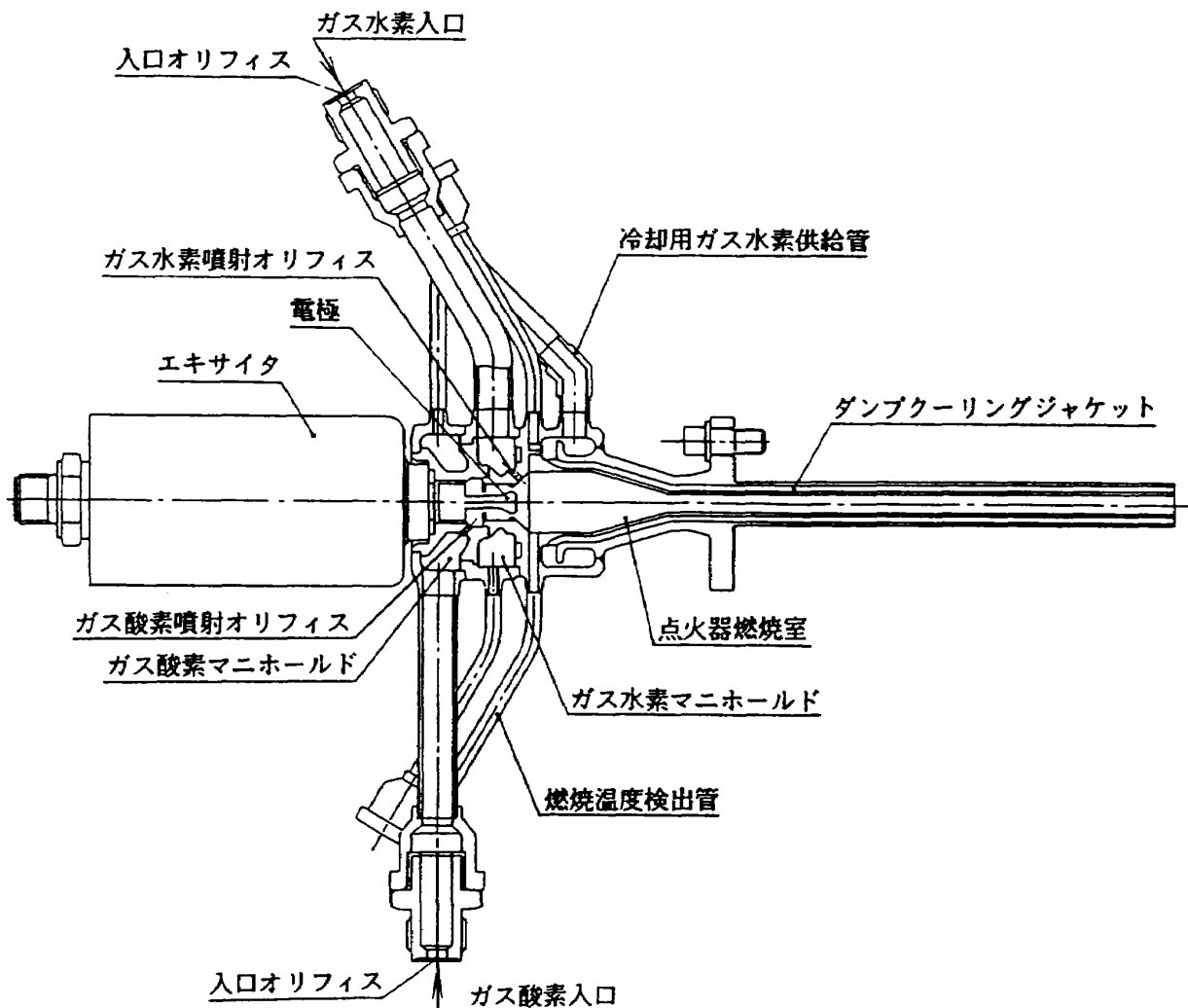


図4.4 点火器

量の推進剤の供給を必要とする。しかし、タービン駆動燃焼ガス生成の着火は、大流量で行うより低流量のもとで行う方が、不着火が生じても短時間に停止可能であり、未燃の液体酸素、ガス水素が大量にガス発生器およびタービン内に流入することがなく、なんらかの引火があっても被害を最小限度に押えることができる。ガス発生器の起動にはこのことを考慮し、低流量で着火を行い、この着火確認後に定格の大流量へ移行する方法を採用した。この場合、推進剤の供給には低流量から大流量までを高精度に制御・供給可能な制御弁あるいは遠隔操作止弁を必要とする。一般的には、一個の制御弁で高範囲の流量領域に渡って、高精度に制御できることが、経済的にも望ましい。しかしながら、著者らの知るところではこの目的を満たす制御弁はなく、図4.1に示すようにガス水素供給系には、着火に必要な低流量の供給には補助始動弁、定格の大流量の供給には主始動弁の二種類の遠隔操作止弁を備え、両者の短時間の切換えによる供給方法を採用した。一方、液体酸素供給系には、図4.5に示すような、弁開度設定器、サーボアンプ、アクチュエータなどで油圧制御する1個の弁(LOX主始動弁)により低流量から大流量までの流量制御を行った。これら酸化剤系、燃料系弁が始動時の過渡状態のなかで適性の混合比を保つよう制御されないと、高温燃焼ガス(温度スパイク)の発生もしくは不着火により、ときにはガス発生器ならびにタービンの焼損を招く恐れがある。そのため、これら各諸弁の開閉を短時間に高精度で制御するため、プログラミング可能なシーケンサを採用した。これにより、0.01秒の最小単位による弁開閉タイミングの設定を行うことができた。またこのシーケンサにより、不着火時の非常停止や、定格時における燃焼温度の異常を検出した場合の非常停止もできた。図4.6はシーケンサで制御される各諸弁の代表的なシーケンスの一例を示す。

タービン駆動ガス生成中は、燃焼ガスの温度、圧力および流量の目視による監視とシーケンサの両面で行い、異常を検出した場合は手動またはシーケンサにより緊急停止を行うことができる。具

