

第 162 研究部会

舶用ディーゼル機関の排気脈動及び ガス流れに関する研究

報 告 書

昭和 52 年 3 月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

本研究は、二サイクルおよび四サイクル船用ディーゼル機関の排気脈動シミュレーションプログラムを開発し、実機で生ずる排気脈動問題の解決すなわち船用ディーゼル機関の性能向上に資するため、二サイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーション、二サイクル機関の掃排気ポートおよびシリンダ内のガス流れ、四サイクル動圧過給機関の排気脈動シミュレーションについて研究を行ったものである。

は し が き

本報告書は日本船舶振興会の昭和51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162研究部会においてとりまとめたものである。

委 員 名 簿 (敬称略、五十音順)

部会長	大 東 俊 一 (京都大学)		
委 員	秋 山 貞 夫 (大阪市立大学)	東	忠 則 (川崎重工業)
	碓 井 建 夫 (大阪大学)	遠	藤 肇 (三井造船)
	岡 山 透 (日本海事協会)	大	谷 正 樹 (阪神内燃機工業)
	近 江 宗 一 (大阪大学)	小	松 源 一 (姫路工業大学)
	塩 出 敬二郎 (船舶技術研究所)	清	水 滉 (川崎重工業)
	高 須 續 (住友重機械工業)	田	中 紘 一 (石川島播磨重工業)
	塚 原 茂 司 (船舶技術研究所)	永	井 将 (日立造船)
	東 野 一 郎 (大阪市立大学)	平	山 伝 治 (赤阪鉄工所)
	船 川 正 哉 (川崎重工業)	前	原 二 郎 (三菱重工業)
	正 橋 三津夫 (阪神内燃機工業)	水	町 長 生 (東京大学)
	溝 口 泰 峰 (佐世保重工業)	三	宅 裕 (大阪大学)
	村 上 和 夫 (日本鋼管)	山	野 彌 一 (ダイハツディーゼル)
	由 良 忠 義 (京都大学)		

船用ディーゼル機関の排気脈動及びガス流れに関する研究

目 次

はじめに	1
第1編 ニサイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーションの研究	3
1. 実験装置全体の配置	3
2. 分岐・合流部をもつ脈動管系のシミュレーションと実験	4
2.1 実験装置の概略	4
2.1.1 まえがき	4
2.1.2 一台の回転弁を用いた実験装置	4
2.1.3 三台の回転弁を用いた実験装置	6
2.2 シミュレーションの理論式	8
2.2.1 実機と模型実験の排気管の比較	8
2.2.2 計算モデル	9
2.2.3 各種の近似解法	12
2.3 実験結果とシミュレーションの比較	13
2.3.1 一台の回転弁による実験とシミュレーションの比較	13
2.3.2 三台の回転弁による実験とシミュレーションの比較	15
3. K9SZ 90/160 機関の排気管内圧力計測結果	25
3.1 目的	25
3.2 計測方法	25
3.3 計測位置および計測点数	25
3.4 計測結果	25
4. 二次元流れ実験装置の組立と実験	27
5. 実機六の排気管脈動実験装置の計画	28
6. むすび	28
付録A：管内圧縮性流体の特性曲線法による数値解析	29
付録B：T型分岐部の取扱い	35
付録C：絞り部の取扱い	38
付録D：流れるガスの容器的取扱い	40
第2編 ニサイクル機関の掃排気ポート付近およびシリンダ内ガス流れの研究	45
1. まえがき	45
2. 一サイクル非定常実験装置によるガス流れ調査（排気つなぎ管内における掃排気期間の ガス速度および圧力変動）	46
2.1 実験装置	46
2.2 実験方法および結果	47

2.2.1	結果の検討	47
3.	掃排気期間のガス流れについて1/2静模型と1/4動模型による実験結果の対比	54
3.1	掃気係数の対比	54
3.2	排気つなぎ管内の速度分布	55
4.	排気パルスとシリンダ内ガス流れに関する調査	57
4.1	パルス発生装置の製作	57
4.2	実験結果	57
5.	まとめ	60
第3編	四サイクル機関の排気脈動のシミュレーションの研究	61
1.	まえがき	61
2.	分岐・合流部を持つ管路系のシミュレーション	61
2.1	基礎方程式	61
2.2	境界条件	62
2.2.1	入口境界条件	62
2.2.2	出口境界条件	63
2.2.3	分岐・合流部における条件	64
2.3	初期条件	64
2.4	数値解法	64
2.4.1	入口、出口の扱い	64
2.4.2	分岐の扱い	65
2.5	数値的安定性	65
2.6	プログラム	65
2.7	計算結果	67
3.	模型実験装置による実験	69
3.1	模型実験装置改造	69
3.2	実験結果	69
4.	実験結果と計算結果の比較	70
5.	実験機関の排気管延長と脈動計測	77

はじめに

昭和50年度の研究で述べているように、本研究の目的は、二サイクルおよび四サイクル機関の排気脈動シミュレーションプログラムを開発し、実機で生ずる排気脈動問題の解決、すなわち、船用ディーゼルエンジンの性能向上に資することである。

このように目的を達成するため、次の三項目の研究が、それぞれの実施担当者によって行なわれている。

- (1) 二サイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーション
- (2) 二サイクル機関の掃排気ポートおよびシリンダ内のガス流れ
- (3) 四サイクル動圧過給機関の排気脈動シミュレーション

上記各項目についての詳細と相互の関連については、初年度の報告書で説明しているのでここでは省略する。

全体的に見れば、研究活動は軌道に乗り、計画期間中に所期の目的をほぼ満足に達成しうる見通しが得られたところである。

ところで、船用ディーゼルエンジンは二サイクル、四サイクルともますます高出力化の方向へすすんでおり、排気脈動を含めた性能計算がより速く、より正確にできる計算プログラムに対する要求は、本研究が立案された時よりも強くなっている。

本報告書の作成中、川崎重工の担当者は、設計部門からの依頼によって実機の排気脈動問題を検討中である。この検討を通じて、我々はこの研究結果が各シリンダのPV線図を均一にするための対策を検討することだけでなく、適正な着火順序や、適正な排気管形状の検討にも利用できることが分った。また、二次元流れの解析が完成すれば、ブローダウンエネルギーを効率的に利用し、燃料消費率改善をめざした実機の試験研究に指針を与えられそうである。このような検討結果の一部分については、何れ、具体的な報告ができるであろう。

本研究は、日本造船研究協会が昭和46~48年度に行なった性能シミュレーションの研究(SR130)を延長した性格をもっており、排気脈動シミュレーションと性能シミュレーションを結合して、実機の排気脈動と機関性能の関係をシミュレートできる形にまとめることが、作業進捗の目標になっている。

現段階では実機の問題を検討する際に、模型を対象にした脈動の研究結果と、前記SR130で開発した性能シミュレーションプログラムによる検討結果を組み合わせて検討しているにすぎない。それにもかかわらず、実機の排気脈動と機関性能の問題に関して、従来よりはかなり正確な判断ができるようになっており、研究成果は設計部門から高く評価されている。それだけに、性能シミュレーションと脈動シミュレーションを結合して、設計部門などで使いやすい形にまとめることが強く要望されているわけである。

計画期間中にこのような要望に応える成果をあげるため、それぞれの担当分野で鋭意努力中であるが、以下に、各研究分野について過去二年間の研究経過と、今後二年間の計画の概要を述べておこう。

(1) 二サイクル機関の排気脈動シミュレーション

50年度は排気脈動の適切な解析手法を探するため、一次元および二次元流れの特性曲線法、有限要素法について検討した。その結果、脈動管の軸方向には一次元特性曲線法を用い、分岐・合流部に特別な扱いかいをする方法を第一段階の現実的な方法として選択した。

51年度は、分岐・合流部にConstant Pressure Theoryを適用し、分岐・合流部をもつ直径2"の脈動実験装置を製作して、シミュレーションと実験の比較を行なった。その結果、このようなモデルに対してはかなり精度のよいシミュレーションができることが分った。また、二次元流れについてもシミュレーションと実験の比較を行なった。

52年度は、実機の排気管系により近似した実験装置を製作し、実験と理論の比較を通じて、実機の排気脈動シミュレーションに見通しを得る。そのあと、53年度に脈動シミュレーションと性能シミュレーションを結合する。

(2) ニサイクル機関のポートまわりおよびシリンダ内のガス流れの研究

本研究の内容は、(a)通常の状態および排気パルスがシリンダ出口に来た時の、掃気孔、シリンダ内、排気孔附近のガス流れの調査およびポートの流量係数等を調査して、実機の脈動シミュレーションに必要と思われる実験データをそろえるほか、脈動パルスがシリンダ内の掃気流に与える影響を調査すること。(b)上記のガス流れと排気温度の指度の関係を調査すること、などである。

実験は小型および大型の模型で、ピストンを固定した静的な実験、およびピストンを駆動する動的な実験を行なう。

50年度は、260φ静模型によるポートの流量係数の調査と130φ一回転動模型の設計を行なった。

51年度は130φ動模型による流れの調査のほか、260φ静模型を用いて、排気パルスが来た時の流れについて調査した。

52年度は260φ連続非定常模型の設計製作を行ない、260φ動および静模型、130φの動模型を用いて、排気パルスが来ない通常の状態の流れについて総合的な調査を行なう。また、排気温度について基礎的な調査を始める。

53年度は、排気脈動シミュレーションと性能シミュレーションの結合に要求される流れの調査をより厳密に行なうほか、排気パルスが流れに与える影響についても詳細な調査を行なう。排気温度に関する調査もつづけて行なう。

(3) 四サイクル機関の排気脈動シミュレーション

50年度は模型実験の結果をもとにして、これまで船研で行なわれて来た研究について、数式モデル、積分法、計算フロー、境界条件等の再検討を行なった。また、単シリンダ機関で計測を行なった。これは性能シミュレーションと脈動シミュレーションの結合を行なうときの問題点を検討する資料の一部である。

51年度は模型装置の改造を行なったあと、主に分岐、合流部の扱いかい方について実験と理論の面から検討した。また実験用エンジンの排気管系を、反射波の影響が現われるように改造し、計測によって、改造が目的通りに行なわれていることを確認した。

52年度は模型実験による検討をつづけるとともに、性能シミュレーションと脈動シミュレーションの結合を行なう。また、実験機関の吸気量が計測できるような改造を行ない、実験機関の計測の用意をしておく。

53年度は、実験機関を対象にして、各種の条件でシミュレーションと実験の比較を行ない、シミュレーションの精度が実用上間に合うように、解析法の改善を行なう。

第1編 ニサイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーションの研究

1. 実験装置全体の配置

図1.1.1に実験装置の配置を示す。分岐合流部をもつ脈動実験装置の脈動本管部の長さは約8.3mである。脈動実験には3 atg以上の圧縮空気を必要とするので、エアタンクはコンプレッサに結合されている。二次元流れの実験は低圧の空気で間に合うのでフロアに結合されている。二次元横型の配管系を大容量の中圧コンプレッサと結合しているのは、実機大の排気管模型による実験を行なうときの準備である。

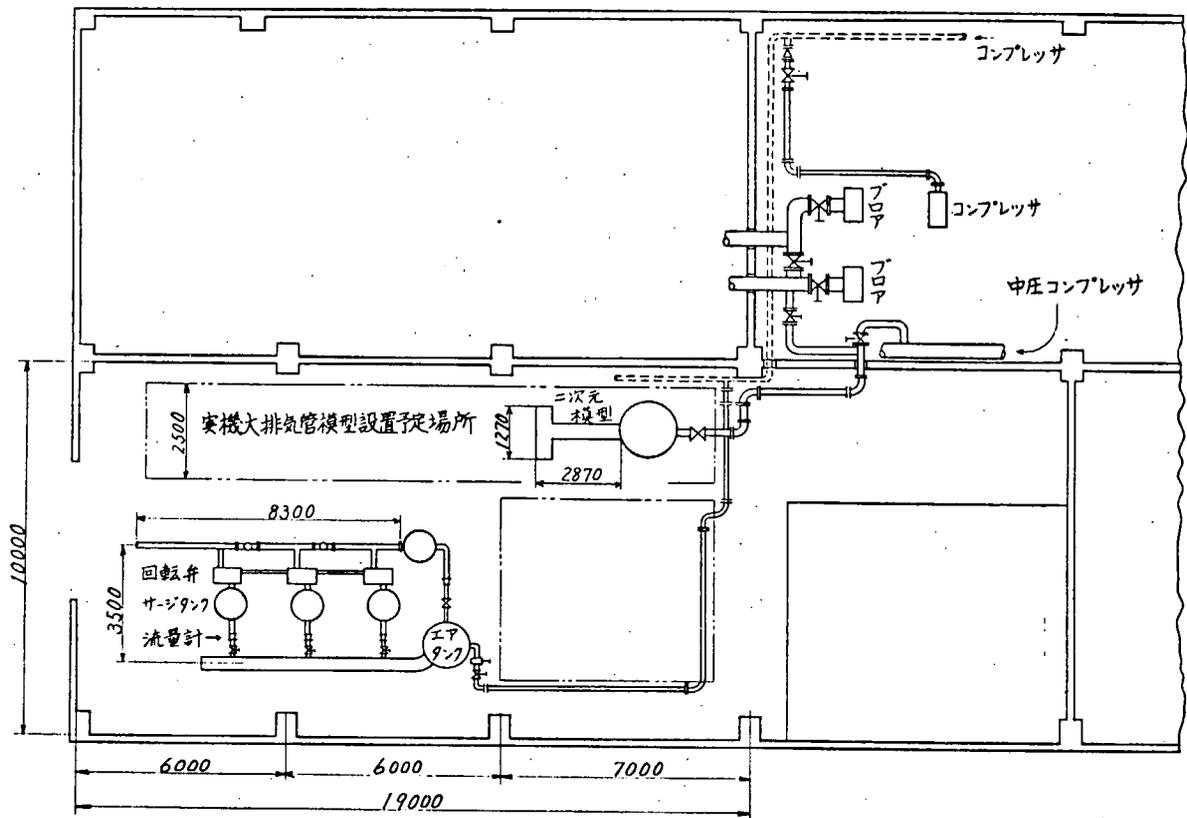


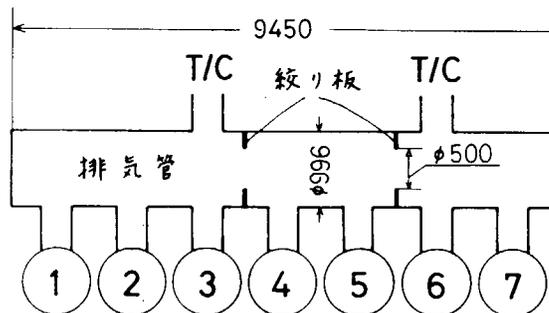
図1.1.1 実験装置の全体配置図

2. 分岐・合流部をもつ脈動管系のシミュレーションと実験

2.1 実験装置の概略

2.1.1 ま え が き

前報告書(昭和51年3月)で直管を用いた実験装置を製作し、絞り板を有する1次元のモデルで実験を行なった。しかし、実機の静圧排気管は図1.2.1に示すように、多くの分岐部を有する。従って、実機の排気脈動シミュレーションを行なうためには、このような分岐・合流部を有するモデルで行なわなければならない。又、実機の圧力脈動の全振幅が最大0.6~0.4 Kg/cmであること、排気管内平均流速およびブローダウンの期間を考慮し、これらを一致させる必要がある。以上のことを考慮した上で、分岐・合流部を有する実験装置を設計した。



K7SZ 70/125

図1.2.1

2.1.2 1台の回転弁を用いた実験装置

図1.2.2に1台の回転弁を用いた実験装置の概略を示す。この実験は回転弁の特性を調べたり、分岐・合流部を理論解析するためのモデル作成の基礎データを得るために行なう。実験は、まずサージタンクの空気を浮遊式流量計で流量を測定したあと、タンク(I)に導き回転弁内に貯える。又、テストセクションの長手方向に定常的な流れを作る際には、タンク(II)の圧力を一定圧に保ち、10φの絞り板を通して定常的に流す。流さない場合は、タンク(II)を大気開放とする。

回転弁の構造は図1.2.3に示すように、一定容積からの断熱膨張が行なえるようにした。回転弁内の圧力は P_R 、温度は T_R で、テストセクション内の圧力は、 P_1 から P_0 の各点で計測する。

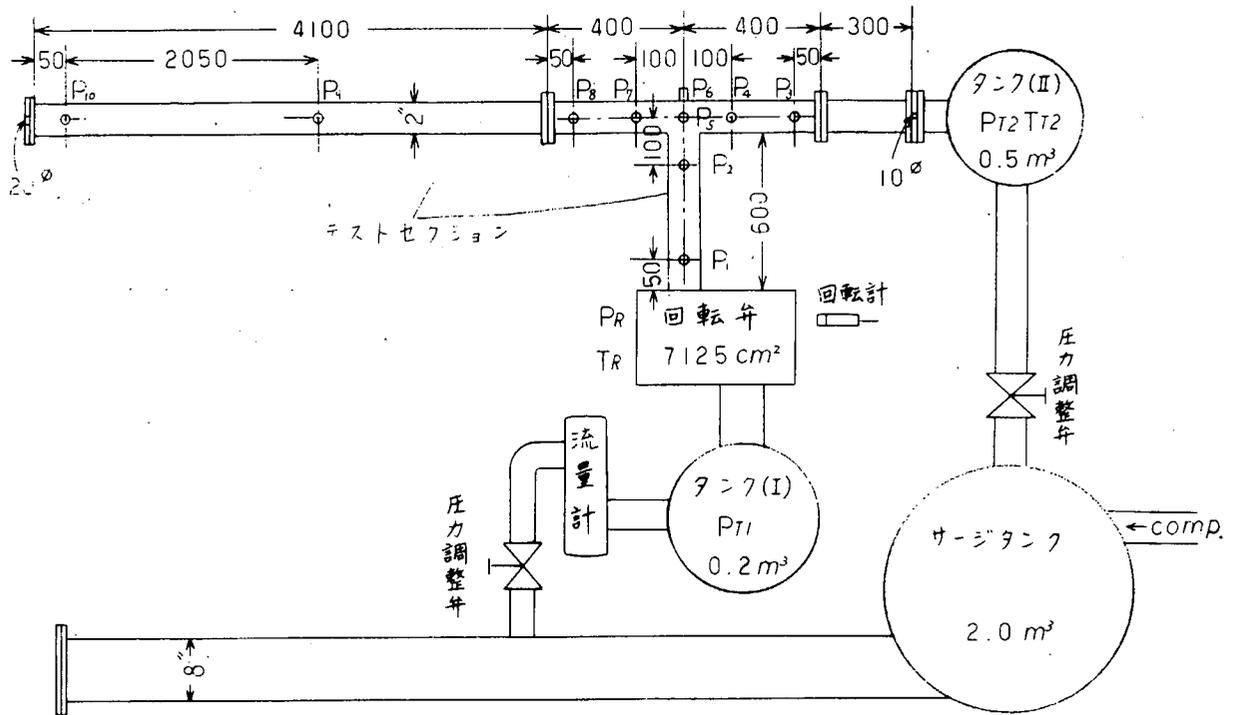


図 1.2.2

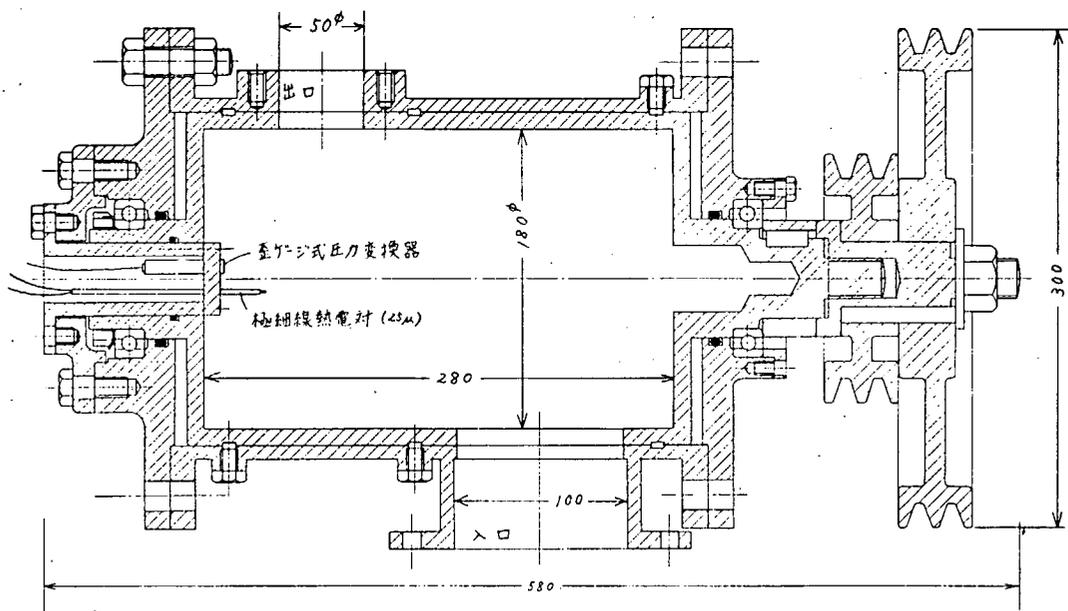


図 1.2.3

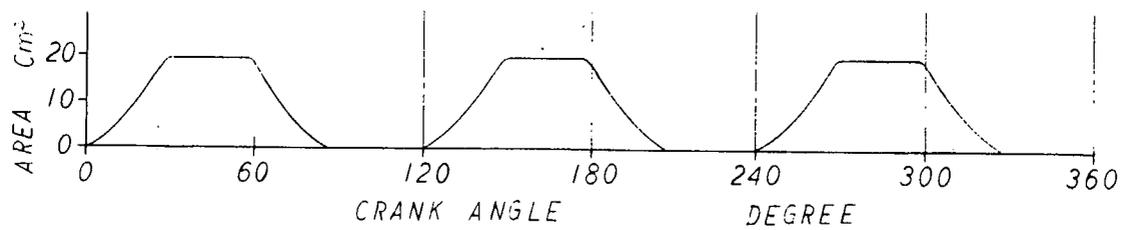


图 1.2.5

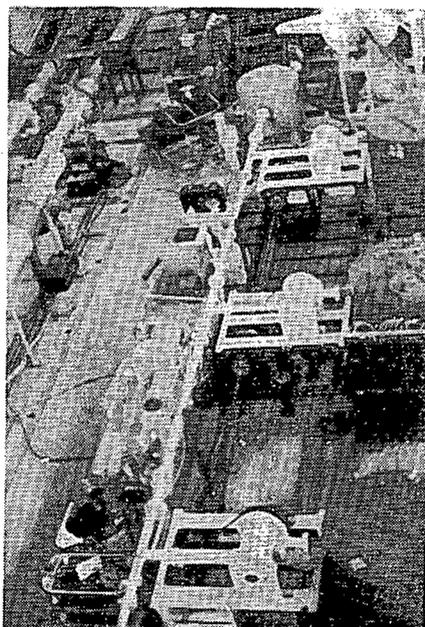


图 1.2.6 分岐合流脉动实验装置

2.2 シミュレーションの理論式

2.2.1 実機と模型実験の排気管の比較

模型実験に基づくシミュレーションの研究の妥当性を簡単に調べておく。実機は、大型の例として、KSZ105/180 を、小型としてK8Z 52/90 を取上げる。各特性を表1.2.1 に示す。

各機関は4/4 load である。排気管径は、排気管断面積に等価な円管とみなした。

定常流れの管摩擦による圧力降下 ΔP は単純に

$$\Delta P = \frac{4f}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \cdot L \quad (1.2.1)$$

を用いて計算した。又、流速 200m/sec は、脈動圧が 0.3Kg/cm² に相当した流速である。

定常流れの管壁を通じての放熱による温度降下 ΔT は簡単に、

$$\frac{\Delta T}{T_0 - T} \cdot \frac{D}{4L} \cdot Pr \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-0.14} = j_H \left(\sim \frac{f}{2} \right) \quad (1.2.2)$$

を用いた。Pr は、Prandtl 数で、すべて

$$Pr = 0.73$$

を用いた。

j_H は Reynolds 数によって異なる。 T_0 は排気管の内壁温度である。実機の T_0 は詳細は未知のため、予想される最大値

$$T_0 - T = 100^\circ\text{C}$$

を用いて計算する。模型計算においては $T_0 \approx T$ より温度降下 $\Delta T = 0$ であるが、実機と同じ $T_0 - T$ を用いた値を示してある。

断熱指数 κ には、串山の式

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda \quad (1.2.3)$$

を用いた。 λ は空気過剰率である。

模型計算の流量は付録Dの例を参照する。

表 1.2.1

	大 型	小 型	模 型
回 転 数 n (rpm)	105	205	134
排 気 管 径 D (mm)	1,560	1,030	52
管 内 平 均 温 度 T_E (°C)	400	400	15
管 内 平 均 圧 P_E (atg)	1.2	1.2	0.2
排 気 量 G_E (Kg/sec.cyl)	8.3	2.2	0.015
1 シリンダ当りの管内平均流速 u (m/sec)	3.9	2.4	5.6
動 粘 性 係 数 ν (cm ² /sec)	0.6	0.6	0.14
Reynolds 数 $Re = Du/\nu$	6.5×10^4	4.1×10^4	2.1×10^4
管 摩 擦 係 数 f	0.005	0.0055	0.006
管長 $L = 10\text{m}$ の摩擦による 圧力降下 ΔP (Kg/cm ²)	平均流速	0.00001	0.00001
	200m/sec	0.0293	0.0488
管長 $L = 10\text{m}$ の温度降下 ΔT (°C)	8.8	15.3	33.2
断 熱 指 数 $\kappa = C_P/C_V$	1.34	1.34	1.4

表 1.2.1 より、我々の模型は管径が少し細目のものが用いられていることがわかる。したがって他の条件が同じであれば、脈動圧は実機より幾分大きくなることが予想される。しかしこれらは、シリンダ圧を調節することによって自由に変えられる範囲に含まれており、この模型実験装置によって、実機の脈動が、ある程度再現されると思われる。

模型は管径 D が小さいため、管摩擦を考慮に入れなければ、実験値を再現することが出来ないが、実機においては無視することが出来る。一方管壁を通じての放熱による温度降下は実機においては無視できることがわかる。実機においては、ガス温度が高く、この放熱を妨ぐため、管壁に厚い断熱材をとりつけており、実際には、この ΔT より少ない温度降下と予想される。しかし、2in 管程度の排気管を用いるときは、 ΔT は大きくなる。以上より、シミュレーションプログラムには、管摩擦を運動の式及びエネルギーの式に考慮するが、放熱は無視する。すなわち、系全体としては断熱的に取扱う。

断熱指数 κ は、主に温度、ガス組成によって変わる。模型実験においては $\kappa = 1.4$ で一定値となるが、実機においては時々刻々変化する。実機は空気過剰率 λ が $\lambda = 2 \sim 2.5$ で運転される。

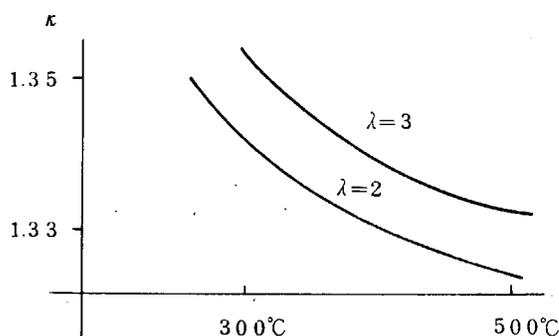


図 1.2.7

したがって、図 1.2.7 より平均的に $\kappa = 1.34$ を用いれば良いことが予想される。しかし、ブローダウン始めの高いガス温度、掃気中の冷い空気など平均的な排気ガスと異った特性をもったガスについては、必ずしも、 $\kappa = 1.34$ で代表されるとは限らない。当面 κ は系全体にわたって不変とみなして計算する。

2.2.2 計算モデル

(1) 基礎式

排気管を一次元とみなし、系全体は断熱状態にあるとみなす。前節で述べたように、管摩擦を導入するが、放熱は無視する。又管径が滑らかに変化した時の効果も導入する。このとき、基礎方程式は

$$\frac{Du}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = W \quad (1.2.4)$$

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = G \quad (1.2.5)$$

$$\frac{DS}{Dt} = F \quad (1.2.6)$$

ここに、 u 、 P 、 ρ 、 S はガスの流速、圧力、密度、エントロピを表わす。ラグランジュの微分記号

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} \quad (1.2.7)$$

を用いた。 W は管摩擦の外力を表わす。

$$W = - \frac{\xi u^2}{2 D} \text{Sign}(u) \quad (1.2.8)$$

摩擦係数 ξ は

$$\xi = 4 f$$

$$f = \tau / \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (\tau : \text{応力}) \quad (1.2.9)$$

によって定義される。

G は管の断面積 A の変化によって生ずる。

$$G = - \frac{\rho}{A} \frac{DA}{Dt} \quad (1.2.10)$$

F は摩擦熱によるエントロピ変化を表わす。

$$F = - \frac{1}{T} u W \quad (1.2.11)$$

以上の式を特性曲線法によって解く。積分は、一次及び2次の精度で行えるようにした。詳細は付録 A に記す。

(2) 分岐モデル

実機排気管は、 $D = 1 \sim 1.5 \text{ m}$ の本管と、シリンダと本管を結ぶ枝管から成立っている。静圧排気管の特徴として本管が十分太いこと、枝管と本管が直角に交わること、枝管は一般に本管より細いことがあげられる。特に、枝管の形状は、各機関によってかなり異っている。管径に違いがあるだけでなく、断面の形状も方形、円形など各種のものが用いられている。この分岐部の計算モデルとして、最も簡単な「等圧原理」を考える。

これは、「分岐点の近くの各枝の静圧は等しい」ことを仮定する。水力学ではしばしば用いられるが、高速圧縮性流体では問題がある。Benson は等径管の T 型分岐の実験を行ない、等圧原理を用いた計算と、運動量保存を一部考慮した「運動量理論」との比較を行った。その結果 2 in 管においては、ブローダウンを表わす大きな脈動圧について、等圧原理では正しく再現できないが、 $\Delta P \sim 0.3 \text{ Kg/cm}$ 程度の脈動は十分正しく再現できることがわかった。「運動量理論」は実験値を正しく再現している。しかし、これを用いるためには、事前に定常実験による各種のパラメータを求めておく必要があり、静圧排気管のような多様な形状に対しては、適用がはなはだしく困難となる。一方静圧排気管はその脈動圧が $\Delta P = 0.3 \sim 0.5 \text{ Kg/cm}$ であり、不十分ながら「等圧原理」が適用可能であると予想される。

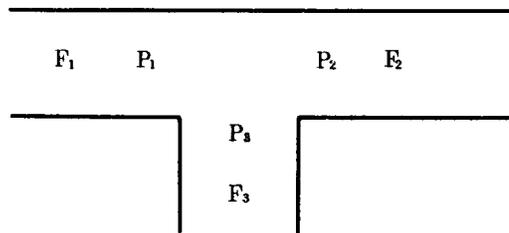


図 1.2.8

図 1.2.8 において、「等圧原理」より

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (1.2.12)$$

が得られる。分岐流れは等エントロピ、合流はエンタルピ保存則を用いる。断面積 F_1 、 F_2 、 F_3 は、任意である。運動量保存を考えていないため、Pipe 1、2、3の配置は任意である。詳細は付録Bに記す。

(3) 絞りモデル

図 1.2.9 のような絞りを考える。

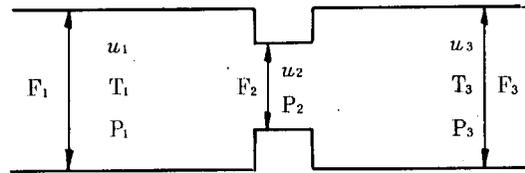


図 1.2.9

$P_1 > P_3$ を考える。このとき流れの向きは $1 \rightarrow 3$ である。簡単なノズルの式においては、 $P_2 = P_3$ が仮定されるが、 F_3 が無限大の時は妥当だとしても、管の断面積 F_3 が絞りの断面積 F_2 に比して極端には大きくない場合には $P_2 = P_3$ は保証されない。従って圧力回復の過程は、運動量保存を考慮することによってこの欠点を補う。

