

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-461

液酸・液水ロケットエンジン用
高空燃焼試験設備排気装置の模擬試験

熊谷達夫・宮島 博・鎌田 真
佐藤政裕・阿部 登・須藤孝幸
山田 晃・河内山治朗

1982 年 3 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. ま え が き	1
2. 試験装置および供試体	2
2.1 模擬試験条件	2
2.2 試験装置	4
2.3 供試体	7
3. 試験結果.....	13
3.1 スタートおよびブレイクダウン特性.....	13
3.2 低圧室圧力	18
3.3 デフューザ熱流束.....	20
3.4 スプレイクーラ特性.....	29
4. 試験実施中に起った問題.....	33
4.1 スタート後の低圧室への燃焼ガスのもどり.....	34
4.2 デフューザの焼損	34

液酸・液水ロケットエンジン用 高空燃焼試験設備排気装置の模擬試験*

熊谷達夫** 宮島 博** 鎌田 真**
佐藤政裕** 阿部 登** 須藤孝幸**
山田 晃*** 河内山治朗***

概 要

LE-5型エンジンの約1/13.6リニアスケールのノズルをもつ酸素・水素推進薬のモデルロケットエンジンを用いて、宇宙開発事業団の高空燃焼試験設備(以下「NASDA HATS」という)排気系の超音速デフューザ等についてモデル試験をおこなった。推進薬混合比5.5におけるブレイクダウン圧力比(燃焼室圧/デフューザ背圧)は約6.5であり、混合比によるブレイクダウン圧力比の変化はわずかであった。定常時のデフューザ作動圧力比がブレイクダウン圧力比の1.1倍以上では着火時のスタート圧力比はブレイクダウン圧力比と同程度であり、NASDA HATSのコンフィグレーションは十分な余裕をもつ。低圧室圧力は13 torr以下が期待できる。デフューザの熱流束はセカンドスロート後端から拡大部の始めにかけて最大となり、超音速部の熱流束の5倍以上になり得る。燃焼ガス冷却用スプレイ水流量のプロペラント流量に対する比の設計値3.08は十分安全な値とみなすことができる。また上記の比2.7~3.2の範囲ではスプレイ水量の変化によるデフューザ背圧およびエゼクタ吸入圧の変化はわずかであった。

1. ま え が き

ロケットエンジンの高空性能試験設備の排気系統は超音速デフューザ、燃焼ガス冷却器および蒸気エゼクタ等からなっている。これらの各要素の内部における流れはきわめて複雑であり、それらの性能を精度良く予測することは困難である。設計性能を能率よく確認する為にはサブスケールモデルによる試験が現在のところは最も有益な手段であると考えられる。このような考え方のもとで航空宇宙技術研究所(以下「NAL」という)において、GN₂を作動流体としたデフューザの実験^{1),2)}、蒸気エゼクタ

の実験³⁾およびGO₂/GH₂燃焼ガスを作動流体とした場合のデフューザの実験等をおこなってきた。

本研究は上記の成果をふまえて、NALと宇宙開発事業団(以下「NASDA」という)の共同研究「液酸・液水エンジン用燃焼器系の研究」の一部分として、NASDAの高空燃焼試験設備(NASDA-HATS)のデフューザの約1/13.6スケールのデフューザの空力的特性を求めることを主たる目的としたものである。作動流体をGO₂/GH₂燃焼ガスとしているため、デフューザ部の冷却および燃焼ガスの冷却に関してもある程度の知見が得られることを期待した。試験は昭和55年9月と10月におこなわれたものである。

記 号 表

A : 面積(断面積または伝熱面積)

* 昭和56年12月24日受付

** 角田支所

*** 宇宙開発事業団

A^*	: 燃焼器スロート部断面積	T_{aW}	: 断熱壁温度
A_D	: デフューザ入口部断面積	T_C	: 冷却水バルク温度
C_{PO}	: 燃焼室凍結比熱	T_{CWO}	: デフューザ冷却水出口温度
C^*	: 特性排気速度	T_D	: デフューザ内平均全温度
D	: 直径	T_{DW}	: デフューザ壁面温度
h	: 熱伝達係数	T_S	: 飽和温度
ΔH_1	: 燃焼ガス温度を400℃まで下げるのに必要なエンタルピ落差	T_{SCO}	: スプレイ冷却器出口ガス温度
ΔH_2	: デフューザ部における熱吸収量による燃焼ガスのエンタルピ降下	T_{SCOA}	: 同上平均
\dot{m}	: 質量流量	T_W	: 壁面温度
\dot{m}_P	: プロベラント質量流量	U	: ガス流速
\dot{m}_{SP}	: スプレイ冷却水質量流量	U_e	: 境界層外縁流速
M	: マッハ数	V	: 冷却水流速
MR	: 混合比 (酸素質量流量 / 水素質量流量)	X_D	: デフューザ入口面からの距離
MW	: 分子量	δ^*	: 境界層排除厚さ
P	: 圧力	γ	: 比熱比
P_C	: 燃焼室圧力	μ_0	: 燃焼室の条件で求めた粘度
P_{CWI}	: 給水マニホールド入口圧力	η_C^*	: 特性排気速度効率
P_C/P_{DB}	: 作動圧力比	η_{Sub}	: 亜音速デフューザの断熱効率
$(P_C/P_{DB})_{BR}$: ブレークダウン圧力比	ρ	: 密度
$(P_C/P_{DB})_{ST}$: スタート圧力比	添 字	
P_{DB}	: デフューザ背圧	BR	: ブレークダウン
P_{EI}	: エゼクター吸入圧力	ST	: スタート
P_{NE}	: ノズル出口壁面静圧	STY	: 定常時
P_r	: プラントル数	th	: 理論値
P_{TE}	: エゼクターノズル蒸気圧	略 語	
P_V	: 低圧室圧力	GH_2	: 水素ガス
P_V/P_C	: 低圧室圧力比	GO_2	: 酸素ガス
P_W	: 壁面静圧	GN_2	: 窒素ガス
\dot{q}	: 熱流束	NASDA	: 宇宙開発事業団
\dot{q}_{BO}	: パーンアウト熱流束	NAL	: 航空宇宙技術研究所
\dot{Q}	: 熱流量	HATS	: 高空燃焼試験設備
\dot{Q}_{CW}	: デフューザ冷却水体積流量		
\dot{Q}_{SP}	: スプレイ冷却水体積流量		
r	: 半径		
R_{ed}	: 管径基準のレイノルズ数		
R_W	: 壁面半径		
S_t	: スタントン数		
t	: 時間		
T	: 温度		

添 字

 BR : ブレークダウン ST : スタート STY : 定常時 th : 理論値

略 語

 GH_2 : 水素ガス GO_2 : 酸素ガス GN_2 : 窒素ガス

NASDA : 宇宙開発事業団

NAL : 航空宇宙技術研究所

HATS : 高空燃焼試験設備

2. 試験装置および供試体

2.1 模擬試験条件

NASDA-HATSの排気装置の主要素を図式的に図1に示す。装置は直列につながれた3段式エゼクタとみなすことができる。第1段は供試エンジンと超音速デフューザからなる零2次流エゼクタ、すなわち、定常時には正味の吸込流量が零となるエゼク

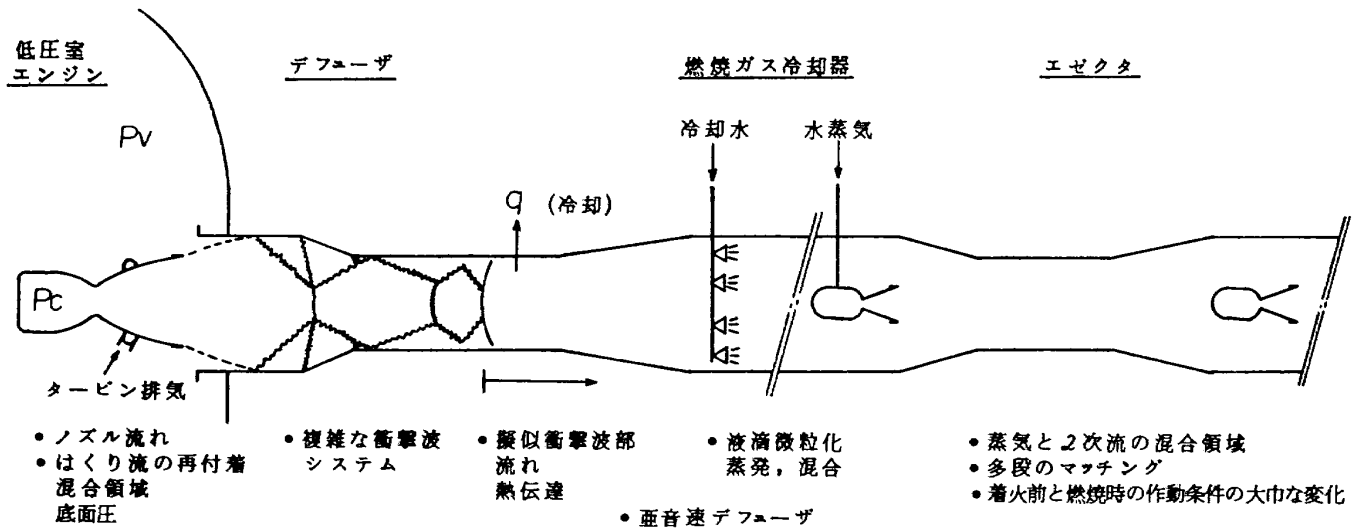


図1 排気装置の主要素

表1 実機およびスケールモデルの設計諸元

項目	記号	単位	実機	モデル	備考
〔エンジン〕					
推進薬	—	—	LOX/LH ₂ *	GO ₂ /GH ₂	
燃焼室圧	P_C	kg/cm ² , abs	35	20	ノミナル値
混合比	MR	—	5.5	5.5	'
推進薬流量	\dot{m}_p	kg/s	226	070	'
ノズルスロート直径	D^*	mm	136	10	
ノズル開口面積比	ϵ	—	140	140	
ノズル形状	—	—	75%ベル	75%ベル	
〔デフューザ〕					
入口直径	D_D	mm	1760	1294	
デフューザ入口平行部長さ/入口径	L_D/D_D	—	1.02	1.02	
ななめ部半頂角	θ_{ST}	deg	6	6	
セカンドスロート直径	D_{ST}	mm	1370	100	
セカンドスロート/ノズルスロート面積比	A_{ST}/A^*	—	101.5	100	
セカンドスロート/デフューザ入口面積比	A_{ST}/A_D	—	0.606	0.597	
セカンドスロート長さ/直径比	$(L/D)_{ST}$	—	8.18	8.28	
亜音速部半頂角	θ_{SB}	deg	4	4	
亜音速デフューザ面積比	A_E/A_{ST}	—	4.48	4.54	
デフューザ背圧	P_{DB}	torr	280	160	ノミナル値
〔スプレイ冷却器〕					
スプレイ水流量	\dot{m}_{sp}	kg/s	69.7	216	ノミナル値
スプレイ水/推進薬流量比	\dot{m}_{sp}/\dot{m}_p	—	3.08	3.08	

* 燃焼室入口における水素温度は約140K

タであり、2段式蒸気エゼクタに直列に連結される。デフューザと蒸気エゼクタの中間部には、燃焼ガスの温度を下げるための燃焼ガス冷却器がおかれる。図1には、各要素の内部の現象で、特に理論的な解析が困難と考えられる項目を示す。排気装置の下流へ行くに従って、現象に關与するパラメタが多くなり、正確な解析がより困難となる。従って、蒸気エゼクタの設計には、より大きな余裕をもたせた設計が必要となる。蒸気エゼクタ系についてはNASDA-HATSの1/10程度の大きさの供試体を用いた実験データがあるので³⁾、今回の模擬試験では、主としてデフューザに着目した。

超音速デフューザの特性は第一義的には非粘性流の構造に支配されるので、ノズル出口部において、Goethertの相似パラメタ⁴⁾

$$\frac{\gamma M_{NE}^2}{\sqrt{1-M_{NE}^2}}$$

が、実機とモデルで同一の値をとらなければならない。ここで γ は比熱比、 M はノズル出口面のマッハ数である。作動流体が同じならば、 γ は同一であるから、ノズル出口マッハ数を同一とするには、実機とモデルを相似にすれば良いことになる。しかしながら実際には後述のように、ノズル流は1次元的でもなく、実機とモデルの大きさが異なるので、同一推進薬を用いたとしても、非平衡効果のために、非粘性流においてすら、流れの相似性を保つことは困難である。従って、実機のLOX/LH₂推進薬燃焼ガスの挙動を模擬するには何らかの妥協が必要である。ここではGH₂/GO₂燃焼ガスを作動気体として用いた。これによって、近似的に燃焼ガスの物性および全温度のレベルを模擬できるものと考えた。

表1に実機の設計諸元と模擬試験供試体諸元を比較して示す。実機はH1-ロケット第2段用LE-5エンジンの試験のための設備であり、模擬試験供試体はその約1/13.6スケールである。実機エンジンの燃焼室圧 P_C は35kg/cm², a. であるが、モデルロケットにおいてはスロート部の冷却能力に心配があったため20kg/cm², a. とした。燃焼室圧による燃焼温度、物性値等の変化はわずかなので、 $P_C \approx 20$ kg/cm², a. でもモデル試験目的に支障はないものと

考えた。

後述のように、デフューザのブレイクダウン圧力比はかなりの精度で推定可能であるが、スタートとブレイクダウンの圧力比に大きな差がある場合(ヒステリシス)も考慮して、実機においてはデフューザ背圧、つまりエゼクタの吸込圧は十分な余裕をみた低い値として設計されている。モデルにおいては $P_C = 20$ kg/cm², a. なので、ノミナル値として模擬すべき背圧は、燃焼室圧/デフューザ背圧の比を実機とモデルで同一として、

$$P_{DB, model} = \frac{20}{35} \times 280 = 160 \text{ torr}$$

となる。

製作上の都合によってモデルと実機における各部寸法比は完全に一致してはいないが、試験の目的には支障はないものと判断された。

なお、デフューザおよびスブレイ冷却器の熱的特性を正しく模擬するためには、流れのレイノルズ数をできるだけ実機に近づける必要があるが、これは小型モデルでは不可能なので、熱的データは単なる参考値とみなす方針とした。

2.2 試験装置

試験装置は2段式蒸気エゼクタ系、GH₂, GO₂供給系および冷却水供給系等よりなっている。装置詳細は別の場所⁵⁾に記述しているので、ここでは図2にその系統を測定項目と合わせて示す。また表2に計測項目と推定精度を示す。図2においてモデルエンジンからエゼクタ入口部までが本試験の供試体で、デフューザ背圧(P_{DB})はスブレイ噴射部下流約7cmの位置で計測した。蒸気エゼクタ系は推力10トンエンジンの1/10スケールまでの試験が可能なので、NASDA HATSのコンフィグレーションと比較すれば過大な容量をもっているため、その入口部にオリフィスを挿入することによって、デフューザ背圧のシミュレーションをおこなった。

表3の蒸気エゼクタの主要な寸法を示す。第1段と第2段を蒸気ノズルスタグネーション圧12kg/cm², Gで作動させたときの特性を図3に示す。試験で用いた燃焼室圧に対応するエゼクタ吸込圧をハッチングで示した。デフューザ背圧のノミナル値は

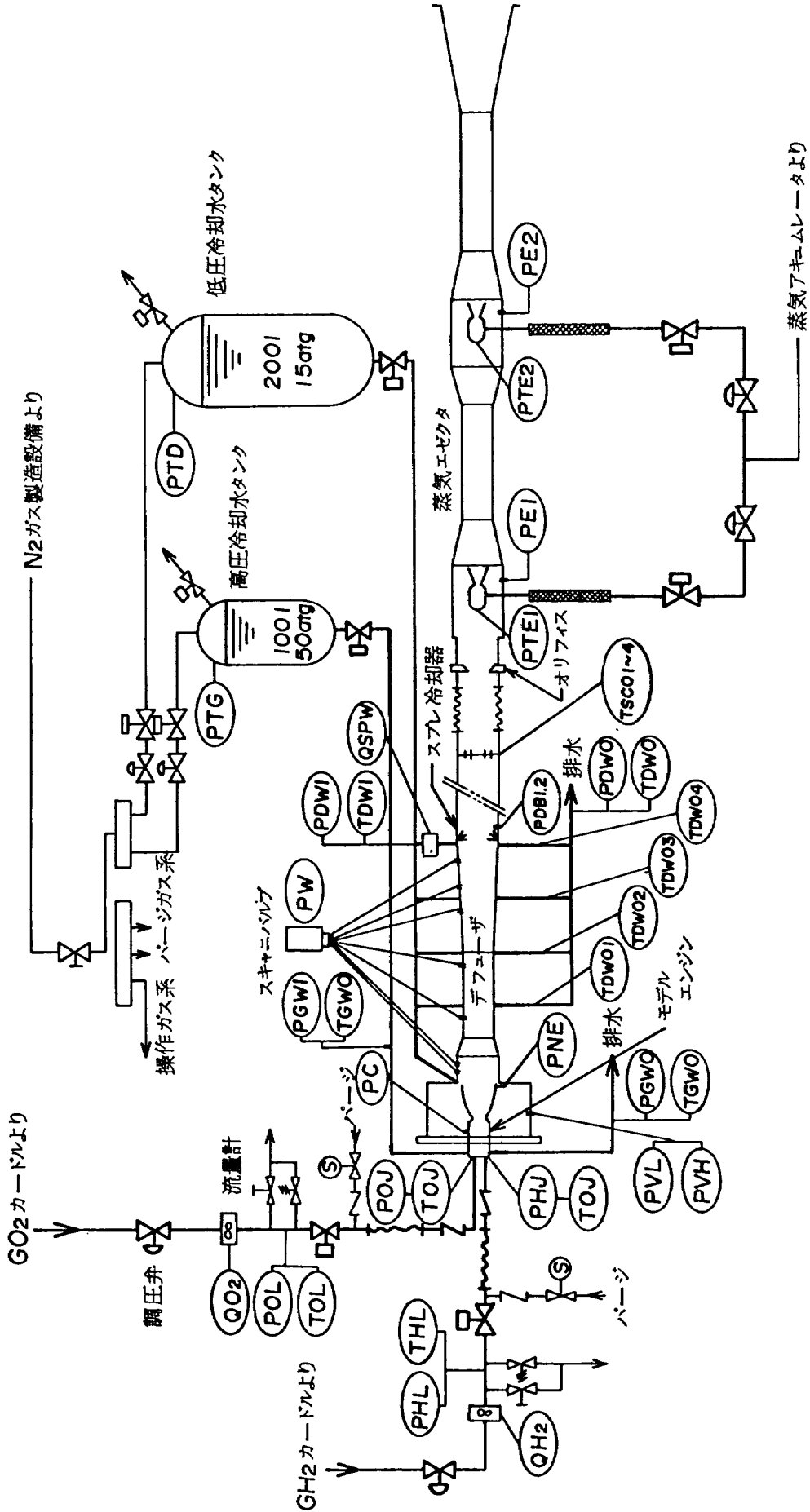
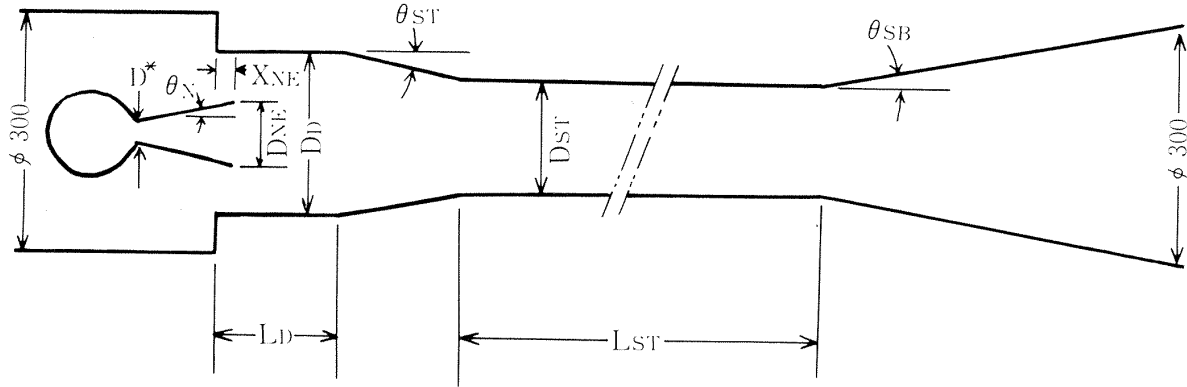


図 2 実験装置系統図

表2 計測項目

計測項目	記号	メーカー及び型式	計測精度
GH ₂ ライン圧力	PHL	新興 PR-100B	0.36%
GO ₂ "	POL	共和 PG-100Ku	0.34%
GH ₂ インジェクタ圧力	PHJ	新興 PR-50B	0.36%
GO ₂ "	POJ	" "	0.37%
1Eノズル圧力	PTE1	共和 PG-50Ku	0.34%
2E "	" 2	" "	0.34%
燃焼圧	PC	新興 PR-50B	0.30%
G・G冷却水タンク圧	PTG	" "	0.28%
デフューザ冷却水タンク圧	PTD	" PR-20B	0.28%
G・G冷却水入口圧	PGWI	" PR-50B	0.29%
" 出口圧	PGWO	" "	0.30%
デフューザ冷却水入口圧	PDWI	共和 PG-20Ku	0.34%
" 出口圧	PDWO	" "	0.31%
低圧室圧 (Low)	PVL	B & H 0.5 psia	±1.0 torr
" (High)	PVH	" 2.5 psia	±1.5 torr
デフューザ背圧 (1)	PDB1	" 1.5 psia	0.28%
" (2)	PDB2	新興 DHF-1K	0.33%
1E吸込圧	PE1	" "	0.28%
2E "	" 2	" "	0.28%
スキヤニバルブ圧	PW	B & H 15 psia	0.38%
ノズル出口圧	PNE	" "	0.31%
GH ₂ 流量	QH ₂	C O X MODEL・GL-10	0.62%
GO ₂ "	QO ₂	" " GH-10	1.09%
SP "	QSPW	" " AN-8	0.63%
GH ₂ ライン温度	THL	千野 C・A熱電対	±1.7℃
GO ₂ "	TOL	" "	±1.0℃
GH ₂ インジェクタ温度	THJ	" "	±1.2℃
GO ₂ "	TOJ	" "	±1.2℃
G・GCW入口温度	TWGI	" "	±1.6℃
" 出口温度	TCWI	" "	±1.5℃
D・CW入口温度	TDWI	" "	±1.2℃
D・CW出口温度 (1)	TDO1	" "	±1.0℃
" (2)	" 2	" "	±2.0℃
" (3)	" 3	" "	±2.0℃
" (4)	" 4	" "	±1.5℃
D・CW全出口温度	TDO	" "	±1.7℃
EJEC入口温度 (1)	TSCO1	岡崎 "	±4.8℃
" (2)	" 2	" "	±4.6℃
" (3)	" 3	" "	±4.5℃
" (4)	" 4	" "	±4.3℃

