

ISSN 0389-4010
UDC 621.454.2.022.5:
536.246

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-708

小型溝構造液水冷却燃焼器の研究(II) (水冷却燃焼実験)

新 野 正 之 ・ 熊 川 彰 長 ・ 八 柳 信 之
五 味 広 美 ・ 鈴 木 昭 夫 ・ 坂 本 博
佐々木 正 樹 ・ 柳 川 孝 二

1982年5月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

第 1 章	まえがき	2
第 2 章	試験計画	2
2.1	燃焼ガス側熱伝達について	2
2.2	冷却水側熱伝達について	3
第 3 章	試験装置	5
3.1	水冷却燃焼室	5
3.2	推進薬および冷却水供給系	9
第 4 章	試験方法	9
4.1	試験方法	9
4.1.1	水冷却燃焼試験	10
4.1.2	冷却限界試験	10
4.2	制御および計測	11
第 5 章	燃焼ガス側熱伝達特性	15
5.1	実験結果	15
5.2	熱流束分布に及ぼす各種パラメータの影響	15
5.3	燃焼ガス側熱伝達率分布	20
5.4	燃焼モデルによる熱流束の計算	22
第 6 章	冷却水側熱伝達特性	24
6.1	沸騰熱伝達特性	24
6.1.1	核沸騰開始点	24
6.1.2	沸騰曲線	25
6.1.3	流動抵抗	26
6.2	限界熱流束特性	26
6.3	振動特性	29
6.4	従来の実験手法における問題点	31
6.4.1	加熱にともなう流動抵抗の変化	31
6.4.2	沸騰曲線による T_{wg} の算定	31
第 7 章	プール沸騰実験	31
7.1	実験装置および方法	31
7.2	実験結果および考察	33
第 8 章	結 論	34
付録 - 1	水冷却燃焼試験結果一覧表	36

小型溝構造液水冷却燃烧器の研究(II)*

(水冷却燃烧実験)

新 野 正 之** 熊 川 彰 長** 八 柳 信 之**
五 味 広 美** 鈴 木 昭 夫** 坂 本 博**
佐々木 正 樹** 柳 川 孝 二***

A Study on Heat Transfer Characteristics of Water Cooled LO₂/LH₂ Rocket Combustor

Masayuki NIINO, Akinaga KUMAKAWA, Nobuyuki YATUYANAGI,
Hiromi GOMI, Akio SUZUKI, Hiroshi SAKAMOTO,
Masaki SASAKI, and Koji YANAGAWA

ABSTRACT

Recently, new trends toward reusable high performance rocket engines have increased the demand for the knowledge to accurately predict the hot gas side heat transfer rate. While Bartz's semi-empirical equation is usually recommended for predicting the heat transfer rate in the nozzle region, there is no established procedure for the chamber region, which plays an important role in predicting the amount of enthalpy increase of coolant in the regeneratively-cooled engines. With this motivation, an experimental investigation using the water-cooled calorimetric combustor was conducted to determine the local heat flux distribution along the axis and to study the boiling characteristics of cooling water under various combustion conditions. The inner contour of the combustor was the same as the one used in the authors' previous report "A Study of Liquid Hydrogen Cooled LO₂/LH₂ Rocket Combustor with Slotted Wall Liner".

The following results were noted:

The variation of burning parameters, such as pressure, mixture ratio and hydrogen injection temperature, significantly influenced the distribution of wall heat flux rate along the axis and the total heat input to the wall.

It was also shown, that the local value of heat transfer coefficient in the thrust chamber could be roughly correlated by the hydrogen-oxygen injection velocity ratio.

In the coolant side, the surface with fine triangular fins was revealed to have excellent heat transfer characteristics.

Three kinds of empirical formulas for the boiling characteristics on that surface, namely, the incipience of fully-developed nucleate boiling, heat transfer in nucleate boiling region and critical heat flux rate, were derived.

* 昭和57年 2 月22日受付

** 角田支所

*** 宇宙開発事業団

第 1 章 まえがき

本研究は先に報告した「小型溝構造液水冷却燃焼器の研究」(第 1 報)¹⁾における燃焼ガス側熱伝達特性に関する詳細なデータを得ることを目的に計画されたものである。すなわち液水冷却燃焼器における液体水素の熱伝達特性を解析する上で、局所的な熱流束分布を知ることが不可欠であり、信頼度の高い燃焼器熱設計式を得るためには熱流束分布の測定精度を高める必要がある。著者らは詳細な局所熱流束分布を得るために、多分割型環状水冷却燃焼器を試作し、広範な燃焼条件に対して燃焼器長手方向の熱流束分布を得た。従来、この種の熱流束分布測定に関して行なわれて来た手法には、以下に述べる点において不正確さが存在した。まず第一に、各環状流路を流れる冷却水の流量測定は非燃焼時の流し試験の結果をそのまま燃焼時に適用したものがほとんど多くの場合であり、これは冷却流路伝熱面の伝熱形態による流動抵抗の変化を無視したものである。また冷却流路伝熱面においては常に沸騰状態にあるものと仮定して、流れの条件にかかわらず任意の熱流束において伝熱面温度が一義的に定まるものとして、壁面温度の測定はなされていない場合が多い。

これらに対して著者は燃焼時における各冷却流路の流量測定、および各伝熱面の壁温測定を行ない、上で指摘した従来の熱流束分布測定に対する不正確さを明らかにした。

また、この種の水冷却燃焼器設計にあたっては、冷却面上で発生するバーンアウトをいかに抑止するかが最も重要な課題である。そこでバーンアウトに対するマージンを高める目的で鋸歯状フィン列伝熱面を試作し、燃焼試験に供することにより所期の成果を得た。

第 2 章 試験計画

2.1 燃焼ガス側熱伝達について

燃焼ガス側熱伝達率 h_g を予測することはロケットエンジン設計上、燃焼室の焼損を避けるという面からだけではなく、再生冷却時における冷却剤の温度増加量、すなわち噴射温度の設定及び燃焼性能にも影響を与える重要な問題の一つである。ところで、

h_g を与える方法としては、熱流束が最大値を示すノズル・スロート部前後の流れについて、従来より様々な手法が提案されてきている。たとえば、発達した円管乱流を仮定した簡易 Bartz の式²⁾、境界層方程式を積分法^{3),4)}など差分法^{5),6)}などで解く方法が知られている。参考までにこれら 3 つの方法による計算結果の例を図 2.1 に示した。しかし、これらはいずれも、 h_g のおおよその値を予測しうるものの、簡易 Bartz の式を除いては、解法上の複雑さからエンジン設計等に用いるには不向きのものが多い。また、燃焼室平行部においては、特に噴射器近傍での推進剤の微粒化、蒸発、混合、そして燃焼という複雑な過程が、強く h_g の分布に影響しており、単純にこれらの方法をあてはめることは困難である。このように、種々の燃焼条件に対応する h_g の適切かつ簡易な計算法というものは未だ確立されていない。従って、従来のロケットエンジンの開発においては、多少保守的なしかし確実な方法として、次のような方法が採られてきた。すなわち、実機的设计、製作に入る前に、実機と同一の噴射器、並びに同一の内面形状をもつ水冷却燃焼器による燃焼試験を行い、 h_g に関するデータを取得してきた。本試験の

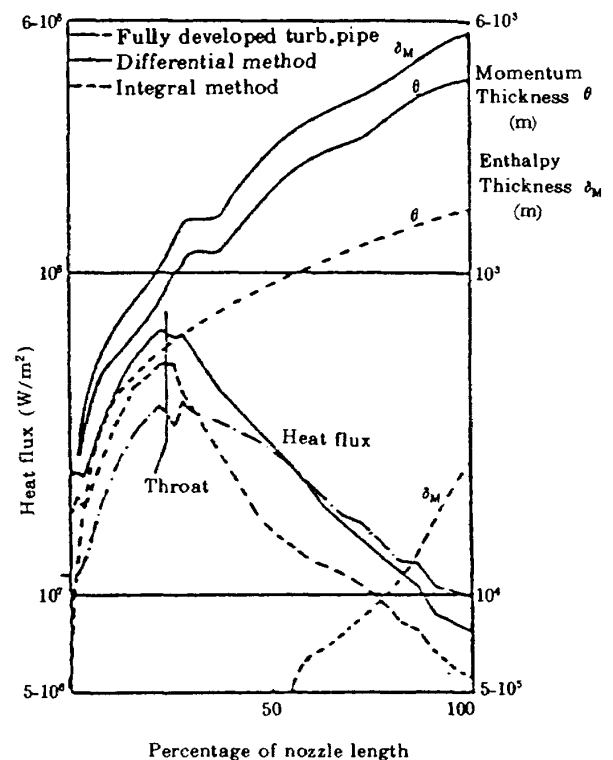


図 2.1 熱流束分布の計算法による比較例
〔文献 7) より引用〕

直接の動機も第一報で述べた液水冷却燃焼器における h_g の分布を得ることであるが、ここではそれにとどまらず、同一噴射器および燃焼器を用いて、できる限り広範囲で様々な燃焼条件のもとでの熱流束と h_g の変化を調べるものとした。

ところで燃焼室への熱流束は、燃焼ガスの流れによる強制対流熱伝達と、燃焼ガスからのふく射によるものの和である。また、噴射器からはフィルム冷却用水素が噴射されており、これも熱流束に影響を与えているものと思われる。しかし、これらを区別することは、測定上の困難さから現時点では不可能であり、ここでは簡単に強制対流のみによる熱流束 q として取扱う。そして、測定した熱流束 q を用いてガス側熱伝達率 h_g は

$$h_g = q / (T_{ad} - T_{wg}) \quad (2.1)$$

として定義する。ここで T_{ad} は断熱壁温、 T_{wg} は壁温である。この右辺のうち、 q と T_{wg} は次項で述べるように実験により求めることにした。 T_{ad} については、燃焼がほぼ完了していると考えられるノズル収縮部より下流側では、燃焼ガス温度の理論値と実際の燃焼効率から等エントロピー流として定めることができる。しかし、燃焼室平行部においては、燃焼過程を伴うために一義的に決定することはできない。従来用いられてきた燃焼室平行部の T_{ad} を与える方法は、以下の三つに大別できる。

- ① C^* 効率^{注)} η_c^* に対応する燃焼反応が噴射端面で達成していると仮定する。すなわち、

$$T_{ad} = T_{adth} \cdot \eta_c^{*2}$$

ここで、 T_{adth} は燃焼ガス断熱壁温度の理論値である。

- ② 燃焼ガスのエンタルピーの変化を指数関数で近似し⁸⁾、これより T_{ad} を与える。

$$H(x) = H_0 (1 - e^{-(x+x_0)/L}) \quad (2.2)$$

ここで $H(x)$ は燃焼ガスの局所エンタルピー

H_0 は燃焼完了後のエンタルピー

x は燃焼室中心軸座標

x_0, L は噴射器、推進剤により異なる定数

- ③ 後述するような“燃焼モデル”を想定して T_{ad}

を決定する。

①は単純であるが、噴射器近傍で誤差が大きくなる。②も簡便ではあるが、噴射器ごとに定数を決定しなければならず、またその確認がむずかしい。さらに位置のみの関数で与えられており、燃焼条件の違いは表現できない。③は最も実際の分布に近いものを与えると思われるが、算出法の複雑化、計算時間等に問題がある。ここではこれらのうち、従来より多く用いられている①の方法を主に採用して議論を進めるものとした。さらに③の燃焼モデルを用いた場合について、実験との比較を行うことにした。

2.2 冷却水側熱伝達について

本供試燃焼室は、熱設計上核沸騰 (N. B = Nucleation Boiling) 領域で冷却を行うので、最初に強制対流での沸騰熱伝達特性について簡単に説明する。図 2.2 に沸騰曲線を示す。冷却水側熱流束 q_1 の低い領域では単相の強制対流により熱伝達が行われる。この領域では、冷却水の流速 U 、過冷度 $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_b$ (T_{sat} は飽和温度、 T_b は局所混合平均液温) 等の流れの条件によって、冷却面の過熱度 $\Delta T_{sat} = T_{wl} - T_{sat}$ (T_{wl} は冷却壁温度) は大きく変る。ところが q_1 が増加し十分発達した核沸騰領域 [この領域の開始点を IFNB (Incipience of Fully developed Nucleation Boiling) 点と称する] に入ると、 ΔT_{sat} (すなわち T_{wl}) は流れの条件に左右されずほぼ式 (2.3)

$$q_1 = 6.19 \times 10^{-7} \Delta T_{sat}^{3.86} \quad (2.3)$$

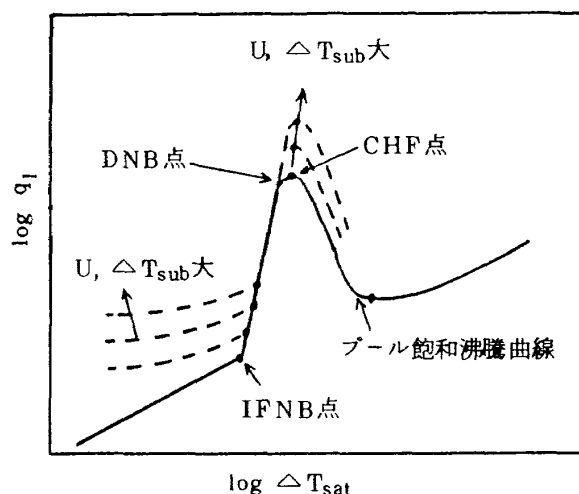


図 2.2 沸騰熱伝達曲線

注) 特性排気速度 C^* 効率の算出等については第一報¹⁾を参照されたい。

によって表わされる。この特性を利用すれば、壁温の測定を行わなくても、式(2.5)で与えられる実測の燃焼ガス側熱流束 q_g を基にして以下のように燃焼ガス側熱伝達率 h_g が求まる。

$$h_g = q_g / (T_{a,d} - T_{w,g}) \quad (2.4)$$

式(2.4)において q_g 、 $T_{w,g}$ は次式により与える。

$$q_g = (T_0 - T_i) W \rho C_p / A_g \quad (2.5)$$

$$T_{w,g} = T_{w,l} + (q_g + q_l) t / 2\lambda \quad (2.6)$$

なお $T_{w,l}$ は式(2.3)より以下のように定まる。

$$T_{w,l} = 40.5 q_l^{0.26} + T_{sat} = 40.5 (q_g / \eta)^{0.26} + T_{sat} \quad (2.7)$$

ここで T_{ad} 、 T_{wg} はそれぞれ断熱壁温度、ガス側壁温度であり、 T_{ad} は燃焼ガスの条件がわかれば理論的におよそ求まる。¹⁰⁾ T_i 、 T_0 は冷却水の入口、出口温度、 W は冷却水流量、 ρ 、 C_p は密度および比熱である。 η は面積拡大率で次式で表わされる。

$$\eta = A_l / A_g \quad (2.8)$$

A_l 、 A_g はそれぞれ冷却側、ガス側面積である。

t 、 λ は燃焼室壁の肉厚、および熱伝導率である。

以上の手法が適用できるには、冷却面が核沸騰領域にあることが必要であり、その判定式としてたとえば次の円管での実験整理式が考えられる。

Buchberg の式¹¹⁾

$$q_{l,FNB} = 4.2 \times 10^{-7} T_b^{0.53} U^{0.8} \Delta T_{sub} D_e^{-0.2} \quad (2.9)$$

ここで $q_{l,FNB}$ [KW/cm²]は核沸騰開始熱流束、 U [cm/s]は冷却水流速、 D_e [cm]は水力直径である。

図2.2においてさらに q_l が増大すると、核沸騰領域よりも熱伝達率が低下し始める。 $\log q_l$ と $\log \Delta T_{sat}$ の直線関係が無くなった点をDNB (Departure from Nucleation Boiling) 点と称する。この点よりわずかに q_l が増加すると、沸騰による熱除去が限界(q_{CHF} = Critical Heat Flux)に達し、 T_{wl} は急速に上昇し冷却面は焼損 (B. O = Burn Out) を起す。

水冷却燃焼室においてこのバーンアウトの発生は重大な事故につながる危険があり、熱設計上最も注意を払う必要がある。 q_{CHF} を予測する式としては、

これまでも多くの報告がなされている。ここではそれらのうち実験条件が本試験の場合に最も近く、かつ設計上簡便な次の実用式を採用する。

Jens & Lottes の式¹²⁾

$$q_{CHF} = 0.25 U^{0.083} \Delta T_{sub}^{0.22} \quad (2.10)$$

しかし後に述べるように本試験では q_{CHF} を飛躍的に高める目的から、冷却面に鋸歯状のフィン列を設けてあり、円管における熱伝達整理式(2.3)、(2.9)、(2.10)とは異なった結果を与えることが予想されたので、壁温は燃焼室壁に埋込んだ熱電対により実測することにした。

沸騰流路における流動特性については以下のような問題点があげられる。図2.3は加熱円管における圧力損失 ΔP_{tf} と q_l との関連を示す実験例¹³⁾である。縦軸、横軸はそれぞれ ΔP_{tf} 、 q_l を ΔP_{sf} (非加熱時の圧力損失)、 q_{sat} (所定の実験条件で出口が飽和蒸気に達する熱流束) で除した無次元数である。液単相流領域では q_l の増加とともに変物性効果により圧力損失は $\Delta P_{tf} / \Delta P_{sf} \approx 0.6$ まで減少する。さらに q_l が増加し二相流領域になると、圧力損失は急激に増大し $q_l / q_{sat} = 1$ 付近では $\Delta P_{tf} / \Delta P_{sf} \approx 10$ にも達する。このことは、本試験で計画している多分割型水冷却燃焼室の場合では、燃焼時と非燃焼時で各流路での冷却水流量が大きく変化する可能性があることを示唆している。そこで本試験においては常時全流路の冷却水流量の測定を行った。また燃焼時の極端な流量減少はバーンアウトを誘発する危険性が高いので、流量変化をできるだけ少なく抑えるために、入口絞りの圧損は冷却流路圧損の2倍

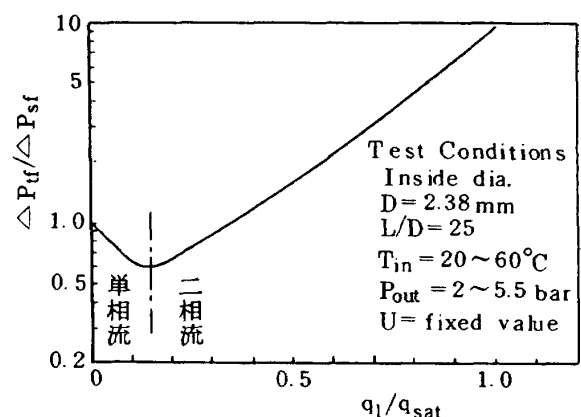


図 2.3 加熱円管における圧損特性
〔文献 13) より引用〕

以上とした。

また本供試燃焼室では冷却性能を向上させる目的で、冷却面上に鋸歯状フィン列を設けた、いわゆる拡大冷却面を採用した。このような拡大冷却面においては q_{CHF} および h_1 がともに増加することがプール（流れがない状態）沸騰実験¹⁴⁾ などにおいて明らかにされている。図 2.4 には円柱フィンにおけるプール沸騰の実験結果を平板との対比で示した。図には観察された沸騰形態も示した。円柱フィンにおける h_1 、 q_{CHF} が平板の場合に比べて著しく増大し

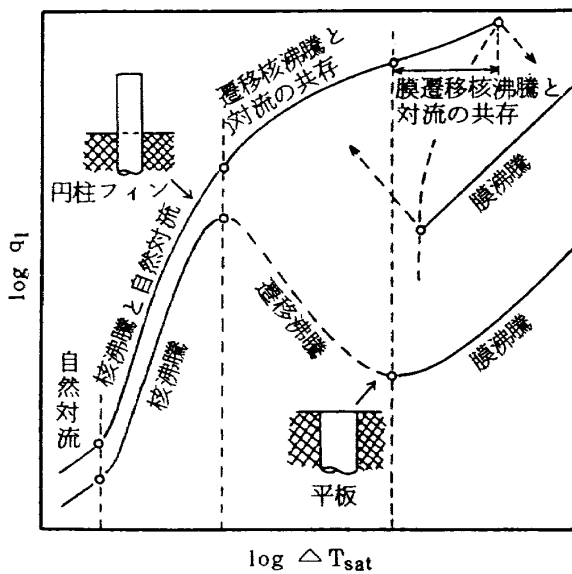


図 2.4 平板および円柱フィンにおける沸騰曲線〔文献 14) より引用〕

ていることがわかる。これは拡大冷却面上に生ずる不均一な温度分布に対応した局所的に異なる沸騰形態が共存（これを混合沸騰と称する）するためである。本試験の場合はさらに強制対流下で使用することになるので、より飛躍的な冷却性能の向上が期待できる。

第 3 章 試験装置

3.1 水冷却燃焼室^{注1)}

供試燃焼室は燃焼室形状が変えられるように多分割構造とした。図 3.1 にはその断面図を示す。ただし本試験の主目的が、既に報告した小型溝構造液水冷却燃焼器¹⁾ における詳細な熱的データを得ることにあるため、ここでは噴射器および燃焼室内面形状は既報の供試体と同一とした。試験に使用した 8 および 18 エLEMENT の噴射器の詳細については既報¹⁾ を参照されたい。表 3.1 には燃焼室の主要諸元を示す。ただし燃焼室ノズルの膨張比 ϵ_e は液水冷却燃焼器の 8 から大気圧下で適正膨張比である 5.60 に変更した。

