

日本船舶振興会昭和47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. 175

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48年3月

社 団 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47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)	大東俊一	(京都大学)
	梅野満	(日本海事協会)	酒井義	(石川島播磨重工業)
	奥村克二	(名村造船所)	佐藤昭二郎	(石川島播磨重工業)
	孝橋謙一	(阪神内燃機工業)	篠崎尙亮	(新和海運)
	佐藤義一	(函館ドック)	田中紘一	(石川島播磨重工業)
	塙出敬二郎	(船舶技術研究所)	永井将	(日立造船)
	高須績	(住友重機械工業)	船川正哉	(川崎重工業)
	田中兵衛	(昭和海運)	水品正昭	(日本钢管)
	原田弘道	(山下新日本汽船)	本岡隆雄	(三菱重工業)
	松本隆一	(神戸大学)	森田秀夫	(三菱重工業)
	南正己	(神戸商船大学)		
	本吉英一	(ヤンマーディーゼル)		

目 次

1. まえがき	1
2. 計算所要時間の短縮に関する検討	4
3. より複雑な機能をもつプログラムの作成	4
3.1 部分流入動圧過給機関のシミュレーションプログラム	4
3.2 各シリンドを別々に扱うプログラム	5
4. 解析理論に関する検討	10
4.1 動圧過給タービン作動状態の理論解析	10
4.1.1 過給機モデルおよび仮定	10
4.1.2 計算手順の概略	11
4.1.3 計算式	12
4.1.4 シミュレーションの一例	13
4.1.5 タービンの圧縮機作用	14
4.2 比熱式の比較検討	18
5. 実験研究	21
5.1 実験機関の据付およびならし運転	21
5.2 性能計測装置の準備および基礎実験用静圧過給化工事	24
5.2.1 性能計測用機器の製作と配列	24
5.2.2 静圧過給化改良工事	24
5.3 計測機器・計測法・検定法	27
5.3.1 動力計の取付と検定	27
5.3.2 燃料重量計	29
5.3.3 棒状温度計	32
5.3.4 歪ゲージ式圧力変換器による圧力計測	32
5.4 基礎実験およびプログラム修正	34
5.4.1 シリンダ内圧力計測	34
5.4.2 給気管内圧力、タービン後排気圧力の変動	40
5.4.3 熱平衡計測結果	40
5.4.4 タービン前排気圧力変動の実測とシミュレーションの比較	41
5.4.5 適正な補正係数の選定によるシミュレーションの修正	41
5.5 出力増大のシミュレーションおよび実験準備	53
5.5.1 出力増大のシミュレーション	53
5.5.2 出力増大の実験準備	53
5.6 出力増大実験	59
6. まとめ	59

付 錄	6 1
A . 1 B O S と B O S II システムの違いについて	6 1
A . 2 ルンゲ・クツタ・ギル法による積分プログラム	6 2
A . 3 使用燃料の組成と比熱の関係	7 3

1. まえがき

本研究は、昭和46~48年にわたる三年計画で行なわれているもので、本年で二年目を終了することになる。初年度研究報告書⁽¹⁾のまえがきでのべられているように、実際の研究活動は、日本舶用機関会中小型ディーゼル研究会の性能シミュレーション小委員会（委員長 東野一郎・大阪市立大学教授）によって44年6月から開始された。

シミュレーションプログラムの作成作業は、必要に応じて簡単なものから次第に、より多くの機能を持った複雑なものへとすゝめられており、表1-1には、プログラム作成作業の進捗段階に応じた、プログラムの分類を示してある。また表1-2には、これまでの研究活動の状況と主な成果をまとめてある。

シミュレーションを実機の運転状態と一致させるためには、系統的に得られた実機データをもとにして、諸補正係数を合理的に決めること、シミュレーションに用いでいる数式モデル、解析理論等が適切かどうかを検討することが必要である。

本年度は、川崎-MAN R6V2360 ATL ディーゼル機関による実験計測、シミュレーションを実機運転に合わせたための実測データ処理法に重点を置いて作業をすゝめてきた。研究の結果、シミュレーションと実測結果を巨視的に一致させることころまで作業をすゝめ、今後検討すべき問題点を明らかにすることができた。48年度にこれら等の問題を解決して、実用上満足などころまで、シミュレーションの精度を向上させ得ることは十分期待できる。

本年度は上記実験研究と並行して、動圧タービン性能の理論解説、計算所要時間の短縮についても検討をつづけてきた。

以下の報告では、内容をとつめて本年度の作業内容に限定し、初年度報告書にのべた基礎理論等は、特に必要でない限り省略した。

なお本研究は、舶用機関学会中小型ディーゼル研究会が企画立案したものと、SR-130 研究部会が実施しているものであり、実際の作業は、前記の性能シミュレーション小委員会の指導と協力のもとに、川崎重工技術研究所が担当していることを付記しておく。巻末に小委員会名簿を添付してある。

表1-1 プログラム作成の業の進捗段階によるプログラムの分類

表1.2 年度別 作業項目一覧表

年度 作業 分類	準備期間		SR-130 研究部会	
	44.6~45.3	45.4 ~ 46.3	46.4 ~ 47.3	47.4 ~ 48.3
解析理 論関係	文献調査 エンジンモデル 汎用の選定 モデル式選定		動圧過給タービンの作 動状態解析理論 まとまる	(1) モデルエンジン動圧タービ ン作動状態の理論 解析を始める。 (2) 動圧タービン圧縮機作 用の理論解析始める。 (3) 比熱式の比較検討
シミュレーション モデルの プログラム作成		分類 A についてのプログ ラムの“ひな形”完成 (Prgrm A1-BOS-E) 計算時間 = 1.5 分 (3シリンダ機関)	(1) 動圧タービン作動 状態解析理論の フロチャート完	(1) 分類 B についてのプログ ラム完成(Prgrm B- BOS II-E) (2) 分類 C についてのフロ ーチャート完成 (3) 動圧タービン性能解 析用のプログラム完
計算所要 時間短縮 法の検討			Prgrm A1-BOS のフロ ーチャートの改良により、計算 時間半減 (Prgrm A2-BOS-E)	Prgrm A2-BOS をオペ レーティングシステム BOS II 用 に改めた結果、3シリンダ 機関で 15 分となる。 (Prgrm A2-BOS II-E)
積分法の 検討			ルンゲクタギル法(RKG 法)によるフローチャート 完成	分類 A を対象にして RKG 法によるプログラム完 (Prgrm A-BOS2-RKG)
実験 研究				R6T ^{2/3} ATL により (1) 動圧過給性能計測 (2) 静圧過給性能 計測
備考		オペレーティングシステム BOS 積分法はオイラ法を用いる FACOM - 230 - 35		BOS II

* Prgrm A-BOS-E はオペレーティングシステムが BOS システム、積分法が
オイラ法であることを示す。

2. 計算所要時間の短縮に関する検討

本研究で用いていた電算機は、FACOM-230-35（富士通機KK製）であり、前年度までのオペレーティングシステムはBOSであったが、本年度のはじめにBOSⅡシステムへ変更された。従来のプログラムを、より一般的なオペレーティングシステムに向くように書き改めた結果、3シリンドラ機用の計算時間は約15分になり、計算所要時間は実用的に範囲に短縮された。BOSとBOSⅡシステムの違いについては、付録に簡単な説明を加えておいた。

現在のプログラムでは、目標出力が算出されるまで、投入する燃料の量を修正していく方法をとつていいが、このとは逆に、投入すべき燃料の量を予め設定して、こゝにシミュレーションに入力する方法をとるならば、計算時間はさらに短縮されるであろう。

3. より複雑な機能をもつプログラムの作成

表1.1に示すシミュレーションモデルにおいて、分類のDに関するシミュレーションプログラムでは、最も広い範囲のシミュレーションができるが、プログラムはそれだけに複雑である。本研究では、まず最も簡単な、分類Aに関するプログラムを作り、諸々の検討を行なつて来た。本年度は、分類Bに関するプログラムのコード化と終わり、分類Cに関しては、フローチャートの完成まで作業を始めた。本書では、本年度新しく作成したプログラムのアトラインを説明する。プログラム名は表1.1に示すように、プログラムA, B…とする。

3.1 部分流入動圧給機用(分類B)のシミュレーションプログラム

実験用エンジンは、図3.1.1の(a)に示す配列(表1.1の分類Bに相当)になつているが、前年までのシミュレーションでは、(a)と実線で $b_1 + b_2$ に分割して次のような方法を用いた。

(1) シミュレーションは、 b のように、排気管1本とともにエンジン(表1.1におけるAに相当)について行なう。

(2) 排気管体積は、 b_1 と b_2 の

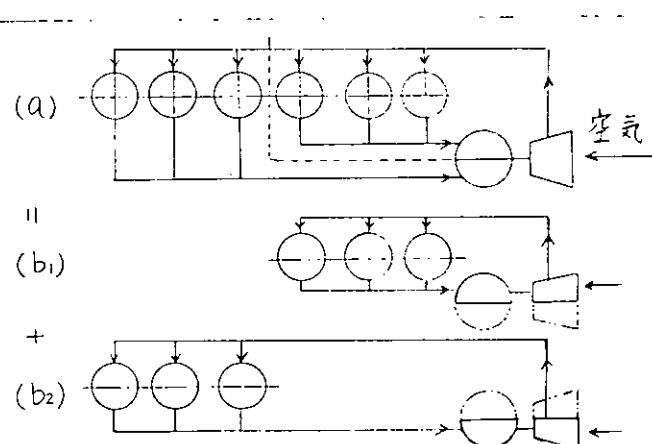


図3.1.1 供試機用の排気管配列

排気管体積の平均を用いる。

(3) ターピンノズルの面積は、 π の横円の $1/2$ とする。

(4) フロア作動率を求めるときは、ノズル通過風量を2倍する。

すでに述べたように、本年度はプログラムBを作成したが、これが必要とする理由は次の通りである。

(a) エンジンを分割して上記の(1)～(4)のようないくつかの方法による場合と、エンジンを分割せずに全体をまとめて扱つた場合には、シミュレーションの結果に違いがあるかも知れないで、検討しておく必要がある。

(b) 第五章で扱うターピンの圧縮機作用は、プログラムBによらないとシミュレートすることができない。

表3.1.1にはプログラムA, Bによる計算結果の比較を示すが、これから次のことか分る。

(i) 実験用エンジンにおいて、図3.1.1の b_2 の排気管体積は b_1 のそれより約30%大きいが、プログラムAによって b_1 と b_2 を別々にシミュレートした結果は、許容収束範囲内で一致している。

(ii) さらに実験用エンジンを、プログラムBによって、 b_1 と b_2 を分割せずに一体としてシミュレートした結果と、プログラムAによって b_1 と b_2 を別々にシミュレートした結果も、許容収束範囲で一致している。

(iii) 計算所要時間は、プログラムBによる場合は、プログラムAによる場合の約2.5倍を要する。

(iv) したがって、実験用エンジンのシミュレーションは、計算精度と計算所要時間の面から、本節のはじめに述べた(1)～(4)の方法によって、プログラムAを用いる方が適当である。

図3.1.2～3に分類Bに関するプログラムのプロックチャートを示す。

3.2 各シリンダを別々に扱うプログラム

着火間隔が不等の場合、排氣過程中のシリンダ出口における圧力は、各シリンダで異なることが起こりうる。このような場合、圧縮初めのシリンダ内圧力、圧縮、爆発、膨張の各行程におけるシリンダ内圧力、温度、出力等が各シリンダ毎に異なることがありうる。表1.1プログラムA, Bではシリンダ間とのような差異はないものとしているので、プログラムA, Bではこのような運動状態をシミュレートすることはできない。このような状態をシミュレートするためには、プログラムC, Dが必要であるが、本年度はプログラムCのブロックチャート作成まで作業を終めた。図3.2.1にブロックチャートを示す。

表3.1.1 プログラムA, Bによるシミュレーション結果の比較
(川崎-MAN. R6V²²/30 ATL)

項目		単位	プログラム A		プログラム B	
計算条件	目標図示平均有効圧力 P_{mi}	kg/cm^2	14.9		14.9	
	給気温度 T_d	°C	30		30	
	収束範囲 ε	%	2		2	
	排気管体積 V_E	m^3	0.015	0.020	0.015	0.020
	図示平均有効圧力 P_{mi}	kg/cm^2	14.9	14.9	14.9	14.9
	給気圧力 P_d	ata	1.92	1.92	1.96	1.96
	圧縮圧力 P_{co}	ata	56.4	55.9	56.1	55.8
	最高圧力 P_{max}	ata	87	86.5	86.5	86
	燃焼終り圧力 P_{bu}	ata	22.3	22.4	22.3	22.2
	膨張行程終り圧力 P_{ep}	ata	8.36	8.34	8.35	8.33
計算結果	排気管内平均圧力 P_E	ata	2.02	1.99	2.00	1.98
	燃料消費率 b_{mi}	g/PSh	155.0	155.4	155.4	155.7
	タービン通過風量 G_{TC}	$\text{kg}/\text{cyl.3x}$	0.1163	0.1143	0.1145	0.1131
	排気管内ガス組成 λ_E	kg/kg	2.78	2.73	2.74	2.70
	タービン前平均排気温度 T_E	°K	688	695	690	695
過給機回転数 n_{TC}		rpm	26308	26048	26293	
タービン出力 L_T		PS	152	147	147	
計算所要時間		min.	18		45	

- 注1. プログラムAによる計算は $VE_1 = 0.015$, $VE_2 = 0.020 \text{ m}^3$ の排気管をもつ 3Cyl 機関として、それぞれ別個に計算したもの。
2. プログラムBでは、 VE_1 , VE_2 の2本の排気管をもつ部分流入排気タービンとして計算したもの。
3. 排気管効率 $\eta_p = 0.85$ とした。

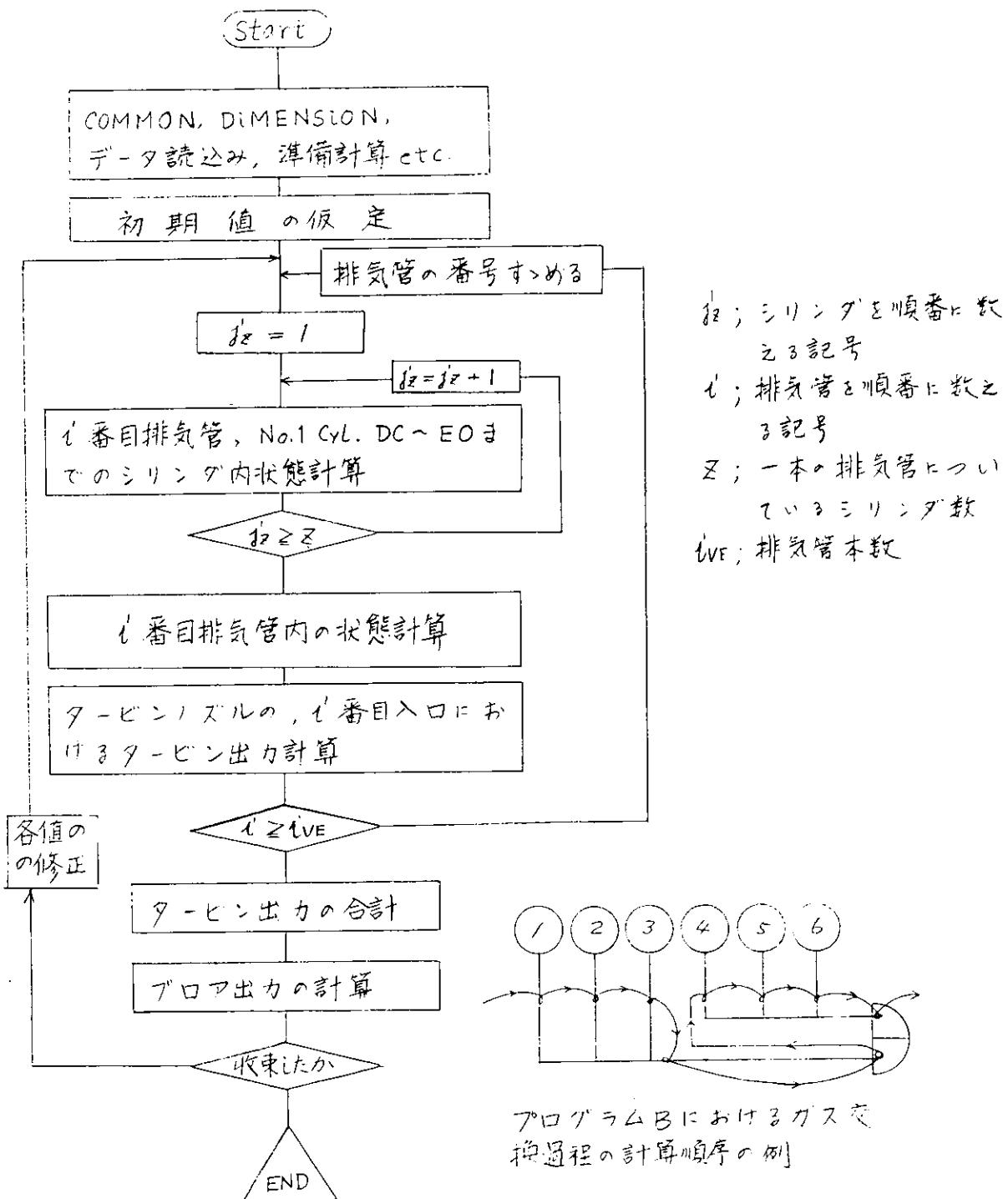


図 3.1.2 プログラムBのプロックチャート

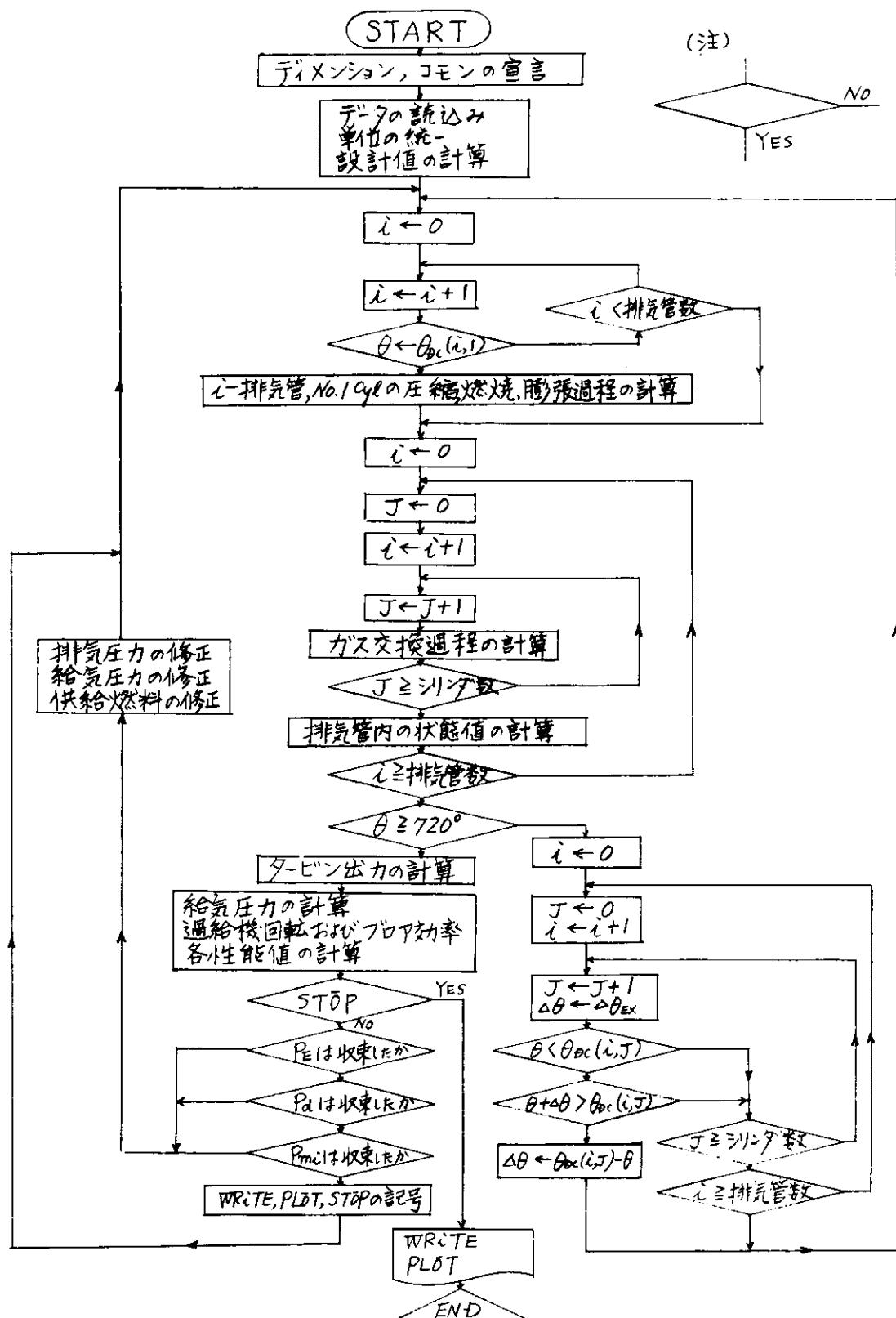
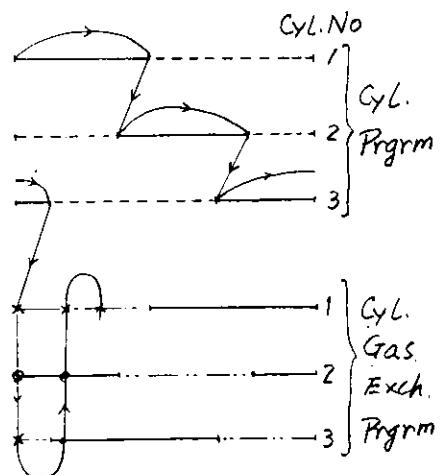
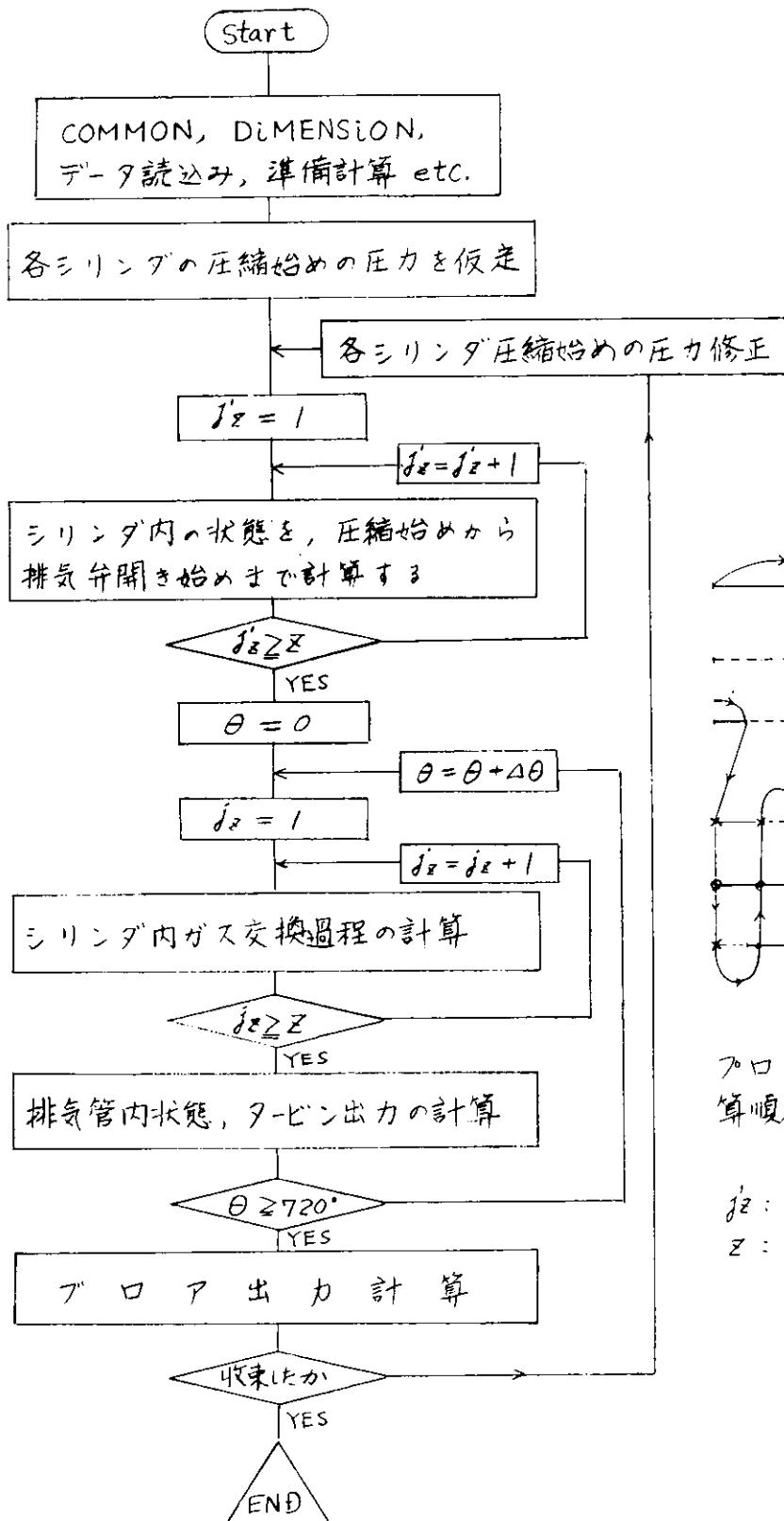


図 3.1.3 部分流入動圧過給機専用プログラム（プログラムB）のブロックチャート



プログラムにおける計算順序

j_z' : シリンダ番号
 z : シリンダ数

図 3.2.1 各シリンダを別々に扱うプログラム

4. 解説理論に関する検討

4.1 動圧過給タービン作動状態の理論解析

動圧タービン性能の理論解析は、本研究の主要テーマのひとつであり、解析理論の骨干についてはすでに初年度に報告したが、式ならびに計算手順等で若干変更したこともあるので、基礎理論から記述する。なお、本解析理論では出力、効率、流量等、いわゆる性能論だけではなく、反動度、フロー・タービン、圧縮機作用等を含めた、動圧タービンの作動状態を解析する。

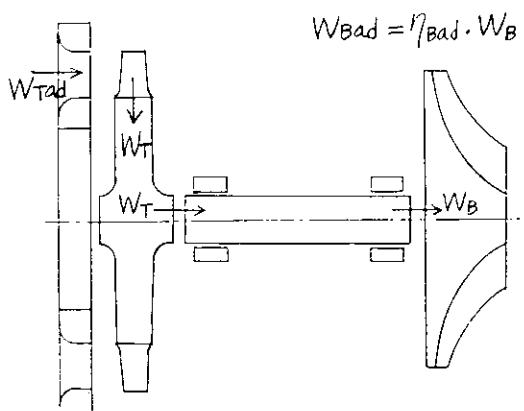
4.1.1 過給機モデルおよび行走

過給機車におけるエネルギー伝達を、図4.1.1に示すようにモデル化して考え、効率を図に付記しているように定義する。タービンの円板損失等は、必要があれば機械効率の中に含める。タービン効率にはいろいろな定義があるが、本論では最も簡単と思われるものと用いた。

まず記号、脚号、頭号を定める。

記号(図4.1.2～3を参照)

A; 仕事、熱当量、C; ガスの絶対速度、 C_p ; 定圧比熱、F; 面積、G; ガス流量、g; 重力の加速度、i; エンタルピー、n; 回転速度、P; 絶対圧力、R; ガス定数、s; エントロピー、T; 絶対温度、t; 時間、U; 周速、v; 比体積、W; 仕事、w; ガス相対速度、 α ; ブル出口角、B; ブレード入口角、 β ; 比重量、 δ ; 損失係数、 η ; 効率、 κ ; 比熱比、P; 圧力比、 σ ; 反動度、 ϕ ; 速度係数、
脚号と頭号 ad; 断熱変化後、c; 臨界状態、E; タービン前、r; タービン後、T; タービン、TB; タービン羽根、th; 理論値、TN; タービン、ズル



W_{Tad} : タービン前の圧力から背圧までのガスが膨張する際の理論仕事
 W_T : ガスからタービンへの伝達仕事
 W_B : 軸からプロアへの伝達仕事
 W_{Bad} : 吸入圧から吐出圧までの圧縮に要する理論圧縮仕事

$$\begin{aligned} \eta_{TC} &: \text{過給機総合効率} \\ \eta_{Tad} &: \text{タービンの断熱効率} \\ \eta_{bad} &: プロアの断熱効率 \\ \eta_{cm} &: \text{過給機の機械効率} \\ \eta_{TC} &= \frac{W_{Bad}}{W_{Tad}} = \frac{W_T}{W_{Tad}} \cdot \frac{W_B}{W_T} \cdot \frac{W_{Bad}}{W_B} \\ &= \eta_{Tad} \cdot \eta_{cm} \cdot \eta_{bad} \end{aligned}$$

図4.1.1 過給機モデルと効率の定義

1: ノズル先端はフレート入口, 2: ブレード出口, *: よどみ状態

解説をする前に附して設けた仮定は次の通りである。(1)微小時間内のガス流れは通常流とする。(2)ガスと通路壁間の熱伝達は無視する。(3)ガスの巾は無視する。(4)ガス流れはブレードの平均径における流れで代表させる。(5)損失は、ノズルでは出口において、ブレードでは入口においてそれを基準的におこり、損失運動エネルギーはすべて熱に変わつてガスを等圧加熱する。(6)ノズルの損失係数は一定とし、ブレードの損失係数は $\Delta B = (B_1 - B)$ の関数とする(図4.1.3 参照)。(7)ノズルとブレードからのガス流出角は、幾何学的な出口角と同じとする。(8)ブレード入口における全圧が背圧より大きい場合のみ、タービン内のガス流れは起りうるものとする(流れが成立するための条件)。(9)ブレード出口の速度エネルギーはすべて損失になる。(10)ブレード出口の圧力が背圧より大きい場合は、背圧までの断熱理論膨張仕事は損失になる。

図4.1.2～3に、タービン内におけるガスの状態変化と、ガス流れを示す。

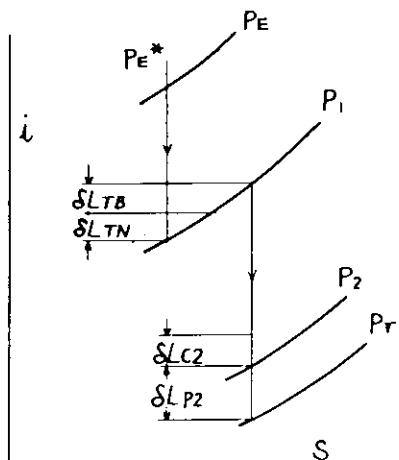


図4.1.2 ガスの状態変化と諸損失

SL ; 損失

$TN, TB, C2, P_2$ はそれぞれ、ノズル
出口、ブレード入口、ブレード出口
速度、ブレード出口残圧を示す。

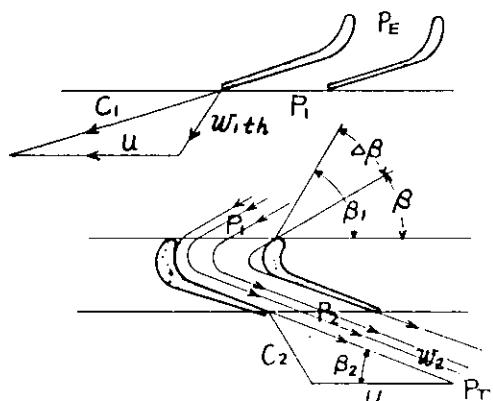


図4.1.3 タービン内におけるガス流れ

β_1, β_2 ; ブレード出入口設計角度
 β ; 変動するガス入口角度

4.1.2 計算手順の概略

理論解説を行なう際の基本的な計算手順を示す(次の通りである)。

- (1) 試行錯誤により、流れの条件が成立する圧力比 ($P_{TN} = P_1/P_E^*$) の範囲を求める。
- (2) 流れの条件が成立する P_{TN} の範囲内で、重複の条件を満足する一対の P_{TN} を試行錯誤によって探し出す。連続の条件とは、ノズルからの流量と、ブレ