表3 蒸気エゼクタコンフィグレーション



Item \ (code)	First Stage (N2-ST4)	Second Stage (N21-2EM)
D^* (mm)	20.	38.1
θ_N (deg)	14.8	15.3
A_{NE}/A^*	10.7	5.56
X_{NE} (mm)	9.6	13.8
θ_{ST} (deg)	5.8	5.9
D_D (mm)	195.7	217.3
L_D (mm)	127.8	130.3
L_{ST} (mm)	803.	997.5
D_{ST} (mm)	144.6	165.9
A_{ST}/A_D	0.574	0.583
θ_{SB} (deg)	~6	~6

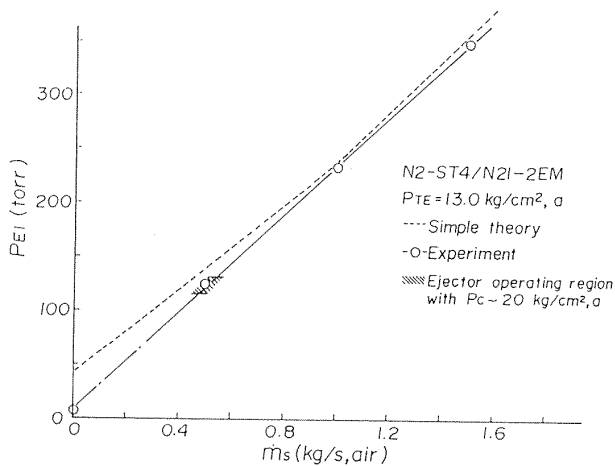


図3 2段式エゼクタの特性

160 torr であるから(表1参照), 図3よりオリフィスによって約30~40mmHgの圧力損失をあたえなければならない。実際にはデフューザ背圧を130~250 torrの範囲で変化させるため, 75mm~120mm 直径の数種のオリフィスを交互にエゼクタ

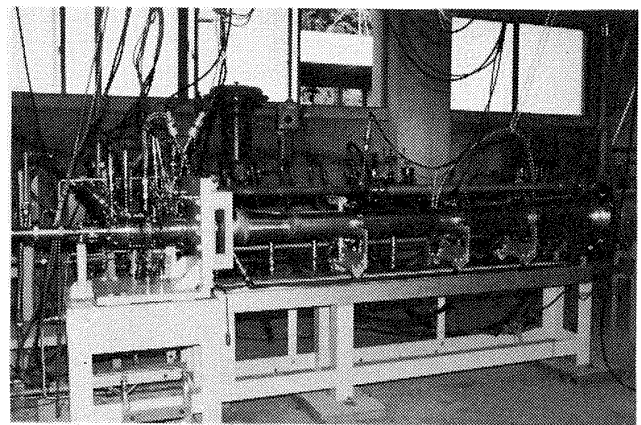


図4 供試体主要部

入口部に装着した。

2.3 供試体

供試体はモデルエンジン, デフューザおよびスプレイ冷却器からなる。供試体主要部の写真を図4に示す。

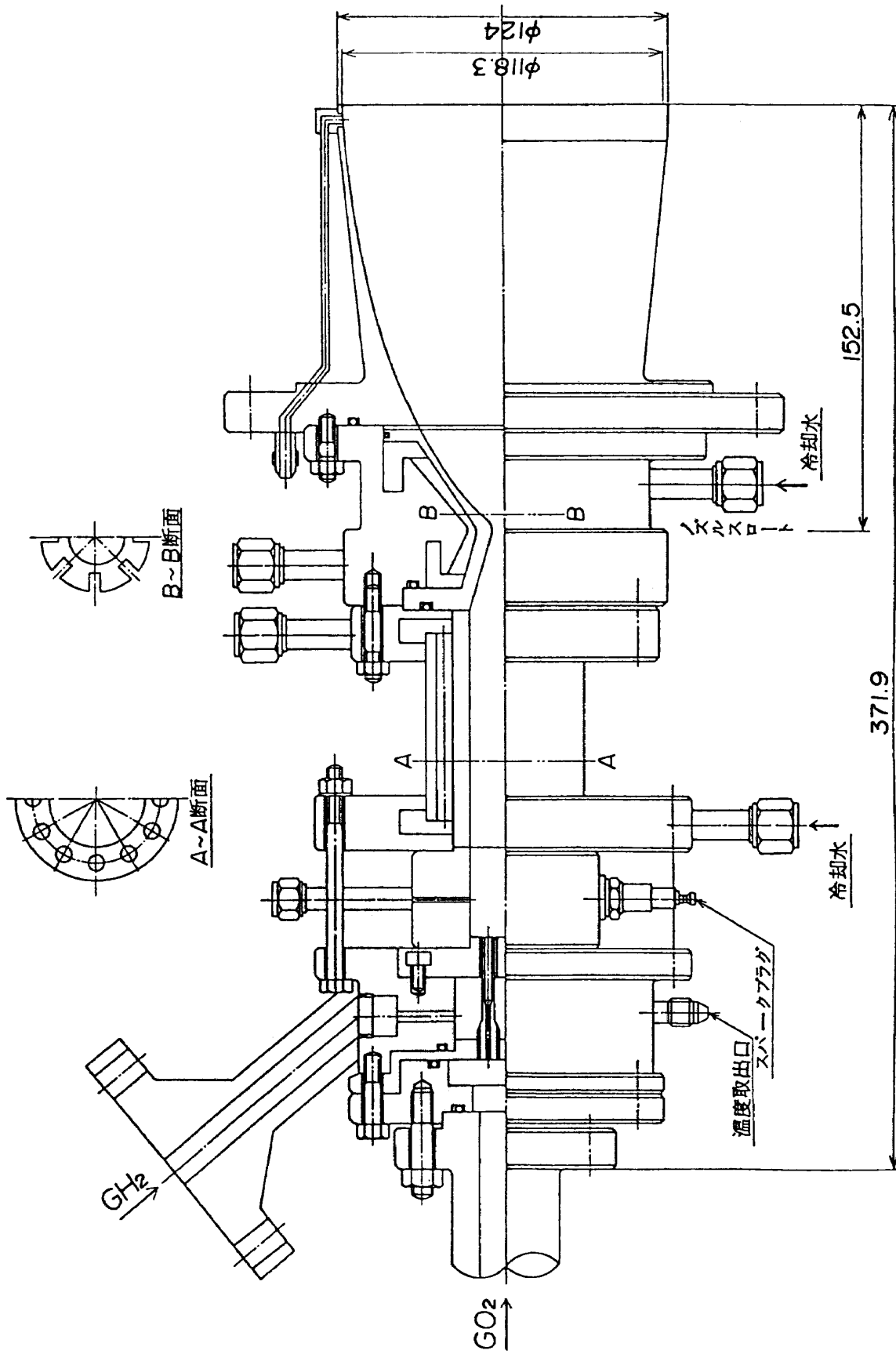


図5 モデルエンジン

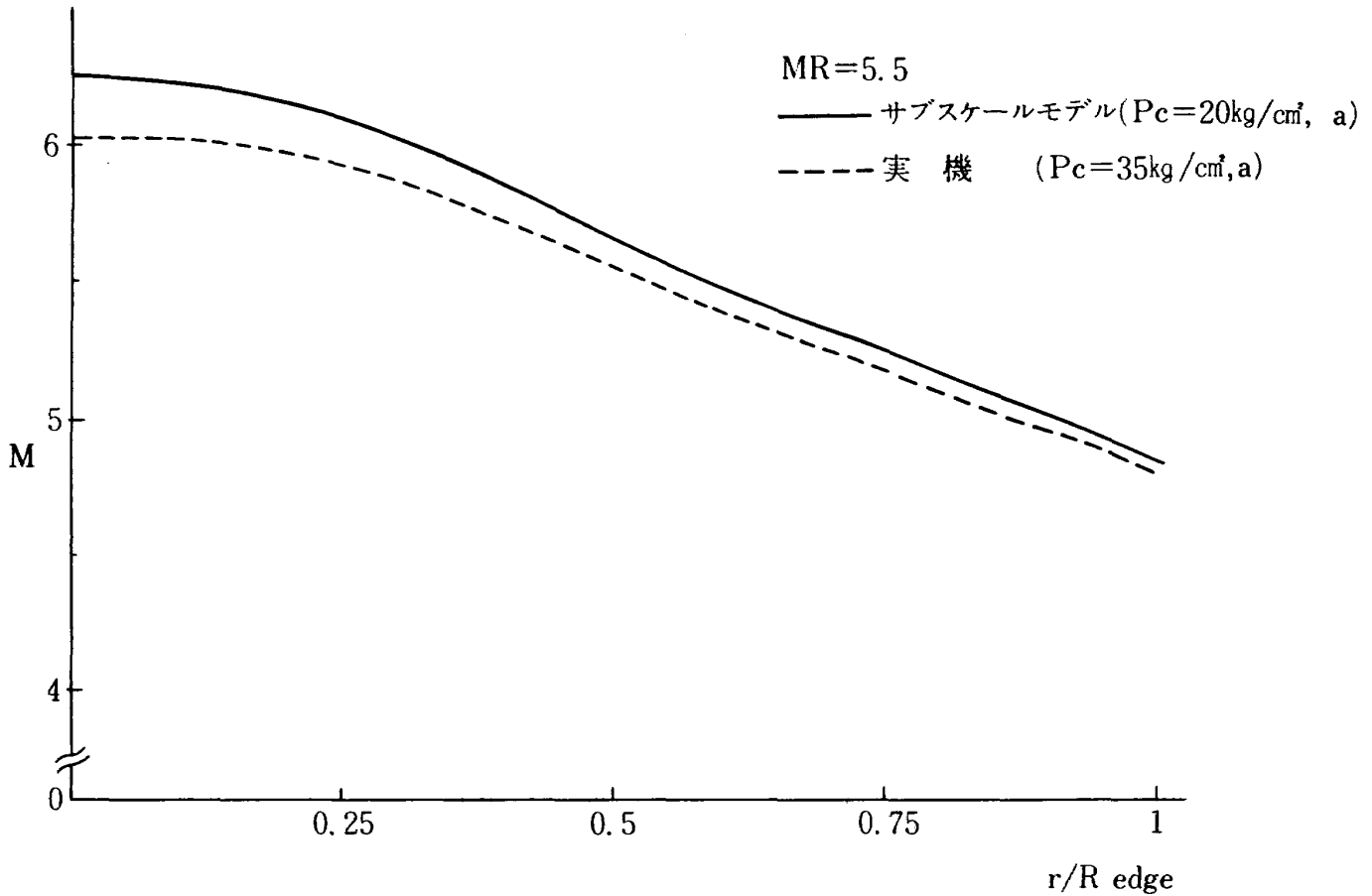


図6 ノズル出口面マッハ数分布 (非粘性)

2.3.1 モデルロケットエンジン

図5にモデルの略図を示す。モデルロケットのスロート径は10mmであり、ノズルの収縮部、スロート部断面の曲率半径、超音速部形状はLE-5エンジンのその1/13.6となっている。ノズル部は開口面積比25の位置まで溝型冷却チャンネルを通る冷却水によって冷却されており、面積比25から140までは銅製無冷却ノズルとなっている。熱膨張によるノズル内筒の変形をさけるため、内筒の下流方向への変位をゆるす構造とした。

モデルと実機のノズル出口面における流れの性質の相異の程度を示すために、軸対称非平衡ノズル解析プログラム⁶⁾を用いて計算を行った。図6にノズル出口面のマッハ数分布を示す。Redgeは実際の壁の半径座標から境界層排除厚さをさしひいた値である。モデルと実機のマッハ数分布は同じ傾向ではあるが、モデルにおいては、寸法が小さいことによる化学非平衡損失が大きく、ノズル内のガス温度が低くマッハ数がやや大きくなる。なお排除厚さはモデルでは

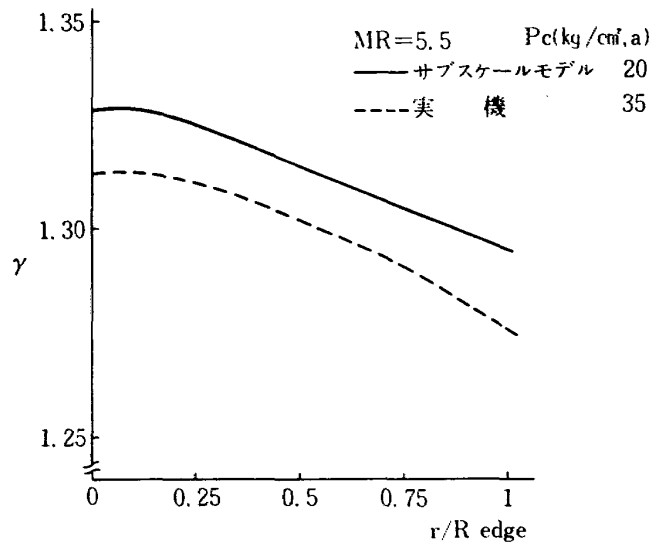


図7 ノズル出口面における比熱比の分布

$$\delta_m^* = 1.82 \text{ mm}, \quad \left(\frac{\delta^*}{R_w}\right)_m = 0.038$$

実機では

$$\delta^* = 14.02 \text{ mm}, \quad \left(\frac{\delta^*}{R_w}\right) = 0.0174$$

と計算される。境界層排除厚さの壁半径に対する比

率が実機ではモデルよりも小さいので、ノズルおよびデフューザ性能は実機の方がより良いことが期待できる。いい変えと、モデル試験データは安全側の値をだしうることになる。図7に比熱比の分布を示す。マッハ数の分布と類似の傾向がみられる。デフューザのブレイクダウン圧力比は計算によれば⁷⁾ γ の値が大きければ大きいので、少なくともブレイクダウン圧力比に関していえば、モデル実験結果は実機の性能予測においては安全側の値をあたえることになる。

2.3.2 デフューザ

図8に供試セカンドスロート型デフューザの主要寸法と構造概念を示す。このデフューザのブレイクダウン圧力比 $(P_C/P_{DB})_{BR}$ はモデルロケットのノミナル混合比において66.5と計算された(ブレイクダウン圧力比の定義は3.1節を参照)。デフューザはその壁面への平均的な熱流束を求めるため、4コの区画に分けられている。上流から順に第1, 第2, 第3, 第4区画と呼ぶ。冷却ジャケットは内筒と外筒のあいだに高さ2mmのスペーサを軸方向に5本(第1および第2区画)又は6本(第3, 第4区画)を真空ロー付することによって構成され、図8の展開図に示すように、冷却水は各区画のフランジ間を2.5回又は3.5回往復する。実機では冷却ジャケット内で冷却水はスパイラル状に流れる設計となっており、モデルと実機とのあいだでは冷却方式が大幅に異なるが、平均熱流速のオーダーを求めることが目的であったので、冷却方式の相異を問題としなかった。なお、デフューザ入口面とノズル出口面との軸距離は、2mmとした(4.1節も参照)。

2.3.3 スプレイ冷却器

スプレイ冷却器は燃焼ガス中へ微粒化した冷却水を直接ふき込み、水の蒸発潜熱および水蒸気の顕熱によって燃焼ガスの温度を下げるための装置である。実機では燃焼ガス流路に挿入された16個の管の先端部のスプレイノズルから下流に向けて水が噴射される。モデルにおいては、実機のスプレイ噴射部を正確に模擬することは困難なので、下流へ向う水の噴霧が形成されるように図9に略図を示すスプレイ

冷却器を用いた。互いに衝突する40対の噴流によって水の1次的な微粒化がおこなわれ、これらの液滴は燃焼ガスによってさらに2次的に微粒化されることを期待した。デフューザ部へ冷却水がもどらないように、衝突噴流によってできるスプレファンは下流方向へ45°の角度となるようにした。図10に設定流量をやや上まわる冷却水流量における水噴霧の状況を示す。ほぼ均一に噴霧が分散しているようにみえる。

2.4 試験シーケンス

試験に先立ちボイラによって蒸気アキュムレータを30 kg/cm² G以上に昇圧し、蒸気配管のウォーミングアップを約1時間かけておこなう。さらにドレンを少なくするため約1分間エゼクタを運転する。

このとき、燃焼器やデフューザ内に蒸気が凝縮し不都合が生じるおそれがあるので、燃焼器に約10 kg/cm²のGN₂によるパージを行う。また、燃焼試験に先立ってスプレイとデフューザ冷却水、および燃焼器の冷却水を20秒間通水し冷却水配管のエア抜きをおこなった。燃焼時間は主に20秒で試験をおこなったが、そのシーケンスを図11に示す。ドレン抜きの際のエゼクタ運転と同様な理由から燃焼器にパージをかけエゼクタの運転を開始する。第1段、第2段エゼクタを12 kg/cm² Gに調圧し、低圧室圧が安定したらパージ弁を閉にする。スプレイとデフューザ冷却水は燃焼5秒前から通水して自動シーケンスをスタートさせる。燃焼が終了して自動シーケンスが停止すると、後続の試験のため燃焼器にパージをかけながらエゼクタを停止させる。エゼクタ入口部に挿入したオリフィスが小さすぎるなどで、デフューザがスタートしない場合があったが、このような場合には監視盤上の低圧室圧力計(0~50 torr)により判断して非常停止をかけて燃焼を停止させた。