図 3.1 に示すように燃焼室はほぼ均等に分割さ

注1) ここに示す鋸歯状フィン列伝熱面を有する燃焼室は特許出願中（出願番号 56-096306）のものであり、使用に当っては留意されたい。

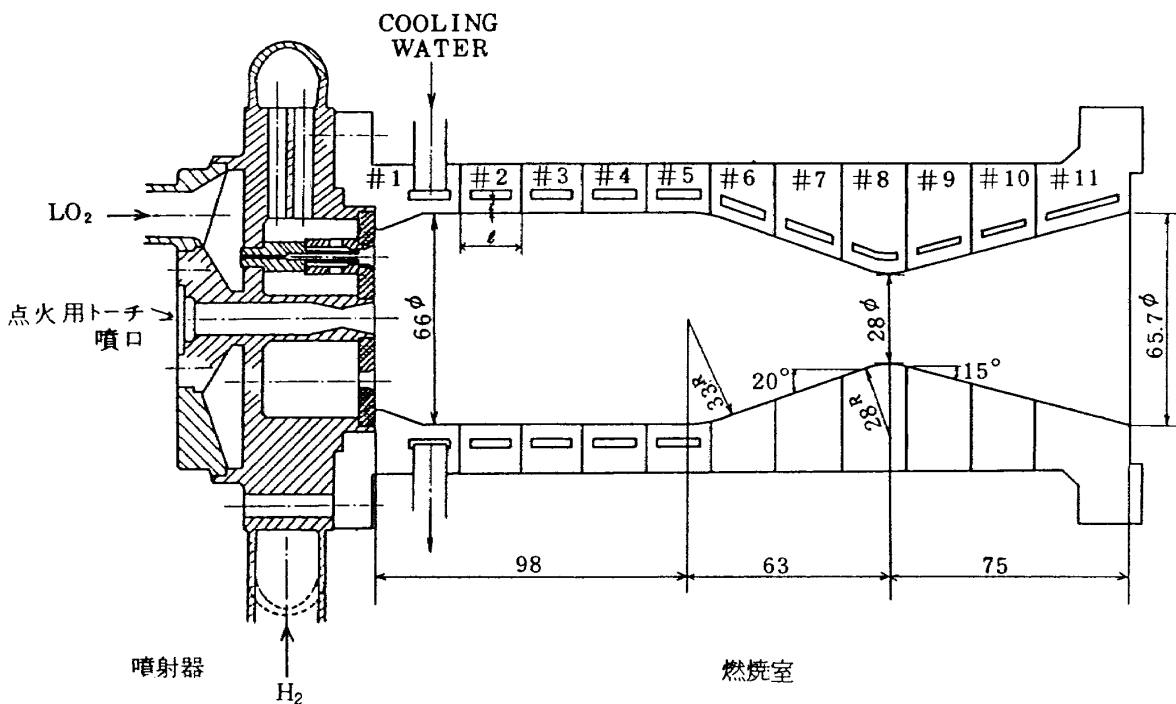
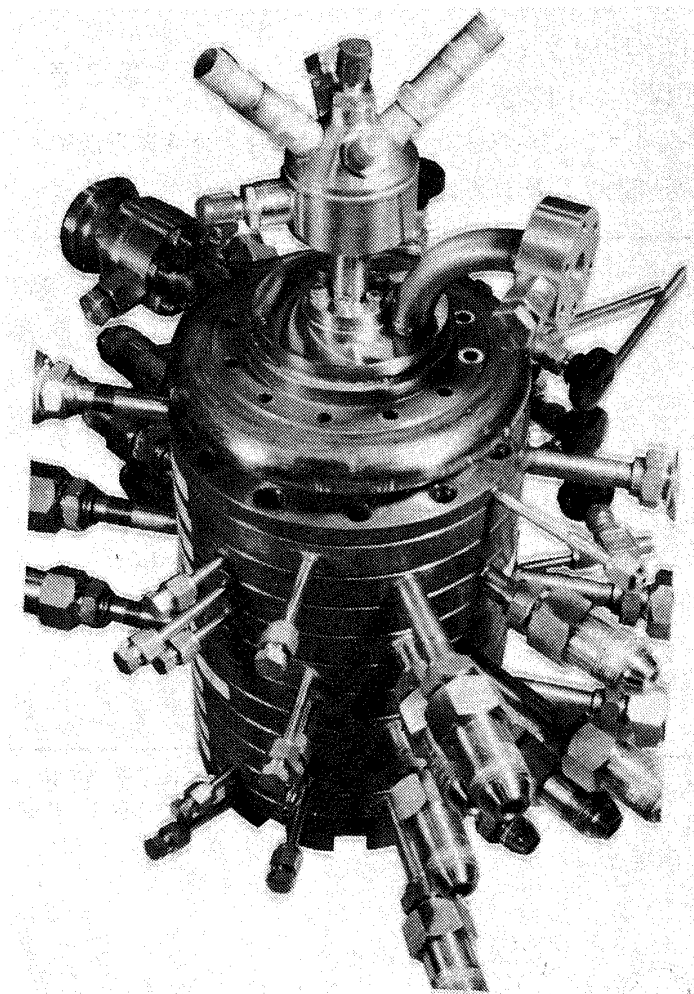


図 3.1 多分割型水冷却燃焼室断面図

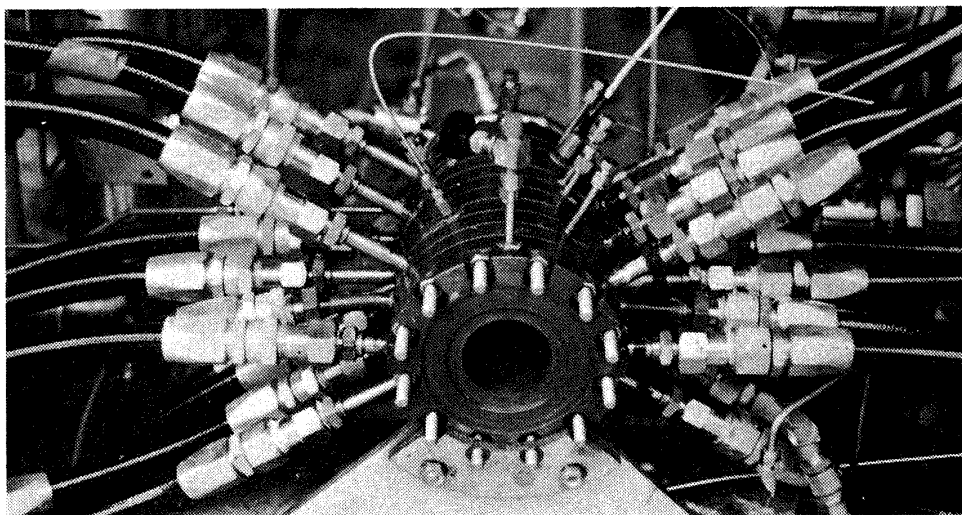
れた燃焼室要素（以後セグメントと称する）より構成される。図 3.2 は燃焼器の写真である。表 3.2 には各セグメントの設計諸元を示す。

単一セグメントの詳細例を図 3.3 に示す。(a)はセグメント断面図である。無酸素銅製の外筒と燃焼室

壁を形成する内筒は高融点銀ローにより接合されている。冷却面上には頂角 60° 、高さ 0.50 mm、ピッチ 0.60 mm の鋸歯状フィン列を設けた。この形状のフィン列を設けたことによる冷却面積の拡大率は約 2 倍である。このような拡大冷却面上で混合沸騰を

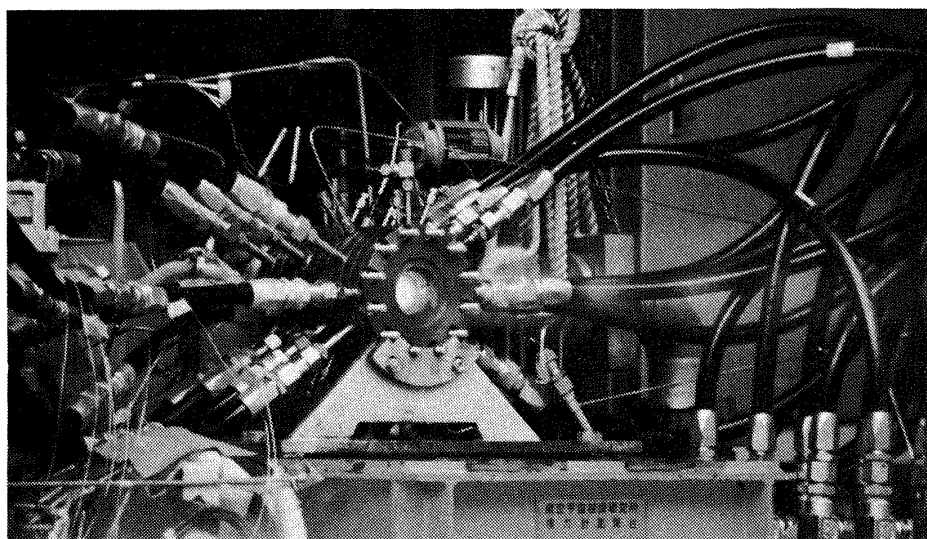


(a) 組立てた状態



(b) スタンドにセットされた状態

図 3.2 水冷却燃焼器写真



(c) 燃焼試験中

図 3.2 水冷却燃焼器写真

促進させ、冷却性能を高めるには、拡大率の大きい方が好都合であるが、以下に示す設計上の制約がある。すなわち、本供試体のように冷却室間が限られている場合、1) 頂角があまり小さすぎるとフィン谷部で発生した気泡の離脱が円滑に行われなくなり q_{CHF} を低下させる恐れがある。2) また拡大率の増大は圧力損失の増大につながり、結果として冷却性能を低下させることになる。3) さらに加工上の制限があり、極端に拡大率の高い冷却面の製作は困難である。ここではこのような諸条件を考慮して前

表 3 - 1 供試燃焼室主要諸元

項 目	記号 単位	仕 様
型 式	— —	多分割型環状冷却式
燃焼室平行部径	D_c mm	66.0
燃焼室スロート部径	D_{th} mm	28.0
収 縮 比	ϵ_c —	5.56
膨 張 比	ϵ_e —	5.60
特 性 長	L^* cm	73
燃焼室圧力	P_c MPa	3.43
冷却ジャケット圧力	P_j MPa	最大 8

表 3 - 2 セグメント設計諸元

項目 セグメントNo. 単位	セグメント巾 l cm	受熱面積 S cm^2	肉 厚 t cm	流路断面積 s cm^2	流路等価 直 径 D_e cm
# 1	4.00	55.05	0.40	0.36	0.46
# 2	1.90	39.40	0.40	0.36	0.46
# 3	1.90	39.40	0.40	0.36	0.46
# 4	2.00	41.47	0.40	0.39	0.47
# 5	2.00	41.47	0.40	0.39	0.47
# 6	2.00	38.28	0.40	0.40	0.48
# 7	2.10	29.79	0.40	0.44	0.50
# 8	2.00	19.24	0.30	0.40	0.46
# 9	2.00	22.50	0.40	0.40	0.46
# 10	2.00	29.49	0.40	0.40	0.46
# 11	3.30	55.16	0.40	0.66	0.51

述のフィン形状を決定した。

さらに、 $T_{w,1}$ 、 $T_{w,g}$ を算定するために、シース径 0.5mm の CRC 熱電対①を燃焼室壁中間に埋め込んだ。挿入孔 ($D = 0.6\text{mm}$) と熱電対 ($D = 0.5\text{mm}$) の間に生じる空げきには、銀ペーストを充てんし、さらに熱処理を施すことにより燃焼室壁と熱電対と

の間に熱抵抗が生じないようにした。

(b)はセグメント平面図である。図に示すように②から流入した冷却水は、燃焼室壁を環状に冷却し③の流出管に到る。④は冷却水圧 P_j を測定する導圧管である。このような流路形状において、バーンアウトが最も発生し易い箇所は流出部の合流点である。

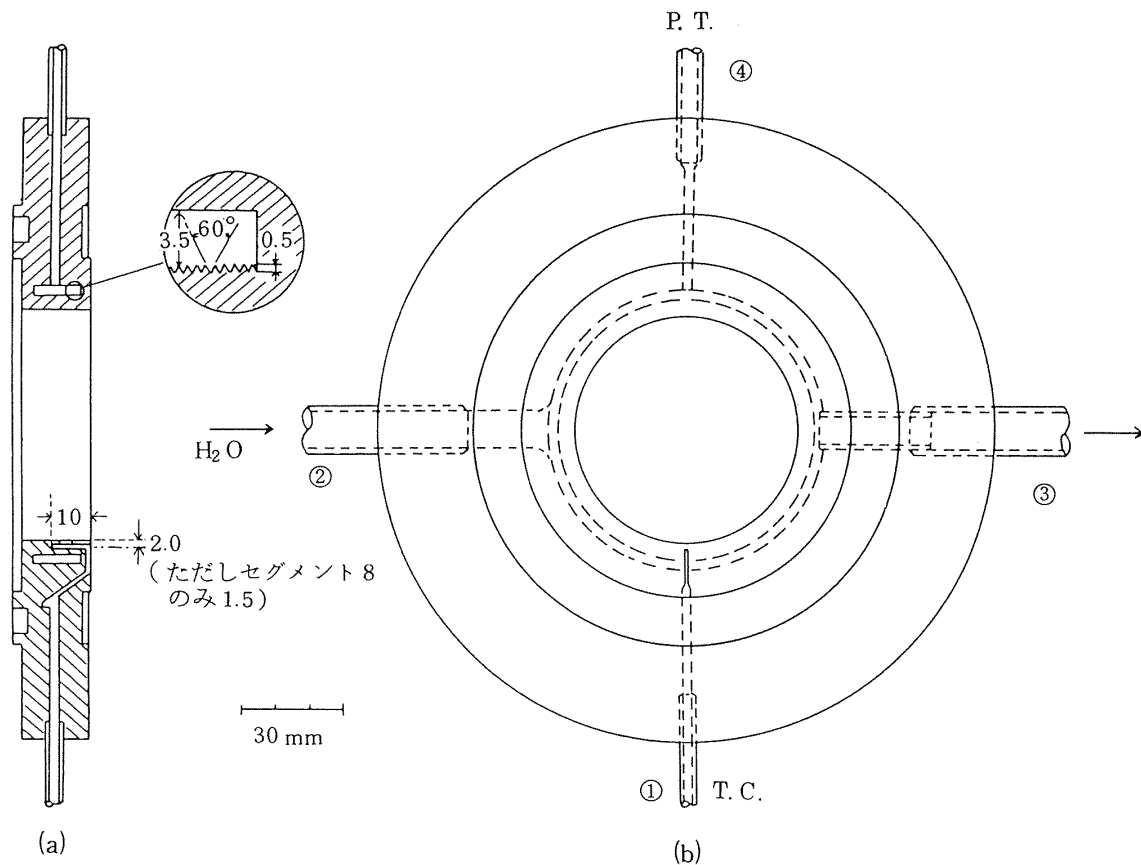


図 3.3 単一セグメント詳細図

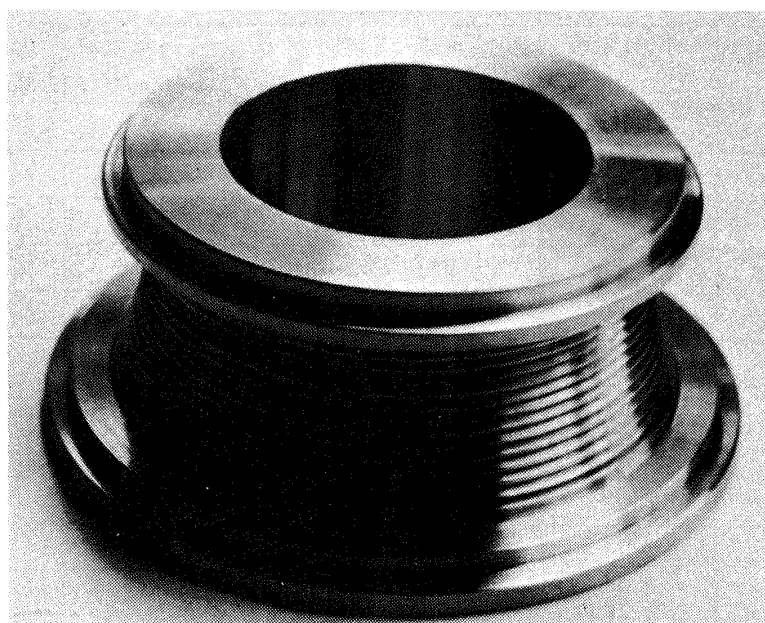


図 3.4 スロート部内筒の冷却面

すなわちこの点は、 T_b の最も高くなる点であり、さらに淀み点にも当たるためである。そこで本供体では、流出管③を流路内に0.5mm挿入することにより合流点における流速を高め、 h_1 を他の冷却面での値の約2倍に増加させた。

図3.4には銀ロー付加工前のスロート部内筒の冷却面(図3.1において噴射器より第8番目のセグメント)の写真を示した。

3.2 推進薬および冷却水供給系

試験装置の系統図を図3.5に示す。燃焼用推進薬供給系については第一報¹⁾を参照されたい。ここでは冷却水供給系について述べる。燃焼器冷却水は冷却水タンクから窒素ガス(GN_2)によって加圧、圧送され、遮断弁を経て分岐マニホールドへ至る。マニホールド部で圧力、温度の測定を行ない、11ヶ所の分岐管に分れた後、各々の流量をオリフィス流量計で測定し、それぞれ燃焼室各セグメントを冷却する。冷却水温度上昇は温度測定用プレナム内に設

けられた熱電対によって行なう。各冷却水は再び出口側マニホールドで集合し、背圧調整弁を経て放出される。ここで使用した冷却水は水道水をイオン交換器を通し純水として用いた。また加圧に用いる GN_2 の冷却水への溶け込みによる影響を除くため、冷却水タンク内の残量が20%以下とならないようにした。タンク容量は約700ℓ、最高使用圧力は80 atgである。

第4章 試験方法

4.1 試験方法

燃焼試験には第3.2節で述べた試験装置を用いた。燃焼系の試験方法については第一報¹⁾を参照されたい。ここでは、冷却系の試験方法について述べる。冷却系の条件としては冷却水ジャケット圧力 P_j と各セグメントの冷却水流量を変化させた。このうち、 P_j については、出口マニホールド下流に設けた背圧調整弁で設定した。また、各セグメントへの冷却水流量調整には各セグメント上流に設けた絞り弁を用

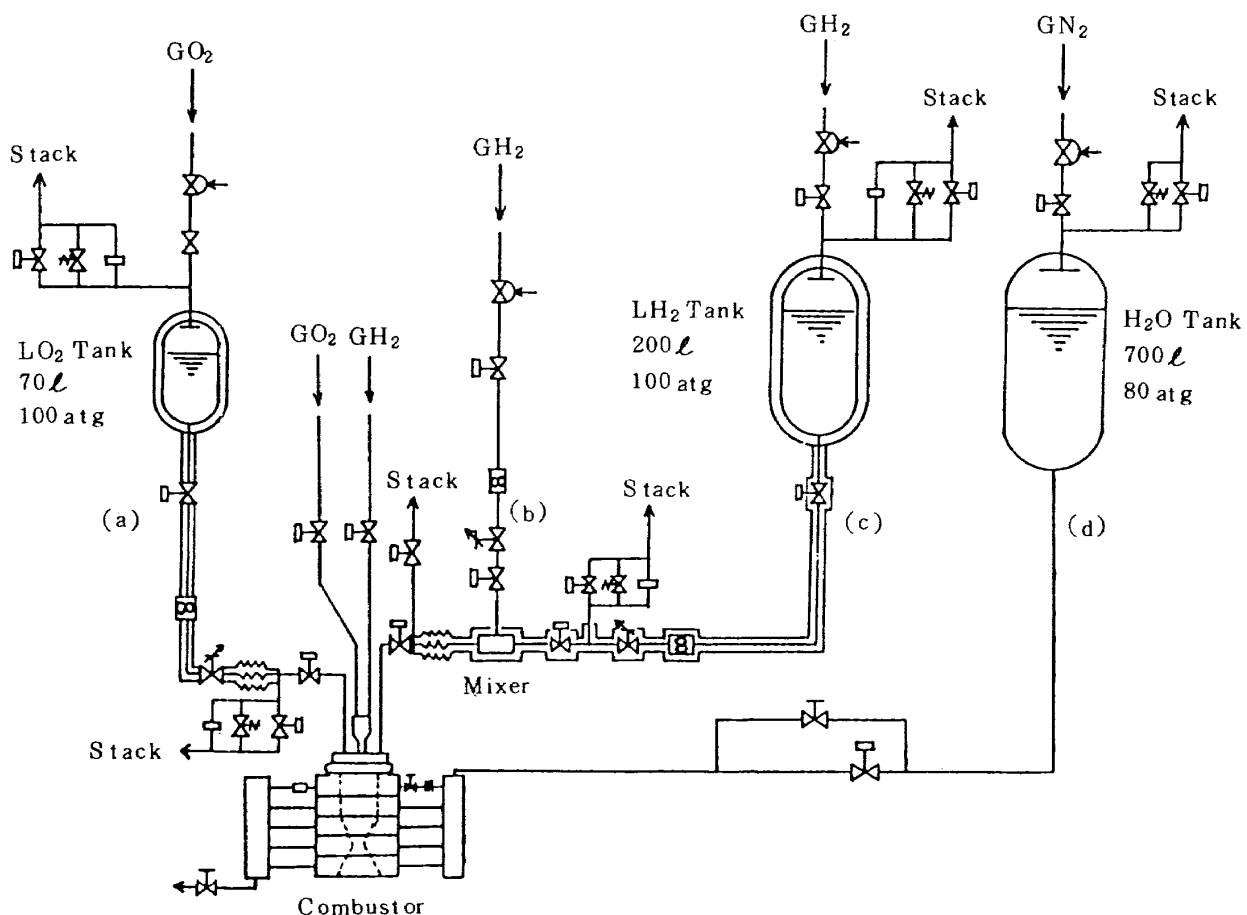


図3.5 水冷却燃焼試験装置系統図

い、各燃焼条件すなわち、熱流束の大きさに合わせて流量調整を行った。調整に際しては以下の2つの相反する要素を考慮してその流量を決定した。すなわち、一つには、予想される熱流束分布に対応して十分な冷却マージンを確保すること、そのため冷却水流量としては出来るだけ多くすることが望ましい。逆に、冷却水温度測定用の熱電対の測定精度の点からは、入口温度と出口温度の温度差が大きい方が望ましいこと、すなわち、冷却水流量は少ない方がよいということになる。実際の試験では、熱電対の測定精度を考慮して少なくとも 10°C の温度上昇が得られるよう流量を調整した。

本研究の燃焼試験では、その目的によって2種類の試験方法を採用した。すなわち、一つは前述の種々の燃焼条件のもとで、一定の冷却水流量、圧レベルを保ち、一連の燃焼ガス側熱伝達率、燃焼性能のデータを得る場合（以下、この場合を水冷却燃焼試験と称す）、もう一つは、燃焼条件をほぼ固定して、冷却系の条件を燃焼開始とともに徐々に変化させ、その冷却性能の限界を探る場合（以下、冷却限界試験と称す）である。

4.1.1 水冷却燃焼試験

この試験では、本研究の主目的であるガス側熱伝達率の軸方向分布を調べるため、燃焼条件を設計点を中心に種々変化させ、それに対応した最適な冷却条件のもとでデータを取得した。用いた燃焼器は第3.1項にて述べたものであり、二種類の噴射器についてそれぞれ試験を行った。

諸物理量の時間変化をモデル化した図4.1をもとに、以下に試験方法を述べる。図には、 P_c 、 P_j 、 U の他に、壁温 T_w 、冷却水出口温度 T_o が示してある。最初に、燃焼開始5秒前から冷却水を流し始める。冷却水の流量、圧力が所定の値であることを確認した後、燃焼を開始する。 P_c は直ちに定常に達するが、 T_o は、燃焼開始15～20秒後に定常に達する。データ処理に際しては、この定常に達した後の約5～10秒間の平均値をもって代表値とした。なお、熱流束の低い実験では、前述の理由から冷却水低流量域において実験を行うことになり、出口温度が定常状態に達するのに長時間を要するようになるところから、燃焼条件によっては燃焼時間は最大60秒