(5) 流水の条件と、連続の条件を満たす P_{N} が、またわらタービンの作動室である。これを基にして、作動水能と最大可説数量を計算する。

図4.1.4は以上の計算手順のプロセスチャートである。

4.1.3 計算式

次に、ノズル前後、ブレード前後に
分けてガスの状態変化、速度等と計算
する。

(1) ナズル前

$$T_E^* = T_E + \frac{A}{2g} C_E^2 / q \quad \dots \dots \quad (4.1.1)$$

$$P_E^* = P_E \left(\frac{T_E}{T_E'} \right) \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad \dots \dots \quad (4.1.2)$$

(2) ノズル出口

$$C_1 = \phi_{TN} C_{1\text{th}}$$

$$= \phi_{TN} \sqrt{2g \frac{K}{K-1} R T_E^* \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_E^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (P_{TN} > P_c \text{ or } K \geq 3)$$

$$= \phi_{TN} \sqrt{2g \frac{K}{K+1} R T_E} \quad (P_{TN} \leq P_c \text{ or } ?)$$

$$\text{但 } P_C = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K+1}} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4.1.4)$$

(3) フレード入口

$$S_{TB} = S_{TB}(\Delta B) \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4.1.8)$$

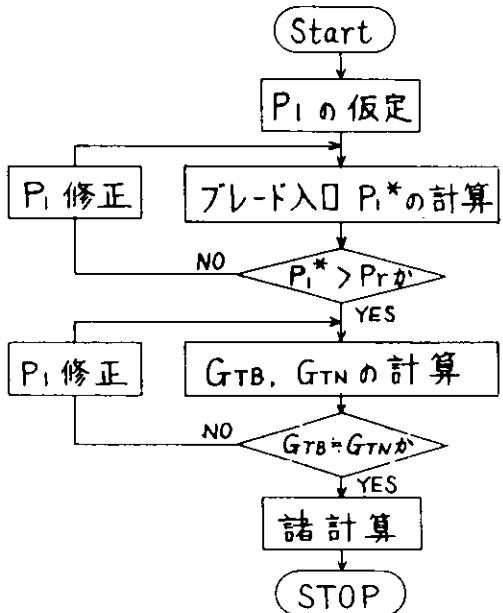


図4.1.4 ブロックチャート

ナット出口とフレート出口における運動エネルギーの損失合計 8LKE および、運動エネルギーが熱に変換したまゝの、タービン前温度は次のようになす。

$$\delta L_{KE} = \delta L_{TN} + \delta L_{TB} \\ = \frac{1}{2q} \left[C_{ith}^2 (1 - \phi_{TN}^2) + \zeta_{TB} W_{ith}^2 \right] \quad \dots \dots \dots \quad (4.1.10)$$

$$P_i' = P_i \left(\frac{T_i'}{T_i} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \dots \quad (4.1.13)$$

(4) プレート出口

$$W_2 = \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{2g \frac{K}{K-1} RT_i^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \\ \quad \left(P_{TB} > P_c \text{ のとき} \right) \\ \quad \left(P_2 = P_r \text{ のとき} \right) \\ \\ = \sqrt{2g \frac{K}{K+1} RT_i^*} \\ \quad \left(\text{但し } P_{TB} \leq P_c \text{ のとき} \right) \\ \quad \left(P_2 = P_c P_1^* \right) \end{array} \right\} \quad \cdots (4.1.14)$$

$$T_2 = T_1^* \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (4.1.15)$$

$$\delta L_2 = \delta L_{C2} + \delta L_{P2} = \frac{1}{2g^2} C_2^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_2 \left[1 - \left(\frac{P_r}{P_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad \dots \quad (4.1.16)$$

(5) 内々流量、出力等の計算

$$LW_T = \frac{v_F}{\hbar} (n_1 \cos \beta_1 + n_2 \cos \beta_2) \cdot u \quad \dots \dots \dots \dots \quad (4.1.18)$$

$$\eta_T = \frac{\text{フレードに与えられた仕事}}{\text{背圧までの断熱理論膨張仕事}} = \frac{(w_1 \cos \beta + w_2 \cos \beta_2)}{g \frac{k}{k-1} R T E^* \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_E^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \dots \quad (4.1.19)$$

$$\sigma = \frac{\text{ブレード内で増加した運動エネルギー}}{\text{ブレードで利用可能な運動エネルギー}} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_i^2 + (w_2^2 - w_1^2)} \quad \cdots (4.1.20)$$

4.1.4 シミュレーションの一例

図4.1.5は、タービンガス状態が図の P_2 , T_2 のように変動するとき、次の
ような条件のもとで、タービンの作動状態をシミュレートした例である。

$F_{TN} = 34 \text{ cm}^2$, $F_{TB} = 37 \text{ cm}^2$, $\alpha = 20^\circ$, $B_1 = 42^\circ$, $B_2 = 21^\circ$, ϕ_{τ_1}
 $= 0.76$, $U = 240 \text{ m/s}$ ($n_T = 24400 \text{ rpm}$), $P = 1.085 \text{ kPa/cm}^2$
 γ_{TB} は文献に掲載されていゝものと、 4β の負の方向にも対称に延長したもの
を数式化して入力した。

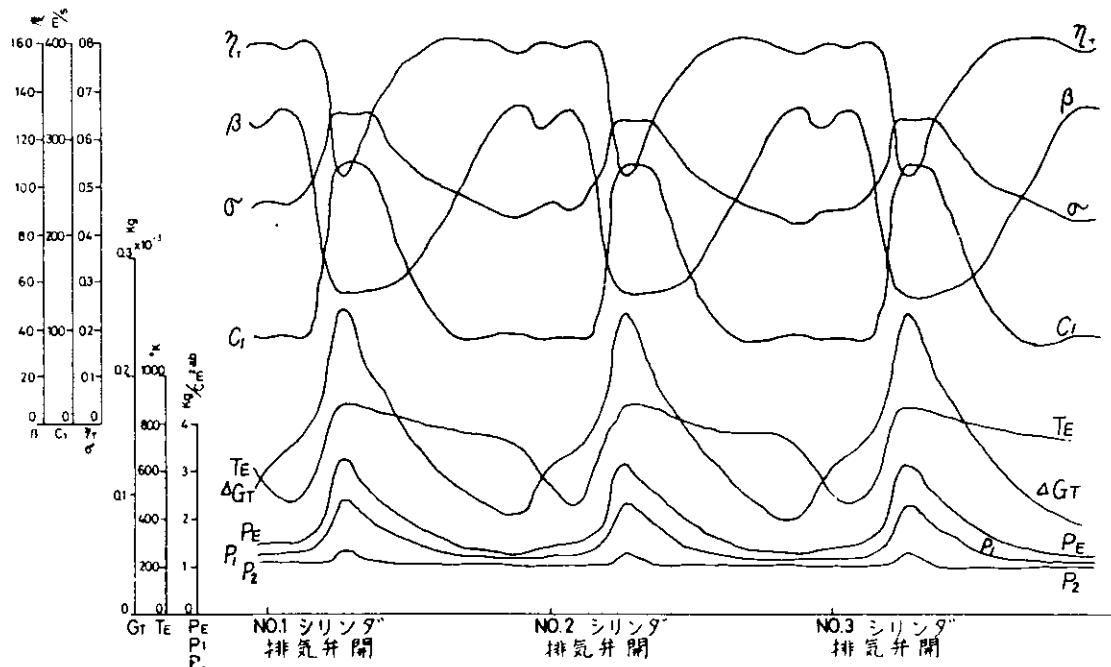


図 4.1.5 変動圧過給排気タービンの作動状態解析例

シミュレーションの結果から次のことが分る。(1) $\beta = 60 \sim 130^\circ$ の間で変動しており、動圧タービンではフレードへの入口角が激しく変動していることがよく分る。(2) $\delta = 0.45 \sim 0.65$ の間で変動しており、フレードへの流入角が激しく変動する動圧タービンでは、フレードの入口衝撃損失を少なくするために、熱エネルギーの大部がフレード内で運動エネルギーに変換されていることが分かる。(3) ガス流量はタービン前の圧力とは同じように変動する。(4) タービンを一個のしほりで等価すれば、 $P_c = P_1/P_E^*$ でガス流れは音速になっているものとして扱わゆるが、本理論のようにノズルとフレードにおける膨張過程を別々に計算すれば、実際に音速の生ずる圧力比を知ることができる。

4.1.5 タービンの圧縮機作用

回転数を一定にしてタービンのガス流量を低下させていくと、ある低流量域では、タービンが圧縮機として作動することとはすでに実験的に確かめられており、タービン回転数一定のもとに、流量が激しく変動する変動圧排気タービン過給機関では、この現象は機関全体の性能上きわめて重要であることが

摘録されている⁽³⁾。しかし、排気ターピンの圧縮機作用と機関性能に関するまとまった研究は知見すら限り見当らない。以下では、本節で述べてある、動圧ターピン作動状態の解析理論を応用してターピンの圧縮機作用をシミュレートした結果が、定性的には実測結果とよく一致していることを示す。

(1) 排気管内における負圧の発生

シリンダ数が 5, 7, 10 等の動圧過給機用 4 サイクルディーゼル機関では、過給機ターピンのカスク室が複数個に仕切られ、各ガス室に不等間隔でハーパルスが到達する：これがである。図 4.1.6 に二種の形式。機関に示す二種の排気管配列の一例を示すが、二のようない場合、図のグラフ(右)の期間では排気管内圧力が非常に低くなる結果、ノズルから出たガスにはターピンを駆動するのに十分なエネルギーがなく、遂にターピンからガスはエネルギーを奪われたこと、ターピンは圧縮機として作動することがある。この際ターピンの圧縮機として失う仕事を WTLOS は、ターピン効率を低下させることになるが、WTLOS とのように見積もかについては今後の研究課題である。流れの条件から、次式が成立するときブレード内の流れは止まる。

$$P_t + \frac{\rho}{2g} W_t^2 = P_r \quad \dots \quad (4.1.21)$$

(2) シミュレーションと実測の比較

図 4.1.7 は、実験機関の配列を示す。図 4.1.8 は No.6 シリンダの燃料をカットオフした上に、排気弁出口をふさぐことによって一サイクル毎に B 排気管内に発生するハーパルス数を、三個から二個へ減らさせ、ハーパルス間

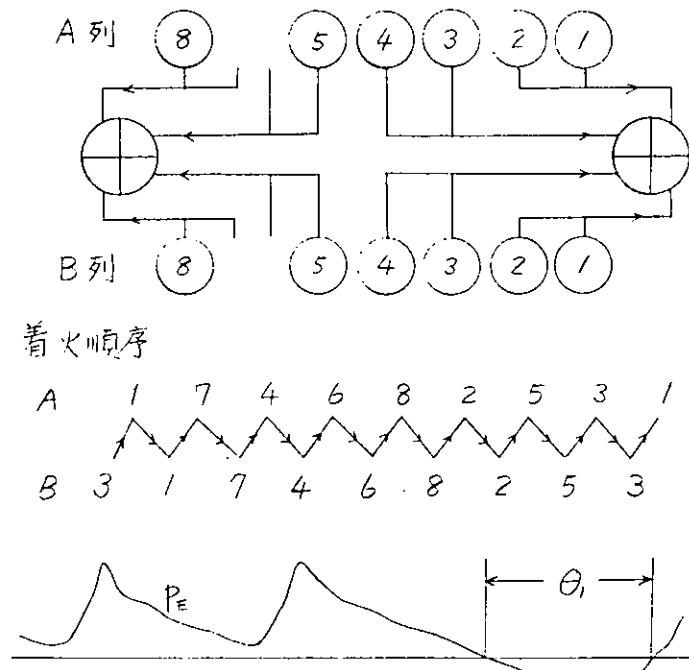


図 4.1.6 圧縮機作用による機関形式の例

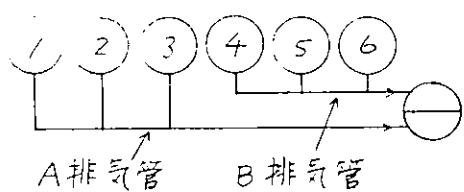


図 4.1.7 実験機関の排気管配列

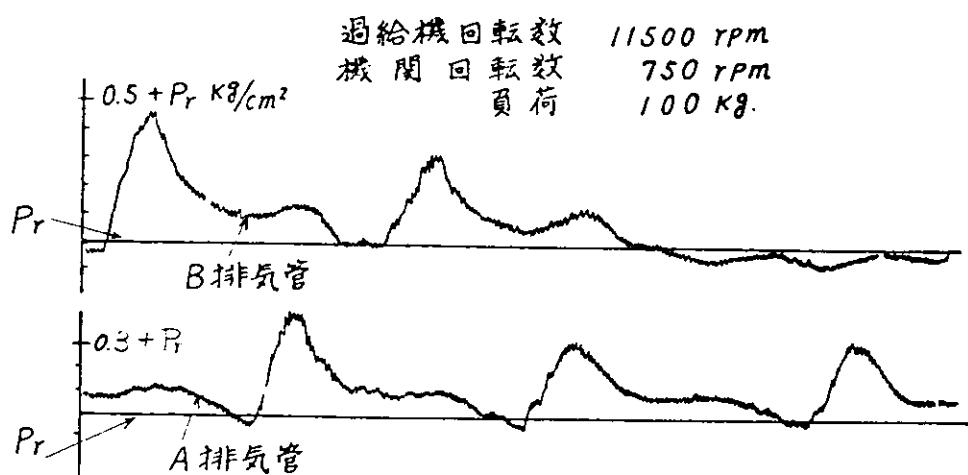


図4.1.8 圧縮機作用による排気管内負圧の計測例

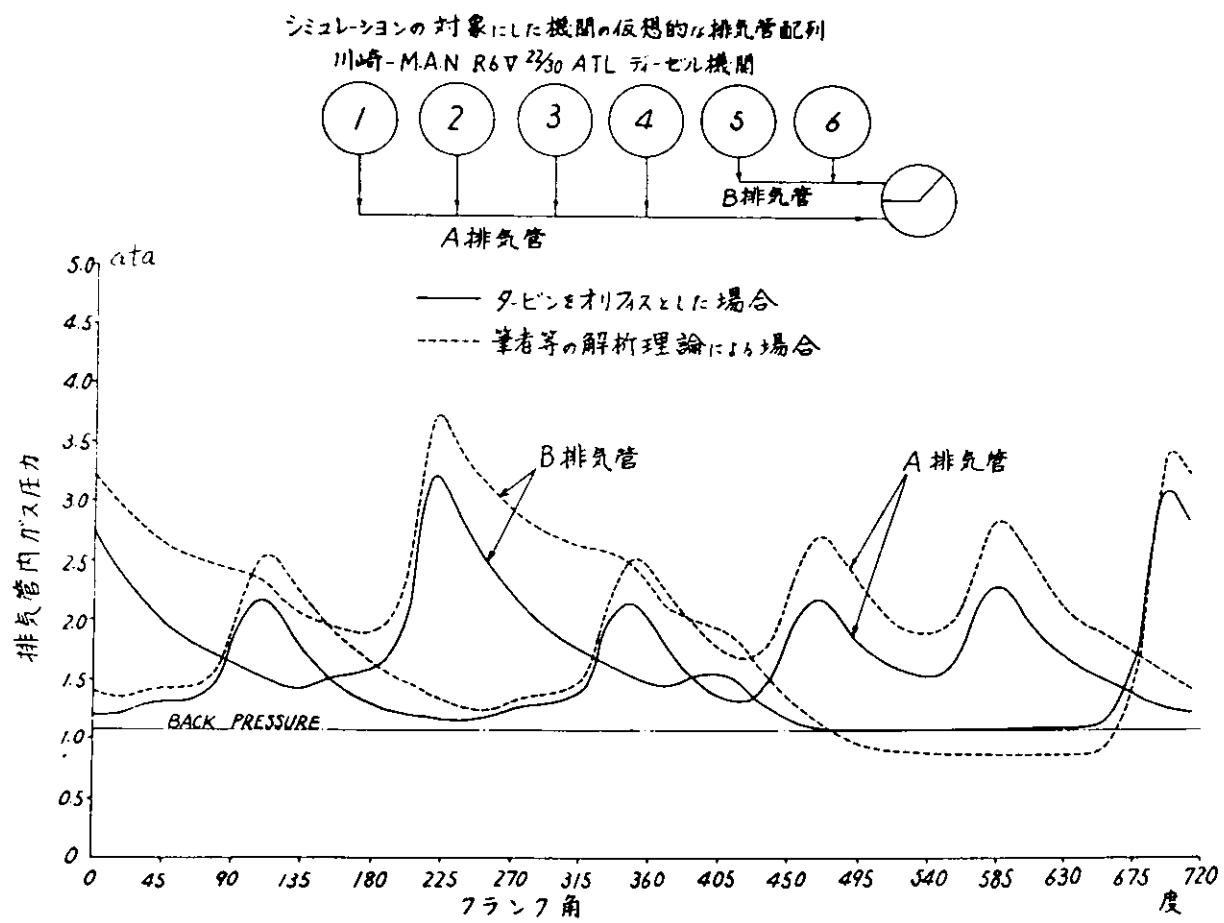


図4.1.9 圧縮機作用のシミュレーション

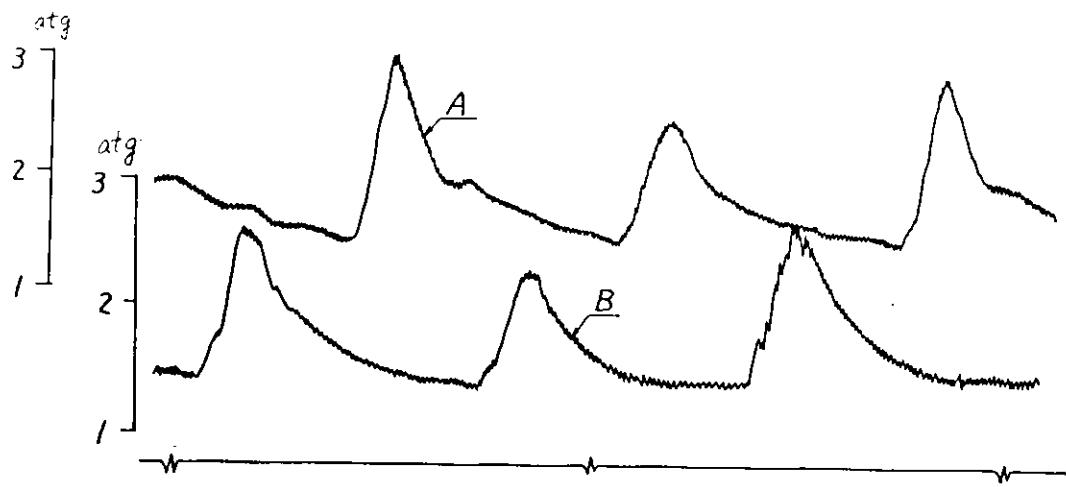


図4.1.10 6シリンダ機関の85%負荷における排気脈動

隔と長くして計測したものである。このため、ねじり振動の關係から6シリンダ機関の30%相当の負荷で計測した。図4.1.9は実験機関を因に付記してあるような配列と改造した場合を想定してシミュレートしたものである。シミュレーションでは、ターピンをターボマシンとして扱った場合と、ノズルとして扩張の場合を比較して示した。図4.1.10は実験機関に改造を加えないで、ターピン前の排気脈動を実測した例である。

実測とシミュレーションの結果から次のようなことが分る。(a)ターピンをターボマシンとして扱えば、1サイクルに二個のパルスがガス室に達するときは、図4.1.9のシミュレーションでは排気管内に負圧が生じており、図4.1.8の計測結果と定性的にはよく一致している。(b)しかし、ターピンをノズルとして扱かえれば、当然のことであるが、シミュレーションに負圧は現われていない。(c)一サイクル中のパルスの数が多く、パルス間の時間が短かくなると、排気管内の圧力は、常に背圧以上に保たれるものと思われるが、シミュレーションでも、また計測結果でも負圧は現われていない。

4.2 比熱式の比較検討

ガスの比熱と比熱比に関しては幾つかの近似式が提案されており、本研究ではこれまで串山の比熱比の式⁽⁴⁾を用いて来た。串山の式は、Keenan & Kae のガステーブル⁽⁵⁾をもとにして作られたもので、実用上の精度は十分と思われるが、確認のために谷下によつて手えられていて N_2 , CO_2 , H_2 , 空気等に関する比熱式⁽⁶⁾を用いて、燃焼ガスの比熱を温度とガス組成の関数として表わす式を誘導し、串山の式と比較検討した。

4.2.1 燃焼ガスの比熱式

N_2 , CO_2 , 空気等に関する谷下の比熱式を適当に変形し、1kgのガスについての定圧比熱 C_p は、ガスの絶対温度を T とするときのようになる。

$$C_{pi} = A_i + B_i T + C_i T^2 + D_i T^{-1} \quad \dots \dots \dots \quad (4.2.1)$$

ただし、 A_i , B_i , C_i , D_i はガスの種類によって決まる定数であり、脚号 i' ($i' = 1 \sim n$)はガスの種類を表す。

いま、混合ガスにおける成分ガスの重量割合を α_i ($i' = 1 \sim n$)とすれば、混合ガスの定圧比熱 C_p 、定積比熱 C_v 、ガス定数 R は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} C_p &= \sum A_i \alpha_i + T \sum B_i \alpha_i + T^2 \sum C_i \alpha_i + \left(\frac{1}{T} \right) \sum D_i \alpha_i \\ R &= \sum R_i \alpha_i \\ C_v &= C_p - A R \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \quad (4.2.4)$$

したがつて、 α_i とガス組成、関係を表わすための式 $\alpha_i = f(\lambda)$ がもとまでは、これと式(4.2.4)に代入して、比熱を温度とガス組成の関数として表すことができる。

いま、燃料が炭素と水素から成るものとし、重量割合を γ_c , γ_h とすれば、ガス組成が λ のとき、燃焼ガスを構成している各成分ガスの重量比は、

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{CO_2} &= \frac{1}{\lambda} \left[\frac{11}{3} \gamma_c \frac{1}{(1+L+h)} \right] = \frac{k_{CO_2}}{\lambda} \\ \alpha_{H_2O} &= \frac{1}{\lambda} \left[9 \gamma_h \frac{1}{(1+L+h)} \right] = \frac{k_{H_2O}}{\lambda} \\ \alpha_{N_2} &= \frac{1}{\lambda} \left[1 - \left(\frac{11}{3} \gamma_c + 9 \gamma_h \right) \frac{1}{(1+L+h)} \right] = \frac{k_{N_2}}{\lambda} \\ \alpha_{air} &= \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \quad (4.2.5)$$

$\times 1.3$

\bar{x}_i , λ_i , α_{CO_2} , α_{H_2O} , α_{N_2} , α_{air} は、それ自身二酸化炭素、水蒸気、窒素、空気の重量比であり、燃料は完全燃焼したものと仮定する。

式(4.2.4)と(4.2.5)から、燃焼ガスの比熱式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} C_p &= A + BT + CT^2 + D/T \\ A &= A_{CO_2} \frac{k_{CO_2}}{\lambda} + A_{H_2O} \frac{k_{H_2O}}{\lambda} + A_{N_2} \frac{k_{N_2}}{\lambda} + A_{air} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \\ B &= B_{CO_2} \frac{k_{CO_2}}{\lambda} + B_{H_2O} \frac{k_{H_2O}}{\lambda} + \dots - B_{air} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \\ C &= C_{CO_2} \frac{k_{CO_2}}{\lambda} + \dots - C_{air} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \\ D &= D_{CO_2} \frac{k_{CO_2}}{\lambda} + \dots - D_{air} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \end{aligned} \right\} \quad \text{---(4.2.6)}$$

4.2.2 各下の式と当山の式による計算結果の比較

当山による比熱比 K の式を用いて、同じ T と λ の微小温度変化の計算式は、次の通りである。

$$K = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda \quad \text{---(4.2.7)}$$

$$\begin{aligned} C_0 &= 1.4373 & C_1 &= -1.318 \times 10^{-4} \\ C_2 &= 3.12 \times 10^{-8} & C_3 &= -4.8 \times 10^{-2} \end{aligned}$$

$$\Delta T = \frac{\Delta Q - \frac{ART}{(K-1)} \Delta G - C_3 \frac{ART}{(K-1)^2} \frac{\Delta \lambda}{\lambda^2} - AP \Delta V}{\frac{ARG}{(K-1)} \left[1 - \frac{T}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T) \right]} \quad \text{---(4.2.8)}$$

他方、式(4.2.6)を用いときの、 ΔT の計算は次の式による。

$$\Delta T = \frac{\frac{\Delta Q}{GC_0} - T \left(\frac{\Delta G}{G} \right) - \frac{T}{C_0} \left(\frac{\partial C_0}{\partial \lambda} \right) \Delta \lambda - \frac{AP \Delta V}{GC_0}}{\left[1 + \frac{T}{C_0} \left(\frac{\partial C_0}{\partial T} \right) \right]} \quad \text{---(4.2.9)}$$

ただし

$$\frac{\partial C_0}{\partial T} = \frac{\partial C_p}{\partial T} = \sum B_i X_i + 2T \sum C_i \alpha_i - \frac{1}{T^2} \sum D_i \alpha_i \quad \text{---(4.2.10)}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial C_0}{\partial \lambda} &= \sum A_i \left(\frac{\partial \alpha_i}{\partial \lambda} \right) + T \sum B_i \left(\frac{\partial \alpha_i}{\partial \lambda} \right) + T^2 \sum C_i \left(\frac{\partial \alpha_i}{\partial \lambda} \right) \\ &\quad + \frac{1}{T} \sum D_i \left(\frac{\partial \alpha_i}{\partial \lambda} \right) + A \sum R_i \left(\frac{\partial \alpha_i}{\partial \lambda} \right) \end{aligned} \quad \text{---(4.2.11)}$$

∴ 11

$$\frac{\partial \alpha_L}{\partial \lambda} = \frac{\partial \alpha_{CO_2}}{\partial \lambda} + \frac{\partial \alpha_{H_2O}}{\partial \lambda} + \frac{\partial \alpha_{N_2}}{\partial \lambda} + \frac{\partial \alpha_{air}}{\partial \lambda}$$

$$= -\frac{1}{\lambda^2} [k_{CO_2} + k_{H_2O} + k_{N_2} - 1] \quad \dots \dots \dots \quad (4.2.12)$$

である。式(4.2.9)～(4.2.12)の説明は付録にゆずる。

表4.2.1 串山の式、谷下の式を用いた時の計算結果の比較

	項目	単位	串山の式	谷下の式
計算条件	燃料の下位発熱量 H_u	Kcal/kg	10,473	
	目標回示平均有効圧力 P_{mi}	Kg/cm ²	14.9	
	給気温度 T_d	°C	40.0	
	収束範囲 ξ	%	2	
計算結果	排気管体積 V_E	m ³	0.017	
	回示平均有効圧力 P_{mi}	Kg/cm ²	14.9	14.7
	給気圧力 P_d	ata	1.90	1.99
	圧縮圧力 P_{co}	"	56.2	55.6
	最高圧力 P_{max}	"		
	燃焼終り圧力 P_{eu}	"	28.6	28.3
	膨張行程終り圧力 P_{EP}	"	8.07	7.99
	燃料消費率 b_{mi}	gr/IHP·hr	145.2	154.0
	タービン通過風量 G_T	Kg/s	0.1121	0.1067
	タービン出力 L_T	PS	141	136.6
燃 料	過給機回転数 n_{IC}	rpm	25,658	25,726
	排気管内のガス組成 λ_E	Kg/kg	2.86	2.639
排 気	排気管内平均温度 T_E	°K	689	743

表4.2.1には、その他の串山の式または谷下の式を用いた時の計算結果を示してあるが、 b_{mi} 、 G_T 、 T_E が 4～6 % 異なる他は、ほとんど同じ値を示している。 b_{mi} 、 G_T 、 T_E で差が生じた理由は今のところ明らかにできないので、差あたり、串山の式をひきつけて用いることにする。

5. 実験研究

実験研究は本年度の主要課題であり、まことまでのように、本章の記述は昭和47年度研究計画書に記載した所実施予定表の通りに配列した。

5.1 実験機関の接付およびならし重転

供試機関は、川崎重工業KK・明石南工場内の建屋一部を借用して接付けた。図5.1.3に実験棟、供試機関、主電動機設備の配置を示し、図5.1.1に供試機関を接付けた状態の全体写真を示す。また表5.1.1には機関および主な付属機器の諸元を示す。

この今オモロイ重転中、フロアへの空気吸入導管ならびにタービン後の排気導管を介して機関の動力が連屋に伝わり、計測機器の振動を半分以下に抑えた。そこで図5.1.2の写真に示すように、排気導管はタービン直後にあり、また空気吸入導管はフロアの入口直前に切断して機関の動力が計連屋に伝わるのを防いた。重転中は図5.1.2に示すように、タービン直後の切断部分には石綿を巻きつけ、空気吸入導管の切断部にはスリオシニーフをもつて切れ目をいたした。

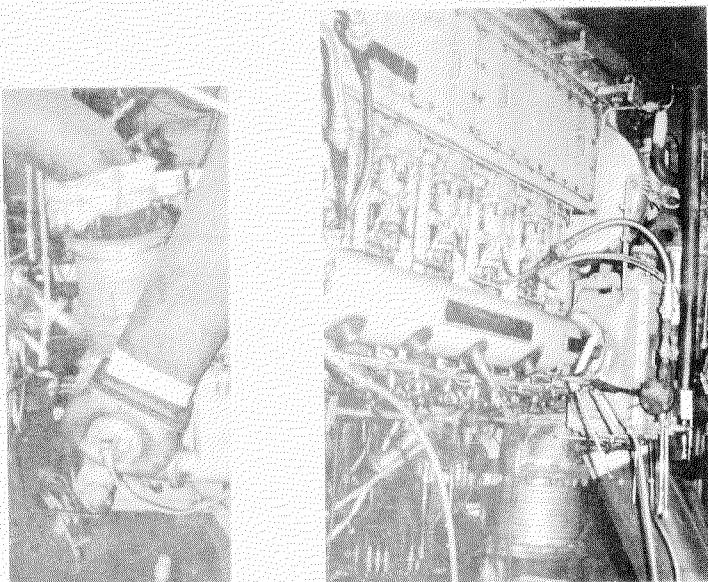
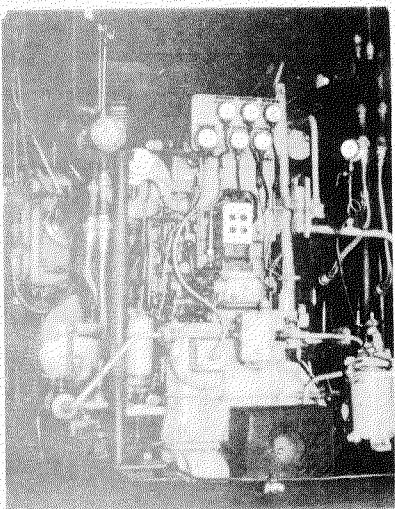


