

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-965

PBEサイクル100kN級 LH_2/LO_2 ロケットエンジンの検討

荻田 丈士 若松 義男
橋本 亮平 冠 昭夫

1988年3月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

Abstract	1
記 号	1
1. まえがき	2
2. 検討対象としたエンジン	3
3. 計算方法	7
3.1 定常計算	7
3.1.1 計算条件	7
3.1.2 サイクルバランス・圧力損失・熱伝達計算	8
3.1.3 エンジン比推力計算	9
3.2 起動過渡特性	9
4. 計算結果及び考察	10
4.1 部分再生冷却方式	10
4.2 部分再生冷却 PBE サイクル (10 kN 級での部分負荷作動)	13
4.3 全面再生冷却方式	14
4.4 部分再生冷却 PBE サイクルエンジンの起動過渡特性	17
5. 結 論	19
謝 辞	19
参考文献	19
付録A タービンの設計について	20
付録B 部分再生冷却 PBE サイクルにおけるタービン効率のエンジン性能への影響 ...	21
付録C PBE サイクルエンジンの定常性能について	23
1. P, N, PBE サイクル	23
2. A, PBE サイクル	23
付録D 部分再生冷却 PBE サイクルエンジンの起動過渡特性について	23
1. 酸素バルブの開き方について	23
2. 初期冷却について	25
3. そ の 他	27

PBEサイクル100kN級LH₂/LO₂ロケットエンジンの検討*

荻 田 丈 士** 若 松 義 男**
橋 本 亮 平*** 冠 昭 夫**

Study of the PBE Cycle 100kN LH₂/LO₂ Rocket Engine

by

Takeshi KANDA, Yoshio WAKAMATSU,
Ryohei HASHIMOTO, Akio KANMURI

ABSTRACT

We have previously reported that the PBE (Partial Bleed Expander) cycle LH₂/LO₂ engine has good performance at a 10kN-thrust. In this report, we discuss the PBE cycle LH₂/LO₂ engine and other low-temperature-cycle engines at a 100kN-thrust.

The PBE cycle 100kN engine has the same engine performance as that of the GG (Gas generator) cycle engine.

Among the engines whose thrust chambers are regeneratively cooled, the PBE cycle 100kN engine has the best performance; start transient simulation analysis showed that the PBE cycle engine can start without trouble. It is not suitable that both the nozzle skirt and the thrust chamber of the PBE cycle 100kN engine be regeneratively cooled.

記 号					
A	: 管断面積	m^2	g	: 重力加速度	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
a	: 音 速	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Isp	: 比推力	s
B	: タービン・ブリード比	—	K	: バルブ開度	—
$B2$: タービン・バイパス・ブリード比	—	k	: 比熱比	—
c	: タービン作動ガス絶対速度	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	l	: 管長さ	m
Cp	: 比 熱	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	M	: マッハ数	—
C_0	: タービン・ノズル出口速度	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	\dot{m}	: 質量流量	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
d	: 管直径	m	N	: 回転数	rpm
			P	: 圧 力	Pa
			Q	: 単位時間あたりの受熱量	W
			R	: 圧力損失係数	m^{-4}
			Re	: レイノルズ数	—
			T	: 温 度	K

*昭和62年10月23日 受付
**角田支所
***宇宙開発事業団（元 角田支所ロケット流体機器研究室）

U	: タービン周速	$m \cdot s^{-1}$
v	: 速 度	$m \cdot s^{-1}$
w	: タービン作動ガス相対速度	$m \cdot s^{-1}$
α	: タービン作動ガス絶対角度	
β	: タービン作動ガス相対角度	
η	: 効 率	—
λ	: 管摩擦係数	—
ρ	: 密 度	$kg \cdot m^{-3}$

添 字

a	: 周囲雰囲気, 加速
e	: エンジン
FU	: 燃 料
f	: 摩 擦
OX	: 酸化剤
t	: タービン
$T-S$: 入口全圧—出口静圧の場合
1	: 上流側, ポンプ入口, タービン第 1 動翼入口
2	: 下流側, ポンプ出口, タービン 静翼入口
3	: タービン第 2 動翼入口
4	: タービン第 2 動翼出口
*	: 設計点燃焼室圧力が 2.8 MPa の場合

エンジン要素略号

BT	: ブリード・タービン
BTBV	: ブリード・タービン・バイパス弁
BTE	: ブリード・タービン出口
BTI	: ブリード・タービン入口
C	: 燃焼室
CFI	: 燃焼室燃料インジェクター
COI	: 燃焼室酸化剤インジェクター
DNS	: ダンプ冷却ノズル・スカート
DN	: ダンプ・ノズル
FP	: 燃料ポンプ
FPE	: 燃料ポンプ出口
FV	: 燃料弁
HT	: 水素タービン
J	: 燃焼室冷却ジャケット
JW	: 燃焼室冷却ジャケット壁
NW	: ノズル・スカート壁
n	: ノズル・スカート
OP	: 酸化剤ポンプ

OPE	: 酸化剤ポンプ出口
OT	: 酸素タービン
OV	: 酸化剤弁
P	: ポンプ
T	: タービン
TT	: トッピング・タービン
TTI	: トッピング・タービン入口
TTE	: トッピング・タービン出口

略 称

CB	: = Coolant Bleed, あるいはクーラント・ブリード・サイクル
Ex	: = Expander, あるいはエキスパンダー・サイクル
GG	: = Gas Generator, あるいはガス・ジェネレーター・サイクル
HATS	: = High Altitude Test Stand
OTV	: = Orbital Transfer Vehicle
PBE	: = Partial Bleed Expander, あるいは PBE サイクル
A. CB	: 全面再生冷却クーラント・ブリード・サイクル
A. Ex	: 全面再生冷却エキスパンダー・サイクル
A. PBE	: 全面再生冷却 PBE サイクル
P. N. PBE	: ブリード・タービン上流でノズル・スカートの熱交換を行う全面再生冷却 PBE サイクル

1. まえがき

先に LH_2/LO_2 エンジン用に PBE (Partial Bleed Expander) サイクルを提案した¹⁾。PBE サイクルは, ターボポンプの駆動エネルギーを推力室の冷却に伴う熱交換により得る低温のパワー・サイクルで, 類似のエキスパンダー・サイクル (Ex サイクル) やクーラント・ブリード・サイクル (CB サイクル) と同様に燃焼系コンポーネントが少なく, また起動の信頼性も高いという特徴を有する。

この他にも PBE サイクルは CB サイクルと比較するとブリード・ガス流量が少なくて済むために比推力の損失を抑制する特性がある。またタービン入口の温度もより低くなるので停止後のポンプの温度上

昇を抑制でき、再起動の必要なエンジンでは予冷に要するプロペラントのマージンを下げられる。PBE サイクルを Ex サイクルと比較すると、同一燃焼室圧力であれば水素ポンプ出口圧力の抑制が可能となる。言い換えれば高燃焼圧化および推力増加などのシステム設計上の柔軟性を持つ。更に PBE サイクル・エンジンではタービン駆動エネルギーを低膨張燃焼室の熱交換のみで確保できるので、燃焼室単体の試験は勿論、システムを組合せた作動試験まで HATS (High Altitude Test Stand)* なしで開発を済ませることも可能である。このことは開発期間と経費を大いに低減させる効果を持つ。

先に実施した¹⁾PBE サイクルの基本的検討では、本サイクルは小推力 (10 kN 級以下) の場合に効果の大きいことを示した。今回はこの PBE サイクルで中推力 (100 kN 級) エンジンを構成する際の特性、性能、問題点等について検討を行なった。Ex サイクル、CB サイクルで LH_2/LO_2 エンジンを構成した場合との比較も併せて行なった。

低温サイクル**の信頼性の高さ及び再起動の有利さを生かし、OTV (Orbital Transfer Vehicle) 用として利用することも考え、100 kN 級 PBE サイクルについて、推力を 10 kN 程度に絞った時の小推力時の作動状態についても検討を行なった。

ところで Ex サイクルの起動は、ガス・ジェネレーター・サイクル (GG サイクル) などの高温サイクルに比べると緩慢なことが報告²⁾されている。そこで今回、やはり低温サイクルである PBE サイクルで構成されたエンジンの起動について、計算による起動過渡シミュレーションを行ない、その特性についても調べた。

2. 検討対象としたエンジン

図1に PBE サイクルおよびそれと比較検討を行った各エンジン・サイクルのスキマティックを示す。
[] 内は略記号を示す。

(a) 部分再生冷却 PBE サイクル [PBE]

(b) ブリード・タービン上流でノズル・スカート
の熱交換を行う全面再生冷却 PBE サイクル
[P.N.PBE]

(c) 全面再生冷却 PBE サイクル [A.PBE]

(d) 部分再生冷却エキスパンダー・サイクル [Ex]

(e) 全面再生冷却エキスパンダー・サイクル [A.Ex]

(f) 部分再生冷却クーラント・ブリード・サイ
クル [CB]

(g) 全面再生冷却クーラント・ブリード・サイ
クル [A.CB]

Ex サイクルでは、燃焼器 (および高膨張ノズル) を再生冷却したプロペラントでタービンを駆動し、駆動後のプロペラントは燃焼器へ吹き込まれる。CB サイクルではタービン駆動後のプロペラントを燃焼器外へ排気する。共にタービン駆動ガスは再生冷却後のプロペラントであり、GG サイクルの様な燃焼ガスではない。PBE サイクルは Ex サイクルと CB サイクルの特徴を併せ持つ。すなわち燃料タービン (水素タービン) を駆動したプロペラントはその殆どが燃焼器へ噴射されるが、残りのプロペラントは酸化剤タービン (酸素タービン) 駆動に用いられ、タービン駆動後のプロペラントは燃焼器外へ排気される。

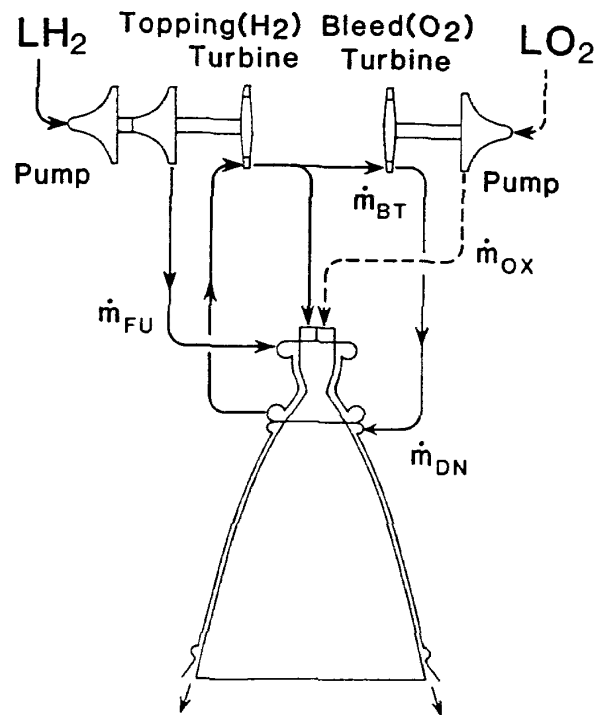
Ex サイクルは原則として全てのプロペラントを燃焼室へ噴射するので、比推力の面からは最高の性能が得られる。しかしながら、ポンプ出口圧力は高くなる。またタービン駆動に必要なだけの再生冷却熱量が得られない場合には、サイクルが成立しない。それに対して CB サイクルではタービン駆動ガスを燃焼器に吹き込まないので、ポンプ出口圧力が Ex サイクルほど高くなることはなく、サイクル成立の範囲も広い。しかしながらタービン駆動後のガスは温度が低く、高い排気速度は望めない。そのためにエンジン全体の比推力を低下させる。まえがきでも触れたように PBE サイクルは両サイクルの特徴を併せ持つものである。すなわち Ex サイクル程ではないが CB サイクルよりは高い比推力が得られ、CB サイ

*) 上段用ロケットエンジンを真空環境でテストするための設備。高膨張ノズルを有する上段用ロケットエンジンを大気中で試験すると、ノズル内で剝離が起きるために正常なエンジンの作動が望めない。

**) タービン駆動ガスに非燃焼ガスを使うものをさす。燃焼室 (および高膨張ノズル) を再生冷却後のプロペラントを使いタービンを駆動する。燃焼ガスを使うサイクルに比べてタービン入口温度は低く、300 K 程度である。

P B E サイクル

部分再生冷却方式



(a) 部分再生冷却PBEサイクル (PBE)

全面再生冷却方式

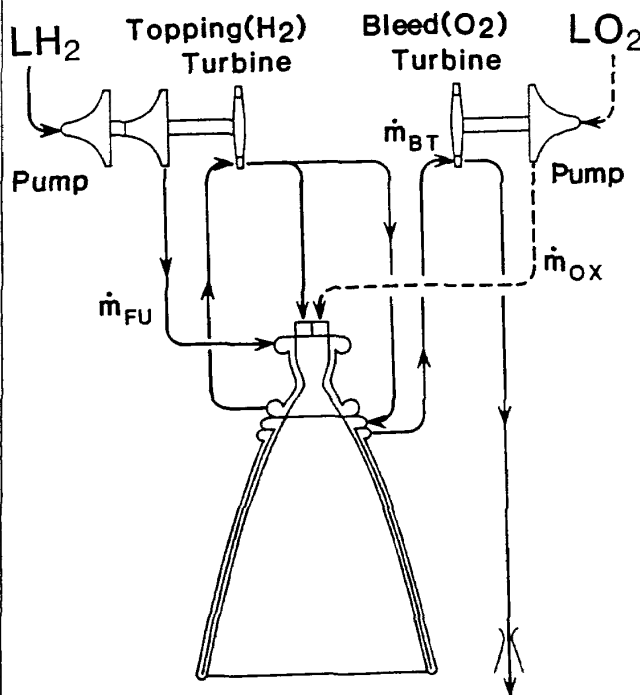
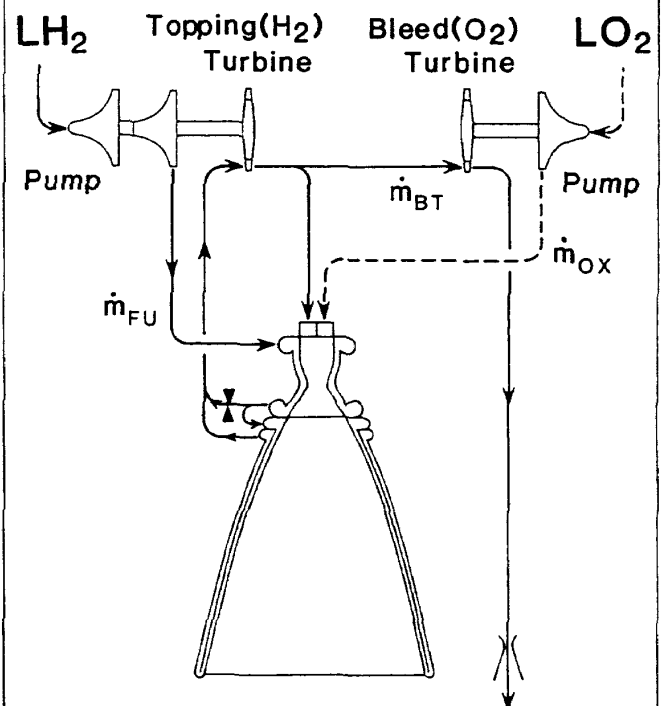
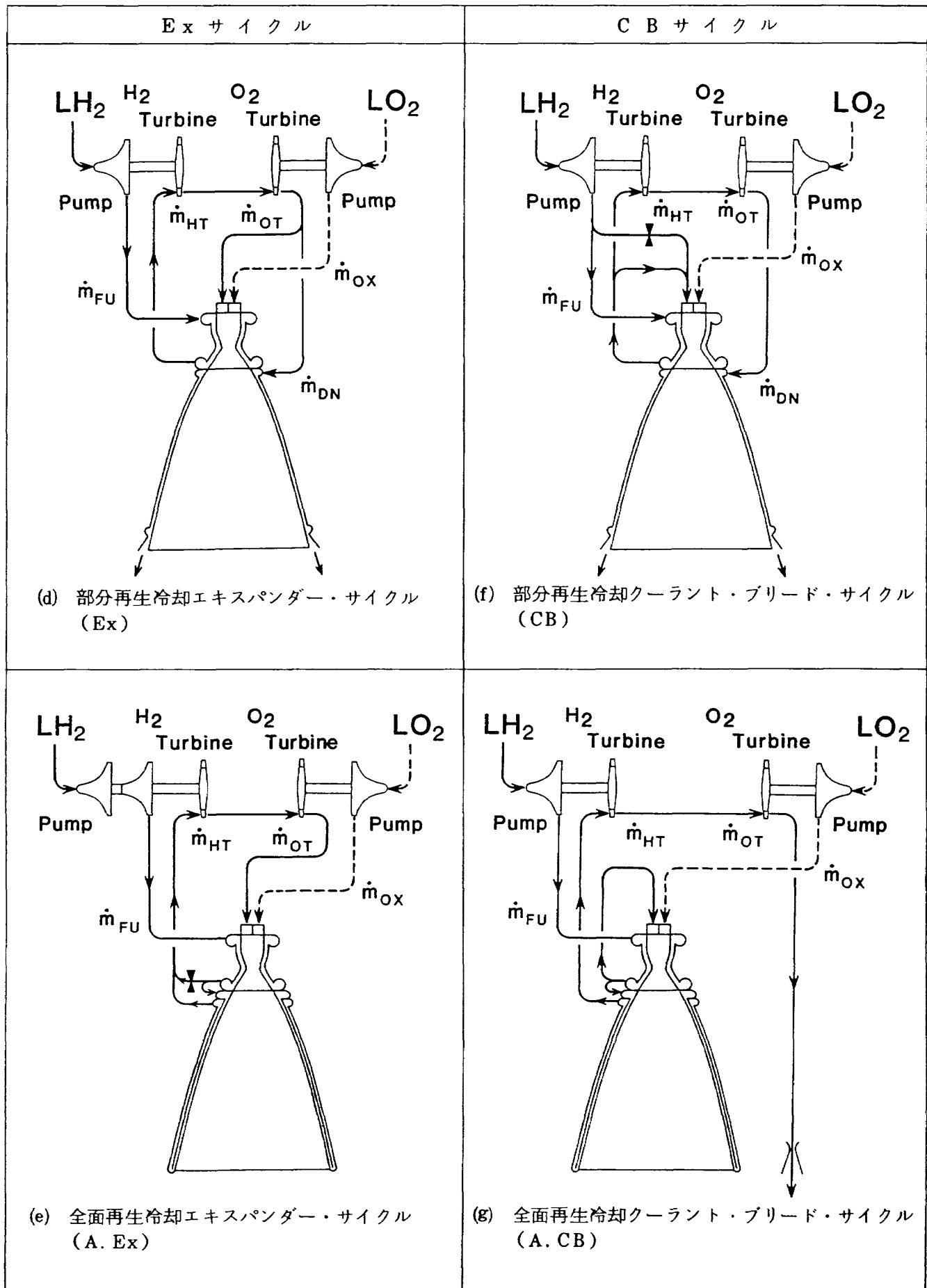
(b) ブリード・タービン上流でノズル・スカート
の熱交換を行う全面再生冷却 PBE サイクル
(P. N. PBE)(c) 全面再生冷却 PBE サイクル
(A. PBE)