絞り部に成立つ式は、

$$\text{連続の式} \quad \rho_1 u_1 F_1 = \rho_2 u_2 F_2 = \rho_3 u_3 F_3 \quad (1.2.13)$$

$$\text{エネルギー式} \quad \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_1}{\rho_1} = \frac{1}{2} u_2^2 + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_2}{\rho_2} = \frac{1}{2} u_3^2 + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_3}{\rho_3} \quad (1.2.14)$$

$$\text{等エントロピ式} \quad \frac{P_1}{\rho_1^\kappa} = \frac{P_2}{\rho_2^\kappa} \quad (1.2.15)$$

$$\text{運動量保存} \quad P_3 = P_2 + \rho_3 u_3 (u_2 - u_3) \quad (1.2.16)$$

である。

(1.2.13)~(1.2.16) の連立方程式を解く、 $u_2/a_2 = 1$ となる点が臨界点である。これ以上の圧力差があるときは $u_2 = a_2$ として、(1.2.16) を取り除く。プログラムは F_1 、 T_1 、 P_1 、 F_2 、 F_3 、 P_3 が与えられた時他の量が出力されるように組んである。解法の詳細は付録Cに記す。

簡単な計算には $F_3 = \infty$ 又は $F_1 = \infty$ に対応した式を解けばよい。

(4) 容器の取扱い

容器としては、サージタンク、シリンダなどであるが、後述する排気管を容器とみなして取扱い場合も含まれる。

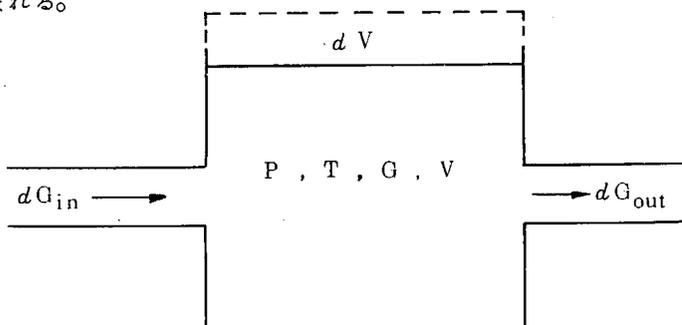


図 1.2.10

図 1.2.10 のような体積 V の容器に圧力 P 、温度 T 、重量 G のガスが充満している。 $d t$ の時間に温度 T_{in} のガスが dG_{in} だけ入り、 dG_{out} だけ容器から流出したとする。この間容積は dV だけ増加する。この時容器について次の関係が成立つ。

$$dQ = dU + P dV \quad (1.2.17)$$

$$dQ = i_{in} dG_{in} - i_{out} dG_{out} \quad (1.2.18)$$

i_{in} 、 i_{out} は、流入又は流出するガスの単位重量あたりのエンタルピーである。

(1.2.17)、(1.2.18) より容器内の温度変化は

$$dT = (\kappa T_{in} - T) dG_{in} / G - (\kappa - 1) T dG_{out} / G - (\kappa - 1) T dV / V \quad (1.2.19)$$

出入口は複数個ある時は、各部分について、加えておけばよい。(1.2.19) 及び容器の定性的な議論は付録 D に記す。

2.2.3 各種の近似解法

(1) 特性曲線法の一次、二次近似

特性曲線法の数値解法は、特性方程式を連立させて解かねばならない。この時、我々は、時間 t 、長さ x の両軸とも、等間隔のきざみ Δt 、 Δx を用いているため、特性方程式の近似の精度が問題となる。プログラム全体は二次の精度で統一されているが、必要に応じて、一次近似で求められるようにしてある。当然のことながら、一次近似は二次近似より精度は悪いが、計算時間は短縮され、プログラム自身も非常に簡単となる。実用上どちらを用いるべきかは、きざみ Δt 、 Δx を考慮して判断しなければならない。

(2) 線型計算

ここで線型計算と呼んでいる計算は、特性基礎曲線

$$\frac{dx}{dt} = u + a$$

$$\frac{dx}{dt} = u - a$$

を近似して

$$\frac{dx}{dt} = a = \text{一定}$$

$$\frac{dx}{dt} = -a = \text{一定}$$

として解く方法である。音速 a は平均的な値を外部から与えておく。この方法によると、特性基礎曲線は 2 種の平行直線となる。管内流速があまり大きくなく、脈動圧が小さい系では、この近似は悪くないと考えられる。我々は、この方法を媒介にして、圧縮性流体の基礎方程式を線型化したいいわゆる波動方程式の簡便な解法の妥当性を検討する。

(3) Volume 法

排気管内脈動は、ブローダウンによって起る圧力波が管端に反射されて、複雑な波形をなしている。したがってこれを正しく追跡する解法を用いる必要がある。しかし、ブローダウンによって起る圧力波長に比して、管長が十分短いときには、管内の各点は波形の位相が区別できず、同じ圧力を示す。すなわち管を単なる一つの容器とみなした計算によって管内圧力を再現することができる。排気管は、絞

り板のそう入によって、各部の有効長さが短縮され、容器としての計算が可能となることがある。この Volume 法は計算式が非常に簡単で取扱い易いため、簡便法、Filling and Emptying method などとも呼ばれて多用されている。

2.3 実験結果とシミュレーションの比較

2.3.1 1台の回転弁による実験とシミュレーションの比較

図 1.2.11 は、タンク(I)の圧力を 0.5 atg、回転数を 135 rpm とした場合の回転弁内の圧力 P_R と温度 T_R について、実験値と計算値を比較したものである。実線が実験値、破線が計算値である。 P_R はほとんど一致しているが、 T_R は熱電対の応答が悪いため、少しずれがある。図 1.2.12、図 1.2.13 は、 $P_{T_1} = 1.0$ atg、 $P_{T_2} = 0.0$ atg と 0.2 atg の場合で、回転数は 338 rpm とした場合の実験値を示す。図より、 P_2 、 P_4 、 P_5 、 P_7 の位相および絶対値が良く一致しており、constant pressure theory の適用が可能であることを示している。 P_6 については、回転弁からのブローダウンの空気が直接圧力計にあたるため全圧が計測され、従って P_5 などの圧力値より大きくなる。

図 1.2.14 は、図 1.2.2 の $P_{T_1} = 1.0$ atg、 $P_{T_2} = 0.0$ atg とし、回転弁の回転数が 338 rpm の場合の実験値と計算値を比較したものである。実線は実験値、破線は計算値である。

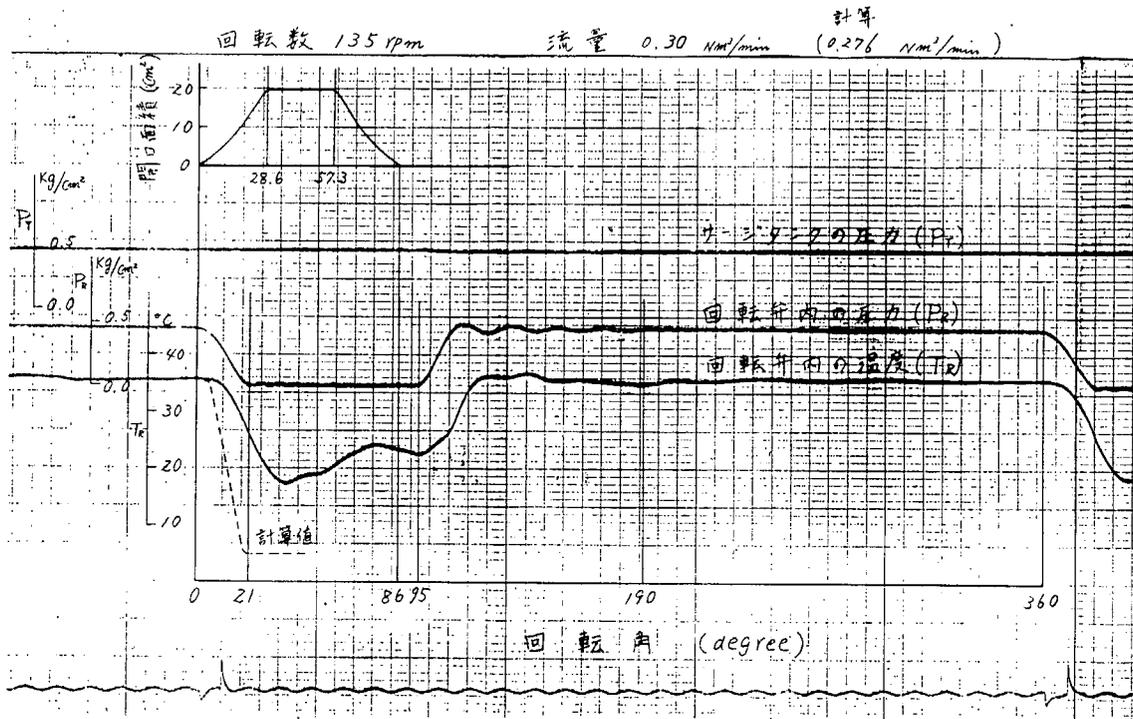
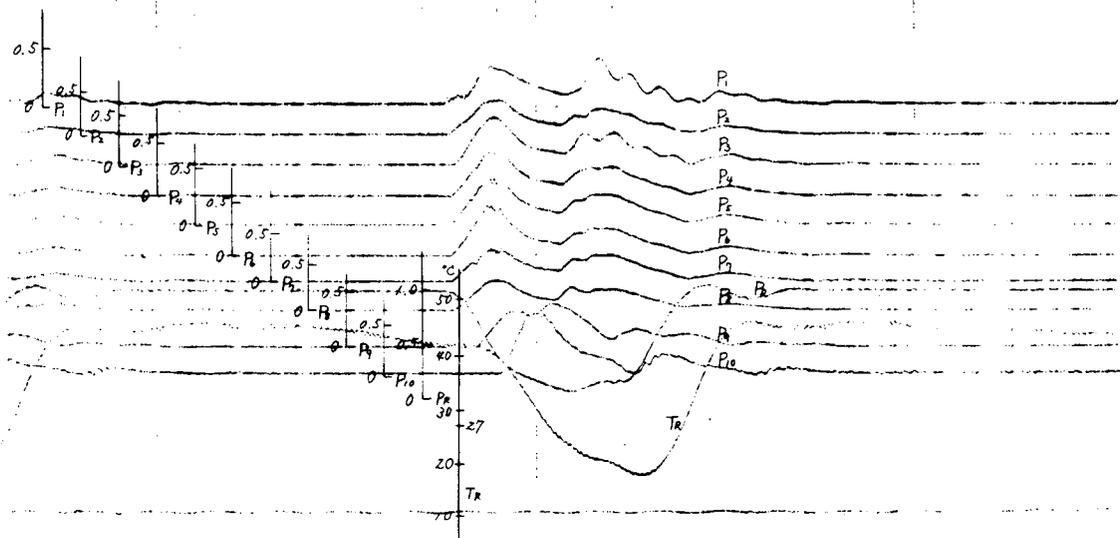
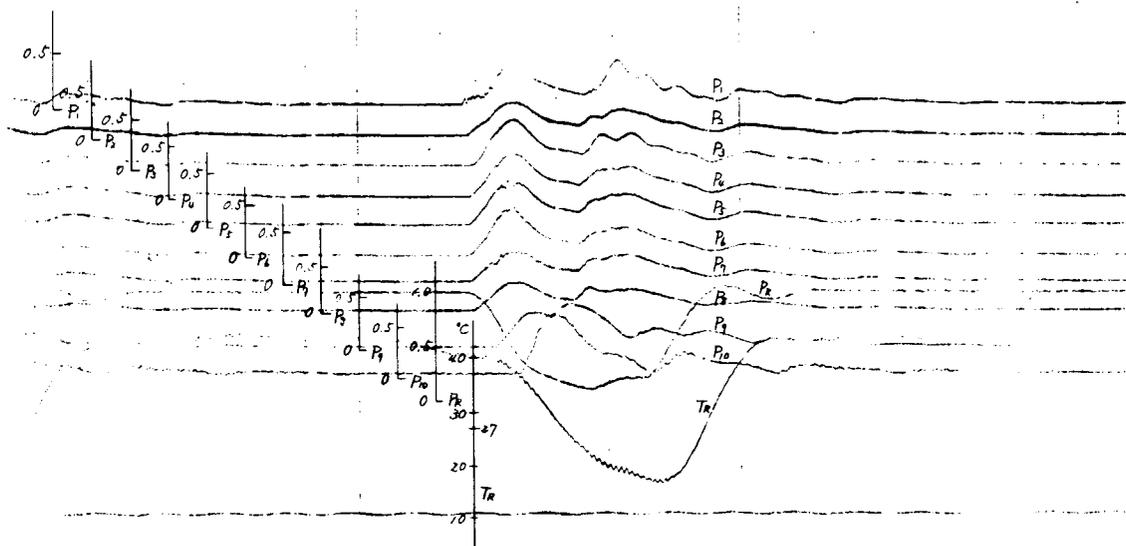


図 1.2.11



回転数 338 rpm
 9-7(I) 圧力 1.0 atg 9-7 温度 27°C
 9-7(II) 圧力 0.0 atg

図 1.2.12



回転数 338 rpm
 9-7(I) 圧力 1.0 atg 9-7 温度 27°C
 9-7(II) 圧力 0.2 atg

図 1.2.13

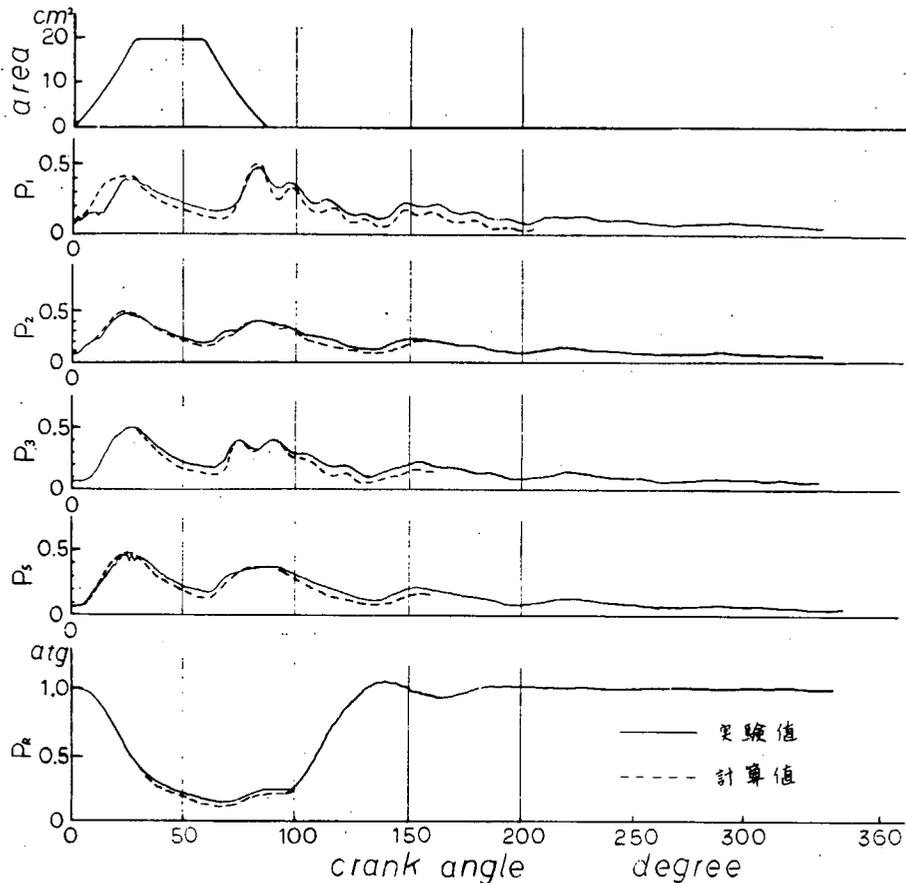


図1.2.14

2.3.2 3台の回転弁による実験とシミュレーションの比較

(1) 特性曲線法における一次近似と二次近似の計算結果の比較

図1.2.15にタンク圧力1.3 atgで、絞り板を挿入しない場合について、特性曲線法の一次近似と二次近似で計算した例を示す。破線が一次近似で、実線が二次近似である。図からわかるように、管内の圧力変化があまり激しくないため、一次近似と二次近似の差はほとんどない。従って、以下では一次近似で計算を行なう。

(2) 特性曲線法における摩擦係数の影響について

図1.2.16に、図1.2.15と同様な条件で、管摩擦係数 f をかえた場合の計算結果を示す。実線が $f = 0.0004$ 、破線が $f = 0.0$ 、一点鎖線が $f = 0.0004$ の場合である。 f の値を大きくすれば管内を伝播する圧力波の進行が妨げられる。すなわち、管内に穴径の小さな絞り板を数枚挿入したと同様になる。又、 $f = 0.0$ と $f = 0.0004$ を比べると、 $f = 0.0004$ の方が振幅も負圧の部分も小さくなる。以下の計算は $f = 0.0004$ で行なう。

(3) 各計算法と実験値の比較

図1.2.17に絞り板が無い場合、図1.2.18に、図1.2.4のS2とS3の二箇所にて26φの絞り板を挿入した場合について、各計算法(すなわち、Volume法、線型計算、特性曲線法)と実験値を比較した結果を示す。最初の図は回転弁内の圧力(P_1 、 P_2 、 P_3)である。次の三つの図はそれぞれ P_4 、 P_5 、 P_6 点での圧力である。実線は特性曲線法、破線は実験値、一点鎖線はVolume法、細い実線は線型計算による結果である。図より特性曲線法による結果が三つの計算手法の中で、最も実験値と一致している。

又、Volume 法については、図 1.2.17 の絞り板の無い場合には、管内圧力がシリンダ内圧力に及ぼす影響や管内圧力変化を再現できない。しかし、図 1.2.18 のように絞り板を約 3 m 間隔で挿入した場合には比較的良く一致しているため、このような場合以外には Volume 法は使用できない。従って実際のシミュレーションは特性曲線法を用いて行なう必要がある。

(4) 特性曲線法と実験値の比較について

(a) タンク(4)からの流れがある場合

図 1.2.19 はタンク圧力を 1.3 atg とし、絞り板を挿入しない場合について、タンク(4)の圧力 P_T を 0.3 atg とした場合(下図)と大気圧とした場合を比較したものである。図はそれぞれ P 4 の圧力を示す。図から、横からの流れが有る場合には全体的に圧力波形が少し持ち上がったような形になるが、波形の形をかえる程の影響は与えない。これはタンク(4)の圧力は 0.3 Kg/cm^2 であるが、出口の絞り板の穴径が 10ϕ であるため、絞り板を通して管内へ入った空気の平均流速は約 3 m/sec となる。従ってあまり大きな影響を管内に与えないと考えられる。

この場合の流量を比較すると、 $P_T = 0.0 \text{ atg}$ の場合は、 $Q_1 = 0.75 \text{ Nm}^3/\text{min}$ 、 $Q_2 = 0.75 \text{ Nm}^3/\text{min}$ 、 $Q_3 = 0.78 \text{ Nm}^3/\text{min}$ 、 $Q_4 = -0.37 \text{ Nm}^3/\text{min}$ であるが、 $P_T = 0.3 \text{ atg}$ の場合は、 $Q_1 = 0.73 \text{ Nm}^3/\text{min}$ 、 $Q_2 = 0.70 \text{ Nm}^3/\text{min}$ 、 $Q_3 = 0.78 \text{ Nm}^3/\text{min}$ 、 $Q_4 = 0.35 \text{ Nm}^3/\text{min}$ である。(Q_4 はタンク(4)へ流れ込む場合を負とする。) 以下ではタンク(4)の圧力は 0.0 atg とする。

(b) 絞り板の挿入位置の違いによる変化

図 1.2.20 はタンク圧力を 1.3 atg とし、図 1.2.4 の S 1、S 2、S 3、S 4 の順に 26ϕ の絞り板の挿入位置をかえた場合について比較したものである。図 1.2.20 (a) は P 4、(b) は P 5、(c) は P 6 の圧力を、それぞれ上から、S 1、S 2、S 3、S 4 の絞り板の挿入位置別に示す。図からわかるように、同じ穴径の絞り板でも、その挿入位置によって管内の圧力変化に違いが生じる。しかし、特性曲線法による計算値はこのような違いをも良くシミュレートしている。

(c) 絞り板の穴径の違いによる変化

図 1.2.21 にタンク圧力 1.3 atg、絞り板を図 1.2.4 の S 3 に挿入した場合について、その絞り板の穴径 d を 26ϕ 、 30ϕ 、 40ϕ と変化させて、絞り板の穴径の違いが管内の圧力変化に及ぼす影響を調べた。図は上から、それぞれ P 4、P 5、P 6 の圧力を示し、実線は 30ϕ の計算値、破線は実験値、細い破線は 26ϕ の実験値、細い実線は 40ϕ の実験値である。絞り板の穴径が 40ϕ (面積比で約 0.6) 程になると、ほとんどが絞り板の役目を果さないことがわかる。

(注) 計算回数と流量および圧力の比較

計算回数	入口流量 $Q_{in} \text{ Nm}^3/\text{min}$	出口流量 $Q_{out} \text{ Nm}^3/\text{min}$	$\frac{ Q_{in} - Q_{out} }{Q_{in}} \times 100$	P 4 点における 180 度 (CA) の圧力
1	2.775	2.362	14.9	
2	2.521	2.466	2.2	0.358 atg
3	2.450	2.461	0.4	
4	2.418	2.428	0.4	
5	2.403	2.404	0.04	0.362 atg

$$\text{圧力} \quad \frac{|0.362 - 0.358|}{0.362} \times 100 = 1.1 (\%)$$

$$\text{流量} \quad \left| \frac{2.461 - 2.404}{2.461} \right| \times 100 = 2.3(\%) \quad \left| \frac{2.450 - 2.403}{2.450} \right| \times 100 = 1.9(\%)$$

今までの計算結果は計算回数2回でアウトプットしているが、前表のように入口流量と出口流量の相対誤差は、計算回数2回では2.2%、5回では0.04%である。又、計算回数2回と5回の圧力と流量の相対誤差は、圧力については1.1%、入口流量については2.3%、出口流量については1.9%である。

以上より、計算回数は2回で良いという判断をした。

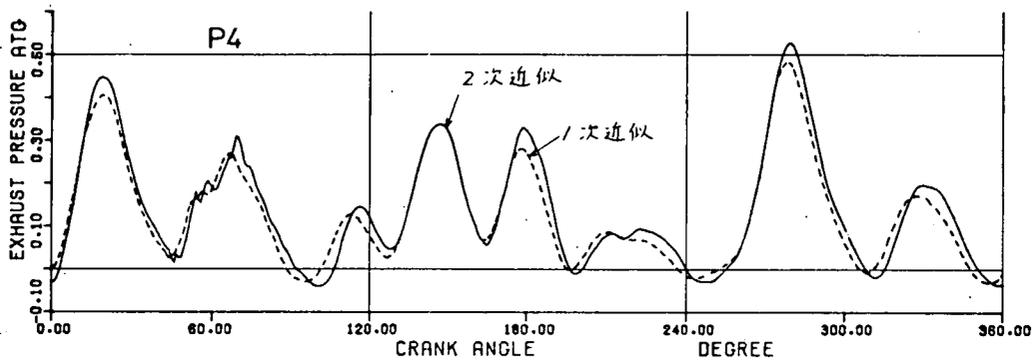


図 1.2.15

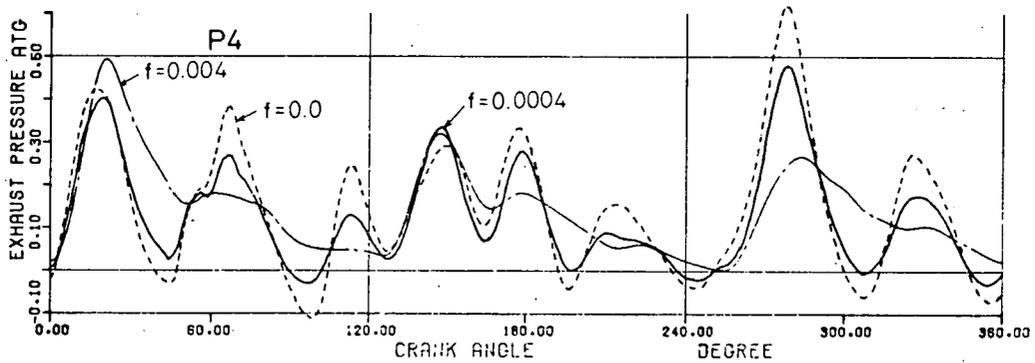
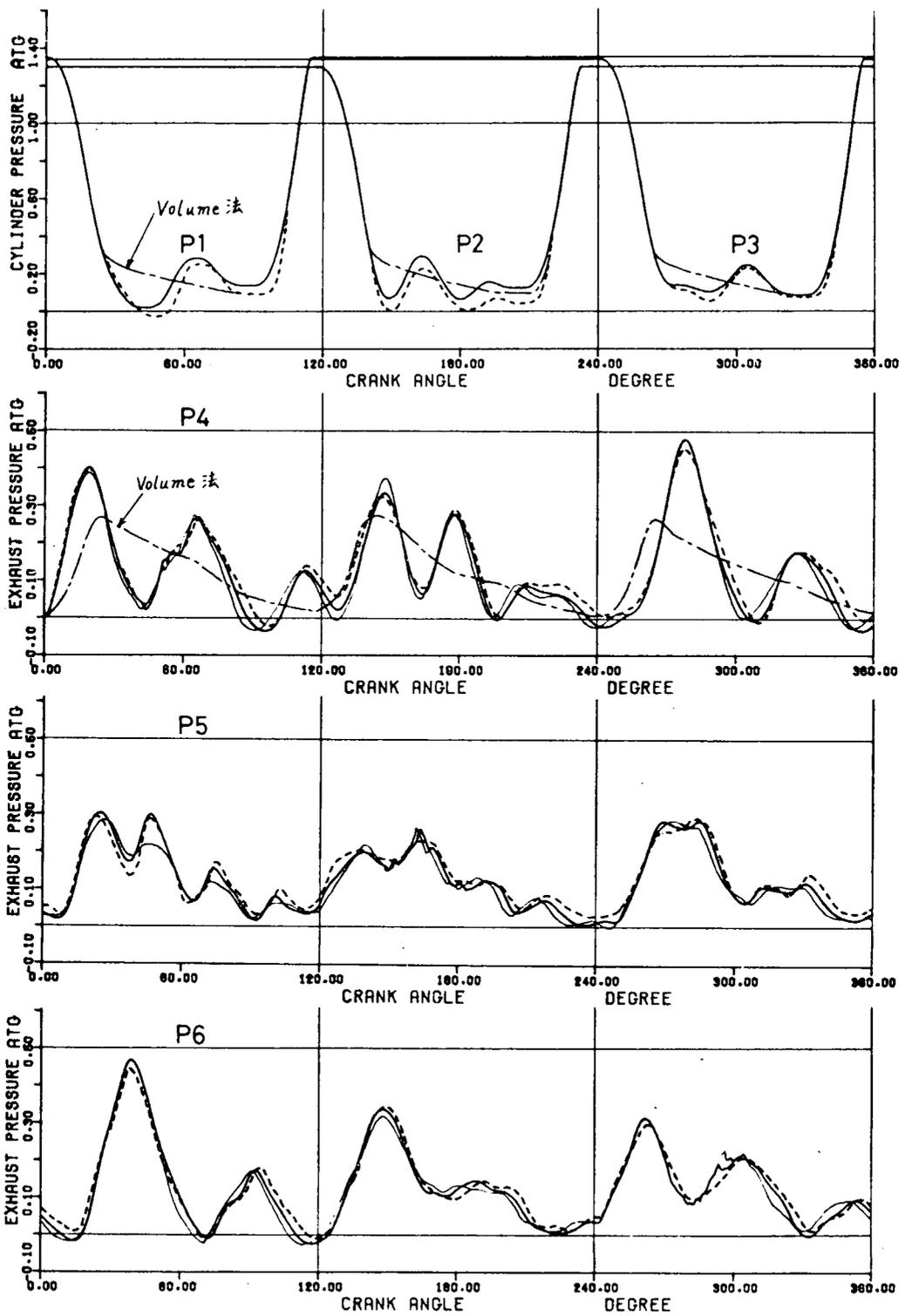


図 1.2.16



☒ 1.2.17

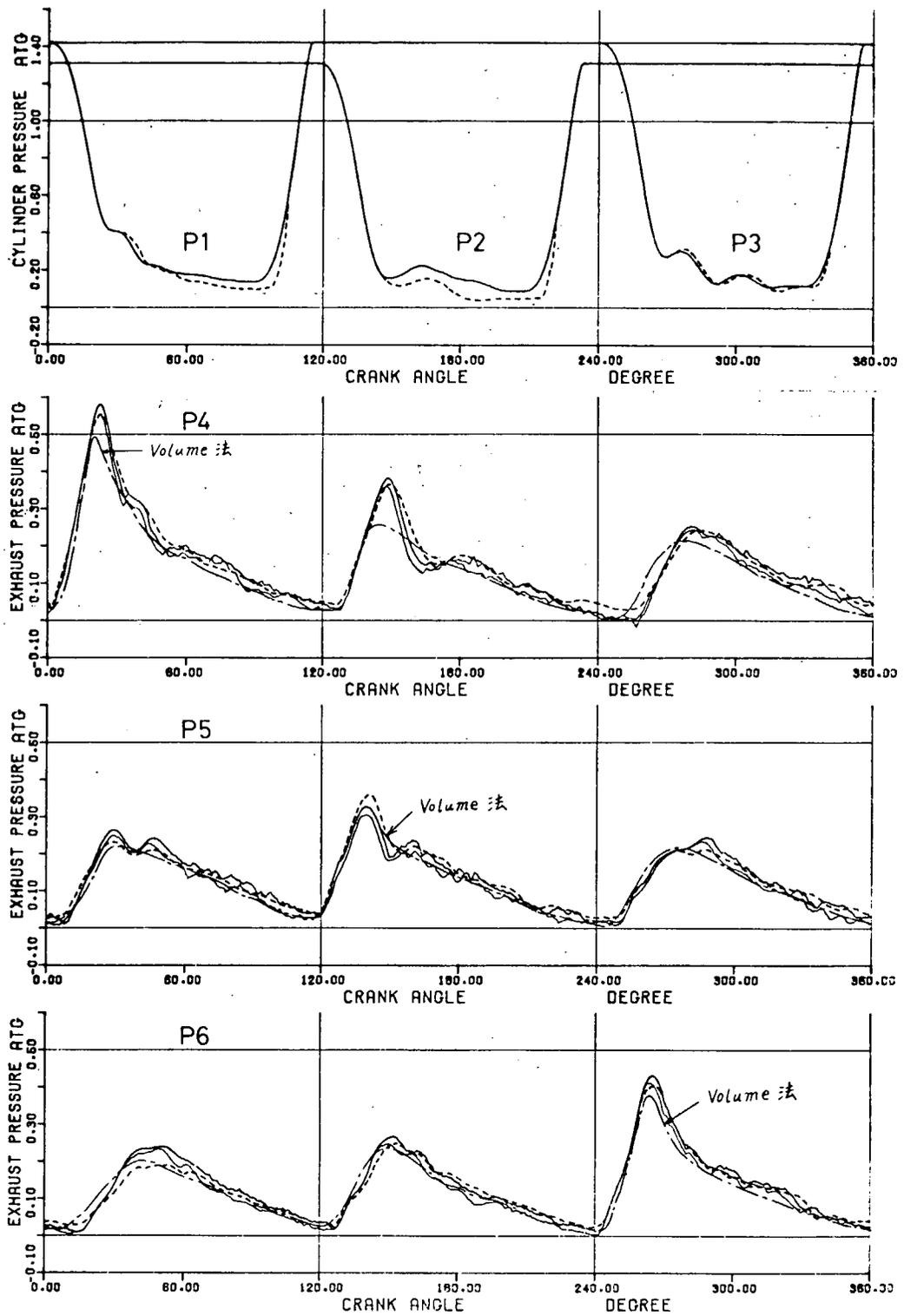
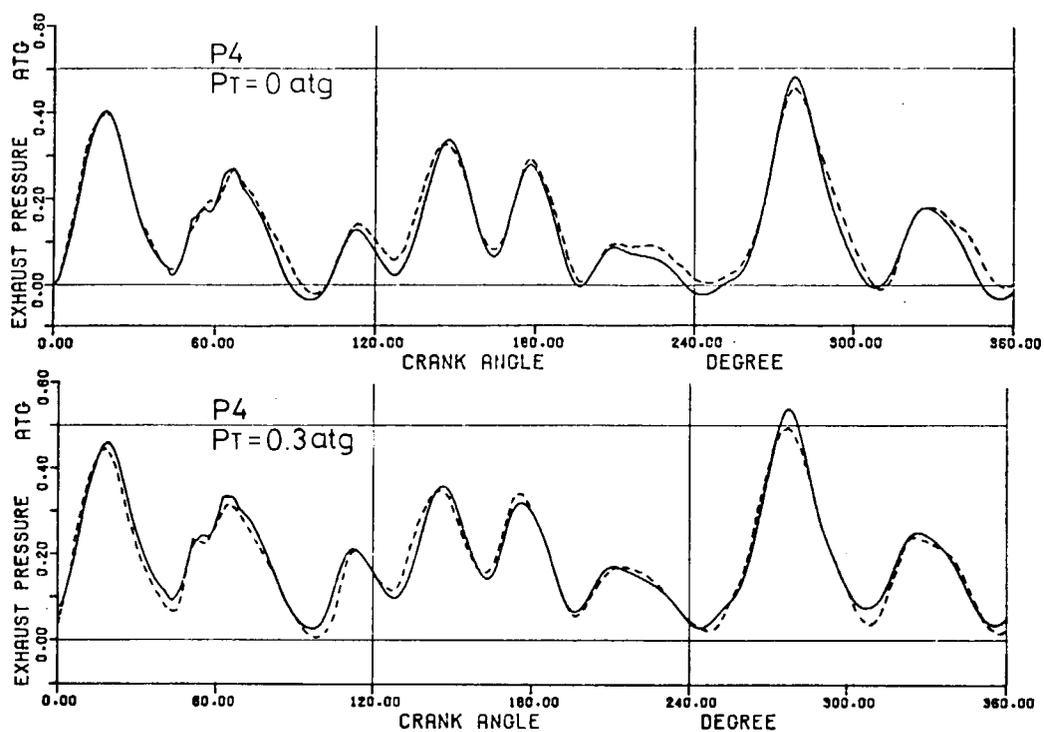


