

第100研究部会

巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究

報 告 書

昭和43年3月

社 团 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和42年度補助事業「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」として、日本造船研究協会第100研究部会においてとりまとめたものである。

第100研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	藤田秀雄	(三菱重工)
幹事	井ノ内一雄	(船舶技術研究所)
"	泉修平	(三菱重工)
"	今井次郎	(三井重工)
"	入江正彦	(三井造船)
"	太田文二	(日本海事協会)
"	大坪昇	(日立造船)
"	木下勝	(三菱重工)
"	後藤寿穂	(日立造船)
"	佐伯庄吾	(三井造船)
"	島内一郎	(川崎重工)
"	田丸量一	(日立造船)
"	長畠康夫	(日立造船)
"	西木戸実	(三井造船)
"	葉山真治	(東京大学)
"	藤盛豊介	(川崎重工)
"	星野次郎	(日本海事協会)
"	藤田宏美	(三菱重工)
委員	安藤静男	(山下新日本汽船)
"	井上正義	(神戸製鋼所)
"	河津威信	(浦賀重工)
"	小杉照治	(ジャパンライン)
"	白石邦和	(日本钢管)
"	立野保次郎	(石川島播磨重工)
"	田中兵衛	(昭和海运)
"	研谷晨	(吳造船所)
"	富田治	(佐世保重工)
"	浜口勝	(太平洋海运)
"	原野二郎	(三井造船)
"	松崎義一	(日本郵船)
"	山本正之	(大阪商船三井船舶)
"	渡辺淨	(日本製鋼所)

討議参加者

浅田忠敬	(日立造船)	明石源一郎	(川崎重工業)
網谷竜男	(三菱重工業)	赤堀聰生	(海事協会)

石 井 泰 之 助	(三 井 造 船)	井 関 義 弘	(三 井 造 船)
今 橋 武	(浦 賀 重 工 業)	老 嶋 哲 夫	(三 菱 重 工 業)
岩 城 嵩	(三 井 造 船)	岩 本 宏 次	(川 崎 重 工 業)
植 田 靖 夫	(船 舶 技 研)	遠 藤 裕 久	(三 井 造 船)
遠 藤 肇	(三 井 造 船)	尾 形 可 行	(日 立 造 船)
岡 久 泰 明	(川 崎 重 工 業)	鬼 塚 清 隆	(三 菱 重 工 業)
岸 本 宏 次	(三 井 造 船)	倉 橋 完 充	(三 菱 重 工 業)
河 野 恵 裕	(三 菱 重 工 業)	佐 伯 謙	(三 井 造 船)
清 水 英 和	(日 立 造 船)	清 水 濁	(川 崎 重 工 業)
塩 田 敬 二 郎	(船 舶 技 研)	塩 田 潔	(三 菱 重 工 業)
鈴 木 曜	(日 立 造 船)	砂 田 久 吉	(日 立 造 船)
高 垣 勇	(三 菱 重 工 業)	武 銑 長 重	(浦 賀 重 工 業)
谷 藤 弥 寿 生	(神 戸 製 鋼)	田 上 健	(吳 造 船 所)
蓼 沼 太 門	(佐 世 保 重 工 業)	谷 中 健 一	(川 崎 重 工 業)
谷 口 中	(三 菱 重 工 業)	土 井 丈 士	(三 井 造 船)
永 井 将	(日 立 造 船)	中 村 陽 一	(川 崎 重 工 業)
中 島 克 人	(三 井 造 船)	西 川 隆 史	(日 本 鋼 管)
橋 本 博	(川 崎 重 工 業)	長 谷 恒 泰	(神 戸 製 鋼)
橋 本 義 敏	(三 井 造 船)	平 野 進 作	(日 立 造 船)
正 田 美 粧	(三 井 造 船)	藤 野 勉	(三 菱 重 工 業)
深 堀 勝 市	(三 菱 重 工 業)	松 野 裕	(三 井 造 船)
松 藤 茂	(日 本 製 鋼)	三 宅 幹 彦	(三 井 造 船)
水 谷 洋 一	(船 舶 技 研)	溝 上 達 丈	(三 菱 重 工 業)
宮 野 弥 明	(三 菱 重 工 業)	數 忠 司	(神 戸 製 鋼)
山 本 成	(三 菱 重 工 業)	山 内 英 和	(三 菱 重 工 業)

運輸省側出席者

今 村 宏、 土 井 平 孝、 佐 藤 直 樹

目	次
まえがき 一 研究の目的と成果	1
第1章 燃焼室壁部材の強度に関する研究	3
第1節 機械疲労と熱疲労の組合せ耐久強度に関する研究	3
1.1 まえがき	3
1.2 試験装置の製作	3
1.3 基礎材料試験	14
1.4 文献調査	16
1.5 今後の研究予定	18
1.6 まとめ	19
第2節 欠陥材の熱疲労強度に関する研究	20
2.1 まえがき	20
2.2 供試材の調整	20
2.3 引張試験	22
2.4 塑性疲労強度	24
2.5 考 察	27
2.6 まとめ	40
第2章 ピストンクラウンの過渡的熱応力に関する研究	42
第1節 ピストンクラウンの熱的境界条件と熱応力の関連性に関する研究	42
1.1 機関運転条件と温度分布の関連性について	42
1.2 热的境界条件と温度分布の関連性について	47
1.3 热応力と温度分布の関連性について	55
1.4 実験的検討	61
第2節 ピストンクラウン熱歪計測法の確立に関する研究	86
2.1 急勾配を有する温度場における測定精度の検討	86
2.2 実機における多点熱歪同時計測法の確立	91
第3節 ピストンクラウンの3次元熱光弾性法に関する研究	101
3.1 热光弾性法の热的条件と実機との対応性の検討	101
3.2 過渡的热応力分布特性の類形化の研究	112
第3章 排気弁棒の热および機械的強度に関する研究	117
まえがき	117
第1節 大形ディーゼル機関排気弁の热負荷のは據と軽減	117
1.1 緒 言	117
1.2 実験内容および条件	117
1.3 各種実験条件に対する性能、ガス流れ特性およびサイクル値の検討	121
1.4 排気弁、弁座およびシリンダカバーの熱負荷の検討	139
1.5 結 言	166
第2節 排気弁強度に関する検討	170
2.1 緒 言	170

2.2 機械的応力の理論的解析	170
2.3 機械的応力の実験的解析	179
2.4 热応力の理論的解析	194
2.5 総合的検討	195
2.6 結 言	199
第4章 クランク軸の強度に関する研究	204
第1節 機関台板の曲げ剛性を考慮したクランク軸の強度算定法	204
1.1 まえがき	204
1.2 計算式の誘導	204
第2節 軸系縦振動防止装置の研究	208
2.1 緒 言	208
2.2 縦振動減衰装置の性能についての解析	209
2.3 試作縦振動減衰装置および供試機関	220
2.4 測定装置および測定方法	223
2.5 測定結果および考察	226
2.6 結 言	264
あとがき 一 今後の問題点 一	265

ま　え　が　き

研究の目的と意義

41年度に引き続き42年度に計画された「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」はこの種の大形ディーゼル機関の開発を推進するため必要な資料を得ることを目的としている。

近時、船舶が巨大化するに伴い、その運航能率の良否は船主にとってきわめて重大な条件となってきたが、世界的な海事労働力の量、質面における低下の傾向からみても保守条件の最低線の確保さえ懸念される現状にある。

このような厳しい運航条件の下で、未経験の新機関に対し在来の機器に勝る信頼性を期待するためには、その弱点をあらかじめ知悉し十分な事前の注意を払い、また事後の措置を講じ得る技術体勢を作ることがぜひとも必要である。

本研究は、大形ディーゼル機関製造各社がそれぞれの特許のわくにとらわれず組織的な共同技術活動を行ない、わが国の船舶機関技術社会がわが国の技術的ヘゲモニーを世界に向つて示すにたる業績をあげる最適の機会であり、この共同研究体制の確立こそわが国技術の飛躍的発展にとって最も好ましいものであると考えられる。

研究の成果

本研究は巨大船用超大形ディーゼル機関の構成部品のうちで最も問題が多く、またその実用化に際して緊急解決を要すると思われる部材を対象として採りあげた。また、その研究の手法としても、材料力学、伝熱工学、熱力学、機械力学、測定工学等の基礎工学的立場から広く専門家の知識を動員注入し、学問的、技術的に密度の高い組織的研究が行なえるように配慮した。

さらにその成果は広く共通工学のそれぞれの分野にフィード・バックして、わが国の内燃機関に関する工学上に新しい貢献をするように心掛けてきた。

本年度において施行した研究項目は後述の各章報告に個別的に述べられているが以下その概要を要約する。

(1) 燃焼室壁部材の強度に関する研究

本年度において高温塑性疲労試験装置が完成され、早速シリンダカバー、ピストンクラウン等に使用される材料の試験にはいつた。

また本機と併行して三菱重工長崎研究所において多数の試験装置を動員し、これら材料の熱疲労、機械疲労の重畠の場合における耐久強度限界について精力的な試験を続行している。

同時に鋳造材の欠陥の許容限度を判定する基礎となる熱疲労試験もようやく試験片の準備が整つて、荷重試験にはいつた。

これ等の試験は試験時間が長期にわたる上に、供試材の種類も多いにもかかわらず、使用できる試験装置の国内における台数が限られているので、国家的規模での長期にわたる組織的研究によらずしてはとうていまとまつた成果をあげることができない。

(2) ピストンクラウンの過渡的熱応力に関する研究

機関の種々の運転状態、ことに過渡的な負荷の変化時における機関部材に生ずる熱応力を予測し、これを制御する技術は内燃機関の設計、管理にあたつて最も重要かつ困難な技術であり、まだ世界的にも見るべきものがない。この種の熱応力による重大な故障も、その発生までは設計者も知らず、その発生の後で対策に苦慮してきたのが実状である。

われわれは対象をまずピストンクラウンに選び、この問題を3方面からとり組んでいる。すなわち第1の方法は機関の種々の運転状態におけるピストンクラウン加熱側および冷却側での熱の出入の条件を調べ、ついでこの両者間の熱の移動を計算することによつてピストンクラウンの中の温度分布とその変化とを知り、さらにこれによつて誘起される熱応力の大きさとその推移を部材のいたるところで求めようとするもので、そのため必要な基礎的伝熱データを得ることおよび

解析理論を確立することが研究の内容である。

本年度の研究成果としては上記後段の解析理論を樹立し、その妥当性を種々の基礎実験によつて確かめうるに至つたが、研究の前段である熱的境界条件に関する基礎データの収集にいたるためにはまだまだ多くの技術的困難が克服されねばならぬ状態にある。

研究の第2の作戦正面はピストンクラウンの熱ひずみを直接測定することによつて、問題になるような熱応力が実際に機関に存在するか否かを知り、故障の発生を早期に予知し、あるいは防止対策をたてうるようにしようという研究である。

この測定法はもちろん生易しい技術でなく、精度確保のための問題点を一つ一つ克服して行くとともに、新しいテレメータリングの技術を完成せねばならず、本年度の成果はようやくこれまで模索した手法についてやや明るい見通しを得た段階ということができる。

研究の第3は実物研究によらず、実物と相似性の成り立つ模型を用い、実物と相似性のある負荷条件を再現して、その下で熱応力に相当するひずみを調べ、実物の状態を類推しようという手法の研究である。

この手法は最も費用がかからず、また種々の設計の類形化にも役立つ利点があるが、上述のように実機、実際の条件と模型試験との対応づけに最も問題が残る。われわれは手法として3次元熱光弾性法を選び、その実用化のための問題点を究明し、工夫を重ねておよその適用範囲を明らかにし得たと思う。

(3) 排気弁棒の熱および機械的強度に関する研究

前項に述べたピストンクラウンと並んで最も問題の多い排気弁を対象として、その熱的環境条件と応力の関係を、実機計測および解析、モデル実験等によつて究明した結果、この種部材に発生する応力の大略の値を推算し、経験された故障原因についても妥当な推論を得るに至つた。

しかし、燃焼室周辺の熱的境界条件の究明には、さらに精度の高い研究の必要が痛感され、機関の運転状態と関連のついたこの種の基礎データがないかぎり、せつかくの応力・強度の研究も十分な適用の成果をあげることができない。このために今後引き続く研究が43年度で計画されている。

(4) クランク軸の強度に関する研究

本年度の研究の成果としては、i) 機関台板の曲げ剛性を考慮に入れたクランク軸の各すみ内部の応力を計算するプログラムを作つたこと、および、ii) クランク軸の縦振動防止装置を試作し、これを実船に装着してその効果を確認したことである。

これ等はともに超大型クランク軸の強度確保のために必要な技術ではあるが、研究の全容からいえばようやくその一端に手を染めたに止る。

すなわち、i) の計算プログラムの効果的適用のためには引き続いて、機関の架構と台板自体の剛性の計算法の確立、さらには船体の機関台が及ぼす影響をも知る必要がある。また、ii) については特にその原理を明らかにして、広く一般への適用の道を開き、その効果についても遺漏ないことを立証する要がある。

以上42年度の研究はその当初の計画の範囲においては十分の成果をおさめたし、さらに43年以降の研究計画に対して十分な基盤と明るい見通しを与えた。

第1章 燃焼室壁部材の強度に関する研究

第1節 機械疲労と熱疲労の組合せ耐久強度に関する研究

1.1 まえがき

ディーゼル機関の燃焼室まわり、すなわち、ピストンクラウン、シリンダカバー、シリングライナは機関の発停に伴う熱応力の繰返しと燃焼ガスの爆発に伴う応力の繰返しを受けるが、従来はこれら燃焼室壁部の疲労に対する強度設計は熱応力の繰返しによる熱疲労強度と燃焼ガスによる機械疲労強度をそれぞれ独立に考えてなされていた。しかし、実際には両者が重畠して作用しているので、その正しい強度評価法が問題である。

機関が大形、高出力化されるに従つて、燃焼室壁にはこれまでよりも大きな熱応力が生ずることは必然であるが、ガス圧応力との相互干渉による材料強度の弱化は著しくなるものと思われ、機関燃焼室壁の安全かつ経済的設計を検討するには、前記の相互干渉による材料の破壊挙動を調べることがぜひ必要であると考えられるようになつた。

本研究は高溫のもとで、1次波として熱応力に相当する降伏点以上の塑性領域の応力と、2次波としてガス圧に相当する応力とが重畠できる疲労試験装置を製作することを主目的として行なつたものであるが、平行して重畠効果の材料強度に関する文献調査とピストンクラウン供試材の基礎的材料試験を実施した。

本試験装置を用いての実験ならびに燃焼室壁の安全性に対する評価は昭和43年以降の研究として実施する予定である。

1.2 試験装置の製作

1.2.1 概要

試験装置を製作して重畠疲労試験を行なうには第1.1.1表に示すように種々の方式が考えられるが、本研究では1次波および2次波の大きさ、周波数、波形、および重畠条件が広範囲にかえられるとともに精度よくかつ取扱いが容易な電気油圧式を採用した。

第1.1.1表 各種疲労試験機の比較

	カム式 クランク式	不平衡重錘式	電磁式	電気油圧式
出力 (t)	最大 ± 3	最大 ± 10	最大 ± 20	最大 ± 100
行程 (mm)	最大 ± 20	最大 ± 3	最大 ± 15	最大 ± 150
周波数 (%)	1~10	10~70	5~3000	DC~200
波形種類	正弦波	正弦波	任意	任意
波形ひずみ	高周波で大	低周波で大	小	小
横荷重	不可	不可	不可	可
自動プログラム	不可	不可	可	可
移動性	固定	固定	半固定	可搬
運動費	小	小	大	中

高サイクルの疲労試験は一般に荷重（応力）制御で行なわれるが、低サイクル疲労、特に熱疲労は温度サイクル熱膨張収縮の熱ひずみが問題になるので、変位（ひずみ）制御の試験条件が実際に近い。したがつて本試験機は定荷重試験のほかに定変位試験も行なえるようにした。また、1次波は熱応力を想定しているので、厳密には温度サイクルを与える必要があるが、熱疲労強度は温度サイクルと等価な一定温度の下での定ひずみ疲労強度に近似できることが、これまでの各方面での研究により明らかにされているので試験装置の単純化のため電気炉で一定温度の試験を行なうようにした。

試験機本体は引張・圧縮の疲労試験を行なうようになつているが、機関の燃焼室まわりの応力は曲げの成分が大きい

ので、将来は曲げの疲労試験もできるように、試験片取付部の空間を広くあけて設計している。

記録装置は直記式電磁オシログラフを採用し、試験結果の解析に便利なように試片の応力とひずみの挙動を同時に記録させている。

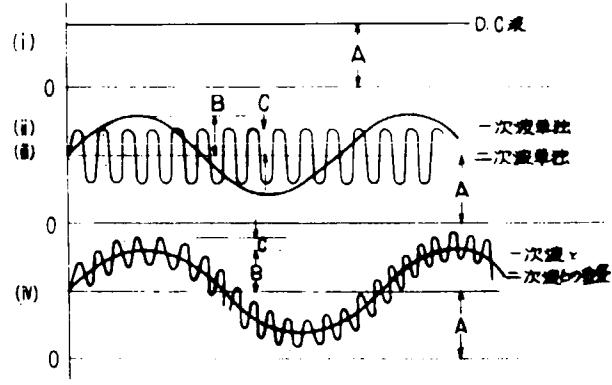
波形は、ⅰ) 正弦波 ⅱ) 三角波 ⅲ) 矩形波 のいずれでも試験できる。

長時間の無人運転が可能なよう、突発的な事故に備え、全系を非常停止させる各種安全装置がついている。さらに、試験片が破断した場合には試験機が止まる自動停止装置を装着してある。

第1.1.2表に試験装置の主な仕様を、第1.1.1図に実験可能な条件を示した。

第1.1.2表 試験装置の主な仕様

項目	仕 様
最大荷重	±12 Ton (油圧 210 Kg/cm ²)
最大変位	±10 mm クッション・ストロークを入れれば最大±12 mm
荷重制御	±12 Ton ロード・セルによる
変位制御	±5 mm 差動変圧器による
試験周波数	1次波 0.5~10 c.p.m 2次波 100~2.000 c.p.m
試験温度	0°C~800°C 一定温度にて実験
記録装置	電磁オシログラフ 応力およびひずみ記録、その他計6チャンネル



(V) 将来 Data recorder を設置する事によつて Random 波形も可能。

備考) A, B, C は任意、おのおの ±12 Ton の荷重または ±5 mm の変位まで可能。

第1.1.1図 実験可能な条件

1.2.2 試験装置の構成

(I) 全般の構成

試験装置は主として次のものにより構成されている。

- ⅰ) 試験機本体および電気炉
- ⅱ) 加振機
- ⅲ) 油圧源およびアツキュムレータ
- ⅳ) 制御装置
- ⅴ) 記録装置
- ⅵ) 温度制御装置
- ⅷ) クーラー

各構成機器間の関係を第1.1.2図に、装置の全景を第1.1.3図に示す。

作動の大略は次のとおりである。プログラム装置の設定に基づいて、発振器は入力信号を発生する。サーボ増巾器は入力信号と変換器からのフィード・バック信号との差分を増巾して、サーボ弁には油圧源から常に高圧の作動油が供給されており、電気信号を作動油の流量に変換する。アツキュエータは流量に従つて差信号が0となるように(フィードバック信号が入力信号と等しくなるように)動き、それに固定された試験片に所期の荷重、変位を与える。このように以上の系が閉ループ、すなわちサーボ系になつている。試験片は電気炉により加熱され、温度制御装置により制御される。その他に変換器から試験片にかけられた負荷を記録装置により記録させる。また、作動油の脈動を防ぐためアツキュムレータがある。油圧源の油は高温に加熱されるのを防ぐためクーラーからの冷却水によつて冷却される。

Motor 80 KW

20 Ton/day

油圧ポンプ

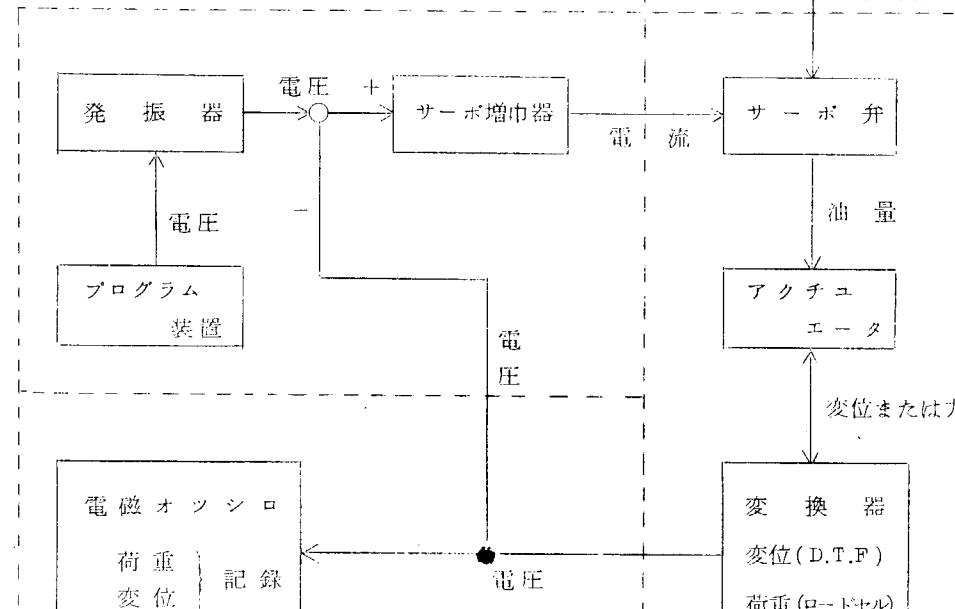
製水能力

210 Kg/cm²

180 ℥/min

直線波
基調波 0.5~10 c.p.m
高調波 100~2,000 c.p.m
正弦波、三角波、矩形波、その他

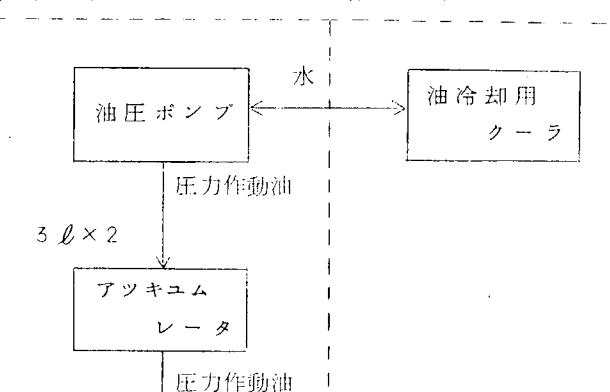
(IV) 制御装置



(V) 記録装置

EMO-122 応力およびひずみの挙動記録
6チャンネル

(vi) 油圧源およびアツキュムレータ VII クーラ

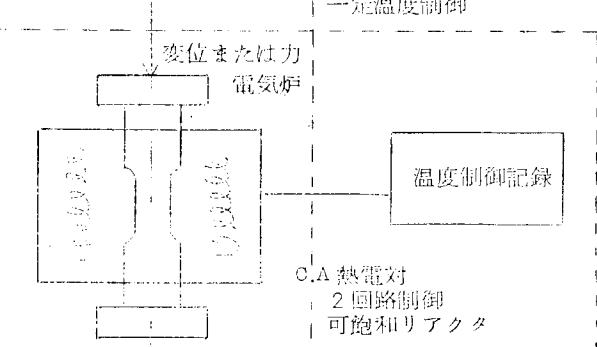


Moog #34
Moog #72

(ii) 加振機

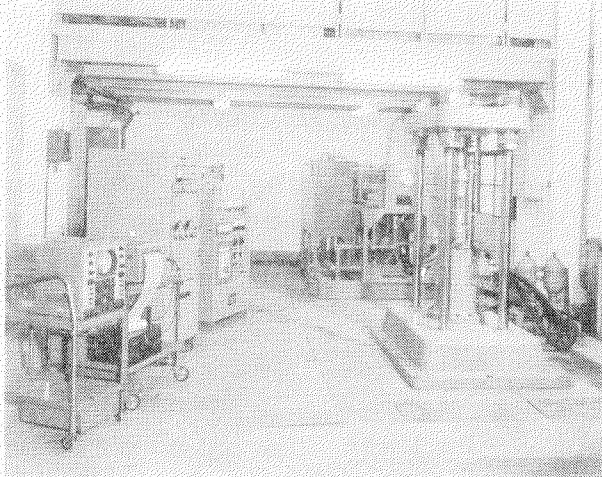
最大荷重
±1.2 Ton
最大変位
±10 mm

R.T. ~ 800°C
一定温度制御



(i) 試験機本体および電気炉 VI 温度制御装置

第1.1.2図 各構成機器間の関係



右側手前より 試験機本体、アクチュエータ
油圧源

左側手前より シンクロスコープ、記録装置
制御装置、温度制御装置

第1.1-3図 試験装置の全景

(2) 試験機本体および電気炉

試験機本体の組立概略図を第1.1-4図に、写真を第1.1-5図に示す。試験機本体は下部台板①と上部支持板②に十分な剛性をもたせ、その間を4本の柱④で結合し、ダブル・ナットを使用して、疲労試験中のゆるみが生じるのを防いでいる。試験片⑪は4本の柱の中央に位置し、一端を加振機⑫のピストン・ロッドに試片受け本体⑨を介して固定し、他端を上部支持板中央のロード・セル③の下部にある試片受け本体⑥を介して締付けられる。

試験片の取付は試片受け本体⑨および⑥の先端についている試片締付治具⑤により各々6本のボルトで、試験片の中心が狂わないよう締付け固定する。標準試験片の寸法を第1.1-6図に示す。試験片にかかる応力の検出、および制御のために、ロード・セル③が装着されており、また、試験片にかかる変位の検出および制御のためには加振機⑫のピストン・ロッドの中に差動変圧器が内蔵されている。高温での試験にあたっては、電気炉⑬の加熱によって、試験片取付部周囲の温度が上昇するので、ニップル⑩から冷却水を導入して附近を冷却するようになっている。

本試験機はとりあえず引張圧縮の応力条件下で試験するように計画したが、将来、繰返し曲げの疲労試験を行なうための改造ができるよう試験片受け本体まわりの空間を広く取つた。試験機は最高2,000 c.p.m の疲労試験を行なうので振動が問題となる。そこで、試験機の基礎は、深さ1.2 m のビントを掘り、周囲に溝を切つて床面と切り離し、振動が床に伝わらないようにした。

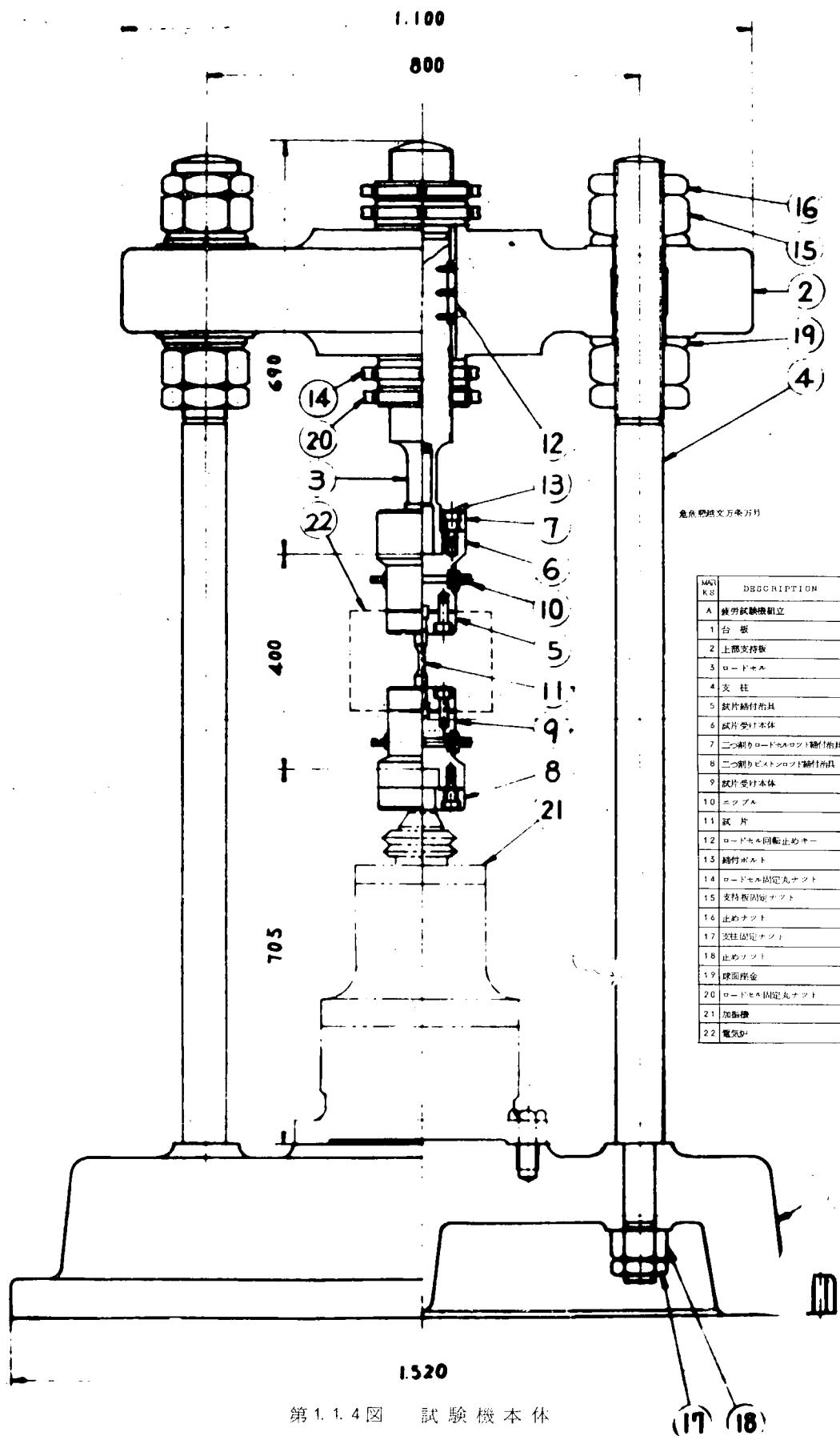
電気炉の構造は、第1.1-7図に示す。発熱体はニクロム線を使用し、加熱制御は図記の⑯と⑰の2回路からそれぞれ独立にできるようになっている。電源は100 Vを使用し、電気炉の容量は3 K.W である。

(3) 加振機

加振機は、ピストン・シリジダおよびサーボ弁によつて構成され、変位検出のための差動変圧器が内蔵されている。大略の動作としては制御装置からの電気信号により、サーボ弁を開閉してピストンの運動を制御している。試験片の破断等によりストローク・エンドの衝撃が発生し、加振機が破損するのを防ぐために、定格行程の両端に油圧ダンパーを応用したクッション部分を設けている。加振機の大体の仕様を第1.1-3表に示す。本装置に装着したサーボ弁は Moog #34 であるが、他に予備として Moog #72 を用意し、将来曲げ試験等の変位の大きい実験を行なう場合に使用する。

第1.1-3表 加振機の主な仕様

項目	仕様
定格出力	供給圧力 210 kg/cm ² のとき ±1.2 Ton
定格ストローク	±1.0 mm
最大ストローク	±1.2 mm
最大ピストン速度	4.5 cm/s
振動数	DC ~ 5.0 %
許容最大横荷重	ピストン頂部で 1 Ton
サーボ弁	Moog #34 1台装着 40 l/min Moog #72 (予備) 180 l/min
変位検出器	±5 mm
ピストン重量	約 1.7 kg
総重量	約 3.3 kg

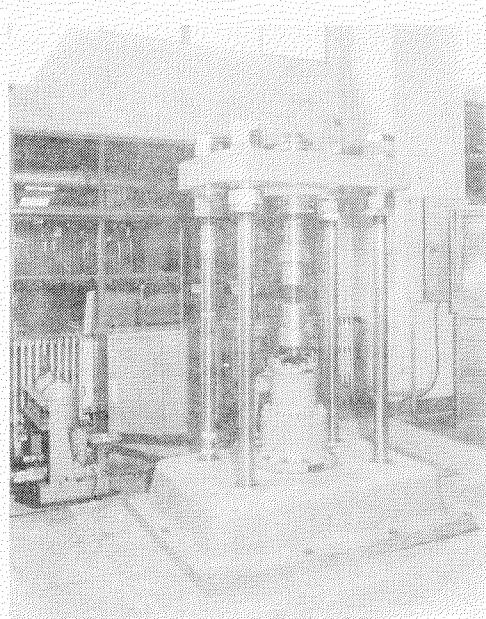


第1.1.4図 試験機本体

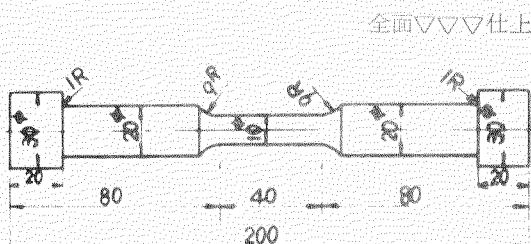
(4) 油圧源、アシキュムレータおよびクーラ

油圧源は加振機を駆動するための動力源であり、外観を第1.1.8図に示す。油圧源の回路図を第1.1.9図に、主な仕様を第1.1.4表に示す。作動油は航空機用のものでM.I.L.-H-5606Aを使用しているが、この油は温度による粘性変化が少なく、低粘度でゴミの除去が容易で劣化しにくい性質をもつている。油圧ポンプは定吐出量形プランジャポンプでデニソンP.F.-0.9, 1,200 r.p.m.を使用している。フィルタは、作動油のゴミの除去を完全にし、サーボ弁の作動を常に良好にするとともに、ポンプや加振機の耐久性を向上させるものである。本機のフィルタには差圧スイッチを備え、目詰りを生じてエレメントの交換が必要になつたときには警告灯により指示するようになっている。アシキュムレータは作動油の脈動を除き、ピーク流量を補う役目を持つている。したがつて油圧源はサーボ弁流量の平均値だけを供給すればよいことになる。

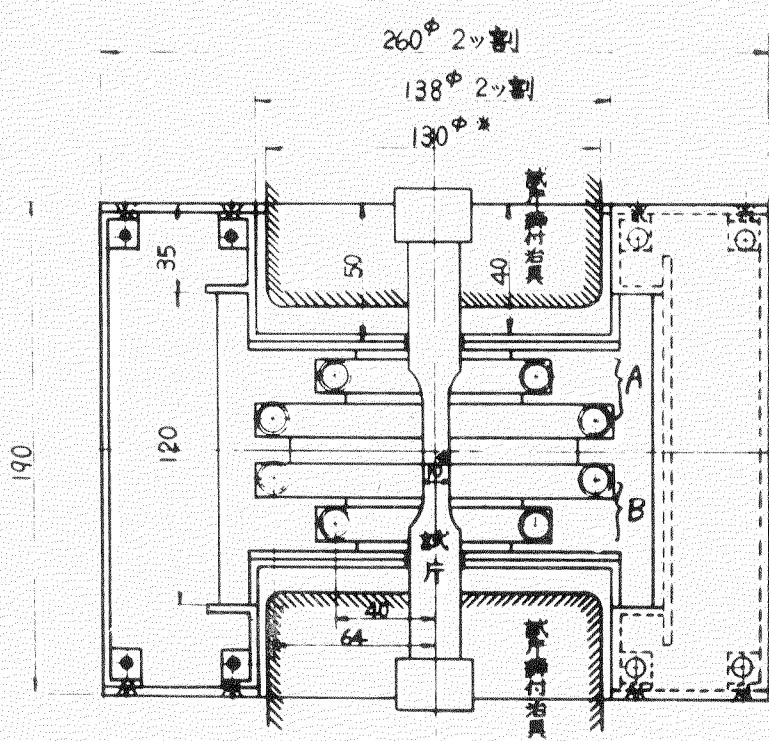
油圧式の加振機はエネルギーの逸散がないので入力エネルギーはすべて熱に変わり、作動油の温度を上昇させる。そのためクーラを設置しており、油温は水量調節弁により自動的に一定に保たれる。油温が40°Cになるとクーラを始動させ、60°C以上に油温が上昇したときには電源を切り、非常停止するようになっている。また、ホース等の破損により、油面が規定より低下したときに非常停止するようになっている。この油圧源に供給される電力は電磁開閉器を通る。電動機に過負荷がかかつたときには電源を遮断し、電動機を保護する。定格は220V, 80kWである。



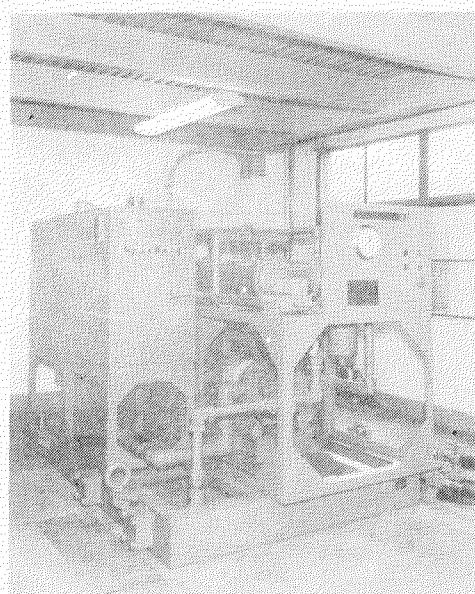
第1.1.5図 試験機本体および加振機



第1.1.6図 高温変動塑性疲労試験片

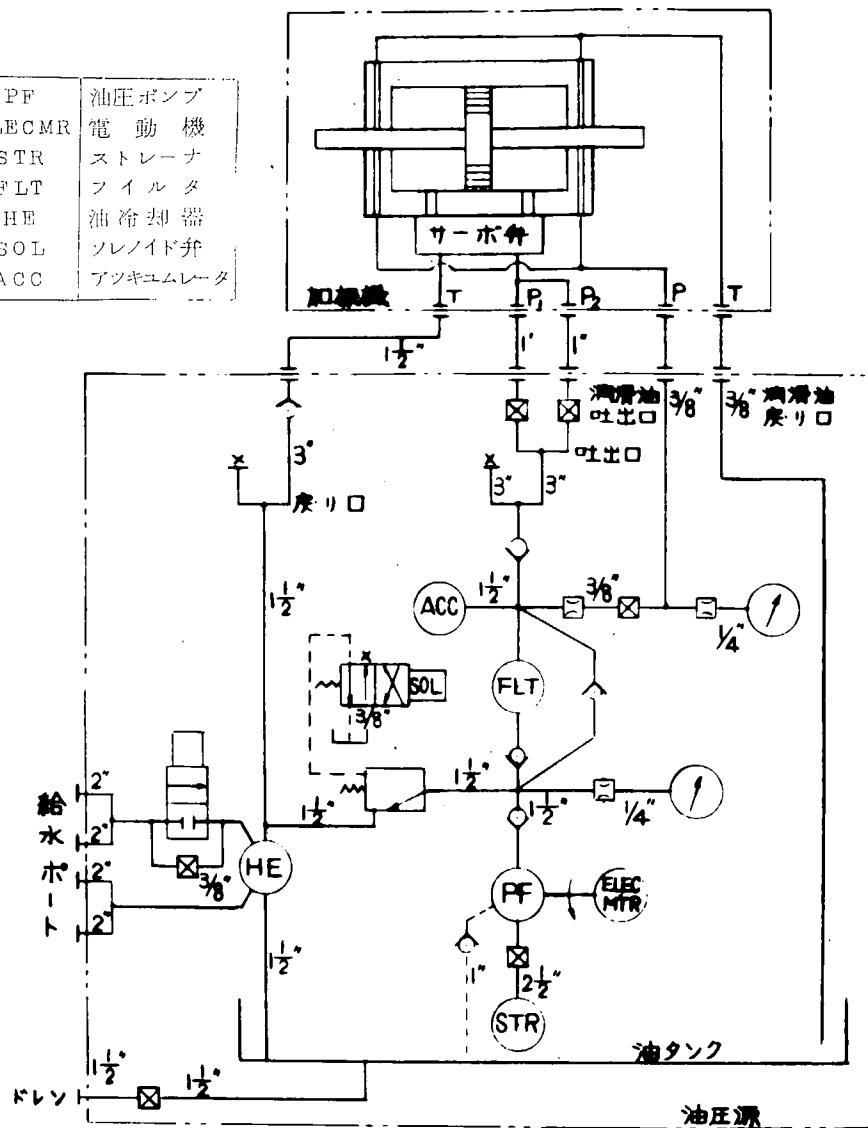


第1.1.7図 電気炉概略図



第1.1.8図 油圧源装置

PF	油圧ポンプ
ELEC MTR	電動機
STR	ストレーナ
FLT	フィルタ
HE	油冷却器
SOL	ソレノイド弁
ACC	アクチュエータ



第1.1.9図 油圧回路

第1.1.4表 油圧源仕様

項目	仕様
定格圧力	210 kg/cm ²
定格流量	180 l/min
電 源	60%, 220V, 80kW
冷却水	200 l/min, 30°C以下
作 動 油	MIL-H-5606A
油圧ポンプ	DENISON PF09 Head(最大) 350 kg/mm ² , 流量(最大) 180 l/min
電 動 機	220V, 80kW, 6極, 防滴保護型 直入起動 ただし負荷アシロード
フ イ ル タ	10 μ, ペーパエレメント 1個
ア キ ユ ム レ エ ダ	容量 3l × 2 (N ₂ gas 封入)
総 重 量	3 Ton

(5) 制御装置

この装置は加振機の出力または変位をあらかじめ設定した目標信号に一致させるように加振機を制御するものである。計器類の外観を第1.1.1.0図に示す。

本装置は次のような制御が可能である。

(a) 制御量の選択

- 1) ピストン位置 (定ひずみ試験)
- 2) ロード・セルにかかる力 (定応力試験)

(b) 目標入力の選択 (第1.1.1図参照)

- 1) 直流波
- 2) 1次波 ($0.5 \sim 1.0 \text{ c.p.m}$) + 直流
- 3) 2次波 ($1.00 \sim 2.00 \text{ c.p.m}$) + 直流
- 4) 1次波 + 2次波 + 直流
- 5) 外部入力波

波形としては

- 1) 正弦波
- 2) 三角波
- 3) 矩形波
- 4) 外部入力波

(c) 制御方法の選択

- 1) 閉ループでの追従制御 (サーボ) ; 直流および $0.5 \sim 6.0 \text{ c.p.m}$
- 2) 振巾追従装置による定值制御 (A,A,C) ; $6.0 \sim 2.00 \text{ c.p.m}$
- 3) 重畠波の場合にはサーボ+A,A,C

制御装置は次に示すトランジスタの電子機器から構成されている。

I) 力量増巾器

SGA

第1.1.5表 力量増巾器 (SGA) の主な仕様

II) 変位増巾器

D T A

III) サーボ増巾器

S V A

IV) 直流電力増巾器

D C A

V) 発振装置

O S C

VI) 振巾追尾装置

A A C

VII) 電源筐体

項	目	仕	様
入	力	ロードセル (strain gauge) の検出信号	
搬	送	波	$5.0 \sim 0.0 \pm 5.0 \%$
增	巾	度	調整
			可能、精度は $\pm 1\%$ 以内
增	巾	度	可変範囲 $200 \sim 10,000 \times 10^{-6}$ の入力で 1 V 以上の出力
直	線	性	ヒステリシス $\pm 1\%$ 以内
安	定	度	温度 $2.5 \pm 1.5^\circ\text{C}$, 電源電圧 $100 \pm 2 \text{ V}$ で 連続 8 時間にわたり $\pm 1\%$ 以内
抵	抗	バ	ランス調整 1.20Ω ゲージに対し $\pm 1 \Omega$ 以上可変
容	量	バ	ランス調整 $\pm 2.0 \sim 0.0 \text{ P.F.}$ 以上可変
較	正		$4.00, 2.00, 6.00 \times 10^{-6}$, 押ボタン 精度 $\pm 1\%$ 以内

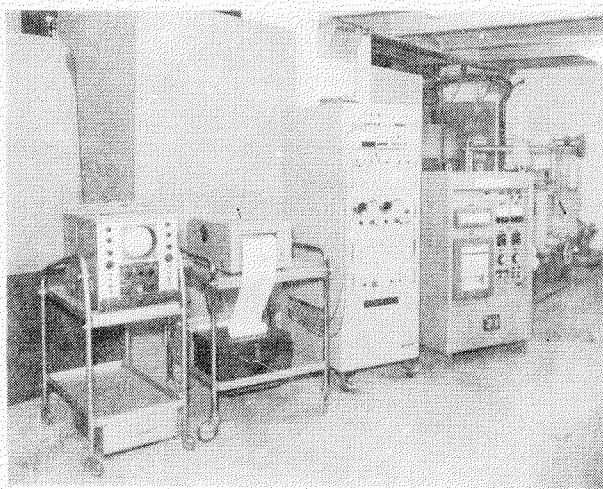
制御系統図を第1.1.1.1図に示す。

(I) 力量増巾器 (SGA)

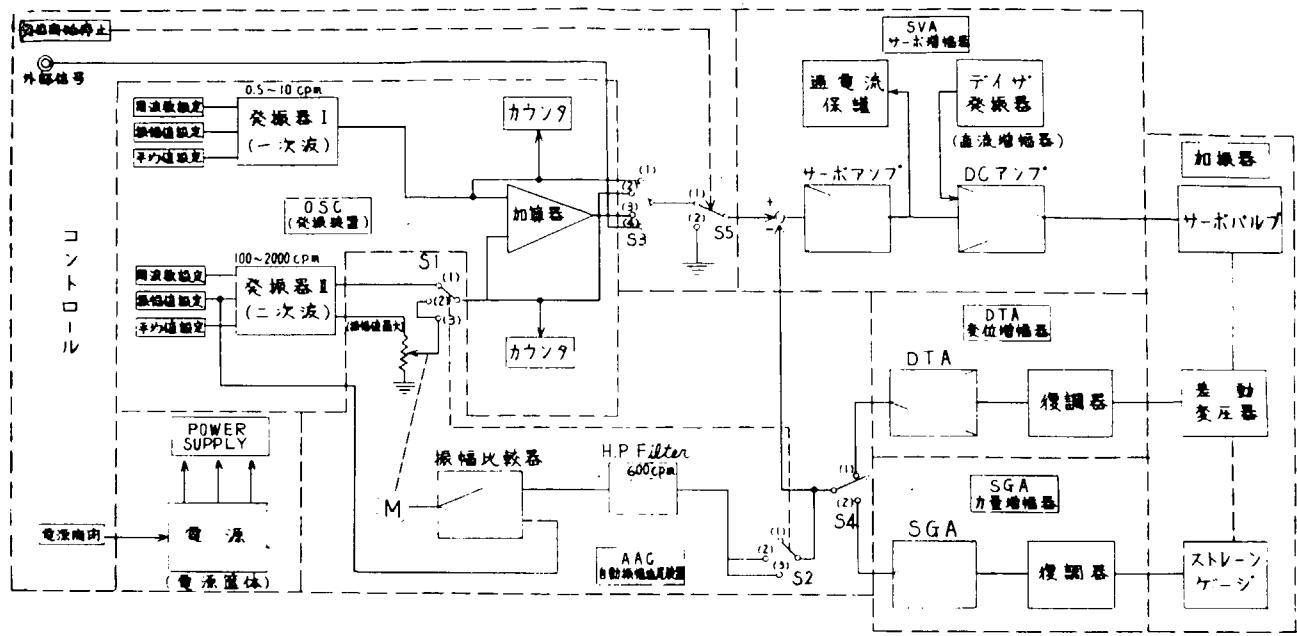
本装置の力量検出器はロード・セルであるためにこれに検出される (試験後にかかる荷重) 信号を増巾してサーボ増巾器へフィード・バックする装置であり、主な仕様を第1.1.5表に示す。

(II) 変位増巾器 (DTA)

差動変圧器 (試験片にかかる変位) からの変位信号を復調し、サーボ増巾器へフィード・バックする装置であり、主な仕様を第1.1.6表に示す。



第1.1.1.0図 計器類



○制御方法選択 (S 1, S 2は連動)	○入力選択 (S 3)	○試験条件 (S 4)	○発振開始停止 (S 5)
(1) サーボのみで作動させる場合	(1) 1次波のみにて試験	(1) 定ひずみ試験する場合	(1) 発振開始
(2) AAC "	(2) 2次波 "	(2) 定応力試験 "	(2) 発振停止
(3) サーボ+AAC "	(3) 1次波+2次波 "		
	(4) 外部入力 "		

第1.1.1.1図 制御系統図

第1.1.6表 変位増幅器 (D.T.A) の主な仕様

項目	仕様
入 力	専用差動変圧器(加振機に内蔵)の検出信号
搬 送 波	4.000 ± 400%
増 幅 度 調 整	1, 2, 5, 10倍ステップおよび連続調整可能 精度は±1%以内
直線性ヒステリシス	検出器と組合せて±1%以内
安 定 度	温度25±15°C, 電源電圧100±2Vで連続8時間にわたり±1%以内
制 御 出 力	負荷1KΩ, 増幅度1の時定格変位で1±0.02Vの出力をもつ
較 正	定格変位の1, 1/2, 1/5, 1/10, 押ボタン式 精度±1%以内

(iii) サーボ増幅器 (SVA) および直流電力増幅器 (DCA)

発振器 (または Data recorder を設置してランダム波形を行なう場合には磁気テープ) の入力装置からの目標信号と力量増幅器、あるいは変位増幅器からのフィード・バック信号との差を増幅し、サーボ弁を駆動する部分である。主増幅器と直流電力増幅器とから成っている。直流電力増幅器は、1次波および2次波とも平均応力をかけるためのバイアス回路によつてサーボ弁の零調整ができるようになつている。主な仕様を第1.1.7表に示す。

サーボ弁を焼損から保護するために過電流制限器があり、リレーを働き、非常ランプを点灯させて全系を非常停止させる。また加振機のピストンとシリンドとの間の摩擦力をできるだけ少なくするために700%の微少な変位を与えるため、ディーザー発信器をそなえている。

さらに、外部入力波形（ランダム波形のことで Data recorder による磁気テープによる）を実験するための入力端子を設けている。

(IV) 発振装置 (O.S.C.)