図1 エンジン・サイクル・



クル程ではないがExサイクルよりも広いサイクル成立範囲を持つことが予想される。

高膨張ノズル・スカート有するロケットエンジンは真空中での使用を前提とするので、エンジンの性能を検証するためのHATSによる試験を必要とする。しかしそのエンジン・サイクルの形態によっては、開発の各段階におけるHATS使用の必要性の有無が違って来る。部分再生冷却方式のエンジンでは燃焼室単体の開発試験はもちろん、システム作動総合試験においてもHATSを必要とはせず、HATSは専ら最終の性能認定試験のみに必要となる。これに対し全面再生冷却方式のエンジンでは、HATSなしで開発が進むのは各コンポーネントの作動試験のみである。HATS使用はエンジンの開発コストを押上げる原因となるので、性能がほとんど等しいと考えられる場合には、エンジン開発に伴うHATSの必要度を下げたほうが望ましい。

そこで今回はエンジンを、システム作動総合試験でHATSを用いないもの（部分再生冷却方式）と用いるもの（全面再生冷却方式）とに分けて検討を行なった。

部分再生冷却の場合は燃焼室だけを再生冷却しノズル・スカートはダンプ冷却*する。図1の(a)PBEサイクル、(d)Exサイクル及び(f)CBサイクルがこれに含まれる。(d)及び(f)はPBEサイクルとの比較の目的で検討した。

(a) PBEサイクル・エンジンでは再生冷却後の水素全量で水素タービン（トッピング・タービン**）を駆動し、水素タービン駆動後の水素の一部で、酸素タービン（ブリード・タービン**）の駆動とノズル・スカートのダンプ冷却を行う。タービン排気がノズル・スカート・チューブを通過する際の圧力損失を考慮して、酸素タービン出口圧力は0.6MPaに設定した。

(d) Exサイクル・エンジンでは、再生冷却後の水素全量で水素、酸素両タービンを駆動し、ノズル

・スカートの冷却に必要な水素を酸素タービン下流から抽気する。

(f) CBサイクル・エンジンでは、タービン駆動になるべく高温の水素を使用するために燃焼室周りの冷却（熱交換）を水素の一部を用いて行い、この水素を用いてタービンを駆動する。ノズル・スカートの冷却にはタービン駆動後の水素を用いる。

全面再生冷却の場合は、燃焼室及びノズル・スカートを再生冷却する。図1の(b)P.N.PBEサイクル、(c)A.PBEサイクル、(e)A.Exサイクル及び(g)A.CBサイクルがこれに含まれる。(b)及び(c)はPBEサイクルのバリエーションとして検討した。(e)及び(g)はPBEサイクルとの比較の目的で検討した。

(b) P.N.PBEサイクル・エンジンでは燃焼室再生冷却後の水素全量で水素タービンを駆動する。水素タービン駆動後の水素の一部でノズル・スカートの再生冷却を行い、この水素を用いて酸素タービンを駆動する。酸素タービン入口温度を上昇させることにより、水素ブリード量を減少させることを意図したサイクルである。

(c) A.PBEサイクル・エンジンでは、再生冷却後の水素全量で水素タービンを駆動し、水素タービン駆動後の水素の一部で酸素タービンを駆動する。タービン入口温度を上昇させることにより、ターボポンプのパワー・バランスを有利にすることを意図したサイクルである。タービン出口圧力は0.3MPaに設定した。

(e) A.Exサイクル・エンジンでは再生冷却後の水素全量で、水素、酸素の両タービンを駆動する。

(g) A.CBサイクル・エンジンでは水素全量で燃焼室を再生冷却した後、水素の一部でノズル・スカートを再生冷却する。ノズル・スカート再生冷却後の水素を用いて水素、酸素両タービンを駆動する。

*） 燃焼室や高膨張ノズルを冷却する方法のひとつ。燃焼室やノズル周りの冷却管内にプロペラントを流して冷却する。冷却に用いたプロペラントは燃焼器外へ、あるいはノズル外へ排気する。

**） ここではポンプと燃焼器との間にタービンを配したサイクルをトッピング・サイクルといい、そのタービンをトッピング・タービンという。これに対しタービン駆動後のガスを燃焼器外へ排気するサイクルをブリード・サイクルといい、そのタービンをブリード・タービンという。

3. 計算方法

本研究の目的である中推力のPBEサイクルを中心とした低温サイクルの検討にあたっては、その主要な仕様を我が国の代表的な中推力エンジンであるGGサイクルのLE-5（以下LE-5と言う）^{*}の諸元から選定した。LE-5の主要諸元を表1に示す^{3), 4)}。また物性値の計算には水素-酸素物性値計算プログラムTROY⁵⁾を使用した。

表1 GGサイクルLE-5主要諸元

真空推力	kN	103
エンジン比推力	s	448
燃焼室圧力	MPa	3.61
エンジン混合比	—	5.5
燃焼室混合比	—	6.0
ノズル開口比	—	140:1
液体酸素質量流量	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	19.83
液体水素質量流量	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	3.61
水素ターボポンプ回転数	rpm	50000
酸素ターボポンプ回転数	rpm	16500
水素ポンプ出口圧力	MPa	6.06
酸素ポンプ出口圧力	MPa	5.18
水素タービン入口温度	K	842
酸素タービン入口温度	K	693

3.1 定常性能

3.1.1 計算条件

エンジン・コンポーネントの性能、仕様についてはより現実的な検討のために、可能な範囲で既存のエンジン・コンポーネントの値を使用することとした。使用したコンポーネントについて表2に示す。

燃焼室、ノズル・スカー트는LE-5のコンポーネントを基にした。酸素ポンプについては、LE-5の酸素ポンプの性能、仕様をそのまま使用した。水素ポンプについては、LE-5の水素ポンプを作動ポンプ出口圧力に応じて、1段あるいは2段にして使用

表2 各エンジンのコンポーネント

エンジン	PBE, P.N. PBE A. PBE, A. Ex	Ex, CB A. CB
燃 焼 器	—	—
ノズル・スカート	—	—
LH_2 ポンプ	2 段	—
LO_2 ポンプ	—	—
LH_2 タービン	新設計	新設計
LO_2 タービン	新設計	新設計

注) — はLE-5と同じ

し、LE-5の定格回転数付近を設計点とした。ポンプ効率、ポンプ揚程の計算にはLE-5用ポンプの回帰式を用いた⁶⁾。タービンは水素タービン、酸素タービン共に新しく設計した。タービン設計方法は付録Aに示す。ポンプ入口圧力は水素側0.23 MPa、酸素側0.30 MPaとした。

部分再生冷却の場合にはノズル・スカー트는シングル・パス冷却（ノズル・スカート上流→下流）とし、全面再生冷却の場合にはダブル・パス冷却（ノズル・スカート上流→下流端→上流）とした。

計算に伴う仮定はつぎの通りである。比推力計算については3.1.3で述べる。

- (1) ダンプ冷却の場合、ノズル・スカート・チューブ出口での水素温度の上限は1000 Kとする。
- (2) ノズル・スカートを再生冷却する場合、ノズル・スカート・チューブ出口での水素温度は600 Kとする。
- (3) A. PBEサイクル、A. CBサイクルではノズル・スカート・チューブには(2)の条件を満たすように一部の水素を流し、再生冷却後残りの水素と合流させる。
- (4) CBサイクルの燃焼室再生冷却ジャケット出口での水素温度は270 Kとする。
- (5) ダンプ冷却後の水素はノズル・スカート端に設けた開口比10:1の集合ノズルを通して排気する。
- (6) タービン駆動後の水素をダンプ冷却に用いな

*) H-I ロケット第2段用に開発された我が国初の液体水素・液体酸素ロケット・エンジンである。推力は約100 kN、エンジン・サイクルはGGサイクルである。ターボポンプは独立2軸方式を採用している。

い場合は、開口比 10:1 のノズルを通して排気する。

- (7) 燃焼室混合比* は O/F, $c = 6$ に固定する。
- (8) 燃焼温度は、燃焼室に入る水素のエンタルピー・レベルの高低にかかわらず、タンク・レベル・エンタルピーの水素を用いた場合の計算結果とする。
- (9) 設計点燃焼室圧力は原則として 3.61 MPa とする。
- (10) 設計点でのタービン効率を用いて検討を行う。但し 10 kN 級 PBE サイクル・エンジンの検討 (4.2) の場合には、タービン効率はエンジン作動状況により変わるものとした。

上記仮定の (1), (2) はノズルの材料や、ろうづけ等の加工上の温度の制限を考慮し、また LE-5 の試験結果^{3), 7)}を参考にして設定した。(3) はノズル・スカート・チューブ断面積を変えずに、ノズル・スカートの再生冷却を行うための条件である。冷却の点からはノズル・スカート・チューブに水素全量を流す必要はなく、また、全量を流すとチューブでの圧力損失が大きくなる。(4) は燃焼室圧力によらず、この温度を保つものとした。燃焼室壁温の上限についての要求から、再生冷却ジャケット出口での水素温度の上限も制限される。270 K については、本検討で用いた冷却計算方法を LE-5 の設計作動条件で確認したのち、270 K までならば燃焼室壁温に問題がないことを確認して設定した。(7) は LE-5 のインジェクター・エレメントの改修を行なわないための条件である。(9) は LE-5 の定格圧力と同じ値にした。

3.1.2 サイクル・バランス、圧力損失、熱伝達計算

エンジンのサイクル・バランスは、次の式で定義されるポンプ及びタービンの仕事率から求めた。

$$W_P = \dot{m}_P \cdot \frac{P_2 - P_1}{\eta_P \cdot \rho}$$

$$W_T = \dot{m}_T \cdot \eta_T \cdot C_P \cdot T_1 \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\}$$

各部の圧力損失は、水素側についてはポンプ出口→トッピング・タービン入口、トッピング・タービン出口→燃焼室、ノズル・スカート・チューブ、酸素側についてはポンプ出口→燃焼室の 4 区間で代表させ、LE-5 のデータ^{8), 9)}を基に見積った。ノズル・スカート・チューブを除く各部の圧力損失は圧力損失係数 R を用いて次のように定義される。

$$\Delta P = P_1 - P_2 = R \cdot \frac{\dot{m}^2}{\rho}$$

ノズル・スカートの冷却チューブでの圧力損失は、次の 2 式を用いて求めた。前者は燃焼ガスからの加熱による運動量圧力損失、後者は摩擦による圧力損失である。

$$\Delta P_a = \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right)$$

$$\Delta P_f = \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2$$

ここで λ は板谷の式¹⁰⁾による管摩擦係数である。

$$\lambda = \frac{0.314}{0.7 - 1.65 \cdot \log_{10} Re + (\log_{10} Re)^2},$$

$$Re = 3 \times 10^3 \sim 3.24 \times 10^6$$

但し、ノズル・スカートの冷却計算においては、ノズル形状を記述するのに先の報告¹⁾と同様、 R_{a0} による簡便法¹¹⁾を用いた。

再生冷却による水素の熱吸収量は、冷却用水素が燃焼ガス側から壁への熱伝達量のすべてを吸収し、外部への損失はないものとして計算した。燃焼室での燃焼ガス側熱伝達量の計算では、壁温を 800 K とし、Bartz の簡便式¹²⁾を使用し、LE-5 の試験結果⁹⁾を用いて補正を加えた。設計点以外の作動条件においても同一の補正係数を使えるものとした。シングル・パス冷却のノズル・スカートについては、Bartz の簡便式を使い燃焼室と同一の補正を加えた^{**}。ダブル・パス形状について計算する場合、ノズル・スカート冷却管の数を往復で 1 本とみなすために、シングル・パスの場合に比べ冷却管の本数は半分、1 本

*) (燃焼室混合比, O/F) = (燃焼室へ噴射される酸化剤流量) / (燃焼室へ噴射される燃料流量)。これに対し (エンジン混合比, O/F) = (エンジン全体で使われる酸化剤流量) / (エンジン全体で使われる燃料流量) である。

**) Mayer の式¹³⁾を用いて熱伝達量を計算した結果と Bartz の簡便式を用い補正を加えた結果とを比較したところ、殆んど同一の値が得られた。

の冷却管についての圧力損失，受熱量はシングル・パスの場合の 2 倍とした。その上でノズル・エキスパンダー・サイクル化した LE-5 の試験結果⁷⁾を用いて補正を行なった。なおノズル・エキスパンダー・サイクル化した LE-5 のエンジン・サイクル・スキマティックは，図 1(g) A. CB サイクルのものと同じである。

3.1.3 エンジン比推力計算

エンジン比推力計算に伴う仮定はつぎの通りである。

- (1) 主流の比推力効率， c^* 効率の値は，燃焼室圧力によって変化しない。
- (2) 各燃焼室圧力での主流の理論比推力の値は，NAL の CET 82 計算コード^{4), 15)} による計算結果を用いる。
- (3) ダンプ・ノズルの比推力計算には準一次元流を仮定する。
- (4) ダンプ・ノズルの比推力効率 η_{DN} は 0.95 とする。