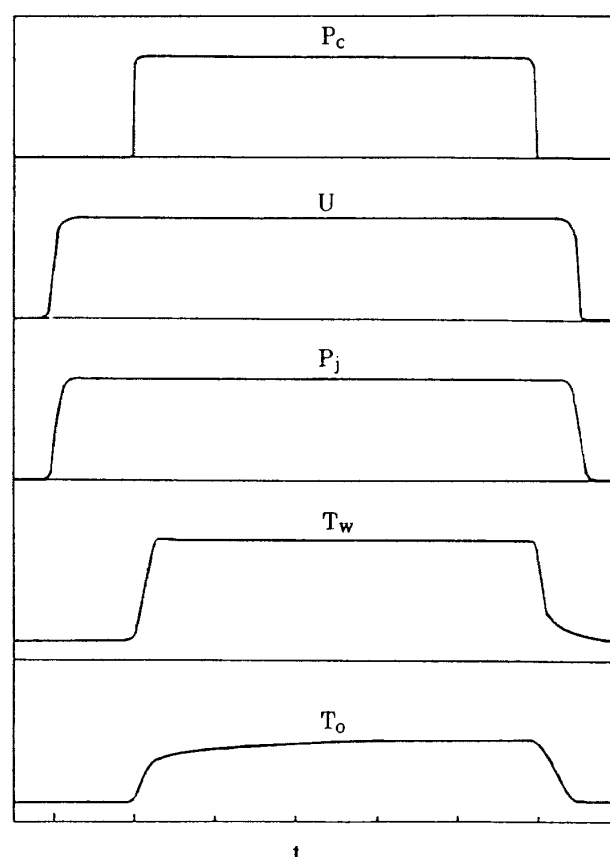


図 4.1 水冷却燃焼試験における諸物理量の時間変化

を要した。

4.1.2 冷却限界試験

冷却水の高熱流束下における沸騰特性のうち、特に IFNB 点および DNB 点を探るための試験である。噴射器としては 18 エレメントのものをを用い、主に設計点近傍に燃焼条件を固定して試験を行った。

IFNB 点を決定する際の試験方法は以下の通りであり、諸物理量の時間変化をモデル化して図 4.2 に示した。すなわち、通常の水冷却燃焼試験と同様の手順で最初に燃焼を開始する。この時点では、各セグメントの流量は FC 領域に対応する量である。そして、燃焼開始約 5 秒後に、動作タンクの加圧弁を閉じ、逃気弁を開とする。この結果、動作タンクの圧力は次第に減少し始め、冷却水流量も減少していく。そして図 4.2 に示したように、流量の減少に伴って増加し続けていた壁温が一定となって NB 領域に移行する。この壁温が一定となり始める点をもって IFNB 点と規定した。このような試験を燃焼条件一定のもとで、冷却水の圧力すなわち、過冷度

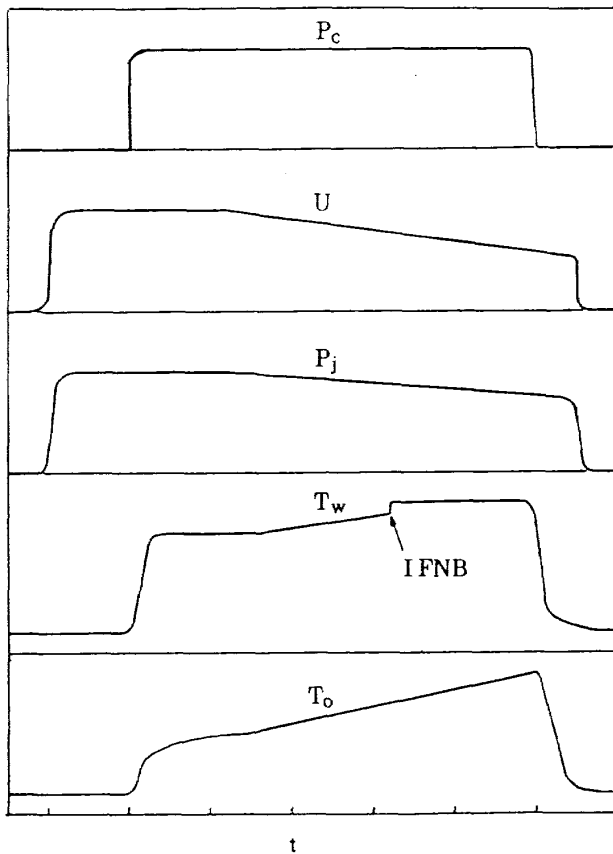


図 4.2 冷却限界試験 (IFNB) における諸物理量の時間変化

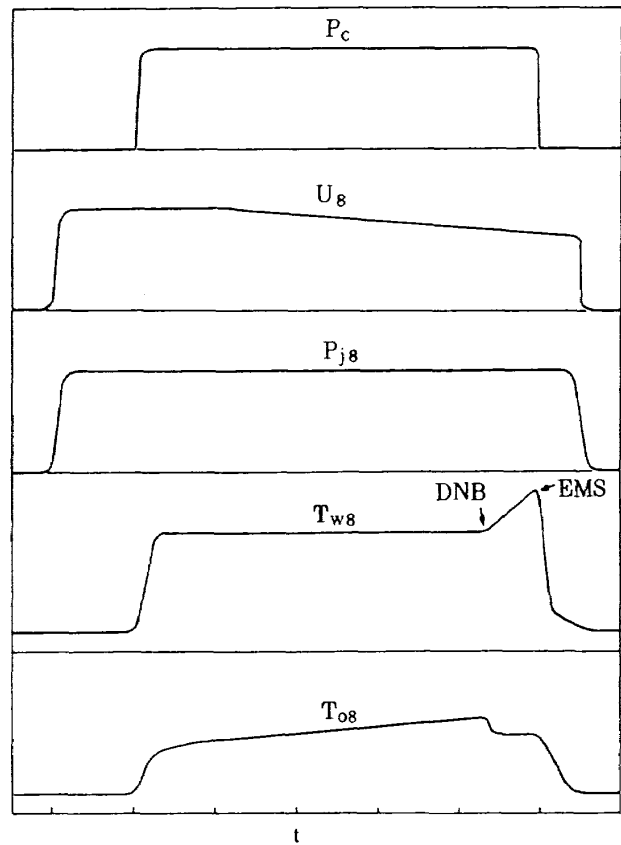


図 4.3 冷却限界試験 (DNB) における諸物理量の時間変化

を変えて実施した。第 4.1.1 項で述べた水冷却燃焼試験は、この結果を踏まえて燃焼室が NB 領域で冷却されるように冷却条件を設定した。

DNB 点の場合には前述の IFNB 点を求める試験とは異って、最も熱流束の高いノズルスロットを含むセグメント (No. 8) のみに DNB を発生させることを狙い、他のセグメントについては十分な冷却マージンを確保して試験を行った。最初に対象とするセグメント (No. 8) の冷却水流量を NB 領域に設定し、通常の水冷却燃焼試験と同様な手順で、燃焼を開始する。約 5 秒後から、セグメント (No. 8) の絞り弁を遠隔操作で漸次閉めていく。図 4.3 に示したように、流速 U_8 の漸減に伴って、出口温度 T_{08} は増加していくが、NB 領域であるため壁温 T_{w8} はほぼ一定である。また圧力 P_{j8} も他のセグメントの流量和の方がはるかに多いためにほぼ一定である。この傾向は、長時間に渡って持続するが、ある流量に達した時点で、壁温が急激に増加し始める。そこで、この点をもって DNB 点と規定し、その発生をペン

書レコーダーで確認した後、全系を緊急停止 (EMS) させる。この試験では冷却水の圧力レベル、すなわち過冷度、および燃焼圧を種々に変化させて一連のデータを取得した。

4.2 制御および計測

試験制御装置については、第一報¹⁾を参照されたい。

図 4.4 に自動シーケンスのタイムチャートを、表 4.1 にタイミング設定値を示す。

計測項目を表 4.2、検出器取付位置を図 4.5 に示す。このうち燃焼系の計測に関しては第一報¹⁾を参照されたい。

冷却系の計測項目としては、熱流束を求めるための燃焼器各セグメント毎の冷却水流量と入口・出口温度のほか燃焼室壁温度、冷却水の背圧および冷却ジャケットの変動圧である。

冷却水流量の測定にはオリフィスを用い、校正はタービン式流量計を用いて行なった。オリフィス差

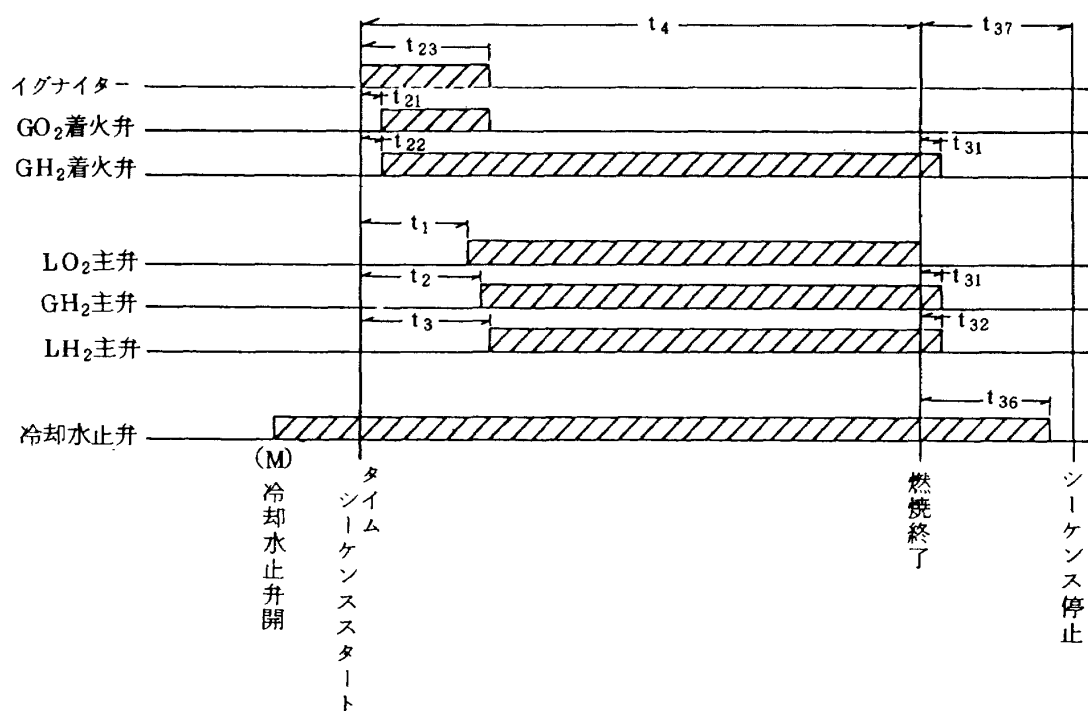


図 4.4 水冷却燃焼試験タイムシーケンス

表 4.1 タイムシーケンス設定時間一覧表

記 号	動 作	設定値 (sec)
t_1	LO ₂ 主 弁 開	1.5
t_2	GH ₂ 主 弁 開	1.55
t_3	LH ₂ 主 弁 開	1.52
t_4	燃 焼 時 間 設 定	6.0 ~ 61.0
t_{21}	GO ₂ 着 火 弁 開	0.2
t_{22}	GH ₂ 着 火 弁 開	0.2
t_{23}	イ グ ナ イ タ ー 停 止	1.3
t_{31}	GH ₂ 主 弁 閉	0.1
t_{32}	LH ₂ 主 弁 閉	0.1
t_{36}	冷 却 水 止 弁 閉	8.0
t_{37}	シ ー ケ ン ス 停 止	10.0

圧は2個の絶対圧力計を用い、下流圧は各オリフィス毎に圧力を測定し、上流圧は入口マニホールド部で測定した。このような測定方法とした場合にはマニホールド内での圧力勾配の影響が懸念されるが、これについてはマニホールド内径を充分大きくし、更に予備試験を行ない最大流量時に圧力勾配が無視できる程度のものであることを確認した。校正の結果オリ

フィスの精度は±2%以内であった。

冷却水温度の測定では、入口温度は入口マニホールドに設けた白金測温抵抗体を用いた。また、出口温度は各流路毎に燃焼器直近に設けた温度プレナムにCRC熱電対を取付けて測定を行なった。これらの温度計の校正は水銀温度計(精度±0.1K)を基準として行ない、校正の結果精度は0~80°Cの間で±0.2K以内であった。燃焼室壁温としては各セグメント毎に0.5φのCRC熱電対を取り付けて行なった。

各実験後取得したデータはミニコンピュータによりただちに物理換算し、冷却水流量、熱流束等を計算し、データの妥当性および次の実験の設定等を検討した。しかしこれは早見表的なものであり、精度等が不充分であるため、詳細なデータ処理は後に角田支所計算センターの計算機によって行なった。その際、各物理量が十分に定常状態に達した後の5~10秒間の平均値をもって処理時間とした。

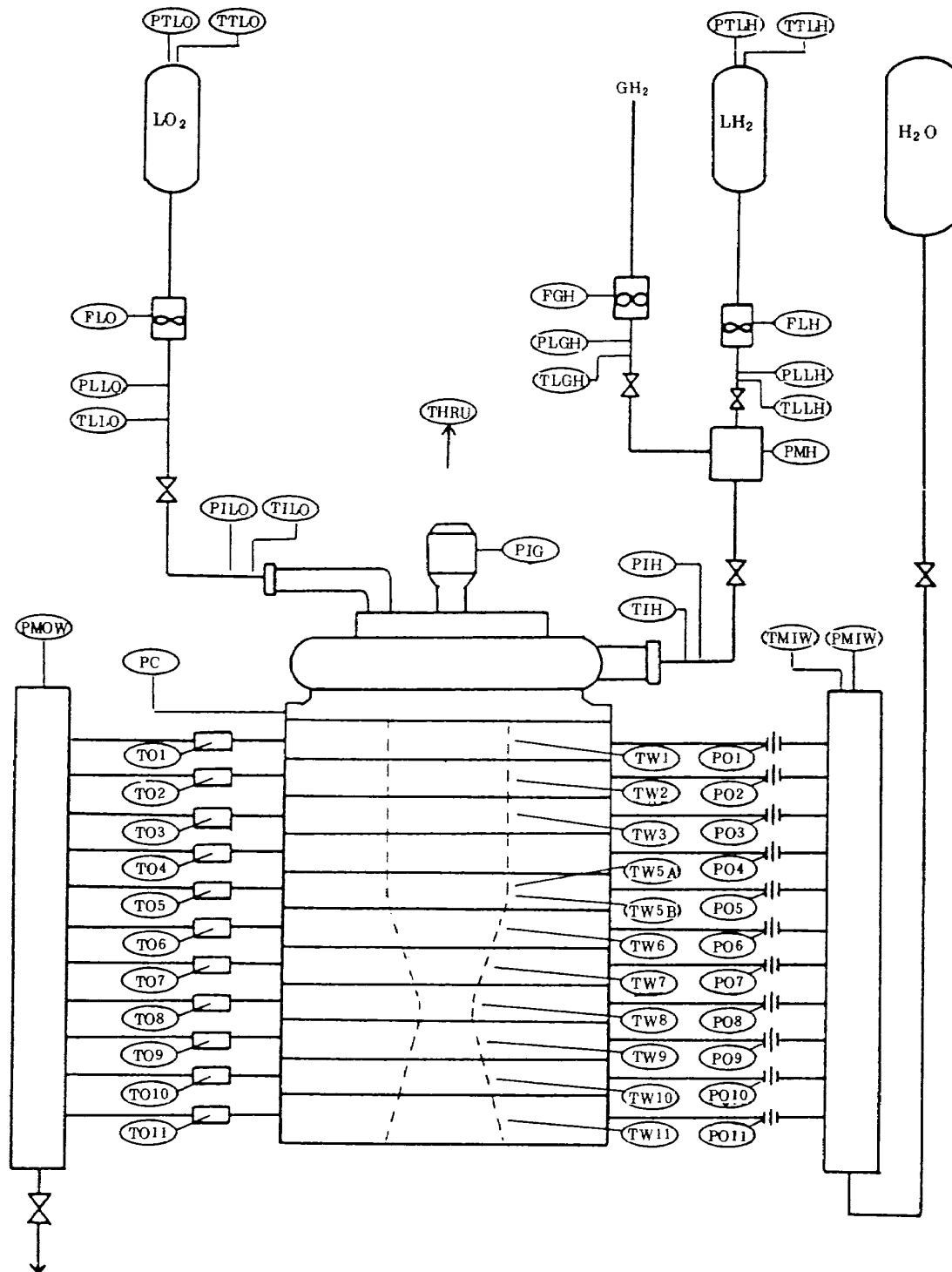


図 4.5 計測用検出器取付位置

表 4.2 計測項目一覧表

計 測 項 目 目	記 号	型 式	計 測 項 目	記 号	型 式
LH ₂ タ ン ク 圧	PTLH	ストレンゲージ式	H ₂ 噴 射 温 度	TIH	TC(CC)
LH ₂ ラ イ ン 圧	PLLH	"	LO ₂ タ ン ク 温 度	TTLO	"
GH ₂ ラ イ ン 圧	PLGH	"	LO ₂ ラ イ ン 温 度	TLLO	"
H ₂ ミ キ サ ー 圧	PMH	"	LO ₂ 噴 射 温 度	TILO	"
H ₂ 噴 射 圧	PIH	"	冷却水 入口マニホールド温度	TMIW	RTB
LO ₂ タ ン ク 圧	PTLO	"	冷 却 水 出 口 温 度	TO 1	TC(CRC)
LO ₂ ラ イ ン 圧	PLLO	"	"	TO 2	"
LO ₂ 噴 射 圧	PILO	"	"	TO 3	"
イ グ ナ イ ナ 圧	PIG	"	"	TO 4	"
燃 焼 圧	PC	"	"	TO 5	"
推 力	THRU	"	"	TO 6	"
冷却水 入口マニホールド圧	PMIW	"	"	TO 7	"
冷却水 出口マニホールド圧	PMOW	"	"	TO 8	"
冷却水 オリフィス下流圧	PO i	"	"	TO 9	"
"	PO 2	"	"	TO10	"
"	PO 3	"	"	TO11	"
"	PO 4	"	燃 焼 器 壁 温 度	TW 1	TC(CRC)
"	PO 5	"	"	TW 2	"
"	PO 6	"	"	TW 3	"
"	PO 7	"	"	TW5A	"
"	PO 8	"	"	TW5B	"
"	PO 9	"	"	TW 6	"
"	PO10	"	"	TW 7	"
"	PO11	"	"	TW 8	"
LH ₂ 流 量	FLH	タービン式	"	TW 9	"
GH ₂ 流 量	FGH	"	"	TW10	"
LO ₂ 流 量	FLO	"	"	TW11	"
LH ₂ タ ン ク 温 度	TTLH	TC(CRC)	燃 焼 器 振 動	A' 1	ピエゾ型
LH ₂ ラ イ ン 温 度	TLLH	RTB	燃 焼 圧 振 動	Pc'	"
GH ₂ ラ イ ン 温 度	TLGH	TC(CC)	冷 却 水 圧 振 動	Pw'	"

第5章 燃焼ガス側熱伝達特性

本実験結果のうち、燃焼性能については既に第一報¹⁾で明らかにしているのので、ここでは燃焼ガスから燃焼室壁への熱伝達特性について明らかにする。また、冷却水側熱伝達特性については第6章で述べる。

5.1 実験結果

水冷却燃焼試験は第4.1.1項で述べた試験方法に

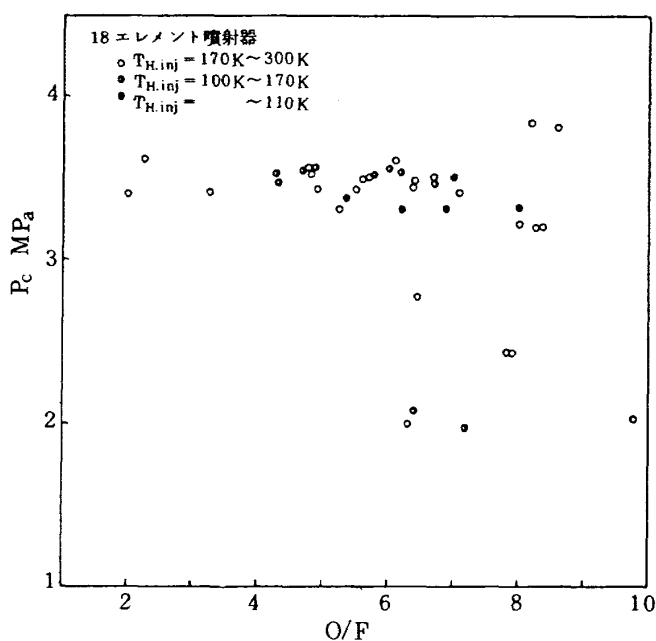


図 5.1 実験領域 (18 エレメント噴射器)

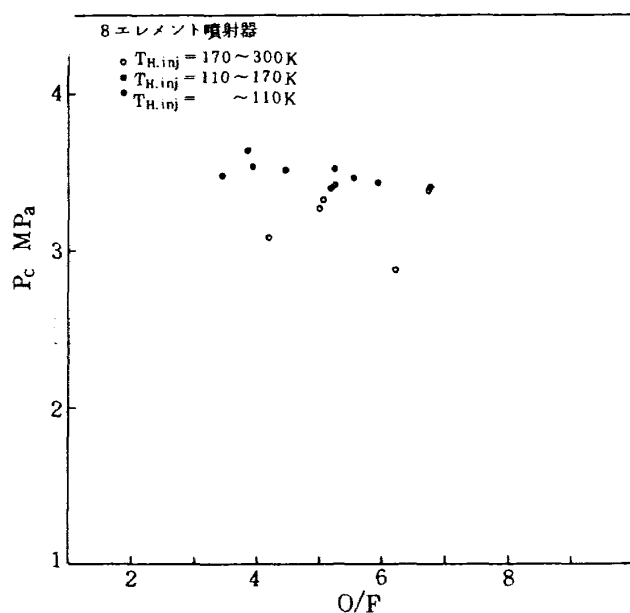


図 5.2 実験領域 (8 エレメント噴射器)

従って、図 5.1, 図 5.2 に示した範囲で行なった。すなわち、燃焼側のパラメータとして燃焼圧力 P_c 、混合比 O/F 、水素噴射温度 $T_{H.inj}$ をとり、それぞれ $P_c = 2.0 \sim 3.8 \text{ MPa}$ 、 $O/F = 2 \sim 10$ 、 $T_{H.inj} = 64 \sim 300 \text{ K}$ の範囲で変化させた。実験結果の代表例を付録 - 1 に示した。