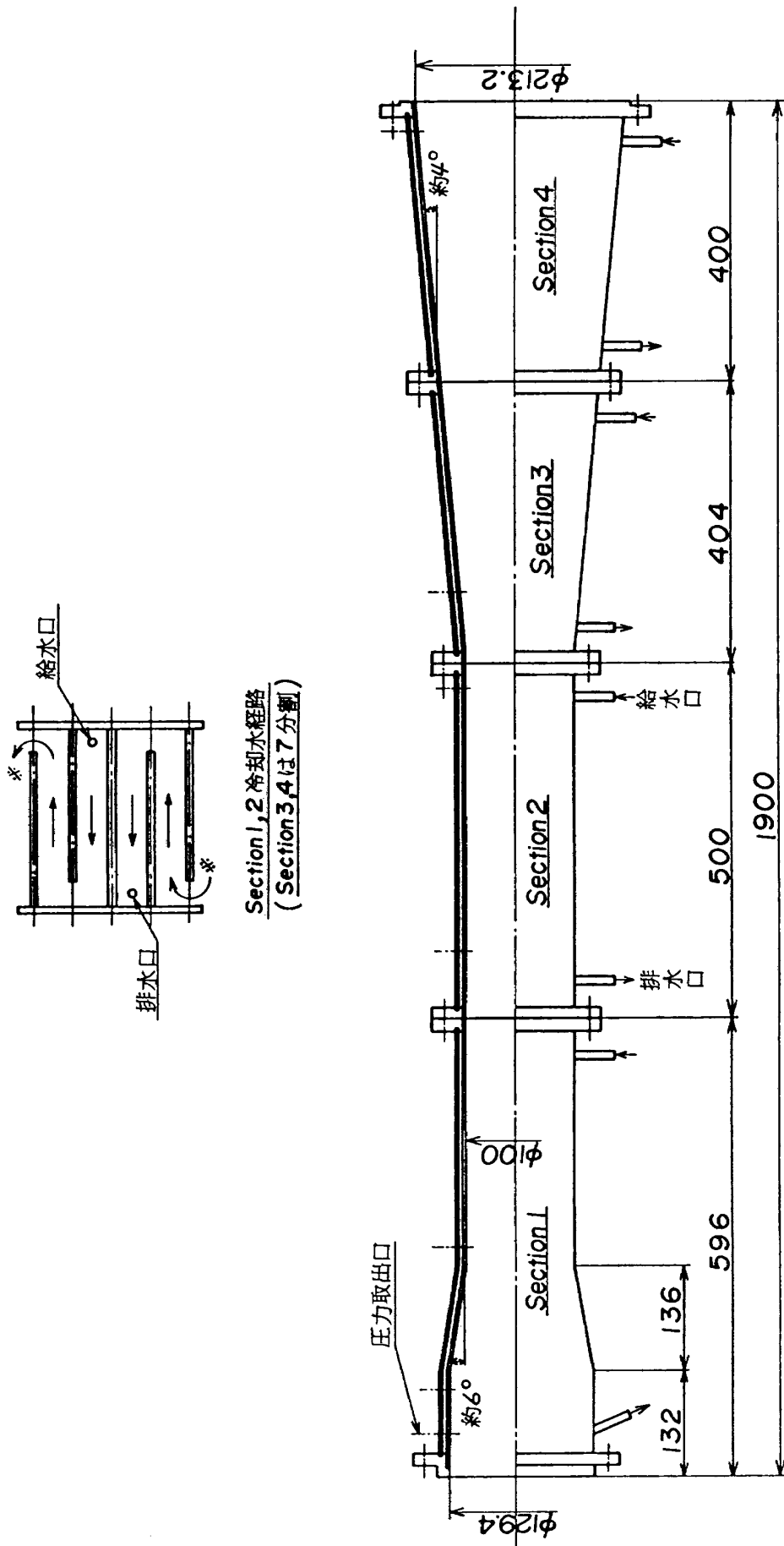


図 8 共試デブューザ主要寸法

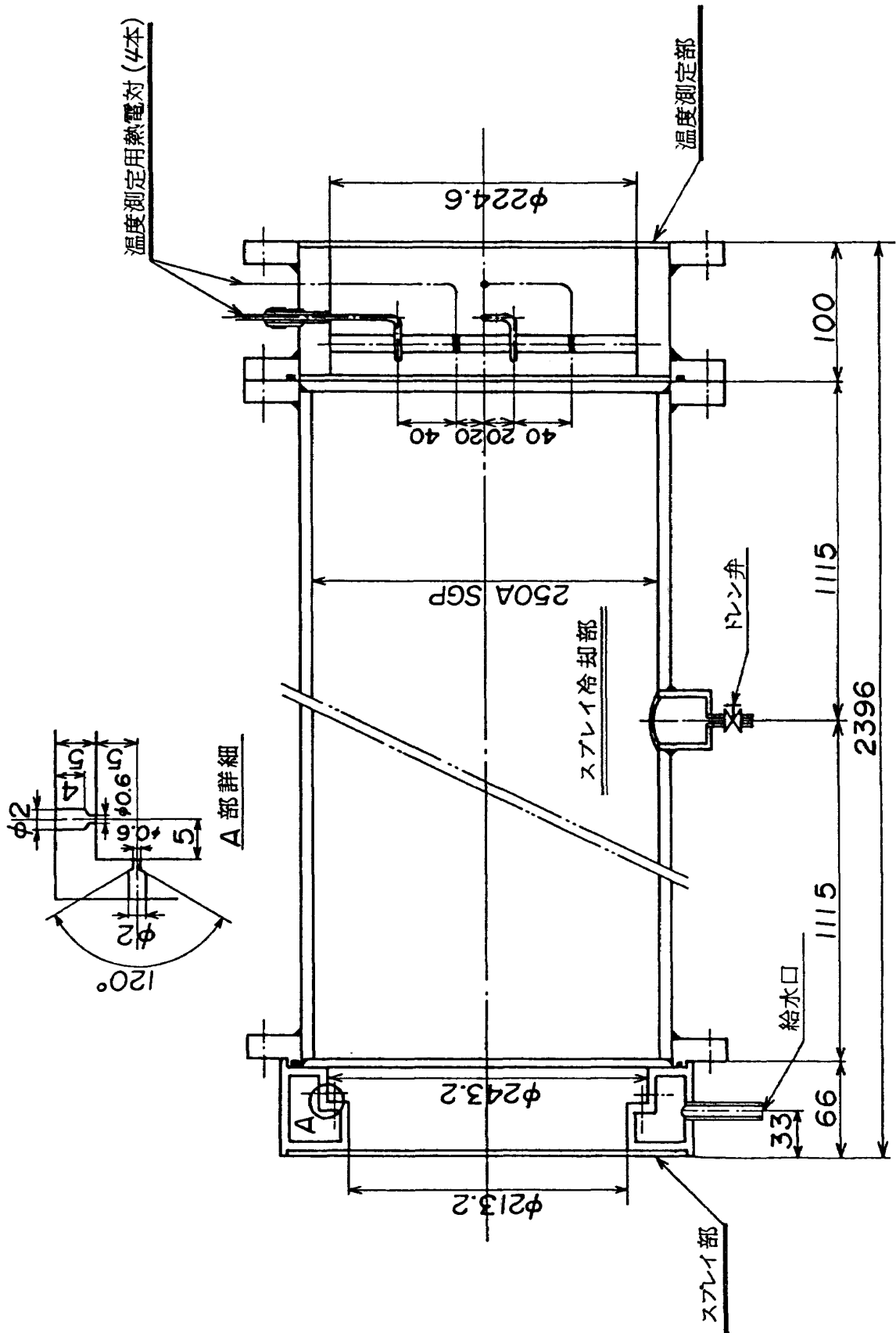


図9 スプレー冷却器

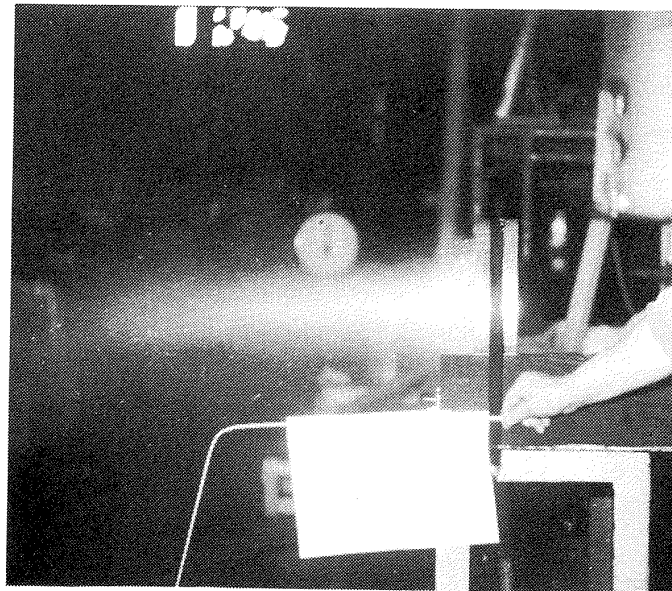


図10 スプレー噴射状況 (大気中における流し試験)

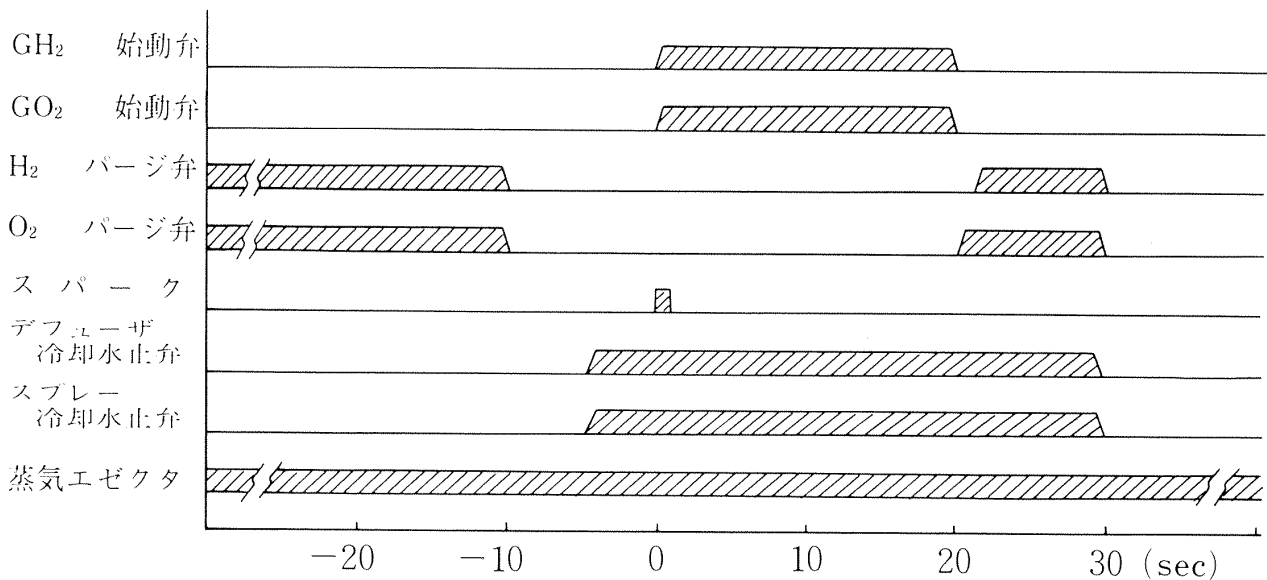


図11 試験シーケンス

3. 試験結果

3.1 スタートおよびブレイクダウン特性

デフューザ背圧が十分低い場合のフォトコーダ記録の一例を図12に示す。使用した燃焼器には着火おくれがあるため、着火前に低圧室圧力が上昇するが、着火とほぼ同時に低圧室圧力は急速に減少する。この点をスタートと定義する。燃焼停止信号の後始動弁が閉となるに従って燃焼室圧力が低下し、それに比例して低圧室圧力も下るが、燃焼室圧がある程度以下になると、低圧室圧が急激に上昇する。この点をブレイクダウンと定義する。デフューザ背圧が

十分低い場合には、スタートおよびブレイクダウンは、燃焼器の作動がきわめて非定常性の強い時期におこる。従って、このときの混合比は定常時のそれと大きくずれているものと考えなくてはならない。ブレイクダウン圧力比の混合比依存性を求めるには、デフューザ背圧が、着火直後からゆっくりと増加する傾向にあることを利用する。すなわち、エゼクタ入口部のオリフィス径をスタートの限界近くまで小さくして実験をおこなうと、燃焼時間と共にデフューザ背圧 P_{DB} は増加するが、ある点でデフューザのブレイクダウンがおこる(図13)。この方法を用いると、燃焼器の定常作動時のブレイクダウン圧

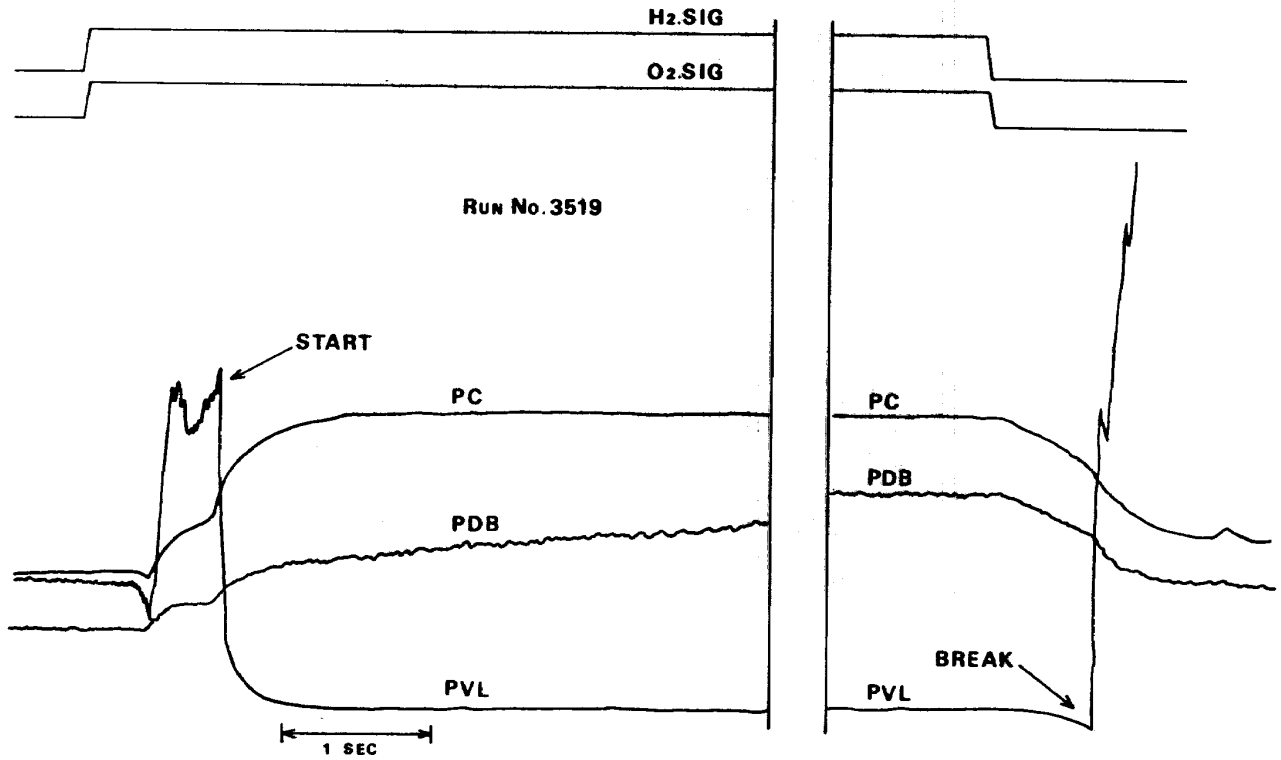


図 12 デフューザ背圧が十分低い場合のスタートとブレークダウン

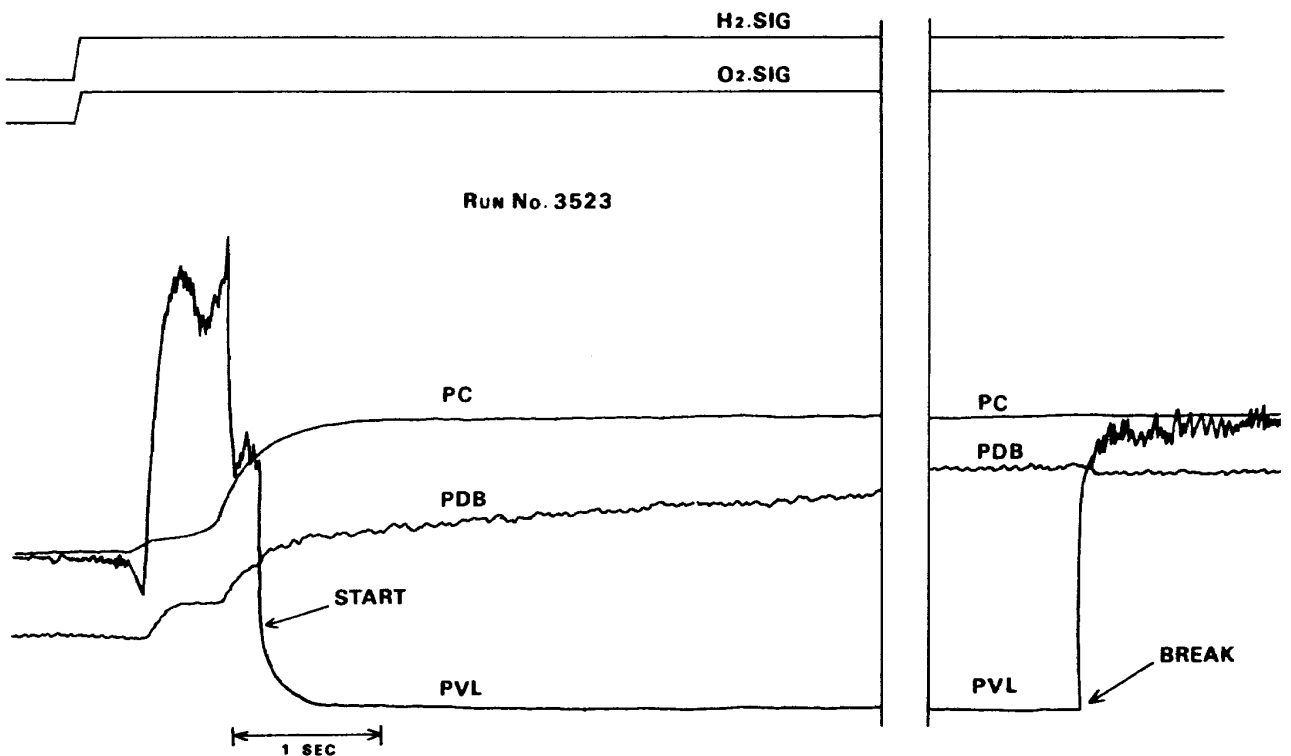


図 13 定常燃焼時のデフューザブレークダウン

力比 (P_C/P_{DB})_{BR,STY} を求めることができる。

図 14 に燃焼器の定常作動時におけるブレークダウン圧力比の混合比依存性を示す。混合比 MR 4.5 ~ 6.5 のあいだで、 MR の増加に伴ってブレークダ

ウ圧力比は小さくなる傾向があるが、その変化はわずかである。ブレークダウン圧力比の計算⁷⁾ 値はやや高め、すなわち、設計値としては安全側の値をあたえている。ただし、計算において比熱比は

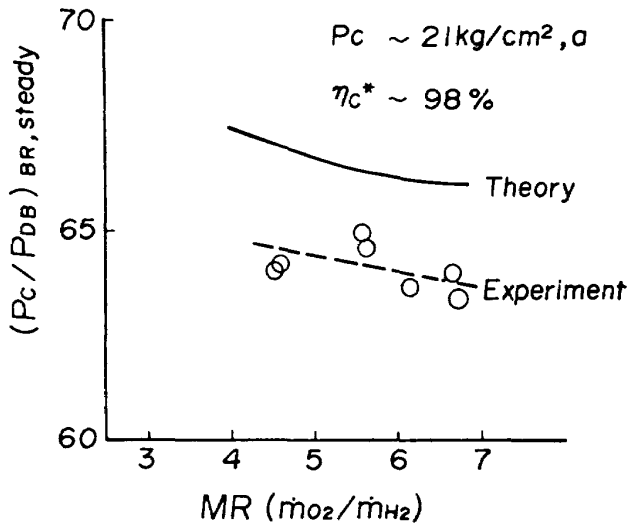


図14 ブレークダウン圧力比の混合比依存性

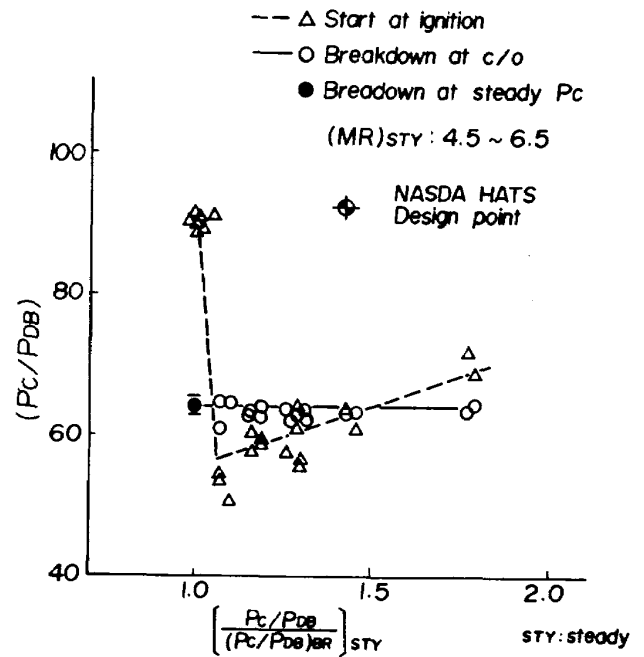


図15 着火時および停止時のスタートおよびブレークダウン

一次元流における燃焼室とノズル出口面における凍結比熱比の平均値を用い、亜音速デフューザの断熱効率を85%と置いた。ノズル出口面の一次元平衡値あるいは凍結値を用いると、MRに対するブレークダウン圧力比の依存性が実験値より大きくなる。

図15は着火時および停止時のスタートおよびブレークダウン圧力比を定常時(添字STY)の作動圧力比 $(P_C/P_{DB})_{STY}$ に対してプロットしたものである。 $(P_C/P_{DB})_{BR,STY}$ は図10のMR~5.5付近の2点を平均して64.8とし $(P_C/P_{DB})_{STY}$ は、15秒あるいは20秒燃焼時間の値とした。ブレークダウン圧力比は定常燃焼時のブレークダウン圧力比ときわめて良く一致している。スタート圧力比は定常時の作動圧力比がブレークダウン圧力比にほぼ等しい値では約90という大きな値となっているが、定常時の作動圧力比がブレークダウン圧力比をこえると、ブレークダウン圧力比よりも小さくなり、作動圧力比の増加と共に除々に増加する傾向にある。ブレークダウン圧力比は定常時の作動圧力比にほとんど関係なく、ほぼ一定値をとるのに対して、スタート圧力比はバラツキも大きく、あるときはブレークダウン圧力比よりも低い値となる。これは、スタート時に低圧室圧力が高く、着火前に低圧室へ放出されたガスが2次流として働くためと考えられる。³⁾

このことを示すため、図16に、着火時のスタート圧力比と低圧室圧力比との関係を示す。スタート時の低圧室圧力比 $(P_V/P_C)_{ST}$ が大きい場合にはスタート圧力比は低い傾向にある。同図の右下のグルー

プの実験点はスタート時の低圧室圧 P_V が20~30 torr, 燃焼室圧 P_C が4~5 kg/cm², aであり、左上の2点は $P_V \sim 25$ torr, $P_C \sim 13$ kg/cm², aの点である。右下のグループのデータと左上の2点のデータのあいだの条件は本実験においては達成されていない。すなわち、図15において $[(P_C/P_{DB}) / (P_C/P_{DB})_{BR}]_{STY} \sim 1$ と1.07付近のあいだに不連続があるようにみえるので、図16においてこのふたつのグループのデータを結ぶことは必ずしも正当ではない。しかし、スタート時の低圧室圧力比が十分低いときには、スタート圧力比が、かなり高くなり、デフューザ入口平行部における垂直衝撃波背後の静圧がデフューザ背圧に等しいとして求めた値103(垂直衝撃波理論, MR=5.5, における一次元凍結比熱比のチャンバとノズル出口の平均値 $\gamma = 1.273$ を用いた値)にきわめて近い値が図16に示す直線の外挿によって得られる。ただし、このことが十分低圧室圧が低いときのスタート圧力比が100程度になることを示しているとは限らない。

図15において $(P_C/P_{DB})_{STY} / (P_C/P_{DB})_{BR,STY} \sim 1$ 近傍で、スタート圧力比が、デフューザ入口平行部における垂直衝撃波理論値にきわめて近い値を示す原因は現在のところ明らかではないが、図17~20に示す着火過渡時の変化のプロットが参