波形の種類、振巾、周波数を設定させる装置である。ここでは発振周波数の異なる2台の発信器を2台（1次波および2次波）と、直流発生器（平均応力またはひずみ）を1台そなえ、それぞれの出力を加算できる。主な仕様を第1.1.8表に示した。

(V) 自動振巾追尾装置 (A.A.C.)

油圧サーボ系では作動油の圧縮性のために、高周波域では追従制御ができなくなる。この装置ではこの境界が600c.p.mである。

600c.p.m以上の振巾ではA.A.Cにより限界性能の範囲内で位相を無視して、振巾を一定に保つ定値制御を行なう。これを使用する場合には発振装置で周波数、振巾値、平均値を設定する。主な仕様を第1.1.9表に示す。

(VI) 電源管体

電源は上記制御装置の各機器に必要な電力を供給するものである。入力電圧はAC85～110Vまで電源電圧が変わつても支障ないよう定電圧装置がそなえつけある。電力の容量は500Wである。

(6) 記録装置、

実験中に、試験片にかかる荷重および変位を記録させるためのものである。直記式電磁オシログラフをそなえつけている。主な仕様を第1.1.10表に示す。

(7) 温度調整装置

この装置は前記した電気炉の中の試験片の定

第1.1.7表 サーボ増巾器および直流増巾器の主な仕様

項目	仕様
定格入力電力	目標値、帰還値とも定格±1V
増巾度 (gain)	ステップおよび連続調整により1～100倍可変
直線性ヒステリシス	±1%以内
比率設定器	1, 1/2, 1/5, 1/10, 精度は±1%以内
安定度	温度25±15°C, 電源電圧100±2Vで連続8時間にわたり±1%以内
データー発振器	700±70% 負荷で6mA
零調整範囲	160Ωに対し±5mA可変
外部入力端子	入力抵抗 1kΩ 定格入力電圧 ±1V

第1.1.8表 発振器の主な仕様

項目	仕様		
発振部番号	#1(1次波)	#2(2次波)	#3(平均値)
発振波形	正弦波	正弦波	直線波
	三角波	三角波	
	矩形波	矩形波	
発振周波数	0.5～10cpm	100～2,000cpm	
周波数精度	±0.2%以内	±0.2%以内	
波形歪率	1%以下	1%以下	
出力電圧	0～2V(P-P)	0～2V(P-P)	0～±1V
カウンタ	全6桁	全7桁、下1桁	
	手動リセット	表示なし 手動リセット	

第1.1.9表 自動振巾追尾装置 (A.A.C.) の主な仕様

項目	仕様
波形	正弦波のみ
周波数範囲	600cpm以上（限界性能が上限）
振巾範囲	定格の5%以上
振巾精度	定格の2%以上

第1.1.10表 記録装置の主な仕様

項目	仕様
振動子	横河 G-600B-F 油制動形
周波数上限	300%
感度	約2.5μA/mm, 0.04mm/μA
最大安全電流	10mA
記録紙送り速度	5cm/min～20.0cm/s
光源	超高圧水銀灯 400W
耐電圧	AC250V 1分間
電源	AC100±10V 約0.45kW

温度制御を行なうとともにその温度を記録するものである。次の機器よりなつている。

(a) 温度調節装置

電子式平衡型電位差方式の調節器で、試験片温度を検出し加熱電流調整装置へ ON-OFF 信号を伝える。

(b) 記録計

電子式平衡型電位差方式の温度記録計で測定温度を指示、記録するもので、インク・パット印点記録方式である。

(c) 加熱電流調整装置

本装置は電流を温度調節計の信号に従つて制御するためのもので、電流の制御は 2 個の可飽和リニアトランジスタにより行なう。

第 1.1.1.1 表 温度制御装置の主な仕様

温度の調整は次のように別々に行なうことができる。

i) 初期加熱期の加熱電流

ii) 保持期間の加熱時電流

iii) 冷却時の電流

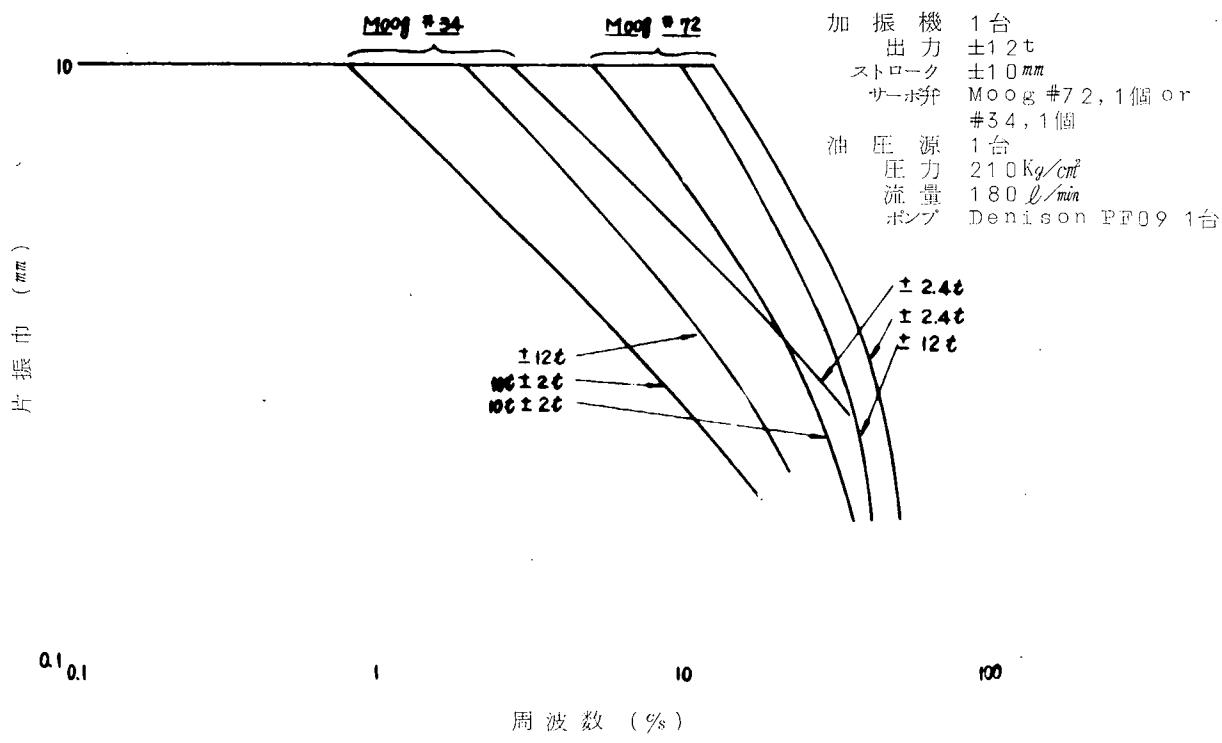
試験片軸方向の温度分布を調整するために発熱体は 2 回路に分割されておりそれぞれの電流の調節が可能である。主な仕様は第 1.1.1.1 表に示す。

項 目	仕 様
温 度 調 節 計	熱電式 2 位置調節 温度範囲 0 ~ 850°C
記 録 計	電子式自動平衡計 6 打点式 温度範囲 0 ~ 1,000°C 記録紙送り速度 25,50mm/H, 折たたみ式
温 度 検 出 器	C-A 热電対 1.0φ, 1.0m 2 回路
可 飽 和 リ アク ル	負荷調整電圧 7 ~ 93% 最大制御能力 100V, 60%, 1.5kVA

1.2.3 試験装置の性能

電気油圧式の基本的な性能の一つを表わすものに限界性能曲線がある。限界性能曲線は正弦波電流を入力とするアクチュエーターが油圧源圧力を低下させずに加振できる最大振巾を周波数に関してプロットしたものである。

本試験機の限界性能曲線の実測結果を第 1.1.1.2 図に示す。



これには Moog # 34 および Moog # 72 の二つのサーボ弁について示してある。図において、負荷される該当の荷重ではその曲線が表わす左下の領域であるならば任意の条件、すなわち任意の片振巾と周波数に対して実験が可能である。

図からわかるように Moog # 34 のサーボ弁は変位の分解能力が優れているために変位の小さな疲労試験を行なう場合に適し、Moog # 72 のサーボ弁は容量が大きいので変位の大きな場合、たとえば曲げ応力条件を行なう場合などに適している。

波形の追従性能に対しては最大負荷 12 Ton でピストン速度が最大 4.5 cm/s まで可能である。したがつて矩形波やランダム波形を行なわせる場合にもこの領域以下なら十分波形の再現を行なわせることができる。

疲労試験は長時間にわたつて無人運転を行なう必要がある。

このため夜間等、不時の火災や、試験装置の破損を避けるために、次の場合に全系の電源を切り、非常停止を行なうようになつている。

- i) 油温が異常に上昇した場合 (60°C 以上)
- ii) ホースなどの破損によりタンク内油面が低下した場合
- iii) サーボ弁焼損防止のため、サーボ弁に過電流が流れた場合
- iv) 油圧源電源 (220V) および制御系電源 (100V) のいずれかが給電停止したとき
- v) 疲労試験中の試験片が破断したとき
- vi) 運転時、人為的に非常停止ボタンを押した場合

1.3 基礎材料試験

ディーゼル機関燃焼室まわりのうち、1次波（熱応力）と2次波（ガス圧応力）の重畠がもつとも問題となるのはピストンクラウンである。したがつて、ここではピストンクラウン材の $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼について、重畠試験の基礎となる1次波のみの場合および2次波のみの場合の疲労試験を行なつた。

(1) 供試材

$\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼を 5 Ton 塩基性エルー式電気炉で溶解し、素材を Y-ブロックに鋳込み、各素材から試験片を 1 本ずつ削出した。熱処理は $900^{\circ}\text{C} \times 35^{\text{H}}\text{O.Q.}, 680^{\circ}\text{C} \times 4^{\text{H}}\text{A.C.}$ と実体に合致させた。化学成分は第 1.1.1.2 表のとおりである。

第 1.1.1.2 表 供試材の化学成分

(2) 引張試験

引張試験は JIS 4 号試験片で行ない、その結果を第 1.1.1.3 表に示す。

	C	Si	Mn	P	S	Mo
重量%	0.23	0.39	0.66	0.013	0.010	0.50

第 1.1.1.3 表 引張試験結果

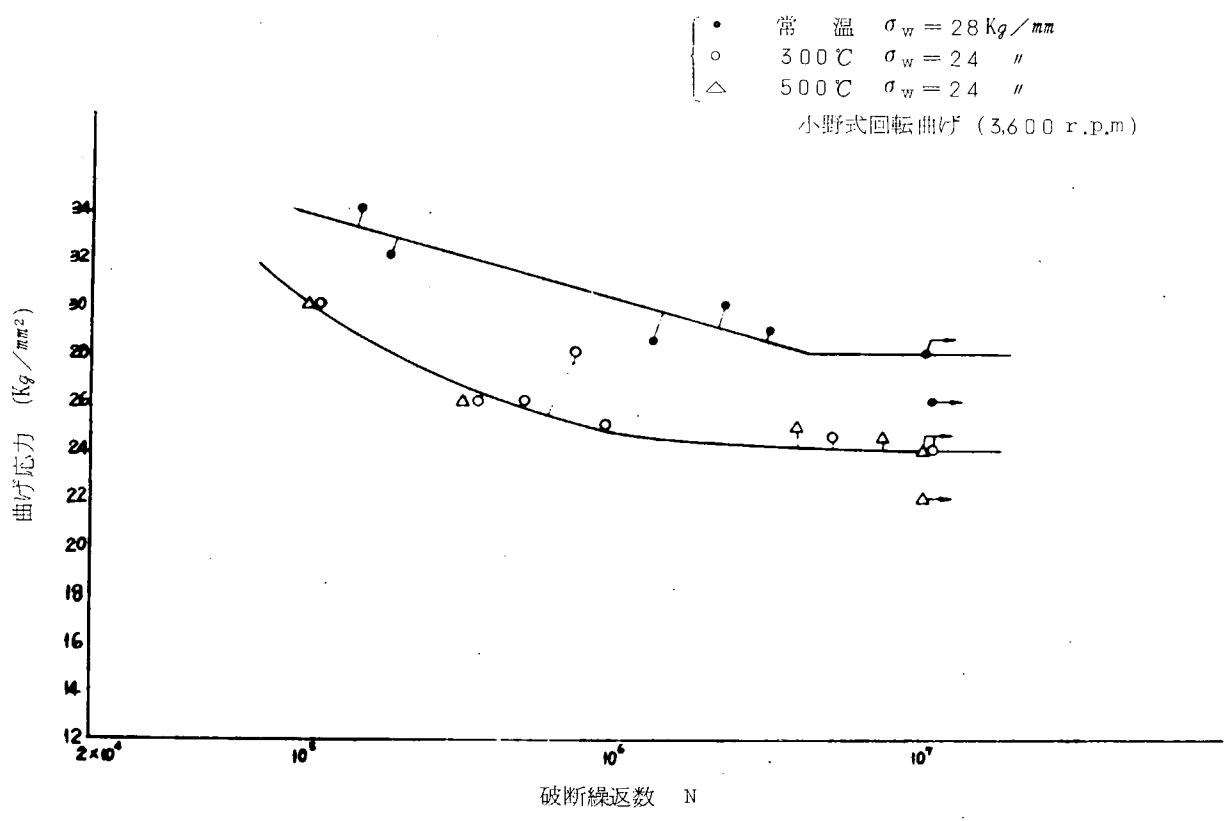
試験片 符号	試験温度 C	降伏点 $\sigma_{0.2\text{kg/mm}^2}$	引張強さ $\sigma_{B\text{kg/mm}^2}$	真破断応力 $\sigma_T\text{kg/mm}^2$	伸び $\delta\%$	絞り $\varphi\%$	弾性係数 $E\text{kg/mm}^2$
1	R.T.	51.0	67.5	121.5	26.0	5.93	212×10^4
2		43.0	59.7	105.8	28.6	5.84	2.11
3		44.7	59.8	102.3	27.4	5.53	2.11
4		51.2	68.3	116.3	26.8	5.60	2.10
5	300	37.6	62.0	97.2	24.0	4.53	1.92
6		37.5	61.9	92.4	20.6	4.23	1.92
7		41.6	63.8	99.7	27.4	4.91	1.85
8		41.8	63.2	93.7	23.2	4.11	1.86
9	500	34.9	46.9	62.6	24.2	6.17	1.72
10		34.9	45.9	71.2	24.4	6.30	1.73
11		35.0	46.1	57.6	24.4	6.09	1.72
12		35.0	47.4	67.7	23.6	5.95	1.69

(3) 機械疲労試験

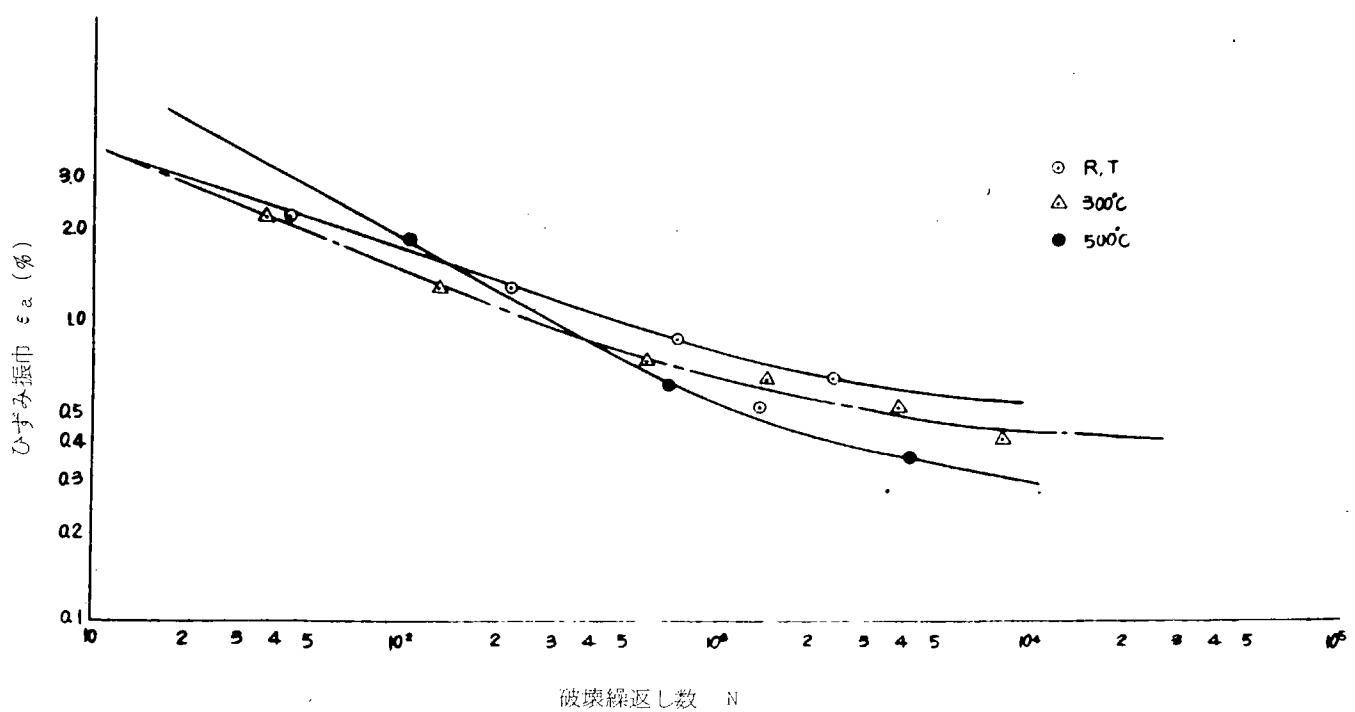
小野式回転曲げ試験機により、ゲージ径 $1.0\text{ mm}\phi$ の試験片について実験した結果を第1.1.1.3図に示す。

(4) 塑性疲労試験

油圧式塑性疲労試験機により、ゲージ径 $1.1\text{ mm}\phi$ の試験片について、引張圧縮の定ひずみ試験を行なつた。結果を第1.1.1.4図に示す。



第1.1.1.3図 機械疲労試験結果



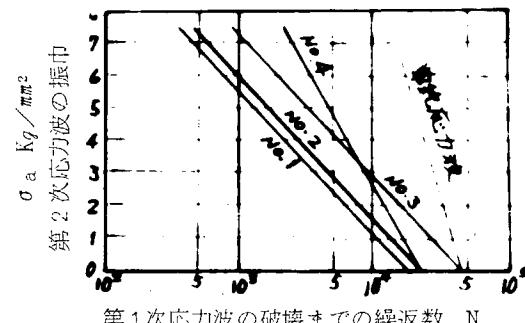
第1.1.1.4図 塑性疲労試験結果

1.4 文献調査

1次波と2次波とが重畠された場合の疲労強度に関する諸文献を整理し、製作した試験装置により今後行なう実験の参考とする。

まず重畠波の疲労現象の特性について述べる。

0.61%炭素鋼を使用し、 $\rho = 1 \text{ mm}$ の半円弧状切欠きを有する試験片で、西原式組合せねじり変動応力疲れ試験機を改造し、曲げ応力条件で試験されたものがある。¹⁾その実験条件は第1.1.1.4表のとおりであつて、実験結果を第1.1.1.5図に示す。これによれば2次応力波の存在は疲れ強さの上にきわめて有害であり、その影響は2次波の振巾が大きいほど、また振動数の高いほど著しい。第1.1.1.5図において、たとえば2次波の応力振幅が 6 Kg/mm^2 の場合は、単純応力波のみの破断寿命の約 $1/10$ となつてゐる。他の実験による0.1%炭素鋼にて曲げ試験を行なつた結果では、²⁾やはり寿命は1次および2次波の重畠によつて単独の場合より $1/5$ ～ $1/7$ に減少している。



第1.1.1.5図 重畠試験の1例
(第1.1.1.4表の実験結果)

第1.1.1.4表 重量試験の1例－実験条件
(1次応力の種類)

実験の種類	平均応力 $\sigma_{\text{mm}} \text{ Kg/mm}^2$	1次波応力振巾 $\sigma_{\text{mr}} \text{ Kg/mm}^2$	最大応力 Kg/mm^2	最小応力 Kg/mm^2	1次波中に入る2次応力波
M. 1	52.0	28.0	80.2	24.2	293
M. 2	45.0	21.8	66.8	23.2	"
M. 3	49.3	25.6	74.9	23.7	"
M. 4	"	"	"	"	176

重畠した場合の耐久限度については、0.2%炭素鋼の実験によれば、³⁾1次波(平均応力の変動)の応力振巾が2次波(微小波)の応力振巾に対し小さいときには、2次波の耐久限がやはり存在し、逆に1次波応力振巾が2次波応力振巾より大きい場合も1次波の疲労耐久限が存在し、各々が単独の場合より低いことを確かめている。また、中炭素鋼および高周波焼入れを行なつたもの⁴⁾に対しても耐久限があることを確認している。

S C M₄材に対する実験⁵⁾では、重畠試験でも1次波に対して疲労強度をさげないような2次波応力振巾、すなわち「無効振巾」が存在する。これは2次波割合を大きくするに従つて寿命は低下するが、寿命の低下割合は2次波割合(2次波応力振巾 σ_{a2} 、1次波応力振巾 σ_{a1} とすると2次波割合とは $\sigma_{a1}/(\sigma_{a1} + \sigma_{a2})$ である。)が30%～40%以下ならあまり影響なく、それ以後は急激に低下する。50%では約半減する。

また、2次波応力が疲労強度に大きな影響を表わさない2次波割合の範囲は応力レベル($\sigma_{a1} + \sigma_{a2}$)が高いほど広く耐久限度近くの低い応力レベルでは小さな2次波応力でも敏感に寿命を低下させるものと予想している。この2次波の無効振巾については、他の文献でも指摘されている。⁶⁾⁷⁾⁸⁾1次波および2次波の周波数比の影響については、実験的に導かれた次式がある。¹⁾

$$\log N = \log N_0 - \alpha n_0 \sigma_a \quad \dots \quad (1.1.1)$$

N : 1次波で数えた破壊サイクル

N_0 : 1次波だけで2次波が作用しないときの破壊サイクル

n_0 : 1次波が1周期する中の2次波の数

σ_a : 2次波の応力振巾

α : 材料定数 0.61% C 鋼で $0.00077 \text{ mm}^2/\text{Kg}$

しかしながら 0.1% 炭素鋼についての報告では 1 次波の周波数は 5 c.p.m ~ 420 c.p.m まで大きな影響がなかつたと
している。⁹⁾ さらに 1 次波の応力振巾が大きければ大きいほど 1 次波周波数の影響は小さいという結果も出ている。⁸⁾

この他にクレーンの安全性を検討するために丸穴のあいた丸棒について平面曲げ疲れ試験を行なつたもの、¹⁰⁾ また片振
ねじりに対して行なつたもの、¹¹⁾ 正弦波、矩形波、ランダム波に 2 次波を重畠させたものなどがある。¹²⁾

次に 1 次波および 2 次波を重畠した疲れ試験において解析した例を整理する。解析については、1 次波单独（低サイクル領域）の重複疲れ、あるいは 2 次波单独（高サイクル領域）の重複疲れ、さらにランダム波形の疲れに対して、疲れ損傷
という考え方でまとめられたものは非常に多くあるが、ここではこれら重複疲れのものは省略し、1 次波および 2 次波の重
畠された疲れ試験の解析結果だけに絞ることにする。

まず前述した (1.1.1) 式があるがほかに疲れ度関数を使用した方法がある。¹³⁾ 累れ度関数は、西原、山田^{14) 15)} によ
り一定振巾の繰返し応力が作用する場合、その 1 サイクル中に発生する疲れ度 F を

$$F = \exp(A\sigma + D) \quad \dots \quad (1.1.2)$$

と定義した。 σ ; 応力振巾

A, D ; 累れ試験結果からの材料定数

材料があるサイクル経過して次のサイクルでは疲れ度は次式とする。

$$F_N = F_{N-1} \exp(-m\sigma) \quad \dots \quad (1.1.3)$$

m ; 累れ試験結果よりの材料定数

破壊の条件式は

$$\int_0^N F_N' d N' = 1 \quad \dots \quad (1.1.4)$$

結局、平均応力 σ_m が 0、または一定のときには疲れ試験結果の寿命は、

$$N = -\frac{1}{m\sigma_a} \log e \left\{ 1 - \frac{m\sigma_a}{\exp(A\sigma_a + D)} \right\} \quad \dots \quad (1.1.5)$$

ここで m, A, D は材料定数で、実験の結果からえられる。

次に応力振巾が繰返し変動を行なう場合には、変動の 1 周期中の疲れ被害 F_z' は

$$F_z' = \exp \left[-m(z-1) \int_0^{n_{co}} H(n) dn \right] \\ \times \int_0^{n_{co}} \exp [A H(n) + D] dn \quad \dots \quad (1.1.6)$$

ここで $H(n)$ は繰返し応力のある変動周期における初めからのひん度の総和、すなわち積算ひん度に対応する応力振
巾を示す。

n_{co} は変動 1 周期中の応力の総繰返し数である。破壊条件は、

$$\int_0^Z F_z' d z' = 1 \quad \dots \quad (1.1.7)$$

であるので、結局

$$N = \frac{-n_{co}}{m \int_0^{n_{co}} H(n) dn} \times \log e \left\{ 1 - \frac{m \int_0^{n_{co}} H(n) dn}{\int_0^{n_{co}} \exp [AH(n) + D] dn} \right\} \quad \dots \quad (1.1.8)$$

ここに n_{co} は変動 1 周期中の応力の総繰返しである。

第 1.1.1.6 図のような 1 次波と 2 次波と重畠させる場合、次の考え方により、第 1.1.1.7 図のような平均応力が一定の変
動振巾ある疲れとみなした。すなわち平均応力だけが変動する本実験の場合、繰返し応力振巾は一定であるから、当然第
1.1.1.7 図のように平均応力 σ_{mm} を中心に正負両側で等しいピーク値をもつものを $AA', BB', \dots, aa', bb'$ と順次対

応させることができる。これを書きなおせばちょうど第1.1.1.7図のように σ_{mm} を中心に両振り対称の繰返応力の振巾が、漸次連続的に変動している場合と同等にみなせると仮定した。すなわちランダム波形の解析でよく行なわれている対応ピーク値法を使用している。このようにして1次および2次の重畠波の解析に(1.1.8)式を使用することができるものとした。

ここに $H(n)$ は

$$\sigma = H(n) = \sigma_{a2} + \sigma_{a1} \cos(\pi/n_0 n) \quad (1.1.9)$$

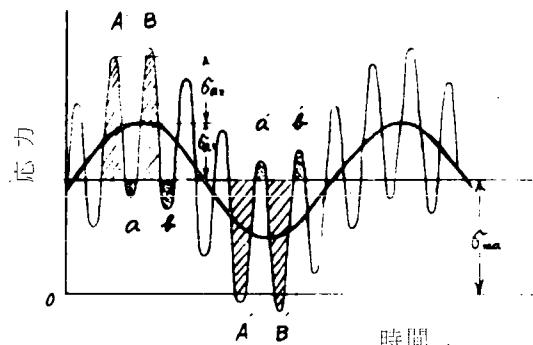
である。このようにして計算された結果 $\sigma_{a2}/\sigma_{a1} > 1$ の場合も $\sigma_{a2}/\sigma_{a1} < 1$ の場合¹³⁾ もよく実験と計算が一致していると報告している。なお対応ピーク値法の他平均応力振巾法、基準応力通過最大振巾法も比較しているが、対応ピーク値法が最も優れているとしている。次に半波法¹⁶⁾を応用して寿命を計算し、実際と比較⁵⁾したものがある。これは2次元ひん度処理方式の一つであり、応力波形をいくつかに区切り、その個々の波の振巾をその平均応力を考慮して両振り振巾に直して寿命を求めるものである。この結果1次波と2次波を加えた応力レベルが大きいほど、1次および2次の周波数比が小さいほど、2次波割合 $\sigma_{a2}/(\sigma_{a1} + \sigma_{a2})$ が小さいほど、半波法を使用して寿命を推定しても安全側に来ている。

以上、1次波および2次波の重畠した場合の疲労について、現象としての特徴および解析法を取まとめたが、ここで注意すべきことは室温の実験データしかないということである。今後われわれが実験して明らかにしようとしているものは、1次波として熱応力を考えるために、当然高温での影響と、それに伴う、高い応力での遷移領域の Creep 現象が問題となつてくる。たとえば、変動しない一定の応力がかかつているものより、同じ最高応力でも変動する小振巾がかかつていた場合のほうが Stress relaxation が多く、すなわち Creep 量が増大することを報告¹⁷⁾しているものがある。したがつて高温での重畠試験がこの増大された Creep 量により、さらに疲労破壊の寿命を短くしているのではないかと予想される。今後の実験ならびにその解析にはこの Cycle dependent stress relaxation を考慮することが必要と思われる。

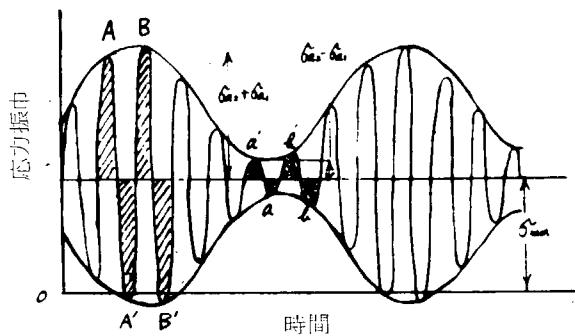
1.5 今後の研究予定

熱応力とガス爆発応力とが重畠された場合の疲労強度について、試作した試験装置により今後実験を行ない、ディーゼル機関燃焼室壁まわりの安全性を検討する。研究項目としては大体次の項目を考えられる。

- i) 1次波と2次波との塑性域も含めた組合せの強度は握
- ii) 試験温度の影響
- iii) 試験速度の影響 (特に2次波)
- iv) 材質 (鉄鋼、特殊鉄鋼、鋳鉄、など)
- v) 切欠の影響
- vi) 応力基準とひずみ基準での試験条件との関連
- vii) 重複疲労との関連
- viii) 実機実働条件との対応 (曲げ応力条件の場合、等)



第1.1.1.6図 重畠波に対応ピーク値法の適用³⁾



第1.1.1.7図 重畠波を対応ピーク値法を使用して変動振巾波への変換³⁾

S R 1 0 0 部会昭和43年度研究としては、ピストン、クラウン材、Mo 鋳鋼を対象として、上記 i) および ii) 項、および曲げ条件について若干本の実験を行なう予定である。

1.6 まとめ

今後ディーゼル機関の燃焼室まわりは、大型化、高出力化に従つて、ますます熱負荷が大きくなる傾向にある。それに伴つて熱応力と燃焼ガス爆発に伴う応力との繰返しが重畠され、相互干渉を起し極度に材料の強度を低下させることが懸念される。このため熱応力に相当する1次波とガス爆発圧力に相当する2次波を重畠して疲労試験させることのできる試験機を設計製作したのでこれを報告した。また、この種の重畠疲労試験について文献調査を行ない、現在まで得られた知見を整理した。この結果、高温での実験結果がなく、高温で発生する cycle dependent stress relaxation の塑性挙動をも考慮して疲労破壊を考慮する必要あるものと思われる。最後に今後に予定している実験計画について付記した。

参 考 文 献

- 1) 河本、近藤、浜田 ; 日本機械学会論文集 Vol. 17, No. 61 (昭和26年) P. 143
- 2) 山田、北川、小長 ; 材料 Vol. 13, No. 127 (昭和39年) P. 270
- 3) 山田、北川 ; 材料 Vol. 13, No. 131 (昭和39年) P. 619
- 4) 青木、初野、中村、国尾 ; 日本機械学会論文集 Vol. 31, No. 222 (昭和40年) P. 189
- 5) 高橋、大西、今野 ; トヨタ技術 Vol. 17, No. 3 (昭和40年) P. 223
- 6) L. Locati ; Colloquium on Fatigue (1956) P. 160
- 7) S. W. Serenson ; International Conference on Fatigue of Metal (1956)
P. 310
- 8) 中村、田村、渡辺 ; 材料試験 Vol. 10, No. 99 (昭和36年) P. 972
- 9) 山田、北川 ; 日本機械学会第41期全国大会前刷 (1963) P. 9
- 10) O. Svenson & W. Schweer ; Stahl und Eisen Vol. 80, No. 2 (1960-1) P. 79
- 11) 河本、高木、笠井 ; 日本機械学会誌 Vol. 26, No. 167 (昭和36年) P. 958
- 12) 中村、湯田、関田、渡辺 ; 材料試験協会講演前刷 (昭和36年) P. 73
- 13) 山田、北川 ; 日本機械学会論文集 Vol. 32, No. 239 (昭和41年) P. 1021
- 14) 山田 ; 材料試験 Vol. 4, No. 45 (昭和32年) P. 373
- 15) T. Nishihara & Y. Yamada ; The Memoires of the Faculty of Engineering
Kyoto University Vol. 18, No. 3 (1956) P. 172
- 16) W. L. Starkey & S. M. Marco ; International Conference on Fatigue of
Metal (1956) P. 1329
- 17) J. Morrow & G. M. Sinclair ; ASTM, STP No. 237 Symposium on Fatigue
(1958)

第2節 欠陥材の熱疲労強度に関する研究

2.1 まえがき

ディーゼル機関の大型化、高出力化に伴つて燃焼室まわりは高い熱負荷と大きな燃焼ガス爆発圧力にさらされるようになつた。燃焼室まわり部品は鋳造によつて製作されるものが多く、形状が複雑なりえに大型になればますます厚肉となることから鋳造の際に、発生する種々の欠陥を完全に防止することは非常に困難となつてきた。従来、種々の欠陥に対する機械疲労強度（ディーゼル機関の燃焼室に対しては、ガス爆発圧力の繰返しによる疲労強度）については多くの研究がなされている。

しかし、熱疲労強度（機関の発停に伴つて生ずる熱応力の繰返し、あるいは降伏点を越えた塑性域での繰返し応力による塑性疲労強度）に関してはほとんど実験が行なわれていない。

鋳造の際にできる欠陥には、プローホール、ひけ巣、砂かみ、ノロかみ、割れ、ケレンおよび冷し金の接着不良、その他焼付き、すくわれ、等、種々の欠陥がある。これらの全ての欠陥について、熱疲労強度をは握することは不可能なので、とりあえず今回は、Centre line shrinkage の欠陥について、実験を行なうこととした。その理由は大型で、形状の複雑な鋳物には最も発生しやすい欠陥であることと、この種欠陥の製作については今まで多く研究実績があつて、欠陥を試験片に含ませる場合、欠陥の程度をよく調製しやすいためである。

本研究は、欠陥として、Centre line shrinkage を含んだ材料の熱疲労強度につき、その安全性をは握するための、一つの資料となるように、ピストンクラウンに使用される $1/2$ Mo-鋳鋼に対して JIS 4号試片による引張試験と、試片径 11ϕ の塑性疲労試験を行なつた結果を取まとめたものである。なお、寸法効果の影響に対しては別途、 50ϕ の大型試片による塑性疲労試験を実施中である。

2.2 供試材の調整

2.2.1 欠陥調整の予備試験

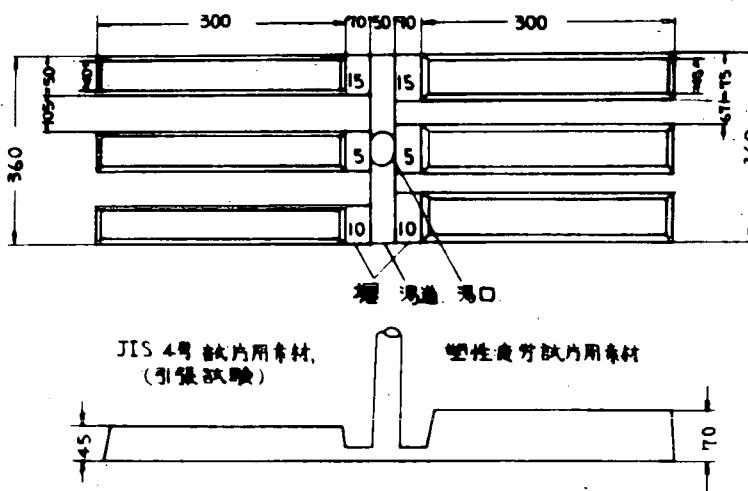
欠陥の影響を調査するためには、試験片に含まれる欠陥の程度をいかにして揃えるかが問題である。鋳造時に問題となる種々の欠陥の中、本研究では Centre line shrinkage について実験を行なうことにしたが、所期の大きさの鋳造欠陥を調整するために、予備試験を行なつて鋳造方案を決定した。

(1) 第1回予備試験

所期の大きさの鋳造欠陥を作るため、まず、第1.2.1図のような鋳造方案で予備試験を行なつた。図に示すように Centre line shrinkage を発生させるためには、押湯を全くつけず、欠陥の大小を調整するためには堰の厚さを変えることによつて行なう方法をとつた。堰厚は 5, 10, 15 mm の 3 種類とした。溶解炉は 0.5 ton 型酸性溶解炉を使用し、鋳型は鋳鋼用肌砂、CO₂ 型であり、ジルコン、フラーを塗布した。主要化学成分は 0.16% C, 0.24% Si, 0.38% Mn, 0.45% Mo, である。

第1回の鋳造予備試験の後、7線による透過写真をとることによつて次のことがわかつた。

- i) ガスホールが多い。
- ii) Centre line shrinkage が素材上方にかたよつている。
- iii) 堰厚が薄く、湯廻り不良を起して



第1.2.1図 第1回予備試験鋳造方案

いる。

(2) 第2回予備試験

前回の試験結果に基づき次の点を改良した。

- i) ガスホールを防ぐためガス抜き穴を鋸型上面に3個所つける。
- ii) 鋸込温度を1,560°C以上とする。
- iii) 湯廻り不良および湯の乱流を防ぐために堰厚を増し、10, 15, 20mmとする。
- iv) Centre line shrinkage が素材上部にかたよるために第1.2.2図のように台形の上巾を小として勾配を急にした。

その他は前回と同じである。

主要な化学成分は、0.17%C, 0.59%Si, 0.66%Moである。その結果、次のことがわかつた。

- i) 湯廻り不良は解消した。堰厚は10mm以上は必要である。しかし、10~20mmの堰厚の変化では Centre line shrinkage の大きさにはあまり影響はない。
- ii) ガスホールはガス抜きをつけたが依然として多い。
- iii) Centre line shrinkage は素材の中央にはいるようになつた。

(3) 第3回予備試験

第3回の予備試験に対しては次の点を改良した。

- i) 堰の寸法を次の1種類にした。

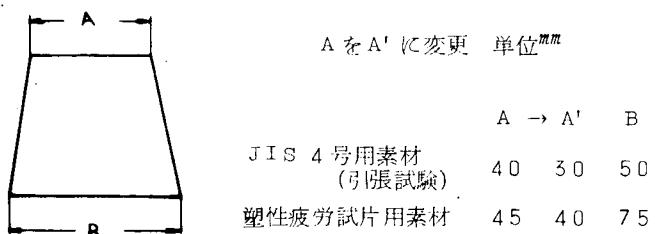
引張試片用素材	ともに20mm
塑性疲労試片用素材	
- ii) ガス・ホールの発生は湯の乱れが大きいのが、原因であろうとして第1.2.3図のような方案とする。

使用した溶解炉は5ton型塩基性エルー式電気炉を使用した。その他は第2回と同じ条件である。主要な化学成分は0.18%C, 0.36%Si, 0.37%Moである。この結果、ガス・ホールは大分防げた。また、Centre line shrinkage が大きくなりすぎ、どちらかというとザク状となつた。これは生産工事に使用した残りの湯を使用したために、ノロがいく分はいつたものと考えられ、正規の湯を使用すれば解決できると思われた。これらの結果、第3回の鋸込方案で、大むね妥当な Centre line shrinkage が調製されるものとの見通しから本試験片用素材の鋸込に入ることになつた。

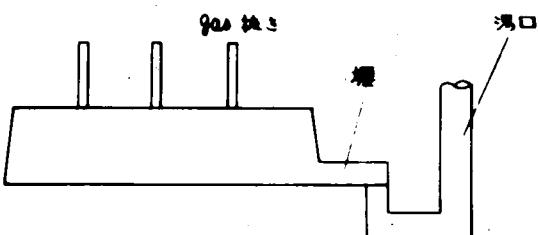
2.2.2 素材の鋸込

本実験に使用する素材は健全材と欠陥材の2種であり、JIS 4号引張試験用素材と11φ塑性疲労試験用素材を製作した。他に寸法効果を調べるために別個に実験する50φ型塑性疲労試験片も同時に one charge にて鋸込んだ。健全材は第1.2.4図に示すようなY・プロダクトに鋸込した。

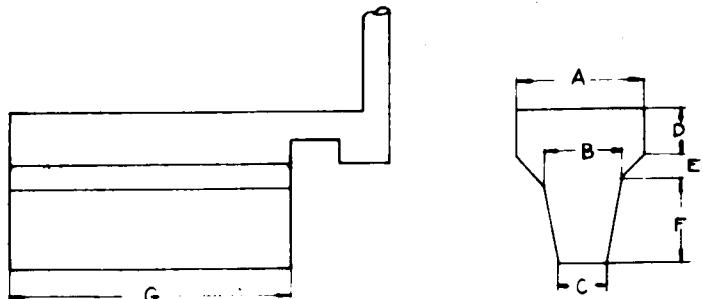
欠陥材に対しては鋸込方案は第3回予備試験の場合と殆んど同じ方法によつた。すなわち鋸込方案は第3回のとおりであるが、堰厚は全て



第1.2.2図 第2回予備試験鋸込方案の変更点



第1.2.3図 第3回試験鋸込方案



	A	B	C	D	E	F	G	鋸込本数
JIS 4号 試片素材	80	35	32	65	20	85	220	10個
塑性疲労試片 素材(単位 mm)	80	50	42	65	20	100	220	15個

第1.2.4図 健全材の鋸込方案および素材寸法

2.0 mm とした。従つて欠陥の程度は素材から試験片を取る位置によつても調整を行なうよう、大きさに余裕をもたせて鋳造した。素材の寸法を第1.2.5図に示す。

使用した溶解炉は、5 ton型塩基性エル式電気炉である。

鋳型は鋳鋼用粗砂、 CO_2 型を使用し、ジルコニア、フラーを塗布した。熱処理は $900^\circ\text{C} \times 3.5\text{ h}$, $680^\circ\text{C} \times 4.0\text{ h}$ A,Cである。

硬度はHB 190前後である。素材の化学成分を第1.2.1表に、顕微鏡組織を第1.2.6図に示す。なお素材段階において、直交する2方向から、 γ 線による透過撮影を行ない。欠陥を所期どおりに試験片に含ませて、素材から容易に採取できるようにした。

γ 線による欠陥の撮影条件は第1.2.2表のとおりである。

第1.2.2表 素材段階での γ 線撮影条件

項目	摘要
照 射 装 置	6D Co, 東芝20型
露 出 時 間	1.0分～2.4分
フィルム焦点間距離	3.00 mm
使 用 フ イ ル ム	サクラ RR, Pb
現 像 条 件	20°C 7分

2.3 引張試験

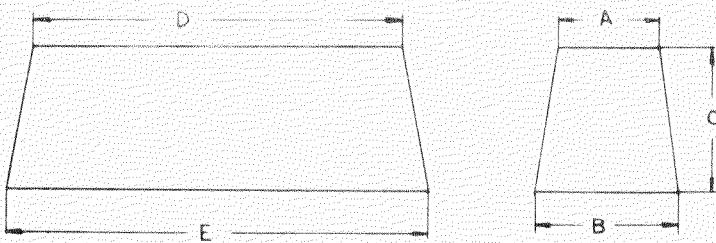
健全材に対しては第1.2.4図の素材1個から、上下に2本の試験片を採取し機械加工した。試験片はJIS 4号であり、

gauge 径 1.4ϕ 、平行部は 6.0 mm である。欠陥材に対しては、素材1個について1本の試験片を採取し機械加工した。これを健全材と同様に、JIS 4号試験片とした。ただ、試験片に含まれる欠陥が試験片のネジつかみ部に露出して、そこから破断しないように、つかみ部の一端を太くした。これらの試片形状を第1.2.7図に示す。

欠陥を含む引張試験片は、Gauge部の欠陥状況を確認するために、機械加工を終了した後、再度、X線撮影を行なつて、試験結果の整理に便利なようにした。このときの撮影条件を第1.2.3表に示す。X線写真の精度は約1%である。なお、欠陥による試片肉厚を補正し、微細な欠陥をも精密に撮影するためにX線遮蔽液A-SL-HIを使用した。X線撮影は2方向より直交する角度で行なつた。

試験機は、アムスラー30ton型の引張試験機によつて、RTと 500°C の2温度で行なつた。ひずみ計測はマルテンスのミラーをつけ標点間距離 5.0 mm にて計測した。欠陥を含む試験片についても、 5.0 mm の標点間距離でひずみを計測した。

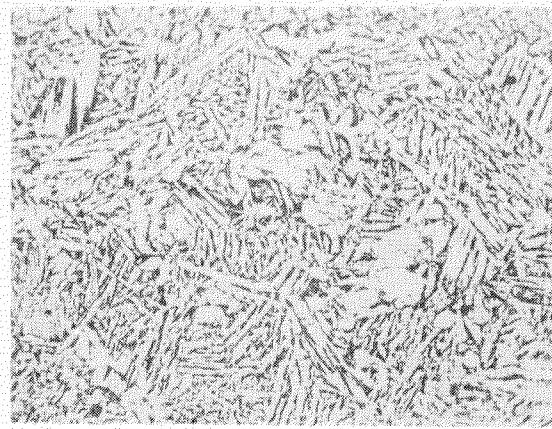
欠陥を含む試験片は、上記のようにして撮影したX線写真から欠陥の程度をA, B, Cの3段階に分け、1種の試験温度で同程度の欠陥をもつ試験片がかたまらないように注意した。実験結果として健全材のものを第1.2.4表に、欠陥を含むものを第1.2.5表に示した。



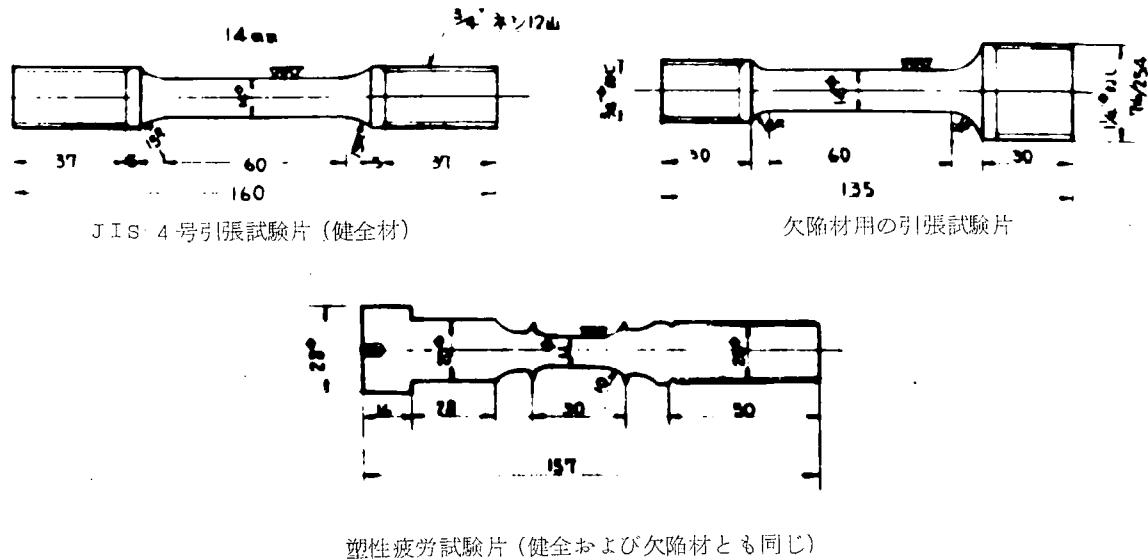
第1.2.5図 欠陥材の鋳造素材寸法

第1.2.1表 供試材の化学組成(重量%)