理論比推力の値に比推力効率を掛けたものを比推力として検討を進めた。エンジン比推力 $I_{sp,e}$ は次

のようにして求めた。

$$I_{sp,e} = \frac{\sum_i \eta_i \cdot I_{sp,i} \cdot \dot{m}_i}{\sum_i \dot{m}_i}$$

ここで η は比推力効率を示す。添字 i は推力室流れ，タービン排気ガス，あるいはダンプ冷却後の水素ガスを示す。ダンプ・ノズルの比推力は次のようにして求めた。

$$I_{sp,DN} = \frac{\eta_{DN} \cdot a_{DN} \cdot M_{DN}}{g}$$

なお燃焼室圧力 3.61 MPa，燃焼室混合比 6.0 という条件における LE-5 の推力室のみの比推力の計算値については実験値が存在しないので，既存実験値の効率を考慮して 450 秒と推定した。

3.2 起動過渡特性

部分再生冷却 PBE サイクルの起動過渡特性を検討した。計算方法は，LE-5 の起動過渡シミュレーション⁶⁾と同様の準定常近似計算法によった。すなわち，与えられた条件の下で各部流量収支が釣り合うように各部の圧力を求め，得られた圧力及び流量を基にターボポンプなどの非定常要素の微分方程式

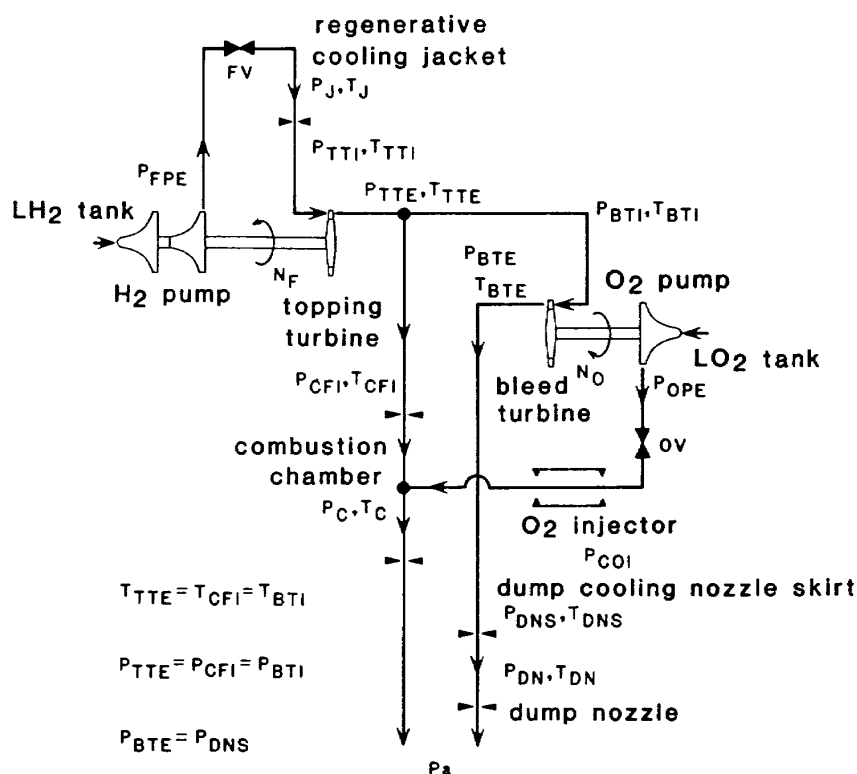


図 2 部分再生冷却 PBE サイクル・エンジン起動過渡シミュレーション・モデル・スキマティック

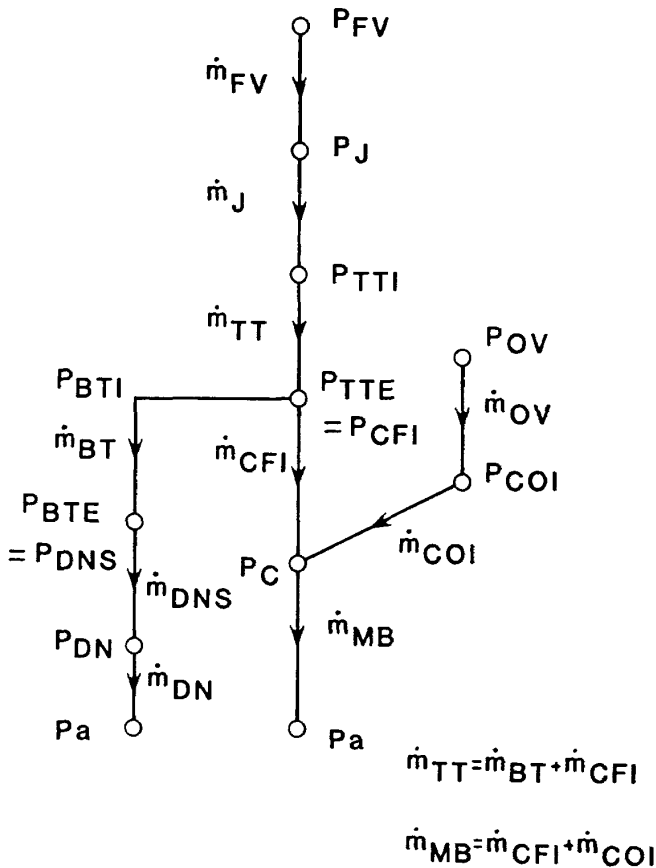


図3 部分再生冷却 PBE サイクル・エンジン
流量バランスの関係

を解き、時間ステップを進めていく。集中定数計算モデルを使用し、燃焼室ジャケット及びノズル・スカートでの熱交換は、等価伝熱面積、等価熱容量を仮定して計算を行なった。

低温サイクルであるために、特に未着火時に、熱交換用コンポーネントだけではなく、配管、その他のコンポーネント等が重要な熱源となる。冷却ジャケットまわりあるいは水素バルブまわりの配管等を考慮しながら等価伝熱面積及び等価熱容量の値を推定し、検討を行った。

燃焼室での着火条件は燃焼室混合比 O/F_c が0.5に達した時とした。

図2にシミュレーション・モデル・スキマティック、図3に流量収支の関係を示す。

4. 計算結果及び考察

4.1 部分再生冷却方式

部分再生冷却方式エンジンのうち図1(a)に示すPBEサイクル・エンジン以外では(d)Exサイクル・

エンジン、(f)CBサイクル・エンジンが検討された。設計点燃焼室圧力は原則として3.61 MPaとしたが、この条件でターボポンプのパワー・バランスをとることができず、サイクルを成立させることが困難な場合には燃焼室圧力を2.8 MPaに下げた。その際は図、表中に*を付けて区別した。このとき燃焼器は3.61 MPaの場合と同一であるので、燃焼室圧力2.8 MPaの場合の推力は約80 kNに低下する。

設計点における各サイクルのエンジン比推力、推力、エンジン混合比 O/F_e 、水素ポンプ出口圧力、ブリード比(B.R.)、ターボポンプ諸元を表3に示す。各エンジンのサイクル成立限界燃焼室圧力 $P_{c, max}$ も併せて示す。

図4(a)~(c)に各サイクルでエンジンを構成した場合の設計点での温度、圧力、流量を示す。図4(a)より、PBEサイクルでは酸素タービン(ブリード・タービン)の入口温度はタンク圧(0.3 MPa)における酸素の沸点(102 K)より低くて済むことから、エンジンの再起動時のポンプ予冷によって有利なことがわかる。

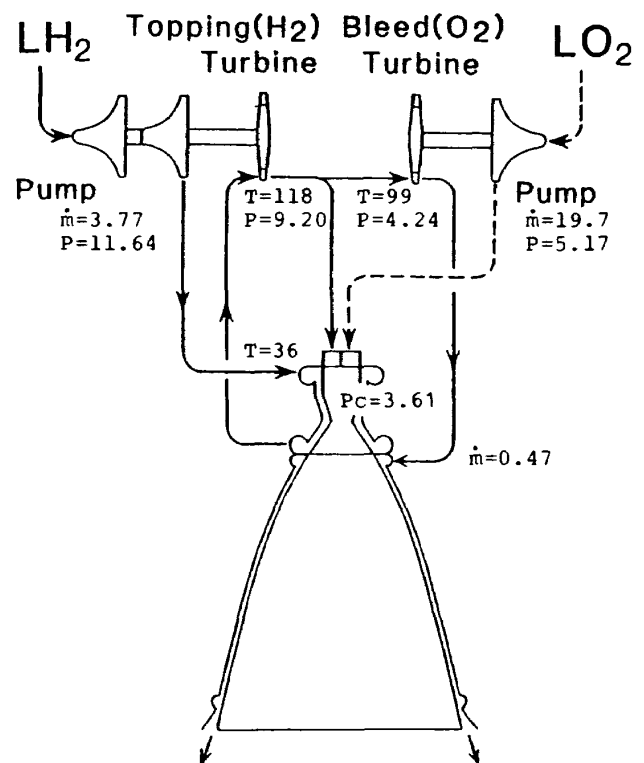


図4(a) 設計点での温度、圧力および流量
(PBEサイクル(a))

図中、圧力(P)の単位はMPa

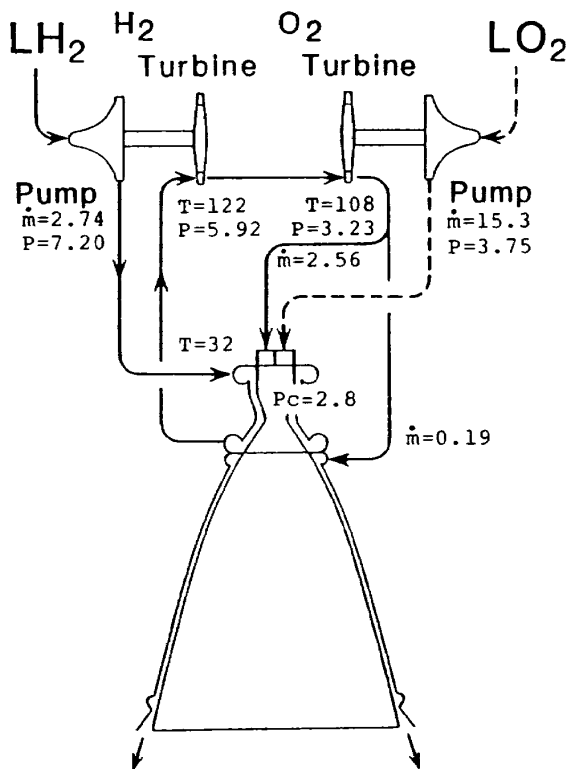


図 4 (b) 設計点での温度、圧力および流量
(Ex サイクル(d))
図中、圧力(P)の単位はMPa

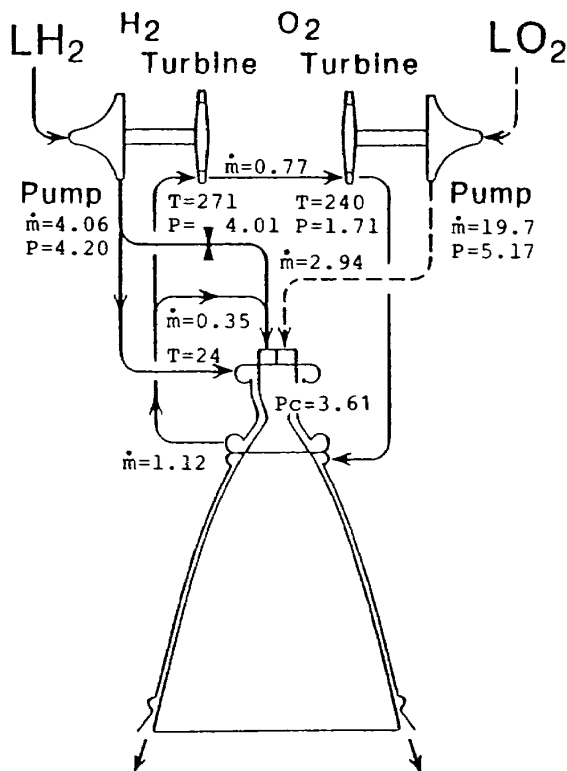


図 4 (c) 設計点での温度、圧力および流量
(CB サイクル(f))
図中、圧力(P)の単位はMPa

表 3 設計点での結果

	$I_{sp,e}$	Thrust	$O/F,e$	P_{FPE}	$B.R.$	$P_{C,max}$	N_F	N_O	η_{FP}	η_{OP}	η_{FT}	η_{OT}	T_{FTI}	T_{OTI}	$P.R.$	$P.R.$	$P.R.$	$P.R.$
PBE	448.0	103.2	5.23	11.6	0.126	3.8	49500	16400	58.7	65.2	65	38	118	99	2.17	7.07	—	—
Ex*	450.1	79.7	5.58	7.2	0.070	3.1	52800	13600	50.3	65.5	67	75	122	108	1.69	1.07	—	—
CB	446.6	104.1	4.86	4.2	0.189	3.8	43400	16400	58.8	65.2	57	49	271	240	2.35	1.42	—	—

注) Exはエキシパンダー・サイクルを, CBはクラーント・ブリード・サイクルを, P.R.はタービン圧力比を示す。

*は設計点燃焼室圧力が2.8MPaの場合を示す。それ以外は3.61MPa。

図 5(a)に燃焼室圧力と水素ポンプ出口圧力との関係を示す。曲線右端はサイクル・バランスから、あるいはノズル・スカート・チューブ冷却水素圧力損失から決まるサイクル成立限界を示す。トッピング・サイクルである PBE サイクル・エンジン、Ex サイクル・エンジンの水素ポンプ出口圧力はかなり高い。一方 CB サイクル・エンジンはブリード・サイクルであるために、水素ポンプ出口圧力を GG サイクルと同じように低く抑えることができた。CB サイクル・エンジンの水素ポンプは 1 段である。

一般に Ex サイクルの水素ポンプ出口圧力は PBE サイクルよりも高いが、今回の検討で Ex サイクル・エンジンの水素ポンプ出口圧力が高いことは、表 3 に見るように、水素ターボポンプ効率の低さにも起因する。

図 5(b)に燃焼室圧力とエンジン比推力との関係を、図 5(c)にエンジン推力とエンジン比推力との関係を示す。PBE サイクル・エンジンの設計点でのエンジン比推力は LE-5 の 448 秒と同じである。PBE サイクルのエンジン比推力は燃焼室圧力の上昇とともに減少する傾向にある。これは燃焼室圧力の上昇に伴い酸素タービン駆動ガス流量が増加し、ブリード比が増加するためである。ここでのブリード比とは、

