

日本船舶振興会昭和46年度補助事業  
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No. 162

## 第130研究部会

### 排気ターボ高過給舶用中小型ディーゼル 機関の性能シミュレーションの研究

#### 報 告 書

昭 和 47 年 3 月

社 团 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

## は　し　が　き

本報告書は日本船舶振興会の昭和46年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会が第130研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員は次のとおりである。

### 第130研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長 東野一郎	(大阪市立大学)	石井泰之助	(三井造船)
委員 東忠則	(川崎重工業)	岡本連	(日本船用工業会)
梅野満	(日本海事協会)	大東俊一	(京都大学)
奥村克二	(名村造船所)	酒井義	(石川島播磨重工業)
孝橋謙一	(阪神内燃機工業)	佐藤昭二郎	(石川島播磨重工業)
佐藤義一	(函館ドック)	篠崎尚亮	(新和海運)
塩出敬二郎	(船舶技術研究所)	田中紘一	(石川島播磨重工業)
高須績	(住友重機械工業)	永井将	(日立造船)
田中兵衛	(昭和海運)	船川正哉	(川崎重工業)
原田弘道	(山下新日本汽船)	松本隆一	(神戸大学)
堺之北克朗	(運輸省)	水品正昭	(日本钢管)
丸山浩一	(ヤンマーディーゼル)	本岡隆雄	(三菱重工業)
南正己	(神戸商船大学)	森田秀夫	(三菱重工業)
本吉英一	(ヤンマーディーゼル)		

## 目 次

まえがき .....	1
1. 目的 .....	3
2. 性能シミュレーションの概念 .....	3
3. 基礎理論 .....	4
3.1 エンジンモデルおよび仮定 .....	4
3.2 基礎微分方程式 .....	10
3.3 モデル式全般 .....	11
3.4 各系のサイクル微分方程式 .....	14
3.5 数値積分 .....	16
4. 動圧過給タービンの出力計算法に関する検討 .....	18
4.1 圧力、温度、効率の平均値を用いる方法 .....	21
4.2 変動圧力、変動温度、平均効率を用いる方法 .....	22
4.3 線図を用いる方法 .....	23
4.4 理論解析による方法 .....	25
5. プログラムの全体的検討 .....	32
5.1 コーディング記号ならびに数量単位の統一 .....	32
5.2 積分法および計算間隔の検討 .....	32
5.3 収束過程の検討 .....	32
5.4 適正な許容収束範囲の検討 .....	33
5.5 フローチャートの検討 .....	35
5.6 プロア特性の検討 .....	35
6. シミュレーションプログラム .....	37
6.1 プログラムの構成 .....	37
6.2 シリンダ内ガス交換プログラム .....	38
6.3 プロアプログラム .....	44
6.4 データ読み込みおよび準備計算 .....	44
6.5 コーディング記号および数量単位 .....	46
6.6 数値積分法および機関平衡を表わす解のもとめ方 .....	46
7. シミュレーション .....	47
7.1 過給機効率のシミュレーション .....	47
7.2 出力上昇のシミュレーション .....	47
8. 結論 .....	54
附録	
A 1 基礎微分方程式の誘導 .....	55
A 2 ガス交換過程のガス組成変化率 .....	56
A 3 燃焼行程のガス組成変化率 .....	57
A 4 インプットデータおよびインプットフォーム .....	57
機関性能シミュレーション関係の文献 .....	70
日本船用機関学会・中小形ディーゼル研究委員会・機関性能シミュレーション小委員会名簿 .....	83

## まえがき

本研究計画は、そもそも、日本船用機関学会における「中小形ディーゼル機関研究委員会」〔委員長 大東俊一（京大工教授）〕において、去る昭和44年4月「超高過給、高速ディーゼル機関における燃料噴射ならびに燃焼に関する研究」が昭和45年度補助事業として計画され、その研究計画の一部として、「高速、超高压機関性能のコンピュータによる理論計算との関連の調査、研究」として取上げられたことに源を発する。全体の計画としては、当時は陽の目を見ながったが、昭和44年4月、研究計画時に上記研究委員会内に下記の2つの小委員会を設置し、それぞれ調査、研究を進めることになった。

- 1) 燃料噴射系解析小委員会 [委員長 平子善夫 (大阪府大工教授)]
- 2) 機関性能シミュレーション小委員会  
[委員長 東野一郎 (大阪市大工教授)]

機関性能シミュレーション小委員会は、昭和44年6月、約20名の学界、業界のメンバーにて委員会を発足し、つきのような目的と内容をもつて作業を開始した。

すなわち、船用中小形ディーゼル機関の最近のすう勢が、その高出力化を図るため、高速化および排気ターボ過給機による高過給化の方向に進んでいることに着目する必要がある。しかし、排気管と過給機を含む系などについては、まだ不明の点が多く、出力上昇を考える場合、改造の手段、目標性能の見通しの点などで困難である場合が多い。そこで、止め得ない手段として、試行錯誤的な試作が行われる場合が多いが、それでは小形機関に比して費用や時間がかなり容易ではない。この点から最近はコンピュータによる機関性能のシミュレーション手法が世界的に行われるようになって来た。我が国においても、大型機関において、二三の会社で社内的に行われているが、それは会社の一種のノーハウに属し、中小形機関の分野での利用の道は閉ざされた状態にある。そこで中小形ディーゼル機関の関係者にとって容易に使用できるシミュレーションプログラムの開発の必要性を考え、大体つきのような機関を想定して、コンピュータによる機関性能シミュレーションのプログラムの開発と性能シミュレーションを行なうことになった。

対象機関として、大体つきのようなものを考える。

### 1. 4サイクルディーゼル機関

2. シリンダ径 中形  $430 \sim 200 \text{ mm}$   
小形  $200 \text{ mm} \text{ 以下}$
3. ピストン速度  $10 \text{ m/s}$  前後
4. 平均有効圧  $20 \sim 30 \text{ kg/cm}^2$
5. シリンダ内最高圧  $100 \sim 200 \text{ kg/cm}^2$

上記の内容に沿って、昭和44年6月より昭和46年3月までの間に、小委員会8回、小委員会のメンバーより専門委員を委嘱し、この専門委員会を7回開催し、シミュレーションモデルの決定、計算プログラムの作成等を行った結果、ある程度の見通しが得られた。しかしこのシミュレーションプログラムの妥当性を検討するためには、実機の性能との対応が必要である。幸にも、川崎重工業株式会社において適当な供試機関を提供することができたので、昭和46年度よりは、日本造船研究協会の研究課題として日本船舶振興会へ申請したところ承認され、オ130研究部会が発足した。以下、オ130研究部会の昭和46年度研究結果について述べる。

なお、本研究に関連して、併記すべき事柄に、この研究において得られた、機関性能シミュレーションプログラムは原則として公開されるということがある。これは、この研究が当初、日本船用機関学会の研究委員会の研究課題として出発し、日本造船研究協会における研究実施要請の際、学会よりの正式依頼事項として考えられてきた経過にもとづくものである。

## 1. 目的

船用ディーゼル機関の性能向上研究を実施する場合、工場運転による実験研究を避けることはできないが、これには多くの工数と費用を要する。実験研究の前に精度のよい理論解析が十分に行なえるならば、合理的な研究計画をたてることにより、研究費を節減できることが期待される。

本研究の目的は、排气タービン過給船用4サイクルディーゼル機関を対象にした性能シミュレーションプログラムを開発して、合理的な研究計画をたてるための手段を提供しようとするものである。

研究は船用機関学会の性能シミュレーション小委員会が推進しており次のような方針のもとに作業をすゝめている。

- (1) 解析精度が実用上十分であること。
- (2) プログラミングにはできるだけ初步的な技術を用いて、初心者にも解りやすいプログラムにすること。
- (3) 新らしい研究成果をとり入れやすいようにプログラムを構成する。
- (4) タービン出力の理論解析を試みる。

本年度は昭和44～45年にかけて、性能シミュレーション小委員会によつて作られた、シミュレーションプログラムの「ひな形」を土台にして、主に次のような作業を実施した。

- (a) タービン出力計算法の検討
- (b) 過給機効率のシミュレーション
- (c) 積分法、プログラムの構成等の全体的な検討
- (d) 実験機関を対象にした大まかな出力増大のシミュレーション

## 2. 性能シミュレーションの概念

機関性能とはエンジンのでき具合を定性的に表わしている用語であるが、性能を定量的に表わすものが性能諸元であり、これに影響を与える諸々の原因が性能要因である。

電算機を使って性能と性能要因の関係を解析することが、「コンピュータによる性能シミュレーション」であり、電算機にこのような仕事をさせる手順書が「性能シミュレーションプログラム」である。

エンジンを構成している系のいくつかにおいては、作動ガスの圧力、温度、重量、組成等(以下サイクル変数と称する)は機関作動中相互に影

響をおよぼし合いながらフランク角と共に刻々変化する。性能シミュレーションにおける具体的な作業は、これ等のサイクル変数が刻々変化する時に、それとの変化の相互関係を表わす連立微分方程式を導き、フランク角を独立変数としてサイクル変数の積分曲線をもとめることである。積分を行うまでに実施される作業の概略を示すと次の通りである。

- (1) エンジンをモデル化し、適当数の系に分割する。
- (2) 仮定を設ける。
- (3) すべての系のガスに適用される基礎微分方程式をもとめる。
- (4) 必要なすべてのモデル式を定める。
- (5) 基礎式を変形して各系のガスに固有の微分方程式をもとめる。
- (6) 積分曲線をもとめる。

我々の研究は従来の二種の研究と同じように、機関平衡状態の性能を扱い、モデル式の大部分はこれまで発表されている多くの研究報告<sup>(1)~(8)</sup>の中から選択されたものである。

### 3. 基 础 理 論

#### 3.1 エンジンモデルおよび仮定

排気タービン過給舟用4サイクルディーゼル機関を図3.1.1のようにモデル化しエンジンプラント全体を給気管系、シリンダ系、排気管系、タービン系、プロア系の5個の系に分割する。次に仮定の主なものについて述べるが、タービン出力の計算については章を改めて論ずるので、回転数に関する仮定以外はこゝではふれないことにする。

##### 主要な仮定

- (1) ガスは半完全ガスとする。
- (2) 比熱比は温度とガス組成の関数とする。
- (3) ガスは瞬間的に完全に混合する。
- (4) 排気管からの熱損失は無視できる。
- (5) 給気管の圧力、温度は一定とする。
- (6) 給排気管内の圧力波の影響は無視する。
- (7) 微小時間内のかス流れは定常流とする。
- (8) 過給機の回転数は一定とする。
- (9) 作動ガスの熱角距離は無視する。

次に記号の主なものをあげておくが、本文中では必要に応じて重複して説明することもある。また、表3.1.1~2にはコーディング記号と対比して一覧表の形で示されている。

### 記 号

A	仕事の熱当量 [1/426.80 Kcal/Kg.m]
B	燃焼始めのクランク角度 [度]
B <sub>fo</sub>	サイクル、シリンダ当りの燃料噴射量 [Kg]
b <sub>e</sub>	燃料消費率 [g/PSh]
C	燃焼期間 [度]
C <sub>m</sub>	平均ピストン速度 [m/s]
C <sub>p</sub>	定圧比熱 [Kcal/Kg°C]
C <sub>v</sub>	定積比熱 [Kcal/Kg°C]
D	直径 [m]
F	面積 [m <sup>2</sup> ]
G	ガス重量 [Kg]
G <sub>fo</sub>	任意のクランク角度までに燃焼した燃料の量 [Kg]
g	重力加速度 [9.80 m/s <sup>2</sup> ]
h <sub>v</sub>	弁揚程 [m]
H <sub>u</sub>	燃料の定位発熱量 [10000.0 Kcal/Kg]
I	エンタルピ [Kcal]
l	コンロッドの長さ [m]
L <sub>th</sub>	理論空気量 [14.26 Kg/Kg]
N <sub>E</sub>	機関の回転速度 [RPM]
N <sub>T</sub>	タービンの回転速度 [RPM]
P	絶対圧力 [Kg/m <sup>2</sup> ]
P <sub>me</sub>	平均有効圧力 [Kg/cm <sup>2</sup> ]
P <sub>mi</sub>	図示平均有効圧力 [Kg/cm <sup>2</sup> ]
Q	熱量 [Kcal]
r	クランクアームの長さ [m]
R	ガス定数 [29.27 Kg·m/Kg°K]
t	時間 [秒]
T	絶対温度 [°K]
U	内部エネルギー [Kcal]
V	比容積 [m <sup>3</sup> /Kg]
V	容積 [m <sup>3</sup> ]

$w$	仕事 [kg·m]
$Z$	シリンダ数
$\alpha$	弁座の角度 [度]
$\alpha_g$	シリンダのガス側熱伝達率 [Kcal/m <sup>2</sup> h°C]
$\rho$	ガスの比重 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta$	効率
$\theta$	クランク角 [度]
$K$	比熱比 ( $K_{air} = 1.40$ )
$\lambda$	ガス組成
$\mu$	流量係数

### 脚号

$ad$	断熱変化
$atm$	大気状態
$B$	コンプレッサー
$C$	クリアランスボリューム
$comb$	燃焼
$d$	給気管
$dv$	給気弁
$dz$	給気管からシリンダへのガスの流れ
$E$	排気管
$EV$	排気弁
$fo$	燃料
$l$	シリンダライナ
$m$	平均値または、機械的な
$o$	初期値または、仮定値
$p$	ピストン
$r$	背気状態
$T$	タービン
$TC$	過給機
$th$	理論値
$v$	弁
$z$	シリンダ
$ze$	シリンダから排気管へのガスの流れ
$w$	シリンダ壁

## 排 気 管

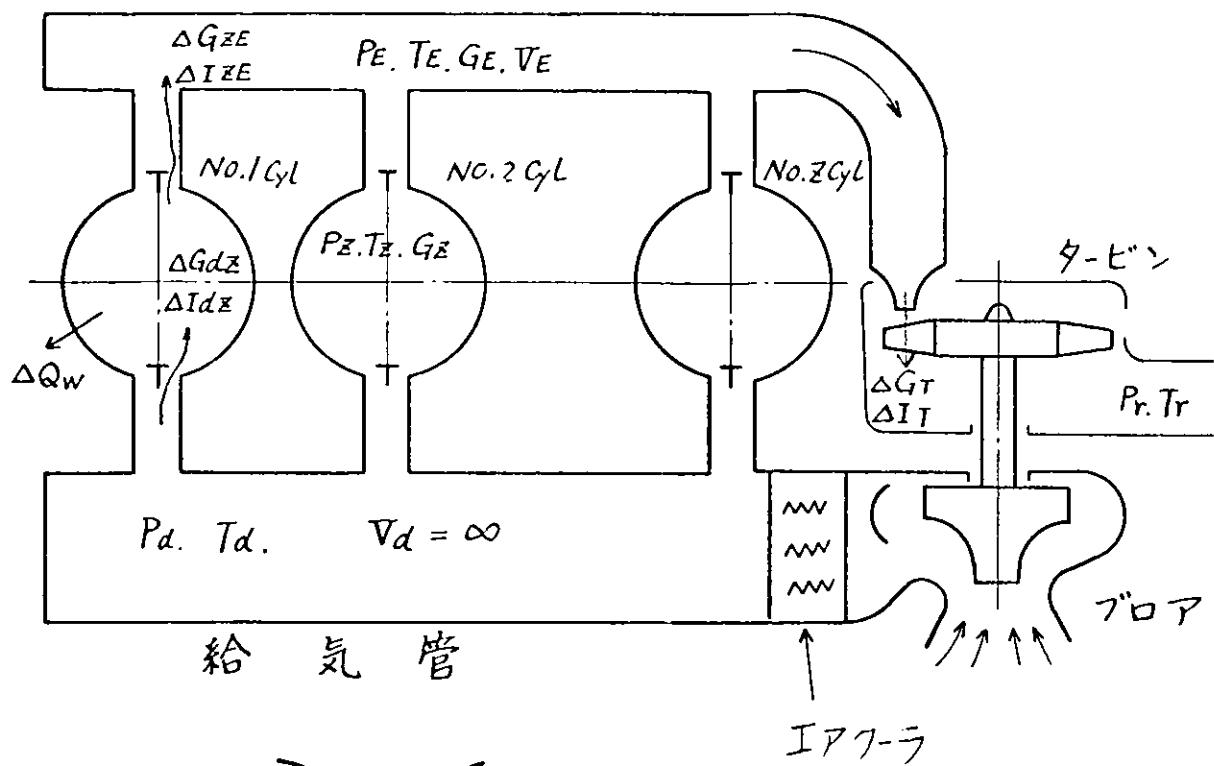


図 3.1.1 エンジン・モデル

表3.1.1 解析基本記号とコーディング記号

記号	単位	コーディング記号	記号の説明
A	Kcal/kg	AEQUIDV	仕事の熱当量
a	m/s		ガス中の音速
a		AERATE	熱発生率係数
B	度	ZTETCO	燃焼始めのクランク角
Bf0	%/CYC-CYL	BF0	燃料噴射量
be	g/PS.hr	BE	燃料消費率
C	度		燃焼期間
c	m/s	CGAS	ガス絶対速度
C			諸係数
Cm	m/s	CMPIST	平均ピストン速度
Cp	Kcal/kg°C	CP	定圧比熱
Cv	Kcal/kg°C	CV	定積比熱
D	m	DCA	直徑
F	m <sup>2</sup>	F	面積
G	kg	G	重量
Gf0	kg	GF0	任意のクランク角度までに燃焼した量
Hu	Kcal/kg	HU	低位発熱量
Hr			熱発生回数
H	m	H	高さ
I	Kcal	TQ	エジタルヒ
i	Kcal/kg		エンタルビ
i			個数、順序
k		AK	諸係数
L <sub>th</sub>	kg/kg	ALTHEO	理論空気量
l	m	ALCONN	連接棒長さ
n			個数
n	rpm	RPM	回転速度

記号	単位	コーディング記号	記号の説明
P	kg/m <sup>2</sup>	P	圧力
P <sub>mi</sub>	kg/cm <sup>2</sup>	PMI	図示平均有効圧力
P <sub>me</sub>	"	PME	平均有効圧力
Q	Kcal		熱量
Q <sub>r</sub>			熱発生率
R	m	RBASE	カムの基円の半径
R		RGAS	ガス定数
r	m	R	半径
s	m	STROK	ストローク
S			エントロピー
T	°K	T	温度
t	°C		温度
t	sec		時間
U	Kcal		内部エネルギー
V	m <sup>3</sup>	V	容積
v	kg/kg	SPV	比容積
w	kg·m	W	仕事
w	m/s	VW	ガス相対速度
Z		NOCYCL	シリンダ数

記号	単位	コーディング記号	記号の説明
α	度	ALPHA	弁座角
α <sub>g</sub>	Kcal/m <sup>3</sup> hr	ALPHAG	ガス側熱伝達率
β	度	BETA	ブレード角
γ	度	GAMA→GM	カムのプロファイルを求める角
ρ	kg/m <sup>3</sup>	SPW	ガス比重
ε			圧縮比
ε		X	誤差
η		ETA	効率
θ	度	TETA	クランク角
λ		RAMDA	ガス組成
μ		AMU	流量係数
ν		ANU	速度比
ξ			損失係数
ρ		RHO	圧力比
σ		SIGMA	反動度
φ		PHAI	速度係数
ψ			流量係数

表3.12 脚号とコーディング記号

脚号	コーディング記号	記号の説明
a	ALW→A	許容
ad	AD	断熱
air	AIR	空気
atm	ATMS	大気状態
B	B	プロア出口または、プロア
C	COVER	シリンドカバー
C	CLIAK→CLER	クリアランス
CO	CO	圧縮過程
comb	COMB	燃焼過程
D	DAF→DCA→D	線図
d	DL→D	給気側
dc	DC	給気弁開
do	DO	給気弁閉
dv	DV	給気弁
dz	DZ	給気管からシリンドへのガス流れ
E	ENG→E	機関
E	EX→E	排気側
EC	EC	排気弁開
Eo	EÖ	排気弁閉
EV	EV	排気弁
ZE	ZE	シリンドから排気管へのガス流れ
e	EFF→E	正味
ecc	ECCE→ECC	偏心
fo	FÖ	燃料
i	I	内部または図示
l	LINER	シリンドライナ
m	MEAN→MN	平均

脚号	コーディング記号	記号の説明
N	NOZL→NZ	ノズル
O	O	初期値または仮定値
P	PSTN→PST	ピストン
r	BACK	背気状態
S	STRÖK	ストローク
T	TURBN→T	タービン
TC	TC	過給機
TB	TB	タービンブレード、ブレード後
TN	TN	タービンノズル、ノズル後
TS	TS	タービンシャフト
th	THEÖ→TH	理論
tot	TOT→T	合計
u	UNDER	下位
Z	ZL→Z	シリンド
1	1	流れの上流側、ノズル出口、ブレード入口
2	2	流れの下流側、ブレード出口

## 3.2 基礎微分方程式

すでに述べたように、作動ガスのサイクル変数は  $P$ ,  $T$ ,  $G$ ,  $\lambda$ ,  $K$  の 5 個であり、独立変数は  $\theta$  である。我々のシミュレーションにおいては、任意の系のガスで次に示す基本的な関係が成り立つものとする。

$$\Delta Q = \Delta U + AP\Delta V \quad (\text{エネルギー保存の法則による}) \quad \dots \quad (3.2.1)$$

$$\Delta G = \sum \Delta G_i \quad (\text{質量保存の法則による}) \quad \dots \quad (3.2.2)$$

$$\lambda = f(P, P', T, T' \dots) \quad (\text{式の形は定義の仕方で定まる}) \quad \dots \quad (3.2.3)$$

$$PV = GRT \quad (\text{半完全ガスの仮定による}) \quad \dots \quad (3.2.4)$$

$$K = f(T, \lambda) \quad (\text{式の形は近似の仕方で定まる}) \quad \dots \quad (3.2.5)$$

但し

$\Delta Q$  : 微小時間内にガスに与えられた熱量

$\Delta U$  : ガスの内部エネルギーの増加量

$\Delta V$  : ガスの膨張による体積増加

$\Delta G$  : 微小時間内のガス重量の増加量

である。上記の基本的な関係から、次に示すようなサイクル変数に関する基礎微分方程式が得られるか、式の変形についての説明は附録にゆずる。

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{(K-1) \left[ \frac{dQ}{d\theta} - \frac{ART}{(K-1)} \frac{dG}{d\theta} + \frac{ART}{(K-1)^2} \left( \frac{\partial K}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\theta} - AP \frac{dV}{d\theta} \right]}{ARG \left[ 1 - \frac{T}{K-1} \left( \frac{\partial K}{\partial T} \right) \right]} \quad \dots \quad (3.2.6)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = P \left[ \frac{1}{G} \frac{dG}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] \quad \dots \quad (3.2.7)$$

$$\frac{dG}{d\theta} = \sum \frac{dG_i}{d\theta} \quad \dots \quad (3.2.8)$$

$$\frac{dK}{d\theta} = \frac{\partial K}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial K}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\theta} \quad \dots \quad (3.2.9)$$

$$\frac{d\lambda}{d\theta} = \frac{\partial \lambda}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\partial \lambda}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \dots \frac{\partial \lambda}{\partial G} \frac{dG}{d\theta} \quad \dots \quad (3.2.10)$$

### 3.3 モデル式全般

性能シミュレーションに用いられるモデル式は前節の基礎式と、ある系のガスと、これをとりまく周囲との関係を表わす境界条件式に大別される。境界条件の異なる系では、その系の作動ガスの変化に関する積分曲線が得られるように、基礎微分方程式を变形 整理した時の方程式の形が異なる。境界条件は次の2種類に分けられる。

