

日本船舶振興会 昭和48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.191

## 第130研究部会

### 排気ターボ高過給船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49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48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)	
委員	東忠則(川崎重工業)	石井泰之助(三井造船)
	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)	孝橋謙一(阪神内燃機工業)
	酒井義(石川島播磨重工業)	佐藤義一(函館ドック)
	佐藤昭二郎(石川島播磨重工業)	篠崎尚亮(新和海運)
	塩出敬二郎(船舶技術研究所)	高須績(住友重機械工業)
	田中紘一(石川島播磨重工業)	田中景衛(昭和海運)
	永井将(日立造船)	原田弘道(山下新日本汽船)
	船川正哉(川崎重工業)	松本隆一(神戸大学)
	水品正昭(日本鋼管)	南正巳(神戸商船大学)
	本岡隆雄(三菱重工業)	本吉英一(ヤンマーディーゼル)
	森田秀夫(三菱重工業)	

## 目 次

1. まえがき .....	1
2. 実験機関の整備改良 .....	2
2.1 オリフィス検定配管工事 .....	2
2.2 冷却水フレキシブル配管工事 .....	2
2.3 動力計整備工事および機関室排気装置工事 .....	2
2.4 過給機改造工事 .....	2
3. 動圧過給排気ターピン出力解析理論の実用性の検討 .....	7
3.1 ブレード入口損失の扱かい方に関する検討 .....	7
3.2 ブレード前変動圧力の計算値と実測の比較 .....	8
4. 実用機関による応用研究 .....	12
4.1 R 6 V 52/55型機関( 6000 PS × 430 rpm) .....	12
4.2 V 9 V 52/55型機関( 18000 PS × 430 rpm) .....	12
5. 研究成果の総合とりまとめ .....	17
5.1 入力データおよび修正係数に関する検討 .....	17
5.2 モデル式の比較 .....	19
5.3 設計条件とターピン圧縮機作用の関係 .....	21
5.4 脈動数と脈動形状の関係、脈動形状とターピン効率の関係 .....	23
5.5 不等角タイミングの場合を計算できるプログラムの開発 .....	25
5.6 熱発生率の解析 .....	25
5.7 研究結果の概略 .....	25
6. 結論 .....	49

## 1. まえがき

昭和46年から始められた本研究はこれで一応終了することになる。本年度の主な研究課題は、(1)動圧タービン性能に関する理論解析の方法が、計算時間、解析精度の点で実用になるかどうかを検討すること。(2)これまで実験機関を対象にして開発されて来た性能シミュレーションプログラムが、実験機関と同じ程度の精度で、実用機関の性能をシミュレートしうるかを調査検討すること。(3)プログラム完成に関して、これまで未完のまゝになつていいくつかの作業を完結して、研究結果をとりまとめること。等であった。

電力事情の悪化による工場の稼動時間制限等のため、特に年末から年始にかけては、研究を予定通りに進める上でかなりの困難を伴つたが、それでも上記の課題に対しては、一応満足な結果を得ることができた。

なお、適当な時期に、三年間にわたる本研究の結果を整理再検討して、総合報告書を作成する予定である。

## 2. 実験機関の整備改良

### 2.1 オリフィス検定配管工事

熱平衡計測の際の流量計測に用いるオリフィスは、すべてJ I S規格に基づいて製作されており、計算式、流量係数は機械工学便覧に示されているものを用いているので、普通の場合はオリフィスを検定する必要はないであろう。しかし実験機関で用いられる冷却水はかなり汚れている上に、オリフィスを取付けてから約二年の間用いられるので、腐食等のために流量特性が変化する恐れがある。そこで、昭和47年度に図2.1.1の想像線に示すオリフィス検定用の配管を計画し、工事は本年度施工された。図2.1.2～2.1.3に検定結果を示してあるが、計算値と実測値はほとんど完全に一致していることが分る。

### 2.2 冷却水フレキシブル配管工事

エンジンの振動が建物に伝わると計測機器の保守上、ひいては計測精度の上から好ましくない。エンジンと外部を連結するものは機械台、動力計、配管系であるが、このうち機械台と動力計は振動防止用の特別な支持を施さないかぎり、外部との連絡を断つことは不可能である。

配管系のうちプロアへの空気吸入管、タービン後の排気導管は管の一部分を切断してフレキシブルにつなぎ替えることにより、またFO供給管は一部分をビニールホースに置き替えることによって、エンジンと外部の剛体的な結合を断っている。（昭和47年度報告書参照）。

以上の措置によって計測機器に伝わる振動を大巾に減少させることができたが、本年度は冷却水配管とエンジンの結合部をフレキシブルにすることによって、エンジンから伝わる振動を一層減少させることができた。図2.1に工事の施工内容を示す。

### 2.3 動力計整備工事および機関室排気装置工事

動力計による出力計測をより正確にするため、図2.3.1に示すような整備工事を施工した。

計測の際の背圧を任意の値に調整可能にするため、タービン後の排気導管を図2.3.2に示すように、天井に沿わせて機関室の外壁まで導いたあと、これを床面までおろし、消音器の手前に調整用バタフライ弁をとりつけた。また、振動防止用に排気導管を切断して、フレキシブルにつなぎ替えている部分からもれる排気は、計測上好ましくないので、これを外部に導くために、排気吸出し管を設けた。

### 2.4 過給機改造工事

本研究で行なっている、動圧タービン作動状態のシミュレーションと、実測値を比較するときの諸項目のひとつとして、ノズルとブレード間の変動圧力 $P_N$ がある。この工事は、 $P_N$ を計測するために必要な過給機本体の改造工事である。

工事の要点は、図2.4.1に示す圧力取出管をしめこむ際に、ノズルガイドが内側に変形するため、ブレードがガイドに当らないようにしてること、 $P_N$ を取り出しやすくするために、ブレード先端の部分で、ノズルとブレードの間隙をわずかに広げることである。

このために組み入れた新しいブレードの加工要領と、取付要領は図2.4.1に示す。

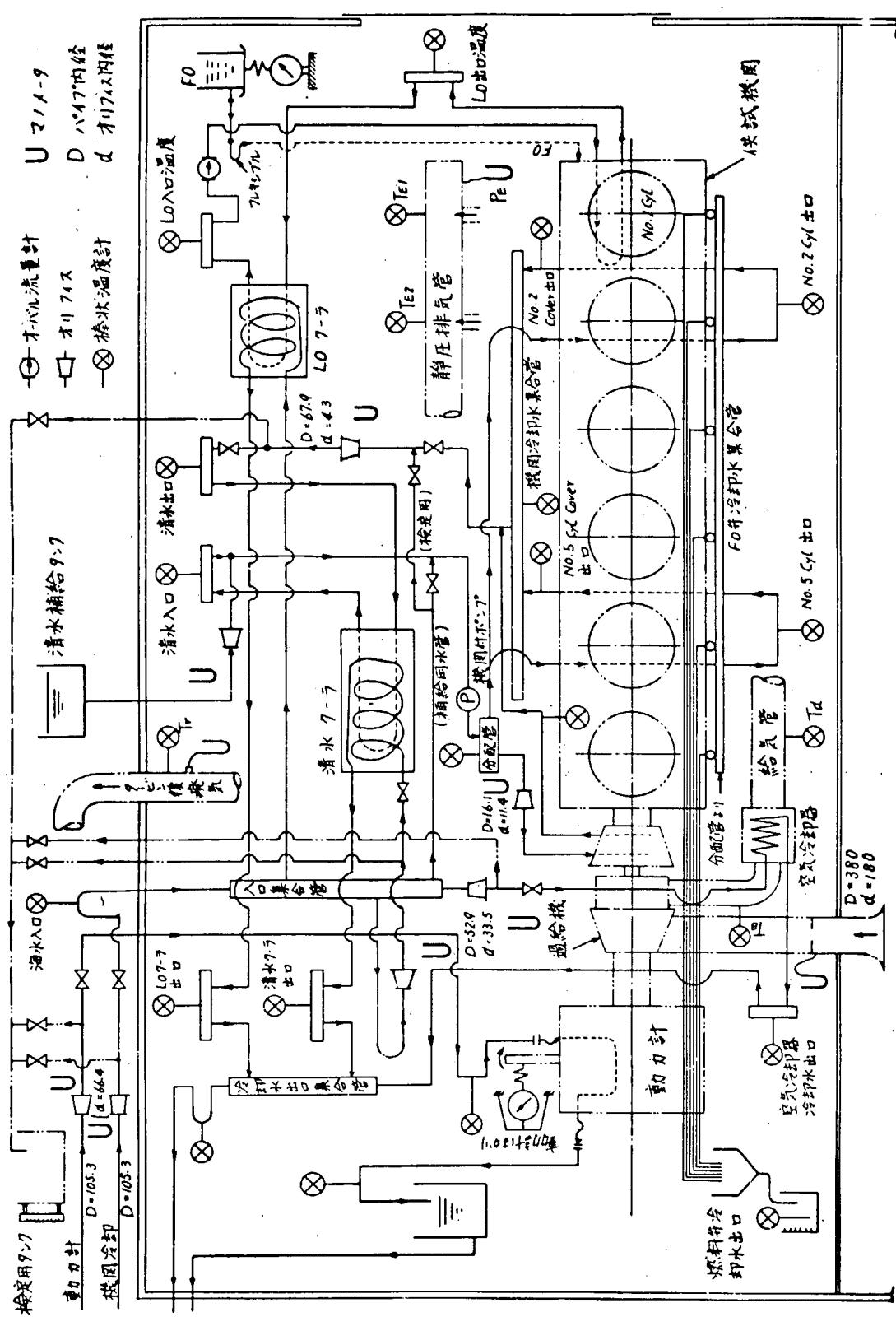


図 2.1.1 配管系統および性能計測用機器配列図

—オリフィス検定用配管系(図の想像線)はS48年に施工す—

\* 実線は計算値、○×□等は実測値を示す。

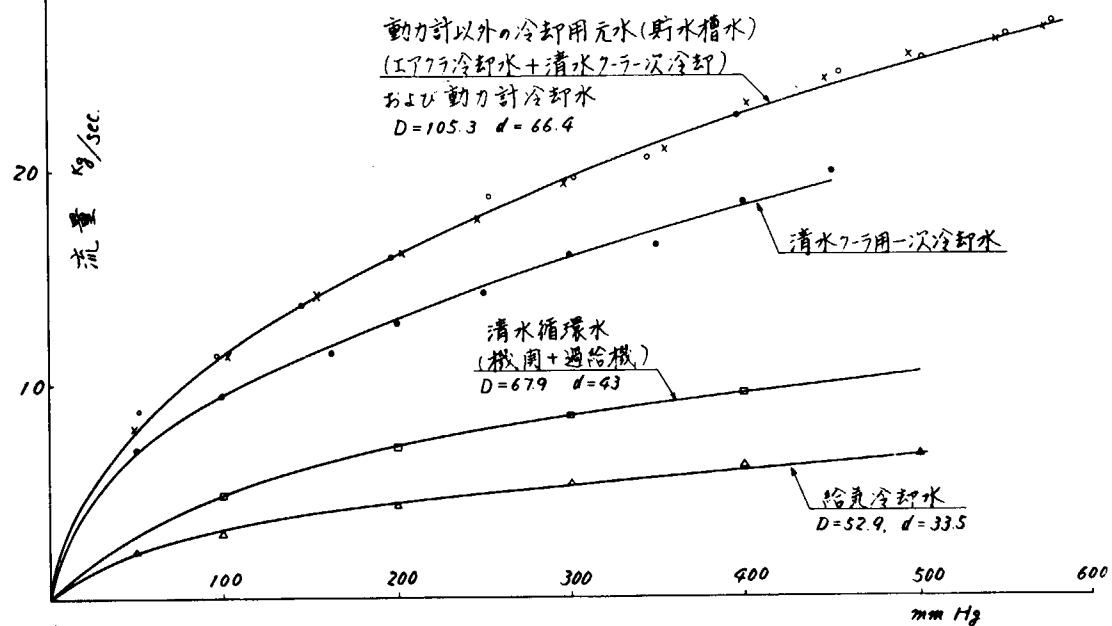


図 2.1.2 オリフィス検定結果

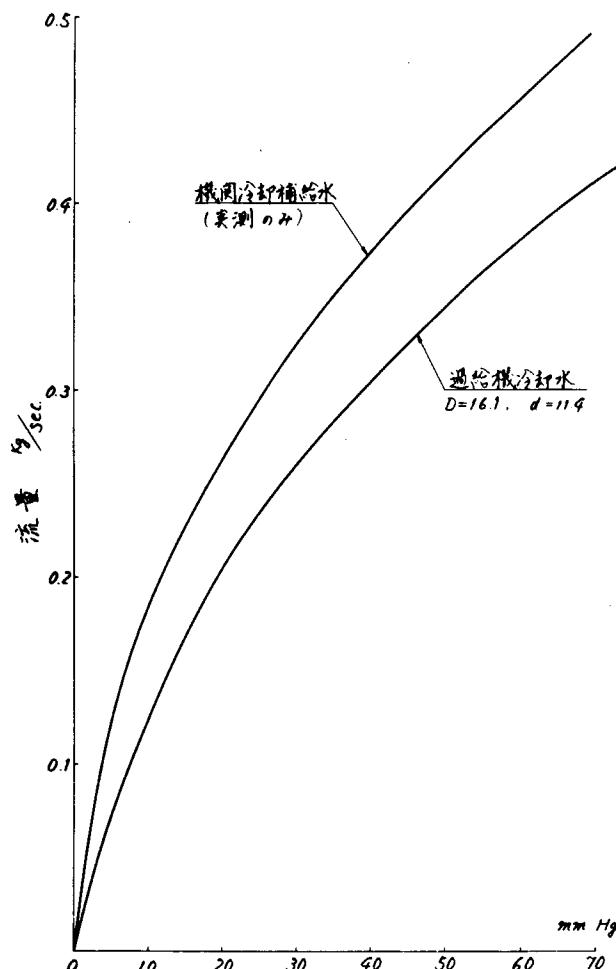


図 2.1.3 オリフィス検定結果

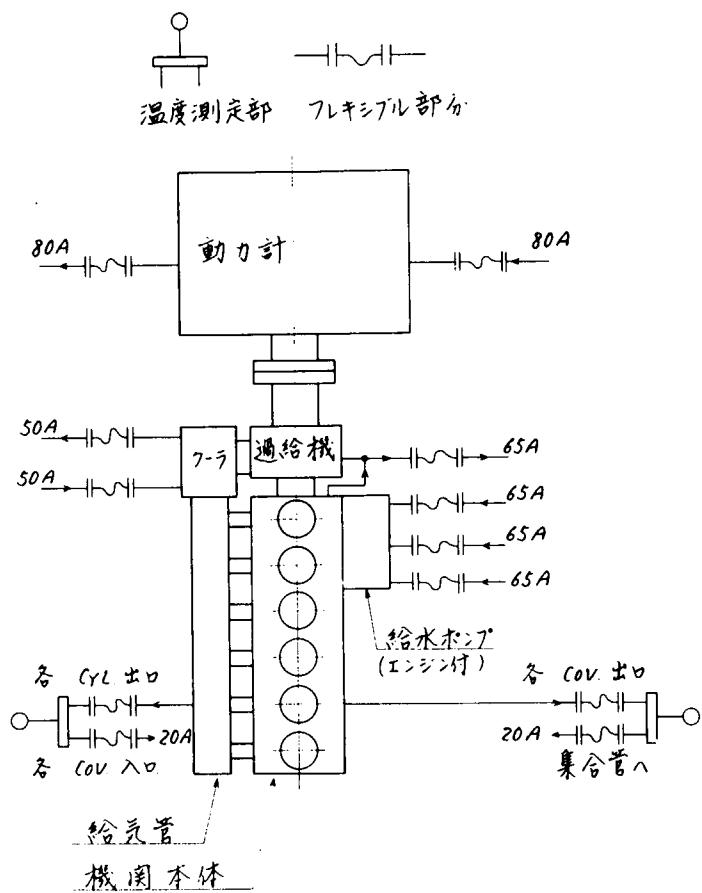


図 2.2.1 冷却水フレキシブル配管図

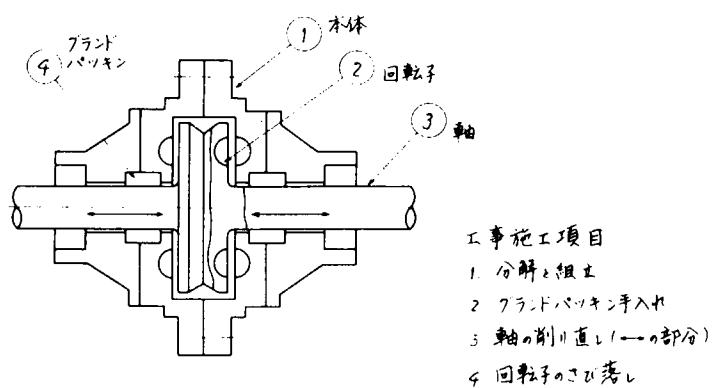


図 2.3.1 動力計構造図

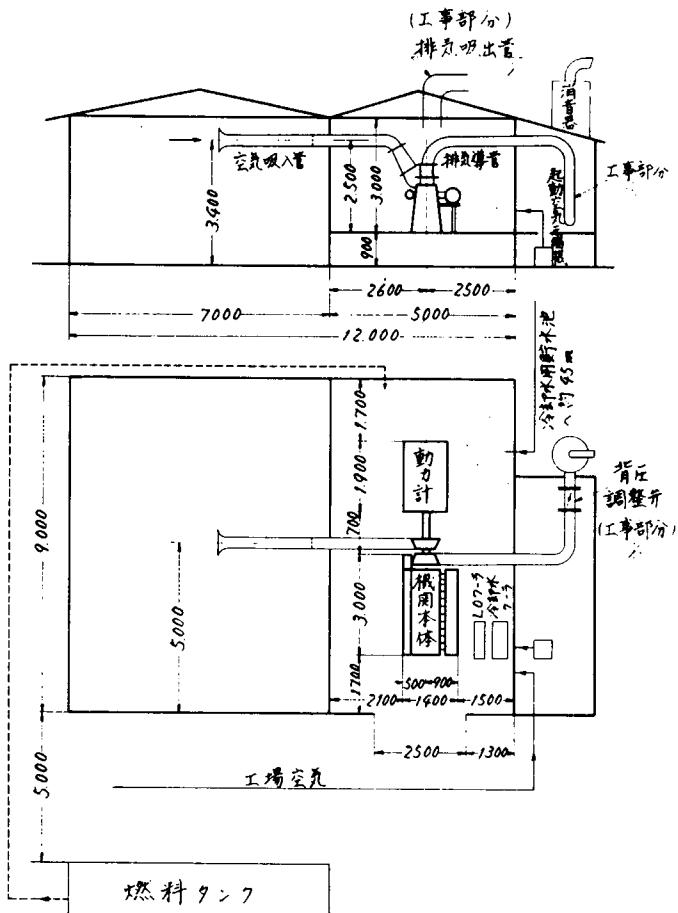


図 2.3.2 供試機関および主要附属設備配列図  
(S 4.8 年度に行なった工事部分には特に注記を施す)

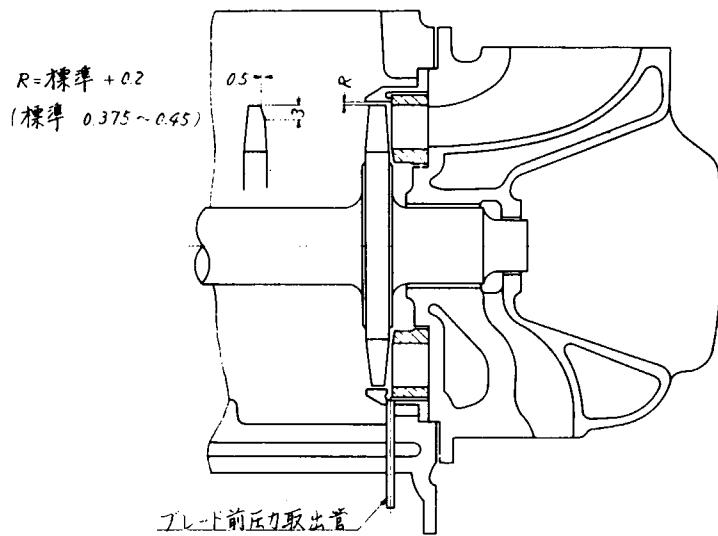


図 2.4.1 過給機改造図

### 3. 動圧過給排気タービン出力解析理論の実用性の検討

#### 3.1 ブレード入口損失の扱い方に関する検討

実験データを用いずに、動圧タービン性能を理論的に解析する手法をつくり出すことは、本研究に課せられた主な仕事のひとつである。解析法の基本的な考え方、手法、計算例についてはすでに昭和46、47年度の報告書に述べているが、これまでの解析では、ブレード入口損失  $\zeta_B$  に関する実験データが必要であり、タービン性能を純理論的にもとめるようにはなっていない。