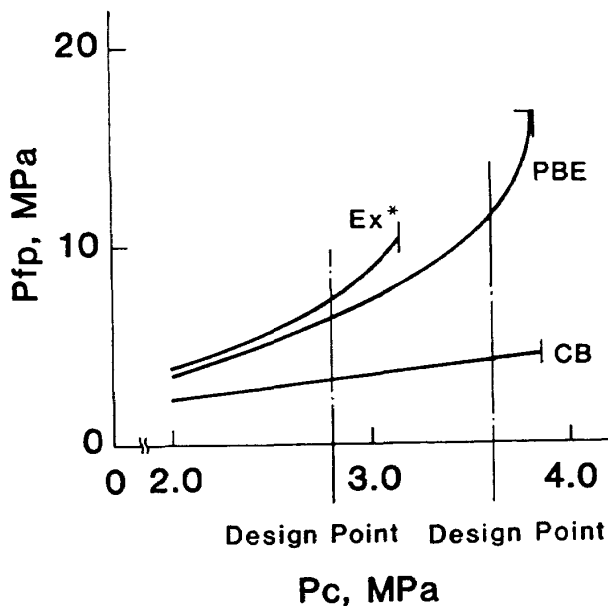


図 5(a) 部分再生冷却方式エンジンの燃焼室圧力に対する水素ポンプ出口圧力

* は設計点燃焼室圧力が 2.8 MPa の場合
それ以外は 3.61 MPa

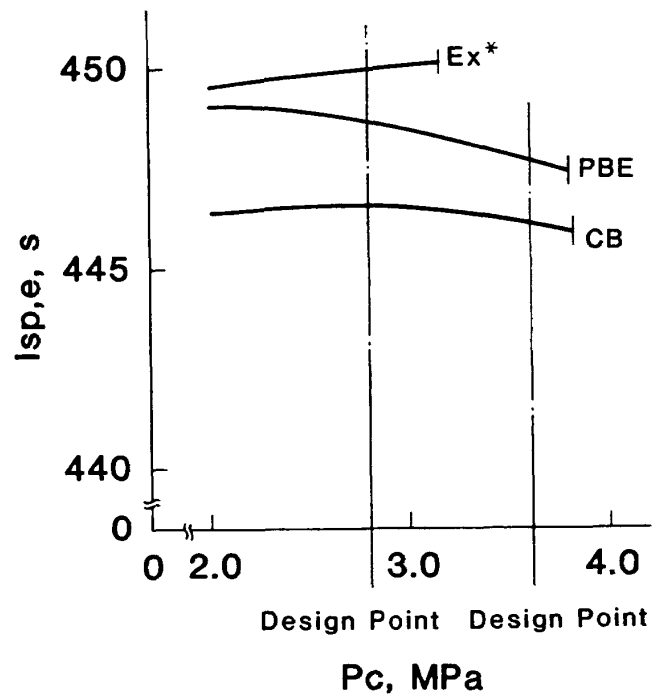


図 5(b) 部分再生冷却方式エンジンの燃焼室圧力とエンジン比推力との関係

* は設計点燃焼室圧力が 2.8 MPa の場合
それ以外は 3.61 MPa

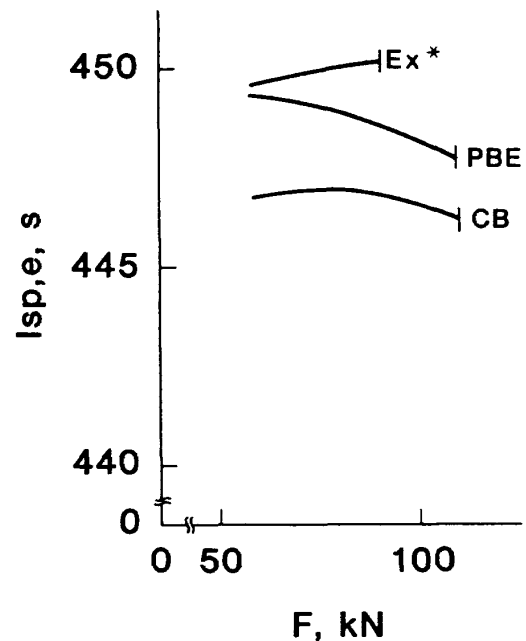


図 5(c) 部分再生冷却方式エンジンのエンジン推力とエンジン比推力との関係

* は設計点燃焼室圧力が 2.8 MPa の場合
それ以外は 3.61 MPa

全体の水素流量のうち燃焼室以外へ導かれる水素流量の割合を指す。ダンプ冷却後のブリード・ガスの比推力は約 340 秒であった。

Ex サイクル・エンジンでは低い燃焼室圧力にも拘らずエンジン比推力は約 450 秒と最も高い。ダンプ冷却後の水素ガス比推力は 470 秒程度と主流の比推力よりも高く、その結果、通常のトッピング・サイクルで実現されるエンジン比推力よりもわずかではあるが高い値（+0.2 秒）を得た。しかしながら LE-5 のコンポーネントを使用して部分再生冷却を行う限り、図 5(c) に示すように達成できる推力レベルは高々 80 kN 程度であり、100 kN 級エンジンを実現させることは困難である。また設計点燃焼室圧力が 2.8 MPa の場合、燃焼室のノズル出口（開口比 8.48）でのガス流の状況はマッハ数 3、圧力 0.04 MPa となり、大気圧下で剥離を起こすことが予測される¹⁸⁾。そのため燃焼室の設計変更を行わず、また HATS も使用しないという条件での開発は困難であると考えられる。

CB サイクル・エンジンでは、タービン駆動に要する水素流量が PBE サイクル・エンジンに比べて多いために、エンジン比推力は PBE サイクル・エンジンの値よりも低い。

検討した 3 種類のエンジン・サイクルのうちでは、100 kN 級エンジンとしては、PBE サイクルが最も優れたエンジン性能を達成することができる。80 kN 程度でも良いとすれば Ex サイクルが最も優れたエンジン性能を示すが、燃焼室の膨張面積比を設計変更しない場合は、HATS 設備が開発初期段階から必要となることが予想される。CB サイクルは 100 kN 級エンジンとしては比推力の点で劣る。また燃焼室冷却ジャケットの改修、迂回路の追加等も必要である。

4.2 部分再生冷却 PBE サイクル（10 kN 級の部分負荷作動）

PBE サイクル・エンジンでは、GG サイクルのようにタービン駆動ガスを供給するに際して着火の必要がない。またタービン駆動ガスの温度が低く、エンジン停止後もポンプが低温に保たれるために、再起動の際に予冷によるプロペラントの無駄が少ない。

このような長所を生かし OTV 用として使用することも考え、上記で設計点とした 100 kN 級部分再生冷却 PBE サイクル・エンジンを、部分負荷状態で推力を 10 kN 級に絞って運転した場合について検討した。なお計算には、先に設計したタービンが部分負荷作動した際の効率を用いた。

推力 10 kN 級では、100 kN 級に比べてブリード・タービン駆動に必要な水素流量は少なくて済むが、この流量ではノズル・スカートに冷却に不十分である。そこでブリード・タービン・バイパス・ラインを図 1(a) の PBE サイクル・エンジンに追加し、抽気する水素ガス流量を増加させた。本検討のエンジンでは燃焼室圧力を約 0.36 MPa としたときに約 10 kN の推力が得られる。

燃焼室圧力とブリード比との関係を図 6(a) に示す。ダンプ冷却ブリード流量の内、ブリード・タービン・バイパス・ラインを流れる水素の占める割合（図中 B 2）が、ブリード・タービンを流れる水素の割合（図中 B）に比べてかなり大きいことがわかる。

図 6(b) に燃焼室圧力と水素ポンプ出口圧力との関係を示す。ポンプ出口圧力はかなり低く、タンク圧

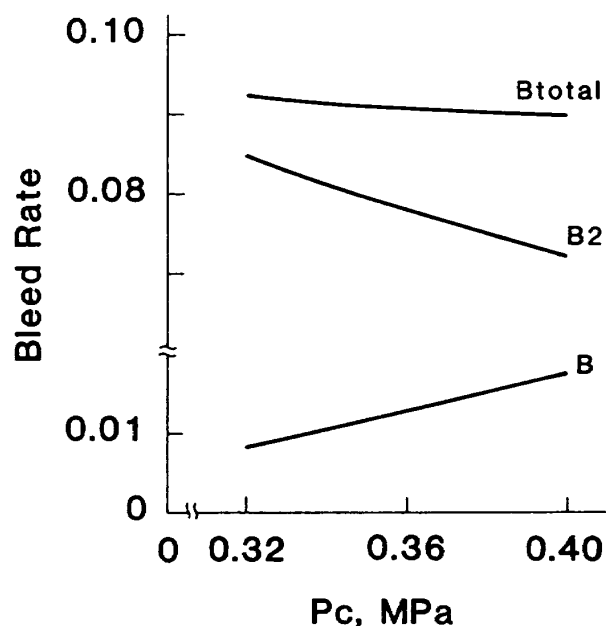


図 6(a) PBE サイクル・エンジン(a)（10 kN 級）燃焼室圧力に対するブリード比の関係

B_{total} : ダンプ冷却ブリード比 ($=B_2+B$)
 B_2 : LO_2 タービン・バイパス
 B : LO_2 タービン駆動用

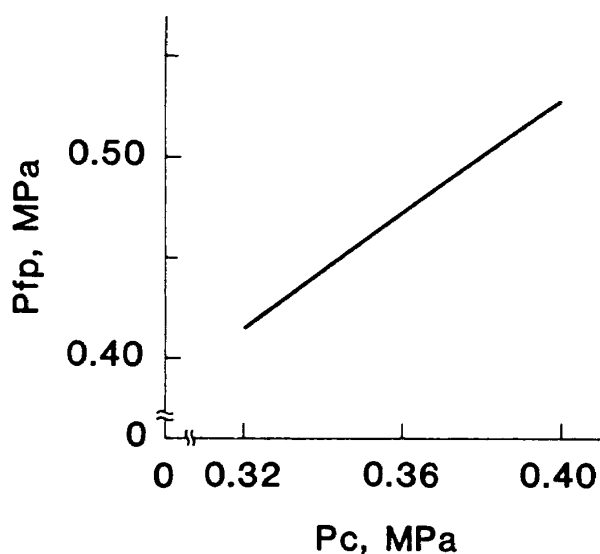


図 6(b) PBE サイクル・エンジン(a) (10 kN級)
燃焼室圧力に対する水素ポンプ出口圧力

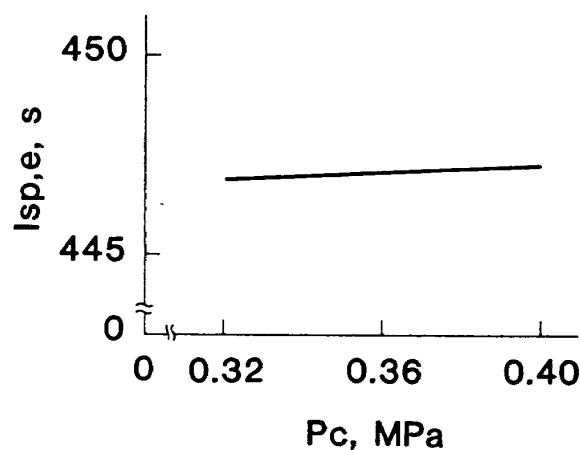


図 6(c) PBE サイクル・エンジン(a) (10 kN級)
燃焼室圧力とエンジン比推力との関係

力の 2～3 倍程度である。

図 6(c)に燃焼室圧力とエンジン比推力との関係を示す。エンジン比推力は約 447 秒である。燃焼室圧力を 3.61 MPa から 0.36 MPa へと 10 分の 1 に下げたが、エンジン比推力は 3.61 MPa における値 (448 秒) から約 1 秒の低下に留った。ダンプ・ノズル比推力が高い (約 470 秒) ことも影響している。

4.3 全面再生冷却方式

全面再生冷却方式エンジンとして図 1 (b), (c) の PBE サイクル・エンジン以外では (e) A. Ex サイクル・エンジン, (h) A. CB サイクル・エンジンを検討した。

各エンジンの設計点におけるエンジン比推力, 推

表 4 設計点での結果

	$I_{sp,e}$, s	Thrust , kN	O/F_e	P_{FPE} , MPa	B. R.	$P_{c,max}$, MPa	N_F , rpm	N_O , rpm	η_{FP} , %	η_{OP} , %	η_{FT} , %	η_{OT} , %	T_{FTI} , K	T_{OTI} , K	$P.R._{FT}$	$P.R._{OT}$
P. N. PBE	448.8	102.9	5.39	10.5	0.101	3.9	47100	16400	58.8	65.2	67	33	119	599	1.94	1.57
A. PBE	446.3	102.1	5.44	9.5	0.091	4.6	45000	16400	59.1	65.2	67	30	164	151	1.59	14.86
A. Ex	450.3	101.6	6.00	9.2	—	4.4	43800	16400	58.5	65.2	67	74	177	164	1.53	1.08
A. CB	448.3	102.8	5.37	6.3	0.104	—	50700	16400	58.0	65.2	50	42	593	496	4.00	1.51

注) P. N. はブリード・タービン上流でノズル・スカートを冷却する場合を, A. は全面再生冷却の場合を, P. R. はタービン圧力比を示す。

燃焼室圧力が 5 MPa までの範囲では, A. CB の $P_{c,max}$ は現れなかった。

力, エンジン混合比 O/F_e , 水素ポンプ出口圧力, ブリード比 (B.R.), ターボポンプ諸元を表 4 に示す。サイクル成立限界燃焼室圧力 $P_{c, \max}$ も併せて示す。

図 7 (a)~(d) に各サイクルの設計点での温度, 圧力, 流量を示す。部分再生冷却の場合とは違い, どのサイクルにおいてもタービン入口温度はタンク圧での酸素の沸点 (102 K) よりも高い。P. N. PBE サイクルの酸素タービン, A. CB サイクルの水素タービンと酸素タービンにおいて特に高い (約 600 K)。このことはターボポンプの駆動にとっては有利であるが, エンジン再起動時のポンプ予冷にとっては不利である。

図 8 (a) に燃焼室圧力と水素ポンプ出口圧力との関係を示す。P. N. PBE サイクル・エンジンのサイクル成立限界燃焼室圧力は, 部分再生冷却 PBE サイクルの場合よりも約 0.1 MPa 拡大しているだけである。これはトッピング・タービンを駆動する水素の比エンタルピーが部分再生冷却 PBE サイクルの場合とほとんど変わらないためである。

A. PBE サイクル・エンジンのサイクル成立限界は部分再生冷却 PBE サイクルの場合に比べ拡大されている。これはトッピング・タービンを駆動する水素の比エンタルピーが, 部分再生冷却 PBE サイクルの場合よりも高いためである。酸素タービンがブリード・タービンであるにも拘らず, 水素ポンプ出口圧力は A. Ex サイクル・エンジンの場合よりも高いが, これには次の理由が挙げられる。

- (1) A. PBE サイクルでは約 10% の水素ブリード分だけ水素ポンプ流量が多い。また水素流量の増加に伴い, タービン入口における水素比エンタルピーが, A. Ex サイクルよりも低下した。
- (2) A. Ex サイクルの酸素タービンでの圧力比は常に小さくて済む。

A. CB サイクル・エンジンはブリード・サイクルであるために, トッピング・サイクル・エンジンに比べて水素ポンプ出口圧力をかなり低く抑えることができる。エンジン作動範囲も広い。

図 8 (b) に燃焼室圧力とエンジン比推力との関係を, 図 8 (c) にエンジン推力とエンジン比推力との関係を示す。P. N. PBE サイクル・エンジンの比推力は,

A. Ex サイクル・エンジンの値 (約 450 秒) には及ばないが, かなり高い値 (約 449 秒) を示している。部分再生冷却 PBE サイクル・エンジンの場合 (448 秒) に比べ約 1 秒向上したが, これには次の理由が挙げられる。

- (1) ブリード・タービン入口温度を高めたためにブリード比を下げる事ができた (12.6% → 11.2%)。
- (2) ブリード・タービン出口温度が高いために, タービン排気ガス比推力 (約 360 秒) がダンプ冷却を行う部分再生冷却 PBE サイクル・エンジンの場合 (約 340 秒) よりも高い。

部分再生冷却 PBE サイクルの場合は燃焼室圧力の上昇と共にエンジン比推力は下降して行く傾向にあるのに対し, P. N. PBE サイクルでは僅かではあるが上昇する傾向にある。これはブリード・ガス流量がノズル・スカート冷却の要求から決るためであり, 燃焼室圧力の上昇に伴いブリード比が若干ではあるが下がることに起因する。

A. PBE サイクルのエンジン比推力は設計点で 446 秒と, 部分再生冷却 PBE サイクルの場合に比べ, 2 秒低くなっている。酸素タービン駆動後の水素温度が低く (約 130 K), タービン排気の比推力がかなり低い (約 170 秒) ことが直接の原因であるが, 基本的にはノズル・スカートの再生冷却で得た熱を有効に使用していないことに因る。

本報告では再生冷却によって得た熱をターボポンプの駆動エネルギーとする低温サイクル・エンジンを取上げているが, 各エンジンがノズル・スカートでの再生冷却による熱をどのように利用しているかをここで書き出してみる。

P. N. PBE サイクル・エンジン ノズル・スカートで得た全熱量をブリード・タービン (酸素タービン) 駆動に利用している。タービン排気の温度及び比推力は比較的高く (約 360 秒), 結果としてエンジン比推力も比較的高い。一方, ノズル・スカートの再生冷却で得られた熱をトッピング・タービン駆動には使用していないので, サイクル成立範囲はあまり拡大されない。