図5.1.2 空気吸入管およびタービン後排気管 図5.1.1 供試機関全体写真

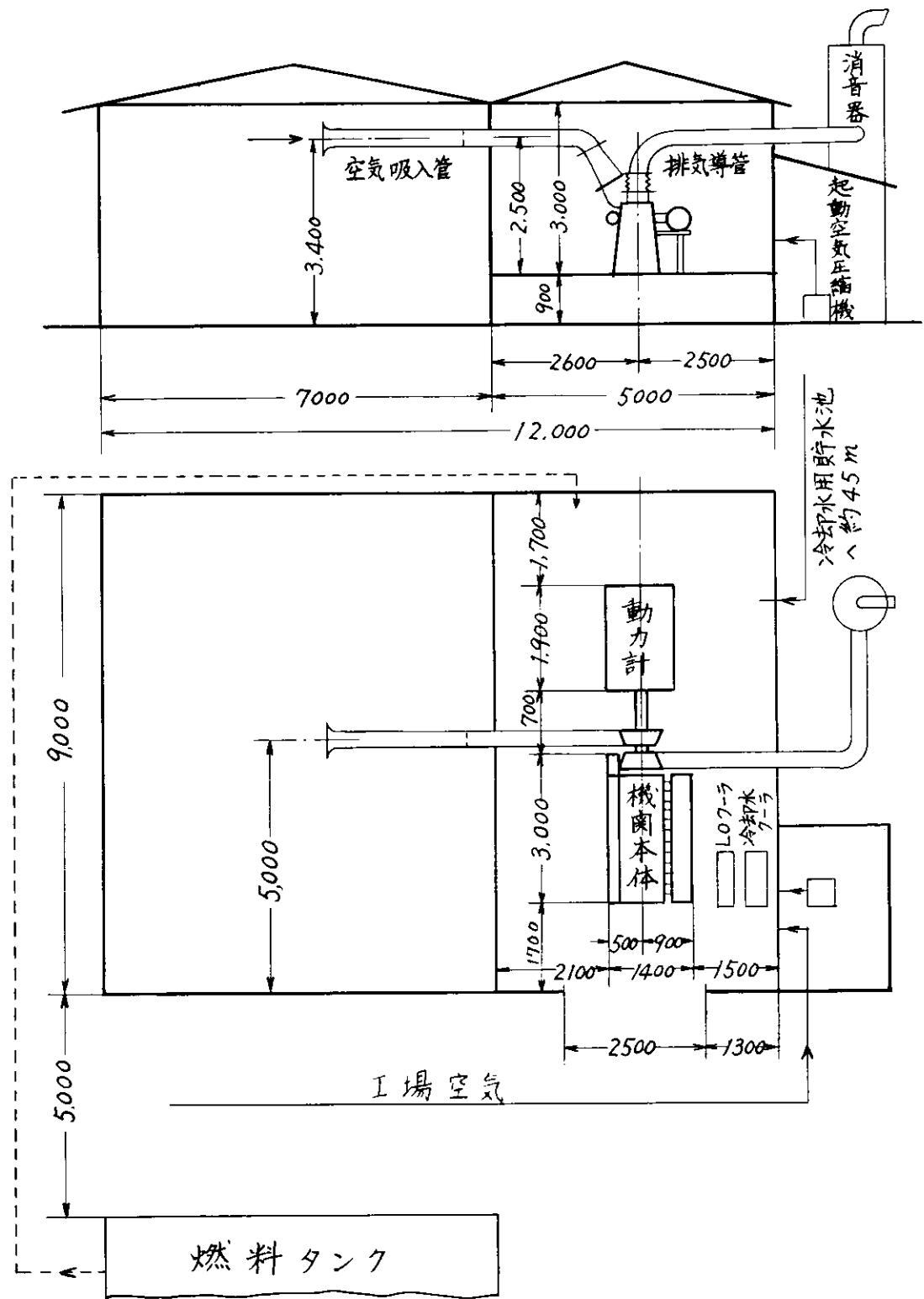


図 5.1.3 供試機関および主要附属設備配列図

表 5.1.1 実験機関要目および主要附属機器要目

機関本体	製造者	川崎重工 KK
	機関形式	R6V22/30 ATL
	シリンダ数 (シリンダ径)×(ストローク)	6 220 × 300
	回転方向	反時計回り
	サイクル	4サイクル
	定格回転数	750 rpm
	定格出力	750 PS
	燃料噴射方式	直接噴射
	着火順序	6-2-4-1-5-3-6
過給機	平均有効圧力	13.2 kg/cm ²
	最高圧力	9.0 kg/cm ²
	製造者	石川島播磨重工 KK
	形 式	VTR200 Z4a II WP31
空気冷却器	許容回転数	35000 rpm
	ブレード外径	221 mm
	ブレード平均径	190.4 mm
機関冷却水フーラ	製造者	サクションカス機関製作所
	形 式	SKE-20.8
潤滑油フーラ	製造者	三鈴産業 KK
	形 式	FWC-11
	伝熱面積	11. m ²
起動空気圧縮機	製造者	明治機械製作所
	形 式	H-15
	圧縮圧力	10 kg/cm ²
排気消音器	製造者	BURGESS-MIURA SILENCING
	形 式	BEO-L-18
	寸 法	1220 ^Φ × 5200

5.2 性能計測装置および基礎実験用静圧過給化工事

5.2.1 性能計測用機器の製作と配列

図5.2.1に配管系統と、計測機器の配列を図式的に示す。想像線は昭和48年度に施行を予定している、流量計測用オリフィスの検定配管を示す。計測機器の取付けたときと、特に注意を払った点については節あらためて説明する。
表5.2.1に流量計測用に製作したオリフィスの一覧表を示す。

表5.2.1 流量計測用オリフィス一覧表

計測対象	l mm	D mm	d mm	備考
(1) 動力計冷却水量	1000	105.3	66.4	
(2) 機関本体冷却水給水量	1000	105.3	66.4	
(3) 機関冷却用循環水フーラ冷却水	1000	105.3	66.4	
(4) 機関冷却用循環水量	750	67.9	43.0	
(5) プロア吐出空気冷却水量	600	52.9	33.5	
(6) 過給機冷却水量	250	16.1	11.4	
(7) 循環水補給量	300	25.4	16.0	
(8) プロア吸入空気量	2000	380	180.0	

l : オリフィス前後の直線部の長さ, D: $\phi 170$ 内径, d: オリフィス直径

5.2.2 静圧過給化改良工事

静圧過給を行なうために施行した主な工事は次の二件である。

(1) 静圧排気管の製作

図5.2.2に静圧排気管の取付状態を、

図5.2.4に製作用組立図を示す。

(2) 起動用補助空気配管

静圧排気管をとりつけた場合、シリンダ内へ吹きつける起動空気のみでは起動ができないことが分った。そこで、

図5.2.3に示すように、タービン入口ガス導管からタービンガス室に向かって、工場空気を吹きこんでタービンの始動を助けることにより、この問題を解決した。排気管本管とタービンガス室をつなぐ導管の接目部分が、損失の多い形状になってしまい、起動をむずかしくしている原因と思われる。

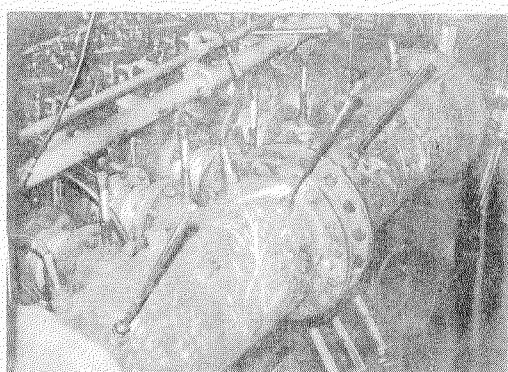


図5.2.2 静圧排気管取付状態

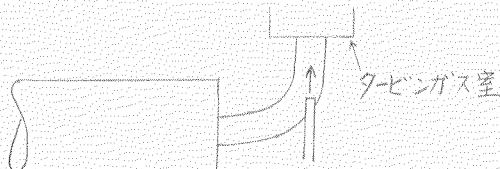


図5.2.3 タービン起動補助配管

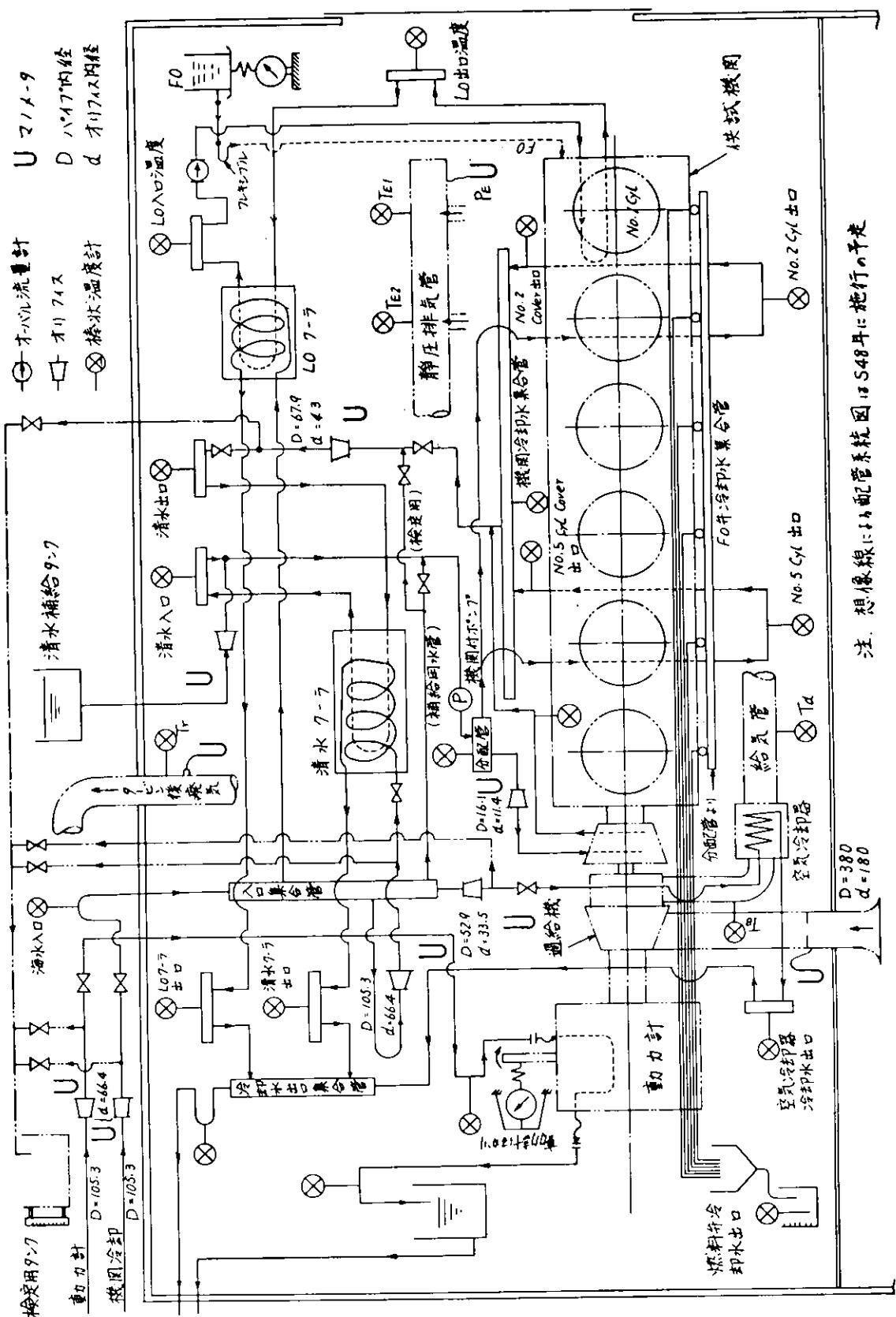


圖 5.2.1 配管系統元件性能計測用機器配列圖

注：想像線（1）配水管系統圖，1954年：施行の予定

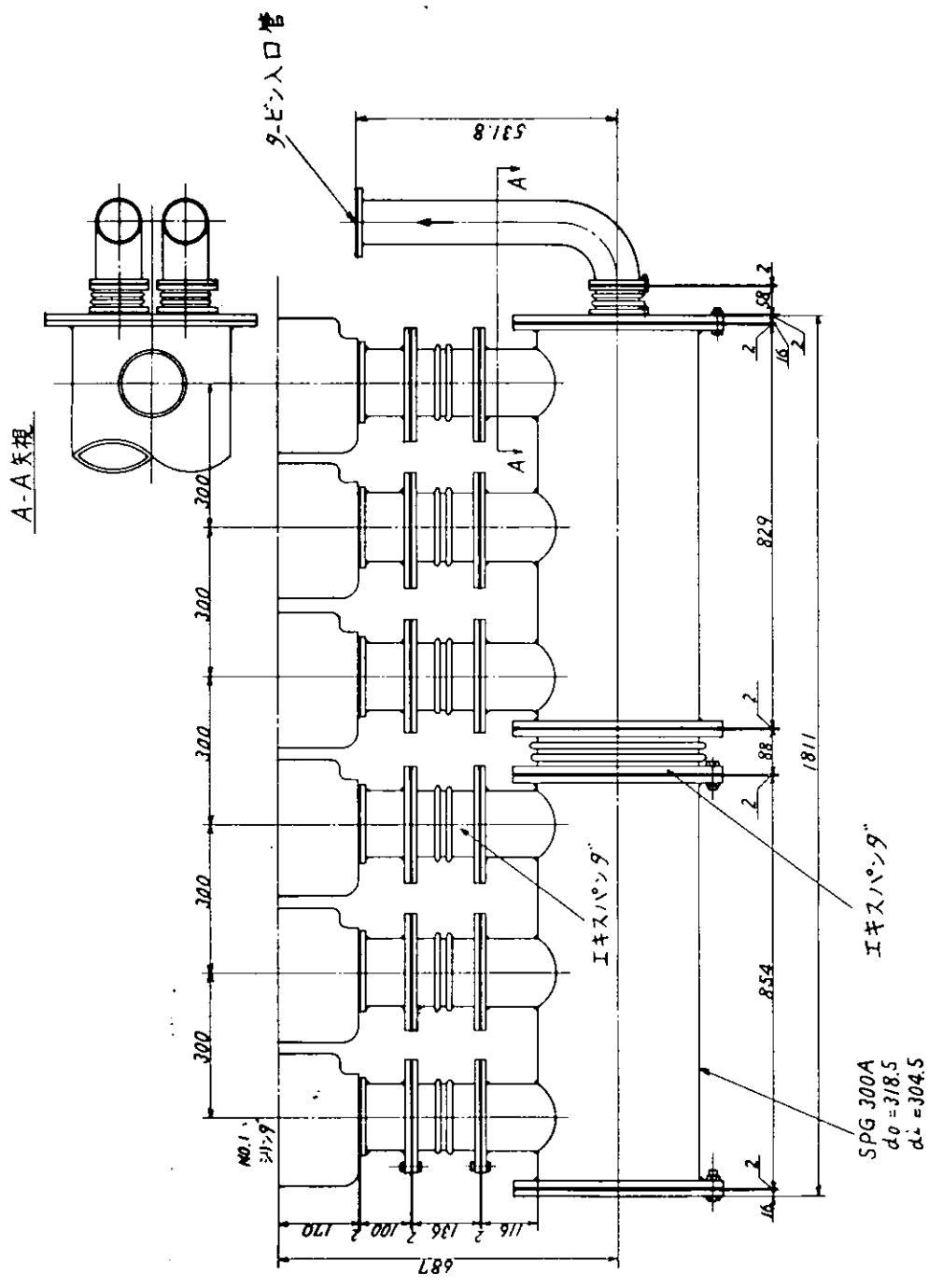


図 5.2.4 静圧排気管組立図

5.3 計測機器・計測法・検定法

表5.3.1に主な計測機器の一覧表を示す。次に各計測機器の取付、検定法、計測法等について、特に注意を払った点を各計測機器について説明する。

5.3.1 動力計の取付と検定

(1) 動力計の取付

動力計の円滑な回転を妨げるものが周囲にないよう注意した。例えば、動力計にかかる負荷を調節するための水の出入口管が、図5.3.1の想像線で示されるように、動力計の回転軸中心線に沿っていない場合は、分力Rが動力計の回転をじめます。そこで、水の入口は回転軸の中心線に沿わせて、フレキシブルチューブで外部の鋼管とつなないだ。また、水の出口は図5.3.1に示すように自由端とした。図5.3.2に取付状態の写真を示す。

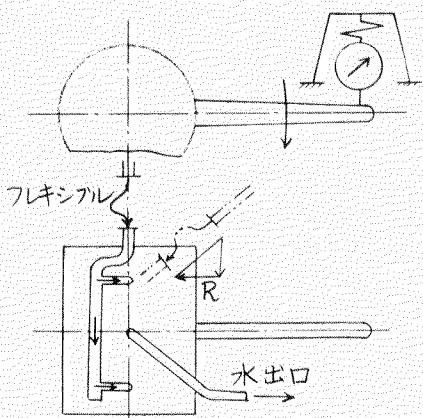


図5.3.1 動力計冷却水配管要領

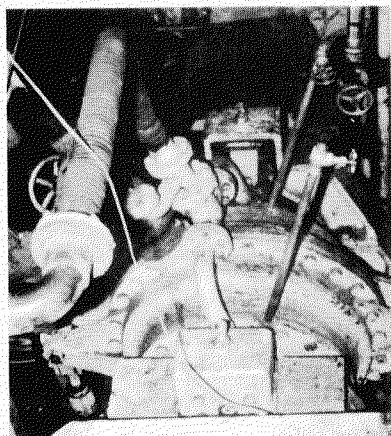


図5.3.2 動力計取付状況写真

(2) 動力計の検定

性能計測を正確に行なうために、動力計は入念に検定しておく必要がある。動力計の据付に不具合があるか、パイプラインとの接合に不適切な個所がある場合は、機関から伝えられたトルクと釣合う反力には、図5.3.3に示す動力計はかりのばね力W₁のほかに、次のよう付加力が生じていること考慮される。

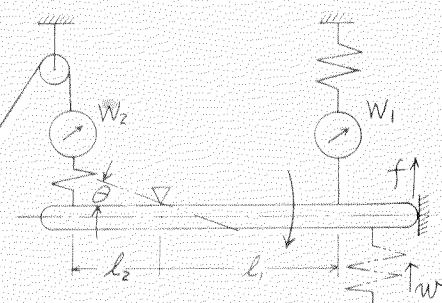


図5.3.3 動力計検定要領

(a) パイプ材等で動力計の回転を妨げ

られた場合のように、弾性ばねによる力に等価であるもの。

表5.3.1 主要計測機器一覧表

計測機器	製造者	性 能	計測対象	備考
水冷200KJプレッシャーヘッド(PE-200KJ)	共和電業	200 kg/cm ² 至 2000×10 ⁶	シリンダ内 圧力	ガルバ M2K-21B
水冷5KJプレッシャーヘッド(PE-5KRMT)	" "	5 kg/cm ² 至 1000×10 ⁶	排気圧力	ガルバ M1K-22B
無冷却5KJプレッシャーヘッド(" "		給気圧力	" "
動 量 計 (DPM-E)	" "			ハウエニット (DPE-10H)
電磁スッショブローフ (RMV-300H)	" "	最大紙送り 10~2 m/s		
指 圧 器 (M5)	長野計器	1000 rpm 100 kg/cm ²	シリンダ内 圧力	
100°Cアルコール 温度計	服部宝生堂	0.5°C目盛	冷却水温度 潤滑油温度	100mm浸漬 して目盛を 刻む。
150°Cアルコール 温度計	" "	0.5°C目盛	プロア後空 気温度	
600°C水銀温度 計	" "		排気ガス温 度	
動 力 計	東京衡器	3000 PS 400~1000 rpm	機関出力	BPS = $\frac{W \cdot n_e}{400}$
動力計用はかり	久保田鉄工	1 ton.	動力計反力	油圧式
台 ば か り	神戸衡器KK	0~250 kg 最小目盛 0.2 kg	燃料消費量	
オーバル流量計 (150B-8BB-111)	オーバル機器 工業 KK	2~30 m ³ /min. 20 kg/cm ² , 120°C	潤滑油流量	
オリフィス流量計			冷却水量 空気吸入量	表4.2.1参照

(b)摩擦、その他によるもので、腕の回転角θとの関係が非直線的な力。
供試機関の動力計検定では、このようなはね反力の原因となる要素は、図5.3.3のl₁側（動力計のはかり側）にのみあるものとして、図のような方法を用いた。すなはち、動力計はかりの反対側に別のはねはかりW₂をとりつけ、このチェンブロットによって天井に引き上げ、動力計にトルクを手えた。このとき、次の関係が成り立つ。

$$l_1(W_1 + W' + f') = l_2 W_2$$

ただし、W'、f'はWとfまたはW₁と同じ真に作用するものとして等価的に書き換えたものである。

図5.3.4はW₁とW₂をそれぞれX、Y座標にとってプロットしたものである。W₁とW₂の関係は、原点附近以外では完全な直線にのっており、動力計を使用する範囲ではf=0としてよい。

他方、W=0であればW₁=(l₂/l₁)W₂が成り立つ。図5.3.5はW₁と(l₂/l₁)W₂をプロットしたものであるが、両方の数字はほぼ完全に一致している。

以上の結果から、供試機関動力計は、満足な状態にあると言える。なお、検定用のはねはかりは、川崎重工技術研究所・試験検定課で検定したものを利用した。

5.3.2 燃料重量計

燃料消費量を計るには、台はかりを用い、図5.3.6のように配列した。動力計の場合と同じように、配管系から力が作用しないよう、タンクへの燃料パイプはタンクと完全に切り離した。また機関へ通ずるパイプがタンクを支える作用をなくすために、タンクとのつなぎにはできだけ細いビニールホースを用いて柔軟性をもたせ、またホースは図5.3.6の実線のように折り曲げた。想像線のようにつなぐと、ビニールホースでもタンクを支える恐れがあるからである。検定は、重さの分った分銅をタンクにのせるにより、比較的簡単に行なえるが、本実験ではまだ実施していない。

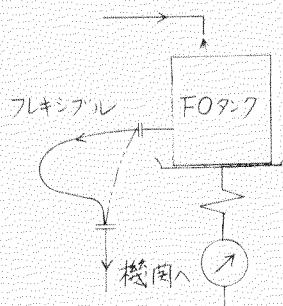


図5.3.6
燃料タンク配管要領

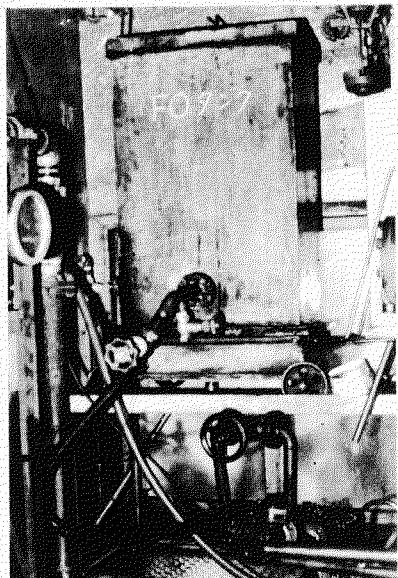
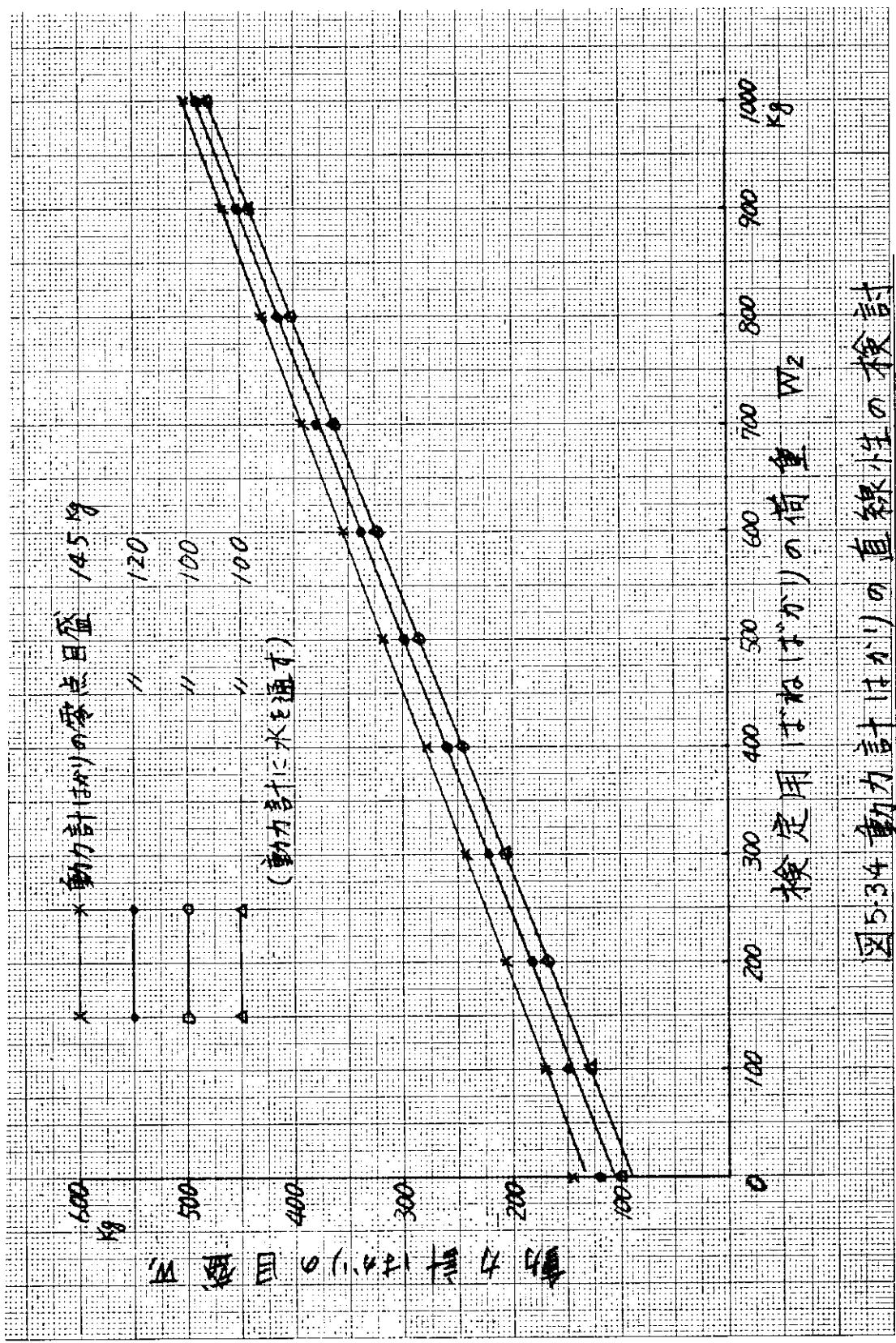


図5.3.7 燃料タンク写真

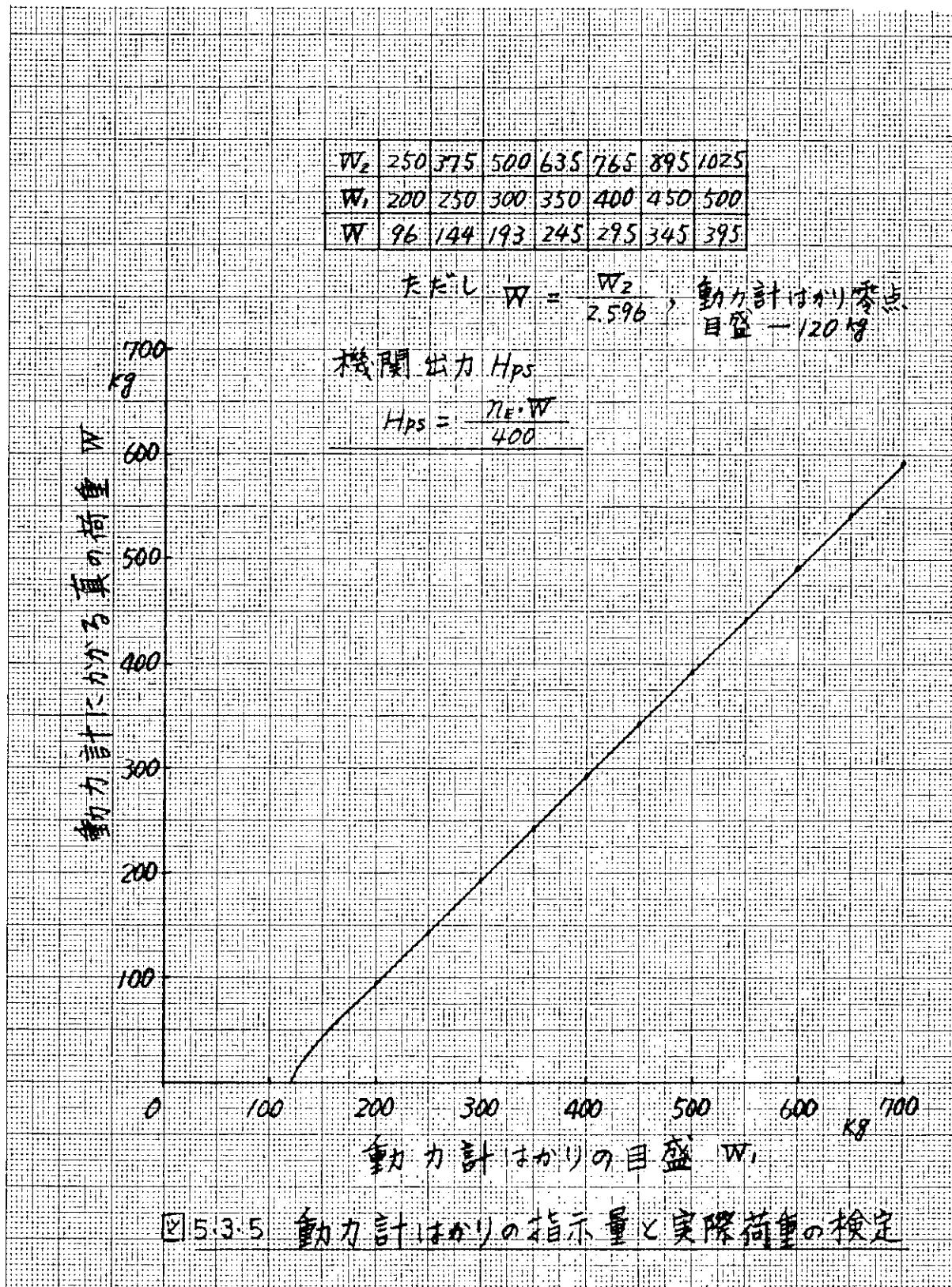


× 250%

SEKIREI NO. 401 C

	W ₂	250	375	500	635	765	895	1025
	W ₁	200	250	300	350	400	450	500
	W	96	144	193	245	295	345	395

ただし $W = \frac{W_2}{2.596}$, 動力計はかり零点
目盛 - 120kg



5.3.3 案水温度計

温度計は図5.3.10により製作した。冷却水、潤滑油等の温度計測では、図5.3.8に示すように、管路の全中に立ち上り管を設け、温度計は流体が下から立ち上って来るところに設置する。図5.3.9の写真に示すように、立ち上り管平行部の中央に、全長を浸漬して目盛を刻んだ普通の温度計をとりつけ両者の相度を比較した一例を下記に示すが、問題にすほどの違いは見られない。