- (1) ガスをとりまく壁とガスの間のエネルギー授受 ----- 燃料缶からの熱発生および焼焼室、排気管、過給機内ガス通路とガスの間の熱伝達。

(2) 隣接する系の間のエネルギーおよび物質移動 ----- 給排気缶タービンからのガス流れ、タービンとコンプレッサの機械的な結合等。

以下ではモデル式の分類にはこだわることなく、個々の式について説明す

### 3.3.1 热发生产率

燃料から発生される熱量とクランク角の関係をシミュレーションプログラムの中にとり入れるには、P-V線図から逆算したデータをインプットする方法、燃料噴射率と関連づけた実験式を用いる方法<sup>(8)</sup>等があるが、我々のシミュレーションでは次の近似式を用いる。<sup>(44)</sup>

$$\Delta Q_{f0} = Q_T H r \Delta \theta \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.1)$$

$$x = (\theta - B) / C$$

$$S = \int_0^1 x(1-x) e^{-\alpha x} dx$$

但二

$\Delta Q_{f0}$  ;  $\Delta \theta$  の間に発生する熱量

$Q_T$  ; 1サイクル中に1シリンダで発生する全熱量

Hr ; 热发生产率周数

B ; 燃焼の始まりランプ角

$a$  ; 熱発生率のパターンを表わす定数

熱発生率関数は燃料弁とガスの境界条件を表わす式である。

### 3.3.2 燃焼室からの熱伝達

ディーゼル機関の燃焼室からの熱伝達率に関しては、Eicherberg, Pflaum, Woschni 等の式<sup>(82)</sup>があるが、こゝでは Eicherberg の式を用いた。伝達される熱量の計算は次の通りである。

$$\Delta Q_w = F_z \alpha_g (T - T_m) \Delta \theta / 6 n_E \quad (3.3.4)$$

$$\alpha_g = 2.1 \sqrt[3]{C_m \sqrt{PT}} \quad (3.3.5)$$

但し

$\alpha_g$  ; 熱伝達率

$$F_z = F_c + F_p + F_l$$

### 3.3.3 ガス流れならびにそれに伴う熱の流れ

給排気弁、タービン等からのガス流量の計算は次の式による。

$$\Delta G = \mu F \sqrt{2g P_1 \rho_1} \psi(P_{\frac{P_2}{P_1}}) \times \Delta \theta / 6 n_E \quad (3.3.6)$$

$$\psi(P_{\frac{P_2}{P_1}}) = \sqrt{\frac{K_1}{K_1-1} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K_1}} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K_1-1}{K_1}} \right]} \quad \text{for } P_2 > P_c \quad (3.3.7)$$

$$= \sqrt{\frac{K_1}{K_1+1} \left( \frac{2}{K_1+1} \right)^{\frac{2}{K_1-1}}} \quad \text{for } P_2 \leq P_c \quad (3.3.8)$$

$$P_c = \left( \frac{2}{K_1+1} \right)^{\frac{K_1}{K_1-1}} P_1 \quad (3.3.9)$$

従ってガスの流れに伴う熱の移動量は次の式で表わされる。

$$\Delta I = C_p T_1 \Delta G \quad (3.3.10)$$

式(3.3.6)～(3.3.10)の脚号 1 は上流側、2 は下流側を表わす。流れの式はシリンダと給排気管、排気管と外界等の境界条件を表わす式である。

### 3.3.4 ガス組成

任意のフランク角におけるガス組成をえとするととき、それを次のように定義する。

$$\chi = \frac{\text{全ガス重量}}{(\text{燃焼した燃量重量}) + (\text{燃焼に用いられた空気重量})} \quad (3.3.11)$$

ガス組成は燃焼行程とガス交換過程中に変化するが、それらの行程で用いられる式は次の通りである。

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_0} + \frac{L_{th} G_{fo}}{G_z} \quad (\text{シリンダ内燃焼行程}) \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.12)$$

$$\lambda = \left\{ \frac{\frac{G_z + \sum \Delta G_i}{G_z} - 1}{\frac{1}{1 + L_{th} \lambda_0} + \sum \left( \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th} \lambda_i} \right)} \right\} \frac{1}{L_{th}} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.13)$$

(シリンダ内のガス交換過程)

$$\lambda = \frac{G_B + \gamma_{comb} \cdot Z B_{fo}}{\gamma_{comb} \cdot Z B_{fo} (1 + L_{th})} = \text{const.} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.14)$$

(排気管内)

但し

$\lambda_0$  : 圧縮初めのシリンダ内ガス組成

### 3.3.5 比熱比

比熱比は多くの場合ガステーブルのデータから最小自乗法によって、温度とガス組成の関数として近似式を得ている。我々は次の式<sup>(32)</sup>を用いる。

$$K = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.15)$$

$$C_0 = 1.4373 \quad C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$$

$$C_2 = 3.12 \times 10^{-8} \quad C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$$

この式は Keenan & Kaye のガステーブルを基とした近似式である。比熱比の式にはこの他に Schmidt の式<sup>(37)</sup>等がある。

### 3.3.6 給排気弁流量係数

給排気弁の流量係数は、MAN 社のエンジンに関する多くの実験データから得られた近似式<sup>(44)</sup>を用いる。

$$\mu_v = 0.95 - 3.3 \left( \frac{f_v}{D_v} \right)^2 \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.16)$$

### 3.3.7 タービンとコンプレッサの断熱仕事

タービンの理論断熱仕事を  $W_{Tad}$ 、コンプレッサのそれを  $W_{Bad}$  とすれば次の式で表わされる。

$$W_{Tad} = \frac{K_E}{K_E - 1} P_E V_E \left[ 1 - \left( \frac{P_r}{P_E} \right)^{\frac{K_E - 1}{K_E}} \right] \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.17)$$

$$W_{Bad} = \frac{K_{atm}}{K_{atm} - 1} \left[ \left( \frac{P_d}{P_{atm}} \right)^{\frac{K_{atm} - 1}{K_{atm}}} - 1 \right] P_{atm} V_{atm} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.18)$$

### 3.3.8 過給機のエネルギー平衡式

タービンとコンプレッサは回転車軸を介して機械的に結合されている。ガスがタービンに与す理論仕事と、コンプレッサが空気圧縮のために行う理論仕事の間に次の関係がある。

$$\eta_{Tm} \cdot \eta_T W_{Tad} = \frac{1}{\eta_{Bad}} W_{Bad} \quad (3.3.19)$$

$\eta_T$  はタービンの理論実行熱仕事と、ロータから回転車軸に伝達される仕事の比であって、ノズルとブレード内における流体損失、出口速度損失、部分流入におけるインテーションロス、円板摩擦損失等が含まれている。過給機の全体効率を  $\eta_{TC}$  とすれば次の関係がある。

$$\eta_{TC} = \eta_T \cdot \eta_{Tm} \cdot \eta_B \quad (3.3.20)$$

式(3.3.19)はタービンとコンプレッサの境界条件を表わす。

### 3.4 各系のサイクル微分方程式

サイクル変数の積分曲線を得るために前節のモデル式を用いて基礎微分方程式(3.2.6)～(3.2.10)を適当な形に変形しなければならない。先ず比熱比の式(3.3.15)によって温度変化率の式(3.2.6)を変形し、これを整理すると次のようになる。

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - \frac{ART}{(K-1)} \frac{dG}{d\theta} - C_3 \frac{ARGT}{(K-1)^2} \frac{1}{\lambda^2} \frac{d\lambda}{d\theta} - AP \frac{dV}{d\theta}}{\frac{ARG}{(K-1)} \left[ 1 + \frac{T}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T) \right]} \quad (3.4.1)$$

#### 3.4.1 シリンダ内へサイクル微分方程式

シリンダ内では行程ごとに境界条件が異なるので、微分方程式の形は各行程で異なる。

##### (1) 圧縮および膨張行程

$$\frac{dG}{d\theta} = 0$$

$$\frac{d\lambda}{d\theta} = 0$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = - \frac{dQ_w}{d\theta} = - F_z d_g (T - T_w) \frac{1}{6m_E} \quad (3.4.2)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - AP \frac{dV}{d\theta}}{\frac{ARG}{(K-1)} \left[ 1 + \frac{T}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T) \right]}$$

$$\frac{dP}{d\theta} = P \left[ \frac{1}{T} \left( \frac{dT}{d\theta} \right) - \frac{1}{V} \left( \frac{dV}{d\theta} \right) \right]$$

## (2) 燃焼行程

$$\frac{dG}{d\theta} = \frac{1}{Hu} \frac{dQ_{fo}}{d\theta} = \frac{1}{Hu} Q_T H_r$$

$$\frac{d\lambda}{d\theta} = \frac{L_{th}}{\lambda^2 G Hu} \left[ 1 - \frac{G_{fo}}{G} \right] Q_T H_r$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{fo}}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta} = Q_T H_r - F_z \alpha_g (T - T_m) / 6n_e$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - \frac{ART}{(K-1)} \left( \frac{dG}{d\theta} \right) - C_3 \frac{ARTG}{(K-1)^2} \frac{1}{\lambda^2} \left( \frac{d\lambda}{d\theta} \right) - AP \frac{dV}{d\theta}}{\frac{ARG}{(K-1)} \left[ 1 - \frac{T}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T) \right]}$$

$$\frac{dP}{d\theta} = P \left[ \frac{1}{G} \left( \frac{dG}{d\theta} \right) + \frac{1}{T} \left( \frac{dT}{d\theta} \right) - \frac{1}{V} \left( \frac{dV}{d\theta} \right) \right]$$

---(3.4.3)

ガス組成変化率の式の誘導については附録を参照のこと。

## (3) ガス交換過程

$$\frac{dG}{d\theta} = \frac{dG_{dz}}{d\theta} - \frac{dG_{ze}}{d\theta}$$

$$\frac{dG_{dz}}{d\theta} = \mu_{du} F_{du} \sqrt{2g \gamma_i p_i} \psi(p_i/p_{\infty}) / 6n_e$$

$$\frac{dG_{ze}}{d\theta} = \mu_{eu} F_{eu} \sqrt{2g \gamma_i p_i} \psi(p_i/p_{\infty}) / 6n_e$$

$$\frac{d\lambda}{d\theta} = \frac{1 + L_{th} \lambda}{G} \sum \left[ \frac{(\lambda_i - \lambda)}{1 + L_{th} \lambda_i} \frac{dG_i}{d\theta} \right]$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = - \frac{dQ_w}{d\theta} + \sum \left( C_p T_i \frac{dG_i}{d\theta} \right)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - \frac{ART}{(K-1)} \left( \frac{dG}{d\theta} \right) - C_3 \frac{ARTG}{(K-1)^2} \frac{1}{\lambda^2} \frac{d\lambda}{d\theta} - AP \frac{dV}{d\theta}}{\frac{ARG}{(K-1)} \left[ 1 - \frac{T}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T) \right]}$$

---(3.4.4)

$$\frac{dP}{d\theta} = P \left[ \frac{1}{G} \left( \frac{dG}{d\theta} \right) + \frac{1}{T} \left( \frac{dT}{d\theta} \right) - \frac{1}{V} \left( \frac{dV}{d\theta} \right) \right]$$

ガス交換過程の場合も組成変化率の説明については付録にゆずる。

### 3.4.2 排気管内

$$\frac{dG}{d\theta} = \frac{dG_E}{d\theta} - \frac{dG_T}{d\theta}$$

$$\frac{dG_T}{d\theta} = \mu_T F_T \sqrt{2g P_E \gamma_E} \psi(P_T/P_E) / 6 n_E$$

$$\frac{d\lambda}{d\theta} = 0$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dI}{d\theta} = \sum (C_p T_i \frac{dG_i}{d\theta})$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - \frac{ART}{(K-1)} \frac{dG}{d\theta}}{\frac{ARG}{(K-1)} \left[ 1 - \frac{T}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T) \right]}$$

$$\frac{dP}{d\theta} = P \left[ \frac{1}{T} \left( \frac{dT}{d\theta} \right) + \frac{1}{G} \left( \frac{dG}{d\theta} \right) \right]$$

---(3.4.5)

## 3.5 数値積分

前節でのべた各系のサイクル微分方程式は非線形一次連立微分方程式であつて、かなり複雑であるため、この角早転角早を得ることは不可能である。よって我々は数値積分によつて角早をもとめる。数値積分を行うときは、式(3.4.2)～(3.4.5)をそのまま用いることは避けて、計算に便利なように演算法を若干修正した。計算の基本的な流れを示すと次の通りである。

### (1) 初期値の仮定

圧縮初めのシリンダ内のP, T, λを仮定する。G, Kは関係式から計算されるので、これによつて圧縮初めのサイクル変数をすべてもとまる。

(2) フランク角を△θだけずけ始めた時のG, λ, Q, Tの微小変化量を計算する。

$$\Delta G = \left( \frac{dG}{d\theta} \right) \Delta \theta$$

$$\Delta \lambda = \lambda_n - \lambda_{n-1}$$

$$\Delta Q = \left( \frac{dQ}{d\theta} \right) \Delta \theta$$

$$\Delta T = \frac{\Delta Q - \frac{ART}{(K-1)} \Delta G - C_3 \frac{ARGT}{(K-1)^2} \frac{\Delta \lambda}{\lambda^2} - AP \Delta V}{\frac{ARG}{(K-1)} \left[ 1 + \frac{T}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T) \right]}$$

(3)  $\theta + \Delta\theta$  のときのサイクル変数の値をもとめる。

$$G_n = G_{n-1} + \Delta G$$

$$\lambda_n = \lambda_n$$

$$T_n = T_{n-1} + \Delta T$$

$$P_n = \frac{G_n R T_n}{V_n}$$

$$K_n = f(T_n, \lambda_n)$$

(4) 1サイクル後の計算値と初期値の比較

上記のようにして  $\Delta\theta$  間隔ごとに計算をすゝめ、1サイクルの計算が完了した時に、 $\theta = 0^\circ$  のサイクル変数の値と、 $\theta = 720^\circ$  のときのそれが許容される範囲内で一致すれば計算を止める。一致しない場合は初期値を修正して計算をくり返す。

## 4. 動圧過給ターゲンの出力計算法に関する検討

過給機を購入しているエンジンメーカー(以下単にエンジンメーカーと称す)では、機関性能に関して机上で検討を行う場合、過給機に関する必要なデータを過給機メーカーから入手するのが困難であり、このことは特に動圧過給機関の性能計画を困難にしている。そこで我々は性能シミュレーションにおける動圧ターゲンの出力計算法として、従来エンジンメーカーで行なわれている方法をも含めて、次の4通りの方法について検討した。

- (1) ターゲン前圧力ならびに過給機効率の平均値を用いる方法。
- (2) 圧力と温度は変動値を用い、過給機効率は平均値を用いる方法。
- (3) ターゲン効率、流量係数等、ターゲン出力に関する系統的な実験から得られた線図を用いる方法。
- (4) 理論解析による方法。

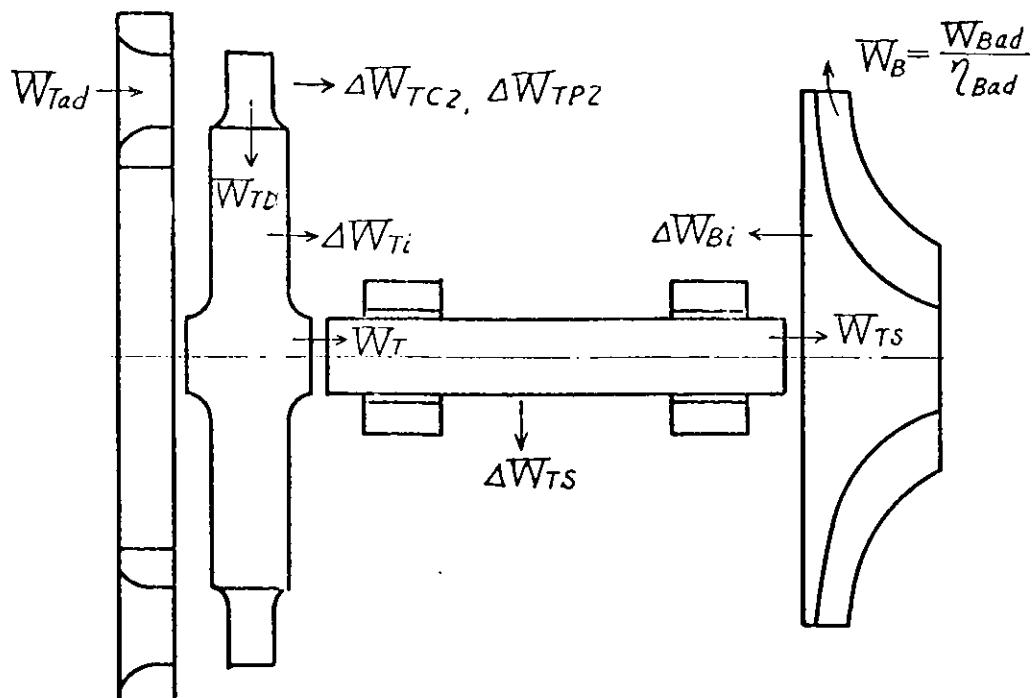
検討する対象としては、特に動圧ターゲンを取りあげていて、微小時間内では1サイクルの平均に対して定常流の考え方の適用されているので、上記の方法は静圧過給の場合にも適用され得る。これらの方法の中でプログラム化に適しているのは(2)～(4)の方法であって、シミュレーションプログラムではどの方法でも使えるようになっている。

図4.1には過給機内でエネルギーが伝達される様子を示してあるが、これに基づいて過給機関側の効率を次のように定義しておく。

$$\begin{aligned}\eta_{TC} &= \frac{W_{Bad}}{W_{Tad}} = \frac{W_T}{W_{Tad}} \cdot \frac{W_{Ts}}{W_T} \cdot \frac{W_B}{W_{Ts}} = \eta_T \cdot \eta_{Tm} \cdot \eta_B \\ &= \frac{W_{TD}}{W_{Tad}} \cdot \frac{W_T}{W_{TD}} \cdot \frac{W_{Ts}}{W_T} \cdot \frac{W_B}{W_{Ts}} = \eta_{TD} \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_{Tm} \cdot \eta_B\end{aligned}$$

但し

- $\eta_{TC}$  過給機総合効率
- $\eta_T$  ターゲン効率
- $\eta_{Tm}$  ターゲン機械効率
- $\eta_B$  ブロア効率
- $\eta_{TD}$  ターゲン線図効率
- $\eta_{TR}$  ターゲンロータ効率
- $\eta_{Bad}$  ブロア断熱効率 ( $W_{Bad}/W_B$ )



$W_{Tad}$  ; タービン前の圧力から背圧まで断熱膨張するときにガスが行なう理論膨張仕事

$W_{TD}$  ; ガスの線図仕事( $W_{Tad}$ から出口の速度エネルギーならびに残圧 $P_2$ から背圧までの断熱膨張仕事を引いたもの)

$W_T$  ; タービンロータから軸に伝えられる仕事

$W_B$  ; ブロアが圧縮空気になした仕事

$W_{Bad}$  ; 吸入圧から吐出圧まで断熱圧縮するときに必要な圧縮理論仕事

$\Delta W_{TC2}$  ; ブレード出口における速度エネルギー損失

$\Delta W_{TP2}$  ; ブレード出口における残圧から背圧までの膨張損失

$\Delta W_{Ti}$  ; タービンの内部損失(もれ、部分流入における Windage ロータ円板とガスの表面摩擦等)

$\Delta W_{TS}$  ; シャフトにおける機械損失

$\Delta W_{Bi}$  ; ブロアの内部損失(もれ、円板摩擦等)

図 4.1 過給機におけるエネルギーの伝達

## 記号

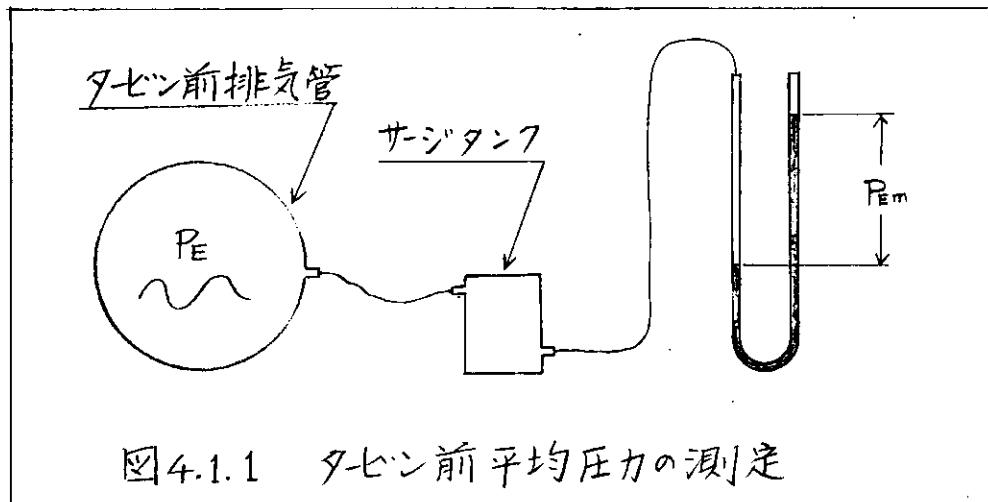
$c_0$	ノズル前ガス速度 [m/s]
$c_1$	ノズル後 " [m/s]
$c_{th}$	ノズル後の理論速度 [m/s]
$F_{res}$	相当面積 [ $m^2$ ]
$i$	エンタルピ [Kcal/kg]
$i_{TB}$	ブレード内における熱降下 [Kcal/kg]
$i_{TN}$	ノズル内 " [Kcal/kg]
$i_{TD}$	ブレード内に伝えられる線図エネルギー [Kcal/kg]
$\Delta i_{TB}$	ブレード内における損失 [Kcal/kg]
$\Delta i_{TN}$	ノズル内 " [Kcal/kg]
$\Delta i_{cz}$	出口速度による損失 [Kcal/kg]
$\Delta i_{pz}$	残圧による損失 [Kcal/kg]
$s$	エントロピ
$u$	タービン周速度 [m/s]
$w$	ガスの相対速度 [m/s]
$\alpha_{TN}$	ノズル出口角
$\beta$	ブレードへのガス入口相対角
$\beta_1$	ブレードの入口角(設計上の入口角)
$\beta_2$	ブレード出口角
$M_T$	タービン流量係数
$\nu$	速度比( $u/c$ )
$\sigma$	反動度
$\phi_{TB}$	ブレード速度係数
$\phi_{TN}$	ノズル速度係数
$\rho$	圧力比

## 脚号

$ad$	断熱変化後の状態
$s$	せきとめ状態
$T$	タービン
$TC$	過給機
$TB$	タービンブレード
$TN$	タービンノズル
1	ノズル出口、またはブレード入口
2	ブレード出口

#### 4.1 壓力、溫度、效率の平均値を用いる方法

エンデシメークでは、従来専らこの方法によつて機関性能を計画している。この方法はコンピュータシミュレーションには不適当であるか、資料がよく整理されていゝ時は、過給機と機関のマッチングに関するコンピュータシミュレーションを行なう前に、大まかな目安を得るために検討方法として便利である。タービン前の圧力と温度が変動している時の平均圧力は図4.1.1に示す方法で計測され、温度は棒状温度計または熱電対等によつて計測される。



この方法によってタービン出力を計算する時はタービン系は次のようにモデル化されている。

- (1) タービンはひとつのじぼりとする。  
 (2) タービン前の圧力、温度は一定とする。従ってタービン効率、流量係数も  
 サイクル中一定とする。

1サイクル中のタセンからのガス流量、タセン出力は次のように計算される。

$$F_{res} = \sqrt{\frac{F_{TN}^2 \cdot F_{TB}^2}{F_{TN}^2 + F_{TB}^2}} \quad - - - - - \quad (4.1.1)$$

$$G_T = \mu_T F_{\text{res}} \sqrt{2g P_{\text{EM}} \gamma_{\text{EM}}} \psi \left( \frac{P_T}{P_{\text{EM}}} \right) \times \left( 720 / 6n_E \right) \quad \dots \quad (4.1.2)$$

$$W_{TC} = \eta_{TC} G_T \frac{K_E}{K_E - 1} \left[ 1 - \left( \frac{Pr}{P_{Em}} \right)^{\frac{K_E - 1}{K_E}} \right] R T_{Em} \quad \dots \dots \dots \quad (4.1.3)$$

タービン流量係数  $M_T$  は流量の実測値と式(4.1.1)から逆算されて整理されているデータを使用するがメーカーにはこの種のデータも不足している。この方法は最も簡単な方法であるが、計測方法が異なる場合は指示される平均値が異なるため、コンピュータシミュレーションで計算される変動圧力、変動温度と計測される平均値の間に対応関係を見出すのがむずかしく、コンピュータシミュレーションにこの方法をそのまま用いることはできない。然しながらデータが完備されてあれば、過給機と機関のマッチングに関するコンピュータシミュレーションを行う時の、予備的な検討法としては非常に便利である。