A. PBE サイクル・エンジン ノズル・スカートの再生冷却で得られた大部分の熱はトッピング・タ

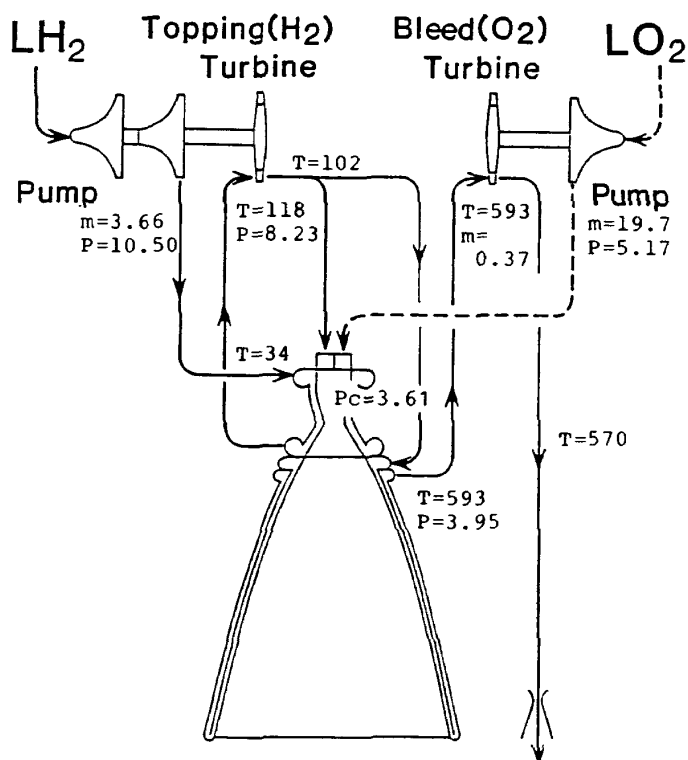


図 7(a) 設計点での温度、圧力および流量
(P.N.PBE サイクル)

図中、圧力(P)の単位はMPa

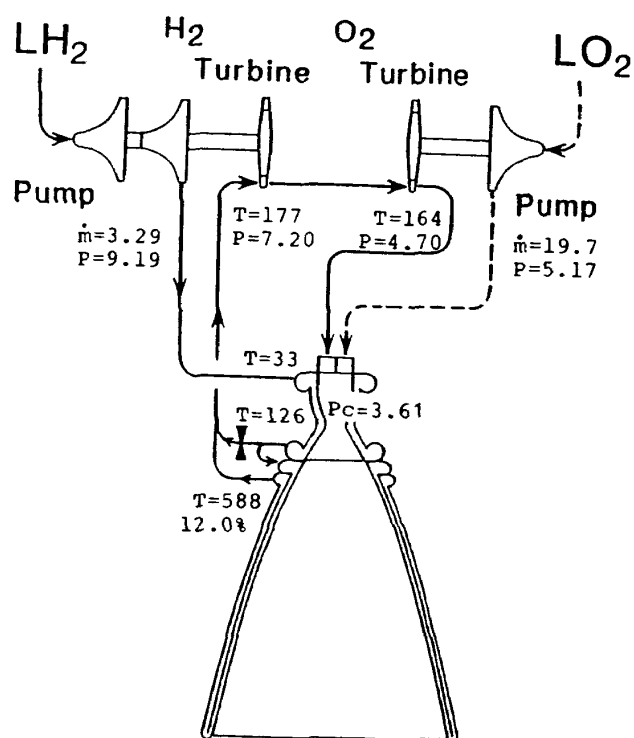


図 7(c) 設計点での温度、圧力および流量
(A.Ex サイクル)

図中、圧力(P)の単位はMPa

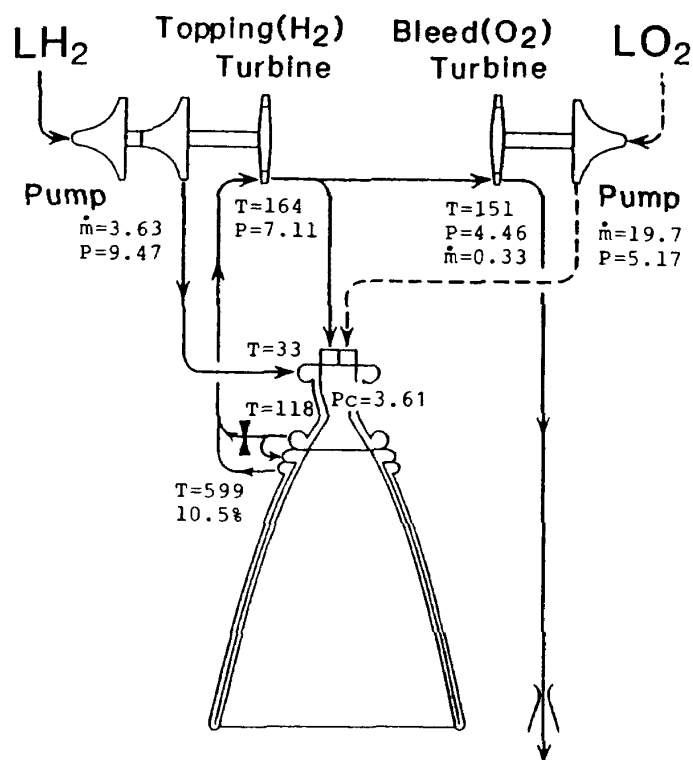


図 7(b) 設計点での温度、圧力および流量
(A.PBE サイクル)

図中、圧力(P)の単位はMPa

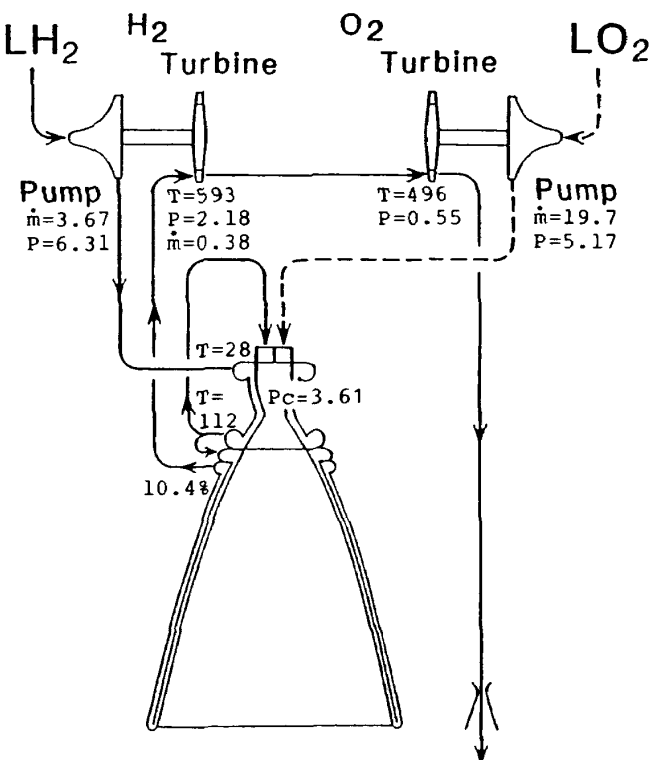


図 7(d) 設計点での温度、圧力および流量
(A.CB サイクル)

図中、圧力(P)の単位はMPa

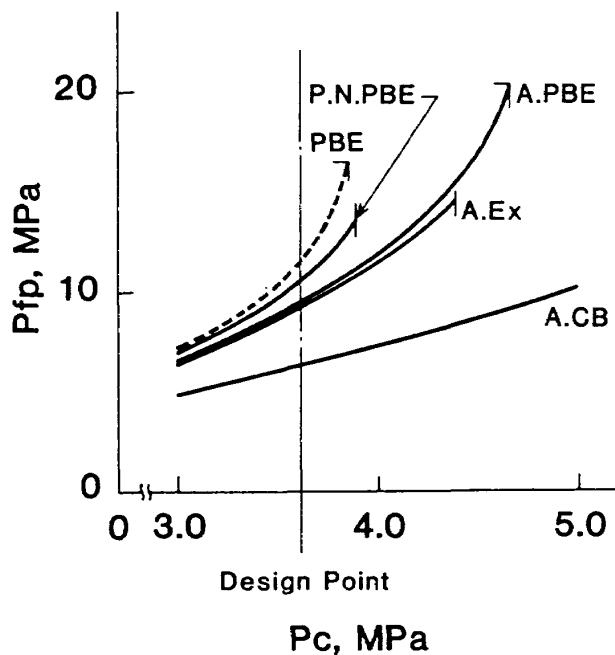


図 8(a) 全面再生冷却方式エンジンの燃焼室圧力に対する水素ポンプ出口圧力

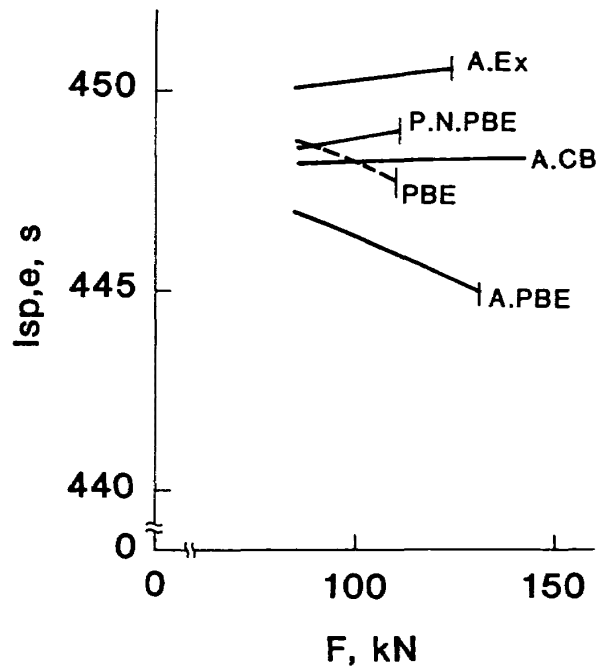


図 8(c) 全面再生冷却方式エンジンのエンジン推力とエンジン比推力との関係

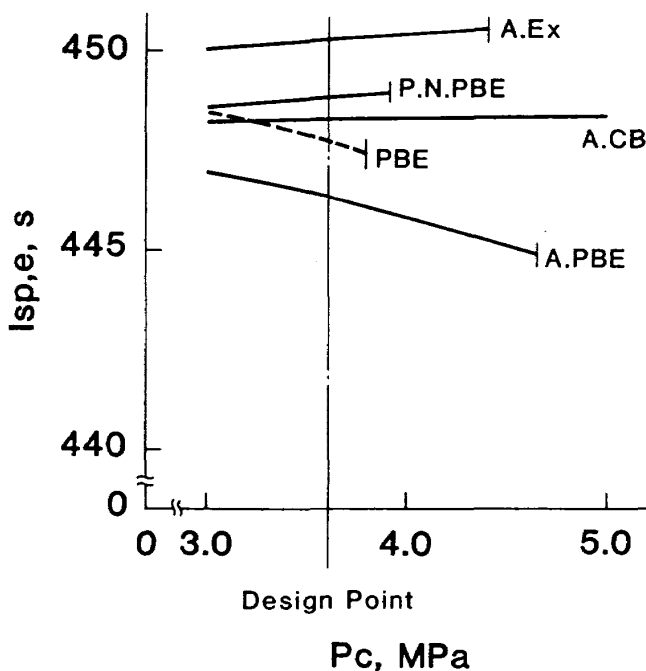


図 8(b) 全面再生冷却方式エンジンの燃焼室圧力とエンジン比推力との関係

ービン（水素タービン）の駆動にだけ用いられ、その後燃焼室へ導かれる。ブリード・タービンの駆動には一部が充てられるのみである。このためタービン排気比推力は低く、エンジン比推力も低い。

A.Ex サイクル・エンジン ノズル・スカートで

得られた熱は水素、酸素両タービンの駆動に用いられ、サイクル成立限界の拡大に利用されている。

A.CB サイクル・エンジン タービン駆動に用いる水素だけをノズル・スカート冷却流路に流し、得られた熱を水素、酸素両タービンの駆動に利用している。ノズル・スカートの再生冷却は、サイクル成立範囲の拡大に役立っている。タービン排気ガスの比推力も比較的高い（約 330 秒）。

100 kN 級エンジンとしては、ノズル・スカートまで含めた再生冷却は PBE サイクルにはあまり有利ではないと考えられる。それよりも 100 kN 級エンジンとして GG サイクル、A.CB サイクルとほぼ同じエンジン比推力を示し、かつ開発初期段階に HATS を使う必要のない部分再生冷却方式が 100 kN 級 PBE サイクル・エンジンには適していると考えられる。

4.4 部分再生冷却 PBE サイクル・エンジンの起動過渡特性

部分再生冷却 PBE サイクル・エンジンの起動の様子を図 9(a)～(e)に示す。起動は、GG サイクルの場合のような GG 着火に伴う圧力等の変動のない、穏やかなものであり、圧力、ターボポンプ回転数、流量、燃焼室混合比に大きなオーバーシュートは見

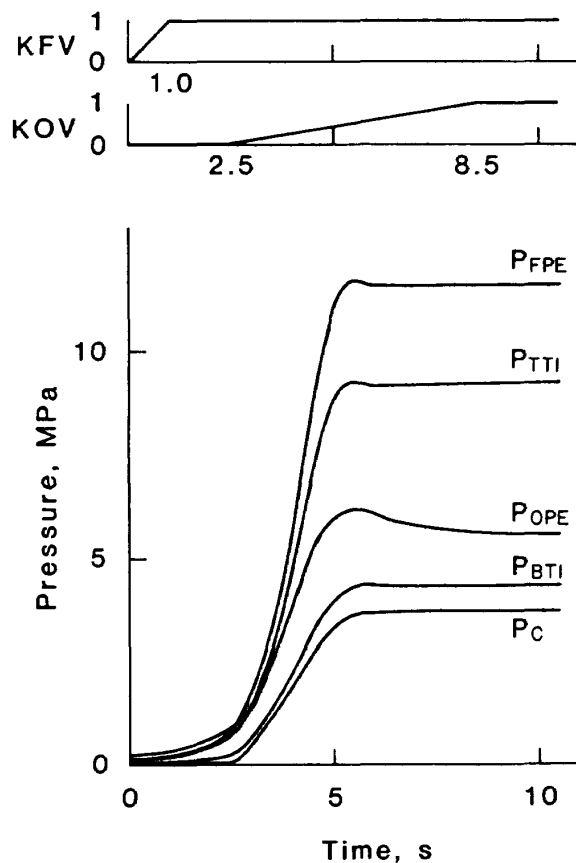


図 9(a) PBE サイクル(a) 起動過渡特性 (圧力)

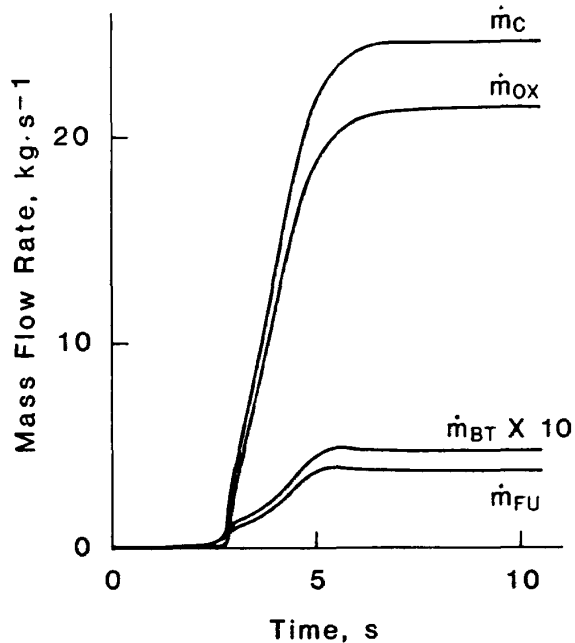


図 9(b) PBE サイクル(a) 起動過渡特性 (流量)