5.2 熱流束に及ぼす各種パラメータの影響

燃焼側の条件が変化することは、燃焼ガス温度が変化するのみならず、燃焼室内における燃焼ガスの流動状態も変化する。そして、これらの変化が、壁面に沿った境界層の発達、熱流束分布にも影響を及ぼすものと思われる。ここでは、燃焼圧力、混合比、水素噴射温度、エレメント数が熱流束分布に及ぼす影響について述べる。

(1) 水素噴射温度の影響

燃焼圧力と混合比を一定にして、水素噴射温度を変化させた場合、燃焼ガス温度の理論値自体の変化は極めて小さい。例えば、 $P_c = 3.5 \text{ MPa}$ 、 $O/F = 5.5$ の場合に、 $T_{H.inj} = 20 \text{ K}$ から $T_{H.inj} = 300 \text{ K}$ の水素噴射温度の変化に対して、図 5.3 に示したように燃焼ガス温度は約 3360 K から約 3440 K へと高々 2.4% ほど増加するだけである。従って水素噴射温度のみを変化させることは熱伝達に対してさほど影響を及ぼさないものと考えられるが、実験により得られた熱流束の値は、水素噴射温度にかなり影響された。これは既に第一報¹⁾で述べたように、水素噴射温度を変えることが、水素噴射速度等を変化させ、高速の水素ガス流による液体酸素の微粒化、混合過程等

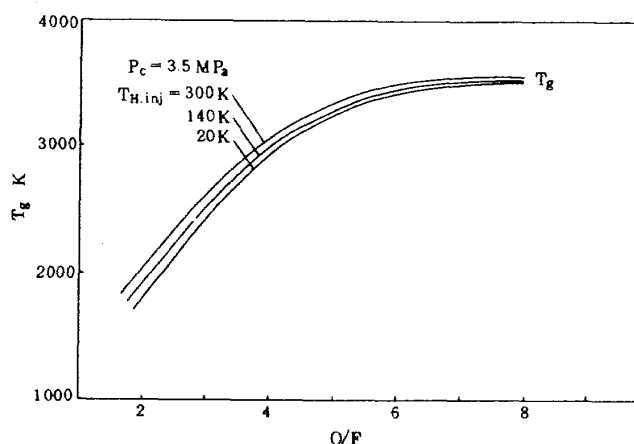


図 5.3 燃焼ガス温度の混合比による変化

の燃焼機構と効率に影響を及ぼしていることによるものである。

図 5.4 には、水素噴射温度の変化が燃焼室長手方向の熱流束分布に及ぼす影響を示した。図において、 $T_{H.inj} = 77\text{ K}$ と 140 K の場合を比較すると、熱流束の絶対値は水素噴射温度の高い方が大きいが、分布形状にはさほどの差はない。しかし、これらに較べて、 $T_{H.inj} = 295\text{ K}$ の場合には、ノズル部 ($x \geq -55\text{ mm}$) に比べて、平行部 ($-160\text{ mm} \leq x < -55\text{ mm}$) の熱流束の変化が相対的に大きく、分布形状が異なっている。すなわち、スロート部 ($x = 0\text{ mm}$) を含むセグメント 8 以外に、セグメント 4 の位置にも熱流束の極大値が現われている。このセグメント 4 の極大値は燃焼機構と密接な関係があるものと考えられるが、その詳細については不明である。

図 5.5 は各セグメントの位置における熱流束の水素噴射温度依存性を示したもので、 $q_1 \sim q_8$ はそれぞれセグメント 1～8 の熱流束を示している。いずれのセグメントにおいても水素噴射温度が高いほど熱流束の値も大きい。そして、水素噴射温度への依存性の度合は、噴射器 ($x = -160\text{ mm}$ の位置) 直近のセグメント 1 が最も強く、噴射器より離れたセグメントほど勾配がゆるやかで、その影響が低下している。しかし、スロート部においてもなお水素噴射温度の影響が現われていることがわかる。

熱流束が水素噴射温度に依存しており、噴射器に近い位置ほどその依存性が強くなる原因としては次のことが考えられる。すなわち、水素噴射温度を高めることは、同一噴射流量のもとでは水素噴射速度を増加させることである。これは高速水素ガス流による液体酸素の微粒化に有効である。さらに、液体酸素液滴群との混合を促進させることによって燃焼可能な領域が、噴射器側へと近づく。このように燃焼可能領域は噴射温度条件の影響を受けて、噴射面近傍のセグメントの位置で前後に移動する。従って噴射器に近い位置ほど熱流束の水素噴射温度依存性が大きくなると考えられる。以上は主に平行部における熱流束変化の要因と考えられるが、さらに、スロート部でも熱流束の水素噴射温度による変化が見られたことから、以下の要因も考えられる。すなわち、第一報¹⁾でも述べたように、 C^* 効率 η_{C^*} は噴

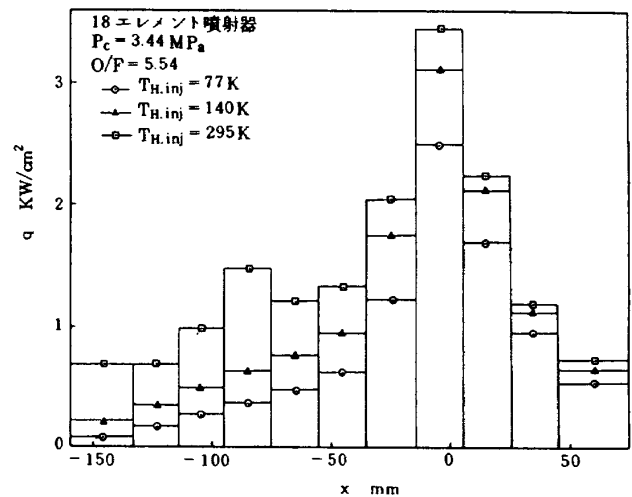


図 5.4 熱流束分布に及ぼす水素噴射温度の影響

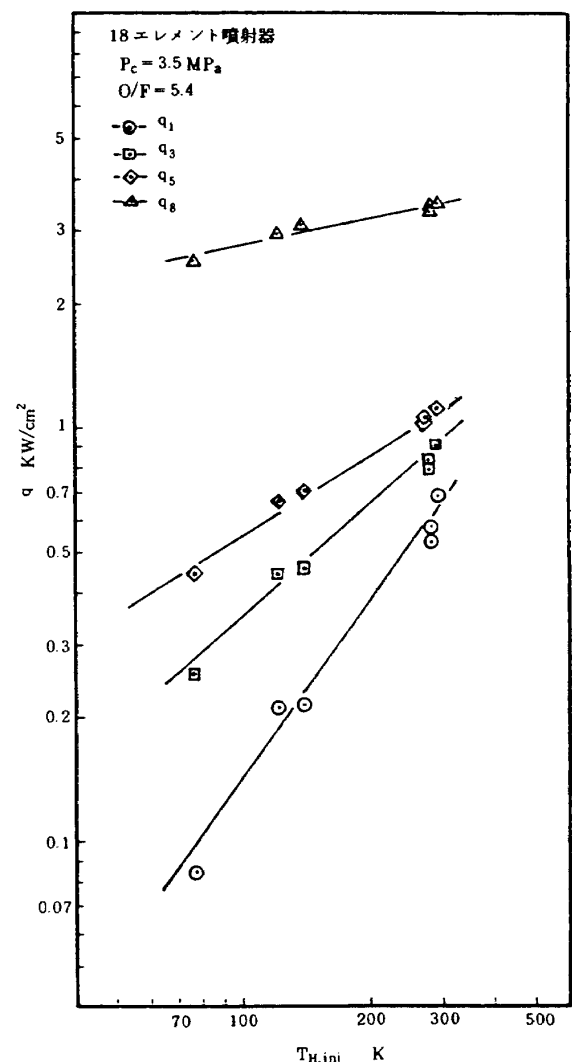


図 5.5 熱流束への水素噴射温度の影響

射速度比 U_R (水素噴射速度 / 酸素噴射速度) に依存しており、水素噴射温度の変化は噴射速度比の変化に対応するから、 C^* 効率は水素噴射温度によって影響を受ける。これは、燃焼ガス温度が水素噴射

温度によって変化することを意味しており、燃焼ガス温度の理論値が 3440 K の場合、 C^* 効率 92% ~ 100% の変化¹⁾（水素噴射温度の 60 ~ 300 K の変化に対応した 18 エLEMENT 噴射器の C^* 効率の変化）によって実際の燃焼ガス温度は 2900 ~ 3440 K と変化することになる。この燃焼ガス温度の変化は先に述べた理論燃焼ガス温度の変化 (3360 ~ 3440 K) に比べて大きく無視することはできない。燃焼室壁温を、燃焼室壁に埋込んだ熱電対の指示値から求めたほぼ平均的な値である 600 K とした場合には、この燃焼ガス温度の変化は熱流束の値を約 20% も変化させることになる。この燃焼ガス温度の実効値の影響はスロート部を含めて燃焼室全体に及んでいるものとする。

図 5.6 は、燃焼ガスから燃焼室壁へ伝えられた総伝熱量 Q_{tot} の水素噴射温度による変化を示したものである。これは 11 個のセグメントの熱流束と受熱面積から求められる値で、再生冷却時の燃焼性能を論ずる上で重要な量である。この点については第 5.3 節で述べる。

(2) 混合比の影響

図 5.7 には、 $P_c = 3.5 \text{ MPa}$ 、 $T_{H, inj} = 300 \text{ K}$ の場合について混合比変化が熱流束に及ぼす影響を示した。熱流束の値としてはスロート部のセグメント 8 と噴射面に最も近いセグメント 1 の値を示した。このうち、セグメント 8 では、混合比の 2 ~ 7 の変化に対して、熱流束は 2.7 ~ 3.3 KW/cm² と漸増している。

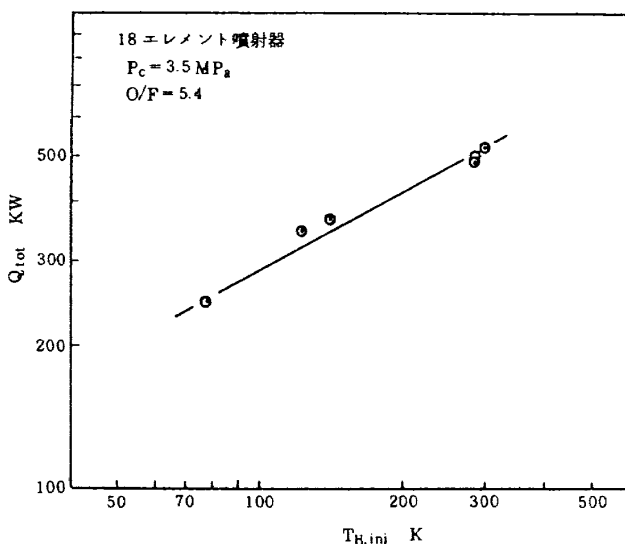


図 5.6 総伝熱量に及ぼす水素噴射温度の影響

セグメント 1 では、同じ混合比の変化に対して、熱流束は 1 KW/cm² から 0.5 KW/cm² と 50% も低下している。このように、熱流束の混合比による変化が、セグメントの位置によって異なった傾向を示す原因としては以下のことが考えられる。セグメント 1 に対しては混合比が小さくなるほど噴射速度比が大きくなるので、第(1)項の場合と同様に燃焼可能領域がセグメント 1 に接近した結果と考えることができる。また、セグメント 8 については式 (2.1) の関係から、次のように考えられる。すなわち、図 5.3 から混合比の 2 ~ 5.5 の変化に対して、燃焼ガス温度は 2000 ~ 3440 K と変化するので ($T_{H, inj} = 300 \text{ K}$ での燃焼効率はほぼ 100% であり¹⁾、燃焼ガス温度の実効値は理論値に等しい)、ガス側壁温を 600 K とすれば、温度差 ($T_{ad} - T_{wg}$) は約 2 倍となる。一方、 h_g の値は後述する Bartz の式 (5.1) によれば同じ混合比変化に対して約 60% に減少する。従って温度差

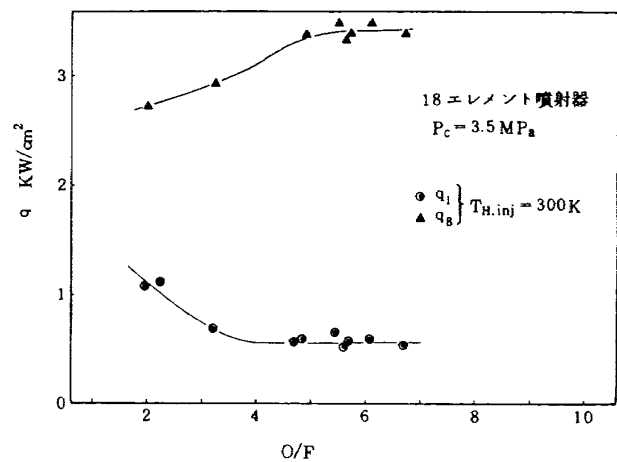


図 5.7 熱流束に及ぼす混合比の影響

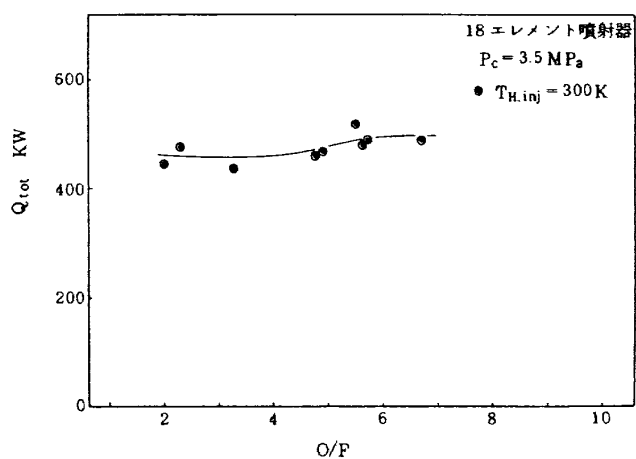


図 5.8 総伝熱量に及ぼす混合比の影響

$(T_{ad} - T_{wg})$ と h_g の積としての熱流束は 20 % の増加となり、図 5.7 の実験結果と一致する。

図 5.8 は、混合比変化による燃焼室壁への総伝熱量の変化を示したものであるが、混合比の変化によらずほぼ一定の値となっている。これは混合比の増加によって熱流束が半減する噴射器近傍の傾向と、熱流束が漸増するスロート部近傍の傾向とが互いに消し合っているためである。

(3) 燃焼圧力の影響

18 エレメント噴射器において、混合比、水素噴射温度を一定として、燃焼圧力を変化させた場合の熱流束の軸方向分布の変化を図 5.9 に示した。燃焼圧力の増加とともに、熱流束もほぼ一様に増加しており、分布形状には大きな変化は見られない。

図 5.10 には各セグメントごとの熱流束の燃焼圧力による変化の例を示した。図からスロート部熱流束 q_g は燃焼圧力のほぼ 0.8 乗に比例して変化することがわかる。また、この傾向はスロート下流部の熱流束でも見られた。これに対して、燃焼室平行部の熱流束 q_3 、 q_5 の燃焼圧力への依存性は低下する傾向がみられた。これらのうち、スロート部およびその下流部の熱流束の変化については Bartz の式²⁾ (5.1) から、

$$h_g = \left[\frac{0.026}{D_{th}^{0.2}} \left(\frac{\mu_0^{0.2} C_p}{P_r^{0.6}} \right) \left(\frac{P_c g}{C^*} \right)^{0.8} \left(\frac{D_{th}}{r_c} \right)^{0.1} \right] \left(\frac{A_{th}}{A} \right)^{0.9} \sigma \quad (5.1)$$

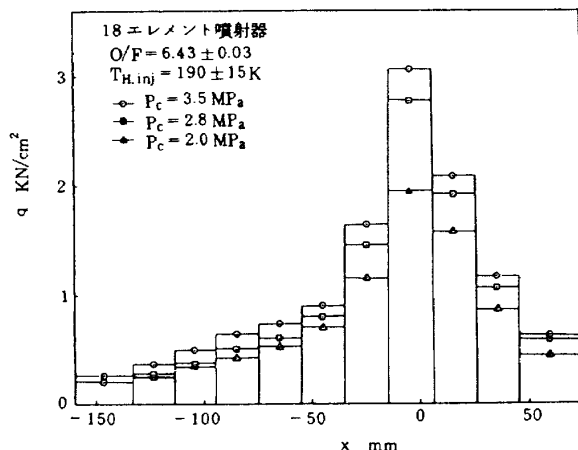


図 5.9 熱流束分布に及ぼす燃焼圧力の影響

ここで

$$\sigma = \frac{1}{\left[\frac{1}{2} \left(\frac{T_{wg}}{T_0} \right) \left(1 + \frac{r-1}{2} M_a^2 \right) + \frac{1}{2} \right]^{0.68}} \times \frac{1}{\left[1 + \frac{r-1}{2} M_a^2 \right]^{0.12}}$$

D_{th} : スロート径

P_c : ノズル入口激み点の燃焼圧力

T_0 : ノズル入口激み点の燃焼ガス温度

μ_0 : ノズル入口激み点の粘性係数

C_p : ノズル入口激み点の定圧比熱

P_r : ノズル入口激み点のプラントル数

C^* : 特性排気速度

r_c : ノズルスロート曲率半径

A_{th} : ノズルスロート断面積

A : 任意の位置の断面積

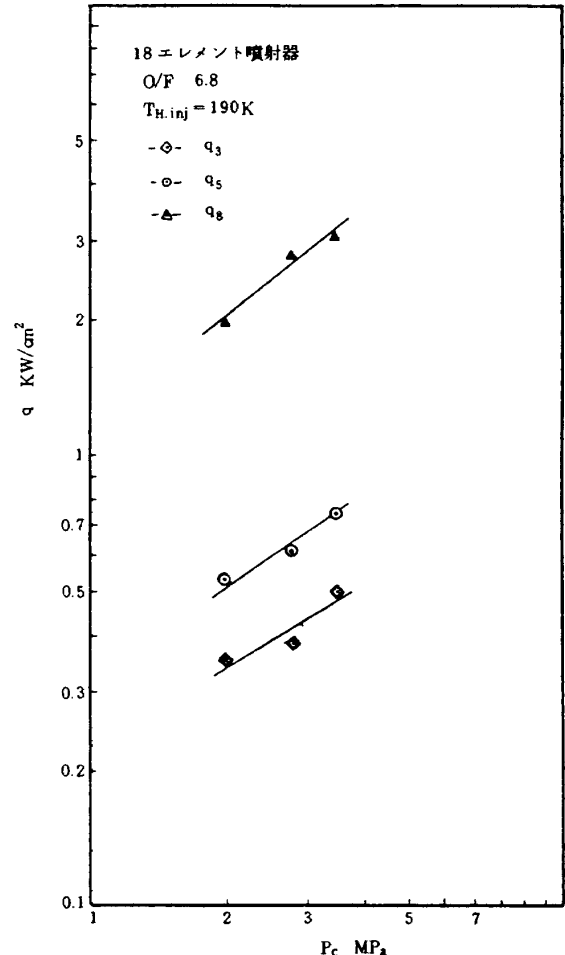


図 5.10 熱流束に及ぼす燃焼圧力の影響

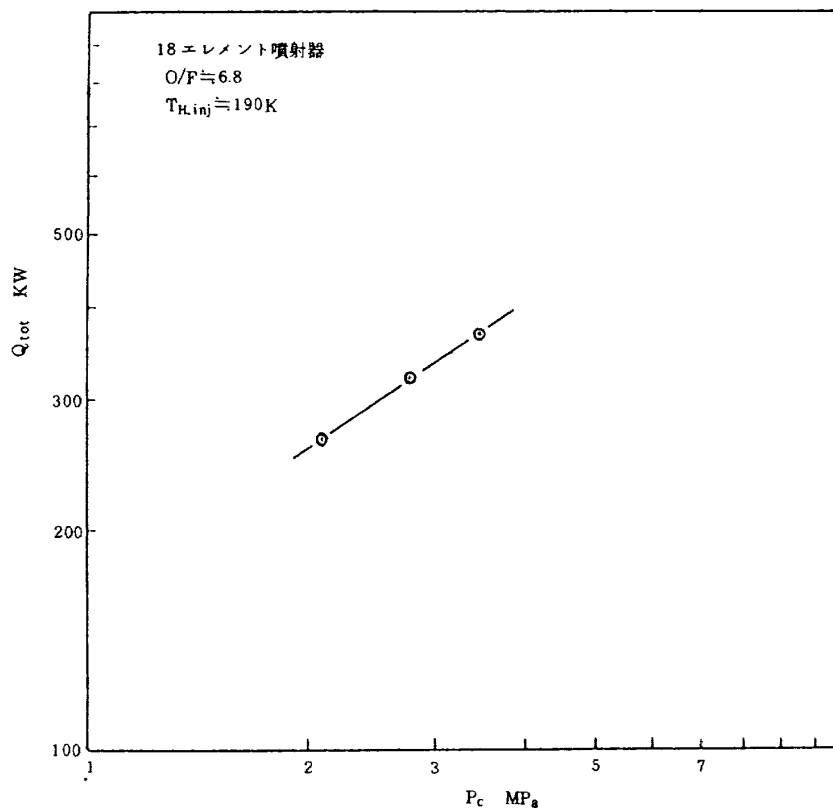


図 5.11 総熱量に及ぼす燃焼圧力の影響

γ : 比熱比

M_a : マッハ数

物性値の燃焼圧力による変化は混合比一定の条件ではほぼ一定とみなされるので,

$$h_g \propto P_c^{0.8} \quad (5.2)$$

が導びかれる。さらに、温度差 ($T_{ad} - T_{wg}$) は燃焼圧力によってほとんど変化しないので、熱流束は燃焼圧力の 0.8 乗に比例することになる。従って以上のことから、スロート部以降の流れについては、燃焼反応がほぼ完結し、流れが発達した一次元流れに近い状態にあるものと考えることができる。

一方、燃焼反応が進行中の燃焼室平行部における熱流束の燃焼圧力への依存性が低下することについては、WAGNER, W. R.¹⁵⁾ らの実験結果、

$$q_{near\ injector} \propto P_c^{0.42} \quad (5.3)$$

ここで、 $q_{near\ injector}$ は噴射器直近の熱流束である。

とも定性的に一致すると言える。

図 5.11 には総伝熱量の燃焼圧力の変化による変化を示した。平行部では熱流束の燃焼圧力への依存

性が低下するので、総伝熱量も燃焼圧力の約 0.7 乗に比例した変化である。しかし、燃焼圧力を変えた実験は数が少ないので、その効果の詳細については今後の課題である。