そこで本年度は、タービンブレードの入口損失を適当な仮定を設けて理論的に計算する方法を研究すると共に、その実用性について検討した。

実用になるかどうかは、①計算結果が、タービン特性に関する実測データ（IHI 提供）を用いる場合と大きな差がないか、②計算所要時間が適当な範囲にあるか、の二点から判断した。

ブレード入口損失の理論計算には次のような仮定を設けた。

- (1) ブレードの入口設計角度  $\beta_0$  と同一方向からガスが流入する場合は、ガスはブレード入口から出口まで損失なく流れる。
- (2) 実際のガスの流入角  $\beta$  が  $\beta_0$  からずれている場合は、 $\beta$  の大小により 図 3.1.1 に示す三つの場合に分けられる。
  - (a)  $\beta < \beta_0$

ガスの入口相対速度  $W_{1th}$  の周方向成分  $W_u$  が、入口に衝突して熱に変わり、ガスを等圧加熱する。ガスは分速  $W_0$  でブレード内に流れ込み、あとは損失なく流れる。

- (b)  $90^\circ \geq \beta > \beta_0$

ブレードからガスに、 $(1/2g) W_{uB}^2$  の機械的なエネルギーが与えられて、ガスは  $\beta_0$  の方向に  $W_0$  で流れ込む。したがってこの場合は、ガスからブレードに仕事が行なわれるが、同時にブレードからガスにもエネルギーを与えて、これを周方向に加速していくことになる。

- (c)  $\beta > 90^\circ$

まず衝突によって  $W_u = 0$  となり、 $(1/2g) W_{uB}^2$  が熱に変わる。さらに、ブレードからガスに  $W_{uB}$  の周方向成分が与えられてガスの相対速度は  $W_0$  となる。

図 3.1.1 にはブレード入口における計算フローが示され、表 3.1.1 には計算結果の一例が示されている。計算結果は一サイクルだけ計算した場合、サイクル計算が収束するまで計算した場合、何れの場合もタービン性能を純理論的に解析した結果と、タービン特性の実測データを用いて、性能をもとめた結果の間に大きな開きはないことが分る。計算所要時間は 3 シリンダ機関を対象にするとき 15 ~ 20 分であり特に問題はない。

以上の結果から、本研究で開発した解析法は、実用にも十分間に合うと考えてよい。

表 3.1.1 ターピン性能の計算結果比較 ( $\eta_{\text{tip}} = 0.8$ )

	ガス流量 [kg/cyc·3cyl.]	プロア入力 [PS]	効率 [%]	ターピン出力 [PS]	給気圧力 [ata]
一サイクル計算後 (1)	0.095	67.2	74.6	68.5	2.00
	(2)	0.105	73.0	83.5	2.06
収束後 (1)	0.103	68.1	74.8	69.5	1.96
	(2)	0.110	75.3	83.4	2.04

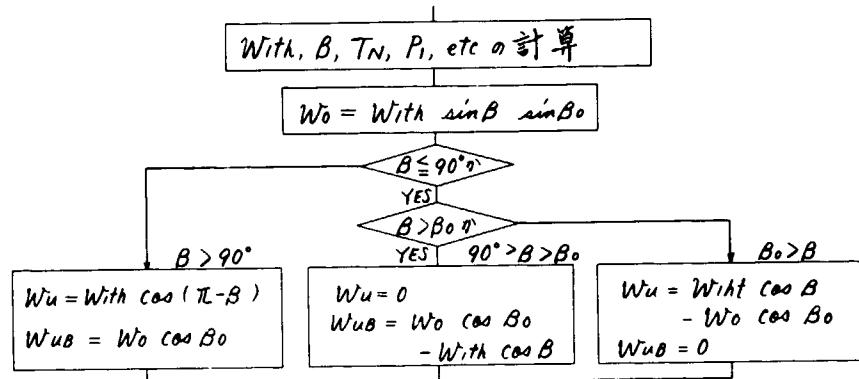
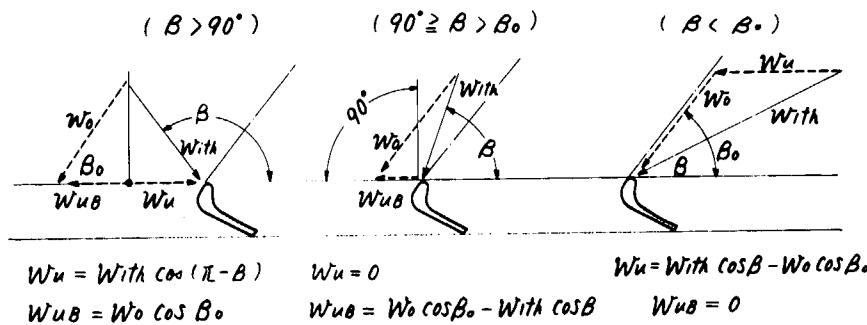
(1)はターピン特性を入力した場合、(2)は理論解析の場合

### 3.2 ブレード前変動圧力の計算値と実測の比較

前節でのべた手法によってターピン性能を解析する場合は、ノズル出口のガス速度  $C_1$ 、ノズル後の圧力  $P_N$ 、ガスがブレードに流入するときの流入角  $\beta$  等が刻々変動する様子も知ることができる。どの項目も実測することはむずかしいが、我々は図 3.2.1 のようなピックアップによって  $P_N$  を計測した。供試機関の過給機はガス室が二個であるが、計測位置は №1 ~ 3 シリンダが連通されているガス入口である。

図 3.2.2 ~ 3 に  $P_N$  の計測値と計算値の比較を示す。計測値と計算値の相異は次のような理由によるものと思われる。

- (a) 計算はブレード高さ方向の中心について行なわれているが、実際のターピンでは、ブレードの外周ほど反動度が大きく、したがって  $P_N$  は大きい筈である。
- (b) 排気管の変動圧力  $P_E$  の計算値は、ターピンノズル直前のよどみ状態の圧力とみなされて、 $P_N$  計算の出発点となる。しかし、こゝに示される実測値の計測位置はターピン直前から約 450 mm の上流にあって、その間に流れの方向変換もあるので、若干の圧力損失が見込まれること、ならびに計測される値は静圧のみであり、実際のターピン前よどみ状態の圧力は、図の実測値から若干ずれていることが考えられる。したがって厳密には、図に示す  $P_E$  の計算値を修正して  $P_N$  の計算を行なうべきであろうが、こゝでは詳細な検討と修正は省略する。
- (c) 以上のはか、計測法についても検討の余地があると思われる。



$W_u$  が熱  $\gamma$  減少  
する時の温度  
上昇

$$Q_wu = (A/2g) W_u^2$$

$$\Delta T_wu = Q_wu / C_p$$

$$T_1 = T_N + \Delta T_wu$$

プレード入口のよど  
み状態

$$T_1^* = T_1 + (A/2g) W_0^2 C_p$$

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

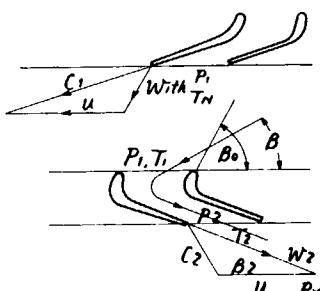
プレードからの流量

$$W_2 = f(T_1^*, P_2, P_1^*)$$

$$T_2 = f(T_1, P_2, P_1)$$

$$\gamma_2 = f(T_2, P_2)$$

$$\Delta GTB = F_2 \cdot W_2 \cdot \gamma_2 \cdot \Delta t$$



ガスからタービン  
に与えられるは  
事

$$\Delta WT = \frac{\Delta GTB}{g} (W_0 \cos B_0 + W_2 \cos B_2) u - \frac{\Delta GT}{2g} W_{uB}^2$$

図 3.1.1 プレード入口損失を理論的に扱うときの計算の流れ

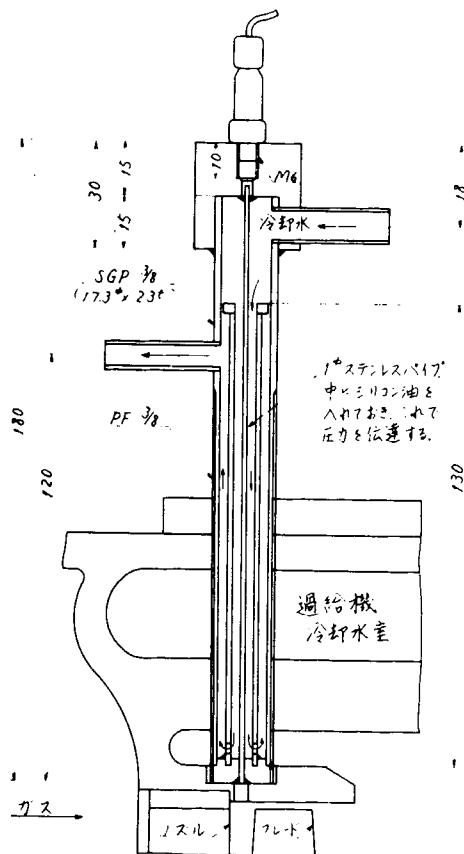


図 3.2.1 ブレード前圧力計測用ピックアップの取付

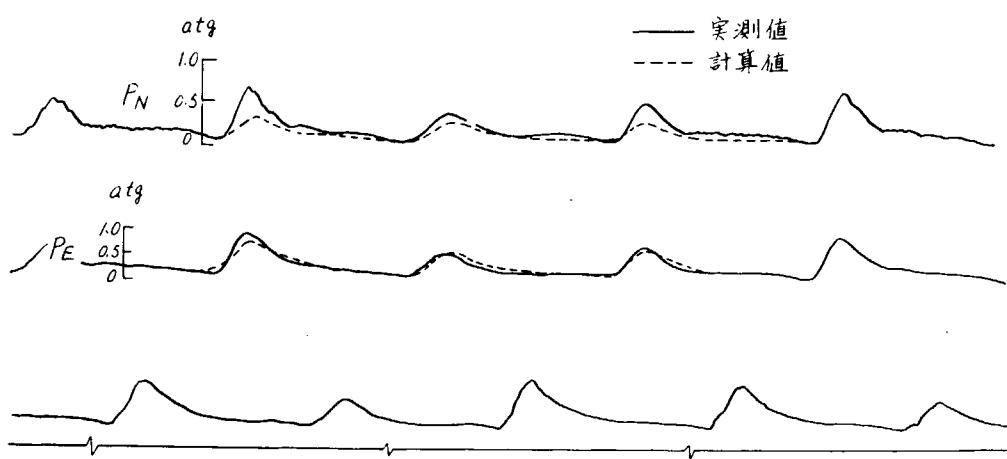


図 3.2.2 R 6 V 22/30 機関の  $P_N$ ,  $P_E$  の変動 1/2 Load

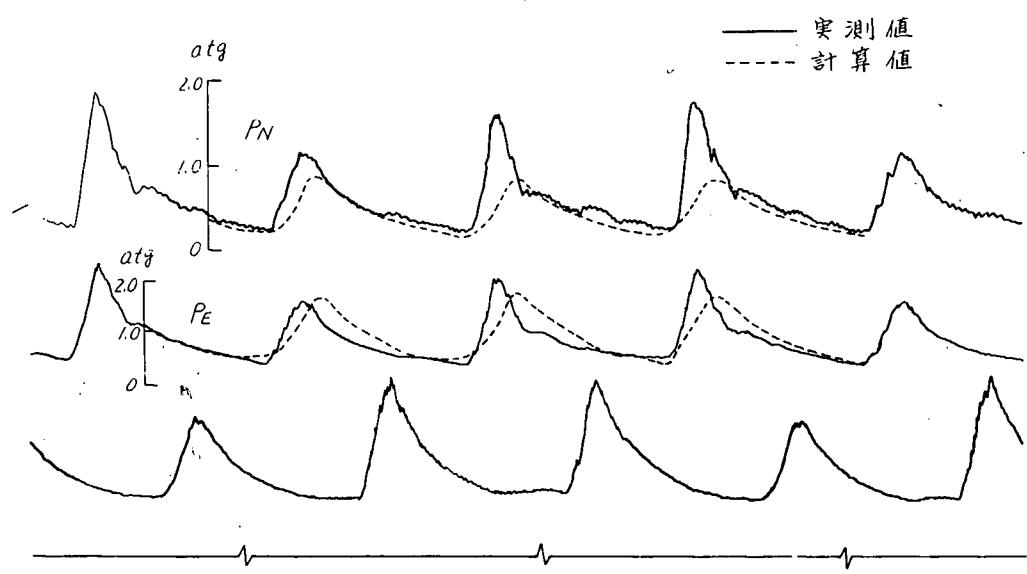


図 3.2.3 R 6 V 22/30 機関の  $P_N$ ,  $P_E$  の変動 4/4 Load

## 4. 実用機関による応用研究

実験用のエンジン川崎一M.A.N R6V 22/30 ATL (750 PS × 750 rpm) では、所定の指示平均有效圧力  $P_{mi}$  を得ようとするとき、修正係数を適当に選べば、給気圧力  $P_d$ 、圧縮圧力  $P_{co}$ 、最高圧力  $P_{max}$ 、風量  $L_e$ 、過給機回転数  $n_{Tc}$  等の一般性能諸元だけでなく、排気管内圧力変動も実測値とシミュレーションが比較的よく一致することが、前年度までの研究でたしかめられた。

実用に供される機種においても、同じような結果が得られるかどうかを確かめるために、二機種について工場運転の際に計測を行ない、シミュレーションと実測結果を比較した。

なお、排気エネルギーの利用効率等に関する修正係数  $\eta_{pip}$ 、流量に関する修正係数  $\mu_T$  は、前年度報告書に述べられているような方法で、 $\eta_{pip} = f(P_{mi})$ 、 $\mu_T = \text{const.}$  の形で、R6V 52/55 型機関に対して得られたものを用いた。

### 4.1 R6V 52/55 型機関 (6000 PS × 430 rpm)

本機種については、動圧過給の両方式についてシミュレーションと実測の比較を行なった。図 4.1.1 は本実験で用いた静圧過給用の排気管である。

図 4.1.2 は実測データをもとにして得られた  $\eta_{pip}$  を示し、図 4.1.3～4 に一般性能諸元の実測とシミュレーションの比較を示すが、両過給法ともに、シミュレーションと実測はかなりよく一致している。

参考のために、動圧過給の場合の排気温度についても計測値と計算値を示してある。しかし、棒状温度計から得られる平均温度と、ここで用いている一サイクルの平均温度の計算値の間には絶対値の点で直接のつながりはないことを付記しておく。

なお、本機関は両過給方式ともに、回転数一定 (430 rpm) で試験を行なった。

### 4.2 V9V 52/55 型機関 (18000 PS × 430 rpm)

本機関では動圧過給方式のみについて、船用特性で試験を行なった。図 4.2.1 に示すように一般性能諸元については、実測値とシミュレーションは R6V 52/55 の場合と同じ程度の一致を示している。

本試験では一般性能諸元のほかに、過給機前における排気管内変動圧力を計測した。計測結果とシミュレーションの一例を図 4.2.2 に示すが、両者のくい違いは、実験機関の場合よりも大きくなってしまっており、シミュレーションの方が圧力変動の高低が少ない。この違いは、本研究におけるシミュレーションにおいて、排気管を容積と考え、圧力波の伝播を考慮に入れていないことによるものと思われる。

図 4.2.3 は供試機関と計測機器を示す。

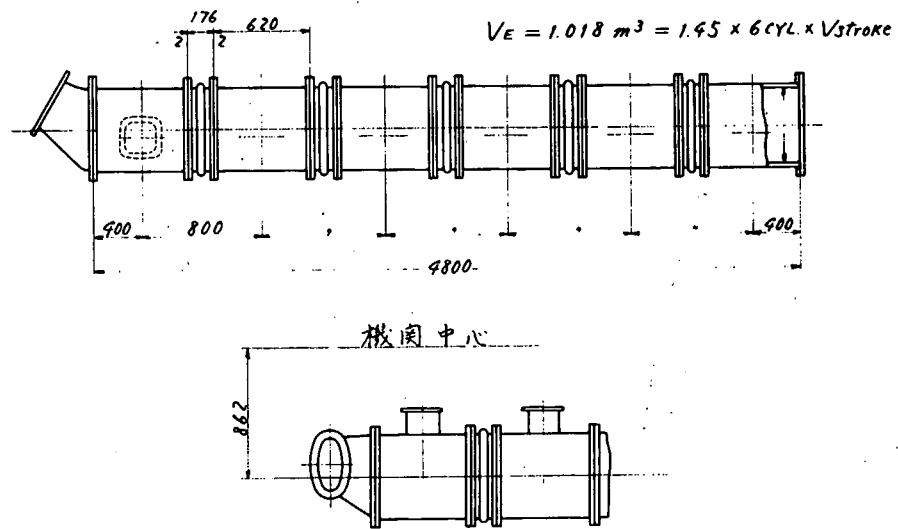


図 4.1.1 実験用静圧過給排気管 (R6V 52/55 用)

