

UDC 621.452.3.034/.035

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-254

高圧燃焼器の研究 (I)

——先行試験用アニュラ形燃焼器の設計——

鈴木邦男・石井浅五郎

1974年4月

航空宇宙技術研究所

NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

項 目	担 当 者
資 料 提 供	山中国雍*, 長門侃二*

* 石川島播磨重工業(株)

高圧燃焼器の研究 (I)*

—先行試験用アニューラ形燃焼器の設計—

鈴木邦男**・石井浅五郎**

概要

通商産業省工業技術院の大型工業技術研究開発：航空機用ジェットエンジンの研究開発支援の一環として、入口空気圧力の高い状態の作動を対象にした高圧形アニューラ燃焼器模型の設計を行なった。この設計には、当所の軽量ジェットエンジン JR シリーズの燃焼器の研究結果を活用し、実績に基づき堅実な資料を採用した。ただし、ライナ壁面の冷却法など高圧燃焼器として不可欠な事項は、文献などから求めて取入れた。

1. まえがき

通商産業省工業技術院の大型工業技術研究開発制度に昭和46年度から取上げられた航空機用ジェットエンジンの研究開発支援の一環として、高圧アニューラ形燃焼器の先行試験模型（呼称 CC 10）を設計した。これは、第1次試作エンジン FJR 710/10 の詳細設計資料および昭和47年度に製作を予定している燃焼器模型の設計資料を得ることを目的としている。

CC 10 の設計方針は、当所において、これまで試作研究を行ってきた軽量ジェットエンジン JR シリーズの燃焼器の研究から求めた設計法を基本にし、高圧燃焼器になることを考慮して、部分的な修正を行なう形とした。なお、FJR 710/10 で特に要求されている排気中の煙の減少に対して、一般に、一次燃焼領域に相当量の空気を流入させる方式が有効であるといわれ、CC 10 では、JR シリーズの燃焼器で燃焼性能向上に重要な役割を果たした大形のスワラを用い、排気煙の発生を防ぐこととした。

2. 記号

本文中に用いた記号は、次の通りである。

A_{cs} : 冷却スリット開口面積 m^2
 A_k : ライナ空気孔開口面積 m^2

A_1 : ライナ断面積 $\frac{\pi}{4}(D_{i0}^2 - D_{i1}^2)$ m^2
 A_s : スワラ開口面積 m^2
 A_t : 燃焼器最大断面積 $\frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_i^2)$ m^2
 D_i : 内径 m, mm
 D_0 : 外径 m, mm
 D_{s2} : 噴射のサウタ平均径 μ
 d_f : 噴流直径 mm
 d_k : ライナ空気孔直径 mm
 d_s : スワラ有効外径 mm
 g : 重力加速度=9.8 m/s^2
 H_u : 燃料の低位発熱量 $kcal/kg$
 i_1 : 入口空気のエンタルピ $kcal/kg$
 i_2 : 出口燃焼ガスのエンタルピ $kcal/kg$
 L_{ap} : 一次燃焼領域の空気負荷率 $\frac{w_{ap}}{V_{i1} \cdot P_1}$ $kg/m^3 \cdot s \cdot atm$
 L_{bs} : 二次燃焼領域の燃焼負荷率 $\frac{w_f \times 3600 \cdot H_u}{V_{i2} \cdot P_1^{1.8}}$ $kcal/m^3 \cdot h \cdot atm^{1.8}$
 L_b : ライナ全体の燃焼負荷率 $\frac{w_f \times 3600 \cdot H_u \cdot \eta_b}{V_i \cdot P_1}$ $kcal/m^2 \cdot h \cdot atm$
 l_p : 一次燃焼領域のライナ長さ m
 l_s : 二次燃焼領域のライナ長さ m
 l_a : 希釈混合領域のライナ長さ m
 l_t : ライナ全長 $l_p + l_s + l_a$ m
 n_p : 一次燃焼領域の平均空燃比 $\frac{w_{ap}}{w_f}$
 n_s : 二次燃焼領域内の平均空燃比 $\frac{w_{ap} + w_{as}}{w_f}$
 n : ライナ全体の空燃比 $\frac{w_a}{w_f}$
 P_1 : 燃焼器入口空気全圧 $kg/m^2 \cdot abs, atm$
 P_2 : 燃焼器出口平均全圧 $kg/m^2 \cdot abs$
 ΔP : 燃焼器入口—出口の全圧差 $P_1 - P_2$ kg/m^2
 p : ピッチ
 PCD : 燃料噴射弁のピッチ円 mm

* 昭和47年7月19日受付

** 原動機部

Q_a : 入口空気の体積流量	$\frac{w_a}{\gamma_a}$	m ³ /s
s : スリット幅		mm
t_1 : 入口空気温度		°C
t_2 : 出口平均温度		°C
T_1 : 入口空気の絶対温度		°K
T_2 : 出口燃焼ガスの絶対温度		°K
Δt : 平均温度上昇	$t_2 - t_1$	deg C
U_j : 噴流流速		m/s
U_r : 最大断面平均風速	$\frac{Q_a}{A_t}$	m/s
V_{1p} : 一次燃焼領域のライナ容積		m ³
V_{1s} : 二次燃焼領域のライナ容積		m ³
V_i : 全ライナ容積		m ³
w_a : 空気流量		kg/s
w_f : 燃料流量		kg/s
W_i : ライナ幅	$\frac{1}{2}(D_{i0} - D_{ii})$	mm
Y : 噴流貫通距離		mm
z : 燃料噴射弁個数		
γ_a : 入口空気の単位体積あたり重量	$1.293 \times \frac{273}{T_1} \times \frac{P_1}{10332}$	kg/m ³
δ_t : 出口温度不均一率	$\frac{(t_{2i})_{\max} - t_2}{t_2 - t_1}$	
ϵ : 酸素消費効率		
η_b : 燃焼効率	$\frac{(w_a + w_f)i_2 - w_a i_1}{w_f \cdot H_u}$	
π_c : 圧縮機の圧力比		
ρ_a : 入口空気密度	$\frac{\gamma_a}{g}$	kg s ² /m ⁴
τ : 平均滞留時間	$\frac{l_i}{U_r}$	ms
ϕ : 全圧損失係数	$\frac{\Delta P}{1/2 \cdot \rho_a U_r^2}$	

図1に燃焼器各部の記号を示す。

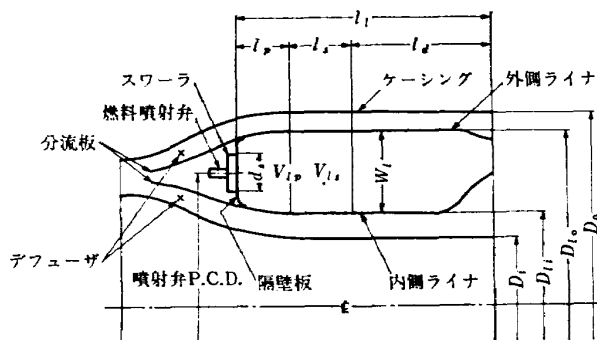


表 1 設計点における要目比較

	FJR 710/10	JR シリーズ	
		JR 100	JR 220
燃焼器入口全圧 P_1 kg/cm ² abs	17.1	4.03	4.55
空気流量 w_a kg/s	23.3	26.0	34.0
燃焼器入口全温 t_1 °C	430	177	195
タービン入口全温 t_2 °C	1080	850	950
平均温度上昇 Δt deg C	650	673	775
燃料流量 w_f kg/s	0.42	0.48	0.70
空燃比 n	55.4	54.5	48.5
燃焼効率 η_b %	>98	>98	>98
全圧損失率 $\Delta P/P_1$	<0.04	0.08	~0.08
出口温度不均一率 δ_t	<0.2	~0.28	~0.25
燃焼器入口寸法 (外径/内径) mm	366/404	366/460	385/520
燃焼器出口寸法 (外径/内径) mm	454/518	396/560	429/628
燃焼器全長 mm	(約) 400	394	434

はかるように、他のエンジン構成要素と比較して適当な大きさとする。 U_r は当然低下するが、ライナ内部の混合促進をはかるため、ライナ空気孔面積を減少させて流入空気流速の低下をおさえる必要がある。これから、 ϕ 値としては、JR シリーズの場合より高くとる。

CC 10 の ϕ 値は、表 1 の要目および表 2 に示す実

表 2 燃焼器の全圧損失係数の実例

エンジン名称	圧力比	全圧損失係数の推定値
JR 100	3.9	18
RB 211-22	24.1	27.5
CF 6-6	22.5	32.4
JT9D-1	21.3	35.5
B 6-2	13.2	67.6

例を考え合せると、 $\phi=35\sim45$ が妥当である。主要寸法の算出の場合、 ϕ 値を大きめにとっておいたほうが安全側であるので $\phi=45$ と見積る。

ϕ の定義:

$$\phi = \frac{\Delta P}{1/2 \cdot \rho_a U_r^2}$$

から

$$U_r = \sqrt{\frac{\Delta P}{1/2 \cdot \rho_a \phi}} = \sqrt{\frac{6840}{1/2 \times 0.848 \times 45}} = 18.9 \text{ m/s}$$