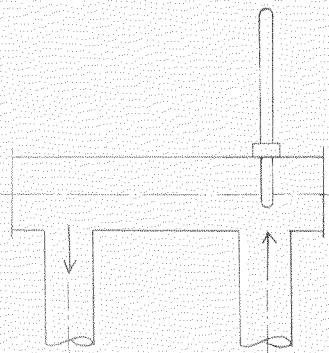


図5.3.8 温度計取付要領

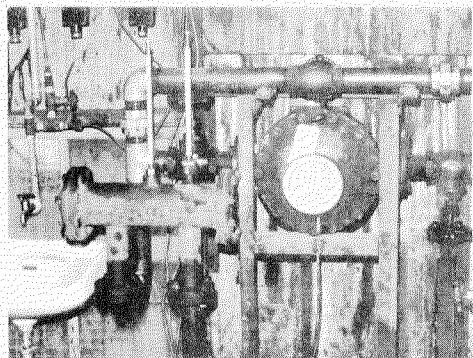


図5.3.9 立ち上り管とオーバル流量計

85%負荷における比較計測例

	No.2 Cyl. フロート出口	No.5 Cyl. フロート出口	機内潤滑油
立ち上り部の温度計	49.8 °C	51.0	49.2
平行部中央の温度計	49.8	50.0	49.0

5.3.4 全ゲージ式圧力変換器による圧力計測

この計測では、次のような運転法によって、ヒッカアップの温度上昇によるゼロ点移動の影響を避けた。(1) 首先、ヒッカアップの温度上昇が飽和するまで、機内を各負荷で運転する。(2) 機内を停止してゼロ点を記入する。(3) 早急に機内を起動して所定の負荷までもつて行き、給気圧力、給気温度等の周辺項目を計測したあと、オシログラフによる記録を行なう。(4) 記録後、2~3分以内に機内を停止してゼロ点を入れる。(5) 同じことを各負荷でくり返す。(6) 記録終了後の検定は、ヒッカアップが十分冷えてから行なう。

以上のようない方法で計測すれば、ゼロ点移動の影響は完全に避けられる。計測直後に検定を行なえば、検定中にかなりゼロ点が移動するため、正確な検定ができないが、上記のようにすれば、計測前後の検定結果は完全に一致する。

温度計の種類	100°C	150°C	600°C
封入液	アルコール	アルコール	水銀
最小目盛り	0.5°C	0.5°C	2°C
Aの目盛	0°C	0°C	200°C
目盛を入れるときは、100mm浸漬し 加熱して目盛を刻むこと。			

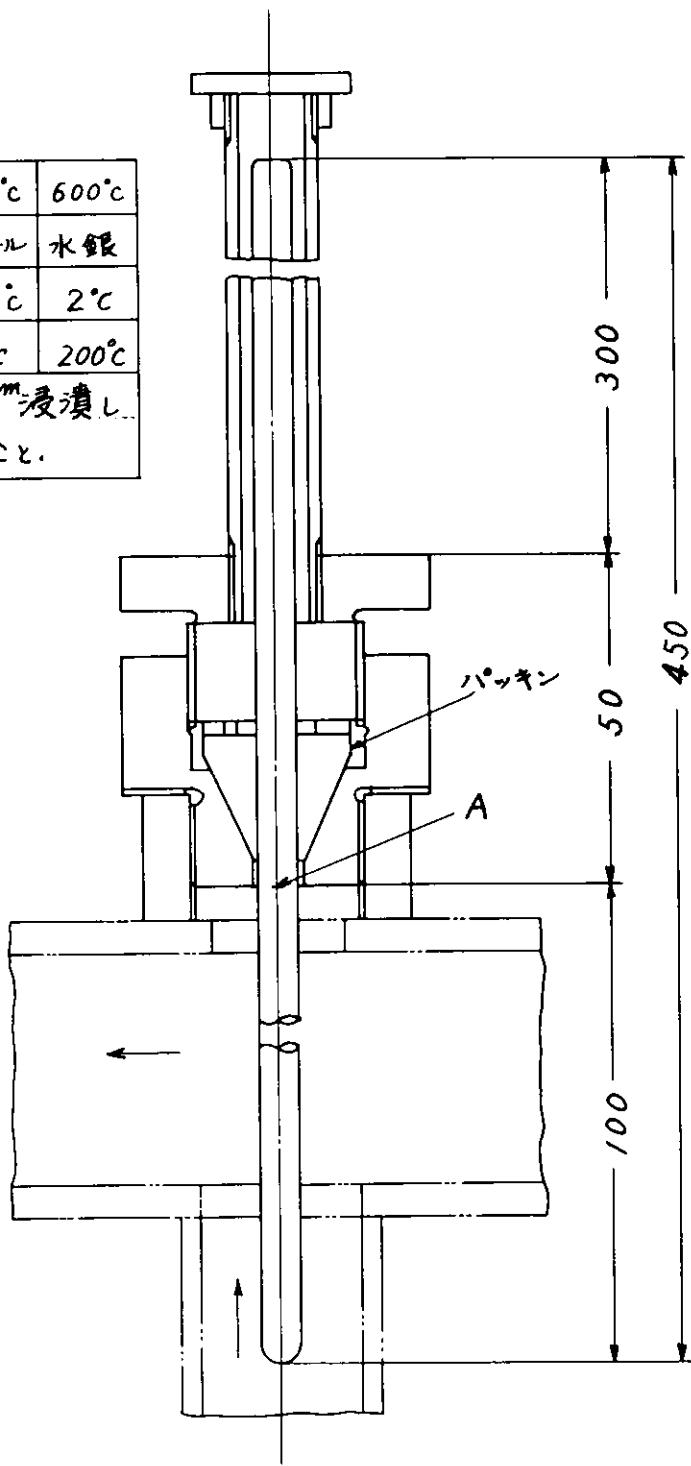


図5.3.10 棒状温度計製作および取付図

5.4 基礎実験およびプログラム修正

まえがきで述べたように、本年度は供試機関の運転状態を、大まかにシミュレートできるように、シミュレーションプログラムを修正する方針のもとで作業を始めた。具体的には次の通りである。

(1) シリンダ内は、定格出力附近における圧縮圧力と最高圧力の計算値が、実測値とよく合うように、熱発生率因数の係数 a 、燃焼始めと終りのフランク角 θ_{CO} と θ_{BU} をそれぞれ定めてシミュレートするが、P-V線図の厳密な比較検討は行なわない。これは現有の計測機器では、P-V線図のシミュレーションと実測結果を、厳密に比較したデータを得ることがむずかしいためである。

(2) 排気管内圧力の脈動に関しては、解析理論の大筋が適切であるかどうかを検討しておいたところである。

(3) 本年度に(1)で述べたように、 P_{CO} と P_{max} の計算値を実測値に大略合わせておいて、与えられた機械効率線図は正しいものと仮定して、給気圧力 P_d 、風量 L_e 、タービン回転数 N_{TC} の計算値が実測値とよく合うようにすこしとのデータ整理技術を研究する。

P_{max} を変えることによって、P-V線図を変化させても、 P_{me} 、 P_d 、 P_{CO} 、 N_{TC} 、 L_e 等には殆んど影響を与えないもので、シミュレーションの研究をすこししていくことへの手段として、上記の方法は妥当なものと思われる。

表5.4.1には、本年度実施した主な計測の種類を示してある。以下では、作業内容にしたがって記述をすこしめる。

5.4.1 シリンダ内圧力計測

図5.4.2にシリンダ内の圧力波形を示す。波形から分るところに、 $3\%以上$ の負荷で、爆発後の圧力上昇が少なく、ほぼ定圧燃焼に近い燃え方をしている。当初は図5.4.1に示す長野計器製M5指圧器による指圧線図が、 $3\%負荷$ 以上で頭部が平坦にならため、計測器または計測法に問題があるものと考えておいた。

しかし、Heimiiの最高圧力計とM5指圧計による計測結果を比較すると、表5.4.2に示すように、両者の値はほぼ一致しており、また、電磁オッショグラフによる図5.4.1 M5指圧計による指圧図と、グラウンドオッショスコープによること観測結果も図5.4.2で分るよう、波形がほとんど一致していることが分った。したがつて、現在用いている計測器と計測法に問題はないと考えてよい。以上の結果から、供試機関では定圧燃焼に近い燃え方をしていることは確実

表5.4.1 主な計測作業

番号	排気管 (過給方式)	過給機	性能 計測	熱平衡 計測	電磁才 シロによる 記録	備考
1	静圧	VTR200 S268 II47	あり	なし	なし	1/4, 3/4 負荷にて計測 3/4にてサーボング発生
2	静圧	VTR200 S268 II42	あり	なし	なし	1/4, 3/4 負荷にて計測 3/4にてサーボング発生
3	静圧	VTR200 R274 II47	あり	なし	あり	1/4, 3/4, 3/4, 85%, 4/4 計測
4	静圧	VTR200 R274 II47	あり	なし	なし	給気温度変更 ($T_d = 20, 30, 40, 60^\circ C$) 出力 85% 負荷
5	静圧	VTR200 R274 II47	あり	なし	なし	背圧圧力変更 ($P_r = 50, 200, 300, 400$ mmHg) 出力 85% 負荷
6	静圧	VTR200 R274 II47	なし	なし	あり	1/4, 3/4, 3/4, 85%, 4/4 の各負荷にて P_d, P_E, P_r の計測
7	静圧	VTR200 S262 II47	あり	なし	なし	1/4, 3/4, 3/4, 85%, 4/4 計測
8	静圧	VTR200 S262 II58	あり	なし	なし	1/4, 3/4, 3/4, 85%, 4/4, 110%, 125%, 130% 計測 (出力増大)
9	静圧	VTR200 S262 II58	なし	なし	あり	4/4までの各部分負荷にて P_d, P_E P_r の計測
10	動圧	VTR200 S268 II58	あり	あり	あり	4/4までの部分負荷にて P_E, P_r の計測
11	動圧	VTR200 S262 II58	あり	なし	なし	4/4までの部分負荷および 110%, 125%, 130% 出力増大にて 計測

図. 5.4.2 シンタ内圧力波形 ($\frac{1}{4}$ 負荷) - 401-

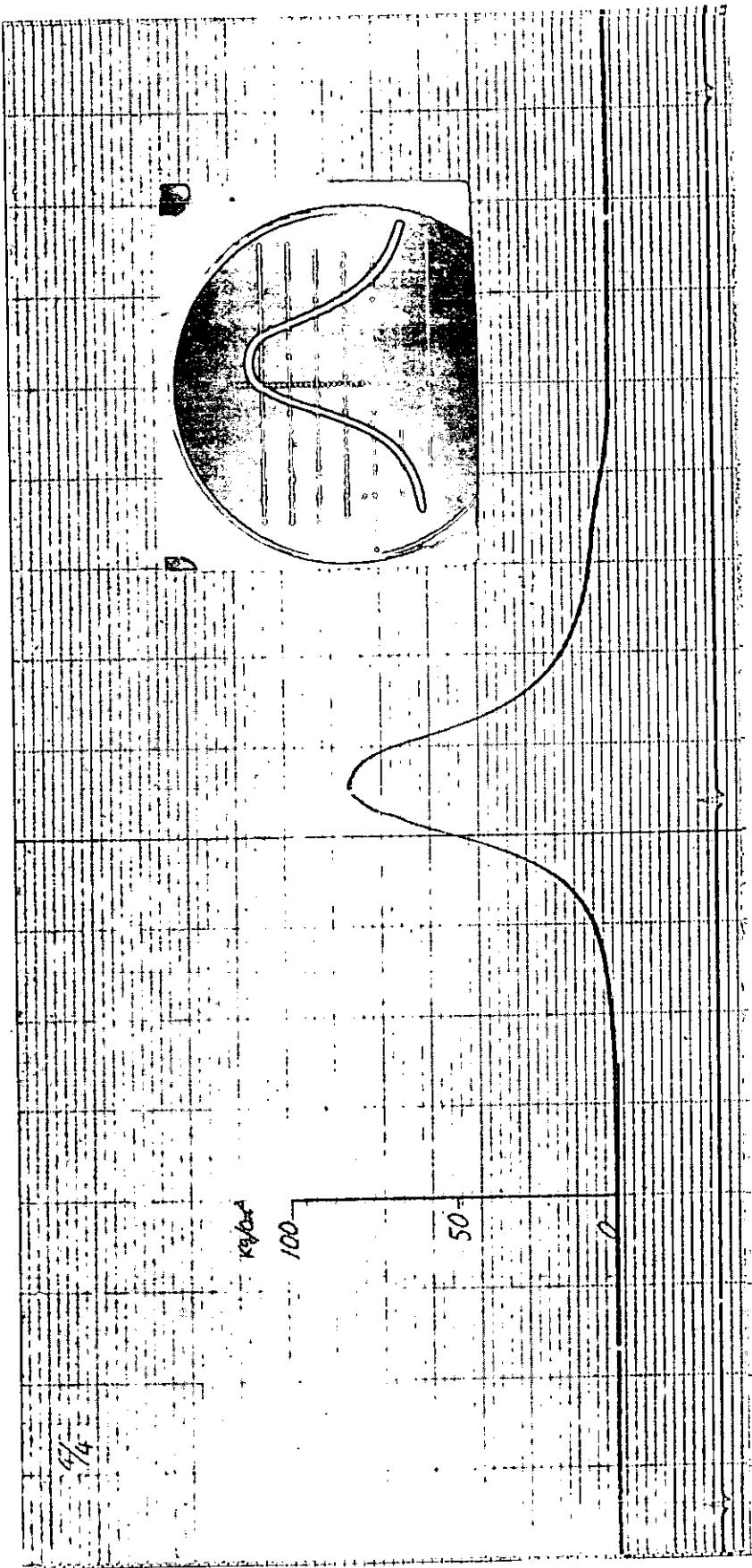
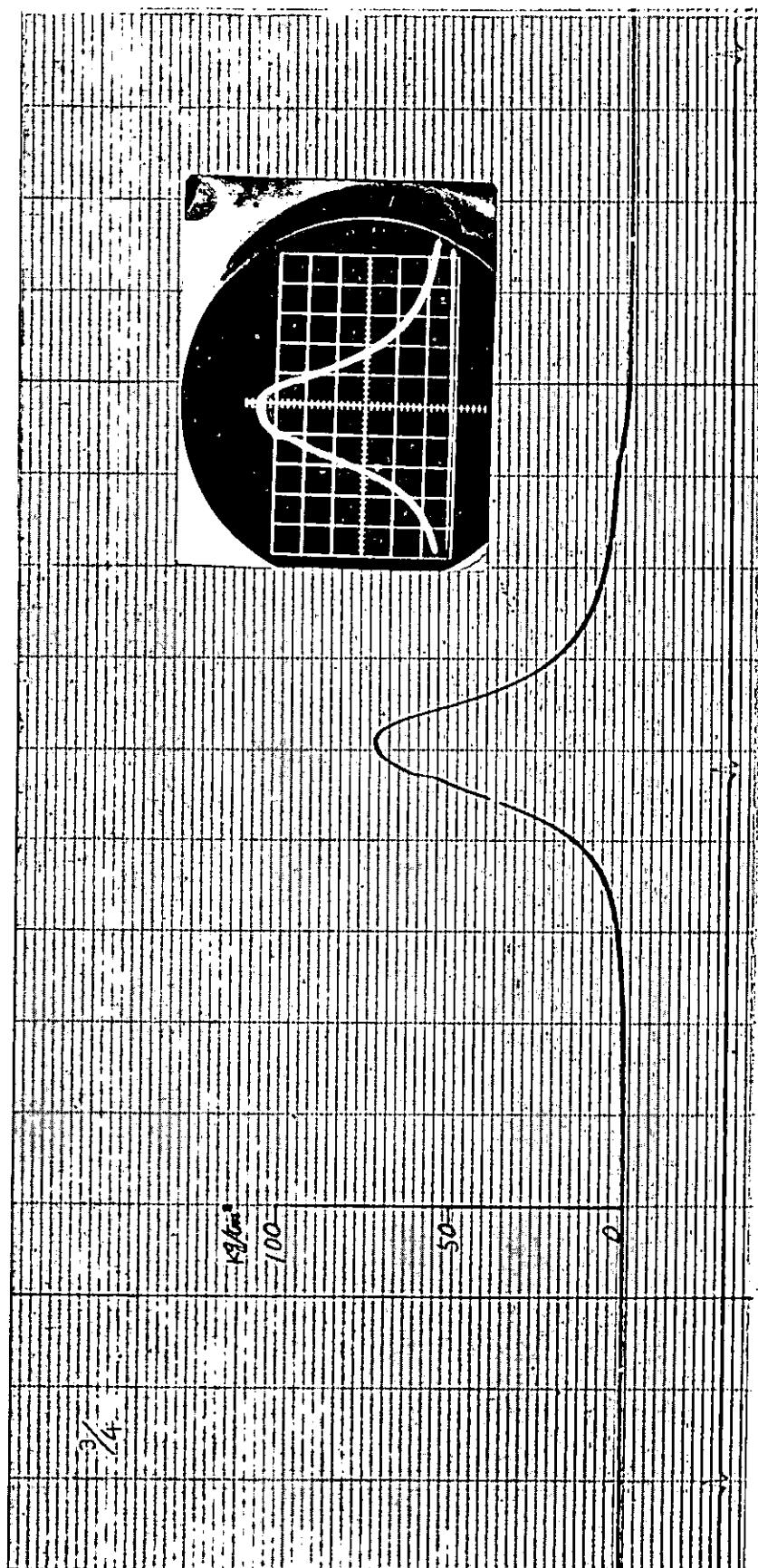


図 5.4.2 シリンダ内圧力波形(3/4負荷) - 2



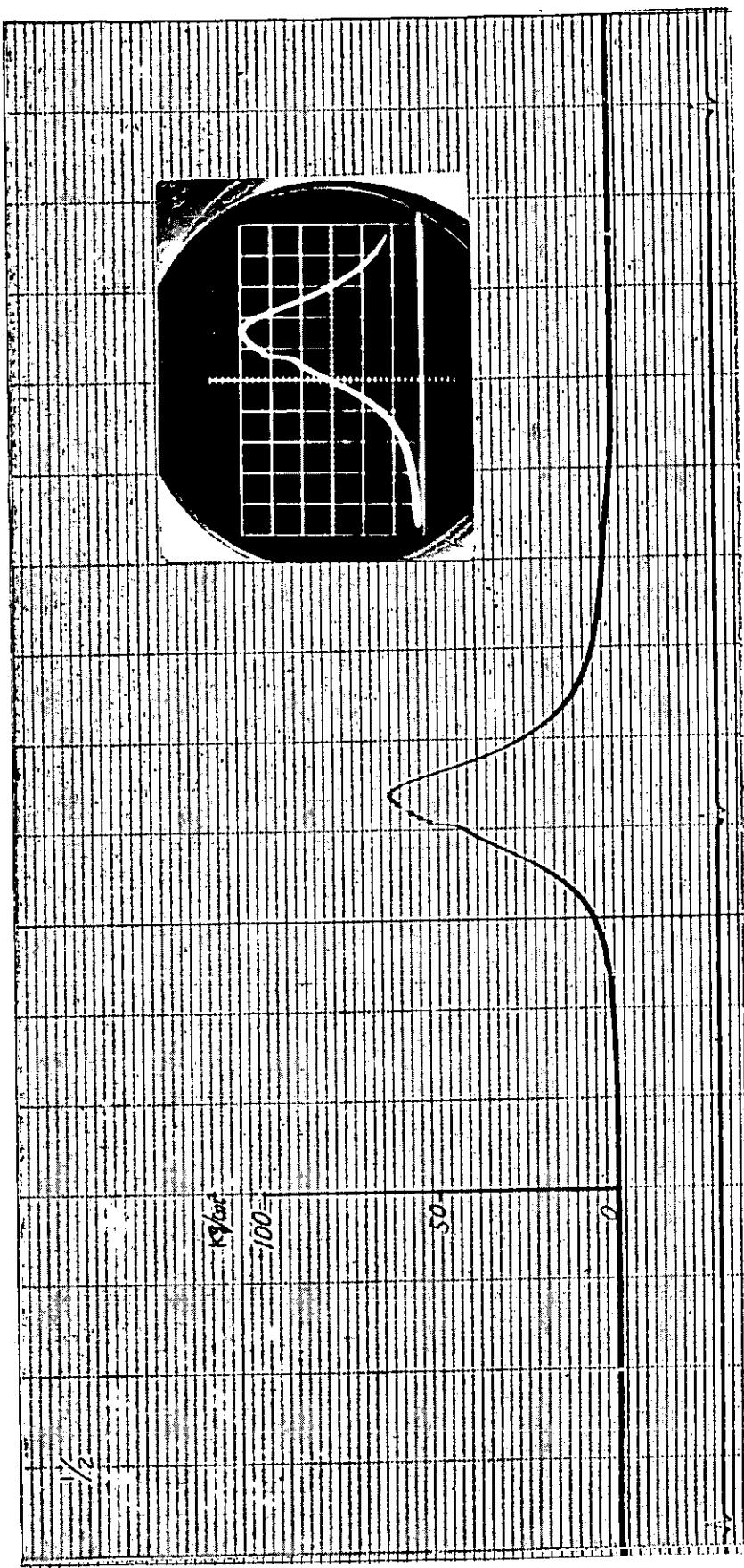
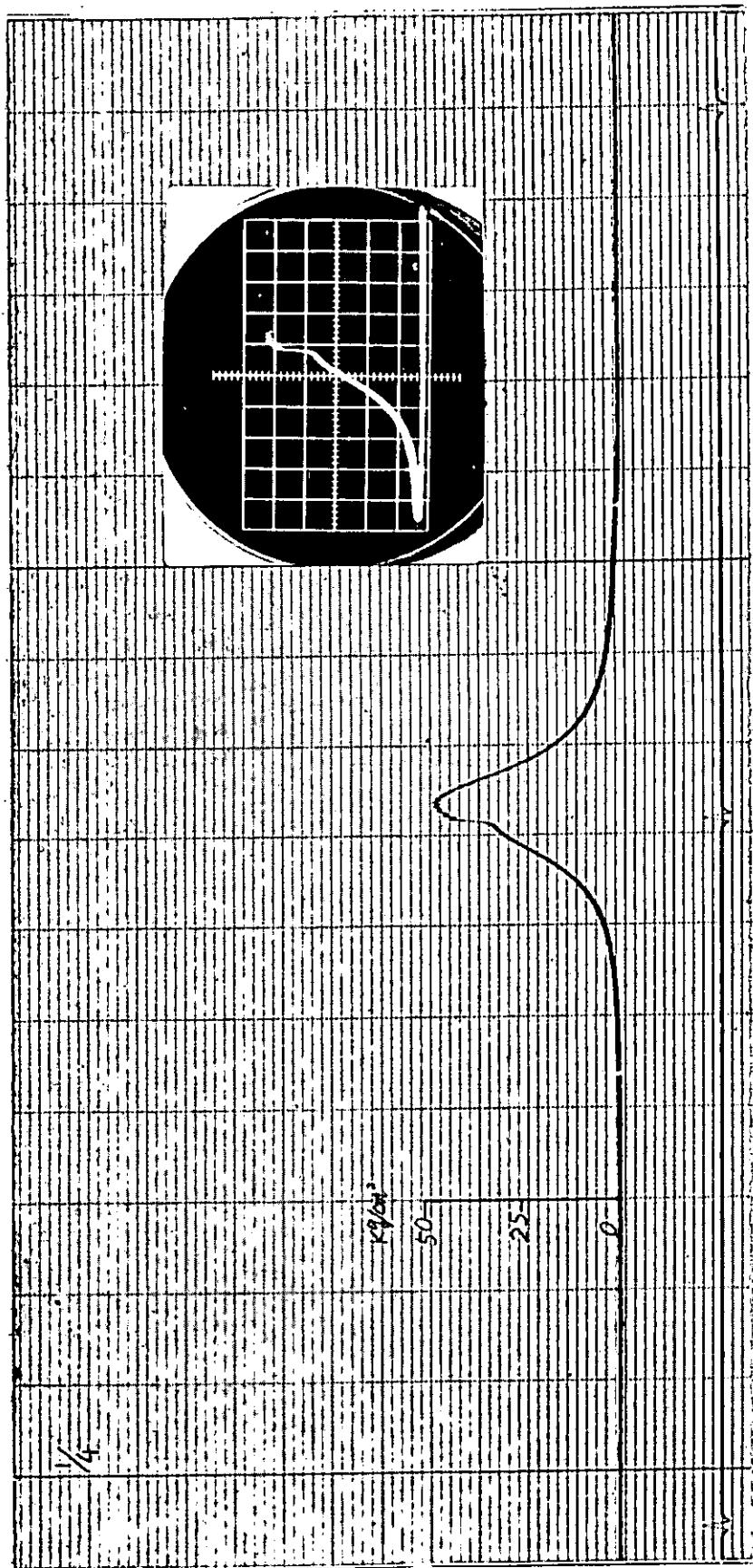


図. 5.4.2 シリンダ内圧力波形(1/2負荷) — 403 —

図 5.4.2 シリンダ内圧力波形 ($\frac{1}{4}$ 負荷) — γ_04 —



であり、現在用いていられる熱発生率曲線で燃焼過程を正しくシミュレートできることはどうか疑問である。しかし、これを詳しく検討するには供試機関の熱発生率を解剖する必要があり、これにはP-V線図をかなり拡大して正確に計測する必要がある。48年度にこの作業を実施する予定である。

表5.4.2 M5指圧計とHenni圧力計による計測結果比較

CYL.N.	1	2	3	4	5	6
1/4	54 (48.2)	50 (45.0)	50 (49.2)	55 (49.8)	53 (47.6)	53 (51.0)
2/4	68 (64.0)	68 (63.4)	68 (64.2)	69 (65.4)	68 (64.6)	66 (65.0)
3/4	77 (73.8)	76 (73.4)	78 (74.2)	77 (75.6)	79 (76.0)	77 (75.6)
85%	82 (79)	82 (78)	84 (79.8)	81 (81.2)	82 (79.2)	82 (79.8)
4/4	86 (82.4)	87 (83.0)	90 (84.0)	87 (84.8)	85 (84.0)	87 (83.6)

() 内は Henni 値である。

5.4.2 給気管内圧力、タービン後排気圧力の変動

図5.4.3～5.4.4に給気圧力、タービン前排気圧力、タービン後排気圧力の電磁オシログラフによる記録例を示す。特に給気圧力、タービン後排気圧力の変動に注目した場合、過給方式の如何に因縁なく、各負荷まで、小さな変動は±0.025 kg/cm² 以下である。当初、静圧過給方式では、低負荷において給気圧力の変動が大きく現われるのではないかと懸念をもっていたが、計測結果によつて低負荷においても、給気圧力は事实上一定であることを確認した。

本研究では、給気管内圧力およびタービン後の排気圧力を一元と仮定して解析をすゝめて来たが、計測結果からこの仮定が妥当なものであることが分った。

5.4.3 热平衡計測結果

表5.4.3に热平衡計測結果の一例を示す。定格負荷附近における正味熱効率は約38%であり、妥当なところである。その他、個々の項目も妥当な範囲にある。各項目を合計したものは、燃料発熱量の94～96%になつてゐるが、輻射による放熱を3～4%とすれば、合計が100%近くなる。

* 大型2サイクル機関では輻射による放熱が約2%であるが、400PS, 1300rpm程度の機関で約6%とされてゐる⁽⁷⁾ので、その中間をとった。

表 5.4.3 热平衡計測結果 47.12.18. 18²⁰~20³⁰

負荷		1/4	2/4	3/4	85%	4/4
正味熱効率	34.6	36.3	37.1	37.6	37.9	
排気損失	31.7	33.7	33.8	34.0	35.3	
冷却機用本体損失	シリンダ冷却	13.8	8.5	6.6	6.2	6.7
	シリンダヘッド冷却	7.9	7.4	8.0	7.1	6.5
	燃料弁冷却	0.1	0.1	0	0	0
	潤滑油冷却	6.7	4.3	3.0	2.6	2.6
	機用冷却合計	28.5	20.3	17.6	15.9	15.8
	通給気冷却	2.6	2.5	2.5	2.6	2.6
	給気冷却	0	0	2.5	3.6	4.3
合計	97.3	92.7	93.5	93.7	95.9	

動圧過給 1ズル 57.7 cm² ディス-サ" 4S-268

5.4.4 タービン前排気管内圧力変動の実測とシミュレーションの比較

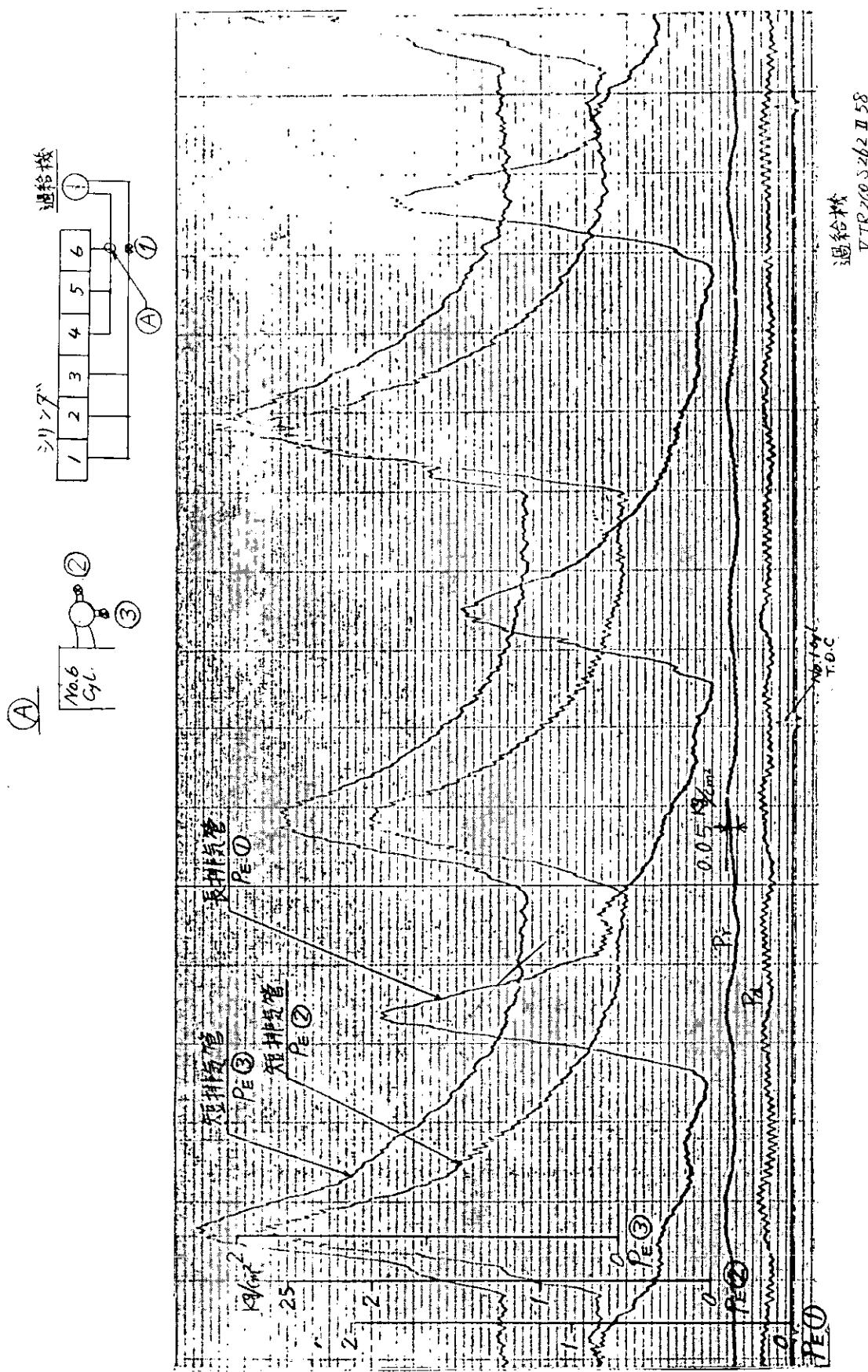
図 5.4.3 ~ 5.4.4 に動圧過給および静圧過給における排気管圧力変動の実測とシミュレーションの比較例を示す。動圧過給の場合、シミュレーションと実測値の全体的な傾向はよく似ているが、シミュレーションの波形の方が太く気味である。このたゞシミュレーションにおいては、実際の運転状態よりも、タービンに与えられるエネルギーが多くなっていると思われる。静圧過給の場合、圧力の大きさはシミュレーションと実測の間に若干の差があるが、圧力変動の大きさと傾向はよく一致している。また静圧排気管の長手方向両端からじに中央の計三点における圧力の変動は、大きさと傾向が全く同じであり、静圧排気管は容積として扱ってよいことが分かる。