图 1.2.18



☒ 1.2.19

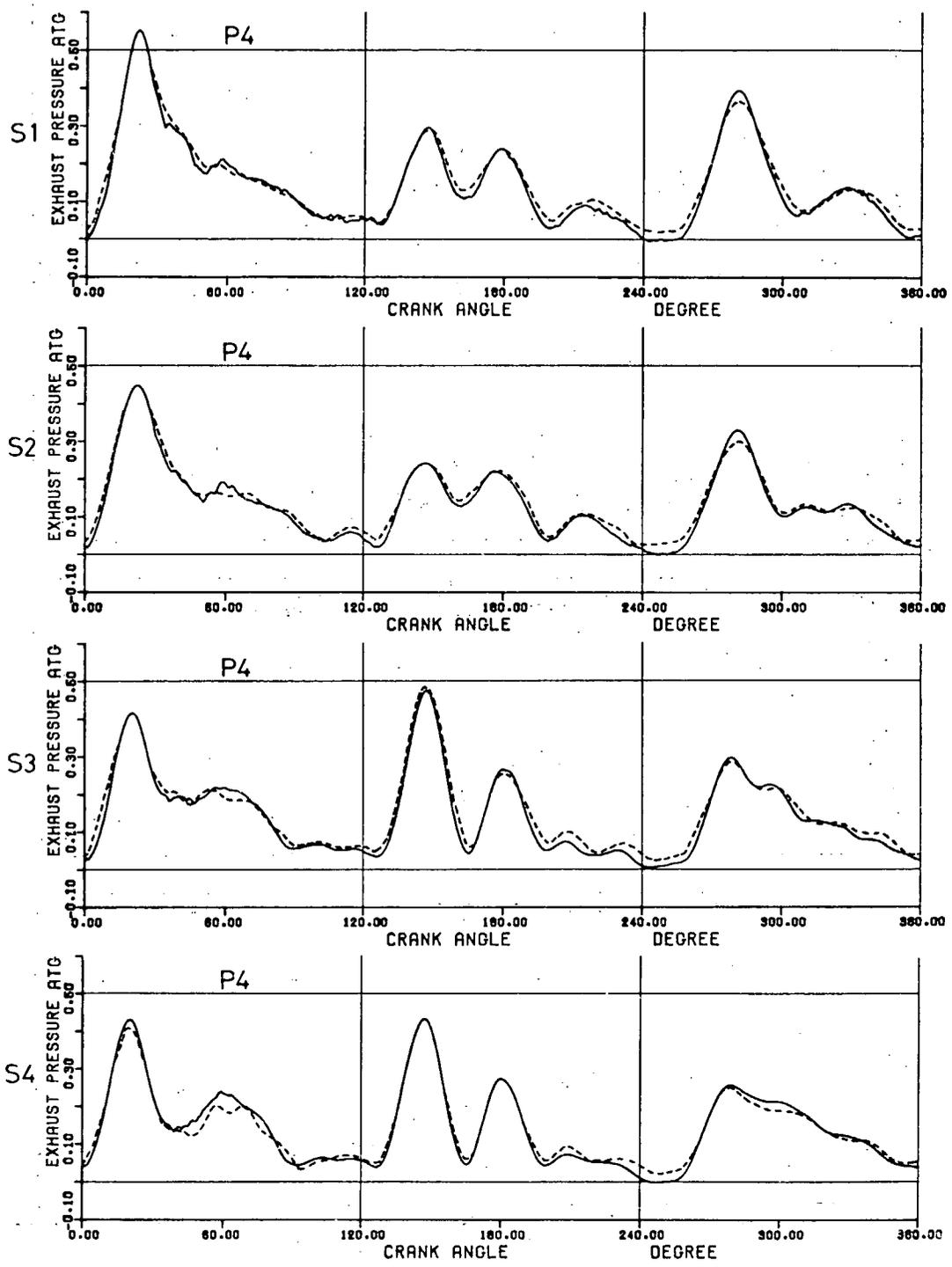


图 1.2.20 (a)

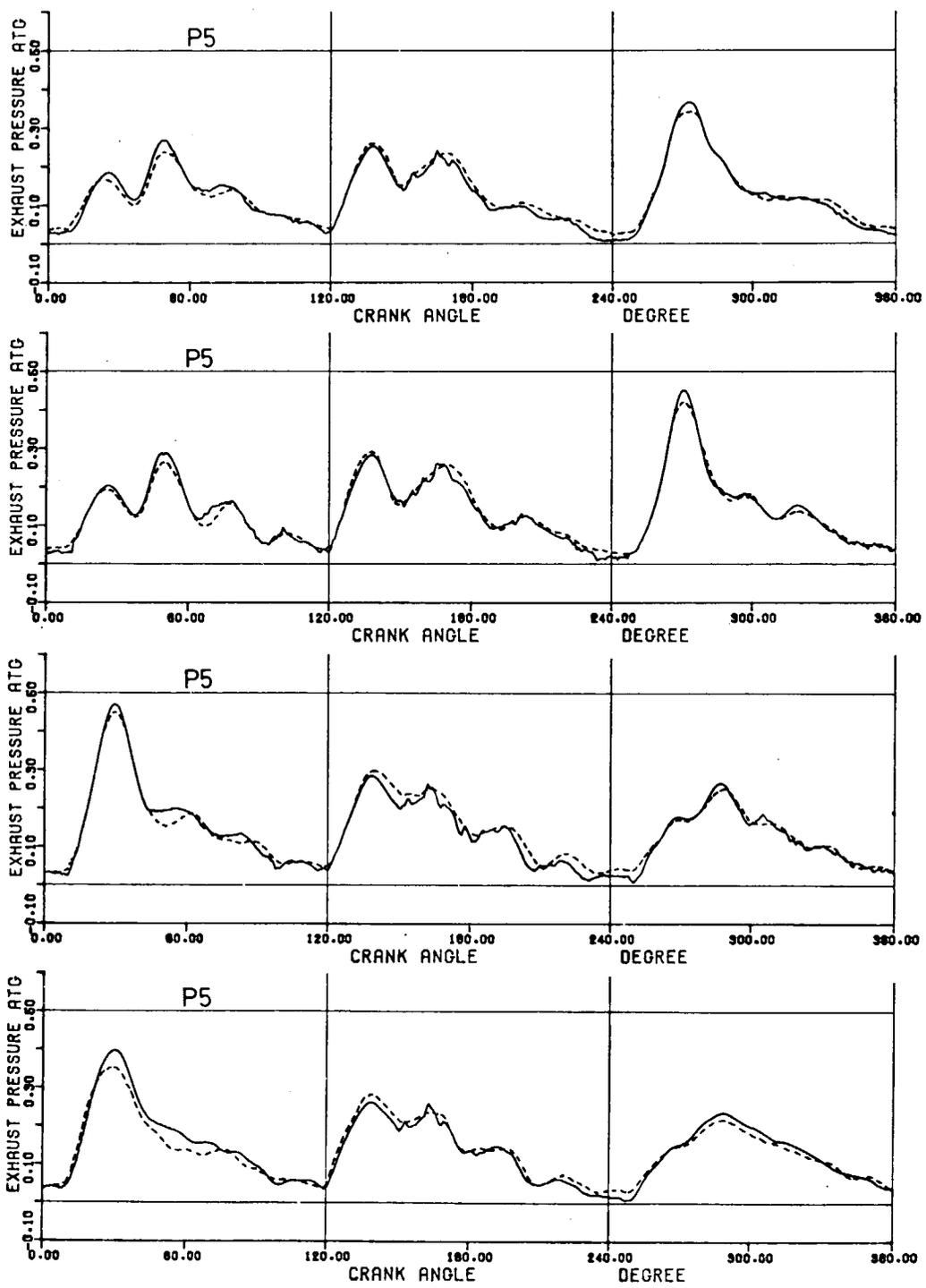


图 1.2.20 (b)

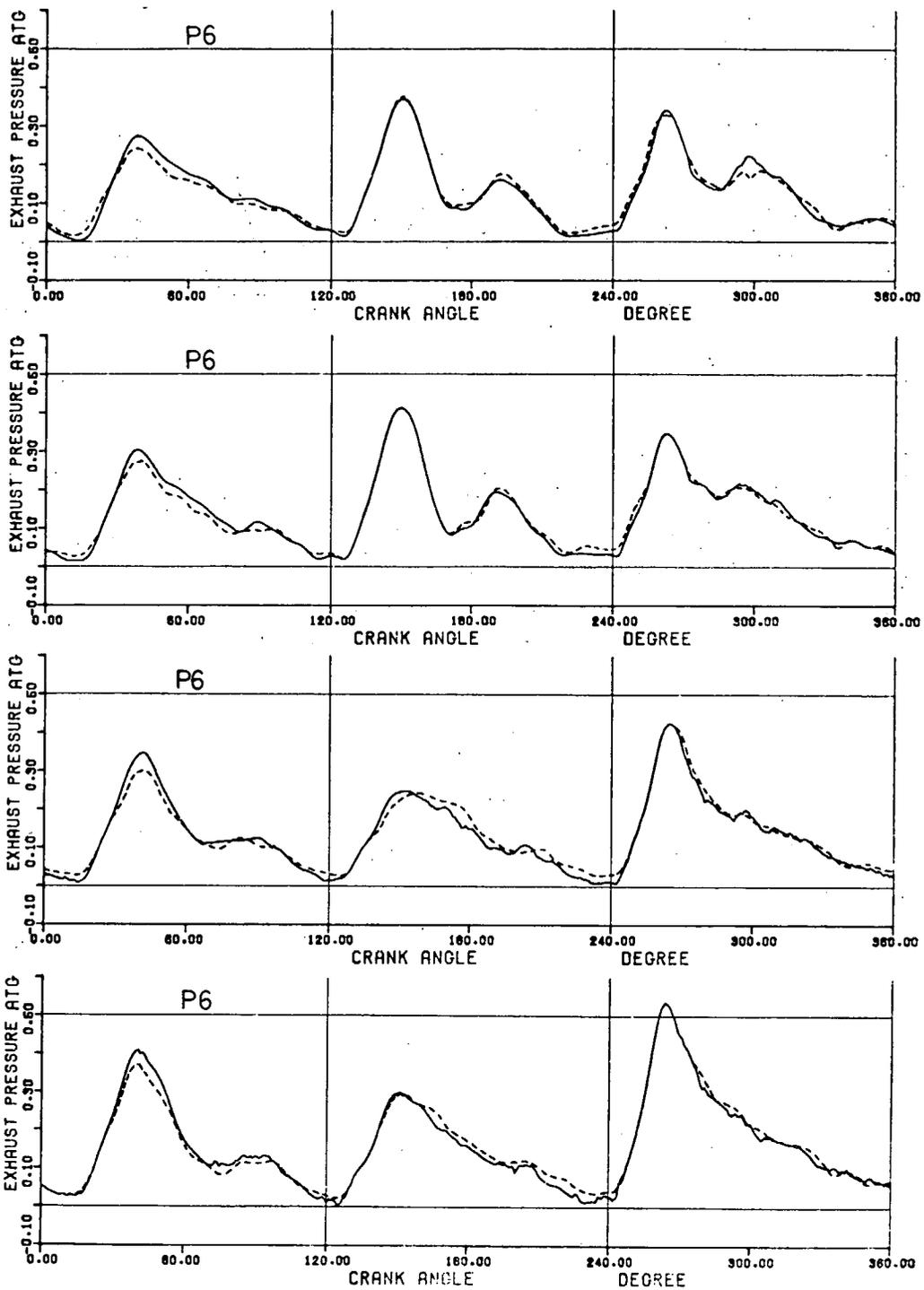


图 1.2.20 (c)

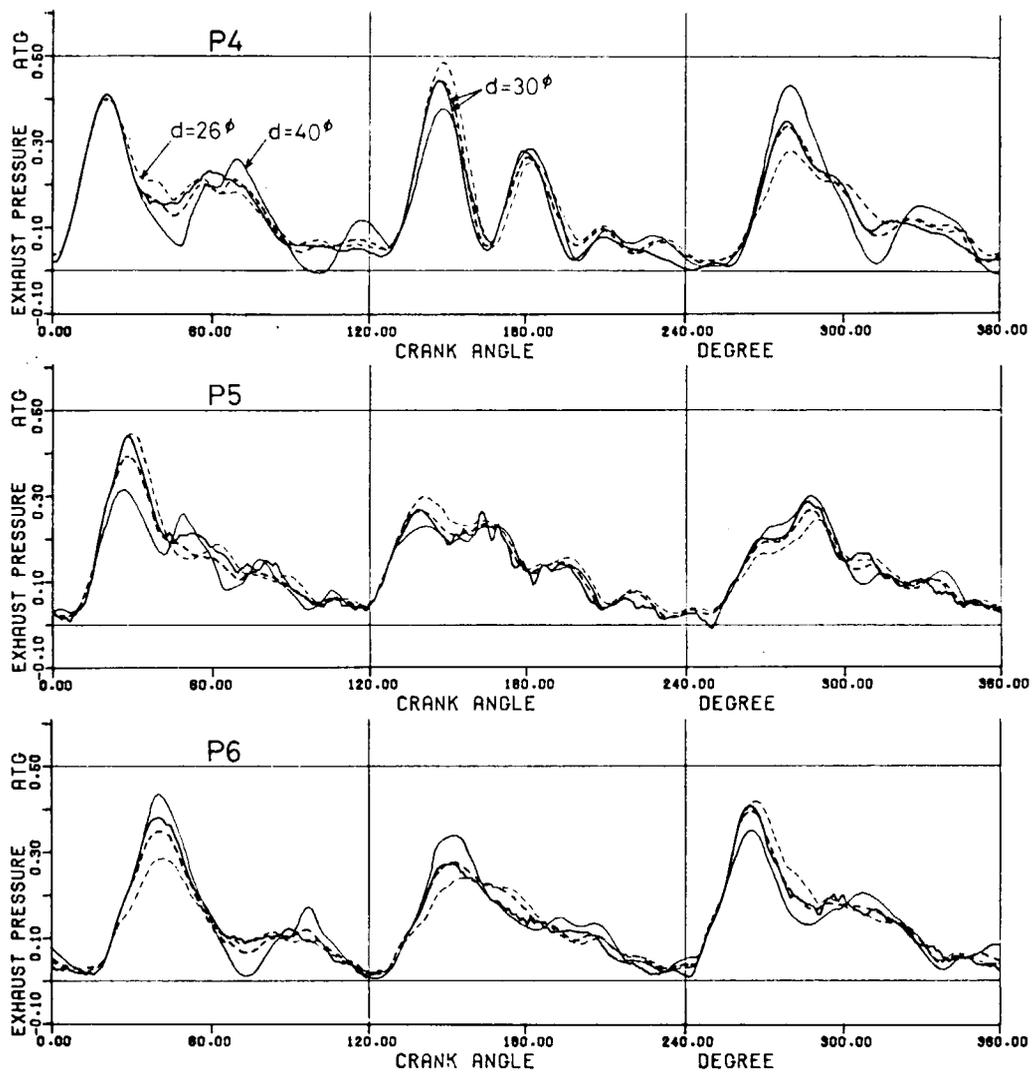


图 1.2.21

3. K9SZ 90/160 機関の排気管内圧力計測結果

3.1 目的

本計測の目的は実機における排気管内圧力変動の大きさ、および絞り板による減衰効果を知ることである。

3.2 計測方法

排気管内圧力、シリンダ内圧力、掃気管内圧力および№1シリンダのトップマークを計測する。圧力は歪ゲージ式圧力変換器で測る。

3.3 計測位置および計測点数

計測位置は図1.3.1(a)および(b)に示すA、B、C、D、Eである。

3.4 計測結果

図1.3.2に計測結果を示す。図の①～⑧の各点は、図1.3.1(b)の点と対応する。№1シリンダに注目すると、№1のEOによって③の圧力は0.5 Kg/cm²上昇する。又、隣接するシリンダである№2、№3シリンダのEOによって約0.3 Kg/cm²の圧力上昇がある。絞り板の効果としては、№4シリンダのEOのあと、⑥の圧力上昇は0.15 Kg/cm²である。このような現象は他の計測点でも見られる。以上のことから、あるシリンダのブローダウンによって、排気管内の圧力上昇があるが、絞り板を通ると圧力変動は約半分に減衰することがわかる。

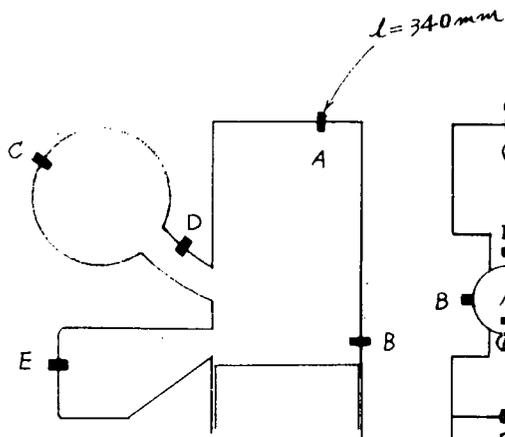


図 1.3.1 (a)

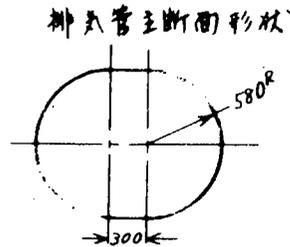
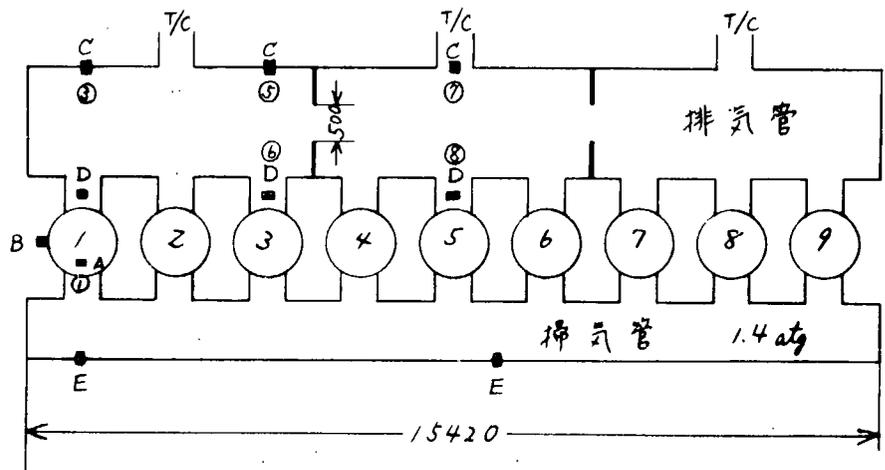


図 1.3.1 (b)

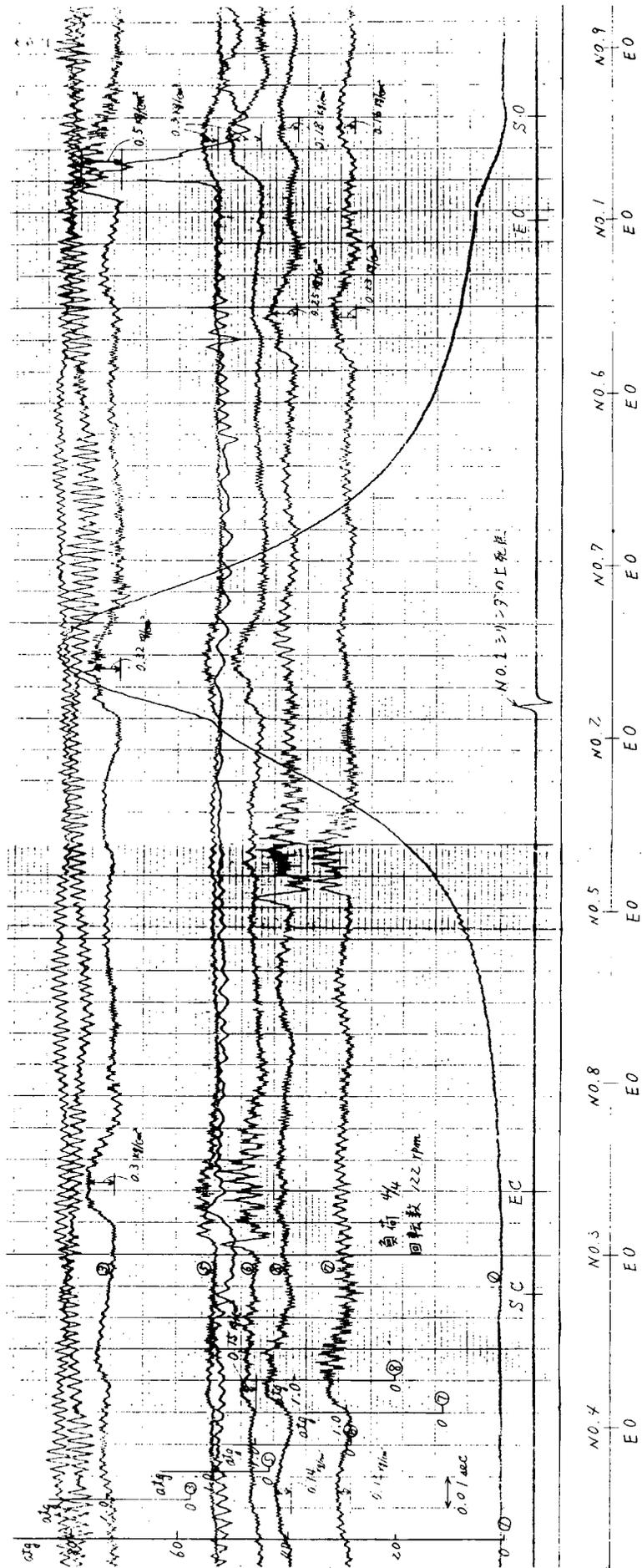


図 1.3.2

4. 二次元流れ実験装置の組立と実験

図 1.4.1 に二次元流れ実験装置図を、図 1.4.2 に写真を示す。T字部の天井板はアクリル製で可視化実験を行なうことができる。サージタンクは二次元ダクトの平行部分の流れをできるだけ早く均一にするためである。

今回の計測は図 1.4.1 の×印の点であるが、任意の位置における流速の測定が可能である。定常実験の際の流速は JIS 規格のピトー管で測定する。

計測結果によれば、タンク圧力を 0.078 atg としたときの×印の流速は 56.48 m/s であり、厚み方向の速度分布はほとんどなく、本実験装置が二次元流れの実験装置として問題のないことが確認できた。

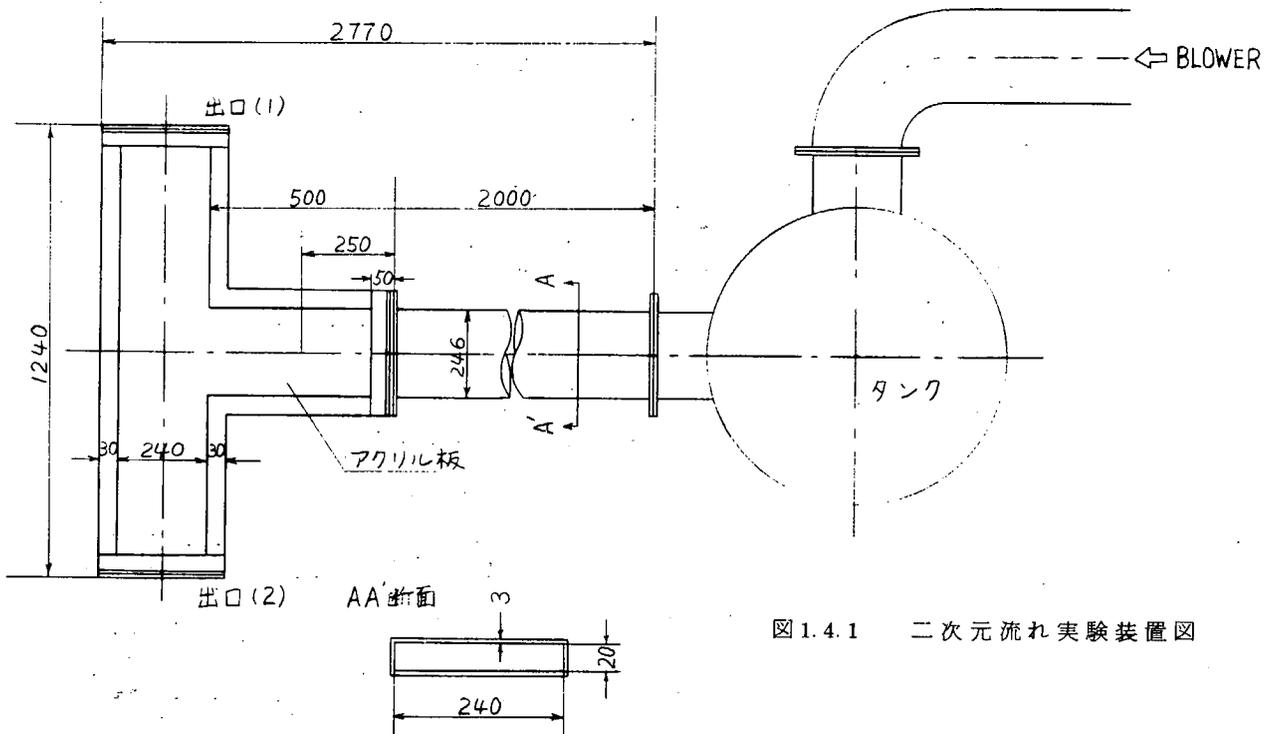


図 1.4.1 二次元流れ実験装置図

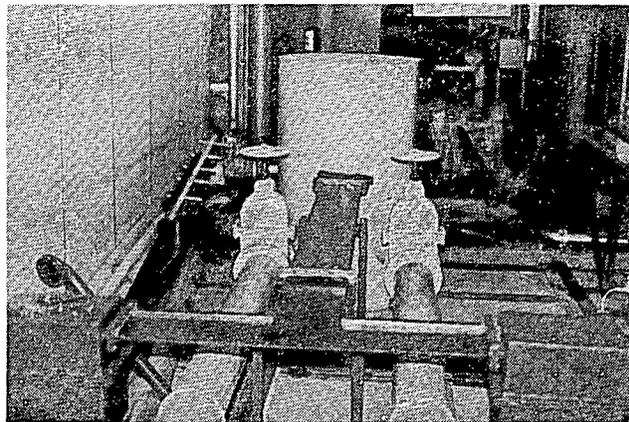


図 1.4.2 二次元流れ実験装置

5. 実機大脈動実験装置の計画

図 1.5.1 に計画された実験装置の断面図を示す。排気管は実機排気管の大体 1/2 縮尺を目途にしている。パルス弁の空気入口から圧縮空気が空気室 A に入ると、ピストンが上昇する。ピストンとともに弁棒が上昇し、弁が開く。弁が開くと空気だめから 7~10 atg の圧縮空気がパルスになって排気管内に流れこむ。

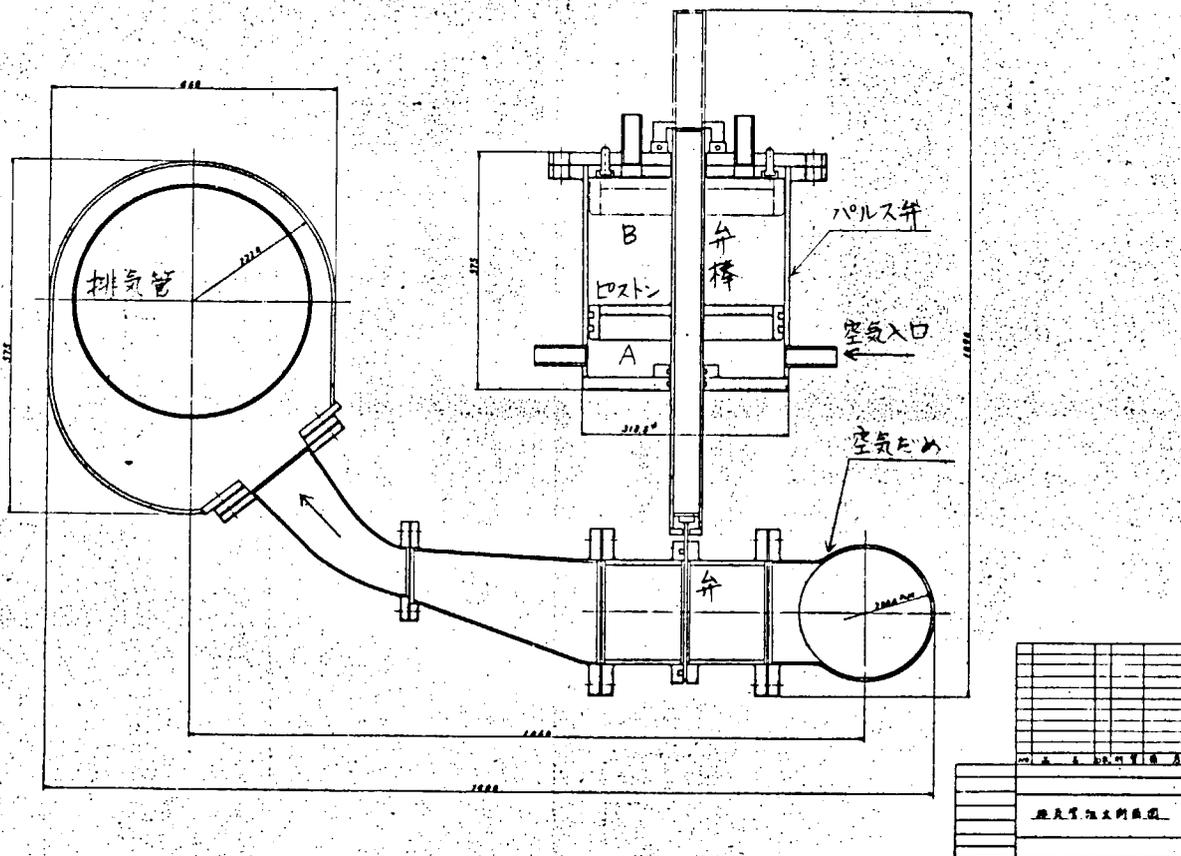


図 1.5.1 実験大脈動実験装置

6. む す び

本年度は脈動シミュレーションに見通しを得ることに努力を集中した。その結果、脈動管が 2" 程度の空気模型では、シミュレーションと実験結果がよく一致するところまで研究をすすめることができた。空気模型における圧力変動は最大 0.5 Kg/cm 程度であるが、これは実機計測の結果を参考にして決められたものである。