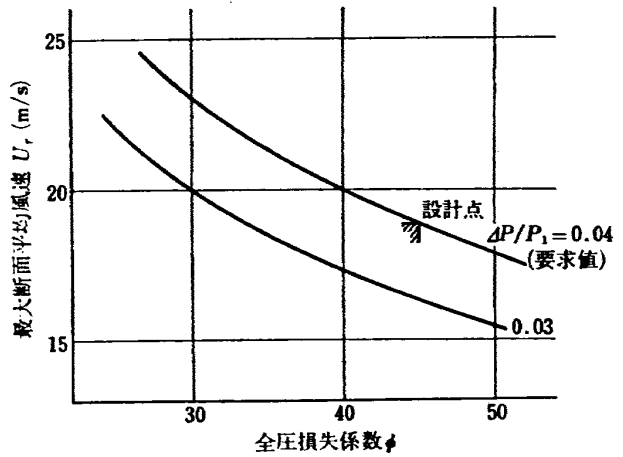


図 2 CC 10 (FJR 710/10) 燃焼器の U_r の選定

なお、 $\Delta P=0.04 P_1$ および ρ_a は、表 1 から求めた。図 2 に $U_r \sim \phi$ の関係を示す。

5.2 燃焼器最大断面積 A_t の選定

U_r が求まると、ただちに A_t を求めることができる。入口空気の体積流量を Q_a として表 1 の数値から、

$$Q_a = \frac{w_a}{\gamma_a},$$

$$A_t = \frac{Q_a}{U_r} = \frac{2.81}{18.9} = 0.149 \text{ m}^2$$

この A_t 値は、5.1 節から判明するように、大きめのものであるが、これについて、他の因子を考慮してみる。

- (1) エンジン全体の形状、構造上からは、この程度の A_t で全く問題にならない。
- (2) ライナ断面積 A_t が大きくでき、ライナ幅 W_t の増加からスワロー有効外径を大きくとることができる。
- (3) U_r が小さな値になるため、ライナ空気孔面積比 A_n/A_t を小さくすることができ、燃焼性能や NOx 制御などの調整が容易になる。
- (4) 燃焼器入口デフューザ長さは、 A_t を大きくとるほど長くなる傾向をもつ。
- (5) U_r が小さな値になるため、設計点状態よりも U_r の小さな範囲で煙や炭素堆積が発生しやすくなる。ただし、CC 10 の場合、 ϕ を大きめにとっているので、これは問題にならないと考えられる。しかし、燃焼実験に基く調整が必要になる。
- (6) ライナ長さ l_t は、経験的にライナ幅 W_t に比例する。たとえば、

一次燃焼領域長さ	$l_p=0.4 W_l$
二次燃焼領域長さ	$l_s=0.6 W_l$
希釈混合領域長さ	$l_a=1.5 W_l$
	$l_t=2.5 W_l$

程度になり、 $W_l \sim 80 \text{ mm}$ (この値については後記) とすると $l_t \sim 200 \text{ mm}$ になる。

(7) 入口デフューザ長さ l_{diff} を実例から次のように見積る²⁾。

$$l_{\text{diff}} = (0.78 \sim 1.4) \frac{D_0 - D_i}{2}$$

これから、

$$\frac{D_0 - D_i}{2} \sim \frac{W_l}{0.65}, \quad 0.65 \sim A_t/A_e \text{ (後記)}$$

と推定して

$$l_{\text{diff}} = (1.2 \sim 2.15) W_l = 96 \sim 172 \text{ mm}$$

すなわち、 $l_t + l_{\text{diff}} < 400 \text{ mm}$ で表 1 の燃焼器全長でよいことになる。作図によると、これでデフューザ等価円錐角は 24° 以下に押えることができる。

5.3 燃料噴射弁個数 z の選定

表 1 の燃焼器入口形状 (= 圧縮機出口形状) および燃焼器出口形状、前節の A_t 値から燃焼器の概略形状を作図し、燃焼噴射弁のピッチ円を求めると $PCD \approx 410 \text{ mm}$ となる。燃焼噴射弁のピッチ p

$$p = \frac{\pi(PCD)}{z}$$

とスワラ有効外径 d_s との比は、スワラ下流側の流れの相互干渉による保炎性能低下を防ぐ意味から、あまり小さくできない。また、スワラ開口面積と噴射弁 1 個あたりの燃料噴射量の比を小さくするとスワラの特性がうすれ、好ましくない。これまでに当所で試作実験した燃焼器模型の例を表 3 に示す。表 3 の最終欄は、燃料噴射量と γ_a を考慮したスワラ開口面積との比をとったものである。燃焼実験の結果では、JR-0 では十分なデータがなくこれを除くと、JR 100 (高温形) がもっとも良い燃焼性能を示しており、

表 3 スワラ有効外径 d_s とピッチ p 、噴射弁数 z などの実例

名 称	PCD mm	z	p mm	d_s mm	$d_s^2/(w_f/\gamma_a)$ $\times 10^3$
JR-0	306	12	80.1	52	354
JR 100	434	16	85.2	55~58	311 (55)*
JR 100 (高温形)	450	18	78.5	57~58	327 (57)
JR 200	472	20	74.1	54~55	287 (54)
JR 220	485	20	76.2	56	289

* () 内の数字は d_s を表わす。

表 4 CC 10 の場合の燃料噴射弁数、スワラ有効外径など

z	12	14	16	17	18	19	20
d_s mm	57*	57*	57*	55	52	49	47
$d_s^2/(w_f/\gamma_a)$	769×10^3	897	1025	1015	958	900	870
p mm	102.6	92.0	80.5	75.7	71.5	67.7	64.4

* ライナ幅 W_l の制限から $d_s = 57 \text{ mm}\phi$ 以上のスワラは使用できない。

スワラ径の絶対値の大きなこと、または $d_s^2/(w_f/\gamma_a)$ 値の大きなことがよいようである。これらを CC 10 の場合について調べてみると表 4 のようになる。ただし、 $PCD = 410 \text{ mm}$ とした。表 3 と比較すると、 $d_s^2/(w_f/\gamma_a)$ 値は大分大きくなるが、余裕をみれば大きなほうが良いと思われ、これから噴射弁数として $z = 16 \sim 18$ が選出される。さらに、次の事柄を考慮する。

- (1) スワラの許容最大径は、表 4 では $d_s = 57 \text{ mm}$ にしたが、ライナ壁面冷却構造の面から、もう少し小さめに押えられることもよう。
 - (2) 円周方向の温度分布の均一性に対し、噴射弁数は多いほうが有利になる。
 - (3) ライナ空気孔直径とライナ幅の間には最適値があり、ライナ空気孔の円周方向ピッチは、外側ライナについて、空気孔直径の 3 倍程度が必要である³⁾。また、円周方向の空気孔列数は、噴射弁数の整数倍にする必要がある。
 - (4) JR シリーズに用いたスワラの試験実績は、 $d_s \geq 52 \text{ mm}\phi$ のものについてであるが、一般的に保炎性能は d_s の大きなもののほうがよい。
 - (5) 燃焼器入口のストラット数は、噴射弁数の整数分の一にする (すなわち $z/2$ または $z/3$)。一方、ストラット数には、構造的な面からの制約がある。
 - (6) 燃料噴射弁 1 本あたりの燃料流量は、噴射弁外形寸法の制約から、多くないほうがよい。
- 以上のことから、保炎性能の点においてすぐれていると思われる $z = 16$ とおいて必要事項のチェックをする。

5.4 燃焼器入口ストラット数の選定

前節から、 $z = 16$ 、ストラット数を $z/2 = 8$ 本として検討する。なお、ストラット数を $z/3 \sim z/4$ にするとストラット間に 3~4 個並ぶスワラ下流側の火炎について、中央部分のものが、ストラットに隣接する 2 個のものとなる様子を示すと予想され、円周方向の温度分布均一化にとって好ましくない。

ストラット形状として、エンジンの実例を参考にし、ストラットを通る配管の種類および太さを次のよ

表 5 燃焼実験用に準備したスワローの要目

	スワロー外径 d_s (mm)	スワロー内径 (mm)	旋回 角度 (deg)	盲リン グ外径 (mm)	盲リン グの切 欠	1.5 mmφ キリ孔 (個)
スワロー a	55	37	45	41.5	無	8
スワロー b	57	37	45	43.0	有	
スワロー c	57	37	45	43.0	有	24

5.6 ライナ全長 l_t の概算

ライナ容積 V_t を推定し、これから l_t をチェックする。 V_t は、正確には作図から求める必要がある。

燃焼器最大断面積は、5.2 節から $A_s=0.149 \text{ m}^2$ である。ライナ断面積比 A_i/A_t は、全圧損失係数 ϕ が小さく、かつ A_i/A_t の大きなところをとる。図 4(a), (b) に示す計算結果⁵⁾ から、スワロー開口面積比を 0.2 前後に見積ると、 $A_i/A_t \sim 0.65$ になる。したがって、

$$A_t = 0.65 A_i = 0.0969 \text{ m}^2$$

5.6.1 一次燃焼領域の長さ l_p

(条件)