(4) 噴射器エレメント数の影響

第(1)～(4)項において 18 エレメント噴射器を用いた場合の実験結果を中心に述べたが、ここでは 8 エレメント噴射器の場合と比較することによってエレメント数が熱流束に及ぼす影響について述べる。^{注)}

図 5.12 は、8 エレメント噴射器の場合における水素噴射温度の変化による熱流束分布の変化を示したものである。図 5.4 と比較すると燃焼室平行部では、8 エレメント噴射器の場合には、分布形状はゆるやかに変化し、18 エレメント噴射器の場合に見られた、高温水素 (300K) におけるセグメント 4 の極大値は存在しない。しかし、その絶対値は 18 エレメント噴射器より大きい。また、ノズル・スロート部近傍以降では 8 エレメント噴射器の方が熱流束は小さくなっている。これらの特徴を示す原因について、第(2)項までの議論と同様に次の二つが考えられる。すなわち、一つは燃焼ガス温度そのものによ

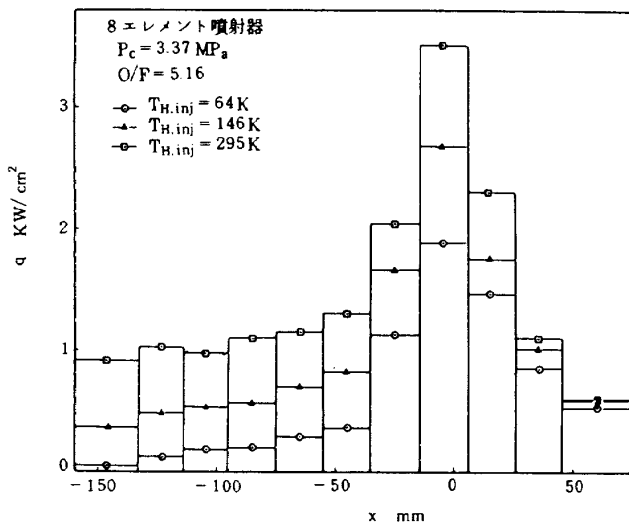


図 5.12 熱流束分布に及ぼす水素噴射温度の影響

る熱流束の変化であり、他は燃焼室平行部における燃焼反応領域の変化に伴うものである。このうち、燃焼ガス温度の影響については、図 5.13 に示したように、 C^* 効率の実効値が 8 エLEMENT 噴射器では 18 エLEMENT 噴射器より、約 7% ほど低い値を示すので、燃焼ガス温度の実験値は約 14% ほど低い値となる。このため、燃焼ガス温度の影響を受けるスロート部以降では、燃焼ガス温度の低い 8 エLEMENT 噴射器の方が低い熱流束となる。燃焼室平行部ではこれと逆に 8 エLEMENT 噴射器の方が大きい熱流束となっているが、これは以下のように考えられる。8 エLEMENT 噴射器の場合には、18 エLEMENT 噴射器と比べて、同一燃焼条件下での単位ELEMENT 当りの噴射流量が約 2 倍多く、また、各ELEMENT 間のピッチが粗いために、より強い循環流領域が広い範囲に形成され、噴射器側へ戻ってくる高温燃焼ガスの影響を強く受けていることによるものと思われる。

図 5.14 は、両噴射器の総伝熱量を示したもので、8 エLEMENT 噴射器の方が 18 エLEMENT 噴射器よりも約 10% 低い値となっている。これは両噴射器の C^* 効率の差によるものであると考える。ただし、前述のように、8 エLEMENT 噴射器の燃焼室平行部での熱流束がより大きいので、燃焼ガス温度の低下から

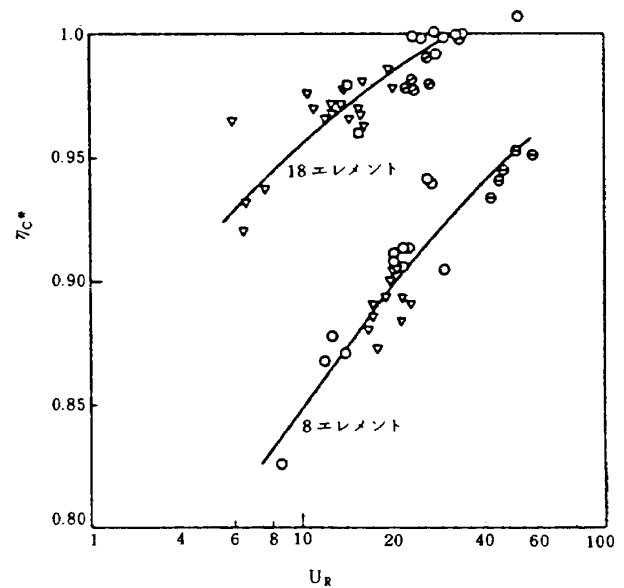
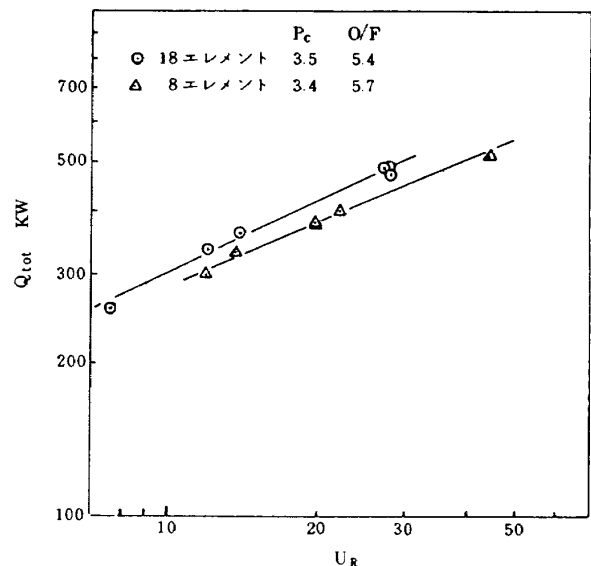
図 5.13 ELEMENT 数の C^* 効率への影響

図 5.14 総伝熱量に及ぼすELEMENT 数の影響

予想されるほどの低下とはなっていない(たとえば、燃焼ガス温度の理論値を 3400 K とし、壁温を 600 K とすれば、両噴射器の C^* 効率の差、すなわち、燃焼ガス温度の実効値の差から予想される低下は約 20% に達するはずである)。

5.3 燃焼ガス側熱伝達率分布

前項においては実験より得られた各セグメントごとの熱流束について検討を加えた。ここでは燃焼ガス温度に適当な仮定を行って得られる熱伝達率につ

注) 両噴射器の詳細については第一報を参照されたい。

設計点 ($P_c = 3.43 \text{ MPa}$, $O/F = 5.5$, $T_{H.inj} = 140 \text{ K}$) では

18 ELEMENT: $\eta_{C^*} = 97\%$, 8 ELEMENT: $\eta_{C^*} = 90\%$ である。

いて検討する。燃焼ガス温度の実験値としては、第2.1節で述べたように C^* 効率に対応する燃焼ガス温度が噴射器端面で達成していると仮定して熱伝達率を算出する。

(1) 熱伝達率と噴射速度比との関係

第5.2節(1)、(2)項で述べたように、混合比、水素噴射温度のいずれを変化させた場合も、これらを噴射速度比で表わした場合には熱流束は噴射速度比が大きくなると増加した。ところで著者らは既報¹⁾において図5.13に示したように噴射速度比が燃焼性能を支配する主要なパラメータであることを明らかにした。燃焼室における熱流束が燃焼反応量に大きく依存することを考えれば、噴射速度比が熱流束においても主要なパラメータになり得ることが予測される。熱流束には温度差($T_{ad} - T_{wg}$)の影響も含まれるので、ここでは式(2.1)により熱伝達率に表現し直してこの影響を除去し、熱伝達に及ぼす噴射速度比の影響を求める。

図5.15は、18エレメント噴射器の場合について、各セグメントごとの熱伝達率を噴射速度比で整理したものである。ここで、燃焼圧力の影響については、試験圧力範囲が広くないところから $P_c \approx 3.5 \text{ MPa}$ に限定し、 $O/F < 4$ ではデータ数が少ないところからこの範囲のデータは除外した。図から、燃焼圧力が一定のもとでは、混合比、水素噴射温度にかかわらず、これらを噴射速度比で表わせば熱伝達率と噴射速度比との間には、強い相関があることがわかる。さらに、各セグメントにおける熱伝達率の噴射速度比への依存性を表わす勾配は、噴射器より離れるに従って緩かとなっている。そして、スロート部では、噴射速度比にかかわらず、熱伝達率はほぼ一定の値となっている。このように、主に燃焼室平行部の熱伝達率が、噴射器の設計上のパラメータである噴射速度比と関連していることがわかるが、燃焼圧力等の影響を含めた簡便な燃焼ガス側熱伝達率の評価式の導入等については今後明らかにして行きたい。

(2) 局所熱伝達率分布—Bartzの式との比較

第2.1節で述べたように燃焼ガス温度分布の推定法には種々の方法があるので、熱流束分布 $q(x)$ の実験値に基づく熱伝達率分布 $h_g(x)$ もそれぞれ異ってくる。図5.16にはBartzの式(5.1)から求めた

$h_{gB}(x)$ と(5.4)式で定義した熱伝達率分布 $h_{gi}(x)$ を示した。

$$h_{gi}(x) \equiv q(x)/(T_{ad}(x) - T_{wg}(x)) \quad (5.4)$$

ここで、 $T_{ad}(x) = T_{adth} \cdot \eta_c^2$ 、 $T_{wg}(x)$ は燃焼ガス側壁温(実験値)である。

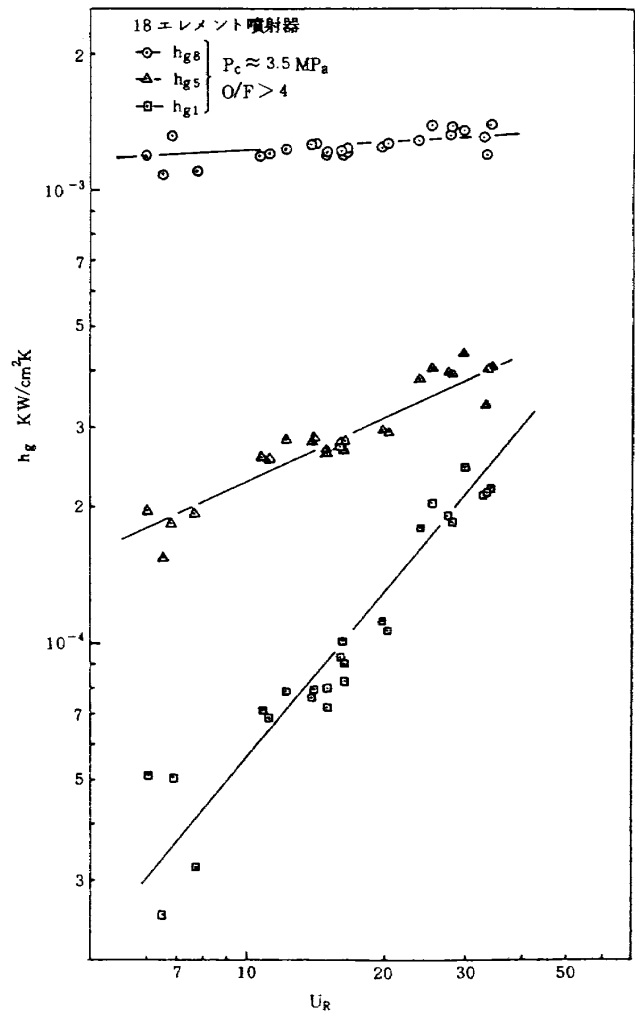


図5.15 熱伝達率と噴射速度比との相関

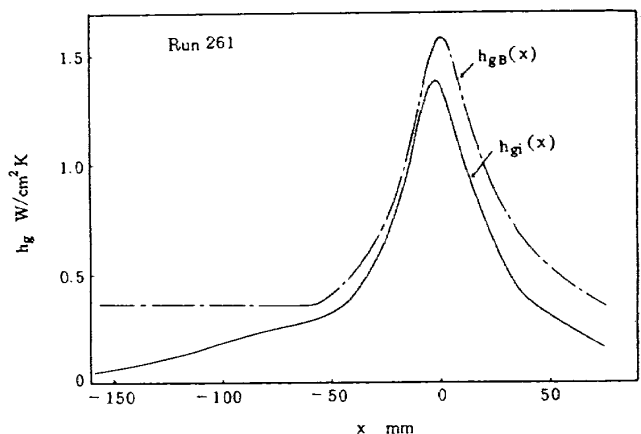


図5.16 熱伝達分布の比較

両者を比較すると $h_{gb}(x)$ の方が全体的に大きく、特に燃焼室平行部での差が著しい。Bartz の式 (5.1) は本来、発達した乱流熱伝達が仮定できるノズル部に対して導びかれたものであり、燃焼反応を伴う未発達領域である燃焼室平行部には適用できないものである。しかし、一般には便宜的にこの式を燃焼室平行部に外挿して用いられている。この Bartz の式を熱設計に用いた場合には、単に燃焼室壁の冷却という観点からすれば、確かに安全側にあると言える。しかし、図 5.17 に示したように、これらの差が総伝熱量に与える影響は大きく、実験値と Bartz の式による計算値との差は約 30 ~ 40 % にも達している。このことを実際の燃焼器設計に当てはめて考えてみる。一般に用いられている再生冷却式燃焼器では冷却ジャケット出口温度はほぼ噴射温度に等しいので、総伝熱量の評価は燃焼性能にも密接に関連してくる。すなわち、Bartz の式による総伝熱量の過大評価は、実際に得られる水素噴射温度を設計値より低下させることになる。そして、この水素噴射温度の低下は第一報¹⁾で述べたように C^* 効率の低下をもたらすので、燃焼ガス温度を低下させ第 5.2 (1) 項で述べたように伝熱量の低下を助長する。その結果、伝熱量と燃焼性能は設計点とはかなりかけ離れた値となる。たとえば、図 5.17 において、 $\eta_{C^*} = 97\%$ 、 $T_{Hinj} = 140K$ として Bartz の式により設計した場合を考えると、 $T_{Hinj} = 140K$ では総伝熱量の実験値は計算値の約 75 % しかない。これは再生冷却後の水素噴射温度が設計値の 140K ではなくもっと低い値と

なることを意味しているから、 C^* 効率は 97 % より小さな値となる。さらにこのことが総伝熱量、そして水素噴射温度を低下させるので、最終的には $\eta_{C^*} \approx 92\%$ 、 $T_{Hinj} \approx 75K$ という値となることが予想される。このように、Bartz の式のみならず、ガス側熱伝達率を与える既存式の使用に際しては、燃焼性能の観点からも十分な注意を払う必要があると言える。

5.4 燃焼モデルによる熱流束の計算

前報⁽¹⁾第 5.1 節に述べた燃焼モデルを用いれば、燃焼室内長手方向各位置における燃焼状態に関する量、すなわち LO_2 液滴蒸発量、燃焼ガス温度、速度、組成等が求められる。図 5.18 は燃焼室長手方向に対する燃焼ガス温度 (混合平均温度) 及び速度分布の計算例、図 5.19 は燃焼ガス組成の計算例である。

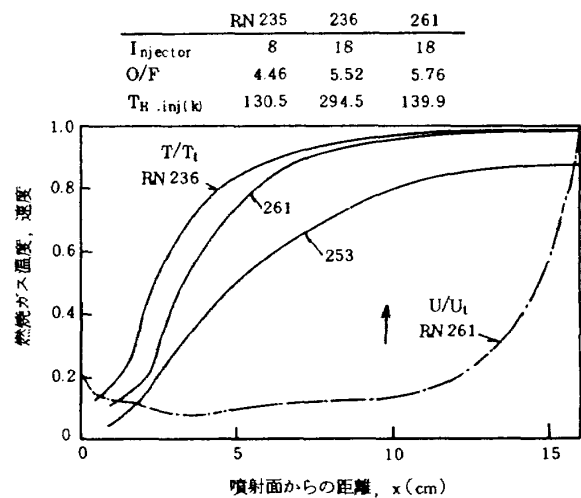


図 5.18 燃焼ガス温度、速度計算例

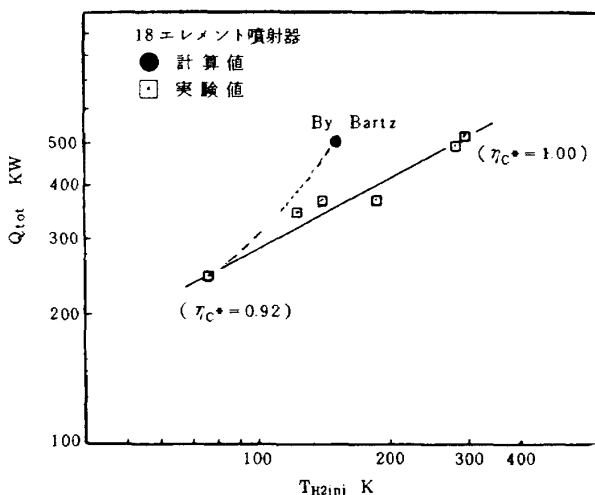


図 5.17 総伝熱量と水素噴射温度

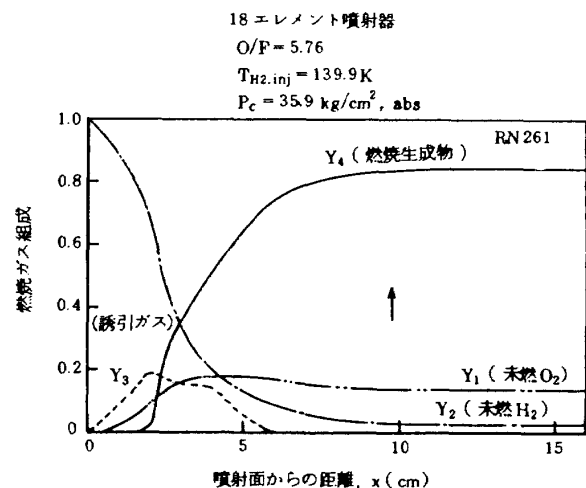


図 5.19 燃焼ガス組成計算例

これらの計算結果を用いて燃焼室壁への熱流束が計算される。燃焼ガス熱伝達率の計算には、ここでは、円管内発達流に対する Colburn¹⁶⁾ の式を用いる。

$$\frac{h_g D}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.34} \quad (5.5)$$

上式での物性値の与え方は、計算で求まる燃焼ガス温度 $T_g(x)$ と実測の壁温 $T_w(x)$ の平均温度における物性値を用いたが、化学反応が移行平衡 (shift) にあるとする理論値による物性値を用いた場合と凍結平衡 (frozen) を用いた場合について求めた。さらに Bartz の式 (5.1) による値とも比較した。図 5.20 は (5.5) 式による燃焼ガス熱伝達率の計算例を前項で述べた $h_{g,i}(x)$, $h_{g,B}(x)$, と比較して示した。ノズル収縮部 ($-60 \leq x < 0$) では frozen 値を用いた計算値は $h_{g,B}$ に近く、shift 値を用いた場合は $h_{g,i}$ に近い値を示すが、スロート部では本計算値はいずれも各々 10% 程度高い値となっている。また、燃焼室平行部 ($-160 \leq x < -60$) では $h_{g,B}$ と $h_{g,i}$ の中間に存在している。ところで燃焼ガス温度は実験的に求められていないので、計算の妥当性については熱伝達率で比較するよりも実測される熱流束で直接、計算値と比較する方が適当である。図 5.21, 5.22 には熱流束の計算結果を示した。図 5.21 は 18 エLEMENT 噴射器の場合である。計算では、噴射面 ($x = -160\text{mm}$) から $x_p = -127\text{mm}$ まだが、燃焼モデルで仮定した領域 I (噴口からの同軸噴霧流としてジェットの状態が残っている領域)、それ以降が領域 II (噴流が壁に到達した後で、燃焼器断面ではほぼ均一とみなせる一次元領域) であ

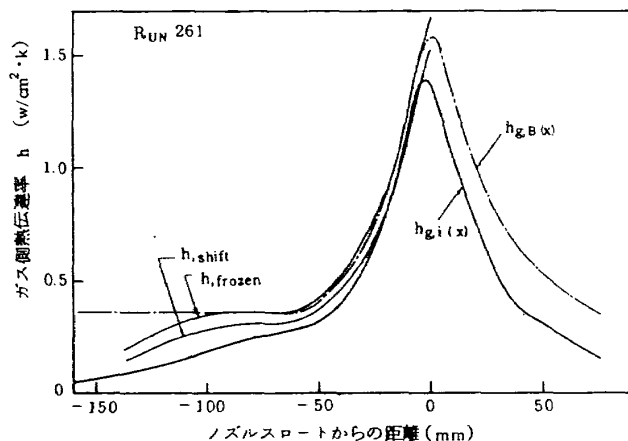


図 5.20 ガス側熱伝達率計算値の実測値との比較

る。領域 II では計算値は実験値とほぼ一致している。またノズル収縮部では frozen の物性値を用いた計算値が、従来設計に良く使われる Bartz の計算値に近いことが分る。他方、領域 I では、計算値は低い値となっている。ここでは循環流が形成されている領域であり (5.5) 式の適用範囲外と考えられるが、燃焼ガス速度、温度を単純に一次元断面平均値に直