二次元流れの実験装置でも実験が可能になり、計測の結果、この装置における流れは、ほぼ満足な二次元流れになっていることを確認した。

昭和 52 年度は、実機の脈動シミュレーションに見通しを得ることが中心課題となるが、そのために用いる実験装置についても基本計画を完了した。

[付録 A : 管内圧縮性流体の特性曲線法による数値解析]

基礎方程式は、

$$\frac{Du}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = W \quad (A-1)$$

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = G \quad (A-2)$$

$$\frac{DS}{Dt} = F \quad (A-3)$$

ここに、 u 、 P 、 ρ 、 S はガスの流速、圧力、密度、エントロピを表わす。ラグランジュの微分記号

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} \quad (A-4)$$

を用いた。 W は管摩擦等の外力を表わす。

$$W = -\frac{\xi u^2}{2D} \text{Sign}(u) + \dots \quad (A-5)$$

G は、管の断面積 A の変化、涌出源等を表わす。

$$G = -\frac{\rho}{A} \frac{DA}{Dt} + \dots \quad (A-6)$$

F はエントロピ変化

$$F = \frac{1}{T} (-u \cdot W + \dots) \quad (A-7)$$

を示す。 S を ρ 、 P で表現するため、

$$dS = C_v \left(-\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dP}{P} \right) \quad (A-8)$$

を用いると、(A-3)は

$$\frac{DP}{Dt} - \frac{\kappa P}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{P}{C_v} F \quad (A-9)$$

次の変数 σ 、 ϕ 、 a を導入する。

$$\sigma = P^{(\kappa-1)/2\kappa} \quad (A-10)$$

$$\phi = \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{a}{\sigma} \right) \quad (A-11)$$

$$a = \sqrt{\frac{\kappa P}{\rho}} \quad (A-12)$$

ϕ はエントロピ S のみの増加関数、 a は音速を表わす。結局(A-1)、(A-2)、(A-9)は、

$$\frac{Du}{Dt} + a \phi \frac{\partial \sigma}{\partial x} - W = 0 \quad (A-13)$$

$$\phi \frac{D\sigma}{Dt} + a \frac{\partial u}{\partial x} - a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) = 0 \quad (A-14)$$

$$\frac{D\phi}{Dt} - \frac{F}{2C_v \kappa} \phi = 0 \quad (A-15)$$

(A-13)、(A-14)、(A-15)の曲面 $\varphi = \text{constant}$ に対する側出微係数の係数行列をDとすると

$$D = \begin{pmatrix} \frac{D\varphi}{Dt} & a\phi \frac{\partial\varphi}{\partial x} & 0 \\ a \frac{\partial\varphi}{\partial x} & \phi \frac{D\varphi}{Dt} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{D\varphi}{Dt} \end{pmatrix} \quad (\text{A-16})$$

行列式 $|D|$ は、

$$|D| = \frac{D\varphi}{Dt} \left\{ \left(\frac{D\varphi}{Dt} \right)^2 - a^2 \left(\frac{\partial\varphi}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (\text{A-17})$$

特性曲線の方程式は $|D| = 0$ より

$$\frac{D\varphi}{Dt} = \pm a \frac{\partial\varphi}{\partial x} \quad (\text{A-18})$$

$$\frac{D\varphi}{Dt} = 0 \quad (\text{A-19})$$

(A-18)より

$$\frac{\partial\varphi}{\partial t} = - (u \pm a) \frac{\partial\varphi}{\partial x} \quad (\text{A-20})$$

$\varphi = \text{一定}$ より

$$\frac{\partial\varphi}{\partial t} + \frac{\partial\varphi}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} = 0 \quad (\text{A-21})$$

(A-20)、(A-21)より

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad (\text{A-22})$$

特性方向(A-22)で成立つ関係を求める。

(A-16)に(A-18)を代入して、

$$D = a \frac{\partial\varphi}{\partial x} \begin{pmatrix} \mp 1 & \phi & 0 \\ 1 & \mp \phi & 0 \\ 0 & 0 & \mp 1 \end{pmatrix} \quad (\text{A-23})$$

側出微係数を消去するため、Dの個有ベクトル

$$(\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3) \cdot D = 0 \quad (\text{A-24})$$

を計算すると、

$$(\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3) = (1, \pm 1, 0) \quad (\text{A-25})$$

よって、(A-13) $\times \lambda_1$ + (A-14) $\times \lambda_2$ + (A-15) $\times \lambda_3$ より、

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u + a) \frac{\partial u}{\partial x} + \phi \left\{ \frac{\partial \sigma}{\partial t} + (u + \sigma) \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right\} = W + a \left\{ \frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right\}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial u}{\partial x} - \phi \left\{ \frac{\partial \sigma}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right\} = W - a \left\{ \frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right\}$$

全微分形で書くと、

$$\frac{dx}{dt} = u + a \text{ 方向に対しては}$$

$$dU + \phi d\sigma = \left\{ W + a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \right\} dt \quad (\text{A-26})$$

$$\frac{dx}{dt} = u - a \text{ 方向に対しては}$$

$$dU - \phi d\sigma = \left\{ W - a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \right\} dt \quad (\text{A-27})$$

同様のことを (A-19) に対して行くと、

$$\frac{dx}{dt} = u \text{ 方向に対しては、}$$

$$d\phi = \frac{F}{2 C_v \kappa} \phi dt \quad (\text{A-28})$$

を得る。(A-26)、(A-27)、(A-28)を連立させて、 u 、 σ 、 ϕ を時間方向に step by step に積分する。

特曲法による積分の詳細

今、 $t = t_0$ において、等間隔に離れたA、C、Bの3点における u 、 σ 、 ϕ が与えられている時、 $t = t_0 + \Delta t$ における位置C (P点と呼ぶ)の u 、 σ 、 ϕ を求める。

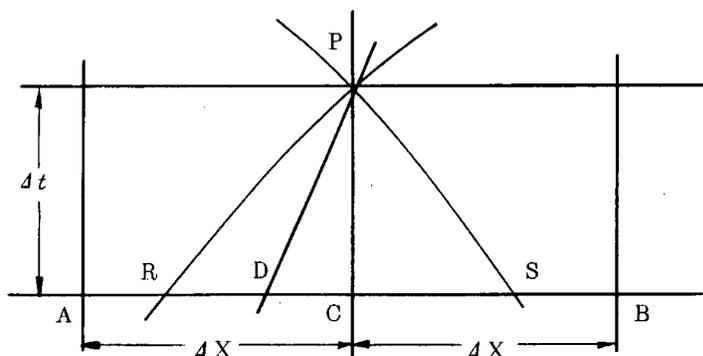


図 A-1

解くべき式を整理すると、

$$\left(\frac{dx}{dt} = u + a \right. \quad (\text{A-29})$$

$$\left. dU + \phi d\sigma = d \cdot dt \right) \quad (\text{A-30})$$

$$\left(\frac{dx}{dt} = u - a \right. \quad (\text{A-31})$$

$$\left. dU - \phi d\sigma = e \cdot dt \right) \quad (\text{A-32})$$

$$\left(\frac{dx}{dt} = u \right. \quad (\text{A-33})$$

$$\left. d\phi = h \cdot dt \right) \quad (\text{A-34})$$

式Pを通る曲線(A-29)、(A-31)、(A-33)が、面 $t = t_0$ と交わる点をR、S、Dとする。記号

$$AC = CB = dx$$

$$CP = dt$$

を用いる。

一次近似

$$x_R - x_C = -(u_C + a_C) \Delta t \quad (\text{A-35})$$

$$x_S - x_C = -(u_C - a_C) \Delta t \quad (\text{A-36})$$

$$x_D - x_C = -u \cdot \Delta t \quad (\text{A-37})$$

$$U_P - U_R + \phi_C(\sigma_P - \sigma_R) = d_C \cdot \Delta t \quad (\text{A-38})$$

$$U_P - U_S - \phi_C(\sigma_P - \sigma_S) = e_C \cdot \Delta t \quad (\text{A-39})$$

$$\phi_P - \phi_D = h_C \cdot \Delta t \quad (\text{A-40})$$

(A-38)、(A-39)、(A-40)より

$$U_P = \frac{1}{2}(U_R + U_S) + \frac{1}{2}\phi_C(\sigma_R - \sigma_S) + \frac{1}{2}(d_C + e_C)\Delta t \quad (\text{A-41})$$

$$\sigma_P = \frac{1}{2}(\sigma_R + \sigma_S) + \frac{1}{2\phi_C}(U_R - U_S) + \frac{1}{2\phi_C}(d_C - e_C)\Delta t \quad (\text{A-42})$$

$$\phi_P = \phi_D + h_C \cdot \Delta t \quad (\text{A-43})$$

二次近似

$$\begin{aligned} x_R - x_C &= -\left(\frac{dx}{dt}\right) \cdot \Delta t \\ &= -\frac{1}{\left(\frac{dt}{dx}\right)} \cdot \Delta t \\ &= -\frac{1}{\frac{1}{2}\left\{\left(\frac{dt}{dx}\right)_P + \left(\frac{dt}{dx}\right)_R\right\}} \cdot \Delta t \end{aligned}$$

$$\therefore x_R - x_C = -\frac{2}{\frac{1}{u_P + a_P} + \frac{1}{u_R + a_R}} \cdot \Delta t \quad (\text{A-44})$$

同様に

$$x_S - x_C = -\frac{2}{\frac{1}{u_P - a_P} + \frac{1}{u_S - a_S}} \cdot \Delta t \quad (\text{A-45})$$

$$x_D - x_C = -\frac{2}{\frac{1}{u_P} + \frac{1}{u_D}} \cdot \Delta t \quad (\text{A-46})$$

$$U_P - U_R + \frac{1}{2}(\phi_P + \phi_R)(\sigma_P - \sigma_R) = \frac{1}{2}(d_P + d_R) \Delta t \quad (\text{A-47})$$

$$U_P - U_S - \frac{1}{2}(\phi_P + \phi_S)(\sigma_P - \sigma_S) = \frac{1}{2}(e_P + e_S) \Delta t \quad (\text{A-48})$$

$$\phi_P - \phi_D = \frac{1}{2}(h_P + h_D) \Delta t \quad (\text{A-49})$$

$$U_P = \frac{(\phi_P + \phi_R)(\phi_P + \phi_S)}{2\phi_P + \phi_R + \phi_S} \left\{ \frac{u_R}{\phi_P + \phi_R} + \frac{u_S}{\phi_P + \phi_S} + \frac{\sigma_R - \sigma_S}{2} + \frac{(d_P + d_R) \Delta t}{2(\phi_P + \phi_R)} + \frac{(e_P + e_S) \Delta t}{2(\phi_P + \phi_S)} \right\} \quad (\text{A-50})$$

$$\sigma_P = \frac{(\phi_D + \phi_R)\sigma_R + (\phi_P + \phi_S)\sigma_S + 2(U_R - U_S) + (d_P + d_R) \Delta t - (e_P + e_S) \Delta t}{2\phi_P + \phi_R + \phi_S} \quad (\text{A-51})$$

$$\phi_P = \phi_D + \frac{1}{2}(h_P + h_D) \Delta t \quad (\text{A-52})$$

涌出し、放熱等を無視すると

$$\begin{aligned} d &= W + a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \\ &= W + a \left(-\frac{uW}{C_v \kappa T} - \frac{u}{A} \frac{\partial A}{\partial x} \right) \\ d &= -\frac{\xi u^2}{2D} \text{Sign}(u) \left\{ 1 - (\kappa - 1) \frac{u}{a} \right\} - a \cdot u \cdot \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial x} \end{aligned} \quad (\text{A-53})$$

$$e = -\frac{\xi u^2}{2D} \text{Sign}(u) \left\{ 1 + (\kappa - 1) \frac{u}{a} \right\} + a \cdot u \cdot \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial x} \quad (\text{A-54})$$

$$h = +\frac{\xi u^2}{2D} \text{Sign}(u) \frac{\kappa - 1}{2a} \cdot u \phi \quad (\text{A-55})$$

境界計算

解くべき式は

$$\frac{dx}{dt} = u + \alpha a \quad (\text{A-56})$$

$$du + \alpha \phi d\sigma = d \cdot dt \quad (\text{A-57})$$

但し、前進波の時は $\alpha = 1$ 、後退波の時は $\alpha = -1$ とする。

$$d = -\frac{\xi u^2}{2D} \text{Sign}(u) \left\{ 1 - \alpha (\kappa - 1) \frac{u}{a} \right\} - d \cdot a u \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial x} \quad (\text{A-58})$$

又、境界に向かって流入するときは、

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (\text{A-59})$$

$$d\phi = h \cdot dt \quad (\text{A-60})$$

も用いる。

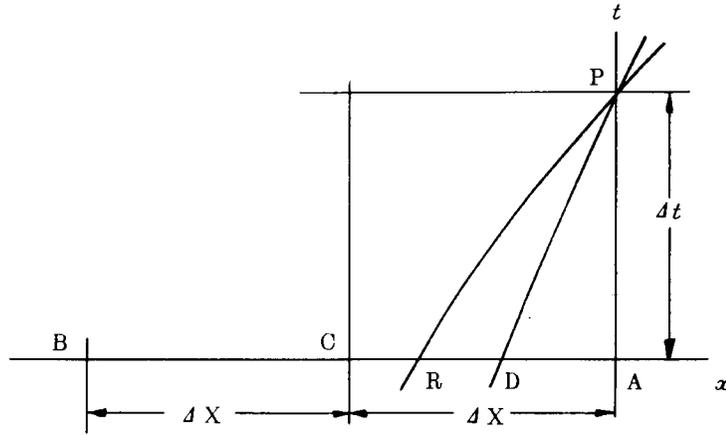


図 A - 2

境界における流速 U_P が与えられているとする。
この U_P は、ノズルの式を用いて事前に求めておく。

一 次 近 似

$$x_R - x_A = -(u_A + \alpha a_A) \Delta t \quad (\text{A-61})$$

$$x_D - x_A = -u_A \cdot \Delta t \quad (\alpha \cdot u_P > 0) \quad (\text{A-62})$$

$$U_P - U_R + \alpha \cdot \phi_A (\sigma_P - \sigma_R) = d_A \cdot \Delta t \quad (\text{A-63})$$

$$\phi_P - \phi_D = h_A \cdot \Delta t \quad (\text{A-64})$$

$$\sigma_P = \sigma_R - \alpha (U_P - U_R) / \phi_A + \alpha \cdot d_A \cdot \Delta t / \phi_A \quad (\text{A-65})$$

$$\phi_P = \phi_D + h_A \cdot \Delta t \quad (\alpha \cdot U_P > 0) \quad (\text{A-66})$$

二 次 近 似

$$x_R - x_A = - \frac{2}{\frac{1}{U_P + \alpha a_P} + \frac{1}{U_R + \alpha a_R}} \cdot \Delta t \quad (\text{A-67})$$

$$x_D - x_A = - \frac{2}{\frac{1}{U_P} + \frac{1}{U_D}} \Delta t \quad (\alpha \cdot U_P > 0) \quad (\text{A-68})$$

$$x_R - x_C = (x_R - x_A) + (x_A - x_C) \quad (\text{A-69})$$

$$x_D - x_C = (x_D - x_A) + (x_A - x_C) \quad (\text{A-70})$$

$$U_P - U_R + \alpha \cdot \frac{1}{2} (\phi_P + \phi_R) (\sigma_P - \sigma_R) = \frac{1}{2} (d_P + d_R) \Delta t \quad (\text{A-71})$$

$$\phi_P - \phi_D = \frac{1}{2} (h_P + h_D) \Delta t \quad (\alpha \cdot U_P > 0) \quad (\text{A-72})$$

$$\sigma_P = \sigma_R - \alpha \frac{2(U_P - U_R)}{\phi_P + \phi_R} + \alpha \frac{d_P + d_R}{\phi_P + \phi_R} \Delta t \quad (\text{A-73})$$

$$\phi_P = \phi_D + \frac{1}{2} (h_P + h_D) \Delta t \quad (\alpha \cdot U_P > 0) \quad (\text{A-74})$$

〔付録 B : T 型分岐部の取扱い〕

T型分岐部を等圧原理に基づいて取扱う。等圧原理は、「分岐点における各枝の静圧は等しい」ことを主張する。これは流体が静止している時の力のつり合いに基づいているが、運動している状態での力のつり合いを考慮に入れていない。即ち、分岐部に流入、又は流出する流体の運動量は、一部は壁に支えられるが、他の部分は、別の枝の流れに影響を与える。「運動量理論」は、これらの運動量保存を定性的に考慮するものである。流体の速度が大きくなれば2つの理論の差は大きくなる。静圧排気管においては、排気量との関係において十分大きな管径を用いることを出発点にしている。したがって流速は遅く、「等圧原理」が適用可能であると予測される。

分岐流

図B-1のようなT字管を考え、各枝の管径を F_1, F_2, F_3 とする。同様に T_i, P_i, ρ_i, u_i は各枝の温度、圧力、密度、流速とする。

等圧原理によって、

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (B-1)$$

分岐流においては、エントロピが保存され、(B-1)を考慮すると

$$T_1 = T_2 = T_3 \quad (B-2)$$

流速 u_i ($i = 1, 2, 3$)は分岐点に向かう方向を正とすると、連続の条件より、

$$\rho_1 u_1 F_1 + \rho_2 u_2 F_2 + \rho_3 u_3 F_3 = 0 \quad (B-3)$$

変数 σ, ϕ を導入する。

$$\sigma = P^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}, \quad \phi = \frac{2}{\kappa-1} \frac{a}{\sigma} \quad (B-4)$$

但し、 a は音速である。

(B-1)、(B-2)より、

$$\sigma = \sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 \quad (B-5)$$

$$\phi = \phi_1 = \phi_2 = \phi_3 \quad (B-6)$$

又、(B-3)は

$$u_1 F_1 + u_2 F_2 + u_3 F_3 = 0 \quad (B-7)$$

と変形される。(B-5)、(B-6)、(B-7)と特性曲線法を結合する。

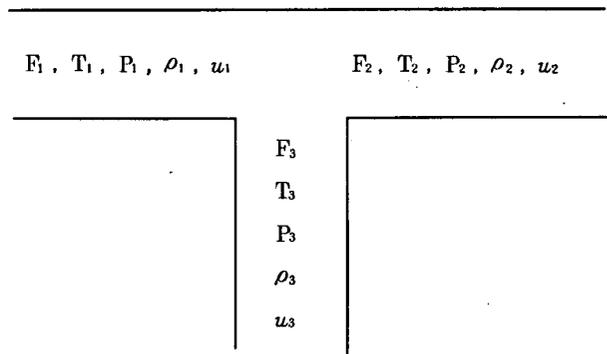


図 B - 1

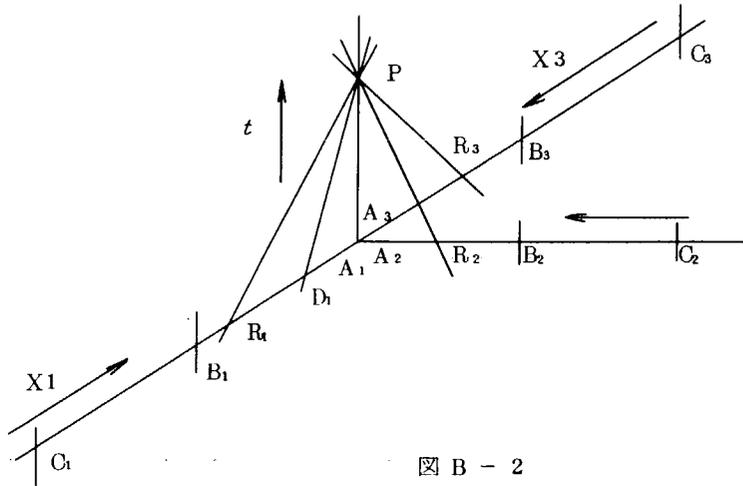


図 B - 2

図 B - 1 の分岐部を図 B - 2 のようにモデル化する。

(一次近似)

各枝の境界において、次の (B-8) ~ (B-11) の特性方程式が成立つ。

$$x_R - x_A = - (u_A + a_A) \cdot dt \quad (B-8)$$

$$x_D - x_A = - u_A dt \quad (u_A > 0 \text{ のとき}) \quad (B-9)$$

$$u_P - u_R + \phi_A (\sigma_P - \sigma_R) = 0 \quad (B-10)$$

$$\phi_P = \phi_D \quad (u_A > 0 \text{ のとき}) \quad (B-11)$$

式 (B-10) を各枝 1、2、3 に適用し、(B-7) に代入して

$$\sigma = \frac{(u_{R1} F_1 + u_{R2} F_2 + u_{R3} F_3) + (F_1 \phi_{A1} \sigma_{R1} + F_2 \phi_{A2} \sigma_{R2} + F_3 \phi_{A3} \sigma_{R3})}{F_1 \phi_{A1} + F_2 \phi_{A2} + F_3 \phi_{A3}} \quad (B-12)$$

$$\sigma_{P1} = \sigma_{P2} = \sigma_{P3} = \sigma \quad (B-13)$$

$$u_{P1} = u_{R1} - \phi_{A1} (\sigma - \sigma_{R1}) \quad (B-14)$$

$$u_{P2} = u_{R2} - \phi_{A2} (\sigma - \sigma_{R2}) \quad (B-15)$$

$$u_{P3} = u_{R3} - \phi_{A3} (\sigma - \sigma_{R3}) \quad (B-16)$$

$$\phi_{P1} = \phi_{P2} = \phi_{P3} = \phi_D \quad (B-17)$$

(二次近似)

(B-8) ~ (B-11) に対応して、次の (B-18) ~ (B-21) を得る。

$$x_R - x_A = - \frac{2}{\frac{1}{u_P + a_P} + \frac{1}{u_R + a_R}} dt \quad (B-18)$$

$$x_D - x_A = - \frac{2}{\frac{1}{u_P} + \frac{1}{u_D}} dt \quad (B-19)$$

$$u_P - u_R + \bar{\phi}_P (\sigma_P - \sigma_R) = 0 \quad (\text{B-20})$$

$$(\bar{\phi}_P = \frac{1}{2}(\phi_P + \phi_R))$$

$$\phi_P = \phi_D \quad (\text{B-21})$$

したがって、一次近似と同様に

$$\sigma = \frac{(u_{R_1} F_1 + u_{R_2} F_2 + u_{R_3} F_3) + (F_1 \bar{\phi}_{P_1} \sigma_{R_1} + F_2 \bar{\phi}_{P_2} \sigma_{R_2} + F_3 \bar{\phi}_{P_3} \sigma_{R_3})}{F_1 \bar{\phi}_{P_1} + F_2 \bar{\phi}_{P_2} + F_3 \bar{\phi}_{P_3}} \quad (\text{B-22})$$

$$\sigma_{P_1} = \sigma_{P_2} = \sigma_{P_3} = \sigma \quad (\text{B-23})$$

$$u_{P_1} = u_{R_1} - \bar{\phi}_{P_1} (\sigma - \sigma_{R_1}) \quad (\text{B-24})$$

$$u_{P_2} = u_{R_2} - \bar{\phi}_{P_2} (\sigma - \sigma_{R_2}) \quad (\text{B-25})$$

$$u_{P_3} = u_{R_3} - \bar{\phi}_{P_3} (\sigma - \sigma_{R_3}) \quad (\text{B-26})$$

$$\phi_{P_1} = \phi_{P_2} = \phi_{P_3} = \phi_D \quad (\text{B-27})$$

合 流

分岐流と同様、等圧原理を用いて

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (\text{B-28})$$

合流の場合は、結合部で混合がおこるため、エントロピ変化が生ずる。一方、流速を十分小さいと考え、運動エネルギーを無視すると、エネルギー保存則は、エントロピ保存則に置きかえられ、

$$\rho_1 u_1 F_1 T_1 + \rho_2 u_2 F_2 T_2 + \rho_3 u_3 F_3 T_3 = 0 \quad (\text{B-29})$$

連続の条件より、

$$\rho_1 u_1 F_1 + \rho_2 u_2 F_2 + \rho_3 u_3 F_3 = 0 \quad (\text{B-30})$$

変数 σ 、 ϕ を(B-4)によって定義すると、(B-28)(B-29)より

$$\sigma = \sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 \quad (\text{B-31})$$

$$F_1 u_1 + F_2 u_2 + F_3 u_3 = 0 \quad (\text{B-32})$$

(B-28)、(B-30)より

$$\frac{F_1 u_1}{\phi_1^2} + \frac{F_2 u_2}{\phi_2^2} + \frac{F_3 u_3}{\phi_3^2} = 0 \quad (\text{B-33})$$

以下、枝2、枝3から流入、混合して、枝1に流出する場合を考える。即ち、 $u_1 < 0$ 、 $u_2 > 0$ 、 $u_3 > 0$ とする。

(一 次 近 似)

分岐流における(P-8)~(B-16)と全く同じである。(B-17)に対応して、

$$\begin{aligned}
\phi_{P_2} &= \phi_{D_2} \\
\phi_{P_3} &= \phi_{D_3} \\
\phi_{P_1} &= \sqrt{\frac{F_1 u_{P_1}}{\frac{F_2 u_{P_2}}{\phi_{P_2}^2} + \frac{F_3 u_{P_3}}{\phi_{P_3}^2}}} \quad (B-34)
\end{aligned}$$

(二次近似)

分岐流における(B-18)~(B-26)と全く同じであるが、(B-27)に対応して、(B-34)が成立つ。

[付録 C : 絞り部の取扱い]

絞り部に成立つ関係式は、

$$\rho_1 u_1 F_1 = \rho_2 u_2 F_2 = \rho_3 u_3 F_3 \quad (C-1)$$

$$a_1^2 + \frac{\kappa-1}{2} u_1^2 = a_2^2 + \frac{\kappa-1}{2} u_2^2 = a_3^2 + \frac{\kappa-1}{2} u_3^2 \quad (C-2)$$

$$\frac{P_1}{\rho_1^\kappa} = \frac{P_2}{\rho_2^\kappa} \quad (C-3)$$

$$P_3 = P_2 + \rho_3 u_3 (u_2 - u_3) \quad (C-4)$$

である。但し、音速 a は、

$$a^2 = \frac{\kappa P}{\rho} \quad (= g \kappa R T) \quad (C-5)$$

である。絞り比 ψ 、 ϕ を

$$\psi = \frac{F_2}{F_3}, \quad \phi = \frac{F_2}{F_1} \quad (C-6)$$

によって定義する。問題は任意の ψ 、 ϕ に対して、 P_1 、 P_3 、 a_1 が与えられた時、 u_1 、 u_3 、 a_3 を求めることである。計算を簡単にするため、絞り部でのマッハ数 $x = u_2/a_2$ をパラメータとして、他の量を x で表わしてみる。

まず、 $1 \rightarrow 2$ の過程を考える。

(C-2)より

$$\left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 + \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_1}{a_2}\right)^2 = 1 + \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_2}\right)^2 \quad (C-7)$$

(C-1)、(C-3)、(C-6)より

$$\left(\frac{a_1}{a_2}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}} = \frac{u_2}{u_1} \phi \quad (C-8)$$

(C-7)、(C-8)より u_1 を消去して

$$\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{a_1}{a_2} \right)^2 - 1 \right] \cdot \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{4}{\kappa-1}} - \left(\frac{u_2}{a_2} \right)^2 \left[\left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{4}{\kappa-1}} - \phi^2 \right] = 0 \quad (\text{C-9})$$

(C-9) より a_1/a_2 が求められる。又 (C-7)、(C-8) より

$$\frac{u_1}{a_2} = \sqrt{\frac{\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{a_1}{a_2} \right)^2 - 1 \right] \phi^2}{\left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{4}{\kappa-1}} - \phi^2}} \quad (\text{C-10})$$

(C-9)、(C-10) の a_1/a_2 、 u_1/a_2 より

$$\frac{u_1}{a_1} = \frac{u_1/a_2}{a_2/a_2} \quad (\text{C-11})$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \quad (\text{C-12})$$

が得られる。

次に 2 → 3 の過程を考える。

(C-4) に κ/ρ_3 を掛け、(C-1)、(C-5)、(C-6) を代入すると、

$$a_3^2 = a_2^2 \cdot \frac{u_3}{u_2} \cdot \frac{1}{\phi} + \kappa (u_3 u_2 - u_3^2)$$

変形して

$$\left(\frac{a_3}{a_2} \right)^2 \cdot \frac{u_2}{a_2} = \frac{u_3}{a_2} \cdot \frac{1}{\phi} + \kappa \frac{u_2}{a_2} \frac{u_3}{a_2} \left(\frac{u_2}{a_2} - \frac{u_3}{a_2} \right) \quad (\text{C-13})$$

(C-2) より

$$1 + \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_2} \right)^2 = \left(\frac{a_3}{a_2} \right)^2 + \frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{u_3}{a_2} \right)^2 \quad (\text{C-14})$$

(C-13)、(C-14) より、

$$\left(\frac{u_3}{a_2} \right)^2 - \frac{\frac{1}{\phi} + \kappa \left(\frac{u_2}{a_2} \right)^2}{\frac{\kappa+1}{2} \frac{u_2}{a_2}} \cdot \frac{u_3}{a_2} + \frac{2}{\kappa+1} + \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \left(\frac{u_2}{a_2} \right)^2 = 0 \quad (\text{C-15})$$

$u_2/a_2 = x$ を用いると

$$\frac{u_3}{a_2} = \frac{1}{\kappa+1} \left[\left(\frac{1}{\phi x} + \kappa x \right) - \sqrt{\left(\frac{1}{\phi x} + \kappa x \right)^2 - 2(\kappa+1) - (\kappa^2-1)x^2} \right] \quad (\text{C-16})$$

(C-14) より

$$\frac{a_3}{a_2} = \sqrt{1 + \frac{\kappa-1}{2} \left[\left(\frac{u_2}{a_2} \right)^2 - \left(\frac{u_3}{a_2} \right)^2 \right]} \quad (\text{C-17})$$

$$\frac{u_3}{a_3} = \frac{u_3}{a_2} \Big/ \frac{a_3}{a_2} \quad (\text{C-18})$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{a_3}{a_2} \frac{\frac{u_2}{a_2}}{\frac{u_3}{a_3}} \cdot \phi \quad (\text{C-19})$$

又、(C-12)、(C-19)より

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \frac{P_1}{P_2} \quad (C-20)$$