- (1) 所要量の燃料は、すべて一次燃焼領域内に噴射す

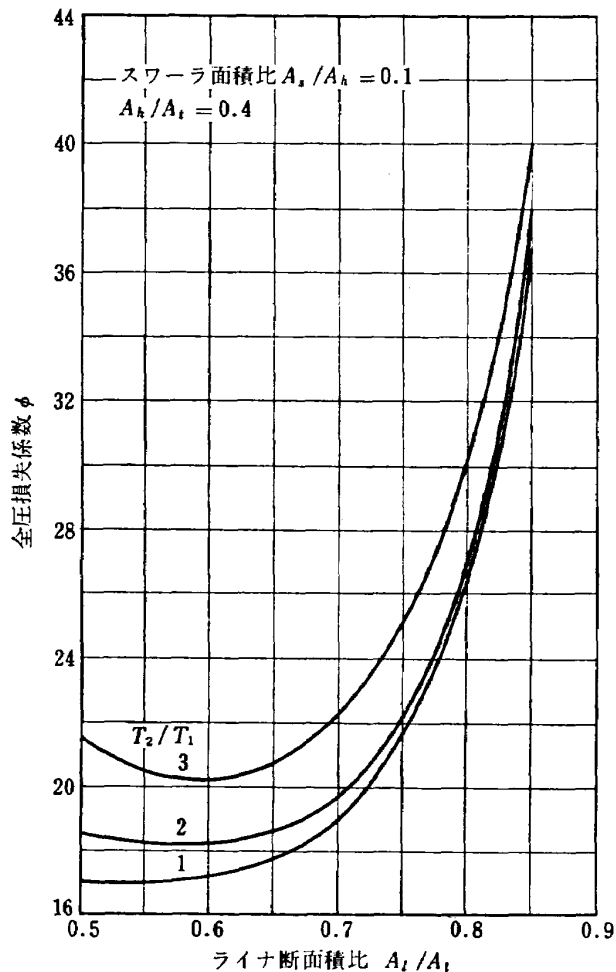


図 4(a) A_i/A_t の ϕ に及ぼす影響 (I)⁵⁾

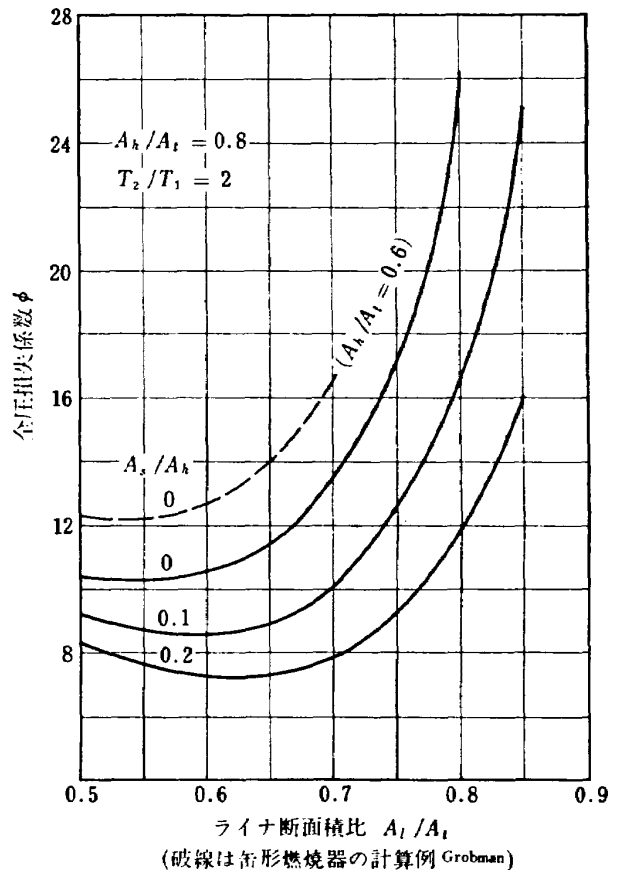


図 4(b) A_i/A_t の ϕ に及ぼす影響 (II)⁵⁾

る。

- (2) 一次燃焼領域内の平均空燃比は、少なくとも $n_p \geq 8$ とする⁶⁾。できれば $n_p \sim 12$ にしたい (図 5)。
- (3) 一次燃焼領域の空気負荷率 (Air Loading) を $L_{ap} = 50 \text{ kg/m}^3 \text{ s atm}$ にとる。これは、前節のスワローを用いたとき、十分に余裕のある数値である ($L_{ap} = 80 \text{ kg/m}^3 \text{ s atm}$ くらいまであげた実績がある)。

表 1 から $w_f = 0.421 \text{ kg/s}$ であるから、

$$w_{ap} = (8 \sim 12) w_f = 3.37 \sim 5.05 \text{ kg/s}$$

$$L_{ap} = w_{ap} / V_{ip} \cdot P_1, \quad P_1 = 16.55 \text{ ata} \text{ から}$$

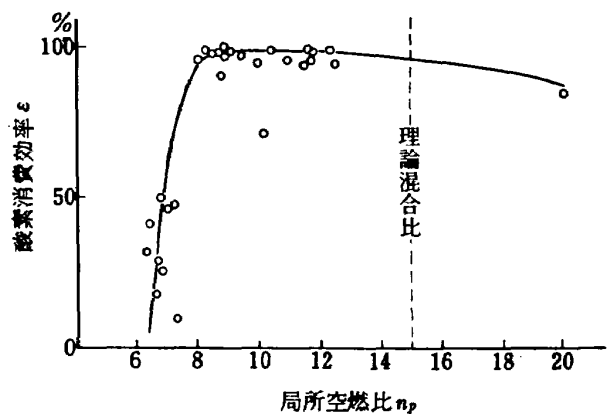


図 5 一次燃焼領域の空燃比と酸素消費効率 (燃焼効率相当)

$$V_{ip} = \frac{3.37 \sim 5.05}{50 \times 16.55} = 0.00407 \sim 0.0061 \text{ m}^3$$

$$l_p \sim \frac{V_{ip}}{A_i} = \frac{0.00407 \sim 0.0061}{0.0969} = 0.042 \sim 0.063 \text{ m}$$

5.6.2 二次燃烧領域の長さ l_s

二次燃烧領域内の燃烧負荷率 L_{bs} として、完全攪拌形均質反応炉 (Stirred Reactor Model) の結果⁷⁾ や JR 220 燃烧器の資料⁸⁾ などから、

$$L_{bs} = \frac{3600 H_u \cdot w_f \cdot \eta_b}{V_{is} \cdot P_i^{1.8}} = 2 \times 10^8 \text{ kcal/m}^3 \text{ h atm}^{1.8}$$

とおく。なお、 H_u は燃料の低位発熱量で、 $H_u = 10,250 \text{ kcal/kg}$ にとると、

$$V_{is} = \frac{3600 \times 10250 \times 0.421 \times 0.98}{2 \times 10^8 \times 16.55^{1.8}} = 4.88 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$l_s \sim \frac{V_{is}}{A_i} = \frac{4.88 \times 10^{-4}}{0.0969} = 5.04 \times 10^{-3} \text{ m}$$

本燃烧器の場合、燃烧器入口圧力が高く、上式に用いた圧力指数 1.8 をかえると l_s は大幅にかわる。圧力指数は、研究者によってことなるが、1.3~1.8 が示されている¹¹⁾。この数値は、低圧で行なった実験から求めており、高圧状態での実験結果は見掛けない。高圧状態では、圧力指数を低めに見積ったほうが安全であり、 l_s 算定に、圧力指数を 1.5 にとると、1.8 を採用したときの 2.32 倍、指数を 1.3 にとると 4.07 倍になる。すなわち $l_s = 5.04 \text{ mm}$ は 23.7 mm にとったほうがよい。実際には、二次燃烧領域のライナ空気孔から流入する空気の混合に要する長さが、これに加わる。このライナ長さとして、希釈混合領域のデータ (図 6⁹⁾) から $0.6 W_i$ と見積る。 W_i は、作図から 80 mm 程度になるので、 $0.6 W_i = 48 \text{ mm}$ 、すなわち二次燃烧領域の長さ l_s は、

$$l_s = l_s' + 0.6 W_i = 0.024 + 0.048 = 0.072 \text{ m}$$

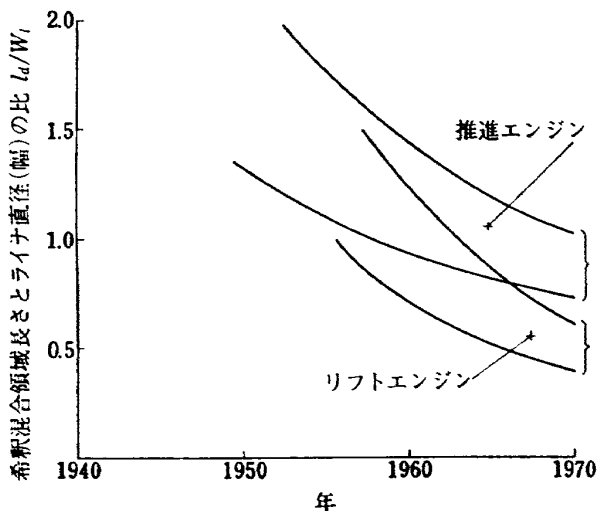


図 6 希釈混合領域長さの傾向

となる。

5.6.3 希釈混合領域の長さ l_d

図 7 の Lefebvre のデータおよび JR シリーズの燃烧器のデータを比較してみると、Lefebvre のものより l_d/W_i を大分小さくにとってよいことがわかる。表 1 の

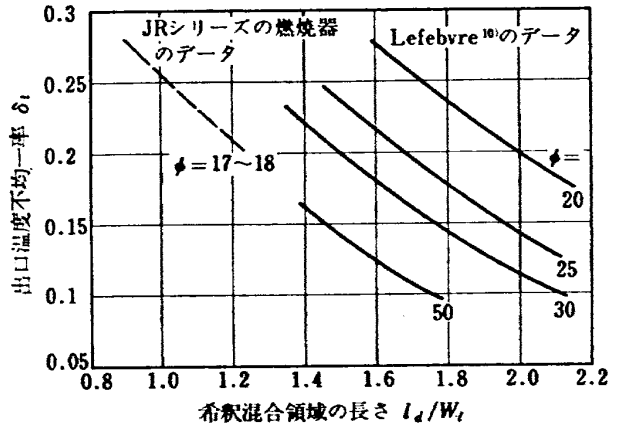


図 7 希釈混合領域の所要長さの推定

$\delta_i < 0.2$ に対し、Lefebvre のデータから $l_d/W_i \sim 1.4$ となるが、 $l_d/W_i = 1.2$ としても充分と思われるので、この程度を考える。

$$l_d = 1.2 W_i = 1.2 \times 0.08 = 0.096 \text{ m}$$

以上のことからライナ全長 l_t は、

$$l_t = l_p + l_s + l_d = (0.042 \sim 0.063) + 0.072 + 0.096 = 0.210 \sim 0.231$$

となる。 $l_t = 0.215 \text{ m}$ として以下の検討を行なう。

5.6.4 ライナ全体についての燃烧負荷率のチェック

全体的な燃烧負荷率として、次式を考える。

$$L_b = 3600 \times \frac{w_f \cdot H_u \cdot \eta_b}{V_i \cdot P_i}$$

5.6.1~5.6.3 の結果を考慮して作図を行なうと、 $V_i \sim 0.0252 \text{ m}^3$ になる。したがって、

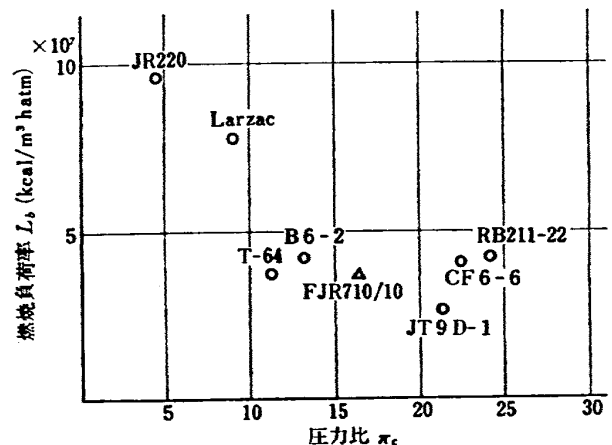


図 8 燃烧負荷率の実例

$$L_b = \frac{0.421 \times 10250 \times 0.98 \times 3600}{0.0252 \times 16.55} = 3.65 \times 10^7 \text{ kcal/m}^3 \text{ h atm}$$