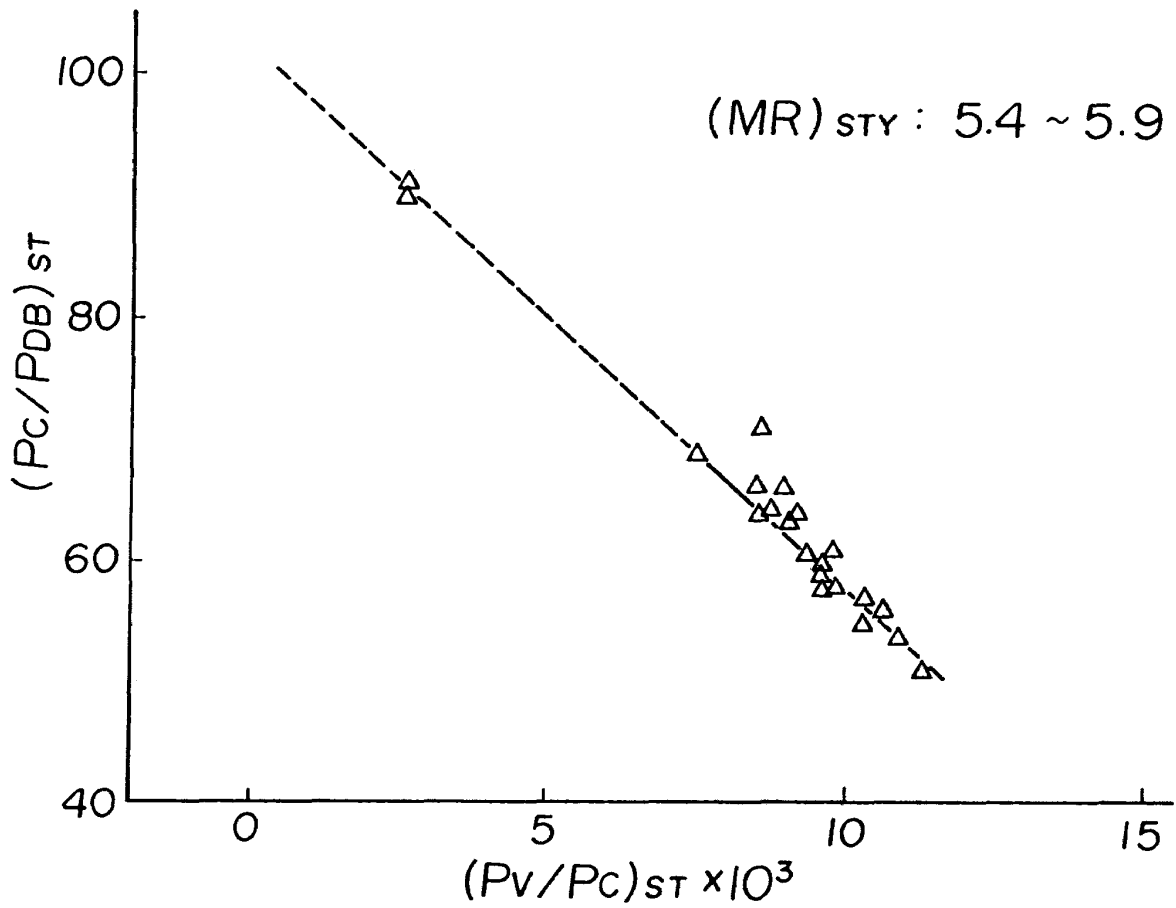


図16 着火時のスタート圧力比と低圧室圧力比の関係

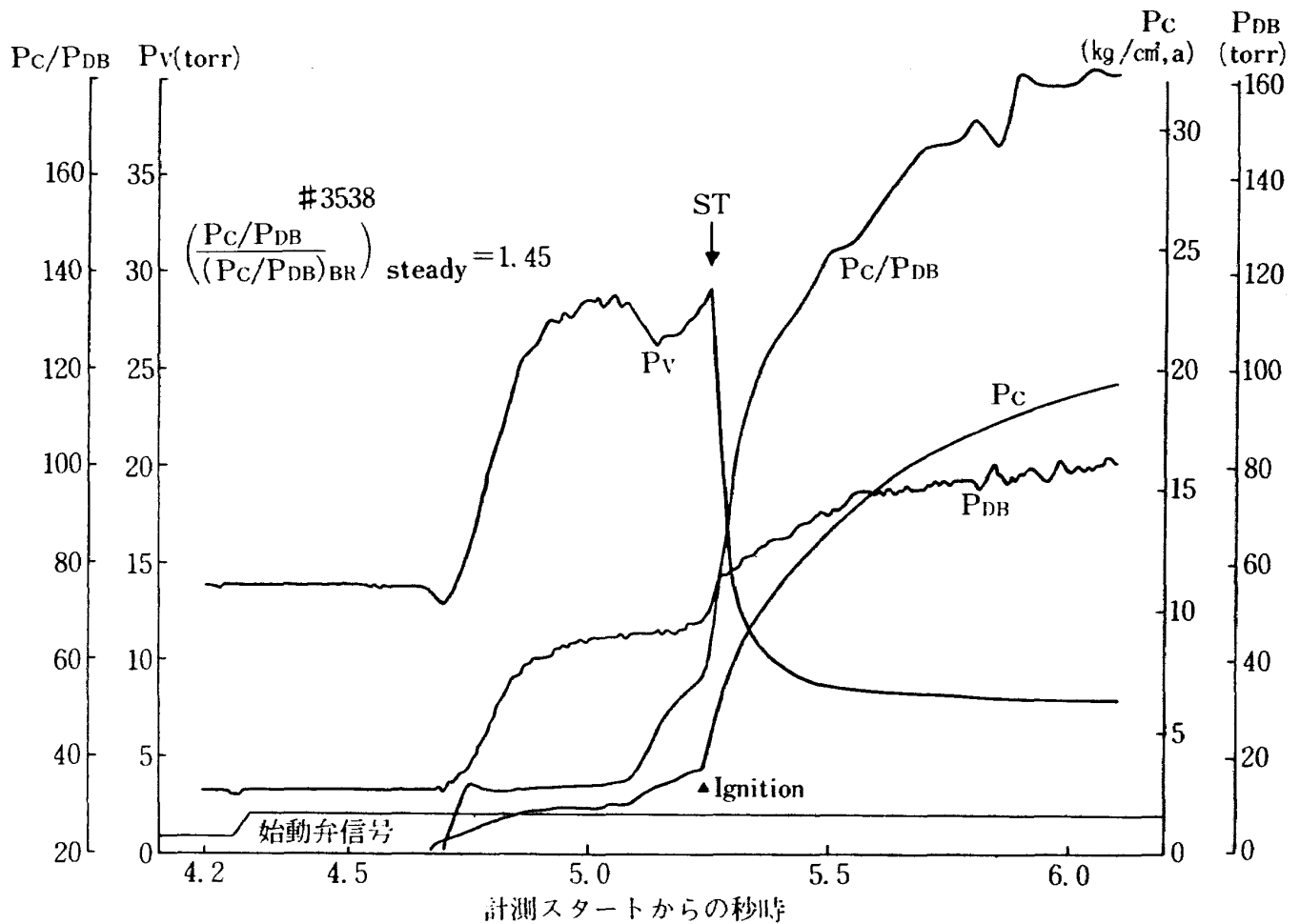


図17 着火過渡時の変化 (1)

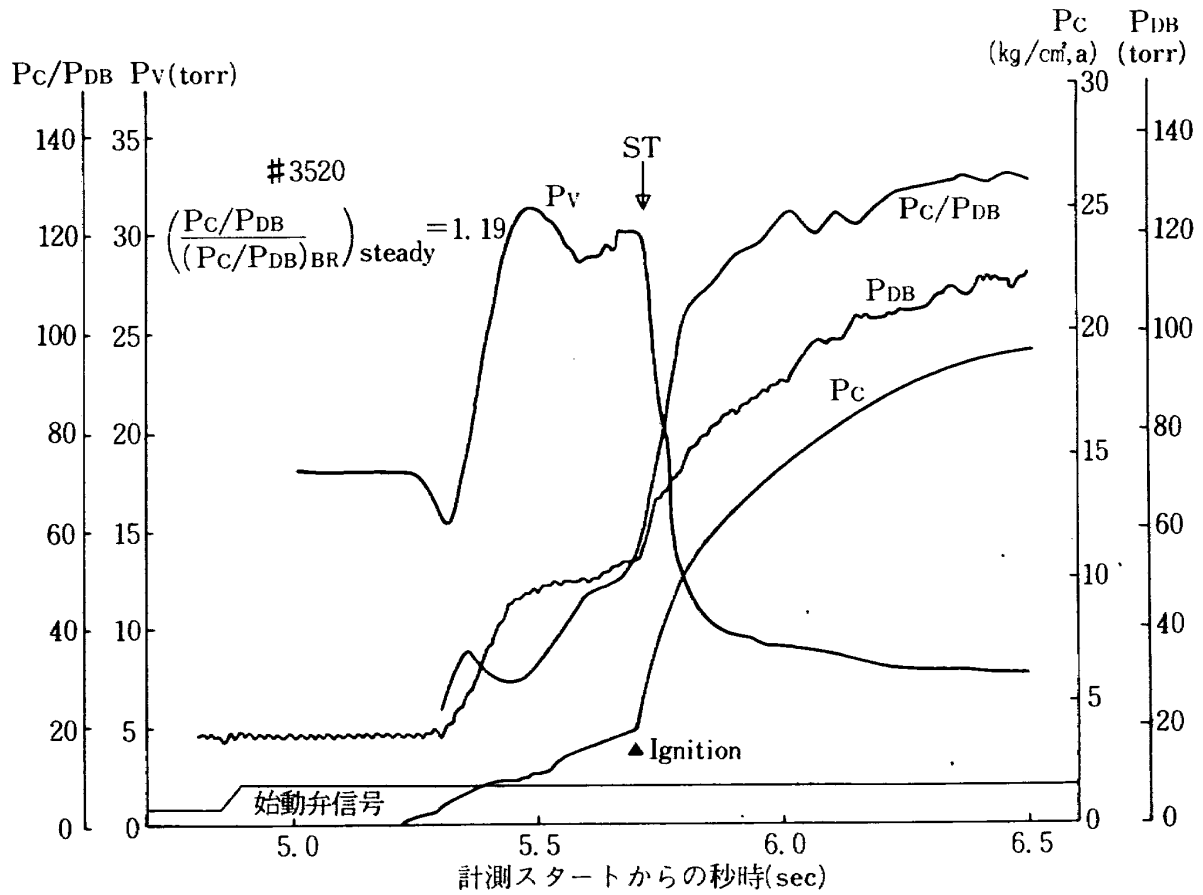


図18 着火過渡時の変化 (2)

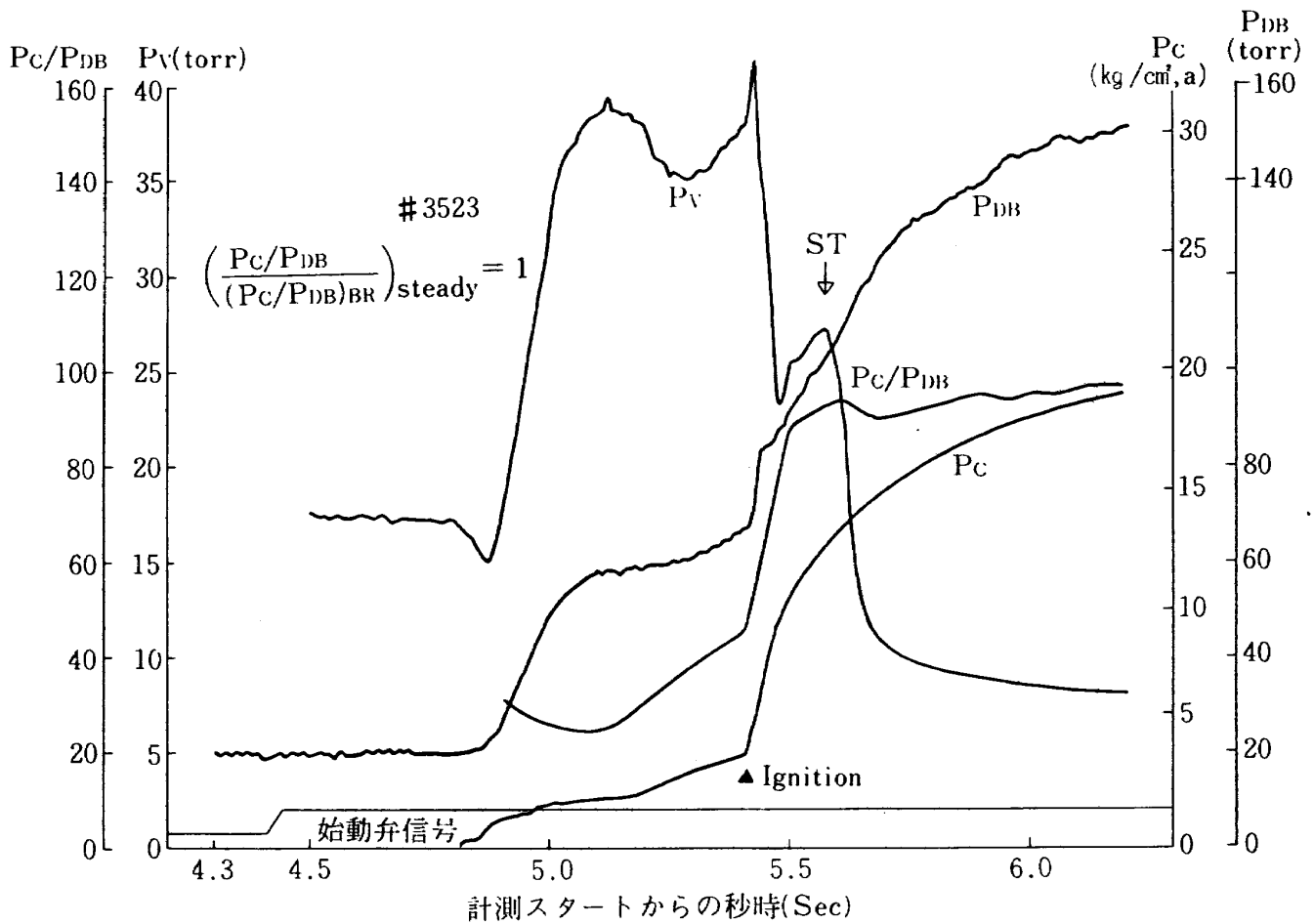


図19 着火過渡時の変化 (3)

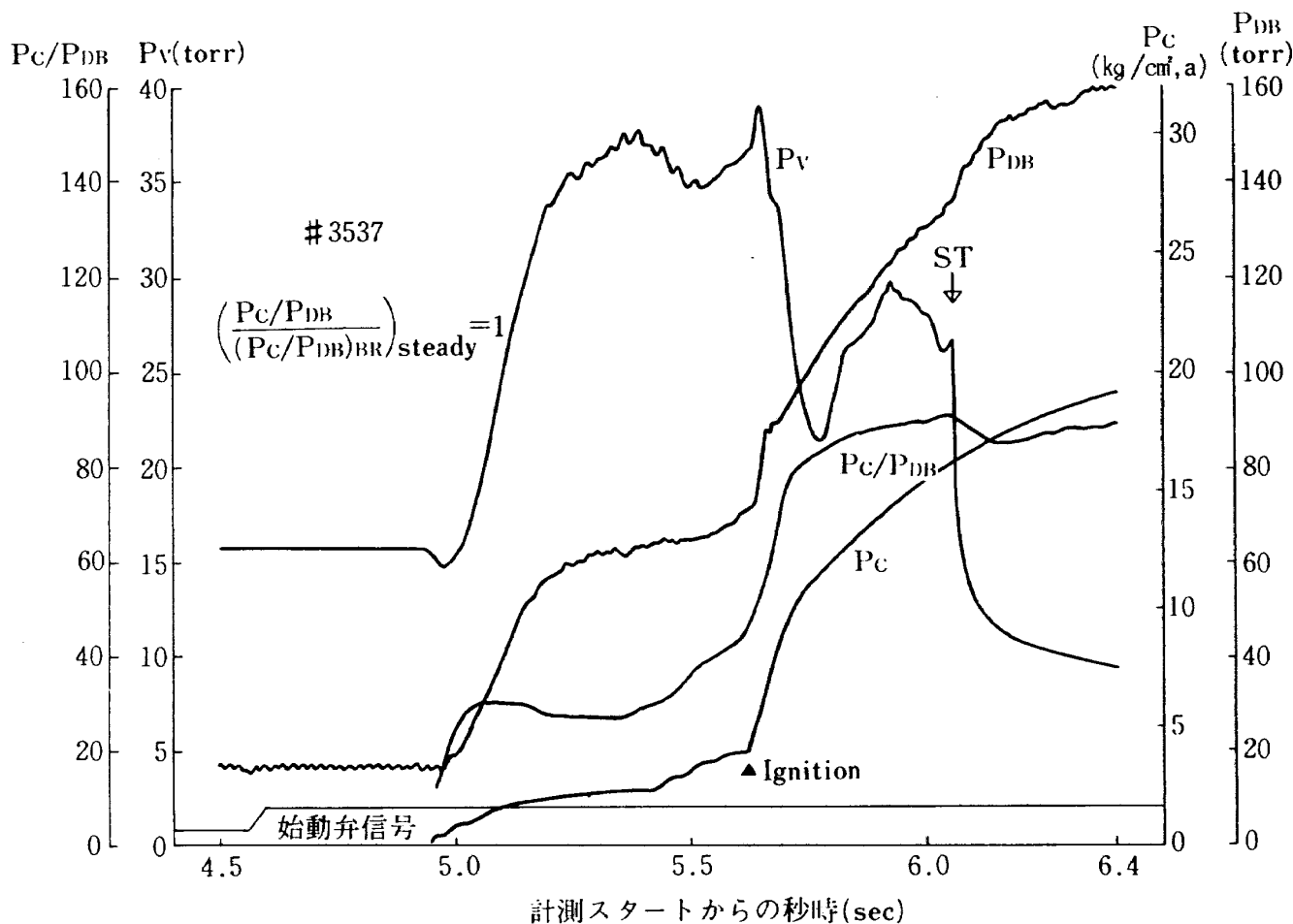


図20 着火過渡時の変化 (4)

考となろう。図17および18はスタート圧力比が低い場合であり、図19と20はスタート圧力比が高い場合である。前者では着火と同時にスタートし、 P_C/P_{DB} が急速に増加し、100をはるかにこえるレベルに落ち着き、図には表われてないが以後徐々に減少し、定常値に近づく。これに反し後者では、着火後低圧室圧力は減少するが、再び増加し、着火後数分の一秒後にスタートする。 P_C/P_{DB} の増加率が低く、落ち着く値も前者に比べて低い。

以上をまとめると、図15に示すように $[(P_C/P_{DB})/(P_C/P_{DB})_{BR}]_{STY}$ の値がNASDA-HATSの設計値では1.42、すなわち、定常時の作動圧力比の値は91.9と取ってあるので、スタートおよびブレークダウンに対する余裕は十分である。しかしながら、念のためにスタート時の低圧室圧力比が定常時のそれにほぼ等しい場合を考えてみる。ここで最悪の場合を考え、仮りに図16に示されるスタート圧力比と低圧室圧力比の関係が、 (P_V/P_C) の定常値まで外挿可能とする。次節に示すデータから、定常

時の低圧室圧力比 $(P_V/P_C)_{STY} \sim 0.5 \times 10^{-3}$ であり、この値に対応するスタート圧力比は図16より100となる。図17および18に示すように、 $[(P_C/P_{DB})/(P_C/P_{DB})_{BR}]_{STY} > 1.2$ では、 P_C/P_{DB} の値は着火過渡時に簡単に100をこえるので最悪の場合でも十分スタートし得るものと思われる。

3.2 低圧室圧力

ロケットエンジンの高空性能試験において、宇宙の真空環境を完全に模擬することは不可能である。数トン以上のロケットの高空性能試験における環境圧力は、ロケットノズル内を燃焼ガスが剝離をおこすことなく流れるに十分低ければ良い。デフューザ入口径はノズル出口径よりも一般に大きくなるので、実際には低圧室圧力は、ノズル出口部のノズル内圧より低くなる。

図21に低圧室圧力比をノズル出口部内圧の測定値と共に示す。低圧室圧力の測定値は6~8 torr、ノズル出口圧の測定値は10~12 torrであった。

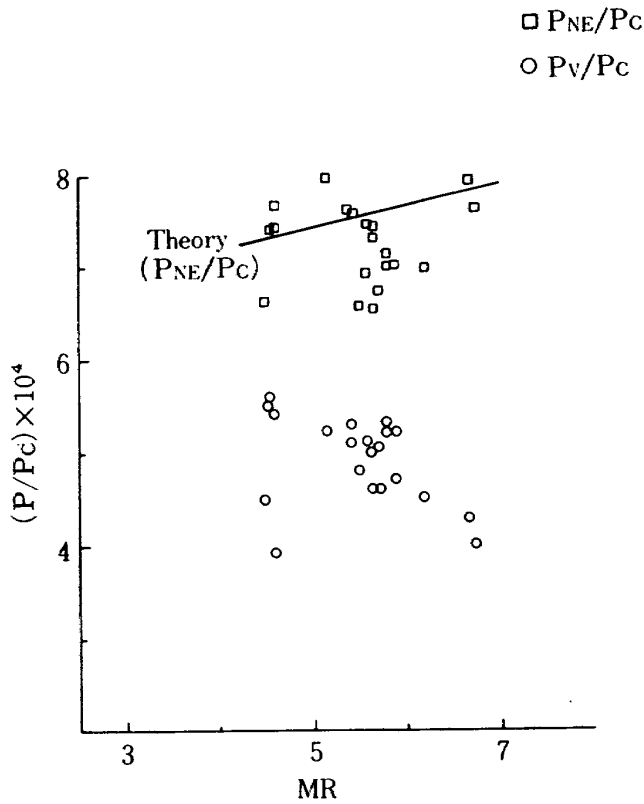


図 21 低圧室圧力比およびノズル出口圧力比

測定値は最大 30% 程度の大きなバラツキをもっているが、この原因は、計測精度が較正方法等により ±1 torr 程度の圧力を測定するには誤差の比率が大き過ぎることにある。また圧力測定配管への水の凝縮等の可能性を考慮すれば、本実験では ±2 torr 程度のバラツキはやむを得ないものと考えられる。図 21 からは、はっきりしたエンジン混合比 (MR) 依存性はつかみにくい、低圧室圧力比は混合比が大きいと小さくなる傾向があるようにみえる。しかしながら、以下の理由から、 P_V/P_C がエンジン混合比 (MR) が大きくなると小さな値を示す傾向は測定上の誤差であり正しい傾向ではないと考えなければならない。

低圧室圧力は、ノズル出口からさらに膨脹したフリージェットが、デフューザ入口平行部に再付着する過程によってきめられるものであるが、これはノズル出口圧の混合比依存性と並行な傾向を示すものと考えられる。事実、図 22 に推力 10 トン燃焼器の約 $1/5$ スケールの燃焼器を用いた LOX/LH₂ 試験のときに得られたノズル出口圧力比と低圧室圧力比を示す。図 22 に示すようにデフューザ入口面積比 A_D/A^* が、模擬試験供試体の 167.4 に比べて高く、

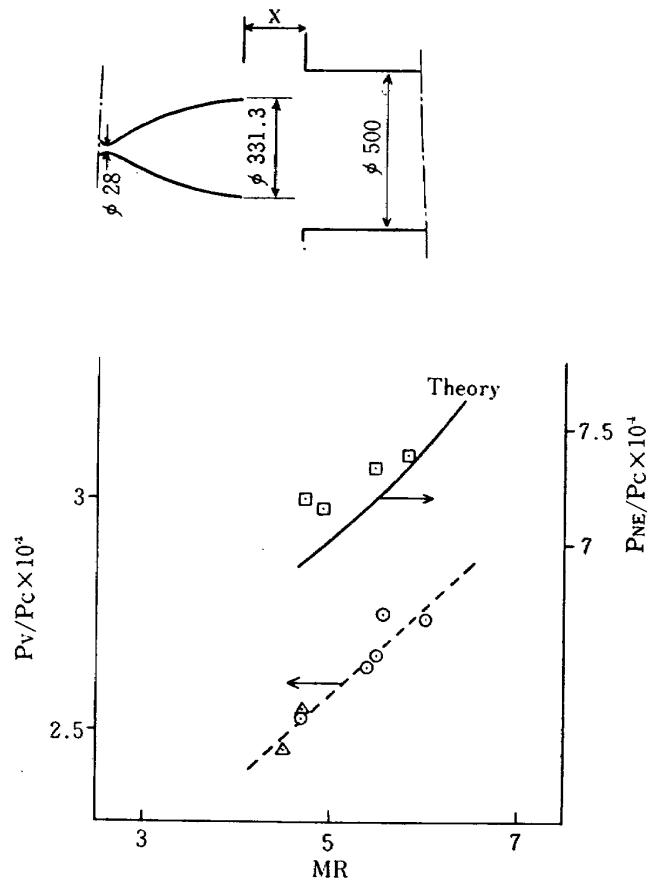


図 22 $1/5$ スケール燃焼器における低圧室圧力比とノズル出口圧力比

318.9 となっているため、低圧室圧力比は図 21 に示した値よりもかなり低い値となっている。ノズル出口圧力比の計算値および実験値共 MR が大きい場合には大きい。低圧室圧力比も MR が大きいときには大きく図 21 の傾向とは逆である。なお破線は計算値ではなく単にデータ点を結んだものである。図 21 においてノズル出口圧力比 P_{NE}/P_C の測定値はバラツキが大きくはっきりした MR 依存性は明らかではないが、軸対称非平衡計算値は混合比と共に増加する傾向にある。従って P_V/P_C は混合比と共に増加するのが正しい傾向であろう。