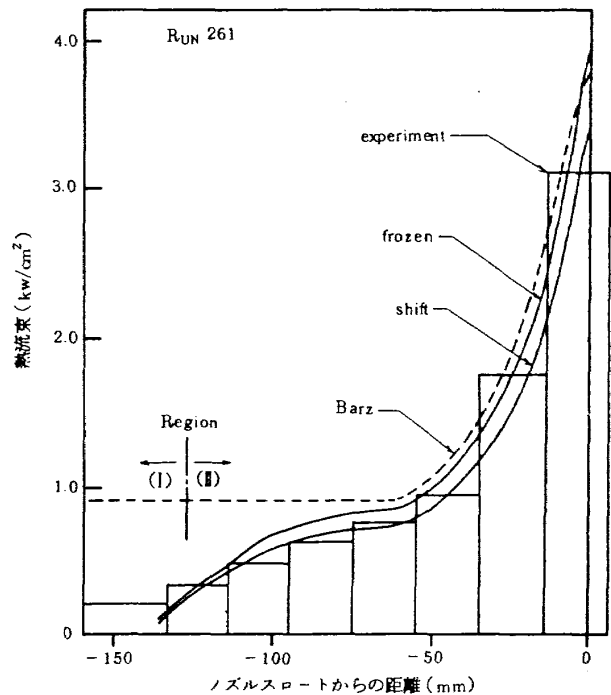


図 5.21 熱流束の計算値と実験値の比較

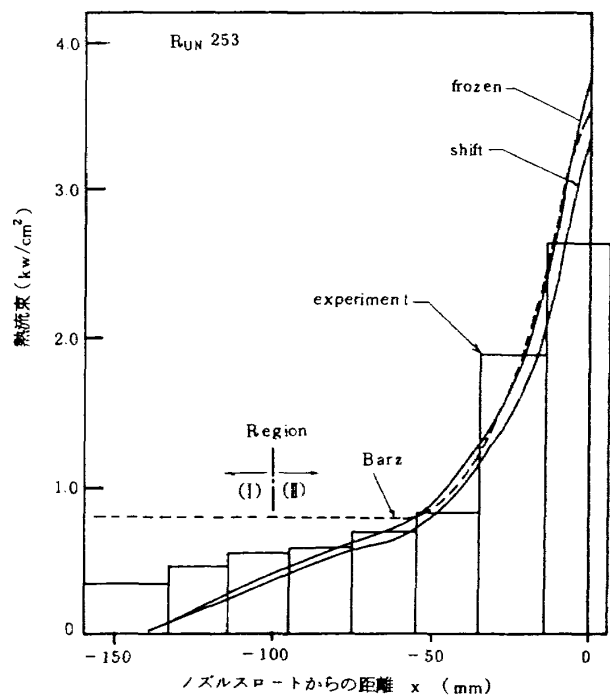


図 5.22 熱流束の計算値と実験値の比較

して用いたものである。図 5.22 は 8 エLEMENT 噴射器の場合であり、噴口間の距離が 18 ELEMENT 噴射器に比べて離れているため、領域ⅠとⅡを分ける位置は、噴射器からより離れた $x_p = -100\text{mm}$ にあり、この場合も領域Ⅰでの熱流束の計算値は過少評価となるが、本燃焼モデルによる熱流束の計算は領域Ⅱではほぼ有効であることが分る。

第 6 章 冷却水側熱伝達特性

6.1 沸騰熱伝達特性

6.1.1 核沸騰開始点

水冷却燃焼室の熱設計を進めるに当たって、核沸騰開始点 (IFNB 点) を正確に予測することは以下の理由から重要である。まず IFNB 点に相当する冷却水流速 U_{IFNB} より小さい流速、すなわち沸騰領域で設計することは、強制対流のみで冷却する場合に比べて、低圧、小流量で済み、したがって冷却水供給装置の規模が格段に小さくなること、また U_{IFNB} 以下であれば、沸騰曲線から T_{wg} が求まり、壁温測定は不要になること等の利点がある。

しかし本供試燃焼室で用いている鋸歯状フィン列冷却面での IFNB 点は、設計に採用した円管での結果 (式 (2.9)) とは大きく異なるものと予想される。そこで 4.1.2 項に示した限界冷却試験により実験的に決定した。実験結果の整理は以下の方法によった。

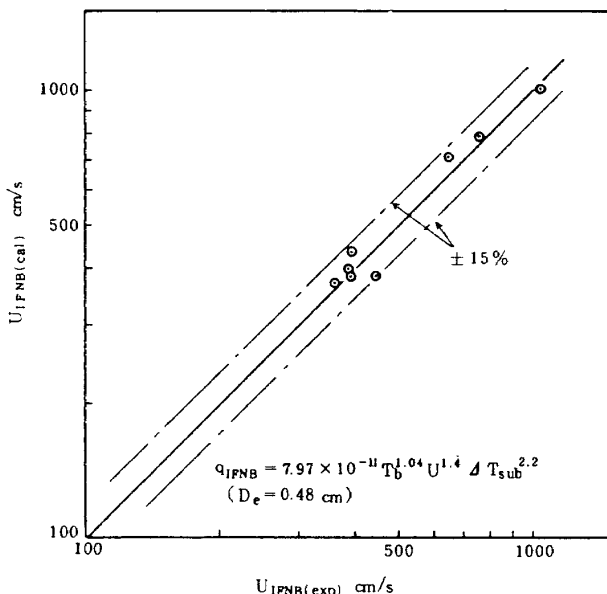


図 6.1 $U_{\text{IFNB(cal)}}$ と $U_{\text{IFNB(exp)}}$ の相関

IFNB 点を支配するパラメータは本質的には円管の場合と変わらないと考えられるので、式 (2.9) と同一のパラメータ (q , U , T_b , ΔT_{sub}) を選定し、次式のような形を仮定し、

$$q_{\text{IFNB}} = K T_b^a U^b \Delta T_{\text{sub}}^c D_e^{-0.2} \quad (6.1)$$

各係数、指数を最小自乗法により決定した。ただし D_e の指数については、本実験では単一形状でのデータしか得ていないので、式 (2.9) にならって予め -0.2 と決めてある。本供試冷却面における IFNB 点は次式により表わされることがわかった。

$$q_{\text{IFNB}} = 7.97 \times 10^{-11} T_b^{1.04} U^{1.4} \Delta T_{\text{sub}}^{2.2} D_e^{-0.2} \quad (6.2)$$

実験範囲は、 $q = 1.01 \sim 3.84 [\text{KW}/\text{cm}^2]$, $T_b = 26 \sim 34 [^\circ\text{C}]$, $U = 363 \sim 1035 [\text{cm}/\text{s}]$, $\Delta T_{\text{sub}} = 150 \sim 174 [^\circ\text{C}]$ である。図 6.1 には本実験式の整理精度を $U_{\text{IFNB(cal)}}$ と $U_{\text{IFNB(exp)}}$ の相関で示してあ

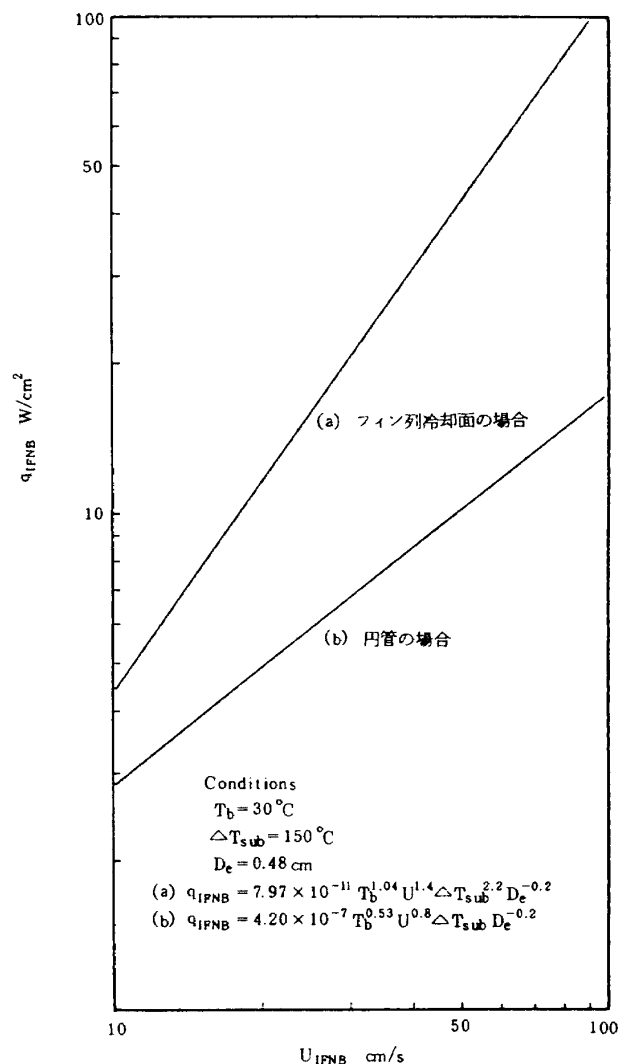


図 6.2 円管における IFNB 点との比較

る。また本実験式と円管での実験式(式(2.9))の比較を図6.2に示す。ここには流速以外の条件を固定して、 q_{IFNB} と U_{IFNB} との対応を示してある。同一の U_{IFNB} に対して、フィン列での q_{IFNB} の方が円管における値より高く、その差は U_{IFNB} の増加に比例して大きくなっていく。同じような傾向は ΔT_{sub} についてもいえる。これは U および ΔT_{sub} の増加とともに、フィンによる冷却効果が増大し、冷却壁面温度が沸騰開始に十分な温度に到達するのが遅れるためと思われる。

6.1.2 沸騰曲線

前述の実験において、IFNB点以降 T_w が一定になり、 ΔT_{sat} が十分に安定した時点でのデータをもとに得られた沸騰曲線を図6.3の(A)に示す。本実験範囲($U=363\sim1035\text{ cm/s}$, $\Delta T_{sub}=150\sim174^\circ\text{C}$)においては、主流条件(U , ΔT_{sub} 等)に左右されず、ほぼ式(6.3)によって示されることがわかった。

$$q_{NB} = 0.327 \Delta T_{sat}^{0.53} \quad (6.3)$$

円管における沸騰曲線(図中(B))と比べて、勾配がゆるく同一 ΔT_{sat} に対する q_{NB} も大きい。この原因の1つとして、フィン上に発生する混合沸騰の効果が考えられる。しかしフィンによる面積拡大率が2倍程度であるので、 q_{NB} が円管に比べて10倍近い結果を面積拡大率だけでは解釈できない。そこで実験終了後、セグメント8(スロート部)を切断し顕微鏡により冷却面の観察を行った。図6.4はその

写真である。

冷却面上には微小ではあるが、一様にスケールが形成されているのがわかる。純水を使用しているものの、冷却水供給装置の規模が大きく、不純物の混入を完全に抑えることができなかったことによるものと思われる。スケールは微視的に見ると、無数の小孔を有しており、これが気泡発生核となり、沸騰による熱伝達を促進させる効果を持つ。またスケール面での熱伝達の特徴の1つとして、高熱流束領域になると近接し合う発生核同志が気泡の合体を促し、熱伝達率は低下する傾向を示す。すなわち沸騰曲線の勾配は平板に比べてゆるくなる。この傾向は本実

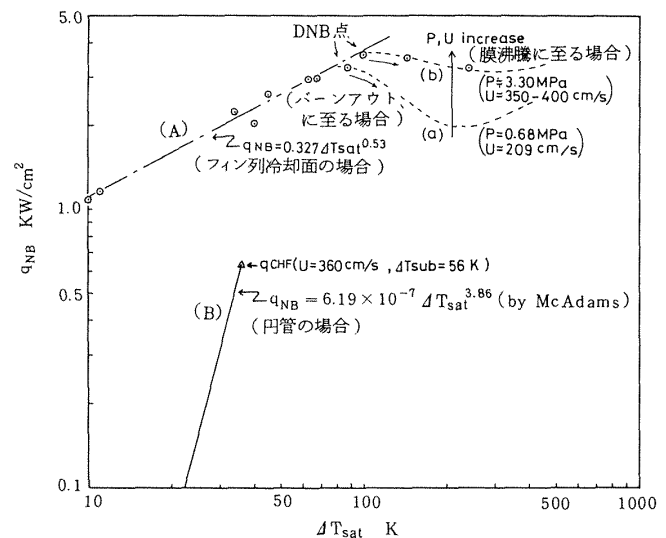


図 6.3 沸騰曲線

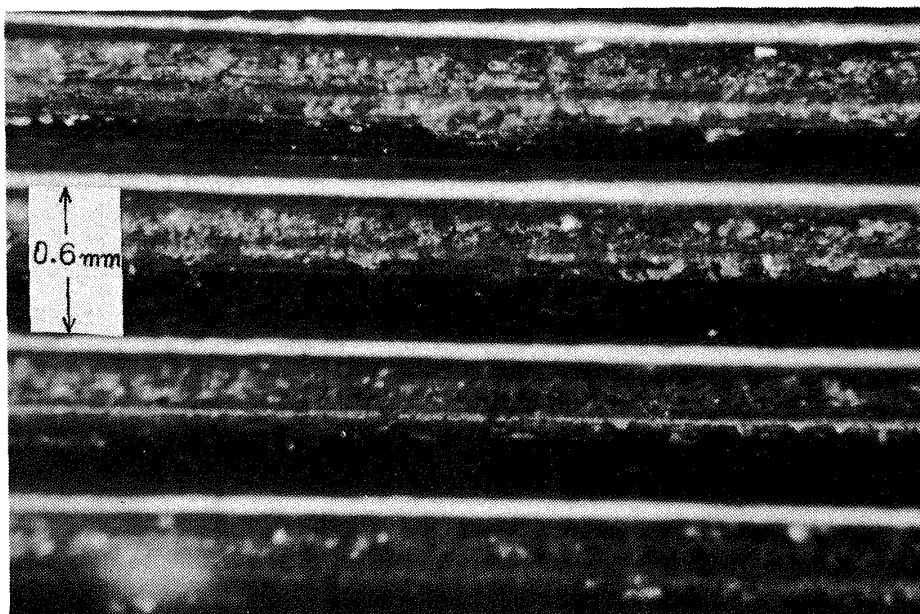


図 6.4 試験後の冷却面写真

験結果でも表われている。つまり本実験における沸騰曲線はフィンによる面積拡大効果とスケールによる熱伝達特性の重畳した結果と考えられる。

ところで図 6.3 に示したように DNB 点以降の現象には、バーンアウトに至る場合(a)と安定した膜沸騰領域に移行する場合(b)とが存在した。このうち、曲線(a)は比較的低圧 ($P = 0.68 \text{ MPa}$)、低流速 ($U = 209 \text{ cm/s}$) の実験であり、DNB 点を経て、非定常ながら T_{w1} の増加につれ q_{NB} が減少する遷移領域を示し、バーンアウトに到る場合である。また(b)は(a)に比べて、系圧力、流速とも大きい場合で、DNB 点を経た後、 T_{w1} がステップ状に約 50K ($U = 400 \text{ cm/s}$ の場合)、150K ($U = 350 \text{ cm/s}$ の場合) 上昇し、その後は安定な膜沸騰領域を示す場合である。このように系圧力、流速がある程度以上大きくなるとバーンアウトが発生しないことがわかる。

DNB 点の詳細については第 6.2 節に述べる。

6.1.3 流動抵抗

第 2.2 節において、加熱によって流路の抵抗が大きく変化することを述べたが、本実験においても同様な現象が観察された。図 6.5 はその 1 例である。燃焼開始前 ($t < 0$) の流速は、 $U_g \doteq 390 \text{ cm/s}$ であるが、燃焼開始後 ($t > 0$) は $U_g \doteq 415 \text{ cm/s}$ に増加している。これは燃焼開始にともない、冷却面に形成される低粘性境界層のために、流動抵抗が非燃焼時に比べて低下したことによる。RUN 307 においては、セグメント 8 の入口圧損が約 2 MPa であるが、入口圧損が少なくなれば U_g の変化はより大きくなることが予想される。この現象は第 6.4 節で述べる

ように、エンタルピ法により熱流束を求める場合には大きな誤差を生ずることになる。

またこれとは別に、環状流路の上部半周と下部半周の差圧が、燃焼開始とともに約 20 KPa 変化する現象が観察されている。いま燃焼開始前は上下半周とも同一の流速 U で流れており、燃焼開始後何らかの原因により上下流路間に ΔU の流速変化が生じたとすると、観察される圧力変化 ΔP との間には次のような関係が成り立つ。

$$\begin{aligned} \Delta P &= \rho(U + \Delta U)^2/2g - \rho(U - \Delta U)^2/2g \\ &= 2\rho U \Delta U/g \end{aligned} \quad (6.4)$$

ここで ρ は密度、 g は重力の加速度である。

この実験例では $U = 10 \text{ m/s}$ であるから、式 (6.4) より $\Delta U = 1 \text{ m/s}$ を得る。すなわち ±10% の流量偏差が生じたことになる。この原因としては上部半周と下部半周の q の違いが、結果として上下流路間の流動抵抗の違いを引き起したものである。このような上下流路間の不均一な流量配分は、 q の測定精度には影響を与えないものの、バーンアウト対策の上からは極めて重要な意味を持つ。しかしこの流量偏差を前もって予測することは困難であり、設計にあたっては十分なバーンアウトマージンをとる必要がある。

6.2 限界熱流束特性

当供試体のような拡大冷却面においては混合沸騰が支配しており、平板冷却面のように厳密に DNB 点を定義することはできない。しかし以下の試験例 (図 6.5, 6.6) に見られるように、特定の条件を

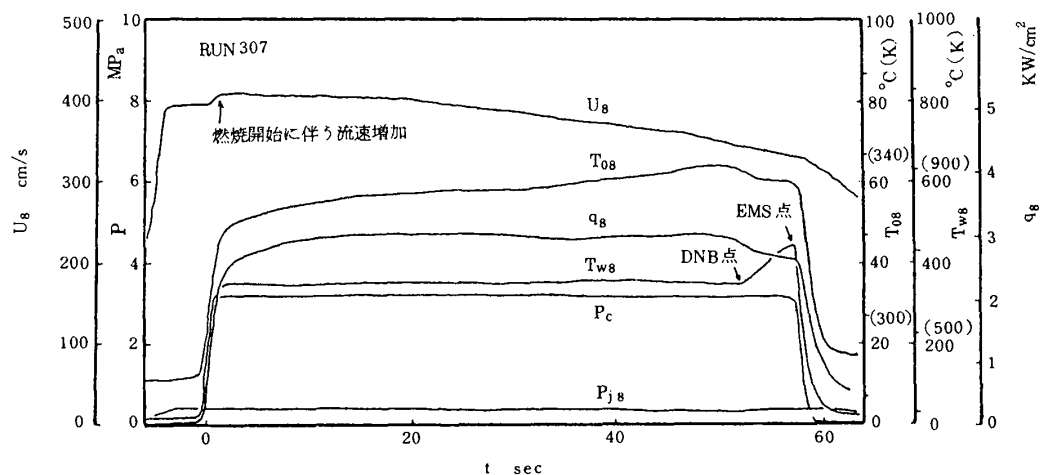


図 6.5 バーンアウト試験記録例 (第 1 型)

境にして熱伝達形態に明らかな違いが生じている。この条件以前では U_g の変化にもかかわらず T_{w8} が一定であり、平板冷却面上における核沸騰領域と類似している。また第6.3節で述べるようにこの点を境に冷却水の圧力振動が急激に減少している。これも平板冷却面上における核沸騰から膜沸騰への遷移時における現象と似ている。以上のような理由から便宜的に、 T_{w8} が一定な領域を核沸騰領域、 T_{w8} が上昇し始める点をDNB点、それ以後を膜沸騰領域と定義する。

冷却限界試験の結果は、バーンアウトの発生の仕方により、2種類の試験形態に大別される。

第1型、 U_g の漸減とともに沸騰形態が、DNB点からバーンアウトに到る場合で、その試験例を図6.5に示す。DNB点以前は U_g の減少にもかかわらず、 T_{w8} 、 q_8 ともに一定であり、安定な核沸騰領域にあることがわかる。そしてDNB点以降は冷却面が蒸気膜でおおわれ、熱伝達率が低下することにより q_8 は多少減少する。同時に T_{w8} は急激な増加を示し、このまま試験を続ければ燃焼室壁の焼損につながる。このような場合、 T_{w8} の上昇速度もしくは設定上限(600℃)のいずれかにより緊急停止(EMS)をかけ試験を中断する。この形態は冷却条件が比較的低圧、低流速の場合に見られた。

第2型、 U_g の漸減とともに沸騰形態が、DNB点から安定した膜沸騰領域に遷移する場合で、その試験例を図6.6に示す。この場合も第1型と同様DNB点以前は U_g の減少にもかかわらず T_{w8} 、 q_8 と

もに一定であるが、DNB点で T_{w8} が数10度ステップ状に増加した後は、 U_g の減少とともに比較的ゆるやかな勾配で上昇していく。再び U_g を一定に保持すれば T_{w8} の上昇は止む。この第2型の伝熱形態は冷却条件が、比較的高圧、高流速の場合に見られた。

第2型においてはバーンアウト現象は事実上消滅しており、その機構は以下のようなものと考えられる。まず系圧力の増加にともない、膜沸騰領域への移行により冷却面に形成される蒸気膜の厚さは、第1型に比べて薄く、フィン全体をおおうまでには成長しない。それに加えて流速の増加により、フィン頂部からの気泡の離脱が活発に行なわれ、冷却面上には依然として核沸騰領域が存続している。この安定した核、膜混合沸騰形態がバーンアウトの発生を抑制しているものと思われる。バーンアウトの消滅現象については、高速流($U \div 40\text{m/s}$ 以上)での福山ら¹⁷⁾の報告があるが、本試験の場合は約10分の1の流速で生じており、熱設計の上で極めて大きな意義がある。しかしバーンアウトの消滅限界(第1型、第2型の境界)がどこにあるのか等の詳細については今後の研究に待つところが大きい。以上の理由によりDNB点の実験整理式導出に当たっても、第1型、第2型の区別はせず T_{w8} が急に上昇し始める点をもって一律にDNB点とした。

DNB点の実験整理式は以下のようにして決定した。DNB点に最も大きな影響を与える物理量としては、これまでも知られているように熱流束 q 、

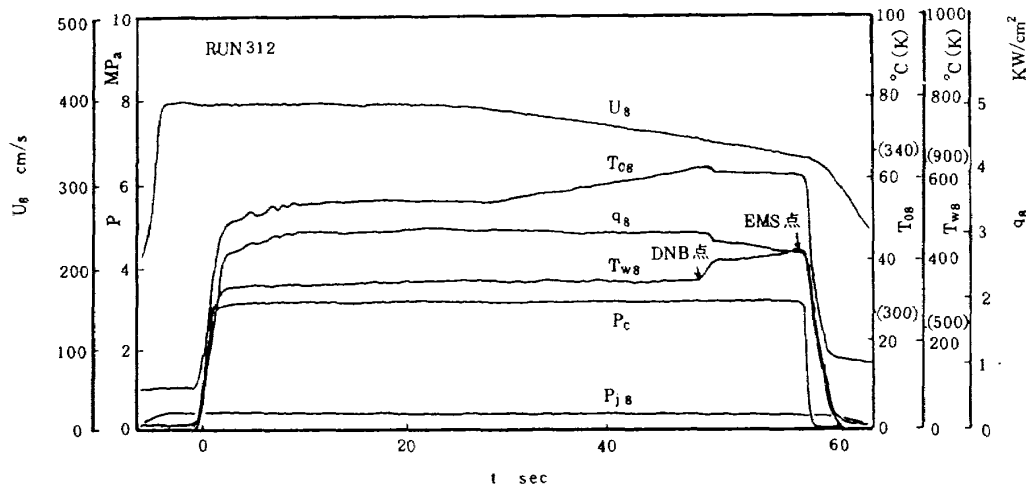


図 6.6 バーンアウト試験記録例(第2型)