この値は、図 8 の実例と比較して、特に大きなものでなく、十分と思われる。

5.6.5 燃料滞留時間などのチェック

噴射された燃料がライナ内にとどまっている時間 τ のパラメータとして、次の形を考える。

$$\tau \propto \frac{l_t}{U_r}$$

さらに、ライナ断面積あたりの燃料流量と滞留時間のパラメータ、および空気圧力を考慮して、次のような値の比較を試みる。

$$A \equiv \frac{w_f \cdot U_r}{A_t \cdot l_t}, \quad B \equiv \frac{w_f \cdot U_r \cdot 1}{A_t \cdot l_t \cdot P_1}$$

A, B とも小さな値のほうが燃焼器として低負荷になる。ただし、 B 中の $1/P_1$ の項は、 P_1 が大きいと l_t が高くなり燃焼性能上有利なこと、また圧力のみの影響としても、 $1/P^m$ とすべきであるが、 m の値の選定が困難なことから、簡単に $m=1$ とおいたものである。表 6 に実例との比較を示す。ほぼ妥当な値になっている。

表 6 燃料滞留時間などのパラメータの比較

	l_t/U_r ms	A kg/m ² s ²	B kg/m ² s ² atm
JR 100	9.7	0.271	0.069
JR 100 (高温形)	9.1	0.329	0.084
JR 200	9.2	0.320	0.080
B 6-2	15.1	0.206	0.016
JT 9D-1	20.3	0.297	0.014
RB 211-22	11.9	0.676	0.028
CF 6-6	16.1	0.510	0.023
CC 10 (FJR 710)	11.4	0.382	0.023

5.7 ライナ空気孔

全圧損失係数 ϕ は、図 2 から、 $\Delta P/P_1=0.04, U_r=18.9 \text{ m/s}$ のとき、 $\phi \sim 45$ でよいが、燃焼実験にともなうライナ空気孔の減少を考慮し、空気孔面積を多めにとる。すなわち、原型では ϕ を低めに見積る。たとえば、図 2 から $\Delta P/P_1=0.03$ とすると $U_r=18.9 \text{ m/s}$ のとき $\phi \sim 34$ になり、ライナ空気孔面積として、この値からきめる。図 9(a), (b) の計算結果の例¹²⁾から推定すると、スワラ開口面積比 0.1~0.2 のとき、 $\phi=34$ は $A_h/A_t=0.28$ になる。

$$A_h = 0.28 A_t = 0.0417 \text{ m}^2$$

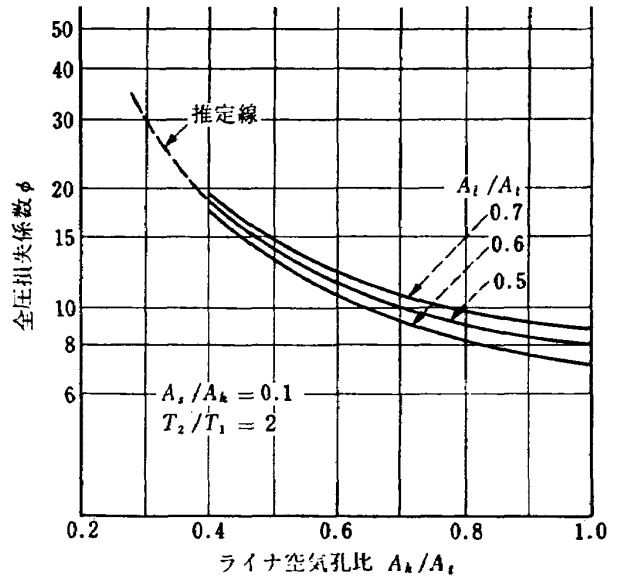


図 9(a) 所要ライナ空気孔面積の推定¹²⁾ (ライナ断面積比の影響)

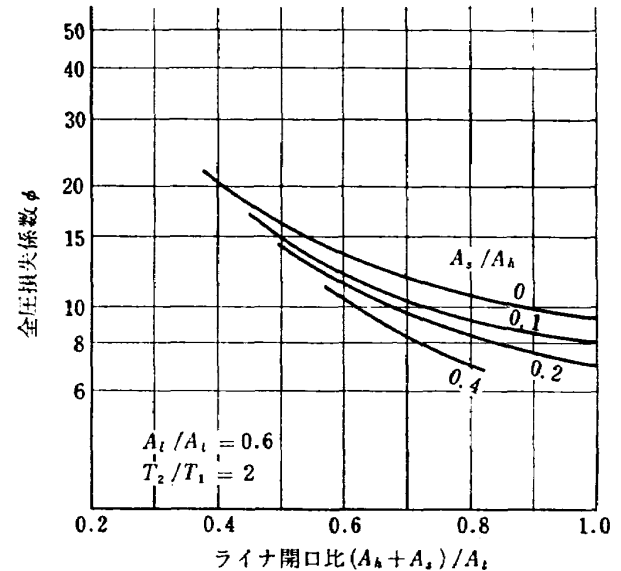


図 9(b) 所要ライナ空気孔面積の推定¹²⁾ (スワラ開口面積の影響)

(1) ライナ冷却空気量は、エンジンの実例から見積る。すなわち、図 10¹³⁾ から圧力比 16.55 に対し、全体空気量の 33.5% 程度が必要になる。

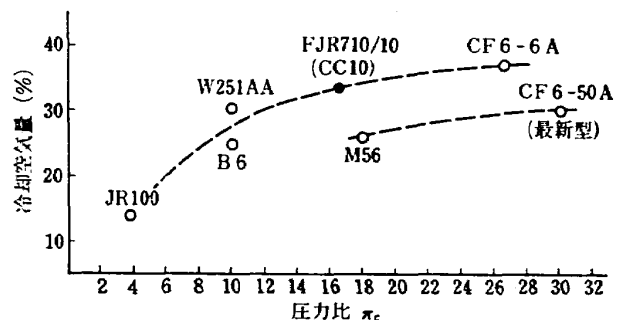


図 10 ライナ冷却空気量の見積り

(2) スワーラの開口面積は、16 個分合せるとほぼ次の値になる。

- スワーラ 55φ—100 cm²
- スワーラ 56φ—109 cm²
- スワーラ 57φ—119 cm²

(3) 必要なライナ空気孔面積は、(1)を考慮すると $0.0417 \times (1 - 0.335) = 0.0277 \text{ m}^2$

になる。

(4) スワーラ開口面積は、(2)から 0.01 m² の程度あり、スワーラ開口面積比 0.1~0.2 の条件より多くなるから、空気孔面積は、もっと少くてもよい。

(5) (4)と逆に、実際には、各部の損失にもとづくφの増加、特にライナ外形が冷却スリットをつけたため、なめらかでないこと、出口温度分布調整によるφの増加など、φは増加しやすいので、 A_h を多めに選んだほうがよい。図9から付加損失をφ値にして $\Delta\phi = 4$ 程度にみると $A_h = 0.0447 \text{ m}^2$ となる。

(6) スワーラから流入する空気量を見積る。

(a) スワーラ開口面積とライナ空気孔面積との比は 22.5% になり、スワーラ空気通路に絞りを入れないと全体の 30% 近い空気が流入すると見積られる。

(b) スワーラから流入する空気の流速が大きすぎると、保炎性能が低下するから、この流速についての実績をみる、

JR 100 の実績: $U_r = 33 \text{ m/s}$ に対しスワーラ流入空気量 14% が可能。

CC 10 (FJR 710): $U_r = 18.9 \text{ m/s}$ であるからスワーラ流入空気量 $14 \times (33/18.9) = 24.4\%$ まで可能 (推定)。

ただし、 $n = 55$ の設計点において、 $n_p = 12$ とし一次燃焼領域に必要な空気がすべてスワーラから流入するとしても 21.8% の空気量でよく、流入空気量過大になることが考えられ、分流板入口を絞り、これをメータリングオリフィスとして調整する必要がある。

(7) ライナ空気孔直径を選定する。

(a) 図 11 の実例¹⁴⁾から、 $d_h = 13 \sim 15 \text{ mm}$ が適当といえる。

(b) 空気孔模型の実験式¹⁵⁾から見積る、

$$\frac{Y}{d_j} = l \left[\left(\frac{U_j}{U} \right) \left(\frac{r_j}{r} \right) - m \right]^\beta$$

本条件では、 $l = 1.6$ 、 $m = 1$ 、 $\beta = 0.5$ になる。燃焼器入口デフューザの出口部分において、全体の 80% の空気が $(1 - 0.65)A_h$ の断面積を通るとす