C	Si	Mn	P	S	Mo
0.22	0.39	0.62	0.011	0.009	0.48



第1.2.6図 素材の顕微鏡組織($\times 300$)



第1.2.7図 試験片形状

第1.2.5表中の欠陥率は次の定義によつてゐる。

$$\text{欠陥率\%} = \frac{\text{試験片の破断位置における欠陥の面積}}{\text{試験片の欠陥を考えない原断面積}} \times 100 \quad (1.2.1)$$

欠陥の面積は次のようにして計算した。欠陥は円形断面をもつものではなく、不規則であるので直交する角度から欠陥の直径を計測する。その値を a および b とすると、欠陥の形状を橢円の断面をもつものとみなして次式で計算した。

$$\text{欠陥の面積} = \frac{\pi}{4} a \times b \quad (1.2.2)$$

第1.2.5表中、空洞の欠陥率といふのはX線写真より、空洞と見なされる部分を計測して求めたもので、破断面に相当する位置を計測した。目視欠陥率といふのは試験片を破断した後、破面より欠陥を計測して求めたものであり、Centre line shrinkageは中央の部分だけでなく、まわりに必ずザク状の薄い羽をならべたような、ボーラスな部分があるのでそれをも含めて計測したものである。X線欠陥率といふのは、今回X線撮影した写真を専門家の目により、非常に精密に計測して求めたものであり、結果としては、破断した後、空洞だけでなく、まわりのボーラスな欠陥も含めて計測した値と非常に近い。

これももちろん破断面に相当する位置を計測した。なお、降伏点、抗張力は、欠陥を考えない試験片の原断面で荷重を割

第1.2.3表 機械加工後のX線撮影

項 目	摘 要
使 用 装 置	理学電機 25万V
2 次 電 壓	240kVA
2 次 電 流	4 kA
露 出 時 間	3分
フィルム焦点距離	600mm
使 用 フィルム	サクラ RR, Pb
現 像 時 間	20°C 7分
X 線 遮 蔽 液	旭ガラス ASL-H

第1.2.4表 健全材の引張試験結果

試験片 符 号	試験温度 °C	弾性係数 kg/mm²	降伏応力 kg/mm²	抗張力 kg/mm²	伸 び %	絞 り %
ST-1	R T	2.12×10⁴	4.9.0	6.4.7	2.6.2	5.4.6
	"	2.11	4.6.6	6.1.9	2.6.0	5.3.6
	"	2.11	4.9.6	6.5.1	2.6.6	5.6.6
	"	2.10	4.9.4	6.5.0	2.6.2	6.0.6
	"	2.09	5.0.1	6.5.3	2.6.4	6.0.6
ST-11	500°C	1.73×10⁴	3.5.3	4.5.4	2.0.8	6.4.8
	"	1.70	3.4.0	4.3.9	2.6.4	6.9.1
	"	1.72	3.5.2	4.5.1	2.6.2	7.0.3
	"	1.73	3.6.3	4.7.2	2.5.0	6.5.3
	"	1.73	3.5.6	4.5.7	2.7.0	6.9.8

つた値である。

伸び、絞りに対しては普通行なわれているように、破断した後で試片をつなぎ合せて計測した。しかし欠陥の形が不規則であるために断面が一様でなく、局部的に変形破断しているのでかなりの誤差がはいり、たんに傾向を示すにとどまるものと思われる。

第1.2.5表 欠陥材の引張試験結果

試験片符号	試験温度 ℃	降伏応力 kg/mm^2	抗張力 kg/mm^2	伸び %	絞り %	弾性係数 kg/mm^2	空洞欠陥率 %	目視欠陥率 %	X線欠陥率 %
D T - 1 1	R T	-	2 4.0	2	9	1.71×10^4	2 2.5	7 9.6	7 9.6
1 8	"	2 8.6	3 1.5	7	9	1.63	3.8	4 2.8	3 9.8
2 2	"	-	1 4.1	1	1	1.24	7 8.6	9 2.3	1 0 0.0
2 6	"	2 2.4	2 9.2	6	5	1.61	7.7	5 0.0	6 1.2
2 7	"	3 0.2	5 1.1	8	19	1.96	1.5	1 6.3	2 8.2
9	"	2 4.8	2 8.2	4	6	1.56	6.9	5 3.2	5 8.2
3 3	"	2 0.2	2 0.2	1	9	1.68	3 2.9	6 1.4	7 3.6
2 3	"	3 0.3	3 7.3	2	3	1.72	6.1	4 0.8	5 0.5
3 9	"	3 1.4	4 4.0	2	14	2.05	5.1	3 0.6	3 9.8
5	"	2 9.3	3 8.7	6	16	1.83	4 1.1	4 5.8	3 6.7
2 1	"	3 6.8	4 7.6	9	34	2.05	1.5	2 5.2	2 8.6
D T - 2 0	5 0 0 ℃	2 8.6	3 9.5	15	26	1.63×10^4	0	0.5	3.1
2 9	"	1 8.7	1 8.7	3	6	1.35	4 1.4	5 5.2	5 3.0
4 3	"	1 6.3	1 6.4	4	14	1.32	1 2.3	5 5.2	5 6.2
7	"	2 1.4	2 3.0	16	10	1.24	8.2	2 7.6	1 8.4
1 9	"	1 4.0	1 4.5	4	7	1.01	2 8.6	6 6.4	6 7.8
1 7	"	2 4.7	3 2.8	5	11	1.60	2 0.4	4 6.0	5 5.2
2 8	"	2 8.1	3 5.7	7	22	1.47	1.0	8.2	1 2.2
2 4	"	1 9.6	2 7.9	8	11	0.86	6.1	2 0.2	2 0.4
3 0	"	2 3.4	2 8.5	3	14	1.39	3.1	2 5.5	5 0.0
4 1	"	2 0.5	2 6.5	1	14	1.58	4.6	4 6.0	5 1.0

2.4 塑性疲労強度

試験片の加工にあたり健全材に対しては第1.2.4図の素材1個について上下から2本の試験片を採取した。欠陥材に対しては第1.2.5図の素材1個に対し1本ずつ、X線撮影を行なつた写真をもとに欠陥の位置と Gauge 部とが妥当な位置にくるよう、マーキングして、機械加工した。試験片は第1.2.7図に示すような Gauge 部径 11ϕ 、標点間距離 30mm にて行なつた。欠陥を含む試験片は Gauge 部の欠陥状況を確認するために機械加工を行なつた後、X線撮影を直交2方向から行なつている。この撮影条件は引張試験片の場合の第1.2.3表と同じである。

塑性疲労試験は、R T および 5 0 0 ℃の2温度にて行なつた。使用した試験機は、油圧により機械的なひずみを繰返し与える高温定ひずみ疲労試験機で、温度は試験中変動せず、一定に保たれる。試験速度は約1分間に2サイクルである。実験の条件は、繰返しひずみ振幅を一定になるよう制御して行なう両振れで行なつた。なお試験片のヒステリシス・ループおよび応力変化を記録した。ひずみの計測は、健全材も欠陥材とともに Gauge length 30mm のツバ間に装着した差動変圧器による計測値から推定した。

欠陥材の塑性疲労試験を行なうにあたり、試験片の欠陥の程度をX線写真から、A, B, Cの3段階で、目で判定して

分類した。そして、実験すべきひずみの振巾を始めから4段階に設定した。

このようにして試験温度R Tおよび500°Cならびに実験すべき4種のひずみ振巾に対し、欠陥の度合がかたよらないように注意して、欠陥程度のA, B, Cをできるだけ均等に分けて実験した。破断サイクルとしては試験片が完全に、二つに分離したサイクルをとつた。

実験結果として健全材の塑性疲労試験結果を第1.2.6表に示した。

欠陥材の塑性疲労試験結果はR Tの場合を第1.2.7表に、500°Cの場合を第1.2.8表に示した。これらをグラフにて第1.2.8図、第1.2.9図に示す。図には欠陥率（ボーラスなものを含む）30%以下、30~75%、75%以上の3グループに分けて線を引いている。

第1.2.7表および第1.2.8表において、応力範囲 $\Delta\sigma$ とは欠陥を無視した試片の原断面で応力を算出したもので、第1サイクル目の定ひずみで実験を行なつた応力の上限値と下限値の和である。

強度比とは第1.2.8図および第1.2.9図にて、ある欠陥を含む試験片がNサイクルで破壊したとすると、そのときにかけられたひずみ振巾を ϵ_{AD} とし、もし欠陥のない健全材が同じNサイクルで破断するためには ϵ_{AS} のひずみ振巾の繰返しが必要であるとして次式で求めたものである。

$$\text{強度比} = \frac{\epsilon_{AD}}{\epsilon_{AS}} \times 100\% \quad \dots \quad (1.2.3)$$

空洞欠陥率、目視欠陥率、X線欠陥率はそれぞれ、引張試験のところで計測したものと全く同じようにして算出した。

第1.2.6表 健全材の塑性疲労試験結果

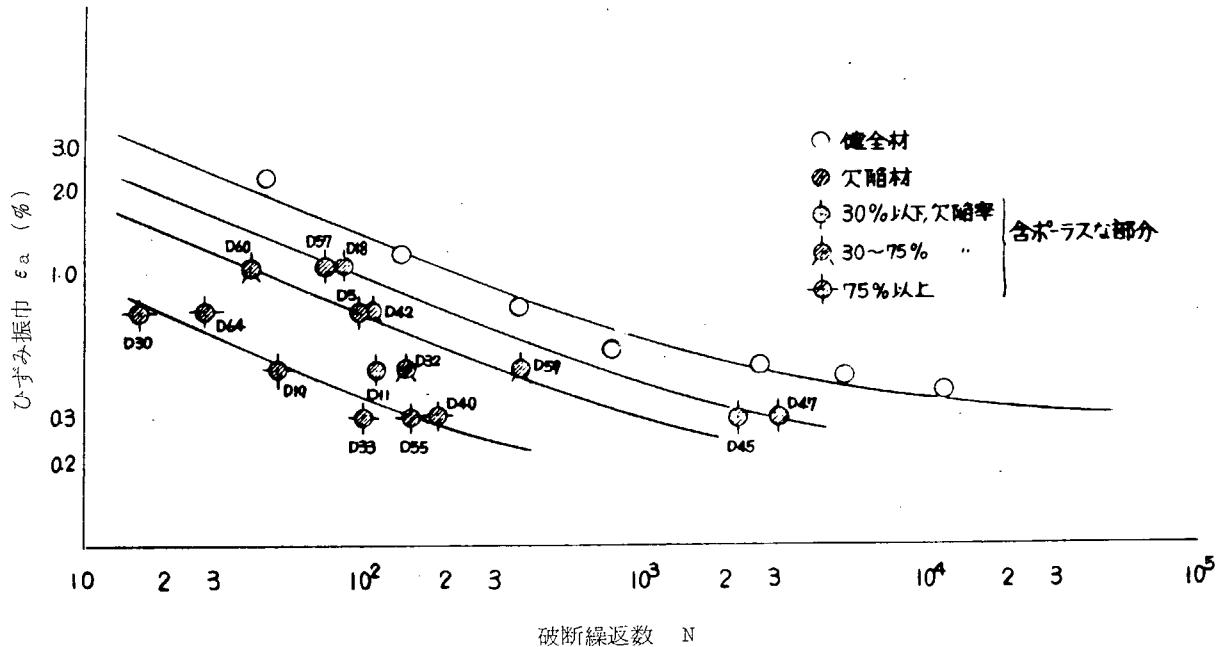
試片符号	試験温度 °C	歪 振巾 ± ϵ_a %	破断サイクル N	試片符号	試験温度 °C	歪 振巾 ± ϵ_a %	破断サイクル N
S - 1	R T	2.22	46	S - 11	500	2.22	57
2	"	1.19	140	12	"	1.19	276
3	"	0.74	370	13	"	0.74	760
4	"	0.52	800	14	"	0.52	1,005
5	"	0.45	2,660	15	"	0.45	1,400
6	"	0.42	5,340	16	"	0.37	4,350
7	"	0.37	12,000	17	"	0.30	4,000

第1.2.7表 欠陥材の塑性疲労強度 (R T)

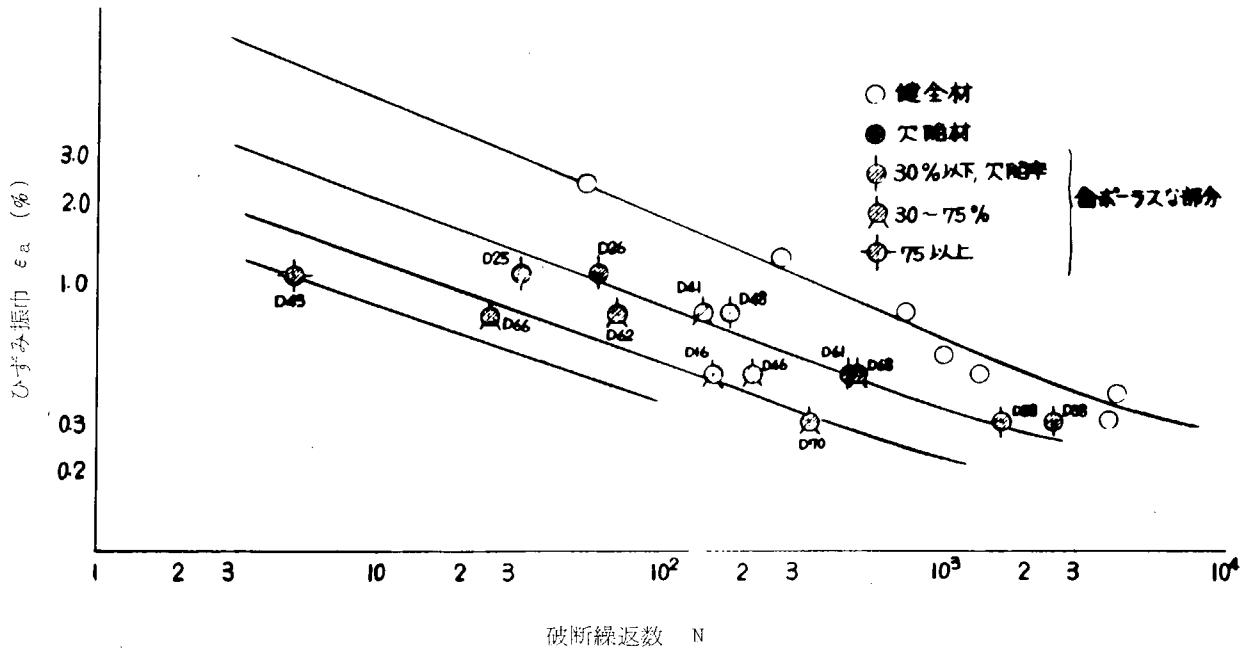
試験片 符号	試験温度 °C	歪 振巾 ± ϵ_a %	応力範囲 $\Delta\sigma$ kg/mm ²	破断繰返数 N	強度比 %	空洞欠陥率 % (1)	目視欠陥率 % (2)	X線欠陥率 % (3)
D - 18	R T	1.04	82.4	85	70.1	6.6	19.8	13.2
57	"	1.04	83.1	66	66.1	4.9	21.2	14.9
60	"	1.04	53.4	40	50.6	9.3	41.3	44.7
5	"	0.74	80.0	100	53.4	0.8	7.4	2.5
42	"	0.74	66.0	105	50.0	7.4	34.8	24.8
64	"	0.74	34.1	28	30.9	19.8	88.7	90.0
30	"	0.74	27.0	16	24.3	16.5	90.3	100.0
11	"	0.45	81.5	117	34.2	7.4	19.5	16.5
59	"	0.45	56.9	370	54.9	4.1	40.6	24.2
32	"	0.45	74.4	145	37.7	7.5	67.6	65.0
19	"	0.45	31.0	51	24.1	34.7	82.7	91.0
47	"	0.30	66.3	3,060	69.9	0	14.9	9.1
33	"	0.30	65.1	100	21.5	33.1	82.0	23.1
45	"	0.30	53.0	2,280	64.6	3.3	21.2	8.3
40	"	0.30	55.2	185	28.3	29.0	79.4	66.1
55	"	0.30	25.4	150	25.6	29.8	91.7	100.0

第1.2.8表 欠陥材の塑性疲労強度 (500°C)

試験片 符号	試験温度 °C	歪振巾 ±ε _a %	応力範囲 △σ Kg/mm ²	破断繰返数 N	強度比 %	空洞欠陥率 % (1)	目視欠陥率 % (2)	X線欠陥率 % (3)
D-25	500	1.04	74.1	33	36.4	5.0	28.9	22.7
26	"	1.04	79.3	61	49.0	7.5	24.8	22.7
43	"	1.04	29.1	5	16.2	12.4	81.2	74.3
41	"	0.74	70.2	144	51.2	0.8	41.4	33.0
62	"	0.74	41.6	72	37.5	7.5	33.1	33.0
66	"	0.74	31.4	25	23.6	29.8	53.0	43.4
48	"	0.74	67.0	180	56.2	8.7	23.2	18.6
61	"	0.45	38.9	475	52.7	0	13.3	6.6
46	"	0.45	59.0	210	36.5	0	52.7	39.6
16	"	0.45	60.7	155	31.8	8.3	52.7	40.4
68	"	0.45	32.9	485	54.3	14.9	57.8	37.1
58	"	0.30	55.9	1,650	60.6	9.9	25.9	17.4
38	"	0.30	51.6	2,500	72.4	9.9	9.9	11.6
70	"	0.30	12.3	340	30.3	16.5	59.5	59.6



第1.2.8図 塑性疲労試験結果 (R.T.)



第1.2.9図 塑性疲労試験結果 (500°C)

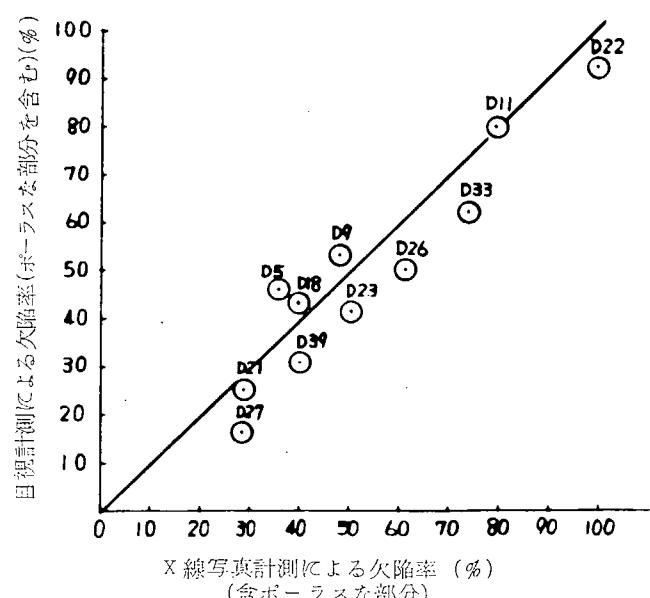
2.5 考 察

Centre line shrinkage の欠陥には、空洞のまわりに必ず薄い羽を密にならべたようなボーラスな領域がある。X線検査によつて空洞以外のボーラスな部分もどれくらいまでは掘できるか問題となる。本研究では空洞に対する欠陥率と目視によるボーラスな部分も含めた欠陥率およびX線を精密に検査して計測したX線欠陥率の3種について検討した。

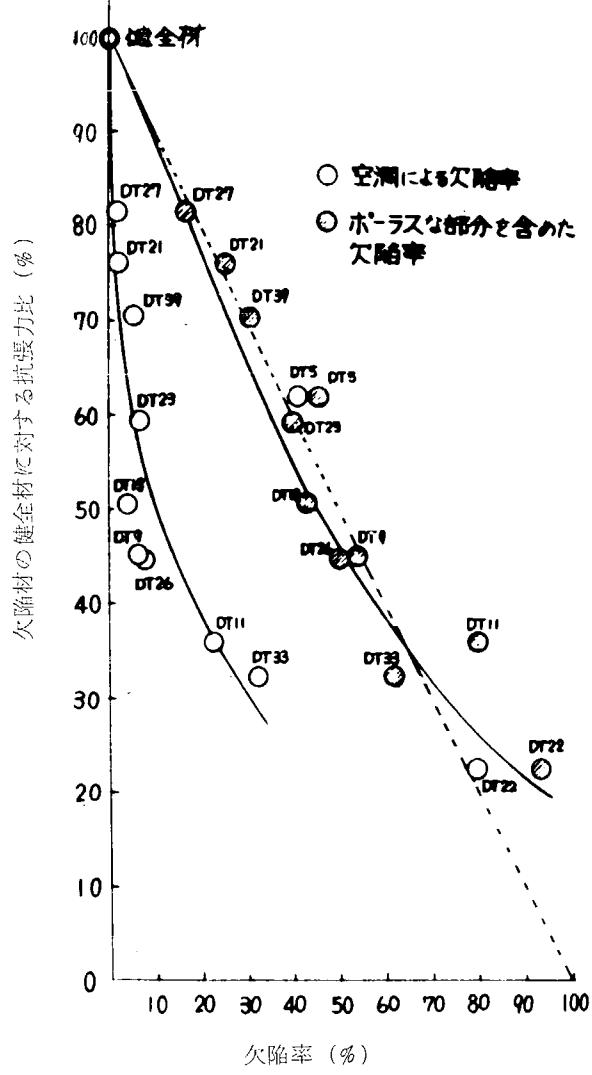
目視欠陥率とX線欠陥率との関係は第1.2.10図に示すようにかなりバラツキは大きいが、定量的に、大体1対1の対応がつく。これは例として引張試験のR.T.の場合を示した。従来、公表されている文献を見ても、プローホールやひけ巣、溶接におけるスラグの溶け込み不足等¹⁾によるX線計測と破断面から計測した欠陥率との比較のデータを示しているが、両者はかなり一致している。したがつてこの場合も、目視欠陥率とX線欠陥率は同一とみなすことにする。空洞欠陥率と目視欠陥率に対しては、今回の実験ではバラツキが多く一義的には定めがたい。空洞は観測されなくともボーラスな部分は存在するものもあるので実験結果をまとめるにあたつてはボーラスな部分を含めた欠陥率を主にして考察した。

Centre line shrinkage を含む材質が静的強度にどれくらい影響するかに対しては第1.2.5表に示すとおりであるが、抗張力に対し、健全材の抗張力を100%として欠陥率との関係をグラフに図示したもの、R.T.について第1.2.11図、500°Cについて第1.2.12図に示す。これによればR.T.より500°Cのほうが欠陥率に対する強度低下の影響は大きい。

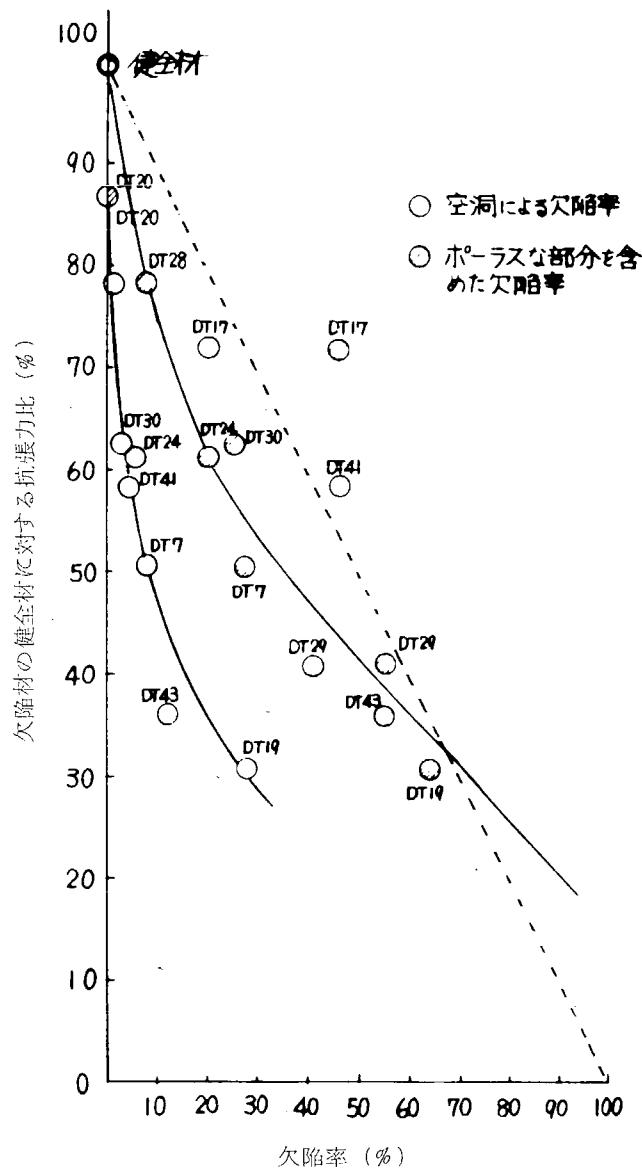
類似のデータとしては、A1合金鋼物(BX, 355)の多孔質の欠陥²⁾、302B鋼の溶接欠陥³⁾(プローホール、スラグ巻き込み、溶け込み不足)、SC46材の鉄



第1.2.10図 試片破断後のボーラスな部分の欠陥率
(目視欠陥率)とX線により求めた欠陥率との関係
(R.T.引張試験に使用した試片)



第1.2.1.1図 欠陥材の健全材に対する抗張力比と欠陥率との関係 (R T)



第1.2.1.2図 欠陥材の健全材に対する抗張力比と欠陥率との関係 (500°C)

造欠陥⁴⁾（プローホール、ひけ巣、砂かみ、不溶解ケレン）等に対するものがあるがいずれも今回行なつた。Mo 鋳鉄の centre line shrinkage に対するものと傾向は非常に類似しており、欠陥率の小なる領域で強度低下がはげしく、欠陥が増すに従つて強度低下がゆるやかになる。この傾向に合わないものとして、鋳鉄の鋸造欠陥⁵⁾（プローホール）のデータがある。これは欠陥の小な領域、大体約 2.5% くらいまでは健全材の抗張力と比較し大きな強度低下なく、それ以後急に低下している。

この理由は鋳鉄の中に含まれるグラファイトが小さな欠陥の作用をし、その他にそれより大きな寸法をもつ鋸造欠陥には、断面積の減少による影響以外、大きな影響を及ぼさないためとしている。

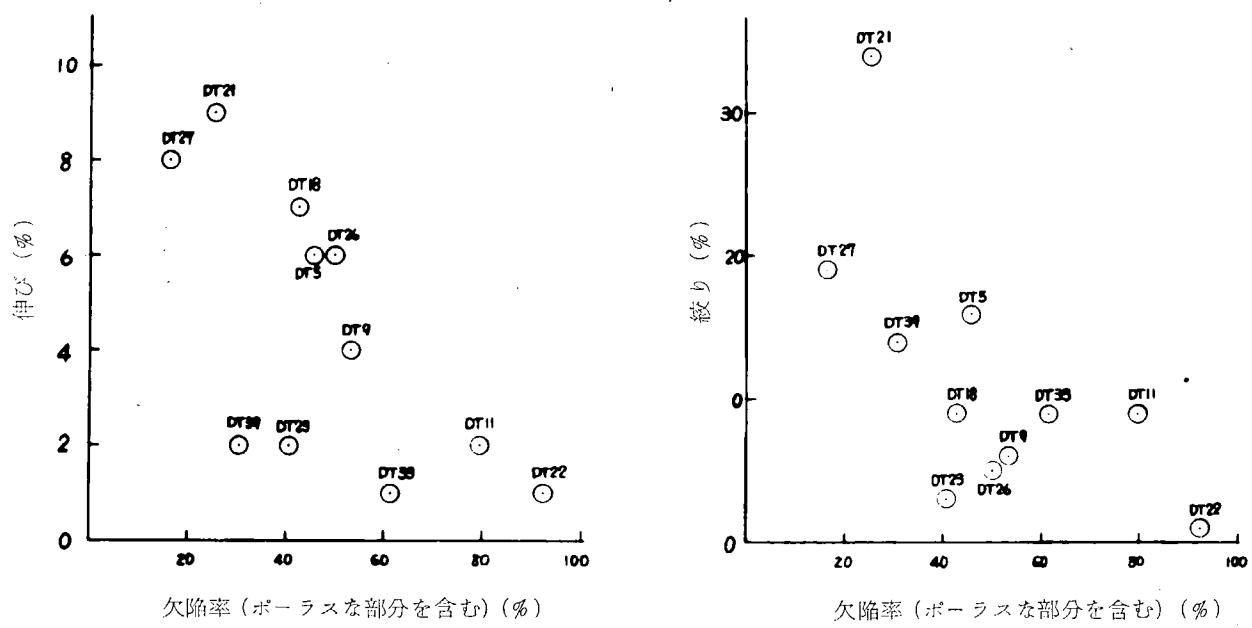
今回の実験では降伏点に対してはほとんど抗張力と同様な変化を示した。10% 以上の欠陥率をもつ試片では明瞭な崩壊場はでていない。伸び、絞りに対しては、今回行なつた欠陥の大きさは大きなものが多く、欠陥の形状も複雑なために、計測しにくく、かなりの誤差を含むものと考えられるが一応参考までに第1.2.1.3図、第1.2.1.4図に示す。伸び、絞りの欠陥に対する利き方は欠陥の小さい領域で急激に低下し、その利き方は抗張力への利き方より著じるしいことは文献で知られているとおりである。

引張試験の代表的な破断面写真を第1.2.1.5図、第1.2.1.6図に示す。X線写真的代表的なものを第1.2.1.7図に示す。

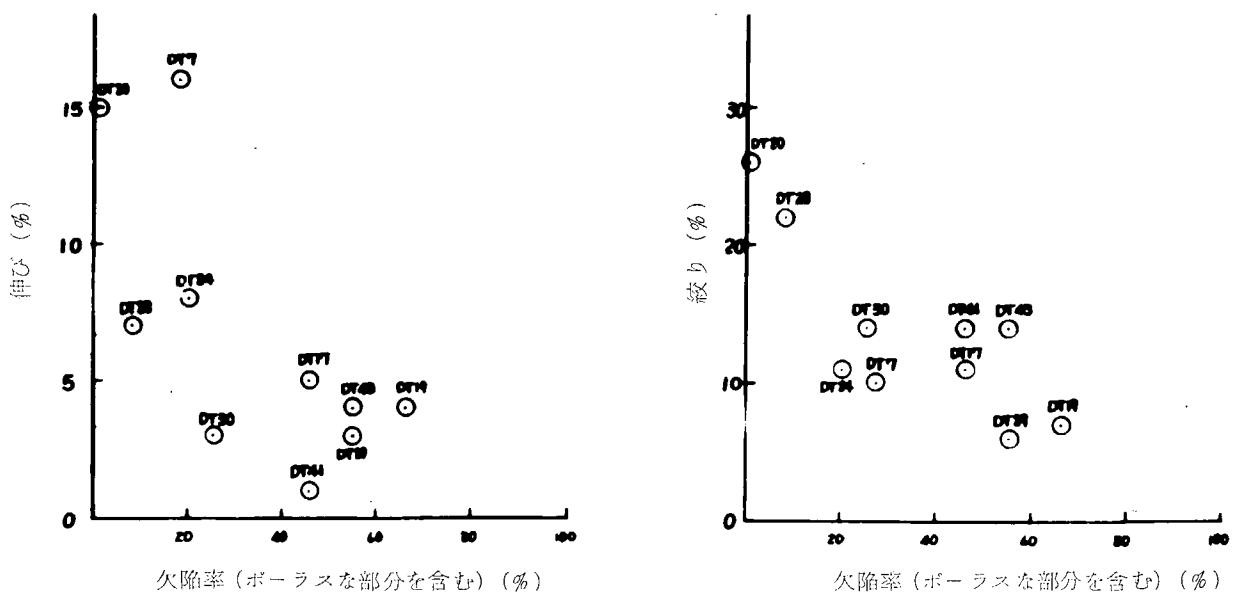
次に塑性疲労強度に対する欠陥の大きさの影響を検討する。

まず欠陥の塑性疲労強度に対する利き方と抗張力に対する利き方とを比較するために、第1.2.7表、第1.2.8表に従つて、欠陥率と塑性疲労強度比（健全材に対する欠陥材の、同じ破断サイクルに対するひずみ振巾による比較）をプロットすると第1.2.1.8図、第1.2.1.9図のようになる。

強度比は健全材のものを100%とし、欠陥率としては空洞を計測したものと、目視によるポーラスな部分を含んで計算して計算したものの2通りをプロットした。これによれば欠陥の少ない部分で急激に強度が低下し、欠陥率がふえるにつれて強度の低下はゆるやかになる。この傾向は塑性疲労強度に対するものと抗張力に対するものと非常によく近似している。また、塑性疲労強度に対する欠陥の影響のほうが、抗張力に対するものより大きく、RTより高温(500°C)のほうが影響が大きいことがわかる。



第1.2.1.3図 欠陥率と伸び、絞りの関係 (RT)



第1.2.1.4図 欠陥率と伸び、絞りの関係 (500°C)

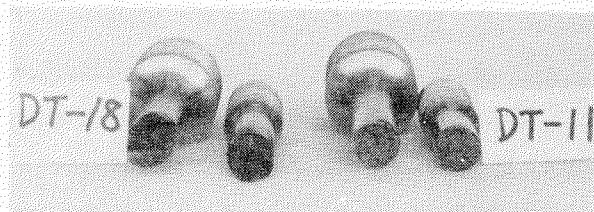


D T - 3 9

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 44.0 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= 31.4 \text{ Kg/mm}^2 \\ \delta &= 2 \% \\ \varphi &= 14 \%\end{aligned}$$

D T - 5

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 38.7 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= 29.3 \text{ Kg/mm}^2 \\ \delta &= 6 \% \\ \varphi &= 16 \%\end{aligned}$$



D T - 1 8

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 31.5 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= 28.6 \text{ Kg/mm}^2 \\ \delta &= 7 \% \\ \varphi &= 9 \%\end{aligned}$$

D T - 1 1

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 24.0 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= - \\ \delta &= 2 \% \\ \varphi &= 9 \%\end{aligned}$$

第1.2.1.5図 欠陥材の引張試験における代表的破面 (R.T.)

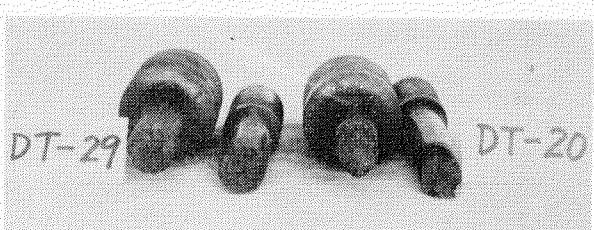


D T - 1 9

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 14.5 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= 14.0 \text{ Kg/mm}^2 \\ \delta &= 4 \% \\ \varphi &= 7 \%\end{aligned}$$

D T - 1 7

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 32.8 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= 24.7 \text{ Kg/mm}^2 \\ \delta &= 5 \% \\ \varphi &= 11 \%\end{aligned}$$



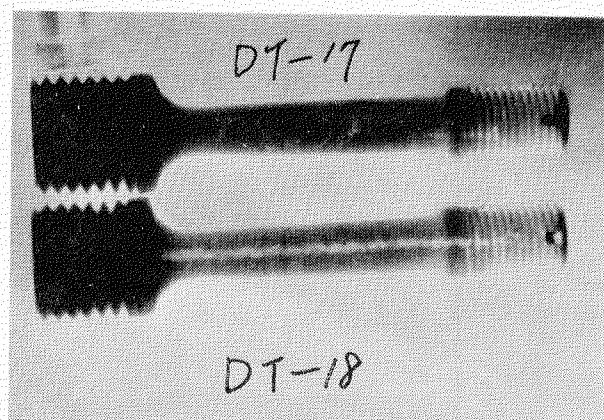
D T - 2 9

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 18.7 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= 18.7 \text{ Kg/mm}^2 \\ \delta &= 3 \% \\ \varphi &= 6 \%\end{aligned}$$

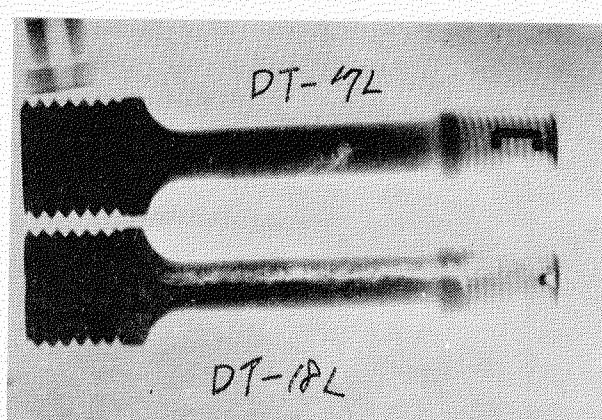
D T - 2 0

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 39.5 \text{ Kg/mm}^2 \\ \sigma_y &= 28.6 \text{ Kg/mm}^2 \\ \delta &= 15 \% \\ \varphi &= 26 \%\end{aligned}$$

第1.2.1.6図 欠陥材の引張試験の代表的破面 (500°C)

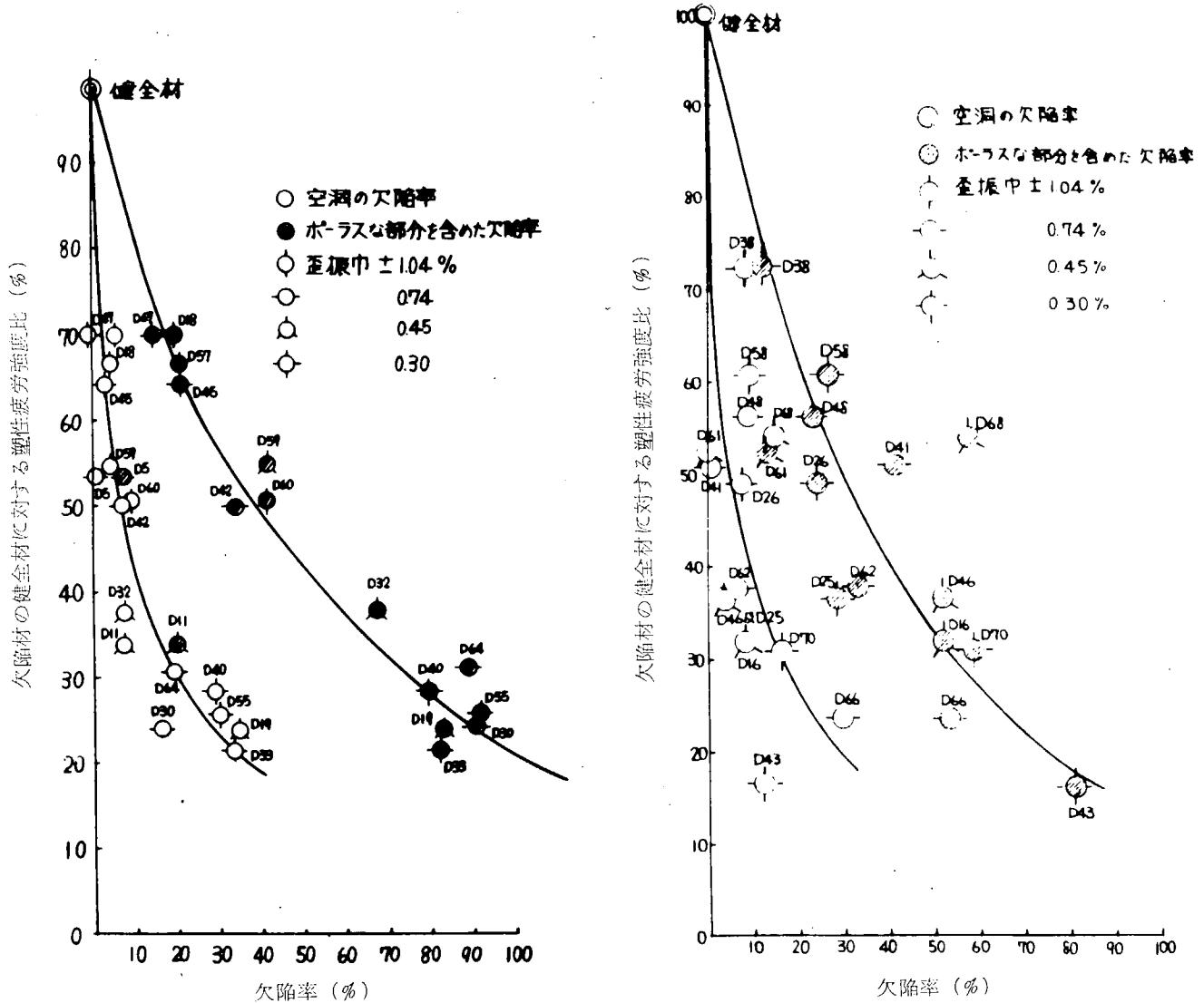


D T - 1 8



D T - 1 8 L

第1.2.1.7図 X線写真の代表例、引張試片
(直交する2方向より撮影)



第1.2.1.8図 欠陥材の健全材に対する塑性疲労強度比と欠陥率との関係 (R.T.)