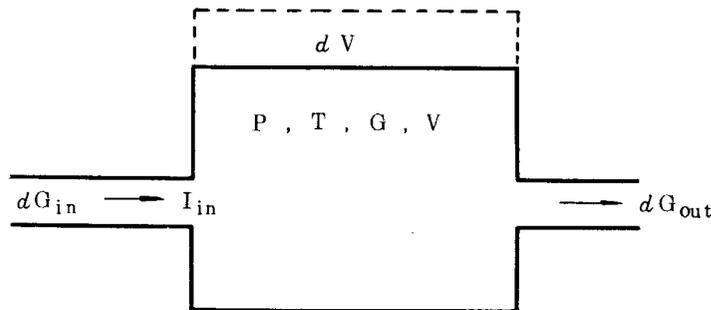
(C-9)の解と、(C-17)より

$$\frac{a_3}{a_1} = \frac{a_3}{a_2} \frac{a_1}{a_2} \quad (C-21)$$

を得る。

数値計算法は、 $x = u_2/a_2$ を適当に決めるとき、(C-9)をNewton法で解き、その解 a_1/a_2 を用いて、(C-10)、(C-11)、(C-12)より u_1/a_2 、 u_1/a_1 、 P_1/P_2 を得る。又、(C-16)より u_3/a_2 、(C-17)、(C-18)、(C-19)より、 a_3/a_2 、 u_3/a_3 、 P_3/P_2 を得る。したがって、(C-20)、(C-21)により任意の $x = u_2/a_2$ に対して、圧力比 P_3/P_1 、及び他の未知量が求められる。 $x (= 0 \sim 1)$ の関数として P_3/P_1 、その他を求める。次に P_3/P_1 をパラメータとして表わすため、適当な多項式展開を行い、連立方程式を解くことによって逆変換を行う。したがって、プログラムは、準備計算によって事前に展開係数は求められており、各絞りの計算は、簡単な多項式の計算のみで行われる。

[付録 D : 流れるガスの容器的取扱]



エネルギー式 $dQ = dU + P dV \quad (D-1)$

断熱的過程 $dQ = i_{in} dG_{in} - i_{out} dG_{out} \quad (D-2)$

$$U = C_v T G, \quad i = C_p T \quad (D-3)$$

$$P V = G R T \quad (D-4)$$

$$\kappa = C_p / C_v \quad (D-5)$$

(注) i_{in} はガスが容器に入った直後のエンタルピーである。入口ノズルを通る前のエンタルピーを用いるならば、運動エネルギーも加えなければならない。(全温度を用いる)

(D-2)、(D-3)より

$$C_p T_{in} dG_{in} - C_p T dG_{out} = C_v T dG + C_v G dT + P dV \quad (D-6)$$

(D-4)より

$$P dV + V dP = RT dG + RG dT \quad (D-7)$$

又、

$$dG = dG_{in} - dG_{out} \quad (D-8)$$

(D-6)、(D-7)、(D-8)より

$$V dP = \kappa R (T_{in} dG_{in} - T dG_{out}) - \kappa P dV \quad (D-9)$$

又は

$$dT = (\kappa T_{in} - T) dG_{in}/G - (\kappa - 1) T dG_{out}/G - (\kappa - 1) T dV/V \quad (D-10)$$

(1) サージタンクの式

(D-10)において、 $dV = 0$ とおくと、

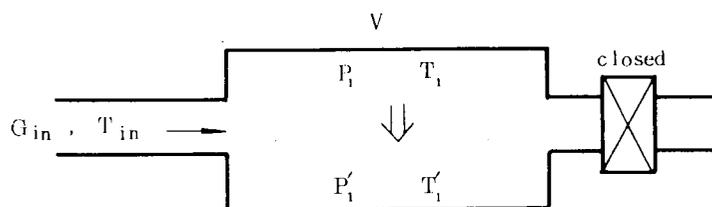
$$dT = (\kappa T_{in} - T) dG_{in}/G - (\kappa - 1) T dG_{out}/G \quad (D-11)$$

各サージタンクには数口のポートが集合しているが、各ポートには圧力差によって、流入、流出が起り得る。

(2) ロータリバルブの式

ロータリバルブの1行程を2つの行程に分割して考えてみる。(a) バルブ内へのタンクからの流入行程、(b) バルブからの流出(排気)行程、を考える。この分割は、我々のロータリバルブの構造上大体において成立しているが、blow down 直後の逆流は反映されない。この逆流も正しく処理する時は、(D-11)を数値積分しなければならない。

(a) バルブ内へのタンクからの流入行程



(D-9)において、 $dG_{out} = 0$ 、 $dV = 0$ 、とおくと、

$$V dP = \kappa R T_{in} dG_{in} \quad (D-12)$$

$T_{in} = \text{一定}$ のとき積分すると、

$$V (P'_1 - P_1) = \kappa R T_{in} G_{in} \quad (D-13)$$

又、状態方程式は、

$$P_1 V = G_1 R T_1 \quad (D-14)$$

$$P'_1 V = (G_1 + G_{in}) R T'_1 \quad (D-15)$$

(D-13)、(D-14)、(D-15)より、 G_{in} を消去して、 T'_1 について解く。(D-13)より

$$G_{in} = \frac{V(P'_1 - P_1)}{\kappa R T_{in}} \quad (D-16)$$

(D-14)、(D-15)、(D-16)

$$G_{in} = (G_1 + G_{in}) - G_1$$

$$= \frac{P'_1 V}{R T'_1} - \frac{P_1 V}{R T_1}$$

$$= \frac{V(P'_1 - P_1)}{\kappa R T_{in}}$$

$$\frac{P'_1}{T'_1} = \frac{1}{\kappa T_{in} T_1} \{ (P'_1 - P_1) T_1 + P_1 \kappa T_{in} \}$$

$$\therefore T'_1 = T_1 \times \frac{\kappa T_{in}}{T_1 + (\kappa T_{in} - T_1) P_1 / P'_1} \quad (D-17)$$

(D-16)、(D-17)によって、流入行程中の流入量 G_{in} 、圧力 P'_1 、温度 T'_1 のいずれかを知ることができると、バルブ内の状態は完全に知られたことになる。

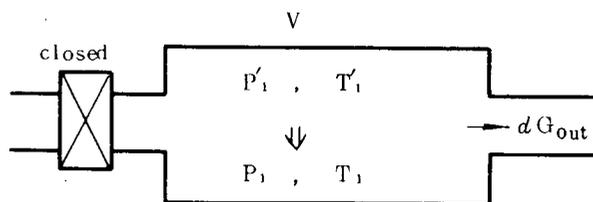
特に流入が完了し、 $P'_1 = P_{in}$ となった時には、

$$G_{in} = \frac{V(P_{in} - P_1)}{\kappa R T_{in}} \quad (D-18)$$

$$T'_1 = T_1 \times \frac{\kappa T_{in}}{T_1 + (\kappa T_{in} - T_1) P_1 / P_{in}} \quad (D-19)$$

(D-18)は、一行程あたりの流量の計算に用いることができる。

(b) バルブからの流出行程



(D-9)において、 $dV=0$ 、 $dG_{in}=0$ 、とおき、さらに

$$dG = -dG_{out} \quad (D-20)$$

とおくと、

$$V dP = \kappa R T dG$$

(D-4)を考慮すると、

$$\begin{aligned} V dP &= RT dG + RG dT \\ &= \frac{V}{\kappa} dP + RG dT \end{aligned}$$

$$V(\kappa - 1) dP = \kappa RG dT$$

$$\therefore \frac{(\kappa - 1)dP}{P} = \frac{\kappa dT}{T}$$

積分すると、

$$\left(\frac{P_1}{P'_1}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{T_1}{T'_1}\right)^{\kappa} \quad (D-21)$$

又、

$$\boxed{\frac{T'_1}{P'_1 \frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_1}{P_1 \frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (D-22)$$

(D-22)は、良く知られた等エントロピ式である。

周期解を求めるため、(D-22)において、 $P'_1 = P_{in}$ とし、(D-19)と連立させると、

$$\boxed{T_1 = \frac{\kappa T_{in} \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_{in}}\right)^{\frac{1}{\kappa}}\right)}{\left(1 - \frac{P_1}{P_{in}}\right) \left(\frac{P_{in}}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (D-23)$$

例

$$\left(\begin{array}{l} P_{in} = 1.3 \text{ atg } (= 2.3 \text{ ata}) \\ T_{in} = 1.5 \text{ }^\circ\text{C } (= 288 \text{ }^\circ\text{K}) \\ P_1 = 0.2 \text{ atg } (= 1.2 \text{ ata}) \\ V = 7.1 \text{ } \ell \quad (= 0.0071 \text{ m}^3) \end{array} \right.$$

(D-23)より

$$T_1 = 260.3 \text{ }^\circ\text{K} = -12.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

(D-22)より

$$T'_1 = 313.5^\circ\text{K} = 40.3^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T' - T_1 = 53.2^\circ\text{C}$$

(D-18)より

$$\begin{aligned} G_{in} &= 0.00662 \text{ Kg} \\ &= 0.00512 \text{ Nm}^3 \end{aligned}$$

$n = 134 \text{ rpm}$ で回転させると

$$134 \text{ rpm} = 2.23 \text{ Hz}$$

$$\begin{aligned} G_{in} &= 11.4 \text{ N}\ell/\text{sec} \\ &= 0.686 \text{ Nm}^3/\text{min} \\ &= 0.0147 \text{ Kg}/\text{sec} \\ &= 41.2 \text{ Nm}^3/\text{hour} \end{aligned}$$

1 in 管に流すと平均流速は

$$u = 22.5 \text{ m}/\text{sec}$$

1 in 管に "

$$u = 5.6 \text{ m}/\text{sec}$$

第2編 ニサイクル機関の掃排気ポート付近 およびシリンダ内ガス流れの研究

1. ま え が き

掃排気ポートおよびシリンダ内ガス流れの研究調査は、掃排気そのもののガス流れや、特に掃気が排気パルスによって影響を受けたときのシリンダ内のガス流れおよび排気つなぎ管内のガス流れを取扱ってゆく過程で、当委員会で排気温度指示に関する問題が昨年度話題に上がり、順次とりあげてゆくことになった。この問題は本来掃排気の流れに密接に関係しているので、むつかしい問題であるが、あわせて検討してゆくことになっていた。しかし本年度は当初の計画との関連もあって、その問題は直接には取扱わずに、ガス流れの実験の中で関連する現象を若干検討する程度にとどめている。

本年度の計画は、(1)一サイクル非定常実験装置によるガス流れ実験と、(2)シリンダ出口の脈動とシリンダ内ガス流れとなっているので、その二項目について調査を行なった。なおまた、前年度において定常流掃気実験装置(KZ 52/90ニサイクル機関の1/2模型)を製作し、この1/2静模型で定常流によって見掛の掃排気期間のシリンダ内のガス流れに関する調査を行ったので、その前年度の定常流による結果と本年度の一サイクル非定常実験装置による結果の対比に一項目をとりあげて報告する。

2. 一サイクル非定常実験装置によるガス流れ調査

(排気つなぎ管内における掃排気期間のガス速度および圧力変動)

掃排気期間のガス流れに関する調査を排気つなぎ管内で一サイクル非常実験装置を用いて行なった。

2.1 実験装置

(1) 一サイクル非定常実験装置(一組)

本年度は前年度の設計資料に基づいて、幾何学的相似な 1/4 の動的な一サイクル非定常実験装置を製作した。この装置は模型本体と模型の間けつ駆動用の電磁装置、そして、その他付属部品から成り立っており、一サイクル非定常実験装置と呼び、ブローダウンから掃排気期間のガス流れを非定常で一サイクル行わせて調査を行なうことができる装置である。なお本装置はモーター駆動により連続駆動も可能である。一サイクル非定常実験装置の概略図およびその写真を図 2.1、2.2 に示す。

(2) 高温 高圧ガス発生装置

一サイクル非定常のガス流れ実験を行なうに当って、シリンダガスとして高温高圧ガスを必要とした。この装置は圧縮空気を加熱することによって得られるもので、その容量は 5 atg、300℃、0.022m³ で高温空気を得ることのできる装置である。その写真を図 2.3 に示す。

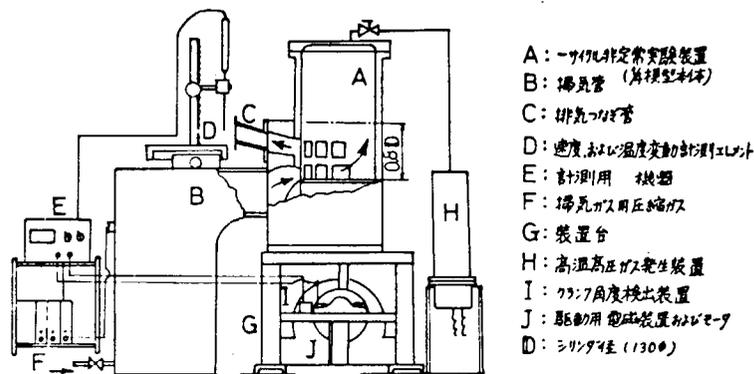


図 2.1 一サイクル非定常実験装置，高温高圧ガス発生装置および付属計測用機器



図 2.2

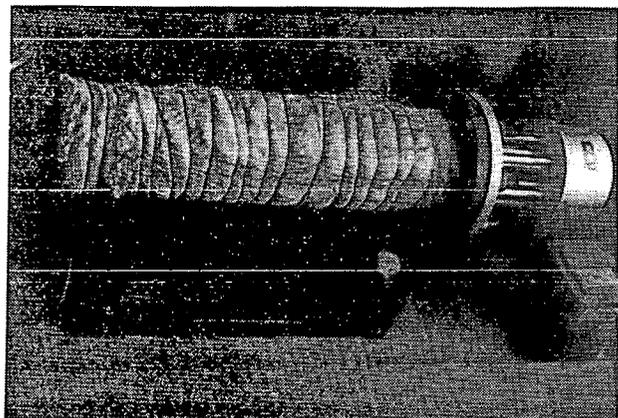


図 2.3 高温発生装置

2.2 実験方法および結果

一サイクルの掃排気過程は図 2.1 に示す装置によってピストンをブローダウン手前の位置 (BDC より 0.8 D) に電磁装置 J により固定して、シリンダ内に空気を充填し、モータにより電磁装置を介してピストンを駆動せしめ、排気過程、続いて掃排気を行ない、一回の掃排気を行なうものである。この一サイクルでの排気つなぎ管内におけるガス速度および圧力変動を調査した。このときの掃気圧は各実験条件に応じて加え、同管内における測定位置は図 2.4 に示すシリンダ出口より 130 mm で、その断面 AA' 上の 18ヶ所である。図 2.5 は排気孔の水平断面形状を示し、また同図の下部にはその管内におけるガス流速変動の一例を写真で示している。

図 2.6 は一サイクル実験での同管内のガス速度と圧力変動を同時計測した記録写真をコピーしたものである。ここでガス速度は熱線風速計により圧力変動は圧力変換器により、オシロスコープ、カメラにより記録した。図 2.6 をみるとわかるように、充填シリンダ圧力が低いため、排気開口によりシリンダ内に逆流が生じ、その流入するガス流速の周期は圧力波と対応し、7 msec 程度である。その圧力波は掃気が始まっても同様な周期を続ける。一サイクルの給気比は 1.6 である。図 2.7 は一サイクル実験の場合で排気吹き出しによるつなぎ管内圧力変動を示している。このようにシリンダ圧が高く吹き出しの場合でも図 2.6 にみられると同様な管内圧力変動を示し、その周期も 7 msec 程度である。また図 2.8 は同管内におけるガス流速とシリンダ内圧力変動を示している。

図 2.9 および 2.10 は模型装置を連続駆動した場合の排気つなぎ管内におけるガス流速の変動を各測定位置ごとに比較した図である。ここでの実験条件は 305 rpm、掃気圧 100 mm AqG、平均給気比 1.56 である。図 2.9 によると排気つなぎ管の中央位置 ($C_1 \sim C_6$) では掃気圧 100 mm AqG で掃気期間には最大 35 m/s 程度の速度で流れ、 C_3 、 C_4 の中央部ではその最大流速をうる時期はクランク角度で下死点 (BDC) に相当し、排気管の上下部壁に近い位置 (C_1 、 C_6) でのガス流れは掃気開口後の初期において最大流速を示し、以後流速は減少する傾向にある。ガス流速に関する上記の傾向は図 2.10 に示す同管の左側断面部のガス流れについても同様にみられる。ただし、管の上下壁に近い位置でのガス流速は掃気中大別して二つの山が生ずる流れとなる。排気期間にはこの場合、連続駆動であるからシリンダ内は負圧となり、つなぎ管内ではガスの逆流が生じ再び掃気期間に吹き出し流れとなるが、その流れの周期は図 2.6、2.7 にみられる傾向と同じである。

2.2.1 結果の検討

上記の排気つなぎ管内におけるガス流速および圧力振動について図 2.11 に示すモデルによって検討する。

模型の排気流出期間には排気つなぎ管部とシリンダ部との形状は平均的に図 2.11 のような関係 (ピストン頂面が排気孔下端にある) にあるとする。排気つなぎ管内の圧力振動は排気孔開口とピストン運動によって引き起される。圧力波は平面波であり、シリンダ部とつなぎ管部との境界部には連続の式が成り立つとする。

圧力波の伝搬は波動方程式を解析することによって得られる。

$$\kappa \frac{d^2 \phi}{dx^2} - \rho \ddot{\phi} = 0 \quad (2.1)$$

平面波を特徴づける一般式 (速度ポテンシャル ϕ 、粒子速度 \dot{u} 、および圧力波 P) は次式となる。

$$\phi = A e^{j(\omega t - kx)} + B e^{j(\omega t + kx)} \quad (2.2)$$

$$\dot{u} = j k \{ A e^{j(\omega t - kx)} - B e^{j(\omega t + kx)} \} \quad (2.3)$$

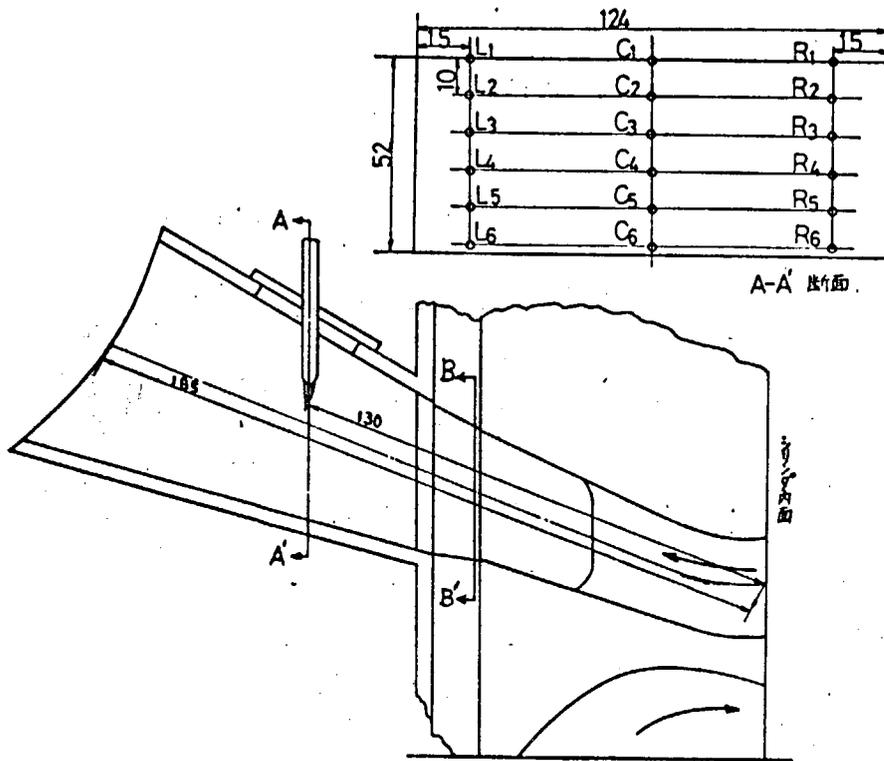


図 2.4 排気つなぎ管内のガス速度，圧力および温度変動の計測位置

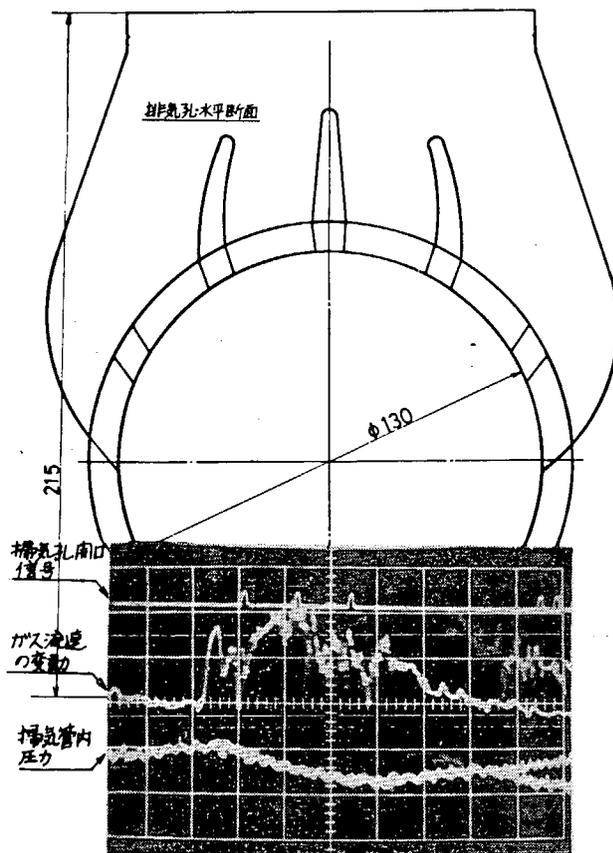


図 2.5

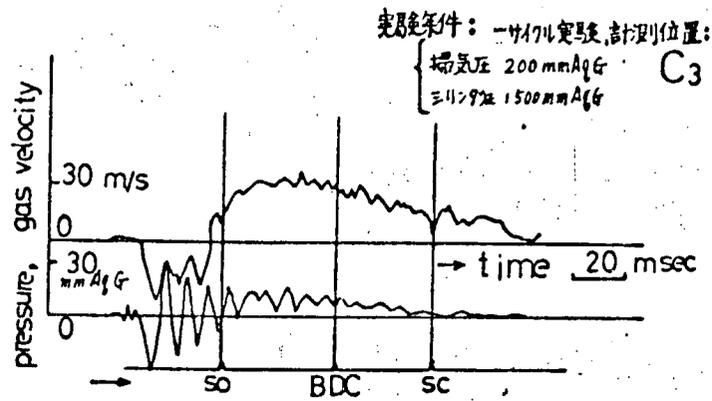


図 2.6 排気つなぎ管内におけるガス流速と圧力変動

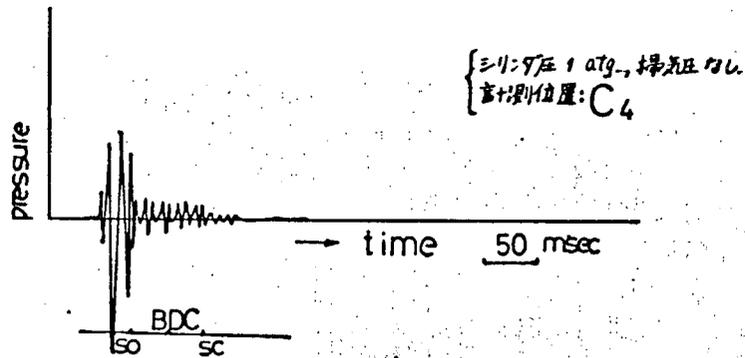


図 2.7 排気吹き出しによるつなぎ管内圧力変動

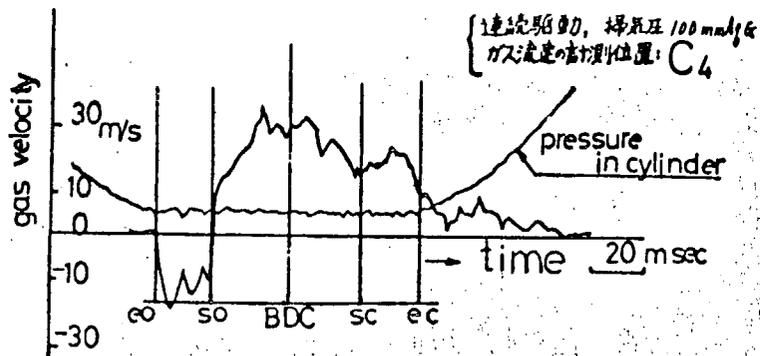


図 2.8 排気つなぎ管内におけるガス流速とシリンダ内圧力変動

実験条件：
 連発馬力、回転数 305 rpm,
 掃気圧 100 mmHg,
 平均鉛直比 1.56.

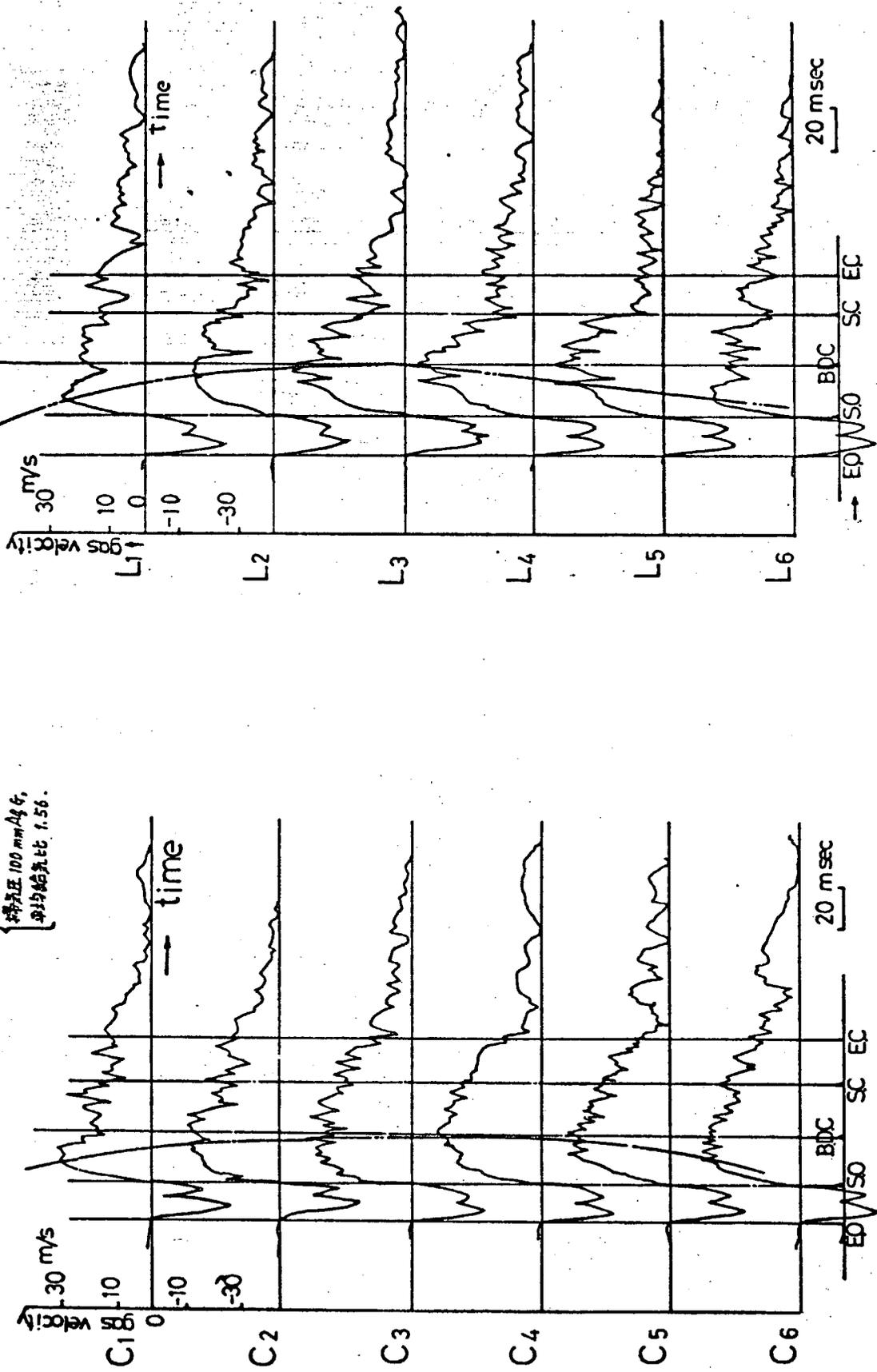


図 2.10

図 2.9 排気つなぎ管内におけるガス流速の変動

$$p = j\omega\rho \{ A e^{j(\omega t - kx)} + B e^{j(\omega t + kx)} \} \quad (2.4)$$

ここに図 2.1 1 に示すように排気つなぎ管出口端を座標の原点 0 にとり、シリンダ内に向って座標 x をとる。圧力波の時間 t に変する変化は角周波数 ω なる正弦波であるとする。

$$\phi \propto e^{j\omega t} \quad (2.5)$$

$$\dot{u} = -V\phi = -\frac{d\phi}{dx} \quad (2.6)$$

$$p = \rho\dot{\phi} \quad (2.7)$$

ここに ρ : 密度

κ : ガスの体積弾性率

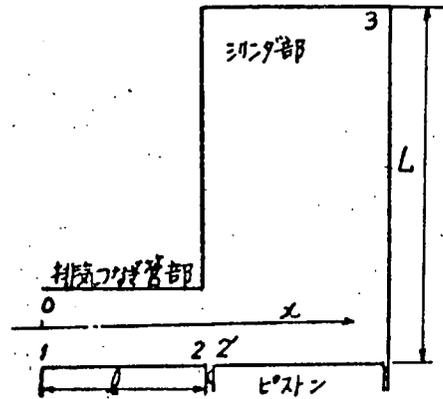
k : 周波数パラメータ $\equiv \rho \frac{\omega^2}{\kappa}$

上記の一般解に図 2.1 1 に示す排気つなぎ管端 $x=0$ および境界部 $x=l$ における次の条件を入れて解くと次のようになる。

$$x=0 \quad \dot{u} = \dot{u}_0 e^{j\omega t} \quad (2.8)$$

$$x=l \quad z = \frac{p}{\dot{u}} = \frac{\omega\rho}{k} = \rho C \quad (2.9)$$

$$C = \frac{\omega}{k} = \sqrt{\frac{\kappa}{\rho}} \quad (2.10)$$



上記モデル状態の

シリンダ部容積 $V_c = 2.811 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

・ 断面積 $S = 0.0133 \text{ m}^2$

・ 長さ $L = 0.212 \text{ m}$

排気つなぎ管部(シリンダ出口よりつなぎ管出口まで)

容積 $V_k = 1.152 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

排気つなぎ管断面積(BB'面)

・ $S = 4.15 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

・ 長さ $l = 0.185 \text{ m}$

図 2.1 1 排気流出期間のシリンダ系のモデル図および一サイクル 1/4 動模型の各部ディメンション

ここに z : 圧力波の入射インピーダンス

C : 伝搬速度

$$\phi = \frac{\dot{u}_0}{jk} e^{j\omega t} \left[\frac{e^{-jkx} + \left(\frac{z-\rho C}{z-\rho C}\right) e^{j(kx-2kl)}}{1 - \left(\frac{z-\rho C}{z+\rho C}\right) e^{-2jkl}} \right] \quad (2.11)$$

$$\dot{u} = \dot{u}_0 e^{j\omega t} \left[\frac{e^{-jkx} - \left(\frac{z-\rho C}{z+\rho C}\right) e^{-2jkl+kx}}{1 - \left(\frac{z-\rho C}{z+\rho C}\right) e^{-2jkl}} \right] \quad (2.12)$$

$$p = \frac{\omega\rho\dot{u}_0}{k} e^{j\omega t} \left[\frac{e^{-jkx} + \left(\frac{z-\rho C}{z+\rho C}\right) e^{j(kx-2kl)}}{1 - \left(\frac{z-\rho C}{z+\rho C}\right) e^{-2jkl}} \right] \quad (2.13)$$