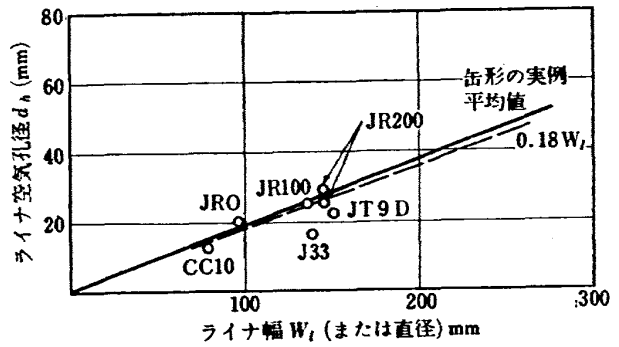


図 11 ライナ空気孔直径の選定¹⁴⁾

ると $U_j \sim 43 \text{ m/s}$ になる。一方、20% の空気が一次燃焼領域に流入し、1800°K 程度になって、ライナ断面を平均して流れると仮定すると $U \sim 23 \text{ m/s}$ になる。また、

$$T_j/T \sim 1800^\circ\text{K}/703^\circ\text{K} = 3.9$$

となるから、これらの数値を代入すると

$$Y/d_j = 4.01$$

ここに $Y = \text{噴流貫通距離} \geq W_l/2$ 、 $W_l \sim 80 \text{ mm}$ したがって

$$d_j \geq \frac{40}{4.01} = 10.0 \text{ mm}$$

(a) および (b) から $d_h \sim 13 \text{ mm}$ でよいことがわかる。最終的には、ライナ空気孔配置および全空気孔面積との関係から決定する。

(8) ライナ空気孔円周方向の列数は、燃焼器入口ストラット数 8、または燃料噴射弁数 16 の倍数とする。一方、空気孔円周方向のピッチおよび上記の d_h から、円周 32 列が限度になる。

(9) ライナ空気孔の中心と燃料噴射弁の中心を一致させる。これは、スワーラの保炎性能向上に対して有効なためである¹⁶⁾。また、外側ライナと内側ライナの空気孔中心も一致させる。これは、ライナ内の空気噴流および燃焼ガスの混合促進に有効なためである¹⁷⁾。

(10) 軸方向のライナ空気孔配置について、ライナ各領域の空気量配分を考える。

(a) 一次燃焼領域に必要な空気は、すべてスワーラから流入させる。

(b) 二次燃焼領域の空燃比の選定に対し、表 7 を参考にする。ここでは、燃焼器の他の特性値 (U_r や ϕ など) から $n_s = 24$ とする。

全体空燃比 $n = 55$ として、次のような配分になる。

- 一次燃焼領域に 21.8%、 $n_p = 12$
- 二次燃焼領域から 21.8%、 $n_s = 24$
- 希釈混合領域から 56.4%、 $n = 55$

表 7 二次燃焼領域の空燃比の選定

二次燃焼領域の空燃比 n_s	二次燃焼領域の温度 °K	文 献
20	2300	鈴木 (文献 18)
24	2000	堀 (文献 19)
26.8	1873	棚沢 (文献 20)
28.6	1800	Lefebvre (文献 21)

なお、冷却空気全体の 1/4 程度が、燃焼に寄与すると見積る。ライナ空気孔面積の配分は、この空気量配分に比例させる。

- (1) ライナ空気孔は、各冷却スリット間に 1 個ずつ入れる形とする。実際には、冷却スリットはほぼ等間隔に入れるから、ライナ空気孔も軸方向に等間隔に並ぶ形になり、(10)の事項とライナ容積の検討に用いた l_s 、 l_a とは完全に一致するようにはできない。
- (2) 外側ライナ空気孔面積と内側ライナ空気孔面積の比は 1 とする。

5.8 ライナ冷却スリット

図 12 の計算例²²⁾ (ライナ外表面からの伝熱量を零とした断熱壁の場合) から、スリット幅 $s=2\text{mm}$ について、冷却効率 100% の得られる冷却距離 x は、 $x/s \sim 17$ すなわち $x \sim 34\text{mm}$ まで冷却できると推定され

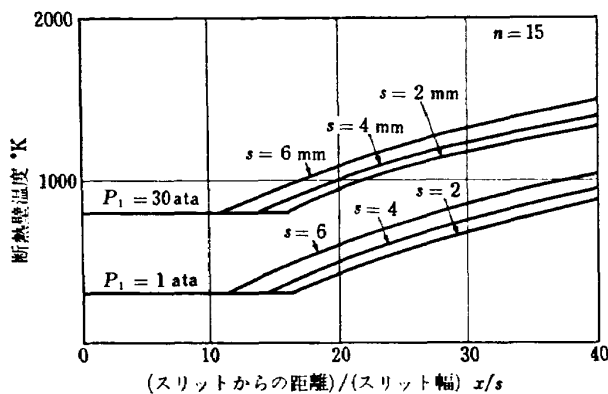


図 12 フィルム冷却による断熱壁温度

る。34mm 間隔でライナを切ると、外側ライナ、内側ライナとも 5 か所程度スリットをつける必要がある。なお、外側/内側ライナに同一数のスリットをつけた場合、外側/内側ライナの直径差から、冷却空気量としては外側 60%、内側 40% の割合になる。全スリット開口面積は、

$$(0.01 + 0.0417) \times 0.335 = 0.0173 \text{ m}^2$$

外側ライナのスリット開口面積は、

$$0.0173 \times 0.6 = 0.0104 \text{ m}^2$$

外側ライナ直径約 0.53m から、1 か所のスリットの開口面積は、

$$0.53\pi \times 2 \times 10^{-3} = 0.0033 \text{ m}^2$$

これでは、3.2 か所で所要開口面積をとることになり、5 か所のスリットを考えると、実質開口面積として、この 0.6 程度にする必要がある。すなわち、メタリングオリフィスが必要である。CC 10 の場合、大気圧付近の燃焼実験を対象にしているから、ライナ冷却の点にはあまり問題がなく、製作の簡単さを考慮して、他の用途に製作した治具を流用し、 $s=1.5\text{mm}$ 長さ 8~18mm のスリットを円周 64 か所あけた。スリット開口面積としては、上記の値より、いくぶん少くなる。

5.9 分流板

分流板は、ライナ各部に流れる空気の配分を行ないまた、ライナ空気孔部分に流れる空気のデフューザを形成するものである。ただし、空気流の配分を分流板入口で行なうと、燃焼や混合過程に有効に使われない圧力損失が増加するため、原則として、この下流側の空気通路断面積やライナ空気孔面積で実際の流量配分を行ない、分流の損失が最少になるような分流板形状にする。

分流板入口は、圧縮機出口空気流のまだ減速されていない箇所にあるため、この付近の形状や寸法の精度は、燃焼器内部の流れ模様、円周方向の出口温度均一度に大きな影響をもち、CC 10 では、機械加工したリングを溶接し、これをメタリングオリフィスとする構造とした。

分流板原型の分流比 (面積比) は、外側ライナ : スワラ : 内側ライナ側に 36.1% : 21.6% : 42.3% 程度である。内側にやや多めとしたのは、燃焼器出口において、タービン翼根側にいく分温度の低下した形が好ましいためである。スワラ側の 21.6% は、前記の 21.8% に合せたものである。

分流板と燃焼器ケーシングで形成されるデフューザ部分は、通路断面積の等価円錐角にして 24° 以内に押えた。

なお、FJR 710/10 では、タービン翼冷却のため、燃焼器ケーシングから冷却空気を抽気するが、この量は、外側デフューザ通路および内側デフューザ通路から合せて 5.5% 程度と予定されている。上記分流比では、抽気を行なったとき、スワラ空気量が多くなりすぎるとも考えられるが、分流板入口は、広げるのは困難であるが、絞りをつけるのは容易であると判断して、原型では少し広めの入口幅をとっておいた。

5.10 その他

- (1) ライナの支持は、外側ライナの下流側につばを

つけ、このつばを押える形とした。したがって、ライナの熱膨張によるのびは、ライナ上流側に生ずる。

(2) ライナ板厚は $t=1.0\text{mm}$ とし材質は SUS-27 とした。高圧試験をしないので SUS 材で十分耐えると考えられる。ただし、ライナ隔壁板の変形を防ぐため、これのみ $t=1.5\text{mm}$ と厚くした。

(3) 分流板とライナおよびスワラとライナはボルト止めとし、分解や変更、追加工など容易にした。

(4) 燃料噴射弁とライナ空気孔との相対位置の影響を調べるため、原型では、噴射弁と空気孔の中心軸を一致させるが、 $1/2$ ピッチずらした状態の試験ができるよう隔壁板-ライナ接合のリベット個数をきめる。

6. 燃料噴射弁および点火プラグ

6.1 燃料噴射弁

燃料噴射弁は、JR シリーズの形式とことなり、燃料マニホールドをケーシングの外側において外側から噴射弁を1個づつケーシングにボルト止めする形にした。これは、圧縮機出口空気温度が高くなり、マニホールドを高温空気流中に入れることにより、燃料の熱分解やペーパーロックが起きやすくなるためである。本方式では、噴射弁のステムがデフューザ部分に入り、また、分流板に噴射弁挿入のための孔をあける必要がある。このため、噴射弁はなるべく小型にまとめたほうがよい。CC 10 では、納期的な面の制限もあり、既

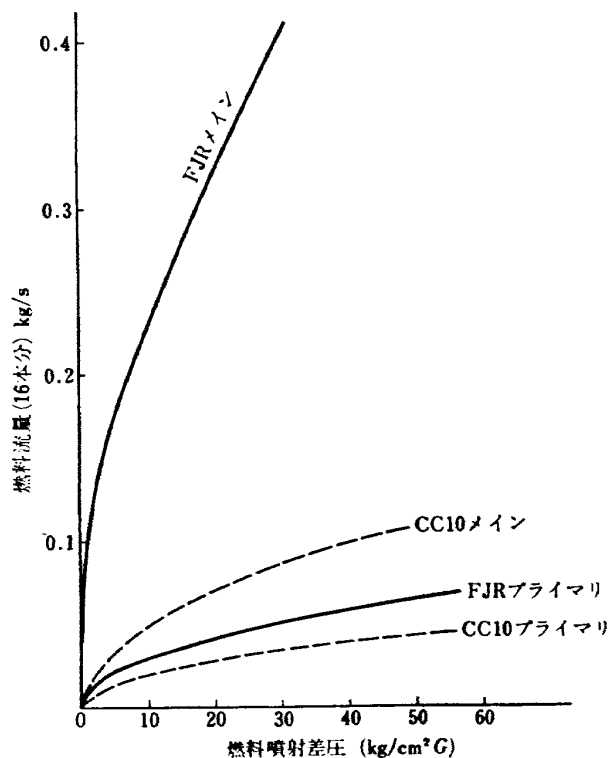


図 13 CC 10 および FJR の燃料噴射弁流量の比較

存の類似噴射弁のノズルチップのみを交換して用いることにした。

噴射弁ノズルチップは、プライマリ、メインのそれぞれ独立したうず巻室をもつデュアルオリフィス形で、外径を小さく押えるため、燃料を円錐面に沿う溝からうず巻室に入れる形とした。プライマリ：メインの流量比は約 $1:2.6$ 、噴霧角は、約 92° である。この流量—噴射圧力特性は、CC 10 の実験として予定している範囲の最大流量時、プライマリ、メイン両噴射として、噴射圧力を約 30kg/cm^2 にすることから定めた。これは、流量としては、実機より大分少ない。図 13 に CC 10 および実機 (FJR) の燃料噴射弁の流量特性を示す。また、図 14 に両噴射弁の噴霧粒径の