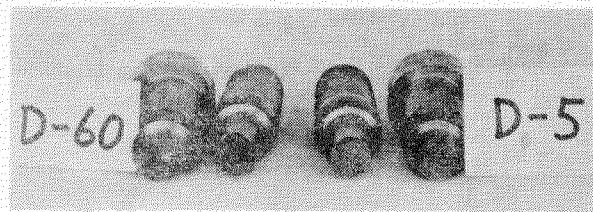
第1.2.1.9図 欠陥材の健全材に対する塑性疲労強度比と欠陥率との関係 (50°C)

ひずみ振幅の大きさによって、この強度比は変つてくるものと思われるが、第1.2.1.8図、第1.2.1.9図にひずみ振幅の大きさに従つて記号を変えプロットしている。

実験点が十分でなく、バラツキも多いので、はつきりしたことはわからないが centre line shrinkage を含む定ひずみ塑性疲労にて低サイクル領域ではひずみ振幅の大きさによる強度比の変化はそう大きくないものと思われる。

なお、R.T. の実験で第1.2.1.8図に示すとおり、D5 と D11 のプロット点が強度が著しく減少している。これは被断面を見れば空洞のまわりにあるボーラスな部分が多く少なく、亀裂のような空洞がむき出で存在している。このことは centre line shrinkage の場合、空洞によつて起る応力集中をボーラスな部分が緩和する可能性を示しているものと思われる。したがつて今回行なつた centre line shrinkage の欠陥の大きなものは空洞のまわりにボーラスな部分が厚く、応力緩和される度合が大きいが、欠陥が小となるに従つて、ボーラスな部分が小さくなり、空洞がむき出で存在する所も多く、それによつて応力集中率や、ひずみ集中率が大きくなるので、第1.2.1.8図や第1.2.1.9図のよう、欠陥の小なる部分では強度の低下する割合が大きいが、欠陥率が増すに従い、健全部の断面積の減少も伴つて、ゆるやかに減少するものと考えられる。塑性疲労試験で破断した代表的な破面を第1.2.2.0図、第1.2.2.1図に示した。同時にX線写真も第1.2.2.2図に示した。

低サイクル疲労について、文献にみられるものとしては、302B鋼に対する溶接欠陥（ブローホール、スラグ巻き込



D - 6 0 D - 5
 $\epsilon_a = \pm 1.04\%$ $\epsilon_a = \pm 0.74\%$
 $\Delta\sigma = 5.3.4 \text{ Kg/mm}^2$ $\Delta\sigma = 8.0.0 \text{ Kg/mm}^2$
N = 4 0 N = 1 0 0



D - 3 0 D - 1 1
 $\epsilon_a = \pm 0.74\%$ $\epsilon_a = \pm 0.45\%$
 $\Delta\sigma = 2.7.0 \text{ Kg/mm}^2$ $\Delta\sigma = 8.1.5 \text{ Kg/mm}^2$
N = 1 6 N = 1 1 7

第1.2.2.0図 欠陥材の塑性疲労試験の代表的破面 (E.T)

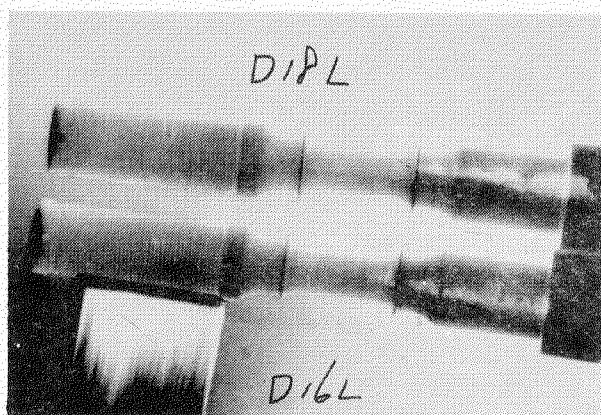
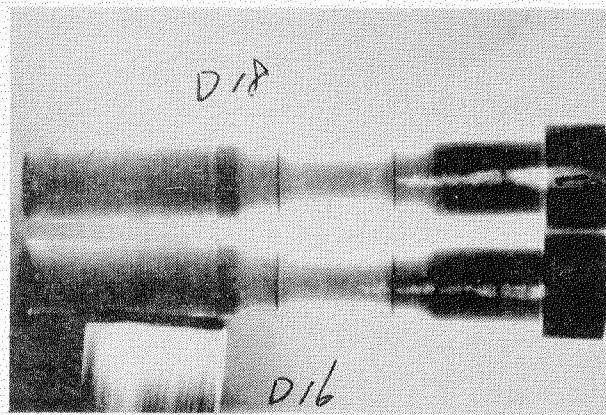


D - 4 6 D - 1 6
 $\epsilon_a = \pm 0.45\%$ $\epsilon_a = \pm 0.45\%$
 $\Delta\sigma = 5.9.0 \text{ Kg/mm}^2$ $\Delta\sigma = 6.0.7 \text{ Kg/mm}^2$
N = 1 5 5



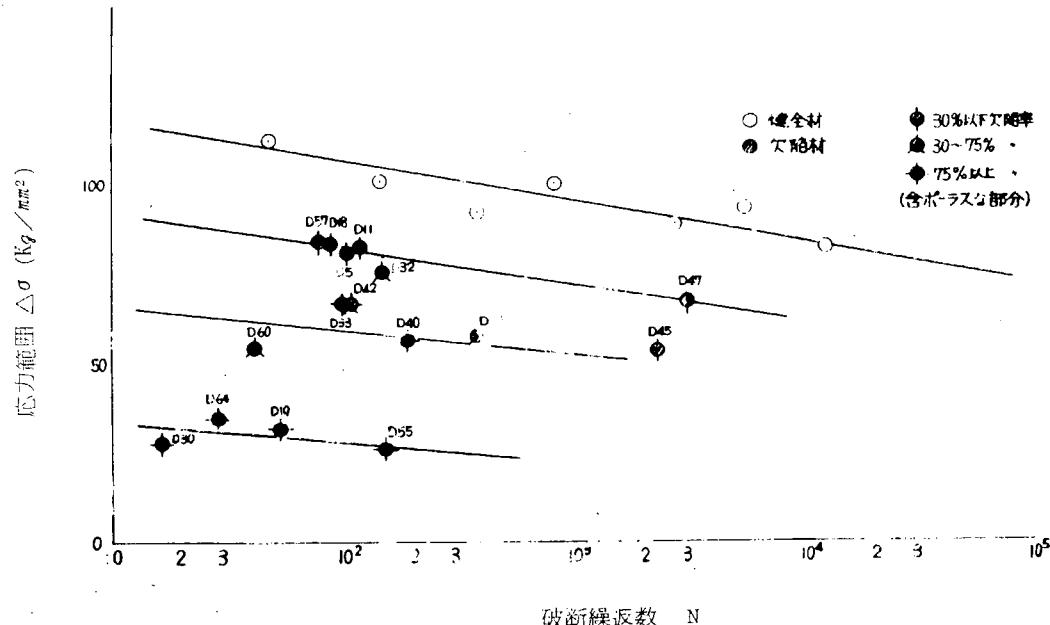
D - 6 1 D - 4 8
 $\epsilon_a = \pm 0.45\%$ $\epsilon_a = \pm 0.74\%$
 $\Delta\sigma = 3.8.9 \text{ Kg/mm}^2$ $\Delta\sigma = 6.7.0 \text{ Kg/mm}^2$
N = 4 7 5 N = 1 8 0

第1.2.2.1図 欠陥材の塑性疲労試験の代表的破面 (500°C)

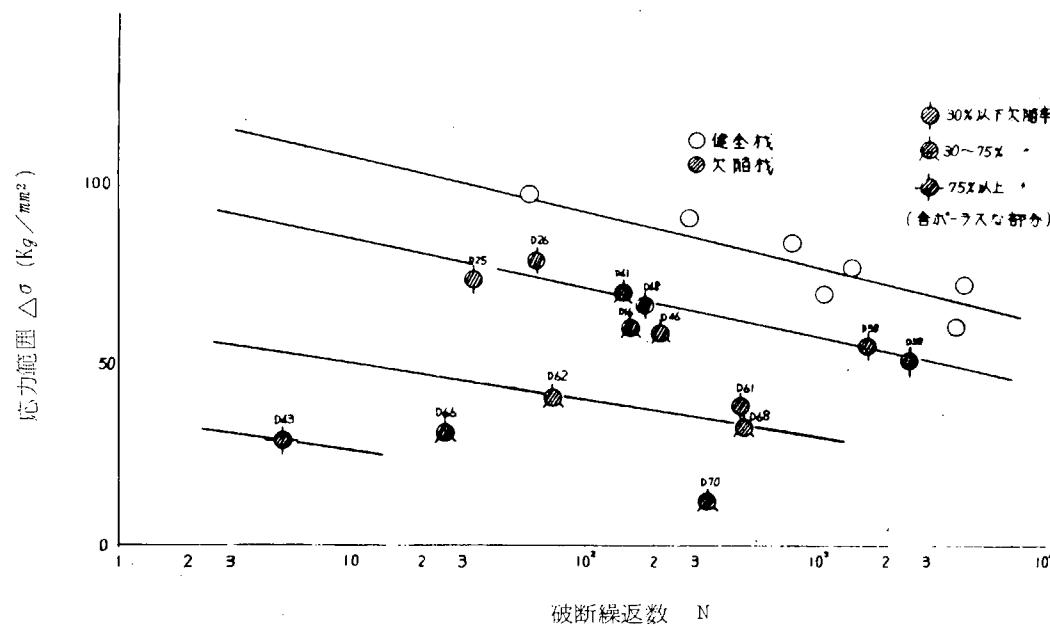


第1.2.2.2図 X線写真の代表例、塑性疲労試験片
(直交する2方向より撮影)

み、溶込不足、横割れ) のデータ⁶⁾があるが、欠陥率で整理していないので比較できないが、応力振巾 - 破断繰返数の曲線によれば、 $10^3 \sim 10^4$ サイクル破断の領域まで、健全材も欠陥材も大きな差ではなく、その後急に欠陥材強度は低下している。本実験では定ひずみ試験にて行なつたデータを第1サイクルの応力に換算した第1.2.2.3図と第1.2.2.4図にては大分傾向が異なる。この差は定応力条件下で片振り張荷重にて供試材は板の形状で行なつてゐるためであり、このままでは本実験の結果と比較するのは無理である。



第1.2.2.3図 塑性疲労試験結果の応力範囲 - 破断繰返数 (RT)



第1.2.2.4図 塑性疲労試験結果の応力範囲 - 破断サイクルの関係 (500°C)

高サイクル疲労についての文献では、SC46材⁷⁾のプローホール、ひけ巣等の鋳造欠陥を含む試験片で行なつた片振り張疲労強度 ($N = 2 \times 10^6$) や溶接欠陥を含む継手(プローホール、スラグ巻込み)の片振り張疲労強度 ($N = 2 \times 10^6$)⁸⁾をまとめた結果から疲労耐久強度と欠陥率との関係は本実験のひずみで評価した塑性疲労強度と欠陥率との関係に傾向が類似している。

すなわち今回行なつた Centro line shrinkage の鋳造欠陥を含む試片による定ひずみ塑性疲労強度(熱疲

労強度も大体同じ)に及ぼす欠陥率の影響は、一般の疲労耐久限に及ぼす欠陥率の影響と、さらに抗張力に及ぼす欠陥率の影響の三者は傾向的に似ている。

塑性疲労強度または熱疲労強度を推定する場合に一般に Manson-Coffin の式とよばれている次式を使用する場合が多い。

$$\left. \begin{array}{l} N^{\frac{1}{2}} \Delta \epsilon_p = C \\ \Delta \epsilon_p : \text{塑性ひずみ範囲} \\ C : \text{材料定数} \end{array} \right\} \dots \quad (1.2.4)$$

この式が今回実験を行なつた Centre line shrinkage の欠陥を含む場合も成立することがわかれれば強度推定にきわめて便利であるのでこの検討を行なう。

上式中塑性ひずみ範囲; $\Delta \epsilon_p$ は次式で算式される。

$$\left. \begin{array}{l} \Delta \epsilon_a : \text{ひずみ振巾の2倍} \\ \Delta \epsilon_p = \Delta \epsilon_a - \frac{\Delta \sigma}{E} \\ E : \text{弾性係数} \\ \Delta \sigma : \text{サイクル中の応力範囲} \end{array} \right\} \dots \quad (1.2.5)$$

ここに、 $\Delta \epsilon_a$ は第1.2.7表、第1.2.8表に示すひずみ振巾の2倍をとり、 $\Delta \sigma$ はやはり、第1.2.7表、第1.2.8表に示す値で欠陥を無視した試験の原断面積で計算したものを使用した。

Eの弾性係数については、試片に含まれる欠陥の大きさによって値が変化することが、鉄の強度を考えるときにしばしば考えられるところである。すなわち、試片に含まれる欠陥は応力集中を起さず、欠陥(ボーラスな部分)は強度を全く分担しないと、まず考える。このようにすると、弾性変形の範囲にて、この試験片の欠陥のない場合の弾性係数を E_0 とし、欠陥を含む試験の見かけの弾性係数を E とする。欠陥率 F' の場合には見かけの応力を σ として、欠陥を除いた断面での真の応力を σ_0 とすると

$$\sigma_0 = \frac{\sigma}{1 - F'} \dots \quad (1.2.6)$$

弾性係数は欠陥があるうとなからうと一定ひずみ; ϵ にてそのときかけられた応力; σ_0 を割つた値である (弹性限以下)

$$E_0 = \frac{\sigma_0}{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon} \cdot \frac{\sigma}{1 - F'} = E \times \frac{1}{1 - F'} \dots \quad (1.2.7)$$

よつて見かけの弾性係数と欠陥率の関係は

$$E = E_0 (1 - F') \dots \quad (1.2.8)$$

ここに欠陥率としてボーラスな領域も含めたものを取つた。したがつてボーラスな領域は前に強度を全く分担しないと仮定したが正確にいえば健全な部分の k 倍だけの強度を分担するとすると、実質の強度を分担しない等価な欠陥率; F' は

$$F' = F (1 - k) \dots \quad (1.2.9)$$

F ; 試片の欠陥状況から算出される欠陥率

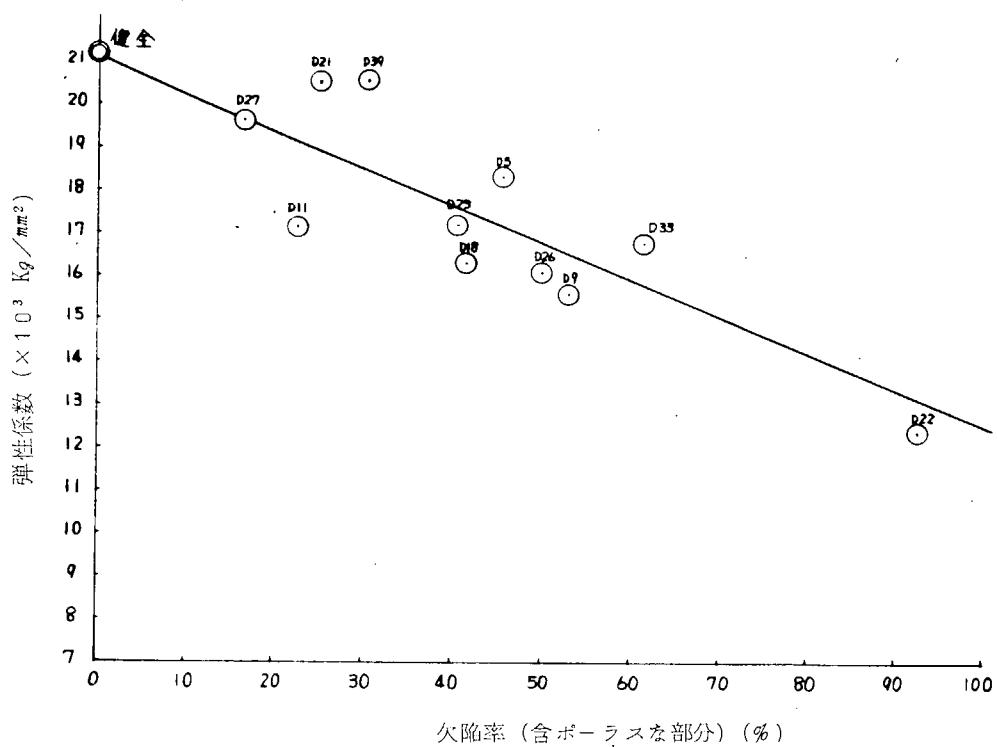
であり、(1.2.8) 式から

$$E = E_0 \{ 1 - F (1 - k) \} \dots \quad (1.2.10)$$

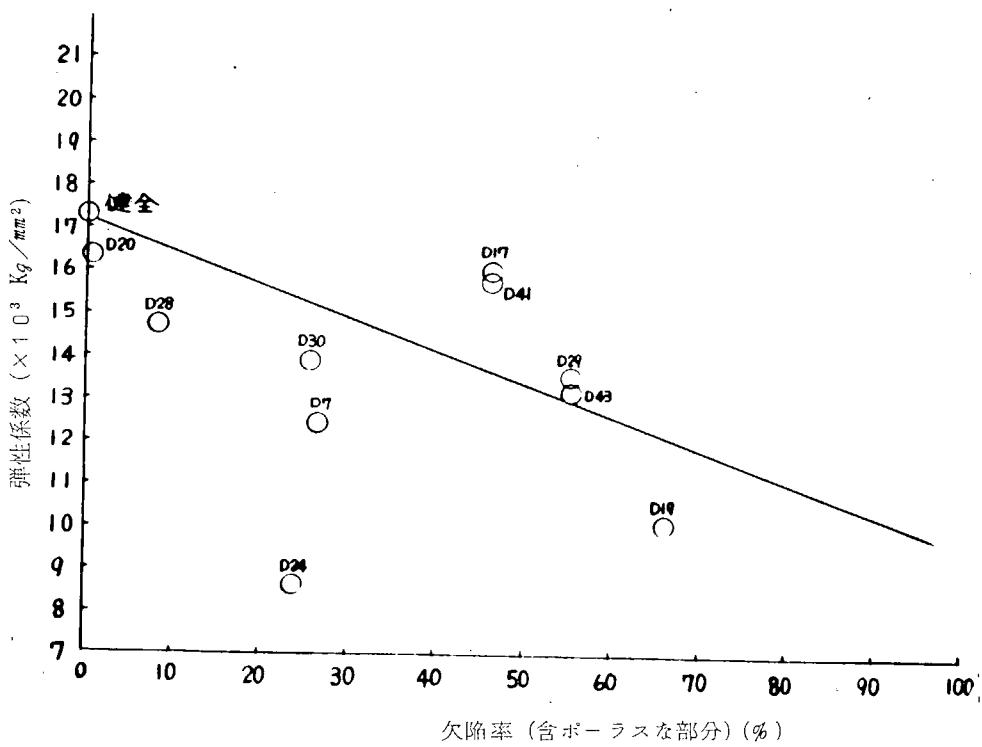
すなわち、見かけの弾性係数は試片に含まれるボーラスな欠陥領域の面積率 F の 1 次式で表わされることになる。

E_0 は健全材の弾性係数であり、 k は実験定数である。

引張試験を行なつたときにマルテンスのミラーにより計測した弾性係数が第1.2.5表に示してあるので、それとボーラスな部分を含めて計測した欠陥率とプロットしたものが第1.2.25図、第1.2.26図である。健全材の場合のデータを欠陥率 0% として示した。かなりバラツキがひどいが、(1.2.10) 式により直線関係にあるとして、妥当と思われる直線をひいた。この弾性係数と欠陥率の関係を今後使用することにする。

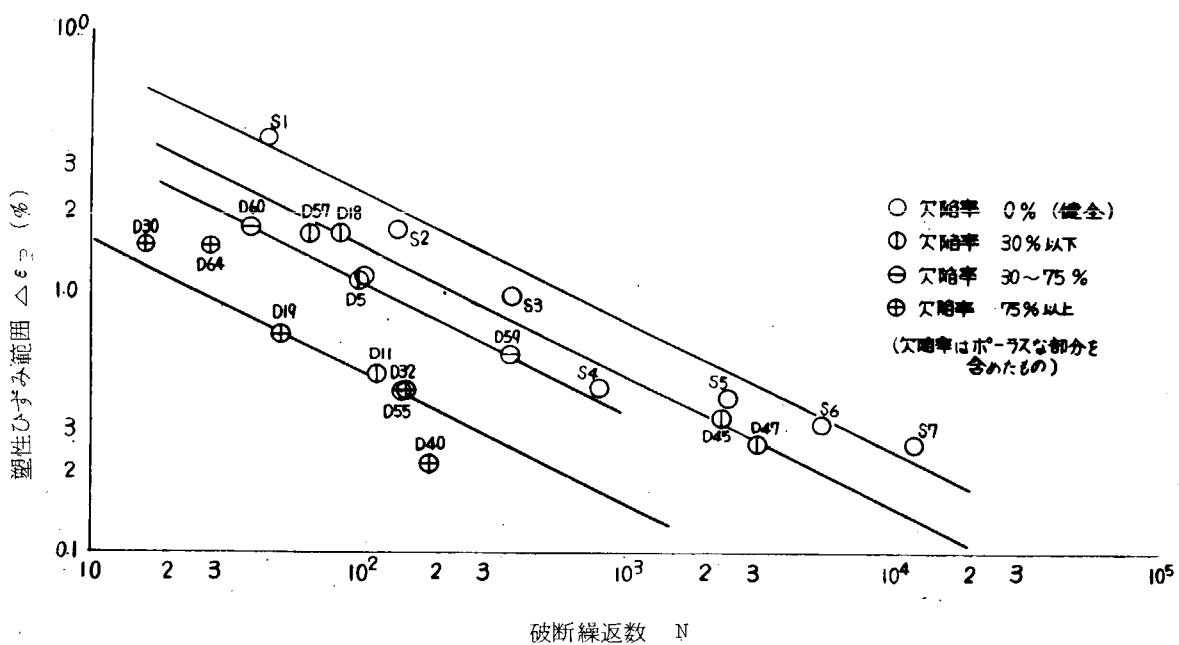


第1.2.2.5図 欠陥率と弾性係数との関係(引張試験による)(R.T.)

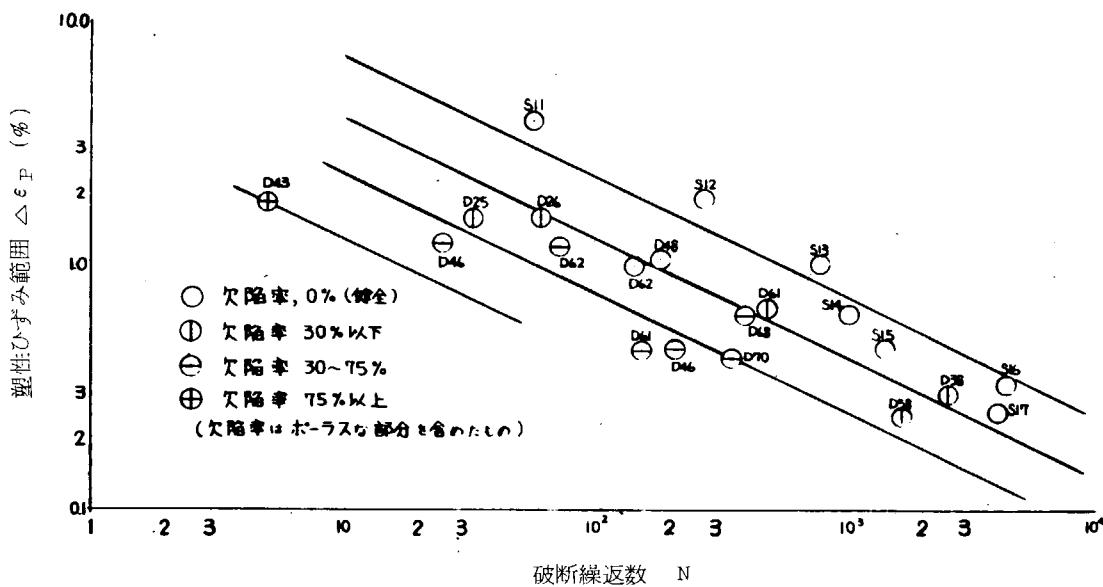


第1.2.2.6図 欠陥率と弾性係数との関係(引張試験による)(500°C)

さて、第1.2.8図および第1.2.9図に、健全材と欠陥率30%以下、30~75%、75%以上の4つのグループについてグラフに表示したが、これらを、上に述べた方法により $\triangle \epsilon_p$ を求め、グラフに表示すると第1.2.2.7図、第1.2.2.8図になる。直線は(1.2.4)式に従うとしてひいたものである。R.T., 500°Cの二つの試験ともに健全材は当然のことながら30%以下、30~75%、75%以上の欠陥を含むものはバラツキはあるが、大体(1.2.4)式に従つているようである。バラツキが大きいのは、欠陥率がそろっていないためと思われる。



第1.2.2-7図 塑性ひずみ範囲 $\triangle\epsilon_p$ と破断繰返数との関係 (R.T.)

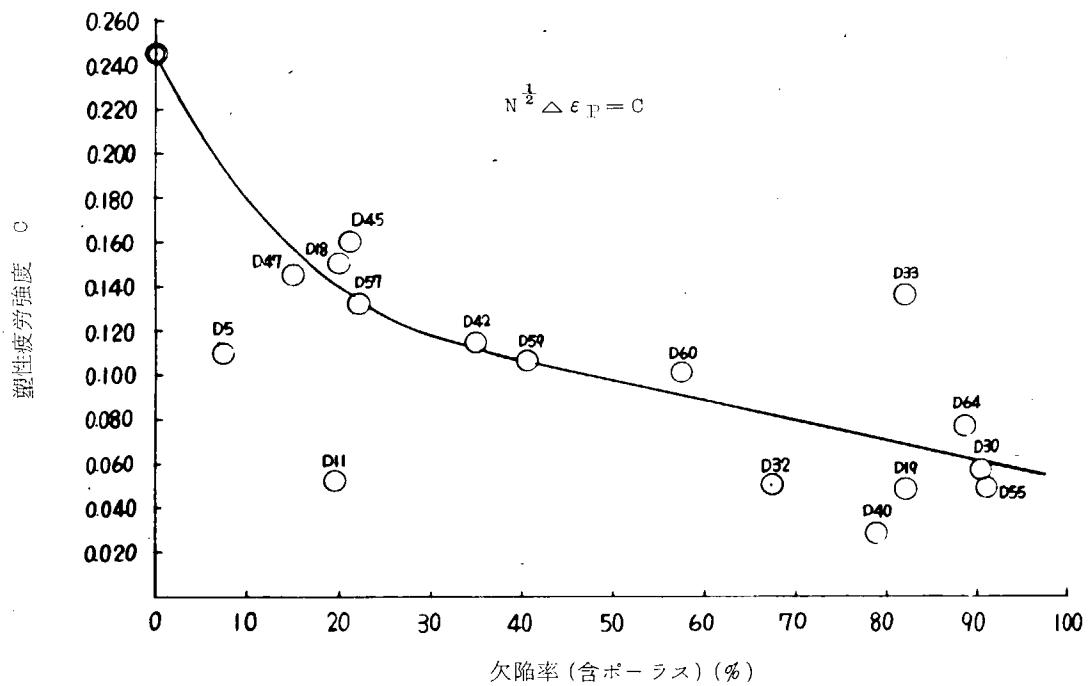


第1.2.2-8図 塑性ひずみ範囲 $\triangle\epsilon_p$ と破断繰返数との関係 (500°C)

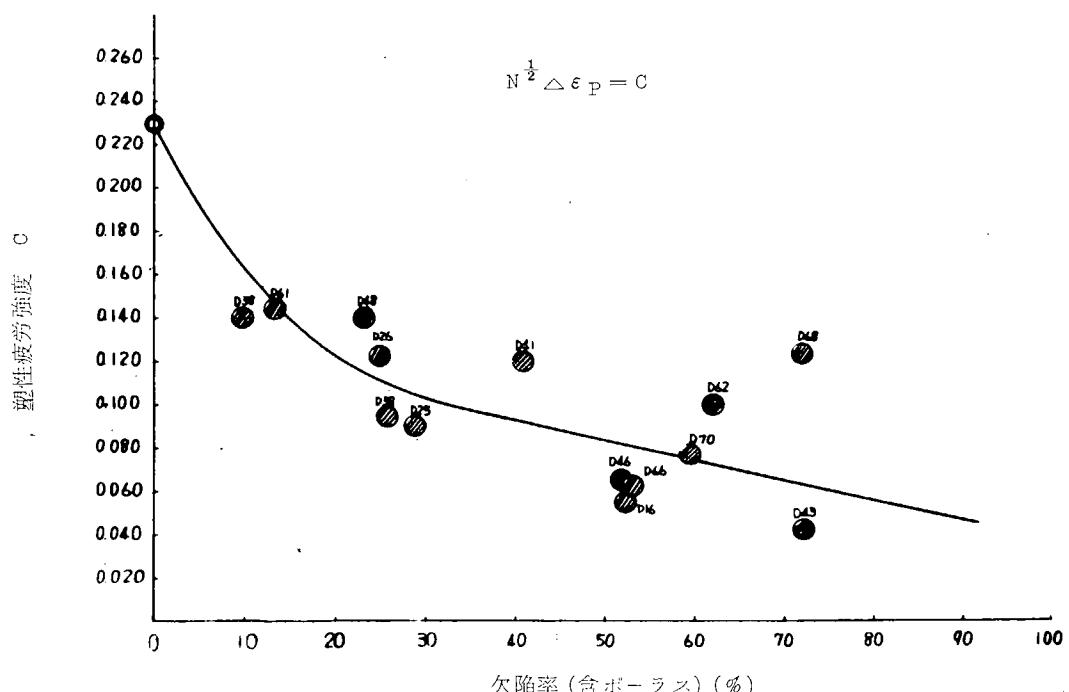
以上により、応力範囲 $\Delta\sigma$ として欠陥を無視した試片の原断面にて整理した応力をとり、弾性係数として欠陥率に対応する見かけの弾性係数（本実験の場合には第1.2.2-5図、第1.2.2-6図）を使用することによつて Centre line shrinkage の欠陥を含む場合も、定ひずみ塑性疲労強度は Manson-Coffin の式に従うとみなせることがわかつた。

他の文献として、主にひけ巣を含んだSC46材により熱疲労試験を行なつた結果によれば、欠陥材では $N^\alpha \triangle\epsilon_p = C$ の関係は成立しないとしている。⁹⁾ 試験機は直接通電による温度サイクルを行なわせる Coffin 式のもので、試片は $12\phi - 10\phi$ の中空試片を使用している。したがつて欠陥が試片肉厚 1mm を貫通しているのであろうこと、欠陥のまわりの温度分布が直接通電のため、計測された温度より局部的に高くなつているであろうこと、温度サイクルを行なわせていること、弾性係数を欠陥の大きさによつて補正しているかどうか不明であること等が本実験の場合と相違するために結果が異なつたものと思われる。

(1.2.4) 式が成立するということは、材料の強度を評価するときに、定数Cだけを求めればよいことになる。さらに定数Cは $\log \Delta \epsilon_p - \log N$ 線図において試験にかけられたひずみ振幅の大きさには無関係に勾配が $\frac{1}{2}$ と定まってしまうことになり、一つの実験点からも定数Cが決定できる。このように考え、欠陥材の実験点一つ一つに対して勾配 $\frac{1}{2}$ として定数Cを定め、ボーラスを部分を含めた欠陥率を横軸にプロットしたものが第1.2.29図、第1.2.30図である。これによれば健全材を欠陥率0とみなして、それを含めて実験点を結ぶとバラツキは大きいにせよ、だいたい1本の曲線にまとまるようである。ここで第1.2.12図、RTのD5, D11のバラツキは前述した。すなわち、Centre line shrinkage の欠陥率を計測することによって、その試片の塑性疲労強度が推定できることになる。



第1.2.29図 塑性疲労強度Cと欠陥率との関係 (R T)



第1.2.30図 塑性疲労強度Cと欠陥率との関係 (500°C)

次に設計に適用する場合に、実験データは塑性ひずみであるが応力解析によつて算出されるものは弾性計算による弾性応力である。したがつて、これらの間の関連性を求める必要があるが、これに対しては Langer の式といわれる次式を適用する。

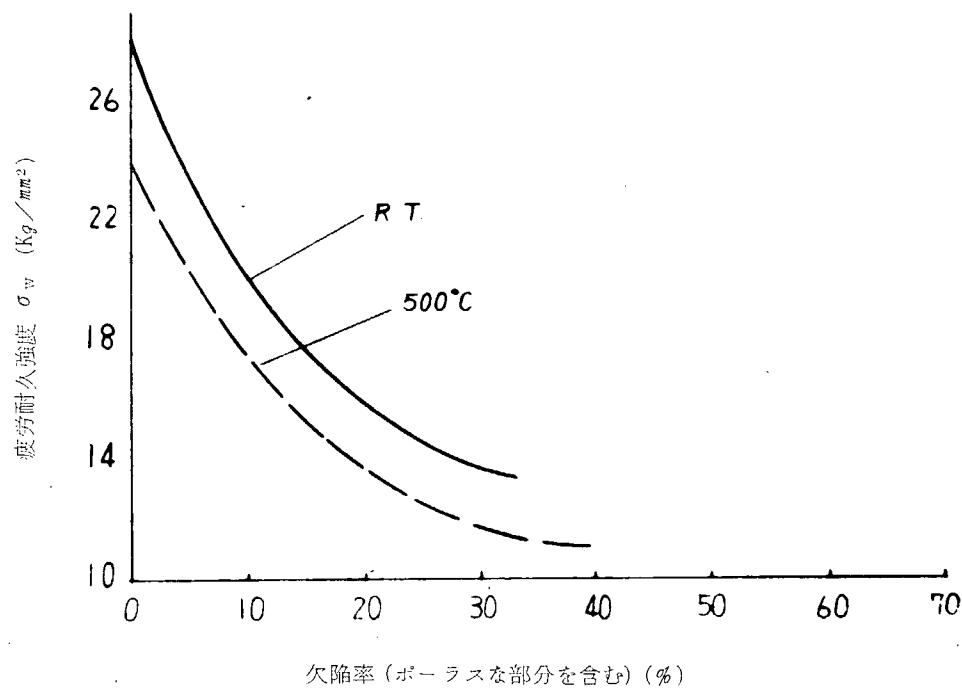
$$\sigma_a = \frac{E C}{2 \sqrt{N}} + \sigma_w \quad \dots \dots \dots \quad (1.2.1.1)$$

σ_a : 弹性計算により算出される応力振巾

σ_w : 疲労耐久限

(1.2.1.1) 式にて表示しておけば試験片に含まれる、ある欠陥率をもつ試片の塑性疲労強度を定量的に計算できることになる。

弾性係数は第1.2.2.5図、第1.2.2.6図から求め、Cは第1.2.2.9図、第1.2.3.0図より求める。 σ_w に對しては、今回実験を行なつていないので、日本鉄鋼会で共同研究を行なつたSC46材のブローホールによる実験¹⁰⁾から本材料の場合を推定した。すなわち欠陥の直径と疲労耐久限の低下率の関係はSC46材と $\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼とは変わらないと仮定し、500°Cの場合には実験データがなかつたので、このデータを代用した。 $\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼の健全材の疲労耐久限は本報告書、第1節「機械疲労と熱疲労強度の組合せ耐久強度に関する研究」で実験したRTは $\sigma_w = 28 \text{ Kg/mm}^2$ 、500°Cは $\sigma_w = 24 \text{ Kg/mm}^2$ を使用した。このようにして算出した疲労耐久限と欠陥率との関係を第1.2.3.1図に示した。



第1.2.3.1図 疲労耐久限と欠陥率（推定）

以上のようにして(1.2.1.1)式を計算することにより、本実験で行なつた $\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼の Centre line shrinkage を含む塑性疲労強度（熱疲労強度）を、弾性計算により算出される応力と対応させ定量的には握ることができるこことなる。

1例として欠陥率0（健全）、5%、10%のボーラスな部分を含む場合は次式となる。

$$\left. \begin{aligned} \text{RT} & \quad \text{欠陥率 } 0 \quad \sigma_a = \frac{2,640}{\sqrt{N}} + 28.0 \\ & \quad 5 \% \quad \sigma_a = \frac{2,150}{\sqrt{N}} + 23.6 \end{aligned} \right\}$$

$$10\% \quad \sigma_a = \frac{1,820}{\sqrt{N}} + 20.2$$

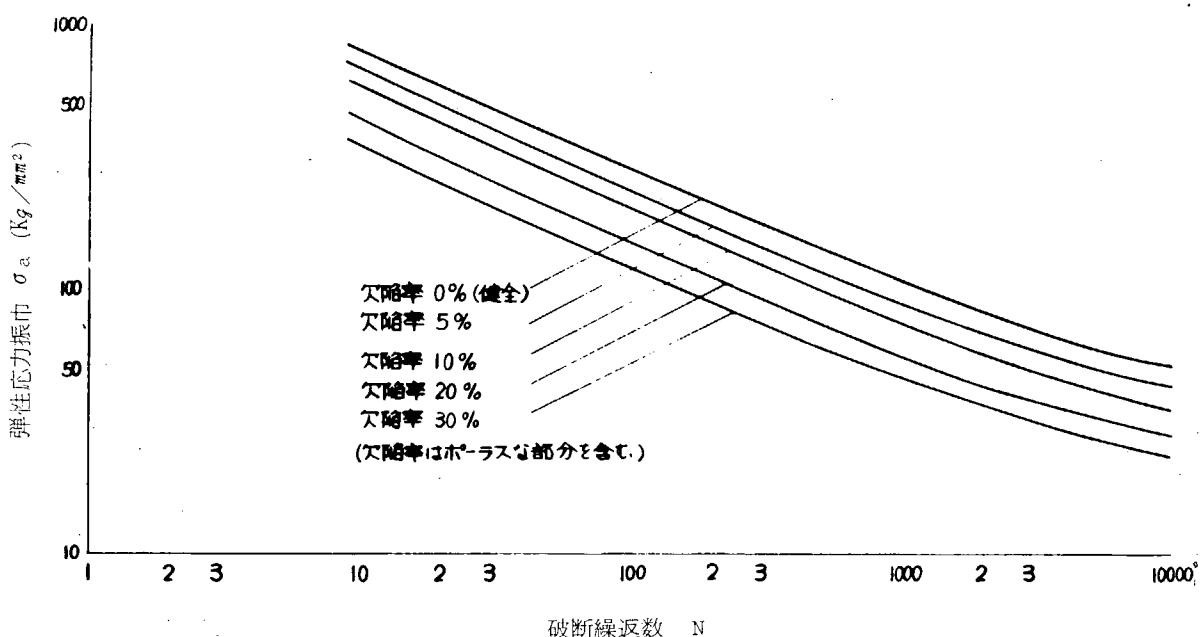
(1.2.1.2)

500°C 欠陥率 0 $\sigma_a = \frac{1,980}{\sqrt{N}} + 24.0$

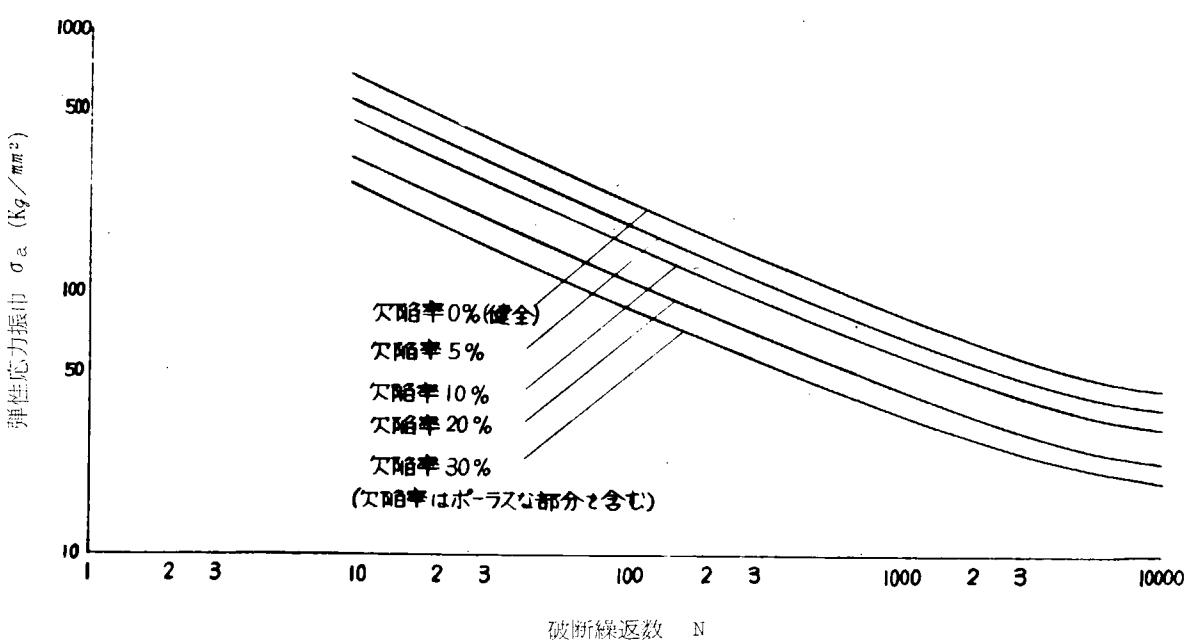
5% $\sigma_a = \frac{1,600}{\sqrt{N}} + 20.4$

10% $\sigma_a = \frac{1,340}{\sqrt{N}} + 17.6$

(1.2.1.2)式による弾性応力と破断サイクル数との関係を第1.2.3.2図、第1.2.3.3図に示した。今後の問題点をまとめるところである。



第1.2.3.2図 欠陥材の塑性疲労強度（弾性応力と破断繰返数の関係）(R.T.)



第1.2.3.3図 欠陥材の塑性疲労強度（弾性応力と破断繰返数の関係）(500°C)

- i) 今回取りまとめた熱疲労強度に対する欠陥の影響は大きな塑性歪が繰返される場合のみを取扱つた。しかし第1節の研究と関連し欠陥のある場合も、ディーゼル機関の燃焼室では熱疲労とガス爆発に伴う一般の疲労現象との相互干渉は当然考えられるので、これに対する検討は早急に行なう必要あるものと思われる。
- ii) 今回取扱つた欠陥は比較的大きい領域である。しかし健全材の欠陥率0のデータがあるために、欠陥のごく少ない領域を内挿して求めて大過ないと考えるが、確認する必要がある。
- iii) 今回 11ϕ の塑性疲労強度について実験を行なつた。これより大きな部材に対する強度、すなわち寸法効果に対しては 50ϕ の塑性疲労強度を別個実験中である。
- iv) Centre line shrinkage 以外の欠陥、プローホールや砂かみ、ノロかみ、等、他種の欠陥に対しては欠陥の形状、性質からして本実験結果とは若干異なつてくるものと考えられるので、Centre line shrinkage 以外の欠陥に対しても実験の必要あるものと考える。
- v) 热疲労強度と塑性疲労強度の差は温度サイクルが伴うかどうかである。500°C前後以下の温度では両者を同一とみなして検討しても大過ないと考えられるが、欠陥は多種多様な形状、機械的性質を有するので確認する必要があると思われる。

2.6 まとめ

$\frac{1}{2}M_{o}$ 鋳鋼（ピストンクラウン材）に Centre line shrinkage を含ませ、その欠陥が熱疲労強度に及ぼす影響を握る一つの資料としては、RT と 500°C につき gauge 径 14ϕ の引張試験と gauge 径 11ϕ の塑性疲労試験を行なつたものをまとめた。その結果は次のとおりである。

- i) 引張強度に及ぼす欠陥の影響は第1.2.1.1図および第1.2.1.2図に示したが、RT より 500°C の場合のほうが影響が大きく、欠陥率と強度は大体1本の曲線にまとまる。
- ii) 塑性疲労強度に及ぼす欠陥の影響は第1.2.1.8図および第1.2.1.9図に欠陥率とひずみ振巾による健全材と欠陥材との強度比としてまとめたが、RT より 500°C の場合のほうが影響が大きい。
- iii) 引張強度と塑性疲労強度の欠陥率による影響は非常に傾向がよく一致する。しかし塑性疲労強度のほうが引張強度より影響が大きい。
- iv) Centre line shrinkage を含む試験片による定ひずみ塑性疲労強度は Manson - Coffin の式

$$N^{\frac{1}{2}} \Delta \epsilon_p = C$$

にて、RT, 500°Cともに表わされるようである。

- v) iv) 項にもとづき、欠陥率と定数Cに対する関係は第1.2.2.9図および第1.2.3.0図に示した。定数Cは欠陥の少ない領域で急激に低下し、後欠陥が増加するに従つてゆるやかに低下してくる。バラツキは大きいが1本の曲線にまとめられるようである。すなわち Centre line shrinkage ではその欠陥率がわかれば、塑性疲労強度を推定し得る。ただし、gauge 径 11ϕ の場合であり、寸法効果については別途実験中である。
- vi) 設計に便利なように弾性計算によつて算出される応力と実験結果を結びつける必要があるが、今回の実験の結果から任意の欠陥率で強度を推定できるように Langer の式でとりまとめた。すなわち、弾性係数は第1.2.2.5図、第1.2.2.6図より求め、塑性疲労強度は第1.2.2.9図、第1.2.3.0図から、疲労耐久限は第1.2.3.1図より求める。例として数種の欠陥ある場合を第1.2.3.2図、第1.2.3.3図に示した。

参考文献

- 1) 日本溶接協会 ; 「原子炉構造用鋼溶接部の非破壊検査像と機械的強度との関連性に関する試験研究」(1966)
- P. 44
- 2) Proceedings of the Third International Conference on Non Destructive

Testing (1960) P. 128

- 3) 日本溶接協会 ; 「(1)と同じ」 P. 70
- 4) 日本鋳鋼会 ; 「船用鋳鋼品に現れる欠陥と非破壊検査による探傷結果との関連性調査研究事業報告書」本1報
(昭和39年3月) P. 142
- 5) Proceedings of the Third International Conference on Non Destructive
Testing (1960) P. 144
- 6) 日本溶接協会 ; 「(1)と同じ」 P. 181
- 7) 日本鋳鋼会 ; 「(4)と同じ」第3報(昭和41年3月) P. 14
- 8) 日本溶接協会 ; 「(1)と同じ」 P. 99
- 9) 中山 ; 鋳鋼と鍛鋼 №152 (1966) P. 18
- 10) 千々岩、大内田、星野、西岡 ; 日本機械学会誌 Vol. 69 (昭和41年9月) №572, P. 1134

第2章 ピストンクラウンの過渡的熱応力に関する研究

第1節 ピストンクラウン熱的境界条件と熱応力の関連性の検討

昭和41年度においては過渡的運転状態のピストンクラウン各部の温度分布の実機計測を実施し、これに対応する熱ひずみ計測を大口径機関用ピストンクラウンについて実物模型試験炉を用いて実施した。これによりピストンクラウンの過渡的運転状態での温度分布および熱応力の状態を把握することができた。

しかし、これらの成果を大口径機関の設計、製作にさらに有効に役立たせるためには、より一般的な形としてピストンクラウンに発生する熱応力を各種熱負荷条件であたえられる熱的境界条件との関係においては握しておくことが必要である。

すなわち、機関運転条件とピストンクラウン各部の熱的境界条件との関係、熱的境界条件と温度分布との関係および温度分布と熱応力との関係をそれぞれ定量的には握しておくことが必要と思われる。

しかし、実際機関の燃焼室内の温度分布やその時間変化、または燃焼室壁の複雑な熱的境界条件を直接求めるることは現段階では非常に困難なことである。

そこで、比較的求め易いピストンクラウン各部の温度分布をもとにして、この温度分布と運転条件との関係、温度分布と熱的境界条件との関係、温度分布と熱応力との関係について、理論的、実験的に検討した結果を報告する。

1.1 機関運転条件と温度分布との関連性について

1.1.1 実験方法

(1) 供試機関 (828VBÜ-38V)

型式 : 2サイクル単動無気噴射式トランク形高過給ディーゼル機関

シリンダ径 : 280 mm 8気筒

ストローク : 380 mm

定格回転数 : 650 r.p.m

定格出力 : 2,800 PS

定格時 P_e : 10.3 kg/cm²

冷却方式 : ピストン油冷、ライナ、カバー水冷

掃気方式 : ユニフロー

(2) 供試ピストンクラウン

第2.1.1図に示すとく、昭和41年度使用のⅡ型ピストンクラウンで、大形ピストンクラウンと相似の形状をしたものである。

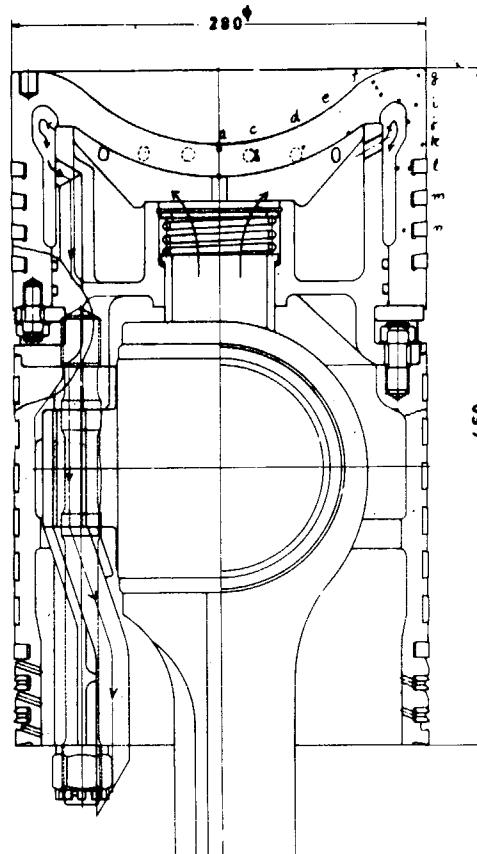
(3) ピストン冷却方式

油冷カクテルシェーカー形で、冷却油の経路を第2.1.1図に示す。ピストン内筒上部の油通路孔は、10φのもの16個が円周方向に等分割に配置され、上向に30°の角度をつけてある。出口は15φ孔が対称位置に2か所ある。

(4) 温度分布計測方法および位置

計測に使用した熱電対の種類、熱電対埋込方法、引出方式、記録方式等は41年度報告書参照。

計測位置は第2.1.1図に示す。燃料噴射方向との関係は第2.1.2図に示す。



第2.1.1図

(5) 機関運転条件

機関運転条件としては回転数一定の場合の P_e

増加がピストンクラウン温度分布に与える影響および P_e 一定の場合の回転数增加がピストンクラウン温度分布に与える影響を知るために次の運転条件で計測を行なつた。

また起動停止等の過渡的温度分布について計測を行なうため、急上昇、急停止運転も実施した。

第 2.1.1 表および第 2.1.3 図にこれらの運転条件を示す。

第 2.1.1 表

Test No.	r p m	$P_e \text{ Kg/cm}^2$
A - 1	652	4.1 → 6.5
A - 2	652	6.5 → 8.5
A - 3	652	8.5 → 10.4
B - 1	412	4.1 → 10.4
B - 2	517	6.5 → 10.4
B - 3	594	8.5 → 10.4
C - 1	412 → 517	10.4
C - 2	412 → 652	10.4
C - 3	517 → 594	10.4
C - 4	594 → 652	10.4
D - 1	594 → 652	8.5
D - 2	517 → 652	6.5
D - 3	412 → 652	4.1
E	0 → 412	0 → 4.1
F	0 → 517	0 → 6.5
G	0 → 594	0 → 8.5
H	0 → 652	0 → 10.4

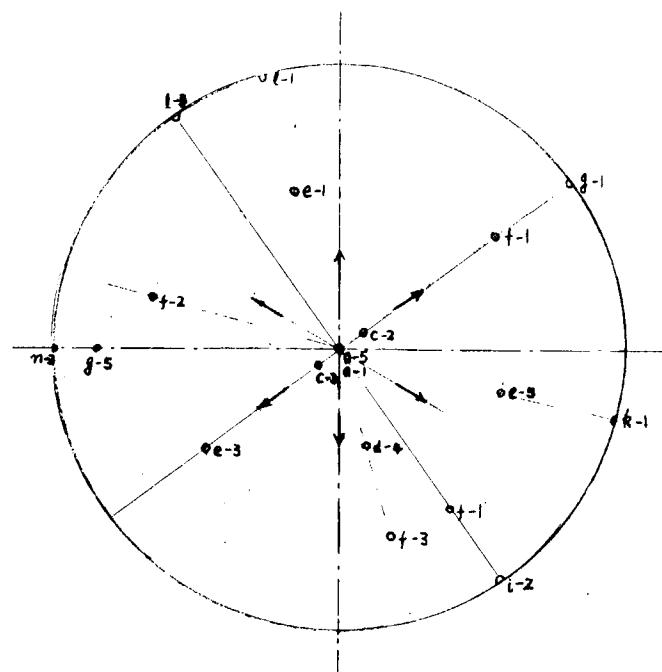
1.1.2 実験結果および考察

実験計測結果をまとめて第 2.1.4 ~ 2.