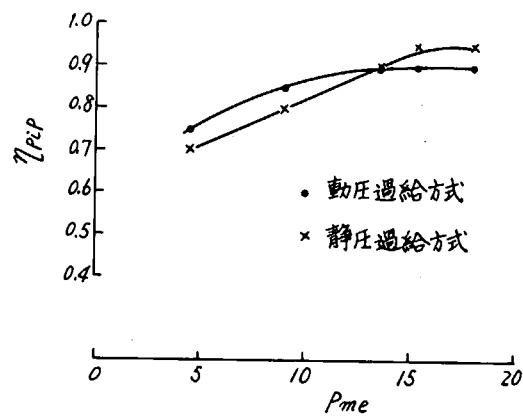


図 4.1.2 R6V 52/55 機関の  $\eta_{pip}$

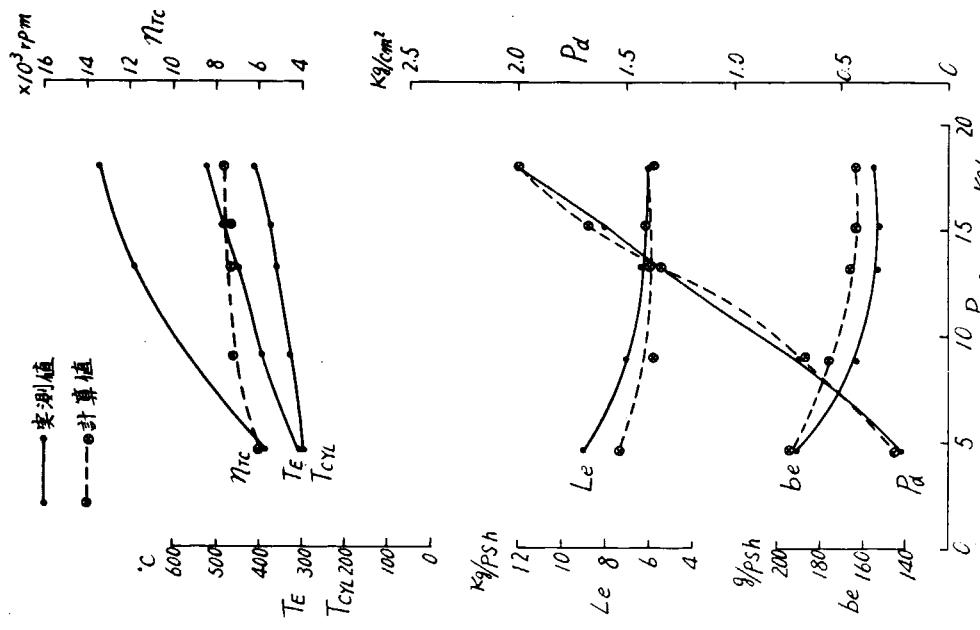


圖 4.1.3 R6V 52/55 機關 性能曲線 (靜圧過給方式)  
n<sub>E</sub>; 430 rpm一定

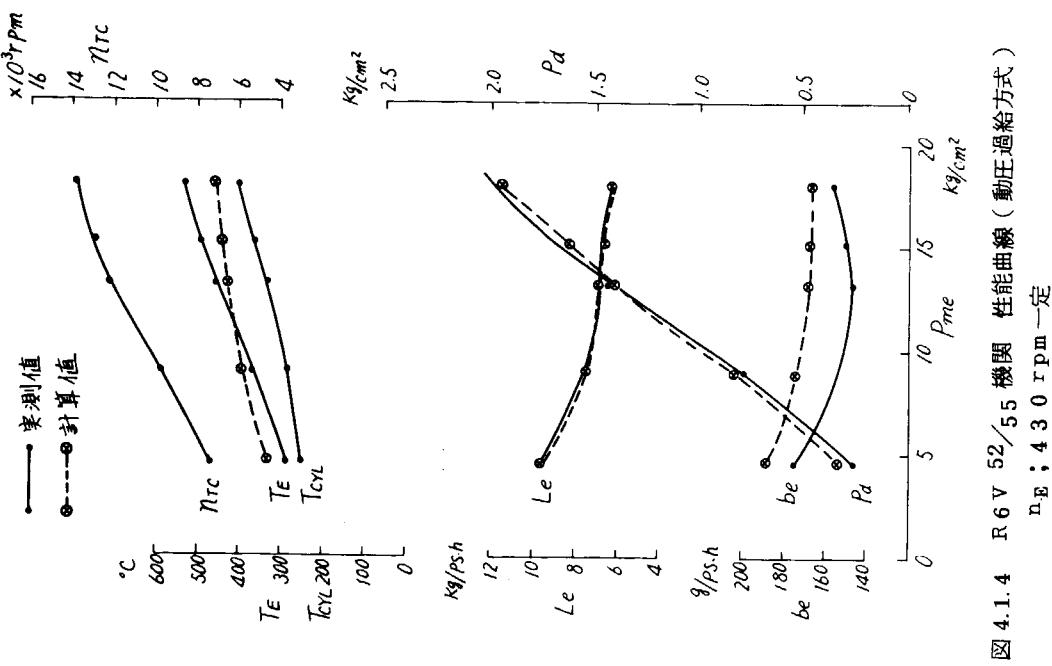


圖 4.1.4 R6V 52/55 機關 性能曲線 (動圧過給方式)  
n<sub>E</sub>; 430 rpm一定

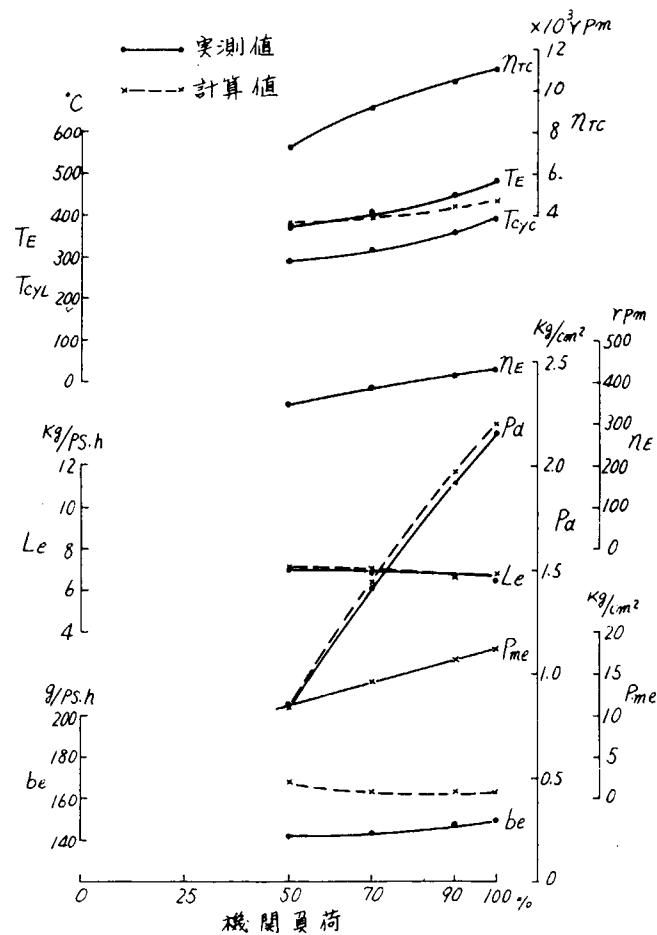


図 4.2.1 V9V 52/55 機関 性能曲線（船用特性）

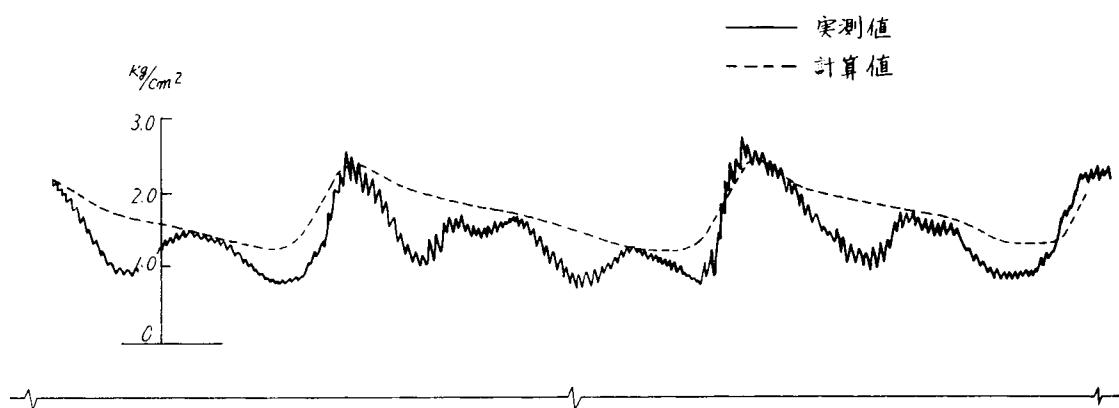


図 4.2.2 V9V 52/55 排気管内圧力変動 80% Load

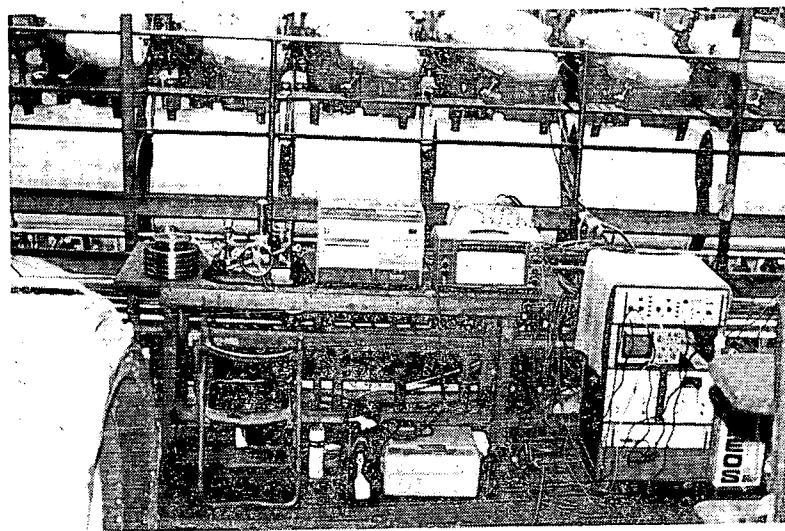


図 4.2.3 供試機関と計測機器

## 5. 研究成果の総合とりまとめ

### 5.1 入力データおよび修正係数に関する検討

本章の研究目的は次の通りである。

- 入力データのうち、計算間隔  $\Delta\theta$ 、許容収束範囲  $\epsilon$  等の最適値を見出すとともに、計算が収束したかどうかを判定すべき項目を定める。
- (b)  $\Delta\theta$ ,  $\epsilon$  以外の入力データの精度がシミュレーションの結果におよぼす影響を明らかにする。

以下における検討では、積分法には、オイラ法を用いており、シミュレーションの対象は、本研究の実験用機関、川崎一M.A.N R6V 22/30ATLである。なお、検討の対象になったデータおよび検討方法については、表 5.1.1 に示されている。

#### 5.1.1 計算間隔、許容収束範囲等の検討

図 5.1.1 によれば、 $\Delta\theta = 1^\circ$  を境にして  $G_B$  の曲線が折れ曲っている。これは図 5.1.2 に示す計算上のハンチングが原因と思われる。 $G_B$  への影響と計算時間を考慮に入れて、 $\Delta\theta = 0.5^\circ$  あたりが適当と思われる。

なお、圧縮からガス交換に至る各行程で、 $\Delta\theta$  を変えるのも一つの方法であるが、 $\Delta\theta = 0.5^\circ$  のときの計算時間は約 1.5 分にすぎないので、全行程で  $\Delta\theta = 0.5^\circ$  を用いても問題はない。

図 5.1.3 の例では、 $\epsilon \leq 2\%$  に与えておけば、実際は 0.5 % 以下で収束している。したがって  $\epsilon = 0.5$  と 2 % では普通は計算時間にほとんど差がないと期待できることと、実際の収束を常に 0.5 % 以内に保証しておくために、 $\epsilon = 0.5\%$  がよいであろう。

現在の方法では、 $P_d, P_E, P_{mi}$  のすべてが許容収束範囲に入れば、サイクル計算は収束したものとみなしているが、図 5.1.3 の例では、上記の三箇が収束するとき、他の諸元もすべて収束しているので、収束を判定する項目は上記の三箇でよいであろう。

図 5.1.4 の例では、計算繰返し回数が 4 ~ 5 回以上では、どの諸元もほとんど同じ値に落ちついている。現在の方法では、上記三項目の収束状態が一回現われると計算をストップすることになっているが、この例は諸元が一旦許容収束範囲に入れば、再びそこから飛び出すようなことがない事を保証しているものと考えてよいであろう。

#### 5.1.2 計算で得られるデータ ( $V_E, \epsilon_c$ etc.) の精度の影響

図 5.1.5 によれば、 $V_E$  を図面から計算でもとめる際の誤差の影響は無視できるものとしてよい。 $\epsilon_c$  は計算上の誤差の外に、V 型機関では左右のシリンダ例で 2.5 % 程度の違いがあり得ることも考慮しなければならないが、この程度の違いがシミュレーションの結果におよぼす影響は、図 5.1.6 によれば無視できる。

#### 5.1.3 運転条件 ( $P_{atms}, P_r, T_d$ etc.) の精度の影響

図 5.1.7 ~ 9 に大気圧  $P_{atms}$ 、給気温度  $T_d$ 、背圧  $P_r$  の精度の影響を示す。図から、実機運転のデータを入力して、運転状態をシミュレーションで再現するとき、これらのデータの計測誤差は、シミュレーションの結果にほとんど影響を与えないことが分る。しかし、環境の変化が機関性能に与える影響のシミュレーションと見るならば、特に  $P_{atms}$ 、 $T_d$  は機関性能を大きく左右することが分る。

#### 5.1.4 機関構成要素の特性に関するデータの精度の影響

エンジンエレメントの特性を表わすデータは、普通は模型実験で得られたものであるため、エレメントが機関本体に装備され、運転されている状態の特性から若干ずれているものと考えなければならない。したがって、エレメントの特性が変わるととき、これがシミュレーションの結果ならびに実際のエンジン性能にどのように影響を与えるかを検討する必要がある。

図 5.1.1 0 ~ 1 1 に給排気弁流量係数  $\mu_{dv}$ ,  $\mu_{ev}$  の精度がシミュレーションによぼす影響を示すが、両者の影響の度合はほど同じ程度であり、 $\mu_{dv}$ ,  $\mu_{ev}$  に 15 % の誤差があるとき、シミュレーションの中では最も強く影響される  $G_B$  でもわずか 2 % 程度の違いが生ずるだけである。

しかしこれは、本研究で用いている解析法においては、弁部における流れの抵抗に基づく運動エネルギーの損失を、排気管を通じて排気ターピンに伝達されるエネルギーが減少する結果になるように、ターピン前の圧力と温度の計算にフィードバックされていないことに由るものと思われる。したがって図 5.1.1 0 ~ 1 1 のシミュレーションの結果から、実機においても  $\mu_v$  の良し悪しは機関性能に無関係であろうと結論してはならない。

図 5.1.1 2 ~ 1 3 によれば、ターピン流量係数  $\mu_T$ , ターピン効率  $\eta_T$  の精度はかなり鋭敏にシミュレーションの結果に反映されており、これは過給機効率によって機関性能が左右される事実と一致する。

#### 5.1.5 修正係数の精度の影響

現在のシミュレーションでは、シリンダ壁温度  $T_w$  はシリンダからの放熱量を実測値と合わせるために係数のひとつとして与えているが、図 5.1.1 4 によれば  $\Delta T_w = \pm 50^{\circ}\text{C}$  の範囲で各諸元に与える影響は 1 % 以下であり、実際上無視できる。

$\eta_{pip}$  は主に排気エネルギーの伝達効率、排気エネルギーの理論値と実際の違いの修正等を含む係数であり、厳密には修正係数と呼ぶのは正しくないと思われるが、便宜上単に修正係数と呼ぶことにする。図 5.1.1 5 によれば、この係数の精度は、シミュレーションに大きな影響をおよぼす。

#### 5.1.6 多くのデータの誤差が重なっている場合

以上は個々のデータの誤差の影響について検討した結果であるが、表 5.1.2 にはいくつかのデータに同時に誤差が見こまれる場合を検討したものである。これによれば、いくつかのデータに誤差があるときの影響は、個々のデータの影響を単に加え合わせたものに等しいとしても大きな誤りはない。

#### 5.1.7 热発生率の精度の影響

本研究ではシリンダ内の熱発生率  $dQ/d\theta$  を、次に示す Wiebe の式でシミュレートしている。

$$dQ/d\theta = Q_T \cdot x (1-x) e^{-ax} / C \cdot T \quad \dots \quad (5.1.1)$$

$$T = \int_0^1 x (1-x) e^{-ax} dx$$

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

a ;  $dQ/d\theta$  の形状を決めるパラメータ

B : 燃焼始めのクランク角度

C : 燃焼期間

Q<sub>T</sub> : 全発生熱量 [ kJ/cycle, cyl.]

θ : 任意のクランク角度

表5.1.3はパラメータa, cの組み合わせを変えた場合の計算例であるが、これによるとPd, Pmax, beとともにこれらのパラメータの組み合わせによってかなり影響されることが分る。

### 5.1.8 修正係数についての考察

以上の検討により、給排気弁特性、過給機特性等に関するデータ、ならびにエンジンの運転条件を定める計測データ等を入力して、運転状態をコンピュータシミュレーションで再現しようとする場合に、運転条件に関するデータおよび図面から計算でもとめるデータの誤差は、普通問題にならないことが分った。

しかし、エンジン構成要素の特性を示すデータは、普通は要素単体の模型実験から得られたものであるため、実機の運転状態では特性がかなり変わっていると考えられるので、実機の計測データをもとにして、シミュレーションと実測を合わせる場合は、これら各構成要素の特性がシミュレーションおよび実機に与える影響の強さを考慮に入れて、修正するのが合理的であろう。

これまでの検討によれば、要素特性のうち、修正の対象になるのは $\mu_T$ ,  $\eta_T$ ,  $\eta_{pip}$  の三個であるが、 $\eta_{pip}$ は本質的には $\eta_T$ の修正係数であるため、修正係数は $\eta_{pip}$ と $\mu_T$  ( $\mu_T$ の修正係数)の二個だけとなるが、これは昭和47年度の研究において、修正係数として $\mu_T$ ,  $\eta_{pip}$ を選んだことの合理性を裏づけたことになる。

検討結果によれば、 $\eta_{pip}$ の精度の影響が $\mu_T$ のそれより強く現われており、したがって特性値を修正する際には、 $\eta_{pip}$ に重みをつけてこれを $P_{mi}$ の関数とし、 $\mu_T$ を一定とする方法が考えられる。本年度はこのような考えに基づいて修正係数を定めた。

### 5.2 モデル式の比較

排気タービン過給ディーゼル機関の性能シミュレーションに関してはすでに内外で多くの研究が行なわれており、研究者によって用いられているモデル式も様々である。本研究では実用的なシミュレーションプログラムの開発が主要な課題の一つになっているが、こゝではこれまでに発表されている数式モデルのいくつかについて実用性の点から比較検討した。

比較検討は、川崎-M.A.N R6V 22/30 ATLディーゼル機関 (750 rpm × 750 PS, P<sub>me</sub>=13.2 kgf, P<sub>max</sub>=83 kgf) を対象にしたシミュレーションによった。実用上では、シミュレーションの結果がほぼ同じであれば、モデル式はできるだけ簡単なものが望ましく、これが比較のポイントになる。比較するための資料としては、各モデル式を用いるときに得られる性能諸元と、圧力、温度等の変化のようすが主に用いられる。

#### 5.2.1 モデル式について

モデル式は表5.2.1のように分類してよいであろう。ここでは、近似式および実験式の範囲を扱かい、ガス組成、ガスの比熱比、シリンダ壁における熱伝達率に関するモデル式のうち、それぞれ表5.2.2～4に示すも

のを比較した。なお、表 5.2.3 の比熱比の式のうち、筆者等が誘導している「川崎の式」は、 $T = 300 \sim 3000 \text{ }^{\circ}\text{K}$ においては、 $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  等の成分ガスの比熱において、最も精度の高いと思われる谷下の式をもとにして誘導し、各式を比較するときの基準にした。

次にこの式について簡単に説明する。作動ガスは、 $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ , 空気から成り立っているとすると、各成分ガスの定圧比熱は温度の関数として次のように与えられる。

$$C_{pi} = A_i + B_i T + C_i T^2 + D_i / T$$

ここで  $i$  は各成分ガスを区別するための脚号であって、 $A_i, B_i \dots$  は各々の成分に与えられる係数である。ゆえに作動ガスについては次のようになる。

$$C_{pg} = \sum A_i d_i + T \sum B_i d_i + T^2 \sum C_i d_i + (1/T) \sum D_i d_i$$

$$R_g = \sum R_i d_i$$

$$C_{vg} = C_{pg} - AR_g$$

$$\kappa = C_{pg} / C_{vg}$$

$d_i$  とガス組成  $\lambda$  の関係は次のように与えられる。

$$d_{N_2} = \frac{1}{\lambda} \left\{ 1 - \left( \frac{11}{3} r_c + 9 r_H \right) \frac{1}{1 + L_{th}} \right\} \quad d_{CO_2} = \frac{1}{\lambda} \left\{ \frac{11}{3} r_c \frac{1}{(1 + L_{th})} \right\}$$

$$d_{H_2O} = \frac{1}{\lambda} \left\{ 9 r_H \frac{1}{(1 + L_{th})} \right\} \quad d_{air} = \left( 1 - \frac{1}{\lambda} \right)$$

ここで、 $r_c, r_H$  は燃料中に含まれる炭素と水素の重量比である。

## 5.2.2 計算結果および考察

### (1) ガス組成の式の比較

表 5.2.5 ~ 6 および図 5.2.1 ~ 2 は、それぞれ燃焼期間のみまたはガス交換過程のみのガス組成を、数式または定数で表わす場合に性能諸元およびシリンダ内圧力と温度のシミュレーションに、どの程度の違いが現われるかについて示している。ここで収束状態とは、シリンダ、排気管等各系における圧力、温度、比熱、ガス組成等のサイクル変数について、サイクル計算の初期値とサイクル計算完了後の値が、0.5 % の範囲で一致するまでくり返し計算が行なわれたことを示す。

表 5.2.6 から、 $\lambda = 1.0$  と  $1000$  のときは殆んど差がなく、 $\lambda \geq 1.0$  ではガスを空気として扱ってよいことが分る。また  $\lambda$  を数式で表わすときと、 $\lambda \geq 1.0$  の定数とするときではかなりの違いがある。ガスが空気側に近くなるほど最高温度が高くなるのは、与えられる熱量と、これを吸収するガス重量は一定であるのに對して、ガスが空気の場合は比熱が小さいことが主な原因と考えられる。

$\lambda = 2$  のときと数式のときは大きな差はないが、何れを用いるかは状況次第であろう。プログラム作成の初期においては、対象機種の空気過剩率に近い定数を用い、さらに進んだ段階で数式を用いるのもひとつの方法であろう。