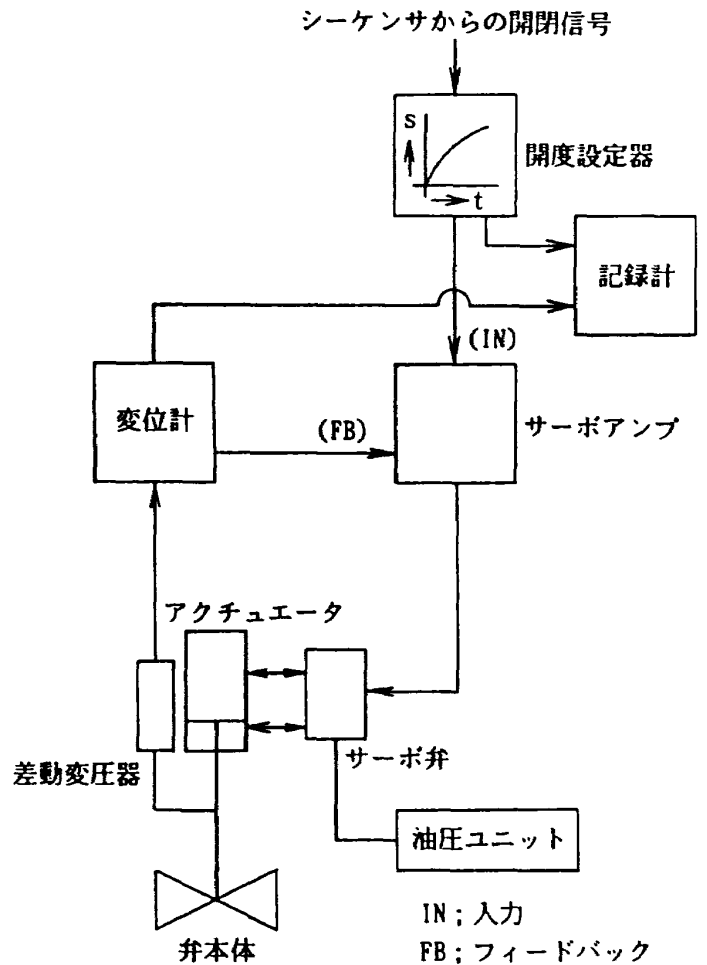


図4.5 油圧制御式 LOX 主始動弁操作系統

体的には次の通りである。図4.6に示すように、シーケンス上の最初の監視は点火時に行われる。点火器燃焼ガスの混合比はおよそ40にもなり、燃焼温度が2000℃にもなる。点火は、燃焼ガスの温度が設定したレベルを越えたかどうかで判断される。設定温度を下回った場合、即ち点火ミスが検出されると、ただちに点火器GO₂止弁を閉じる。その5秒後には点火器GH₂止弁が閉になり、それ以降のシーケンスには進まないようプログラムされている。点火が確認されると LOX 主始動弁が開度20%に向けて開きはじめると同時にGH₂補助始動弁が開になり、定格流量の約15%ほどが燃焼室内に流入する。この過渡状態の気液混合流体に、点火器の炎による着火を行う。しかし、この段階では特に燃焼ガスによる温度スパイクや失火の恐れがあるため、再度このための監視を行う。着火が正常に行われると、LOX 主始動弁が開度100%に向けて動くと同時にGH₂主始動弁が開になり定

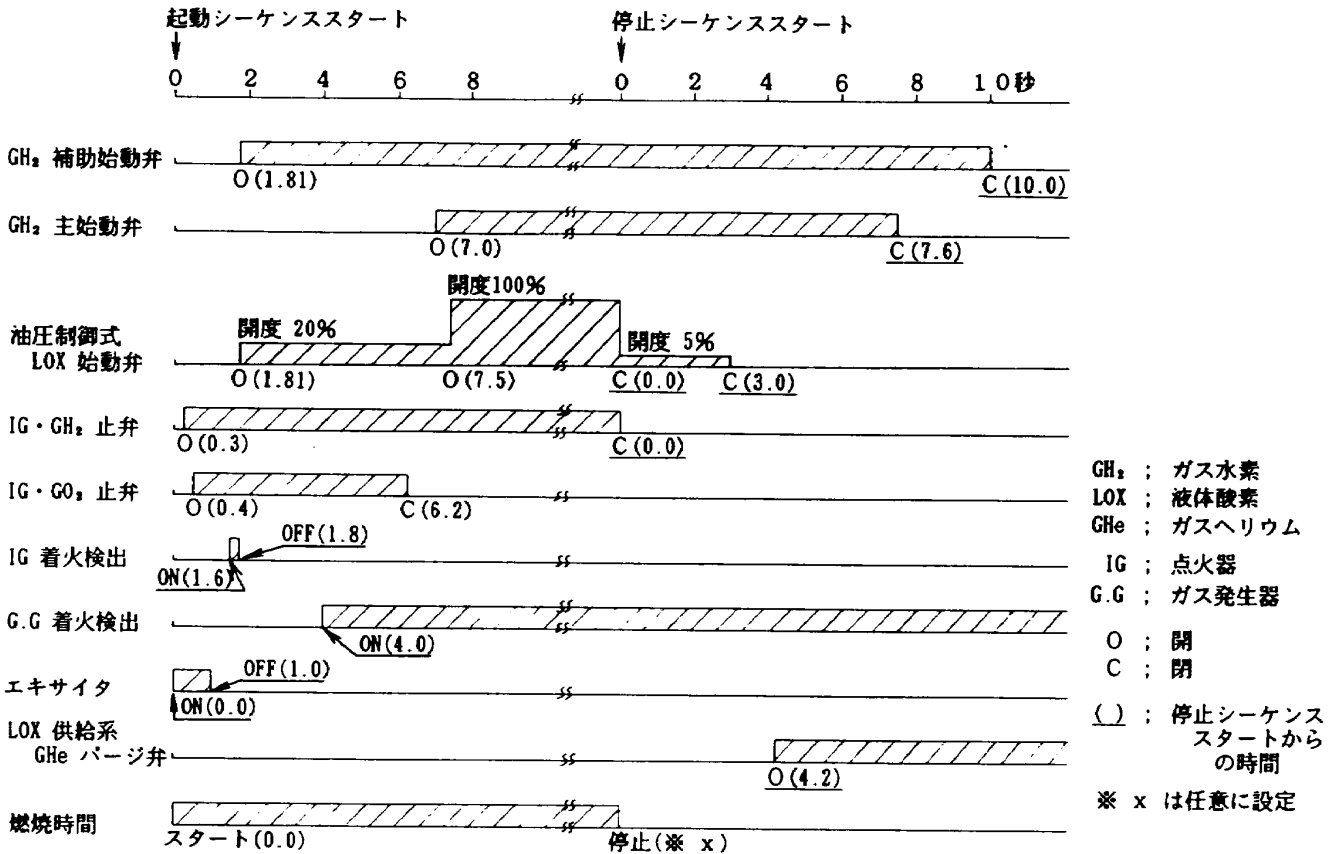


図 4.6 代表的起動，停止制御シーケンスの一例

格流量へと移行する。もしも失火または温度スパイクが検出されると主始動弁を開けずにただちに停止シーケンスに進む。

4.5 LOX 供給弁

前記のように，ガス発生器の着火は弁の作動能力に強い影響を受ける。したがって燃焼試験前に液体酸素流し試験およびガス水素流し試験を行い，それぞれの弁ならびに供給系の特性を正確に調べておく必要がある。図 4.7 は当初行った液体酸素流し試験，ガス水素流し試験の結果であり，それぞれ弁開度と流量の関係について示している。液体酸素の供給はガス水素と比較し，着火時の流量設定範囲において，微小開度にもかかわらず着火時に必要な流量をはるかに上回る量が供給され，適正な混合比からかなりずれることになった。これを改善するため，開度の少ない領域においては，弁体とスリーブで構成される環状すきま流れを利用して開度に対して急激な流量増をもたらさないように工夫した。弁形状と流量の関係は次式で示され，主にすきま h とすきまの長さ l を利用して，