#### 4.2 変動圧力、変動温度、平均効率を用いる方法

この方法では次のような仮定のもとにタービン出力を計算する。

- (1) タービンはひとつの中ほりとする。
- (2) 微小時間内のタービン内ガス流れは定常流とする。
- (3) 効率はサイクル中一走とする。

出力は次のように計算される。

$$\Delta G_T = M_T F_{res} \sqrt{2g P_E \gamma_E} \psi \left( \frac{P_E}{P_B} \right) \times \left( \frac{\Delta \theta}{6} n_E \right) \quad \dots \dots \dots \quad (4.2.1)$$

$$\Delta W_T = \eta_T \Delta G \frac{K_E}{K_E - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_E}{P_B} \right)^{\frac{K_E - 1}{K_E}} \right] R T_E \quad \dots \dots \dots \quad (4.2.2)$$

過給機のエネルギー平衡条件は次の式で表わされる。

$$\eta_{Tm} \cdot \eta_T \cdot \sum \Delta W_T = \frac{1}{\eta_{BR} \cdot \eta_{Bad}} G_B \frac{K_{air}}{K_{air} - 1} \left[ \left( \frac{P_B}{P_{atm}} \right)^{\frac{K_{air} - 1}{K_{air}}} - 1 \right] R T_{atm} \quad \dots \dots \dots \quad (4.2.3)$$

$G_B$  はコンプレッサの流量であり  $G_B = (G_T - \eta_{comb.} \cdot B_f)$  の関係があり、 $K_{air}$  は大気状態の空気の比熱比である。流量係数は流量の実測値と式(4.2.1)による計算値から逆算して整理する。コンピュータシミュレーションにおけるタービン出力の計算法としては、この方法は最も簡単であり、本研究でも最初に採用されたのはこの方法である。シミュレーションの目的によって現在でもこの方法は用いられているが、流量係数、効率等が実機データに基づいて整理されているものばかりほとんどない。この方法は次のような場合に用いるのが適当であろう。

- (1) 過給機関係に関するデータがほとんどない状態でシミュレーションプログラムを作成する場合。
- (2) 過給機総合効率、タービン効率等の平均値の変化が機関性能におよぼす影響をシミュレートする場合。

### 4.3 線図を用いる方法

効率、流量係数等に関する系統的な実測データを無次元表示または他方法で整理されたものがあれば、これをインプットする方法が現状では最も実際的であろうと思われ、串山<sup>(32)</sup> STREIT<sup>(83)</sup> 等はこの方法を用いている。過給機ユーザではこのような資料を入手するのが困難であるが、IHIの御好意により VTR 型過給機に関するタービン効率と流量係数に関する線図を入手することができたので、本研究におけるこれまでのシミュレーションは、これらのデータをインプットする方法を中心になつてある。図4.3.1 および図4.3.2 は IHI から提供された資料である。この資料を用いてタービン出力を計算する時の仮定は次の通りである。

- (1) タービンはひとつのはばりとする。
- (2) 微小時間内のタービン内のガス流れは定常流とする。

図4.3.1～4.3.2 のデータに関する主要事項をまとめると次のようになる。

- (1) 過給機型式（過給機の大小）、ガスの入口の数、タービン仕様（ブレード、ノズルの組合せ等）による変化を無視している。
- (2) 圧縮性の影響が考慮されている。
- (3) 効率  $\eta_T$  は本章の初めに定義されているものである。

タービン出力は次のように計算される。

$$\Delta G_T = \mu_T \left( \frac{P_E}{P_F} \right) \times F_{res} \sqrt{2g P_E \rho_E} \psi \left( \frac{P_F}{P_E} \right) \times (10\% n_E) \quad \dots \quad (4.3.1)$$

$$\Delta W_T = \eta_T (\nu_h) \times \Delta G_T \frac{K_E}{K_E - 1} R T_E \left[ 1 - \left( \frac{P_F}{P_E} \right)^{\frac{K_E - 1}{K_E}} \right] \quad \dots \quad (4.3.2)$$

平均タービン効率  $\bar{\eta}_T$  は次式で計算される。

$$\bar{\eta}_T = \frac{\sum \Delta W_T}{\sum \Delta G_T \frac{K_E}{K_E - 1} R T_E \left[ 1 - \left( \frac{P_F}{P_E} \right)^{\frac{K_E - 1}{K_E}} \right]} \quad \dots \quad (4.3.3)$$

過給機のエネルギー平衡条件は式(4.2.3)で表わされる。

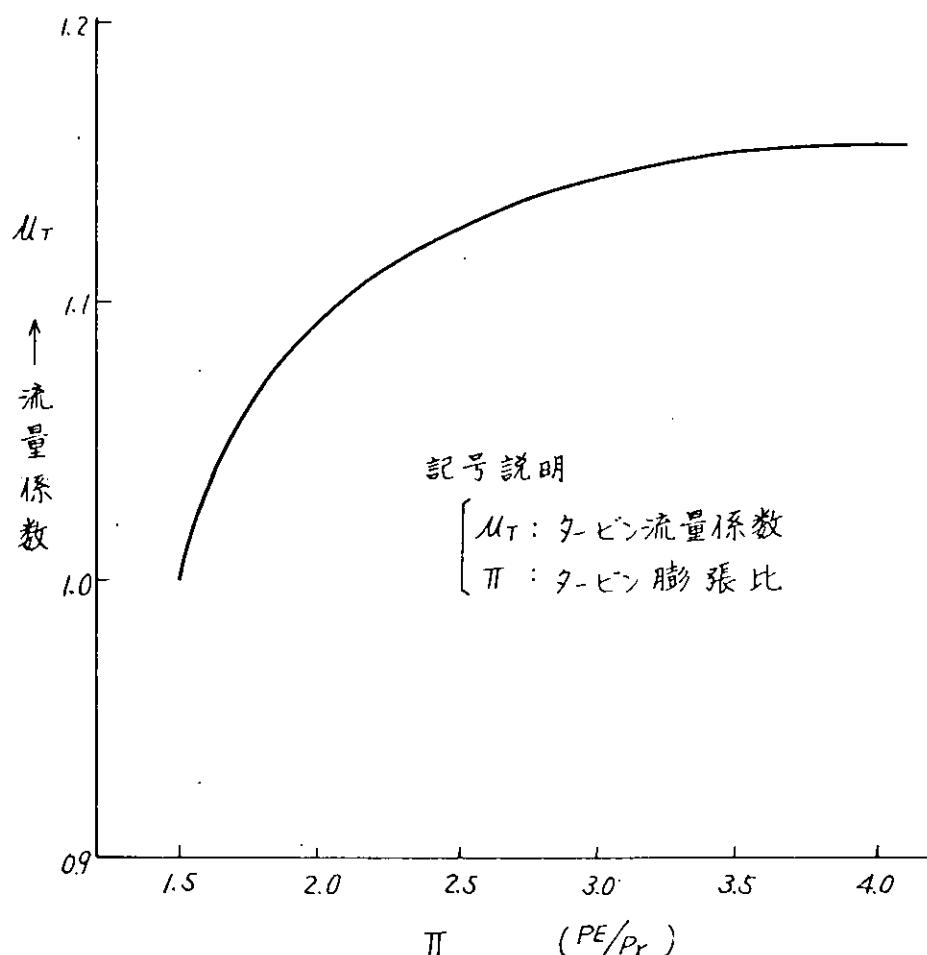


図 4.3.1 タービン流量係数  
(VTR 型過給機)

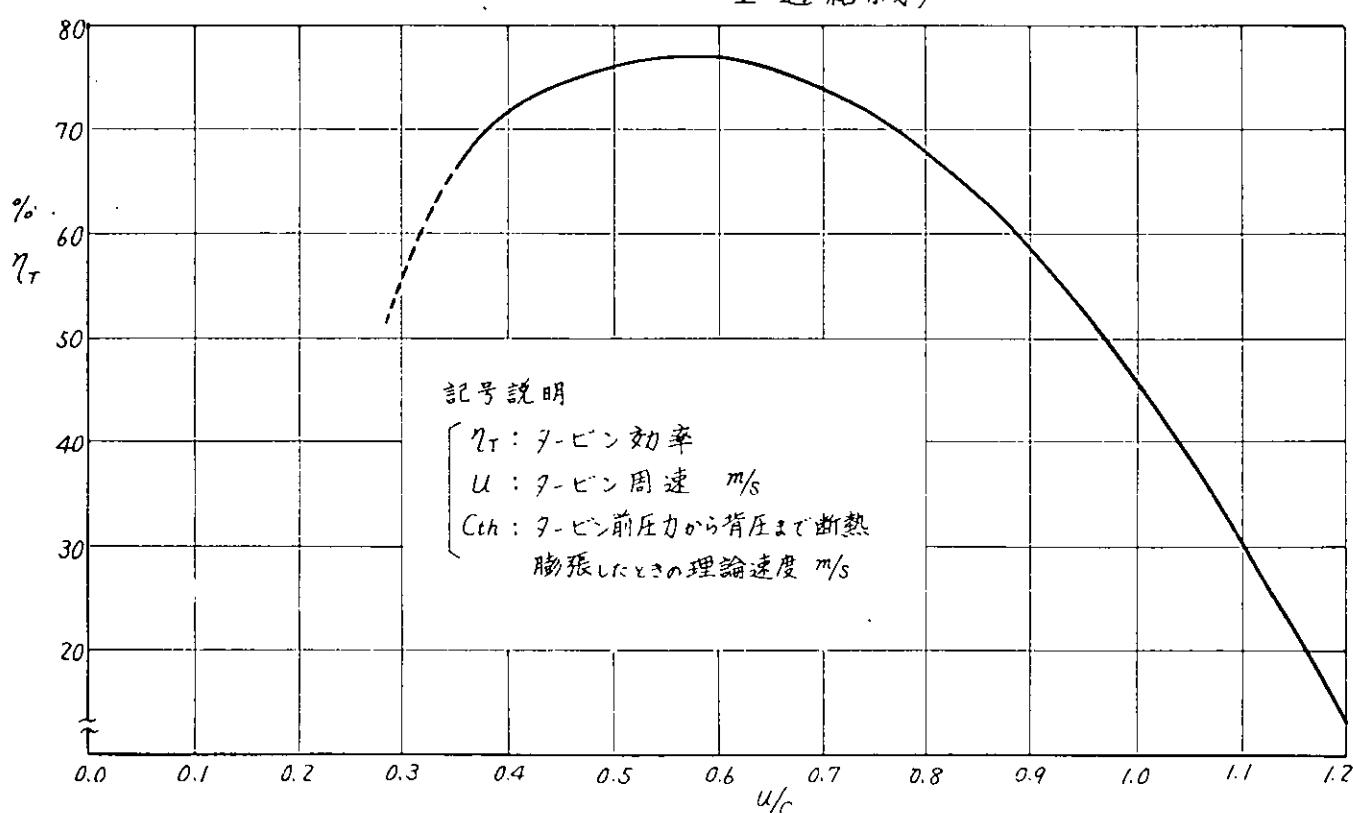


図 4.3.2 タービン効率 (VTR 型過給機)

#### 4.4 理論解析による方法

これまでのべて来たタービン出力計算法の他に、筆者等は本節でのべるような方法によってこれをもとめようと試みている。解析の対象はガスからブレードに伝達される仕事、すなわち線図仕事である。

##### 4.4.1 タービンモデルおよび仮定

タービンを図4.1のようにモデル化し、次のような仮定を設ける。

###### 主な仮定

- (1) ブレード先端からのガス流れは無視する。
- (2) ノズルの速度係数は一定とする。
- (3) ブレードの速度係数は速度比(レト)関数とする。
- (4) ノズルおよびブレードにおけるガス通路壁とガスの間の熱伝達は無視する。
- (5) ノズルおよびブレードにおける運動エネルギーの損失はすべて熱に変わり、ガスを加熱する。
- (6) ノズルおよびブレードのガス出口角は幾何学的な設計角度と同一とする。
- (7) ブレードへのガス流入角は速度三角形から得られる角度と同一とする。
- (8) ノズル後の圧力が背圧以下になるまで膨張するとき、ガス圧力はブレード出口までに背圧に等しくなるまで回復する。
- (9) ブレード出口における圧力が背圧より高い場合は、この圧力から背圧までの断熱理論膨張仕事は損失となる。
- (10) ブレード出口における速度エネルギーはすべて損失となる。

以上の仮定の他に(3.1)節でのべた仮定はすべてこでも適用される。

##### 4.4.2 ブレード内のフローハーフターン

動圧タービンにおいては、タービン前の圧力と温度が激しく変動するため、ノズルからのガス噴出速度は絶えず変動し、それに伴つてブレードへガスが流入する時の入口相対角度も激しく変動しているものと考えられる。図4.4.1にはノズルからのガス噴出速度の変化に伴つて速度三角形が変化する状況を示してある。

ブレードのガス入口面積は入口相対角 $\beta$ によって決まるが、入口角と出口角の大小関係によって、ブレード内の流れは負の反動流れ、衝動流れ、正の反動流れの三種の場合が起りうる。負の反動流れは入口面積が出口面積より小さいため、ブレードの通路内でガスの速度エネルギーがエンタルピーに回復する場合であり、正の反動流れはこの逆の場合である。衝動流れの場合は、ブレードにおけるガスの出入口面積が等しい

ため、ブレード内におけるガス速度は一定であり、しほりによるエンタルピーから運動エネルギーへの変換はノズルでのみ起る。図4.4.2には、これらの三種の流れが起る領域が示されている。図4.4.3には入口相対角が変化する場合の、ブレード内ガス流れ模様の代表的な例を示してある。

#### 4.4.3 タービンにおけるエネルギー変換とガスの状態変化

タービン内ではガスのエンタルピーの一部が速度エネルギーに変わり、速度エネルギーの一部はブレードを介してタービンロータに伝えられる。また運動エネルギーの一部は、通路壁とガスの摩擦、ブレード入口における衝突等によって失なわれる他、ブレード出口から外部へ流出する際の出口速度エネルギーは、過給機ではすべて損失になると考えてよい。タービン前の圧力の大きさ、ブレードの出入口面積の大小等の関係で、ガスはノズル入口からブレード出口に至る間に、背圧まで膨張することができないこともあります。この時は、背圧より高い圧力(残圧)のまゝガスは外部へ飛出しすることになり、残圧から背圧までの理論膨張仕事に相当する分は損失になる。タービン内におけるエネルギー変換とガスの状態変化は、図4.4.4のj-S線図に示すような経路をたどるものとし、以下述べについて説明する。ガス1kgについて考える。

- (1) 流速  $C_0$  で流れて来たガスはノズル前で一瞬止められ、ノズル前のガスはよどみ状態 O となる。但し、本研究においては、ガスの流れを止めた状態を想定して、リング内と排気管内の圧力変動が計算されているので、よどみ状態の計算を行なう必要はない。
- (2) ノズル内で圧力  $P_E$  から  $P_{TN}$  まで断熱膨張し、エンタルピー  $\bar{h}_{TN}$  が速度エネルギーに変わる。
- (3) ノズル内で運動エネルギーの一部が失なわれてこれがすべて熱に変わり、ガスを  $P_{TN}$  で等圧加熱するため、ガスの状態は  $T_{Nad}$  から  $T_N$  に変化する。失なわれた運動エネルギーは  $\Delta h_{TN}$  に相当しており、これはすべてガスに還元されると  $P_E$  より低い  $P_N$  でガスを冷却するため、これが用ひ機械的なエネルギーに変わるとその効率は悪くなる。
- (4) ブレード内で状態  $T_N$  からブレード出口圧力までガスは断熱膨張し、状態  $T_{Bad}$  となる。エンタルピー  $\bar{h}_{TB}$  が速度エネルギーに変わる。但し、負の反重力流れの場合には速度エネルギーがエンタルピーに変わり、圧力はブレード入口から出口までの間に上昇する。
- (5)  $\Delta h_{TB}$  に相当する運動エネルギーが失なわれ、熱としてガスの圧力  $P_{TB}$  のもとで等圧加熱するので、ノズル出口におけるガスの状態は  $P_{TB}$  となる。
- (6)  $P_{TB} > P_r$  の場合 残圧から背圧までの断熱膨張仕事に相

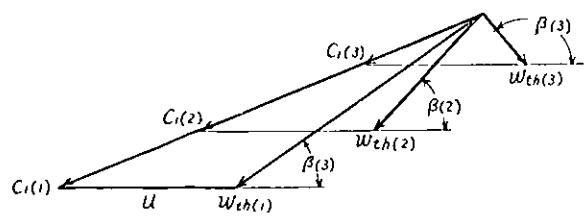


図 4.4.1 ノズル出口速度とブレード入口角の変化

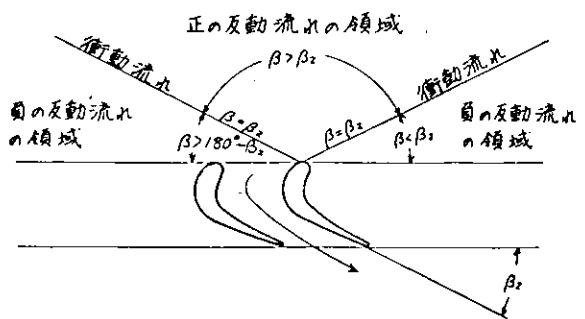
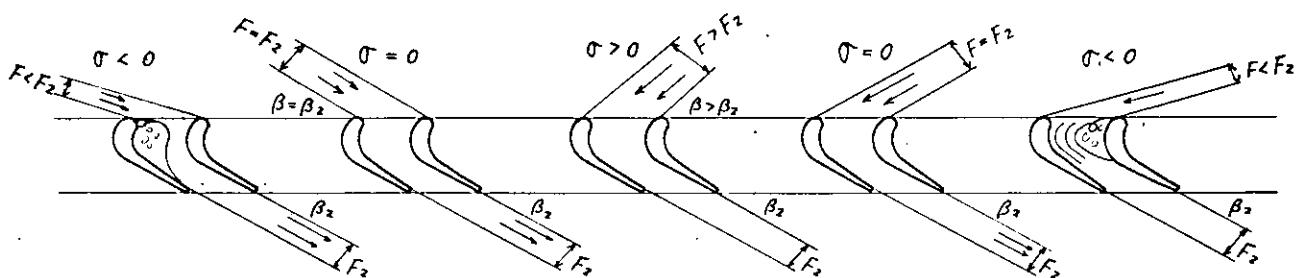


図 4.4.2 各フローパターンの生ずる領域



$F$ : ガスがブレードへ流れこむ時の入口面積

$F_2$ : ブレードの出口面積

$\Omega$ : ブレード内の流れの反動度

図 4.4.3 ガスがブレードへ流入するときの流入角の大小による  
ブレード内流れの様子

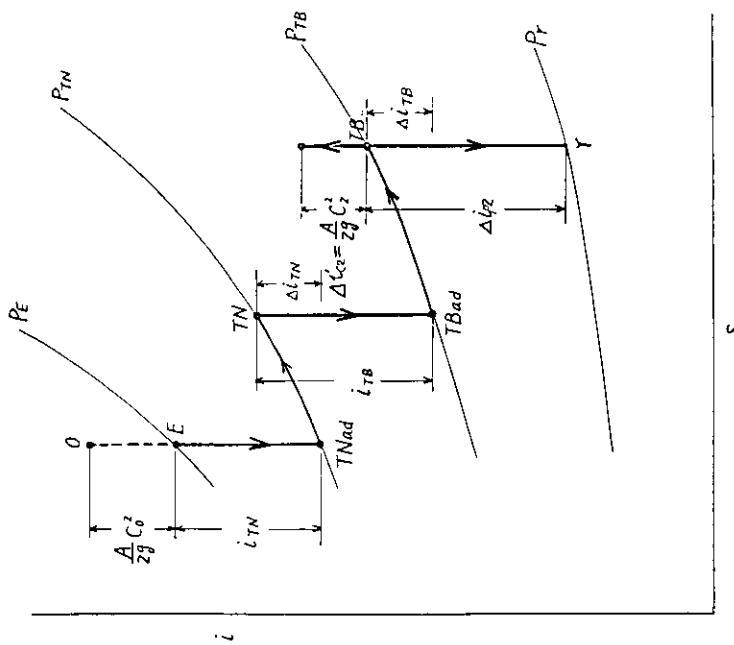


図 4.4.4 フラッシュ内における熱エネルギーから  
速度エネルギーへの変換

当する  $\Delta U_{P2}$  が損失となる。

(7) 出口速度エネルギー  $(A/2g) C_2^2$  が損失となる。

#### 4.4.4 計算順序から順に計算式

本節の方法によってタービン出力の計算を行なう時の計算順序の概略を示すと次の通りである。

- (1) ノズルとフレードを通過する流量が等しくなるよう、ノズル後の圧力  $P_{TN}$  を仮定する。
- (2) ノズルおよびフレードの流量  $G_{TN}, G_{TB}$  を計算する。
- (3)  $G_{TN} \neq G_{TB}$  にならかどうかを調べる。
- (4)  $G_{TN} \neq G_{TB}$  であれば、 $P_{TN}$  の仮定値を修正して(1)～(3)までの作業をくり返す。
- (5)  $G_{TN} = G_{TB} = G_T$  であれば、1kgのガスからフレードに伝えられるエネルギー  $W_{TD}$  を計算する。
- (6)  $W_{TD} = G_T \times U_{TD} / A$  により線図仕事が得られる。

以下では  $G_{TN} \neq G_{TB}$  にならのような  $P_{TN}$  が得られたものとして、1kgのガスが行なう線図仕事を計算する。図4.4.4によって計算をすゝめる。

##### (1) ノズル出口速度

理論速度は次の式から求められる。

$$C_{ith} = \sqrt{2g \frac{K_E}{K_E - 1} P_E V_E \left[ 1 - \left( \frac{P_{TN}}{P_E} \right)^{\frac{K_E - 1}{K_E}} \right]} \quad \text{for } P_{TN} > P_{TNC} \quad (4.4.1)$$

$$= a_{TN} = \sqrt{g K_E P_{TNC} V_{TNC}} \quad \text{for } P_{TN} \leq P_{TNC} \quad (4.4.2)$$

但し、

$$P_{TNC} = \left( \frac{2}{K_E + 1} \right)^{\frac{K_E}{K_E - 1}} \quad (4.4.3)$$

$$P_{TNC} = P_E \times P_{TNC}$$

従ってガスの実際の噴出速度は次のようになる。

$$C_i = \phi_{TN} C_{ith} \quad (4.4.5)$$

##### (2) ノズル後のガスの状態

ノズル前の圧力から  $P_{TN}$  まで、断熱膨張したときの状態( $TN_{ad}$ )をもとめ、次に損失運動エネルギーによってガスが加熱されるための温度上昇  $\Delta T_{TN}$  をも

とめる。

$$T_{TNad} = T_E \left( \frac{P_{TN}}{P_E} \right)^{\frac{K_E - 1}{K_E}} \quad \dots \quad (4.4.6)$$

$$K_{TN} = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + \lambda_E / C_3 \quad (\text{但し } T = T_{TNad}) \quad \dots \quad (4.4.7)$$

$$C_p = \frac{K_{TN}}{K_{TN} - 1} AR \quad \dots \quad (4.4.8)$$

$$\Delta t'_{TN} = (1 - \phi_{TN}^2) \frac{A}{2g} (C_{th})^2 \quad \dots \quad (4.4.9)$$

$$\Delta T_{TN} = \Delta t'_{TN} / C_p \quad \dots \quad (4.4.10)$$

$$T_{TN} = T_{TNad} + \Delta T_{TN} \quad \dots \quad (4.4.11)$$

よって、ノズル後の状態は  $P_{TN}$ ,  $T_{TN}$ ,  $K_{TN}$ ,  $\lambda_E$  となる。

### (3) ブレード入口の計算

$$w_{in} = \sqrt{C_i^2 + U^2 - 2C_i U \cos \alpha_{TN}} \quad \dots \quad (4.4.12)$$

$$\sin \beta = \frac{C_i}{w_{in}} \sin \alpha_{TN} \quad \dots \quad (4.4.13)$$

$$V = \frac{C_i}{U} \quad \dots \quad (4.4.14)$$

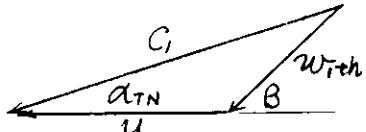
入口のせきとめ状態における温度と圧力を  $T_{TBS}$ ,  $P_{TBS}$  とすれば、それぞれ次のような値になる。

$$T_{TBS} = T_{TN} + \frac{(w_{in})^2}{2g \frac{K_{TN}}{K_{TN} - 1} R} \quad \dots \quad (4.4.15)$$

$$P_{TBS} = P_{TN} \left( \frac{T_{TBS}}{T_{TN}} \right)^{\frac{K_{TN}}{K_{TN} - 1}} \quad \dots \quad (4.4.16)$$