### (2) 比熱比の式の比較

図 5.2.3 にパラメータ  $\lambda = 1, 2, 10, 1000$  のときに、各式を用いる場合の  $\kappa - T$  の関係を示す。

これから①  $T \leq 2000 \text{ }^{\circ}\text{K}$  ではどの式を用いてもほとんど差はない。②  $T > 2000 \text{ }^{\circ}\text{K}$  では、三菱の式

はかなり誤差が大きくなる。したがって、 $3000^{\circ}\text{K}$ あたりまで比熱を精度よく数式化するには  $T^3$ ，  
 $(1/T)$  等の項を追加する必要があろう。 $\lambda = 1, 2, 10$  のときはそれぞれ  $K$  の値にかなりの差があるが、 $\lambda > 10$  ではほとんど差が現われず、前項の検討結果と一致する。図 5.2.4 および表 5.2.7～8 は、シミュレーションの行なわれた範囲の条件では、 $K$  についてのどの式を用いても結果は殆んど同じであることを裏づけている。ただし、 $K = 1.35$  とするときはかなりの違いが現われている。実際のシミュレーションでは、 $T_{\max}$  の比較的低いときは三菱の式を、高いときは日立の式等を用いればよいであろう。

### (3) 热伝達率の式の比較

比較に際しては、図 5.2.5 に示す温度条件の下に各式を用いるときの冷却熱損失が、何れも発生熱量の約 16.5 % になるように、各式の補正係数を定めた。図 5.2.5～6 に  $P_z, T_z$  を図のように与えたときの 1 サイクル中の熱伝達率の変化を示すが、用いる式によって熱伝達率の大きさにはかなりの違いがあり、ウォッシュニの式は、他の三者から傾向もかなり異なっていることが分る。しかし、図 5.2.7 に示される放熱量の変化、表 5.2.9～10 に示される結果によれば、何れの式を用いても性能シミュレーションにはほとんど影響しないことが分る。表 5.2.10 と図 5.2.8 には  $\alpha_g$  が数式の場合と  $\alpha_g = 1100 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ\text{C}$  としたときのシミュレーションを示してあるが、数式を用いている場合とはかなりの違いが生じている。以上の結果と、熱伝達率には未知の事柄が多く、冷却損失のシミュレーションを実測に合わせため、壁温を適当に選ぶほか、 $\alpha_g$  の補正係数を適当に選ぶ等の操作が必要であること等を考慮に入れると、モデル式としてはアイヘルベルグの式が適當と思われる。

## 5.2.3 むすび

以上の検討によって、船用ディーゼル機関の性能シミュレーションにおいて、ガス組成、比熱比、シリンダ壁の熱伝達率等に関して、これまで提案されているいくつかのモデル式の用い方を明らかにすることができた。

## 5.3 設計条件とタービン圧縮機作用の関係

周知のように、排気タービン過給には動圧方式と静圧方式があるが、動圧方式ではタービン前のガス状態が激しく変動するため、タービン性能を理論的に扱うのはむずかしく、従来のシミュレーションにおいては、動圧タービンに関する計測データを入力する方法がとられており、これを理論的に扱っている例は筆者等の知る限り見当らない。

本研究では、動圧タービンの扱いを理論的な方法に近づけることが、主な課題の一つになっている。筆者等はこれまでに、動圧タービンの出力、効率、反動度、タービン内のガス流速、ガス流量等が刻々変動する様子、すなわち、動圧タービンの作動状態を理論解析した結果について報告し<sup>(1)</sup>、さらに特定の機関の動圧タービンで生ずる、タービンの圧縮機作用に関するシミュレーションが、定性的には実測値とよく一致することを報告した<sup>(2)</sup>。

排気タービンの圧縮機作用とは、5, 7, 8, 10 等のシリンダ数をもつ機関の部分流入動圧タービンにおいて、一個のガス室に到達するバルス間隔が長い場合に生ずるもので、図 5.3.1 の  $\theta_s$  の期間に、タービンが排気管内のガスを外部にかき出す作用のことであり、機関性能に重大な影響をおよぼすものと言われている<sup>(3)</sup>。

圧縮機作用によって、排気管内にはタービン後圧力  $P_{r1}$  に対して  $\delta P$  の負圧が、図 5.3.1 に示す  $\theta_s$  の期間発生するが、本研究では、圧縮機作用の強さを表わす尺度として  $S = \delta P \times \theta_s$  をとり、機関本体と過給機の設計

条件ならびに運転条件が、圧縮機作用の強さにどのように影響するかについて、シミュレーションの結果をもとにして考察する。

### 5.3.1 圧縮機作用が機関性能におよぼす影響の考察とシミュレーションの方針

排気タービンに圧縮機作用が発生しているときは、排気タービンが排気管内のガスを外部にかき出すために要する仕事と、管内圧力を負圧  $\delta P$  に保つための仕事の和（これを圧縮機作用の仕事  $W_c$  と称する）が損失になると考へられる。

二サイクル機関においては、圧縮機作用のために生ずる排気管内の負圧が、掃気作用により結果をもたらすと思われる所以、圧縮機作用は機関性能に必ずしも悪影響をおよぼすとは言えない。しかし四サイクル機関では、ガス交換の良否が排気管内圧力にあまり影響されないので、圧縮機作用は機関性能に対して、常にマイナスの効果を持っていると考えられる。したがって、圧縮機作用の仕事を計算することができるならば、この現象が機関性能に与える影響を定量的に論ずることができるが、現在のところこれを計算する方法は分っていない。

圧縮機作用の発生に關係のある要因としては、①排気管体積、②着火順序によって定まるバルス間のクランク角度の大きさ、③出力が一定の場合は、機関回転数の大小によって定まるバルス間の時間間隔、④タービン周速度、⑤タービンブレードが衝動形か反動形か、⑥ブレード入口の損失係数の大小、⑦ノズル面積、等が考へられる。ここでは、図 5.3.2 に示す機関を対象にして、表 5.3.1 の条件によってシミュレーションを行なう。

表その他で用いている記号は次の通りである。 $F_{TB}$ ； ブレード面積、 $F_{TN}$ ； ノズル面積、 $n_E$ ； 機関回転数、 $n_{TC}$ ； 過給機回転数、 $P_r$ ； タービン後圧力、 $\delta P$ ；  $P_r$  を基準にした排気管内負圧、 $S$ ； 圧縮機作用の強さを示す尺度、 $S_0$ ； 比較の基準になる圧縮機作用の強さ、 $u$ ； タービン周速度、 $V_E$ ； 排気管体積（ $V_{E1}$  は 1 の排気管の体積）、 $\alpha_N$ ； ノズル出口角度、 $\beta$ ； ブレードへ流入するガスの入口角度、 $\beta_1, \beta_2$ ； それぞれブレードの幾何学的入口角度および出口角度、 $\Delta\beta$ ；  $\beta_1$  と  $\beta$  の差 ( $\Delta\beta = \beta_1 - \beta$ )、 $\zeta_{TB}$ ； ブレード入口の損失係数、 $\theta_B$ ； 排気管内に負圧が生じている期間のクランク回転角度、 $\theta_1, \theta_2$ ； 各バルス間のクランク角度、 $\phi_{TN}$ ； ノズル速度係数。

### 5.3.2 シミュレーションおよび考察

図 5.3.3～7 に、圧縮機作用の発生に影響する要因の変化と圧縮機作用の強さの関係について、シミュレーションから得られた結果を示し、図 5.3.8 には、排気管内圧力変動の例を示す。圧縮機作用の強さは、それらの場合において比較の基準にするものを定め、基準の強さに対する比率で表わしてある。

シミュレーションから次のことがわかる。①図 5.3.3 により、排気管体積が小さいほど圧縮機作用が強く現われる。これは体積が小さいほど、排気管内のガスが早くかき出されるためである。このことから、図 5.3.2 のような型式の動圧過給機関において、排気管体積が小さすぎることは、ガスの流動における摩擦損失が大きくなるだけでなく、圧縮機作用が生じやすい点からも好ましくないと思われる。②図 5.3.4 によればバルス間隔が長い程、即ち同一排気管に接続されているシリンダの着火間隔が接近しているほど圧縮機作用が生じやすい。シミュレーションでは、バルス間隔が等しい場合に、圧縮機作用はほぼゼロになっている。③図 5.3.5 によれば、出力一定のときは機関回転数が低いほど圧縮機作用が生じやすい。これは、バルス間の時間間隔が長くなるため、それだけ排気管内ガスが多くかき出されるためであろう。④図 5.3.6 によれば、ブレードの損失係

数が小さいほど圧縮機作用が強く現われるが、これは、タービンが圧縮機として作動しているときの効率がよいためである。したがって、ここで用いている圧縮機作用の強さの尺度は、必ずしも圧縮機作用のために生ずる損失の大きさの目安にはならない。<sup>⑤</sup>図5.3.7は、ノズル面積が小さいほど圧縮機作用が生じにくいことを示す。これは、排気管からのガスの出口がしばられるため、総体的に排気管内圧力が高くなるために、タービンが圧縮機作用をはじめる領域まで排気管内圧力が低下していくことと、圧縮機作用が発生しても、ガスをかき出す動きへの抵抗が大きいからであろう。

シミュレーションではほぼ予想通りの結果が得られた。<sup>④</sup>で示したように、特定の要素が効率よく設計製作されているために、圧縮機作用が生じやすい場合もあるので、本研究で用いている  $S = \theta \times \delta P$  は必ずしも圧縮機作用によるエネルギー損失の度合を示すものではない。しかしこのような場合以外は、ここで用いている尺度によって、圧縮機作用による損失の度合を判断できるものと考えられる。

なお、ブレードが衝動形に近いほど、圧縮機作用は生じやすいと予想されるが今回は時間の都合でシミュレーションで検討することができなかった。

### 5.3.3 むすび

以上の考察により、動圧排気タービンに現われる圧縮機作用が、どのような条件のもとで発生しやすいかについて、ほぼ明らかにすることことができた。

四サイクル機関でも次第に静圧過給が採用されようとしているが、シリンダ数が5, 7, 8, 10等の機関では、比較的低い過給度から、動圧過給よりも静圧過給の方が有利になることは広く知られていることである。その理由として、これらの機関に動圧方式を採用した場合は、①パルスが間けつ的になるためのタービン効率の低下、②ガス入口が比較的多くなるための損失増大、③圧縮機作用によるタービン効率の低下等が考えられる。

## 5.4 脈動数と脈動形状の関係、脈動形状とタービン効率の関係

排気タービン過給ディーゼル機関において、排気タービン（タービンと称する）による排気エネルギーの回収率は機関性能に重大な影響をおよぼす。シリンダから周期的に排出される高速のガス（以下パルスと称する）をタービンに吹きつけて、その動圧エネルギーを利用していわゆる動圧過給方式の四サイクル船用ディーゼル機関においては、一般にタービン前のガス入口が複数個に仕切られており、各ガス入口に連結されるシリンダ数、すなわち一サイクルにタービン入口に到達するパルス数と各パルスの間隔（シリンダとタービンの配列法）は排気エネルギーの利用率に影響を与える重要な要素のひとつである。一般に給排気作用と着火順序の関係から、3の倍数個のシリンダ数をもつ機関では一サイクルに3個のパルスが各ガス入口に導かれ、5, 7, 8等のシリンダ数をもつ機関では1または2個のパルスが不等間隔で導かれるが、後者は前者に比べて排気エネルギー利用率の悪いことが広く知られている。この事実は、主にこの種機関のタービンで生ずる空転損失、継目損失等に起因することが指摘されているが、他方、一サイクル中にタービン前に到達するパルス数が異なればパルス波形（パルス形状）に違いを生じ、これがタービン効率に影響を与えることも考えられる。そこで本研究では、一サイクル中のパルス数がパルスの巨視的な形状にどのように影響するか、さらにパルス形状がタービン効率にどのように影響するかについて、性能シミュレーションの手法を応用して、実機の一例について考察する。

#### 5.4.1 シミュレーションの方法

本研究の性能シミュレーションにおいて、タービン前排気脈動の解析では排気管内の圧力波の伝播は考慮していない。以下では圧力波の反射が、脈動形状におよぼす影響を無視できる範囲についてシミュレーションを行なう。タービンへのガス入口が複数個に仕切られている部分流入方式においては、仕切間に継目損失が生じ、また一サイクル中のパルス数が1または2のときは、パルス間隔が長びてタービン前圧力が低くなり、流量がゼロに近づくと空転損失が生ずるが、パルスの巨視的な形状を問題にしている本節においては、これらの損失を考慮に入れないことにする。タービン効率の計算には、石川島播磨重工から提供された図5.4.1の線図を用いるが、上記のようなシミュレーションの方針により、流量がゼロのときの効率をゼロとして計算を行なう。図5.4.2に計算の手順を示す。シミュレーションの対象として、川崎-MANV 40/54 機関を選び、図5.4.3のような配列を仮想してシミュレートする。

図5.4.1のタービン特性線図は、空気を用いて全周流入タービンに関する実測から得られたものであり、タービン効率 $\eta_T$ の定義は次の通りである。

#### 5.4.2 シミュレーションと考察

以下の考察では排気管を容積として扱うので、動圧過給におけるタービン前パルスの形状に影響する主な要因としては、一サイクル中のパルス数の他に、排気管体積、カム形状等が考えられるが、対象にしている機関型式ではカム形状は定まっている。他方、各ガス入口に連結されるシリンダとタービン入口までの距離によって、排気管体積には若干の違いがありうる。そこで、一サイクル中のパルス数とパルス形状の関係を検討する前に、排気管体積の違いがパルス形状におよぼす影響の度合をシミュレートした一例が図5.4.4である。この例では、一サイクル中に二個のパルスが到達する場合に、排気管体積を1/2にしてもパルス形状に大きな差異は現われず、したがってタービン効率にも差が生じていない。

図5.4.5は図5.4.3に示す配列についてのシミュレーションを示す。シミュレーションによれば、一サイクル中のパルスの多少によってパルスの形状にはかなりの差異が認められるが、平均タービン効率は75~77%の間にあってほぼ同じである。この理由は次のようにまとめることができる。

- (1) パルス数が多い場合は、一サイクルを通して排気管内圧力 $P_E$ が比較的高く保たれる上に、全体的なパルス変動が比較的スムースであるため、タービン効率もレベルの高いところを中心にして比較的小さい範囲で変動している。
- (2) パルス数が少ないと、パルスは激しい変動をしているが、ガスがタービンを通過している間、タービンの効率は比較的高く保たれており、効率の低いところでは殆んどガスは流れていらない。
- (3) 供試排気タービンでは、 $u/c$ の比較的広い範囲にわたって効率が高い。

タービン特性が異なれば当然異なった結果が得られるが、現在では過給機の製造技術は確立しており、各メーカーでタービン特性に大きな差があるとは思われないので、上記の考察結果はほぼ一般的に通用するものと考えられる。

#### 5.4.3 むすび

以上の考察により、舶用の動圧過給四サイクルディーゼル機関において、排気管内の圧力反射波が脈動形状におよぼす影響を無視できる範囲においては、一サイクル中に排気タービンに到達するパルス数の多少によっ

て、バルスの形状にはいちじるしい差異が生ずるが、バルスの形状そのものはタービンの平均効率にほとんど影響しないものと考えられる。したがって5, 7, 8等のシリンダ数の動圧過給機関において排気エネルギーの利用率が悪いのは、久留等が報告しているように、主に各ガス入口間の総目損失、タービンの空転損失等によるものであろう。タービンの空転損失は、矢野等によって実験的に確かめられ、筆者等が理論解析によるシミュレーションで示したタービンの圧縮機作用が主因と考えられ、研究がすすめばこれを理論解析で推定することも可能と思われる。

## 5.5 不等角タイミングの場合を計算できるプログラムの開発

圧縮始めの状態がシリンダ毎に異なる場合は、P-V線図がシリンダ毎に異なったものになる筈である。本研究のように、排気管内の圧力波の伝播を無視するような解析法では、圧縮始めの状態が各シリンダで異なるのは、シリンダ間の着火タイミングが不等間隔で与えられる場合に起りうる。

これまで開発されたプログラムでは、タイミングは任意に入力できるが、シリンダのひとつひとつについて、P-V線図を計算できるようになつていないため、着火タイミングが不等になっている場合に、各シリンダのP-V線図がどのようになるかについては、検討できるようになつていない。これは、計算所要時間が実用的な範囲におさまるように改良を加えながら、簡単なものから複雑なものへ進めていくことを、プログラム開発の方針にしていることによる。

そこで本年度は図5.5.1に示すフローチャートをもとにして、各シリンダのP-V線図が得られるようなプログラムを開発した。実験機関と同一諸元をもつ3シリンダ機関を対象にして、着火タイミングを300°, 180°, 240°の不等間隔で与えた場合の計算例では、許容収束範囲2%のときに所要時間は約13分であり特に問題はない。

なお、プログラムの構成については、図5.5.2に示すような方法が簡単と思われる所以、一般にはこの方法を推奨したい。

## 5.6 热発生率の解析

本研究では、シリンダ内の熱発生率に関しては、Wiebeの式を用いているが、一般性能諸元とかP-V線図等のシミュレーションと実測値を比較検討して、本章(5.1.7)のWiebeの式が、当該機関に対しても適当なのかどうかを判断するのはむずかしい。

そこで本年度は、実験機関の熱発生率  $dQ/d\theta$  を実際に解析して、Wiebeの式を用いることの適否について検討した。

図5.6.1～4に  $dQ/d\theta$  の解析結果と、Wiebeの式によるシミュレーションの比較例を示してある。これから、供試機関では、負荷に応じて、aとcの値を適当に選べば、 $dQ/d\theta$  のシミュレーションと実測は非常によく一致することが分る。

図5.6.5は実験機関において、シリンダ内圧力を計測するときのピックアップの取付状態である。

## 5.7 研究結果の概略

研究結果のうち、シミュレーションプログラムに関して、概略をまとめると表5.7.1～2のようになる。

表 5.1.1 シミュレーションにおける代表的な入力データ

	入力データ 分類	入力データ	標準的 数値	変化させた 範囲	備考 (シミュレーションの方法etc.)
検討した に入力 データ	プログラム 制御	$\varepsilon$ $\Delta\theta$	0.5% 0.5 CA	0.5~10% 0.1~2CA	
	計測データ	$\eta_T$ $\mu_T$ $\mu_{drv}$ $\mu_{EV}$	$\eta_T(\%)$ $\mu_T(P_r/P_T)$ $\mu_{drv}(H_{drv})$ $\mu_{EV}(H_{drv})$	0.7~1.3 " " " " "	$\eta_T = k \cdot f(H\%)$ と (1)を変更 $\mu_T = k \cdot f(P_r/P_T)$ "
	運転変数	$T_w$ $T_d$ $P_r$ $P_{atms}$		200°C 40°C 1.042ata 1.033ata	0~400 0~60 1.033~1.06 0.9~1.04
	計算データ	$V_E$ $E_c$		0.02m³ 12.6	0.01~0.02 11.0~13.5
	補正係数	$\eta_{PnP}$	0.8	0.5~1.2	
	物理定数	$H_u$ $L_{th}$ $R$			
	設計寸法	ガムプロファイル 給排気弁 のタイミング			
		その他			

- $\varepsilon = 0.02$
- 固一初期値を与えて一サイクルだけ計算して、結果を比較する。
- $\Delta\theta = 0.1^\circ$  のときの結果を基準にして、 $\Delta\theta$ が任意のときの結果が基準からずれていく割合を求める。