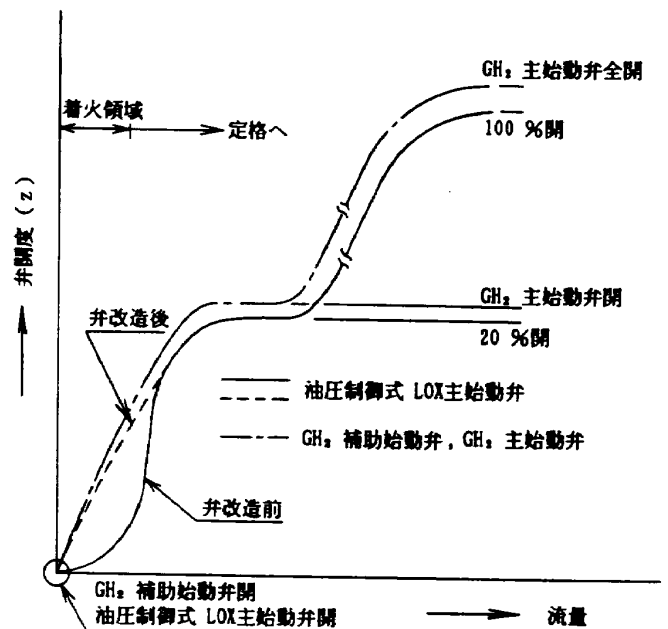


図 4.7 弁特性

流量特性を改善した。図 4.8 に改造後の弁形状を示した。この図で d' は各開度 (z) における弁体の直径を示す。改造後の図上 d' は，弁を通る流量の制御を容易にするため，次式から求められた値である。

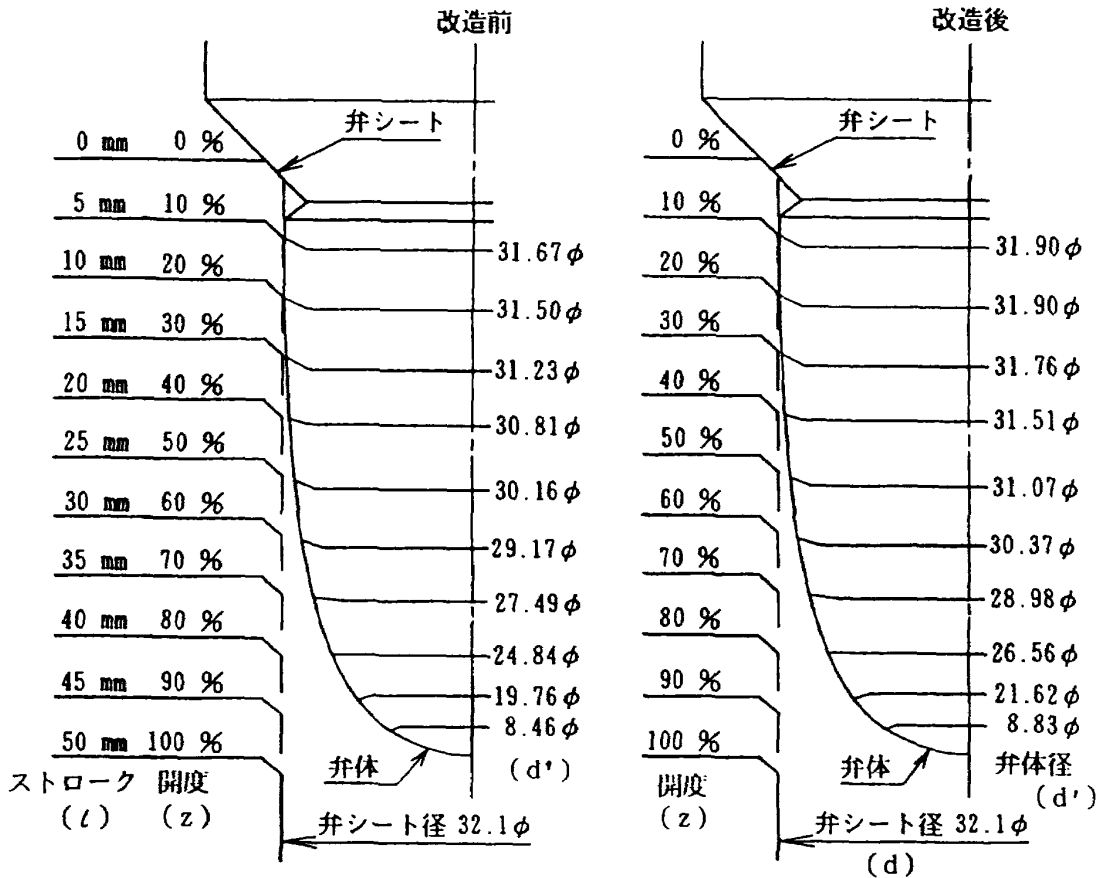
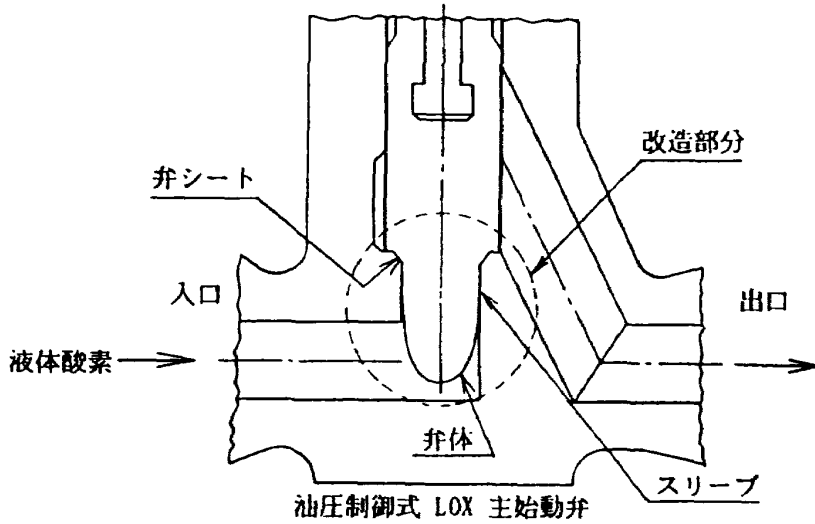


図4.8 油圧制御式 LOX 主始動弁の改造

$$W_{LOX} = \pi \cdot d \cdot h \cdot \left(\frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot h} + \xi_{in} + \xi_{out} \right)^{-1/2} \times (2 \cdot \rho_L \cdot \Delta P)^{1/2} \quad (1)$$

$$h = (d - d') / 2 \quad (2)$$

$$Re = \frac{2 \cdot h \cdot v_m}{\nu} \quad (3)$$

$$\lambda = 0.307 Re^{-0.24} \quad (4)$$

ここに l は環状すきまの長さである。

その改造後の弁開度と流量との関係を図4.7に破線で示す。この改造により液体酸素の低流量域の制御が可能となった。

4.6 試験結果

高圧液酸ターボポンプについて、これまでポンプ作動流体に液体窒素または液体酸素、タービン駆動に常温のガス水素または液体酸素・ガス水素の燃焼ガスを用いた数多くの試験を行ってきた。