### (4) ブレード出口までの計算

ブレードにおける運動エネルギーの損失は入口で集中的に発生し、損失エネルギーによるガスの加熱は出口で集中的に行なわれるものとする。



$$\phi_{TB} = f(\Delta B) \quad \text{--- (4.4.17)}$$

但  $i\Delta B = \beta - \beta_2$

従ってブレード入口における真の相対速度  $w_0$  は次式のようになる。

ブレード内における速度エネルギーの増加量( $w^2$ )は次の通りである。

$$\Delta(w^2) = 2g \frac{K_{TN}}{K_{TN}-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{TB}}{P_{TN}} \right) \frac{K_{TN}-1}{K_{TN}} \right] \quad \dots \quad (4.4.18)$$

$$\begin{array}{ll} \text{但 } \Delta(w^*) > 0 & B > B_2 \text{ のとき} \\ & = 0 & B = B_2 \\ & < 0 & B < B_2 \end{array}$$

$$w_2 = \sqrt{(\phi_{TB} \cdot w_1)^2 + \Delta(w^2)}$$

$$= \sqrt{(\phi_{TB} \cdot w_i)^2 + 2g \frac{K_{TN}}{K_{TN}-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{TB}}{P_{TN}} \right)^{\frac{K_{TN}-1}{K_{TN}}} \right]} \quad \dots \dots \dots \quad (4.4.19)$$

$(w_i < a_{TB} \text{ or } ?)$

$$= \sqrt{(\phi_{TB} w_1)^2 + 2g \frac{K_{TN}}{K_{TN}-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{TB}}{P_{TN}} \right)^{\frac{K_{TN}-1}{K_{TN}}} \right]} \quad \dots \quad (4.4.20)$$

$(w_1 \geq a_{TB} のとき)$

但し

$$Q_{TB} = \sqrt{g K_{TN} P_{TBSC} \gamma_{TBSC}} \quad \text{--- (4.4.21)}$$

$$P_{TBSC} = \left( -\frac{2}{K_{TN} + 1} \right)^{\frac{K_{TN}}{K_{TN} - 1}} \cdot P_{TBS} \quad \dots \dots \dots \quad (4.4.22)$$

$P_{TB}^*$ ;  $W_2 = Q_{TB}$  によるようなブレード出口圧力

### (5) ブレード出口の状態

$$T_{TBad} = T_{TN} \left( \frac{P_{TB}}{P_{TN}} \right)^{\frac{K_{TN}-1}{K_{TN}}} \quad \dots \quad (4.4.23)$$

但  $T = T_{TBAd}$

$$T_{TB} = T_{TB\text{ad}} + \Delta T_{TB} \quad \dots \dots \dots \quad (4.4.28)$$

よってブレード出口の状態は  $P_{TB}$ ,  $T_{TB}$ ,  $K_{TB}$ ,  $\lambda_E$  となる。

#### (6) ブレード出口における損失

速度エネルギーによる損失  $\Delta E_{\text{C}_2}$  は次式からわかる。

残圧による膨張仕損は次式による。

$$\Delta i_{P2} = A \frac{K_{TB}}{K_{TB}-1} R T_B \left[ 1 - \left( \frac{P_r}{P_{TB}} \right)^{\frac{K_{TB}-1}{K_{TB}}} \right] \quad \dots \dots \dots \quad (4.4.30)$$

残圧が  $P_{TB}^*$  のときは、 $P_{TB}^*$  を上式の  $P_{TB}$  の代りに (4.4.30) に代入する。

## (7) 繩因仕事

1 kgのガスがブレードに伝えるエネルギーは次のようなこと。

$$\dot{V}_{TB} = (\dot{V}_{TN} + \dot{V}_{TB}) - (\Delta \dot{V}_{TN} + \Delta \dot{V}_{TB} + \Delta \dot{V}_{C_2} + \Delta \dot{V}_{P_2}) \quad \dots \quad (4.4.31)$$

従ってタセン流量  $G_T$  かもとまでは、線図仕事  $W_{TD}$  は次式からもとまる。

$$\overline{W}_{T\Delta} = \frac{1}{A} G_T \cdot l_{T\Delta} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4.4.31)$$

## 5. プログラムの全体的検討

SR-130部会発足当時にできていたプログラムを便宜上「原形プログラム」と称する。今後の研究によって、この原形プログラムに改良を加え、実用性を高めるわけであるが、改良作業の内容は次の二種類に大別することができる。

### (1) プログラミング技術面からの検討と修正

数値積分法、1ステップの計算間隔、収束許容範囲、初期値の与え方とその修正法、計算の流れ、プログラムの構成等を各種比較検討し、積分精度、計算所要時間、プログラムの簡潔さ、適用範囲等の総合的な観点から、最も目的に適したプログラミング技術を探求する。

### (2) シミュレーションへ精度向上

実機に関する系統的な実測値をもとに、モデル式、係数等を修正または模擬することにより、計算結果と実測値がよく合うようとする。本年度は上記(1)の項目に重点を置いて作業をすこめて来た。以下検討内容について説明する。

#### 5.1 コーディング記号ならびに数量単位の統一

原形プログラムは、1サイクルのプログラムが電算機を通るようにするために最も重要な点を急いでやらねたため、コーディング記号、数量単位等に統一性がなかった。そこで本年度はまずコーディング記号と単位を統一して、ステートメントリスト全体を書きかえた。

コーディング記号は次のような方針に従って決められた。

- (1) 解析記号とコーディング記号の対応関係がつかみやすいようにする。すなわち、できるだけ解析記号とコーディング記号は同じものを用いる。但し、解析記号のうちギリシャ文字はこれをローマ字で表記する。
- (2) 解析の基本記号は慣用的に用いられているアルファベット、ギリシャ文字を主体とし、必要に応じてドイツ語の頭文字、その他を用いる。
- (3) コーディング記号は基本記号に脚号をつけることによって系統的に決める。脚号はできるだけ英単語またはその短縮された形を用いる。コーディングの際の脚号の短縮形もはつきり決めておく。

表3.1.1には解析基本記号とコーディング記号を対比して示してあり、表3.1.2には脚号を示してある。

数量単位については6.5節を参照されたい。

## 5.2 積分法および計算間隔の検討

本節の目的は、機関平衡状態の積分曲線が得られるまでの計算時間と、積分精度および計算手順の難易等の点から、最も適当な積分法と、1ステップの計算間隔 $\Delta\theta$ を定めることである。数値積分法には各種の方法があるが、筆者等はオイラ法とルンゲ-クッタ-ギル法の比較をすくめている。また最終的な結論には達していない。

図5.2.1は比較の一例であるが、これによるとRKG法では $\Delta\theta=10^\circ$ あたりまではほとんど積分精度は変わらないが、オイラ法では $\Delta\theta$ と共に直線的に誤差が大きくなることが分かる。但し次の理由から、さしあたりオイラ法によって作業をすくめることにした。

- (1)  $\Delta\theta \leq 1^\circ$ であればオイラ法でも実用上十分と思われる。
  - (2) オイラ法はRKG法に比べて計算手順がほんの簡単である。
- 現在のところ、燃焼過程では $\Delta\theta=0.5^\circ$ とし、他の過程では $\Delta\theta=1^\circ$ としている。

## 5.3 収束過程の検討

現在のプログラムでは、1サイクルの計算を始める前に仮走止めた給気圧と、1サイクルの計算完了後にもとめられる給気圧の差が許容範囲内にあれば機関平衡を表す積分曲線が得られたものとしている。このことは換言すれば、給気圧が一定の値に収束すれば、他のサイクル变数ならびに性能諸元もすべて許容範囲内で一定の値に収束したものとみなすことになる。このような判定方法が良いのか否かについては現在のところ明らかでないが、実際の計算過程でこれを調べるのが本節の目的である。図5.3.1に収束過程の一例を示す。これによれば、収束許容範囲を2%とすれば、 $0^\circ\sim720^\circ$ までの計算くり返し回数4回以上では、すべての变数、性能諸元が収束したことになる。

## 5.4 適正な許容収束範囲の検討

前節の検討によって、給気圧の値が収束すれば、他の数量も収束していることが分った。然らば、給気圧の許容収束範囲をどの程度にすべきであろうか。本節ではこれについて調べる。図5.4.1によれば許容収束範囲2%以下では各々の収束値がほとんど一定であるのにに対して、計算くり返し回数、すなわち計算時間は急激に増大する。許容収束範囲の適正值に関しては、シミュレーションの結果とも関連づけて検討する必要があるようであるが、さしあたり2%を採用している。

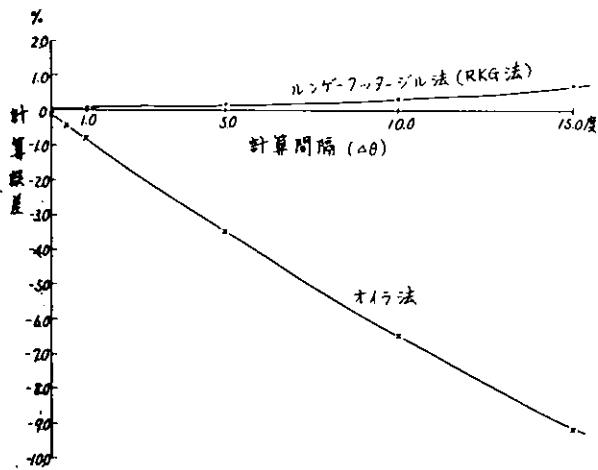


図 5.2.1 積分法による計算間隔と積分精度

- (1) RKG 法の  $\Delta\theta = 0.1^\circ$  で与えられた結果を真の値として  
これからのはずれを誤差としている。  
(2) 比較している値は、圧縮温度  $\theta = 132^\circ$  における値である。

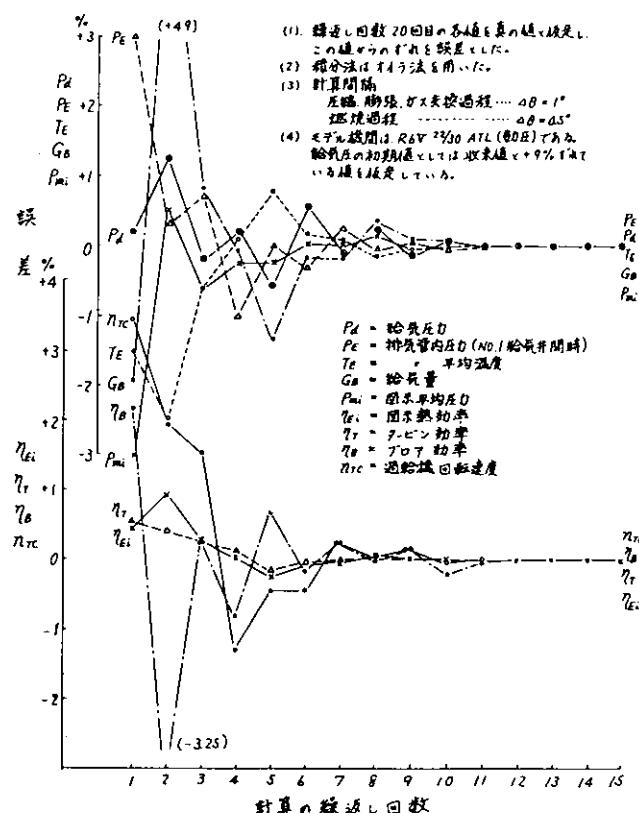


圖 5.3.1 異性能值之收束過程

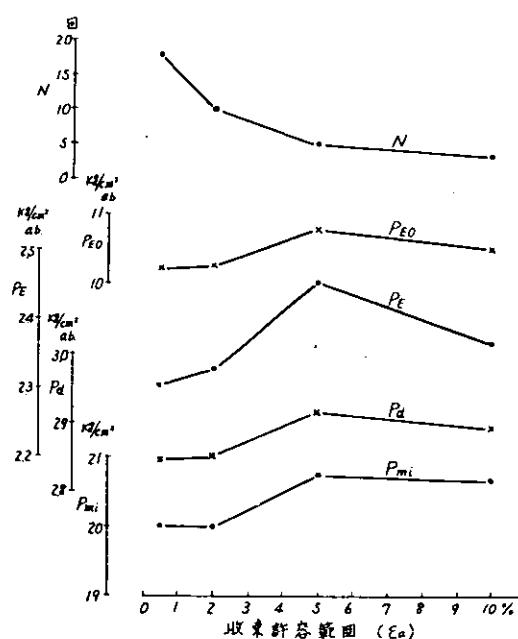


図 5.4.1 給気圧の許容収束範囲と性能諸元収束値の関係(1例)

- |                                  |   |
|----------------------------------|---|
| (1) $P_{\text{mi}}$ = 地盤平均有効圧力   | (2) $E_a = \left  \frac{P_a - P_{\text{de}}}{P_{\text{de}}} \right  \times 100$ |
| $P_d$ = 給気圧力                     | $P_{\text{de}}$ = 前回の値  |
| $P_e$ = 排気管内圧力                   |   |
| (NO.1シグナル排気管開閉時)                 | (3) 積分法は手続式を用いた。  |
| $P_{\text{de}}$ = 排気開閉時間、シグナル内圧力 | 計算間隔、正確、簡便 が主要特徴  |
| $N$ = 計算の繰返し回数                   | 1/LTR 運営過程は 0.5% でした。   |

## 5.5 フローチャートの検討

フローチャートは全体の流れが理解しやすく、且つ計算所要時間ができるだけ短くなるように工夫すべきである。然しながら、計算時間短縮するためのフローチャートを見つけ出すための一般的な方法ではなく、現在のところ隅然と氣のついで方法を比較していく他にないようである。原形プログラムでは、排気管内の圧力の初期値( $\theta=0^\circ$ における値)の修正を、図6.1.2の卓条泉のルートでも行なっていたが、これを省略した結果、所要時間は約半分に短縮された。図5.5.1に新旧の方法による収束過程の比較を示す。

## 5.6 ブロア特性の検討

ブロア特性の扱い方は次のような方法が考えられ、従来(1)の方法が主に用いられている。

- (1) 効率、出力等に関する実測値を一本の曲線にまとめたものをインパートする方法。<sup>(32)</sup>
- (2) ブロア性能曲線を数式化してインパートする方法。
- (3) 性能曲線を記憶させる方法。

上記の各方法うち(1)が最も実際的と思われるが資料入手するのが困難である。(2)の方法は数式化するのに非常に多くの係数を決めねばならないようなので、実際的とは言い難い。そこで本研究では(3)の方法を用いることにした。詳説については 6.3 節に説明されている。

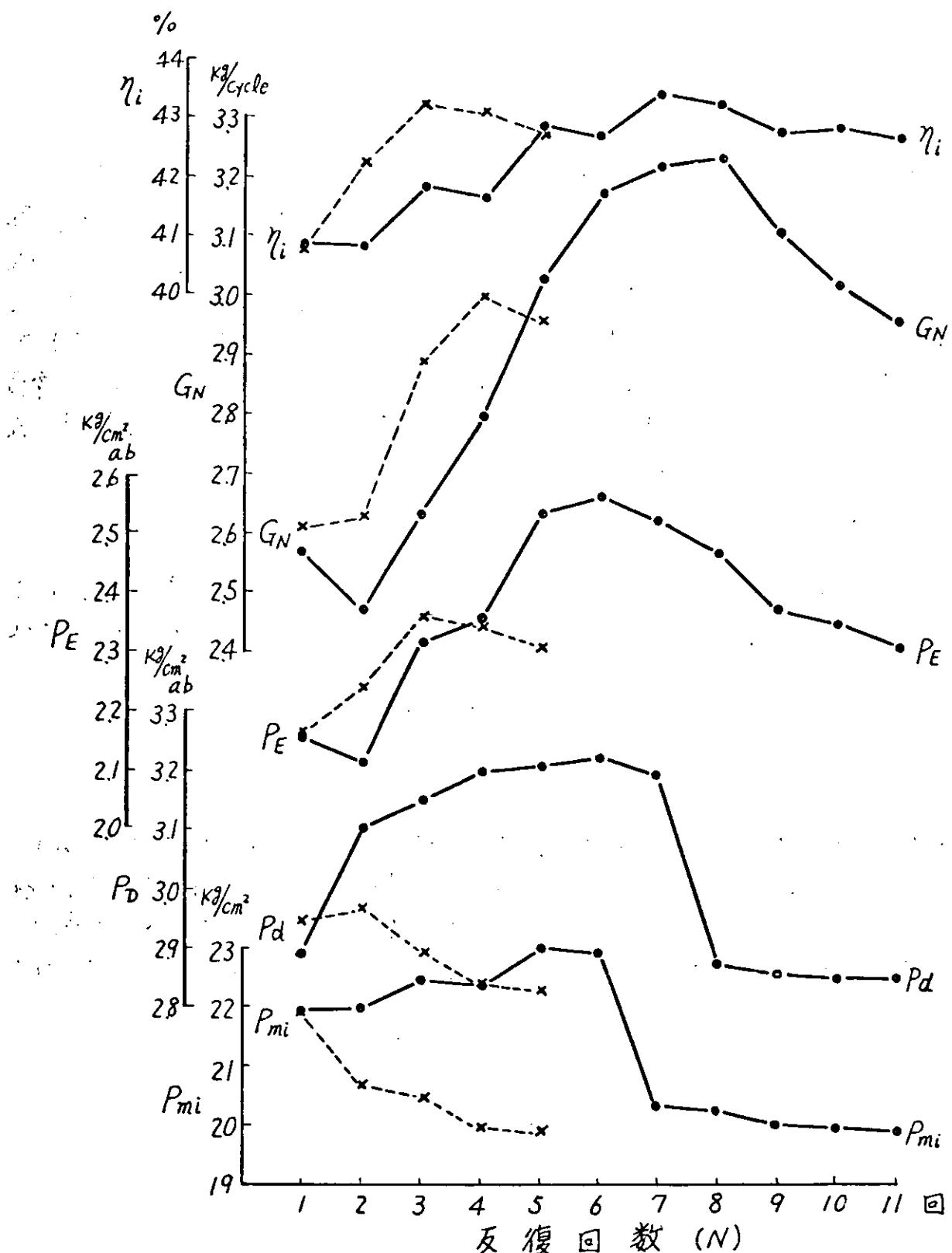


図 5.5.1 原形プログラムと改良プログラムにおける収束過程の比較

- (1)  $P_{mi}$  = 図示平均有効圧力 (2) —— 原形プログラム (4) 給気圧の初期値を  
 $P_d =$  給気圧力  $P_d = 2.6 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ab}$ とした。  
 $P_E =$  排気管内圧力 (3) 積分法はオイラ法を用いた。  
 $G_N =$  空気量 計算間隔は圧縮、膨張、ガス交換  
 $\eta_i =$  図示効率 過程を  $1^\circ$  とし、燃焼過程を  $0.5^\circ$  とした。

## 6. シミュレーション プログラム

プログラムは今後もひきつづき改良されるが、46年度中に行なわれた検討をもりこんだ、現段階のプログラムのアウトラインを説明する。

### 6.1 プログラムの構成

プログラムは図6.1.1に示すように8ブロックからなるが、サイクル変数の計算を行なうのはシリンダープログラムからプロアプログラムまでの4ブロックである。図6.1.2~6.1.5にプログラム全体の主なプロックチャートを示す。サイクル変数の計算を行なう部分は多くのサブルーチンの組み合わせからなる。次にこれらサブルーチンの主なものを示す。

- (1) 弁揚程の計算をするための角度の計算
- (2) 弁揚程の計算
- (3) 弁面積の計算
- (4) 弁の流量係数の計算
- (5) 流量計算
- (6) エネルギー流れの計算
- (7) シリンダ体積計算のための角度の計算
- (8) シリンダ体積の計算
- (9) 燃焼行程のガス組成の計算
- (10) 比熱比の計算
- (11) シリンダからの熱損失の計算
- (12) 热発生率の計算
- (13) 温度変化の計算
- (14) ガス交換中のガス組成の計算
- (15) タービン出力の計算
- (16) 給気圧力の計算

シリンダープログラムは給気弁が閉じた時点(DC)から排気弁が開いた時点(EO)までの計算を行ない、シリンダ内ガス交換プログラムはシリンダープログラムのEOにおける各数値を初期値としてEOからDCまでの計算を行なう。

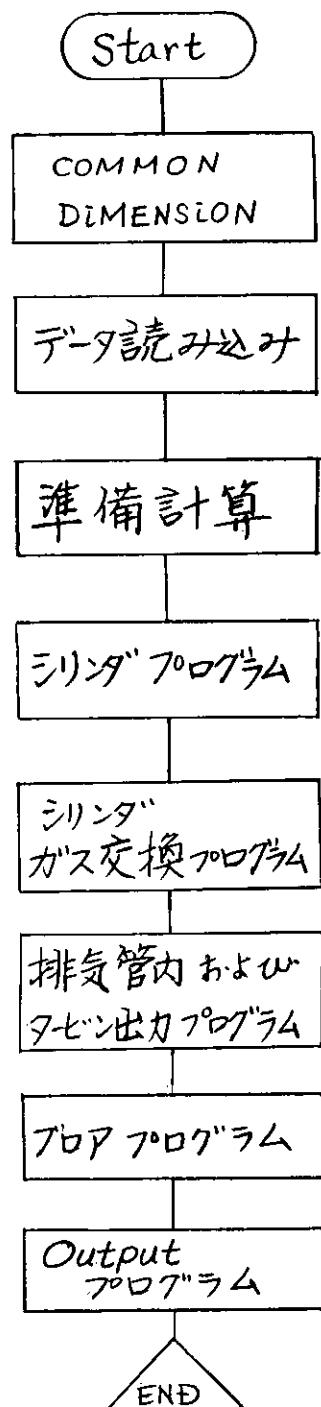


図6.1.1 シミュレーションプログラム

然る後、両プログラムの計算結果を重ね合わせることにより、シリンダ内の1サイクルに関する計算結果が得られる(図6.1.6参照)。

排気管内のサイクル変数の計算と、タセン出力の計算は同時に行なわれるが、タセン出力の計算には4.1.2~4.1.4のうちの何れの方法でも適用できる。サイクル計算を行うときは、次に示す各種の角度を用いられる(図6.1.6参照)。