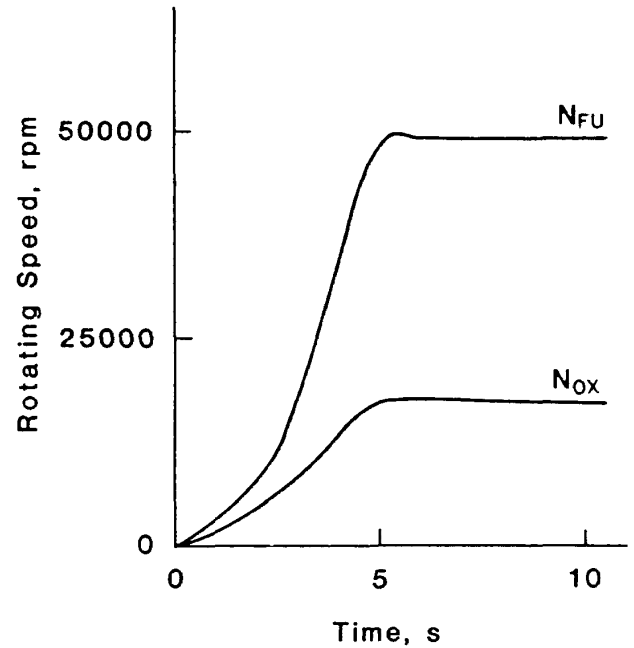


図 9(c) PBE サイクル(a) 起動過渡特性 (回転数)

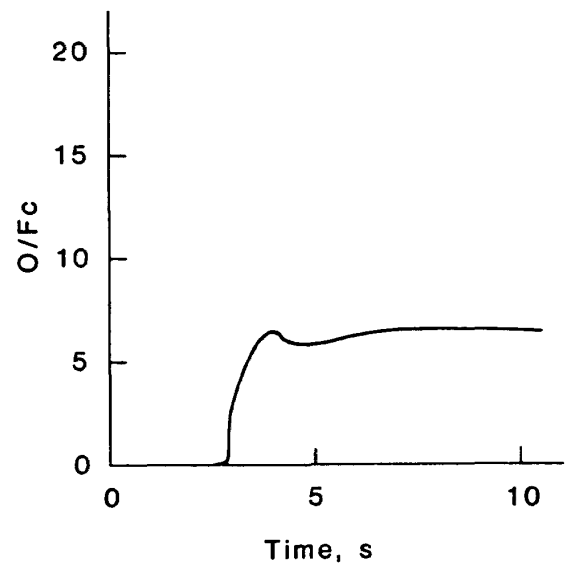


図 9(d) PBE サイクル(a) 起動過渡特性 (混合比)

られない。ノズル・スカート壁温を別にすれば、バルブが全開となる頃にはほぼ定常に達している。GG サイクルでの起動⁶⁾と比較しても定常に達するまでの時間に大きな違いはない。ノズル・スカート壁温及びダンプ・ノズル上流の水素温度の上昇が遅いのは、ノズル・スカートを流れる水素流量が GG サイクルの $0.11 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ から $0.47 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ と約 4 倍に増えたためと考えられる。酸素バルブを開く速度は、GG サイクルの場合に比べ PBE サイクルのほうが遅く設定してある。

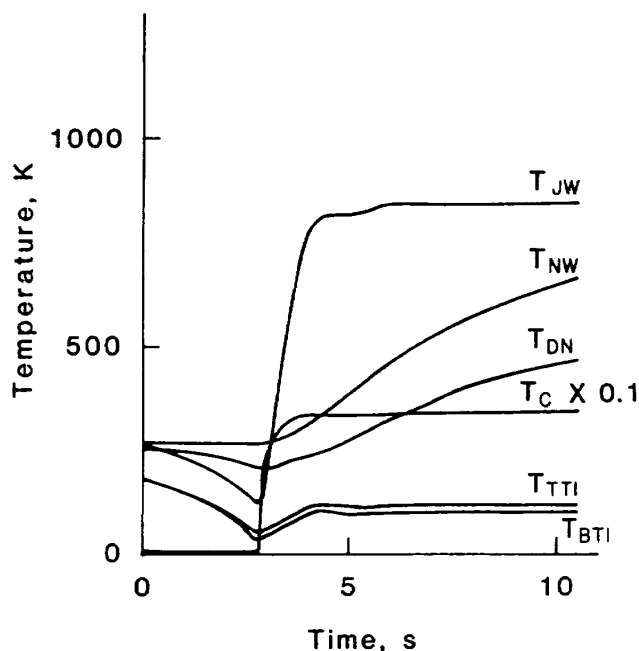


図9(e) PBEサイクル(a)起動過渡特性(温度)

起動時に注意すべき点として次の2点が挙げられた。詳しくは付録Dに示す。

- (1) 酸素バルブを開く時期、あるいは酸素バルブを開くトラベル・タイムに注意を要する。開く時期が早すぎた場合、あるいはトラベル・タイムを短縮しすぎた場合には燃焼室混合比が非常に大きくなる。
- (2) 酸素バルブを開く時期を遅らせすぎると燃焼室着火前に再生冷却ジャケット等での冷却(初期冷却)が進み過ぎ、穏やかな起動は困難になる。

5. 結 論

本研究で明かとなった事柄は次の通りである。

- (1) PBEサイクルを、100 kN級部分再生冷却方式 LH_2/LO_2 エンジンに適用して、GGサイクルのエンジン性能をほぼ維持することが可能である。またGGサイクルと比較してサイクルが簡素である、再起動が容易であると、いった長所を持つ。
- (2) 本報告で比較を行った部分再生冷却方式の低温サイクル・エンジンのなかでは、PBEサイクル・エンジンがエンジン比推力およびエンジン作動範囲それぞれにおいて優れている。
- (3) この100 kN級PBEサイクル・エンジンを推力10 kNレベルで部分負荷作動しても、100 kNレベルで達成されたエンジン比推力をほぼ維持することができる。

(4) 全面再生冷却方式は100 kN級PBEサイクル・エンジンには適していない。

(5) PBEサイクルで構成されたエンジンは、ターボポンプのパワー・バランスの問題もなく、圧力、混合比等の大きなオーバーシュートのない、なめらかな起動を行う。定常に達するまでの時間はGGサイクルの場合とほぼ同じである。

またコンポーネント数の減少や、タービン温度の低下による再起動時の予冷操作の簡易化などに伴い、このエンジンをOTV用に転用した場合、信頼性の向上等が期待される。このように100 kN級 LH_2/LO_2 エンジンのPBEサイクル化は有力な案として検討に値すると考えられる

謝 辞

検討を進めるにあたり宇宙開発事業団青木宏氏、関田隆一氏、渡辺篤太郎氏から資料提供をいただいたことに感謝の意を表します。航空宇宙技術研究所角田支所宮島博研究調整官、同角田支所熊川彰長主任研究官から資料提供、助言をいただいた。

参 考 文 献

- 1) Wakamatsu, Y., Kanmuri, A. and Toki, K.: Partial Bleed Expander Cycle for Low Thrust LOX/ LH_2 Rocket Engine: NAL TR-837 T, 1984
- 2) Anschutz, R.H.: Design Report for RL10A-3-3 Rocket Engine: NASA CR-80920, 1966
- 3) Yanagawa, K., Fujita, T., Miyajima, H. and Kishimoto, K.: High-Altitude Simulation Tests of the LOX/ LH_2 Engine LE-5: J. of Propulsion and Power Vol.1, 3, May-June 1985, pp.180-186
- 4) 科学技術庁航空宇宙技術研究所 宇宙開発事業団: 液酸・液水ロケットエンジンターボポンプシステムの開発研究: 共同研究成果報告書, 昭和55年12月
- 5) 若松義男, 荻田丈士, 冠 昭夫: 液水/液酸ロケットの推進剤および燃焼ガスの物性値高速計

算用プログラム：NAL TM-564, 1987

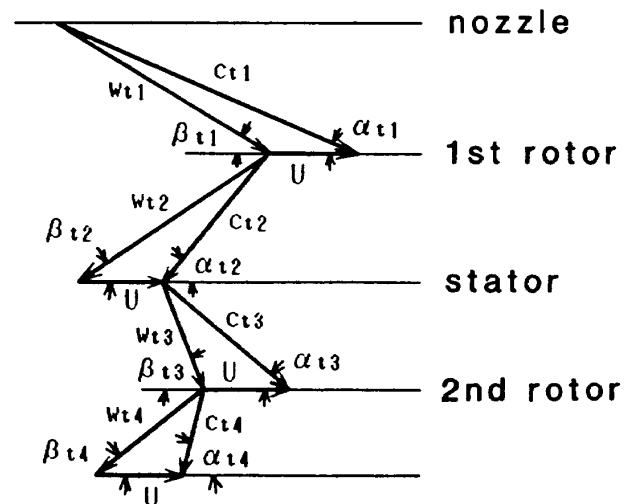
- 6) 冠 昭夫, 若松義男, 志村 隆, 都木恭一郎：
ターボポンプ式液酸，液水ロケットエンジンの
起動過渡特性の解析：NAL TR-868, 1985
- 7) Kishimoto, K & Koyari, Y: Up-Grading of
the LE-5 Engine: AIAA paper, AIAA-
86-1568, 1986
- 8) 宇宙開発事業団：開発仕様書 H-I ロケット第
二段エンジン LE-5: NASDA-ESPC-200,
昭和54年11月28日制定 昭和55年11月13日
発行
- 9) 宇宙開発事業団：開発仕様書 H-I ロケット第
二段エンジン LE-5: NASDA-ESPC-200B,
昭和54年11月28日制定 昭和58年6月29日B改
訂
- 10) 久保沢稔, 小宮山香苗, 手塚俊一, 相原 守編
：配管技術ハンドブック：誠文堂新光社, 1970,
pp.36
- 11) Rao, G.V.R.: Approximation of Optimum
Thrust Nozzle Contour: ARS J.1960. pp.561
- 12) Bartz, D.R.: A Simple Equation for
Rapid Estimation of Rocket Nozzle Convec-
tive Heat Transfer Coefficients: Jet Pro-
pulsion 1957, pp.49-51
- 13) Mayer, E.: Analysis of Convective Heat
Transfer in Rocket Nozzles: ARS J.1961,
pp.911-917
- 14) 毛呂明夫, 鈴木和雄：ロケットプロペラントの
理論性能—多項近似式による表示—：NAL
TM-293, 1976
- 15) Gordon, S and McBride, B. J.: Computer
Program for Calculation of Complex
Chemical Equilibrium Compositions,
Rocket Performance, Incident and Reflec-
ted Shocks, and Chapman-Jouguet Deton-
ations: NASA SP-273, 1971
- 16) Schmucker, R.H.: Status of Flow Separation
Prediction in Liquid Propellant
Rocket Nozzles: NASA TM X-64890, 1974

付録A タービンの設計について

今回の検討では，速度複式衝動，軸流タービンを，
作動条件に応じて，1段2列あるいは1段1列に設
計して用いた。

タービン入口温度がおよそ850 K以上になると材
料の高温強度が問題となるが，ここで扱ったタービ
ンは入口温度が650 Kまでであり，高温強度につい
ての問題は生じない。ここではタービン材料にアル
ミニウム合金を想定した。

以下にタービンの性能の求め方について述べる。
タービン速度線図を図A-1に示す。



図A-1 1段2列タービン速度線図

タービンにおける理論エンタルピー落差 ΔH_t は，
タービン入口全圧を P_{tot} ，入口全温を T_{tot} ，出口圧
力を P_{te} ，タービン駆動ガスの定圧比熱を C_p ，比熱
比を k とすると

$$\Delta H_t = C_p \cdot T_{tot} \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{P_{te}}{P_{tot}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\}$$

理論噴出速度 c_{to} は

$$c_{to} = \sqrt{2 \cdot \Delta H_t}$$

タービン動翼のピッチ径 D_{tm} での周速 u_{tm} は，回転
数を N (rpm) とするとき

$$u_{tm} = \frac{\pi \cdot D_{tm} \cdot N}{60}$$

従ってこのタービンの設計速度比は u_{tm}/c_{to} と
なる。

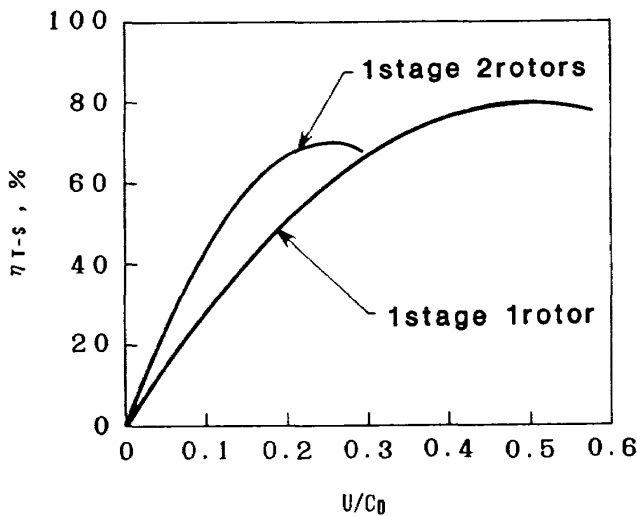


図 A-2 速度複式衝動タービンの効率

ノズルと翼についてのタービン理論効率 η_{nb} は

$$\eta_{nb} = \frac{A}{\Delta H_t}$$

但し、 $A = u_{tm} \cdot \{ c_{t1} \cdot \cos(\alpha_{t1}) + c_{t2} \cdot \cos(\alpha_{t2}) + c_{t3} \cdot \cos(\alpha_{t3}) + c_{t4} \cdot \cos(\alpha_{t4}) \}$

機械効率を η_m とするとタービン効率 η_t は

$$\eta_t = \eta_{nb} \cdot \eta_m$$

となる。

速度複式衝動タービンの効率は速度比の関数として表わすことができ、図 A-2 に示すように 1 段 2 列の場合には速度比がおよそ 0.25 付近で最大効率を示す。また 1 段 1 列の同タービンでは速度比がおよそ 0.50 付近で最大効率となる。このため一般に設計速度比は 1 段 2 列の場合には 0.20 前後、1 段 1 列では 0.40 前後にとることが多い。

一方、タービンの回転数は、一般的にはターボポンプ全体のバランスを見ながら、主としてポンプ側への要求によって決定されるが、今回の検討のようにポンプを流用して使用する場合には、回転数は既に決定されているとした。回転数と速度比が決まるとタービン動翼のピッチ径が決まる。

タービンのガス通路面積はピッチ径と翼高さの積に比例する。PBEサイクルの水素タービンの場合は、駆動ガス量もある程度多いため全周流入（フル・アドミッション）ノズルを持つタービンとして設計することが可能である。しかし酸素タービンのように駆動ガス量がかなり少ない場合には、全周流入ノズ

ルではノズルの高さが低くなりすぎて、効率が大きく低下するため部分流入（パーシャル・アドミッション）ノズルを持つタービンとしてノズル高さを確保する必要がある。このときには、部分流入ノズルとすることによる性能低下が生じるので、速度比とパーシャリティの両方の値をもっとも効率が高くなるように選択した。今回の検討では、パーシャリティは最低でも 12% 以上となるようにした。

付録 B 部分再生冷却 PBE サイクルにおけるタービン効率のエンジン性能への影響

図 B-1 に燃焼室圧力と水素ポンプ出口圧力との関係を示す。曲線の右端は、水素ターボポンプのパワー・バランスから定まるサイクル成立限界を示す。○印は今回の設計点を表わす。トッピング・タービン効率が高い程トッピング・タービンでの圧力比が小さくて済むために、水素ポンプ出口圧力は低く抑えられ、限界燃焼室圧力も高くなる。