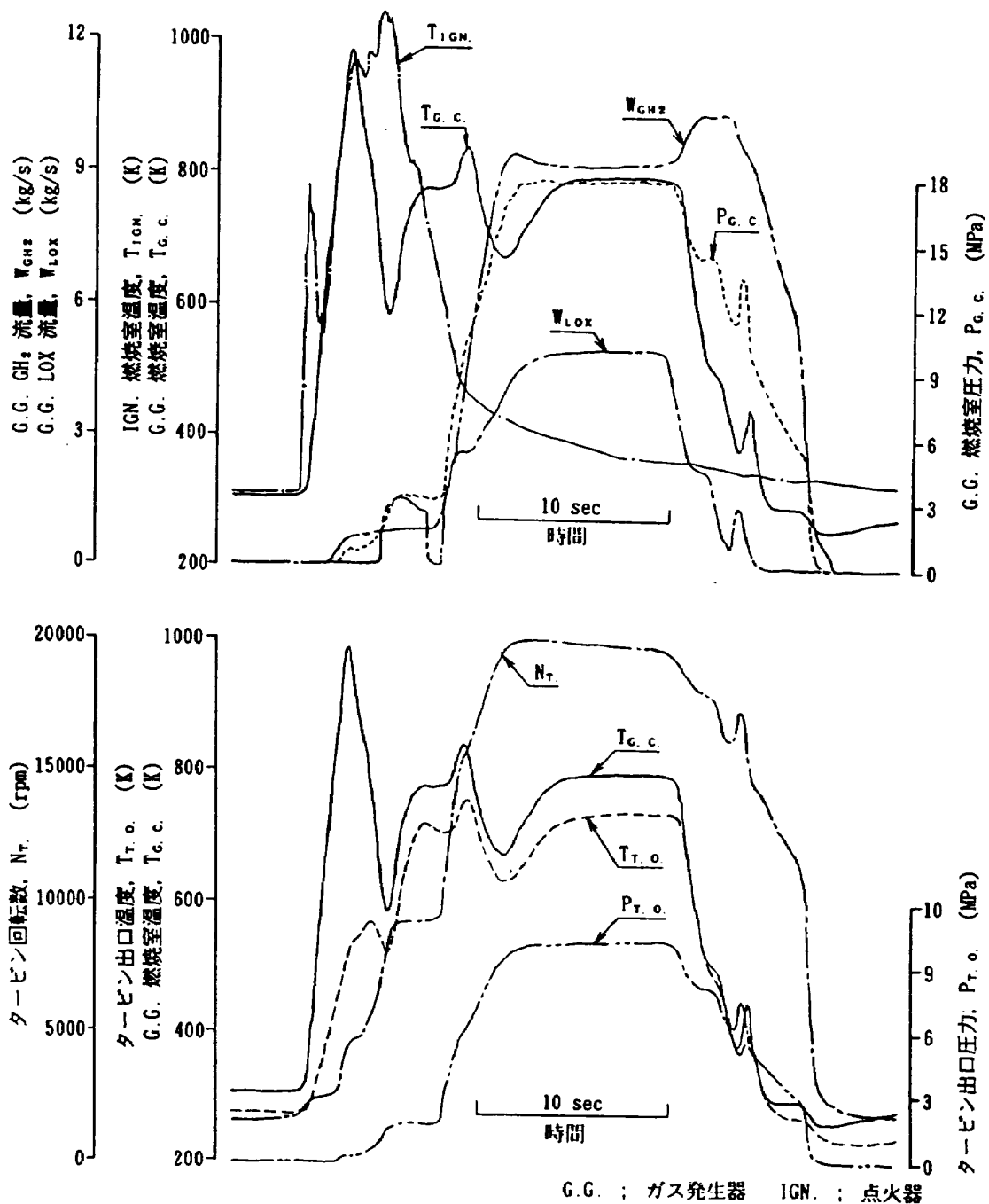


図4.9 点火器，ガス発生器，高圧液酸ターボポンプ試験結果（代表的一例）

図4.9は高圧液酸ターボポンプの定格運転を目的として行われた試験の代表的な結果である。この図から明らかなように、本タービン駆動ガス系は完全に機能し、ガス発生器においては振動燃焼もなく、起動から停止まで安全に機能していることがわかる。

5. タービン駆動用燃焼ガスの排気系統

5.1 概要

高圧液酸ターボポンプのタービンを駆動した高

温・高圧・大流量の排ガスは、既述のとおり騒音・振動を伴うことなく、安全に処理しなければならない。騒音・振動の抑制を目的として一般的に用いている方法としては、減圧弁の複数個配置や、弁下流への多孔板の挿入などがあり、減圧過程を空間的に分散し、衝撃波の発生を軽減している。しかし、これらの方法ではタービン駆動排ガスの流量制御の機能が著しく低下したり配管振動が発生するなどの問題が生じる。このほか、低騒音型の減圧弁の中には、摩擦損失で強引に減圧するも

のがあるが通常非常に高価なものとなり、そして複雑なシステム構成となる。

これらの空気力学的騒音や振動の発生に関する問題の解決として、排ガス処理系統に減圧器を設ける方法が文献1)で報告されている。減圧器の上流と下流にオリフィスを設け、流れをそれらのオリフィスで二重にチョークさせることにより、衝撃波をこの二重チョークの空間内に閉じ込め、それにより騒音や振動を抑制する方法である。極めて簡単なシステム構成が可能となるこの方法をタービン駆動排ガス処理設備の設計に適用することとし、減圧管内流れを模擬した流れモデルによる数値解析を行い、二重チョークによる衝撃波の閉じ込め方法が妥当か考察した。本タービン駆動排ガス処理設備の場合、騒音源は上記空気力学的騒音のほかに大気放出後の燃焼騒音が考えられる。タービン駆動排ガス処理設備における大気放出後の燃焼騒音レベルの推定のために、小型排ガス処理設備に関する予備実験を行った。

5.2 騒音推定予備実験

表 5.1 は高圧液酸ターボポンプを駆動し、タービン駆動排ガス処理設備により処理されるタービン駆動ガスの主要諸量を示す。このような高温・高圧・大流量タービン駆動排ガスの処理を行う際に騒音・振動の発生が予想されることは既に記述した。しかし、それがどの程度かは予測できなかった。そこで、この騒音推定のため、まず図 5.1

に示すような、既設の小型排ガス処理設備による予備実験で、噴流拡散火炎の騒音計測を実施した。図にはこの排ガス処理設備により処理される燃焼ガスの主要諸量および騒音計測位置を示す。この場合の燃焼ガスは酸化剤に液体酸素、燃料にガス水素を推進剤として使用している。図 5.2 にはこの予備実験により得られた実測値を示した。図の音響パワーレベルは小型の既設排ガス処理設備の

表 5.1 タービン駆動ガスの諸量

タービン入口圧力	P_{T1} MPa	23.5
タービン出口圧力	P_{T2} MPa	16.4
オリフィス出口圧	P_{T3} MPa	2.3
駆動ガス流量	W_T kg/s	15.37
タービン入口温度	T_{T1} K	971.0
タービン出口温度	T_{T2} K	925.0
オリフィス径	d_T mm	59.1
比熱比	k_T	1.365
ガス定数	R_T kgm/kgK	250.4
排ガス処理時間※	t sec	25.0