系圧力 P ，冷却水流速 U ，そしてサブクール度 ΔT_{sub} が考えられる。整理式の型としては，これらの物理量により直接的に表現するものと，無次元量として表わすものがある。ここでは実験条件が限定されており，設計上の簡便さを考慮し前者による方法を採用。また ΔT_{sub} については入口サブクールによるものと，局部サブクール（バーンアウト発生点における値）によるものがあるが，ここでは局所の値が現象を支配するという観点から後者を採用する。IFNB 点の整理式と同様に次式

$$q_{\text{DNB}} = k P^a U^{(b+cp)} \Delta T_{\text{sub}}^d \quad (6.5)$$

のような型を仮定し，各実験係数 ($k, a \sim d$) を最小自乗法により決定する。得られた結果は式 (6.6) のようになる。

$$q_{\text{DNB}} = 5.22 \times 10^{-2} P^{-0.55} U^{(0.41+0.079P)} \Delta T_{\text{sub}}^{0.22} \quad (6.6)$$

ここで実験範囲は $q = 1.7 \sim 3.4$ [KW/cm²]， $P = 0.27 \sim 3.3$ [MPa]， $U = 128 \sim 644$ [cm/s]， $\Delta T_{\text{sub}} = 79 \sim 175$ [K] である。

式 (6.6) による計算値 ($U_{\text{DNB(cal)}}$) と実験値 ($U_{\text{DNB(exp)}}$) との相関を図 6.7 に示す。この程の実験整理式としてはかなり精度の高い整理結果を与えている。

次に本整理式と既存整理式の比較を行う。ただし既存式の場合，原子炉の安全性の見地から行われた実験が多く， q_{CHF} が 0.1 KW/cm² 程度で， ΔT_{sub} が 0 に近い範囲に限られている。その中でも比較的 q ， ΔT_{sub} の大きい次式との対応を試みる。

Jens & Lottes の式

$$q_{\text{CHF}} = 0.25 U^{0.083} \Delta T_{\text{sub}}^{0.22} \quad (6.7)$$

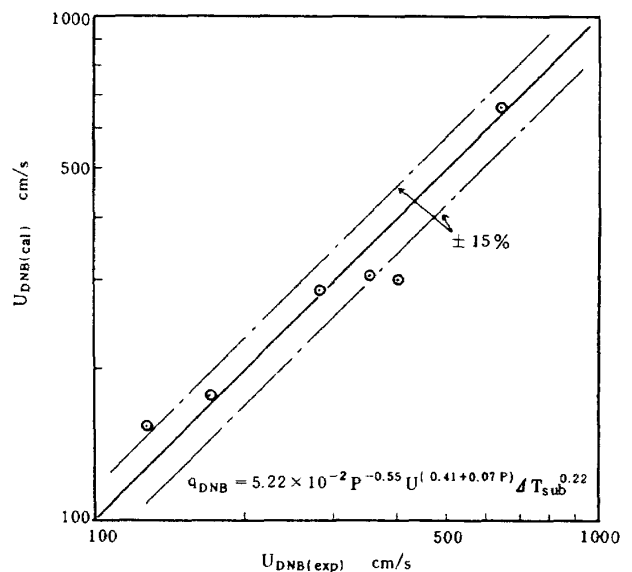


図 6.7 $U_{\text{DNB(cal)}}$ と $U_{\text{DNB(exp)}}$ の相関

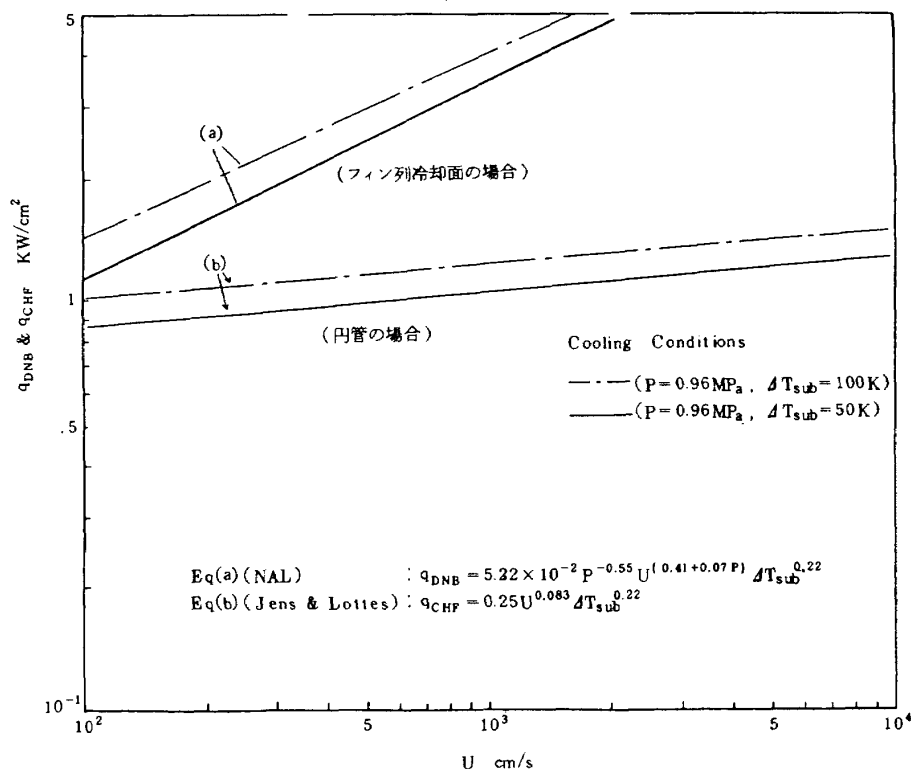


図 6.8 円管における CHF 点との比較

ここで係数およびUの指数はPの関数として図式的に与えられているが、本実験に相当する圧力範囲では、式(6.7)で示す定数で近似できる。実験範囲は q_{CHF} が 0.7 KW/cm^2 (Max), ΔT_{sub} が入口サブクールで 90°C (Max)である。ただし局所サブクールはこれより小さい値になる。

本整理式(6.6)は q_{DNB} で、比較式(6.7)は q_{CHF} で表現されているが、図2.2からも明らかなように q_{DNB} の方が q_{CHF} よりバーンアウトに対するマージンは高い。しかしこの差を定量的に把握することは困難であるので、ここでは同等のものとして扱う。図6.8にはPを一定値(0.96 MPa)とし、 ΔT_{sub} を50, 100Kと変えた場合の q_{DNB} , q_{CHF} に対するUの相関を示す。本整理式の場合、既存のなめらかな円管に対する整理式に比べて、きわめて大きな q_{DNB} を与えていることがわかる。この原因として以下の2点が考えられる。一つには本供試体ではフィン列冷却面で発生する混合沸騰が、熱的に最も厳しいフィン谷部でのバーンアウトの発生を抑制しているものと思われる。このフィン効果については、第7章のプール沸騰実験結果を参照されたい。さらに環状流路においては遠心力によって生ずる2次流の効果も考えられる。一般に単相流においては、2次流は熱伝達率を向上する効果がある。しかし2相流においては、流動様式の違いにより、2次流の¹⁸⁾効果は正にも負にもなり得る。本試験結果に対して2次流の効果が常に正に作用したとは考えられず、そ

の意味でこの効果は2次的であったと判断される。

6.3 振動特性

加熱をともなう流路における振動現象については、原子炉および各種熱交換器の安全性の観点から多くの研究がなされている。しかしながらその系のもつ固有性(単一チャンネルか多チャンネルか、および熱容量の程度等)とあいまって二相流のもつ複雑性(フローパタン、二相間のスリップ、動的非平衡性等)が、この現象の予測を困難にしている。

一般に加熱流路の振動現象は次の2種類のタイプに分類することができる。

- (1) 密度波振動(主として流速でじょう乱が伝ばするもの)
- (2) 圧力波振動(主として音速でじょう乱が伝ばするもの)

いずれも加熱が自励振動源として作用し、振幅が大きくなると q_{CHF} の極端な低下、ないしは構造物の機械的な破壊につながることもある。

ここでは本試験において観察された振動現象について、安全な水冷却燃焼試験を計画、実行するという観点から定性的な検討を加えることにする。

図6.9は限界冷却試験時において、冷却水流量(U_8)を漸減していった場合の圧力振動(P'_{j8})の変化の様子を示したものである。伝熱形態の違いによって圧力振動も大きく異なることがわかる。燃焼開始($t=0$)から核沸騰開始点($t=8 \text{ s}$, IFNB点)

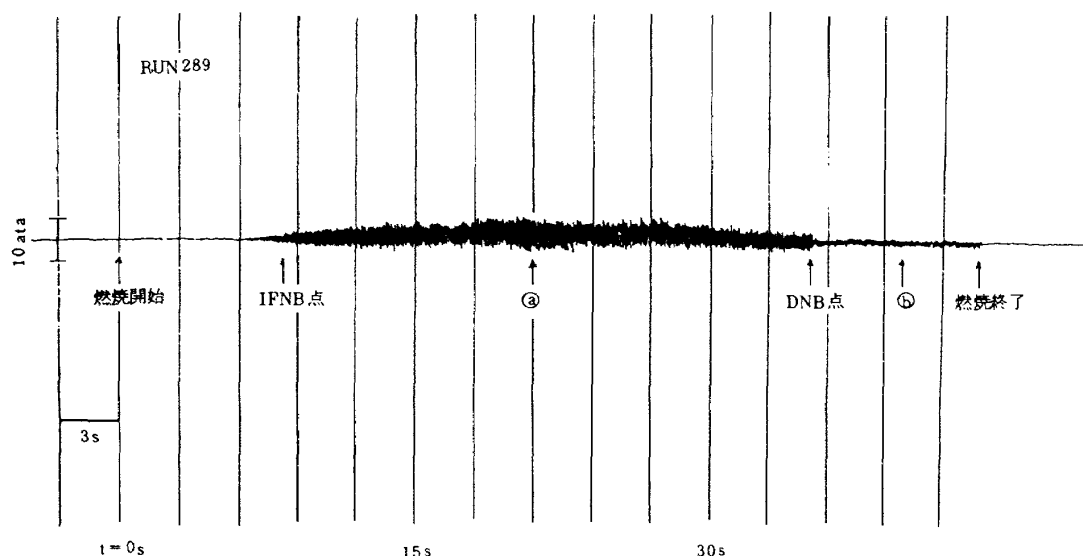


図 6.9 冷却ジャケット圧力振動

までは燃焼開始以前と変化がなく、まったく振動は観察されない。ところが IFNB 点付近から振動が発生し、流量減少とともに振動量は増大していき、③ ($t = 21 \text{ s}$, $\Delta T_{\text{sub}} = 130 \text{ K}$, $U_g = 15 \text{ m/s}$) で最大値を呈した後は単調に減衰していく。

④で振動量が最大値を示したのは、以下の機構によると思われる。すなわち沸騰を開始した直後はサブクール度の影響が大きく、サブクール度の減少とともに沸騰が激しくなり振動量も増大する。しかし後述するように、この振動は密度波振動であること

から、振動量は流速に比例しており流速の減少とともに振動量も減少してくる。このようにサブクール度と流速の効果の相乗した点で振動量が最大を示したと思われる。式 (6.4) によってこの時点での流量変動 ΔU の程度を求めてみる。 $\Delta P = 0.56 \text{ MPa}$, $U = 15 \text{ m/s}$ を代入すると、 $\Delta U \div 18 \text{ m/s}$ となりほぼ平均流速 U と等しい結果を得る。このことは激しい圧力振動により、冷却水が停滞する瞬間もあることを意味している。ただしこの試験例では周波数 f が高いため、振動によってバーンアウトが発生する

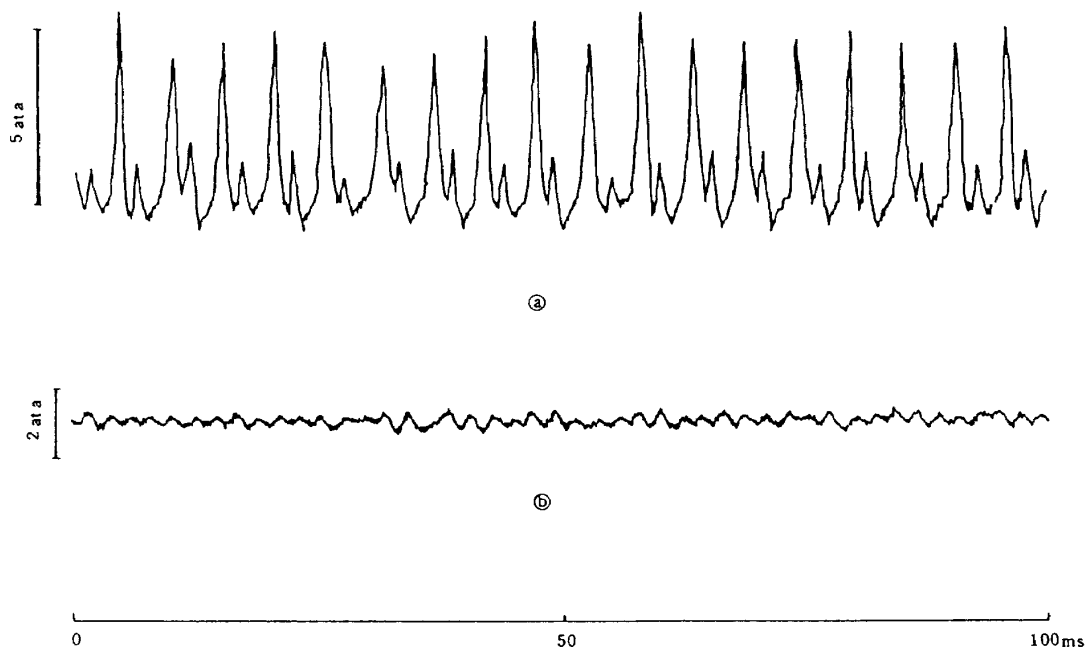


図 6.10 拡大時間軸による圧力振動

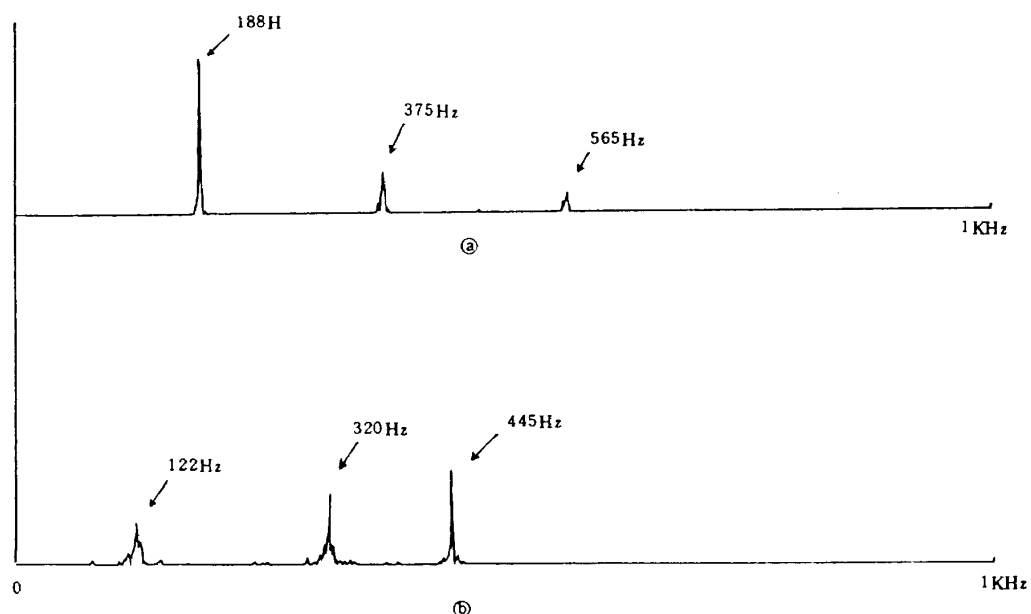


図 6.11 パワースペクトル

ことはなかった。

図 6.10 ④には最大振幅時の振動の様子を時間軸を拡大して示す。また図 6.11 ④にはそのパワースペクトルを示す。最初のピークは、冷却水流速 ($U = 15 \text{ m/s}$) を流路長 ($L = 8 \text{ cm}$) で除した値とはほぼ等しく、この振動が密度波振動であることがわかる。他のピークは 2 次、3 次モードの振動である。一般に熱設計にあたっては、この種の振動を防止するには $f = U/L$ があまり低い値にならないように注意すべきである。壁温の応答性が供試体の熱容量に大きく依存しているため、 f の限界値を一義的に決めることはできないが、バーンアウト実験において観察される 1 Hz 以下¹⁹⁾ と考えるのが妥当と思われる。

さらに流速を減少させて行くと、図 6.9 において $t = 35 \text{ s}$ を境に振動量は急に小さくなり、パワースペクトルも一変する。この時刻は T_{w8} が急上昇し始める、いわゆる DNB 点に対応している。図 6.10 ⑤には安定した膜沸騰領域 ($t = 40 \text{ s}$) での、時間を拡大した振動の様子を図 6.11 ⑤にはそのパワースペクトルを示す。ここでは核沸騰領域で見られた、 $f = U/L$ のはっきりとした対応は見られず、3 つのピーク間の整数倍の関係も見られない。この種の振動は気液界面の安定性とも密接に関連しあっており、単純には表現しきれないものと思われる。

ただし振動量が核沸騰領域に比べて極端に小さく、振動自体がバーンアウトに影響を及ぼすことはない。

6.4 従来の実験手法における問題点

6.4.1 加熱にともなう流動抵抗の変化

従来の報告では、熱流束を求めるのに冷走試験における流量配分をそのまま燃焼試験時に適用している例^{20)~22)} が多い。しかし第 6.1.3 項に述べたように、燃焼開始にともない流路の流動抵抗が変化し、流量配分が変ってくる。この現象を無視し、冷走試験における流量配分値により熱流束を算定した場合には大きな誤差を招くことになる。本実験においては、入口抵抗として約 2 MP_a を与え、流量変化を極力抑えたが、最大で $\pm 10\%$ の変化が測定されている。図 2.3 に示したジュール加熱円管の場合では、非加熱時の圧損の約 $\frac{1}{2}$ から数倍に及ぶ変化が観

測されている。水冷却燃焼試験における冷却系は、沸騰をともなう多チャンネル系にあたり、現象はより複雑になるものと思われる。この意味でも正確な熱流束値を得るためには、常に全流路の流量測定を行う必要がある。

6.4.2 沸騰曲線による $T_{w,g}$ の算定

再生冷却の熱設計を行うには、水冷却燃焼試験によって得られる熱流束 q_g のデータをガス側熱伝達率 h_g の形で整理しておく必要がある。この計算手法は第 5.3 項に述べてあるとおりであるが、壁温を実測していない場合には、沸騰曲線を用い計算により求めなければならない。しかしこの手法を適用するには、冷却面で核沸騰の発生していることが前提となる。この前提を無視して非沸騰冷却面に対しこの手法を適用することは、以下のような誤差を生ずることになる。具体例として、18 el 噴射器の設計点近傍の試験結果 (付録 - 1, RUN 261) での計算例を示す。たとえば第 2 セグメントでは、 q_g が低く核沸騰が発生していないのであるが、仮に核沸騰領域にあるとすれば、実験値は $q_2 = 0.35 \text{ KW/cm}^2$ であるから図 6.3 の Mc Adams の沸騰曲線より

$$\Delta T_{\text{sat}} = 30^\circ\text{C}$$

系の圧力が 2.45 MP_a であり、飽和温度 $T_{\text{sat}} = 225^\circ\text{C}$ 、よって

$$T_{w,l} = 225^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C} = 255^\circ\text{C}$$

これより $T_{w,g}$ を式 (2.6) により求めると

$$T_{w,g} = 570 \text{ K}$$

となる。しかしこの計算値は実測値 $T_{w,g} = 380 \text{ K}$ との間に約 200 K の差を生じ、 $T_{\text{ad}} = 3000 \text{ K}$ として場合 h_g としては約 10% の誤差を含むことになる。

このような誤差を避けるためには、壁温を実測するか、IFNB 点より少ない冷却水流量で実験を行うことが必要である。

第 7 章 プール沸騰実験

7.1 実験装置および方法

第 6 章で述べたように、本試験に採用した鋸歯状フィン列冷却面では、きわめて高い冷却性能の得られることがわかった。しかし供試燃焼室におけるフィン形状は微細であり、この高い冷却性能が、はた

113 の場合は、気泡径は水の約 $\frac{1}{2}$ である。

実験手順は以下のとおりである。初めに補助ヒータ⑦で液を加温し、飽和温度に達してから主ヒータ④により伝熱面の加熱を開始する。比較的低い熱流束のもとで、約1時間程沸騰を持続させ、伝熱面上の気泡発生核の安定化を行う。次に加熱を一旦停止してから再び微量づつ電力を増加させて行き、各ステップ毎に T_w が十分安定するのを待ってデータを取得する。

7.2 実験結果および考察

図 7.3 に FLAT における実験結果を示す。③～⑥は自然対流領域である。⑥から部分核沸騰が開始する。第1回目の昇温時には path-1 を経て q_{CHF} (㉔) に到る。㉔を超えて電力を増加させると T_w は急激に上昇し始める。そこで電力を速やかに減少させると、伝熱面はバーンアウトには到らず、㉔-1 の膜沸騰領域に移行する。次に電力を漸減してくると、㉔-1 より再び㉔-1 の核沸騰領域に遷移するが、path-1 より弱干高い熱伝達率を示すようになる。

この実験に引き続いて、自然対流領域から再び同様な実験を繰り返すと、第1回目とは違った経路、path-II (△印) をたどり、いわゆるヒステリシス現象を呈することがわかる。そして一般的には、実験を繰り返すことにより、核沸騰領域では熱伝達率が増加し、逆に膜沸騰領域では減少する傾向を示す。これは膜沸騰時における高温の伝熱面上でフレーション

が熱分解し、伝熱面上に分解生成物の薄い層(ファウリング)²³⁾が形成されるためである。ファウリングは燃焼試験において冷却面に形成されたスケールと同じ働きをする。すなわち核沸騰領域では気泡発生核を増すことにより熱伝達率を向上させ、膜沸騰領域では熱抵抗となり熱伝達率を低下させる作用をする。

そこで図 7.4 には、3種の供試伝熱面についてファウリングの影響を除いた清浄面による実験結果を示す。核沸騰領域では、過熱度 $\Delta T_{sat} = 15K$ での熱流束を比べると FLAT に対し FIN(I) が2倍、FIN(II) が約4倍の値を示しており、ほぼ面積拡大率 η に比例していることがわかる。このことは発生気泡径がフィン形状に対して十分小さく、フィン列間の相互干渉がほとんど無いことを意味している。

q_{CHF} については、核沸騰領域ほどの増加は見られないが、FLAT に対して FIN(I) が13%、FIN(II) が52%の増加を示している。図 7.5 にバーンアウト直前(㉔)での沸騰の様子をスケッチで示す。フィン列谷部には蒸気膜が形成されているが、フィン頂上部からは盛んに気泡が発生しており、いわゆる混合沸騰の存在が観察される。 q_{CHF} の増加はこの混合沸騰によるものである。