以上のように図 21 の P_V/P_C の実験値は正しい MR 依存性を示しているとはいえないが、平均をとることによって誤差は小さくなるものと考えられる。MR = 5.5 付近のデータを平均すれば、ノミナル点における低圧室圧力比は 5×10^{-4} 程度となる。

混合比 5.5 において、ノズル出口圧力比の計算値はモデルでは 7.55×10^{-4} 、実機では 7.15×10^{-4} である、図 21、22 よりノズル出口圧力比の計算

値はほぼ実験値と一致する。実機とモデルの出口圧力比は同じ程度であるから、実機においても、モデルと同程度の低圧室圧力比と考えることができる。従って、ノミナル点における実機の低圧室圧力は

$$P_V = 5 \times 10^{-4} P_C \cong 13 \text{ torr}$$

となり、零2次流時のエゼクタ吸入圧力の設計値と等しい値となる。

3.3 デフューザ熱流束

デフューザは4コの区画に分割されており(図8)各区画のジャケット部に冷却水を流し、その温度上昇から、各区画の平均熱流束を算出する。冷却水流量はあらかじめ、給水マニホールド圧(P_{CWI})と排水マニホールド圧(P_{CWO})の差圧の関係として求めておき、燃焼試験時に測定差圧から上記の関係を用いて算出する。この方法は、冷却試験時にジャケット部抵抗が変わらないことを仮定している点に問題があるが、後述のようにこの方法による流量測定誤差は5%以内であると推定された。

図23に冷却水流量試験結果を示す。第3区画の流量が他の区画のそれに比べて小さい。この区画の熱負荷が最も大きいことを考えると、特に望ましくない。

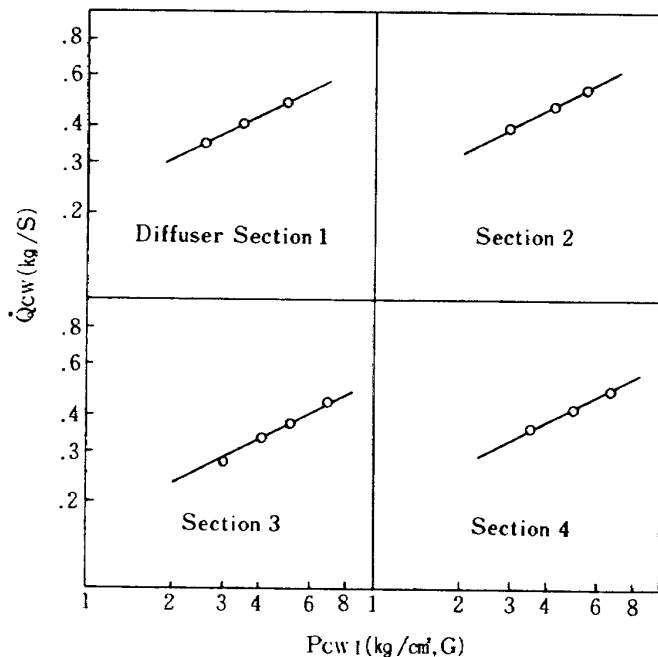


図23 デフューザ冷却ジャケット流量特性

図24に燃焼時間に対する冷却水出口温度をプロットした。着火後約15秒程度で冷却水出口温度は安定するとみなすことができる。ただし後述のようにデフューザ背圧 P_{DB} のわずかな増加に対応して擬似衝撃波が上流へ移動するので、第3区画の冷却水出口温度は上昇を続ける。図25にその傾向のより顕著な例を示す。第3区画の出口温度が最も高く、100℃に達する場合もあった。

図26に燃焼時の第3区画の冷却水流量の変化を示す。流量はスプレイ流量測定用のタービンフローメータを第3区画冷却水入口配管部に取付けて測定した。着火数秒後に沸とうによるとみられる流量計出力の乱れが観察され、その乱れは燃焼停止まで続く。図26の流量値は平均値である。この実験における燃焼時の流量は点火前のその98%以上である。他の実験も含めると、20秒燃焼時の燃焼末期の流量と初期流量の比は0.98~0.94のあいだであった。第3区画の流量は上記の比の平均値0.961を差圧から求めた流量に乗じて補正した。

上記のようにデフューザ部熱流束の測定には、冷却水流量の測定誤差、デフューザ背圧上昇にもなり冷却水の温度上昇、および第3区画冷却水の沸騰等の問題点はあるが、20秒燃焼の末期の値をデフューザ平均熱流束 \dot{q} とする。

図27に熱流束 \dot{q} を作動圧力比(P_C/P_{DB})についてプロットしたものを示す。第1区画の熱流束は作動圧力比によらず一定であり、第2区画の熱流束は高い作動圧力比からブレイクダウン圧力比に近づくに従って増加する。第3区画の熱流束は最も高いレベルにあり、作動圧力比がブレイクダウン圧力比に近づくに従って一担は上昇するが、ブレイクダウン圧力比の近傍でやや小さくなる。第4区画の熱流束は作動圧力比が高くなると(すなわち、ブレイクダウン圧力比をはなれるに従って)高くなる。図28にデフューザ壁面静圧を示す。圧力タップの数が限られているため詳細な分布は不明であるが、作動圧力比の減少によって擬似衝撃波の始まる位置、すなわち、静圧が急上昇する位置が上流へ移ることがわかる。なお擬似衝撃波の始まる位置の上流までの圧力分布は、やや異なる形状のデフューザと15°コニカルノズルを用いた予備実験結果(図29)から推

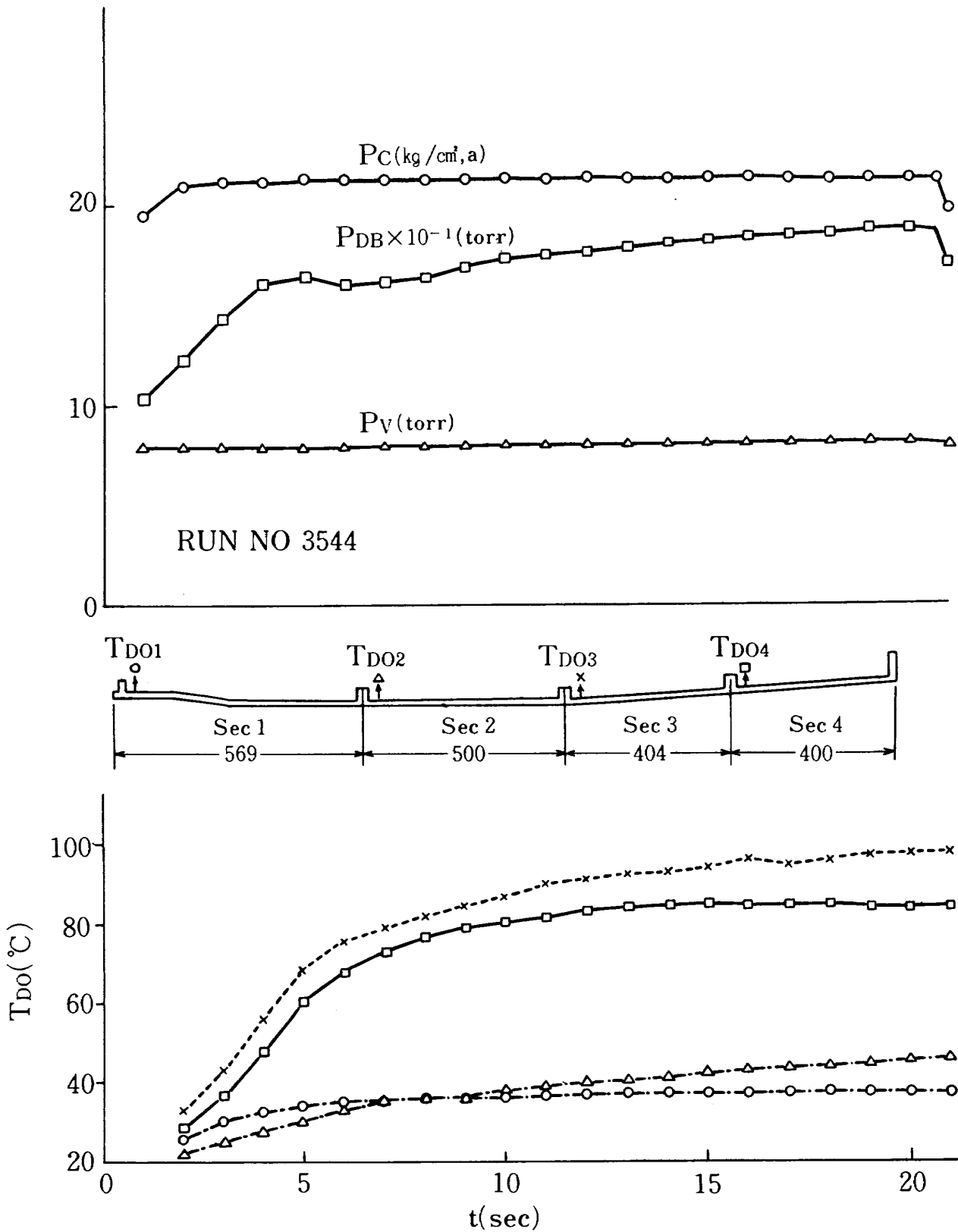


図24 デフューザ冷却水温度の時間的变化 (1)

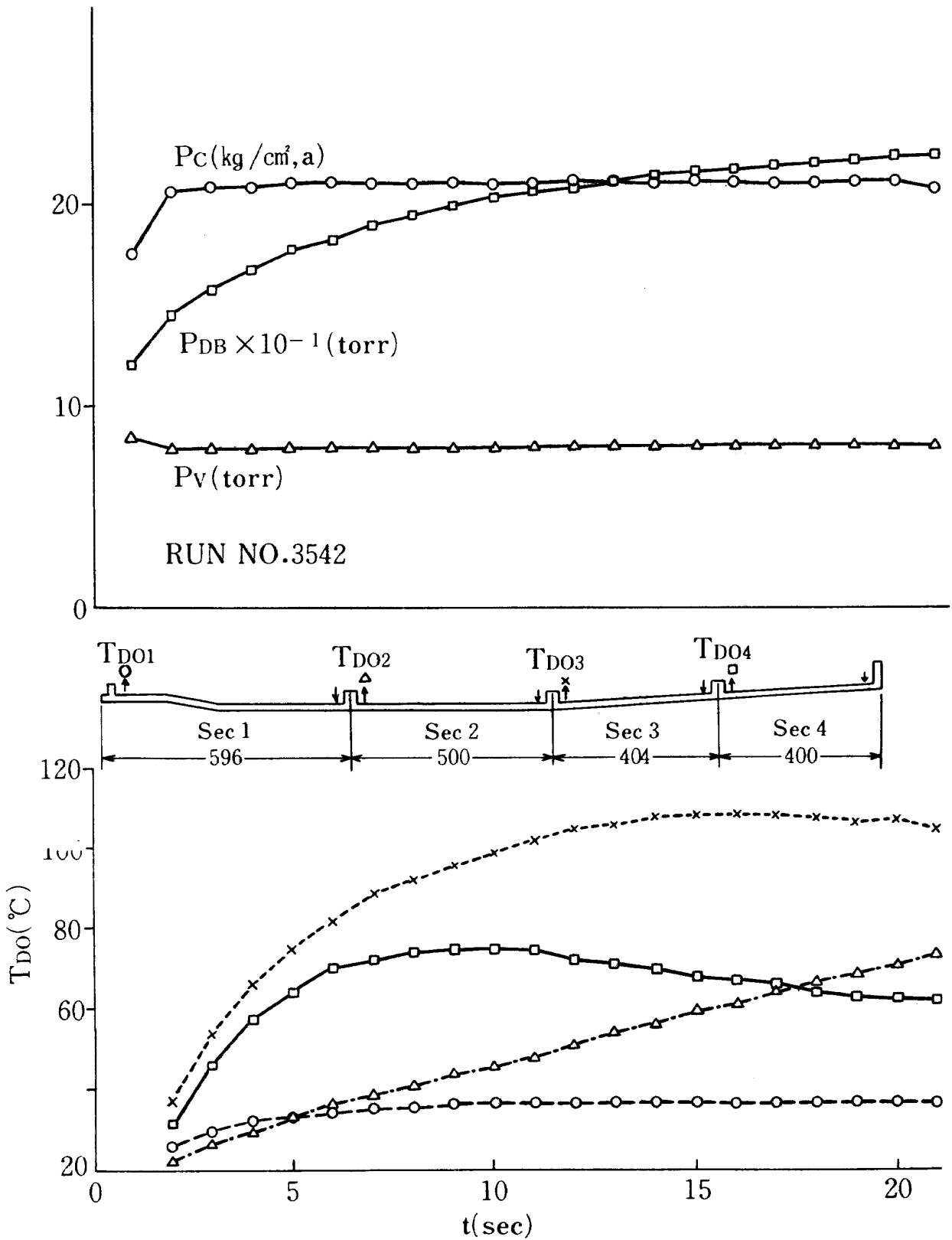


図25 デフューザ冷却水温度の時間的变化 (2)

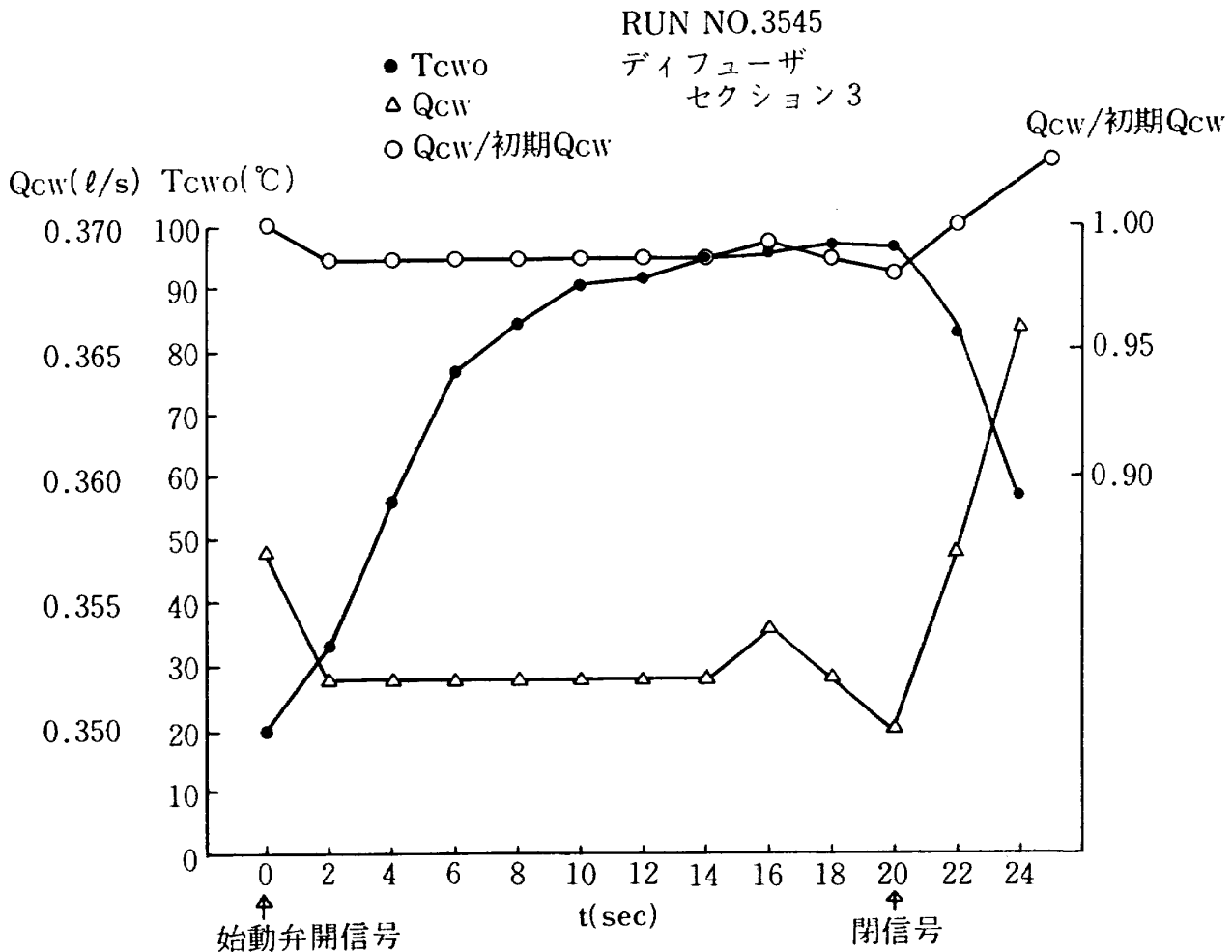


図 26 燃焼時のディフューザ冷却水量の変化

定したものである。すでに述べたように図 28 に示すデータにおいては、ディフューザ背圧 P_{DB} はスプレィ噴射部の下流で計測しているため (図 29 ではスプレィ噴射部上流で計測), ディフューザ最下流部の静圧よりもやや低くなっている。

図 27 と 28 を比較すれば、擬似衝撃波を含む急激な圧力回復領域における熱流束がきわめて高いことがわかる。第 1 区画における流れは実験を行った範囲では背圧の影響を受けないので、 P_C/P_{DB} の値にかかわらず一定である。第 2 区画および第 3 区画では背圧が上昇することによって擬似衝撃波領域が上流へ移動するため、背圧の上昇に従って (P_C/P_{DB} が小さくなるに従って) 一般に熱流束が大きくなる傾向にある。この傾向は擬似衝撃波部で壁面の静圧が高ければ、一般に熱流束も高いことを示すものである。

熱伝達係数 h は境界層の外縁の質量流束を $(\rho_e U_e)$ とすれば、

$$h \propto (\rho_e U_e)^n, \quad n: 0.7 \sim 0.8$$

とあらわすことができる。超音速流においては、外縁の流管の質量流束は、壁面の静圧の上昇と共に大きくなる。一方、第 4 区画においては圧力レベルが高ければ高いほど熱流束が小さいという逆の傾向を示す。亜音速流では壁面静圧と外縁流管の質量流束との関係は超音速の場合とは逆なので、熱流束データの変化は上式を用いて説明することができる。しかし、超音速部と亜音速部での熱流束変化の相違の原因としてはもうひとつの可能性として、壁への熱伝達による燃焼ガス全温の低下が考えられる。

図 27 の熱流束の測定値を用いて各区画出口部の平均全温度を 2 つの作動条件、 $(P_C/P_{DB})/(P_C/P_{DB})_{BR}$ が 1.07 (作動条件①) と 1.42 (作動条件④) について計算したものを図 30 に示す。白ぬきの記号は燃焼室における凍結比熱を一定として用いた場合であり、黒ぬりの記号は平衡流を近似したものである。ガス側の壁面温度を 500 K と仮定すれば、第 4

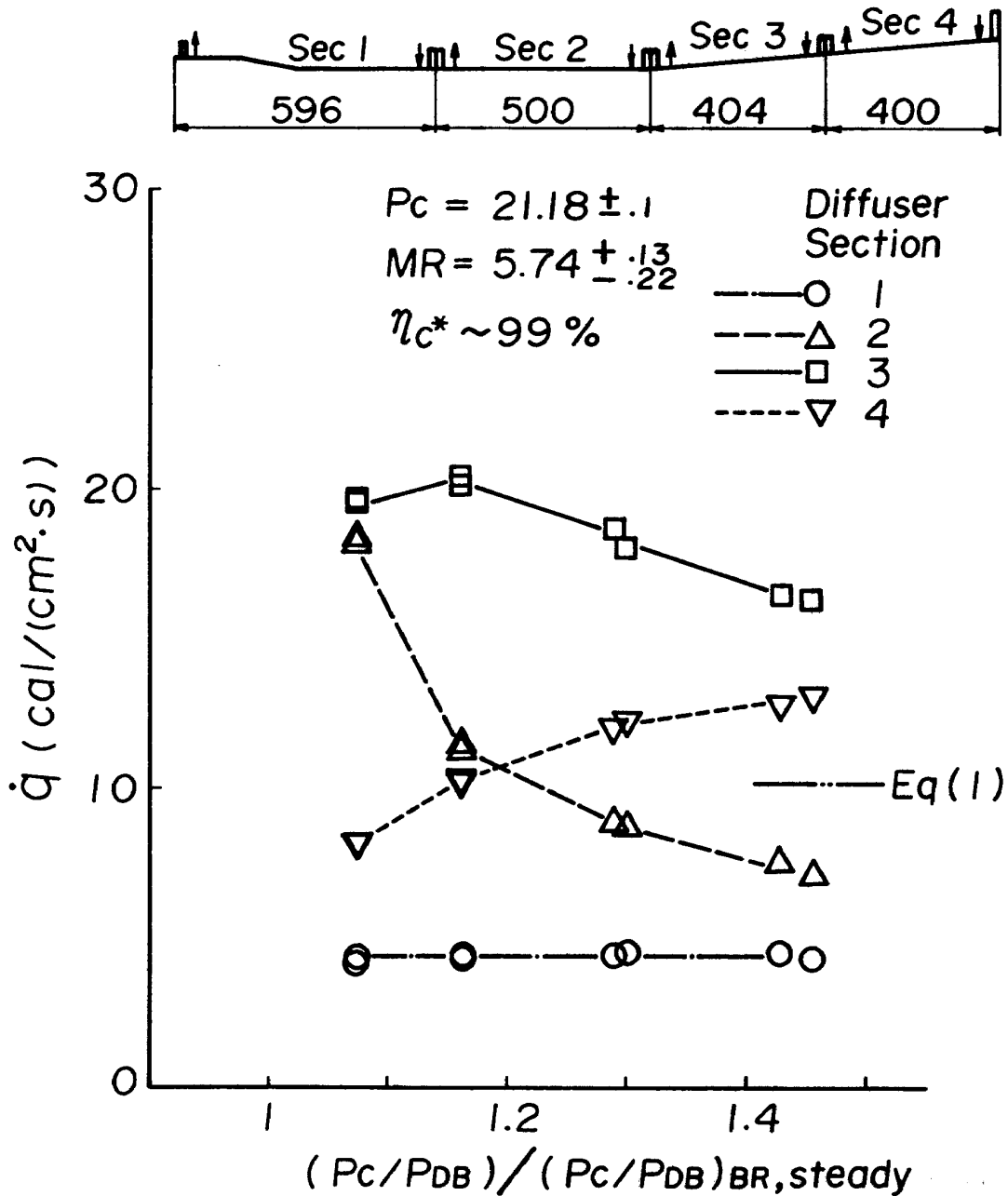


図27 デフューザ壁面への熱流束

区画の入口部における平均全温と壁温の差は、作動条件①と④における燃焼室凍結比熱による全温を用いて、

条件①の場合 1747K (2247-500)