※ 本試験設備における高圧液酸ターボポンプの可能定格試験時間

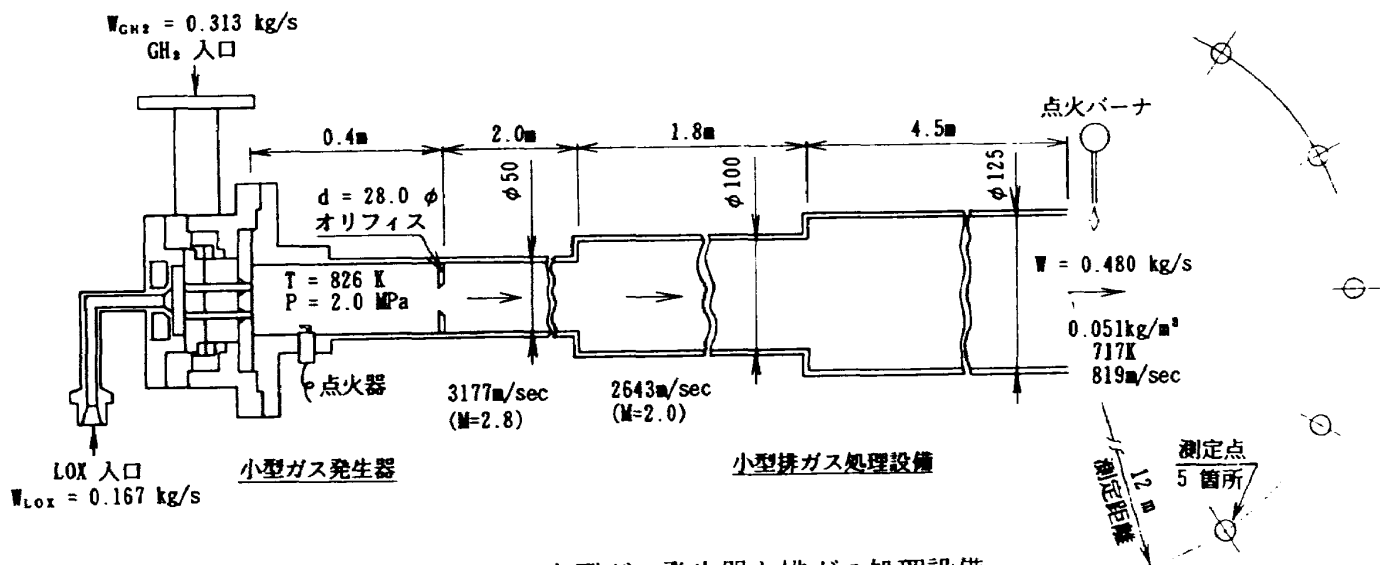


図 5.1 小型ガス発生器と排ガス処理設備

出口を中心とする半径12mの円周上5点の音圧レベルを実測し、その平均値 SPLm から(5)式を用いて求めた。

$$PWL = SPLm + 20 \log r + 8 \quad (5)$$

ここに r は音源と受音点間距離である。

この実測値は、燃焼騒音に配管部で発生した気流の騒音が重畳したものと考えられる。そこで空気力学的騒音の推定値を同じく図 5.2 に示した。空気力学的騒音の推定には Mackinnon の式(文献2))を使用した。図 5.2 の気流音推定値を考慮すると明らかに、1kHz 以下の周波数では燃焼騒音が支配的である。

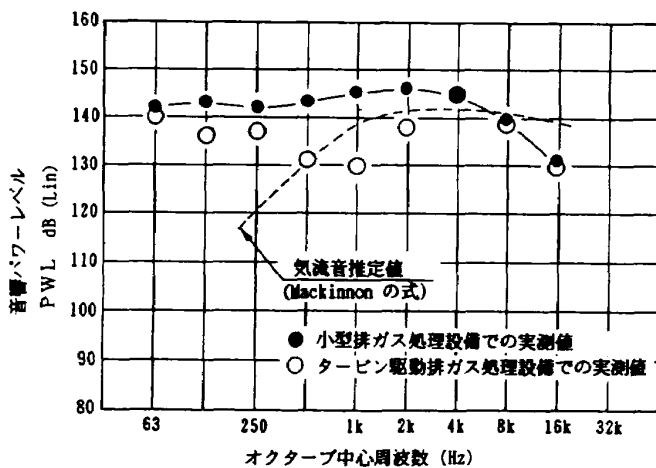


図 5.2 騒音測定結果

5.3 タービン駆動用燃焼ガスの排気系の設計

図 5.3 は、排気に伴う振動・騒音対策が構じられ、安全に排気処理することを目的に完成した、タービン駆動排ガス処理設備の概略を示す。タービンから排出される排ガスは、400A の移送管、6 系列への分岐管、減圧器を経て、出口に設けたプロパンガス点火バーナより燃焼処理される。尚、このシステムの材質、肉厚は、システム管内外面の急激な温度差に対する熱応力解析を行い決定されている。処理すべき排ガス源は 16.4 MPa, 925.0K, 15.37 kg/sec, H₂ 54%, H₂O 46% の水素過剰可燃ガスであるがタービン出口直後の配管にオリフィスが設けられており、約 2.03~2.29 MPa まで減圧される。このオリフィスから減圧器までの配管圧力損失で、減圧器入口では約 1.98~2.25 MPa となる。減圧器はこの圧力を大気圧近くまで減圧させるためのものであり、上流と下流にオリフィスを持った多数の配管で構成され、ここでは管内への衝撃波の封じ込めという方法(文献1))を採用した。排ガス処理設備中の減圧器内に図 5.4 に示されるような 1 inφ 管と称す配管を多数設置し、この 1 inφ 管の入口、出口にオリフィスを設けることを考える。これらのオリフィスを次