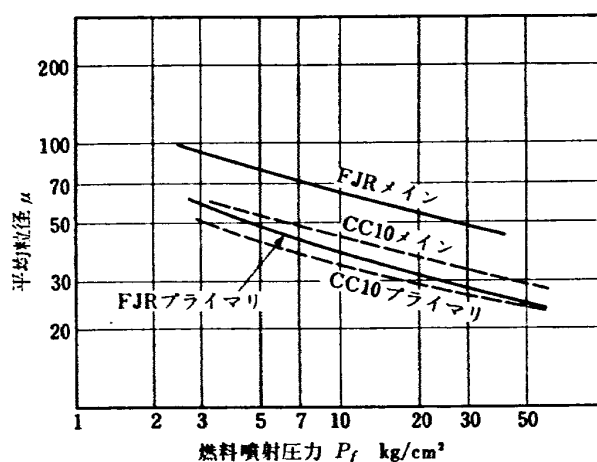


図 14 CC 10 および FJR の燃料噴射弁の粒径比較 (計算値)

計算値を示す。この計算には、PWA 社で用いている次式を利用した。

$$D_{32}[\mu] = 24.3 W_L^{0.25} \nu_L^{0.3} \sigma_L^{0.5} / P_L^{0.4}$$

ここに

D_{32} : サウタ平均径 μ

W_L : 液体流量 kg/h

ν_L : 液体の動粘性係数 cm^2/s ($\approx 8.85 \times 10^{-3}$)

σ_L : 液体の表面張力 dyne/cm (≈ 23)

図 14 によると、プライマリノズルの粒径は CC 10、FJR についてほぼ同一であるが、メインノズルについては、FJR のほうが大きい。ただし、実機の場合、雰囲気圧力が CC 10 の実験状態より高くなり、これを含めて燃焼性能に及ぼす噴霧粒径の影響を考えると、直接の比較はできない。

6.2 点火プラグ

点火プラグは、半導体を用いた低圧放電式の JR 100 と同一のものを用いる。この点火プラグは、 800°C 程度まで耐えるが、無冷却形になっているため、ライナ

側の点火プラグ座に冷却をはかるような構造を採用する。ライナ円周方向に2個つけ、位置は、噴射弁の中心軸に一致させ、燃料噴霧が空気流の影響を受けない状態でライナ壁面に衝突する位置に合せる。

電源箱も JR 100 と同一のものを用いる。この性能は、スパーク回数 5~6 回/秒、1 回の放電エネルギー 0.9 ジュールである。入力 DC 14~30V でバッテリーから供給する。

7. 計測座

CC 10 の各種の計測のため、次の座をつける。

- (1) 燃焼器入口計器座： 円周方向 2 か所、軸方向 1 か所の計 2 か所。
このうち、1 個を入口全圧管座、1 個を入口温度計座として用いる。
- (2) 燃焼器入口静圧孔： 円周方向 4 か所、軸方向 1 か所の計 4 か所。
- (3) 外側デフューザ壁圧： 円周方向 1 か所、軸方向 10 か所の計 10 か所。
- (4) 内側デフューザ壁圧： 円周方向 1 か所、軸方向 10 か所の計 10 か所。
- (5) 外側デフューザ出口全圧管座： 1 か所。
- (6) 内側デフューザ出口全圧管座： 1 か所。
- (7) ガスサンプリング座： 燃焼領域内の分析用ガスを採取するため、円周方向 2 か所、軸方向 2 か所の計 4 か所。
- (8) のぞき窓： 火炎の様子を観察するため、円周方

向 2 か所、軸方向 3 か所の計 6 か所。

- (9) 燃焼器出口計器座： 円周方向 32 か所、軸方向 1 か所。

このうち、8 個を出口全圧管座、16 個を出口温度計座、4 個を出口静圧孔に用いる。残り 4 個は予備とする。

8. 全体構造

燃焼器入口絞りダクト、伸縮接手および燃焼器出口ダクトは、JR 100 燃焼器模型のものを流用し、CC 10 として製作したおもなものは、次の 10 点である。

- 前蓋
- 燃焼器入口ダクト
- 燃焼器ケーシング (外筒、内筒)
- 出口内側ダクト
- 計測ダクト
- 盲板
- 分流板
- ライナ
- 燃料噴射弁
- ライナ支え

これらの概要を図 15 に示す。

燃料噴射弁の材質はおもに SUS-27; 分流板およびライナは SUS-27; 出口内側ダクト、計測ダクトおよび盲板は SUS-27; 残りは SS 41 である。ケーシング外径側、内径側に抽気孔およびそのマニホールドをつけ、抽気試験ができるようにした。この実験では、最

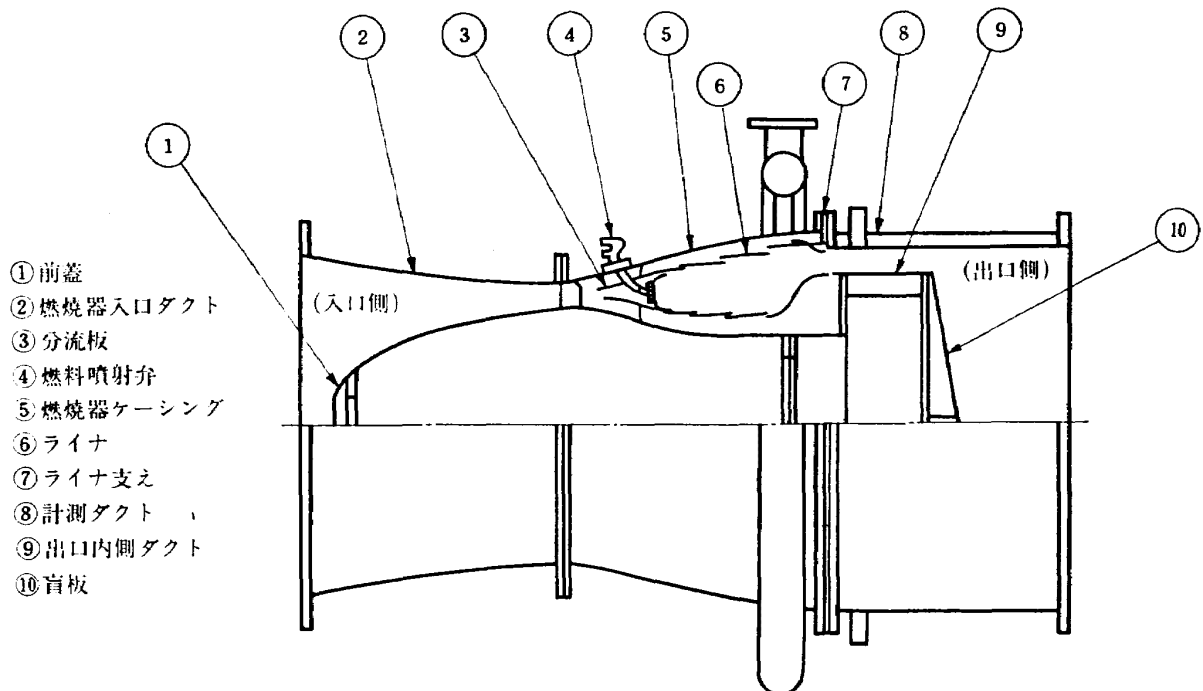


図 15 CC 10 概要図

大5%づつの抽気ができるよう考慮して各部の寸法をきめた。燃焼器ケーシングの外側、内側は、実機と同一形状のストラット8本で結び、うち3本を内側からの抽気通路、1本を内側デフューザ出口全圧管配管、2本を内側デフューザ壁圧配管、2本を出口内側ダクトの冷却水通路に用いた。なお、計測ダクトおよび出口内側ダクトは、二重壁にして冷却水を流す構造とした。

9. CC 10 の設計最終形

9.1 最終決定図

以上の検討結果に基づいて、詳細な計画図を作成し、部分的な修正を行なって最終的な原図を求めた。この修正は、たとえば、次のような理由から、作図によらないと求まらない所があるためである。

(1) 燃焼器最大断面積 A_t は、通常、デフューザ出口部分のケーシング断面積をとるが、デフューザ部分のケーシング形状とライナ形状が円弧と直線の組合せでなめらかに結ぶ形にできるかどうかの点から

A_t の測定位置が変わり、作図によらないと求まらない。

(2) ライナ冷却スリットのか所には 2.5mm の段差がつき、これは、空気通路断面積の選定に大きな影響を与える。ライナ冷却スリットの位置によって、ライナ形状が修正され、 A_i/A_t 比が修正される。

(3) 最大 57mm のスワラが取付くようなライナ隔壁板の幅を確保すること。

(4) ストラット投影面積分の修正によるデフューザ部ケーシング形状の修正を行なうこと。この場合にも(1)の形状の制限がある。

修正を行なったのちの最終計画図を図 16 に示し、これに基づいて求めた要目を表 8 に示す。表 8 中の前記検討時とことなる数値、初めて現れた数値の意味は、次の通りである。

(a) A_i/A_t 値は前記の 0.65 より少し大きい、ライナ板厚をどちら側に含ませるか、ライナの軸方向のどのか所を測定して A_t を計算するかによって、この程度の差が生じ、意味のあるような差ではない。