条件④の場合 2079K (2579-500)

となり、条件①と条件④における温度差の比は 0.84 となり、熱伝達率が両者において仮りに等しいとすれば、温度差の比が熱流束の比になる。一方実測によれば、第4区画における熱流束の比は、条件①と④では、

$$\frac{8.2}{12.9} = 0.64$$

となる。

以上のことから図30の第4区画に見られる燃焼ガスの全温の低下が、デフューザ背圧が高い場合の垂音速部熱流束の低下を部分的に説明することになる。その他に、背圧が高い場合には擬似衝撃波部が十分上流であり、再付着した流れにそって境界層の発達があり、熱伝達係数そのものも第4区画においては下ることも考慮しなくてはならない。

以上のように、デフューザ部・熱伝達に関しては、今回取得したデータからは、その詳細については知ることができない。しかしながら、従来の熱伝達式

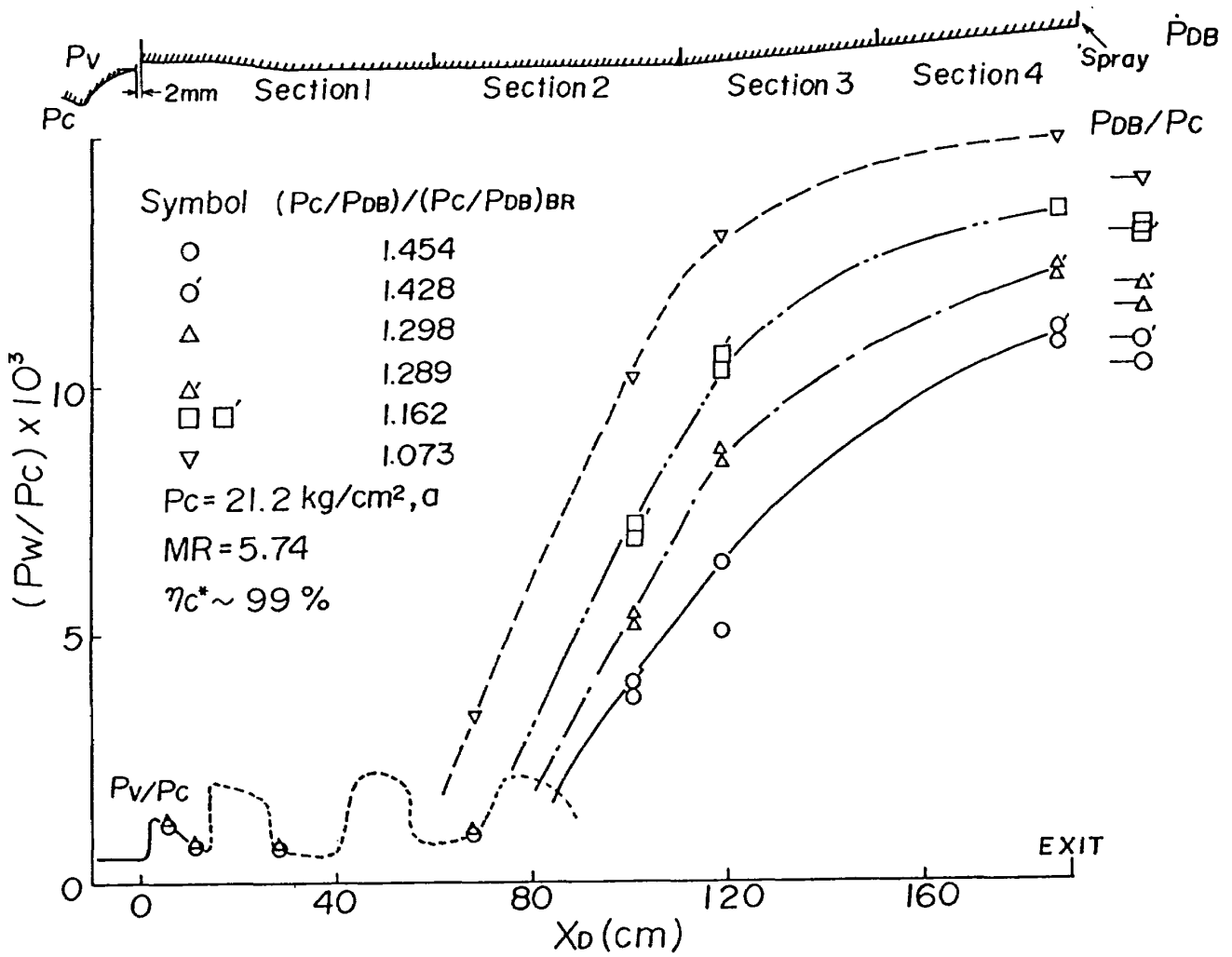


図28 デフューザ壁面静圧分布

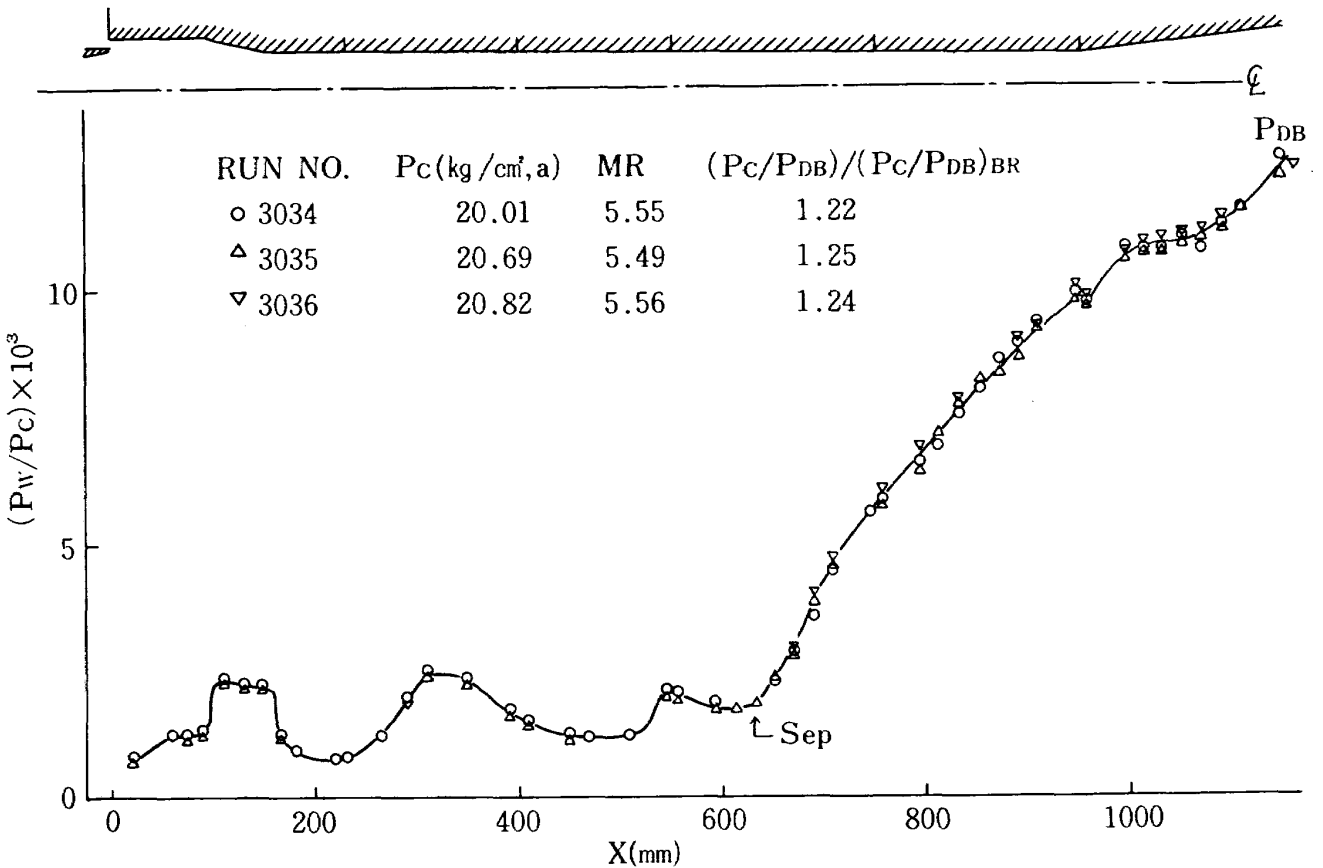


図29 セカンドスロートデフューザ壁面静圧分布の詳細測定例

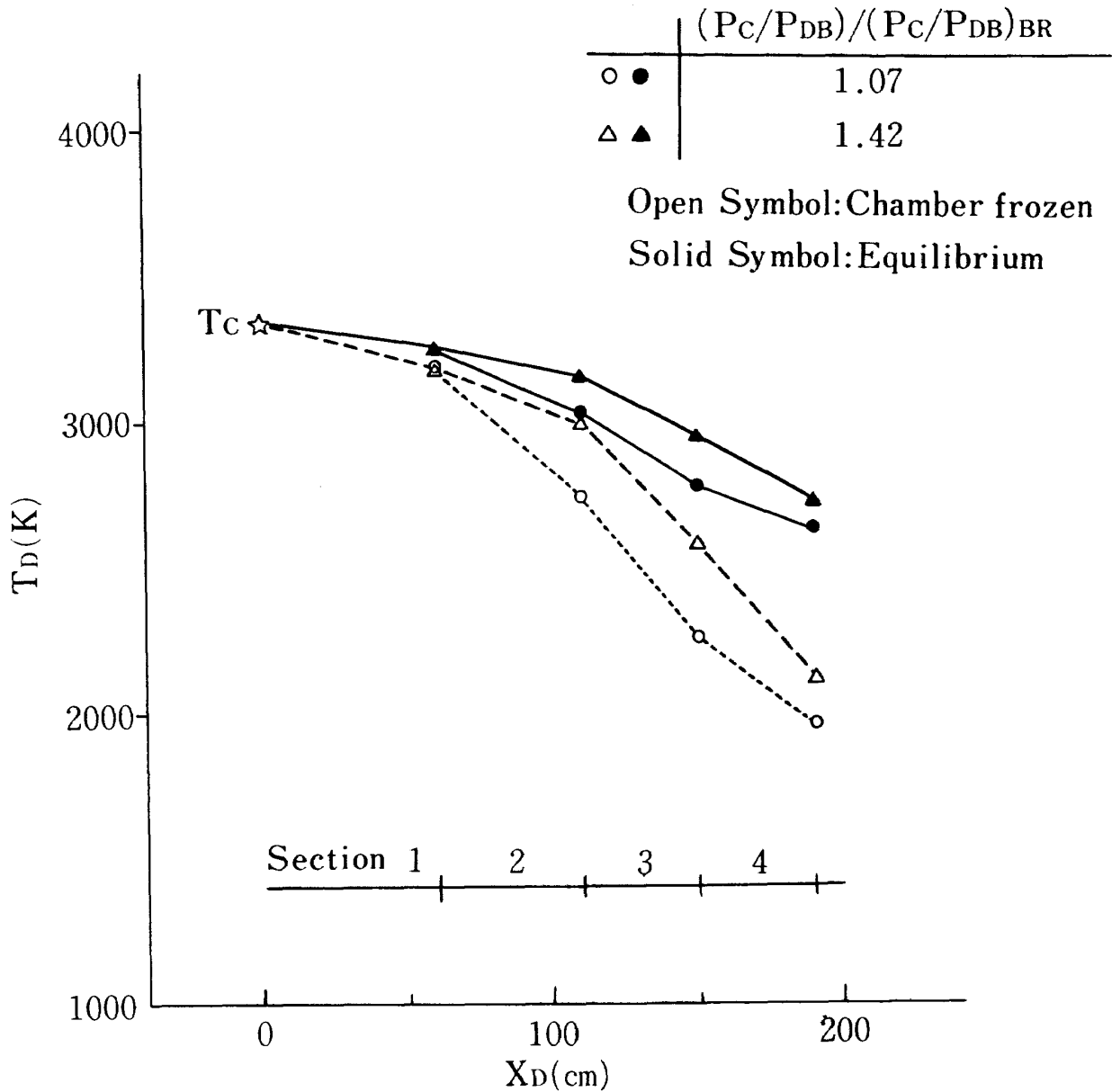


図30 デフューザ内平均全温度の変化

による熱流束の計算値と本実験値を比較することは、デフューザの熱設計の参考資料となり得る。

デフューザ部の熱伝達のオーダを Colburn 型の実験式

$$S_r P_r^{2/3} = 0.02 Re_d^{1/5}$$

と比較する。デフューザ部の物性値は不明なので、簡単のため、燃焼室における凍結値を用いるものとして、上式を書きなおすと

$$\left(\frac{h}{\dot{m} C_{p0}} \right) P_r^{2/3} = 0.02 \left(\frac{\dot{m} D}{A \mu_0} \right)^{-1/5} \quad (1)$$

ここで A は流路の断面積、 D は直径である。 μ_0 、 C_{p0} は燃焼室における粘度および凍結比熱である。本実験におけるノズルスロート径基準のレイノルズ数は 10^5 であり、セカンドスロート直径を用いたレイノルズ数 $\dot{m}D/(A\mu_0)$ は約 10^4 である。ノズルの急加速部の層流化の可能性のある部分を除いては、一応乱流であると仮定することができる。(1)式を用いてセカンドスロート部の熱流速を計算した値を図27に示した。ただし、 \dot{q} は

$$\dot{q} = h (T_{aw} - T_w)$$

とし、断熱壁温 T_{aw} には簡単のため、燃焼室よどみ温度を用い、 T_w は 600K とした。この T_w の値は、NASDA-HATS のモデルとはやや形状の異な

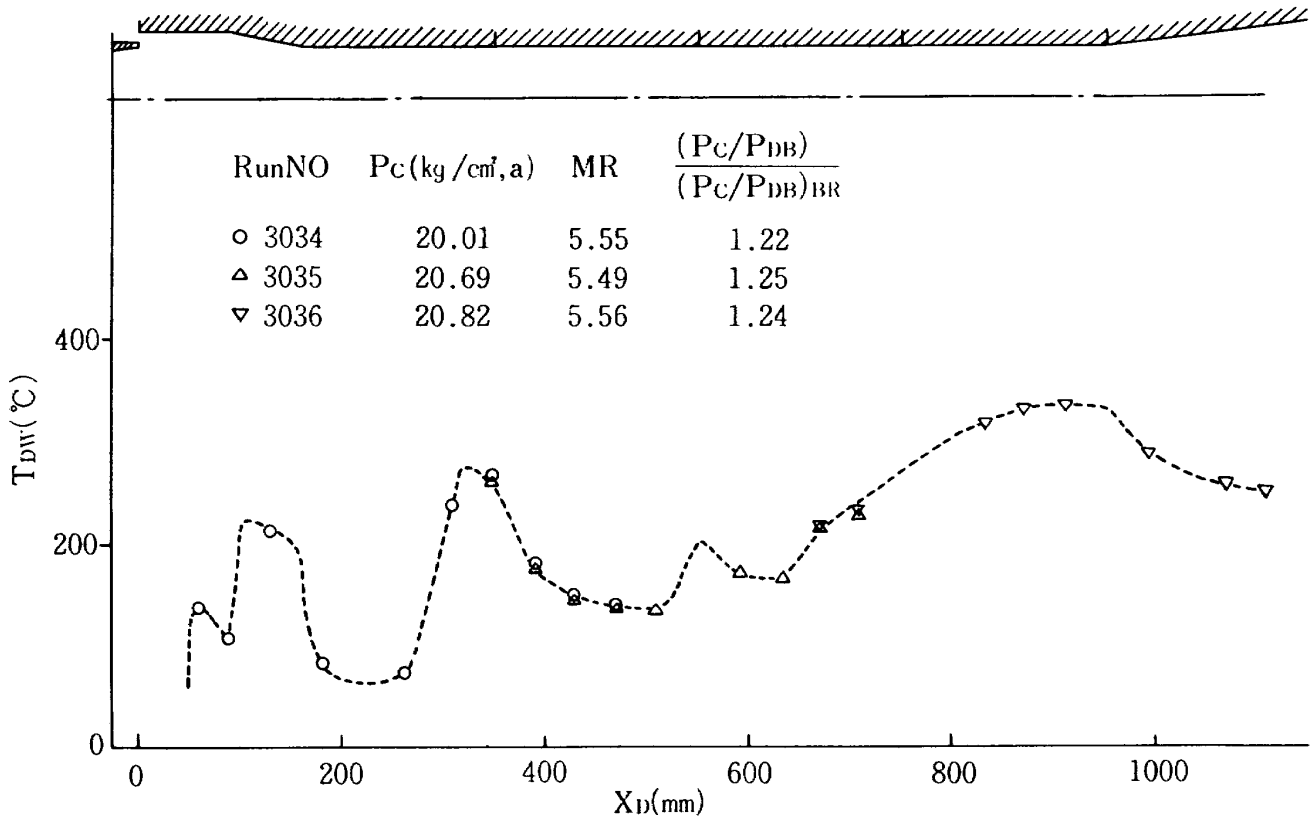


図 31 デフューザ壁面温度分布 (図 29 に対応)

るデフューザを用いたときの測定値 (図 31) から推定したものである。なお、図 31 の結果は、冷却水流路が軸方向に片道のみであり、図 8 に示すような往復の場合のものではない。擬似衝撃波部における平均熱流束はブレイクダウン圧力比に近づくと(1)式による計算の 2 倍程度の値を取ることがわかる。局所的にはより大きな熱流束に達する可能性があるが、図 31 に示す壁面温度データより推定する限り、さほどの大きなピークがあるようにはみえない。超音速部の熱流束は、反対に計算値の半分程度である。物性値をノズル出口部における凍結値とし、図 31 より $T_W = 500\text{ K}$ とし、(1)式を用いて熱流束を計算すれば、 $6.6\text{ cal}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})$ となり、超音速部実験値とより良い一致を示す。ノズル出口部の物性は超音速部の物性に近いからであろう。

デフューザ部の熱伝達は、(1)式によって正確に表わすことはできないが、より良い方法がないので、とりあえずモデル試験の実験値を(1)式を用いてスケーリングし、デフューザの熱設計に用いた値と比較することにより設計値の妥当性を確認する。質量流束 $\rho U = \dot{m}/A$ は、燃焼室圧力 P_C に比列するので、

(1)式から熱伝達率 h は

$$h \propto P_C^{0.8} D^{-0.2}$$

従って、モデルと実機における物性値ならびに $T_{aW} - T_W$ の差異がわずかであるとすれば、実機とモデルをそれぞれ添字 f と m を用いてあらわして

$$\frac{h_f}{h_m} = \frac{\dot{q}_f}{\dot{q}_m} = \left(\frac{35}{20}\right)^{0.8} \left(\frac{1}{13.6}\right)^{0.2} = 0.928$$

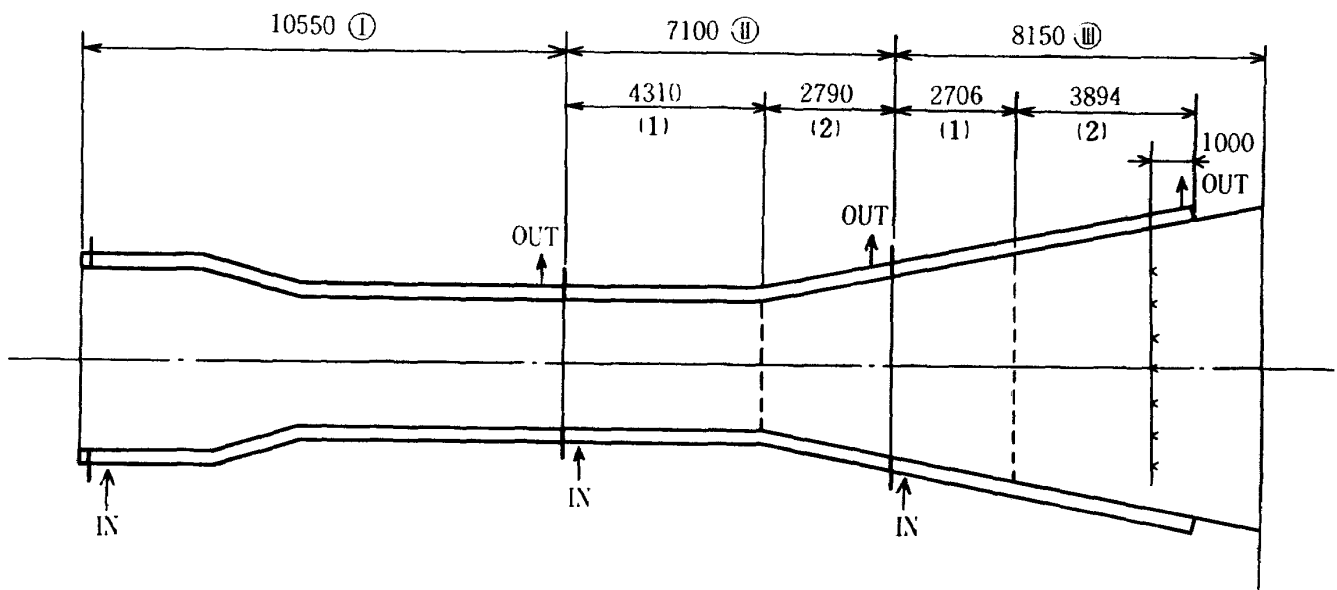
.....(2)

となる。表 4 に定常作動点における実機の対流熱伝達量を(2)式を用いてスケーリングし、それにガスふく射による熱伝達量をガスから壁面への熱伝達によるガスの静温の減少を無視して計算し、たし合わせた全熱伝達量に対して、設計冷却系の余裕を検討した結果を示す (モデルにおいてはガス層の厚さが小さいのでふく射は無視し得る)。当初の計画値に比べると、予想外に大きな対流熱伝達量を考慮する必要があることがわかり、スプレイ噴射部を上流へ移動させることによって第Ⅲ区画 (表 4 参照) の伝熱面積をへらすなどの対策をとった。これに対して第Ⅱ