$\theta_2$  ; シリンダプログラムに用いられ、No.1 Cyl. の DC をゼロとする。

$\theta$  ; シリンダガス交換プログラムおよび排気管プログラムに用いられるもので、No.1 Cyl. EO をゼロとする。

$\theta_{T2}$  ; シリンダ体積ならびにシリンダ内伝熱面積の計算に用いられ、各シリンダの TDC をゼロとする。

$\theta_0$  ; 給排気弁リフトの計算に用いられ、各シリンダの給気弁ならびに排気弁の開き始めをゼロとする。

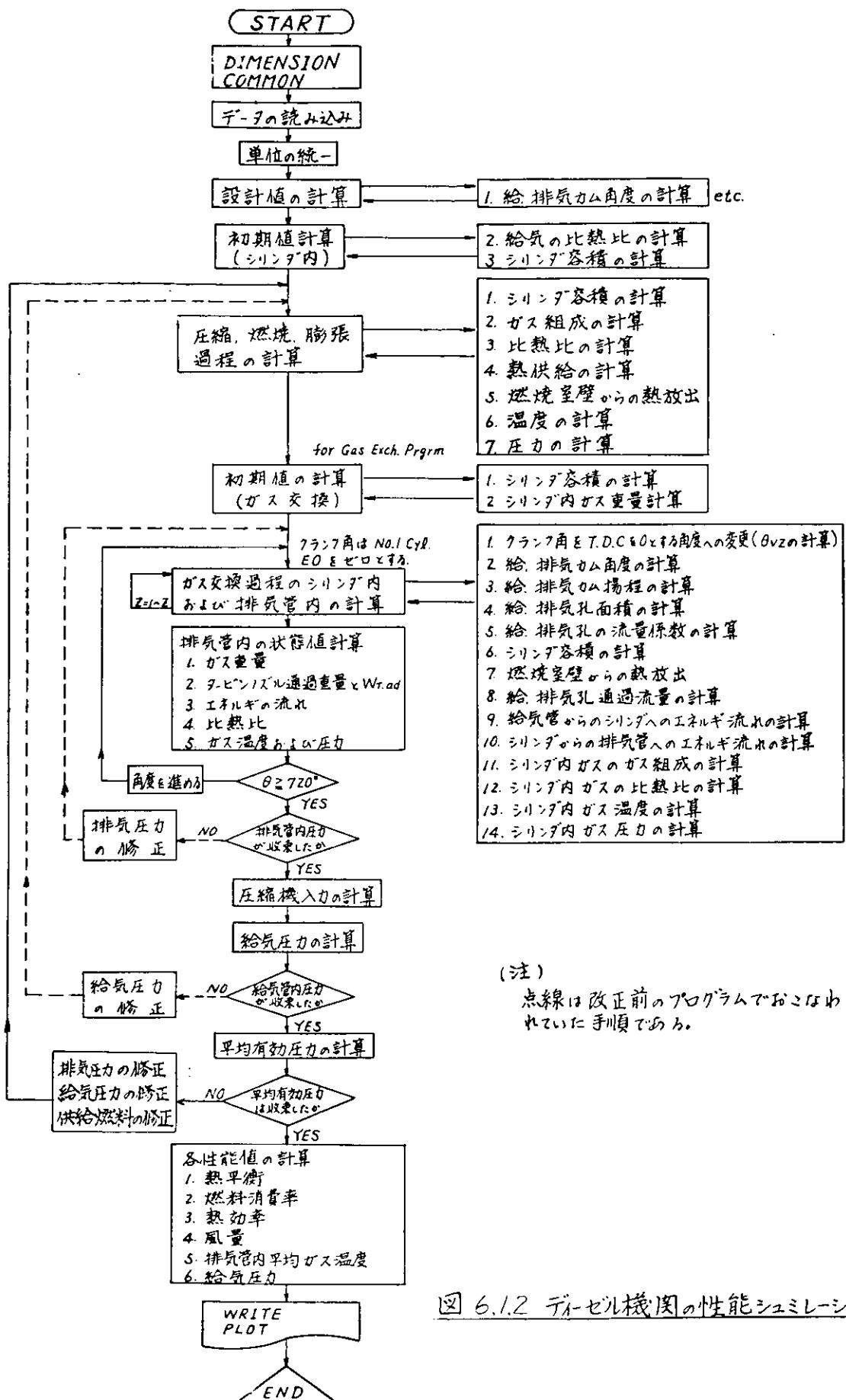
## 6.2 シリンダ内ガス交換プログラム

ガス交換時のシリンダ内および排気管内の計算は図6.2.1のようなシリンダと給排気管の結合された系について行なわれるが、このシリンダ内の状態は次のような特殊な作動を行なうものとした。

- (1) タイミング EO のときのシリンダ内の状態は、シリンダプログラムにおける EO の状態に等しい。
- (2) EO ~ DC の間ではシリンダ内状態は刻々変化し、例えは圧力は図に示されるように変化する。
- (3) DC でシリンダ内の状態は瞬間に EO の状態にとり、また EO になるとまでシリンダ内の状態は一定に保たれる。

図6.2.1には角度  $\theta$  のときに、各シリンダの給排気弁タイミングをスキャニングして計算をすめていく時の順序を矢印で示してあるが、その要領は次の通りである。

- (1) No.1 Cyl. の排気弁と給気弁が開いているか、または何れか一方の弁が開いているかどうか調べる。
- (2) ハルブが閉あればシリンダ内の計算を行ない、ハルブが開あれば No.2 Cyl. について同様のことを行う。
- (3) 各シリンダについて(1)~(2)の作業を行ったあと 排気管内の計算に移る。排気管内の計算は次のように行なう。
  - (1) 先ず  $\theta=0$  における排気管内圧力を適当に仮定し  $P_E(0)1$  とする。
  - (2) 1サイクルの計算を完了したときの排気管内圧力  $P_E(T20)1$  と  $P_E(0)1$  の差が許容範囲内であれば、排気管内の平衡状態が得られた



(注)

点線は改正前のプログラムでおこなわれていた手順である。

図 6.1.2 ディーゼル機関の性能シミュレーションブロック図

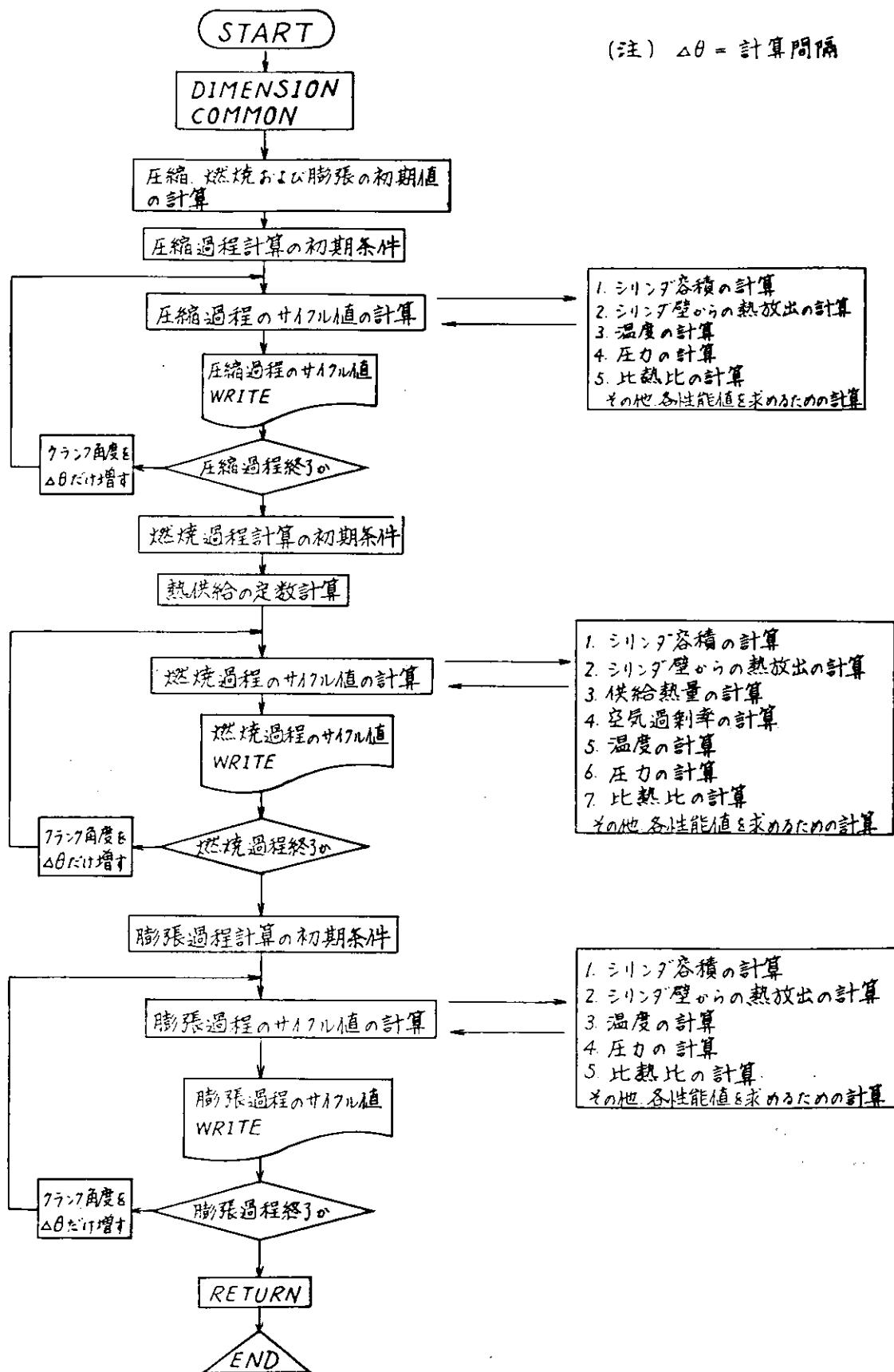


図 6.1.3 圧縮・燃焼および膨張過程のミンダ内のサイクル値の計算手順ブロックチャート

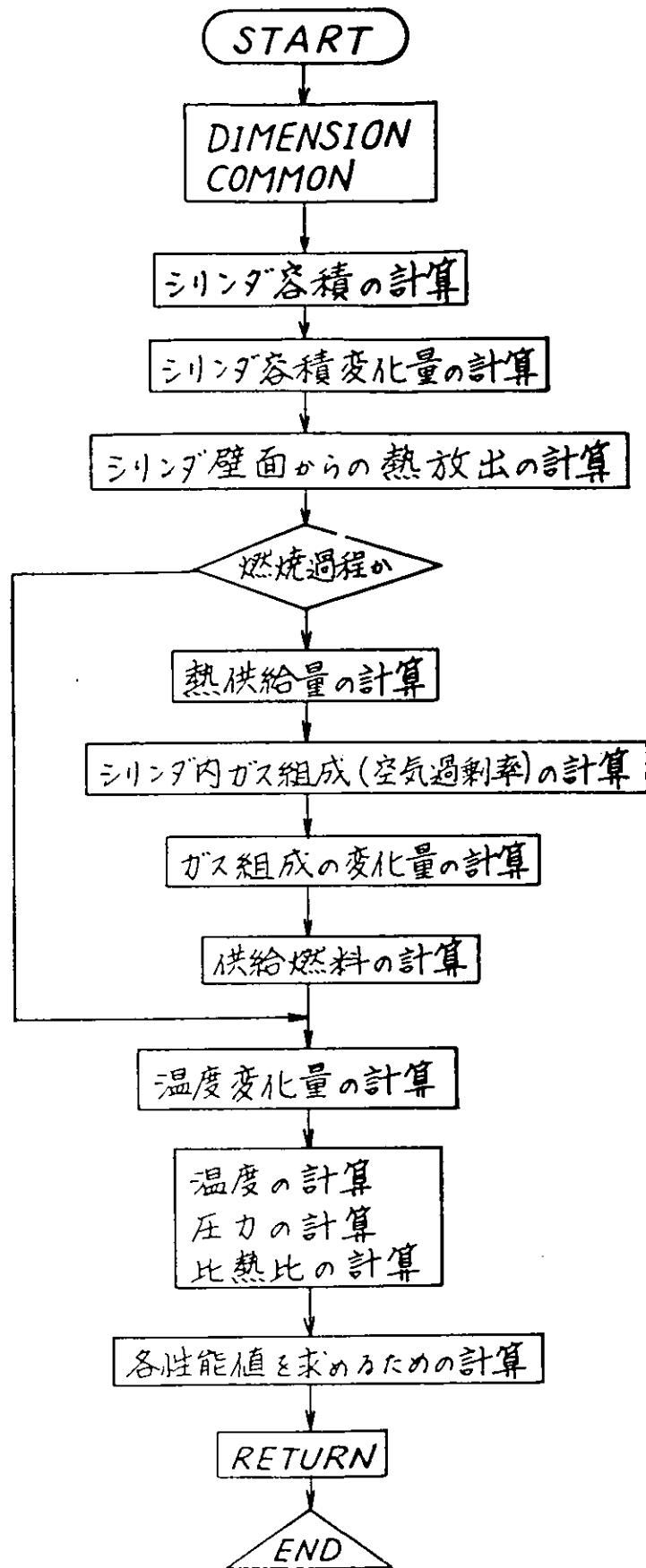


図 6.1.4 圧縮、燃焼および膨張過程のシリンダ内のサイクル値の計算ブロックチャート

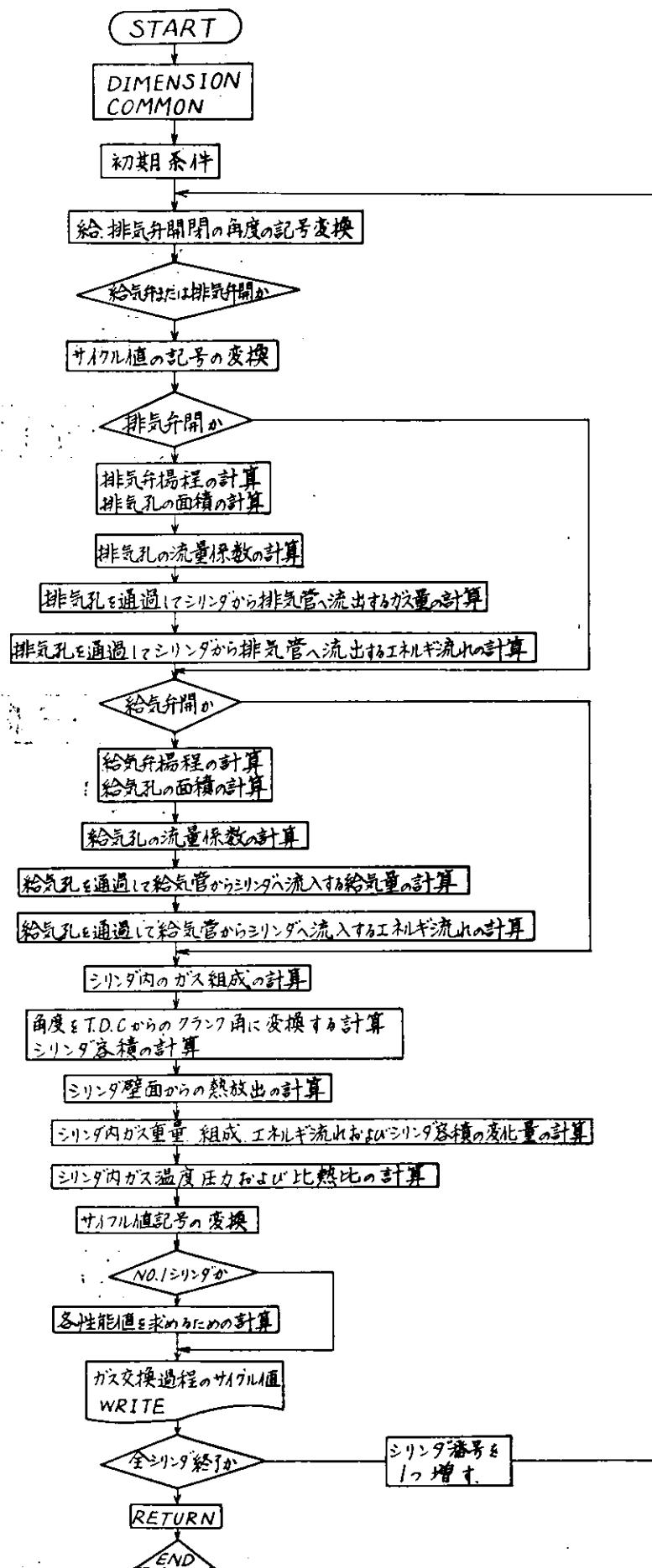


図 6.1.5 ガス交換過程のシリンダ内のサイクル値の計算ブロックチャート

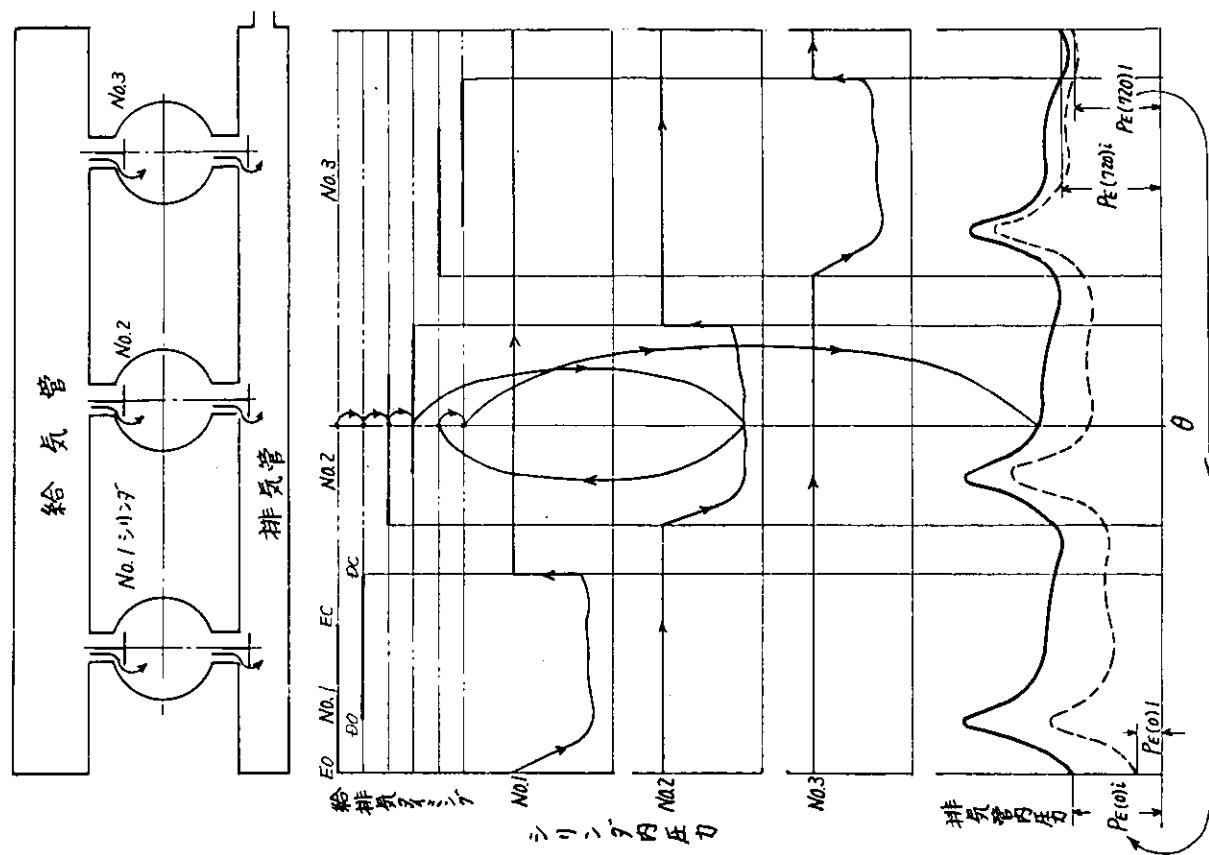


図 6.2.1 ガス交換プログラムにおける計算の流れ

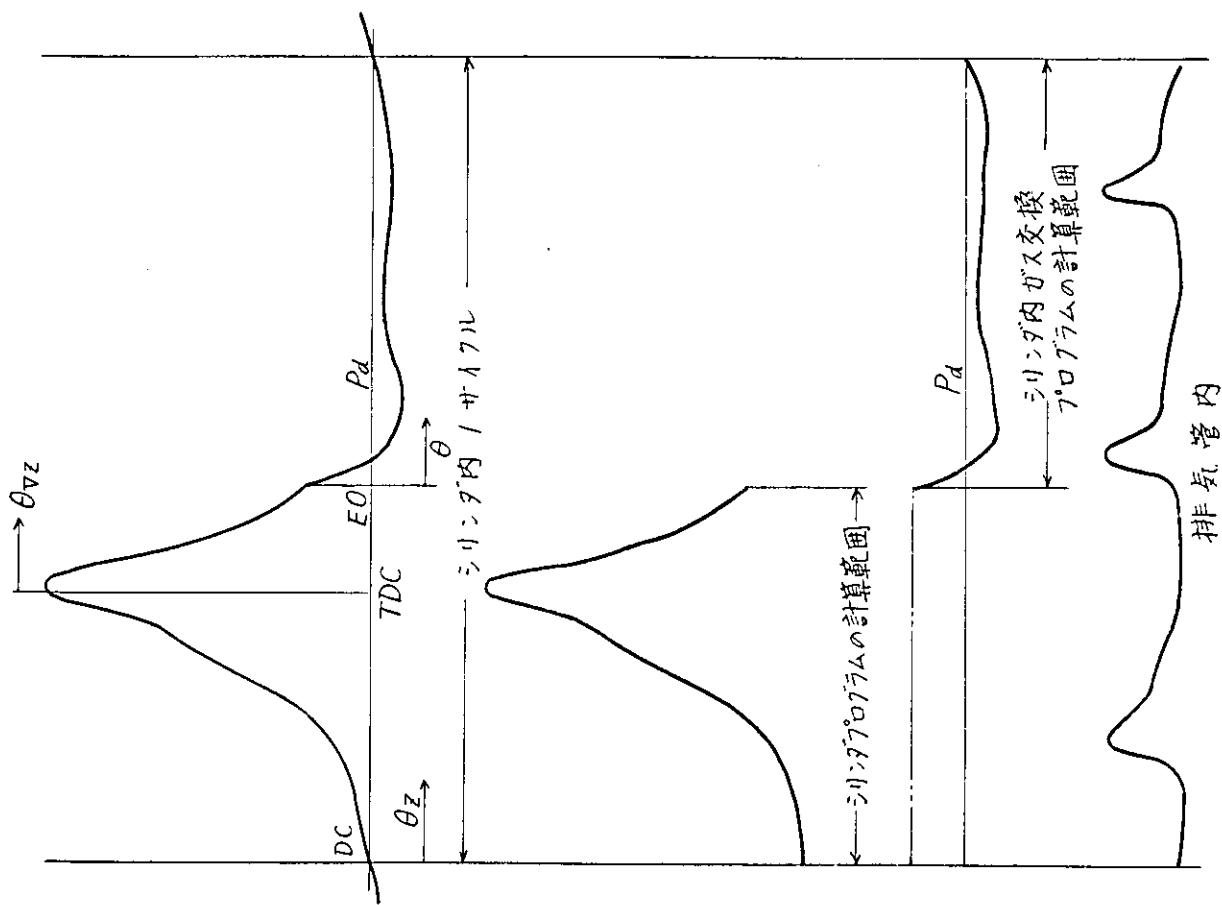


図 6.1.6 シリンダープログラムとガス交換プログラムの結合

ことになる。

- (3)  $P_E(0)$  と  $P_E(720)$  の差が許容値以上であれば、 $P_E(720)$  をあらたに、 $\theta = 0$ における排気管内圧力として用ひ 1 サイクルの計算を行なう。
- (4)  $P_E(0)$  と  $P_E(720)$  の差が許容範囲内に入るまで同じことをくり返す。