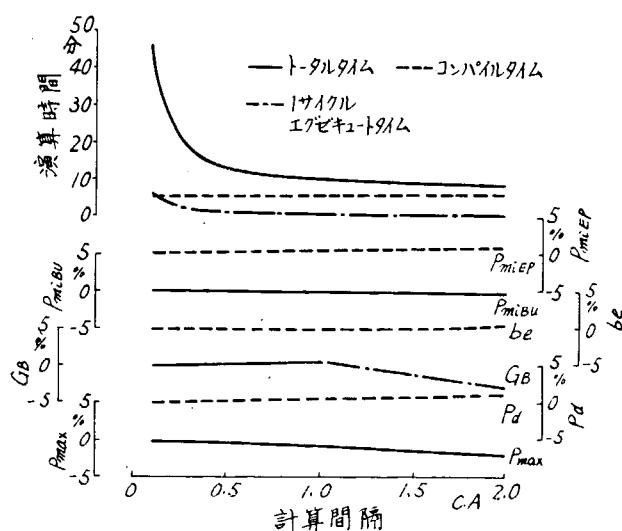


図 5.1.1 計算間隔とシミュレーション結果および演算時間

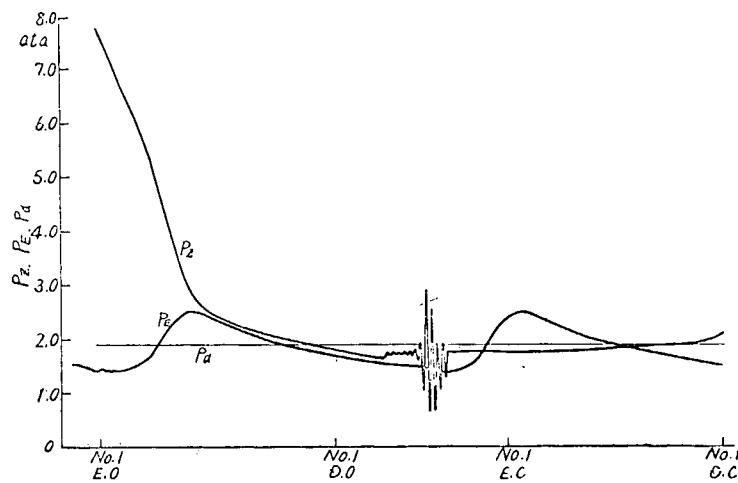


図 5.1.2 計算過程におけるハンチングの1例 ( $\Delta\theta = 2^\circ$ , ガス交換過程)

- $\Delta\theta = 0.5^\circ$
- $P_{mi}, P_d, P_e$  (at  $\theta = 0$  of No.1 cyl.) の三値が  $\varepsilon$  以下の値に入れば、やむを得ず計算が收束したと判断する。
- 他の量すべて図示されているものと同じように収束する。

- $\Delta\theta = 0.5^\circ$
- これを指定せば計算を10回繰返す。
- 10回目の結果は、1回目の結果と同じ。

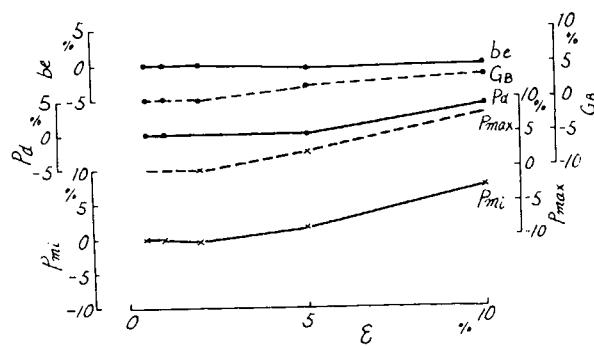


図 5.1.3 許容収束範囲とシミュレーションの結果

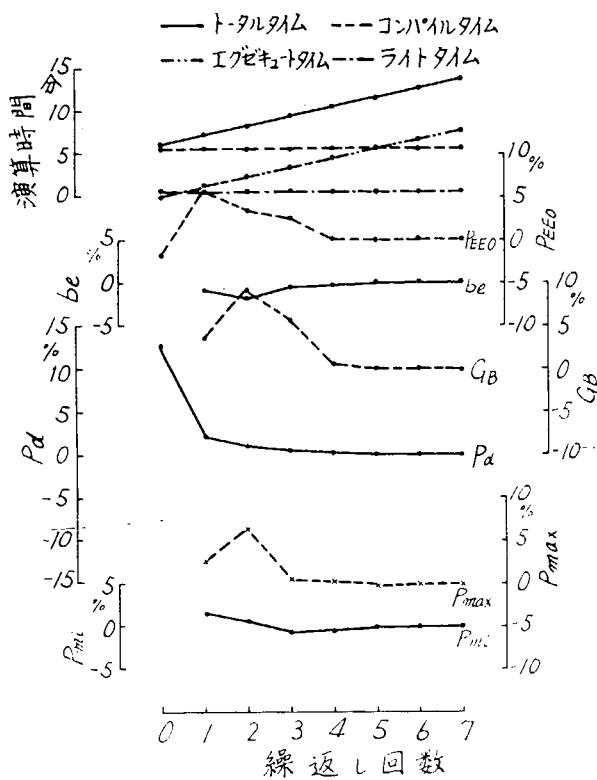


図 5.1.4 繰返し回数と収束状況および演算時間

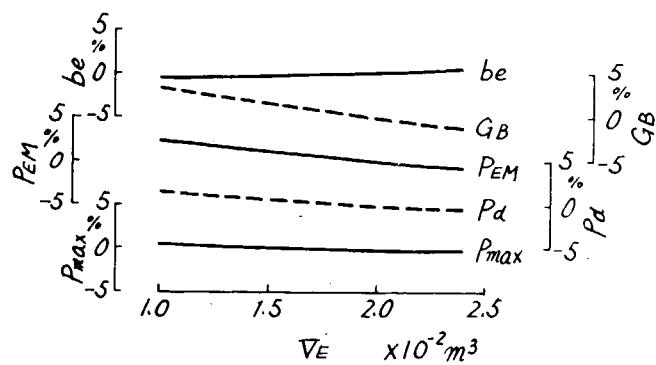


図 5.1.5  $V_E$  の精度の影響

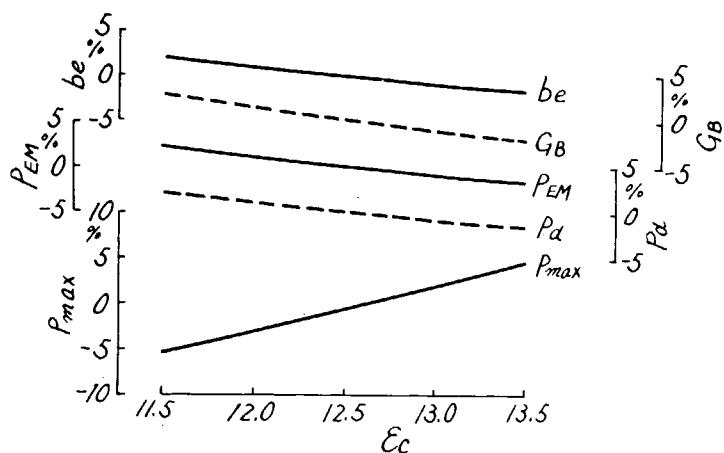


図 5.1.6  $\epsilon_c$  の精度の影響

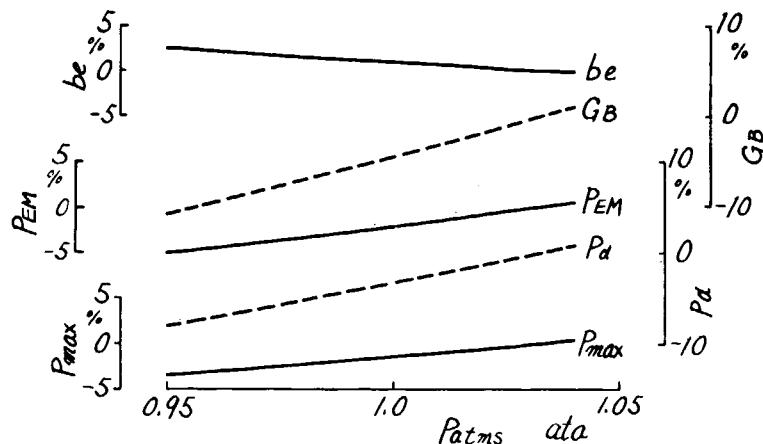


図 5.1.7  $P_{atmos}$  の精度の影響

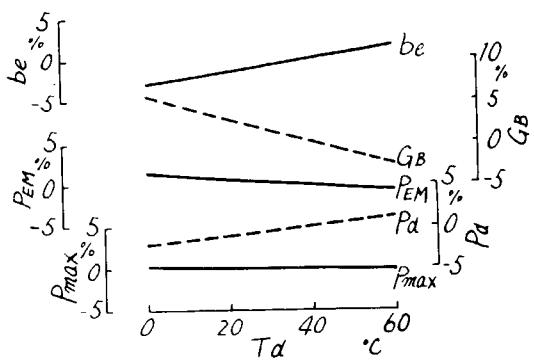


図 5.1.8  $T_d$  精度の影響

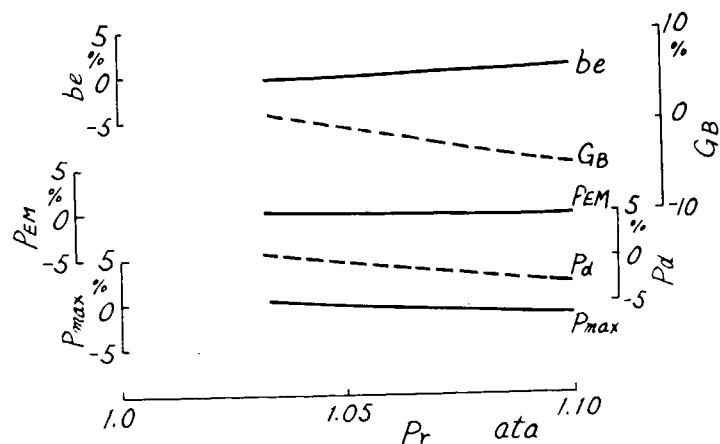


図 5.1.9  $P_r$  精度の影響

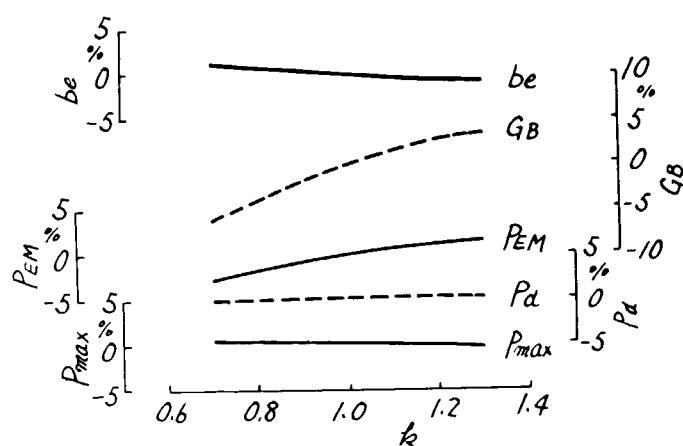


図 5.1.10  $\mu_{EV}$  の精度の影響

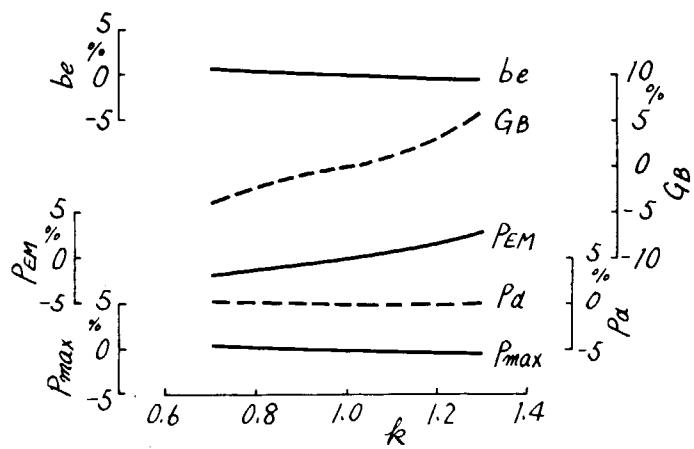


図 5.1.1.1  $\mu_{dv}$  の精度の影響

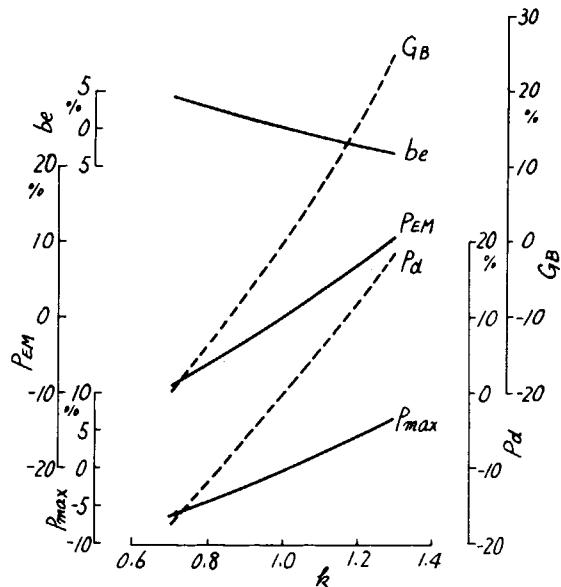


図 5.1.1.2  $\eta_T$  の精度の影響

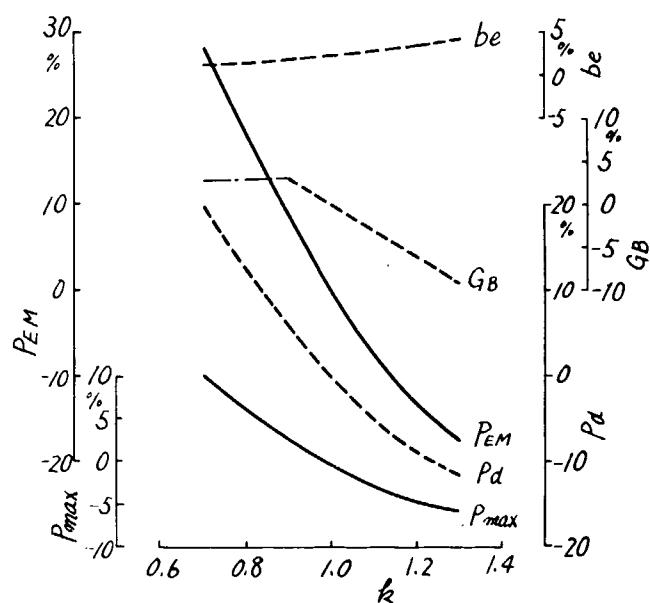


図 5.1.1.3  $\mu_T$  の精度の影響

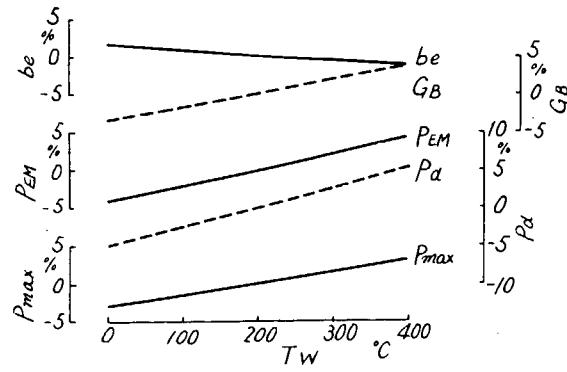


図 5.1.1.4  $T_w$  の精度の影響

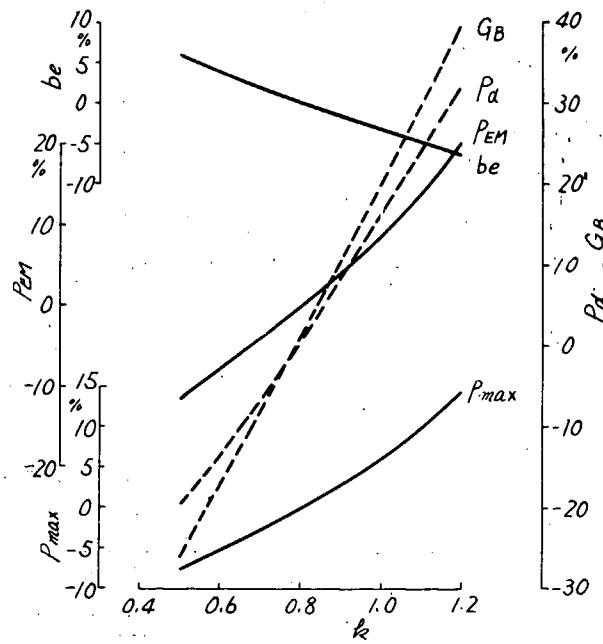


図 5.1.1.5  $n_{pip}$  の精度の影響

表5.1.2 入力データの誤差が重なり合った場合の影響  
(標準的なデータによるシミュレーションからのずれ)

(注)  $\gamma$ : 標準的なデータからのずれの大きさ(倍率)  
 $\sum \Delta X_i$ : 各々のデータの精度の影響を単に加えたもの  
 $\Delta X$ :  $\gamma_T \sim E_c$  表に示す誤差がある場合のシミュレーションへの影響

(a)  $GB$  を増す傾向

	$\gamma$	$P_{max}$	$P_d$	$P_{EM}$	$GB$	$b_e$
$\gamma_T$	1.1	2.5%	6.0%	3.5%	7.0%	-1.5%
$\mu_T$	0.9	3.0	6.0	9.0	2.5	-0.5
$\mu_{dr}$	1.15	-0.2	0	0.8	2.0	-0.3
$\mu_{EV}$	1.15	-0.1	0.1	0.8	2.0	0.3
$E_c$	0.95	2.5	1.0	1.0	1.5	1.0
$\sum \Delta X_i$	—	2.7	13.1	15.1	15.0	-1.6
$\Delta X$	—	3.5	15.1	17.8	16.3	-1.7

(b)  $GB$  を減す傾向

	$\gamma$	$P_{max}$	$P_d$	$P_{EM}$	$GB$	$b_e$
$\gamma_T$	0.9	-2.5%	-5.5%	-3.5%	-7.0%	-1.5%
$\mu_T$	1.1	-2.0	-5.0	-7.0	-3.0	0.5
$\mu_{dr}$	0.85	0.2	0.2	-0.6	-1.5	0.4
$\mu_{EV}$	0.85	0.2	-0.1	-1.2	-3.0	0.5
$E_c$	1.05	2.5	-0.9	-1.0	-1.0	-0.8
$\sum \Delta X_i$	—	-1.6	-11.3	-13.3	-15.5	2.1
$\Delta X$	—	-2.9	-13.3	-13.1	-17.3	2.6

表5.1.3 パラメータ  $a$ ,  $c$  の大きさがシミュレーションの結果におよぼす影響

		$P_d$ [ata]	$P_{max}$ [kg/cm <sup>2</sup> ]	$b_e$ [gr/PS.hr]
$a = 3.0$	$c = 50^\circ$	2.1 4	8 7.0	1 7 4.2
	$c = 100^\circ$	2.4 0	7 2.3	2 1 1.0
$a = 3.5$	$c = 50^\circ$	2.1 2	8 9.5	1 7 2.6
	$c = 100^\circ$	2.3 7	7 3.3	2 0 7.0
$a = 4.0$	$c = 50^\circ$	2.1 2	9 2.0	1 7 1.2
	$c = 100^\circ$			

表5.2.1 シミュレーションで用いるモデル式の分類

式の分類	式の例				
物理化学上の基礎式	<ul style="list-style-type: none"> <li>○質量保存の法則 <math>\Delta G = \sum \Delta G_i</math></li> <li>○エネルギー不滅の法則 <math>\Delta E = \sum \Delta E_i</math></li> </ul>				
工業熱力学上の基礎式	<ul style="list-style-type: none"> <li>○エネルギーの式 <math>\Delta Q = \Delta U + AP\Delta V</math></li> <li>○状態式 <math>PV = GRT</math></li> <li>○比熱の式 <math>C_p = \frac{K}{K-1} AR</math> <math>C_p - C_v = AR</math></li> <li>○流れの式 <math>\Delta G = MFP_i \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \psi(P_2)</math></li> </ul>				
近似式 (ある程度理論的な根拠があるもの)	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ガス組成の式 燃焼中 <math>\frac{1}{\lambda} = \frac{L_o}{G_e} \left\{ \frac{G_e}{L_o \lambda_o} + \sum G_{F0} \right\}</math></li> <li>ガス交換中 <math>\lambda = \frac{1}{L_o} \left\{ \frac{G_1 + G_e}{G_1 + G_o} - 1 \right\} \frac{1 + \lambda_o L_o}{1 + \lambda_o L_o + 1 + \lambda_o L_o}</math></li> <li>○比熱と温度およびガス組成の関係を表わす式</li> </ul>				
実験式	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">○エンジン型式による燃焼率のもの</td> <td style="width: 50%;">○シリンダ壁における熱伝達率の式 ○熱発生率の式</td> </tr> <tr> <td>○エンジン型式によって固有なもの</td> <td>○熱発生率の式 ○給排気弁の流量係数 ○ターピン流量係数 ○ターピン効率</td> </tr> </table>	○エンジン型式による燃焼率のもの	○シリンダ壁における熱伝達率の式 ○熱発生率の式	○エンジン型式によって固有なもの	○熱発生率の式 ○給排気弁の流量係数 ○ターピン流量係数 ○ターピン効率
○エンジン型式による燃焼率のもの	○シリンダ壁における熱伝達率の式 ○熱発生率の式				
○エンジン型式によって固有なもの	○熱発生率の式 ○給排気弁の流量係数 ○ターピン流量係数 ○ターピン効率				