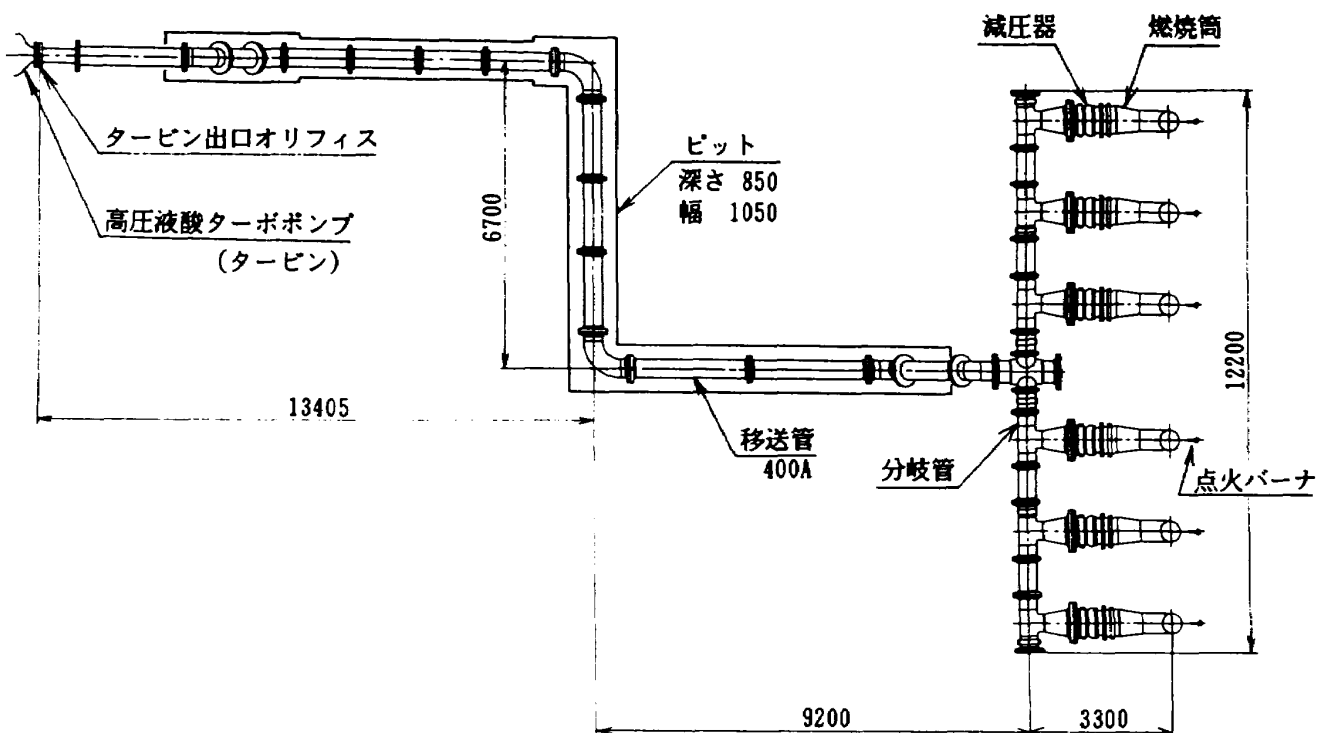


図 5.3 タービン駆動排ガス処理設備

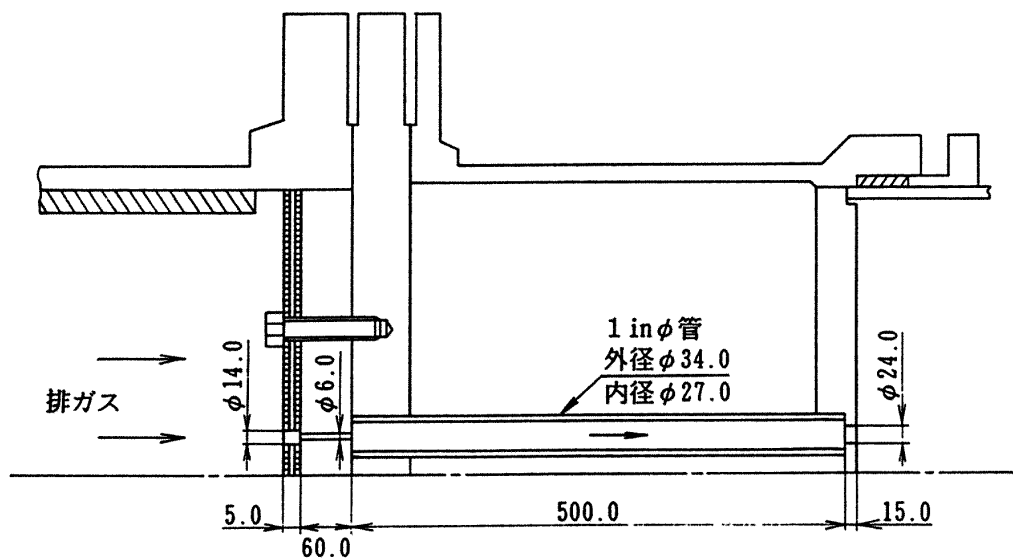


図 5.4 減圧器

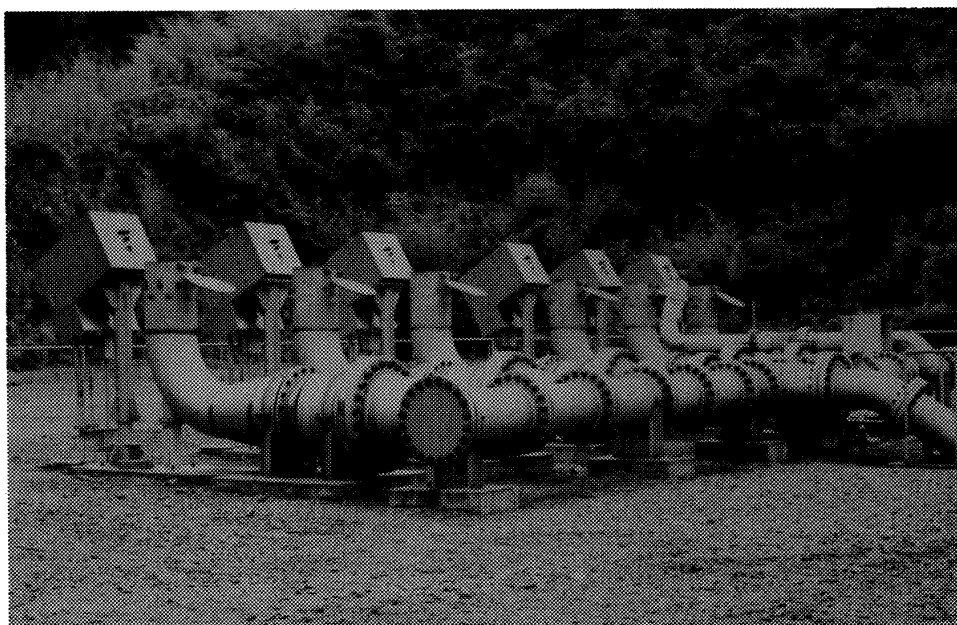


図 5.5 減圧器を含む排ガス処理設備の外観

のような条件を満たすように決定することとした。

- ① 1in ϕ 管内に強い衝撃波を封じ込める。
- ② 出口側はマッハ数 $M=1$ の噴流とする。

以上のようにすることにより出口オリフィス前後の限界圧力比の分だけ入口オリフィス前後の圧力比を軽減するとともに、入口オリフィス後流の衝撃波は 1in ϕ 管の数に分散されることになり騒音低減が計れる。一方、出口オリフィスを設けることにより管内流れを安定化させるとともに、チョークしているため出口オリフィス後流の擾乱が上流に伝播することを防ぎ、1in ϕ 管内に発生する衝撃波を更に安定化させ配管振動の防止を計って

いる。尚、多数の 1in ϕ 管で構成される減圧器に関する考察を付録に詳述した。

5.4 タービン駆動排ガス処理設備騒音実験

図 5.5, 図 5.6 に減圧器を含む排気系の実設備写真と排ガス処理中の火炎状況写真を示す。騒音は設備から 30m 以内の 6 箇所計測した。燃焼騒音のパワーレベル(リニア特性値)を図 5.2 中白丸印で示している。オーバーオールでは 147dB(A) であり、民家(図 3.2)では 70dB(A) 程度となった。

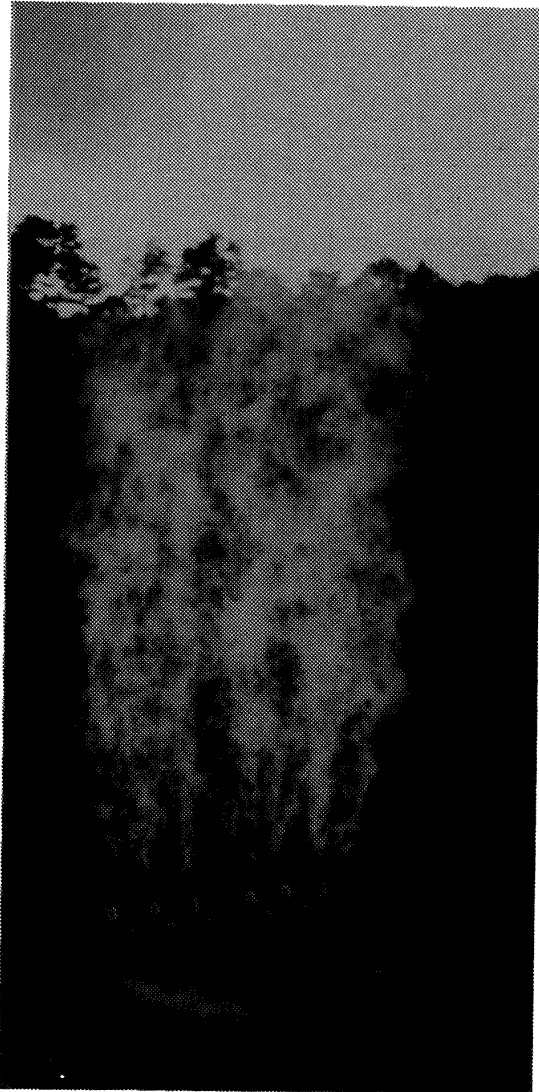


図 5.6 排ガス処理中の火炎状況

6. あとがき

大型高圧液酸ターボポンプの研究開発を行うにあたり、推進剤を高精度に制御し、タービン駆動用の高温・高圧・大流量の燃焼ガスを生成する装置を完成した。タービン駆動後の水素過剰高温・高圧・大流量燃焼ガスを過大な騒音・振動を伴うことなく、安全に排気することができた。