図 B-2 に燃焼室圧力とブリード比との関係を示す。ブリード比はここではブリード・タービンに分配される水素流量の割合に等しい。燃焼室圧力が上

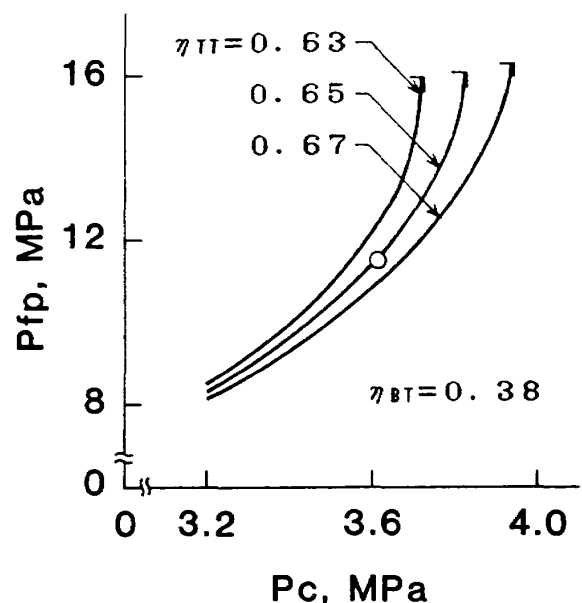


図 B-1 PBE サイクル・エンジン (a) 燃焼室圧力に対する水素ポンプ出口圧力

η_{TT} はトッピング・タービン効率

η_{BT} はブリード・タービン効率

○ は設計点を示す

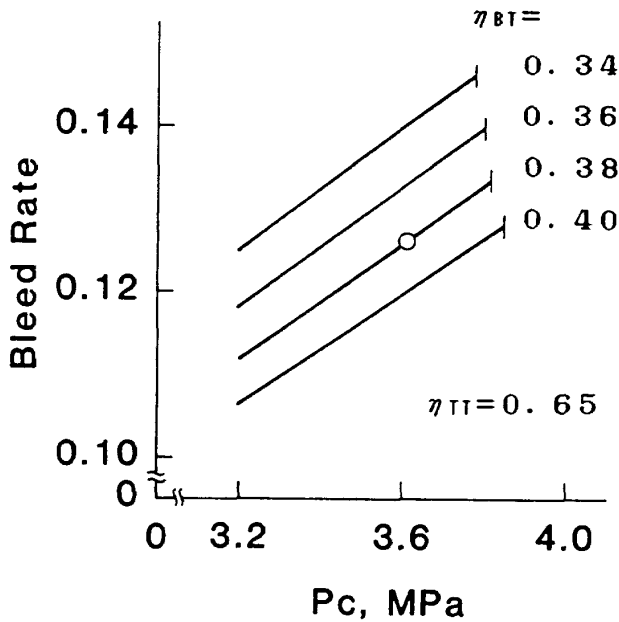


図 B-2 PBE サイクル・エンジン (a)
燃焼室圧力に対するブリード比の関係

η_{TT} はトッピング・タービン効率
 η_{BT} はブリード・タービン効率
 ○ は設計点を示す

昇すると、所要酸素ポンプ圧力と酸素流量が増加する（燃焼室は LE-5 用であり、スロット径一定のため）。その結果ブリード・タービンでの仕事量が増加し、ブリード量も増加する。トッピング・タービンの効率が高い場合においても、ブリード・タービンの効率が低くブリード量が増加すると、既存のノズル・スカート・チューブでは圧力損失が大きすぎるために、サイクル成立に必要な水素流量をチューブ内に流すことができないことがあるが、図 B-2 の効率の範囲ではその限界は現れていない。

ブリード比とエンジン比推力との関係を図 B-3 に示す。ブリード比が増加するにつれエンジン比推力は減少する。これはノズル・スカート先端部に設けた集合ノズルからブリードされる水素ガスの比推力が約 340 秒と、主流の比推力約 450 秒よりも小さいためである（ノズル・スカートでの受熱量は約 3×10^6 W、ノズル・スカート冷却管出口での水素温度は約 500 K）。

図 B-4 に燃焼室圧力とエンジン比推力との関係を示す。燃焼室圧力の増大と共にエンジン比推力が減少して行く。これは前述のように燃焼室圧力の上昇に伴いブリード比が増加するためである。本サイ

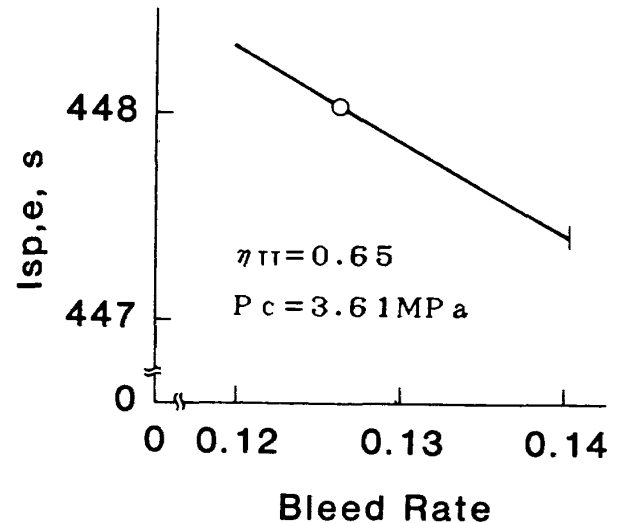


図 B-3 PBE サイクル・エンジン (a)
ブリード比に対するエンジン比推力の関係

η_{TT} はトッピング・タービン効率
 P_c は燃焼室圧力

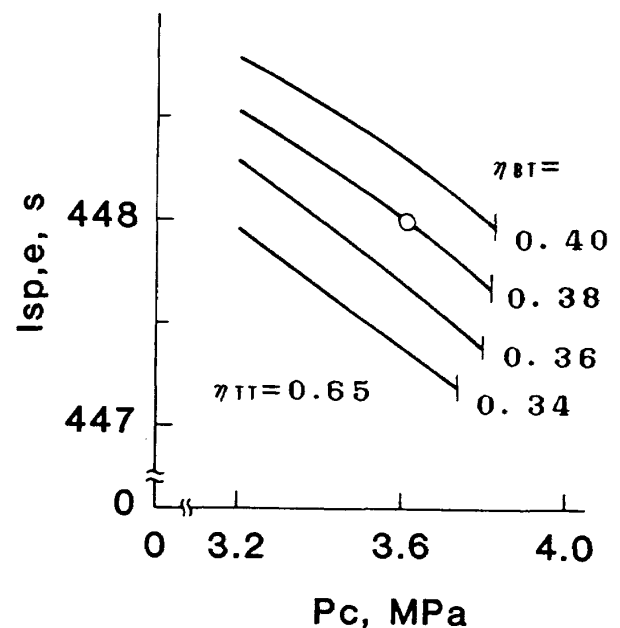


図 B-4 PBE サイクル・エンジン (a)
燃焼室圧力とエンジン比推力との関係

η_{TT} はトッピング・タービン効率
 η_{BT} はブリード・タービン効率
 ○ は設計点を示す

クルで LE-5 と同等（比推力 448 秒）の性能を満足させるためには、ターボポンプ効率が設計点付近（ $\eta_{TT} = 0.65$ ， $\eta_{BT} = 0.38$ ）の場合、燃焼室圧力で約 3.6 MPa（推力で約 100 kN）が上限であることがわかる。図 B-4 はまた、ブリード・タービン効

率がエンジン比推力に大きな影響を及ぼすことも示している。

付録C PBE サイクル・エンジンの定常性能について

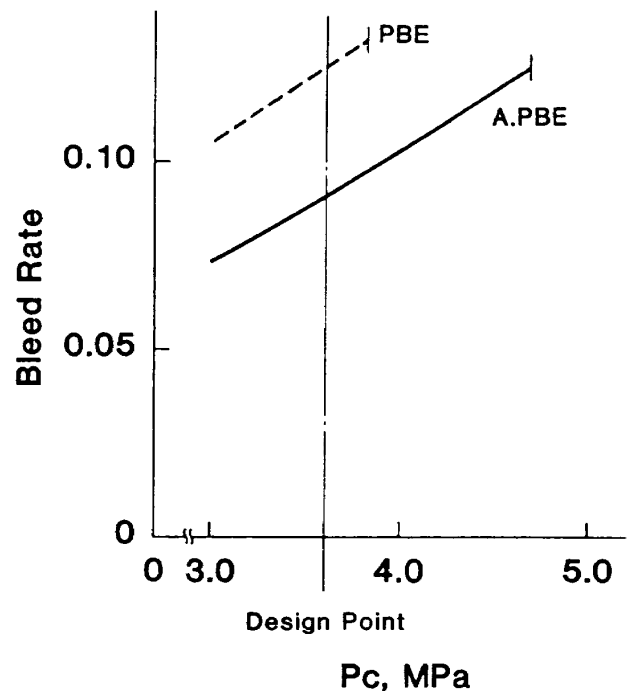
1. P. N. PBE サイクル

図C-1に燃焼室圧力とブリード比との関係を示す。ブリード比は部分再生冷却PBEサイクル・エンジンの場合よりも全般的に低い。また部分再生冷却の場合とは異なり、ブリード比は燃焼室圧力と共に増加することではなく、反対に僅かではあるが減少する傾向にある。これは、ブリード量がブリード・タービン仕事の要求に合わせて決まるのではなく、ノズル・スカート冷却必要量から決まるためである。

本文中で述べたようにサイクル成立限界燃焼室圧力は部分再生冷却PBEサイクルの場合よりも約0.1 MPa 拡大している。これは、部分再生冷却PBEサイクルの場合よりもブリード量が減り、水素ポンプ流量が減少し、水素ポンプ出口圧力が全体的に低くなったためである。

2. A. PBE サイクル

図C-2に燃焼室圧力とブリード比との関係を示す。ブリード比はA. PBEサイクルのほうが部分再



図C-2 A. PBEサイクル・エンジンの燃焼室圧力に対するブリード比の関係

生冷却PBEサイクルよりも低い。これは次の理由に因る。

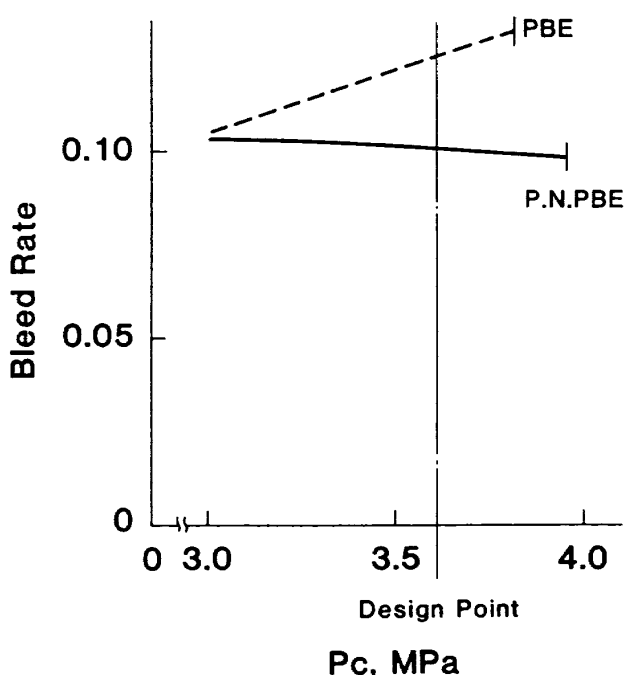
- (1) ブリード・タービン入口での水素比エンタルピーが上昇した。
- (2) ノズル・スカートをダンプ冷却しないので、ブリード・タービン出口圧力を下げ、タービン圧力比を大きくすることができた。

付録D 部分再生冷却PBE サイクル・エンジンの起動過渡特性について

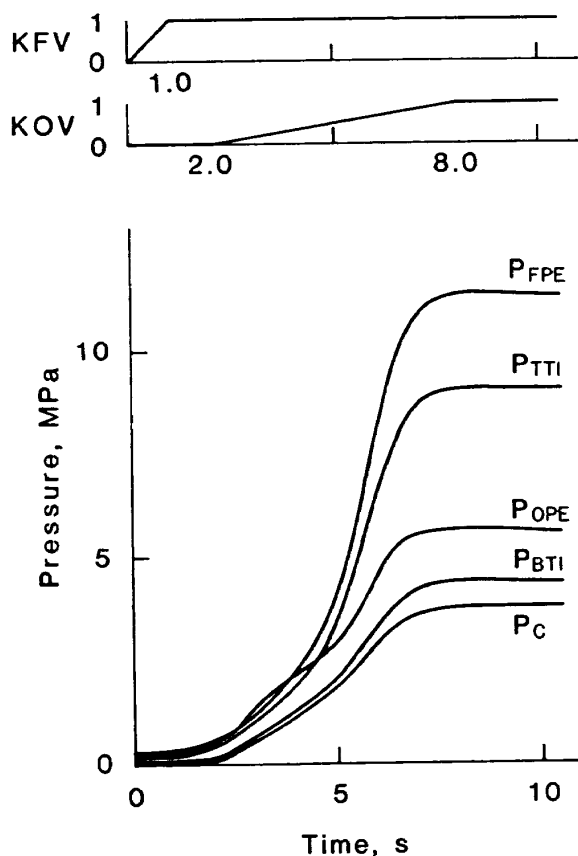
本文中で起動時に注意すべき点として2項目を挙げた。ここではその2項目を中心に詳述する。

1. 酸素バルブの開き方について

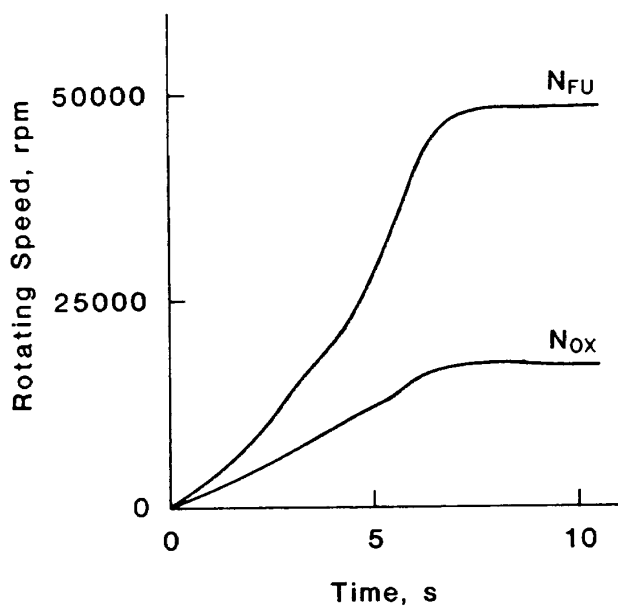
酸素バルブを図9の場合よりも早い時期に開いた様子を図D-1(a)~(c)に示す。酸素の流れ始める時期が早く、2.5~5秒の範囲では水素流量に比べ酸素流量が非常に多いために、図D-1(c)に見るように、燃焼室混合比が非常に大きくなる。燃焼室に流入する流量が多く燃焼室圧力は高く、酸素タービン圧力比も大きいものに対して、水素ポンプ出口ー燃焼室間の水素タービン圧力比が小さいためにタービン仕事の増加は遅く、水素ポンプ流量はなかなか増加しない。



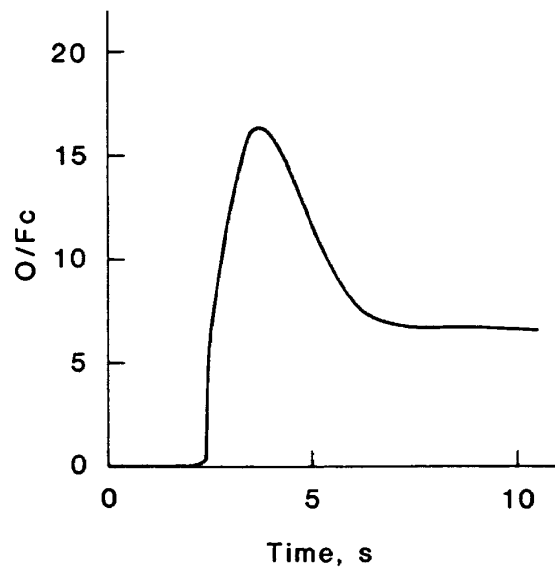
図C-1 P. N. PBEサイクル・エンジンの燃焼室圧力に対するブリード比の関係



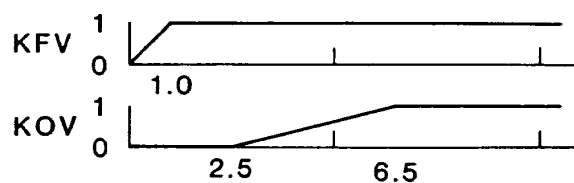
図D-1(a)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性 (圧力)
(酸素バルブを早い時期に開いた場合)



図D-1(b)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性 (回転数)
(酸素バルブを早い時期に開いた場合)