表4 対流熱伝達のスケーリングと冷却余裕

項目	単位	区画および区間					備考
		I	II-1	II-2	III-1 ^{c)}	III-2 ^{c)}	
対流熱流束 a)	kcal/m ² s	41	69.6	154	154	120	
全熱流束 b)	'	44	81.9	194	194	178.5	
冷却水流量	kg/s	60	100		140		
伝熱面積	m ²	50.3	18.6	13.8	16.6	30.6	
冷却水温度上昇	℃	37	15.2	26.7	23.0	39.0	
冷却水流速	m/s	1.82	3.37	4.67	4.25		
バーンアウト熱流束	kcal/m ² s	672	1375	952	1358	429	
冷却余裕	—	15.3	16.8	4.9	7.0	2.4	

a) 実験値より(2)式を用いた予測値
 b) ガスふく射を考慮した値
 c) III-1とIII-2はモデルにおける第3区画と第4区画の分割に相当する。



および第III区画においては水側の熱伝達は部分的には沸とう熱伝達の領域となる可能性がある。バーンアウト熱流束を次式で見積る⁸⁾。

$$q_{BO} = 1156 \sqrt{V} (T_S - T_C) \quad \dots(3)$$

ここで、 q_{BO} : バーンアウト熱流束 [Kcal/(cm²·s)]

V : 冷却水流速 [m/s]

T_S : 飽和温度 [℃]

T_C : 冷却水バルク温度 [℃]

冷却水、チャンネル出口部はほぼ大気圧なので、ここでは $T_S = 100℃$ と取り、 T_C は冷却水入口温度を $20℃$ とし、冷却水平均温度の上昇から計算し、各区画あるいは区間の出口温度で評価した。

冷却余裕はバーンアウト熱流束を全熱流束で割った値と定義すれば、表4に示すように、デフューザ各部において一応十分な冷却余裕があることになる。しかし、第3区画の出口部においては、冷却水入口温度が約 $30℃$ となったときには $T_S - T_C = 8℃$ となり、冷却余裕はほとんどない計算となる。

モデル試験データをもとにして実機の熱的特性を予測するには、上記の方法は必ずしも満足すべきものではないが、他に、より良い方法を筆者らはもっていない。実機デフューザの冷却がほぼ安全にできるということで得た結論は、限られたデータをもとにして、種々の仮定のもとに導いたものであり、実

機の試験に当っては段階的に各種熱データを取得し、必要があれば、フィルム冷却等の対策をおこない、長秒時の燃焼試験にそなえるべきであろう。

3.4 スpray冷却器特性

前節までの実験においては、スプレイ水流量 \dot{m}_{sp} に対するプロペラント流量 \dot{m}_p の比 $\dot{m}_{sp}/\dot{m}_p \sim 3.2$ と取って実験をおこなった。本節では作動圧力比 $(P_C/P_{DB}) \sim 8.3$ すなわち $(P_C/P_{DB})/(P_C/P_{DB})_{BR} = 1.28$ 付近でスプレイ水流量を変えたときのスプレイ冷却器出口温度について述べる。

スプレイ冷却水は燃焼の約5秒前に流し始めるので、着火時には混合部にある程度冷却水がたまっているものと考えなくてはならない。図32と33にスプレイクーラ出口ガス温度の変化を示す。ここで $T_{SCO,max}$ および $T_{SCO,A}$ は図9に示されるレーク4点のうちの最高温度(上から2番目の位置)と平均値を示す。スプレイ水流量が少ないときには比較的早くガス温度は平衡に達するが、流量が多い場合には、20秒燃焼後もガス温度は上昇する傾向にあ

る。

図34に20秒燃焼時のスプレイクーラ出口部ガス温度の分布を示す。一般に高温部は上方にずれているが、これは重力の影響で冷却水が下方に集まるためと考えられる。また冷却水流量が小さい場合にその傾向が著しいが、これは、大気圧噴射実験によって確認されているように、使用したスプレイ噴射部は、設計値以下の低流量において冷却水噴霧の水滴が大きくなる特性をもっているためであろう。

図35にスプレイクーラ出口ガス温度の、作動圧力比による影響を示す。この図に示された実験点は4コの熱電対のうち上から2番目の熱電対の出力を操作盤上の監視用として用いたため、3コの熱電対の出力だけを計測している。平均温度は測定温度の単なる平均である。最も高温を示す熱電対の出力を計測していないので最高温度 $T_{SCO,max}$ および平均温度 $T_{SCO,A}$ 共に4点測定の場合よりやや低くなる。作動圧力比が大きくなれば、最高温度 $T_{SCO,max}$ および平均温度は上昇する傾向にある。すでにデフューザ部の熱伝達の項でも述べたように、 (P_C/P_{DB})

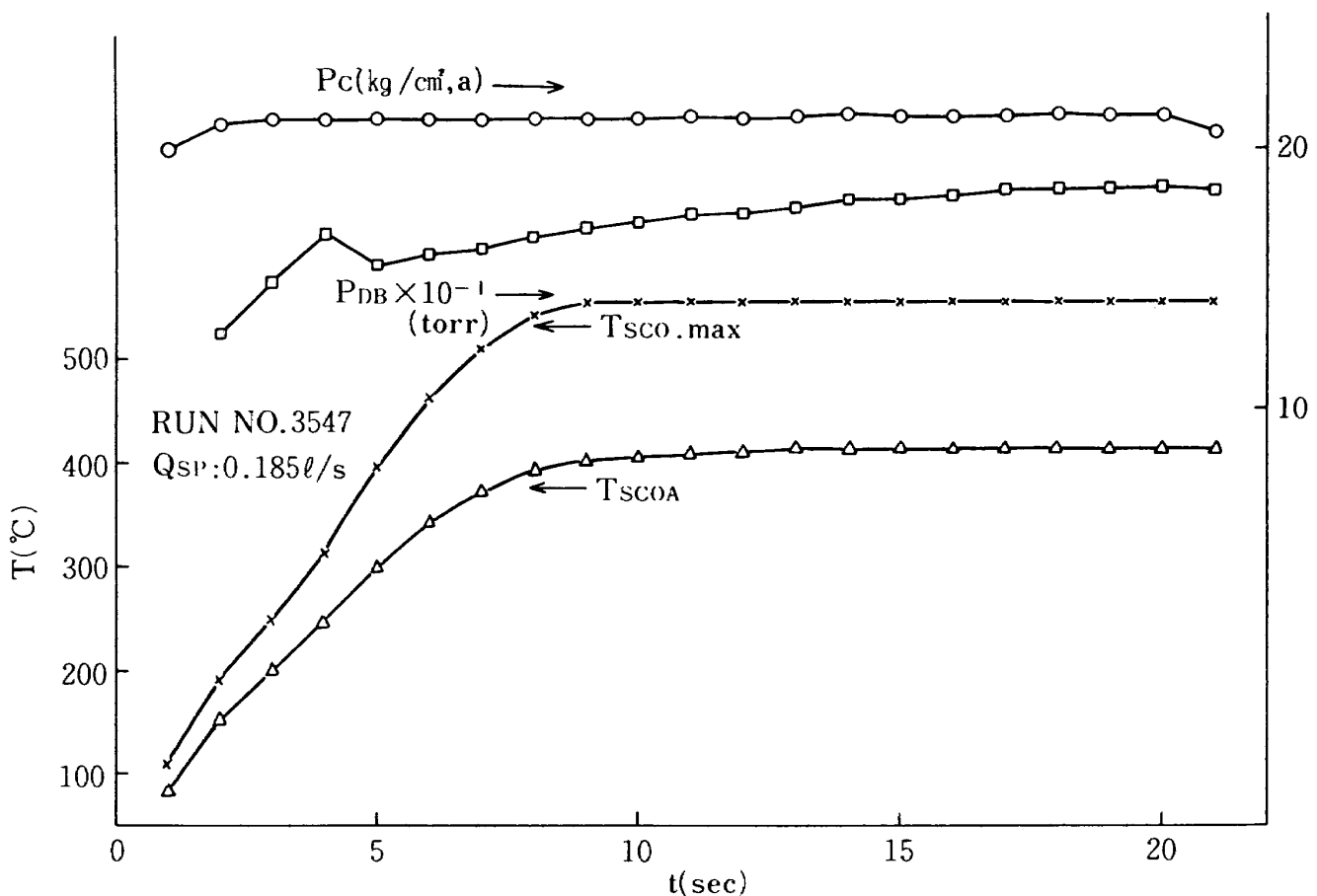


図32 スプレイクーラ出口ガス温度の時間的变化

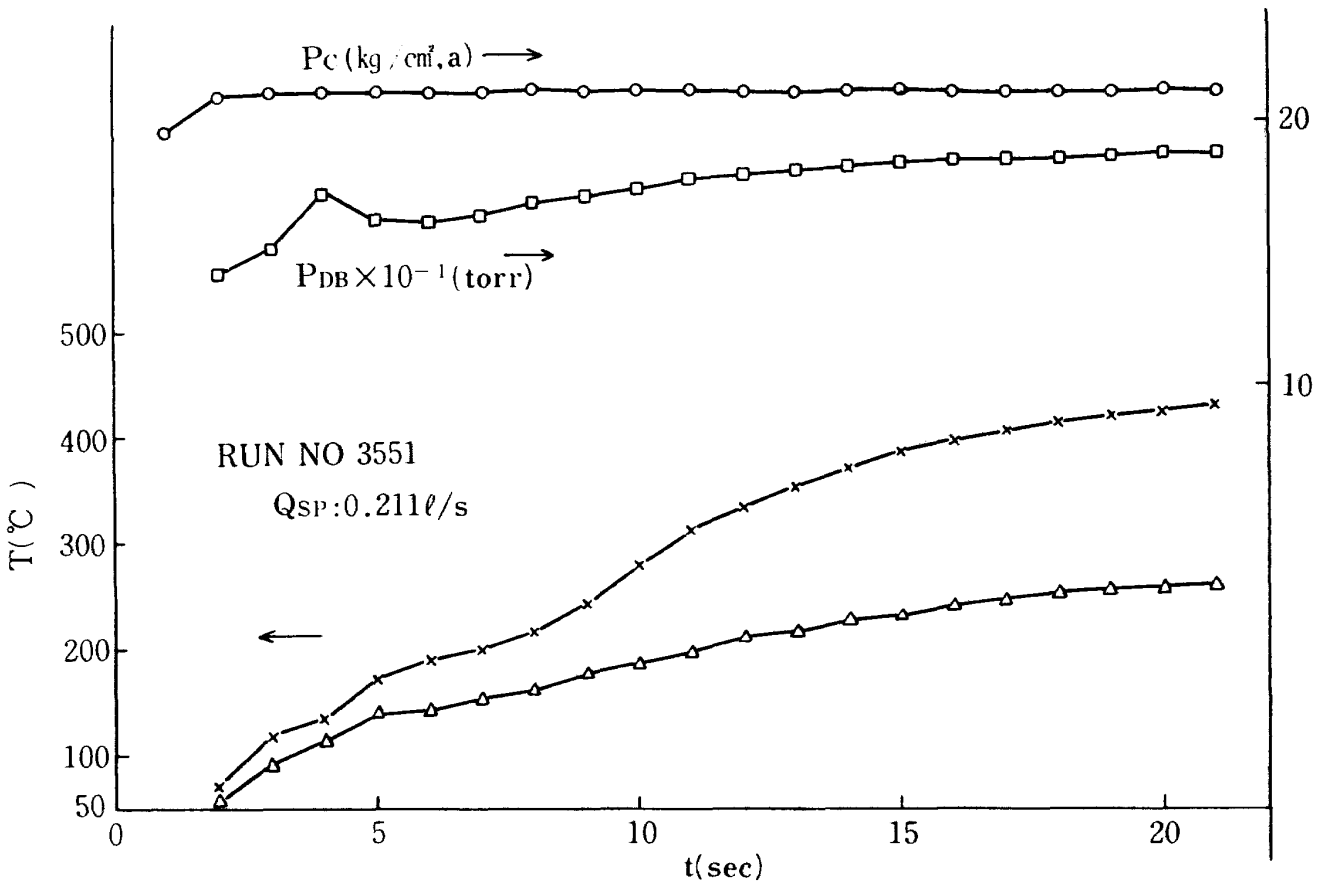


図33 スプレイクーラ出口ガス温度の時間的变化

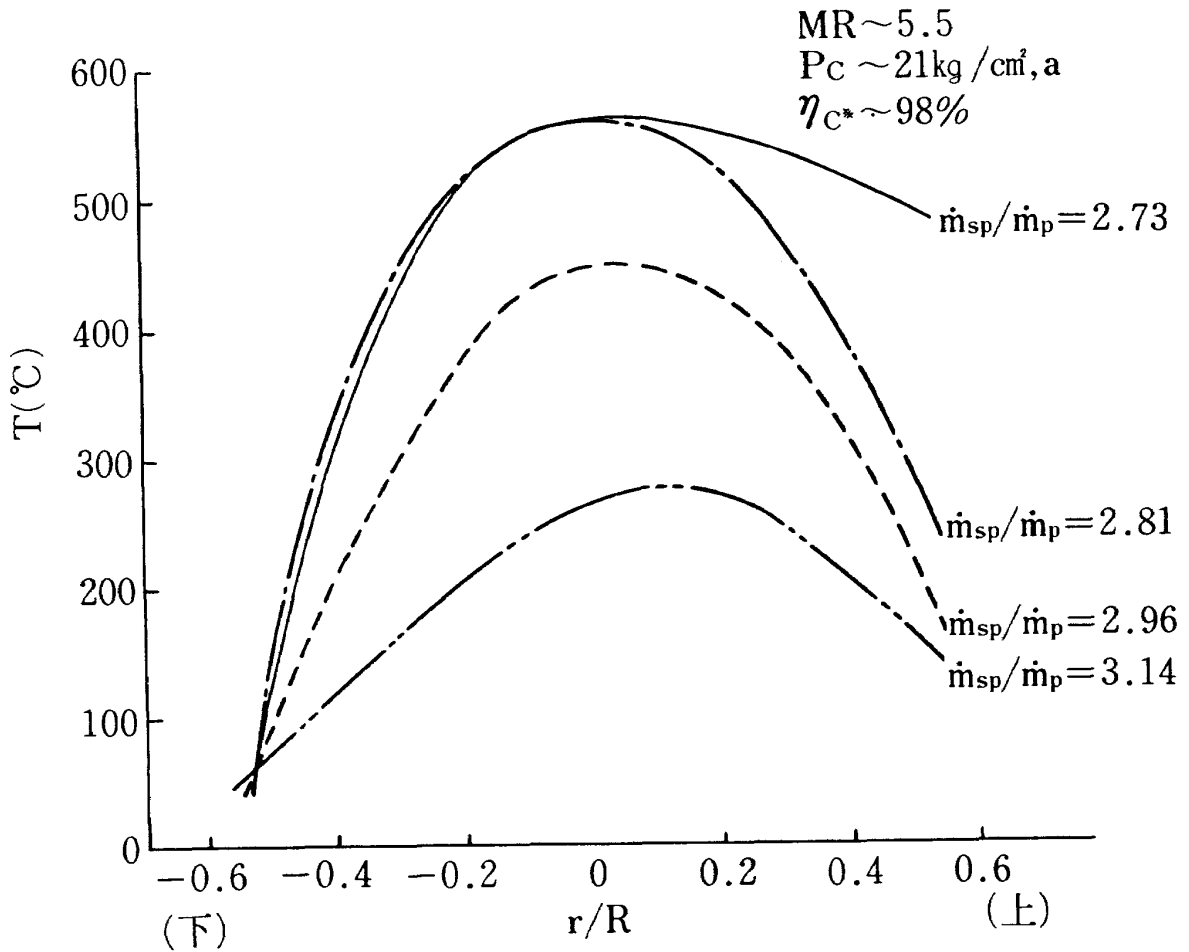


図34 スプレイクーラ出口ガス温度分布

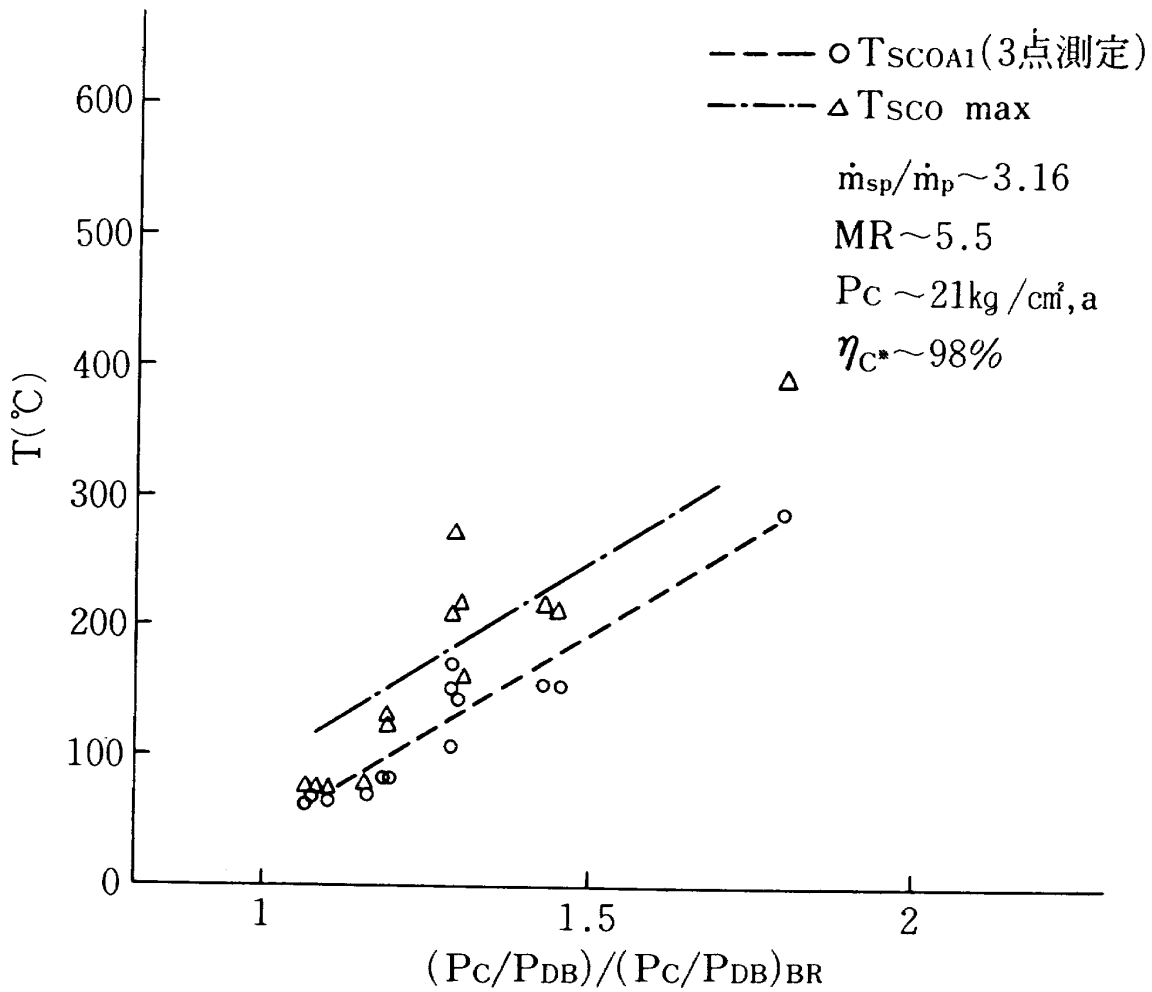


図 35 スpray冷却器出口ガス温度に及ぼす作動圧力比の効果

が大きいときには、デフューザ壁面に吸収される熱量が小さいので、 (P_C/P_{DB}) が小さい場合に比べてデフューザ出口におけるガスのエンタルピーが大きいこと(図30参照), ならびにデフューザ背圧が低くなるため、蒸発および混合が不十分となるためと考えられる。

図36にスpray水流量と推進薬流量の比 \dot{m}_{sp}/\dot{m}_p と出口ガス温度との関係を示す。ただし、このときの作動圧力比 $(P_C/P_{DB}) \sim 83.5$, すなわち、 $(P_C/P_{DB})/(P_C/P_{DB})_{BR} \sim 1.29$ であった。同図に実機的设计点も示す。

さて、ここで、スpray冷却水量について若干の検討をおこなう。冷却後の燃焼ガスと水蒸気の混合ガス温度と、デフューザ背圧の条件を満たすようなスpray水流量と推進薬流量の比を求めることによって所要スpray冷却水流量の理論値を決定する。図37に、燃焼効率100%としたときの \dot{m}_{sp}/\dot{m}_p に対する混合後の温度等を示す。スpray冷却器部

出口温度400°Cに対応する流量比 $(\dot{m}_{sp}/\dot{m}_p)_{th}$ は3.72である。ところが、実験では、図36に示すように、平均温度400°Cに対応する \dot{m}_{sp}/\dot{m}_p は約2.7である。理論値よりもかなり低い実験値が得られたことになる。この主な理由は、デフューザ壁面への熱伝達のために、推進薬エンタルピーが、スpray冷却器入口部においてかなり落ちていることである。図36の $(P_C/P_{DB}) = 83.5$ に相当するデフューザにおける熱吸収量は、図27の値を用いれば

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= (4.4)(2060) + (8.9)(1571) \\ &\quad + 18.6(1634) + (12.0)(2331) \\ &= 81410 \text{ cal/s} \end{aligned}$$

であり、燃焼ガス温度を400°Cまで下げるに必要な吸熱量(エンタルピー落差 ΔH_1)は熱力学計算によれば2840 cal/gであり、推進薬流量を測定値70g/sとして

$$Q / (\Delta H_1 \dot{m}_p) = 0.41$$

となり、デフューザ部で、400°Cまで燃焼ガス温度

Δ T_{sc0}, max (4 thermocouples)
 X " (3)
 O T_{sc0a} (4)
 □ T_{sc0l} (3)
 MR ~ 5.5
 P_c ~ 21 kg/cm², a
 η_c* ~ 98%