図 5.4.3(左)は、シリンダから流出するガスが、直接吹きつけた位置にヒヤクアットたりつけた場合と、そうでない場合の計測結果を示してあるが、両者の波形に大差は認められないが、大きさでは 0.5 ~ 0.7 kg/cm² の差がある。

5.4.5 適正な補正係数の選定によるシミュレーションの修正

現在の段階では、排気タービントラスからエネルギーを、理論解析のそれに沿ってシミュレートすることは不可能である。タービン前にあり⁽⁴⁾ 排気エネルギーの理論値と、実際のエネルギーの違いを補正するために、車山等と同じく、排気管効率 η_p を用いることにしたが、検討の結果：小だけでは不十分であることが分り、風量を補正するための係数 η_p を付け加えたことにした。

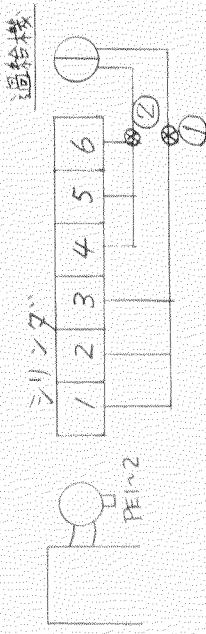
図 5.4.5 ~ 5.4.6 は η_p をパラメータにして、 η_p と各性能諸元の関係をプロットしたものである。シカラの曲線群と、実測で得られた各性能値との交点の



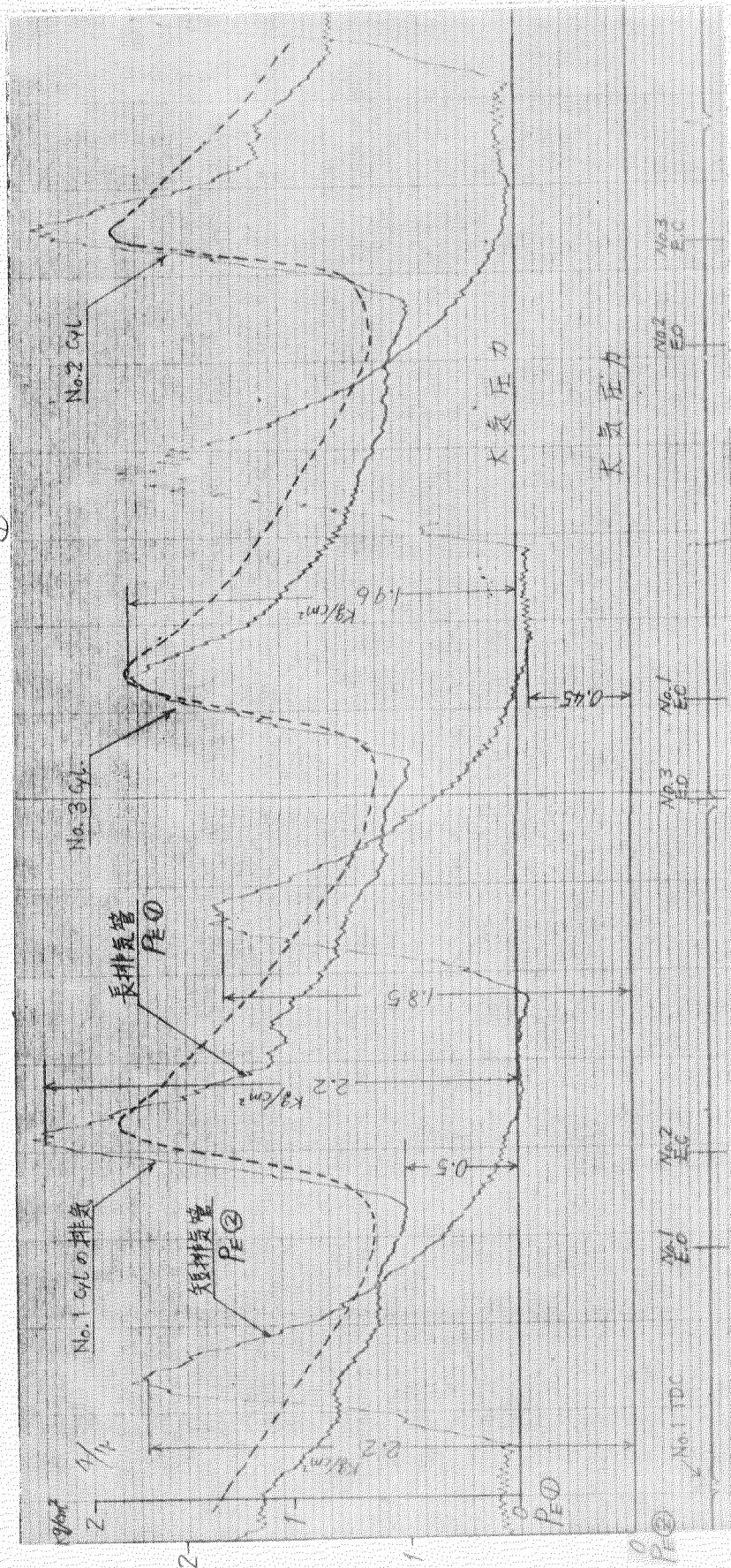
過給管

VTR 200 S 262 II 58

図 5.4.3 タービン前排気管内圧力変動 (4/4 負荷) — 401-



点線はシミュレーション結果
スケールは PE①と同じ



過給機
VTR 200 S 262 II 58

図 5.4.3 ターボ前排气管内圧力変動 (4/4 貨荷) — その2 —

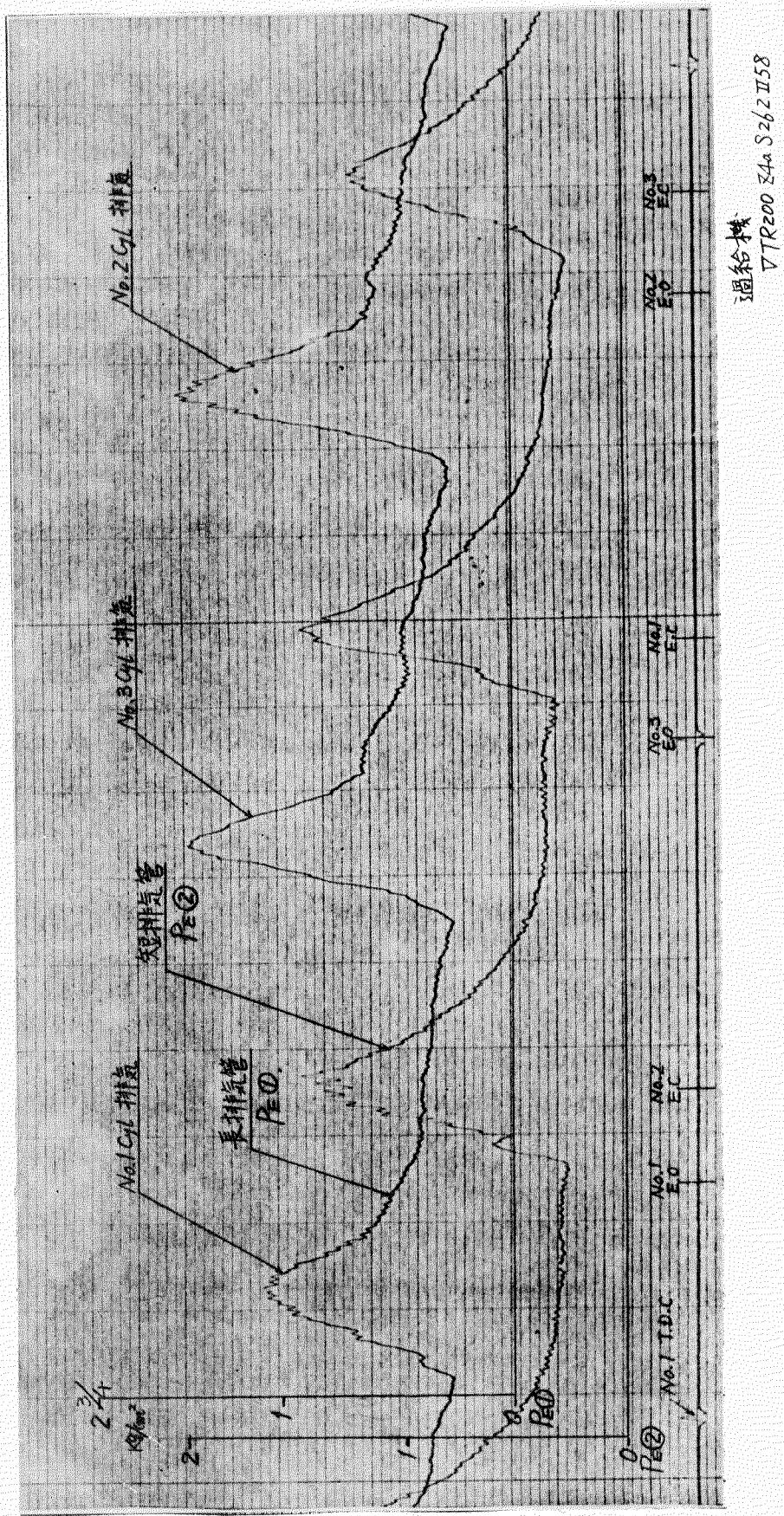
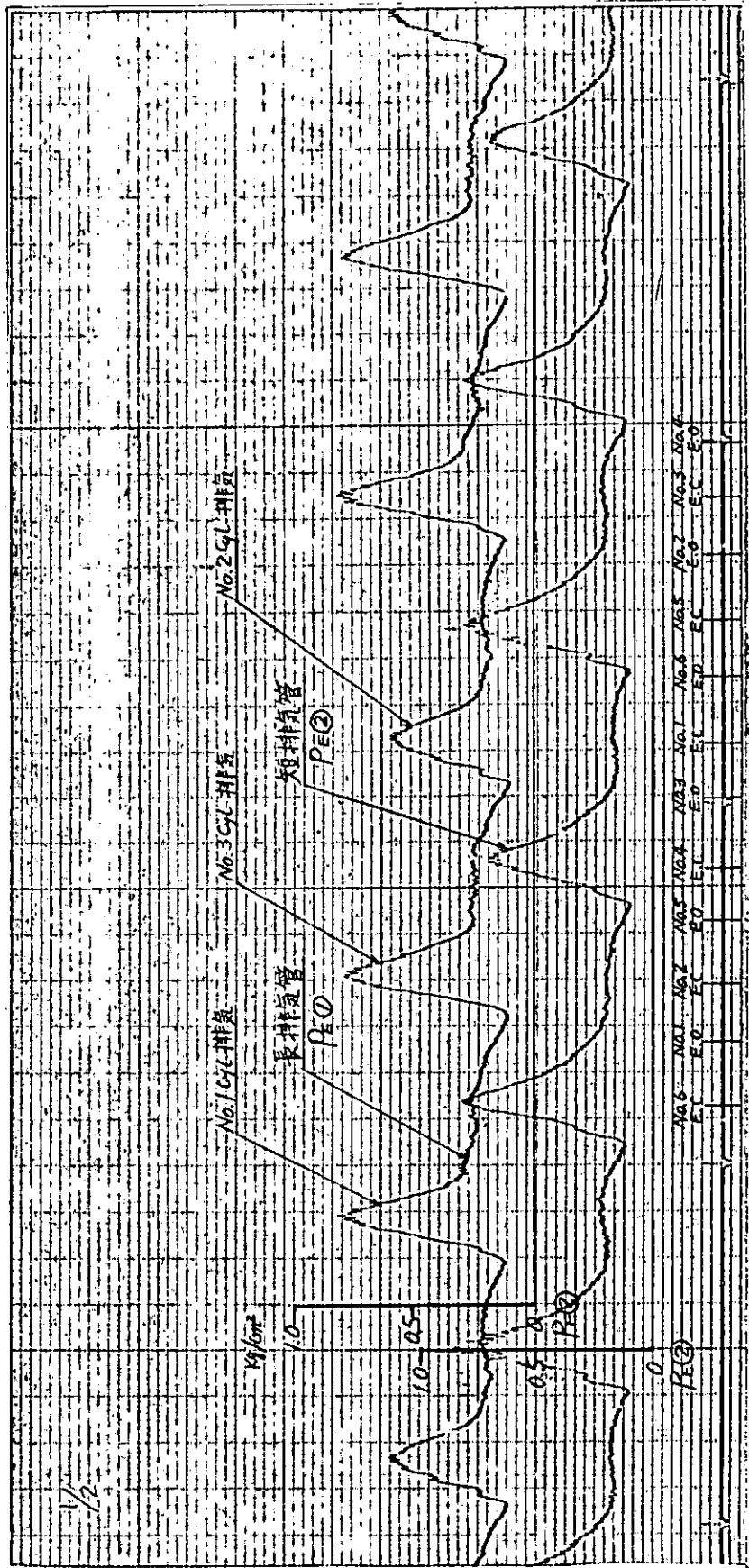


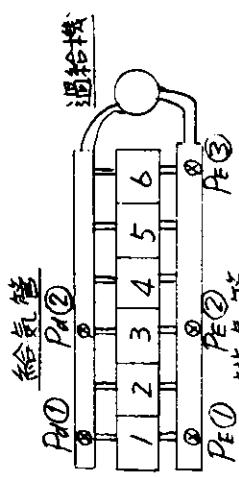
図 5.4.3 タービン前排気管内圧力変動(34負荷)——No.3—

△TR200 S4a S262 II58
退給機



過給機
DTR 200 840 S262 II 58

図 5.4.3 タービン前 排気管内圧力変動 ($1/2$ 貨荷) — 404 —



点線はミニレーション結果
スケールは P_E (1) と同じ

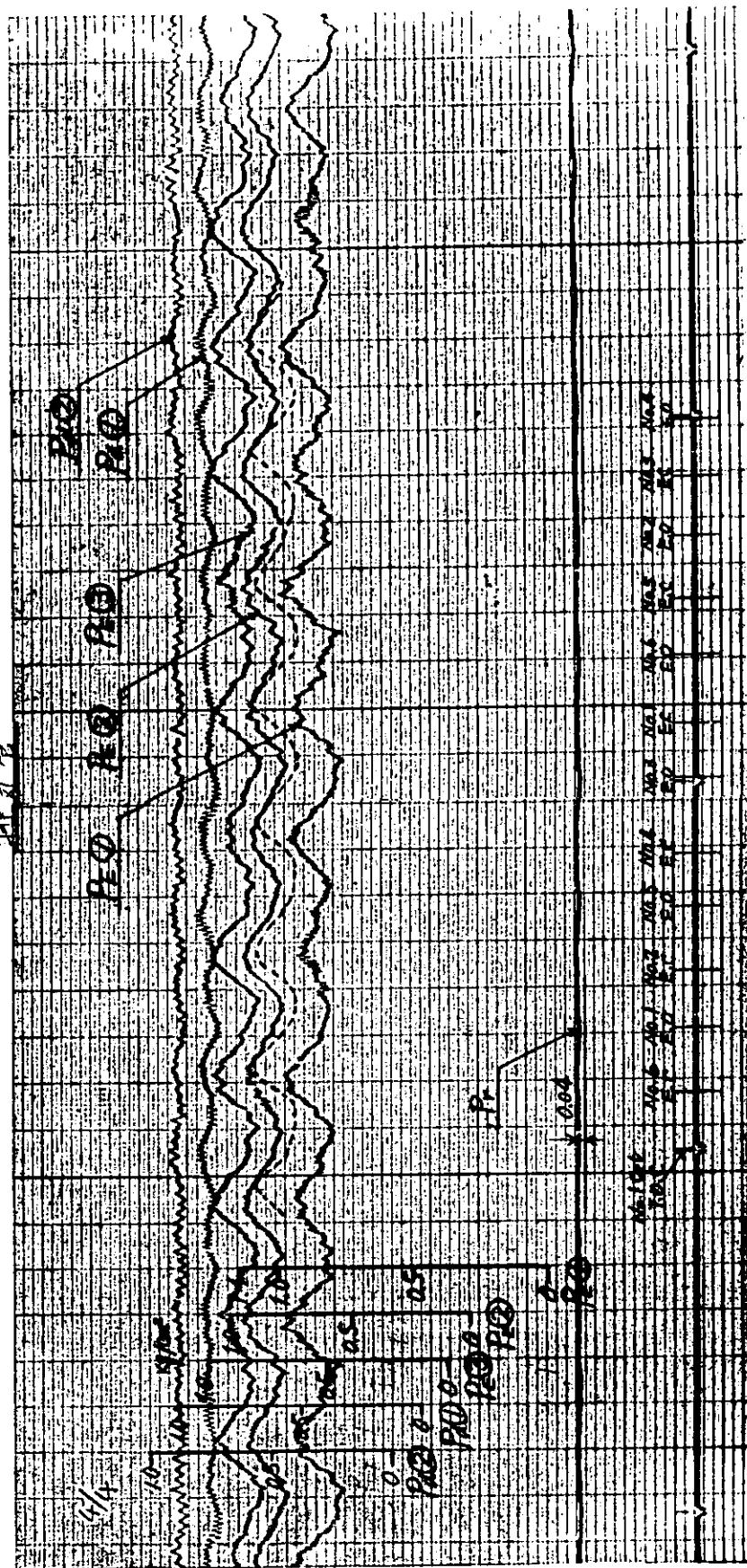


図 5.4.4 給気管路、排氣管路における圧力分布図

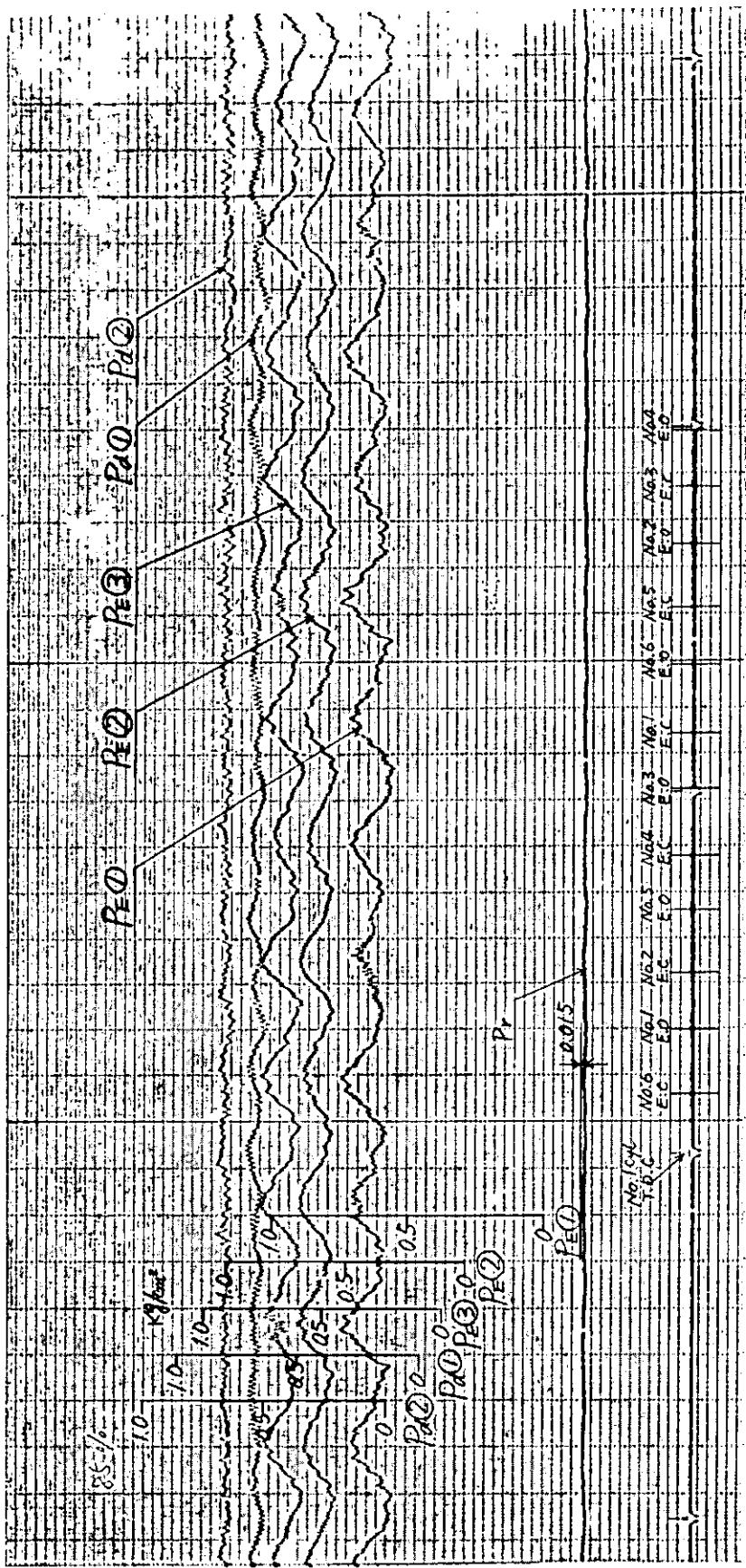
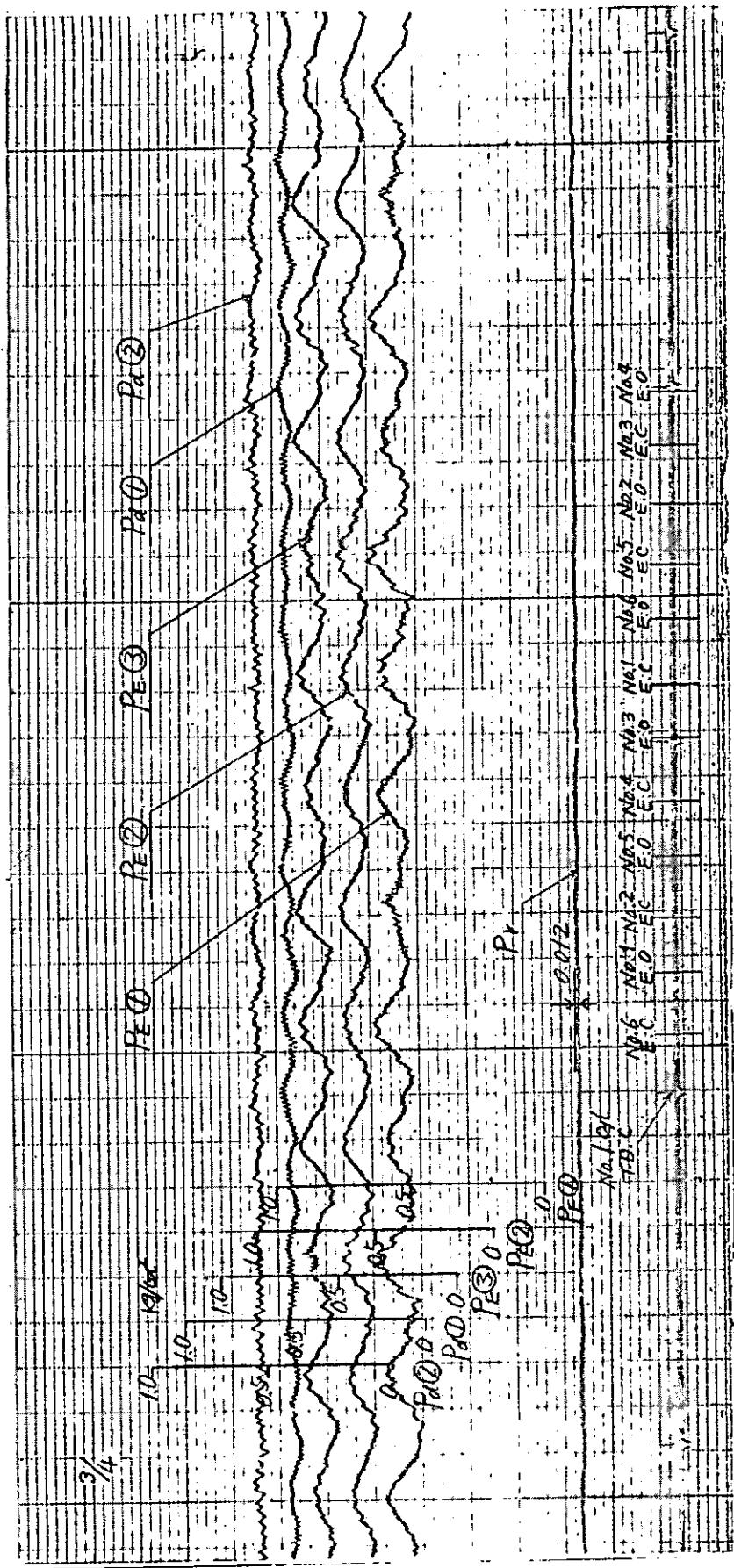
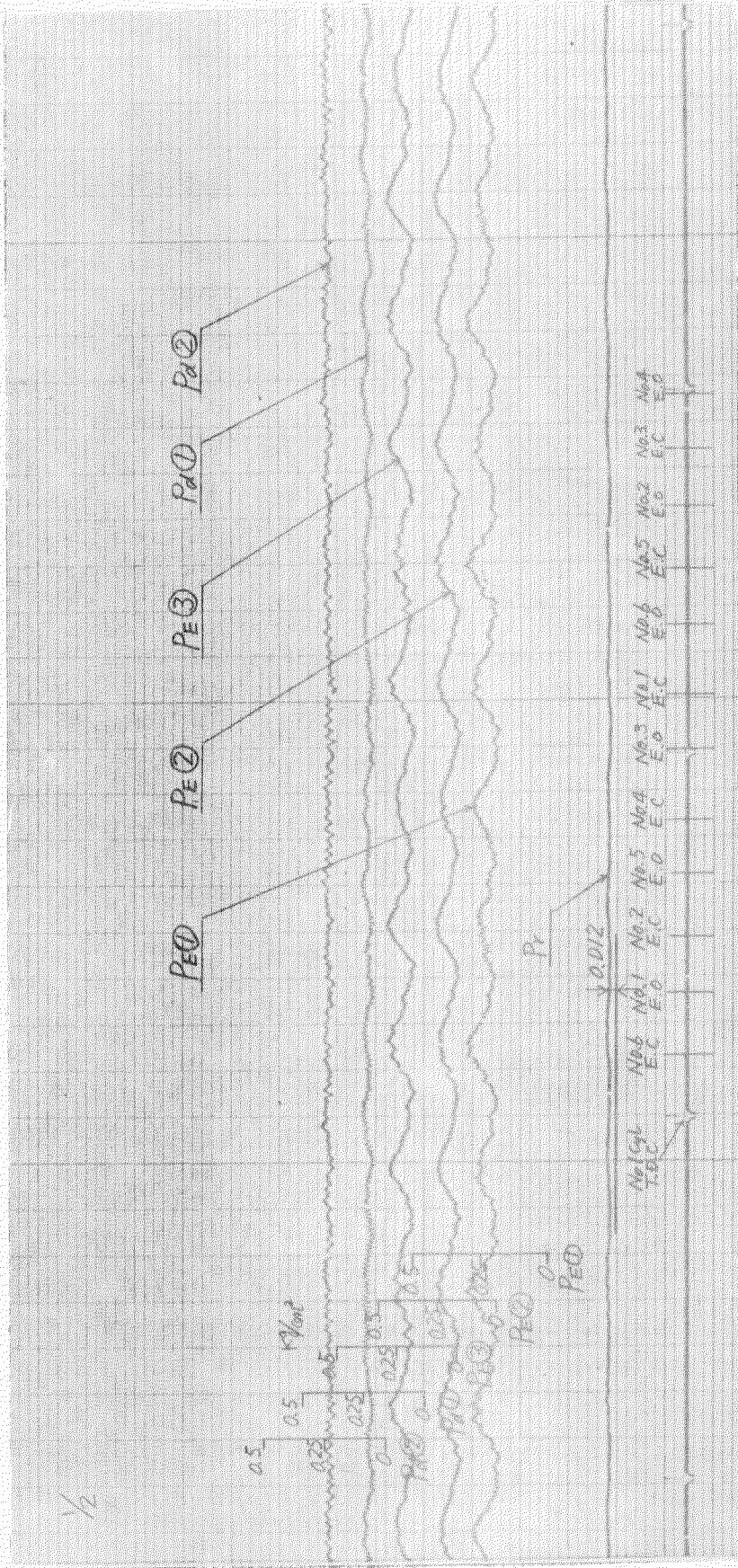