ところが膜沸騰領域では、面積拡大率 η に逆比例

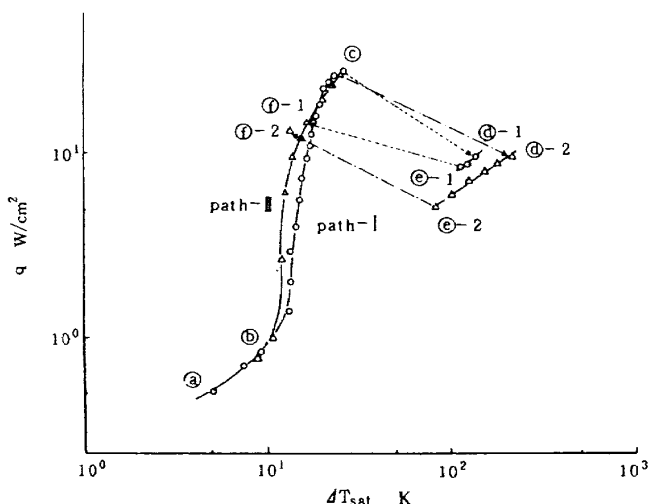


図 7.3 沸騰曲線のヒステリシス

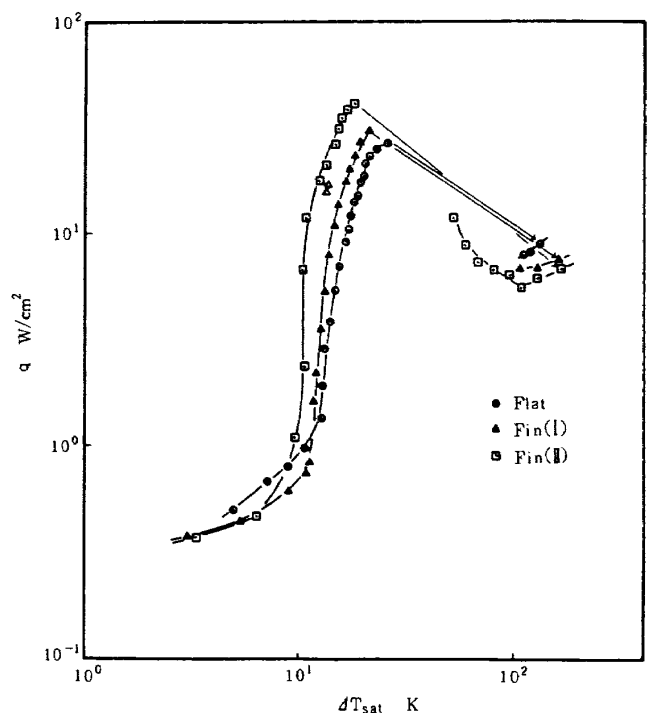


図 7.4 沸騰曲線の比較

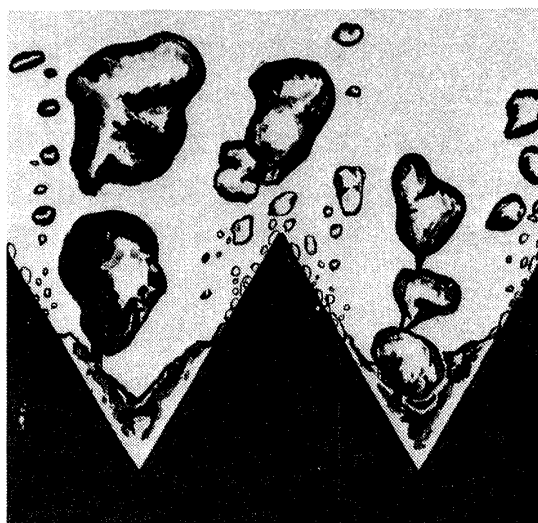


図 7.5 混合沸騰のスケッチ

して熱伝達率は低下している。これはフィン高さの増加とともに、伝熱面上に形成される蒸気膜が厚くなり、それに比例して熱伝達率が低下したためである。このように微細なフィン列の場合、膜沸騰領域では逆効果になることがあり実用上注意を要する。

このようなプール沸騰実験の結果にもとづいて、鋸歯状フィン列冷却面の熱伝達特性について、以下のように解釈することができる。

(1) フィン形状が微細であっても、高圧、高サブクール条件では発生する気泡径がフィン形状に比して十分小さいためフィン列間の干渉はなく、面積拡大率にほぼ比例した熱伝達率の向上が可能である。

(2) 強制対流下ではフィン頂上部からの気泡の除去が円滑に行われ、フィン谷部でのバーンアウトの発生を抑制する。この効果は、一般にフィンによる冷却能率が流速に比例することから、流速の増加と共に顕著になると思われる。この傾向は強制対流下での本試験結果にもはっきりと現われている。たとえば図 6.8 に示すフィン列冷却面と円管の比較例において、プール沸騰条件に近い低速領域では、フィン列 (a) と円管 (b) の間に大きな差はないが、流速の増加と共にその差は増大しているのがわかる。

このように鋸歯状フィン列冷却面の特性は高圧、高サブクール、強制対流下でより顕著になることが期待される。

第 8 章 結 論

多分割型環状水冷却燃焼器を用い、液酸 / 液水燃焼試験を行って、燃焼ガス側熱伝達特性、および冷却水側熱伝達特性について以下の結論を得た。

燃焼ガス側熱伝達特性については、

(1) 設計点 (燃焼圧力 3.48MPa 、混合比 5.5、水素噴射温度 140K) を中心として燃焼試験を行い、燃焼圧力 $2.0 \sim 3.8\text{MPa}$ 、混合比 $2 \sim 10$ 、水素噴射温度 $64 \sim 300\text{K}$ の試験範囲で、燃焼室中心軸方向熱流束分布に関するデータが得られた。

(2) 燃焼ガス側の各種パラメータが熱流束分布、総伝熱量に及ぼす影響について以下のことが明らかになった。

① 同一混合比、同一水素噴射温度では、ノズル・スロート部の熱流束は、燃焼圧力の 0.8 乗にほぼ比例する。燃焼室平行部においては、燃焼圧力への依存性は低下する傾向にある。

② 噴射器直近の熱流束は、混合比の増加によって、ほぼ半減する。逆に、スロート部の熱流束は混合比の増加によって漸増する。その結果、総伝熱量は混合比によらずほぼ一定となる。

③ 水素噴射温度が増加するにつれて、熱流束は噴射器に近いほど著しく増加する。18 エLEMENT 噴射器では常温付近の水素の場合に、熱流束の極大値がスロート部の他に、燃焼室平行部にも現われる。

④ 同一燃焼条件のもとでは、18 エLEMENT と 8 エLEMENT 噴射器の場合、熱流束分布が異なる。総伝熱量は C^* 効率の差異に大きく影響される。

(3) 簡易 Bartz の式から得られた局所燃焼ガス側熱伝達率の計算値は実験値より大きく、特に燃焼室平行部での差異が著しい。同式を再生冷却燃焼器の設計に用いた場合には、総伝熱量の過大評価のみならず、 C^* 効率をも著しく低下させることがわかった。

(4) C^* 効率に対して噴射速度比が支配的であったのと同様に、局所燃焼ガス側熱伝達率についても、同一燃焼圧力のもとでは、混合比、水素噴射温度にかかわらず、噴射速度比が同一であれば、おおよそ

等しい値が得られることがわかった。

(5) 燃焼モデルから得られた諸物理量にもとづいた熱流束の計算値は実験値とほぼ一致している。

冷却水側熱伝達特性については

(1) 試験条件によっては、燃焼開始にともなう冷却流路の抵抗変化により、冷却水流量も大きく変化することがわかった。このことはエンタルピー収支法によりガス側熱流束 q_g を決定する際には、すべての流路に渡り常時流量測定を行う必要のあることを示唆している。

(2) ガス側熱流束 q_g から正確にガス側熱伝達率 h_g を算出するには、ガス側壁温 T_{wg} を実測するか、核沸騰による冷却が行われていることを確認した上で式(2.4)～(2.6)により求める必要がある。

(3) 核沸騰領域かどうかの判断を示す核沸騰開始点(IFNB点)は、鋸歯状フィン列冷却面では式(6.2)により表わされる。平板に比べて核沸騰が起りにくく、また流速、サブクールの影響も大きい。

(4) しかし一旦核沸騰が開始すると、熱流束は流速、サブクール等にはほとんど影響を受けず、式(6.3)に示すように過熱度 ΔT_{sat} にのみ支配される。この傾向は平板と同一であるが、熱伝達率は平板に比べて極めて高い。

(5) 同様に q_{CHF} についても、平板に比べて著しく増大しており、その結果は式(6.6)によって表わされる。これは主にフィン列冷却面に生ずる混合沸騰が、フィン谷部でのバーンアウトの発生を抑制しているためと思われる。

(6) 鋸歯状フィン列冷却面での沸騰の様子を観察するために行ったプール沸騰実験において、フィン列冷却面上に混合沸騰の存在することが確められた。またフィンによる面積拡大率の増加とほぼ比例して熱伝達率、 q_{CHF} はともに増加した。

おわりに本研究の計画および遂行にあたり、航技研角田支所、大塚貞吉前支所長には多大な援助、助言を受けたことを付記する。またプール沸騰実験を実施するにあたり、東北大学工学部武山斌郎教授には実験装置類を快くお貸し頂き、さらに適切な助言を頂いた。またプール沸騰実験遂行にあたっては同工学部大学院生泉正明君に多大な協力のあったことを記し謝辞に代えたい。

参 考 文 献

- 1) 八柳ほか7名, 航技研報告 TR-679 (昭56).
- 2) Bartz, D. R.; Jet Propulsion 27 (1957) 49.
- 3) Mayer, E.; ARS Journal 37 (1961) 911.
- 4) Bartz, D. R. et al.; TR 32-387, JPL, Pasadena, California (1963).
- 5) Patanker, S. V. and Spalding, D. B.; Heat and Mass Transfer in Boundary Layers, Morgan-Grampian Press, London (1967).
- 6) Cebecchi, T. and Smith, A. M. O.; Analysis of Turbulent Boundary Layers, Academic Press, New York (1974).
- 7) Bose, T. K.; J. Spacecraft 15, 4 (1978) 253.
- 8) Ziebland, H.; AGARD-AG-148-71 (1971).
- 9) McAdams, W. H.; Heat Transmission (1954) McGraw Hill.
- 10) Huzel, K. K. et al.; NASA SP-125 (1971) 81.
- 11) Buchberg, H. et al.; Heat Transfer and Fluid Mech. Inst. (1951) 177.
- 12) Jens, W. H. & Lottes, P. A.; ANL-4915 (1952).
- 13) Dormer, J. Jr. & Bergles, A. E.; Report No. M.I.T. 8767-31 (1964).
- 14) 大内・武山, 日機論, 44, 377 (昭53).
- 15) Wagner, W. R. and Shoji, J. M.; AIAA Paper, 75-1247 (1975).
- 16) Colburn,; Trans AIChE, 29 (1933) 174.
- 17) 福山ほか, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭56), 409.
- 18) Collier, J. G.; Convective Boiling and Condensation (1972) McGraw Hill, 263.
- 19) Ginoux, J. J.; Two-Phase Flows and Heat Transfer (1978) A von Karman Inst. Book, 211.
- 20) Maucieri, J. J.; NASA CR-102177 (1969).
- 21) 湯沢・中村, 宇宙科学技術連合講演集, (昭52), 210.
- 22) 藤田・ほか4名, 東大推進系シンポジウム講演論文集, (昭52), 7.
- 23) 鴨田ほか2名, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭56), 364.

付録－1 水冷却燃焼試験結果一覧表

表中の使用記号，単位は以下のとおりである。

PC 燃焼圧 $[MP_a]$

O/F 混合比

TIH 水素噴射温度 $[K]$

η_c^* 特性排気速度効率

TIN 冷却水入口マニホールド温度 $[K]$

WTOT 冷却水流量 $[cc/sec]$

QTOT 冷却水総受熱量 $[KW]$

PIN 冷却水入口マニホールド圧力 $[MP_a]$

POUT 冷却水出口マニホールド圧力 $[MP_a]$

TOUT セグメント冷却水出口温度 $[K]$

DT セグメント冷却水温度増分 $[K]$

TW セグメント壁温 $[K]$

W セグメント冷却水流量 $[cc/sec]$

Q セグメント受熱量 $[KW]$

q セグメント平均熱流束 $[KW/cm^2]$

qSTD セグメント標準化熱流束 $[KW/cm^2]$

($P_c = 3.43MP_a$ 相当の値)

(a) 18 エレメント噴射器による実験結果例

RN 239

S.T. = 43 - 48 S

PC = 3.31 MPa TIN = 291.7 K		O/F = 5.26 WTOT = 4751. CC/S		TIH = 294.0 K QTOT = 463.6 KW		$\eta_c^* = 0.999$ PIN = 9.88 MPa		POUT = 3.09 MPa
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	qSTD KW/CM ²	
1	333.7	42.1	-	190.	33.5	0.608	0.626	
2	323.0	31.3	-	243.	31.8	0.807	0.832	
3	324.3	32.7	542.	239.	32.6	0.828	0.853	
4	318.1	26.4	-	421.	46.5	1.120	1.154	
5	324.0	32.4	-	285.	38.6	0.931	0.959	
6	324.1	32.5	-	315.	42.8	1.117	1.151	
7	310.3	18.6	-	737.	97.4	1.928	1.986	
8	304.7	13.0	667.	1164.	63.5	3.299	3.398	
9	308.7	17.1	-	632.	45.1	2.006	2.066	
10	319.5	27.8	-	281.	32.7	1.108	1.141	
11	329.9	38.2	-	245.	39.2	0.711	0.732	

RN 261

S.T. = 24 - 29 S

PC = 3.52 MPa TIN = 293.8 K		O/F = 5.76 WTOT = 6285. CC/S		TIH = 140.1 K QTOT = 365.6 KW		$\eta_c^* = 0.972$ PIN = 6.48 MPa		POUT = 2.48 MPa
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	qSTD KW/CM ²	
1	302.3	8.5	365.	332.	11.8	0.214	0.210	
2	301.1	7.3	363.	447.	13.6	0.345	0.338	
3	307.2	13.4	404.	345.	19.4	0.492	0.482	
4	317.4	28.6	-	264.	26.1	0.629	0.616	
5	317.9	24.1	469.	312.	31.5	0.759	0.743	
6	318.5	24.7	529.	348.	36.0	0.939	0.920	
7	308.9	15.1	488.	824.	52.0	1.745	1.708	
8	301.4	7.7	981.	1862.	59.7	3.102	3.037	
9	307.1	13.3	546.	858.	47.6	2.117	2.073	
10	316.1	22.3	499.	352.	32.9	1.117	1.094	
11	318.4	24.6	443.	341.	35.0	0.635	0.622	

RN 280

S.T. = 15 - 20 S

PC = 3.52 MPa TIN = 291.7 K		O/F = 4.27 WTOT = 5565. CC/S		TIH = 154.0 K QTOT = 347.6 KW		$\eta_c^* = 0.986$ PIN = 4.92 MPa		POUT = 1.59 MPa
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	qSTD KW/CM ²	
1	303.6	11.9	389.	318.	15.8	0.287	0.282	
2	304.9	13.3	385.	308.	17.1	0.435	0.427	
3	309.9	18.3	440.	307.	23.5	0.596	0.584	
4	316.6	24.9	-	287.	29.9	0.721	0.707	
5	318.3	26.7	479.	270.	30.2	0.727	0.713	
6	318.6	26.9	524.	291.	32.8	0.856	0.839	
7	309.1	17.4	482.	620.	45.3	1.519	1.489	
8	299.3	7.6	564.	1718.	54.9	2.852	2.795	
9	304.0	12.3	519.	777.	40.0	1.776	1.741	
10	311.5	19.8	462.	349.	28.9	0.981	0.962	
11	313.6	21.9	418.	320.	29.3	0.532	0.521	

RN 281

S.T. = 19 - 29 S

PC = 3.37 MPA O/F = 5.36 TI H= 77.2 K $\eta_{C^*} = 0.938$ TIN= 291.0 K WTOT= 5556. CC/S QTOT= 259.3 KW PIN= 4.92 MPA POUT= 1.59 MPA							
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	qSTD KW/CM ²
1	294.4	3.4	326.	318.	4.6	0.083	0.084
2	296.2	5.2	337.	307.	6.7	0.171	0.173
3	299.2	8.2	356.	307.	10.6	0.269	0.272
4	303.6	12.7	-	288.	15.2	0.368	0.373
5	308.5	17.6	441.	269.	19.8	0.477	0.484
6	310.5	19.6	488.	289.	23.7	0.619	0.628
7	305.0	14.0	438.	618.	36.3	1.219	1.236
8	297.6	6.7	527.	1716.	47.9	2.490	2.525
9	302.6	11.7	505.	776.	37.8	1.682	1.706
10	310.0	19.1	469.	348.	27.8	0.942	0.956
11	312.5	21.5	425.	319.	28.8	0.922	0.930

RN 282

S.T. = 53 - 58 S

PC = 2.78 MPA O/F = 6.46 TI H= 205.0 K $\eta_{C^*} = 0.966$ TIN= 291.1 K WTOT= 5598. CC/S QTOT= 321.1 KW PIN= 5.01 MPA POUT= 1.62 MPA							
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	qSTD KW/CM ²
1	299.9	8.8	362.	320.	11.8	0.214	0.254
2	299.8	8.7	353.	313.	11.4	0.288	0.341
3	302.7	11.6	383.	309.	15.1	0.382	0.452
4	308.7	17.6	-	291.	21.5	0.519	0.614
5	313.9	22.9	454.	268.	25.6	0.618	0.731
6	316.4	25.3	513.	292.	30.9	0.808	0.956
7	307.9	16.8	493.	623.	43.7	1.466	1.735
8	298.5	7.4	541.	1729.	53.5	2.782	3.291
9	304.4	13.3	520.	781.	43.4	1.928	2.280
10	312.5	21.5	475.	350.	31.4	1.066	1.261
11	315.4	24.3	425.	322.	32.8	0.595	0.704

(b) 8 エレメント噴射器による実験結果例

RN 245

S.T. = 24 - 29 S

PC = 3.46 MPA O/F = 5.54 TI H= 146.4 K $\eta_{C^*} = 0.912$ TIN= 292.9 K WTOT= 5132. CC/S QTOT= 379.6 KW PIN= 7.33 MPA POUT= 3.82 MPA							
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	qSTD KW/CM ²
1	313.0	20.1	-	283.	23.9	0.434	0.431
2	319.2	26.4	-	180.	19.9	0.505	0.501
3	316.2	23.3	467.	233.	22.8	0.579	0.575
4	320.7	27.8	-	224.	26.1	0.629	0.625
5	314.2	21.4	-	333.	29.8	0.718	0.713
6	314.1	21.2	-	395.	35.2	0.918	0.913
7	308.5	15.6	-	845.	55.1	1.851	1.839
8	303.3	10.4	605.	1277.	55.7	2.893	2.875
9	307.5	14.6	-	732.	44.7	1.986	1.974
10	315.5	22.7	-	340.	32.2	1.093	1.086
11	321.1	28.2	-	290.	34.3	0.622	0.618

RN 253

S.T. = 24 - 29 S

PC = 3.51 MPA O/F = 4.46 TI H= 130.4 K $\eta_{C^*} = 0.914$ TIN= 292.2 K WTOT= 4856. CC/S QTOT= 354.4 KW PIN= 6.27 MPA POUT= 3.33 MPA							
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	qSTD KW/CM ²
1	309.6	17.4	-	259.	18.9	0.343	0.337
2	313.0	20.9	-	208.	18.2	0.462	0.454
3	311.7	19.5	446.	267.	21.7	0.552	0.542
4	319.6	27.4	-	208.	23.9	0.577	0.567
5	310.9	18.7	-	864.	28.5	0.687	0.675
6	312.9	20.7	-	362.	31.4	0.820	0.805
7	309.5	17.3	-	771.	55.8	1.874	1.841
8	302.4	10.2	576.	1176.	50.5	2.623	2.577
9	306.5	14.3	-	667.	39.8	1.771	1.740
10	314.3	22.1	-	308.	28.5	0.965	0.948
11	325.7	33.5	-	266.	37.3	0.676	0.664

RN 256

S.T. = 24 - 29 S

PC = 3.45 MPA O/F = 5.77 TI H= 106.0 K $\eta C^* = 0.871$							
TIN= 292.2 K WTOT= 4775. CC/S QTOT= 331.3 KW PIN= 6.06 MPA POUT= 3.21 MPA							
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM ²	QSTD KW/CM ²
1	304.7	12.5	-	255.	13.4	0.243	0.242
2	307.7	15.5	-	206.	13.4	0.341	0.339
3	307.6	15.4	403.	266.	17.2	0.436	0.434
4	314.3	22.2	-	205.	19.0	0.459	0.457
5	308.3	16.2	-	356.	24.1	0.582	0.579
6	310.6	18.4	-	356.	27.4	0.716	0.712
7	309.9	17.7	-	758.	56.3	1.890	1.882
8	302.7	10.5	571.	1157.	50.8	2.642	2.630
9	307.5	15.3	-	654.	42.0	1.867	1.859
10	315.9	23.7	-	302.	30.0	1.019	1.014
11	326.7	34.6	-	260.	37.6	0.681	0.678

RN 289

PC = 3.32 MPA O/F = 5.04 TI H= 295.1 K C = 0.933							
TIN= 291.8 K WTOT= 2200. CC/S QTOT= 510.1 KW PIN= 0.81 MPA POUT= 0.28 MPA							
	TOUT K	DT K	TW K	W CC/S	Q KW	q KW/CM	STD KW/CM
1	381.3	89.6	510.	134.	50.2	0.913	0.936
2	364.6	72.8	485.	132.	40.2	1.021	1.048
3	363.1	71.4	491.	126.	37.6	0.956	0.980
4	355.0	63.2	-	175.	46.3	1.117	1.145
5	369.4	77.6	476.	142.	46.1	1.112	1.141
6	368.9	77.2	504.	153.	49.4	1.291	1.324
7	335.1	43.3	553.	334.	60.6	2.033	2.085
8	330.9	39.2	641.	380.	62.3	3.240	3.323
9	326.1	34.4	560.	357.	51.3	2.283	2.341
10	350.8	59.1	472.	132.	32.6	1.106	1.135
11	350.6	58.8	445.	135.	33.2	0.602	0.618

航空宇宙技術研究所報告 708号

昭和57年5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 株式会社三興印刷

東京都新宿区信濃町12 三河ビル