表5.2.2 ガス組成の式

ガス組成の式	備考
1. 燃焼過程 (1) $\frac{1}{\lambda} = \frac{L_o}{G_e} \left\{ \frac{G_e}{L_o \lambda_o} + \sum G_{F0} \right\}$ (2) $\lambda = \text{Const}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>○燃焼したガスが瞬間に混合すると仮定する。</li> </ul>
2. ガス交換中 (シリンダ内) (1) $\lambda = \frac{1}{L_o} \left\{ \frac{G_1 + G_e}{G_1 + G_o} - 1 \right\} \frac{1 + \lambda_o L_o}{1 + \lambda_o L_o + 1 + \lambda_o L_o}$ (2) $\lambda = \text{Const}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>○燃焼期間一定とする。</li> <li>○残留ガスと新気が瞬間に混合すると仮定する。</li> <li>○ガス交換中一定とする。</li> </ul>

表5.2.3 比熱比の式

比熱比の近似式	備考
1. 三菱の式 $K = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda$ $C_0 = 1.4373 \quad C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$ $C_2 = 3.12 \times 10^{-8} \quad C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>○三菱重工長崎の岸山式との論文より</li> <li>○キーナン、ケイのガステーブルより説導している。</li> </ul>
2. 日立の式 $K = AT^4 BT^2 + CT + D + E/\lambda$ $A = -5.795 \times 10^{-12} \quad B = 4.523 \times 10^{-8}$ $C = -1.248 \times 10^{-4} \quad D = 1.407$ $E = -4.8 \times 10^{-2} \quad \therefore T: ^\circ C$	<ul style="list-style-type: none"> <li>○日立造船の永井氏との論文より。</li> <li>○キーナン、ケイのガステーブルより説導している。</li> </ul>
3. ライザーハーの式 $K = C_0 + C_1 (T/1000) + C_2 (T/1000)^2 + C_3 (T/1000)^3 + C_4 (\lambda) + C_5 (T/\lambda/1000)$ $T \leq 700^\circ K$ $C_0 = 1.38381 \quad C_1 = 0.15183$ $C_2 = -0.38840 \quad C_3 = -0.18130$ $C_4 = -0.03125 \quad C_5 = -0.01250$ $T \geq 700^\circ K$ $C_0 = 1.44884 \quad C_1 = -0.15900$ $C_2 = 0.05440 \quad C_3 = -0.00652$ $C_4 = -0.03745 \quad C_5 = -0.00365$	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ショミットのものをもとにして説導している。</li> <li>○文献では <math>T \leq 700^\circ K</math> と <math>T \geq 700^\circ K</math> が反対になつて(13)。</li> </ul>
4. 三島の式	○谷下市松代のものをもとにして説導している。

表 5.2.4 シリンダ壁における熱伝達率の式

熱伝達率の実験式	備考
1. アイヘルベルグの式 $\alpha_g = 2.1 \sqrt{C_m / P_T}$	大型の無過給2サイクル機関について実験している。 この式を用いるときには、冷却損失熱量を実機と一致させるために係数をかける。
2. 日立の式 $\alpha_g = K_a f(C_m) \cdot f(P_L) / P_T$ ここで $f(C_m) = 3.0 + 2.57 \{1 - e^{-(1.5-0.46C_m)}\} \cdot C_m \leq 3.6$ $= 3.0 - 2.57 \{1 - e^{-(1.5-0.46C_m)}\} \cdot C_m \leq 3.6$ $f(P_L) = 1.10 + 3.66 (P_L/P_{L0} - 1) \cdots ピストン, カバー$ $= 0.36 + 0.12 (P_L/P_{L0} - 1) \cdots ライナ$	アラムの提案した式に係数を加えたものである。
3. フラムの式 $\alpha_g = f(P_L) f(C_m) / P_T$ ここで $f(C_m) = 6.9 - 5.9 \times 4.5^{-0.098C_m}^{0.25}$ $f(P_L) = 2.3 P_L^{0.25} \cdots ピストン, カバー$ $= 0.8 P_L^{0.66} \cdots ライナ$	この式を用いるときには、冷却損失熱量を実機と一致させるために係数をかけ3。
4. ウオシニの式 $\alpha_g = K D_z^{0.214} (C_m \cdot P)^{0.706} / T^{0.525}$	管内流れの熱伝達より理論的に求めた。 損失熱量を実機と一致させようには係数Kを選ぶ

表 5.2.7 Kの各式による性能諸元への影響  
(初期条件を等しくして1サイクル計算する)

諸元式	三菱	日立	アサヒ	K=1.35	
P <sub>co</sub>	56.0	56.1	56.5	58.1	ata
P <sub>max</sub>	84.2	84.4	84.8	99.1	ata
T <sub>max</sub>	1666	1669	1678	2001	°K
P <sub>mi</sub>	15.2	15.2	15.2	17.9	kg/cm <sup>2</sup>
P <sub>d</sub>	1.90	1.90	1.91	1.76	ata
G <sub>T</sub>	0.0993	0.0993	0.0993	0.0986	% <sub>34.1%</sub>

 $P_{ST} = 2.2 \text{ata}$  $T_{ST} = 333^{\circ}\text{K}$ P<sub>d</sub>は1サイクル後の計算値表 5.2.5 燃焼期間中の  $\lambda_Z$  の値の性能

諸元への影響(収束状態)

諸元式	2	10	
P <sub>co</sub>	54.3	56.1	51.4
P <sub>max</sub>	82.0	82.0	79.7
T <sub>max</sub>	1635	1608	1720
P <sub>d</sub>	1.864	1.881	1.752
G <sub>T</sub>	0.0958	0.0993	0.0898

表 5.2.6 ガス交換中における  $\lambda_Z$  の値の性能

諸元への影響(収束状態)

諸元式	2	10	1000	
P <sub>co</sub>	54.3	56.2	51.6	51.4
P <sub>max</sub>	82.0	80.1	79.9	ata
T <sub>max</sub>	1635	1530	1660	1694
P <sub>d</sub>	1.86	1.89	1.78	1.76
T <sub>mean</sub>	735	726	712	709
P <sub>mean</sub>	1.88	1.93	1.81	1.78
G <sub>T</sub>	0.0958	0.0993	0.0918	0.0900

4サイクル機関の空気過剰率は  $\lambda = 2.1$  に近い。

表 5.2.8 Kの各式による性能諸元への影響(収束状態)

諸元式	三菱	日立	アサヒ	
P <sub>co</sub>	54.4	54.1	54.8	ata
P <sub>max</sub>	82.0	81.8	82.3	ata
T <sub>max</sub>	1635	1644	1643	°K
P <sub>mi</sub>	14.6	14.6	14.6	kg/cm <sup>2</sup>
P <sub>d</sub>	1.86	1.85	1.86	ata
G <sub>T</sub>	0.0958	0.0950	0.0955	% <sub>34.1%</sub>

表 5.2.9  $\alpha_g$  の各式による性能諸元への影響(収束状態)

諸元式	アサヒ	日立	アサヒ	ウオシニ	
P <sub>co</sub>	54.3	55.9	55.7	54.9	ata
P <sub>max</sub>	81.8	83.1	82.8	82.8	ata
T <sub>max</sub>	1635	1599	1602	1677	°K
P <sub>mi</sub>	14.6	14.6	14.5	14.7	kg/cm <sup>2</sup>
P <sub>d</sub>	1.86	1.89	1.88	1.90	ata
G <sub>T</sub>	0.0956	0.0982	0.0978	0.0955	% <sub>34.1%</sub>
Q <sub>WT</sub>	16.6	15.9	16.0	17.1	%

 $T_{wc} = 250^{\circ}\text{C}$  $T_{wp} = 250^{\circ}\text{C}$  $T_{WL} = 150^{\circ}\text{C}$ 表 5.2.10  $\alpha_g$  の各式による性能諸元への影響

(初期条件を等して1サイクル計算する)

諸元式	アサヒ	日立	アサヒ	ウオシニ	$\alpha_g = 1.00$	
P <sub>co</sub>	56.0	55.9	56.0	55.8	57.8	ata
P <sub>max</sub>	84.2	83.8	83.9	83.5	85.5	ata
T <sub>max</sub>	1666	1649	1654	1651	1701	°K
P <sub>mi</sub>	14.6	14.9	15.0	14.9	15.5	kg/cm <sup>2</sup>
P <sub>d</sub>	1.90	1.91	1.91	1.91	1.81	ata
G <sub>T</sub>	0.0993	0.0993	0.0993	0.0993	0.0984	% <sub>34.1%</sub>
Q <sub>WT</sub>	17.0	17.4	17.3	16.7	17.5	%

 $P_{ST} = 2.2 \text{ata}$  $T_{ST} = 333^{\circ}\text{K}$ P<sub>d</sub>は1サイクル後の計算値

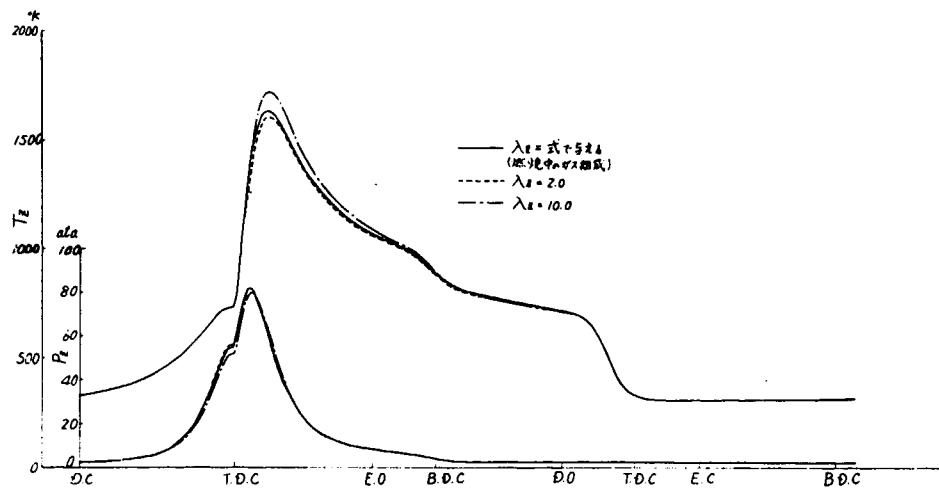


図 5.2.1 燃焼期間中の  $\lambda_z$  の相異による影響  
(収束状態)

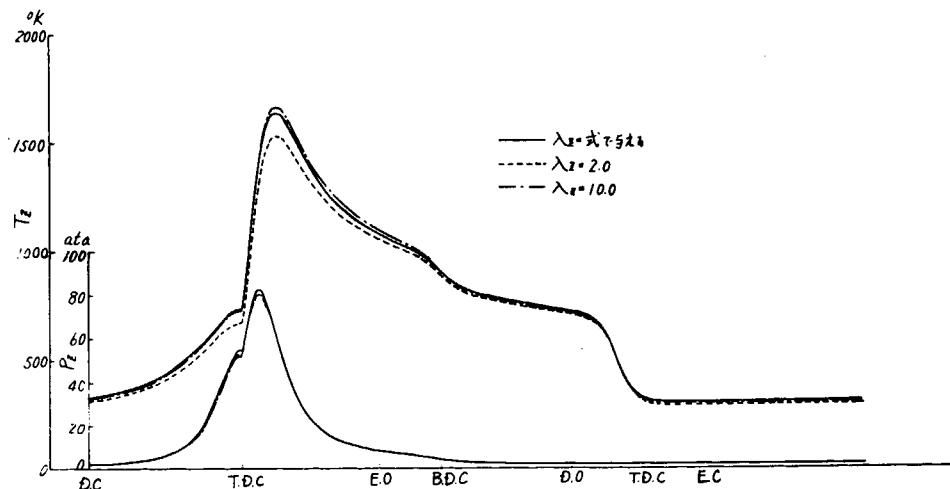


図 5.2.2 ガス交換過程の  $\lambda_z$  の相異による影響  
(収束状態)

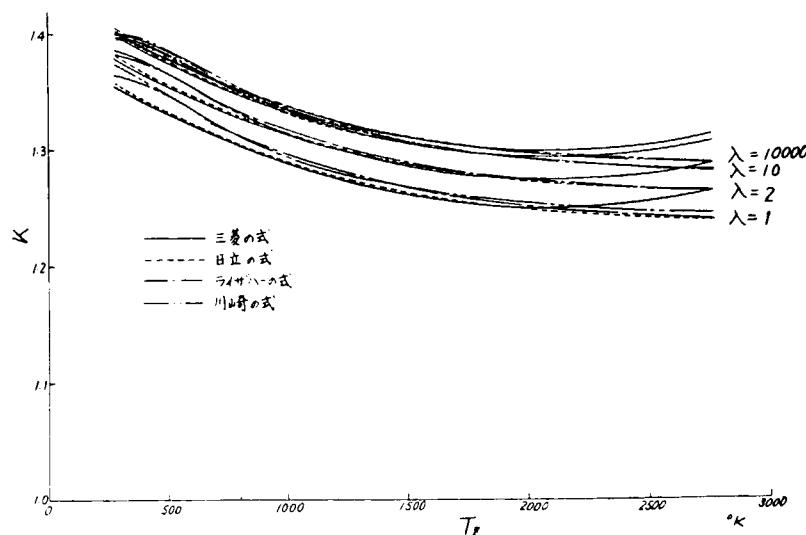


図 5.2.3 各式の温度による比熱比の変化

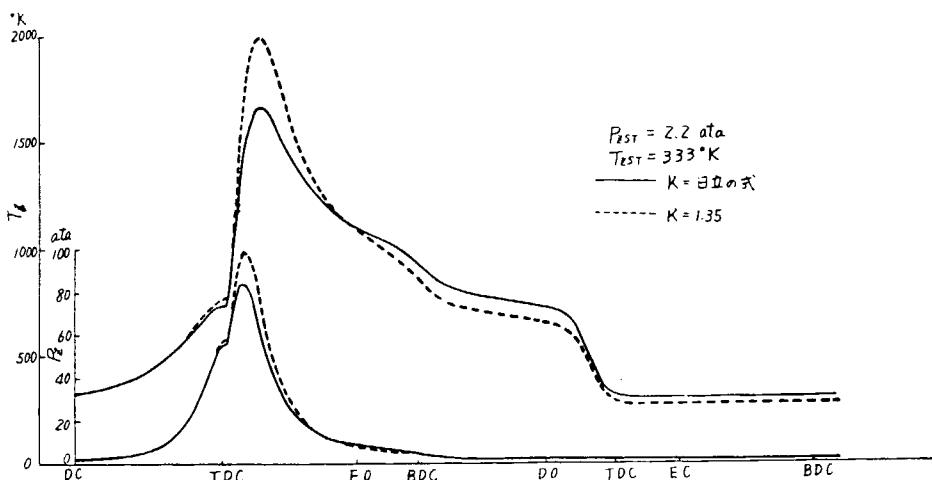


図 5.2.4  $K$ を式で与えた場合と一定とした場合の比較

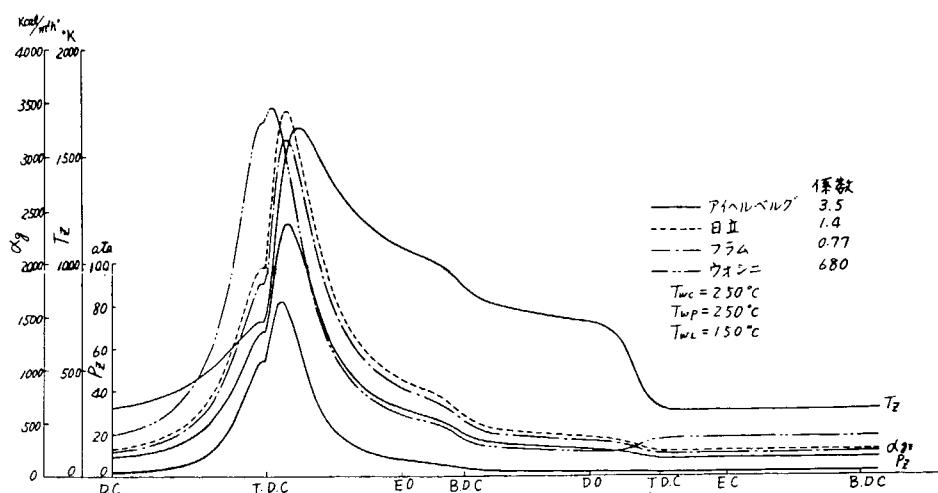


図 5.2.5 各式によるシリンダ壁の熱伝達率の比較  
(ピストン、シリンダカバーについて)

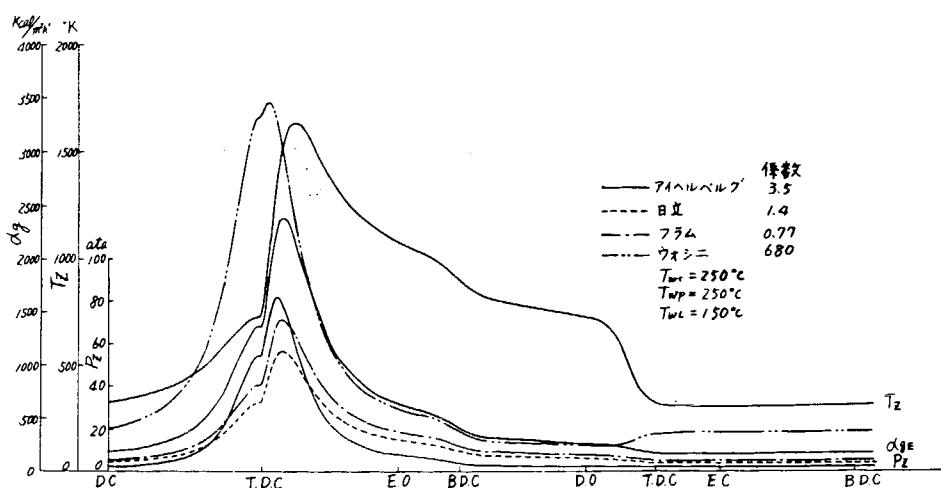


図 5.2.6 各式によるシリンダ壁の熱伝達率の比較  
(ライナーについて)