図 5.4.4 給気圧力・排気圧力の変動 (85% 貫荷) — 402—
DTR200 R274 I41
過給機



過給機
VTR 200 R274 II47

図 5.4.4 給気圧力、排気圧力の変動(3/4負荷) —χο3—



週給機
VTR200 R274 II 47

図 5.4.4 給気圧力、排気圧力の変動 ($\frac{1}{2}$ 負荷) — 404 —

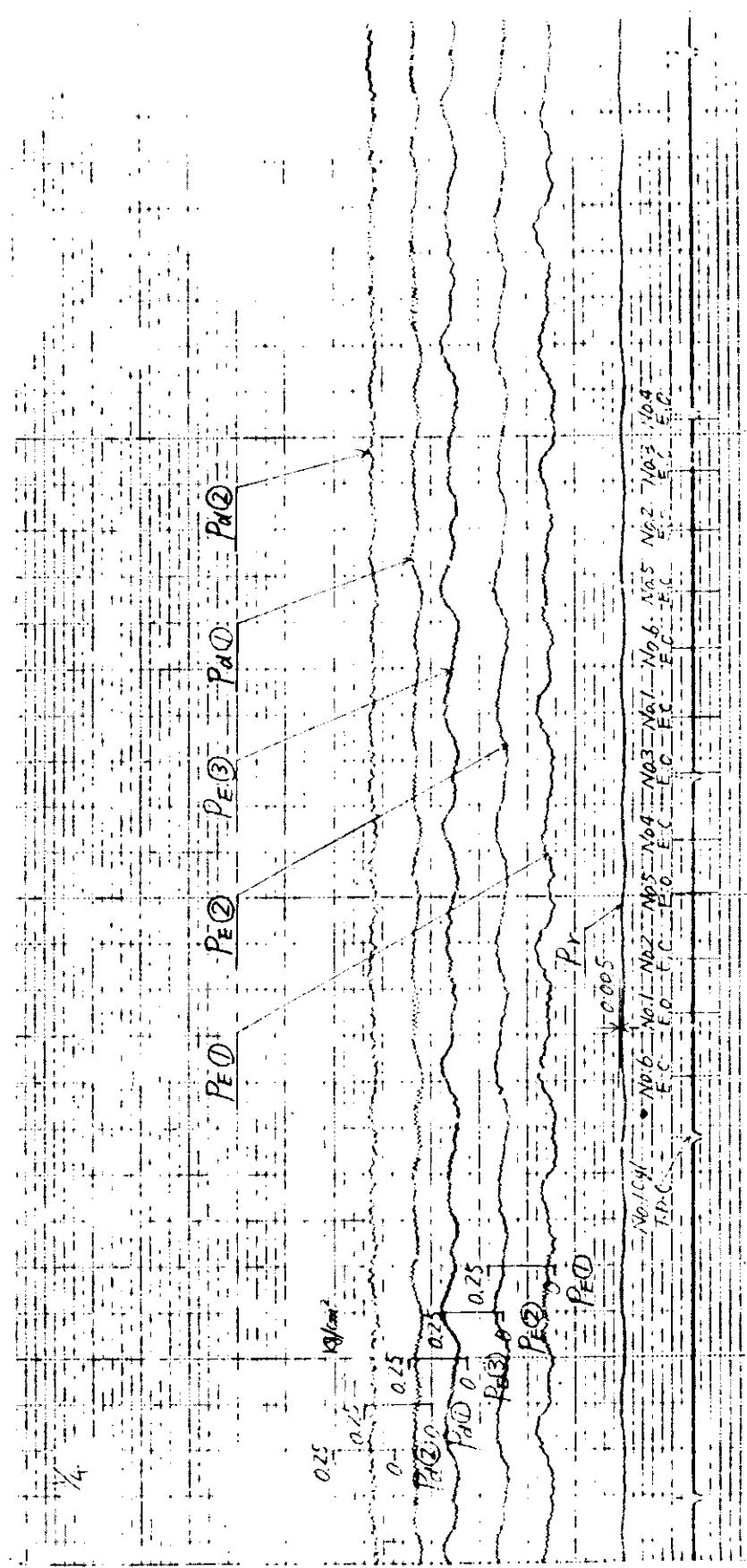


図 5-4 絶対圧力、相対圧力の変動 ($\frac{1}{4}$ 節荷) — 405 —

温度
TR200 R274 ± 4°

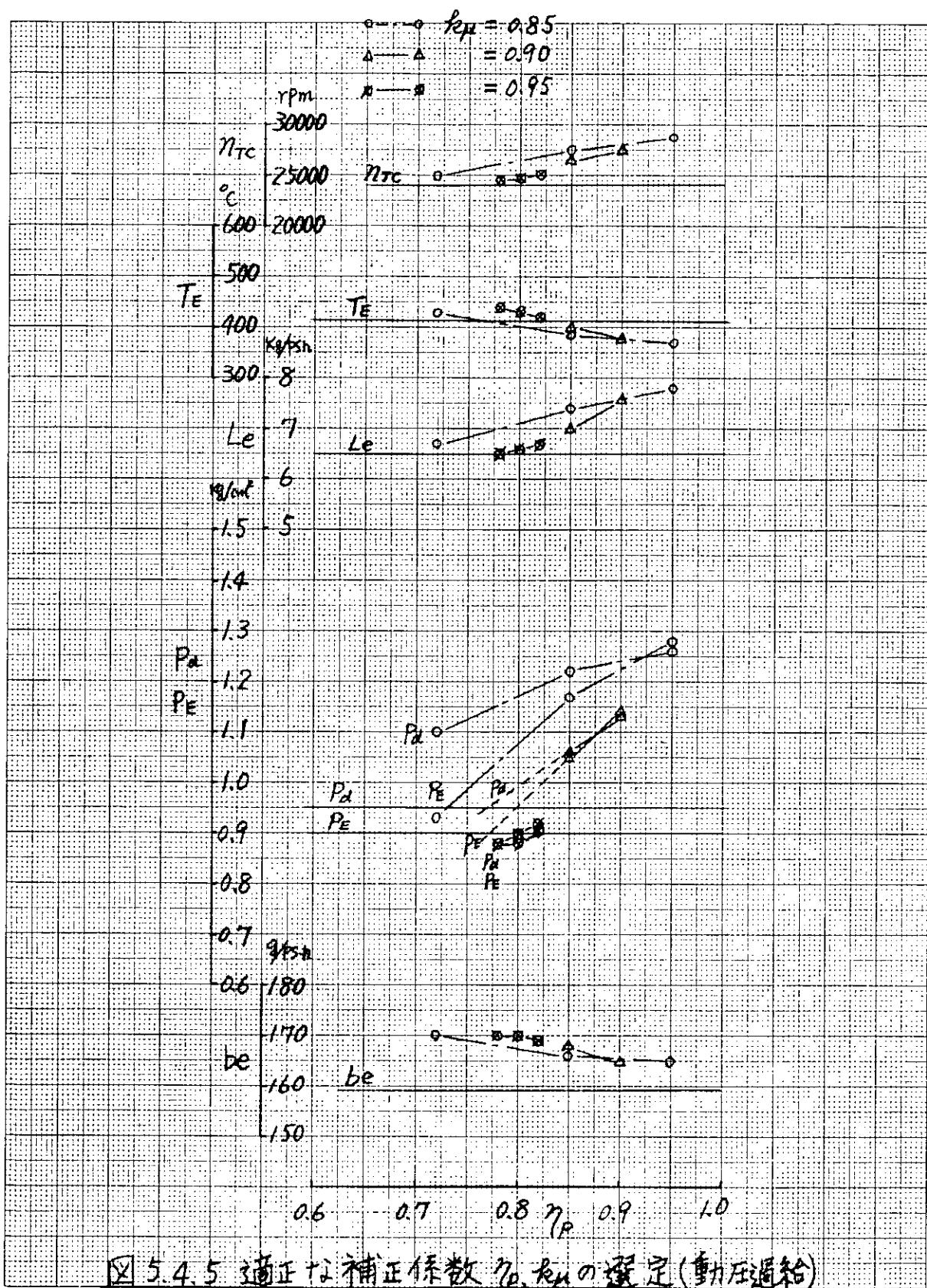
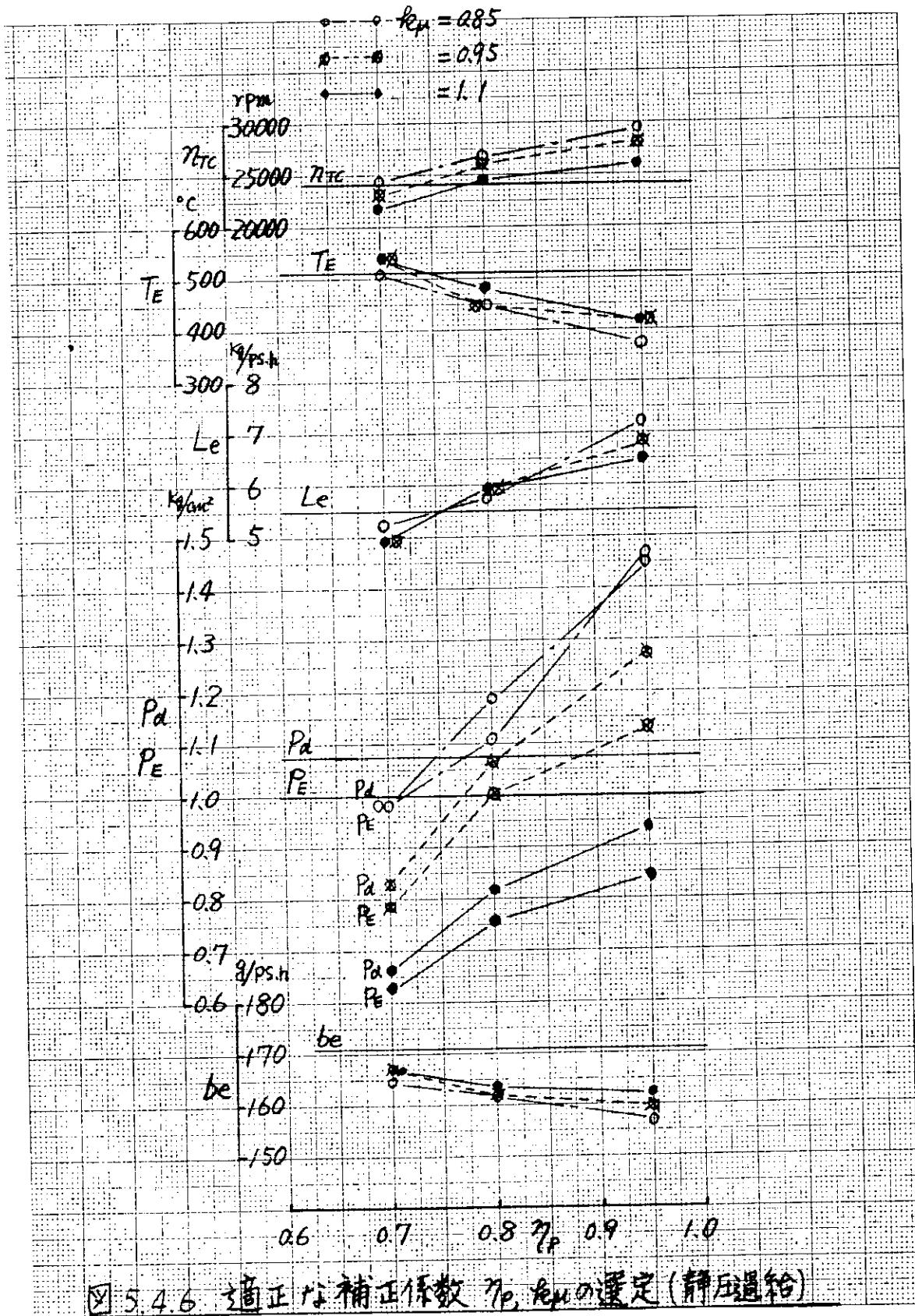


図 5.4.5 適正な補正係数 η_p , $k_p\mu$ の選定(動力圧過給)



: 180 ~ 250

SEKIREI NO. 401 C

分布状況から、適正な η_p と k_μ を選定する。次に各過給方式について検討する。

(1) 静圧過給の場合、 $k_\mu = 1.1$ のときは P_d と P_e が実測値から大きくずれたのではすこしを除く。残りの交差はほぼ $\eta_p = 0.7 \sim 0.8$ の間にある。 $k_\mu = 0.95$ $\eta_p = 0.80$ を採用した。

(2) 動圧過給の場合、 $k_\mu = 0.85$ のときは P_d の計算値と実測の差が大きい。残りの交差は $\eta_p = 0.75 \sim 0.85$ の間にある。この場合も $k_\mu = 0.95$ $\eta_p = 0.80$ を採用した。

両過給方式とともに、 $k_\mu = 0.95$ $\eta_p = 0.80$ を用いるが、これらは補正係数は、今後更に検討を重ねて修正していくべきものである。

図5.4.5～5.4.6は、4/4 負荷について検討したものであり、各負荷について同じような方法で補正係数を選ぶことができる。しかし、補正係数については、今後より系統的に検討する必要がある。今回は上記の補正係数によって、走格附近のシミュレーションが可能かどうかを検討しておくとした。

図5.4.7は上記の補正係数を用いて、85%負荷において給気温度 T_a 、タービン後背圧 P_b を変更した場合のシミュレーションと実測の比較を示す。給気温度を変更したときは、絶対値、傾向ともによく一致している。背圧を変更したときは風量と給気圧が逆の傾向を示しているが、この理由は明らかでない。

図5.4.8～5.4.9に1/4～3/4負荷までの実測とシミュレーションの比較例を示す。両過給方式ともに、3/4負荷以上では実測とシミュレーションは比較的よく一致しているが、1/4負荷以下では絶対値にかなりの差がある。しかし、各負荷に対して補正係数を選び、これで用いればこの問題は解決する筈である。

5.5 出力増大のシミュレーションおよび実験準備

5.5.1 出力増大のシミュレーション

前節でのべたように、 $\eta_p = 0.80$ $k_\mu = 0.95$ とすれば、3/4負荷以上ではシミュレーションと実測が比較的よく一致するので、出力増大のシミュレーションでも同じ補正係数を用い、3/4負荷以上でシミュレートすることとした。出力増大に適していると思われるノズルとデフューザの組合せについて、シミュレートした例を図5.4.10～5.4.11に示す。排気温度が許容限界を越えることに注意が、これは過給機本体を取替えない限り解決不可能である。さらに、熱的な過負荷は直ちには機関故障につながらないので、過給機は現在装備してあるもので間に合わせることにした。

5.5.2 出力増大の実験準備

出力増大のために施工した主な工事は次の通りである。

(1) 温給機改造 徒歩の許容回転数は 26000 rpm であったが、35000 rpm までの回転が可能なよう改造した。

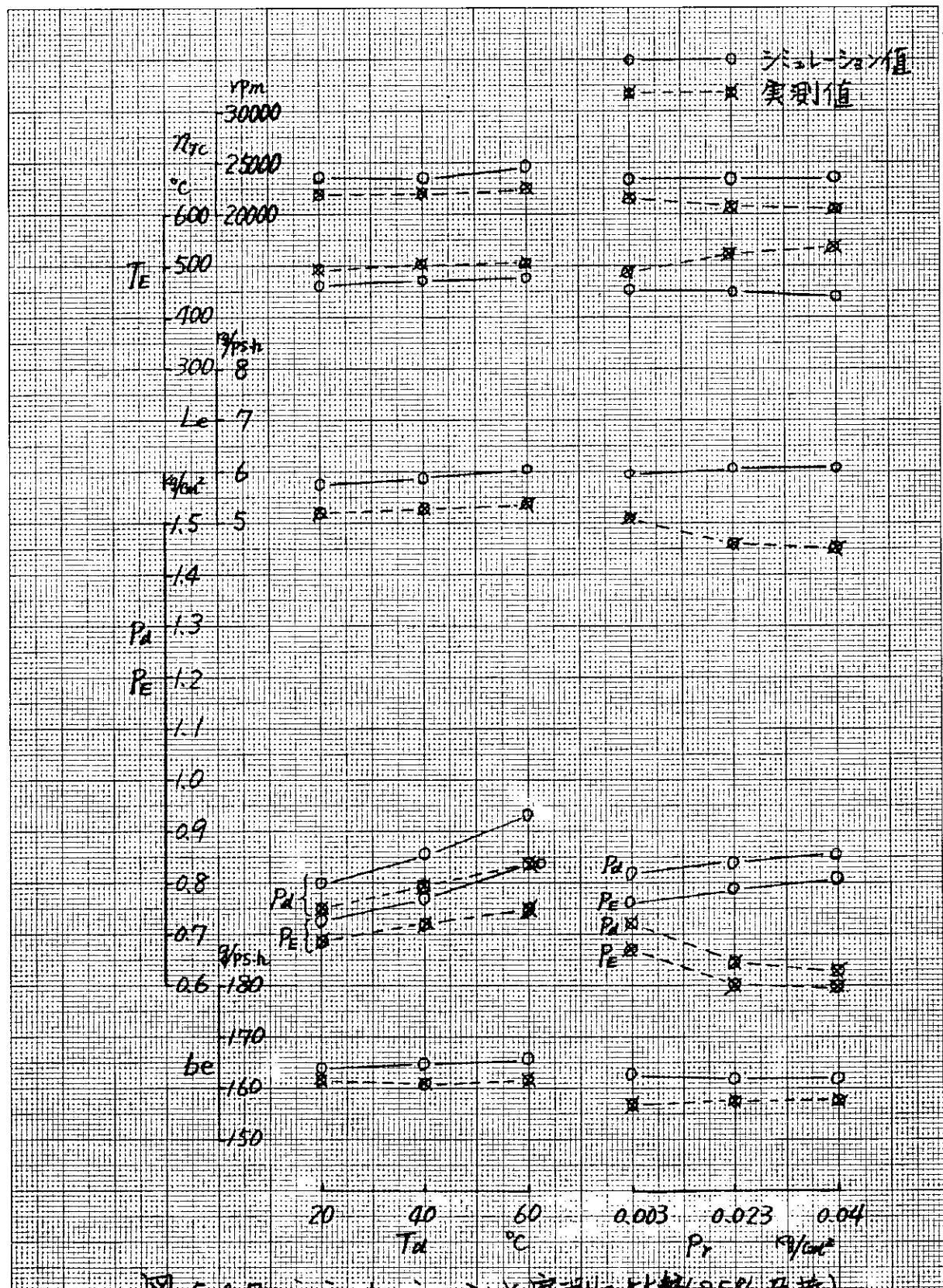


図 5.4.7 シミュレーションと実測の比較(85%負荷)
(T_a , P_r を変更)

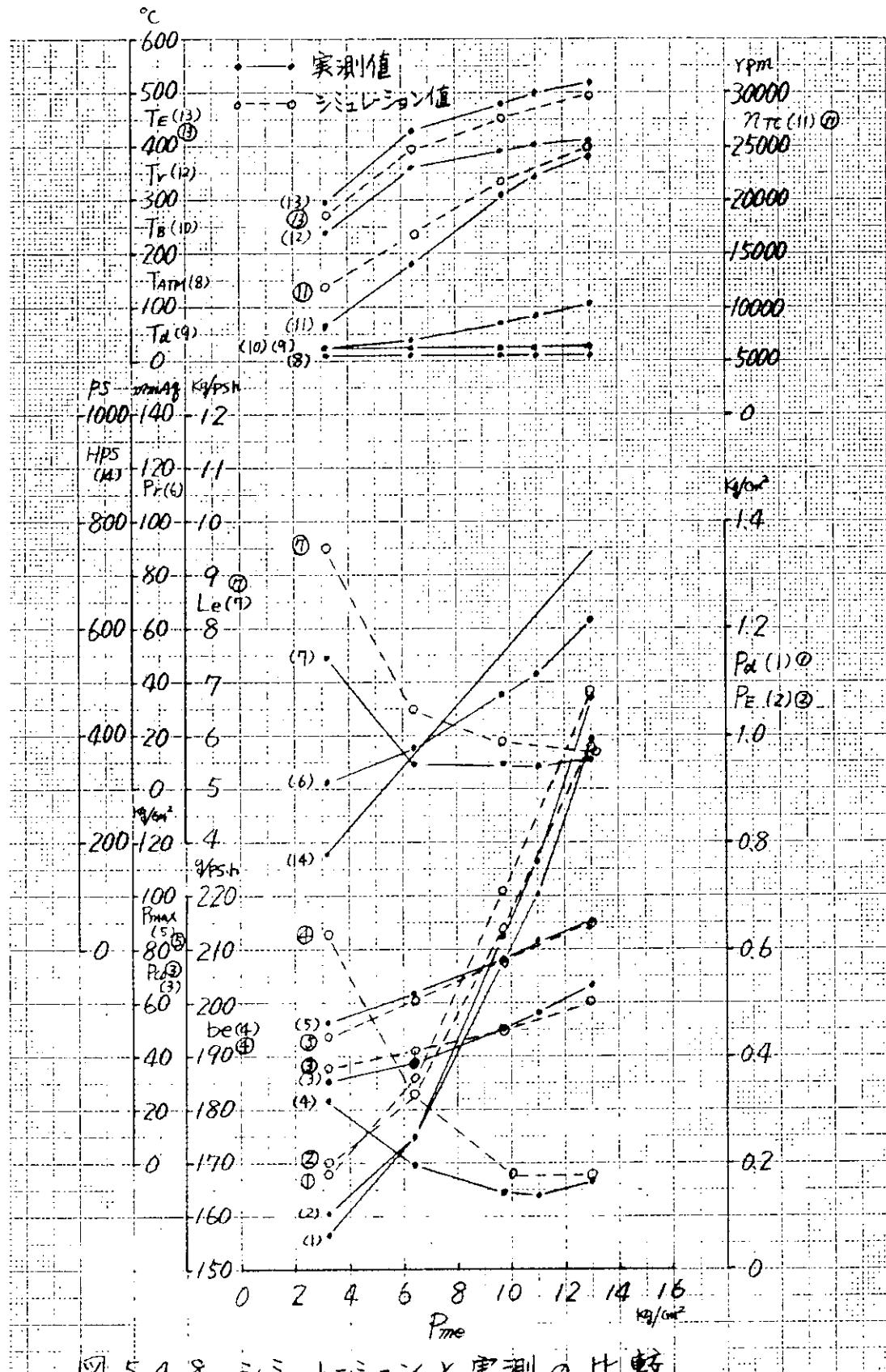


図 5.4.8 シミュレーションと実測の比較

(静圧過給の性能) DTR200 R274 II 47

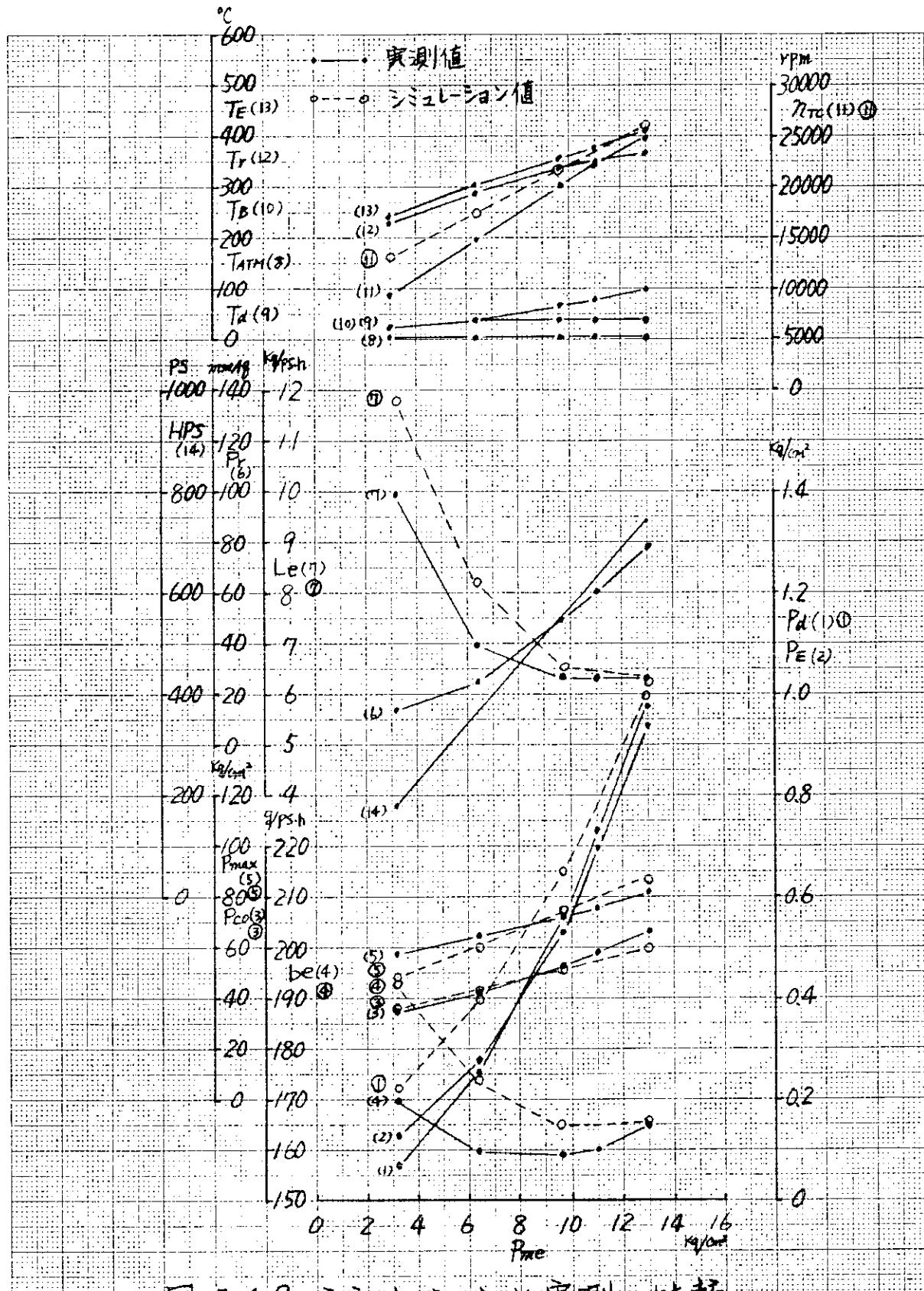


図 5.4.9 シミュレーションと実測の比較
(動圧過給の性能) DTR200S262 II 58

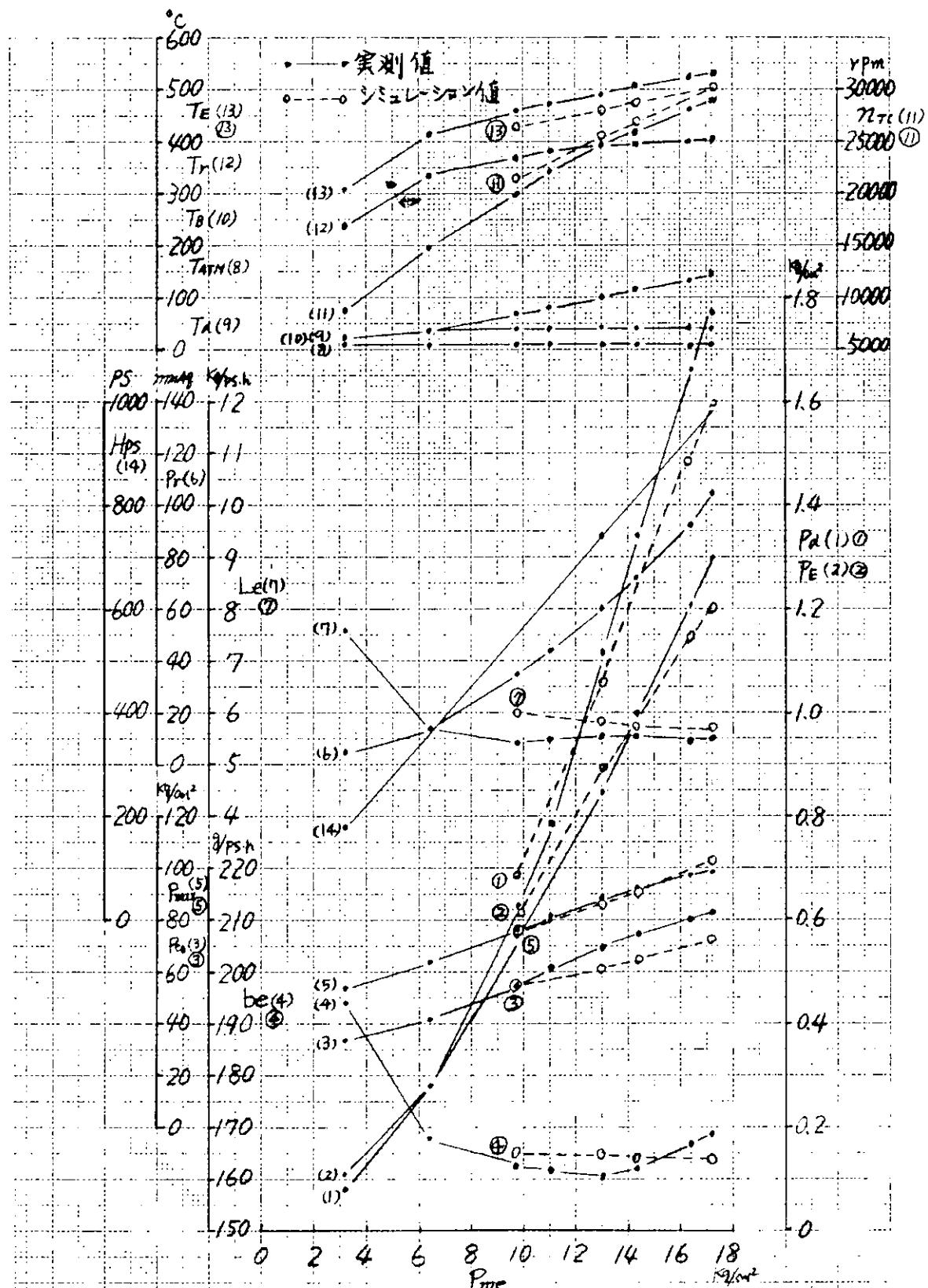


図 5.4.10 シミュレーションと実測の比較

(出力増大—静圧過給) VTR200 S262 II 47

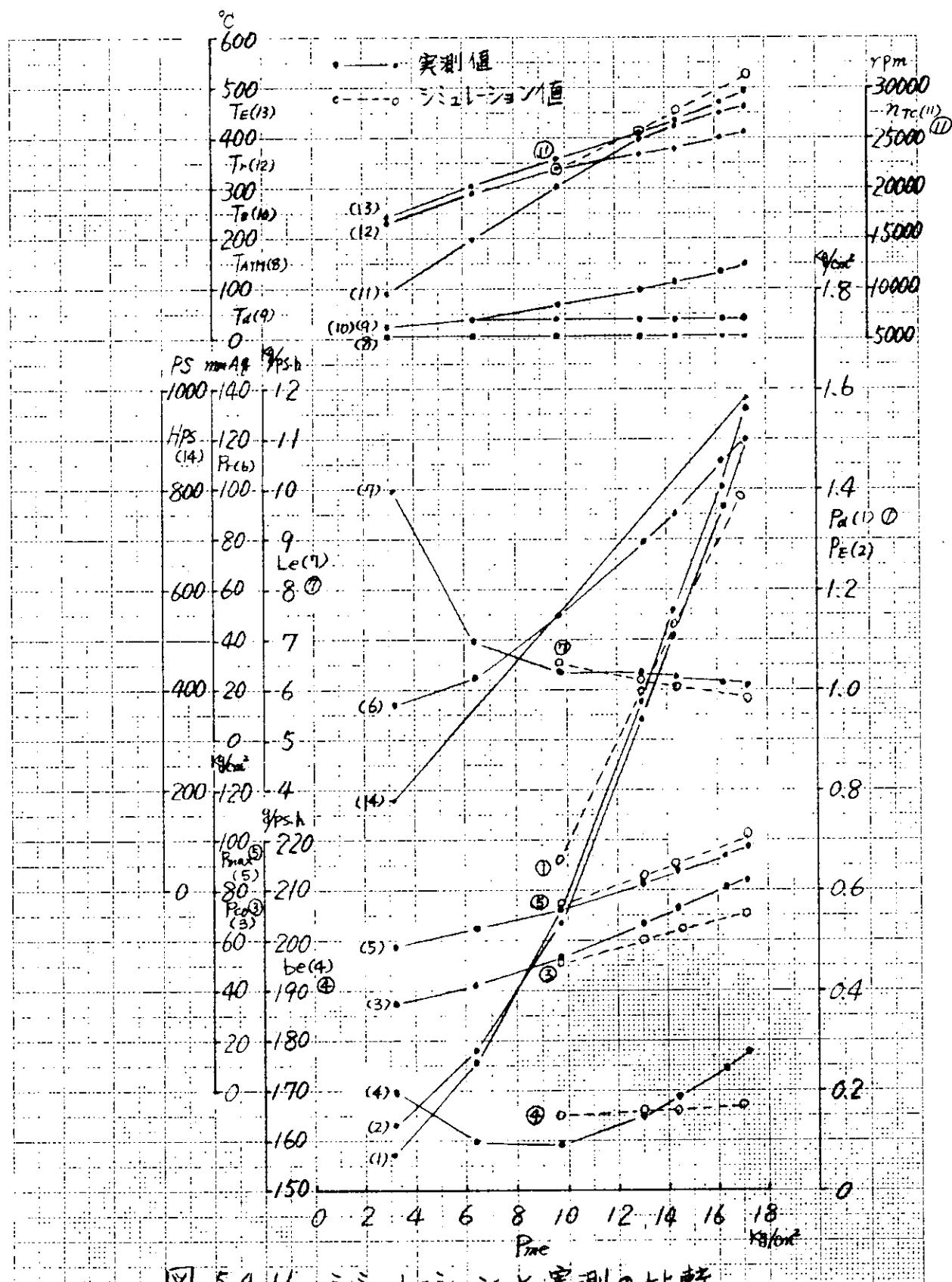


図 5.4.11 シミュレーションと実測の比較

(出力増大—動圧過給) VTR 200 S262 II 58

- (2) コンロッド取替 出力増大に対しては強度不足と思われたので、新しく製作したものと取替えた。
- (3) 力ム軸取替 シムも強度が問題になるとと思われたので取替えた。
- (4) 軸受取替 若干数取替えた。
- (5) 冷却器取替 古い型式から表5.1.1に示す冷却面積の大きいものに取替えた。