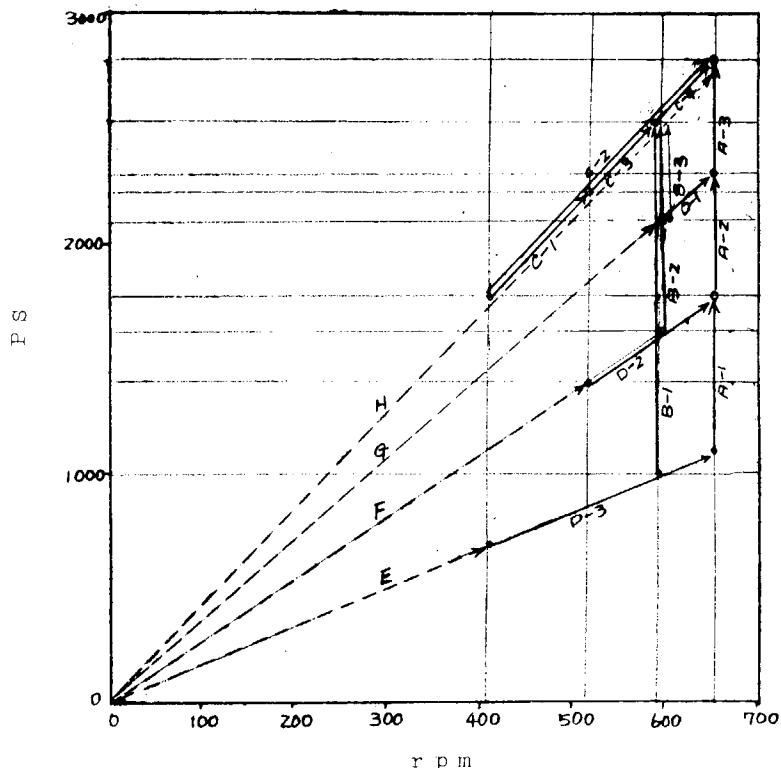
1.1.1 図に示した。

i) 機関回転数一定 ($N = 652 \text{ r pm}$)

の場合、負荷の上昇に伴う P_e の上昇が $4.1 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 6.5 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 8.5 \text{ Kg/cm}^2$ くらいまでは、ピストンクラウン頂板部の温度上昇があらわれ、 P_e が $8.5 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 10.4 \text{ Kg/cm}^2$ になつてはじめて、 $P_e = 4.1 \text{ Kg/cm}^2$ の状態

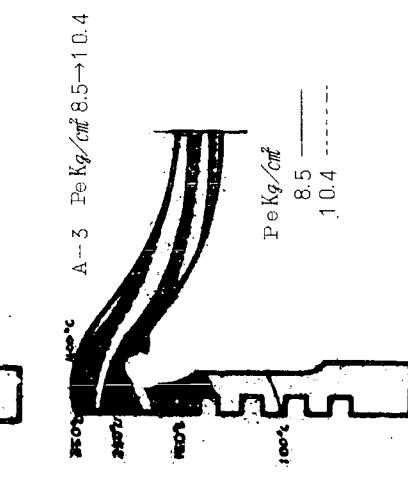
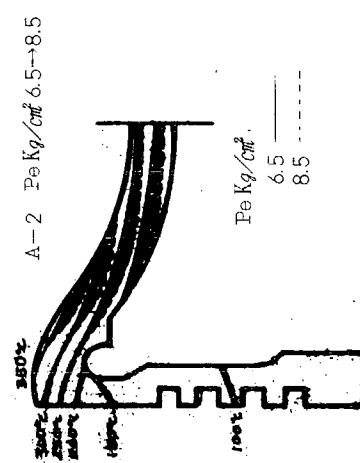
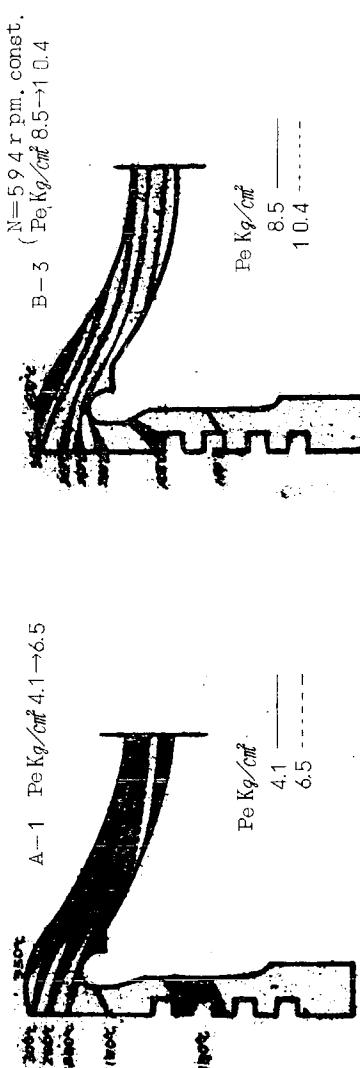


第 2.1.2 図

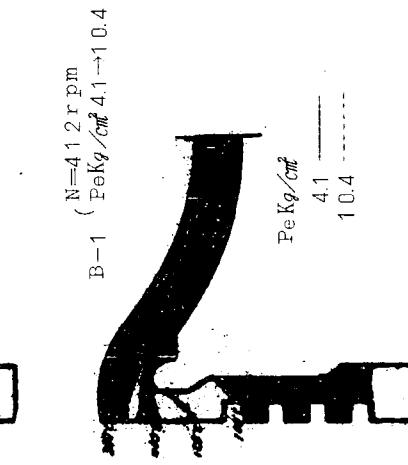
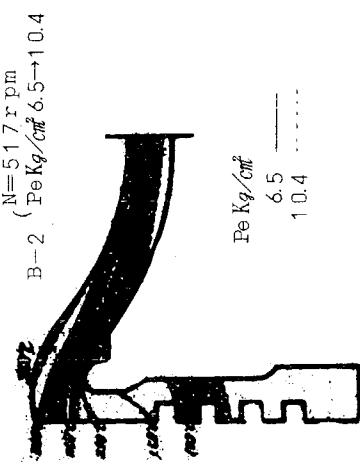
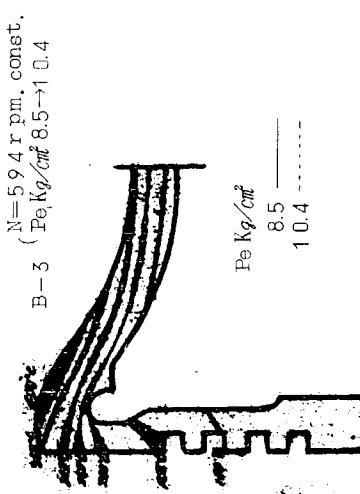


第 2.1.3 図

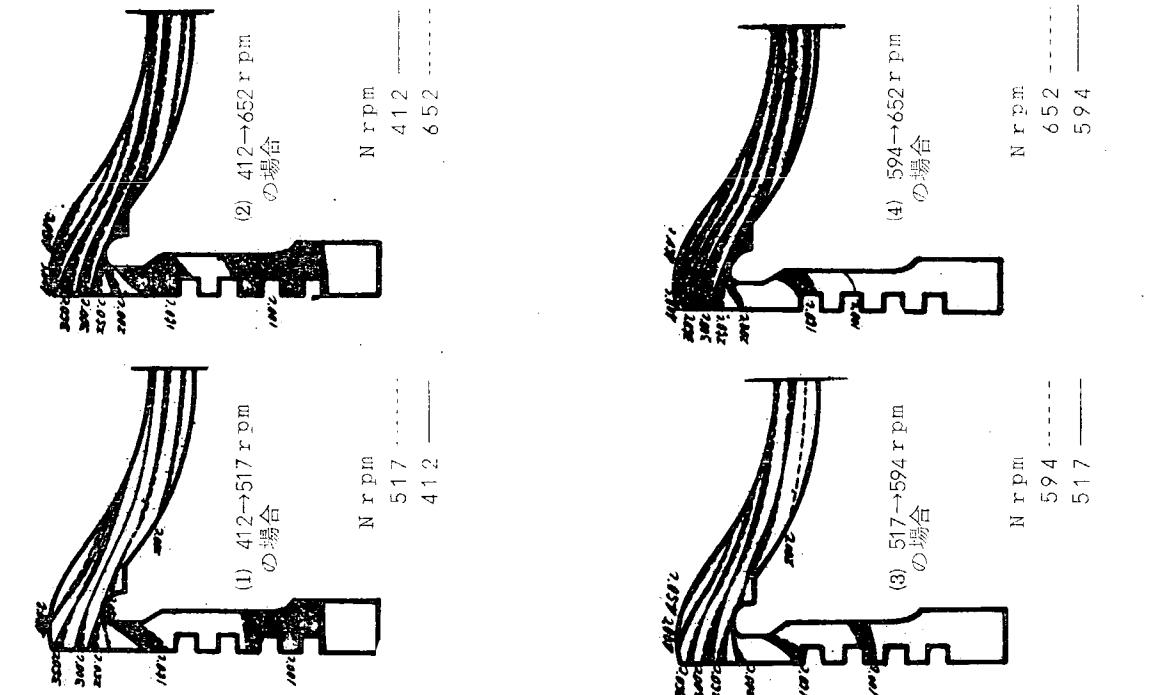
A 負荷をあげた場合の温度分布の変化
($N = 652$ r.p.m.—一定)



B 負荷を変えた場合の温度分布の変化
(N —一定)



C 回転数をあげた場合の温度分布の変化
($\text{Pe} = 10.4 \text{Kg}/\text{cm}^2$ —一定)

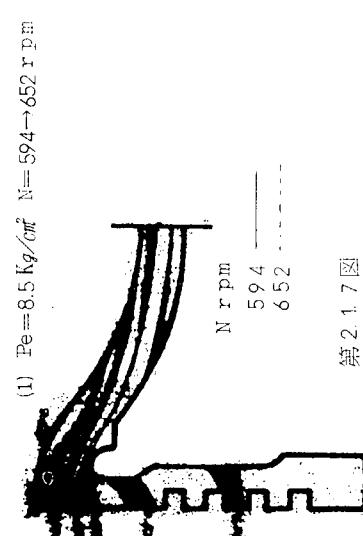
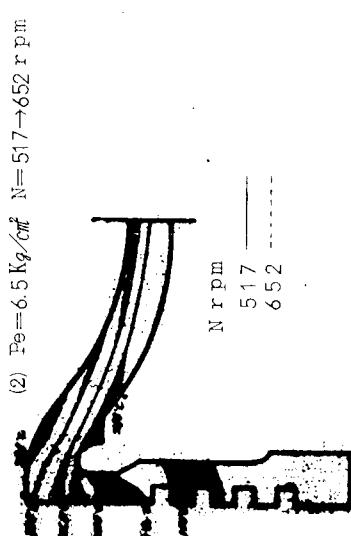
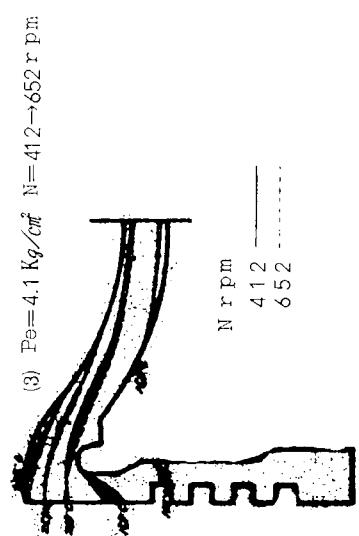


第2.1.4図

第2.1.5図

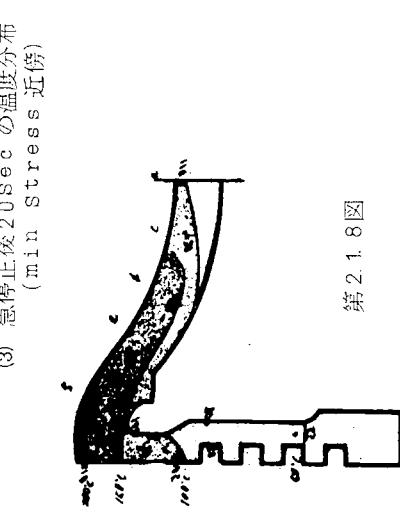
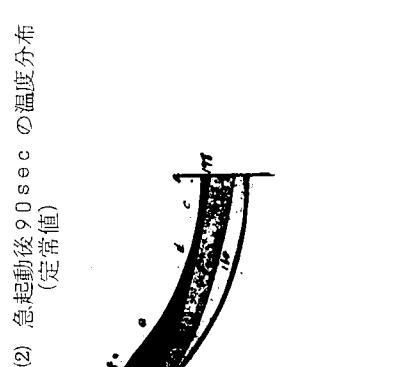
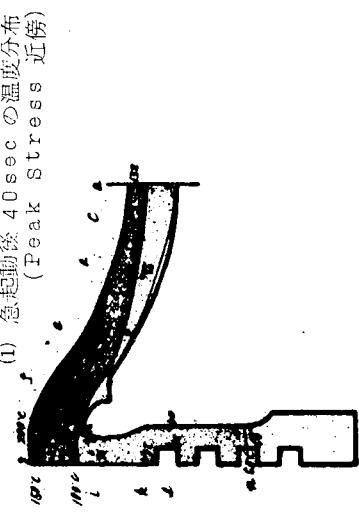
第2.1.6図

D 回転数をあげた場合の温度分布の変化
(P_e 一定)



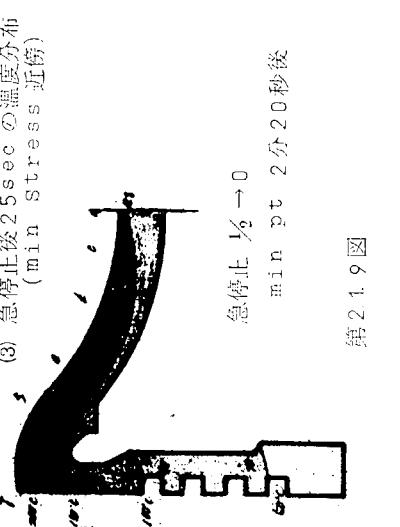
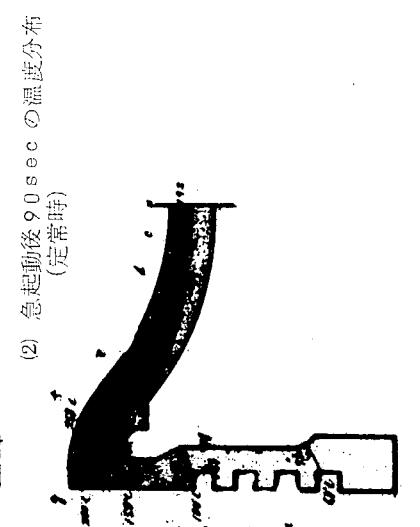
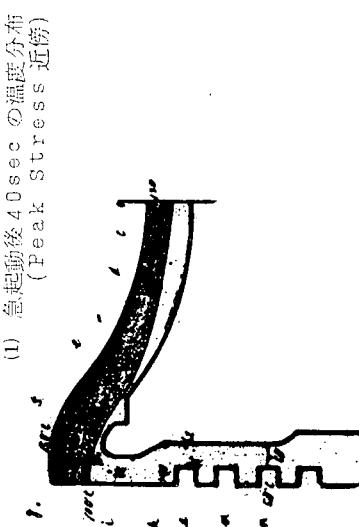
第2.1.7図

E 非定常温度分布の変化(その1)
(P_e : 0 → 4.1 kg/cm^2)
(N : 0 → 412 rpm)



第2.1.8図

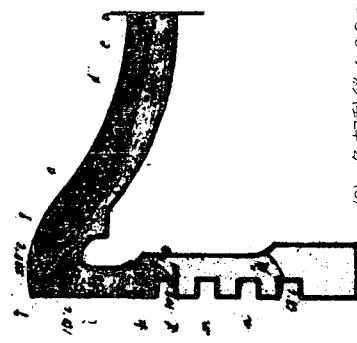
F 非定常温度分布の変化(その2)
(P_e : 0 → 6.5 kg/cm^2)
(N : 0 → 517 rpm)



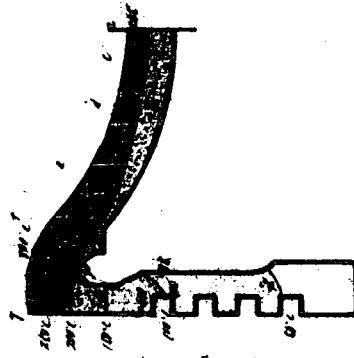
第2.1.9図

a 非定常温度分布の変化(その3)
(P_{fe} : $0 \rightarrow 8.5 \text{ kg/cm}^2$)
(N : $0 \rightarrow 594 \text{ r.p.m.}$)

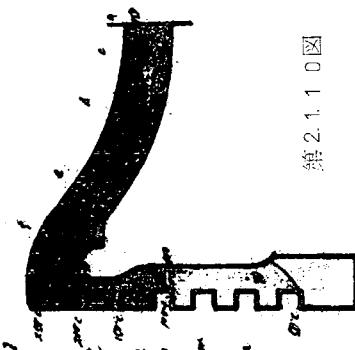
(1) 急起動後 50 sec の温度分布



(2) 急起動後 120 sec の温度分布

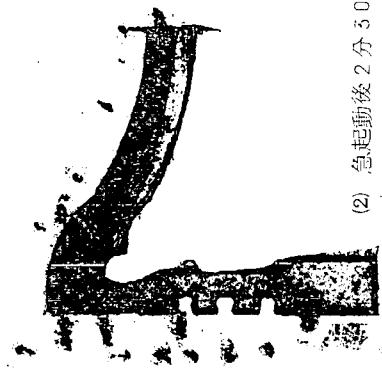


(3) 急起動後 180 sec の温度分布
(min pt)

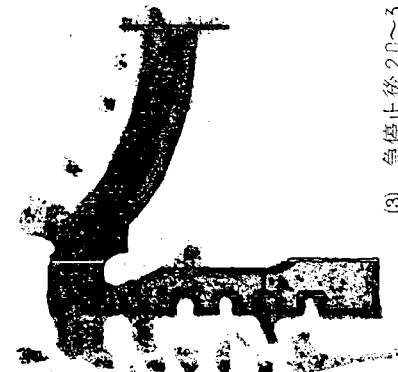


b 非定常温度分布の変化(その4)
(P_{fe} : $0 \rightarrow 10.4 \text{ kg/cm}^2$)
(N : $0 \rightarrow 652 \text{ r.p.m.}$)

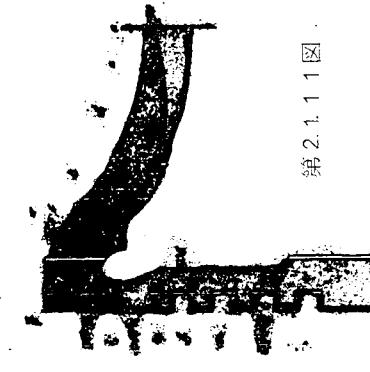
(1) 急起動後 40 sec の温度分布



(2) 急起動後 2分30秒の温度分布



(3) 急停止後 20~30 sec の温度分布



第2.1.10図

第2.1.11図

に比較して円筒部の温度上昇があらわれる。

- ii) しかし、機関回転数が 594 r.p.m にて下つた場合には、 P_e が $8.5 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 10.4 \text{ Kg/cm}^2$ に増加しても円筒部の温度上昇はそれ以上にはならない。 $(P_e = 8.5 \text{ Kg/cm}^2$ すでに温度レベルがあがつている。)
- iii) 負荷条件を一定 ($P_e = 10.4 \text{ Kg/cm}^2$) にして、回転数をあげた場合、頂板部の温度分布には顕著な効果はみられないが、円筒部では回転数を 412 r.p.m から 517 r.p.m に上昇させると大巾に温度分布に変化があらわれ、冷却効果に大きな差があることがわかる。回転数をさらに $517 \rightarrow 594 \rightarrow 652 \text{ r.p.m}$ とあげてももはや円筒部の温度分布には大巾の変化はみられない。
- iv) しかし、負荷条件が低く P_e が $6.5 \sim 8.5 \text{ Kg/cm}^2$ の場合には機関回転数 $517 \rightarrow 594 \rightarrow 652 \text{ r.p.m}$ の範囲でも円筒部、コーナ部の温度は回転数上昇につれて下降する。
- v) 負荷条件がさらに低く $P_e = 4.1 \text{ Kg/cm}^2$ の場合には、頂板部、円筒部とともに機関回転数変化による温度分布の変化は顕著にあらわれない。
- vi) 機関を急起動、急停止した場合のトランジエント状態での温度分布の特徴は、低負荷、低回転 ($N = 412 \sim 517 \text{ r.p.m}$, $P_e = 4.1 \sim 6.5 \text{ Kg/cm}^2$) 状態では、急起動によつて頂板部温度は上昇し定常運転状態にすぐ近づくが円筒部特にコーナ部はまだ温度上昇が小さく、したがつて高い過渡的応力がこの部分にあらわれるが次第にこの部分も温度が上昇し定常運転状態の温度分布に近づき過渡的応力は消滅する。逆に急停止の場合には円筒部の温度はまだ高いのに頂板部は急速に冷却するので過渡的応力があらわれる。ところが、高負荷、高回転 ($N = 594 \sim 652 \text{ r.p.m}$, $P_e = 8.5 \sim 10.4 \text{ Kg/cm}^2$) の場合には、急起動でもすでに円筒コーナ部は定常運転状態での温度分布に近い温度にまで上昇しており、急停止でも円筒部、頂板部ともより均一に冷却されているので、過渡的応力はあらわれない。

1.2 热的境界条件と温度分布との関連性について

機関運転中のピストンクラウンの热的境界条件、特に 1 サイクルごとに変動する燃焼室側の热的境界条件を直接に求めることは非常に難しい。

そこで、本報告では、まず、ピストンクラウンの加熱側および冷却側の热的境界条件とピストンクラウン各部の温度分布との関連性を定量的に求める計算解析方法として、有限要素热平衡法と電気的アナログ解法についてその応用性について検討し、これらの方法を用いて実機計測で得られたピストンクラウン各部の温度計測結果をもとにして、各種の機関運転条件におけるピストンクラウンの热的境界条件を求めた結果を報告する。

なお、本項で実機計測結果として挙げているピストンクラウン各部の温度分布の計測結果は、前項に示した三井 B & W 828VB U - 38V 機関について、大形ピストンクラウンと相似の昭和 41 年度に用いた II 型ピストンクラウンについてのもので、機関運転条件やピストン冷却条件についても前項に示したとおりである。

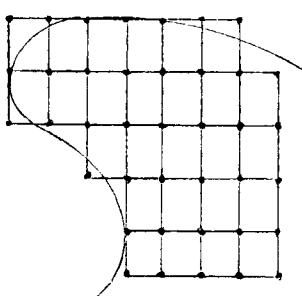
1.2.1 計算解析方法

(1) 有限要素熱平衡法による温度分布の計算

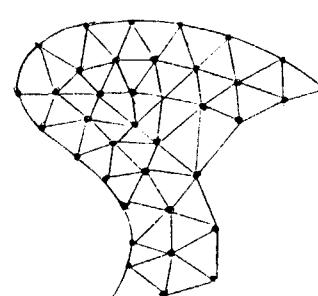
熱伝導問題の数値計算法として、従来その基礎方程式である Laplace, Poisson の方程式の階差表示から、物体を正方形、長方形格子網に分割する

手法で解かれているが、一般に、境界点と分割点が一致せず、(第 2.1.1-2 図)

計算精度をあげるためにには、境界近傍での差分表示、境界条件の与え方が複雑になるため、実際問題に応用した例は少ないようと思われる。これらの欠点を除くために、ここでは、物体を任意の三角形要素に分割し、その格子点間の熱平衡を



従来の分割図



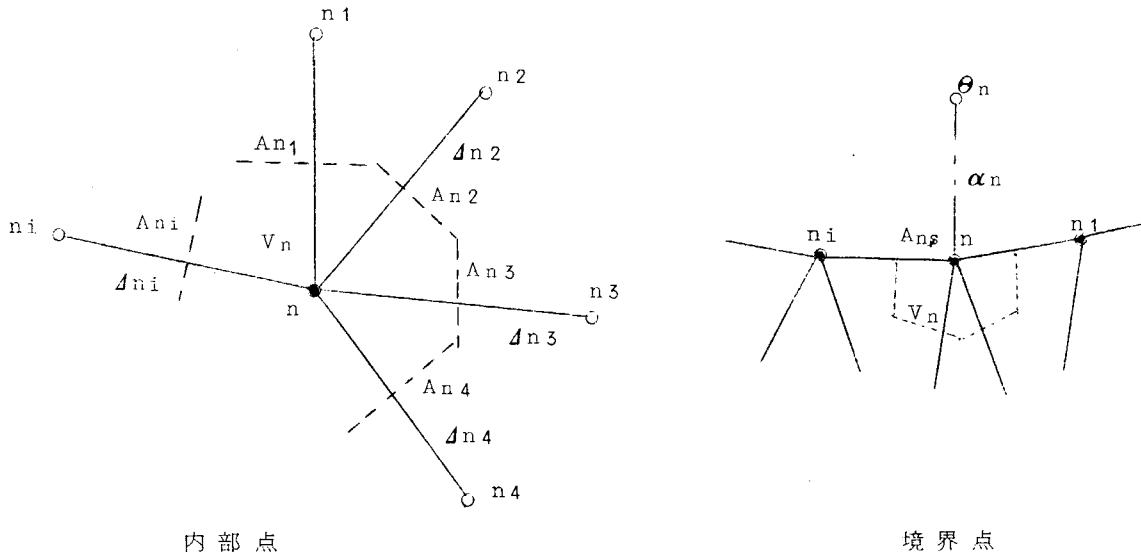
本解法の分割図

第 2.1.1-2 図

従来の手法で解く解析方法について述べる。本解法は原理的には物性値、境界条件の温度、時間依存性も含めることが可能だが、ここではこれらを一定とした、平面、軸対称3次元物体の定常、非定常の問題について考えることにした。

(a) 基礎式

平面および軸対称3次元物体の断面を内部点、境界点に対して第2.1.1-3図のように分割したと考える。



第2.1.1-3図

n 点まわりの体積境界線が囲む体積を V_n 、格子点 n_i から n 点までの熱流路長さを Δn_i 、その断面積を A_{n_i} 、境界表面積を A_{ns} で表わし、 c 、 γ 、 λ 、 α_n をそれぞれ比熱、比重、熱伝導度、熱伝達率とし、また、時間を t 、 n 点の蓄熱量、伝導熱量、伝達熱量をそれぞれ、 q_1 、 q_2 、 q_3 とすると、

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= c \gamma V_n \frac{\theta_{n,t+1} - \theta_{n,t}}{\Delta t} \\ q_2 &= \sum_i A_{n_i} \lambda \frac{\theta_{n,t} - \theta_{n_i,t}}{\Delta t} \\ q_3 &= A_{ns} \alpha_n (\theta_n - \theta_{n,t}) \end{aligned} \right\} \quad (2.1.1)$$

非定常状態内部点、境界点の熱平衡式はそれぞれ

$$\left. \begin{aligned} \theta_{n,t+1} &= \left(1 - \frac{a \Delta t}{V_n} \sum_i \frac{A_{n_i}}{\Delta n_i} \right) \theta_{n,t} + \frac{a \Delta t}{V_n} \sum_i \frac{A_{n_i}}{\Delta n_i} \theta_{n_i,t} \\ \theta_{n,t+1} &= \left(1 - \frac{a \Delta t}{V_n} \sum_i \frac{A_{n_i}}{\Delta n_i} - \frac{A_{ns}}{V_n} \frac{\alpha_n}{\lambda} a \Delta t \right) \theta_{n,t} \\ &\quad + \frac{A_{ns}}{V_n} \frac{\alpha_n}{\lambda} a \Delta t \theta_n + \frac{a \Delta t}{V_n} \sum_i \frac{A_{n_i}}{\Delta n_i} \theta_{n_i,t} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.2)$$

ここで $a = \lambda / c \gamma$

格子点距離 Δn_i と時間区分 Δt の関係は次式を満足せねばならない。

内部点、境界点に対して

$$\left. \begin{aligned} 1 - \frac{a \Delta t}{V_n} \sum_i \frac{A_{n_i}}{\Delta n_i} &\geq 0 \\ 1 - \frac{a \Delta t}{V_n} \sum_i \frac{A_{n_i}}{\Delta n_i} - \frac{A_{ns}}{V_n} \frac{\alpha_n}{\lambda} a \Delta t &\geq 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1.3)$$

上式より Δt 時間経過後の各点の温度 $\theta_{n,t+1}$ を逐次求めることができる。また定常状態の内部点、境界点の熱平衡式はそれぞれ次式のごとくなる。

$$\left. \begin{aligned} \sum_i \frac{A_{ni}}{\Delta_{ni}} (\theta_n - \theta_{ni}) &= 0 \\ \sum_i \frac{A_{ni}}{\Delta_{ni}} (\theta_n - \theta_{ni}) + (\theta_n - \theta_n) \frac{\alpha_n A_{ns}}{\lambda} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1.4)$$

定常状態に対しては上式を全格子点数で表示することにより、多元連立方程式が得られる。

上記の解法による、プログラムの概略フローチャートを第 2.1.1.4 図に示す。

(b) 理論解との比較

1) 中空無限円筒の定常温度分布

領域 $a \leq r \leq b$

境界 $r = a : \alpha = \alpha_0, \theta = 0,$

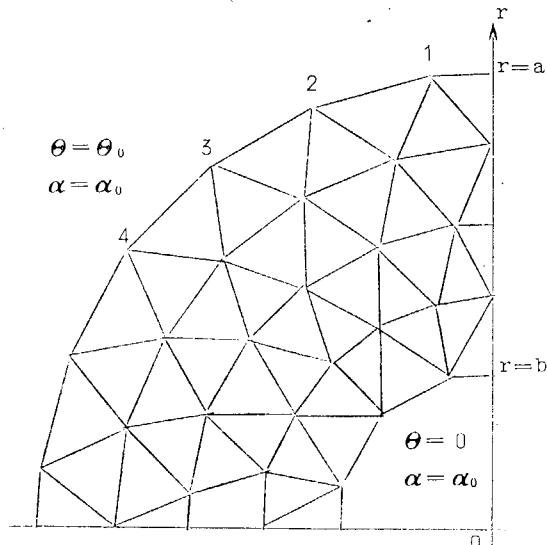
$r = b : \alpha = \alpha_0, \theta = \theta_0$

$$\text{解 } \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{1}{A} \left\{ h \ln \left(\frac{r}{a} \right) + \frac{1}{a} \right\} \quad (2.1.5)$$

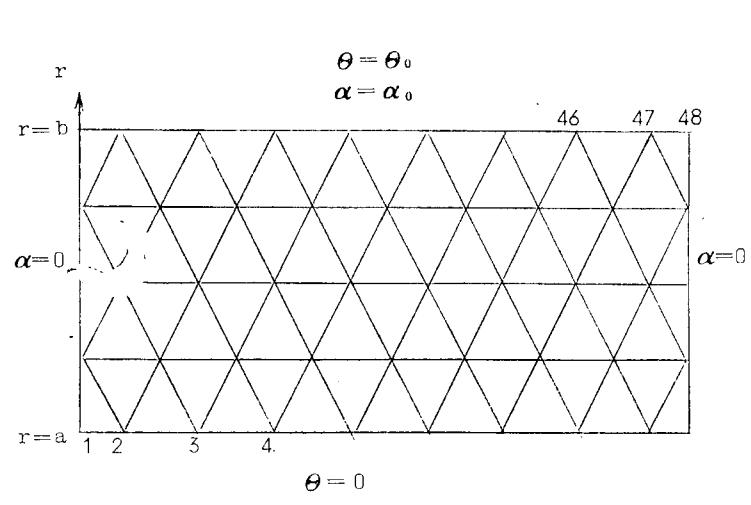
ここで $A = h \ln \left(\frac{b}{a} \right) + \frac{1}{a} + \frac{1}{b}$

$$h = \alpha_0 / \lambda$$

$$\alpha_0 / \lambda = 10^4, \quad b = 6, \quad a = 2 \quad \text{とする。}$$



平面問題とした分割図



軸対称問題とした分割図

第 2.1.1.5 図

本解法で求めた値と真値との比較をするために、第 2.1.1.5 図に示すように、平面問題、軸対称問題とした場合について求めた。その比較を第 2.1.2 表に示す。

2) 無限平板の非定常温度分布

領域 $0 \leq x \leq \ell, \theta = \theta_0 \quad (t = 0)$

$$x = 0 : \alpha = 0 \quad x = \ell : \alpha = \alpha_0, \theta = 0$$

第 2.1.2 表

r	平面問題	軸対称問題	真 值
2	.286	.283	.283
3	.518	.511	.513
4	.679	.674	.676
5	.804	.801	.802
6	.906	.905	.905

$$\text{解} \quad \frac{\theta}{\theta_0} = 2 h \sum_n \frac{e^{-apn^2 t} \cdot \cos p n x}{[(h^2 + p n^2) \ell + h] \cos p n \ell} \quad (2.1.6)$$

ここで $h = \alpha_0 / \lambda$ $a = \lambda / c r$

$p n : p \tan p \ell = h$ の根

いま $\ell = 0.04$, $\lambda = 1.0$, $\alpha_0 =$

2.500, $r = 8.000$, $c = 1$ とする

(2.1.6) 式と第 2.1.1.6 図のように分割したときの解の比較を第 2.1.1.7 図に示す。

(c) まとめ

中空円筒、無限平板の問題について理論解

と本解法の比較を行ない、定常、非定常の問

題に対して実用上十分の精度で一致していることがわかつた。ピス
トンクラウンのように複雑な境界
をもつた問題に対して、本解法は
非常に有効な手法だと思われる。

(2) 電気的アノログ解法による熱的境

界条件の解析

平面熱伝導問題の電気的相似解法としてはすでに多くの報告があるが、
ピストンクラウンのような軸対称 3 次元問題を取扱つた例は、きわめて少ないので思われる。

ここでは、抵抗紙法による軸対称問題の解法を述べる。

軸対称定常熱伝導問題の基礎式

(λ = 一定)

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial \theta}{\partial r}) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = 0 \quad (2.1.7)$$

平面円柱座標問題の基礎式 (λ キ一定)

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (\lambda R \frac{\partial \theta}{\partial R}) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\lambda \frac{\partial \theta}{\partial \varphi}) = 0 \quad (2.1.8)$$

$$\text{いま } \lambda = \lambda(R) = B/R \dots B = \text{一定} \quad (2.1.9)$$

とすると (2.1.8) 式は

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial R^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (2.1.8')$$

$$\text{いま } R = A - \ell \ln r \dots A = \text{一定} \quad (2.1.10)$$

$$\varphi/c^2 = z \dots C = \text{一定} \quad (2.1.11)$$

とすると、R は r の単調関数ゆえ、(2.1.8'), (2.1.10), (2.1.11) 式より

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \left(\frac{c/r}{A - \ell \ln r} \right)^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = 0 \quad \dots \quad (2.1.12)$$

(2.1.12) 式中 $c/r \neq A - \ell \ln r$ を満足する r の範囲を考えると (第 2.1.18 図)、(2.1.7) 式と (2.1.12) 式は相似関係となり、平面円柱座標系の λ を半径の関数、および座標変換を行なうことにより、軸対称定常熱伝導問題が解析できる。

(a) 理論解との比較

1) 短円筒の定常温度分布

$$\text{領域 } a \leq r \leq b, 0 \leq z \leq \ell$$

$$r = a \text{ で } \theta = f(z),$$

他の面で $\theta = 0$ とすると

$$\theta = \frac{2}{\ell} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_0(n\pi r/\ell, n\pi b/\ell)}{F_0(n\pi a/\ell, n\pi b/\ell)}.$$

$$\sin \frac{n\pi z}{\ell} \int_0^{\ell} f(z') \sin \frac{n\pi z'}{\ell} dz' \quad \dots \quad (2.1.13)$$

$$\text{ただし } F_0(x, y) = I_0(x) \cdot K_0(y) - K_0(x) \cdot I_0(y)$$

I_0 : 0 次 第 1 種ベッセル関数

K_0 : 0 次 第 2 種ベッセル関数

$$\text{いま } a/\ell = 0.2, b/\ell = 0.5, f(z) = \theta_0 \text{ とする。}$$

相似解法としては座標変換した後、抵抗紙を 1 枚部と 2 枚部に分け、銀ペイントを塗つた境界に直流電位を与えて抵抗紙上の電位分布を測定した。(第 2.1.19 図)

(2.1.13) 式との比較を第 2.1.20 図に示す。

(b) まとめ

境界を熱伝達係数で与える場合は、 $(\lambda(R)/\alpha)$ の間隔をとり周囲温度に比例する電位を与えるとよい。

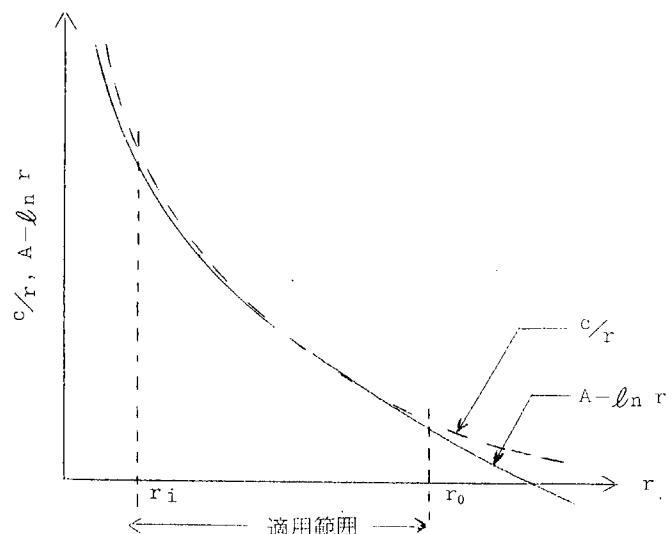
(2.1.10) 式から明らかなように、中実物体の問題に対する解は、軸に近い r で断熱条件を与えて近似しなければならない。

例にあげたような中空物体に対しては、上述の相似解法で、精度の高い値を得ることができる。

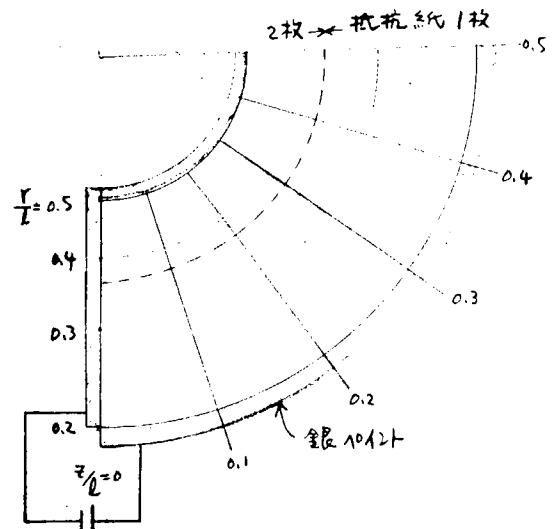
中実物体に対しては、精度は悪くなるが、同一断面形状とした平面問題とみなした場合の解よりも、はるかによい値が得られる。

1.2.2 計算解析結果

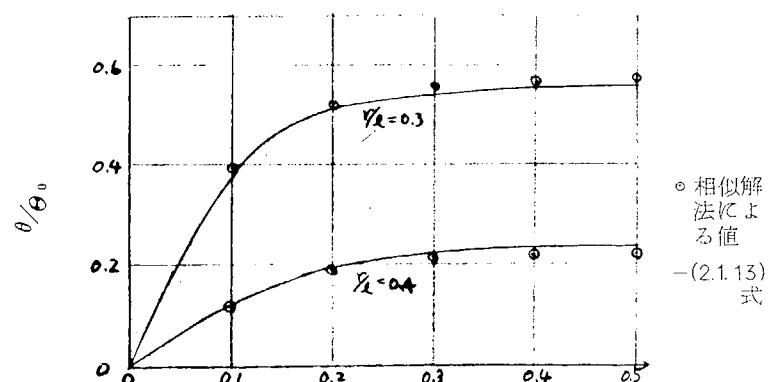
1.2.1 で述べた、電気的アノログ解法お



第 2.1.18 図



第 2.1.19 図



第 2.1.20 図

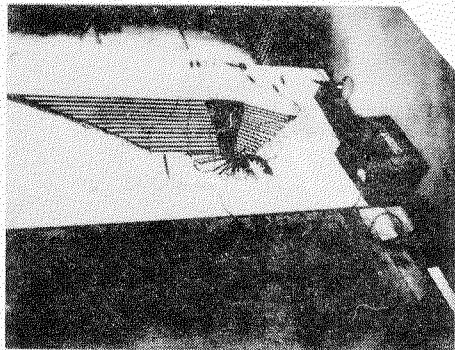
および有限要素熱平衡法による解法を用いて、41年度に行なつた、実機計測実験から得られた各種負荷、回転数に対するピストンクラウンの温度分布より、熱的境界条件を求める。

境界の熱伝達は燃焼室側、冷却室側とも Newton の法則で整理されるものとする。周囲温度に対しては、燃焼室側は Eicherberg の式による熱量的平均温度を用い、冷却油温度はピストン出入口温度の平均値を用いた。(第 2.1.3 表)

第 2.1.3 表

$W \times N$	$1/4 \times 1/4$	$2/4 \times 2/4$	$3/4 \times 3/4$	$4/4 \times 4/4$	$1/4 \times 3/4$	$4/4 \times 1/4$
$T_g [^{\circ}C]$	780	780	780	780	780	780
$T_{oil} [^{\circ}C]$	26	32	32	36	33	32

	$1/4$	$2/4$	$3/4$	$4/4$
$N [r.p.m]$	412	517	594	652
$P_o [kg/cm^2]$	4.1	6.5	8.5	10.4



初めに、熱伝達率の概略値を電気的アノログ解法によつて求めた。中形ピストンクラウンを抵抗紙上へ写した図を第 2.1.2.1 図に、装置全体を土の写真に示す。

ここで求めた熱伝達率の概略値を用いて次に有限要素熱平衡法でより詳細な境界条件を求める。中形ピストンクラウンの要素分割図を第 2.1.2.2 図に示す。

数値計算の収斂度をみるための表および計算結果を第 2.1.4 表に示す。

熱的境界条件の解析結果を $3/4^W \times 3/4^N$, $4/4^W \times 1/4^N$ について第 2.1.2.3 図に示す。

まとめ

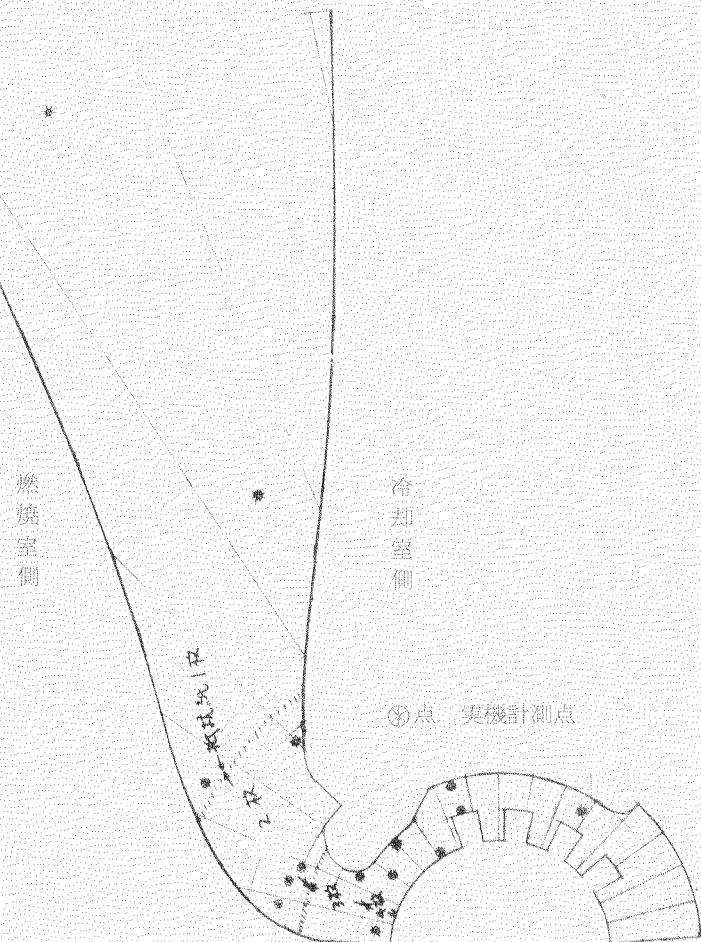
有限要素熱平衡法による定常解の計算は反復法によつて行なつたが、第 2.1.4 表に示すごとく、その収斂が非常に急速なことがわかる。

第 2.1.2.3 図に解析結果を示してあるが、燃焼室側は、ピストン径の約 $5/7$ の位置に熱伝達率の極大値が発生している。またピストン径約 $5/7$ 以上の箇所は予想外に熱伝達率が低い。冷却側は、中心部と隅部に熱伝達率の極大値が発生している。この値は回転数に対してもあまり影響されていないことがわかる。同一点の実測値の値を真とした計算値の標準偏差を求めるとき、

$$3/4^W \times 3/4^N : \sigma = 1.5^{\circ}C$$

$$4/4^W \times 1/4^N : \sigma = 1.4^{\circ}C$$

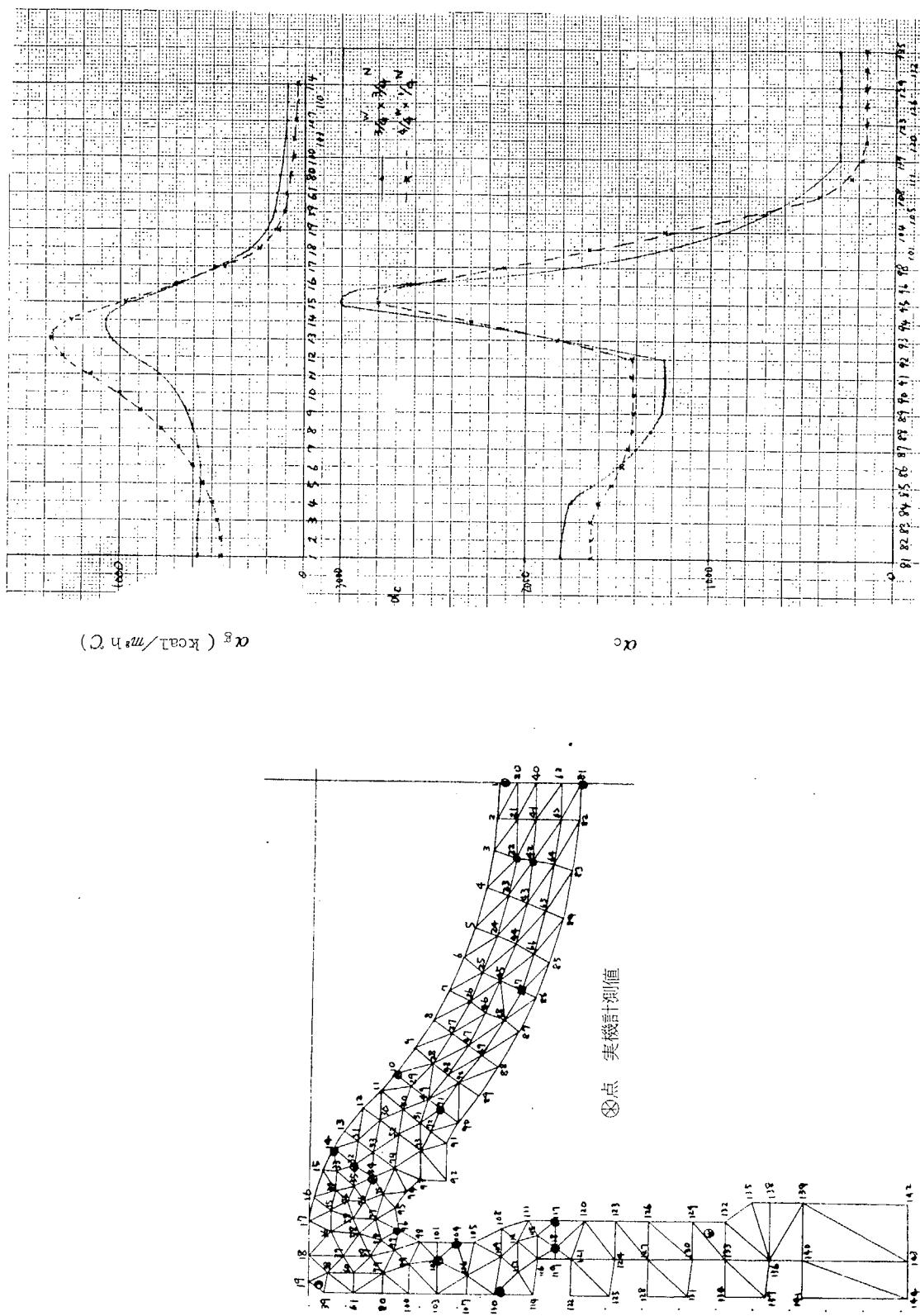
σ の熱伝達係数 (α_g , α_c) に及ぼす影響は簡単な 1 次元問題を想定して求めると、



第 2.1.2.1 図 抵抗紙上へ写した中形ピストンクラウン

第2.1.2.3図

第2.1.2.2図 中型ピストンクラウンの分割図



OBSERVATION OF SATURATING PROCESS
CHECK POINT NO.= 102

第 2.1.4 表

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	17919	18043	18117	18221	18319	18414	18503	18656	18721	18721
2	18779	18831	18878	18920	18958	18992	19023	19052	19078	19102
3	19124	19144	19163	19180	19197	19212	19226	19239	19251	19263
4	19275	19283	19293	19302	19311	19319	19326	19334	19341	19347
5	19353	19359	19365	19370	19375	19380	19385	19394	19398	19398
6	19402	19405	19409	19413	19416	19419	19422	19425	19428	19431
7	19433	19436	19438	19440	19443	19445	19447	19449	19451	19453
8	19454	19456	19458	19459	19461	19462	19464	19465	19467	19468
9	19469	19470	19472	19473	19474	19475	19476	19477	19478	19479
10	19480	19481	19482	19483	19484	19485	19486	19487	19487	19487
11	19488	19488	19489	19490	19490	19491	19491	19492	19493	19493
12	19494	19494	19495	19495	19495	19496	19496	19497	19497	19498
13	19498	19498	19499	19499	19499	19500	19500	19501	19501	19501
14	19502	19502	19502	19502	19503	19503	19503	19504	19504	19504
15	19504	19505	19505	19505	19505	19506	19506	19506	19506	19507

ITERATION NO.= 150 計算結果

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2860	2858	2855	2902	2955	3029	3117	3210	3336	3494
2	3672	3910	4068	4091	4027	3834	3642	3448	3393	2560
3	2528	2469	2517	2577	2678	2725	2847	2955	3163	447
4	3643	3458	3754	3560	3445	3315	3120	3266	3333	2600
5	2712	2945	3233	2998	3259	3271	3035	2902	2750	3012
6	3076	1867	1856	1904	1925	1974	2020	2170	2318	2444
7	2542	2236	2214	2274	2373	2460	2523	2664	2775	3115
8	1600	1577	1632	1647	1747	1825	1927	2066	2110	2201
9	2148	1772	2057	2097	2146	2078	2365	1918	2611	2419
10	1786	1951	2134	1711	1638	1863	1939	1491	649	833
11	1397	1509	1672	1812	1402	1506	1281	1313	323	154
12	1219	1851	1061	1106	1146	963	978	925	925	925
13	944	863	880	877	858	870	874	862	867	867
14	866	866	866	866	866	866	866	866	866	866