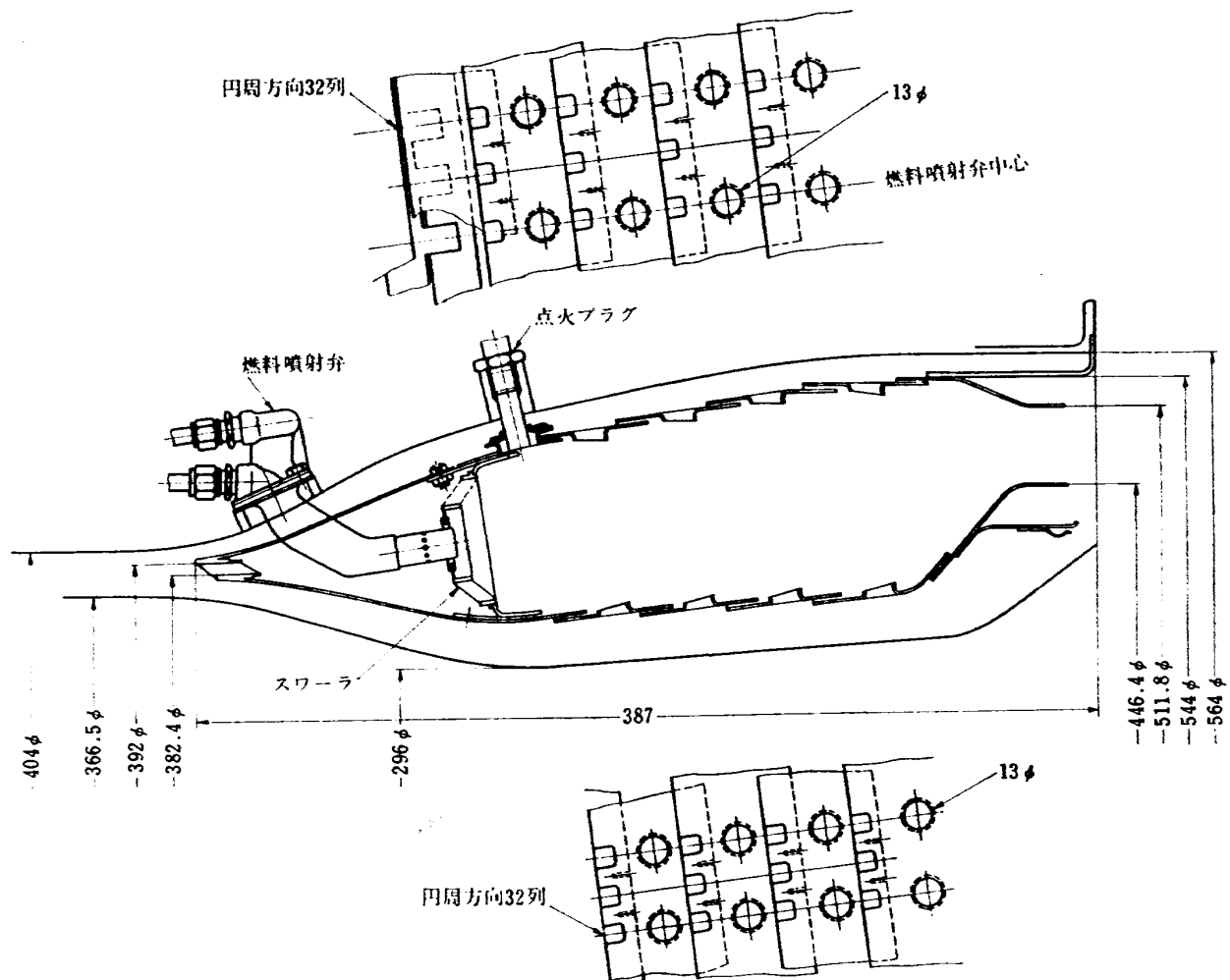


図 16 CC 10 最終計画図

表 8 CC 10 要目

項 目	単 位	数 値
最大断面積 A_t	m ²	0.149
ライナ断面 A_t	m ²	0.103
積ライナ断面積比 A_t/A_t		0.69
全圧損失係数 ϕ		
(a) 4% の許容圧力損失から		45
(b) ライナ空気孔面積からの最小期待値		~23
燃焼負荷率 L_b	kcal/m ³ h atm	3.7×10^7
ライナ長さ l_t	m	0.264
ライナ体積 V_t	m ³	0.0252
スワラ数 z	個	16
スワラピッチ p	mm	80.4
スワラ最大径 d_s	mm	57
点火プラグ数	本	2
入口ストラット数	本	8
ライナ空気孔 (直径)×(円周個数)×(軸方向個数)×(外, 内側)	mm, 個	13×32×4×2
ライナ空気孔開口比 A_h/A_t	%	22.8
冷却スリット数	か所	5×2
冷却スリット開口比 A_{cs}/A_t	%	8.0

(b) ライナ空気孔面積を多めにしているため、 ϕ 値は、許容値より大分低くなると期待できる。ただ

し、今までの JR シリーズの燃焼器の例では、ほとんどの場合、出口温度分布改善のため、ライナ空気孔面積を原型より少くしているの、原型として、余裕をみたものである。

(c) ライナ空気孔は、最終的に全部同一の 13mm ϕ に統一し、外側、内側ライナ合せて 256 個あけた。空気孔は、流量係数を高めるため、ふちに丸味をつけ、長さ 5mm 程度の案内筒を立てる。

(d) ライナ冷却スリット面積は、前記の 33.5% より少なく、ライナ開口部 (=ライナ空気孔面積+冷却スリット面積) との比にして 30% 程度になった。これは、冷却スリット製作治具を流用したため、所要の面積に合せられなかったことによる。

(e) ライナ開口部の軸方向配分を図 17 に示す。設計に用いた数値の配分といくぶんこととなっているが、この理由として、冷却空気量を少く押えるような冷却スリットの配置をとり、これにともなうライナ空気孔の軸方向位置の制限があったためである。しかし、まだ修正の余地はある。最終的には、燃焼実験から求めるべきであろう。

9.2 製 品

CC 10 燃焼器の主要部分を写真にして示す。

図 18 は、ライナを上流側からみたところである。上部は分流板で、円周 8 か所の切欠きは、ストラットの入るところ、切欠き間に 2 個ずつある細長い孔は、燃焼噴射弁を挿入する箇所である。図 19 は、分流板を外したところで、スワラがみえる。図 20 は、スワラの写真である。左側が下流側から、右側が上流

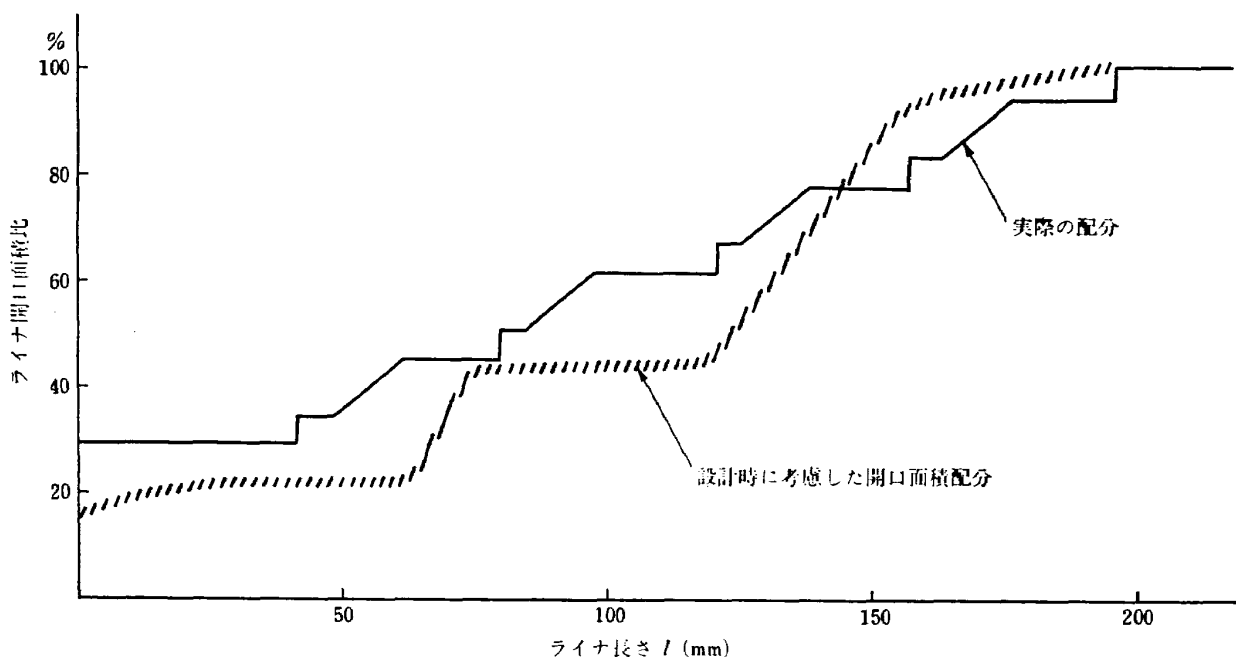


図 17 ライナ開口面積の軸方向配分 (冷却スリット含み)

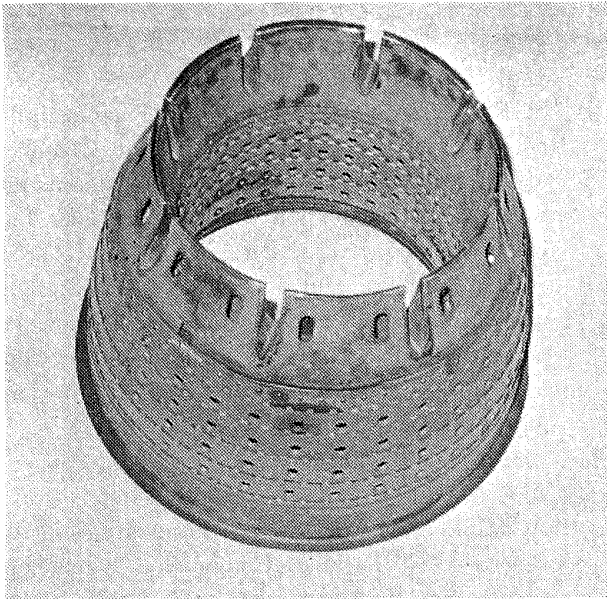


図 18 CC 10 ライナ (分流板付)