5.6 出力増大実験

出力増大は、動圧過給、静圧過給とともに30%の増大にとどめた。40%の増大も可能と思われるが、安全のために30%におさえた。

図5.4.10～5.4.11に計測結果を示すが、各諸元はほゞ44負荷までの曲線を延長したところにあり、特にとりあげて論することははないようである。シミュレーションは、44負荷に対して選定した補正係数を用いているが、34～130%負荷の間で実測と比較的よく一致している。したがって、負荷と補正係数の関係は、高負荷側では補正係数が一定値に近づく曲線であろうと思われる。

6まとめ

まず、本年度の実験研究の結果について列挙すると次の通りである。

- (1) 本年度は、風量、給気圧、過給機回転数がシミュレーションと実測値でよく合うようにするために、データ処理技術を主に検討して来た。その結果、排気管効率、風量補正係数を適当な値に定めて、上記の諸元を精度よくシミュレートできることを得た。
- (2) 現状では、燃料消費率は定性的には比較的よくシミュレートできること、定量的には実測値とかなりの差がある。これは今後とも、P-V線図のシミュレーションが精度不十分であるだけか、与えられた機械効率にも問題があるようと思われる。
- (3) 動圧過給方式の場合の排気管内圧力変動は、シミュレーションの波形は実測の波形よりやや太目であるが、その理由は明らかでない。
- (4) 静圧過給方式では、排気圧の変動量±4Pの大きさ、傾向ともシミュレーションとはほとんど同じである。圧力の絶対値には約10%の差がある。
- (5) 給気圧力、タービン後の圧力は、過給方式、負荷の何れにも関係なく、事实上一定であり、本研究における仮定の妥当性を確認した。
- (6) 供試機関の燃焼はほゞ定圧燃焼に近い。
- (7) 出力増大実験は130%までを実施したが、実測結果とシミュレーション

ンは比較的よく一致している。

- (8) 热平衡の計測結果は妥当などと示しており、供試機用の運転状態、からいに計測法に大きな誤りはないと考えられる。
- (9) 動力計用のはかりに現われた数字は、動力計による反力を正しく指示している。

次に実験研究以外の研究結果についてまとめる。

- (1) 計算所要時間は実用的な範囲に短縮された。
- (2) ルンゲ・クッタ・キルの積分法を用いたプログラムが、電算機を通じてニコラまで作業を終始めた。
- (3) 部分流入、動圧過給の場合に現われる、排気タービンの圧縮機作用をシミュレートでき了プログラムを完成した。
- (4) 比熱比の式を新たに誘導して、ニコラまで用いていた式と比較したが、どの式がシミュレーションに適しているかは、まだ結論できない。

最後に、今後の課題を列挙する。

- (1) シリンダ内P-V線図を解析して、現在用いている熱発生率関数が、供試機用の燃焼に対する適当であるか否かを検討する必要がある。
- (2) シリンダ内P-V線図を精度よくシミュレートするためには、熱発生率を検討するほか、給排気弁の流量係数、シリンダ内壁温度について検討する必要がある。
- (3) 排気管内圧力変動をシミュレーションするに精度よく行なうためには、モデル式の他に、シリンダ出口におけるエネルギー損失、タービンノズル流量係数等を検討する必要がある。

以上、本年度の研究結果ならびに問題点等についてまとめたが、昭和48年度中にはこれらの問題を解決して、シミュレーションの精度を実用上十分なものまで向上させることができると考えている。

付 錄

A.1 BOSとBOSⅡシステムの違いについて

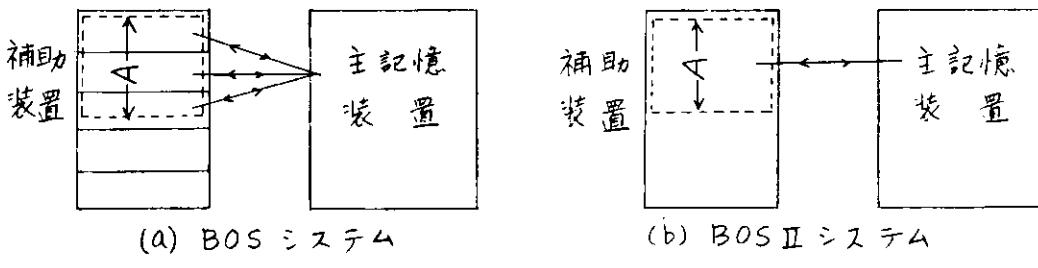
電算機のオペレーティングシステムが、BOS (Batch Operating System) から BOSⅡへ変更されたことに伴い、計算時間が短縮されたことに関係していると思われるなどをまとめると次の通りである。

(1) BOSⅡでは、FORTRAN から機械語への翻訳を行なうコンパイラが、電算機にとってより効率のよいものであること。

(2) 計算時間の短縮に最も関係の深い要因は、補助記憶装置への記憶のさせ方が、BOSⅡでは電算機の作動にとてより効率よく行なわれていることである。すなわち、プログラムが大きすぎて、電算機本体の記憶装置に納まりきらない場合は、本体記憶装置からはみ出す部分（オーバーフロー）を、適当な方法で分割して補助装置に預ける。分割方法にはページング方式、セグメント方式、チエイン方式等があり、前二者による場合は、補助装置に預けうるのはサブルーチンのみであるが、チエイン方式による場合はメインプログラムも補助装置に預けることができる。BOSではページング方式を、BOSⅡではセグメント方式を用いており、両システムによる計算時間の違いは、結局ページング方式とセグメント方式の違いによるものと言える。次にこの二者の違いを説明する。

(a) ページング方式では、図 A.1.1-(a) のように、電算機本体の記憶装置の中のユーザ部分ならびに補助記憶装置が、ページと称される単位に分割されている。補助装置に預けうるサブルーチンはプログラム単位ではなく、機械的にページの大きさに分割されて出し入れられるので、例えはサブルーチン A は三個に分けて格納されており、使用するときは三回の取出し操作を要する。

(b) セグメント方式では、ユーザが記憶装置の分割を設計する。したがってサブルーチン A を、上記のページング方式のように、こまごめにして格納する必要はなく、全体をひとまとめて出し入れができるので、それだけ電算機は効率よく作動する。



図A.1.1 ページング方式とセグメント方式の違い

A.2 レンゲ・クッタ・ギル法(RKG法)による積分プログラム

微分方程式の数値解法には種々な方法があるが、本研究ではこゝで最も簡単なオイラー法を用いていいる。内燃機関の性能シミュレーションでは、積分精度がより高度なRunge-Kutta-Gill法(RKG法)が一般には好んで用いられることが多いようである。しかし、原理的にはオイラー法でも積分間隔を適当な大きさにすれば、積分精度を実用上十分なものにすることができる筈である。そこで本研究では、オイラー法とRKG法によるシミュレーションプログラムを作り、適当な条件のもとにおける両者の積分結果をもとにして、次のような観察から、推奨すべき積分法を選択しようと考えている。

- (a)手法ができるだけ簡単であること。
- (b)計算所要時間が、実用的な範囲内にあること。
- (c)積分精度が実用上十分であること。

現在までに、RKG法によるプログラムが、電算機を通じてこれまで作業をすゝめたが、プログラムの検討・修正が十分でないため、オイラー法とRKG法の比較をするまでは至っていない。本章ではRKG法による計算手順とプログラムについて、やや詳細に説明する。

A.2.1 サイクル微分方程式における独立変数と従属変数

前年度の報告書で説明されていいるように、本研究ではエンジンフランジを給気管、シリンドラ、排気管、ターピン、アクマ等、五個の系に分けている。それらの系(ガス分子の集合体)は、境界を通じて互に影響しあっており、あるひとつのかみにおける特定参数の変化、たゞえば排気管内ガス温度の変化は、すべての系のすべての変数(ガス圧力、温度、重量等)の変化と関連がある。しかし実際に数値計算を行なうとき、ある変数の微小変化量をもとめ計算式の中に、こゝらすべての変数が入って来るわけではない。サイクル微分方程式を構成しているの中の微分式に、何個の変数が含まれていいかを明らかにしてもふくことは、サイクルシミュレーションへ全体的な見通しに役立つばかりではなく、RKG法による計算手順をスムーズに導入するためにも都合がよいので、本節ではまず個々の微分方程式に含まれる変数の個数を検討する。

本研究の解説理論では、シリンドラ、排気管等におけるガスの混合、状態変化等は、平衡状態を保ちながら無限にゆるい速度で生ずるものとして扱われていて、またわち、ガス流速、圧力波等は考慮されず、シリンドラ、排気管はそれを蓄積器にみなされる。フランジ(独立変数)の変化と共に、ガスの状態変化、組成変化等を表わすいふゆるサイクル参数は、圧力P、温度T、比熱 C_p 、 C_v 、比熱比 γ 、ガス重量 ρ 、空気過剰率 λ 、内部エネルギーU、エンタルピーH、エントロピーS等であるが、熱力学の法則ならびに仮定に基づき、任意の系における

従属変数は三個となる。変数としてはと本とつづりよいが、以下では G 、 T 、 λ を空心、 P 、 G 、 C 、 K 、 u 、 v 等は固有式からもとめる。

また、ガス交換中のシリンダ内では、 G 、 T 、 λ の微小変化量は次のように表わされる（前年度報告書参照）。

$$\begin{aligned}\Delta G_z &= \Delta G_{dz} - \Delta G_{ze} \\ &= \frac{1}{6\pi E} \left[\mu_{du} F_{du} \sqrt{2g \beta_a P_a} \psi\left(\frac{P_e}{P_a}\right) - \mu_{eu} F_{eu} \sqrt{2g \beta_e P_e} \psi\left(\frac{P_e}{P_a}\right) \right] \\ \Delta \lambda_z &= \frac{1+L_{th}\lambda_z}{G_z} \left[\frac{\lambda_{air} - \lambda_z}{1+L_{th}\lambda_{air}} \Delta G_{dz} - \frac{\lambda_e - \lambda_z}{1+L_{th}\lambda_e} \Delta G_{ze} \right] \\ &= \frac{1+L_{th}\lambda_z}{6\pi E G_z} \left[\left(\frac{\lambda_{air} - \lambda_z}{1+L_{th}\lambda_{air}} \right) \mu_{du} F_{du} \sqrt{2g \beta_a P_a} \psi\left(\frac{P_e}{P_a}\right) \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{\lambda_e - \lambda_z}{1+L_{th}\lambda_e} \right) \mu_{eu} F_{eu} \sqrt{2g \beta_e P_e} \psi\left(\frac{P_e}{P_a}\right) \right] \quad \cdots(A.2.1) \\ \Delta T_z &= \frac{\Delta Q_z - \frac{ART_z}{(K-1)} \Delta G_z - C_3 \frac{ARG_z T_z}{(K-1)^2} \frac{1}{\lambda_z^2} \Delta \lambda_z - AP_z \Delta V_z}{\frac{ARG_z}{(K-1)} \left[1 - \frac{T_z}{K-1} (C_1 + 2C_2 T_z) \right]}\end{aligned}$$

他方、排気管内は以下のようだ。

$$\begin{aligned}\Delta G_E &= \Delta G_{ze} - \Delta G_{tc} \\ &= \frac{1}{6\pi E} \left[\mu_{eu} F_{eu} \sqrt{2g \beta_e P_e} \psi\left(\frac{P_e}{P_e}\right) - \mu_{tn} F_{tn} \sqrt{2g \beta_e P_e} \psi\left(\frac{P_e}{P_e}\right) \right] \\ \Delta \lambda_E &= 0 \\ \Delta T_E &= \frac{\Delta Q_E - \frac{ART_E}{(K-1)} \Delta G_E}{\frac{ARG_E}{(K-1)} \left[1 - \frac{T_E}{(K-1)} (C_1 + 2C_2 T_E) \right]} \quad \cdots(A.2.2)\end{aligned}$$

式(A.2.1)と(A.2.2)は、 $\Delta Q_z = \Delta I_{dz} - \Delta I_{ze} - \Delta Q_w$ や $\Delta Q_E = \Delta I_{ze} - \Delta I_{tc}$ の関係を入れ、さらに $P = GRT/V$ の関係を入れて変数整理を行なえば、微分方程式は式(A.2.3)～(A.2.4)のようになる。式(A.2.3)は、ガス交換中のシリンダ内の変化を表すものとして導いたが、圧縮、爆発、膨張の各行程も、この式によつてより一括的な形で表現されていゝものと理解すればよい。これらの行程では、値、入出力ランプ角の関数として用いられ、 $T_E = 0$ とおくことができる。微分式の中に含まれる変数は θ と T だけとなる。

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{dG_i}{d\theta} \right)_i &= f_{G_i}(\theta, G_{ei}, T_{ei}, T_E) \\ \left(\frac{d\lambda_i}{d\theta} \right)_i &= f_{\lambda_i}(\theta, G_{ei}, \lambda_{ei}, T_{ei}, T_E) \\ \left(\frac{dT_i}{d\theta} \right)_i &= f_{T_i}(\theta, G_{ei}, \lambda_{ei}, T_{ei}, T_E) \end{aligned} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{--- (A.2.3)} \\ \text{(シリンダ内)} \end{array}$$

$i = 1 \sim n$ (シリンダ番号)

$$\left. \begin{aligned} \frac{dG_E}{d\theta} &= f_{G_E}(\theta, G_E, T_{e1} \sim T_{en}, T_E) \\ \frac{dT_E}{d\theta} &= f_{T_E}(\theta, G_E, T_{e1} \sim T_{en}, T_E) \end{aligned} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{--- (A.2.4)} \\ \text{(排気管内)} \end{array}$$

したがって、微分方程式の数Nは、 $N = [3 \times (\text{シリンダ数}) + 2]$ である。

A.2.3 RKG法による計算手順とフローチャート

式(A.2.3)～(A.2.4)は、シリンダ内と排気管内において、ガスの状態と変化が生ずるときの変数の相互関係を、一般的な形で表わしたものであるが、ルンゲ・クッタ・ギル法による計算手順を、そのままこの上の式に適用すると、表A.2.1のようになる。しかし、実際に数値計算を行なう場合は、完全に変数整理を行なって得られた式では、計算していく数値の物理的な意味がつかない。表A.2.2は、式中の各項目が物理的な意味を失さない程度に整理されたものについて、RKG法による計算手順を示したものである。図A.2.1～2.5には、ガス交換過程と関するフローチャートの一部を示す。

A.2.4 ガス交換過程におけるガス組成変化率の計算手順

初年度報告書の附録によると、ガス交換過程におけるガス組成の微小変化量 $\Delta\lambda$ は、シリンダ内への排ガスの逆流を含めて、一般的に次式で表わせる。

$$\Delta\lambda = \frac{\sum \frac{(\lambda_i - \lambda)}{1 + L_{th}\lambda_i} \Delta G_i}{\frac{G}{1 + L_{th}\lambda} + \sum \frac{\Delta G_i}{1 + L_{th}\lambda_i}} \quad \text{--- (A.2.5)}$$

入 i 、 ΔG_i は流入入 i ガスの組成、重量であり、ガス組成入は次のように定義される量であつて、空気過剰率と称されるともいふ。

$$\lambda = (\text{全ガス重量}) / (\text{燃焼ガス重量}) \quad \text{--- (A.2.6)}$$

給排気弁における流れのパターンには、(1)流れなし、(2)正常方向の流れ、(3)逆流、の三種があり、ミニコレーションプログラムでは、シホを次のページに示す記号で表わしている。給気弁と排気弁を組み合せたときのフローパターンは全部で九種類(3×3)である。しかし、流れなし($\Delta G = 0$)の場合はガス

フローバーンの別走記号

(1) 流れなし	$JGDL = 0$	$JGEX = 0$
(2) 正常方向の流れ	$JGDL = 1$	給気弁 $JGEX = 1$
(3) 逆流	$JGDL = 8$	排気弁 $JGEX = 8$

組成に変化を生じないので、計算の便宜からフローバーンを分類するときは、流れなしの場合と正常方向の流れまたは、逆流に含めてよい。流れなしと正常方向の流れに含めると、式の計算手順は図A.2.4(b)のようになり、フローバーンは四種類になる。次に各フローバーンに対する計算式を検討する。

(1) 給、排気弁とともに正常方向の流れの場合

$$\Delta\lambda = \frac{\frac{(\lambda_{air} - \lambda_z)}{1 + L_{th}\lambda_{air}} \Delta G_{dz} + \frac{(\lambda_z - \lambda_E)}{1 + L_{th}\lambda_z} \Delta G_{ZE}}{\frac{G_z}{1 + L_{th}\lambda_z} + \frac{\Delta G_{dz}}{1 + L_{th}\lambda_{air}} - \frac{\Delta G_{ZE}}{1 + L_{th}\lambda_E}} = \left(\frac{1 + L_{th}\lambda_z}{L_{th}} \right) \frac{\Delta G_{dz}}{G_z - \Delta G_{ZE}} \quad \text{---(A.2.6)}$$

$$\left[\lambda_{air} = \infty \therefore \frac{\lambda_{air} - \lambda_z}{1 + L_{th}\lambda_{air}} \Delta G_{dz} = \frac{1 - \lambda_z}{0 - L_{th}} \Delta G_{dz} = \frac{\Delta G_{dz}}{L_{th}} \right]$$

(2) 給気弁の流れが正常方向、排気弁が逆流の場合

$$\Delta\lambda = \frac{\frac{\lambda_{air} - \lambda_z}{1 + L_{th}\lambda_{air}} \Delta G_{dz} + \frac{\lambda_z - \lambda_E}{1 + L_{th}\lambda_E} \Delta G_{ZE}}{\frac{G_z}{1 + L_{th}\lambda_z} + \frac{\Delta G_{dz}}{1 + L_{th}\lambda_{air}} - \frac{\Delta G_{ZE}}{1 + L_{th}\lambda_E}} = \frac{\frac{\Delta G_{dz}}{L_{th}} + \frac{\lambda_z - \lambda_E}{1 + L_{th}\lambda_E} \Delta G_{ZE}}{\frac{G_z}{1 + L_{th}\lambda_z} - \frac{\Delta G_{ZE}}{1 + L_{th}\lambda_E}} \quad \text{---(A.2.7)}$$

(3) 給排気弁とともに逆流の場合

$$\Delta\lambda = \frac{\frac{\lambda_z - \lambda_E}{1 + L_{th}\lambda_z} \Delta G_{dz} + \frac{\lambda_E - \lambda_z}{1 + L_{th}\lambda_E} \Delta G_{ZE}}{\frac{G_z}{1 + L_{th}\lambda_z} + \frac{\Delta G_{dz}}{1 + L_{th}\lambda_z} - \frac{\Delta G_{ZE}}{1 + L_{th}\lambda_E}} = \frac{\frac{\lambda_E - \lambda_z}{1 + L_{th}\lambda_E} \Delta G_{ZE}}{\frac{G_z + \Delta G_{dz}}{1 + L_{th}\lambda_z} - \frac{\Delta G_{ZE}}{1 + L_{th}\lambda_E}} \quad \text{---(A.2.8)}$$

(4) 給気が逆流、排気弁が正常方向の流れの場合

$$\Delta\lambda = \frac{\frac{\lambda_z - \lambda_E}{1 + L_{th}\lambda_z} \Delta G_{dz} + \frac{\lambda_z - \lambda_E}{1 + L_{th}\lambda_z} \Delta G_{ZE}}{\frac{G_z}{1 + L_{th}\lambda_z} + \frac{\Delta G_{dz}}{1 + L_{th}\lambda_z} - \frac{\Delta G_{ZE}}{1 + L_{th}\lambda_z}} = 0$$

給排気弁からの流量を計算するプログラム（図A.2.3のプロックチャートを示す）から出力される ΔG_{dz} , ΔG_{ZE} 等は、流れが正常方向か、逆方向かによって、正または負の数値になつていい。式(A.2.6)～(A.2.8)の計算では、給気弁からの流量 ΔG_{dz} は常に G_z に加算され、排気弁からの流量 ΔG_{ZE} は常に G_z から差し引かれていいので、コードイングするときはこのまゝ形で書き下していけば、実際の数値計算は流れの正負をとり入れた結果となる。

表 A.2.1 ルンゲクッタ・キル法によるサイクル微分方程式の積分手順(変数整理を行なつた式による場合)

系の区分	シ	リ	>	ア	No.2~Z Cyl		排 気 管	
					$\frac{dG}{d\theta} = f_G(\theta, G, T, T_E)$	$\frac{dT}{d\theta} = f_T(\theta, G, \lambda, T, T_E)$	$\frac{d\lambda}{d\theta} = f_\lambda(\theta, G, \lambda, T, T_E)$	$\frac{dG_E}{d\theta} = f_{GE}(\theta, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n)$
計算					$\lambda_1 = f_\lambda(\theta, G, T, T_E) \Delta \theta$	$\lambda_1 = f_\lambda(\theta, G, \lambda, T, T_E) \Delta \theta$	$\lambda_1 = f_\lambda(\theta, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n) \Delta \theta$	$\frac{dT_E}{d\theta} = f_{TE}(\theta, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n)$
*一級	$\gamma_1 = \frac{1}{2} \beta_1 - g_0$	$T_1 = \frac{1}{2} \beta_1 - g_0$	$\bar{\gamma}_1 = \lambda + \gamma_1$	$\bar{\gamma}_1 = 3\gamma_1 - \frac{1}{2} \beta_1 + g_0$	$\beta_1 = \frac{1}{2} \beta_1 - g_0$	$\beta_1 = \frac{1}{2} \alpha_1 - g_0$	$\beta_1 = \frac{1}{2} \beta_1 - g_0$	$\beta_1 = \frac{1}{2} \beta_1 - g_0$
	$\bar{G}_1 = G + \gamma_1$				$\bar{G}_{E1} = G_E + \gamma_1$		$\bar{G}_{E1} = T_E + \gamma_1$	
	$\bar{g}_1 = 3\gamma_1 - \frac{1}{2} \beta_1 + g_0$				$\bar{g}_1 = 3\gamma_1 - \frac{1}{2} \alpha_1 + g_0$		$\bar{g}_1 = 3\gamma_1 - \frac{1}{2} \beta_1 + g_0$	
*二級	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, \bar{G}_1, \bar{T}_1, \bar{T}_{E1}) \Delta \theta$	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, \bar{G}_1, \bar{\lambda}_1, \bar{T}_1, \bar{T}_{E1}) \Delta \theta$	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, G_1, \lambda_1, T_1, T_{E1}) \Delta \theta$	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n) \Delta \theta$	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n) \Delta \theta$	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n) \Delta \theta$	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n) \Delta \theta$	$\beta_2 = f_\beta(\theta + \frac{\Delta\theta}{2}, G_E, T_E, T_1, \dots, T_n) \Delta \theta$
	$\gamma_2 = (1 - \frac{1}{\sqrt{2}})(\beta_2 - g_1)$	$\gamma_2 = (1 - \frac{1}{\sqrt{2}})(\beta_2 - g_1)$	$\bar{\gamma}_2 = \lambda_1 + \gamma_2$	$\bar{\gamma}_2 = \bar{\gamma}_1 + \gamma_2$	$\bar{\gamma}_2 = \bar{\gamma}_1 - \frac{1}{\sqrt{2}}(\beta_2 - g_1)$	$\bar{\gamma}_2 = \bar{\gamma}_1 - \frac{1}{\sqrt{2}}(\beta_2 - g_1)$	$\bar{\gamma}_{22} = \bar{G}_{E1} + \gamma_2$	$\bar{\gamma}_{22} = \bar{T}_{E1} + \gamma_2$
	$\bar{G}_2 = \bar{G}_1 + \gamma_2$				$\bar{g}_2 = \bar{g}_1 + 3\bar{\gamma}_2 - (1 - \frac{1}{\sqrt{2}})\beta_2$	$\bar{g}_2 = \bar{g}_1 + 3\bar{\gamma}_2 - (1 - \frac{1}{\sqrt{2}})\beta_2$	$\bar{g}_2 = \bar{g}_1 + 3\bar{\gamma}_2 - (1 - \frac{1}{\sqrt{2}})\beta_2$	$\bar{g}_2 = \bar{g}_1 + 3\bar{\gamma}_2 - (1 - \frac{1}{\sqrt{2}})\beta_2$
*三級	$\beta_3 = f_\beta(\theta + \frac{3\Delta\theta}{2}, \bar{G}_2, \bar{T}_2, \bar{T}_{E2}) \Delta \theta$							
	$\gamma_3 = (1 + \frac{1}{\sqrt{2}})(\beta_3 - g_2)$							
	$\bar{G}_3 = \bar{G}_2 - \gamma_3$							
	$\bar{g}_3 = \bar{g}_2 + 3\bar{\gamma}_3 - (1 + \frac{1}{\sqrt{2}})\beta_3$							
*四級	$\beta_4 = f_\beta(\theta + 2\Delta\theta, \bar{G}_3, \bar{T}_3, \bar{T}_{E3}) \Delta \theta$							
	$\gamma_4 = \frac{1}{6}(\beta_4 - 2\beta_3)$							
	$\bar{G}_4 = \bar{G}_3 + \gamma_4$							
	$\bar{g}_4 = \bar{g}_3 + 3\bar{\gamma}_4 - \frac{1}{2}\beta_4$							
θ+Δθ: 値	$G(\theta + \Delta\theta) = \bar{G}_4$	$\lambda(\theta + \Delta\theta) = \bar{\lambda}_4$		$T(\theta + \Delta\theta) = \bar{T}_4$	$\chi(\theta + \Delta\theta) = \bar{\chi}_4$		$T_E(\theta + \Delta\theta) = \bar{T}_{E4}$	

注 1. シリンダ内の計算は No. 1 Cyl のみについて示したが、他のシリンドも全く同様である。

2. シリンダ内のサイクル変数には脚号(シリンド内を表わすものおよびシリンド番号を表わすもの)をつけず、排気管は をつけた。

3. 例えば($\bar{\beta}_1$)の列のオニ歴において、補正項を表わす γ_2 , β_2 etc. は元来 (γ_{12}), (β_{12}) など Cyl 内のガス組成, (γ_2) はオニ歴の計算を表わす) とすべきものであるが、単に γ_2 , β_2 とした。

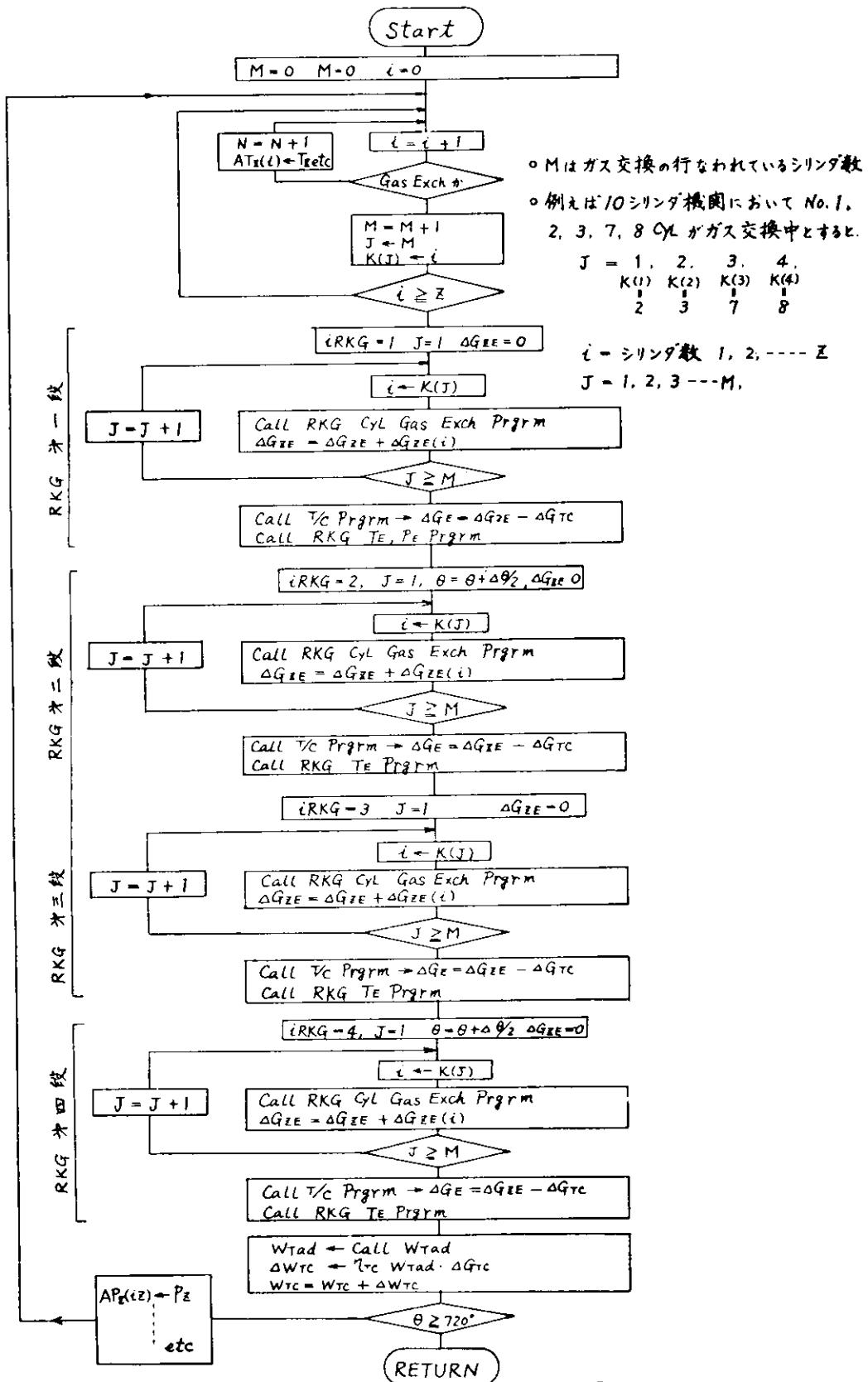
表A.2.2 ルンゲ・クリタ・ギル法(RKG法)による積分手順(シリンダ内ガス交換過程を代数例として示し、他是微分のみを示す。)

$$\Delta T = \frac{(\Delta Q_{\text{in}} - \Delta Q_{\text{out}} + \Delta I_{\text{in}} - \Delta I_{\text{out}}) - \frac{ART}{K-1}(4G_f + \Delta G_{\text{in}} - \Delta G_{\text{out}}) - C_3 \frac{ARGT}{(K-1)^2} \frac{1}{K^2} \Delta \lambda - AP\Delta T}{\frac{ARG}{K-1} \left(1 - \frac{T}{T_c} (C_f + 2C_I) \right)} = \frac{\Delta Q - u(T_K) \Delta G - \hat{h}(G, T, K) \Delta \lambda - AP\Delta T}{\hat{g}(G, T, K)}$$