第2.1.5表

	$3/4 \times 3/4$	$4/4 \times 1/4$
$\Delta \alpha_g / \alpha_g$.24	.28
$\Delta \alpha_c / \alpha_c$.35	.38

第2.1.5表は実測値は軸対称性を満たした算定と見ているから、実際の $\Delta \alpha_g / \alpha_g$, $\Delta \alpha_c / \alpha_c$ は表よりも小さなものになると思われる。

1.3 热応力と温度分布の関連性について

前項までに機関の各種の運転条件とそれによつて定められる熱的境界条件とからピストンクラウン各部にどのような温度分布特性があらわれるかについて検討した。

本項では、これらの温度分布によりピストンクラウン各部にどのような热応力が発生するかについて計算解析を行ないこれを実験値と比較検討した結果について報告する。

計算解析の方法としては、ピストンクラウン各部に発生する热応力の値をなるべく正確に求めるというよりも、むしろ温度分布特性との関連において热応力の発生のメカニズムを把握することに重点をおき、前項で用いたような有限要素分割法によらず、かく曲げ理論を適用した解析的手法による計算解析を行なつた。

なお、計算結果と対比するために用いた実験値は昭和41年度に製作した実物模型試験炉で大型ピストンクラウンを用いて実施した実験計測結果で、実験条件、その他の詳細は1.4.2項「実物模型試験炉による温度分布、热応力計測実験について」に示した。

1.3.1 計算解析方法

ピストンクラウンの热応力の発生のメカニズムを解析するためには、ピストンクラウンの形状的、外力的特性を失わない範囲でできるだけ、簡明な解析法が望まれる。

ここでは、かくの曲げ理論を適用して、ピストンクラウンを第2.1.24図に示すように、①球かく部、②リング部、③、④円筒部の4部材に分けて解析した。

また任意の温度分布に対して解析できるように、温度および変位関数を級数でおくことにした。すなわち、球かく部は Legendre 級数、円筒部は Foulier 級数に展開した。またリング部は、かくとみなせないことから Timoshenko 流の処理にならつた。

基礎式

球かく部

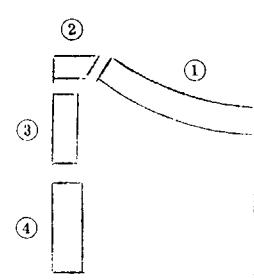
球かく部の記号の説明およびベクトルの正方向を第2.1.25図に示す。球かく部の热応力の基礎方程式は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} L(q) + \frac{\nu}{a} q - Eh\chi &= \alpha Eh \frac{d\tau_0}{d\varphi} \\ L(\chi) - \frac{\nu}{a} \chi + \frac{q}{N} &= \alpha(1+\nu) \frac{d\tau}{d\varphi} \end{aligned} \right\}$$

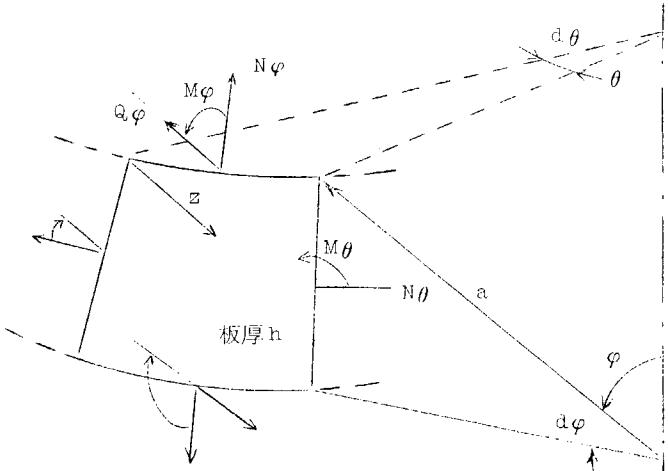
..... (2.1.14)

ここで

$$L(\cdot) = \frac{1}{a} \left[-\frac{d^2}{d\varphi^2} (\cdot) + \cot \varphi \frac{d}{d\varphi} (\cdot) - \cot^2 \varphi (\cdot) \right]$$



第2.1.24図



第2.1.25図

α , E , ν はそれぞれ線膨脹係数、ヤング率、ポアソン比

$$N = \text{曲げ剛性} \quad \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$q = a \cdot Q \varphi$$

$$\chi = \text{経線方向回転角} \quad \frac{1}{a} \left(\nu + \frac{dw}{d\varphi} \right)$$

$$\tau_0 = \text{平均温度} = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} T dz$$

$$\tau = \frac{12}{h^3} \int_{-h/2}^{h/2} T z dz$$

いま、温度の1次微分項を (2.1.15) 式のようにおく。

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\tau_0}{d\varphi} &= \sum_{n=1}^{\infty} a_n P_n'(p) \\ \frac{d\tau}{d\varphi} &= \sum_{n=1}^{\infty} b_n P_n'(p) \end{aligned} \right\} \quad (2.1.15)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} P_n'(\) &= \text{Legendre の第1種陪関数} \\ p &= \cos \varphi \\ a_n &= \frac{2n+1}{2} \frac{(n-1)!}{(n+1)!} \int_{-1}^1 \frac{d\tau_0}{d\varphi} P_n'(p) dp \\ b_n &= \frac{2n+1}{2} \frac{(n-1)!}{(n+1)!} \int_{-1}^1 \frac{d\tau}{d\varphi} P_n'(p) dp \end{aligned} \right\} \quad (2.1.16)$$

(2.1.14) 式の特殊解 $\bar{\chi}$, \bar{q} を次式のように仮定する。

$$\left. \begin{aligned} \bar{\chi} &= 2\alpha \frac{a}{h} \sum_{n=1}^{\infty} A_n P_n(p) \\ \bar{q} &= 2\alpha \frac{a}{h} \sum_{n=1}^{\infty} B_n P_n(p) \end{aligned} \right\} \quad (2.1.17)$$

(2.1.14) 式へそれぞれ代入すると係数 A_n , B_n は次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} A_n &= \frac{(1+\nu)}{2A} \left[h \{ 1 - n(n+1) + \nu \} b_n - 12(1-\nu) \left(\frac{a}{h} \right) a_n \right] \\ B_n &= \frac{Eh^2}{2A} \left[\{ 1 - n(n+1) - \nu \} a_n + a(1+\nu) b_n \right] \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (2.1.18)$$

ここで $A = \{ 1 - n(n+1) \}^2 - \nu^2 + 12(1-\nu^2)(a/h)^2$

また、経線方向、半径方向変位 \bar{v} , \bar{w} は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} \bar{v} &= \sum_{n=1}^{\infty} C_n P_n(p) \\ \bar{w} &= -\alpha a C \tau_0 + \sum D_n P_n(p) \end{aligned} \right\} \quad (2.1.19)$$

ここで $P_n(\)$ は Legendre の第1種関数

$$\left. \begin{aligned} C_n &= \frac{2\alpha a (1+\nu)}{Eh^2} B_n \\ D_n &= \alpha a \left\{ \frac{2n(n+1)}{Eh^2} B_n + a_n \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.20)$$

水平変位を $\bar{\delta}$ とすると

$$\bar{\delta} = \bar{v} \cos \varphi - \bar{w} \sin \varphi \quad \dots \quad (2.1.21)$$

軸力およびモーメント成分

$$\left. \begin{aligned} \bar{N}_\varphi &= -\frac{2\alpha}{h} \cot \varphi \sum_{n=1}^{\infty} B_n P_n'(p) \\ \bar{N}_\theta &= -\frac{2\alpha}{h} \sum_{n=1}^{\infty} B_n \frac{d}{d\varphi} P_n'(p) \\ \bar{M}_\varphi &= -N \left[\frac{2\alpha}{h} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \left\{ \frac{d}{d\varphi} P_n'(p) + \nu \cot \varphi \cdot P_n'(p) \right\} + \alpha(1+\nu)\tau \right] \\ \bar{M}_\theta &= -N \left[\frac{2\alpha}{h} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \left\{ \cot \varphi P_n'(p) + \nu \frac{d}{d\varphi} P_n'(p) \right\} + \alpha(1+\nu)\tau \right] \end{aligned} \right\} \dots (2.1.22)$$

(2.1.14) 式の同次方程式の一般解 \bar{x} , \bar{q} を近似解法で求める。 $x'' \gg x'$, x , $q'' \gg q'$, q とすると (2.1.14) 式の同次方程式は次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{a} \frac{d^2 q}{d\varphi^2} - E h x &= 0 \\ \frac{1}{a} \frac{d^2 x}{d\varphi^2} + \frac{q}{N} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots (2.1.23)$$

中心部に穴のない場合の一般解は次式で示される。

$$\bar{x} = e^{k\varphi} (B_1 \cos k\varphi + B_2 \sin k\varphi) \quad \dots \quad (2.1.24)$$

ここで

$$k^4 = \frac{3(1-\nu^2)a^2}{h^2}$$

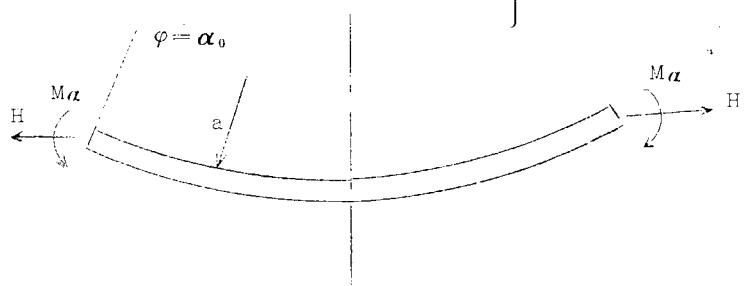
また

$$\bar{q} = -\frac{N}{a} \frac{d^2 x}{d\varphi^2}$$

変位、軸力、モーメント成分は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{2Nk^3 \sin \varphi}{E h a} e^{k\varphi} [-B_1(\cos k\varphi + \sin k\varphi) + B_2(\cos k\varphi - \sin k\varphi)] \\ N_\varphi &= \frac{2 \cot \varphi}{a^2} N k^2 e^{k\varphi} [-B_1 \sin k\varphi + B_2 \cos k\varphi] \\ N_\theta &= \frac{2Nk^3}{a^2} e^{k\varphi} [-B_1(\sin k\varphi + \cos k\varphi) + B_2(\cos k\varphi - \sin k\varphi)] \\ M_\varphi &= -\frac{N}{a} k e^{k\varphi} [(B_1 + B_2) \cos k\varphi + (B_2 - B_1) \sin k\varphi] \\ M_\theta &= \nu M_\varphi \end{aligned} \right\} \dots (2.1.25)$$

第2.1.26図に示すように球かく
端部の水平力、モーメントとそれに
よる端部の水平変位、回転角の関係
は次のようにして求めることができます。



第2.1.26図

$$H = \frac{N\varphi}{\cos\varphi} \Big|_{\varphi=\alpha_0}$$

$$M_s = A_s + C_s \quad \dots \quad (2.1.26)$$

ここで

$$M_s = \begin{bmatrix} M\varphi \\ H \end{bmatrix} \Big|_{\varphi=\alpha_0} \quad C_s = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix}$$

また、 A_s は α_0 の既知の係数マトリックスである。

また、 δ , χ と係数 B_1 , B_2 の関係は (2.1.25) 式より

$$d_s = B_s + C_s \quad \dots \quad (2.1.27)$$

ここで

$$d_s = \begin{bmatrix} \delta \\ \chi \end{bmatrix} \Big|_{\varphi=\alpha_0}$$

B_s は A_s と同様既知のマトリックスである。

(2.1.26), (2.1.27) 式より

$$d_s = B_s + A_s^{-1} \cdot M_s = F_s + M_s \quad \dots \quad (2.1.28)$$

(2.1.28)式の F_s で示す挠度マトリックスで、端部外力と端部変位の関係が求まつた。

円筒部

円筒部の記号の説明およびベクトルの正方向を第 2.1.27 図

に示す。円筒かく部の熱応力の基礎式は次式で示される。

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\lambda^4 w = -4\lambda^4 a \alpha \tau_0 - (1+\nu) \alpha \frac{d^2 \tau}{d\varphi^2} \quad \dots \quad (2.1.29)$$

ここで

$$\lambda^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{a^2 h^2}$$

w = x 方向変位

いま、計算式を簡単にするため、 τ_0 , τ を分離して解析することにする。

τ_0 のみの場合の特殊解 \bar{w} とすると

$$\tau_0 = \sum_{n=0}^{\infty} p_n \cos \omega_n x \quad \dots \quad (2.1.30)$$

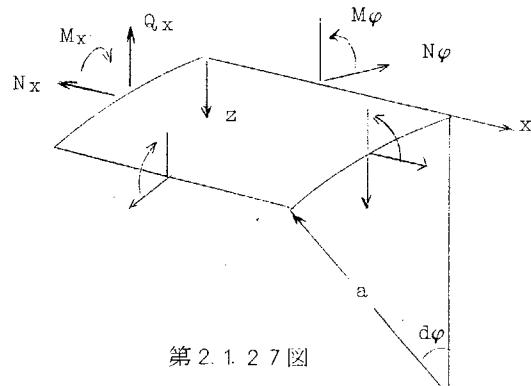
ここで

$$\omega_n = \frac{n\pi}{\ell} \quad 0 \leq x \leq \ell$$

$$p_n = \epsilon_n \frac{2}{\ell} \int_0^\ell \tau_0 \cos \frac{n\pi}{\ell} x \, dx$$

$$\epsilon_n = \begin{cases} \frac{1}{2} & n = 0 \\ 1 & n \geq 1 \end{cases}$$

$$\bar{w} = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{-4\lambda^4 a \alpha p_n}{\omega_n^4 + 4\lambda^4} \cos \omega_n x$$



第 2.1.27 図

軸力およびモーメント成分は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} \bar{N}\varphi &= -\frac{D}{a}(1-\nu^2) \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \frac{-4\lambda^4 a \alpha p_n}{\omega_n^4 + 4\lambda^4} + \alpha a p_n \right\} \cos \omega_n x \\ \bar{Q}_x &= N \sum_{n=0}^{\infty} \frac{4\lambda^4 a \alpha p_n}{\omega_n^4 + 4\lambda^4} \cdot \omega_n^3 \sin \omega_n x \\ \bar{M}_x &= -N \sum_{n=0}^{\infty} \frac{4\lambda^4 a \alpha p_n}{\omega_n^4 + 4\lambda^4} \cdot \omega_n^2 \cos \omega_n x \\ \bar{M}\varphi &= -\nu M_x \end{aligned} \right\} \quad (2.1.31)$$

ここで

$$D = \frac{Eh}{1-\nu^2}$$

τ のみの場合の特殊解 \bar{w}

$$\tau = \sum_{n=0}^{\infty} q_n \cos \omega_n x \quad (2.1.32)$$

τ を (2.1.32) 式のようにおくことにより τ_0 のみの場合と同様な手順で求めることができるので、ここでは省略する。

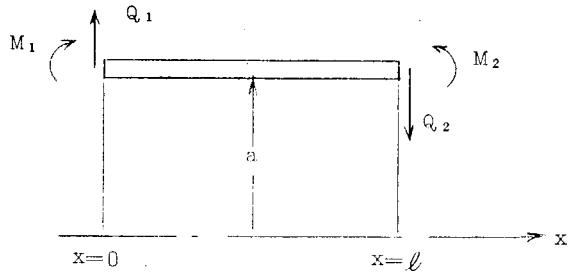
また、(2.1.29) 式の同次方程式の解 \bar{w} を次式に示す。

$$\delta = \bar{w} = e^{\lambda x} (C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x) + e^{-\lambda x} (C_3 \cos \lambda x + C_4 \sin \lambda x) \dots \quad (2.1.33)$$

$$\begin{aligned} \omega = \bar{w}' &= \lambda \left[e^{\lambda x} \{ (C_1 + C_2) \cos \lambda x + (-C_1 + C_2) \sin \lambda x \} \right. \\ &\quad \left. + e^{-\lambda x} \{ (-C_3 + C_4) \cos \lambda x + (-C_3 - C_4) \sin \lambda x \} \right] \end{aligned}$$

また、軸力、モーメントは次式に示される。

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -N \bar{w}'' \\ Q_x &= -N \bar{w}''' \\ N\varphi &= -\frac{D}{a^2} (1-\nu^2) w \\ M\varphi &= -\nu M_x \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (2.1.34)$$



第2.1.28図に示すように円筒端部の剪断力、モーメントとそれによる端部水平変位、回転角の関係は次のようにして求めることができる。(2.1.34) 式より

$$M_c = A_c \cdot C_c \quad (2.1.35)$$

$$\text{ここで } M_c = \{ M_1, Q_1, M_2, Q_2 \}$$

$$C_c = \{ C_1, C_2, C_3, C_4 \}$$

また、 A_c は既知の係数マトリックスである。

(2.1.33) 式より δ , ω と係数 C_c との関係は次式のようになる。

$$\begin{aligned} A_c &= B_c \cdot C_c \\ &= B_c \cdot A_c^{-1} \cdot M_c = F_c \cdot M_c \quad (2.1.36) \end{aligned}$$

$$\text{ここで } A_c = \{ \delta_1, \omega_1, \delta_2, \omega_2 \}$$

B_c は A_c と同様既知のマトリックス

円筒の場合も (2.1.36) 式の F_c で示す挠度マトリックスで、端部外力と変位の関係を求めることができた。

リング部

球形頂板と円筒部を第2.1.2.9図に示すようなリングを介して接続するとする。

○拘束のないときのリングの変位、回転

$$\delta_A = \alpha T_A R_A, \quad \delta_B = \alpha T_B R_B, \quad \omega = \alpha R \frac{dT}{dz}$$

ここで T_A, T_B, R_A, R_B は、A点、B点の温度および半径

○外力が作用したときのリング

リングの中心点まわりのモーメント、水平力を M_2, P_2 とすると

$$M_2 = -M_I - M_{II} + H_I e_1 + Q_{II} e_2$$

$$P_2 = -(H_I + Q_{II})$$

中心点まわりの回転、変位は次式で示される。

$$\left. \begin{array}{l} \omega_c = M_2 R^2 / EI \\ \delta_c = P_2 R^2 / EA \end{array} \right\} \quad (2.1.37)$$

ここで I は II 軸まわりの慣性モーメント

A はリングの切断面積

球かくとの接合点を A、円筒かくとの接合点を B とすると、A、B 点の回転、変位は次式で示される。

$$\left. \begin{array}{l} \omega_A = \omega_B = \omega_c = M_2 R^2 / EI \\ \delta_A = \delta_c - \omega_c e_1 \\ \delta_B = \delta_c - \omega_c e_2 \end{array} \right\} \quad (2.1.38)$$

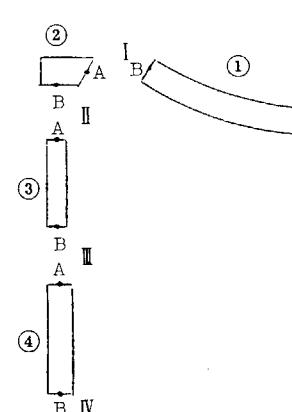
以上で球かく、円筒、リング各部の特殊解、一般解がわかつた。そこで第2.1.

3.0図に示すようにピストンクラウンの構成要素を、①球かく、②リング、③円筒、④円筒とに分割して、次の手順で解析する。

第1段階

各構造物が独立した状態で与えられた温度分布による各要素の応力、変位を求める。次式の各量を求める。

$$\left. \begin{array}{ll} ① & B \text{ 点の水平変位、回転} \\ ② & A \quad " \quad \delta_{1A}, \omega_{1A} \\ & B \quad " \quad \delta_{2B}, \omega_{2B} \\ ③ & A \quad " \quad \delta_{3A}, \omega_{3A} \\ & B \quad " \quad \delta_{3B}, \omega_{3B} \\ ④ & A \quad " \quad \delta_{4A}, \omega_{4A} \\ & B \quad " \quad \delta_{4B}, \omega_{4B} \end{array} \right\} \quad (2.1.39)$$



第2.1.3.0図

第2段階

独立した各要素端部 (I, II, III, IV部) に水平力、モーメント $Q_I, M_I, \dots, Q_{IV}, M_{IV}$ を作用させたときの要素端の次式に示す各量を求める。

$$\left. \begin{array}{ll} ① & B \text{ 点の端部外力による水平変位、回転} \\ ② & A \quad " \quad \delta_{1A1}, \omega_{1A1} \\ & B \quad " \quad \delta_{2B1}, \omega_{2B1} \\ ③ & A \quad " \quad \delta_{3A1}, \omega_{3A1} \\ & B \quad " \quad \delta_{3B1}, \omega_{3B1} \\ ④ & A \quad " \quad \delta_{4A1}, \omega_{4A1} \\ & B \quad " \quad \delta_{4B1}, \omega_{4B1} \end{array} \right\} \quad (2.1.40)$$

(2.1.40) 式の各量は未知量 $M_I, Q_I, \dots, M_{IV}, Q_{IV}$ で表現される。要素間の外力の連続が表現されたから、こ

の未知量を変形の連続条件から解く。

$$\left. \begin{array}{l} \delta_{1B0} + \delta_{1B1} = \delta_{2A0} + \delta_{2A1} \\ \delta_{2B0} + \delta_{2B1} = \delta_{3A0} + \delta_{3A1} \\ \delta_{3B0} + \delta_{3B1} = \delta_{4A0} + \delta_{4A1} \\ \delta_{4B0} + \delta_{4B1} = \delta_{\text{Known}} \\ \\ \omega_{1B0} + \omega_{1B1} = \omega_{2A0} + \omega_{2A1} \\ \omega_{2B0} + \omega_{2B1} = \omega_{3A0} + \omega_{3A1} \\ \omega_{3B0} + \omega_{3B1} = \omega_{4A0} + \omega_{4A1} \\ \omega_{4B0} + \omega_{4B1} = \omega_{\text{Known}} \end{array} \right\} \quad (2.1.4.1)$$

(2.1.4.1) 式の連立方程式を解くことにより連続した要素の応力状態が求まる。

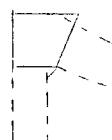
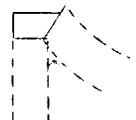
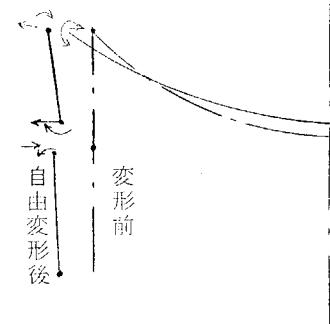
1.3.2 計算解析結果

4.1 年度に実物模型実験用に製作した大形ピストンクラウンの実験結果の温度分布を用いて、1.3.1 項で述べた解析法で熱応力を求め、実測熱ひずみ値と比較を行なつた。

温度分布および熱応力の実測値は後述の 1.4.2 項のものを引用することにした。

ピストンクラウン内面側の子午線、円周方向の計算値と実験値を第 2.1.3.1 図、第 2.1.3.2 図に記した。それらは比較的よく一致していることがわかる。

④ B 端の拘束条件は、模型実験では薄肉の円板に接続していることから、自由端として解析することにした。熱応力発生のメカニズムをは握るために、温度 τ_0 によるもの、 τ によるものに区別してプリントするようにしている。また、それについて、(2.1.3.9) 式に記した、各構造要素の自由変位、回転および、(2.1.4.1) 式の解 $M_I, H_I, \dots, M_{IV}, Q_{IV}$ も記すことにした。頂板部に対しては、端部自由とした。 τ_0, τ による応力値は同程度の値になり、連続体とした時は τ_0 に対してはリングとの相対、水平変位が大きいために、大きい外力が頂板端部に作用さす必要があり、また、 τ に対してはリングとの相対回転角が大きいために、大きい外力が必要であることがわかる。上部および下部円筒部に対しては、 τ_0 による応力が支配的であることがわかる。右図に τ_0 のみによる各構造要素の挙動を、変形前状態、自由変形後、および連続に必要な端部外力の方向を記している。実機ピストンクラウンでよく問題視される。第 1 ピストンリング近傍、すなわち、上部円筒と下部円筒の接合点での応力の発生機構は、上部円筒の τ_0 の急激な変化によることがわかる。また、上述の解析は右図の上図のごとくリングを仮定したものであるが、下図のごとく仮定すると第 2.1.3.1 図上部円筒部に 2 点破線で示したようになり、リング部の取扱いに対しさらに検討する必要があろう。



1.4 実験的検討

前項までのピストンクラウン各部の温度分布をもとにした機関運転条件、熱的境界条件および熱応力との関連性の検討はいずれも実験計測および計算の過程で、温度分布がピストンクラウンでは軸対称であると仮定して行なつたものである。

しかし、実際のピストンクラウンの加熱側および冷却側の条件は必ずしもこの条件を満足していないものばかりではないので、ピストンクラウン温度分布についてこの軸対称性の検討を、前記実験値を提供した 828 VBU-38V に大形と相似形ピストンクラウンを装備した場合および実物模型試験炉に大形ピストンクラウンを装備した場合について実験的検討を実施した。

また、ピストンクラウンの燃焼室側の熱的条件についても、実際の機関の運転中には 1 サイクルごとに大巾に変動しているものを従来の研究からはこれを平均的に仮定して取扱うしかない。そこで、燃焼室側の 1 サイクルごとの熱的条件の変動の実態を把握することを目的とした新しい試みとして特殊プローブによる 1 サイクルごとの変動の計測方法について

THERMAL STRESSES OF 98 PISTON CROWN (MODEL TEST DATA NO. 2-2-2)

第 2.1.6 表

SPHERICAL HEAD

CYLINDER (1)

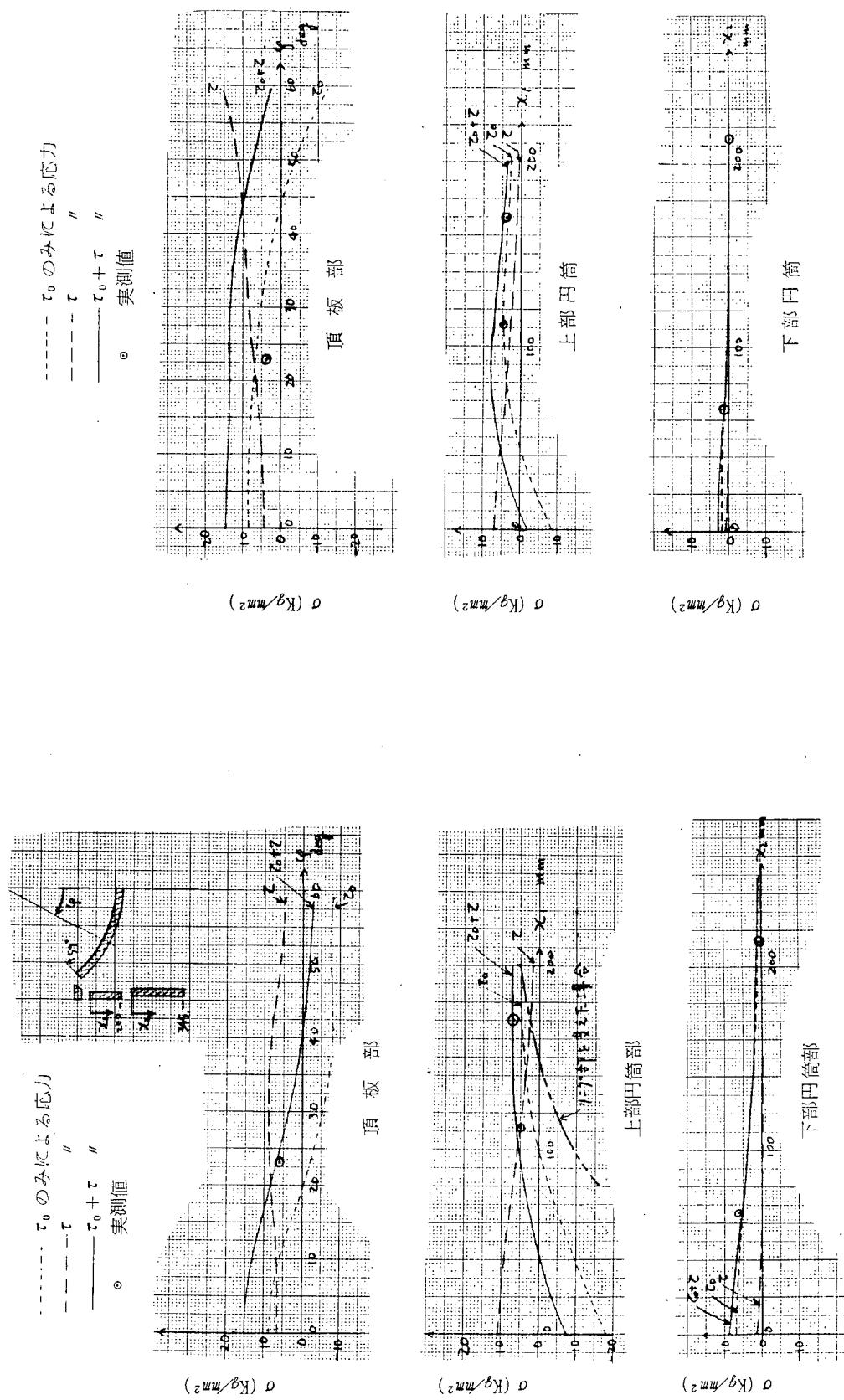
ANGLE	TAUO °C	TAU °C/mm	LOC. mm	TAUO °C	TAU °C/mm
5.0	88.35	0.66	8.0	53.05	7.00
10.0	89.30	0.68	9.7	53.03	7.00
15.0	90.81	0.70	9.4	52.99	7.00
20.0	91.96	0.71	9.2	52.91	7.00
25.0	93.50	0.74	8.9	52.78	7.00
30.0	95.33	0.76	8.6	52.58	7.00
35.0	98.77	0.79	8.3	52.33	-0.00
40.0	104.77	0.83	8.1	51.98	-0.00
45.0	114.64	0.88	7.8	51.54	-0.00
50.0	127.88	0.93	7.5	51.00	7.00
55.0	144.01	1.04	7.2	50.37	7.00
60.0	160.87	1.16	7.0	50.00	7.00
65.0	176.65	1.24	6.7	49.68	-0.00
70.0	188.93	1.38	6.4	48.95	-0.00
75.0	197.81	1.42	6.1	48.20	-0.00
80.0	203.53	1.40	5.8	47.46	-0.00
85.0	204.85	1.08	5.6	46.76	-0.00
90.0	204.83	1.08	5.3	46.12	-0.00
95.0	206.85	1.08	5.0	45.56	-0.00
100.0	203.53	1.10	4.7	45.09	-0.00
105.0	197.81	1.12	4.4	44.72	-0.00
110.0	188.93	1.15	4.2	44.45	-0.00
115.0	175.04	1.21	4.0	44.27	-0.00
120.0	160.87	1.16	3.7	44.14	-0.00
125.0	144.01	1.04	3.5	44.04	-0.00
130.0	127.88	0.93	3.3	43.94	-0.00
135.0	114.63	0.88	3.1	43.82	-0.00
140.0	104.77	0.83	2.8	43.67	-0.00
145.0	98.77	0.79	2.6	43.50	-0.00
150.0	95.33	0.76	2.4	43.33	-0.00
155.0	93.50	0.74	2.2	43.17	-0.00
160.0	91.96	0.71	2.0	43.05	-0.00
165.0	90.81	0.70	1.8	42.98	-0.00
170.0	89.30	0.68	1.6	42.95	-0.00
175.0	88.35	0.66	1.4	42.96	-0.00
180.0	87.83	0.64	1.2	42.99	-0.00

(2)

ANGLE	TAUO °C	TAU °C/mm	LOC. mm	TAUO °C	TAU °C/mm
5.0	88.35	0.66	8.0	53.05	7.00
10.0	89.30	0.68	9.7	53.03	7.00
15.0	90.81	0.70	9.4	52.99	7.00
20.0	91.96	0.71	9.2	52.91	7.00
25.0	93.50	0.74	8.9	52.78	7.00
30.0	95.33	0.76	8.6	52.58	7.00
35.0	98.77	0.79	8.3	52.33	-0.00
40.0	104.77	0.83	8.1	51.98	-0.00
45.0	114.64	0.88	7.8	51.54	-0.00
50.0	127.88	0.93	7.5	51.10	0.00
55.0	144.01	1.04	7.2	50.67	0.00
60.0	160.87	1.16	7.0	50.34	0.00
65.0	176.65	1.24	6.7	50.01	0.00
70.0	188.93	1.38	6.4	49.68	0.00
75.0	197.81	1.42	6.1	49.35	0.00
80.0	203.53	1.40	5.8	49.02	0.00
85.0	204.85	1.08	5.6	48.69	0.00
90.0	204.83	1.08	5.3	48.36	0.00
95.0	206.85	1.08	5.0	48.03	0.00
100.0	203.53	1.10	4.7	47.70	0.00
105.0	197.81	1.12	4.4	47.37	0.00
110.0	188.93	1.15	4.2	47.04	0.00
115.0	175.04	1.21	4.0	46.71	0.00
120.0	160.87	1.16	3.7	46.38	0.00
125.0	144.01	1.04	3.5	46.05	0.00
130.0	127.88	0.93	3.3	45.72	0.00
135.0	114.63	0.88	3.1	45.39	0.00
140.0	104.77	0.83	2.8	45.06	0.00
145.0	98.77	0.79	2.6	44.73	0.00
150.0	95.33	0.76	2.4	44.40	0.00
155.0	93.50	0.74	2.2	44.07	0.00
160.0	91.96	0.71	2.0	43.74	0.00
165.0	90.81	0.70	1.8	43.41	0.00
170.0	89.30	0.68	1.6	43.08	0.00
175.0	88.35	0.66	1.4	42.75	0.00
180.0	87.83	0.64	1.2	42.42	0.00

ANGLE	TAUO °C	TAU °C/mm	LOC. mm	TAUO °C	TAU °C/mm
5.0	88.35	0.66	8.0	53.05	7.00
10.0	89.30	0.68	9.7	53.03	7.00
15.0	90.81	0.70	9.4	52.99	7.00
20.0	91.96	0.71	9.2	52.91	7.00
25.0	93.50	0.74	8.9	52.78	7.00
30.0	95.33	0.76	8.6	52.58	7.00
35.0	98.77	0.79	8.3	52.33	-0.00
40.0	104.77	0.83	8.1	51.98	-0.00
45.0	114.64	0.88	7.8	51.54	-0.00
50.0	127.88	0.93	7.5	51.10	0.00
55.0	144.01	1.04	7.2	50.67	0.00
60.0	160.87	1.16	7.0	50.34	0.00
65.0	176.65	1.24	6.7	50.01	0.00
70.0	188.93	1.38	6.4	49.68	0.00
75.0	197.81	1.42	6.1	49.35	0.00
80.0	203.53	1.40	5.8	49.02	0.00
85.0	204.85	1.08	5.6	48.69	0.00
90.0	204.83	1.08	5.3	48.36	0.00
95.0	206.85	1.08	5.0	48.03	0.00
100.0	203.53	1.10	4.7	47.70	0.00
105.0	197.81	1.12	4.4	47.37	0.00
110.0	188.93	1.15	4.2	47.04	0.00
115.0	175.04	1.21	4.0	46.71	0.00
120.0	160.87	1.16	3.7	46.38	0.00
125.0	144.01	1.04	3.5	46.05	0.00
130.0	127.88	0.93	3.3	45.72	0.00
135.0	114.63	0.88	3.1	45.39	0.00
140.0	104.77	0.83	2.8	45.06	0.00
145.0	98.77	0.79	2.6	44.73	0.00
150.0	95.33	0.76	2.4	44.40	0.00
155.0	93.50	0.74	2.2	44.07	0.00
160.0	91.96	0.71	2.0	43.74	0.00
165.0	90.81	0.70	1.8	43.41	0.00
170.0	89.30	0.68	1.6	43.08	0.00
175.0	88.35	0.66	1.4	42.75	0.00
180.0	87.83	0.64	1.2	42.42	0.00

第2.1.3.2図 円周方向応力(内面側)



第2.1.3.1図 子午線方向応力(内面側)

検討した結果もあわせて報告する。

1.4.1 試験機関による温度分布の実機計測

前年度実施した中形ディーゼル機関に関する実機計測によつてピストンクラウンの定常および非定常温度分布が略略、明らかにされたのであるが、熱応力問題を解析する上でなお、いくつかの不明確な点がある。この代表的な問題としてピストンクラウン温度分布がどの程度まで軸対称モデルによつて近似され得るかという問題がある。すなわちピストンクラウンの動作状態において、クラウン内の温度分布に非対称性をもたらす因子としては種々のものがあり、たとえば次のとく考えられる。

- I) ピストンクラウンの構造に基づく非対称性
- II) 燃料噴射方向に基づく加熱側熱伝達の非対称性
- III) 排気弁からのふく射、あるいは弁まわりのガス流路等に基づく加熱側熱伝達の非対称性
- IV) 冷却油の流路に方向性があれば、これに基づく冷却側熱伝達の非対称性
- V) V型機関に特有な冷却油片当りの効果
- VI) 偶発的因子に基づく冷却油流路変動による冷却側熱伝達の非対称性
- VII) その他

それゆえこれらの因子について検討するため以下の実機計測を行なつた。

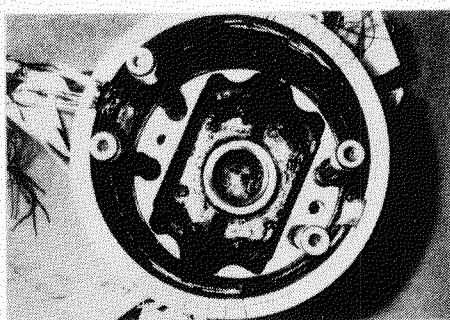
- (1) 供試機関およびピストン（本章第1節1.1参照）
- (2) 計測点（第2.1.3.8図A～C参照）
- (3) 計測方法

(a) 使用熱電対

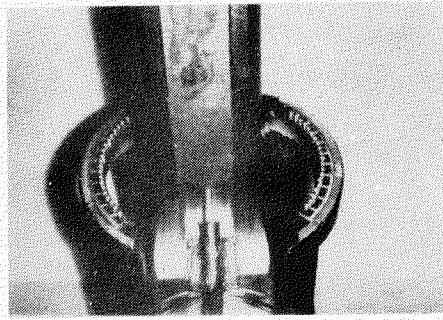
外径1.0mmのステンレスシース、アルメルクロメル熱電対（素線径0.1mm）を用い、これにピストンクラウンと同じ材質の小片にろうづけし、この小片をピストンクラウン測温点に埋め込んだ。表面付近の測温点に対してはこの小片を一部ピストンクラウンに溶接した。

(b) 热電対引出し方法

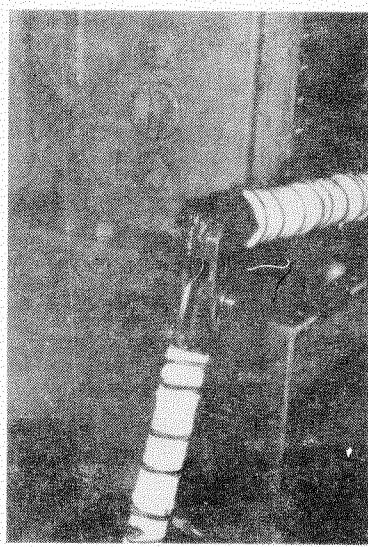
第2.1.3.3図に示すようにピストンクラウンからのシース熱電対は内筒を経てピストンスカートの側面に沿つて導き出され、第2.1.3.4図に示すようにこの端面に設けられたベークライト製コネクタにおいて外部引出用シース熱電対に接続される。この外部引出用熱電対線は全部ひとまとめになつてピストンビン中心にあけられた導孔を通つて接合棒に至り、接合棒下部において第2.1.3.5図に示すリング機構によつて機関外部（第2.1.3.6図）に引き出される。



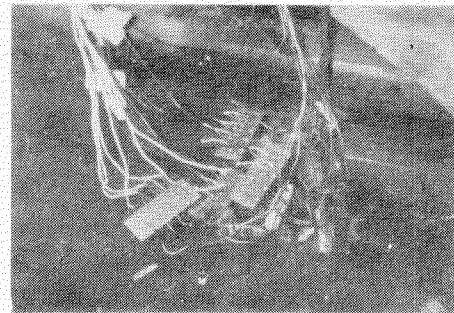
第2.1.3.3図



第2.1.3.4図



第2.1.3-5図



第2.1.3-6図

(c) 記録方法

機関から引き出された熱電対はカウンタによつて駆動されるスキヤンナに接続され、あらかじめ設定された時間間隔によつて測定点起電力のサンプリングが行なわれ、この出力は冷接点回路を経て増幅器および記録計に送られ、自動記録される。

(4) 運転条件（第2.1.3-7図参照）

(a) プロペラ法則

$1/4 \times 1/4$, $2/4 \times 2/4$, $3/4 \times 3/4$,
 $4/4 \times 4/4$ の各負荷および回転数において定常状態の温度分布を測定した。

(b) 回転数一定

回転数を $4/4$ 一定とし、負荷を $2/4$, $3/4$ に設定して計測した。

(c) P_e 一定

負荷を $4/4$ 一定とし、回転数を $2/4$, $3/4$ に設定して計測した。

(d) 過渡状態

$1/4 \times 1/4$, $2/4 \times 2/4$, $3/4 \times 3/4$,
 $4/4 \times 4/4$ の各起動および停止。

(e) 過渡状態

測定気筒への燃料供給を一時ストップして変化を計測。

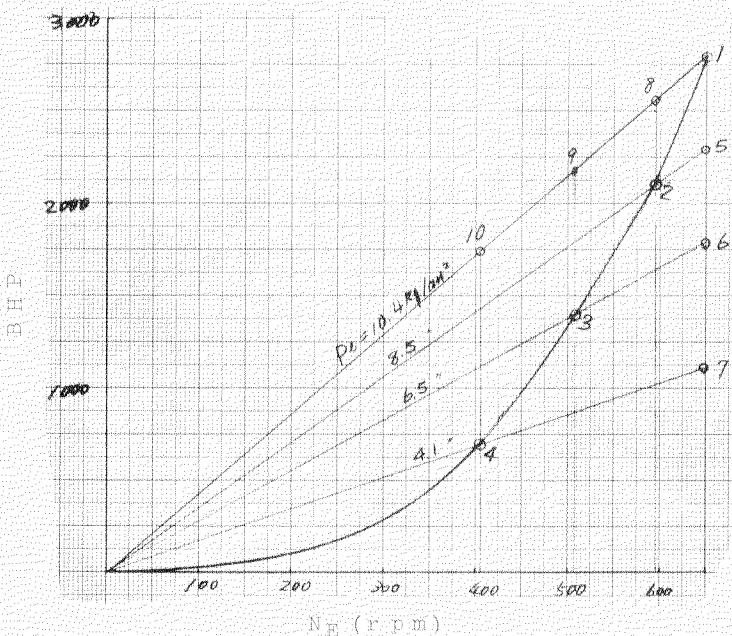
(5) 計測結果

(a) 試験機関の状態

プロペラ法則運転時の機関の状態を第2.1.7表に示す。

(b) 定常状態温度分布

上述各設定条件における定常状態でのピストンクラウンの温度分布を第2.1.4-0, -4.1, -4.2図にそれぞれ示す。



第2.1.3-7図

	$W \times N$	$W \times N$
1	$1/4 \times 1/4$	$2/4 \times 4/4$
2	$3/4 \times 3/4$	$1/4 \times 4/4$
3	$2/4 \times 2/4$	$4/4 \times 3/4$
4	$1/4 \times 1/4$	$4/4 \times 2/4$
5	$3/4 \times 4/4$	$4/4 \times 1/4$
6		
7		
8		
9		
10		

(c) 過渡状態温度分布（起動、停止試験）

第2.1.3 8図 A, B, C に、 $1/4 \times 1/4$ 状態の起動および停止時におけるピストンクラウンの温度分布の時間的変化を図示した。

(d) 過渡状態温度分布（燃料油停止試験）

運転中に計測気筒のみ一時的に燃料油供給を停止したときのピストンクラウン各部での温度状態の過渡的変化の様相の例を第2.1.3 9図 A, B, C に示す。

(6) 結果の批判

温度分布の計測を検討すると、特殊な点を除いて大体 10°C 内外の範囲で前年度得た結果とよく一致を示している。

温度分布の対称性について検討するためにピストンクラウンの加熱側および冷却側について、それぞれ、位置 f ($f = 1'$, $f = 1''$, $f = 1'''$) および位置 d ($d = 5$, $d = 5'$, $d = 5''$) に熱電対を取り付けてあるが（埋め込み深さ誤差最大 0.5 mm）これらの指示値を比較検討することによつて次のことがわかる。

i) 定常運転状態においてはピストン冷却面の温度分布は著しく良好な軸対称性を示し、一方加熱面においては P_e の大なる場合に限り燃料噴射方向に基づく非対称性があらわれ、この量は最大温度上昇値の 10 数パーセントに達する可能性がある。冷却側の非対称性因子の影響は小さいものとみなすことができる。

ii) 起動停止時における温度分布の非対称性は特に停止時過渡状態において V 型機関では顕著である。

以上の結果は、温度分布の非対称性を誘起する因子として α と λ/t の比 (α : クラウン表、裏面の熱伝達係数、 λ : クラウン熱伝導度、t: 厚み) が重要であるにかかわらず、実際の機関では燃焼室の熱発生の局所性がより大きい影響を及ぼすことを示している。

1.4.2 実物模型試験炉による温度分布および熱応力計測実験について

41 年度製作した、実物模型試験炉を用いて大形ピストンクラウンの温度分布および熱応力を計測した。

燃焼室側条件

輝炎からのふく射、および燃焼ガスの対流の影響を除くために、ピストンクラウンの加熱開始前にバーナを切り、高温に加熱されている炉壁からのふく射のみによってピストンクラウンを加熱した。

冷却側条件

冷却油量 $4.7 \text{ m}^3/\text{h}$

ノズル前圧 3.5 kg/cm^2

ひずみゲージ貼付位置（前年度報告書参照）

熱電対取付け位置（前年度報告書参照）

加熱側の非対称性を見るため、 $f_{1 \sim 4} - 1$, $z_{b \sim s}$ のチェック用熱電対 8 個をつけている。

第2.1.4 4 図に頂板部の代表断面の内外面の温度を表わしている。

第2.1.4 5 図に円筒部の温度変化を記している。

第2.1.4 6 図に対称性検討用の点の温度と、その標準偏差 σ 、および $\sigma/\Delta T$ (ΔT : 温度上昇) を時間に対して記している。

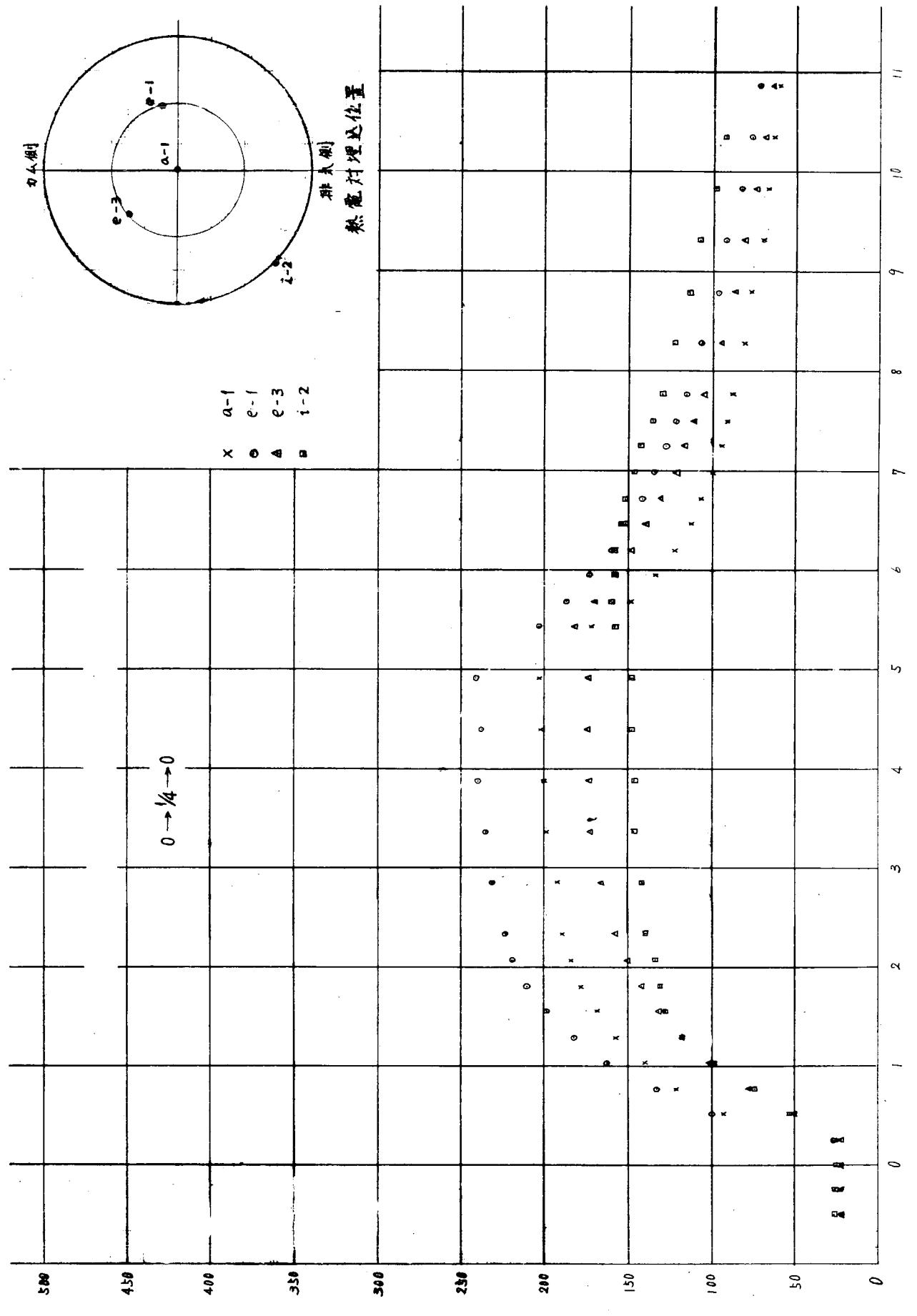
定常状態で $\sigma \approx 3^\circ\text{C}$ で対称性は良好といえる。非定常時において $\sigma/\Delta T$ が極大になつてゐるのは、シャッターの影響と思われる。この影響は数分内で除去されていることがわかる。