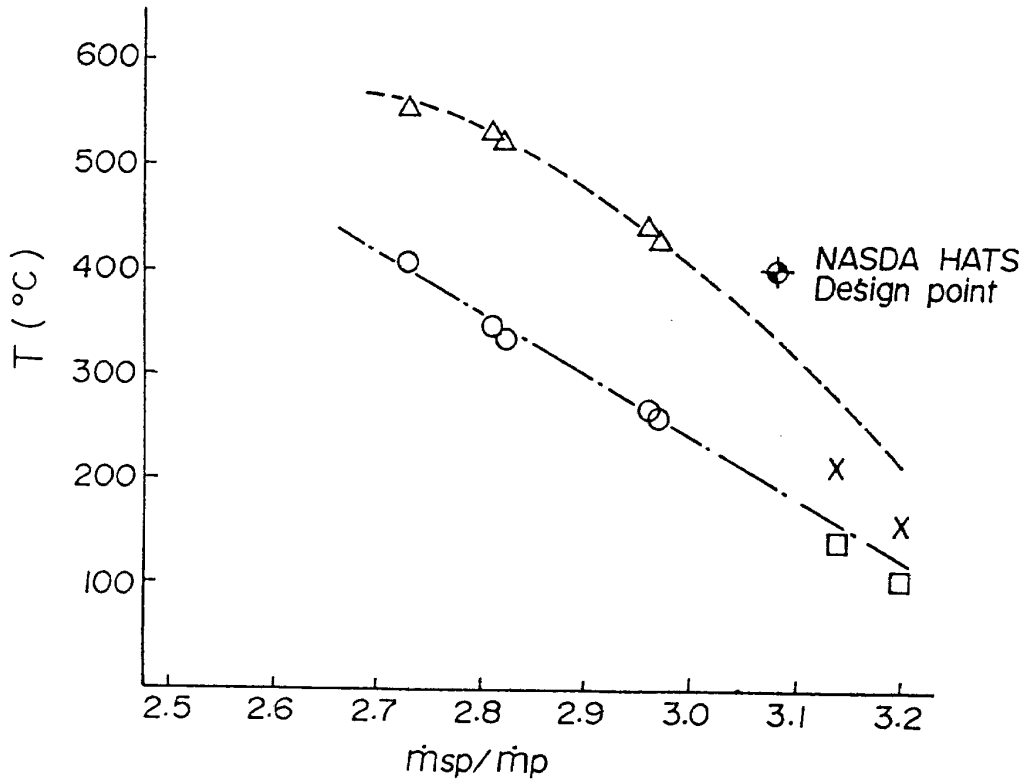


図 36 スpray冷却水流量比と Sprayクーラ出口ガス温度の関係

を下げるために必要なエンタルピ落差の約40%の熱を吸収していることになる。所要 Spray水流量は、

$$(\dot{m}_{sp}/\dot{m}_p)_{th} \times (1 - 0.4) = 2.23$$

となるべきであるが、実際には $\dot{m}_{sp}/\dot{m}_p \sim 2.7$ である。これは、 Spray噴射部から測定部まで約2.4 m (図9参照) であり、長さが十分でないこと、ならびに、 Spray噴射器の設計冷却水流量 (理論値) よりもかなり低い冷却水流量しか流れなかった事などから、 Spray冷却器における水の微粒化および混合が不十分なため、冷却性能が悪くなったことによるものと考えられる。

モデル試験データから実機の所要冷却水流量を求めると次のようになる。デフューザ部における熱吸収量による燃焼ガスのエンタルピ降下 ΔH_2 は、デフューザの内表面積を A 、 \dot{q} をデフューザの平均熱

流束、 \dot{m}_p を推進薬流量、 P_c を燃焼室圧力とすれば、

$$\Delta H_2 \sim \frac{A\dot{q}}{\dot{m}_p} \sim \frac{A\dot{q}}{A^*P_c}$$

従って、実機とモデルをそれぞれ添字 f と m で示すと、(2)式を用いて

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{\Delta H_{2f}}{\Delta H_{2m}}\right) &= \frac{A_f}{A_m} \frac{A_m^*}{A_f^*} \left(\frac{P_{cm}}{P_{cf}}\right) \left(\frac{q_f}{q_m}\right) \\
 &\sim \left(\frac{20}{35.5}\right) (0.928) = 0.607
 \end{aligned}$$

従って、デフューザ壁面への熱伝達によるエンタルピ降下はモデルの場合の約60%となる事が予想される。燃焼ガス温度を400°Cとするためには図37から $(\dot{m}_{sp}/\dot{m}_p) = 3.72$ であり、モデルデフューザ部の冷却が所要エンタルピ降下の40%に達してい

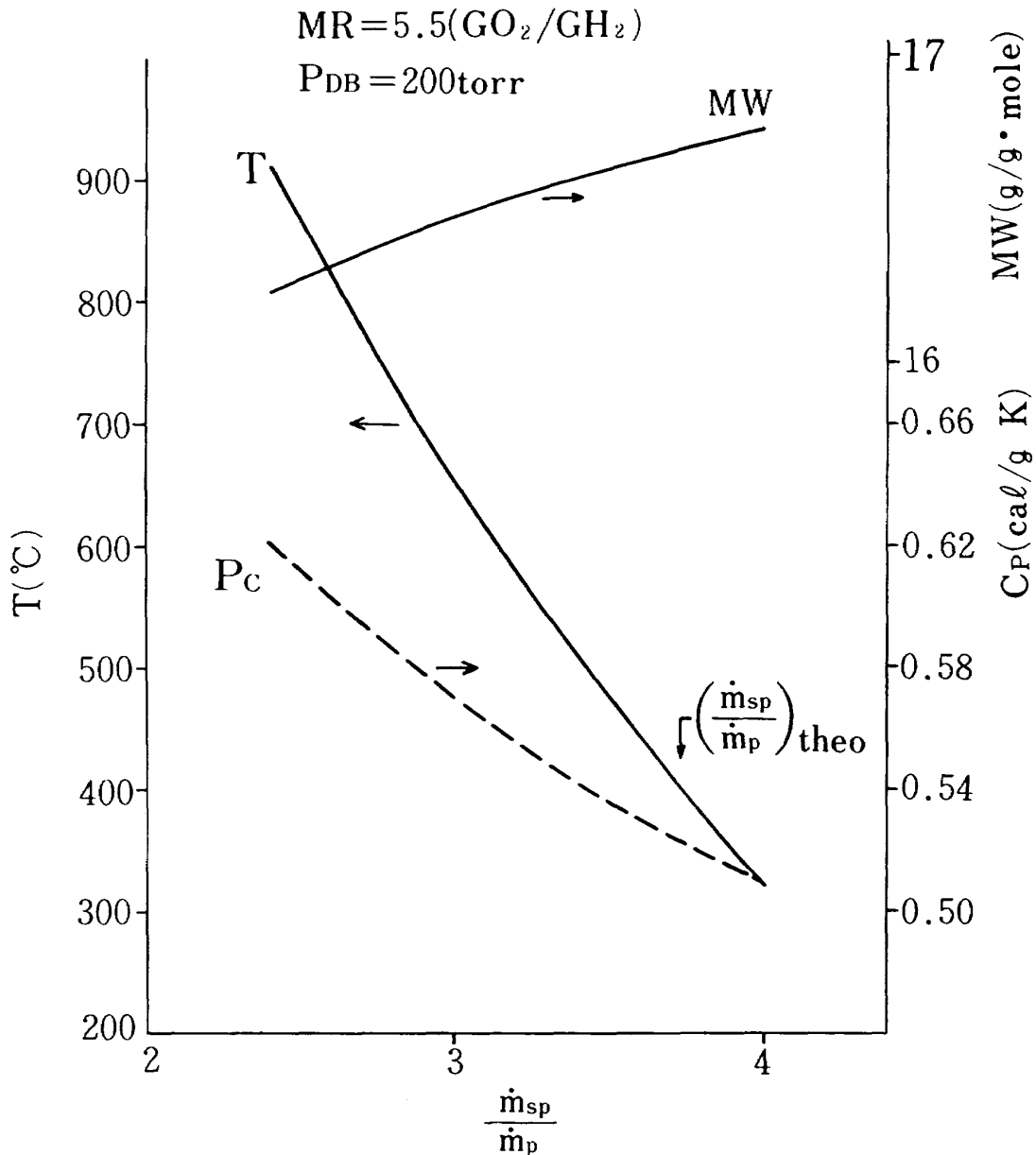


図 37 スプレイクーラ出口部熱力学量の計算値

たことを考慮して、

$$\frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}_p} = (3.72)(1 - 0.4 \times 0.6) = 2.83$$

となる。実機においては、スプレイ混合部の長さは十分に長く取れ、またスプレイ噴射器はデフューザ出口部断面に均一に分布しているので、スプレイ冷却器の効率はモデルの場合ほど悪くならないと考えられるので、図 36 に示した \dot{m}_{sp}/\dot{m}_p の設計値 3.08 はほぼ妥当な値と考えられる。

なお、スプレイ水流量比 \dot{m}_{sp}/\dot{m}_p が 2.7~3.2 のあいだではデフューザ背圧の変化はきわめてわずかであった(20秒燃焼時の作動圧力比は $83.5^{+1.4}_{-1.1}$)。ただし、このときのエゼクタ入口部オリフィス径は

110mm であり、エゼクタ吸込圧力は 117~119 torr であった。

スプレイ冷却システムに関しても、デフューザの熱伝達と同様に、実機とモデルの対応には不明な点が多いので、実機の試験に当っては、段階的に各種データを取得し、必要な対策をおこないながら、フライト用エンジンの試験にそなえる必要がある。

4. 試験実施中に起った問題

本節では、模擬試験実施中に起ったいくつかの問題点について述べる。これらの問題は、実機の大きさ、あるいは操作が本試験の条件とは異なるために、実機では必ずしも生じるとは限らないが、安全確実

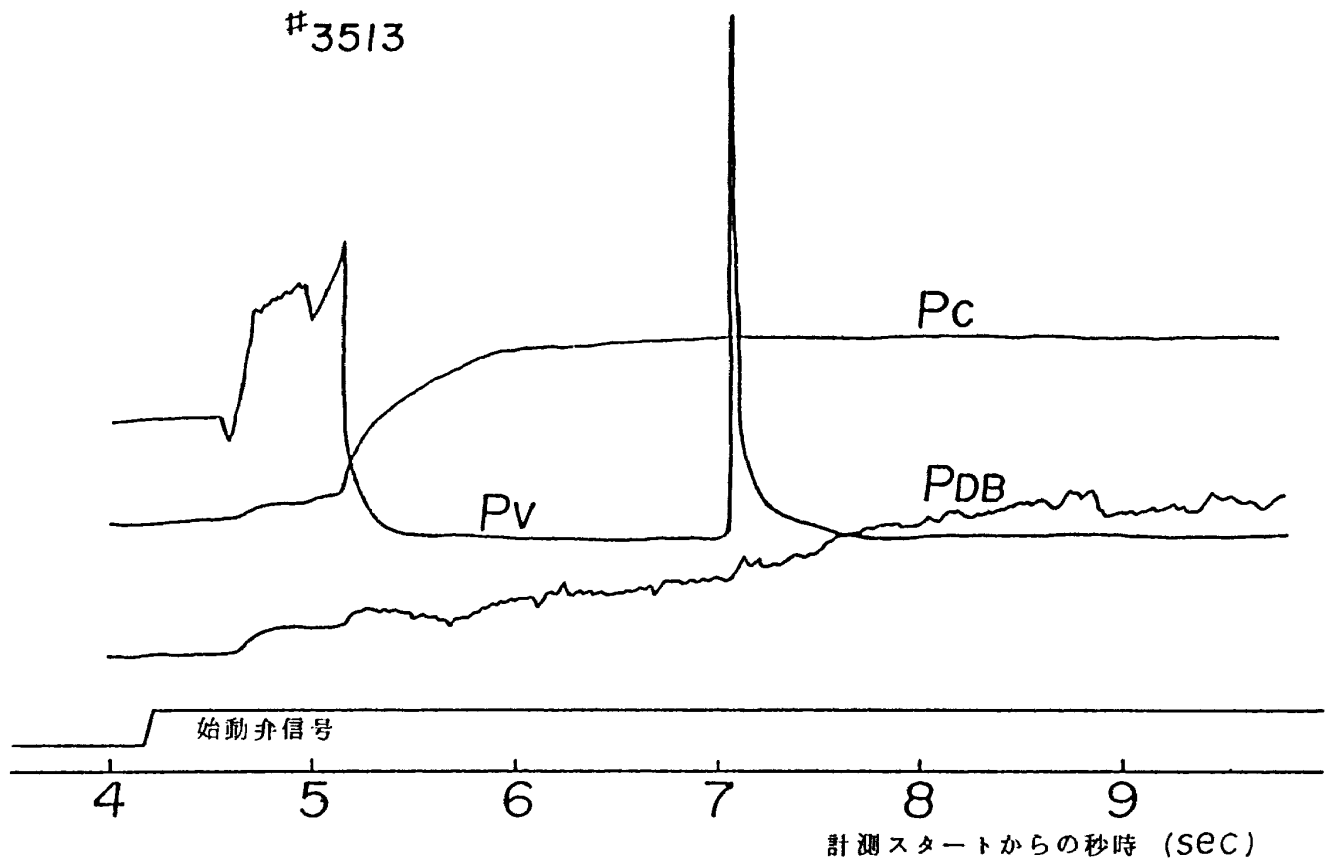


図38 低圧室へのブローバック

な試験装置および手順を確立するための何らかの参考となり得ると考え、以下に記述する。

4.1 スタート後の低圧室への燃焼ガスのもどり

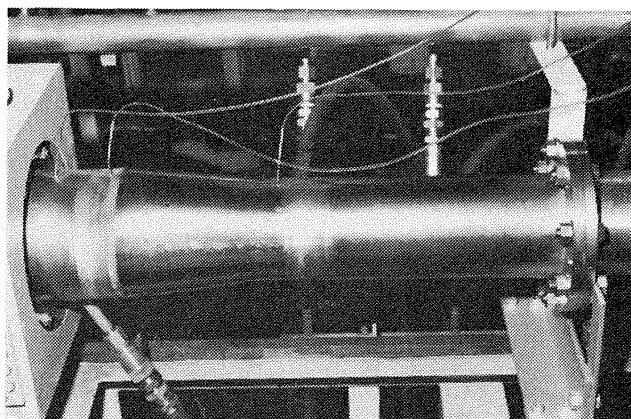
本シリーズの実験の初期には、ノズル出口面とデフューザ入口面との距離を5mmとした。このとき、一扨スタートするが、スタート後1~3秒のあいだにひとつまたはふたつの低圧室圧の急なピークが観察された。図38にその一例を示す。このときの作動圧力比は180であり、ブレイクダウン圧力比よりもはるかに高いので、ブレイクダウンとは考えられない。モニタテレビによれば、このピークに対応する時間に低圧室内へ火がもどっていることが明らかとなった。ノズル出口部の角度が、用いたノズルと同一のコンカルノズルについて非粘性のジェット境界がデフューザに衝突する位置を計算すると、デフューザ入口より下流約22mmとなる。従って、デフューザ入口部にジェット全体がのみ込まれない可能性は少ないと考えられたが、ノズル形状あるいは境界層の効果を計算する方法を整備していなかったため、念のためノズルを3mm下流へ移動させて、以後の実験をおこ

なった。それ以後は図38に示すようなブローバックは一度も起らなかった。このことから、ノズル出口面のマッハ数分布と境界層の影響によりジェット境界はコンカルノズル非粘性計算よりも大きく膨張し、ノズル出口面とデフューザ入口面の距離が大きな場合には、ジェットの一部分が低圧室にもどることがあると推測できる。この点に関してはジェットのより詳細な計算をまたねばならない。

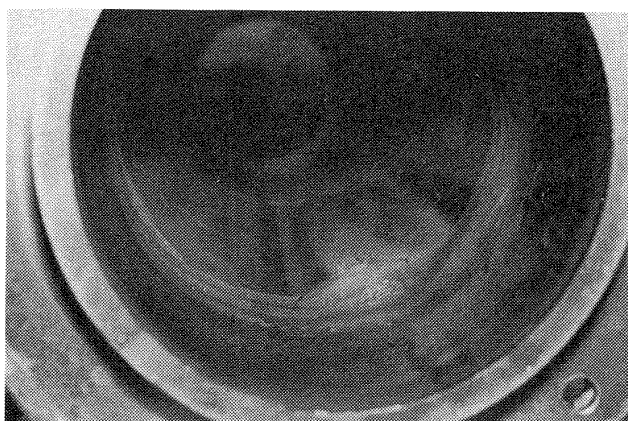
4.2 デフューザの焼損

当初の計画では、 P_c および MR 一定の場合のスタート圧力比を求めるため、着火後 P_c および MR が安定するまではデフューザ背圧を十分高くしておき、その後徐々にデフューザ背圧を下げてスタート圧力比を求める実験を最初におこなう予定であった。しかしながら、デフューザ冷却水の流量に余裕がなかったため、この実験を最後にもっていった。

P_c, MR 一定のスタート圧力比を求める試験手順を確立するための予備実験において、15秒間デフューザブレイクダウンの状態で燃焼をおこなったところ、デフューザ第1区画においてバーンアウトが



(a)



(b)

図 39 デフューザ第一区画の損傷

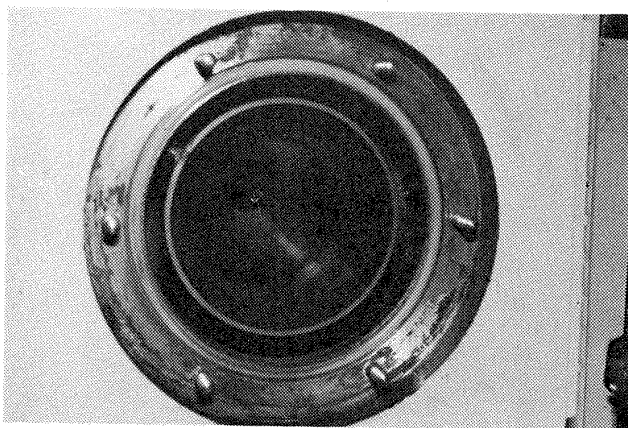


図 40 ノズルはくりに伴うヒートマーク

おこり、デフューザを損傷した。図 39(a)はその外観であり(b)は内部の写真である。セカンドスロート入口ななめ部の一部が内部へ凸出しているのがわかる。

デフューザがスタートしないときには、当然ノズルにおいてははくりを起しているものと考えられる。事実、上記の実験後にノズルを点検したところ、図 40 に示すように、ほぼ対称なはくりに伴うヒート

マークがみられた。

5. む す び

NASDA-HATS のほぼ 1/13.6 の寸法もつノズルおよびセカンドスロートデフューザについて、水素/酸素燃焼ガスを用いてスタートおよびブレイクダウン特性を求め、デフューザ冷却および燃焼ガス冷却についていくらかの知見を得た。得られた主な結果は次のとおりである。

- (1) エンジンの混合比によるブレイクダウン圧力比の変化はわずかであり、混合比 5.5 におけるブレイクダウン圧力比は約 65 である。
- (2) 定常時のデフューザの作動圧力比 (P_C/P_{DB}) がブレイクダウン圧力比の 1.1 倍以上のときは、着火時のスタート圧力比はブレイクダウン圧力比と同程度である。ただし、定常時の作動圧力比がブレイクダウン圧力比とほぼ等しいときにはスタート圧力比は約 90 となる。
- (3) DNASDA-HATS のデフューザの定常作動圧力比はブレイクダウン圧力比の約 1.42 倍であり、十分安全な値といえる。
- (4) 定常時の低圧室圧力比 (P_V/P_C) は 0.5×10^{-3} 程度であり、実機においては約 13 torr となる。
- (5) 設計作動圧力比において、本デフューザでは拡大部に擬似衝撃波がかかり、この部分の熱流束が Colburn 型の熱伝達式による予測値の 2 倍以上の大きな値となる。
- (6) モデル試験データをもとにして、実機の冷却設計値を検討した結果、最も熱負荷の大きな部分においても沸とう熱伝達を考慮すれば、バーンアウト熱流束に対する余裕は小さいが、一応可能な範囲にある。
- (7) 熱焼ガス冷却用スプレイ水流量の推進薬流量に対する比 \dot{m}_s/\dot{m}_p の設計値 3.08 は適当な値とみなすことができる。

デフューザの熱伝達およびスプレイ冷却器の実験結果を実機にスケーリングするに当たり、ここで取りあつかっている複雑な流れでは証明されていない関係を拡大解釈して用いている。従って、デフューザおよびスプレイ冷却器の熱的特性に関する実機の設計値が安全であるとする結論にはある種

のあいまいさが残る。

実機の試験に当っては、短秒時燃焼試験、中秒時燃焼試験等において設備に関するデータを取得し、各段階において次の段階の試験の安全性を予測する手順をとらなければならない。

本試験を行うに当たり、供試体の製作等において三菱重工業株式会社神戸造船所の関係者の御協力を得た。航空技研角田支所の毛呂明夫主任研究官には燃焼性能物性値等の計算において、また中橋和博技官にはノズル流の計算に関して御協力をいただいた。ここに深く感謝の意を表する。航技研の大塚貞吉前支所長には本研究の計画および遂行の全般にわたる指導および激励をいただいたことを付記する。

文 献

- 1) 宮島博, 他: ロケットエンジン高空性能試験用エゼクタの実験的研究, 航技研報告 TR-449 (1976)。
- 2) 宮島博, 他: 零2次流エゼクタにおける亜音速デフューザおよびノズル形状の効果, 航技研報告 TR-493 (1977)。
- 3) 宮島博, 他: ロケットエンジン高空性能試験用蒸気エゼクタの実験, 航技研報告 TR-566 (1979)。
- 4) Goethert, B.H., and Matz, R., "Experimental Investigation of Base Flow Characteristics of Four Nozzle Cluster-Rocket Models" The Fluid Dynamic Aspects of Space Flight, Vol 2, AGARDograph 87. Gordon and Breach Sci. Pub. (1966)
- 5) 大塚貞吉, 他: 液体水素ロケット燃焼器高空性能試験設備, 航技研資料 TM-387 (1979)。
- 6) 中橋和博, 他: ロケットノズル性能計算プログラムの開発, 第24回宇宙科学技術連合講演会前刷, (1980) PP204~205。
- 7) 宮島博, 阿部登, 木皿且人: ロケットエンジン高空性能試験用デフューザの設計計算, 航技研資料, TM-313 (1976)
- 8) 三菱重工業(株)名古屋航空機製作所社内資料

既 刊 資 料

TM-453	ピンテン・カメラによるYS11の着陸追跡実験	1981年12月	古茂田真幸, 小野 幸次, 宮沢 与和, 塚野 雄吉
TM-454	前方微小角散乱光強度パターン測定によるレーザ噴霧粒径分布測定装置の試作	1982年 1月	林 茂, 堀内 正司, 斉藤 隆
TM-456	汎用飛行シミュレータ・デジタル演算部(FSK-II)用シミュレーション・コントロールプログラム(SCP-II)	1982年 1月	渡辺 顯
TM-457	CARSによる火炎温度の計測方法	1982年 2月	五味 光男, 藤井 昭一, 石塚 只夫
TM-458	NAL・STOL実験機USBフラッシュ後縁複合材模型の熱変形試験	1982年 2月	遠藤 修司, 古賀 達蔵, 松嶋 正道, 熊倉 郁夫, 石川 隆司, 前川 昭二

航空宇宙技術研究所資料 461 号

昭和57年3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 株式会社実業公報社
東京都千代田区九段南4-2-12