	ΔG	ΔQ	$\Delta \lambda$	ΔT
燃焼 行程	$\frac{f}{\Delta Q_{\text{out}} - f(\theta) \Delta \theta} - \frac{\Delta Q_{\text{in}}}{H_u} - f(\theta) \Delta \theta$	$\Delta Q_{\text{in}} - Q_{\text{in}} \Delta \theta$	$f(\theta) \Delta \theta$	$P \cdot K$
圧縮 行程	$(\Delta G_{\text{out}} - \mu \mu_{\text{ext}}(\theta)) F + F_{\text{ext}}(\theta)$ $\mu = \mu_{\text{ext}}(\theta)$ $F = F_{\text{ext}}(\theta)$ $\mu_F = \mu_{\text{ext}} - \Delta G_{\text{ext}}$ $\mu_F = \mu_F [28 P \delta \psi (\frac{P}{P_0})] \frac{\partial \theta}{6 \pi}$ $= f(\theta, P, T, K, \lambda) \Delta \theta$ $y_1 = \frac{1}{2} k_2 - g_0$ $G_{\text{ext}} = G_{\text{ext}} + r_1$ $g_1 = 3T_1 - \frac{1}{2} k_1 + g_0$	$(\Delta I_{\text{in}}) \cdot C_p = \frac{AR}{K-T}$ $k_1 = \Delta G_{\text{out}} - \Delta G_{\text{ext}}$ $- \mu_F [28 P \delta \psi (\frac{P}{P_0})] \frac{\partial \theta}{6 \pi}$ $= f(\theta, P, T, K, \lambda) \Delta \theta$ $y_1 = \frac{1}{2} k_2 - g_0$ $G_{\text{ext}} = G_{\text{ext}} + r_1$ $g_1 = 3T_1 - \frac{1}{2} k_1 + g_0$	$\Delta Q_{\text{out}} - F \cdot \Delta \theta$ $- f(\theta, P, T) \Delta \theta$	$\Delta T = \frac{-\Delta Q_{\text{in}} - AP_{\text{at}}}{f(\theta, P, T, K, \lambda) \Delta \theta}$ $Q = \text{Const.}$
シス 交換 行程	$R \cdot (\Delta G_{\text{in}}) \cdot \mu = \mu_{\text{ext}}(\theta)$ $F = F_{\text{ext}}(\theta)$ $\mu_F = \mu_{\text{ext}} - \Delta G_{\text{ext}}$ $\mu_F = \mu_F [28 P \delta \psi (\frac{P}{P_0})] \frac{\partial \theta}{6 \pi}$ $= f(\theta, P, T, K, \lambda) \Delta \theta$ $y_1 = \frac{1}{2} k_2 - g_0$ $G_{\text{ext}} = G_{\text{ext}} + r_1$ $g_1 = 3T_1 - \frac{1}{2} k_1 + g_0$	$(\Delta I_{\text{out}}) \cdot C_p = \frac{AR}{K-T}$ $k_1 = \Delta I_{\text{out}} - \Delta I_{\text{in}}$ $- \mu_{\text{ext}} G_{\text{ext}}$ $= f(\theta, P, T) \Delta \theta$ $y_1 = \frac{1}{2} k_2 - g_0$ $G_{\text{ext}} = G_{\text{ext}} + r_1$ $g_1 = 3T_1 - \frac{1}{2} k_1 + g_0$	$\Delta Q_{\text{out}} - f(\theta, P, T) \Delta \theta$	$\Delta T = \frac{-\Delta Q_{\text{in}} - AP_{\text{at}}}{f(\theta, P, T, K)} \quad Q = \text{Const.}$
内 行程	$k_2 = f(\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_1, \bar{T}_1) \Delta \theta$ $y_2 = \frac{1}{2} (k_2 - g_1)$ $G_{\text{ext2}} = G_{\text{ext1}} + r_2$ $g_2 = \bar{g}_1 + 3T_2 - (1 + \frac{1}{2}) k_2$	$k_2 = f(\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_1, \sim \bar{T}_{E1}) \Delta \theta$ $y_2 = \frac{1}{2} (k_2 - g_1)$ $G_{\text{ext2}} = G_{\text{ext1}} + r_2$ $g_2 = \bar{g}_1 + 3T_2 - (1 + \frac{1}{2}) k_2$	$\Delta Q_{\text{out}} - f((\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_1, \sim \bar{T}_{E1}) \Delta \theta$	$\Delta T = \frac{k_2 - f((\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_1, \sim \bar{T}_{E1}) \Delta \theta)}{f_2 - f((\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_1, \sim \bar{T}_{E1}) \Delta \theta)}$
外 行程	$k_3 = f(\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_2, \bar{T}_2) \Delta \theta$ $y_3 = \frac{1}{2} (k_3 - g_2)$ $G_{\text{ext3}} = G_{\text{ext2}} + r_3$ $g_3 = \bar{g}_2 + 3T_3 - (1 + \frac{1}{2}) k_3$	$k_3 = f((\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_2, \sim \bar{T}_{E2}) \Delta \theta$ $y_3 = \frac{1}{2} (k_3 - g_2)$ $G_{\text{ext3}} = G_{\text{ext2}} + r_3$ $g_3 = \bar{g}_2 + 3T_3 - (1 + \frac{1}{2}) k_3$	$\Delta Q_{\text{out}} - f((\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_2, \sim \bar{T}_{E2}) \Delta \theta$	$\Delta T = \frac{k_3 - f((\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_2, \sim \bar{T}_{E2}) \Delta \theta)}{f_3 - f((\theta + \frac{\partial \theta}{2}, \bar{P}_2, \sim \bar{T}_{E2}) \Delta \theta)}$
内 行程	$k_4 = f(\theta + \Delta \theta, \bar{P}_3, \bar{T}_3) \Delta \theta$ $y_4 = \frac{1}{2} (k_4 - g_3)$ $G_{\text{ext4}} = G_{\text{ext3}} + r_4$ $g_4 = \bar{g}_3 + 3T_4 - \frac{1}{2} k_4$	$k_4 = f((\theta + \Delta \theta, \bar{P}_3, \sim \bar{T}_{E3}) \Delta \theta$ $y_4 = \frac{1}{2} (k_4 - g_3)$ $G_{\text{ext4}} = G_{\text{ext3}} + r_4$ $g_4 = \bar{g}_3 + 3T_4 - \frac{1}{2} k_4$	$\Delta Q_{\text{out}} - f((\theta + \Delta \theta, \bar{P}_3, \sim \bar{T}_{E3}) \Delta \theta$	$\Delta T = \frac{k_4 - f((\theta + \Delta \theta, \bar{P}_3, \sim \bar{T}_{E3}) \Delta \theta)}{f_4 - f((\theta + \Delta \theta, \bar{P}_3, \sim \bar{T}_{E3}) \Delta \theta)}$
外 行程	$G_{\text{ext}}(\theta + \Delta \theta) - G_{\text{ext4}}$	$G_{\text{ext}}(\theta + \Delta \theta) - G_{\text{ext4}}$	$\Delta I_{\text{out}} - \sum \Delta I_{\text{in}}$	$Q = \text{Const.}$
排氣管 介質	$\Delta G_{\text{out}} = \Delta G_{\text{ext}}$ $(\Delta G_{\text{ext}})^2$ $= f(\theta, P, T, K, \lambda) \Delta \theta$	$\Delta G_{\text{out}} = \Delta G_{\text{ext}}$ $= f(\theta, P, T, K, \lambda) \Delta \theta$	$\Delta I_{\text{out}} - \sum \Delta I_{\text{in}}$	$Q = \text{Const.}$

注 1. ある行程の計算は、上の表の左から右へ進め。実線は計算の順序が右から左へ逆方向に進行することを示す。ひとつの計算結果が他の数値の計算に用いられる例を示す。

$\Delta G_{AZ}, \Delta G_{ZE}$ は関係する度数は逆流の場合を含めて一般的的に示す。また ρ_1, ρ_2, T_1, T_2 等の用い方は表の場合と同じである。



図A-2-1 RKG法によるガス交換プログラムフローチャート

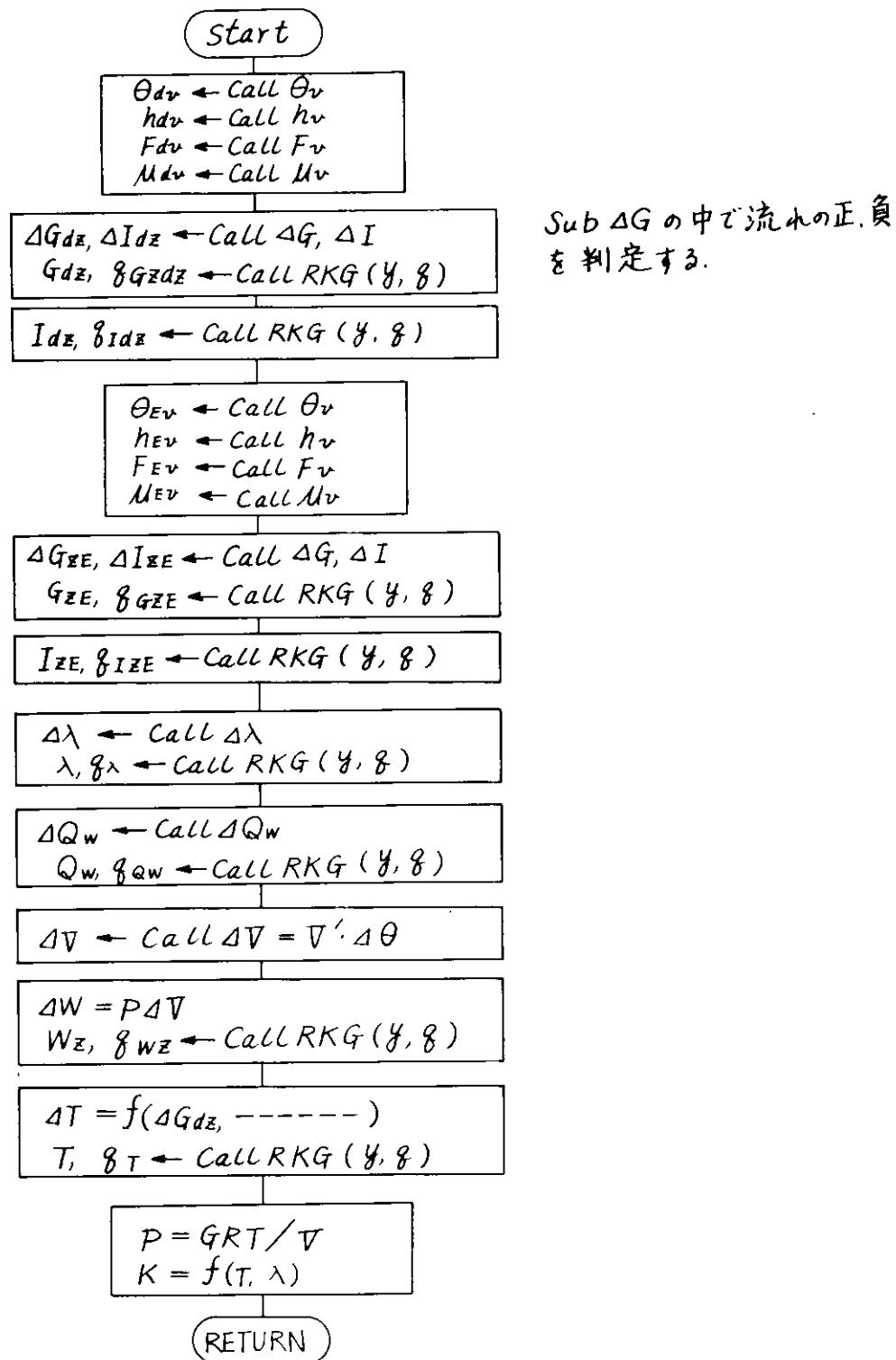


図 A.2.2 RKG 法によるシリンド内ガス交換過程計算手順

Sub	$P_1 \ T_1 \ K_1 \ P_2 \ T_2 \ K_2 \ R \ \mu \ F \ n_E \ \Delta\theta \ \Delta G \ \Delta I \ JGELOW$
給気	$P_d \ T_d \ K \ P_{\infty} \ T_{\infty} \ K_{\infty} \ R \ \mu \ F_v \ n_E \ \Delta\theta \ \Delta G_{dz} \ \Delta I_{dz} \ JGDL$
排気	$P_{\infty} \ T_{\infty} \ K_{\infty} \ P_E \ T_E \ K_E \ R \ \mu \ F_v \ n_E \ \Delta\theta \ \Delta G_{ZE} \ \Delta I_{ZE} \ JGEZ$

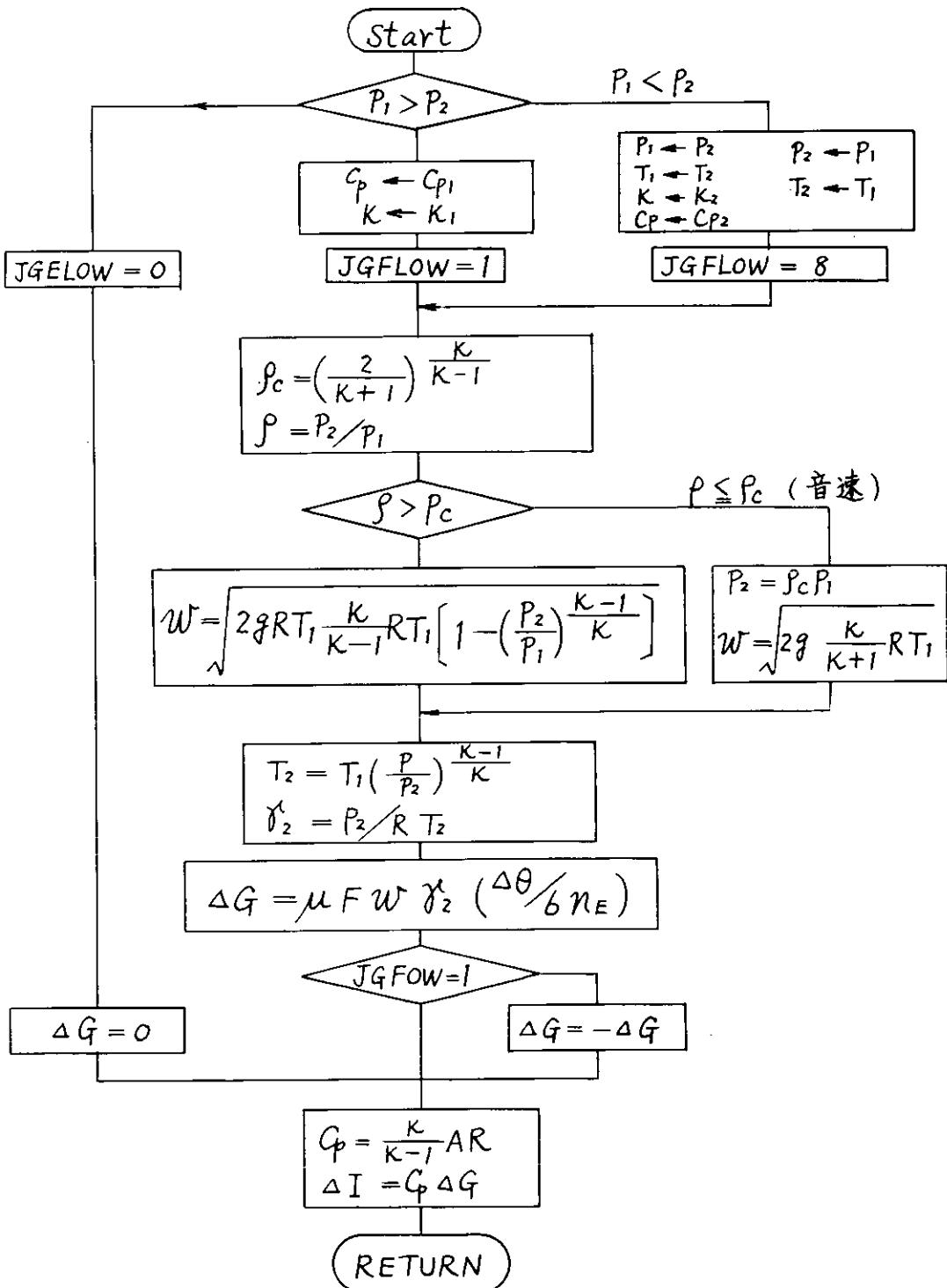


図 A.2.3 流量およびエンタルピ計算のフローチャート

Subroutine DELRMD の Output × Input

Input or Output	JGDL	JGEX	Lth	Gz	ΔG_{az}	ΔG_{ze}	λ_{an}	λ_z	λ_E	$\Delta \lambda$
	0, 1, or 8.	0, 1, or 8								output

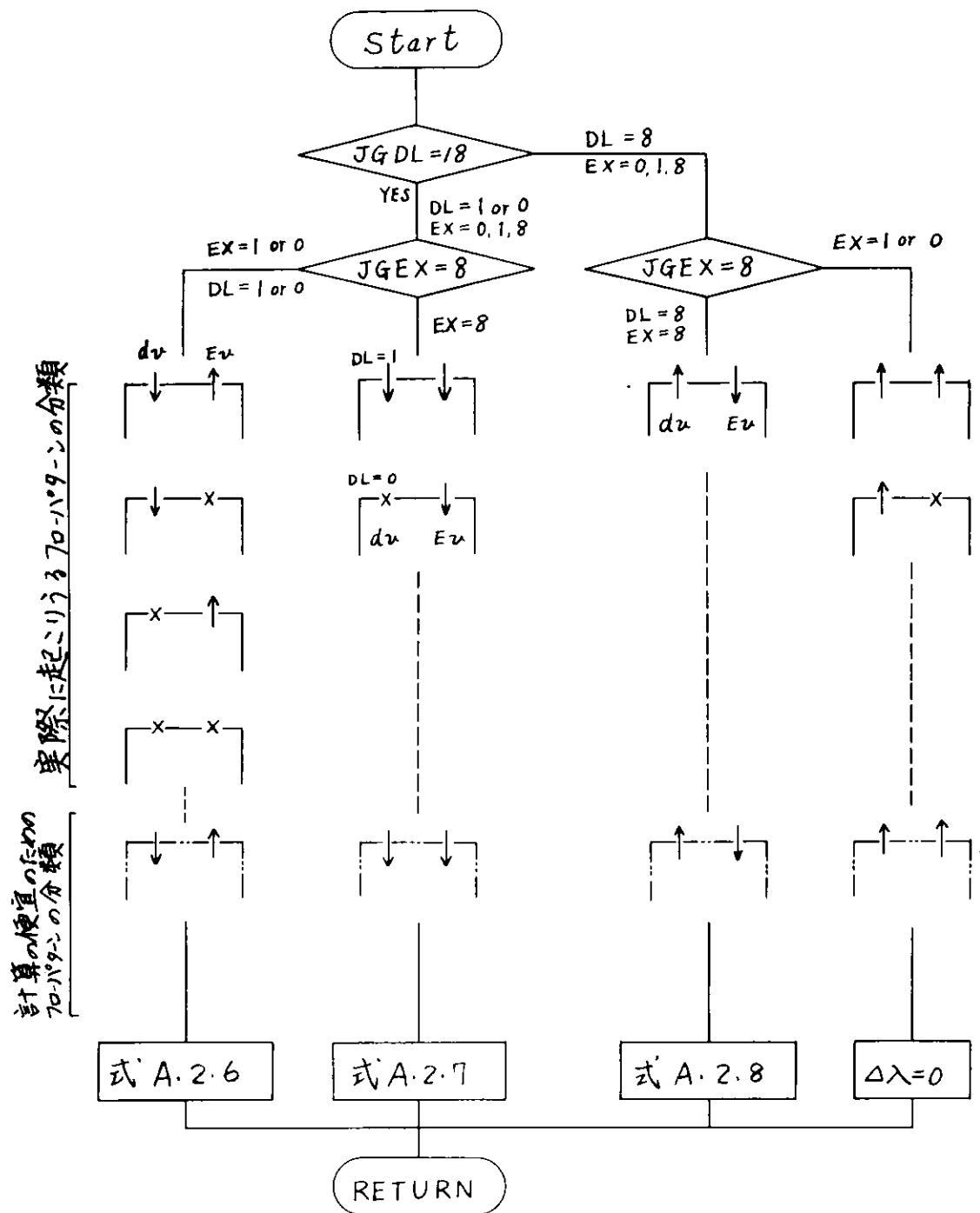


図 A.2.4 ガス交換過程における Δ 入計算手順

output	$URKG$	Δy	y	g
Input		$\Delta T, \Delta G, \Delta \lambda, \Delta W_{etc}$	T, G, λ, W_{etc}	$\beta_T, \beta_G, \beta_\lambda, \beta_{Wetc}$

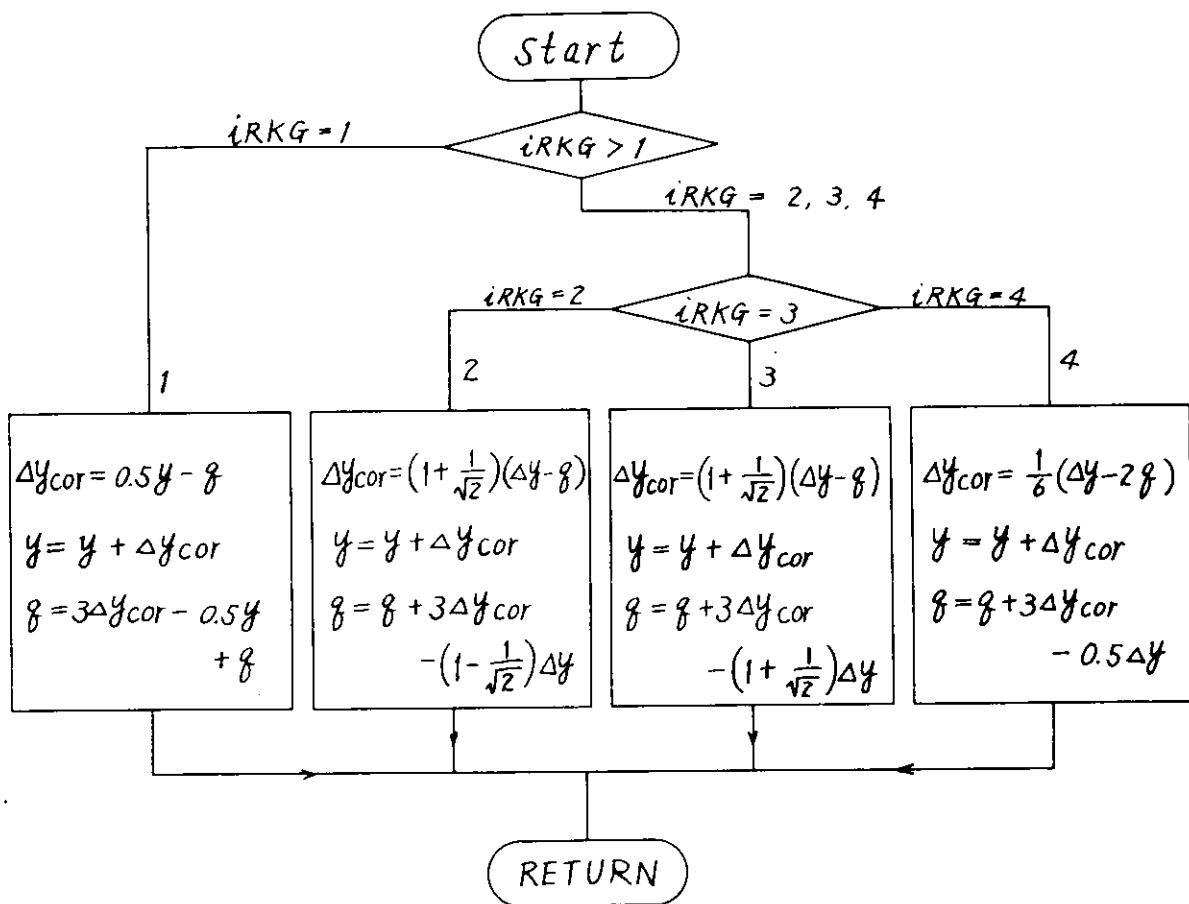


図 A.2.5 RKG法における補正計算 フローチャート

A.3 使用燃料の組成と比熱の関係

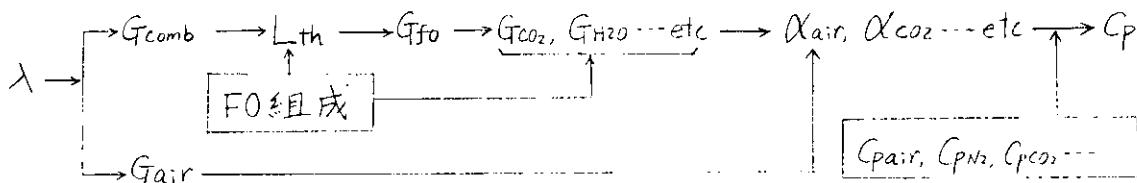
A.3.1 固定式の誘導

本文中、式(4.2.5)は、混合ガスの組成入力が分っているとき、混合ガスを構成している各成分ガスの重量比 ($\alpha_{CO_2}, \alpha_{H_2O}, \dots$) と、使用する燃料の重量組成 (r_c, r_H, r_s, \dots) との関数関係、例えは $\alpha_{CO_2} = f(\lambda, r_c, r_H, \dots)$ を示す。

また、式(4.2.6)は入力が分っているとき、混合ガス全体の定圧比熱 C_p と、燃料組成との関数関係 $C_p = f(\lambda, r_c, r_H, r_s, \dots)$ を示す。

以下では、これらの式の誘導について補足的な説明を行うが、使用する記号は次の通りである。 G_z ；混合ガス全体の重量、 G_{air} ；混合ガス中の空気の重量、 G_{comb} ；混合ガス中の燃焼ガスの重量、 G_{fo} ；燃焼ガス中の燃料重量、 $G_{CO_2}, G_{H_2O}, \dots$ ；燃焼ガス中の CO_2, H_2O, \dots 等のガス重量、 r_c, r_H, r_s, \dots ；燃料 1kg 中の炭素、水素等の重量、 $\alpha_{CO_2}, \alpha_{H_2O}, \dots$ ；混合ガス中の CO_2 ガス、 H_2O ガスの重量と G_z の比、 $M_c, M_H, M_{CO_2}, M_{H_2O}, \dots$ ；C, H, CO_2, \dots の分子量。

まず関係式を誘導するときの道筋を示すと次のようになる。



上記の流れに従って、計算工事・めるときには必要な式を下に示す。

$$G_{comb} = \frac{G_z}{\lambda} \quad \left[\because \lambda = \frac{G_z}{G_{comb}} \right]$$

$$G_{air} = G_z - G_{comb} = G_z - \frac{G_z}{\lambda} = G_z \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right)$$

$$\begin{aligned} L_{th} &= \left[\left(\frac{r_c}{M_c} \right) \times M_{O_2} + \left(\frac{r_H}{M_H} \right) \frac{M_{O_2}}{2} + \left(\frac{r_s}{M_s} \right) \times M_{O_2} + \dots \right] \times \frac{1}{r_{O_2}} \\ &= \left[\left(\frac{r_c}{12} \right) \times 32 + \left(\frac{r_H}{1.008} \right) \frac{32}{4} + \left(\frac{r_s}{32.066} \right) \times 32 + \dots \right] \times \frac{1}{r_{O_2}} = \left[\frac{8}{3} r_c + 8 r_H + r_s + \dots \right] \frac{1}{0.232} \end{aligned}$$

(モル数は理化学便覧、共立出版より。空気中の酸素の重量比 $r_{O_2} = 15.7$ 、谷下市松、工業熱力学応用編 P.51 より。)

$$G_{fo} = \frac{G_{comb}}{1 + L_{th}}$$

$$G_{CO_2} = G_{fo} \left(\frac{r_c}{M_c} \right) M_{CO_2} = G_{fo} \left(\frac{r_c}{12.01} \right) 44 = \frac{11}{3} r_c G_{fo}$$

$$G_{H_2O} = G_{fo} \left(\frac{Y_H}{M_H} \right) M_{H_2O} \doteq G_{fo} \left(\frac{Y_H}{1} \right) \times 18 = 18 Y_H G_{fo}$$

$$G_{SO_2} = G_{fo} \left(\frac{Y_S}{M_S} \right) M_{SO_2} \doteq G_{fo} \left(\frac{Y_S}{32} \right) \times 64 = 2 Y_S G_{fo}$$

$$G_{N_2} = G_{comb} - (G_{CO_2} + G_{H_2O} + G_{SO_2} + \dots)$$

各成分ガスの重量比, $\alpha_{CO_2} = G_{CO_2}/G_{fo}$, $\alpha_{H_2O} = G_{H_2O}/G_{fo}$...により求めよ。

A.3.2 丸善石油製A重油の分析例と計算式適用の検討

表A.3.1に、実験に使用して

いづれ燃料の組成と、各成分の発熱量（谷下、工業熱力学応用編、p267）を示す。これとともにとして燃料の H_u , L_{th} 等を検討す。

(1) 低位発熱量 H_u

$$H_u = 0.8607 \times 8100 + 0.1247 \times 28640 + 0.0075 \times 2212 \\ = 6980 + 3570 + 17 = 10567 \text{ Kcal/Kg}$$

この中で硫黄分の発熱量が占める割合 ε_s は次のようになる。

$$\varepsilon_s = \frac{17}{10567} \times 100 \doteq 0.16\%$$

(2) 理論空気量

$$L_{th} = \left[\frac{8}{3} \times 0.8607 + 8 \times 0.1247 + 0.0075 \right] \frac{1}{0.232} \\ = (2.295 + 0.998 + 0.0075) / 0.232 = 3.301 / 0.232 \\ = 14.25 \text{ Kg/Kg}$$

硫黄分の燃焼に必要な理論空気量の占める割合 δ_s は次のようになる

$$\delta_s = \frac{0.0075}{3.301} \times 100 = 0.025\%$$

したがって、硫黄分は無視して、燃料はCとHの2からなるものとして扱ってよい。

表A.3.1 丸善製A重油の分析例

成 分	C	H	S
組 成 %	86.07	12.47	0.75
発熱量 Kcal/Kg	8100	28640 ^{Hu}	2212

参考文献

1. SR-130 研究部会 昭和46年度報告書
2. ステーテキン, ジェットエンジン理論, コロナ社
3. 三菱造船技術 Vol. 8 No. 35 1960
4. 機械学会論文集 Vol. 31 No. 230 (S40. 10)
5. Keenan & Kae, Gas Tables, John Wiley & Sons, Inc. New York
6. 谷下市松, 工業熱力学(応用編), 講華房
7. 排気タービン過給機について, IHI汎用機事業部・技術部資料 (S40)

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) 研究部研究第一課
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 詩	京都大学工学部
緒方一彦	神戸商船大学
森忠夫	日立製作所 宜工場 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