シリンダ系の各位置における速度と圧力を次のように定めると上式は次のように書き表わされる。

$$x = 0$$

$$\dot{u} = \dot{u}_1 \quad \dot{u}_1 = \dot{u}_0 e^{j\omega t} \quad (2.14)$$

$$p = p_1 \quad p_1 = \rho C \dot{u}_0 e^{j\omega t} \frac{1 + \left(\frac{z - \rho C}{z + \rho C}\right) e^{-2jk\ell}}{1 - \left(\frac{z - \rho C}{z + \rho C}\right) e^{-2jk\ell}} \quad (2.15)$$

$$x = \ell$$

$$\dot{u} = \dot{u}_2 \quad \dot{u}_2 = \dot{u}_0 e^{j\omega t} \frac{e^{-jk\ell} - \left(\frac{z - \rho C}{z + \rho C}\right) e^{-jk\ell}}{1 - \left(\frac{z - \rho C}{z + \rho C}\right) e^{-2jk\ell}} \quad (2.16)$$

$$p = p_2 \quad p_2 = \rho C \dot{u}_0 e^{j\omega t} \frac{\left(\frac{2z}{z + \rho C}\right) e^{-jk\ell}}{1 - \left(\frac{z - \rho C}{z + \rho C}\right) e^{-2jk\ell}} \quad (2.17)$$

上式を整理すると次式となる。

$$p_1 = \cos(k\ell) p_2 + j\rho C \sin(k\ell) \dot{u}_2 \quad (2.18)$$

$$\dot{u}_1 = j\left(\frac{1}{\rho C}\right) \sin(k\ell) p_2 + \cos(k\ell) \dot{u}_2 \quad (2.19)$$

上式を書き直し、さらに図 2.1 1 に示す位置 2'、3 について書くと次式となる。

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \dot{u}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k\ell) & jz \sin(k\ell) \\ j\left(\frac{1}{z}\right) \sin(k\ell) & \cos(k\ell) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ \dot{u}_2 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$\begin{bmatrix} p_{2'} \\ \dot{u}_{2'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & jz' \sin(kL) \\ j\left(\frac{1}{z'}\right) \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3 \\ \dot{u}_3 \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

2 と 2' は等しいので

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \dot{u}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3 \\ \dot{u}_3 \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$$(2.22) \text{ 式より } p_1 = \cos(k\ell) \cos(kL) - \left(\frac{z}{z'}\right) \sin(k\ell) \sin(kL) \quad (2.23)$$

$$\text{また } \frac{z'}{z} = \frac{\rho C s}{\rho C s} \quad (2.24)$$

$$\frac{2\pi f}{C} = k \quad (2.25)$$

図 2.1 1 に示すシリンダ系で共振を生ずることは $p_1 = 0$ になることで、固有振動数 f を示し、(2.24) (2.25) 式を考慮して整理すると次式となる。

$$\tan\left(\frac{2\pi L}{C} f\right) \cdot \tan\left(\frac{2\pi \ell}{C} f\right) = \frac{s}{S} \quad (2.26)$$

あるいは、
$$\cos\left(\frac{2\pi L}{C}f\right)\cos\left(\frac{2\pi \ell}{C}f\right) = \frac{S}{s}\sin\left(\frac{2\pi L}{C}f\right)\sin\left(\frac{2\pi \ell}{C}f\right) \quad (2.27)$$

2.2節で図2.6および図2.7などで検討した排気つき管内圧力振動について、式(2.27)をもとに考察してみると、シリンダ部および排気つき管部について式(2.27)中で次の関係が満足するとき

$$\cos\left(\frac{2\pi L}{C}f\right) \doteq \cos\left(\frac{2\pi \ell}{C}f\right) \doteq 1 \quad (2.28)$$

$SL = Vc$ を考慮して式(2.27)は次式となる。

シリンダ系の固有振動数
$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{V_c \ell}} \quad (2.29)$$

図2.11に示すモデル状態での各部のディメンジョンを代入すると

$$f = \frac{340}{6.28} \sqrt{\frac{4.15 \times 10^{-3}}{2811 \times 10^{-3} \times 0.286}} = 123.0 \quad \text{となる。}$$

この f 値を式(2.28)に代入するとほぼ満足しているので、式(2.29)はこのシリンダ系に用いることが可能である。しかし、このシリンダ系のように図2.4および2.5に見られるように排気つき管部の断面が特殊な形をし、一定しないとき、つなぎ管の断面積の扱いが問題となるが、ここでは断面積の最も小さい所を代表断面(図2.4のBB'面)として計算した。

次に固有振動数 f より圧力波の周期を求めると8.1msecとなる。これは2.2節でのシリンダ系の圧力振動周期とほぼ一致しており、式(2.29)によって説明することができる。

なお、この周期と同じ周期が図2.7にみられるように掃気期間にもおよんでおり、これは同じようにシリンダ系の容積部が多少変化すると云うだけでとりあつかうことができる。

以上のように、排気吹き出し期間および掃気期間に排気つき管内ではこのような圧力波と対応する形で流出が行われていると云うことができる。

3. 掃排気期間のガス流れについて $1/2$ 静模型 と $1/4$ 動模型による実験結果の対比

3.1 掃気係数の対比

前年度に $1/2$ 静模型によって定常流で掃気係数を求め報告しているが、それらはピストンを固定し、定常流によって掃気期間を模擬し、掃気孔の各開口度ごとの掃気係数を求めたものであり、ピストンの動的影響を無視している。

本年度は一サイクルの非定常掃気実験装置を製作しているので、動的影響が加わった掃気実験を行ない、掃気係数を求めた。なお流れに対する熱的な条件は省いている。

ここに実験条件は次のごとくである。

一サイクル平均回転数 270 rpm、掃気圧力 400mm Aq G 空気、排気開口寸前のシリンダ圧 2 atg 常温圧縮空気、給気比 1.6。

一サイクルに掃気される掃気量 G_s および平均掃気孔開口面積 f_{sm} は次式で示される。

$$\frac{G_s \text{ Kg}}{\text{cycle}} = f_{sm} \mu_{rm} \sqrt{2gRT_s \gamma_o} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_o}{p_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}} \frac{\theta_{so} - \theta_{sc}}{6n} \quad (2.30)$$

$$f_{sm} = \int_{\theta_{so}}^{\theta_{sc}} \frac{f_s d\theta}{\theta_{sc} - \theta_{so}} \quad (2.31)$$

ここに T_s : 掃気管内気体の温度 °K
 γ_o : 排気出口の気体の比重量 Kg/m³
 R : 気体のガス定数 Kg·m/Kg°K
 κ : 気体の比熱比
 p_s : 掃気圧力 Kg/m²
 p_o : 大気圧力 Kg/m²
 n : 回転数 rpm
 $\theta_{so} - \theta_{sc}$: 掃気期間のクランク角度

G_s は掃気タンクの圧力差から求め、 f_{sm} は掃気孔開口面積線図より求めると 33.0cm² となり、 $f_e/f_{sm} = 1.26$ となる。上記実験条件と式(2.30)により平均掃気係数 μ_{rm} を求めると 0.503~0.544 となる。

この結果を前年度報告の掃気係数の図中に対比して表わすと図 2.12 となる。

この図より一サイクルの掃気平均掃気係数 μ_{rm} は、静模型による掃排気孔面積比 f_e/f_s に対応して一サイクルの平均掃気孔開口面積 f_{sm} を掃気孔開口面積として掃排気孔面積比 f_e/f_{sm} を選ぶと、その定常流での掃気係数 μ_r とほぼ一致して対応していることがわかる。

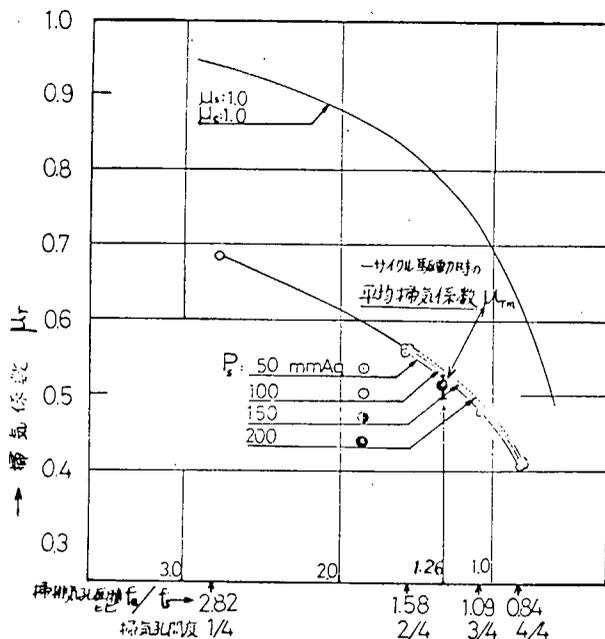


図 2.12 定常流による掃排気孔開口面積比に対する掃気係数との関係ならびに一サイクル掃気平均掃気係数の対比

3.2 排気つなぎ管内の速度分布

(1) 1/2 静模型による定常流の場合

排気つなぎ管内の掃気期間のガス流れ状態を明らかにするために図 2.1 3 に示す 1/2 静模型の断面 A-A' における速度分布を求めた。ガス速度の分布は各掃気孔開口度ごとに求められ、その排気つなぎ管内を流れる流量を AA' 断面の面積で割った値をそれぞれの平均流速とし、それぞれのガス速度分布を無次元化して図 2.1 4 に示した。

ここに管内を流れる流量は掃気管より上流側に設けられたオリフィスで測定された。

掃気圧 100 mm AqG

掃気孔開口度 4/4 : 平均つなぎ管内ガス流速 17.7 m/s

" 2/4 : " 14.1 m/s

" 1/4 : " 10.2 m/s

図 2.1 4 のフローパターンを見ると全ての掃気孔開口時において管断面の両サイド上部部にガス的高速度帯があり、その下部域の流れは極めて少く偏っている。ポート開口度が比較的大きいときに限って中央部のガス流速は大きい等がわかる。

(2) 1/2 静模型の場合と 1/4 動模型の場合との比較

排気つなぎ管の中央部のタテ断面のガス流速の分布を 1/2 静模型と 1/4 動模型との場合の一例を図 2.1 5 に比較して示す。掃気孔全開時には中心部でガス流速は最も大きく、ポート開口度が少ない最初 1/4 開口時には管内の上半分に高速度帯が集中する。これらの傾向は静動いずれの模型実験においても同じように認められるが、ガス流れが掃気時期によって管内で偏流する傾向は動模型において顕著である。静模型による管内ガス流速のフローパターンは動的な掃気現象と比較的相関があるようである。なお、この相関性についてはさらに検討を重ねるつもりである。

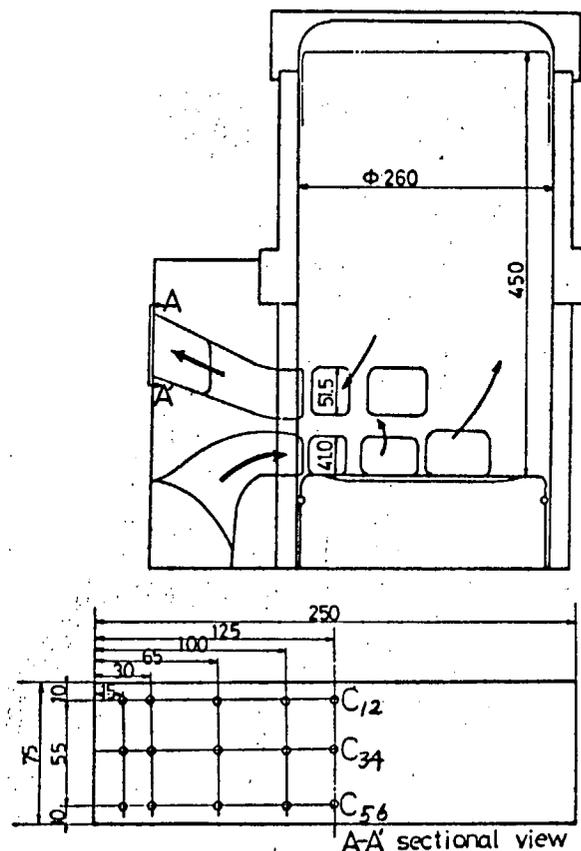


図 2.1 3

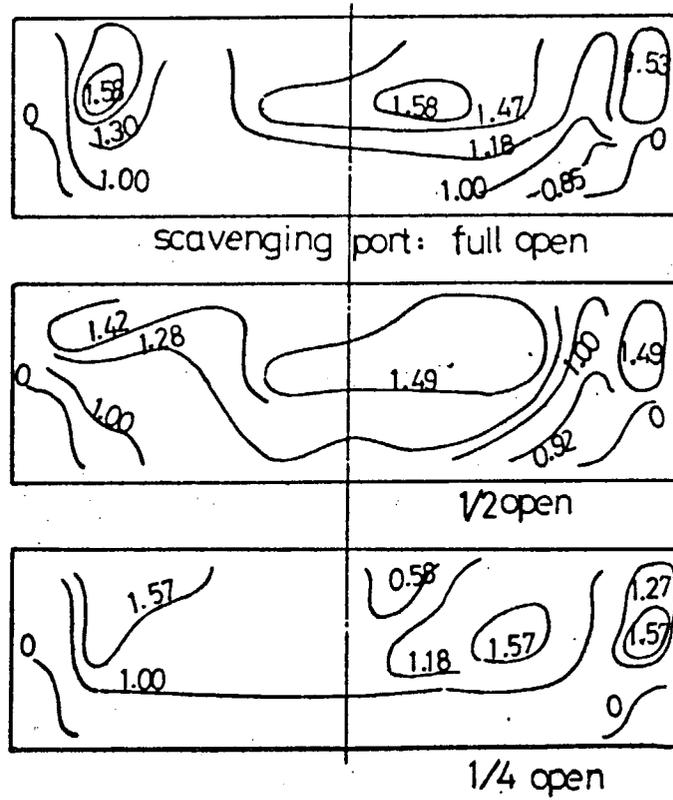


図 2.14 排気つなぎ管出口における速度に関する
フローパターン
(掃気圧力 100mm AqG、 $1/2$ 静止模型による)

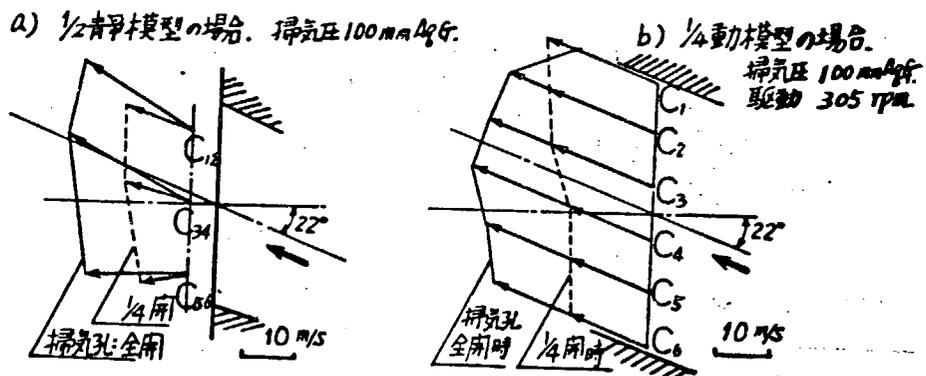


図 2.15 掃排気期間における排気つなぎ管出口中央部の流速分布の定常流による
 $1/2$ 静模型と $1/4$ 動模型とによる結果の比較 (一例)

4. 排気パルスとシリンダ内ガス流れに関する調査

排気パルスが排気つなぎ管内に加えられたとき、その管内のガス速度や、シリンダ内ガス流れにどのように影響されるかを調査する。

4.1 パルス発生装置の製作

前年度において $1/2$ 静模型を製作している。この模型の排気つなぎ管部に結合するためのパルス発生装置を製作した。パルス発生装置はパルス発生部と導管から成り立っている。パルス発生機構はタンク内の圧縮空気をオリフィス部から一回だけ圧力波を導管に与える方法である。その概略図と $1/2$ 静模型に結合された状態を図 2.16 に示す。また、パルス発生装置およびパルス発生部の写真を図 2.17、2.18 に示す。

4.2 実験結果

図 2.16 に示す $1/2$ 静模型に掃気圧 100 mm Aqg を与え定常流をシリンダ系に与え、そこへ排気パルスをタンク ($V_t = 2.552 \times 10^{-2} \text{ m}^3$ 、圧力 2 atg) から一回だけ導管に加えて排気つなぎ管に与える。そのときの圧力波は管内 E_2 、シリンダ内のヘッド部 C_h およびシリンダ内の排気ポート位置で中央部 C_{in} で測定される。それらの圧力波を図 2.19 に示す。この実験での排気パルスとしての圧力波は 180 mm AqG 程度でパルス圧 P_p と掃気圧 P_s との比 $P_p/P_s \approx 1.01$ である。図 2.19 によるとまず排気パルスが与えられたとき、 C_{in} の位置ではある時間遅れをもって圧力波の影響を受け、圧力波はその場で拡大されて時間的に1.6倍におよぶ。シリンダヘッド部 C_h では C_{in} 点と殆んど同時期に同程度の影響を受ける。圧力波は多少減衰しているが、シリンダ内圧力振動が著しく表われている。この周期は 10 msec 程度である。

この圧力波の振動周期は次のように考えられる。図 2.16 に示すシリンダ部 (掃気孔と掃気タンクは密接し、タンク内に開放されている) および排気出口までの 0.8 m の排気管部の総容積 ($4.09 \times 10^{-2} \text{ m}^3$) を排気出口断面積 ($2.125 \times 10^{-2} \text{ m}^2$) で割った値をこのシリンダ系の等価管長 ($l = 1.925 \text{ m}$) とすると両端開放管と考えられるので、このシリンダ系の気柱振動数は次式となる。

$$f = \frac{C}{2l} = \frac{340}{2 \times 1.925} = 88.3 \text{ cycle/s} \quad \therefore \text{周期 } T = 11.3 \text{ msec}$$

この計算値 11.3 msec は図 2.19 に示される周期 10 msec と一致している。なお図 2.20 に示されるようにこのシリンダヘッド部にはパルス以前に同周期の気柱振動があるのでパルス到来によって圧力振動が助長されるようである。

今回の実験調査により概略の圧力波の性質などをとらえることができたので、引き続き次年度も流れ (流速および流量への影響) を中心に調査を予定している。

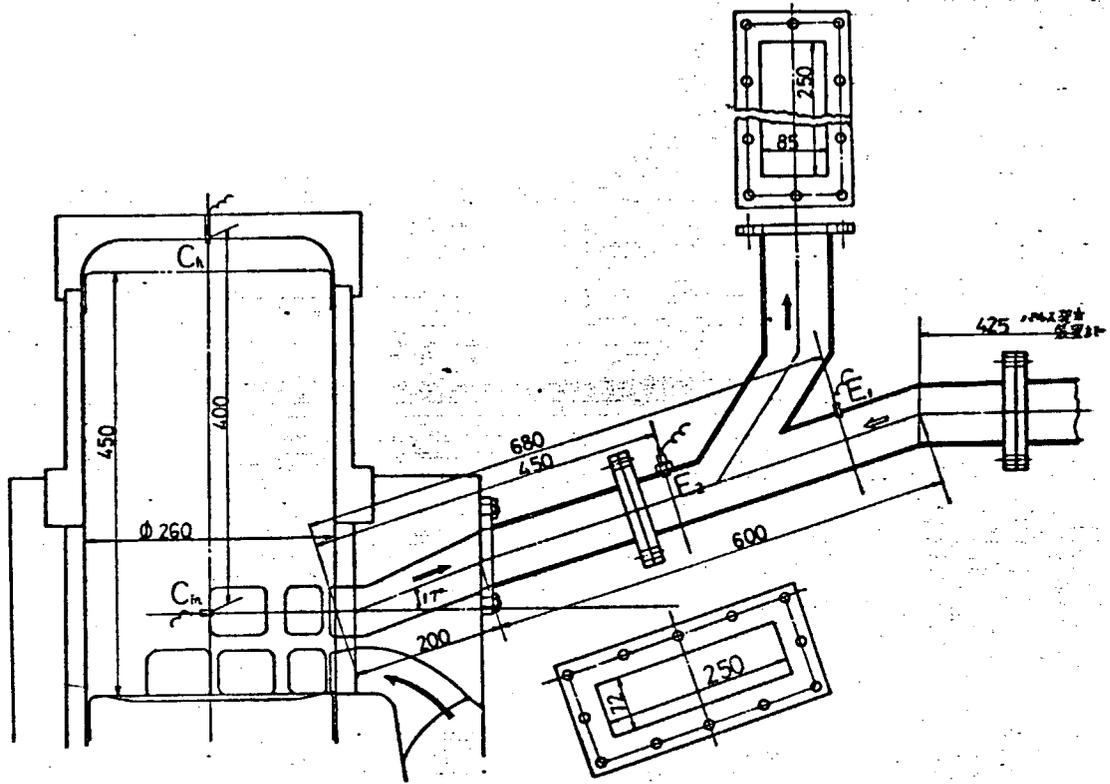


図 2.16 排気パルスとガス流れに関する実験装置

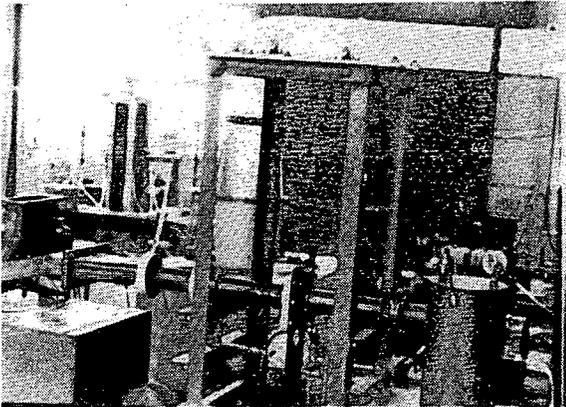


図 2.17

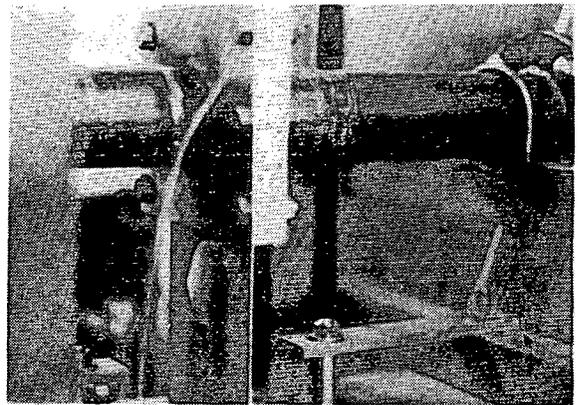


図 2.18

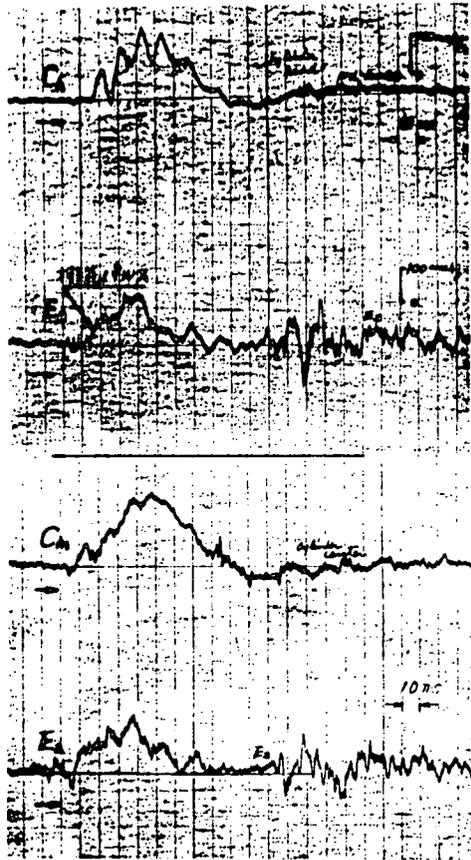


図 2.19 排気パルスとシリンダ内圧力の変動

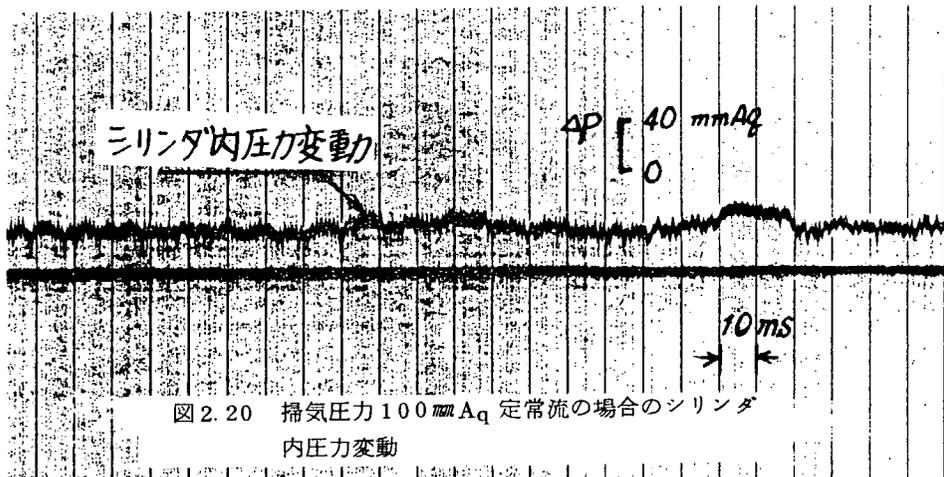


図 2.20 掃気圧力 100 mm Aq 定常流の場合のシリンダ内圧力変動

5. ま と め

本年度は一サイクル非定常実験装置によって排気つなぎ管内のガス流れについて調査を行なった。またパルス発生装置を製作し、前年度の定常流掃気実験装置と結合してパルスによるシリンダ内流れの影響について調査を行なった。前年度において静模型によって定常流で掃排気期間のガス流れを調査しているので、それらの相関性検討のために、動模型によって得られた結果の比較を行なった。以上いずれも主として排気つなぎ管内のガス流れについて調査を行ったが、次年度も本年度の概略の調査をもとに排気つなぎ管内のガス流れに温度が加わった場合、パルスの影響など調査を予定している。

第3編 四サイクル機関の排気脈動シミュレーションの研究

1. ま え が き

今年度は一次元管内非定常流シミュレーションを、性能シミュレーションと結合させられるように、これまでの単管の場合に分岐・合流部を加えて実際の多シリンダ排気管系にシミュレートできるように拡張した。

理論的に分岐・合流部の取扱いはいろいろの手法があるが、簡単であること、計算時間が短いこと等の理由により、先ず分岐・合流部では圧力が等しいと仮定してシミュレーションを行なった。

一方、実験装置としては、これまで一次元管内非定常流の実験に使用していた模型実験装置のうち、テストセクションを分岐・合流部を持つ管路系にし、これにより空気流の実験を行ない、実験データを得た。

上記の実験データは、シミュレーションの結果と比較され、検討された。以下これらについて述べる。

2. 分岐・合流部を持つ管路系のシミュレーション

本シミュレーションにおいては、ガスを完全ガスとみなし、一次元圧縮性の完全流体と仮定して取り扱う。さらに変化の過程は等エントロピーの断熱変化とし、管摩擦や流路の形状等による種々の圧力損失は考慮しないものとする。

2.1 基礎方程式

以上の仮定に基づいて定式化を行なう。

質量保存則、運動量保存則、断熱過程式、音速の式はそれぞれ次のように表わすことができる。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3.1)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + p u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (3.2)$$

$$p / \rho^{\gamma} \equiv \text{const} \quad (3.3)$$

$$C^2 = p_{\tau} / \rho \quad (3.4)$$

ただし、 ρ : 密度、 u : 流速、 p : 圧力、 C : 音速、 γ : 比熱比である。(3.1)、(3.2)を特性曲線上の方程式に書き直すと、

$$\frac{dx}{dt} = u + C \text{ 上で } \frac{du}{dt} + \mu \frac{dC}{dt} = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{du}{dt} - \mu \frac{dC}{dt} = 0 \quad (3.6)$$

$$\text{ただし、} \quad \mu = 2 / (r - 1) \quad (3.7)$$

である。

2.2 境界条件

2.2.1 入口境界条件

図 3.1 のように prechamber の圧力を P_R 、パイプ側の圧力、流速を P_1 、 u_1 、バルブ開口部での流速を V_e とする。

i) $P_R > P_1$ の場合

$$\frac{P_1}{P_R} \leq \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}} \quad (3.8)$$

のときには、流れは臨界流であり、そのとき V_e は音速に等しい。

$$V_e = \sqrt{2 g R \frac{r}{r-1} T} \quad (3.9)$$

ただし、 T : prechamber 内温度、 g : 重力加速度、 R : ガス定数である。

$$\frac{P_1}{P_R} > \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}} \quad (3.10)$$

のときには

$$V_e = \sqrt{2 g R \frac{r}{r-1} T \left\{ 1 - \left(\frac{P_1}{P_R} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right\}} \quad (3.11)$$

である。

ii) $P_R < P_1$ の場合

上述の式において、圧力の比を P_R/P_1 で置きかえ、温度 T として

$$T = T_A \left(\frac{P_1}{P_A} \right)^{\frac{r-1}{r}} \quad (3.12)$$

を用いる。ここで、 T_A 、 P_A はそれぞれ大気温度、圧力である。

iii) $P_R = P_1$ の場合

$$V_e = 0 \quad (3.13)$$

これまで求めた V_e はバルブ開口部を通るガス速度である。管内の圧力伝播状態等の初期値としては、管入口におけるガス流速 u_1 を求めなければならない。これは流量保存則より

$$u_1 = C_M \frac{A_{VAL}}{A_{pipe}} V_e \quad (3.14)$$

で与えられる。 C_M は流量係数、 A_{VAL} はバルブ断面積、 A_{pipe} は管路断面積である。

ここで、 A_{VAL} は、後述の実験に使用したバルブの値を使用することにする。

$$A_{VAL} = \frac{1 + \sin \theta}{2} R_1^2 \left[\pi - 2 \sin^{-1} \left| \frac{R_2}{R_1} \sin \left(\frac{\theta - \frac{\pi}{2}}{2} \right) \right| - \sin \left\{ 2 \sin^{-1} \left| \frac{R_2}{R_1} \sin \left(\frac{\theta - \frac{\pi}{2}}{2} \right) \right| \right\} \right] \quad (3.15)$$

R_1 はバルブガス通路半径、 R_2 はバルブロータ半径であり、 θ はある位置からの回転角度である。本バルブは $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{6}$ 、 $\frac{5}{6}\pi \leq \theta \leq \pi$ の範囲では $A_{VAL} = 0$ となる。

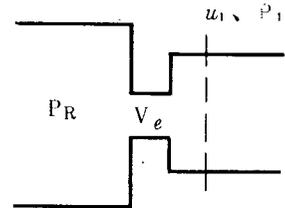


図 3.1

2.2.2 出口境界条件

図3.2のようにパイプ端の圧力、流速、音速を P_1 、 u_1 、 C_1 、ノズル部での流速を V_e とする。

出口では速度の時間変化が大きいので、非定常の Bernoulli の式を用いる。

$$L \frac{dV_e}{dt} + \frac{1}{2} V_e^2 = \frac{1}{2} V_\infty^2 \quad (3.16)$$

ここで L は inertial length で V_∞ は定常状態での噴出速度である。(3.16)式を差分化して

$$V_e^{n+1} = V_e^n + \frac{1}{2} (V_\infty^2 - V_e^2) \Delta t / L \quad (3.17)$$