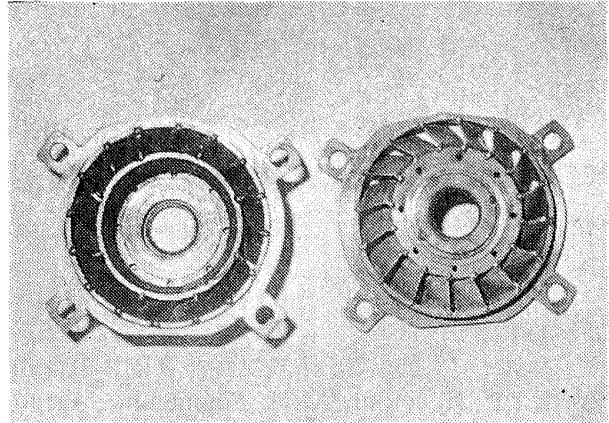


図 20 スワラの例

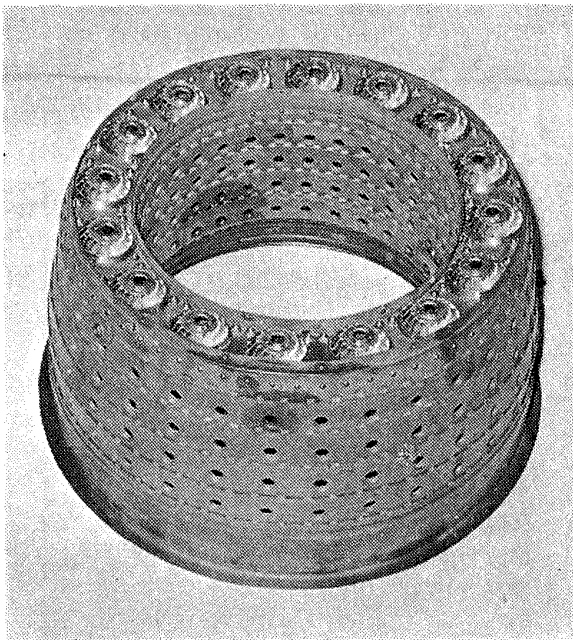


図 19 CC 10 ライナ (分流板を取外したところ)

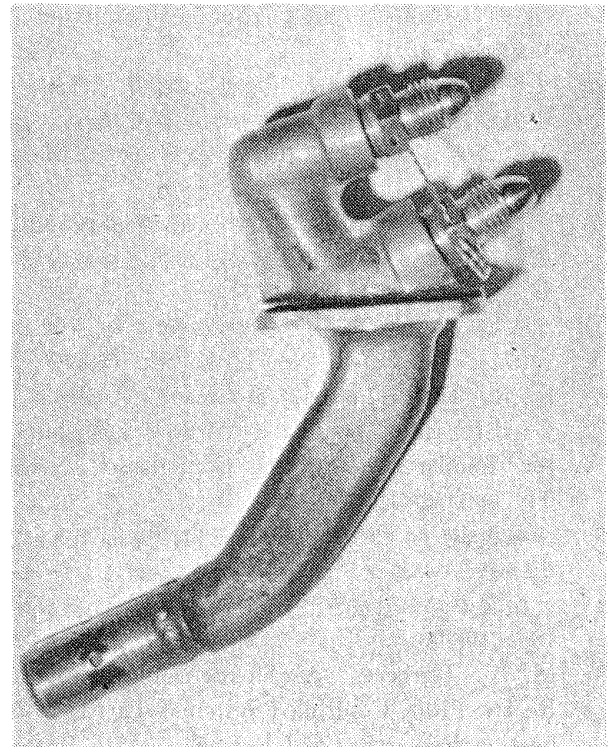


図 21 CC 10 燃料噴射弁

側からみたところである。図 21 には、燃料噴射弁を示す。図 22 は、ケーシング外観で、右側の伸縮接手まで JR 100 燃焼器模型のものを用いた。伸縮接手の次のテーパ管が燃焼器入口ダクト、次が燃焼器外筒(ケーシング)である。外筒を一周している管は、外径側からの抽気管である。この下流側が計測ダクトで、全圧管および温度計を取付けている。

10. あとがき

FJR 710/10 燃焼器の設計資料を得るための先行試験用模型として設計したアニュラ形燃焼器 CC 10 は当所で行なった JR シリーズの燃焼器の研究から得られた設計法を基本にし、これに高圧燃焼器としての因

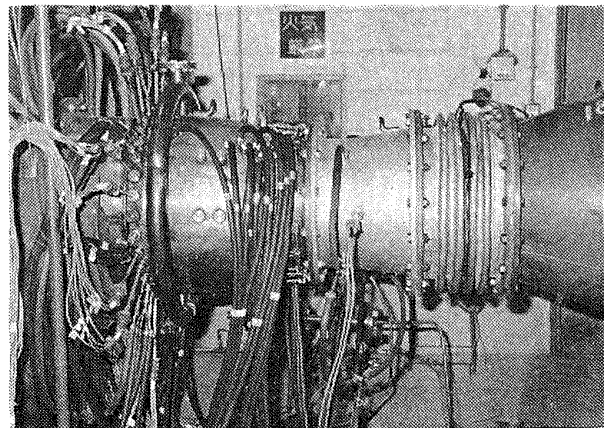


図 22 CC 10 組立状態

子を考慮したものである。この結果として、ライナ空気孔面積が少なく、全圧損失係数の高い、またライナ壁面の冷却空気量の多い形になった。これらの、JR

シリーズの燃焼器とことなる点の燃焼性能に及ぼす影響がどのように現れるかは、燃焼実験によらねばわからない。

この CC 10 の燃焼実験は、当所原動機部の円環形燃焼器試験設備に取付けて、空気圧力ほぼ大気圧から $1.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ までの範囲で行なう予定である。

参 考 文 献

- 1) 鈴木邦男, 田丸 卓, 堀内正司, 斎藤 隆; ガスタービン燃焼器, 航技研報告 TR-208 (1970)
- 2) Н. Ф. Льюкин, А. П. Горшенин: Основные безразмерные геометрические соотношения для камер сгорания авиационных газотурбинных двигателей, Технические заметки, 1970.
- 2) 大塚貞吉, 鈴木邦男, 石井浅五郎, 広瀬健樹, 山中国雅: 軽量ジェットエンジン研究試作 2 号機 (JR 200) の燃焼器 (II), 航技研資料 TM-128 (1968)
- 3) 大塚貞吉, 鈴木邦男, 相波哲朗, 石井浅五郎, 広瀬健樹: 高負荷燃焼器の一次燃焼領域の研究 航技研報告 TR-143 (1967)
- 4) 大塚貞吉, 鈴木邦男: US Patent No. 762,247 (1971), UK Patent No. 1,165, 862 (1968)
- 5) R. R. Tanica and J. Grobman: Analysis of Total-Pressure Loss and Airflow Distribution for Annular Gas Turbine Combustors, NASA TN D-5385 (1969)
- 6) 大塚貞吉, 斎藤 隆, 堀内正司, 本間幸吉, 宮坂 彰: ガスタービン用缶形燃焼器における燃焼領域のガス組成と燃焼状態, 航技研資料 TM-166 (1969)
- 7) M. V. Herbert: A Theoretical Analysis of Reaction Rate Controlled Systems—Part I, Combustion Researches and Reviews, p. 76, Butterworths (1957)
- 8) 鈴木邦男, 石井浅五郎, 江口邦久, 井上利昭: 軽量ジェットエンジン JR 220 の燃焼器, 航技研資料 TM-193 (1971)「配布先限定」
- 9) S. R. Jackson and J. Odgers: Factors Influencing Heat Release in Combustion Chambers and Consideration of the Related Materials and Structures, Combustion in Advanced Gas Turbine Systems, p. 175, Pergamon Press (1968)
- 10) A. H. Lefebvre and E. R. Nozter: Aerodynamic Influences on Dilution Zone Design, Paper presented at the 11th Meeting of the Combustion, Fuels and Chemical Kinetics, Sub-Committee of the A.R.C. (1965)
- 11) 文献 1) の p. 55.
- 12) 文献 5) に同じ。
- 13) A. H. Lefebvre: Design Considerations in Advanced Gas Turbine Combustion Chambers, Combustion in Advanced Gas Turbine Systems, Pergamon Press (1968)
- 14) Z. A. Shebalova: Mixers, FTD-HT-23-893-68, Foreign Technology Division (1968)
- 15) 鈴木邦男, 相波哲朗: 高負荷燃焼器の空気孔からの流れについて (I), 航技研資料 TM-116 (1967)
- 16) 文献 3) に同じ。
- 17) 文献 13) に同じ。
- 18) 文献 2) に同じ。
- 19) 堀 守雄: 高負荷燃焼器の空気量配分に関する実験, 日本機械学会論文集, 33 巻 256 号 (昭 42—12)
- 20) 棚沢 泰: 講演発表から, 同氏の論文に測定値 1400°C 以上で燃焼効率良好という記述があり, この測定値の補正をした場合, 1600°C 程度になると見積ったものと推定される。
- 21) 文献 10) に同じ。
- 22) 相波哲朗: 高圧燃焼器のライナ壁温度, 未公開資料 (1970—12)

TM-254 正誤表

頁・列・行	誤	正
2 右 33	燃焼噴射弁に	燃料噴射弁に
14 左 表 8	ライナ断面	ライナ断面積
14 左 表 8	積ライナ断面積比	ライナ断面積比

航空宇宙技術研究所資料254号

昭和49年4月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
〒182 東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)

印刷所 有限会社啓文堂松本印刷
東京都文京区水道2-7-5