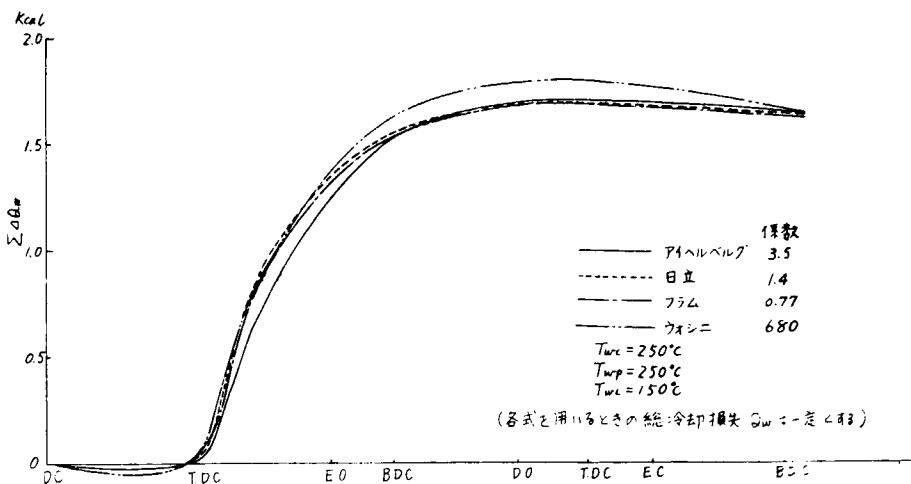


図 5.2.7 各式による  $\Sigma \Delta Q_w$  サイクル中の変化

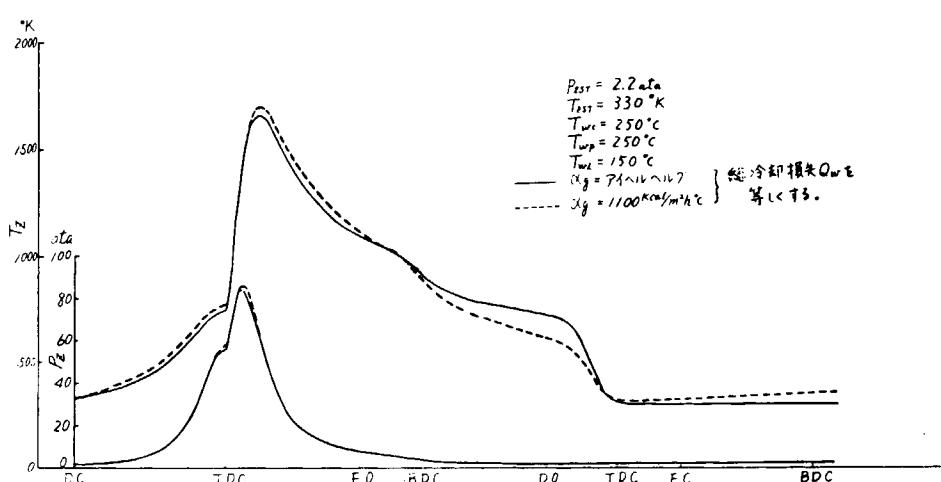


図 5.2.8  $\alpha_g$  を式で与えた場合と  $\alpha_g$  を一定とした場合の比較

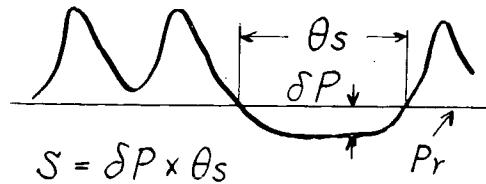
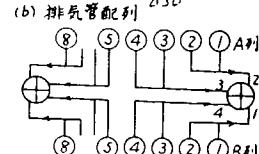


図 5.3.1 圧縮機作用の強さ S

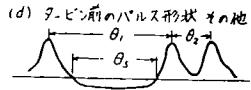
表 5.3.1 圧縮機作用シミュレーションの条件  
(機関出力は定格出力)

	$V_E$ [ $m^3$ ]	$\theta_1, \theta_2$ [度]	$n_E$ [rpm]	$\zeta_{TB}$	$F_{TN}$ [cm <sup>2</sup> ]	備 考
1	$V_E1 = 0.116$ $V_E2 = 0.025$ $V_E3 = 0.058$ $V_E4 = 0.232$	$\theta_1 = 450$ $\theta_2 = 270$	300 430 500	$\zeta_{TB}(0)$	429	1. $V_E$ の影響と 検討
2	$V_E1 = V_E2$ $= V_E3 = V_E4$ $\theta_1 = 360$ $\theta_2 = 360$ $\theta_1 = 630$ $\theta_2 = 90$ $\theta_1 = 540$ $\theta_2 = 180$ $\theta_1 = 450$ $\theta_2 = 270$	430	同上	同上	1. パルス間隔の 大小による影響 2. $\zeta_{TB}(0)$	
3	同 上	$\theta_1 = 450$ $\theta_2 = 270$	300 430 500	同上	同上	1. 機関回転数 の影響検討
4	同 上	同上	430	0.0 0.1 0.2 0.3	同上	1. グレード入口 損失の影響 検討
5	同 上	同上		備考の $\zeta_{TB}(0)$	429 386.4 472 429	1. イズル面積の 影響検討

(a) 型式、要目  
川崎-M.A.N V8VS2/55  
430 rpm. x 16000 PS.  
過給器 VTR 360 x 2 台  
630



(c) 着火順序  
A 1 7 4 6 8 2 5 3  
B 3 7 4 6 8 2 5 3



$V_E1 = 0.116 m^3$   $\theta_1 = 450^\circ$   $F_{TN} = 429 \text{ cm}^2$   
 $V_E2 = 0.166 m^3$   $\theta_2 = 270^\circ$   $\zeta_{TB}$  不明

図 5.3.2 シミュレーションの対象機関

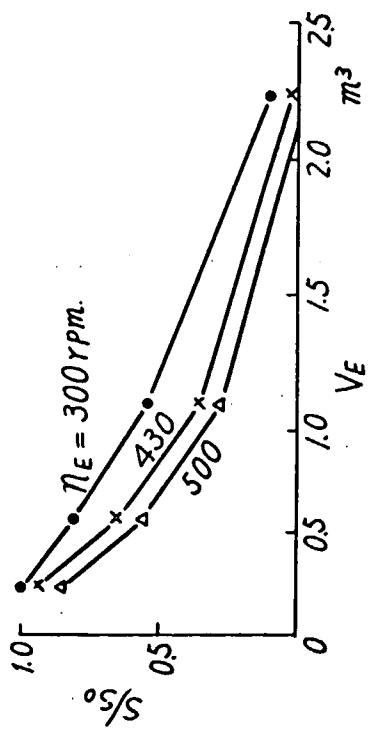


図 5.3.3 排気管体積の影響

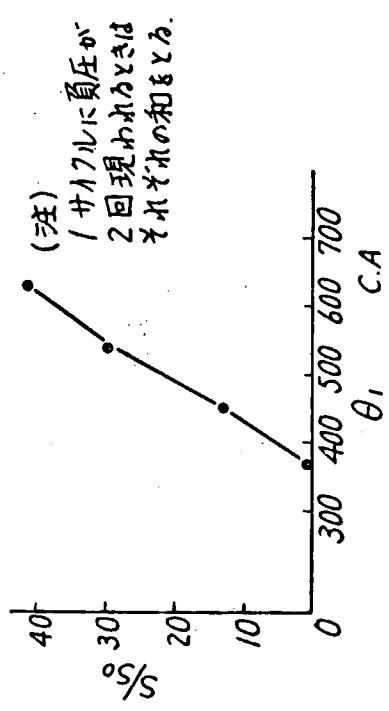


図 5.3.4 パルス間隔の影響

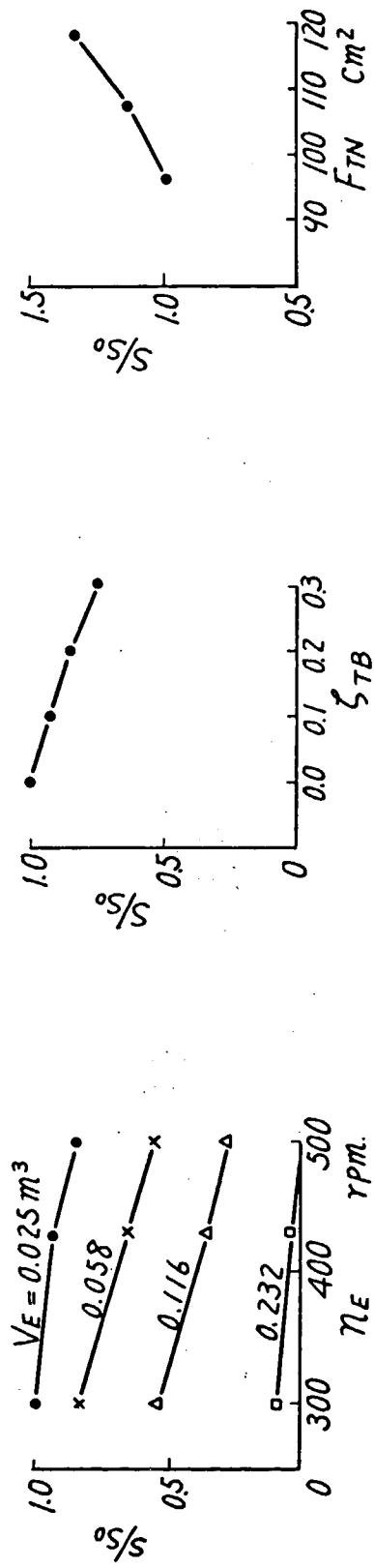
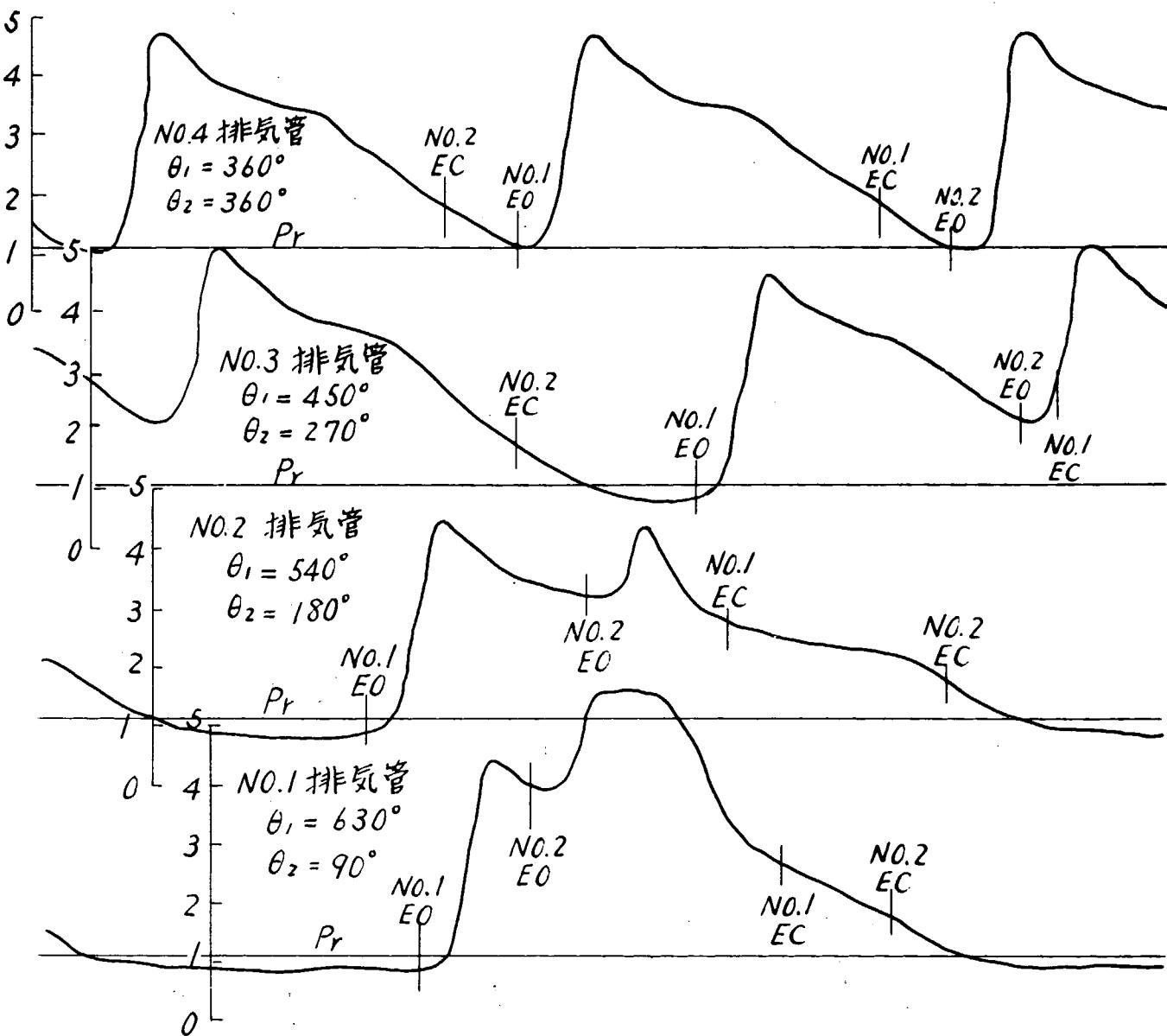


図 5.3.5 機関回転速度の影響

図 5.3.7 ノズル面積の影響

ata.



(注)  $V_{E1} = V_{E2} = V_{E3} = V_{E4} = 0.116 \text{ m}^3$   
 $n_E = 430 \text{ rpm.}$      $F_{TN} = 429 \text{ cm}^3$   
 $\zeta_{TB} = 0.0$                    $Pr = 1.1 \text{ atm}$

図 5.3.8 パルス間隔の大小が負圧発生におよぼす影響のシミュレーション

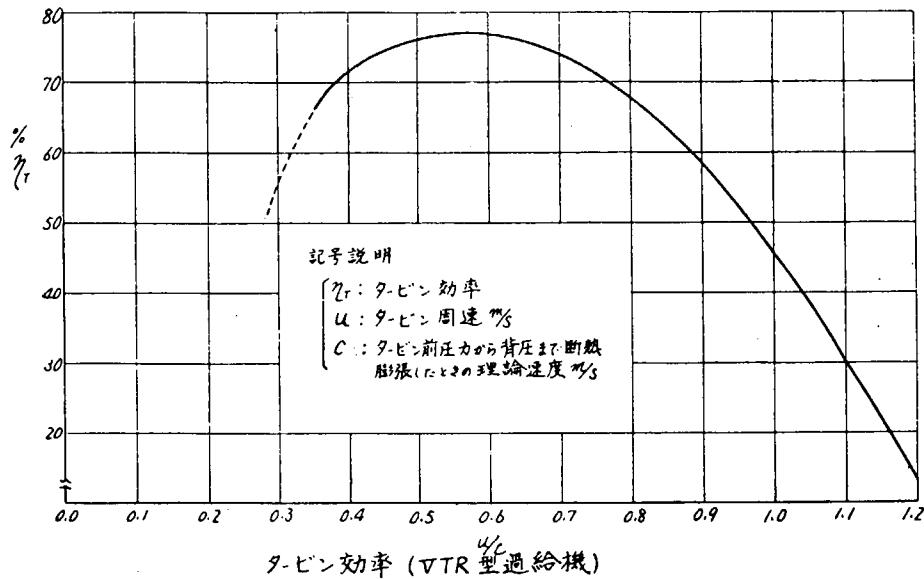


図 5.4.1-a ターピン効率 (VTR型過給機)

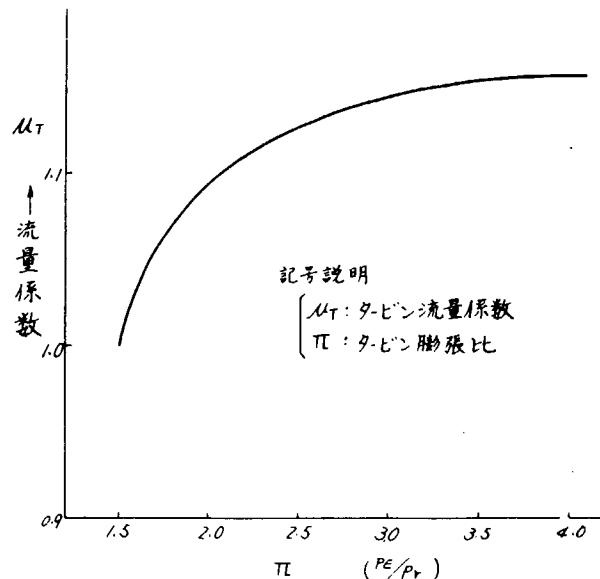


図 5.4.1-b ターピン流量係数 (VTR型過給機)

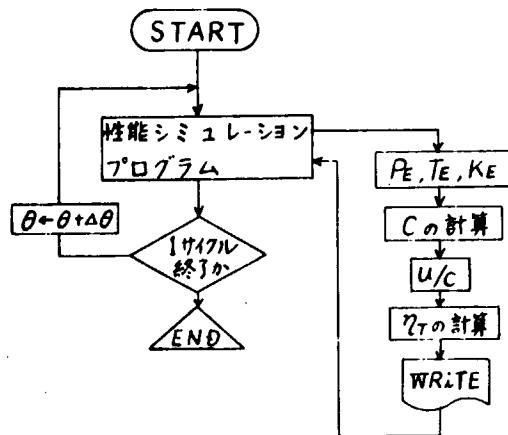
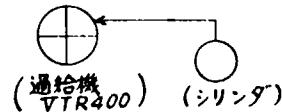
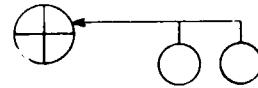


図 5.4.2 タービン効率計算  
ブロックチャート

(a). 1パルスの場合 ( $V_E = 0.035 m^3$ )



(b). 2パルスの場合 ( $V_E = 0.071 m^3$ )



(c). 3パルスの場合 ( $V_E = 0.10 m^3$ )



図 5.4.3 モデル配列

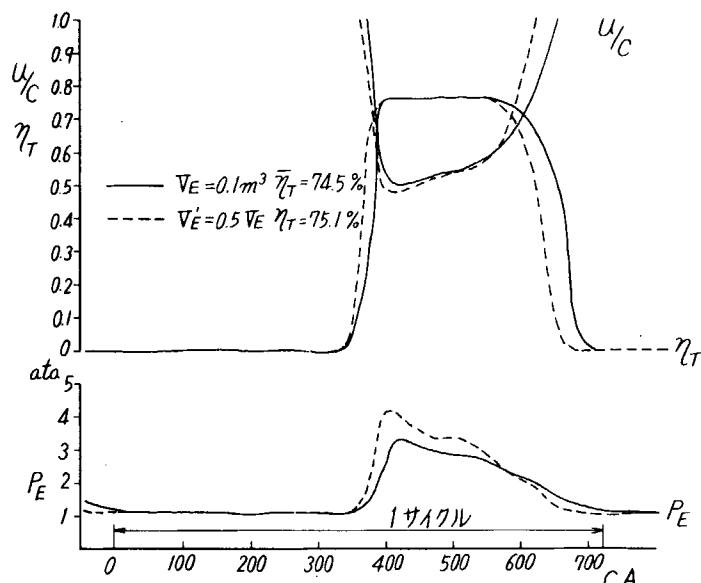


図 5.4.4 排気管容積とパルス形状の関係

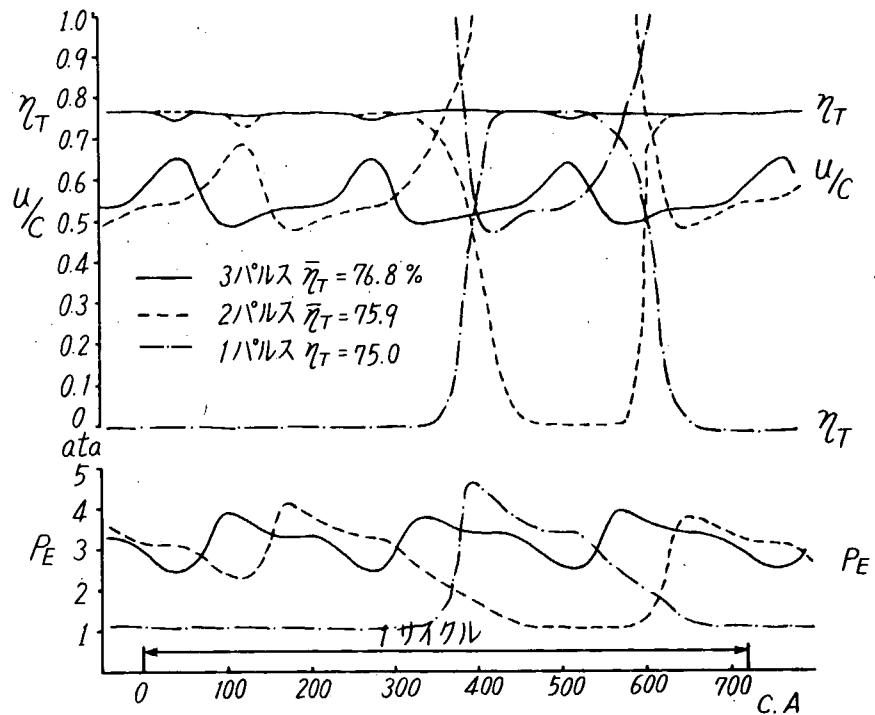


図 5.4.5 パルス間隔とタービン効率の関係

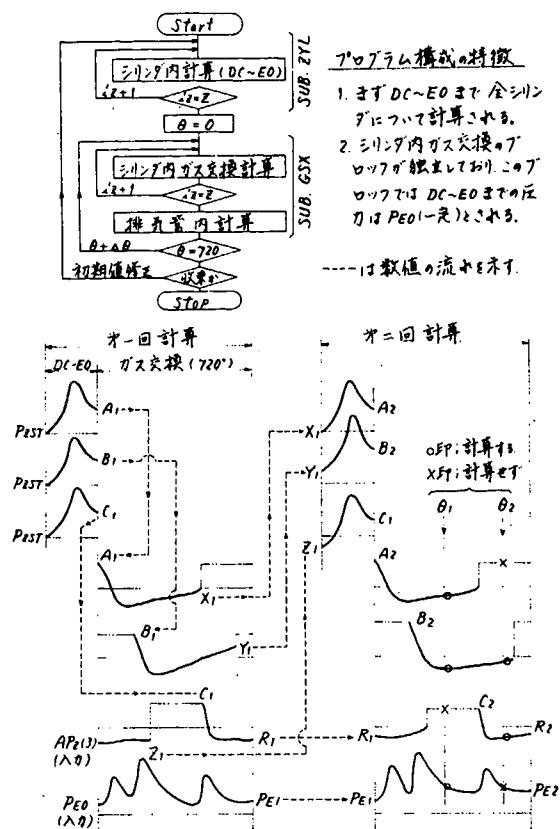


図 5.5.1 不等間隔タイミングの場合を計算するプログラムの構成 (Z型)