で、 $t = t + \Delta t$ での V_e を決める。 V_∞ 、 V_e^n は以下の式で与える。

i) $P_1 > P_A$ の場合

$$|P_1 - P_A| < 0.1 \quad (3.18)$$

のときには、

$$V_\infty = \sqrt{\left| \frac{2(P_1 - P_A)}{\rho_B} \right|} \times 100 \quad (3.19)$$

$$\rho_B = \rho_0 \left(\frac{P_1}{P_A} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3.20)$$

ρ_0 : 大気密度

で V_∞ を与える。

$$\frac{P_A}{P_1} \leq \left\{ \frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_1}{C_1} \right)^2 \right) \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.21)$$

のときには、流れは臨界流れであり、 V_∞ は次式で与えられる。

$$V_\infty = C_1 \sqrt{\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_1}{C_1} \right)^2 \right)} \quad (3.22)$$

$$\frac{P_A}{P_1} > \left\{ \frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_1}{C_1} \right)^2 \right) \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.23)$$

のときには

$$V_\infty = C_t \left(\frac{P_A}{P_t} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left\{ \left(\frac{P_A}{P_t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_A}{P_t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\}} \quad (3.24)$$

$$P_t = P_1 \left\{ 1 + \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_1}{C_1} \right)^2 \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.25)$$

$$C_t = C_1 \sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_1}{C_1} \right)^2} \quad (3.26)$$

で V_∞ を求める。

V_e^n は u_1^n 、 P_1^n に対応する噴出速度で

$$V_e^n = u_1^n \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{P_A}{P_1^n} \right)^{\frac{1}{\gamma}} / C_M \quad (3.27)$$

D_1 は管路直径、 D_2 は出口ノズル直径、 C_M は流量係数である。

ii) $P_A > P_1$ の場合

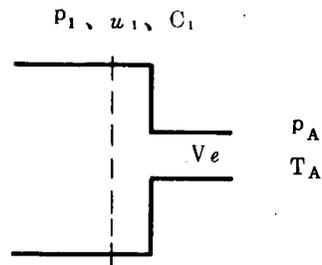


図3.2

圧力比を p_1/p_A に置きかえ、マッハ数を 0 にし、 C_e を大気中の音速 C_a とする。また密度も ρ_B として ρ_0 を用いる。inertial length L を $-L$ におきかえる。

iii) $p_A = p_1$ の場合

$V_\infty = 0$ とする。

流量保存則より u_1^{n+1} は

$$u_1^{n+1} = C_M V_e^{n+1} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{p_A}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3.28)$$

で与える。

2.2.3 分岐・合流部における条件

分岐・合流部においては圧力が等しいと仮定する。したがって、密度および音速は等しい。

$$C_1 = C_2 = C_3 \quad (3.29)$$

流量保存則より、断面積が等しいとすれば、

$$u_1 = u_2 + u_3 \quad (3.30)$$

ただし、速度の方向は図 3.3 の矢印の向きを正にとっている。

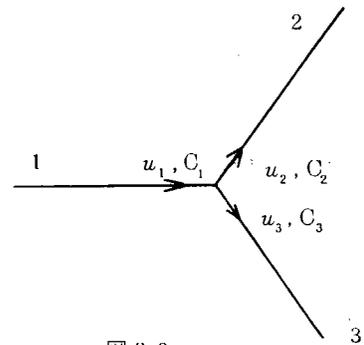


図 3.3

2.3 初期条件

計算開始前の管内各部におけるガスの状態は、流速を 0、音速を大気中の音速、圧力を大気圧と等しい状態にあるものとする。

2.4 数値解法

入・出口部、分岐・合流部を除く管路系内のガスの流動状態は、一次元の特性曲線法によって求めるが、この方法はすでに昭和 50 年度当部会報告書（研究資料 No. 258）、あるいは日本船用機関学会誌、第 8 巻第 9 号（昭和 48 年 9 月）で詳しく述べられているので、ここでは省略する。

2.4.1 入口、出口の扱い

入口、出口においては流速 u が指定される。従って、入口については特性曲線の下流側の式を、出口においては上流側の式を用いる。

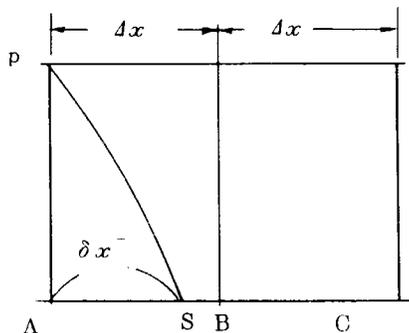


図 3.4 入口側

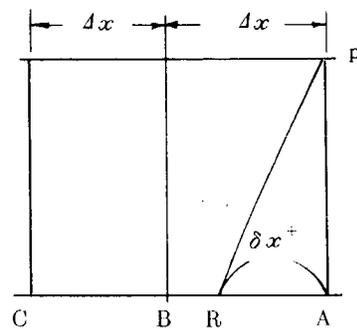


図 3.5 出口側

二次内挿は境界から内側二つめのものまで使う。

$$u = a'x^2 + b'x + u_A \quad (3.31)$$

とすると

$$u_B = a' \Delta x^2 + b' \Delta x + u_A \quad (3.32)$$

$$u_C = 4a' \Delta x^2 + 2b' \Delta x + u_A \quad (3.33)$$

これを解いて

$$a' = (u_A - 2u_B + u_C) / (2\Delta x^2) \quad (3.34)$$

$$b' = (4u_B - u_C - 3u_A) / (2\Delta x) \quad (3.35)$$

従って、入口については

$$u_S = a' \delta x^{-2} + b' \delta x^{-1} + u_A \quad (3.36)$$

出口については

$$u_R = a' \delta x^{+2} + b' \delta x^{+1} + u_A \quad (3.37)$$

となる。

2.4.2 分岐の扱い

図 3.3 において、管路 1 に対しては出口条件、管路 2、3 に対しては入口条件を適用すると、

$$u_1 + \mu C_1 = u_{R1} + \mu C_{R1} \quad (3.38)$$

$$u_2 - \mu C_2 = u_{S2} - \mu C_{S2} \quad (3.39)$$

$$u_3 - \mu C_3 = u_{S3} - \mu C_{S3} \quad (3.40)$$

(3.29)、(3.30)式を用いて

$$C_1 = C_2 = C_3 = \frac{1}{3\mu} \{ (u_{R1} + \mu C_{R1}) - (u_{S2} - \mu C_{S2}) - (u_{S3} - \mu C_{S3}) \} \quad (3.41)$$

を得る。(3.38)~(3.41)から u_1 、 u_2 、 u_3 を求めることができる。

u_{R1} 、 C_{R1} 等は特性曲線法の反復によって計算する。

2.5 数値的安定性

数値的安定性を保証するために、時間幅 Δt に制限を設ける。

$$\Delta t \leq \Delta x / \max |u + C| \quad (3.42)$$

α をパラメータとして ($0 < \alpha < 1$)

$$\Delta t = \alpha \Delta x / \max |u + C| \quad (3.43)$$

とする。

2.6 プログラム

本プログラムは、メインルーチンと11個のサブルーチンから成立っている。メインルーチンでは全体の計算の流れの制御のみを行ない、計算はすべてサブルーチンにモジュール化してあるので種々の変更が容易にできる。

図 3.6 にメインルーチンのフローダイアグラムを示した。

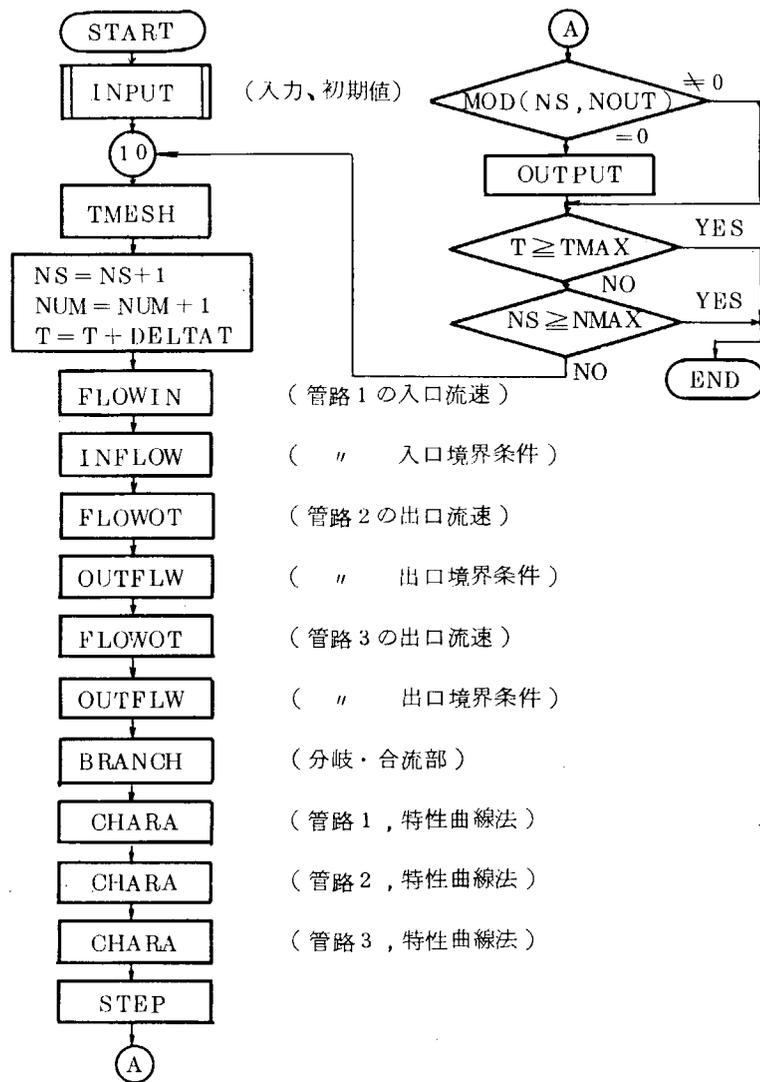


図3.6 メインルーチン・フローダイアグラム

2.7 計算結果

上述した計算過程により、分岐・合流部の取り扱いを圧力一定と仮定して計算した。

計算のモデルは図 3.7 に示すように、三分岐管配管モデルで、①の管上流に回転弁が取り付けられ、その上方に prechamber がある。

prechamber 内の空気は圧力変動はなく、 P_0 一定 (T_0 も一定) とした。図 3.7 のモデルは 120 度ずつの分岐に見えるが、分岐部では圧力一定と仮定したので、角度には関係はない。

図 3.8、3.9 にはその計算結果を示した。

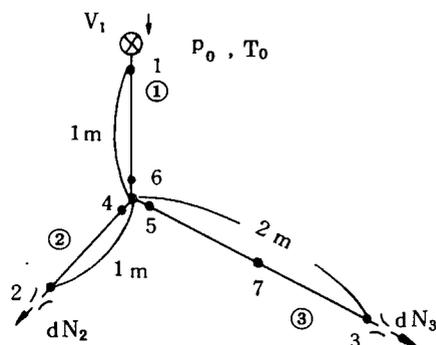
図 3.8 は、入口タンク圧力 $P_0 = 625 \text{ mmHg}$ 、同温度 $T_0 = 100^\circ\text{C}$ 、大気圧 $P_a = 1.033 \text{ Kg/cm}$ 、大気温度

$T_a = 20^\circ\text{C}$ でロータリ回転数 $n = 500 \text{ rpm}$ 、出口ノズル $dN_2 = 35\phi$ 、 $dN_3 = 35\phi$ の時の計算結果である。

図 3.9 は、各実験条件は図 3.8 の時と同じであるが、回転数を $n = 300 \text{ rpm}$ とした時の計算結果である。どちらの結果も波の運動と音速の移動による圧力変化を良くあらわしていることが分る。

いま、ガス温度を 100°C とすると、その時の音速は 387 m/sec となる。従って図 3.7 の①の管入口から②の管出口まで音速で移動するに要する時間は 0.00516 sec となり、 $n = 500 \text{ rpm}$ では約 7.8 度の角度、 $n = 300 \text{ rpm}$ では約 4.6 度の角度となる。また、①の管入口から③の管出口までの時間は 0.00775 sec となり、 $n = 500 \text{ rpm}$ では 23.3 度、 $n = 300 \text{ rpm}$ では 13.9 度に相当する。圧力波の速度は音速にさらに流速が関係するので単純には計算できないが、上述の値で図 3.8、3.9 をみるとピークの出る角度はほぼ合っている。

1 周期 (180 度) の間に、細かい山がいくつかみられるが、これは波の往復によるものであり、中程度の山は波の往復がぶつかった場合、あるいは波が重なり合った場合に出てくるものである。



(・1~7は圧力結果表示点)

図 3.7 計算モデル

RUN NO. 4

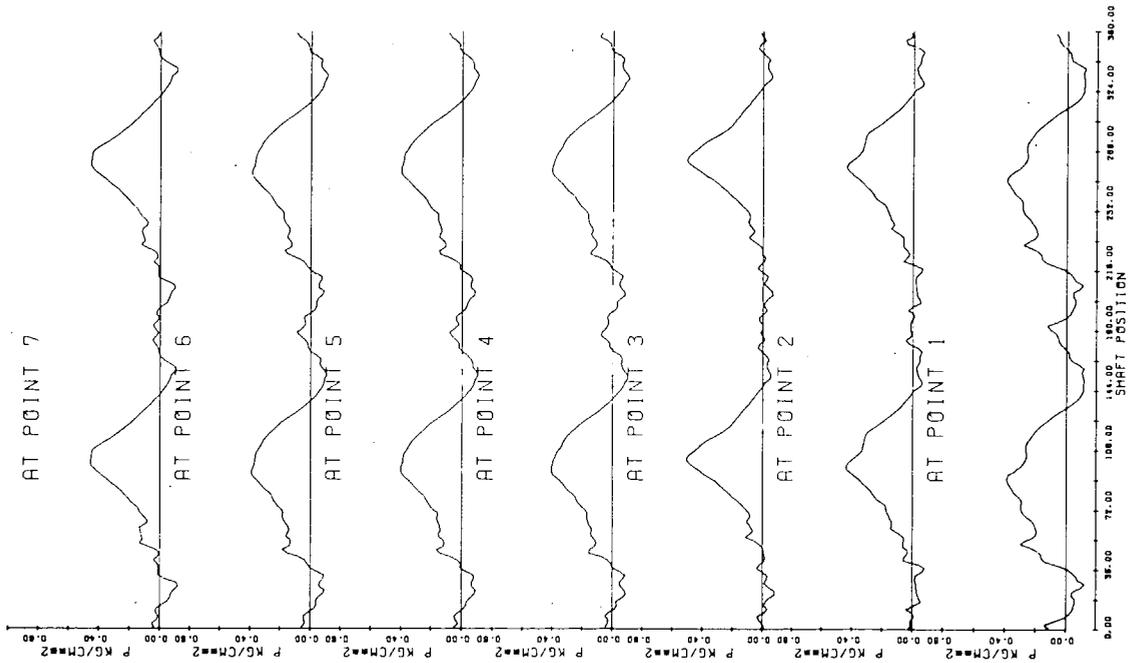


図 3.9 三分岐管内の圧力脈動状態 (計算値) (その 2)

RUN NO. 3

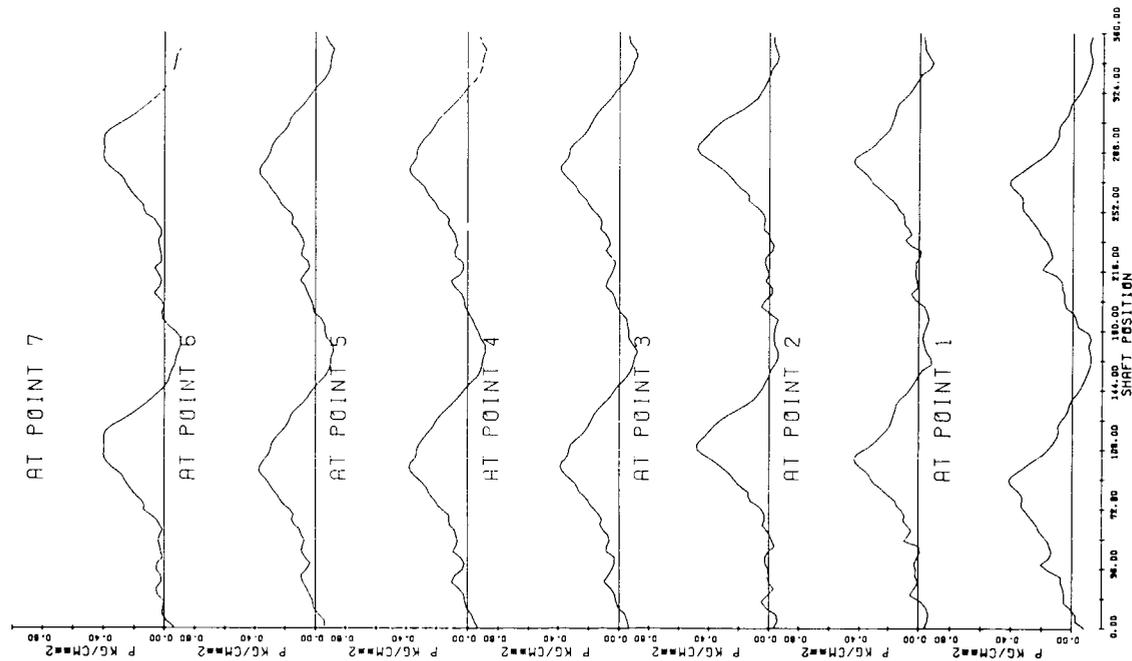


図 3.8 三分岐管内の圧力脈動状態 (計算値) (その 1)

3. 模型実験装置による実験

3.1 模型実験装置改造

本実験に使用した装置は、これまで単直管用として使用していたが、分岐・合流部をテストできる装置に一部改造した。

使用したテストセクションは図3.10～図3.12にみるとおりのもので、図3.10はT字型の分岐・合流部を持つ一入口、二出口の場合のテスト用、図3.11はY字型（各120°間隔）で同様に一入口、二出口のテスト用管系である。

図3.12は、直角曲折部とT字型分岐・合流部を持つ二入口、一出口のテスト用管系である。

3.2 実験結果

図3.13～図3.21までには、3.1で述べたテストセクションを使用して得られた実験結果を示した。このうち図3.13～図3.15では、計算結果も合わせて示してあるが、この対比については後節にてふれる。また図3.13以降POINT4とPOINT7の結果は、圧力ピックアップのドリフトがあったため、絶対値は使用不可能である。

図3.13はテストセクション(1)を使用し、 $dN_1 = dN_2 = 35\phi$ の出口ノズルを装着して、弁回転数500rpmの時の結果である。

回転弁出口後の圧力振動(AT POINT 1)に大きな二次圧力振動がみられるが、テストセクション(1)はT字型の分岐・合流部を持つものであるため、回転弁から出た波が分岐・合流部で第一次反射を起こし（実際の反射に要するクラック角は $n = 500$ rpmの場合、約7度程度で、大きな吐出圧の山の上に反射波がのり、明確にはあらわれて来ない。）、各出口から返ってくる波と重畳してこのような大きな二次振動現象があらわれる。しかし、各出口(AT POINT 2 or AT POINT 3)についてみると、回転弁直後で見られるような大きな二次振動はみられず、割合い滑らかな曲線が得られている。

図3.14は、弁の回転数を300rpmに代えただけでとは図3.13と同じ条件のものである。ここでも図3.13と同様に回転弁直後の位置には大きな二次圧力振動がみられるが、各出口部では割合い滑らかな曲線となっている。分岐部では大きな波と波の間に小さな波がみられるが、これは弁の回転数が低くなったため、ちょうど反射波があらわれてきたものと思われる。

図3.15は、テストセクション(2)を使用した場合の結果で、その他の実験条件は図3.13の場合とほぼ同じである。この場合には、分岐・合流部が120度の角度で交わっているので、そこでの反射波が少ないため、POINT 1における圧力波の形は図3.13の場合とくらべると、滑らかである。当然考えられるように、各出口での圧力波の形も滑らかであった。

図3.16には、テストセクション(1)を使用して、管出口2(AT POINT 2側)のノズル35φにした場合と、メクラフランジにより出口を塞いだ場合の比較を示した。図からわかるように、この場合の実験条件のもとでは、POINT 1では二次圧力振動に位相のずれがみられる他は、いずれも良く一致した圧力波形が得られた。POINT 1における位相のずれは、実験条件のうち、空気温度がRun No. 3の場合がRun No. 2の場合より約15°C程度高いためと、管出口での条件が異なったために生じたものと思われる。

POINT 2あるいはPOINT 3における圧力波の一致は回転数がおそいこと（管の長さにくらべ）や出口ノズル径が管径に対して大きいため、回転弁から次の波が来る前に管内の空気の流速が小さくなってしまったためと思われる。

図3.17では、図3.13と3.15の場合を比較してテストセクション形状の差による違いをみた。前述したようにPOINT 1では、分岐・合流部による反射の影響がみられるが、POINT 2あるいはPOINT

3ではほとんど同じ曲線が得られた。従って、今回の実験条件では、入口管における二次圧力振動は出口ノズル直前の圧力変動に大きな影響を与えないということがわかる。

図3.18～3.20まではテストセクション(3)を使って得た結果を示した。これらは一連の実験結果である。始めに二つある入口タンクのうち、 T_3 のタンクを大気圧状態とし、 T_1 のタンクのみに必要な圧力をかけて管内の圧力変動状態をみた(図3.18)。

次に T_1 のタンクを大気圧状態として T_3 のタンクにのみ、所要の圧力をかけて管内の圧力変動状態を調べた(図3.19)。

そして最後に、両方のタンクに圧力を加え、管内の圧力の変動状態を調べ、それぞれの場合と比較してみたものである(図3.20)。また、双方の回転弁の開く間隔は 90° おきであり、時間的に等間隔で両弁の開閉が行なわれている。

図3.18～3.20にみられる波の挙動は、これまで述べて来た図3.13～3.15までの結果と本質的に異なることはないので、それについての説明は省略する。

図3.21は図3.18～3.20をPOINT 1～3について1枚の図上に重ねて描いたものである。同図の下には両回転弁の開き角度を示した。

図から明らかなように、このように、このような大きな波の振幅状態で、しかも両回転弁にオーバーラップがある状態でも、それぞれ単独の実験で得られた結果と、両回転弁を同時に作動させた状態とを比較すると、単純に重ね合わせをただけでも非常に良い一致をみることがわかり、それぞれ単独に実験して重ね合わせることにより、複数の弁が作動した時の波動状態を近似的に求めることができる。

ただし、これらの結果は狭い実験範囲で得られたものであり、一般性を有するかどうかは、今後広い範囲の実験条件で検討してみる必要がある。

4. 実験結果と計算結果の比較

前述したように、今回は一入口、二出口管系におけるシミュレーションを、分岐・合流部では静圧一定と仮定して行なった。

図3.13～3.15にそれらの実験との比較を示した。なおPOINT 4とPOINT 7における圧力変動の実験曲線は、温度ドリフトにより0レベルが移動したので絶対値は比較できない。またシミュレーションのうち、図3.13と3.15に示したものは同一計算結果である。

図3.13をみると、シミュレーションと実験結果はおおむね良く合っている。POINT 1において、シミュレーションでは分岐・合流部での反射の影響がなく、若干不一致をみるが、POINT 2やPOINT 3では、圧力変動状態は良く一致しており、また分岐・合流部においても良く一致している。

図3.14、3.15も図3.13の場合と同様のことが云える。

図3.13～3.15を通してみると、POINT 2あるいはPOINT 3において圧力振幅の絶対値や位相に若干のずれがみられる。また、前述したようにPOINT 1においても同様に圧力変動状態に若干のずれがある。

今回のシミュレーションに使用した方程式には、管摩擦による影響や、伝熱による効果等が含まれていないので、そのためかとも考えられる。

4サイクル機関の排気管系は、一般に管の長さとその径の比 l/d が大きいため、実際の状態に合うシミュレーションを作成するには、管摩擦や伝熱の効果を検討した方程式を使用して作らなければならないであろう。

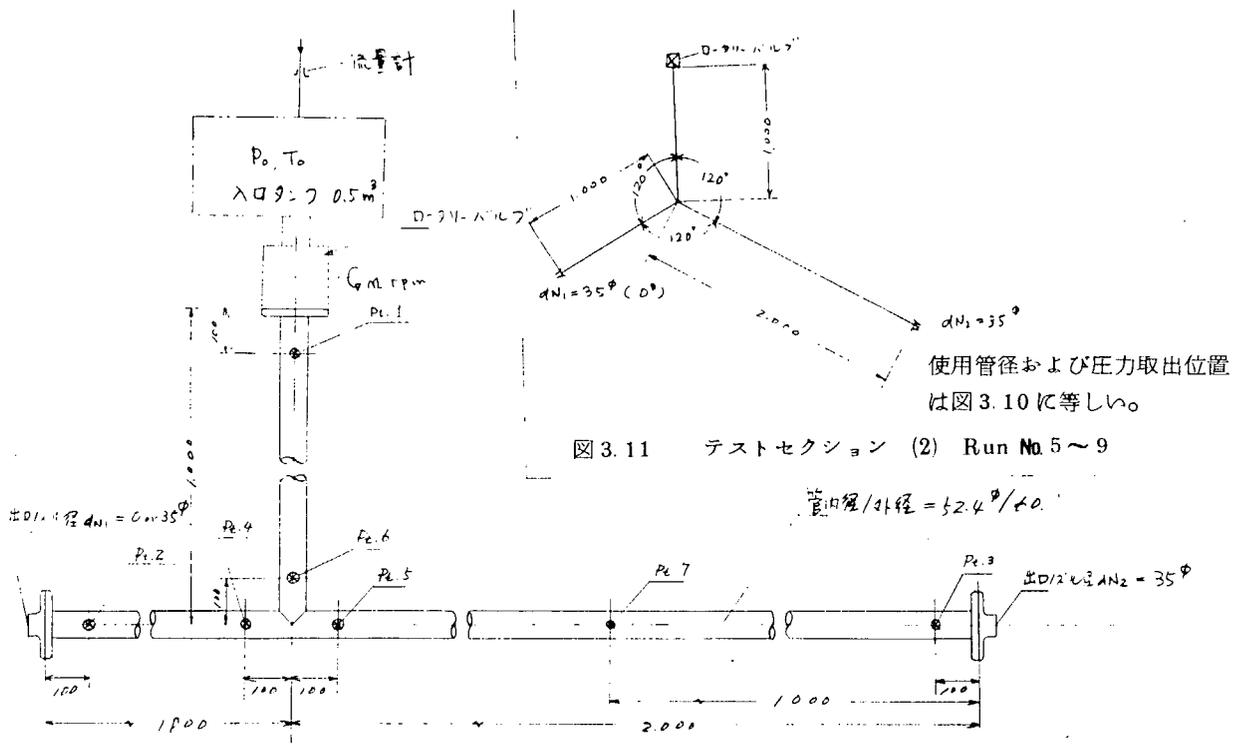


図3.10 テストセクション (1) Run No. 1~4

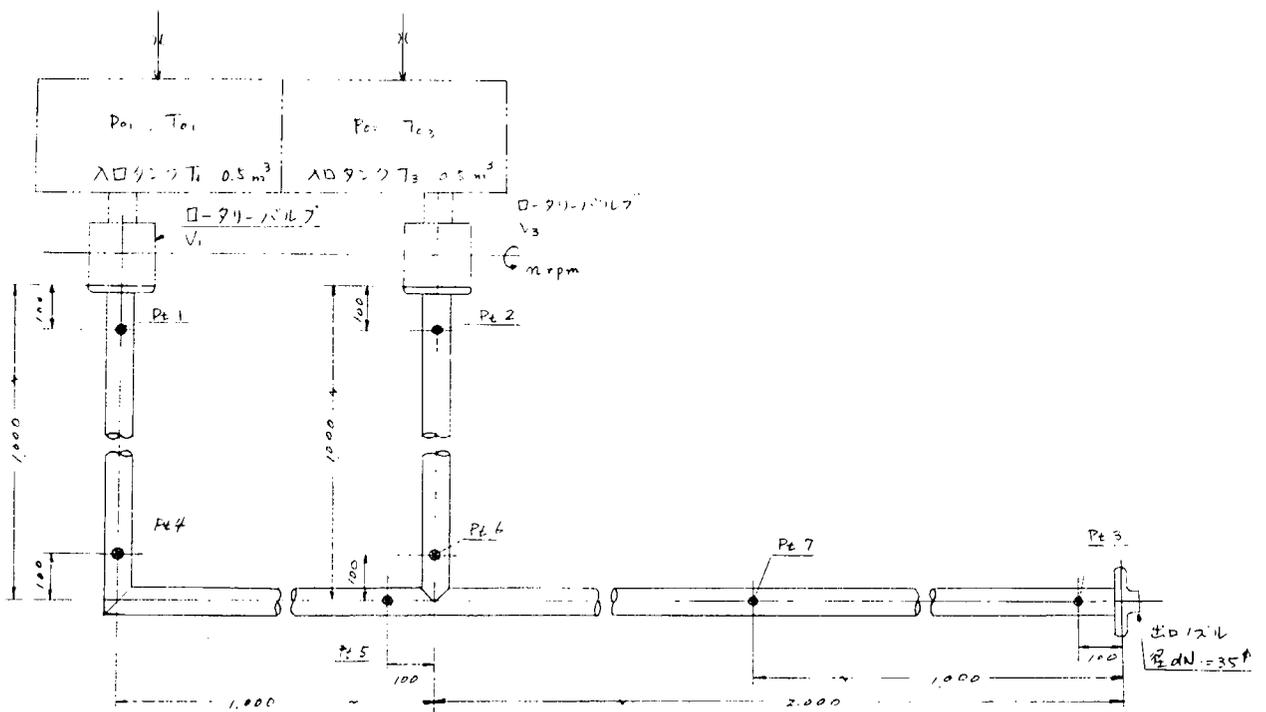


図3.12 テストセクション (3) Run No. 10~15

RUN NO. 3

RUN NO. 4

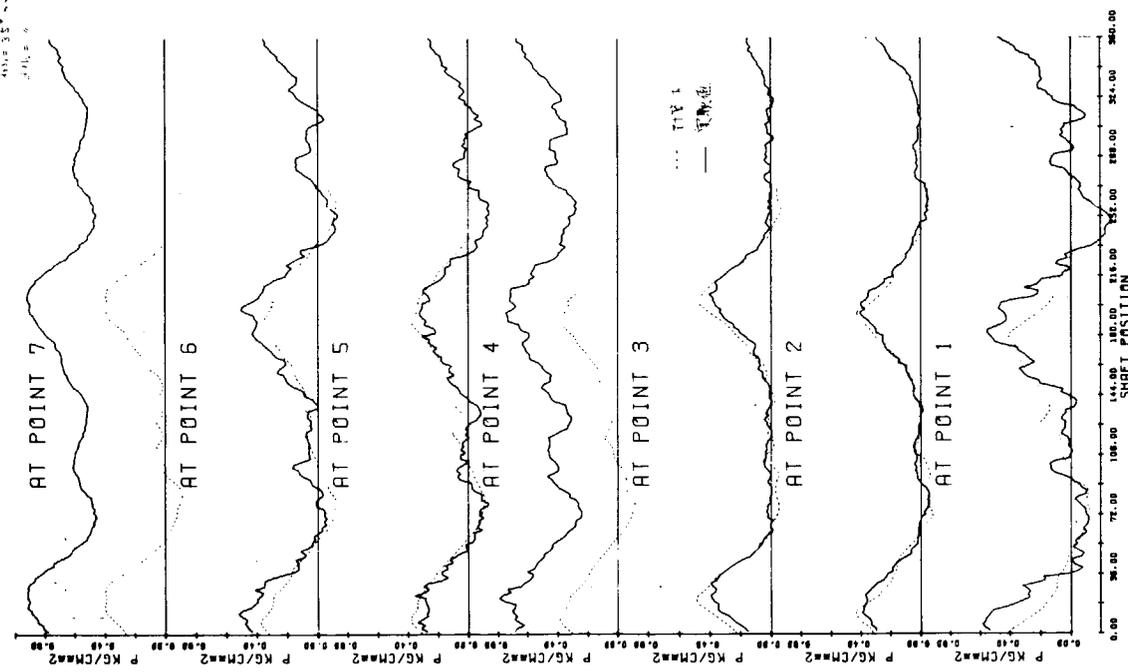


図 3.13 実験値と計算値の比較 (1)
(テストセクション(1)による)