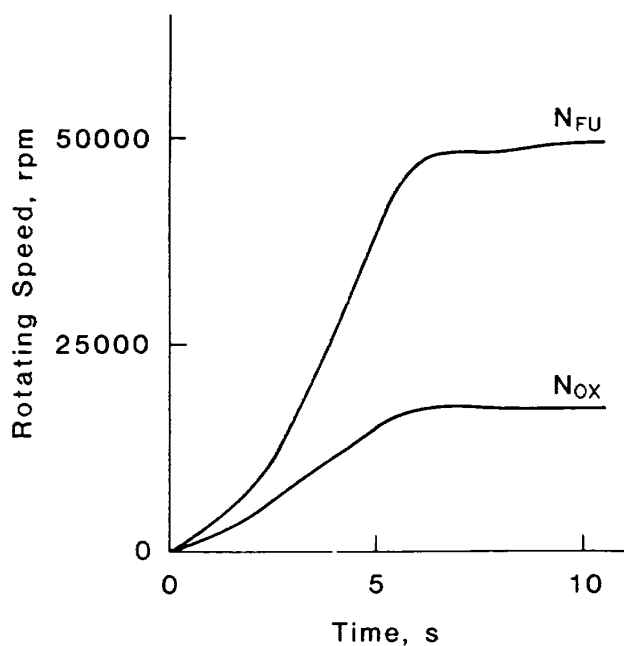
図D-1(c)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性 (混合比)
(酸素バルブを早い時期に開いた場合)



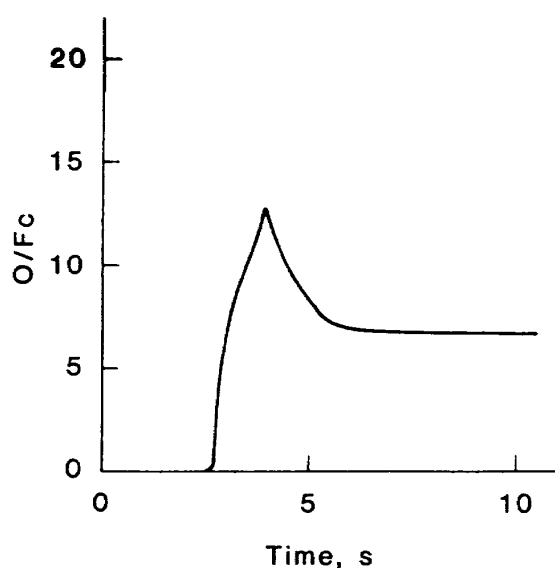
図D-2(a)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性 (圧力)
(酸素バルブを速く開いた場合)

次に酸素バルブを開くトラベル・タイムの図9の6秒から4秒に短縮した場合を図D-2(a)~(c)に示す。酸素流量に大きな変化はないが、酸素バルブを早い時期に開く場合(図D-1)と同様に、水素流量の増加は遅い。そのため燃焼室混合比が大きくなる(図D-2(c))。

2. 初期冷却について



図D-2(b)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(回転数)
(酸素バルブを速く開いた場合)

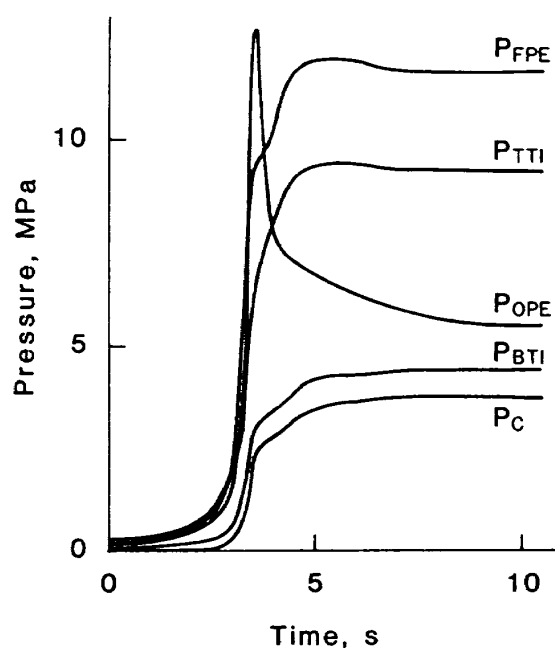
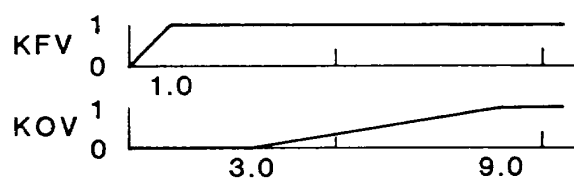


図D-2(c)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(混合比)
(酸素バルブを速く開いた場合)

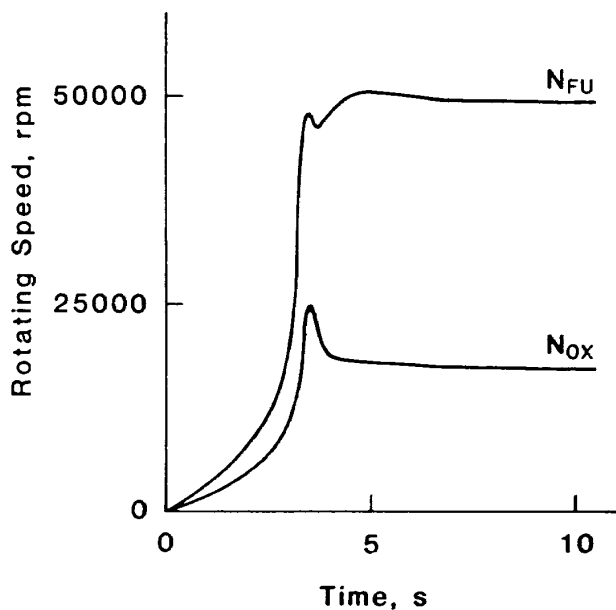
初期冷却が進み過ぎた例を図D-3(a)~(c)に示す。このサイクルは、エンジンが初期状態に持っていた熱をエンジン起動のためのエネルギーとして使う。初期冷却が進み過ぎると燃焼室に流れ込む水素の温度が低下して燃焼室の圧力も低下する。そのため水素ポンプ出口-水素タービン出口間の圧力比が大きくなり、水素タービンで発生される動力は非常に大きくなり水素ポンプ出口圧力は急激に上昇する。次に酸素が流れ始めると、燃焼室下流でのガス流量の増加に伴い燃焼室圧力が急に高くなるため、酸素タービンの圧力比も急に大きくなる。そのために酸素ポンプ出口圧力の急激な上昇が起きる。

冷却剤側伝熱面積が小さい場合、初期冷却が進みすぎた場合と同様の理由に拠って、ポンプ出口圧力の急激な上昇を引き起こす。

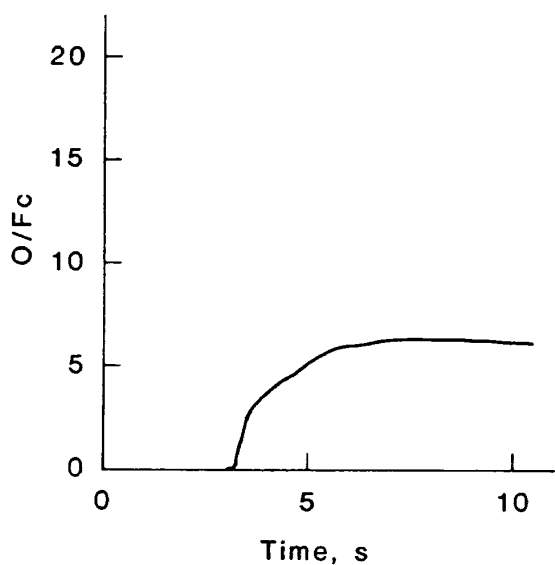
伝熱面積および等価熱容量の問題を回避するために、早い時期に着火するように酸素バルブの開き方を工夫した例を図D-4(a)~(c)に示す。図9の場合



図D-3(a)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(圧力)
(酸素バルブを遅い時期に開いた場合)

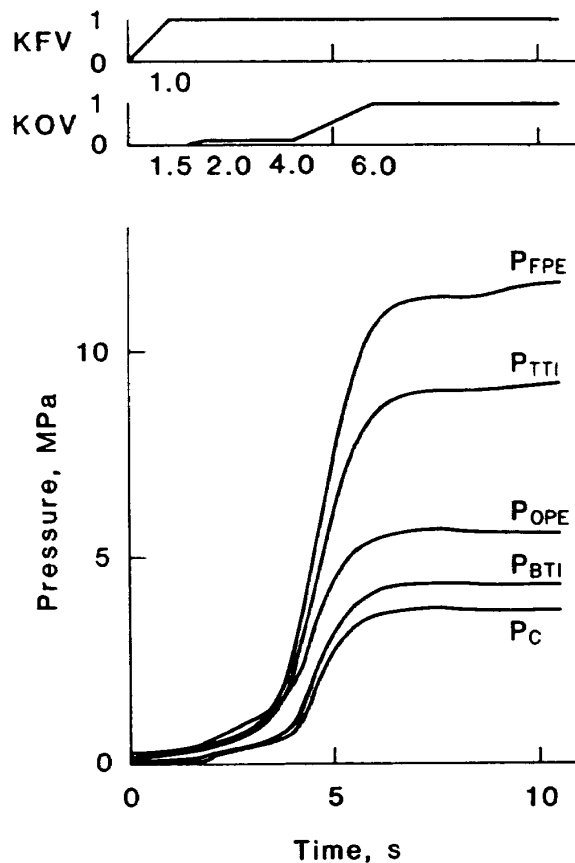


図D-3(b)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(回転数)
(酸素バルブを遅い時期に開いた場合)

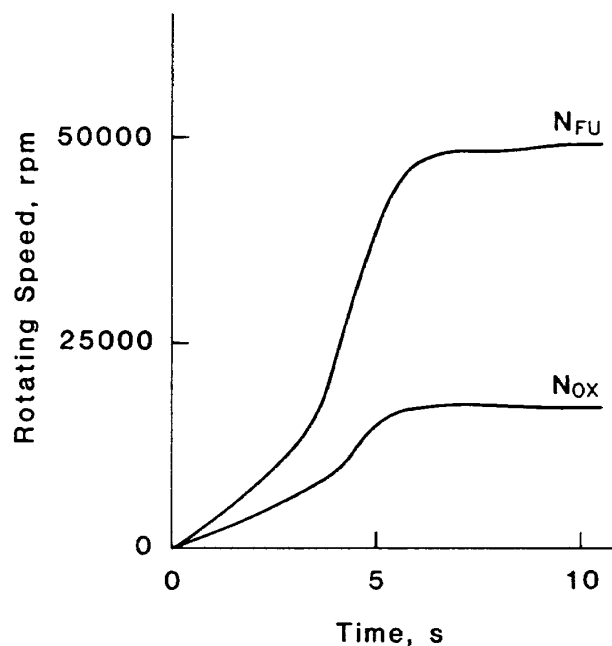


図D-3(c)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(混合比)
(酸素バルブを遅い時期に開いた場合)

に比べ約1秒、着火時期は早くなり水素温度が下がり過ぎるような心配はないが、定常に達するまでの時間は長くなっている。混合比の変動も激しい。これは酸素マニホールドの初期冷却に関係がある。酸素マニホールドの初期冷却が完了する前に、ガス酸素の流量を着火条件を満たすように増してやると、初期冷却が完了した時点での液体酸素流量が水素流量に対して多すぎるために混合比が非常に大きくなる。

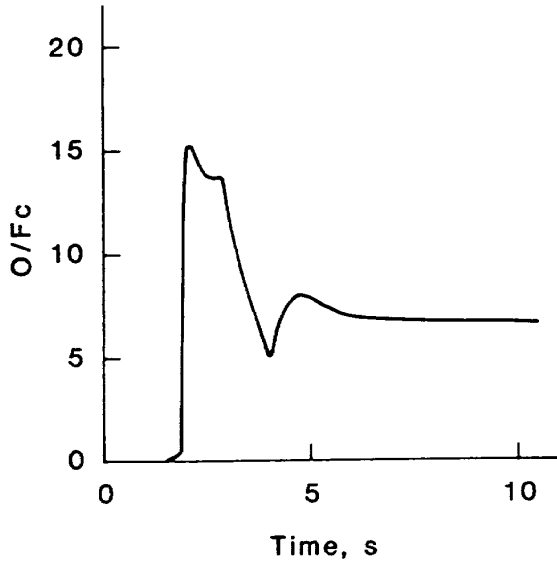


図D-4(a)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(圧力)
(早期着火を行なった場合)

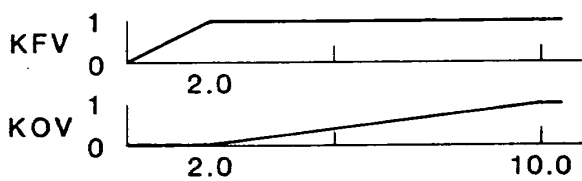


図D-4(b)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(回転数)
(早期着火を行なった場合)

酸素バルブを開く時期を水素バルブよりも遅らせる、酸素バルブ開度を絞る、といったことを行ってみても、図に示すような混合比の増大は免れない。



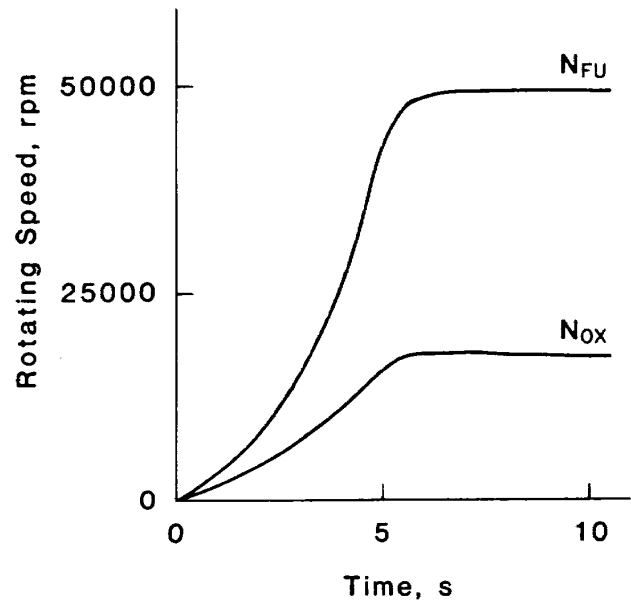
図D-4(c)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(混合比)
(早期着火を行なった場合)



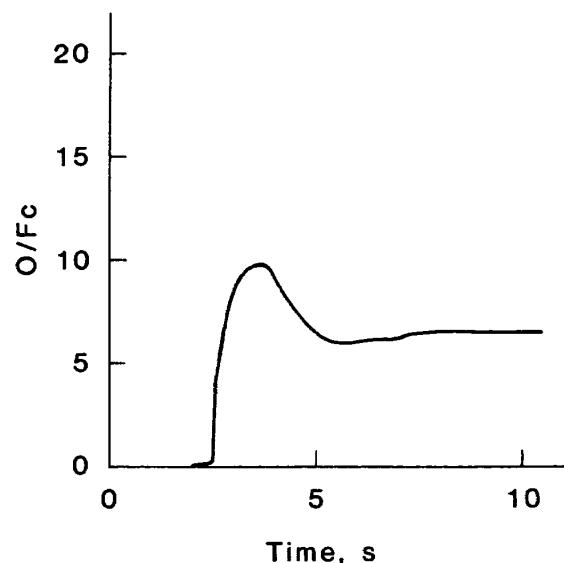
図D-5(a)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(圧力)
(水素バルブをゆっくり開いた場合)

3. その他

水素バルブを開くトラベル・タイムを長くした場合を図D-5(a)~(c)に示す。起動初期の水素流量が少ないために、酸素バルブを図9に示す場合よりも更にゆっくりと開かなければならない。ノズル壁温、ノズル・スカート出口温度を除けば、定常に達するまでの時間は図9の場合とほぼ同じである。起動もなめらかである。



図D-5(b)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(回転数)
(水素バルブをゆっくり開いた場合)



図D-5(c)
PBEサイクル(a) 起動過渡特性(混合比)
(水素バルブをゆっくり開いた場合)

航空宇宙技術研究所報告965号

昭和63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東町7-44-1
電話三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊦182

印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17

Printed in Japan