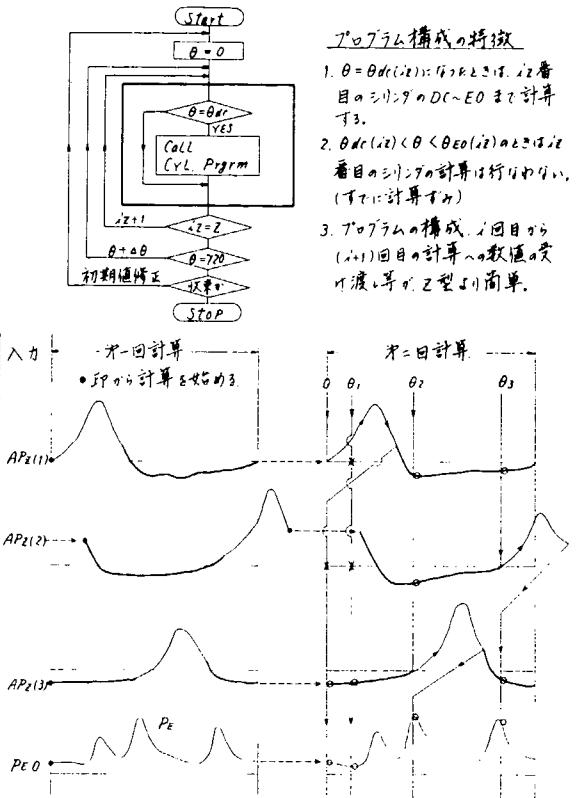


図 5.5.2 不等間隔タイミングの場合を計算するプログラムの構成 (Y型)

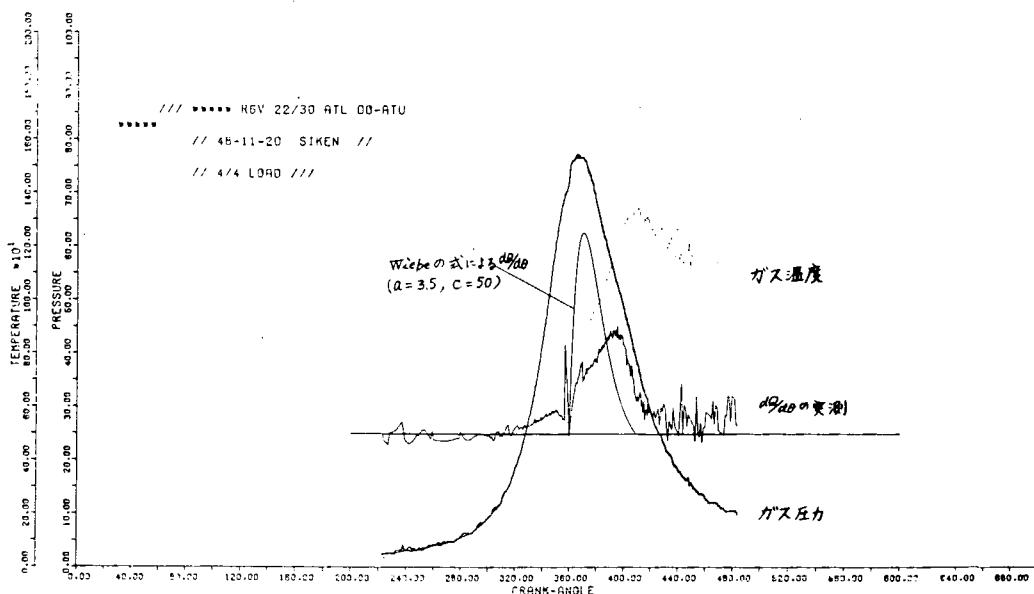


図 5.6.1 热発生率の実測と計算との比較

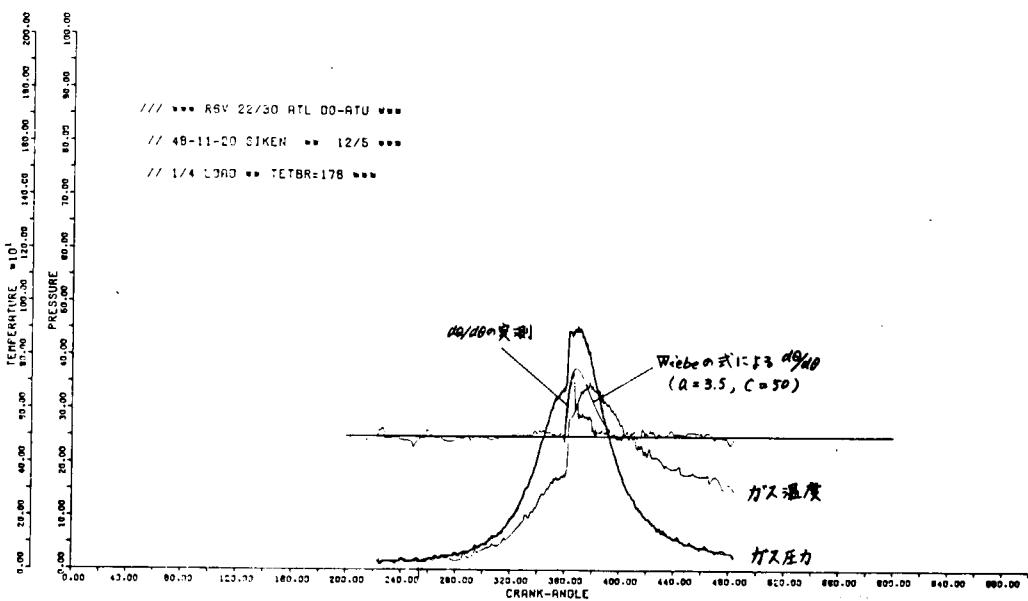


図 5.6.2 热発生率の実測と計算との比較

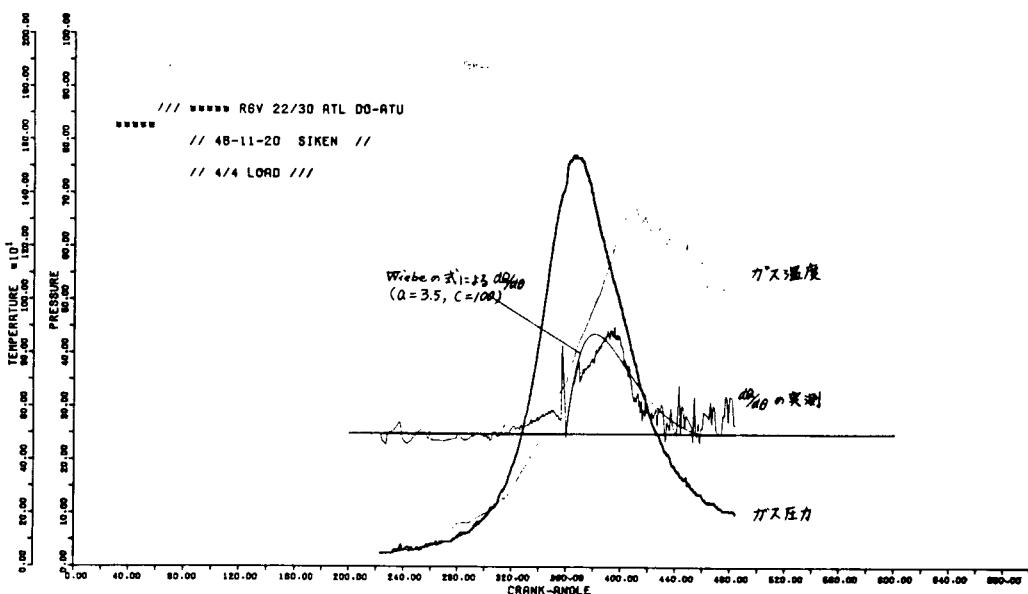


図 5.6.3 热発生率の実測と計算との比較

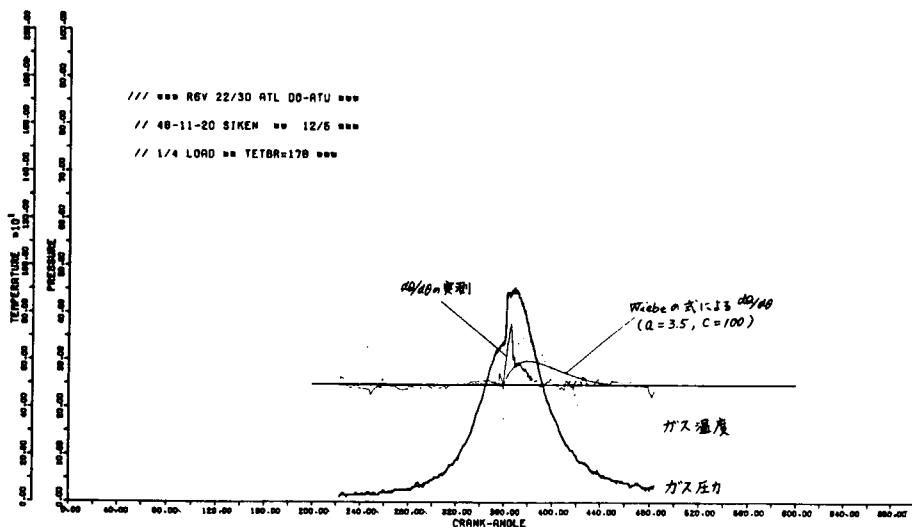


図 5.6.4 热発生率の実測と計算との比較

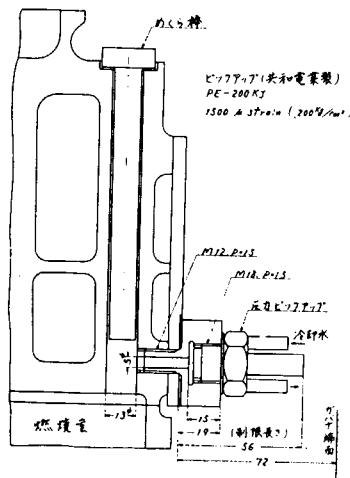


図 5.6.5 シリンダ内圧力計測用ピックアップの取付

表5.7.1 性能シミュレーションプログラムの概略

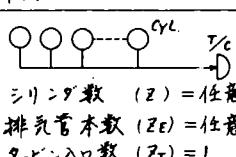
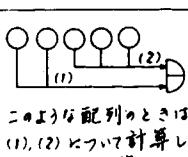
シミュレーションプログラム			備考
1 エンジンを構成する系	給気管、シリング、排気管、排気ターピン、コンプレッサ		
2 標準的なプログラムのシリングの配列	 シリング数 ( $Z$ ) = 任意 排気管本数 ( $ZE$ ) = 任意 ターピン入口数 ( $ZT$ ) = 1		二つよりは配列のときは (1), (2)について計算して結果を加算する。
3 排気ターピンの扱い方	(1) 一個のレバーリーとする方法 (2) 特性値を入力する方法 (3) 性能を純理論的に解析する方法		計測データを用いずに、動圧ターピン性能を理論的に解析できる。
4 プロアの扱い方	(1) 駆動比を与えて計算する方法 (2) 特性値を入力する方法		
5 解析上の基本的な仮定	(1) 圧力の計算には圧力伝播を無視する。 (2) 微小時間内のガス流れは定常流とする。		
6 モデル式	表5.7.2に示す。		各種のモデル式を比較検討の結果、実用的且つから抜萃していけるものを選定した。
7 積分法	(1) 積分手法：オイラー法 (2) 標準的な積分間隔： $\Delta\theta = 0.5^\circ$ (3) 標準的な許容収束範囲 $\epsilon = 0.5\%$		左記の条件で、3 CYL 機関の場合の計算所要時間は約 15 分

表5.7.2 シミュレーションに用いられる主なモデル式 (1/2)

式の分類	式の内容	モデル式	備考
熱力学の基礎式	エネルギー平衡	$\Delta Q = \Delta T + AP\Delta V$	(1) 二つの式から $\Delta T$ をとり、但し $\Delta T = \Delta(GGT)$
	状態式	$PV = GRT$	(2) $R = 29.27 \left[ \text{kg}\cdot\text{m} / \text{kg}\cdot^\circ\text{C} \right]$
	比熱式	$C_u = AR / (\kappa - 1)$	(3) $A = 1/426.8 \left[ \text{Kcal} / \text{kg}\cdot\text{m} \right]$
ガス流れの式	ガス流	$P_c = P_1 \left( \frac{2}{\kappa_i + 1} \right)^{\frac{\kappa_i}{\kappa_i - 1}}$	(4)
	れの式	$C_{TH} = \sqrt{2g \frac{\kappa_i}{\kappa_i - 1} RT_1} \left\{ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i}} \right\}$ for $P_2 < P_c$	(5)
		$= \sqrt{2g \frac{\kappa_i}{\kappa_i + 1} RT_1}$ for $P_2 \geq P_c$	(6)
		$P_2 = P_c$	
		$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i}}$	
		$\gamma_2 = P_2 / RT_2$	
		$\Delta G = M F C_{TH} \gamma_2 \Delta t$	
ターピンの理論仕事		$W_{Tad} = \frac{\kappa_i}{\kappa_i - 1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i}} \right]$	(7)
エネルギー平衡によるプロア吐出圧力の計算	Z: シリング数 $G_B = GTC - Z \cdot G_f o$ $P_B = P_{atm} \left[ \frac{K_{air}}{K_{air}} - \frac{T_{TC} \cdot W_{Tad}}{G_B \cdot R \cdot T_{atm} + 1} \right] \frac{K_{air}}{K_{air} - 1}$		(8)

表5.7.2 シミュレーションに用いられる主なモデル式(2/2)

式の分類	式の内容	元 テ ル 式	備 考	
近似式	発熱量	$X = (\theta - B) / C$ $H_T = X(1-X)e^{-\alpha X}$ $T + t_T = \int_0^X H_T dx$ $= \frac{e^{-\alpha X}}{\alpha^2} \left\{ (\alpha X + 1)^2 - \alpha(\alpha X + 1) + 1 \right\} + \frac{(\theta - 2)}{\alpha^2}$ $S = \int_0^1 H_T dx = \frac{e^{-\alpha X}}{\alpha^2} (\alpha + 2) + \frac{(\theta - 2)}{\alpha^2}$ $Q_{fo}(\theta) = \int_0^\theta d\theta = Q_T \left( \frac{T + t_T}{S} \right)$	(9) (10) (11) (12)	B; 燃焼の始まるフランク角 C; 燃焼期間 (角度) a. C=5.1 H_T の形が決まる。
実験式	空気過剰率	for Combustion $G_{fo}(\theta) = Q_{fo}(\theta) / H_u$ $\lambda = \lambda_0 G_0 / [G_0 + (1 + \lambda_0 L_H) G_{fo}(\theta)]$ for Gas Exchange $\lambda(\theta, \alpha) = \frac{1}{L_H} \left\{ \frac{G + \sum \Delta G_i}{\frac{G}{1 + \lambda L_H} + \sum \left( \frac{\Delta G_i}{1 + \lambda_i L_H} \right)} - 1 \right\}$ $\lambda_E = \frac{1}{L_H} \left\{ \frac{GB + Z G_{fo} T}{Z \cdot G_{fo} T} - 1 \right\}$	(13) (14) (15) (16)	1. $G_0, \lambda_0$ ; D.C.のときガス重量と空気過剰率 2. $G_{fo}$ ; 1+17ル: 1シリンダ燃焼 $L_H = 14.26 \text{ [J/kg]}$
比熱比	$K = C_p + C_v T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda$ for $T \leq 2000^\circ K$ $= A + B T^2 + C T + D - E / \lambda$ for $T > 2000^\circ K$	(17) (18)	$T^\circ K, t^\circ C$ $K_{air} = 1.40$ (17)は串山の式、(18)は水井の式	
熱伝導率	$d_g = k \sqrt{C_m \sqrt{P_e T_e}}$	(19)	式の原形は Eicherberg の式、直線補正係数	
弁流量係数	$M_u = 0.95 \dots 3.3 \left( \frac{d_g}{D_u} \right)^2$	(20)		

## 6. 結論

本年度の研究結果を列挙すると次の通りである。

- (1) タービン特性に関する計測データを全く用いないで、動圧タービンの性能を解析できる手法を開発したが、解析精度は計測データを用いる方法とほとんど変わらないことが分った。
- (2) これまで主として実験用機関を対象にして開発された性能シミュレーションプログラムが、実用機関の性能をどの程度の精度でシミュレートできるかを、シミュレーションと実測に基づいて検討した。その結果このプログラムにより、一般的な性能諸元については、実験機関と同程度の精度で、実用機関の性能をシミュレートしうることが分った。
- (3) 実験機関の熱発生率  $dQ/d\theta$  を解析した結果、 $dQ/d\theta$  に関する Wiebe のモデル式によるシミュレーションは、 $dQ/d\theta$  のパターンを決める係数  $a$  と、燃焼期間  $c$  の値を適当に選べば、実測と非常によく一致しており、少なくとも供試機関については Wiebe の式は適当なものであることが分った。
- (4) 入力データの中で、シミュレーションの精度に大きな影響を与えるのは、シリンダ内熱発生率  $dQ/d\theta$  、排気管効率  $\eta_{pip}$  、タービン効率  $\eta_T$  、タービン流量係数  $\mu_T$  等であることが分った。また  $dQ/d\theta$  の適正なデータが与えられたとき、運転データとシミュレーションを合わせるための修正係数としては  $\eta_{pip}$  と、流量係数を修正するための  $\mu_T$  を適当な値にするのが最も合理的であることが分った。
- (5) 各種のモデル式を比較検討した結果、実用性の点から推奨しうるものを選定することができた。
- (6) 着火順序が不等間隔の場合、ひとつひとつのシリンダの P-V 線図、ガス流れの違い等を検討できるプログラムを開発したが、サイクル計算が収束するまでの所要時間は、3 シリンダ機関、許容収束範囲 2 % のとき約 13 分であり、問題ないことが分った。

次に、これまで開発されたシミュレーションを応用する場合に注意すべき点を例挙する。

- (1) 特定の機種に応用する場合、機関を構成している要素に関するデータおよび  $dQ/d\theta$  は、その機関について得られたデータを用いるのを原則にすべきであろう。それ以外のモデル式、手法等は本研究で用いているもので間に合うと考えてよい。
- (2) シミュレーションによれば、給排気弁の流量係数  $\mu_v$  の良否は、機関性能にほとんど影響を与えないと言う結果が得られる。しかし  $\mu_v$  が実際には大きな影響を与えて、本研究で用いている解析法によれば、これがシミュレーションに現われることに注意すべきである。
- (3) 性能諸元一般については、シミュレーションと実測はかなりよく合わせることができるが、排気管内圧力変動は、排気管が長くなるほどシミュレーションと実測のずれが大きくなる。これは、本研究においては、圧力の伝播を無視しているためである。

したがって、今後シミュレーションの適用範囲を広げ、さらに解析精度を向上させるには、管内非定常流のシミュレーションが重要な研究課題のひとつである。

## 参 考 文 献

- (1) 東、山下；日機関西支部 229回講演会（昭47.11）
- (2) 東、山下；日機第50期総会 №1124（48.4）
- (3) 三菱造船技報 Vol.8, №35 (1960)
- (4) 久留、辻村；三菱重工技報 Vol.8, №1 (1971)
- (5) 三菱造船技報 Vol.8, №35 (1960)