### 6.3 プロアプログラム

プロアプログラムはプロア性能曲線を記憶させる方法をとっている。

図 6.3.1 に示されるように、流量と圧力比の座標をそれぞれ  $j'$  個に分割して流量( $G_i$ )、圧力比( $P_i$ )、回転数( $n_{TC}$ )、プロア効率( $\eta_B$ )、サーペンス限界( $Y_i$ )を記憶させる。現在のプログラムでは  $i=20$ ,  $j'=40$  であり、記憶される個数は次の通りである。

$$n_{TC}(i, j') = 20 \times 40 = 800$$

$$\eta_B(i, j') = 20 \times 40 = 800$$

$$G_B(i) = 20$$

$$P_d(j') = 40$$

$$Y(i) = 20$$

計 1680

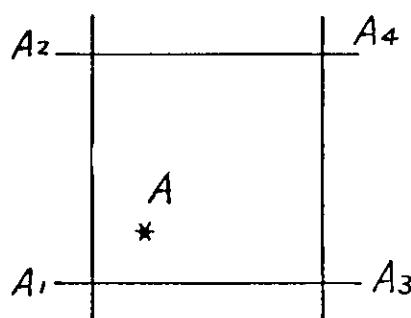
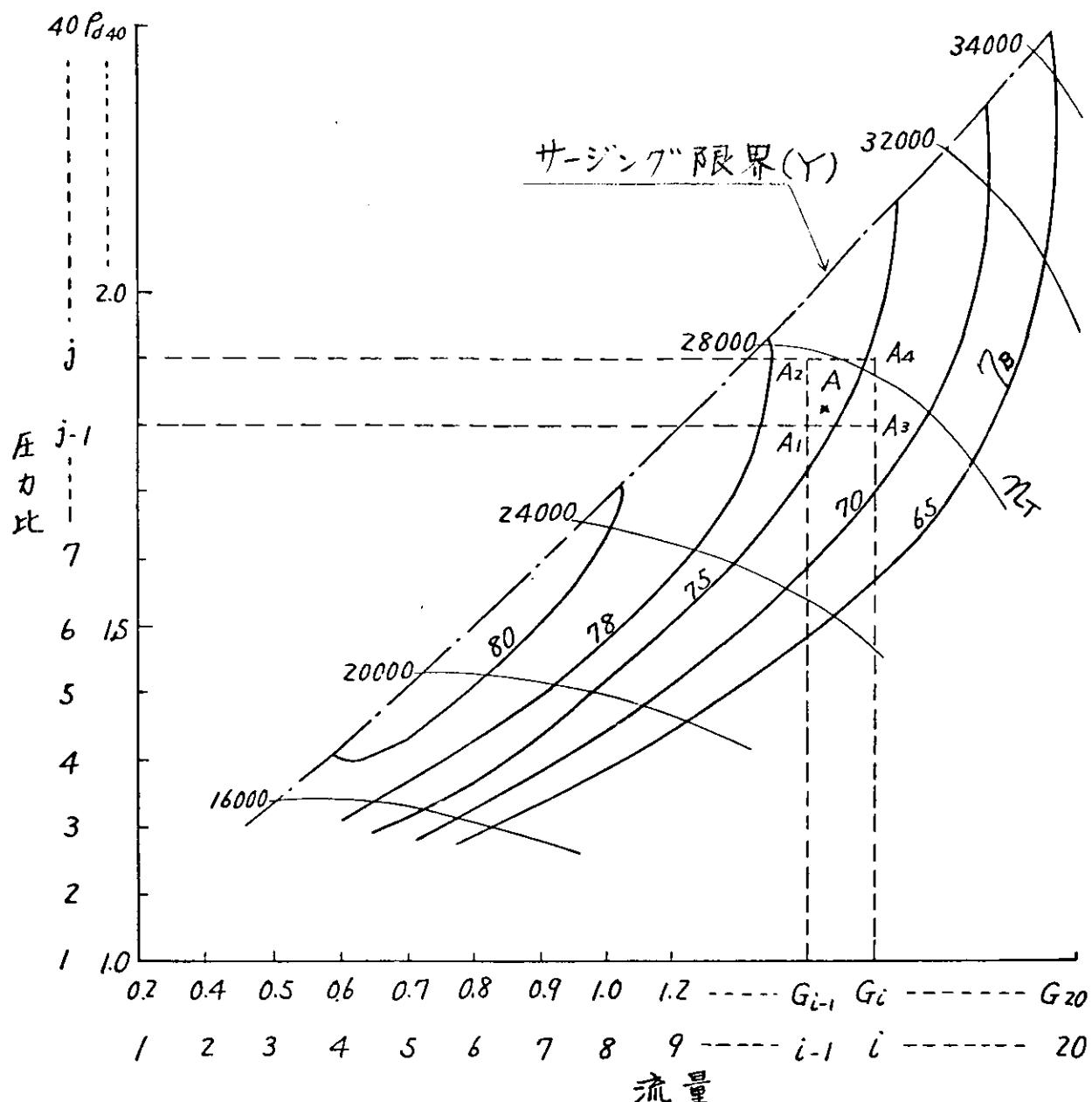
プロアに関する部分の計算の流れは次の通りである。

- (1) サイクル計算の初めに  $n_{TC}$ ,  $\eta_B$ ,  $P_d$  を仮定する。
- (2) 1 サイクルの計算が完了した結果として  $G_B$ ,  $P_d$  がもとめられる。
- (3) 計算で得られた  $G_B$ ,  $P_d$  の文表をプロア性能曲線上にもとめる。
- (4) 文表が図 6.3.1 に示す A 表 [ $G(i)$ ,  $G(i-1)$ ,  $P_d(i)$ ,  $P_d(i-1)$ ] の文表から決まるます目の中にある時は補間法によって  $n_{TC}$ ,  $\eta_B$  をもとめる。

### 6.4 データ読み込みおよび準備計算

プログラムへの入力データは次のように分類される。

- (1) 設計データ(寸法、個数、タイミング等)
- (2) 物理定数(ガス定数、重力の加速度等)
- (3) 実験データ(シリンダ壁温度、各補正係数等)
- (4) 初期値(圧縮始め圧力等)
- (5) プログラム制御データ(印刷の様式指定等)



$A_1(i-1, j-1)$   
 $A_2(i-1, j)$   
 $A_3(i, j-1)$   
 $A_4(i, j)$

図 6.3.1 プロア性能のインプットと補間

これらのデータはサイクル計算を始める前に一括して読み込まれる。サイクル計算を行なう前の準備計算としては例えは次のようなものがある。

- (1) 圧縮始めの圧力、温度の仮定値から圧縮始めのシリンダ内ガス重量の計算。
  - (2) プログラム内の計算をMKS単位で行なうための換算。
- その他。

## 6.5 コーディング記号および数量単位

コーディングはFORTRAN語を用いており、コーディング記号は次のような方針の下に決められている。

- (1) 基本記号を定め、次に脚号、演算記号等に相当する記号をつけることにより、コーディング記号が系統的に決められるようにする。
- (2) コーディング記号が何を表わしているか分りやすいように、できるだけ英単語、その短縮形または頭文字を用いる。止むを得ない時はドイツ語、日本語を用いる。

数量単位は、プログラム内部の計算では MKS、°K に統一されながら入出力では次のような慣用単位を用いる。

長さ [mm]	回転数	[RPM]
面積 [cm <sup>2</sup> ]	時間	[s, min, hr]
体積 [m <sup>3</sup> ]	圧力	[kg/cm <sup>2</sup> ]
重さ [kg]	速度	[m/s]
温度 [°C]	燃料消費率	[gr/ps. hr]
角度 [度]	その他	

## 6.6 数値積分法および機関平衡を表す角早の求め方

数値積分は最も簡単なオイラー法を用いている。数値積分の角早が機関平衡を表わしているかどうかの判定は、サイクル計算の初めに仮定した給気圧と、1サイクルの計算を完了したあと、プロアの入出力平衡の條件から計算される給気圧の差が許容範囲内にあるか否かによって行なう。サイクル計算の初めには、給気圧の他に過給機回転数、プロア効率も仮定されると給気圧が許容範囲内に収束すれば、回転数、効率とともに収束している。

## 7 シミュレーション

現在のプログラムは、実機データに基づいた修正を行なわれていないため、解析精度は十分でない。然し機関性能の大まかな比較シミュレーション、ならびに局部を対象としたシミュレーションには、ほぼ間に合うものと思われる。次にこのプログラムでシミュレーションを行なった例について説明する。

### 7.1 過給機効率のシミュレーション

実験用機関 R6V<sup>22/30</sup> に装着されている過給機の効率に関して、次の二つの場合についてシミュレーションを行なった。

- (1) ターピン前の圧力波形を変化させた場合の、1サイクルのターセン効率の変化。波形の変化は排気管体積を変えることによって生じさせたが、体積の変化に伴う他の要因の変化は無視している。
- (2) ノズル面積を変化させた場合のターセン効率の変化。

図7.1.1～7.1.5には排気管体積を変えた場合の、シリンダ内および排気管内の圧力、温度の計算結果をX-Yプロットで作図させた例を示してある。図7.1.6には上記(1)(2)のシミュレーション結果をまとめたものを示してある。図7.1.6によればターセン効率は波形によって著しく影響されるが、ノズル面積が約±10%の範囲で変化しても、ほとんど左右されないことが分かる。

### 7.2 出力上昇のシミュレーション

本節の目的は、47年度に行なわれる予定である、実験機関の出力上昇の実験に際して、現在装着されている VTR 200 形過給機で間に合うかどうかを検討することである。出力上昇を20～25%としてシミュレートした結果を表7.2.1に示す。最高圧力、ターセン前温度、ターピン回転数が、公称全出力の場合よりも10%高いところまで許されるものとして、現在の過給機で間に合うようである。

# ONE CYCLE OFF DIESEL ENGINE

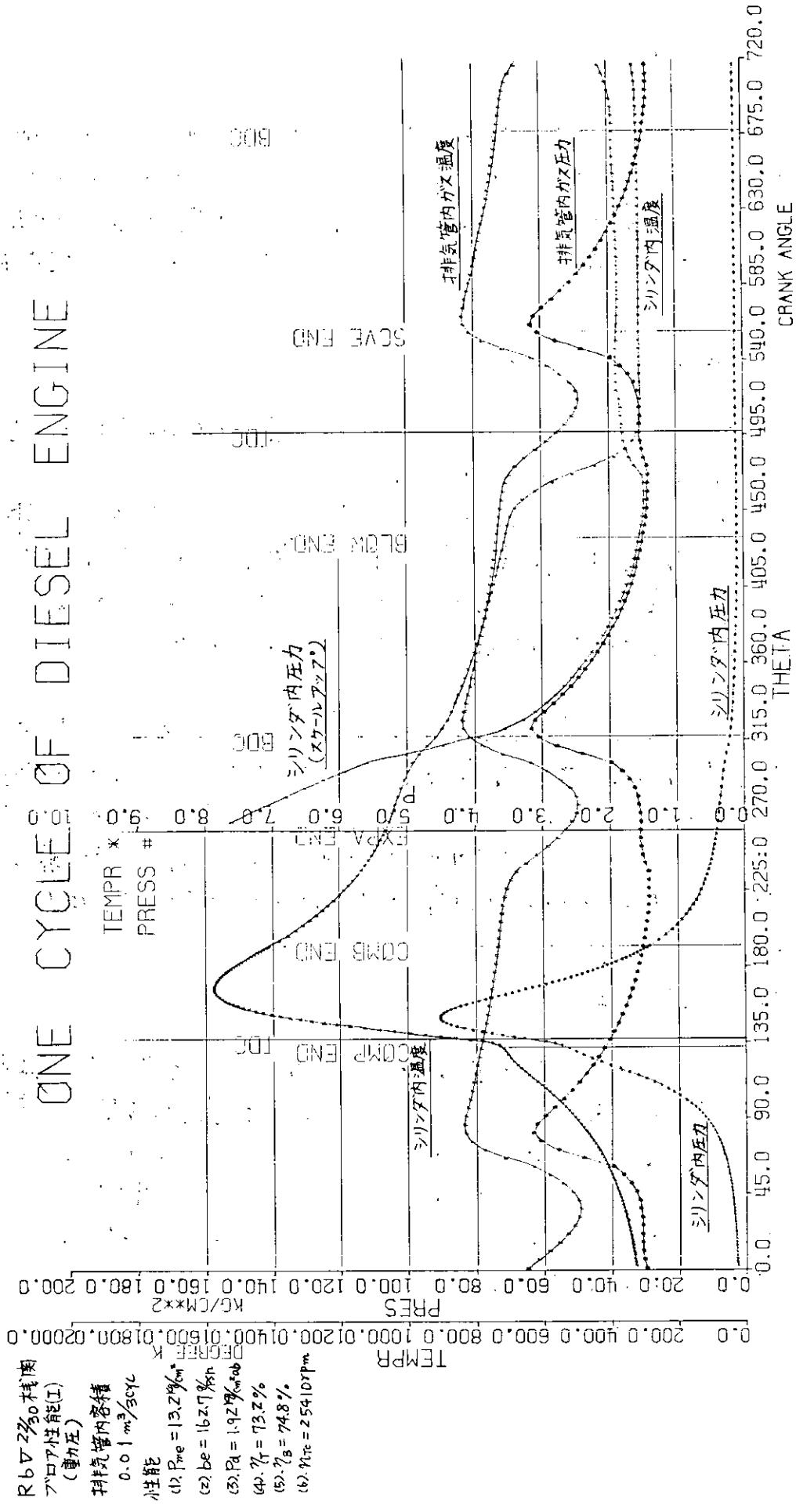


図 7.1.1. 排気管容積と機関性能の関係 (1/5)

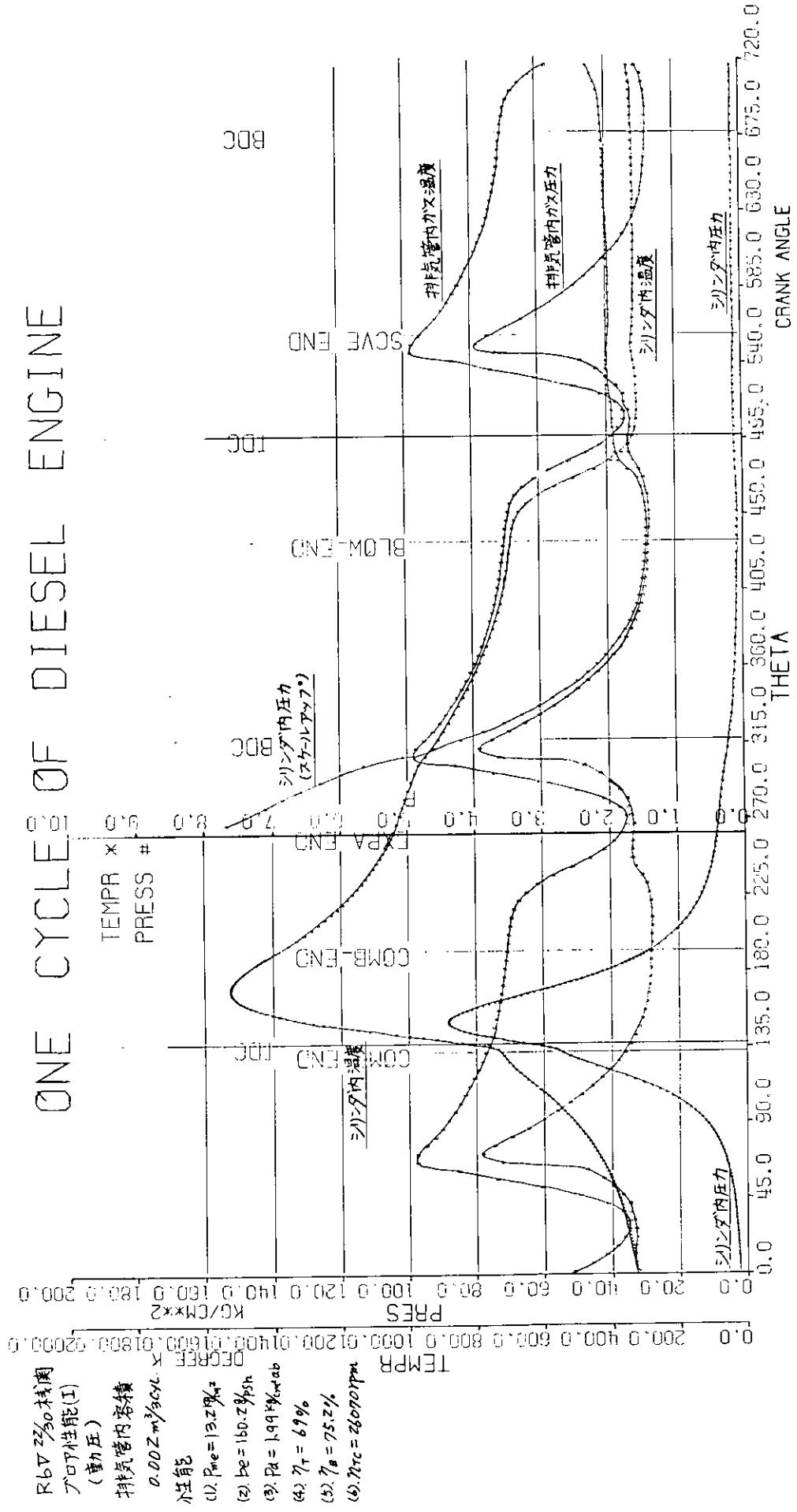


図 7.1.2. 排気管容積と機関性能の関係(36)

R6V 220 柴油  
ONE CYCLE OF DIESEL ENGINE

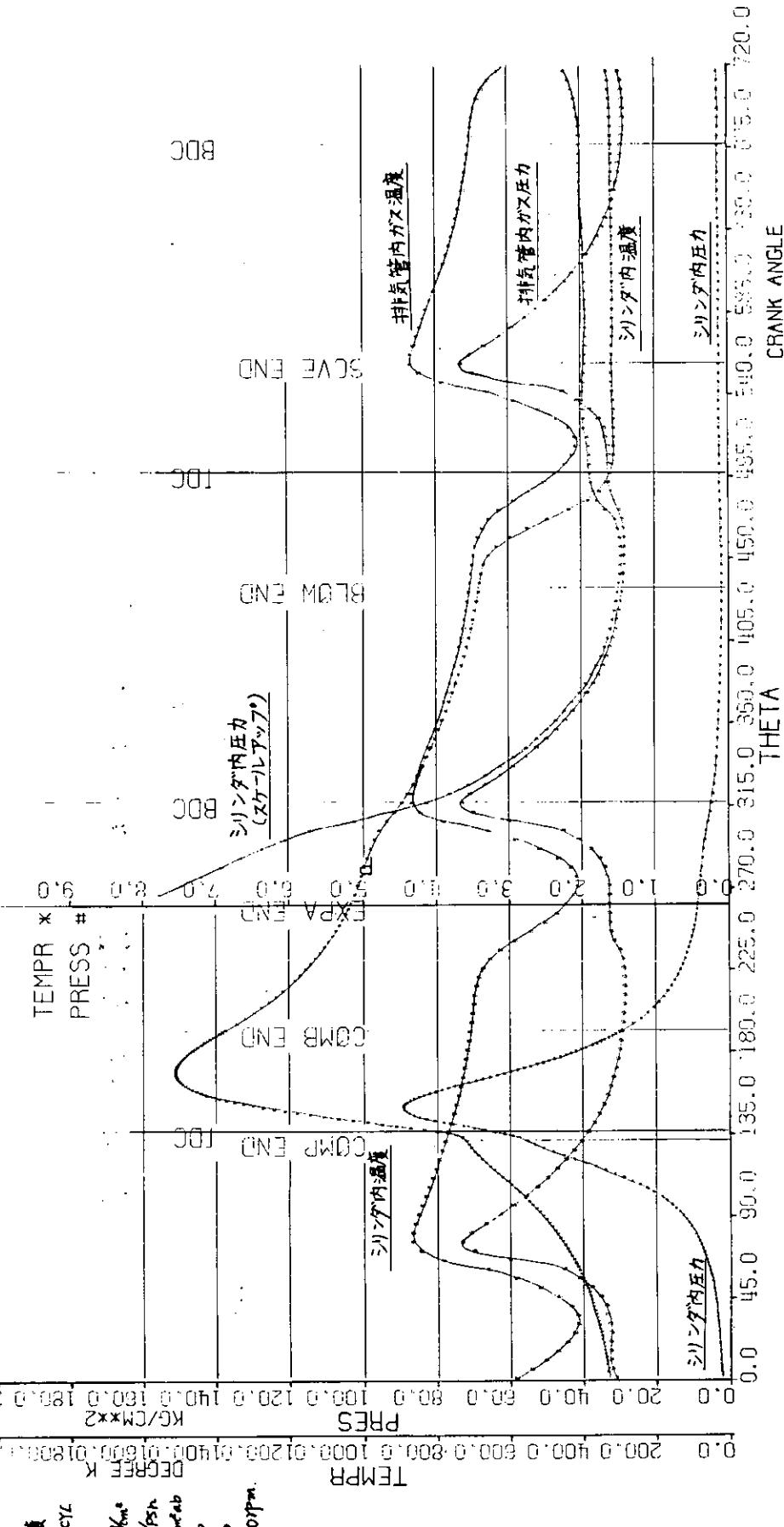


図 7.1.3. 排気管容積と機関性能の関係 (3/5)

# ONE CYCLES OF DIESEL ENGINE

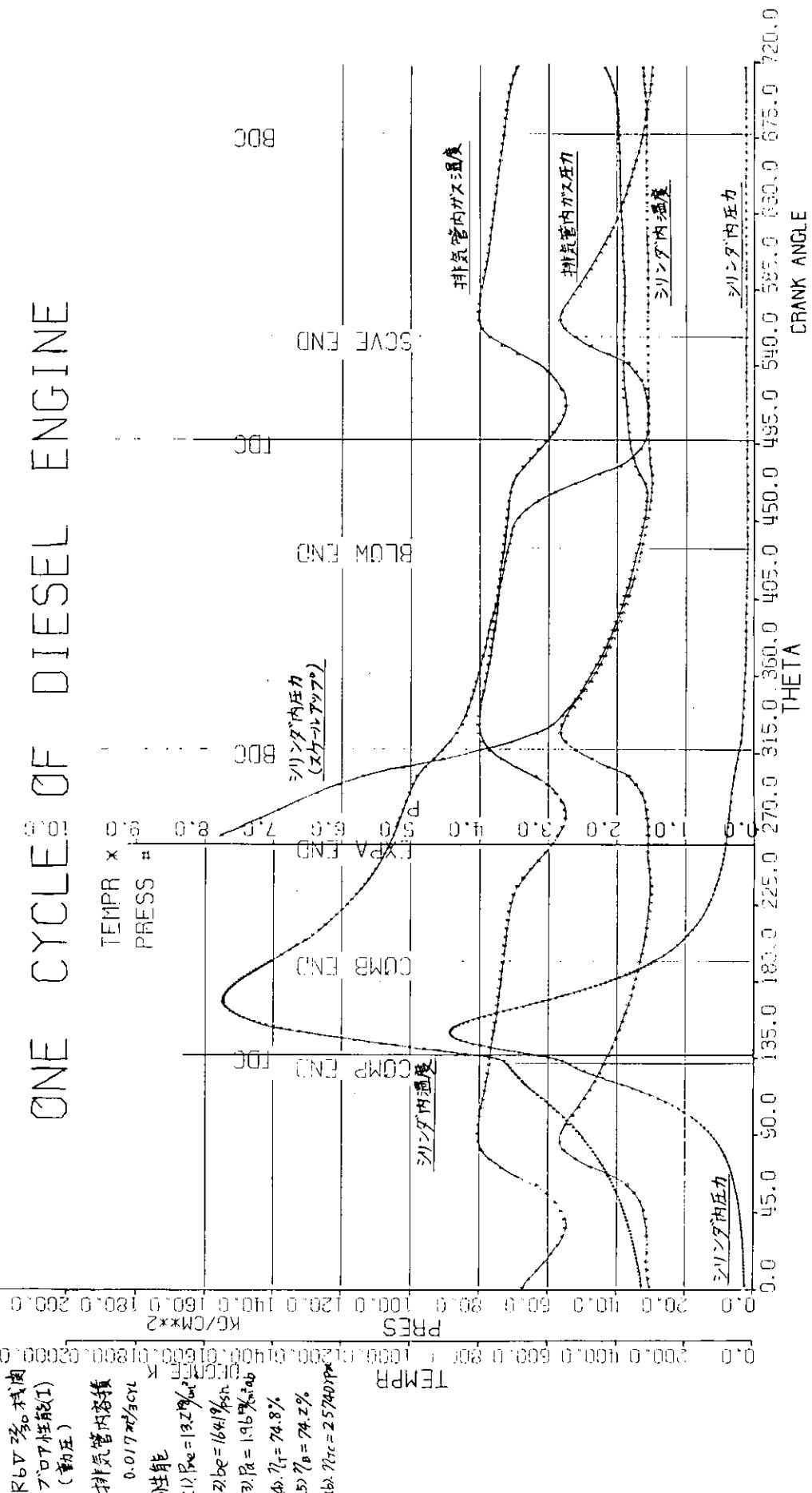


図 7.1.4. 排気管容積と機関性能の関係(4/5)