最後に、本試験設備の設計・製作、施工にあたり、多大な御尽力をいただいた(株)神戸製鋼所エネルギー化学本部の方々、ならびにガス発生器を製作された三菱重工業(株)の関係者各位に深甚の感謝の意を表す。

付録 減圧管に関する考察

A1. 数値解析

入口と出口オリフィスを持つ断面積一定の管の中に衝撃波が封じ込められている場合の流れ場を図A-1-1に示すようにモデル化して理論解析を行った。図中の下には、管内の流れのマッハ数と圧力分布の模式図も示している。高圧力排ガスの流れは、開口面積 A_i の入口オリフィスでチョークし、そこから膨張して断面積 A_d の管内に広がり、超音速流れとなる。前後の圧力差により管の途中に衝撃波が発生し、流れは衝撃波を通過することにより亜音速流れとなった後、開口面積 A_e の出口オリフィスでチョークし、大気に放出される。

理論解析における仮定を以下に示す。

- (1) 流れは一次元である。
- (2) オリフィスにおける流れの縮流はなく、管内における境界層を無視する。
- (3) 入口オリフィスからの膨張、及び出口オリフィスへの圧縮は等エントロピー過程とし、その部分の流れの方向の長さは無視する。
- (4) 入口及び出口オリフィスにおいて流れはチョークする。
- (5) 管内での拡大及び縮流損失は無視する。
- (6) 管内の流れは、衝撃波を除いて摩擦を考慮するファノ流れとする。
- (7) 管内に定在する衝撃波は垂直衝撃波である。

計算手順は以下の通りである。ここでは、入口と出口のオリフィスの開口面積が与えられている

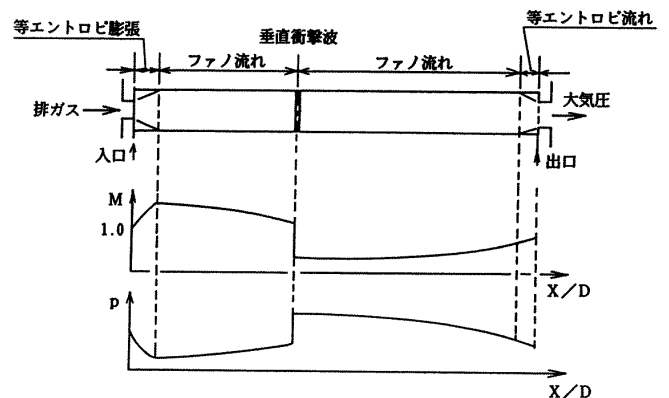


図 A-1-1 1inφ管内の流れ

場合の衝撃波の位置を計算し管内の流れ場を求める。

1. 入口オリフィスと管の断面積比 A_i/A_d から管入口における流れのマッハ数 M_i を等エントロピーの関係から求める。

$$\frac{A_i}{A_d} = M_i \left[\frac{\kappa + 1}{(\kappa - 1) M_i^2 + 2} \right]^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \quad (6)$$

ここでは κ は排ガスの比熱比である。

2. 垂直衝撃波の位置 X/D (X : 衝撃波の管入口からの距離, D : 管の等価直径) を仮定し, 衝撃波直前のマッハ数 M_{ni} をファノ流れの関係式より計算する。

$$4f \frac{X}{D} = F(M_i) - F(M_{ni}) \quad (7)$$

$$F(M) = \frac{1 - M^2}{\kappa M^2} + \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \ln \left[\frac{(\kappa + 1) M^2}{(\kappa - 1) M^2 + 2} \right]$$

ここでは f は管の摩擦係数である。

3. 衝撃波直後の管の流れのマッハ数 M_{ne} を, ランキン・ユゴニオの関係式より求める。

$$M_{ne}^2 = \frac{(\kappa - 1) M_{ni}^2 + 2}{2\kappa M_{ni}^2 - (\kappa - 1)} \quad (8)$$

4. 管の出口における流れのマッハ数 M_e をファノ流れの関係式を用いて計算する。

$$4f \frac{(L - X)}{D} = F(M_{ne}) - F(M_e) \quad (9)$$

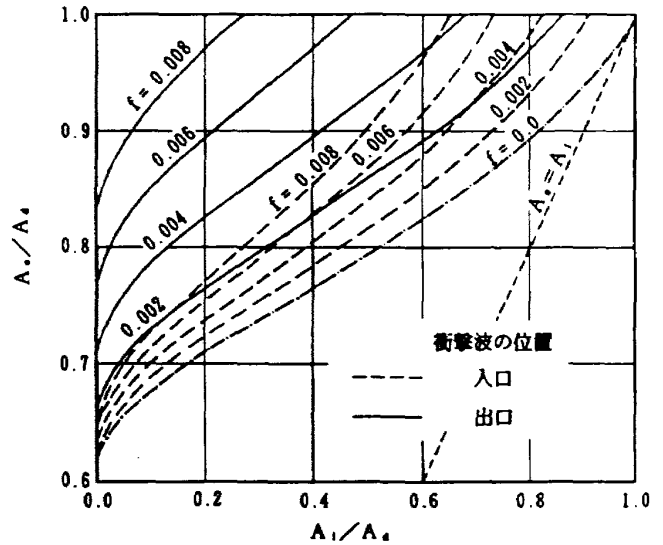
5. 出口オリフィスと管の断面積比 A_e/A_d から出口におけるマッハ数 M_* を等エントロピーの関係から求める。

$$\frac{A_e}{A_d} = \frac{M_e}{M_*} \left[\frac{(\kappa - 1) M_*^2 + 2}{(\kappa - 1) M_e^2 + 2} \right]^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \quad (10)$$