41 年度に実験した中形ピストンクラウンの $f_{1 \sim 4} - 1$ 点の σ , $\sigma/\Delta T$ の値は定常状態で 10°C , 0.05 であつた。 σ の大きいのは、輝炎の影響と、熱電対埋込深さの影響と考えられる。

第2.1.4 7 図に、B, E, I, K, L 点の非定常熱応力を示す。定常状態での理論計算との比較を 1.3.2 項に示した。

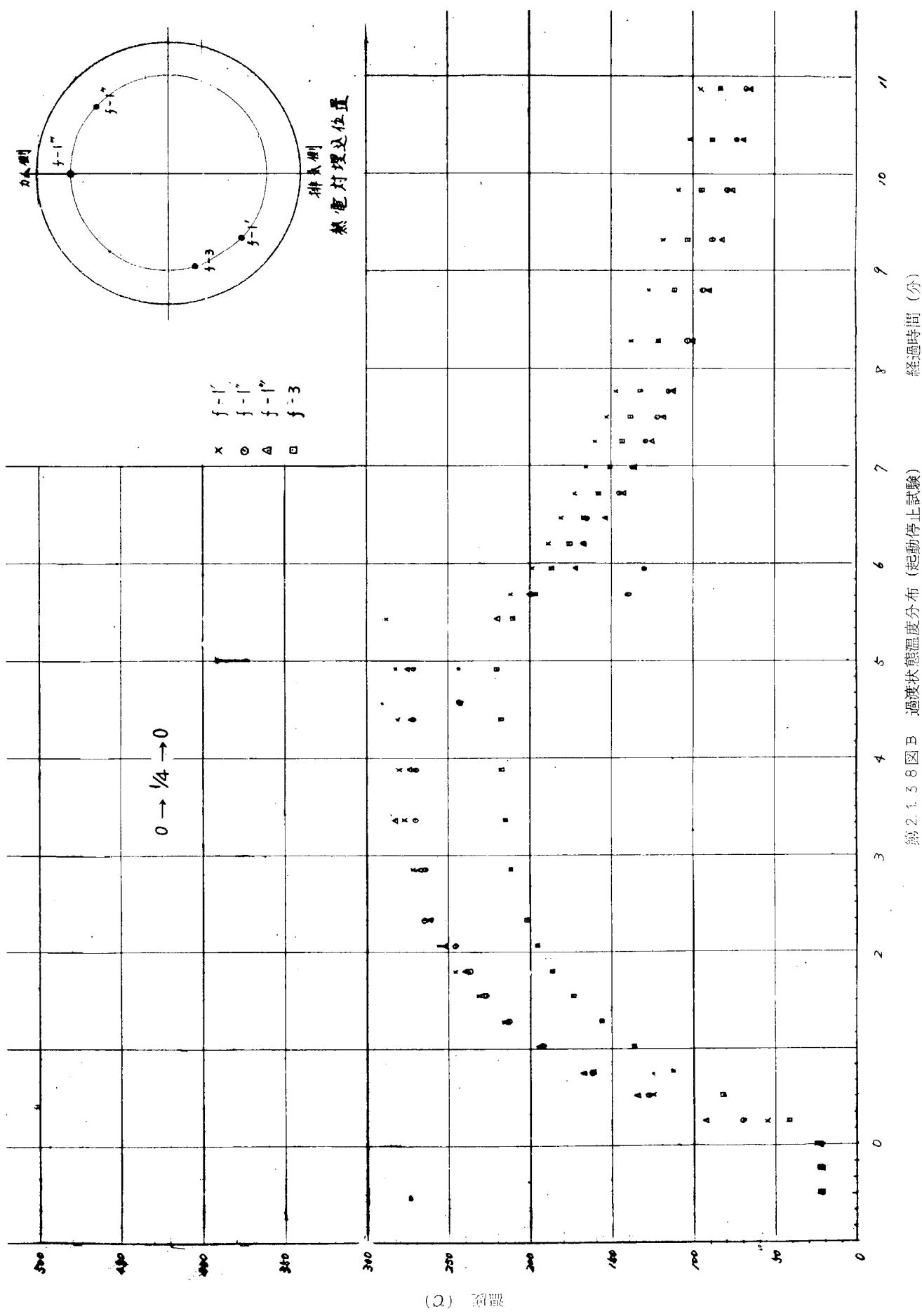
第2.1.7表 試験機関運転記録

負荷		単位	1/4			1/2			3/4			4/4			
出力		PS	685			1,400			2,100			2,760			
回転数		rpm	410			512			592			648			
平均有効圧力		Kg/cm ²	4.0			6.6			8.5			10.2			
諸調整	ハンドル指標		20.0			24.3			28.6			32.0			
	燃料ポンプマーク		13.7			17.3			21.0			26.0			
圧力	シリンド内最高圧力		P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均	
	Kg/cm ²	59	60		74	72		80	81		89	89			
		59	61		71	73		79	80		89	91			
		60	61	60	72	73	72	80	79	80	90	91	90		
	掃除空気	Kg/cm ²	0.12			0.33			0.61			1.00			
度	シリンド冷却水	Kg/cm ²	2.4			2.4			2.4			2.4			
	潤滑油	Kg/cm ²	3.0			3.1			3.2			3.2			
	排気ガス集合管	mm Aq	30			96			152			178			
	排気ガスシリンド出口		P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均	
	C	250	250		315	320		370	380		430	440			
		245	255		310	315		375	370		445	445			
		250	255	250	325	315	315	370	380	375	435	440	440		
		245	250		310	310		380	375		440	445			
度	掃除空気	C	10			15			19			23			
	シリンド冷却水	入口/出口	C	40/45			45/50			45/51			49/57		
	潤滑油	入口/出口	C	37/42			41/48			41/49			43/52		
過給機回転数		rpm	7,100			10,300			13,600			16,200			
燃料消費率		gr/BHP/h	181			170			167			171			



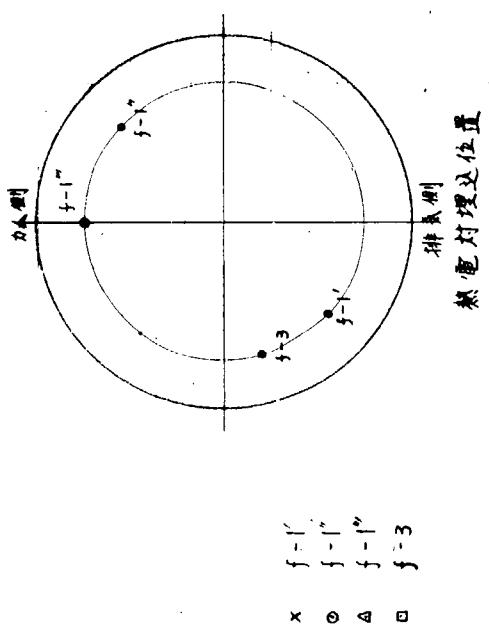
第2.1.3 8 図 A 過渡状態温度分布 (起動停止試験)

経過時間 (分)

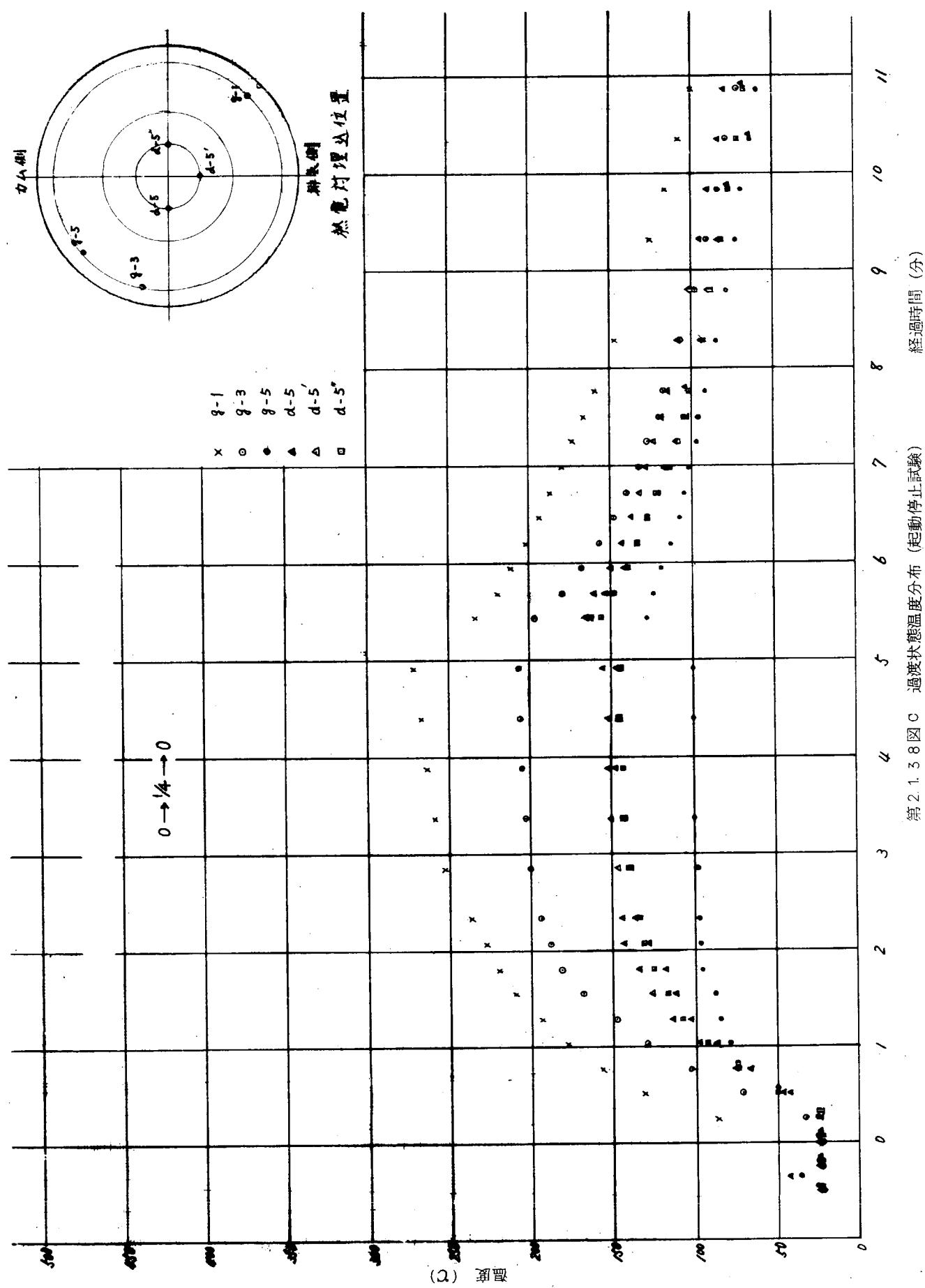


第2.1.3.8図B 過渡状態温度分布(起動停止試験)

経過時間 (分)

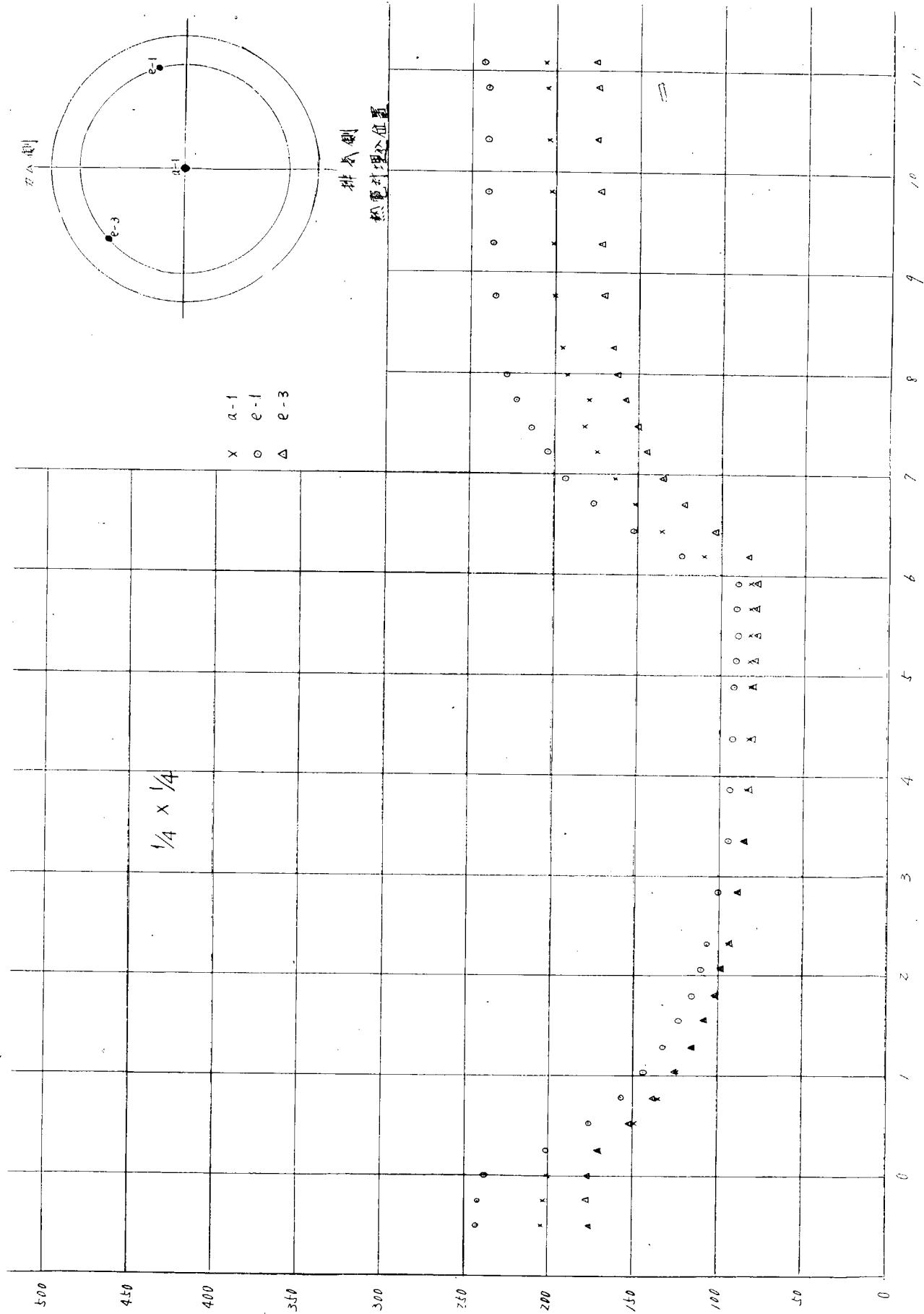


$0 \rightarrow 1/4 \rightarrow 0$



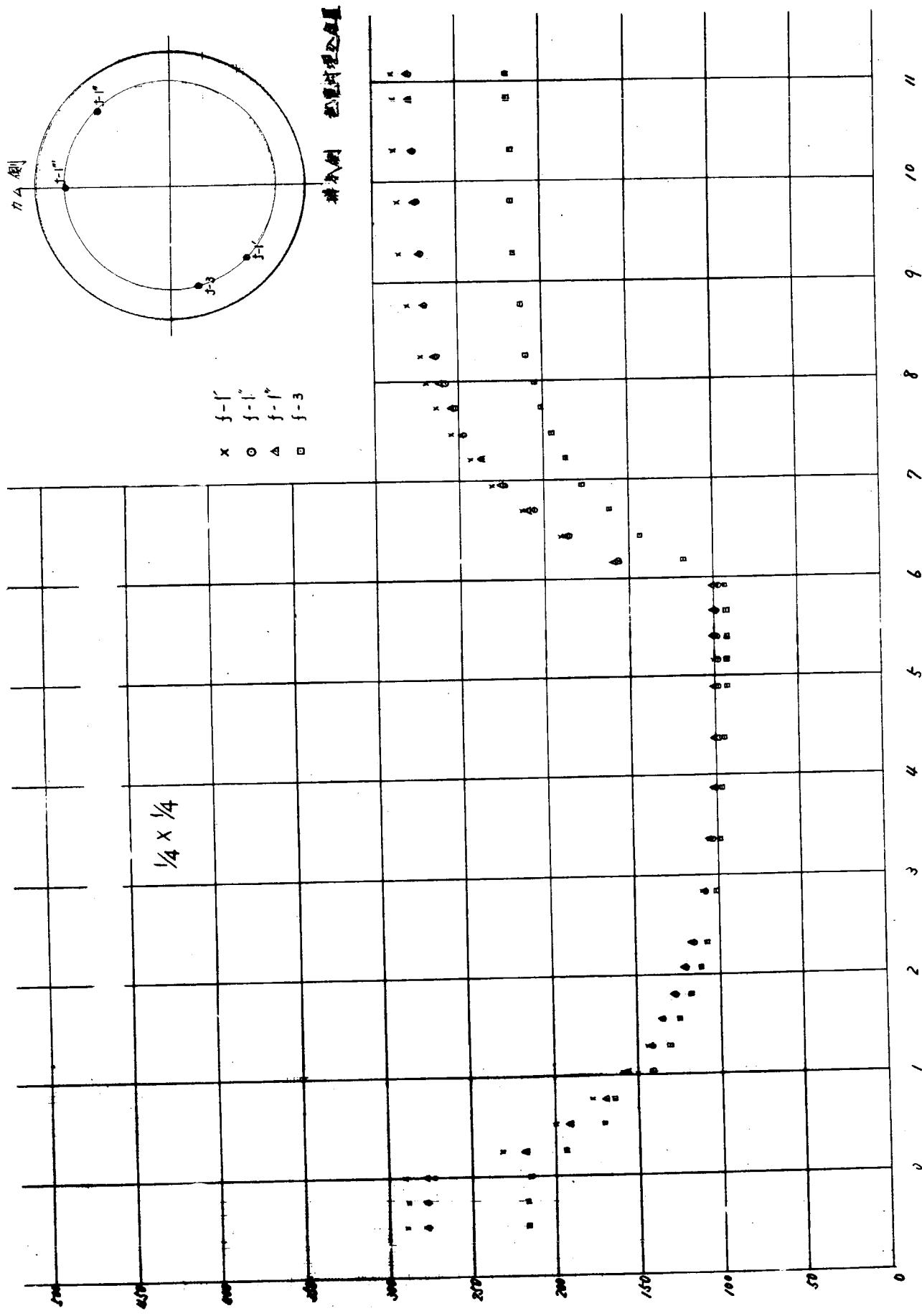
第2.1.3.8 図 C 過渡状態温度分布 (起動停止試験)

経過時間 (分)



第2.1.3.9圖 A 過渡狀態溫度分布 (燃料油停止試驗)

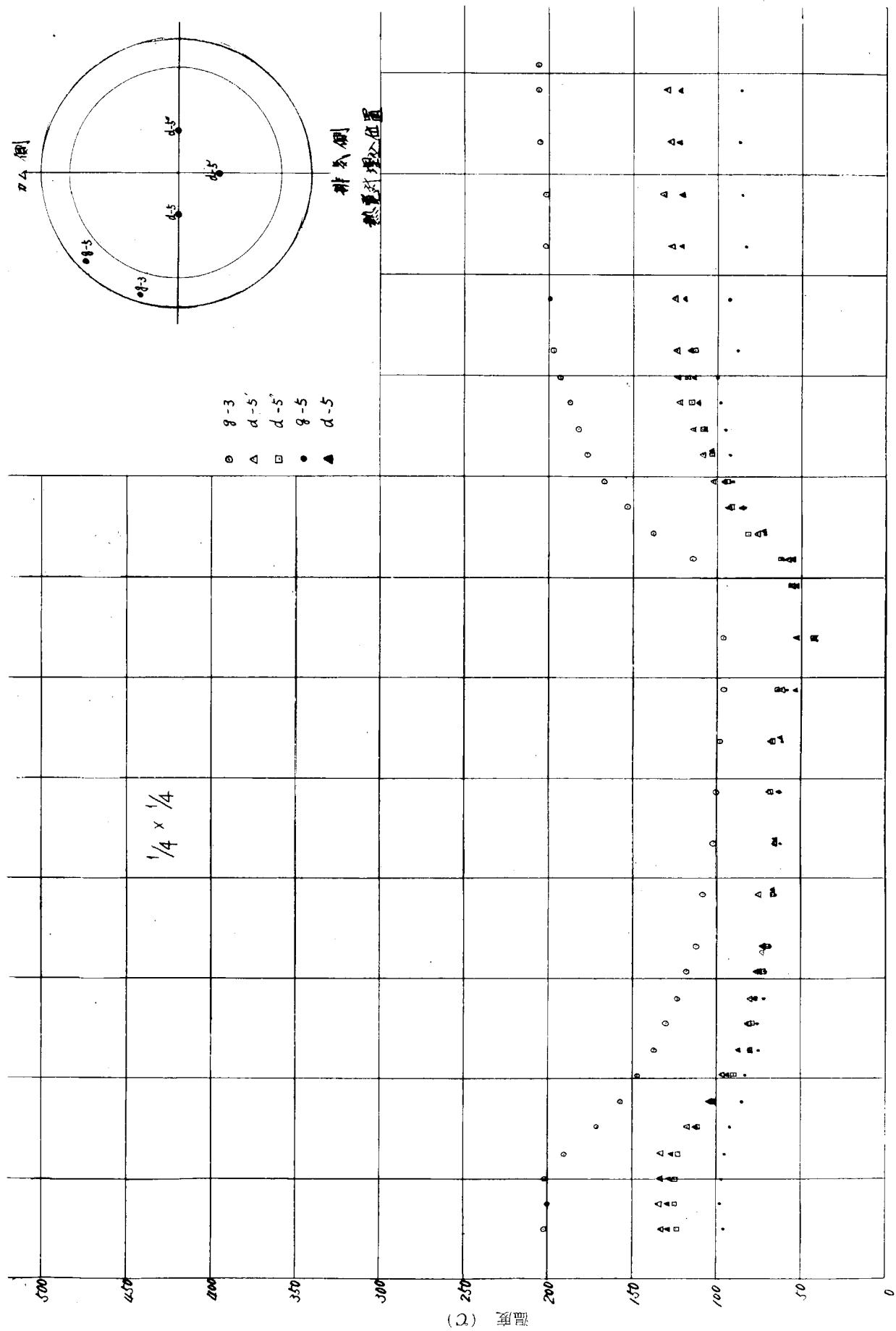
第2.1.39 図B 過渡状態温度分布(燃料油停止試験) 経過時間(分)

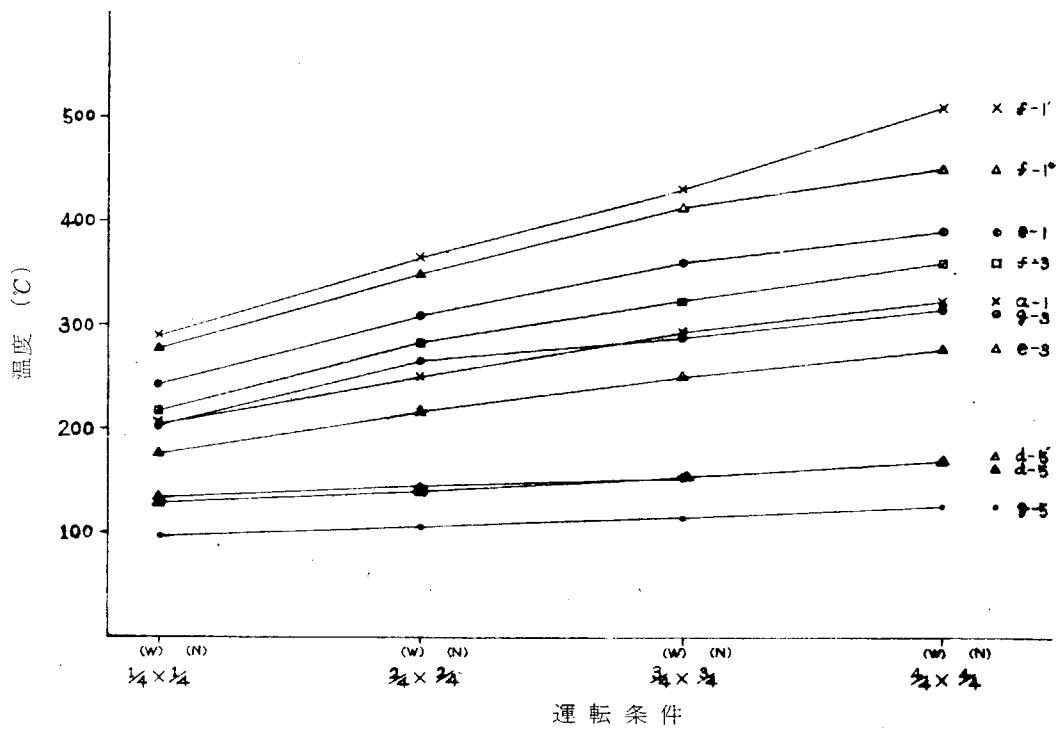


(2) 温度

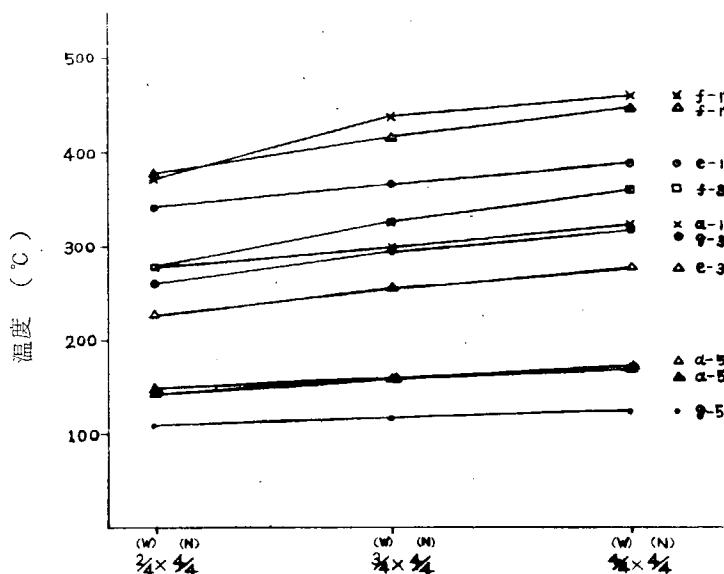
経過時間 (分)

第2.1.3.9図 C 過渡状態温度分布 (燃料油停止試験)

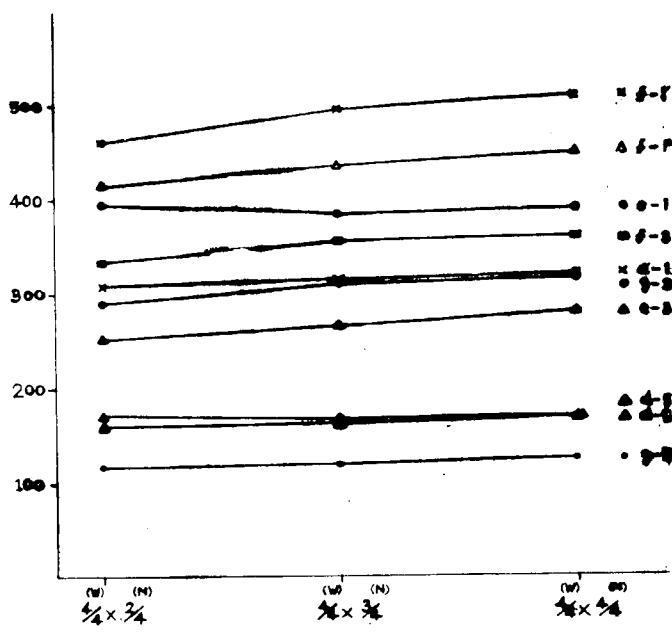




第2.1.4.0図 液体冷却式ピストンクラウン各部の温度変化(プロペラ法則)

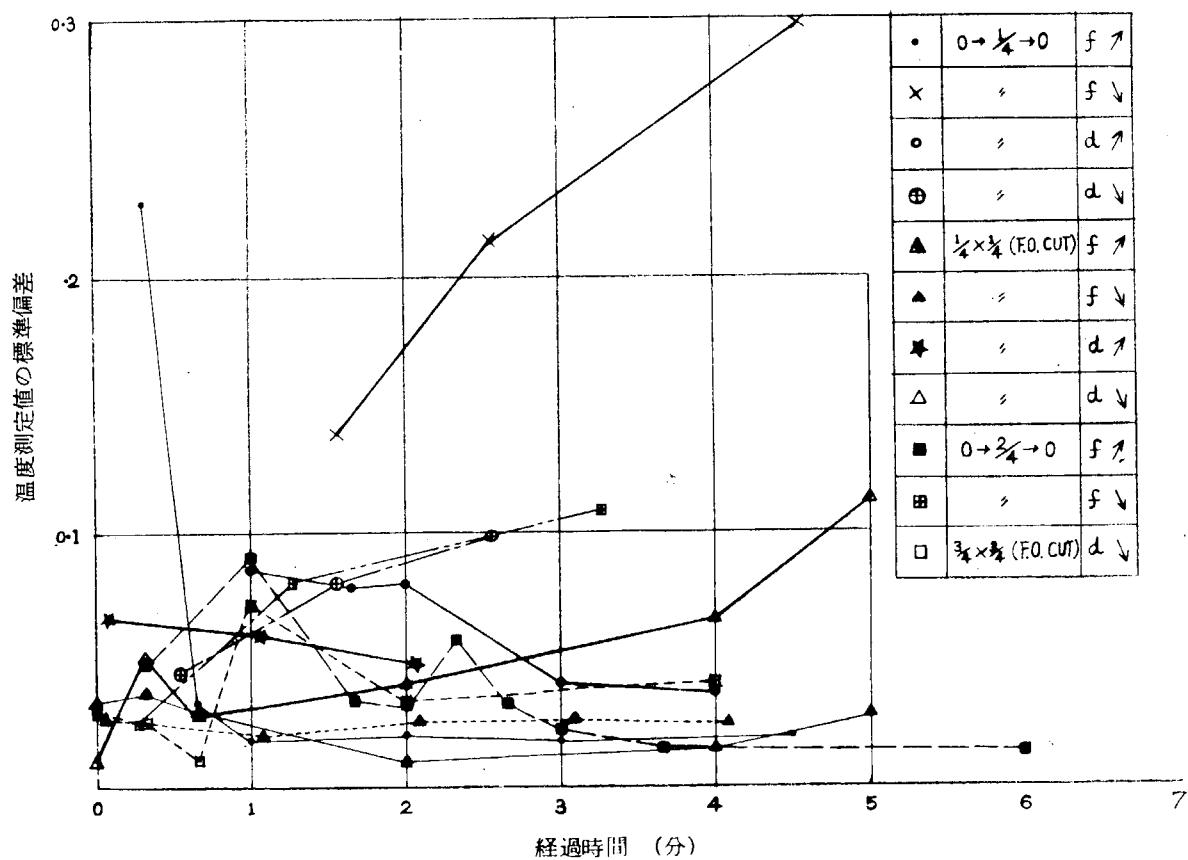


第2.1.4.1図 運転条件によるピストンクラウン各部の温度変化(回転数一定)

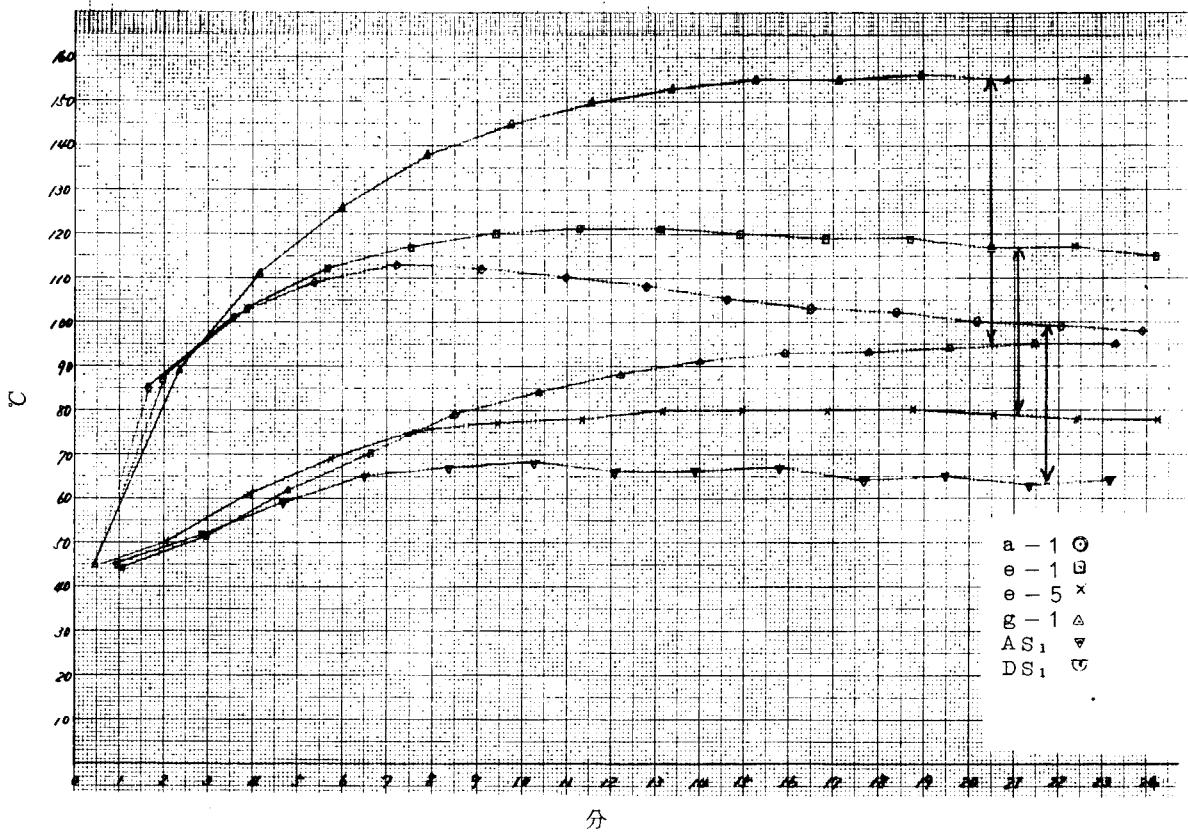


運転条件

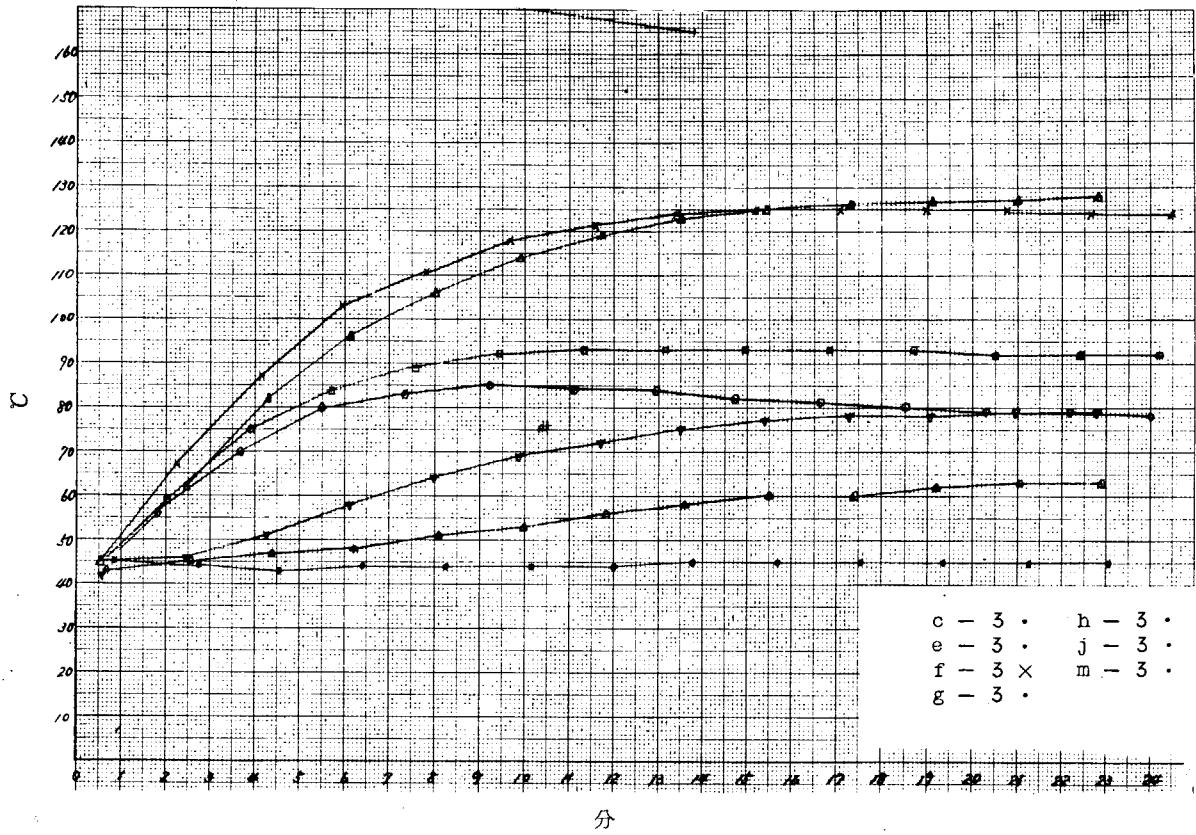
第2.1.4.2図 運転条件によるピストンクラウン各部の温度変化 (P_e 一定)



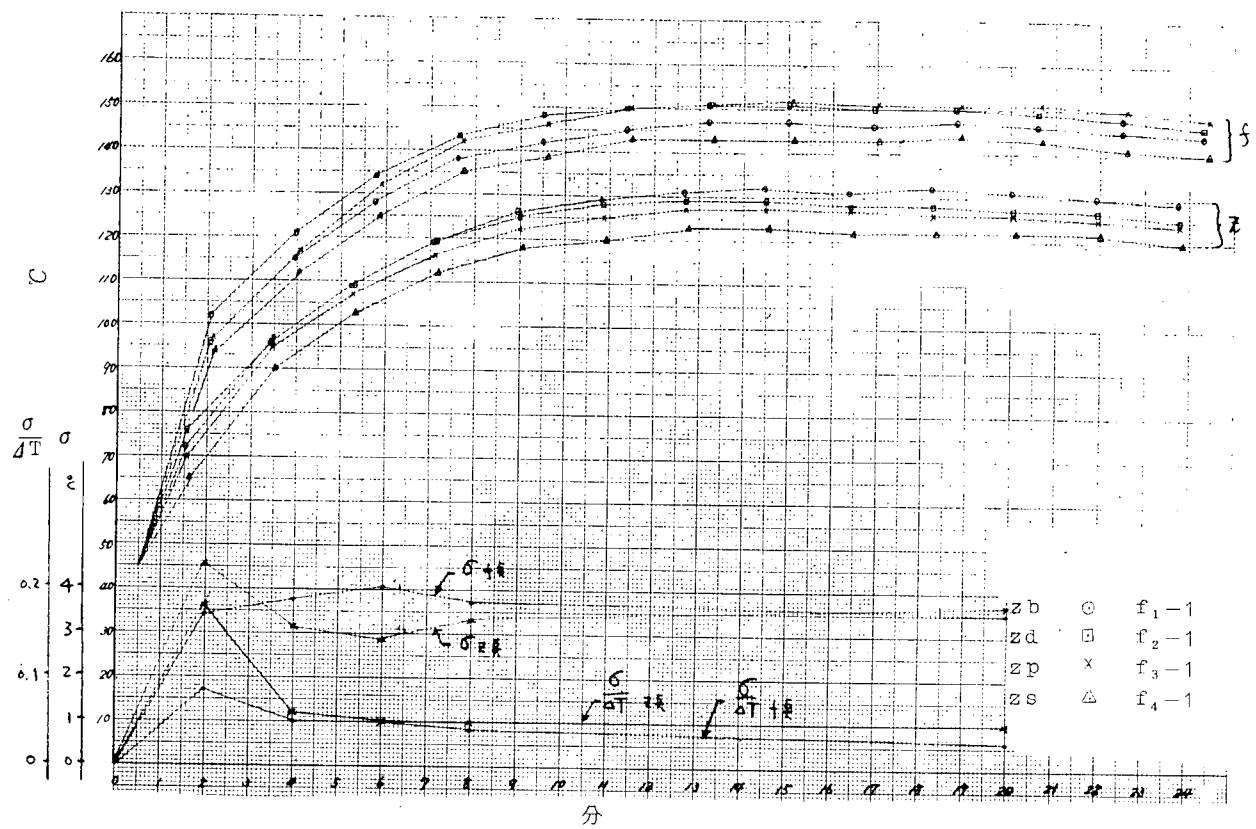
第2.1.4.3図 非対称性の検討



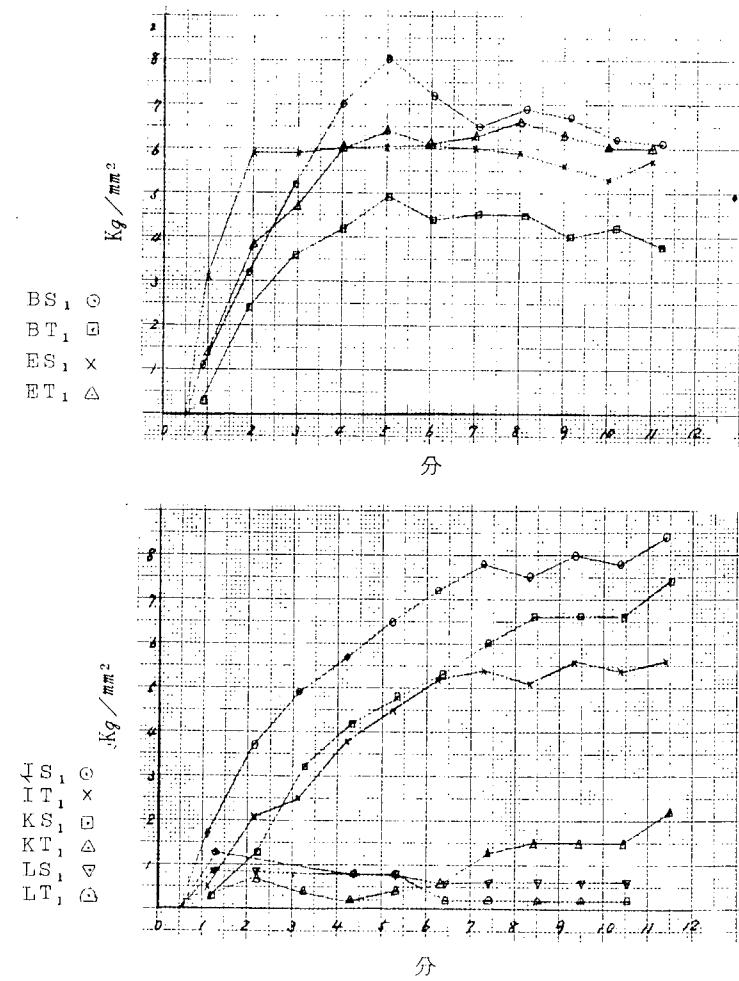
第 2.1.4 四 図



第 2.1.4 五 図



第 2.1.4.6 図



第 2.1.4.7 図

1.4.3 特殊プローブによる燃焼室壁非定常熱伝達実験について

(1) まえがき

内燃機関の燃焼室内における燃焼室壁と燃焼室内ガス間の非定常熱伝達の問題は、古くから数多くの研究がなされているにもかかわらず、いまだに設計上実用になる理論ならびに計算式は得られていない。それは、往復動機関の宿命として、壁に接するガスの状態が、物理的にも化学的にも時々刻々変化し、その瞬時値を定量的に知ることは不可能に近いからである。すなわち、通常用いられる熱伝達係数の定義式

$$\alpha_g = \frac{Q}{T_g - T_w}$$

Q ; 単位時間、単位面積当たりの瞬時流入熱量

T_g ; ガスの瞬時温度

T_w ; 壁の " "

において、 T_g および Q の計測はきわめて難かしく、特にガス温度 T_g の正確な計測は現在のところ、不可能とされている。

そこで、新しい非定常熱伝達係数の測定法としてガス温度および流入熱量の瞬時値を直接測定することなく、壁に熱絶縁して装着した熱容量既知の金属小片のガス温度変化に対する温度応答性を測定することにより、熱伝達係数を正確かつ簡単に求める方法を考えた。

すなわち、この金属小片のガス温度に対する温度応答性を決定する因子は、小片の熱容量 (m_c)、ガス側表面積 (S)、ガス側熱伝達係数 (α) および、ガス温度 (T_g) である。

したがつて、小片の熱容量とガス側表面積の比 (S/m_c) をパラメータとして変化させ、それぞれの小片についてガス温度 (T_g) に対する応答 (瞬時温度 T 、勾配 dT/dt) を測定すれば、連立方程式を解くことにより熱伝達係数を算定することができ、さらに、ガス温度を求めることができる。

これを実行するために、本年度はまず、プローブの開発に目標を置いて試作に着手し、実機で予備実験を重ねた結果、一応、完成させうる見通しを得た。

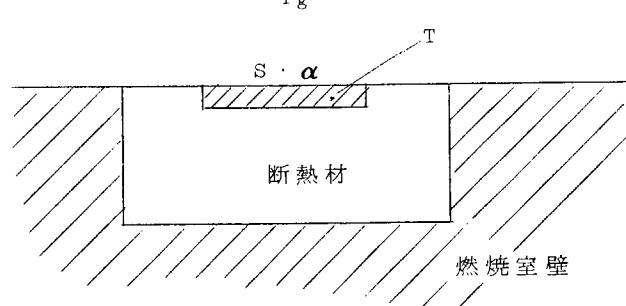
以下に測定原理、プローブの構造、製作法ならびに予備実験の結果について報告する。

(2) 測定原理

燃焼室壁上に、第2.1.4.8図に示すような壁と
熱絶縁して装着された金属小片を考える。

いま

$S [m^2]$; 小片のガス側表面積
$m_c [Kcal/C]$; " 热容量
$T [C]$; " 瞬時温度
$T_g [C]$; 瞬時ガス温度



とすれば、 Δt 時間にガスから小片に流入する熱量
は

$$\Delta Q = \{ \alpha_c (T_g - T) + \alpha_r (T_g^4 - T^4) \} S \Delta t \quad \text{(2.1.4.2)}$$

である（ただし、断熱効果が理想的な場合）。ここで

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_c; \text{ 対流による熱伝達係数 } [Kcal/m \cdot h \cdot C] \\ \alpha_r; \text{ ふく射による熱伝達係数 } [Kcal/m \cdot h \cdot C^4] \end{array} \right.$$

すなわち、(2.1.4.2)式の第1項は、対流によつて流入する熱量であり、第2項はふく射によるものである。通常、内燃機関では、ガスと壁の温度差のみに比例するように熱伝達係数を決めているのに対して、ここで対流とふく射の2項に分けた理由は、小片を壁から熱絶縁していることにより、小片の温度が壁の温度とはかなりかけ離れたも