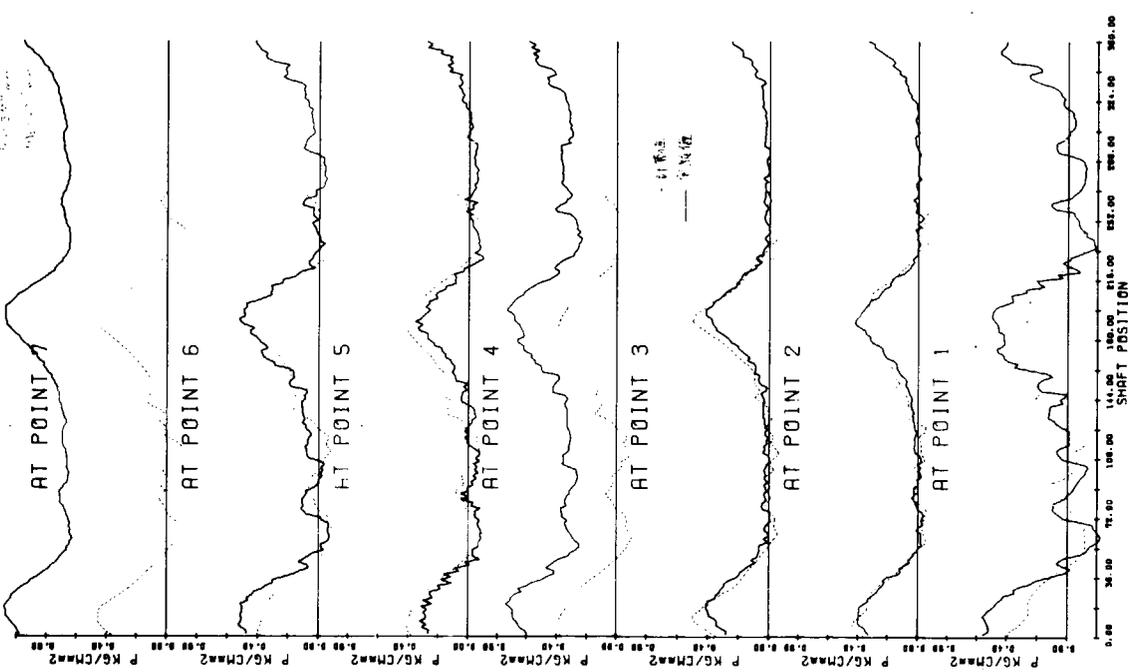


図 3.14 実験値と計算値の比較 (2)
(テストセクション(1)による)

RUN NO. 8

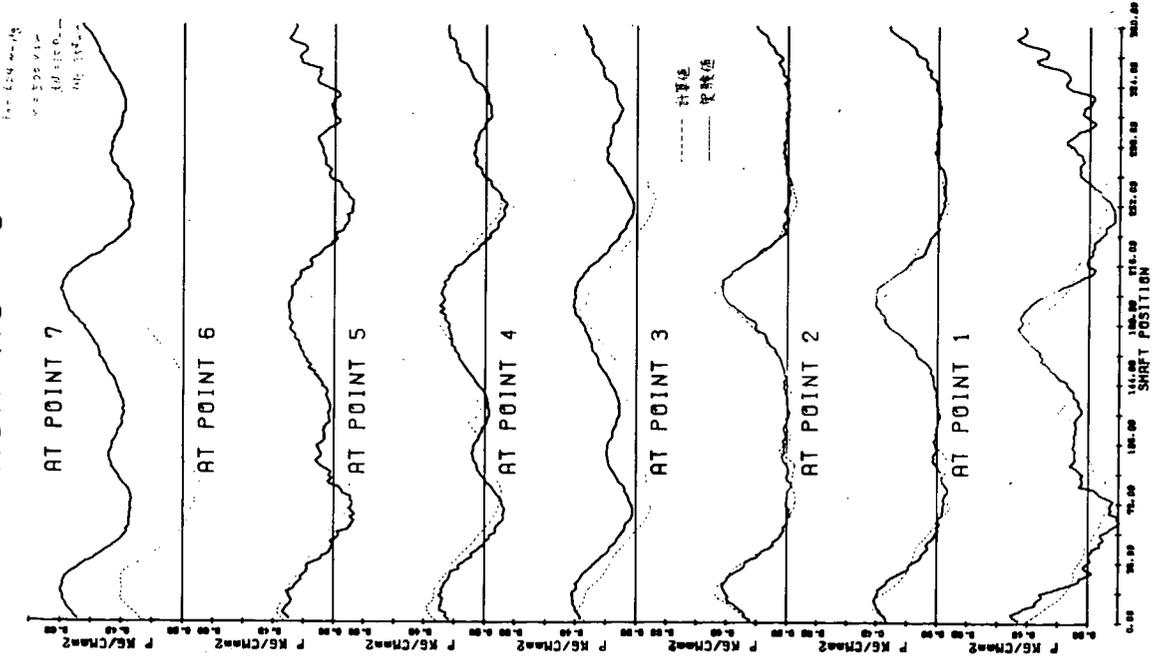


図 3.15 実験値と計算値の比較 (3)
(テストセクション(2)による)

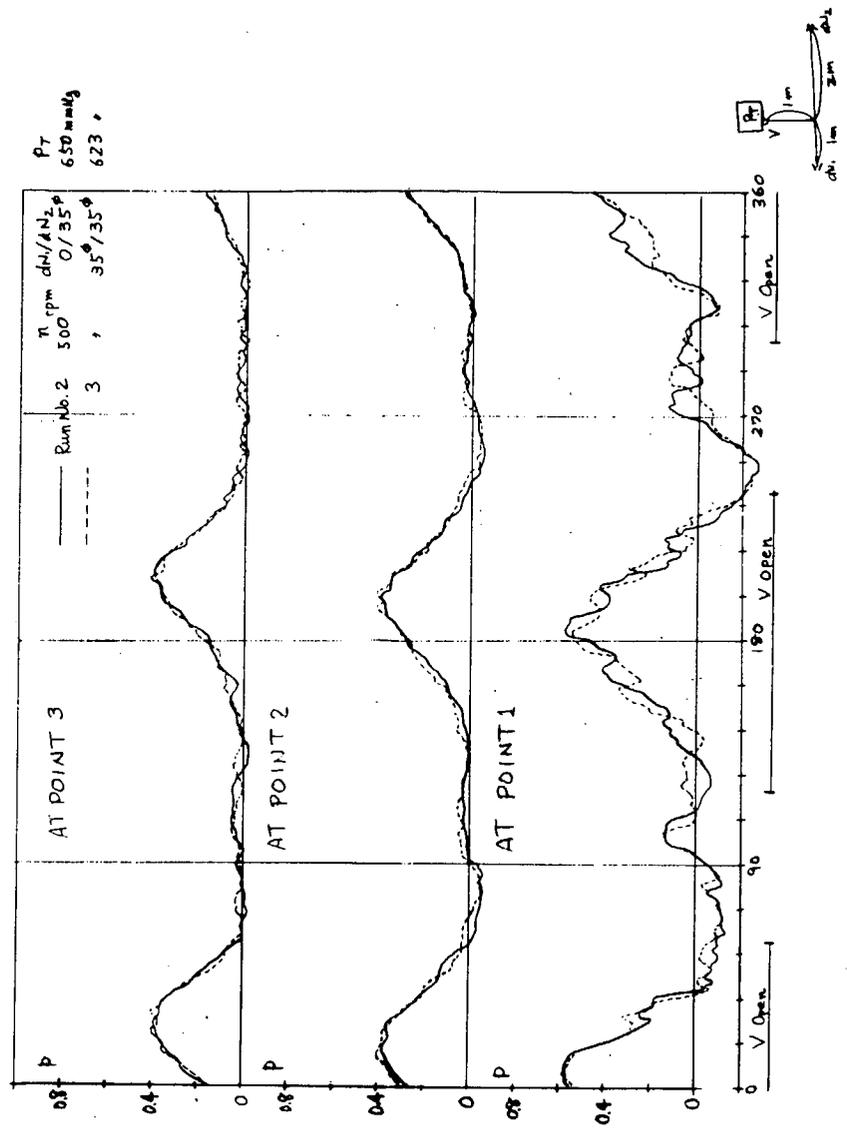


図 3.16 dN_1 が 0 と 3.5φ の場合の比較

RUN NO. 10

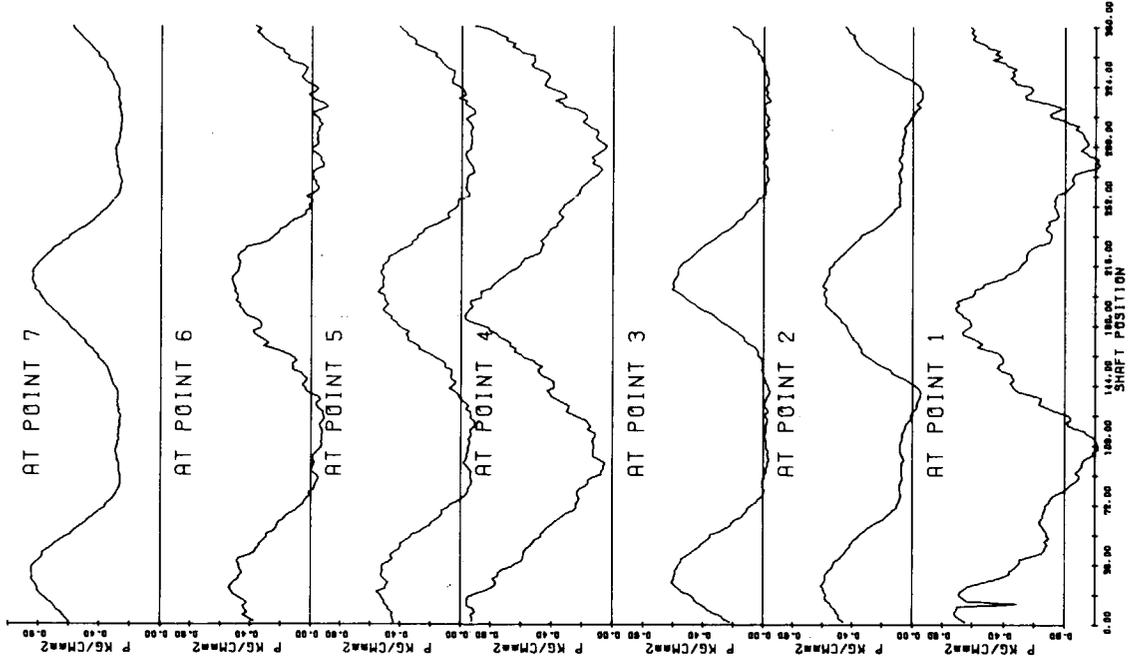


図 3.18 テストセクション(3)による各部の圧力変動 (1)
 $P_{01} = 650 \text{ mmHg}$, $P_{03} = 0$, $n = 500 \text{ rpm}$

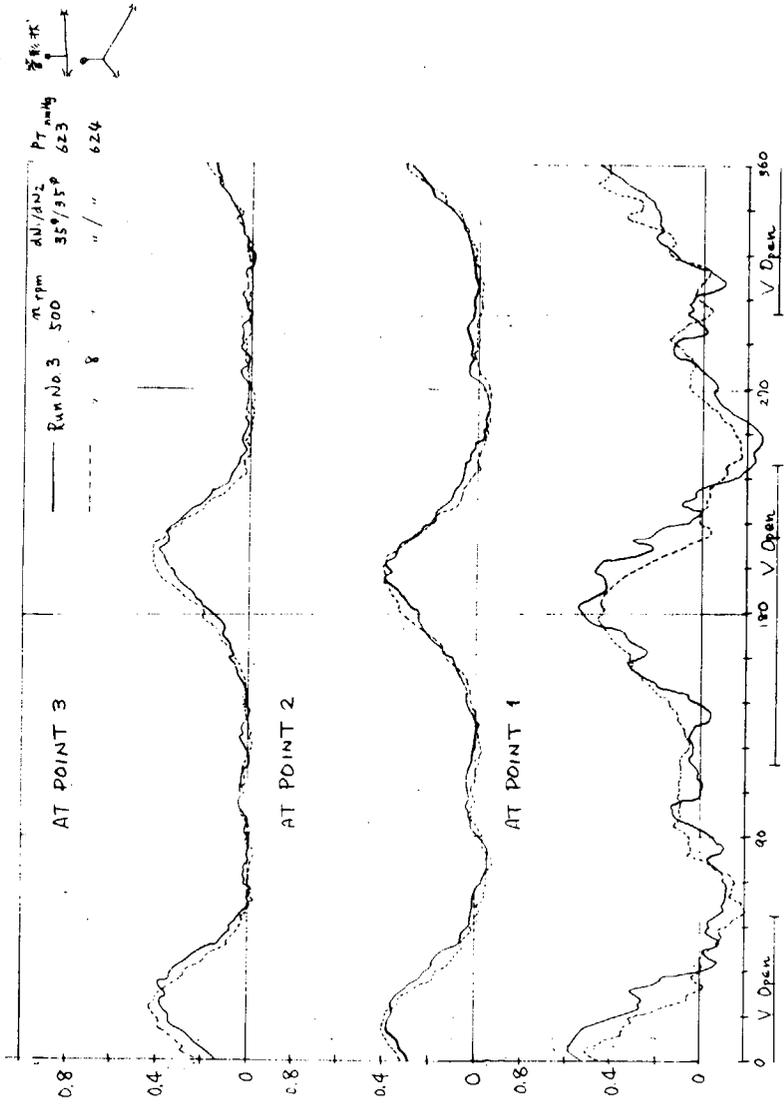


図 3.17 テストセクション(1)と(2)の比較

RUN NO. 11

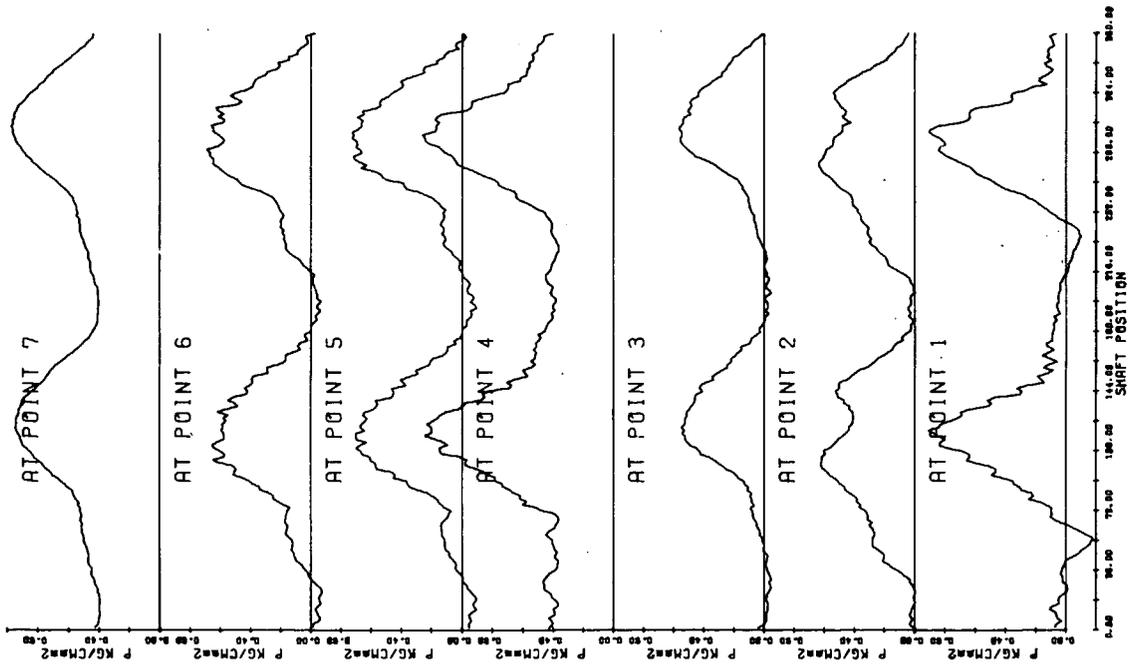


図 3.19 テストセクション(3)による各部の圧力変動 (2)
 $p_{01} = 0$; $p_{03} = 650$ mmHg, $n = 500$ rpm

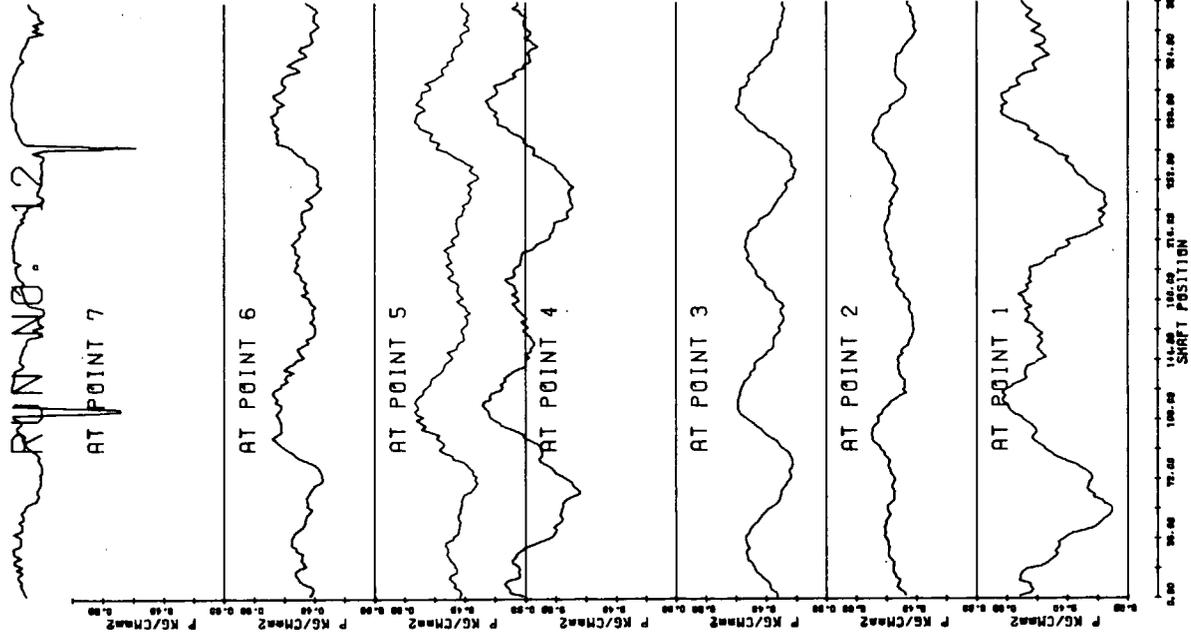


図 3.20 テストセクション(3)による各部の圧力変動 (3)
 $p_{01} = 640$ mmHg, $p_{03} = 650$ mmHg, $n = 500$ rpm

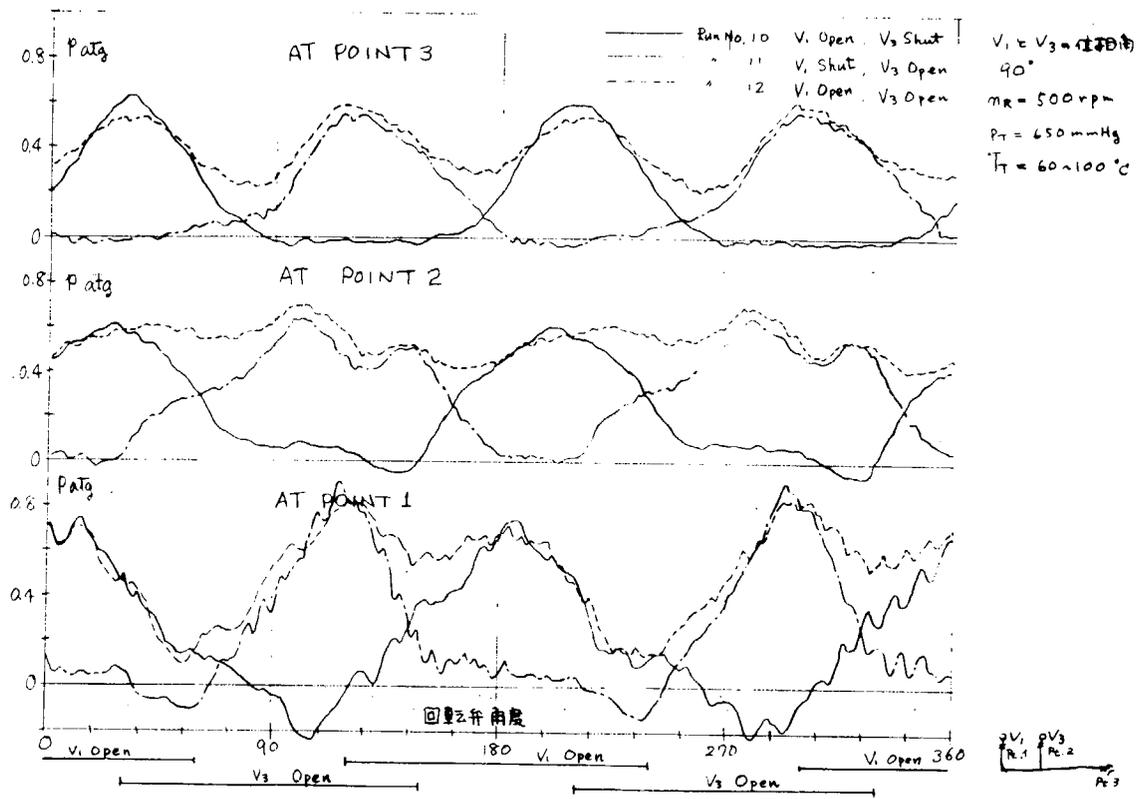


図 3.21 テストセクション(3)により V₁ と V₃ の効果

5. 実験機関の排気管延長と脈動計測

実験機関の原形のままでは排気管の長さが約2mであり、排気管をVolumeとして脈動シミュレーションを行なうことができる。

そこで、本年度は排気管系を延長して、排気脈動に反射波の影響が現われるように改造した。図3.2.2に示すように過給機の位置は約1.5mの範囲で移動可能であり、排気管の位置をエンジンから最も遠くに置いたときの、排気管の長さは約7mである。

図3.2.3に排気脈動の計測例を示す。計測は600, 750, 900 rpmで行なった。計測位置は図3.2.3(a)に示す5点であり、これらの位置における計測結果は①～⑤で示されている。600 rpmでは反射波の影響は強く現われていないが、750, 900 rpmではこれのがはっきり現われており、目的にかなった改造が行なわれたことが分る。

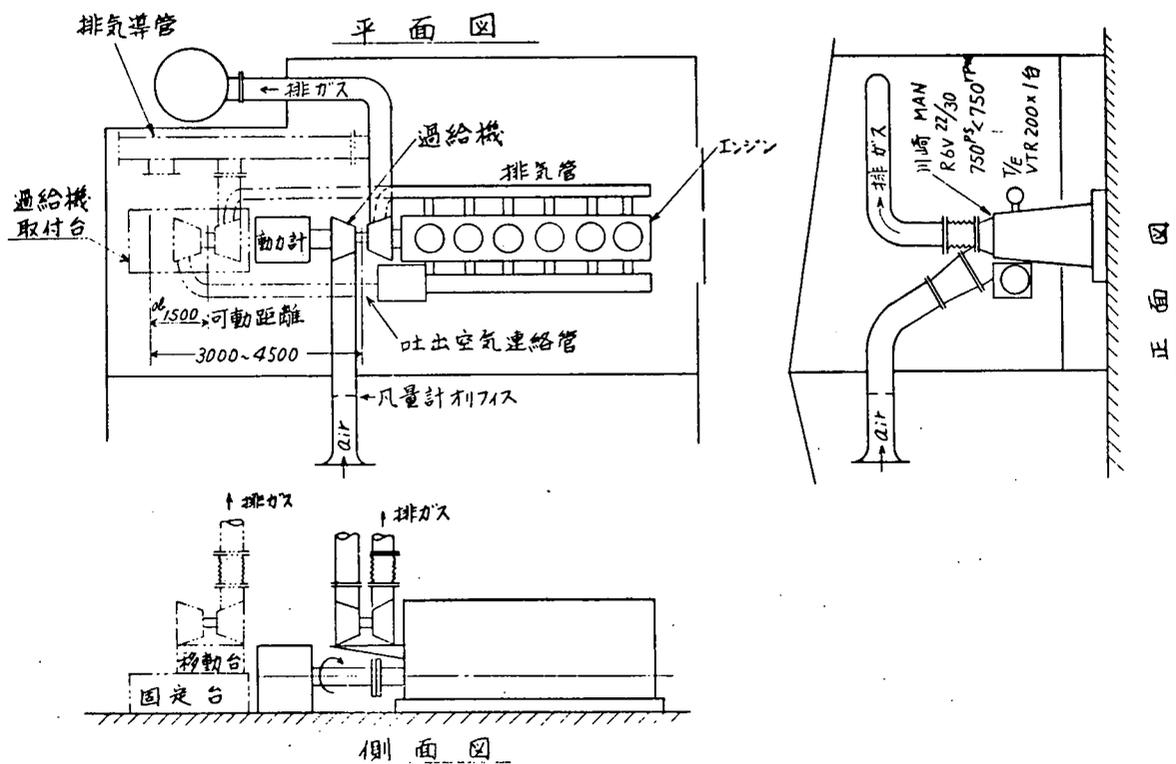


図3.2.2 実験機関配置図

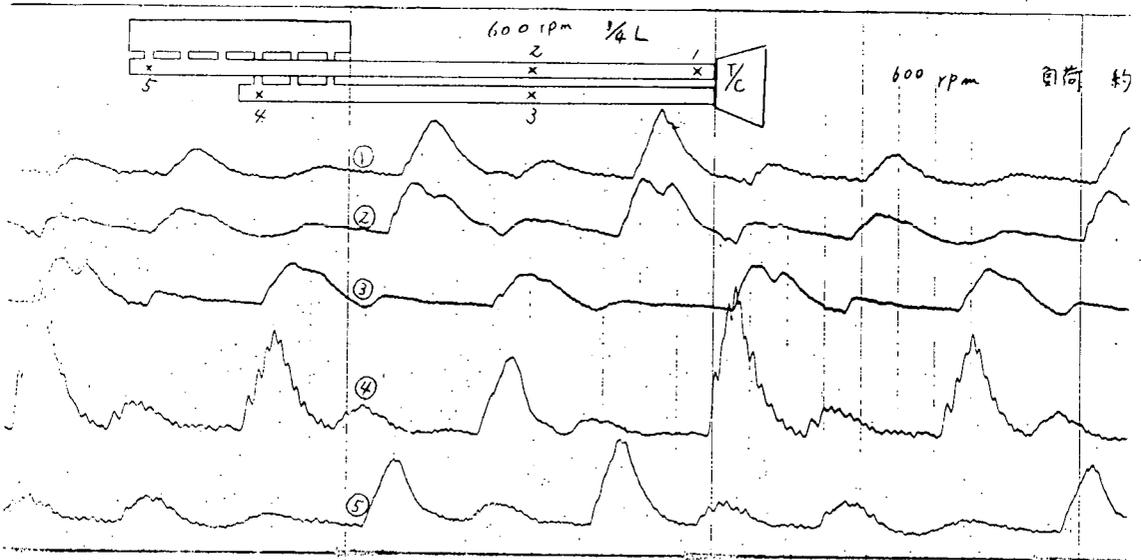


图 3.23 (a)

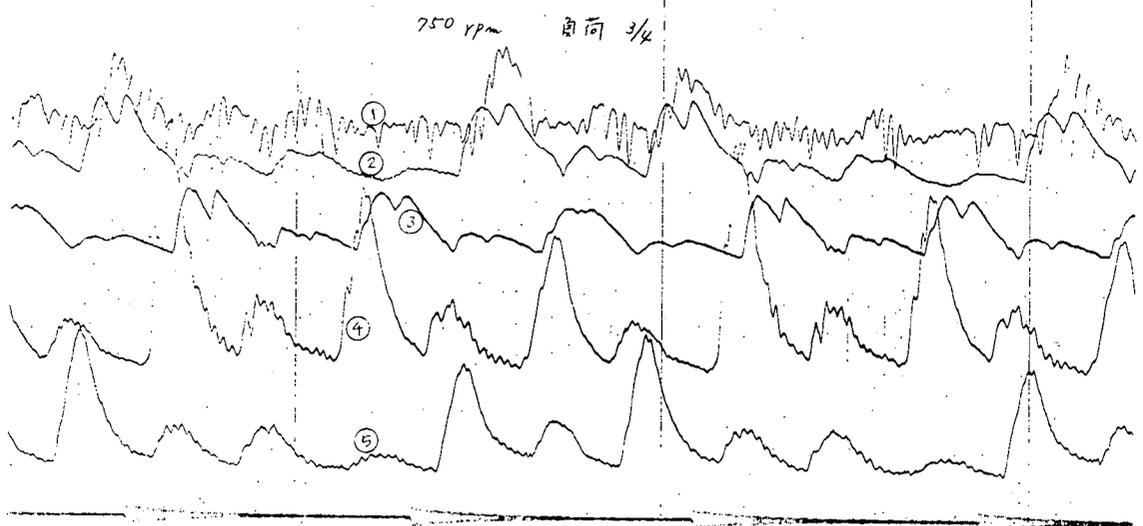


图 3.23 (b)

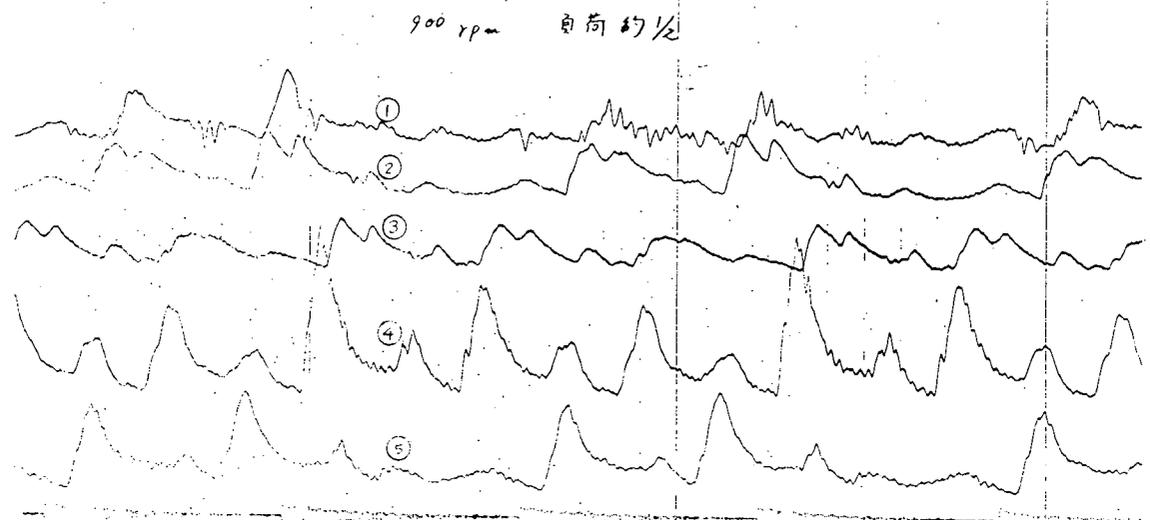


图 3.23 (c)