6. 2項~5項を繰返し, 出口マッハ数 M_* が1になるような X/D を求める。
7. その他の流れの諸量を各々の関係式から求める。

A2. 解析結果

管内に衝撃波が封じ込められる範囲の計算結果の一例を図A-2-1に示す。これは管の長さ $L=$



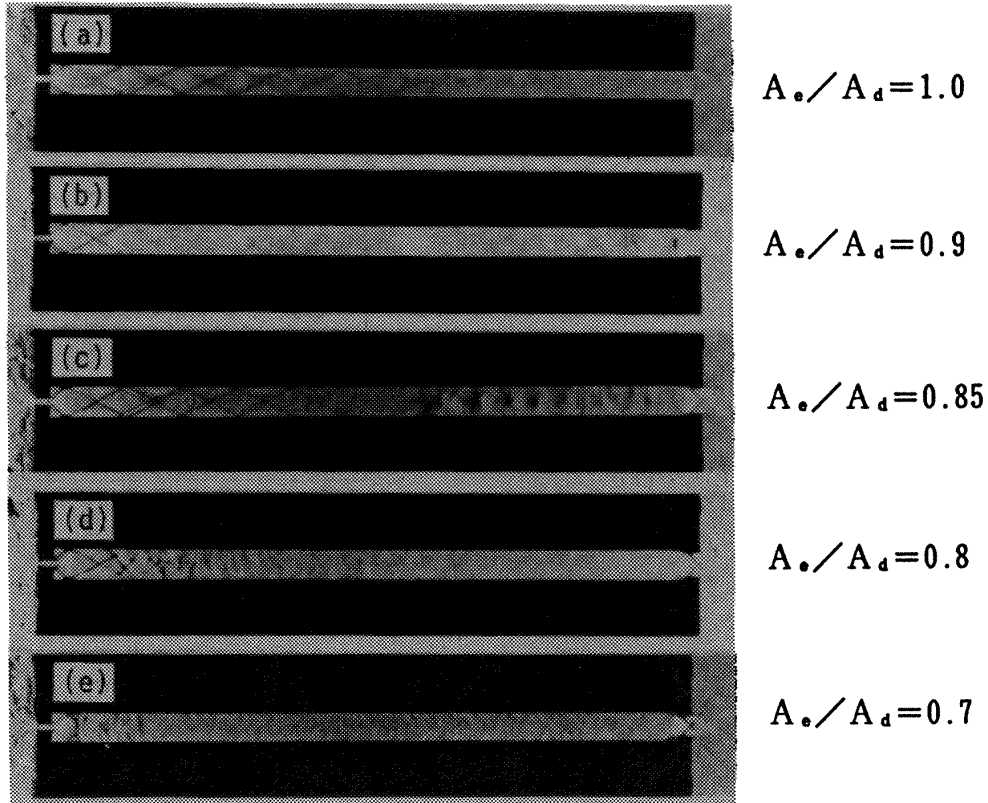
図A-2-1 衝撃波封じ込め限界

210mm, 等価直径 $D=15.75\text{mm}$ (管の断面 $10 \times 20\text{mm}$), 比熱比 $\kappa=1.4$ の場合で, 横軸は入口オリフィスと管の断面積比 A_i/A_d , 縦軸は A_e/A_d で, パラメーターは管の摩擦係数 f である。実線は衝撃波が管の出口にある場合を示し, 破線は管の入口にある場合を示す。 f が一定の場合の, 実線と破線との領域では, 管の中に衝撃波が封じ込められる。実線の上側は, 衝撃波が管の出口を通り抜け, 管内全体が超音速流れとなる領域である。破線と $A_e = A_i$ の点線との間の領域では, 衝撃波は入口オリフィスからの噴流の中に存在することとなり, 管内の流れは亜音速となる。点線の下側では, 出口オリフィスの方の面積が入口より小さいので入口オリフィスで流れがチョークすることはなく, 従って, 管内に衝撃波は発生しない。一点鎖線は $f=0$ の計算値で, この場合, $f=0.0$ の線上でのみ衝撃波が管内に封じ込められる。

A3. 光学観察

断面 $10 \times 20\text{mm}$ の流路の入口, 出口に絞りを設けたテストセクション ($A_i/A_d=0.2$) について衝撃波風洞実験 (文献1) を実行し, 得られた流れの代表的なシュリーレン写真を図A-3-1の(a)~(e)に示す。

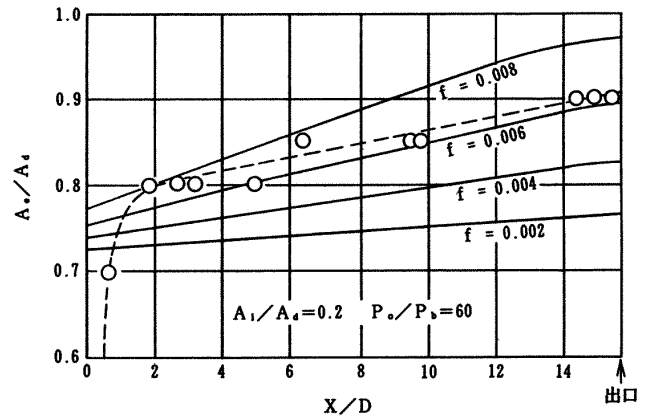
図中(a)は $A_e/A_d=1.0$ の場合で, 入口オリフィスより発生した斜め衝撃波が管内下流に向かって反射を繰返しているのが観察され, 管内はすべて超音



図A-3-1 封じ込め衝撃波のシュリーレン写真
 $A_i/A_d=0.2 \quad P_0/P_b=60$

速流れで、出口において流れはチョークしていないと思われる。図中(b)は $A_e/A_d=0.9$ の場合で、管の出口近くに衝撃波が観察される。更に出口オリフィスを絞ると、図中(c)と(d)に示すように、管内において衝撃波は境界層と干渉し、多数の衝撃波を伴う擬似衝撃波となり、その長さは等価直径の10倍程にもなっている(文献3)。更に絞って $A_e/A_d=0.7$ の図中(e)の場合には、擬似衝撃波は入口オリフィスからの噴流に先頭衝撃波が入った形状になり、管内の流れのほとんどが亜音速流れとなる。

擬似衝撃波を構成する衝撃波群の中で最も強いのは先頭衝撃波であるから(文献4)、管内に定在する衝撃波が擬似衝撃波の場合にはその位置を先頭衝撃波で表すことにする。光学観察より求めた管内に定在する衝撃波の位置(管入口から衝撃波までの距離を管の等価直径で無次元化した長さ X/D)、と出口オリフィスの絞り比(出口オリフィスの開口面積と管の断面積の比 A_e/A_d)との関係を図A-3-2に示す。実験条件は図A-3-1と同じで、図の丸印は実験値、実線は前述の流れのモ



図A-3-2 管内衝撃波の位置

デルによる計算値である。図より、 $X/D > 2$ での実験値は $f=0.006$ の計算値にほぼ一致している。 $X/D < 2$ での実験値が計算値とずれているのは、図A-3-1(e)に示すように衝撃波が入口オリフィスからの噴流の中に入ってしまいうために衝撃波の強さが理論値より弱くなることや、オリフィスにおける流れの縮流を考慮していないためと思われる。

以上の現象に基づいて、1inφ管の本数、入口・出口のオリフィス径等をどのように定めてゆく

かは参考文献1)に詳述されている。最終的な形状は、排気配管を減圧器前で6系列に分配し、各系列に126本ずつの1in ϕ 管を設け、入口オリフィス径を4 ϕ 、出口オリフィス径を24 ϕ とした。更に、燃焼騒音軽減のため排ガス出口速度を、騒音推定予備実験(燃焼騒音の推定)のケースの7割程度に低く設定した。

参 考 文 献

- 1) 松尾ほか：九州大学大学院，総合理工学研究科報告，第9巻第1号，43.
- 2) J. G. Mackinnon：計測自動制御学会主催，調節弁に関する講習会テキスト (RECENT ADVANCES IN STANDARDIZING VALVE NOISE PREDICTION)，(昭59.2)，31.
- 3) 生井，松尾：圧縮性流体の力学，(1977.3)，98，理工学社.
- 4) 生井，松尾，永井：日本機械学会論文集，39-326 (1973.10)，3054.

航空宇宙技術研究所資料 631号

平成3年1月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1
電話三鷹(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