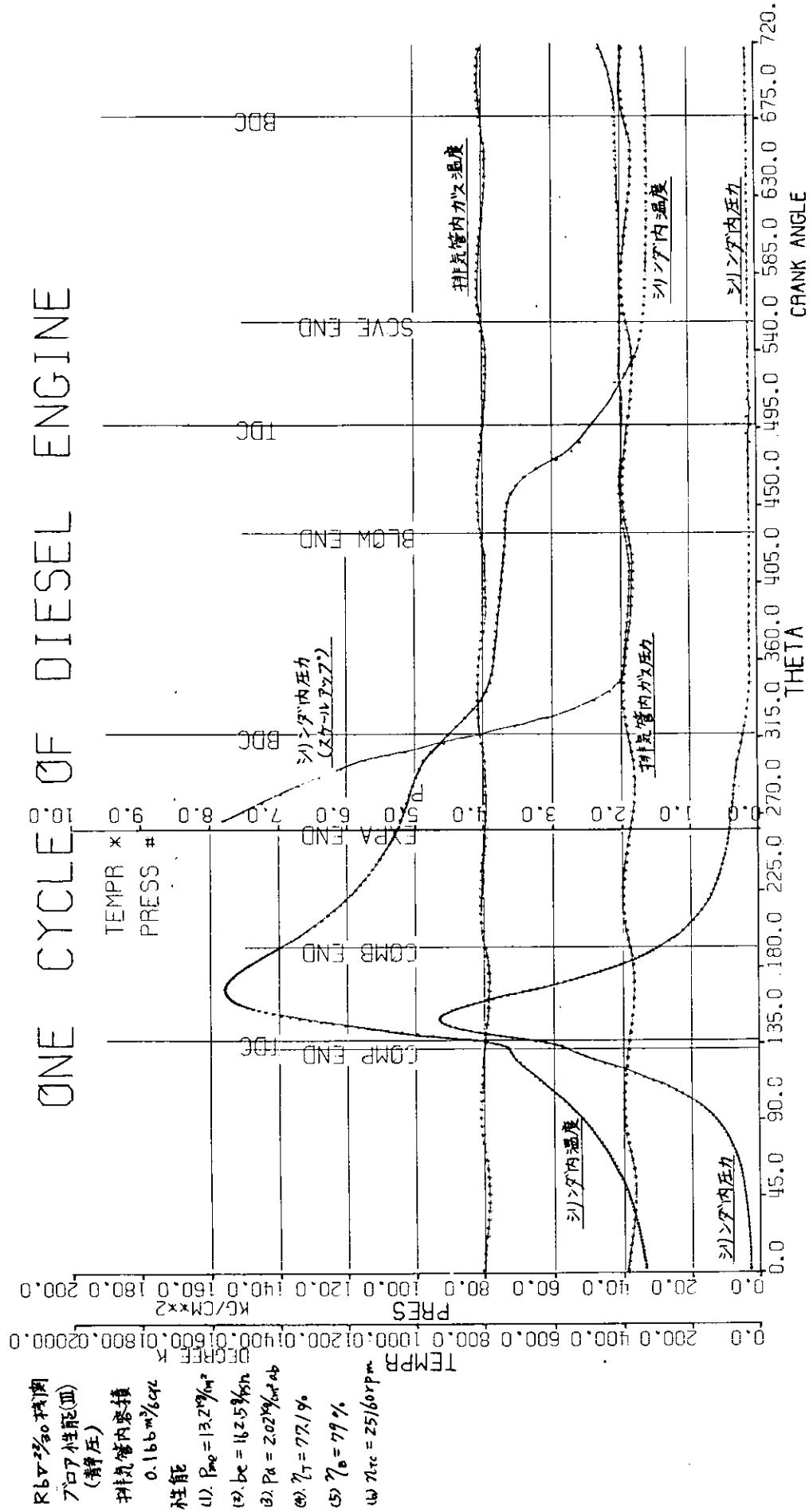


図 7.1.5. 排気管容積と機関性能の関係(参考)

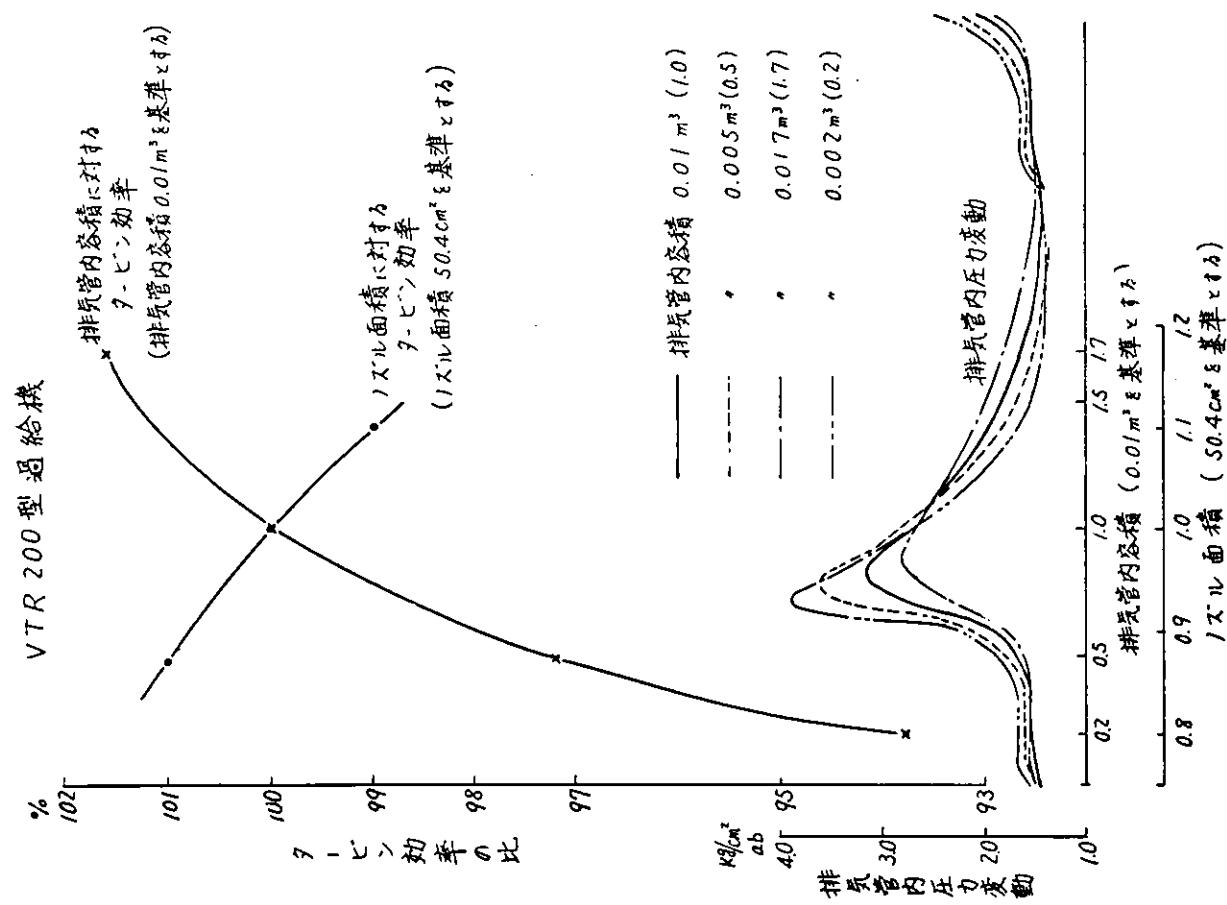


図 7.1.6 排気管の容積が nozzle 面積に対する比率による平均効率

表 7.2.1 各プロア性能における機関性能および  
出力増大した場合の機関性能

プロア性能 I = 等価面積  $50.3cm^2$

II = "  $43.7cm^2$

III = "  $39.8cm^2$

ただし  $P_{me} = 13.2$  , プロア特性 I. 動圧過給方式の  
機関性能値を基とする。

出 力	$13.2kg/cm^2$	13.2	13.2	13.2	16	16	16
	100%	100	100	100	120	120	120
プロア特性	I	II	III	I	I	II	III
過給方式	動圧	動圧	静圧	静圧	動圧	動圧	静圧
給気圧力	100%	103(+3)	105(+5)	94(-6)	116(+16)	114(+19)	125(+25)
最高圧力	100	100(0)	100(0)	97(-3)	109(+9)	108(+8)	115(+15)
排気温度	100	102(+2)	99(-1)	116(+16)	106(+6)	113(+13)	114(+14)
燃料消費率	100	101(+1)	109(+9)	103(+3)	103(+3)	106(+6)	102(+2)
過給機回転数	100	102(+2)	103(+3)	91(-9)	111(+11)	112(+12)	113(+13)
空 気 量	100	98(-2)	81(-9)	74(-26)	109(+9)	105(+5)	96(-4)

## 8. 結論

本年度の作業内容と、これから得られた結果を要約すると次の通りである。

- (1) コーディング記号ならびに数量単位を統一して、プログラムを整理した。
- (2) 積分法はどの方法を用いるかについて最終的な結論は得ていないが、さしあたりオイラー法を採用することにした。計算間隔は燃焼過程が  $0.5^\circ$ 、それ以外では  $1^\circ$  を標準としている。
- (3) 給気圧が許容收束範囲内で一定の値で収束するときは、他のサイクル変数、性能諸元も許容範囲内に収束するとか分った。許容收束範囲は  $2\%$  を標準としている。
- (4) フローチャートを改良した結果、計算所要時間は約半分に短縮することができた。
- (5) 動圧ターゲンの出力計算法は効率、流量係数等に関する実測結果をインパートする方法が最も実際的であろう。
- (6) 動圧ターゲンの出力を理論解析できることを見通しを得た。
- (7) 実験用エンジンに装着している過給機では、ノズル面積を約  $\pm 10\%$  の間で変化させても、過給機効率はほとんど変化しない。
- (8) タービン前・圧力波形が変わるとターゲン効率は大巾に変わる。
- (9) 実験エンジンを公称出力から約  $20\sim 25\%$  出力上昇しても、現在の VTR 200 形過給機で間に合うようである。
- (10) 本年度の作業の結果、シミュレーションプログラムはかなり洗練されたものになって来たが、解析精度は不十分である。

## 附 錄

### A1. 基礎微分方程式の誘導

式(3.2.7)～(3.2.10)については特に説明を要しないと思われるが、エネルギー式(3.2.1)から温度変化率の式(3.2.6)の誘導について説明する。  
 $U = G C_v T$  の関係から

$$\begin{aligned}\Delta U &= \Delta(G C_v T) = \frac{\partial U}{\partial G} \Delta G + \frac{\partial U}{\partial C_v} \Delta C_v + \frac{\partial U}{\partial T} \Delta T \\ &= C_v T \Delta G + G T \Delta C_v + G C_v \Delta T \quad \cdots \cdots \cdots \text{(A1.1)}\end{aligned}$$

が得られる。これをエネルギー式  $\Delta Q = \Delta U + AP \Delta V$  に代入し、 $\Delta T$ について整理すると次のようになる。

$$\begin{aligned}\Delta T &= \frac{\Delta Q}{G C_v} - \frac{C_v T}{G C_v} \Delta G - \frac{G T}{G C_v} \Delta C_v - \frac{AP}{G C_v} \Delta V \\ &= \Delta T_Q - \Delta T_G - \Delta T_{C_v} - \Delta T_{PdV} \quad \cdots \cdots \cdots \text{(A1.2)}\end{aligned}$$

式(A1.2)の各項の物理的な意味は次のように理解できる。

$\Delta T_Q$  ; ガスに外部から与えられた熱による温度上昇

$\Delta T_G$  ; 絶対温度  $0^{\circ}\text{K}$  のガスが  $\Delta G$  増加するための温度下降

$\Delta T_{C_v}$  ; 比熱が大きくなるための温度下降

$\Delta T_{PdV}$  ; 外部仕事をしたための温度下降

$C_v = AR/(k-1)$  の関係から  $\Delta C_v$  をもとめると次のようになる。

$$\begin{aligned}\Delta C_v &= \frac{\partial C_v}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial C_v}{\partial \lambda} \Delta \lambda \\ &= \frac{\partial C_v}{\partial K} \cdot \frac{\partial K}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial C_v}{\partial K} \frac{\partial K}{\partial \lambda} \Delta \lambda \\ &= -AR\left(\frac{1}{K-1}\right)^2 \left[ \frac{\partial K}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial K}{\partial \lambda} \Delta \lambda \right] \quad \cdots \cdots \cdots \text{(A1.3)}\end{aligned}$$

式(A1.3)および  $C_v = AR/(k-1)$  を式(A1.2)に代入して  $\Delta T$ について整理すれば次式が得られる。

$$\Delta T = \frac{(k-1) \left[ \Delta Q - \frac{ART}{K-1} \Delta G + \frac{ARGT}{(K-1)^2} \left( \frac{\partial K}{\partial \lambda} \right) \Delta \lambda - AP \Delta V \right]}{ARG \left[ 1 - \frac{T}{K-1} \left( \frac{\partial K}{\partial T} \right) \right]} \quad \cdots \cdots \cdots \text{(A1.4)}$$

## A2 ガス交換過程のガス組成変化率

ガス交換過程中のシリンダ内のガス組成を表わす式(3.3.13)から微分演算で直接各の微係数をもとめることはできない。そこで  $\theta$  と  $\theta + \Delta\theta$  における組成の差と  $\Delta\theta$  の極限値からこれをもとめることとする。

$$\frac{d\lambda}{d\theta} = \lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{\Delta\lambda}{\Delta\theta} = \lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \left( \frac{\lambda - \lambda_1}{\Delta\theta} \right) \quad (A2.1)$$

但し

$\lambda_1$  ; フラニク角  $\theta$  におけるガス組成。

$\lambda$  ;  $(\theta + \Delta\theta)$  におけるガス組成であり、混合後の組成を示す。

$$\begin{aligned} \Delta\lambda &= \frac{1}{L_{th}} \left\{ \frac{\frac{G_1 + \sum \Delta G_i}{G_1} - 1}{\frac{G_1}{1 + L_{th}\lambda_1} + \sum \left( \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th}\lambda_i} \right)} - \lambda_1 \right\} \\ &= \frac{1}{L_{th}} \left\{ \frac{\frac{G_1 + \sum \Delta G_i}{G_1} - 1 - L_{th}\lambda_1}{\frac{G_1}{1 + L_{th}\lambda_1} + \sum \left( \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th}\lambda_i} \right)} \right\} = \frac{1}{L_{th}} \frac{B}{A} \\ B &= G_1 + \Delta G_i - \frac{G_1}{1 + L_{th}\lambda_1} - \sum \left( \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th}\lambda_i} \right) - L_{th}\lambda_1 \left( \frac{G_1}{1 + L_{th}\lambda_1} + \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th}\lambda_i} \right) \\ &= G_1 \left\{ \frac{(1 + L_{th}\lambda_1) - 1 - L_{th}\lambda_1}{1 + L_{th}\lambda_1} \right\} + \sum \Delta G_i \left\{ \frac{(1 + L_{th}\lambda_i) - 1 - L_{th}\lambda_1}{1 + L_{th}\lambda_i} \right\} \\ &= \sum \frac{L_{th}(\lambda_i - \lambda_1)}{1 + L_{th}\lambda_i} \Delta G_i \end{aligned}$$

$$\therefore \Delta\lambda = \frac{\left( \frac{1}{L_{th}} \right) \sum \frac{L_{th}(\lambda_i - \lambda_1)}{(1 + L_{th}\lambda_i)} \Delta G_i}{\frac{G_1}{1 + L_{th}\lambda_1} + \sum \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th}\lambda_i}}$$

$$\frac{\Delta\lambda}{\Delta\theta} = \frac{1}{\left\{ \frac{G_1}{1 + L_{th}\lambda_1} + \sum \left( \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th}\lambda_i} \right) \right\}} \sum \left( \frac{\lambda_i - \lambda_1}{1 + L_{th}\lambda_i} \right) \frac{\Delta G_i}{\Delta\theta}$$

$\Delta\theta \rightarrow 0$  のとき  $\Delta G_i \rightarrow 0$  ( $\Delta G_i / \Delta\theta \rightarrow 0$ )  $\rightarrow (dG_i / d\theta)$  且  $\lambda_1 = \lambda$  とすると。

$$\frac{d\lambda}{d\theta} = \frac{1 + L_{th}\lambda}{G} \sum \left( \frac{\lambda_i - \lambda}{1 + L_{th}\lambda_i} \frac{dG_i}{d\theta} \right)$$

### A3 燃焼行程中のガス組成変化率

燃焼行程中のガス組成変化率は単に式(3.3.12)を微分すれば得られる。

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_0} + \frac{L_{th} G_{f0}}{G}$$

$$\begin{aligned}\lambda^2 \frac{d\lambda}{d\theta} &= \frac{\partial \lambda}{\partial G} \frac{dG}{d\theta} + \frac{\partial \lambda}{\partial G_{f0}} \frac{dG_{f0}}{d\theta} \\ &= \left[ -\frac{L_{th} G_{f0}}{G^2} + \frac{L_{th}}{G} \right] \frac{dG_{f0}}{d\theta} \quad (\because \frac{dG}{d\theta} = \frac{dG_{f0}}{d\theta}) \\ \therefore \frac{d\lambda}{d\theta} &= \frac{1}{\lambda^2} \left( \frac{L_{th}}{G} \right) \left[ 1 - \frac{G_{f0}}{G} \right] \frac{1}{Hu} \frac{dQ_{f0}}{d\theta} \\ &= \frac{L_{th}}{\lambda^2 G Hu} \left[ 1 - \frac{G_{f0}}{G} \right] Q_T H_r\end{aligned}$$

### A4 インпутデータおよびコードング記号

表A4.1にインпутデータを示しており、sheet1~2にインпутスームを示す。

表A4.1 読込みデータとコーディング記号

(注) 原型プログラムのものです。改良型においては多少データが多くなっています。

カード番号	コーディング記号	読み込みデータ	単位	フォーマット
1 1	PMiAD	図示平均有効圧力 設定値	kg/cm <sup>2</sup>	F10.3
" 2	BEFO	燃料消費率 固定値	g/psh	"
" 3	VE	排気管容積	m <sup>3</sup>	"
" 4	VD	給気管容積	"	"
" 5	PD	給気圧力 固定値	kg/cm <sup>2</sup> ab	"
" 6	PE	N.O.1シリンダの排気弁が開く瞬間の 排気管内ガス圧力 固定値	"	"
" 7	TE	N.O.1シリンダの排気弁が開く瞬間の 排気管内ガス温度 固定値	°C	"
2 8	RAMDAE	N.O.1シリンダの排気弁が開く瞬間の 排気管内のガス組成 固定値		E12.5
" 9	RAMDA	圧縮始めのシリンダ内のガス組成 固定値		"
" 10	NOCYLYL	1つの過給機および排気管につなが っている機関のシリンダ数		i 2
3 11	ETABUR	燃焼効率		F10.3
" 12	ETATAD	タービンの断熱効率		"
" 13	ETABAD	ブロアの断熱効率		"
" 14	PZSTR	圧縮始めのシリンダ内ガス圧力 固定値	kg/cm <sup>2</sup> ab	"
" 15	TZSTR	圧縮始めのシリンダ内ガス温度 固定値	°C	"
" 16	TD	給気管内空気温度 設定値	"	"
" 17	GNOZT	機関の1サイクルのガス流量 固定値	kg/cycle	"
4 18	XPMi	設定図示平均有効圧力の許容割合		F10.3
" 19	XPE	N.O.1シリンダ排気弁開の瞬間の排気管 内ガス圧力の収束許容割合		"
" 20	XPD	給気管内給気圧力の収束許容割合		"
" 21	XTE	排気管内ガス平均温度の許容割合		"

カード番号		コーディング記号	読み込みデータ	単位	フォーマット
5	22	DIAZL	機関シリンダ直径	mm	F10.3
"	23	RCRANK	機関ストロークの半分	"	"
"	24	ALC0NR	連接棒の長さ	"	"
"	25	EPSICP	圧縮比		"
"	26	RPMENG	機関の毎分の回転数	rpm	"
"	27	CVPTH <i>i</i>	ピストン頂面に対するシリンダカバーの内表面の割合		
6	28	DIADV	排気孔の直径	mm	F10.3
"	29	DIADV	給気孔の直径	"	"
"	30	ERBASE	排気カムの基円の半径	"	"
"	31	DRBASE	給気カムの基円の半径	"	"
"	32	ERECC	排気カムを形づくっている円弧の半径	"	"
"	33	DRECC	給気カムを形づくっている円弧の半径	"	"
"	34	EHVMAX	排気弁の最高揚程	"	"
"	35	DHVMAX	給気弁の最高揚程	"	"
7	36	ZTETDC	N0.1シリンダの給気弁開のランク 角度 = 0.0 (圧縮始め)	度	F10.3
"	37	ZTETCO	圧縮始めより圧縮終(燃焼始め) までのランク角	"	"
"	38	ZTETBU	圧縮始めより燃焼終(膨張始め) までのランク角	"	"
"	39	ZTETEO	圧縮始めより膨張終(排気弁開) までのランク角	"	"
"	40	ZTETDO	圧縮始めより給気弁開までのラン ク角	"	"
"	41	ZTETEC	圧縮始めより排気弁開までのラン ク角	"	"
"	42	TETBAS	T.D.C から圧縮始め(給気弁開) までのランク角	"	"

カーフ 番号	コーディング記号	読み込みデータ	単位	フォーマット
8	43 ALPHEV	排気弁座角度	度	F10.3
"	44 ALPHDV	給気弁座角度	"	"
"	45 VALVSU	1シリンダに付いている給・排気弁の数	"	"
9	46 DCAMG1	給気カムの接線部分と偏心円弧部分の交点までの角度	度	F10.3
"	47 DCAMG2	給気カムの偏心円弧部分と同心円弧部分との交点までの角度	"	"
"	48 DCAMG3	給気カムの同心円弧部分までの角度	"	"
"	49 DCAMG4	給気カムの偏心円弧部分までの角度	"	"
"	50 DCAMG5	給気カムの接線部分までの角度	"	"
"	51 DRROLL	給気カムのローラの半径	mm	"
10	52 ECAMG1	排気カムの接線部分角度	度	F10.3
"	53 ECAMG2	排気カムの偏心円弧部分までの角度	"	"
"	54 ECAMG3	排気カムの同心円弧部分までの角度	"	"
"	55 ECAMG4	排気カムの偏心円弧部分までの角度	"	"
"	56 ECAMG5	排気カムの接線部分までの角度	"	"
"	57 ERROLL	排気カムのローラの半径	mm	"
11	58 DVMUC1	給気孔の流量係数の定数実測値 (順流) $\doteq 3.3$		F10.3
"	59 DVMUC2	給気孔の流量係数の定数実測値 (順流) $\doteq 0.95$		"
"	60 DVMUC6	給気孔の流量係数の定数実測値 (逆流) $\doteq 3.3$		"
"	61 DVMUC7	給気孔の流量係数の定数実測値 (逆流) $\doteq 0.95$		"
"	62 EVMUC1	排気孔の流量係数の定数実測値 (順流) $\doteq 3.3$		"
"	63 EVMUC2	排気孔の流量係数の定数実測値(順流) $\doteq 0.95$		"

カーデ 番号	コーディング記号	読み込みデータ	単位	フォーマット
12	66 DTETD0	圧縮過程の計算間隔	度	F10.3
"	67 DTETBU	燃焼過程の計算間隔	"	"
"	68 DTETEP	膨張過程の計算間隔	"	"
"	69 DTETED	ガス交換過程の計算間隔	"	"
13	70 TBACK	タービン後の温度 設定値	°C	F10.3
"	71 TATMS	大気温度 設定値	"	"
"	72 TWALL	燃焼室壁の平均温度 設定値	"	"
"	73 PBACK	タービン後のガス圧	KJ/cm <sup>2</sup> ab	"
"	74 RMDAIR	給気管内の空気過剰率		"
14	75 FTN	タービンノズル面積 設定値	cm <sup>2</sup>	F10.3
"	76 FTB	タービンブレード面積 設定値	"	"
"	77 AMUNZL	ノズル流量係数		"
"	78 AMUBLW	ブロアの流量係数		"
"	79 FTURBN	タービンノズル面積	cm <sup>2</sup>	"
"	80 FBLÖWR	ブロア面積	"	"
15	81 QWJOSU	AIヘルベルグの式の係数 実測値		F10.3
		QWJOSU ÷ 2.1		
"	82 AQRATE	熱供給の係数 3.0 ~ 6.0		"
"	83 HU	燃料の低位発热量	Kcal/kg	"
16	84 INTWR	圧縮、燃焼、膨張過程を第1回目から WRITEさせる INTWR = 1		i3
		収束してから WRITEさせる INTWR #1		
"	85 INTWRE	ガス交換過程を第1回目から WRITEさせる INTWRE = 1		"
		収束してから WRITEさせる INTWRE #1		
"	86 LIMTWR	計算の繰返し回数		"
"	87 LINEWR	圧縮、燃焼および膨張過程の1ページに		"

カド番号	コーディング記号	読み込みデータ	単位	フォーマット
16	87	WRITEする数		i3
"	88 JPLOTZ	圧縮、燃焼および膨張過程のプロットする間隔		
"	89 JPLOTE	ガス交換過程のプロットする間隔	"	
"	90 LINWRE	ガス交換過程の1ページにWRITEする数	"	
"	91 LMWRE	ガス交換過程の計算繰返し回数	"	
"	92 JDGPLT	収束後 XYプロットでプロットさせる場合 JDGPLT = 1 プロットさせない場合 JDGPLT ≠ 1	"	
"	93 JDGST	第1回目で計算をやめる場合 JDGST=1 収束させろ場合 JDGST ≠ 1	"	
17	94 DWRTC0	圧縮過程の WRITE 間隔	F10.3	
"	95 DPLTC0	圧縮過程の PLOT 間隔	"	
"	96 DWRTBU	燃焼過程の WRITE 間隔	"	
"	97 DPLTB0	燃焼過程の PLOT 間隔	"	
"	98 DWRTEP	膨張過程の WRITE 間隔	"	
"	99 DPLTEP	膨張過程の PLOT 間隔	"	
"	100 DWRTEX	ガス交換過程の WRITE 間隔	"	
"	101 DPLTEX	ガス交換過程の PLOT 間隔	"	
18	102 RGAS	作動ガスのガス定数	Kg·m/Kg·K	E12.5
"	103 RAIR	空気のガス定数	"	"
"	104 GRAVITY	重力加速度	m/sec <sup>2</sup>	"
"	105 ALUFT0	理論空気量	Kg/Kg	"
"	106 PAI	$\pi \approx 3.1416$		"
"	107 AEQUIT	仕事の熱当量		"
19	10 ATETE0(i)	$i = 1 \sim 8$	度	F10.3
S		N0.1シリンダの排気弁開のときを基準として		
	114	N0.1~N0.8シリンダの排気弁開		

カード番号	コーディング記号	読み込みデータ	単位	フォーマット
20 115	ATETE $\bar{O}$ (i)	$j = 9 \sim 15$	度	F10.3
	2	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁開のときを基として		
	121	N <sub>0</sub> 9～N <sub>0</sub> 15シリンダの排気弁開		
21 122	ATETEC(i)	$i = 1 \sim 8$	度	F10.3
	5	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁開のときを基として		
	129	N <sub>0</sub> 1～N <sub>0</sub> 8シリンダの排気弁開		
22 130	ATETEC(j)	$j = 9 \sim 15$	度	F10.3
	5	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁開のときを基として		
	136	N <sub>0</sub> 9～N <sub>0</sub> 15シリンダの排気弁開		
23 137	ATETD $\bar{O}$ (i)	$i = 1 \sim 8$	度	F10.3
	5	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁開のときを基として		
	144	N <sub>0</sub> 1～N <sub>0</sub> 8シリンダの給気弁開		
24 145	ATETD $\bar{O}$ (j)	$j = 9 \sim 15$	度	F10.3
	5	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁開のときを基として		
	151	N <sub>0</sub> 9～N <sub>0</sub> 15シリンダの給気弁開		
25 152	ATETDC(i)	$i = 1 \sim 8$	度	F10.3
	5	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁開のときを基として		
	159	N <sub>0</sub> 1～N <sub>0</sub> 8シリンダの給気弁開		
26 160	ATETDC(j)	$j = 9 \sim 15$	度	F10.3
	5	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁開のときを基として		
	166	N <sub>0</sub> 9～N <sub>0</sub> 15シリンダの給気弁開		
27 167	APZ(i)	$i = 1 \sim 8$	Kg/cm <sup>2</sup> ab	F10.3
	5	N <sub>0</sub> 1シリンダの排気弁が開くときの N <sub>0</sub> 1シリン		
	174	ダ～N <sub>0</sub> 8シリンダのシリンダ内圧力 仮定値		

カド番号	コード番号	読み込みデータ	単位	フォーマット
28	175 APZ(j)	$j = 9 \sim 15$	$\text{kg}/\text{cm}^2.\text{ab}$	F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN09シリンダ～N015シリンダのシリンダ内圧力。仮定値		
	181	～N08シリンダのシリンダ内圧力。仮定値		
29	182 ATZ(i)	$i = 1 \sim 8$	°C	F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN01シリンダ～N08シリンダのシリンダ内圧力。仮定値		
	189	～N015シリンダのシリンダ内圧力。仮定値		
30	190 ATZ(j)	$j = 9 \sim 15$	°C	F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN09シリンダ～N015シリンダのシリンダ内圧力。仮定値		
	196	～N01シリンダのシリンダ内ガス重量。仮定値		
31	197 AGZ(i)	$i = 1 \sim 8$	Kg	F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN01シリンダ～N08シリンダのシリンダ内ガス重量。仮定値		
	204	～N015シリンダのシリンダ内ガス重量。仮定値		
32	205 AGZ(j)	$j = 9 \sim 15$	Kg	F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN09シリンダ～N015シリンダのシリンダ内ガス重量。仮定値		
	211	～N01シリンダのシリンダ容積。仮定値		
33	212 AVZ(i)	$i = 1 \sim 8$	$\text{m}^3$	F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN01シリンダ～N08シリンダのシリンダ容積。仮定値		
	219	～N015シリンダのシリンダ容積。仮定値		
34	220 AVZ(j)	$j = 9 \sim 15$	$\text{m}^3$	F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN09シリンダ～N015シリンダのシリンダ容積		
	226	～N01シリンダのシリンダ容積		
35	227 ARAMDZ(i)	$i = 1 \sim 8$		F10.3
	S	N01.シリンダの排気弁が開くときのN01シリンダ～N08シリンダのシリンダ内ガスの空気過剰率		
	234	～N015シリンダのシリンダ内ガスの空気過剰率		



Sheet 1. 説明書 - 3 (X on 1)

番号	名前	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
1	PMIAD	*2. BEFO	*3. VE	*4. VD	*5. PD	*6. PE	*7. TE									*
2	RAMDAE	*9. RAMDA	*10*	NÖFCY												
3	ETABUR	*12. ETATAD	*13. ETABAD	*14. PZSRTT	*15. TZSRT	*16. TD										*
4	XPMi	*19. XPE	*20. XPD	*21. XTE												
5	DIAEV	*23. RCRANK	*24. ALCONR	*25. EPSSLCP	*26. RPMEENG	*27. CVPATHi										
6	ZTETDC	*29. DiADV	*30. ERBASE	*31. DRBASE	*32. ERECC	*33. DRECC	*34. EHVMAX	*35. DHVMAX								*
7	ZTETD	*37. ZTETC	*38. ZTETBU	*39. ZTETE	*40. ZTETD	*41. ZTETEC	*42. ZTETBAS									
8	ALPHEV	*44. ALPHDT	*45. VALTVSU													
9	DCAMG1	*47. DCAMG2	*48. DCAMG3	*49. DCAMGA	*50. DCAMGS	*51. DRRDLL										
10	ECAMG1	*53. ECAMG2	*54. ECAMG3	*55. ECAMGA	*56. ECAMGS	*57. ERROLL										
11	DVMUC1	*59. DVMUC2	*60. DVMUC6	*61. DVMUC7	*62. DVMUC11	*63. DVMUC21	*64. DVMUC61	*65. DVMUC71								
12	DTETD	*67. DTETBU	*68. DTETEP	*69. DTETED												
13	TBACK	*71. TATMS	*72. TWALL	*73. PBACK1	*74. RMDAICR											
14	FTW	*76. FTB	*77. AMUBLW	*78. AMUNZL	*79. ETURBN	*80. FBLDMR										
15	QWJOSU	*82. AQRATE	*83. HU													
16	INTWR	JINTWR	JPUTZ	LINTWR	JMWRE	JDGPT										
17	DWRTCO	*95. DPLTCO	*96. DWRTBU	*97. DPLTBW	*98. DWRTER	*99. DPLTER	*100. DWRTIX	*101. DPLTEX								
18	RGAS	*103. RAICR	*104. GRATITY	*105. ALUETO1	*106. PAi	*107. AEQUIV										

説込メモ - 7 ( № 2 )

力-1	番号	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	
19	*(10.8)ATEITE $\bar{O}$	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
20	*(9)ATEITE $\bar{O}$	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
21	*(1)ATEITEC	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
22	*(9)ATEITEC	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
23	*(1)ATEITED $\bar{O}$	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
24	*(9)ATEITED $\bar{O}$	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
25	*(1)ATEITEDC	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
26	*(9)ATEITEDC	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
27	*(1)APZ(1)	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
28	*(1)APZ(9)	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
29	*(1)ATZ(1)	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
30	*(1)ATZ(9)	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
31	*(1)AGZ(1)	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
32	*(1)AGZ(9)	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
33	*(1)AVZ(1)	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
34	*(1)AVZ(9)	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
35	*(1)ARMDZ	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
36	*(1)ARMDZ	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*
37	*(1)AAKAPZ	*	(2)	*	(3)	*	(4)	*	(5)	*	(6)	*	(7)	*	(8)	*		
38	*(1)AAKAPZ	*	(10)	*	(11)	*	(12)	*	(13)	*	(14)	*	(15)	*	(16)	*	(17)	*

Sheet 2. 読込用 フィーチャー (4 on 1)

カット番号	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
2	0..	E.	O..	E	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
3	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
4	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
6	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
10	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
11	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
12	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
13	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
14	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
15	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
16	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
17	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
18	0..	E.	O..	E	0..	E	O..	E	0..	E	0..	E	0..	E	0..	E

説込メモ (2)

カット番号	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
19	●															
20	●															
21	●															
22	●															
23	●															
24	●															
25	●															
26	●															
27	●															
28	●															
29	●															
30	●															
31	●															
32	●															
33	●															
34	●															
35	●															
36	●															
37	●															
38	●															

## 機関性能シミュレーション関係の文献

No	題名	著者	出所	備考
1.	排気タービン過給ディーゼル機関の特性(オ2報変速機内の性能)	長尾 平子, 久光	日機論集 21巻104号2部 (S30年)	
2.	排気タービン過給ディーゼル機関の特性(オ3報機内性能に及ぼす影響)	長尾 平子, 久光	日機論集 21巻109号2部 (S30年)	
3.	静圧排気タービン過給2サイクルディーゼル機関における補助掃気ポンプの大きさ決定法	長尾 平子	日機論集 24巻144号 (S.33-8)	
4	排気タービン過給2サイクルディーゼル機関の計画法	長尾 平子	日機論集 24巻144号 (S.33-8)	
5.	Die Berechnung der Wandverlust und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren	Waschni	MTZ 31(1970)12	
6.	Einfluß der Kühl mittel- und Zylinderraumoberflächentemperatur auf die Leistung und den Wirkungsgrad von Dieselmotoren	P.S. Myers O.A. Uyehara	SAE 690464	

No	題名	著者	出所	備考
7	Experimental Instantaneous Heat Fluxes in a Diesel Engine and their Correlation	P.S. Myers O.A. Uyehara	SAE 690464	
8	大型ディーゼル機関における有効燃焼率の解析	永井 水島, 浅田	船舶機関学誌 第5巻第1号 (S.45年1月)	
9	排気タービン過給4サイクルディーゼル機関の運動特性推定法	長尾 平子	日機論集2部 24巻148号 (S.33-12)	
10	過給式高速2サイクルディーゼル機関の性能計算	松村	三菱日本重工特報 第4巻第1号(1963)	
11	ディーゼル機関モデルについての一試案	横山		
12	Einfluß des Brenngesetzes auf den Druckverlauf und die Wärmeverluste in Dieselmotoren	Wöschner	M. A. N -Forschungsheft Nr 11/1963/64	
13	Einige Ergebnisse realer Kreisprozeßberechnungen über Beeinflussungsmöglichkeit des Wirkungsgrades von Dieselmotoren.	Zinner	MTZ 31(1970)6	
14	2サイクルディーゼル機関における掃排気過程のシミュレーション	永井 水島, 浅田	オート(1970年秋号) 学術講演	

No	題名	著者	出所	備考
15	Untersuchungen Zur Vorausberechnung der Ladungsendtemperatur in Viertakt-Dieselmotoren	Zapf	MTZ 31(1970)8	
16	変動圧排気ターボ過給 2サイクルディーゼル機関におけるサイクルの近似理論的解析	永井 浅田	船舶機関学誌 第4巻	
17	Vergleich des Gleichdruck- und Stoßaufladeverfahrens bei der Abgasturbaufladung von Dieselmotoren mit hohem Aufladerdruck	Wallace	MTZ 25/5	
18	Erfahrungen mit einfachen Pulse Convertern an Viertakt-Dieselmotoren	Petak	MTZ 25/5	
19	Berechnung Von Druckverlauf und Wirkungsgrad im Verbrennungsmotor	Lange	MTZ 30(1969)2	
20	Method of Predicting some aspects of performance of a Diesel Engine Using A Digital Computer	White house others	Proc Instrn Mech Engrs Vol 176, No. 9, 1962	
21	The Prediction of Diesel Engine Performance And Combustion Chamber Component Temperatures Using Digital Computers	Janota Hallam others	Proc Instrn Mech Engrs 1967-68 Vol 182 Pt 3L	

No	題名	著者	出所	備考
22	Electronic Calculation of the time Curve of Pressure Temperature And Mass Flow Rate in the Cylinder of a Diesel Engine	Waschni	Proc Instn Mech Engrs 1967-68 Vol 182 Pt 3L	
23	Computing the Gas Exchange Process of Pressure charged internal Combustion Engines	Ryti	Proc Instn Mech Engrs 1967-68 Vol 182 Pt 3L	
24	Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two-stroke Diesel Engine	Ernst.E. Street Gary.L. Barman	SAE paper January 11-15 1971 (710176)	
25	Computer Simulation of Engine Gas Dynamic processes : A Design Package	E.J. Wright	SAE paper January 11-15 1971 (710174)	
26	A comprehensive Digital Computer program to Simulate a Compression Ignition Engine including intake and Exhaust Systems	Rowland.S. Benson	SAE paper January 11-15 (710173)	
27	Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions	J.D. Ledger S. Walmsley	SAE paper January 11-15 (710177)	

No	題名	著者	出所	備考
28	大型2サイクルディーゼル機関の性能シミュレーション	永井水島他 日立造船	機械学会 第812回講演会 講演会論文集 前刷 No710-17	
29	Calculations of the Effect of Rate of Heat Release on the shape of Cylinder-pressure Diagram and Cycle Efficiency	W.T Lyn etc	Proc Instn Mech Engr 1960-61	
30	Relation Between Fuel Injection And Heat Release in a Directinjection Engine and the Nature of the Combustion Processes	A.E.W Austen	Proc Instn. Mech Engr 1960-61	
31	Das Wiebe Brennungssetzeln Fortschritt in der Thermodynamik der Kreisprozesse Von Verbrennungsmotoren	A. JANTE	Aus FORSCHUNG und TECHNIK Kraftfahrteng- technik 9/1960	

NO	題名	著者	出所	備考
32.	排気ターボ過給ディーゼル機関の過給性能計算法について。	三菱長崎研 串山正 戸田信昭 大山武彦	機械学会論文 集第2部31番 230号 (40年10月)	
(33)	Relation between fuel injection and heat release in a direct-injection engine and the nature of the combustion process.	A.E.W.Austen (CAV. Ltd.) Action	Proc. Instn Mech. Engrs. No.1. 1960. 61	
34.	エンジン・シミュレーションについて。	運輸省船舶技術 研究機関性能部 塙出敬二郎	船の科学	
35.	Some Steps Toward Calculating Diesel Engine Behavior.	A.E.W.Austen 等(CAV. Ltd)		
36.	Method of Predicting Some Aspects of Performance of a Diesel Engine Using a Digital Computer.	N.D.Whitehouse A.Stottter G.D.Gaudie B.W.Prentice	Proc. Instn. Mech. Engrs Vol 176 No 9 1962	
37	Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen	Josef Reisacher	MTZ 27/10 (41年10月)	
38	Druck- und Temperaturverlauf in der Abgasleitung eines hochaufgeladenen Dieselmotors	Walter Pflaum K.Mollenhauer	MTZ 28/10 (42年10月)	

NO.	題名	著者	出所	備考
39.	The Application of Some Analytical Techniques to the Study of Turbocharging the Automotive Diesel Engine	G. Garratt D.E. Gee	Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 180 Pt 3N	
40	Development and Evaluation of the Simulation of the Compression-Ignition Engine	K.J. McAulay Jang Wu and Simon K. Chen (1.7-ナショナル ハーベスト-CO)  G.L. Boumann P.S. Myers and O.A. Uyehara (ウイスコンシン大学)	SAE paper 650451 (40年 5月)	
41	副室付きディーゼル機関の熱力学的特性	(東大、生研) 徐錫洪	内燃機関 4巻 5号	
42	予燃焼室式ディーゼル機関の性能向上と燃焼経過	加藤孝雄 日立、亜南工場	日立評論 44巻 8号 (37年 8月)	
43	副室付きディーゼル機関の熱力学的考察	(東大、生研) 徐錫洪	機械学会 論文集前刷 No. 120 (39年 - 10月)	
44	電子計算機によるディーゼル機関の特性計算	辻 洋	日立評論 (42年 11月) 49 第11号	

NO	題名	著者	出所	備考
45	過給条件を変えた場合の 12WZ形高速ディーゼル機関の 特性	沼田耕 鈴木	三菱重工技報 Vol. 1 NO. 1	
46	4サイクルディーゼル機関の 過給に関する近似計算	(三菱、神戸) 鈴木康之	新三菱重工技報 Vol. 5 NO. 3	
47	Remington UNIVAC 1107電算機 使用 ディーゼル機関のマッチング性能 計算資料	(石川島播磨) 稻葉	舶用機関学会 資料(神戸商船 大に於ける座談会) (43. 5. 16)	
48	電子計算機による4サイクル排気 ターボ過給ディーゼル機関の 熱サイクルのシミュレーション	(日立造船) 三木、松本 八尾正	舶用機関学会 春季講演会 前刷 (44. 5. 9)	
49	排気タービン過給ディーゼル機関の特性	(京大)長尾	日本機械学会 論文集 20巻 100号 (昭和 29年)	
50	Computer programs to determine the relationship between pressure flow, heat release, and thermal load in diesel Engine.	Grehard Waschni	SAE paper 650450 (40年 5月)	

NO	題名	著者	出所	備考
51.	Contribution of the study of the distribution of heat transfer co-efficient during the phase of the working cycle of an internal combustion engine	A.Slambuleanu	I. Mech. E.	
52.	Comparative performance assessment by digital computers of various compression-ignition engine configurations in combination with compressors and turbines.	R.Smyth 他	Proc. Instn mech. Engrs 1966~67 Vol. 181 Pt 1 No. 12	
53	ディーゼル機関の燃焼衝撃の解析	長尾不二夫 池上 淳 大島 耕治 (京大)	機械学会 41年4月1日 通常総合講演	
54	ディーゼル燃料噴射系の力学的研究	高原萬壽雄 飯塚和夫 鈴木善雄 中津川英則 (福井大)	機械学会前刷集 No 156 1966-10月 第44期全国大会講演	
55	予燃焼室ディーゼル機関における熱発生の計算	齊藤 孟 池 (早大)	機械学会前刷集 No 156 1966-10月 第44期全国大会講演	
56	小形ディーゼル機関の始動に関する考察	長沢重夫 安部信義 他 (三菱京都)		

NO	題名	著者	出所	備考
57	最近の内燃機関研究における一つの方向について	松岡信 (東工大)	1968	
58	Die Nachahmung eines Dieseleinspritzvorgangs auf einem elektronischen Analogrechner	Dr.-Ing. Wilhelm Vogel	MTZ Jahrg 24 Heft 1 (38年1月)	
59	Elektronische Berechnung der Vorgänge in Einspritzsystem von Diesel Motor	Dr.-Ing. Wilhelm Vogel	MTZ (38年8月)	
60	Fuel Injection System Calculation	B.E. Knight CAV Ltd	1960. CAV Ltd	
61	Method of Predicting Some Aspects of Performance of a Diesel Engine Using a Digital Computer.	N.D. Whitehorse M.Sc A. Stotter M.Sc	English 1960	
62	Computation of Instantaneous Air Flow and Volumetric Efficiency.	Paul Huber James. R. Brun (Ford motor co.)	SAE paper 812B 1964	
63	Some Steps toward Calculating Diesel Engine Behavior	A.E.W. Auslen W.T. Lyn (CAV Ltd)	CAV Ltd	
64	Hydraulics of Fuel Injection			

NO.	題名	著者	出所	備考
65	Digital Computer Analysis and Interpretation of Turbo-charged Diesel Engine Performance	H.A. COOK	SAE Trans. Vol 67. 1959	
66	Development and Evaluation of the Simulation of the Compression Ignition Engine Part I	S.K. Chen. P.S. Myers. O.A. Uychara	SAE paper NO. 650451 SAE trans. 1966	
67	Appraisal of Effects of Operating Conditions and Engine Design on Combustion in Reciprocating Engines by Engine Cycle Calculation	H.A. COOK	SAE paper 633C. 1963	
68	An Analysis of Ideal Otto Cycle Including the Effects of Heat Transfer Finite Combustion Rates. Chemical Dissociation and Mechanical Losses.	F.M. Strange	SAE paper 633D. 1963	
69	The Computation of Apparent Heat Release for Internal combustion.	R. Krieger G.L. Borman	ASME paper NO. 66-WA/6GP-4	
70	Unsteady Heat Transfer in Engine	V.D. Overlye J.E. Bennethum P.S. Myers.	SAE Trans VOL 69 NO. 461. 1961	

NO	題名	著者	出所	備考
71	Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines	W.J.D. Annand	Institution of Meeb Engrs.	
72	The Simulation of Single Cylinder Intake and Exhaust Systems.	M. Goyal G. Scharf G.L. Borman	SAE Midyear Meeting Paper 670478	
73	Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air	G.L. Borman J. Johnsen	SAE paper No. S.98 C 1962	
74	Experimental and Calculated Histories of Vaporizing Fuel Drops.	K.J. Priem G.L. Borman M.M. Elwakil O.A. Uyehara P.S. Myers	NACA TN 3988 (1952)	
75	Graphs of Reduced Variables for Computing Histories of Vaporizing Fuel Drops and Drops Histories under Pressure	G.L. Borman M.M. Elwakil O.A. Uyehara P.S. Myers	NACA TN 4438 1958	
76	Fuel Vaporization and Ignition Lag in Diesel Combustion	M.M. El-wakil P.S. Myers O.A. Uyehara	SAE Trans. Vol 64 1956 pp 712-729	
77	Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engines.	W Tolyn	9th Int Symp. in Comb New York: Academic Press 1962 pp 1064-1082	

NO	題名	著者	出所	備考
78	The Radiant and Convective Components of Diesel Engine Heat Transfer	G.D. Ebersole P.S. Myers. O.A Uyehara	SAE paper 701C. 1963	
79	The Effect of Heat Transfer on the Steady Flow through a Poppet Valve	D.Kapodia G.L. Borman	SAE Mid year Meeting paper 670479 May. 1967.	
80	Computer Aided Engine Design	G.L Borman	SAE paper No. 670523 P1~10. 1968	
81	Elektronische Berechnung des Einspritzverlaufes im Dieselmotor aus dem gemessenen Druckverlauf in der Einspritzleitung.	Dr-Ing. Gerhard Woschni nicht MAN Augsburg	MTZ 44年7月	
82	Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor	Dr-Ing Woschni	MTZ 26/4	
83	Mathematical Simulation of A Large, Pulse-Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine	Streit, Ernst	University of Wisconsin 1970	

日本船用機関学会  
中小形ディーゼル機関研究委員会

機関性能シミュレーション小委員会委員名簿 (受付順)

氏 名	勤務先
委員長 東野一郎	大阪市立大学工学部
品川 隆	ダイハツディーゼル(株) 研究部研究第1課
平山伝治	(株)赤坂鉄工所 技術部研究課
鈴木良治	久保田鉄工(株) ディーゼル技術部
東孝行	三菱重工業(株) 東京製作所技術部
太田幹郎	大阪府立大学工学部
東忠則	川崎重工業(株)技術研究所 機械研究室
赤松秀一	阪神内燃機工業(株) 技術部開発課
川崎昭久	富士ディーゼル(株) 技術部研究課
松本隆一	神戸大学工学部
秋山貞夫	大阪市立大学工学部
青木庸治	(株)新潟鉄工所 内燃機事業部技術部
森光良	ヤンマー・ディーゼル(株)技術研究所 第3研究部、第4研究課
西川了介	ヤンマー・ディーゼル(株)技術研究所 第1研究部、第2設計室
三木次夫	三菱重工業(株)神戸造船所 原動機設計部、内燃機設計課
岡松雄二郎	三菱重工業(株)名古屋機器製作所 ディーゼル機関設計課
池上 詢	京都大学工学部
繕方一彦	神戸商船大学
森忠夫	日立製作所 笠戸工場 ディーゼル設計課
永井 将	日立造船 技術研究所第三研究室
山下 尚	川崎重工業(株)技術研究所 機械研究室