のとなつて、ふく射による熱伝達の量が、実際の壁と差を生じるであろうと考えたからである。

次に (2.1.4.2) 式で表わされる熱量 ΔQ が流入したことにより、小片の温度が ΔT 上昇したとすれば

$$\Delta Q = m c \Delta T \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.4.3)$$

が成立する（ただし、小片内では温度は均一に変化すると仮定している）。

(2.1.4.2), (2.1.4.3) 式より

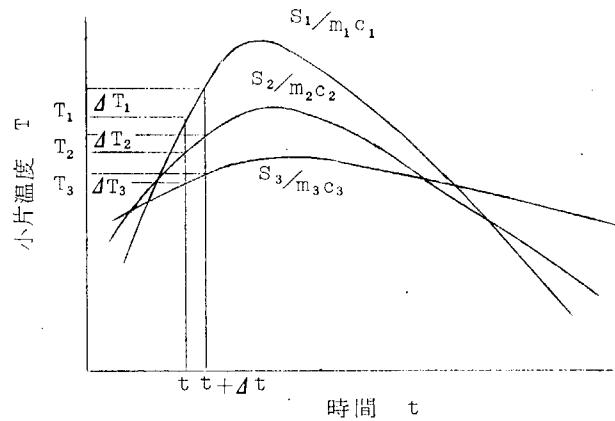
$$\frac{m c}{S} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t} = \alpha_c (T_g - T) + \alpha_r (T_g^4 - T^4) \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.4.4)$$

なる関係式をうる。

ここで $m c / S$ は設定量で既知量、小片の温度勾配 $\Delta T / \Delta t$ および瞬時温度 T は測定量、したがつて、未知数は対流、ふく射の熱伝達係数 α_c , α_r および瞬時ガス温度 T_g である。

したがつて、 S/m_c をパラメータとして適当に 3 通り変化させそれぞれに対する温度応答 ($\Delta T / \Delta t$, T) を実測すれば、(2.1.4.4) 式に対して 3 通りの関係式が得られるので、これを連立させることによつて、

熱伝達係数 α_c , α_r , およびガス温度 T_g を算出することができる。



第 2.1.4.9 図

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{m_1 c_1}{S_1} \cdot \frac{\Delta T_1}{\Delta t} = \alpha_c (T_g - T_1) + \alpha_r (T_g^4 - T_1^4) \\ \frac{m_2 c_2}{S_2} \cdot \frac{\Delta T_2}{\Delta t} = \alpha_c (T_g - T_2) + \alpha_r (T_g^4 - T_2^4) \\ \frac{m_3 c_3}{S_3} \cdot \frac{\Delta T_3}{\Delta t} = \alpha_c (T_g - T_3) + \alpha_r (T_g^4 - T_3^4) \end{array} \right. \dots \dots \dots \quad (2.1.4.4-1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{m_1 c_1}{S_1} \cdot B \frac{\Delta T_1}{\Delta t} = \frac{m_2 c_2}{S_2} (A' + B') \frac{\Delta T_2}{\Delta t} \\ \frac{m_2 c_2}{S_2} \cdot A \frac{\Delta T_2}{\Delta t} = \frac{m_3 c_3}{S_3} (A + B) \frac{\Delta T_3}{\Delta t} \end{array} \right. \dots \dots \dots \quad (2.1.4.4-2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{m_1 c_1}{S_1} \cdot B' \frac{\Delta T_1}{\Delta t} = \frac{m_3 c_3}{S_3} A' \frac{\Delta T_3}{\Delta t} \end{array} \right. \dots \dots \dots \quad (2.1.4.4-3)$$

以上 3 式より

$$\alpha_c = \frac{1}{AB' - A'B} \left\{ \frac{m_1 c_1}{S_1} B \frac{\Delta T_1}{\Delta t} - \frac{m_2 c_2}{S_2} (A' + B') \frac{\Delta T_2}{\Delta t} + \frac{m_3 c_3}{S_3} A' \frac{\Delta T_3}{\Delta t} \right\} \dots \dots \dots \quad (2.1.4.5-1)$$

$$\alpha_r = \frac{1}{A'B - AB'} \left\{ \frac{m_1 c_1}{S_1} B \frac{\Delta T_1}{\Delta t} - \frac{m_2 c_2}{S_2} (A + B) \frac{\Delta T_2}{\Delta t} + \frac{m_3 c_3}{S_3} A \frac{\Delta T_3}{\Delta t} \right\} \dots \dots \dots \quad (2.1.4.5-2)$$

ただし

$$\left\{ \begin{array}{l} A = T_2 - T_1, \quad A' = T_2^4 - T_1^4 \\ B = T_3 - T_2, \quad B' = T_3^4 - T_2^4 \end{array} \right\} \dots \dots \dots \quad (2.1.4.5-3)$$

また、(2.1.4.5-1), (2.1.4.5-2) 式から求めた α_c , α_r を用いてガス温度 T_g は

$$\alpha_r T_g^4 + \alpha_c T_g - (\alpha_c T_1 + \alpha_r T_1^4 + \frac{m_1 c_1}{S_1} \frac{\Delta T_1}{\Delta t}) = 0 \dots \dots \dots \quad (2.1.4.6)$$

から算出できる。

以上の計算を各クランク角度について行なえば、クランク角度に対する瞬時の熱伝達係数 α_c , α_r およびガス温度 T_g が求まる。

(3) プローブの構造ならびに製作法

(a) 検出片の S/m_c の決定

検出片の S/m_c をどの程度に決めればよいかを以下に検討する。そのために考慮しなければならない点は、

- i) ガス温度の変動に十分応答すること。すなわち、波形解析をするのに十分な温度振巾が得られること。
- ii) 検出片内で、温度分布は均一とみなせること。
- iii) S/m_c 設定の精度が十分高いこと。

iv) 热的、機械的強度がエンジン

の運転に耐えるものであり、かつ

製作可能なものであること。

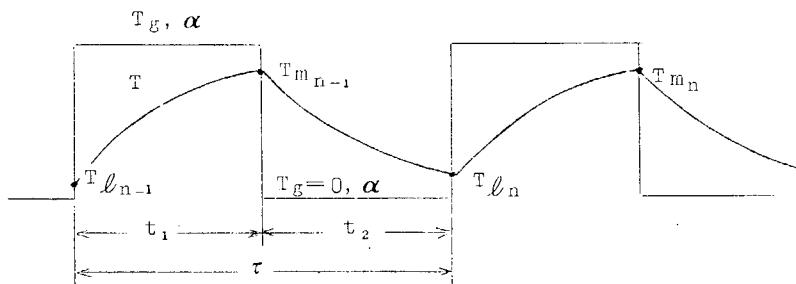
の以上 4 点である。

1) S/m_c の値と温度応答性

S/m_c と温度応答性の関係を

握るために、燃焼室の状態を

単純化して第 2.1.5.0 図に示すよ



第 2.1.5.0 図

うな繰返し加熱を考える。

いま、 $t_1 = t_2$, $\tau = t_1 + t_2$ (エンジン 1 周期) とする。

すなわち、半周期加熱、後の半周期放熱である。

n 回加熱、放熱を繰返した後の検出片の温度は

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{m_n} = T_{\ell_n} + (T_g - T_{\ell_n}) (1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t}) \\ T_{\ell_n} = T_{m_{n-1}} e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t} \end{array} \right. \quad \dots \quad (2.1.4.7-1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{m_n} = T_{\ell_n} + (T_g - T_{\ell_n}) (1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_1}) \\ T_{\ell_n} = T_{m_{n-1}} e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_1} \end{array} \right. \quad \dots \quad (2.1.4.7-2)$$

で表わされる。

(2.1.4.7-1), (2.1.4.7-2) 式より

$$\begin{aligned} T_{m_n} &= T_g (1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_1}) + T_{m_{n-1}} e^{-\frac{S}{m_c} \alpha \tau} \\ &= T_g (1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_1}) \sum_n e^{-n \frac{S}{m_c} \alpha \tau} \\ &= T_g (1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_1}) \frac{1 - e^{-n \frac{S}{m_c} \alpha \tau}}{1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha \tau}} \quad \dots \quad (2.1.4.7-3) \end{aligned}$$

したがつて、無限回加熱、放熱を繰返すと、検出片の温度は

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{m_\infty} = T_g (1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_1}) \frac{1}{1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha \tau}} \\ T_{\ell_\infty} = T_{m_\infty} e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_2} \end{array} \right. \quad \dots \quad (2.1.4.8-1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{m_\infty} = T_g (1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_1}) \frac{1}{1 - e^{-\frac{S}{m_c} \alpha \tau}} \\ T_{\ell_\infty} = T_{m_\infty} e^{-\frac{S}{m_c} \alpha t_2} \end{array} \right. \quad \dots \quad (2.1.4.8-2)$$

となり、1 周期間の検出片の温度応答は

$$(加熱) : \frac{T}{T_g} = (1 - e^{-\frac{S}{mc} \alpha t}) + \frac{T_{\infty}}{T_g} e^{-\frac{S}{mc} \alpha t} \quad \dots \quad (2.1.49-1)$$

$$(放熱) : \frac{T}{T_g} = \frac{T_{\infty}}{T_g} e^{-\frac{S}{mc} \alpha t} \quad \dots \quad (2.1.49-2)$$

で表わされる。

この関係を S/mc をパラメータとして第 2.1.51 図に示す。このグラフから明らかのように、 $S/mc = 100$ の場合、検出片の温度は最高 $0.8 T_g$ 、最低 $0.2 T_g$ となり、 $0.6 T_g$ の温度振巾をうる。したがつて、 S/mc の値としては $50 \sim 100$ [$\frac{m^3 C}{Kcal}$] を取れば温度振巾は十分であることがわかる。

検出片の形状が薄い平板の場合には、

$$\frac{S}{mc} = \frac{1}{L \gamma C} \quad \dots \quad (2.1.50)$$

γ ; 検出片の比重 [kg/m³]

L ; " 膜厚 [m]

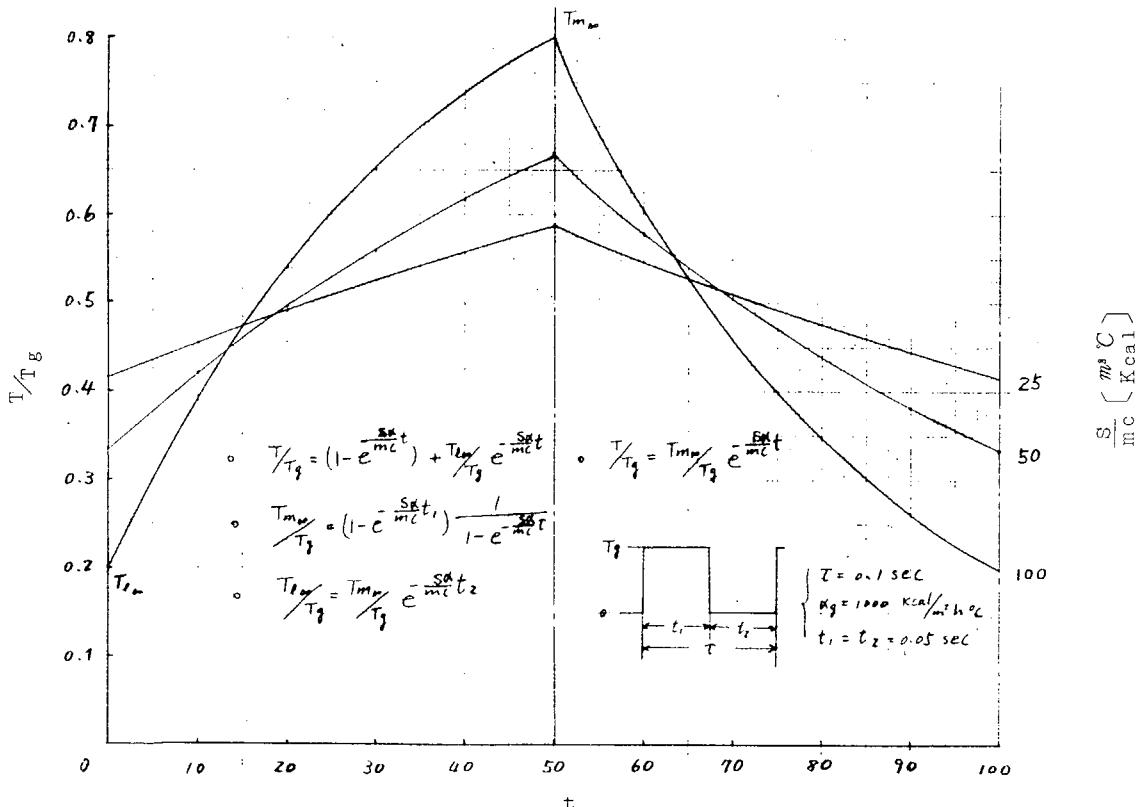
であるから、材質を決めれば、ガス温度に対する応答は、膜厚 L のみで決まる。

$$\begin{aligned} \text{いま } \frac{S}{mc} &= 100 \\ \text{材質:白金 } \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 21,400 \\ c = 0.0316 \end{array} \right. \end{aligned}$$

とすれば、

$$L = \frac{1}{100 \times 21,400 \times 0.0316}$$

$$= 1.5 \mu$$



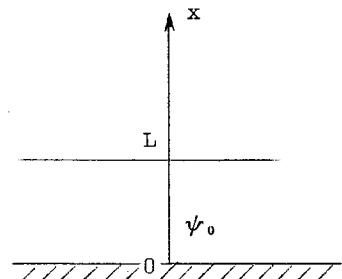
第 2.1.51 図

したがつて、ガス温度に対する応答性だけから検討すれば検出片の膜厚は10～20μの薄膜にすれば十分な温度振幅が得られる。

2) 検出片内の温度分布

(2)項で述べたとおり、(2.1.4.4)式が成立するのは、検出片が均一な温度分布を保ちながら温度変化する場合である。したがつて、この仮定が、上に温度応答性から求めた検出片の膜厚10～20μに対して成立するかどうかを検討する必要がある。そのために、右図に示したような片面($x = 0$)が断熱されている半無限板を考える。

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{初期温度分布 } \psi_0 = \text{const} \\ x = 0 ; \text{ 断熱} \\ x = L ; \text{ 外界(zero temp) と熱伝達 (h)} \end{array} \right.$$



として、 $t = 0$ で $x = L$ (外界) の温度を0°Cにしたとき

$t = t$ における平板内任意の点 (x 方向) の温度は次式で与えられる。

$$\theta = 2 \psi_0 h \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-a P_n^2 t}}{[(h^2 + P_n^2) L + h]} \cos P_n x \quad (2.1.5.1)$$

ここで

$$\left\{ \begin{array}{l} h = \frac{\alpha}{\lambda} \left[\frac{1}{m} \right] \rightarrow \frac{800}{40} = 20 \\ a = \frac{\lambda}{c \gamma} \left[m^2/h \right] \rightarrow 460 \text{ cm}^2/\text{h} \\ P_n ; P \tan PL = h \text{ の根} \end{array} \right.$$

$\delta_n = P_n L$ とすると、

$$\frac{\theta}{\psi_0} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\delta_n^2 \cdot a \cdot t/L^2} \cos \delta_n \frac{x}{L}}{\left[hL + \frac{\delta_n^2}{hL} + 1 \right] \cos \delta_n}$$

$L = 50 \mu$ の場合

$$hL = 20 \times 50 \times 10^{-6} = 10^{-3}$$

$$\delta_1 = 0.0316, \quad \delta_2 = 3.1419, \dots$$

したがつて (第1項) \gg (第2項) である。

$$A = \frac{2 \cos \delta_n \frac{x}{L}}{\left[hL + \frac{\delta_n^2}{hL} + 1 \right] \cos \delta_n}$$

とおけば、

$$\frac{\theta_{x=L}}{\theta_{x=0}} = \frac{A_{x=L}}{A_{x=0}} = 0.9994$$

したがつて、板厚が50μ程度では、平板内の温度分布はほぼ均一である。

(b) プローブの構造

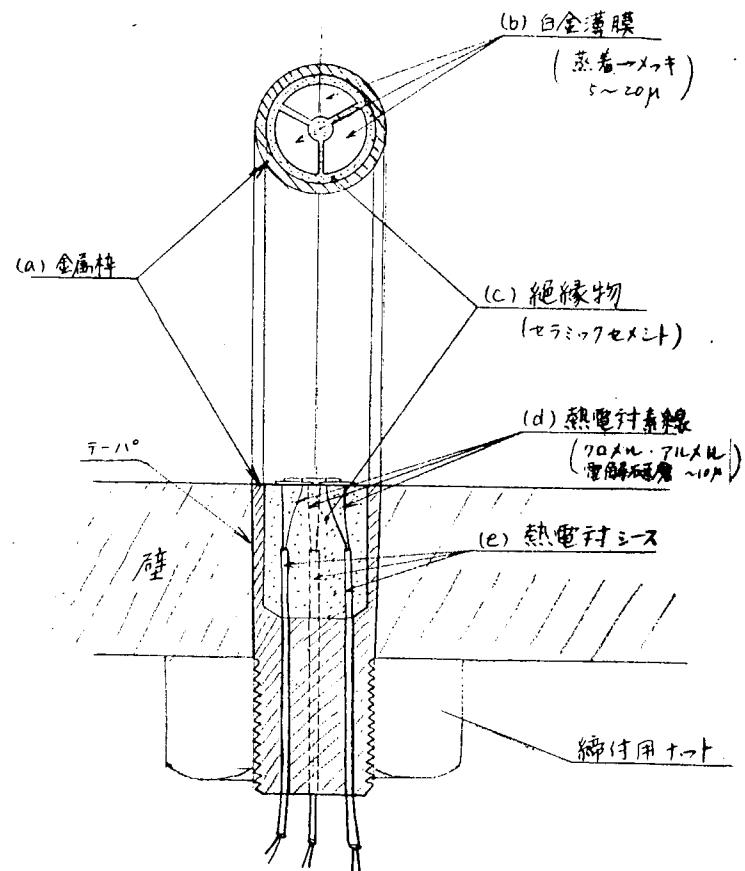
上に検討した膜厚の検出片を熱絶縁して燃焼室壁に取り付けられるように、次の点を考慮してプローブの構造を決めた。試作プローブの構造を第2.1.5.2図に示す。

i) 三つの検出片 (膜厚を3通り変えたもの) をできるだけ近接させて配置する。

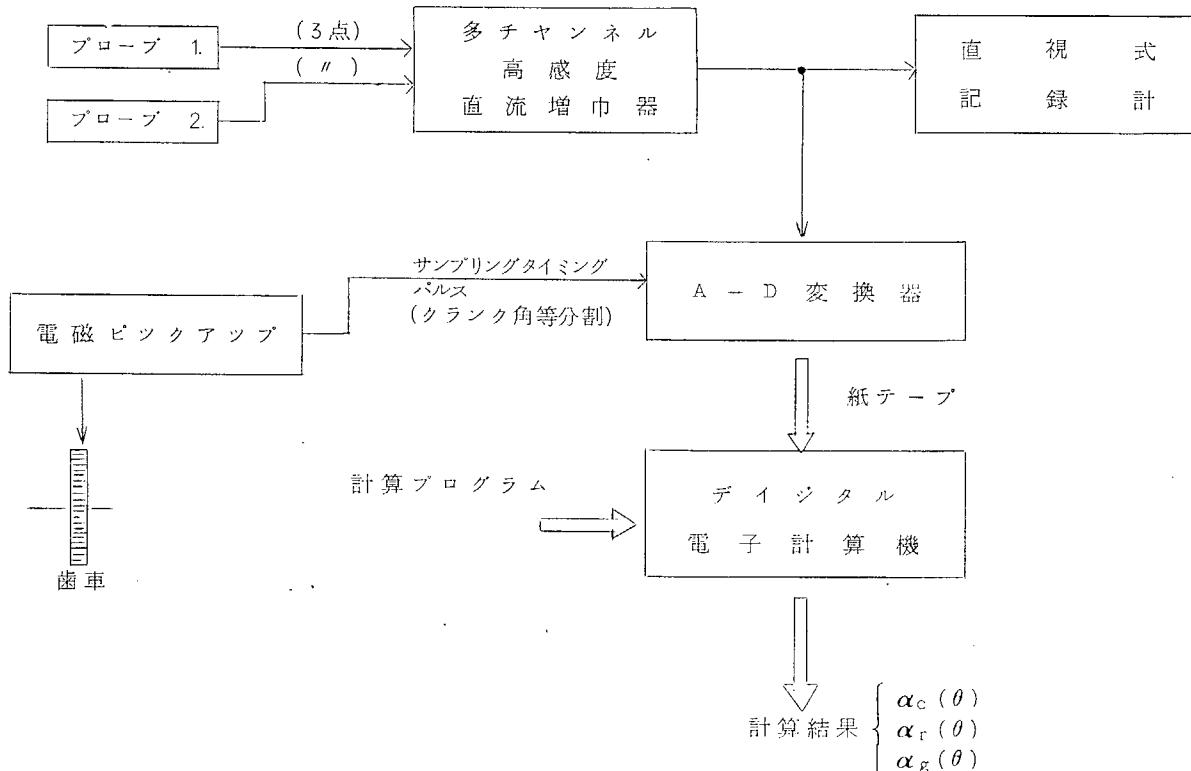
- ii) 検出片の温度応答は、熱電対で検出する。したがつて1個のプローブに3対の熱電対を埋め込む。
- iii) 絶縁物としては、絶縁効果がよく、熱的強度があり、かつ、常温で成形ができ、比較的低温で焼成できるものを選ぶ。
- iv) 燃焼室壁に容易に取り付けられる構造にする。
- v) 热電対素線は、熱伝導を防ぐためにできるだけ細線を用いる。

(4) 計測方法

以上に述べた方法で製作したプローブを燃焼室壁上各所に取り付け、燃焼室内での種々の条件下における熱伝達の機構を調査するわけであるが、プローブの出力信号（検出片の温度変化）を検出してから熱伝達係数を算出するまでの要領をプロック図にして第2.1.5.3図に示す。



第2.1.5.2図 プローブ構造



第2.1.5.3図

(5) 予備実験

(3)項で述べたプローブの構造ならびに製作法が適当なものであるかどうかを確認する目的で、試作プローブを実機ピストンクラウンに取り付け、ガス温度に対する応答性ならびに耐久性を調査した。

その結果、温度応答性はきわめて良好で、十分な温度振巾が得られ、初期の目的を達したが、耐久性の点で白金薄膜がセラミックからはく離するという問題を生じ、セラミックと白金薄膜の接着をいかに改良するかという問題を今後に残した。

(a) 実験方法

試作プローブを第2.1.5.4、5.5図に示す。

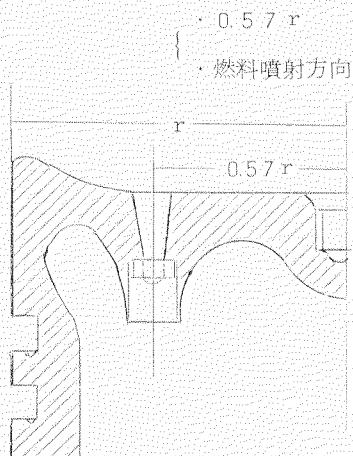
また、ピストンクラウンに装着した状態を第2.1.5.6図に示す。プローブからの熱電対引き出し線は、リンクを用いて静止点に引き出した。熱電対の出力信号は高感度直流増巾器で増巾（100～200倍）して、直視式記録計に input し、温度波形を記録する。同時にシリンドラ内圧力およびクランク角マーカを記録する。

計測項目：

- ① プローブ温度 3点
- ② シリンダ内圧力 1
- ③ クランク角マーカ 1

供試機関；82.8 V 3 B U - 38 V

プローブ取付位置；ピストンクラウン支持部

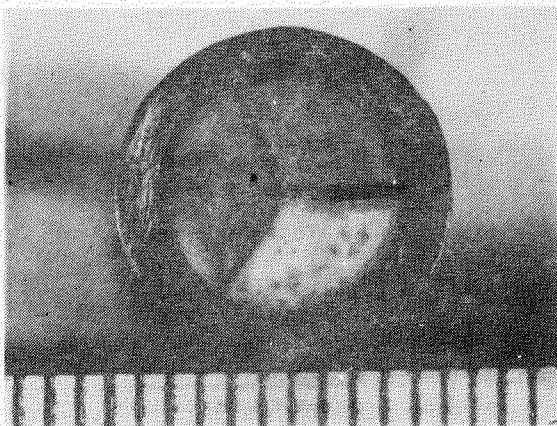


運転条件：

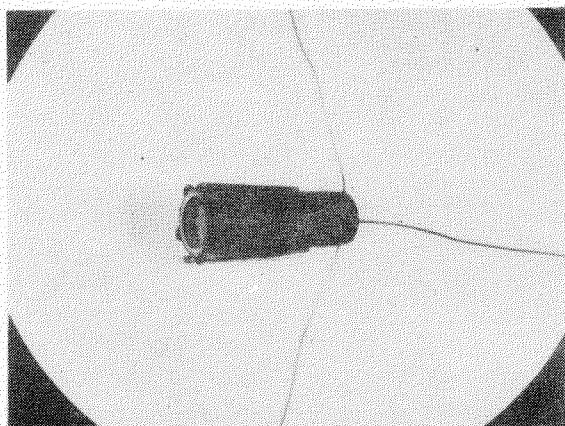
- i) Air running
- ii) Fuel cut (Motorizing)
- iii) Fuel in (Trangent) プローブ
- iv) 無負荷運転
- v) 負荷運転

使用測定器：

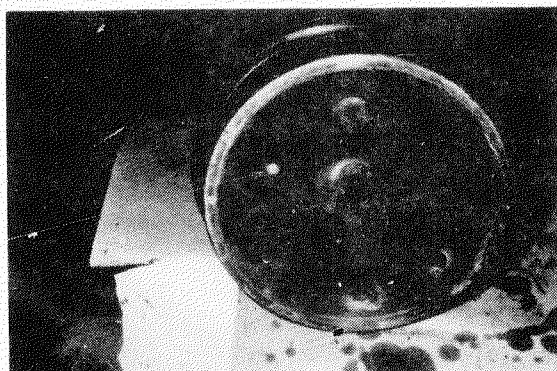
- i) 直流増巾器；Honeywell Model A20B
- ii) 圧力 P.U. ; Shinkoh MP/100



第2.1.5.4図 試作プローブ



第2.1.5.5図 試作プローブ



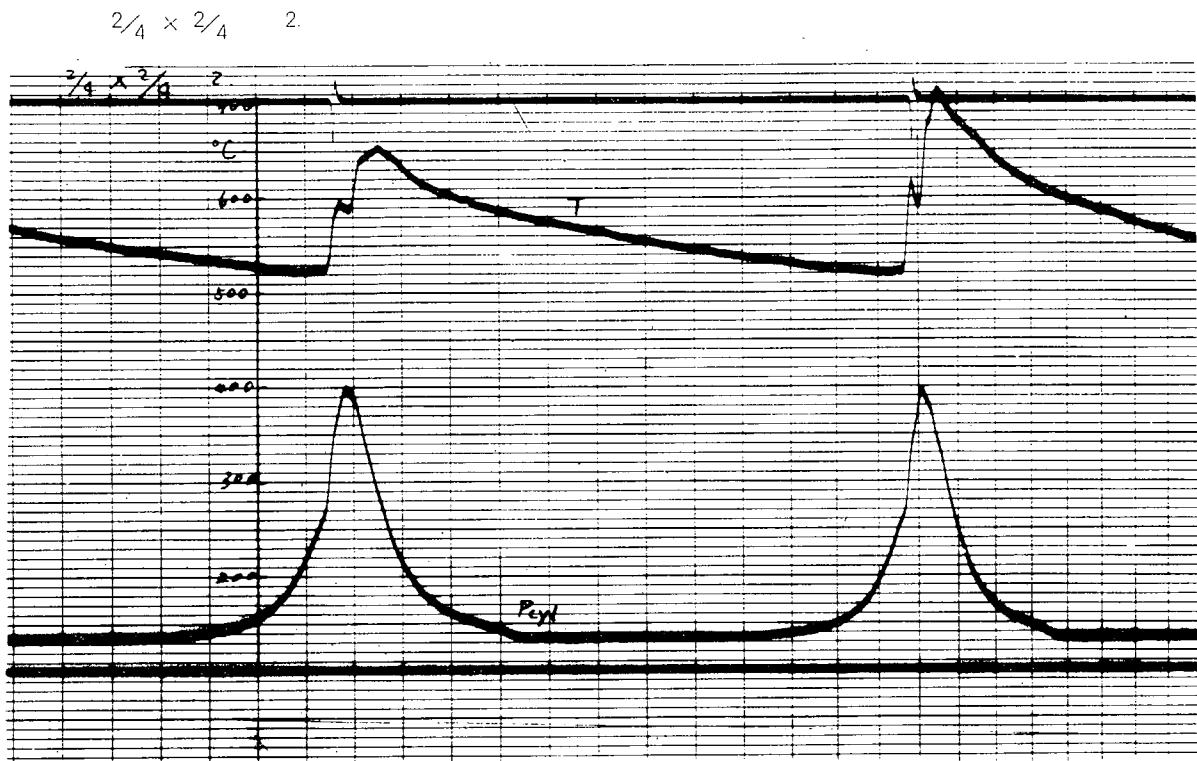
第2.1.5.6図

iii) 動 量 計; Kyowa DPM-8 CT

iv) 記 録 計; Sanei Visigraph

(b) 実験結果および検討

各運転条件に対する実験結果(記録波形)の一例を第2.1.5.7図に示す。



第2.1.5.7図

温度応答性:

記録波形からわかるように、燃料がはいつた状態では100~200°Cの温度振巾が得られており、ガス温度に対する応答は、きわめて良好であるといえる。この程度の振巾が得られれば、波形解析の精度上問題はない。燃料がはいつた状態と、そうでない Air running および Fuel cut (Motoring) の状態とでは、検出片の応答(レベル、振巾)は極端に異なり、熱伝達の機構の違いを物語つている。

また、燃料がはいつた状態では、シリンダ内圧力にはたいしたバラツキはないのにもかかわらず、温度振巾はサイクルごとに大きく変動する。これは、プローブを装着した位置が、ちょうど噴霧の衝突する範囲にはいつており、火炎の状態が局部的にサイクルごとにかなり変動しているであろうことが推察される。このような点を明らかにするためにも、プローブの完成が急がれる。各運転条件に対する温度レベル、振巾は次のとおり。

第2.1.8表

運転条件	N	W	P _{max}	温 度 振 巾 °C		
	R.P.M	Kg	Kg/cm ²	レベル	最高値	振巾
① Air running	68	0	2.4	27	40	13
② Fuel cut	250	0	3.4	55	73	18
③ Fuel in	290	0	6.4	~330	~460	~130
④ No load	300	0	6.2	~340	~500	~160
⑤ No load	520	0	6.0	~420	~570	~150
⑥ 2/4 × 2/4	520	5.47	7.5	~520	~700	~180

耐久性：

今回、予備実験を行なつた試作プローブは、白金薄膜とセラミックの接着部に問題があつて、検出片3個のうち2個がAir runningの初期ではなく離し、結局、検出片1個についてのみ温度応答の測定ができた。

したがつて、結果に挙げた記録波形には、温度波形が1現象しか記録されていなかつた。

なお、残つた1個の検出片も $2/4 \times 2/4$ 負荷運転の途中ではなく離を起したので、結果として、白金薄膜とセラミックの接着をいかにすべきか、という問題を今後に残すと同時に、今回は、熱伝達係数およびガス温度 T_g を算出するまでに至らなかつた。

なにゆえ、白金薄膜が簡単ではなく離を起したかという理由の一つに、白金膜の製作法が考えられる。それは、白金膜を要求される厚みまでセラミック上に成形させる場合、今回の試作プローブで採用した方法は、まず、セラミック上に真空蒸着法によつて薄い(1μ)白地の下地を作り、その上に白金メッキ法により適当な厚みを加える方法であるが、このメッキ処理の際にメッキ液がセラミック内に浸透して、白金膜とセラミックの境界部において接着力を弱くする作用を及ぼしたのではないかと考えられるからである。

(6) 結 言

試作したプローブは、温度応答性については期待どおりの結果を得たが、耐久性については白金薄膜とセラミックの接着部がなく離するという問題を生じ、白金の接着法の改良が今後の問題として残された。このため今回の予備テストでは、熱伝達係数を求めて本測定法の問題点を検討するまでに至らなかつたのは残念である。

今後、検討すべき問題点は、白金薄膜とセラミック間の熱伝達の影響はどの程度のものか、同じく、熱電対素線への熱伝導による影響はどの程度のものか、これ等の影響を補正するにはどうすればよいか、また、これ等の影響を補正する意味も込めて、 $S/m\cdot\text{c}$ を検定する方法はないか、ガス温度 T_g のとり入れ方(2項(2.1.4.2)式)に間違いはないか、等であるが、まずは、プローブの耐久性向上をいかにするかが最大の問題であり、この問題を解決して、プローブを完成さすことが先決である。

第2節 ピストンクラウン熱ひずみ計測法の確立に関する研究

2.1 急勾配を有する温度場における測定精度の検討

2.1.1 実験目的

高温用ひずみゲージの温度特性は一般に直線でないので、ゲージ長の間で温度勾配のあるピストンクラウンすみ部のような温度場では測定精度に影響を及ぼすことが考えられる。昨年度の研究結果では過渡的状態でのピストンクラウンすみ部は $1/4$ インチのゲージ長でも相当大きな温度差があることがわかつたので、その測定誤差について、温度勾配の大きさをかえて検討し、高温用ひずみゲージによる熱ひずみ測定法の信頼性を確認する必要がある。

このため本実験において、後述する方法で板状試験片に温度勾配を変えた場合の計測精度試験を行なつた。

2.1.2 実験装置および方法

① 高温ひずみゲージの温度変動による零点移動量の測定

(a) 実験装置

電気炉 2 K-W 電熱式恒温槽

(300°Cまで使用可能)

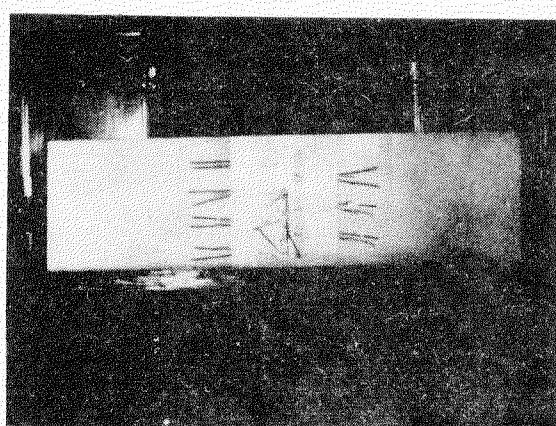
試験片 Cr-Mo鋼(ピストン材と同じ鋼種)

(第2.2.1図参照)

厚さ 5mm

巾 105mm

長さ 330mm



第2.2.1図 使用試験片

供試ひずみゲージおよび接着方法

ゲージ B L H 社製 HT-812-4 B-S 6

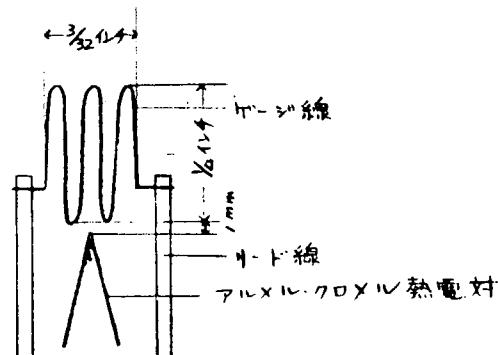
ゲージ長 $\frac{1}{4}$ インチ

ゲージ抵抗 $120 \pm 1 \Omega$

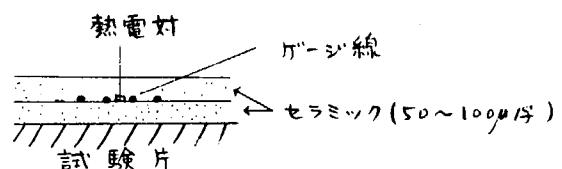
ゲージ率 $1.86 \pm 1\%$

LoT. No. 81866^B

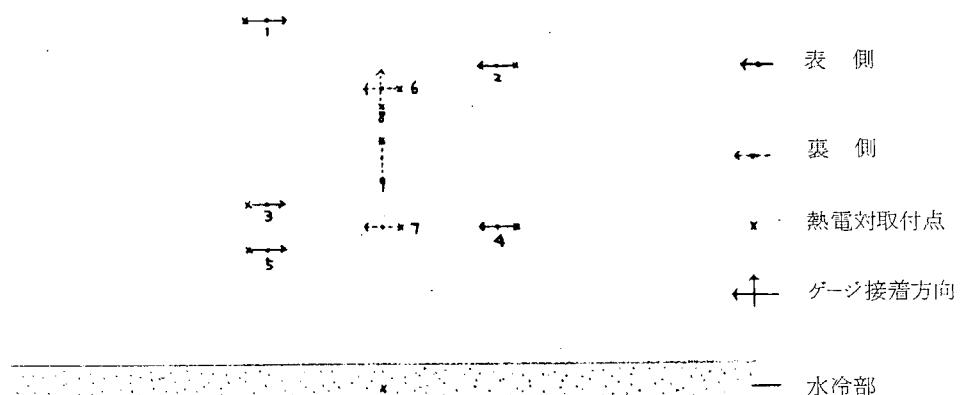
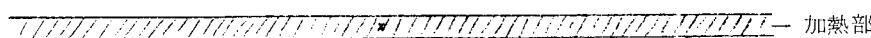
ゲージの構造は第2.2.2図に示すようなもので、アルメルクロム熱電対を内蔵している。ゲージの接着は試験片を、30~40メッシュの砂でサンド・ブластしたのち Flame spray 法により接着した。ゲージは試験片にセラミック（アルミナ）を50~100μの厚さでコートした上に接着した（第2.2.3図参照）。ゲージの接着位置を第2.2.4図に示す。



第2.2.2図 ゲージの構造



第2.2.3図 ゲージの接着



第2.2.4図 ゲージおよび熱電対取付位置

測定器

静的抵抗線ひずみ測定器 S M - 4 J (共和電業製)

ひずみ測定用スイッチボックス S S - 24 T (")

温度計測用スキヤンナ 自作

ペンレコード S P - H₄ (理研電子製)

リード線 0.3mm ϕ テフロン被覆 コンスタンタン線

(b) 実験方法

高温用ひずみゲージの接着はローカイド装置による Flame spray 法を使用した。ゲージ接着後、300°C、12時間恒温槽中で curing を行なつた。このゲージに取り付けるリード線はテフロン被覆した0.3mm ϕ のコンスタンタン線をひずみゲージにスポット溶接し、0.5mm ϕ の銅線で試験片上に固定した。ひずみゲージの結線法は第2.1.5図に示す3線結線法を用いた。

ゲージの零点移動を測定するため、試験片に負荷がかからないように試験片をセットし、恒温槽の温度を徐々に

上昇させ、試験片の温度がどの場所においても同一になるまで一定温度で保持し、ひずみゲージの温度変動による零点移動量を測定した。

(2) 急勾配を有する温度場における実験

(a) 実験装置および実験方法

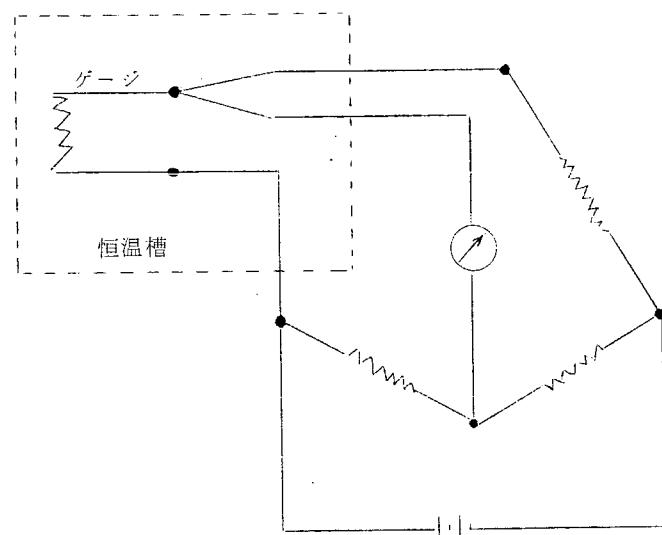
実験装置は第2.2.6図に示すもので、この装置は板状試験片の一端をニクロム線により加熱し、他端を水冷し、板に定常温度分布を与えるようにした装置である。

板状試験片は、前述した温度変動による零点移動量の測定に使用したものと装置に組み込んだ。この試片はゲージ接着位置以外の部分にも $0.2 \sim 0.3\text{mm}$ のセラミックコーティングを施し、試片表面からの熱放散が局部的にかたよらない

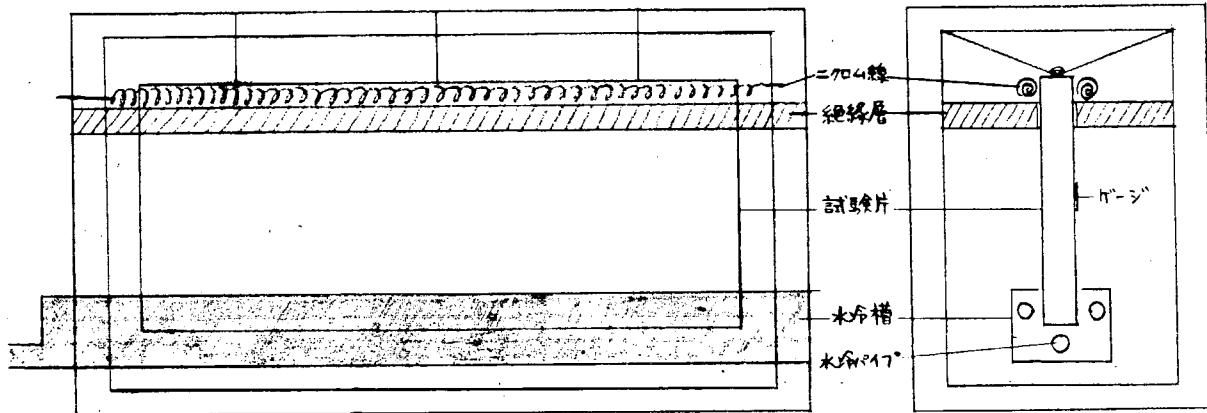
ようにした。またセラミックコーティングは吸湿しやすいため、水冷部分にはコーティングを施さなかつた。第2.1.6図に示すごとく試片の加熱部巾は 5mm で、試片の両側に 500W のニクロム線を試片から 1mm 離した位置にセットした。試片のニクロム線よりのふく射を防ぐため加熱部の下に 10mm の熱絶縁層を施した。試片の水冷は水冷槽中に 15mm 試片を入れ、水冷パイプに水を流して、試片の両側および下側より冷却した。試験片の固定は、試片の拘束を防ぐため、加熱部の一部を針金でつるし、試片のどの部分も拘束されないよう考慮した。

ゲージの接着位置および温度測定位は第2.2.4図に示す場所で、ゲージ線と熱電対線は第2.2.2図に示すごとくいずれも試片表面より $0.05 \sim 0.1\text{mm}$ 離れた位置にある。またゲージの接着位置は試片端面での影響を防ぐため、試片中央部に接着した。試片の温度分布は試片表面に取り付けた熱電対により測定し、加熱部および冷却部の温度は板の中心に穴を開け熱電対を差込んで計測した。

上述の装置に試片をセットしたのち、試片の一端を加熱、他端を水冷し、試片の温度分布が定常温度分布になつてから温度分布およびひずみを計測した。



第2.2.5図 3線結線法



第2.1.6図 測定精度検討用装置

2.1.3 実験結果および検討

(1) 高温ひずみゲージの温度変動による零点移動量の測定

ひずみゲージを用いて高温の応力解析を行なう場合、もつとも問題となるのは零点の移動量である。第2.2.7図は LOT, No. 81866B のゲージを試験片に接着した場合の零点移動量を示したものである。カーブ 1 は Cr-Mo 鋼

に当社で Flame spray 法によりゲージを接着した場合、カーブ 2 は Cr - Mo 鋼に A 社で Flame spray 法により接着した場合の温度特性曲線である。またカーブ 3 は B LH 社においてセラミックセメントを用いて接着した場合の温度特性曲線である。1 と 2 の違いはゲージを接着した材料が Cr - Mo 鋼であるが同一材でないこと、Flame spray 法であるが接着方法の条件が異なつてゐることに起因するものと考えられ、主に接着方法による差が出ているものと考えられる。いずれにしても昨年度使用したロット (LoT No. 112164) の温度特性曲線 (第 2.2.8 図参照) よりはよい値が示されており、同一タイプのひずみゲージは以前に比べて改良されているものと考えられる。ゲージの温度特性の再現性はカーブ 1 に示すごとく非常によい。また同一ロットのバラツキも少なく、230°Cまでの温度範囲では 5.0×10^{-6} 程度のバラツキであり、昨年度使用したゲージと同程度のバラツキであった。

試片に接着したひずみゲージの零点移動量は理論的に計算できるが、今回使用したゲージ素線の抵抗温度係数および線膨張係数が不明のため理論値と計測値を比較することができなかつた。またゲージの接着方法により温度特性が変化する件については、今後検討を要する問題であるが、第 2.2.7 図に示す温度特性曲線であれば実用上問題ないものと考えられる。

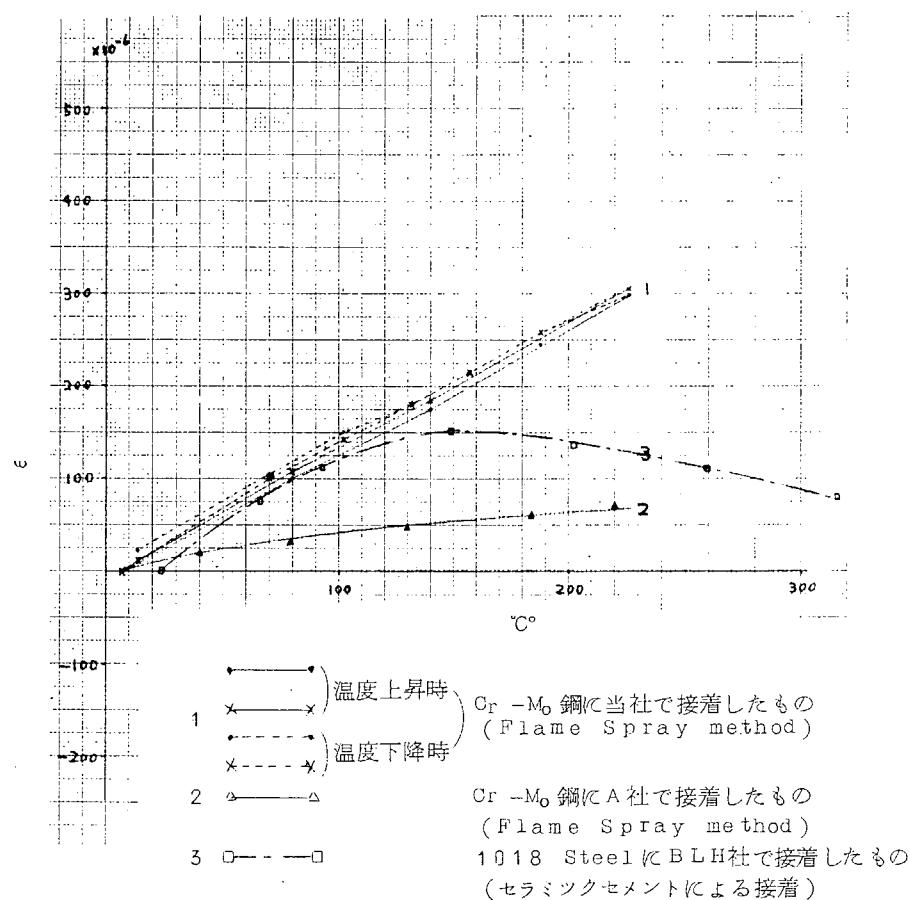
(2) 急勾配を有する温度場における実験結果

第 2.2.9 図および第 2.2.10 図は第 2.2.6 図に示した装置に板状試片をセットし、それぞれ 1.4°C/mm および 2.2°C/mm の温度勾配を与えた場合の計測値を示したものである。図中の実線は試片の定常時での温度分布を示したものであり、加熱部より 15mm 以上離れた場所においては温度分布はほとんど直線である。図中・印は試片表面および裏面の温度を印したもので、加熱部から同一寸法だけ離れた点における定常時の温度は表裏ともほとんど同じであつた。点線で示した線は定常温度分布時のひずみの計測値であり、△印は試片表側、×印は試片裏側に接着したゲージの計測値である。これらの値は温度勾配が 1.4°C/mm および 2.2°C/mm いずれの場合にも試片の温度に比例した値である。これらの値を温度による零点移動量だけ補正した値が、図中 1 点鎖線で示す直線である。

試片が定常温度分布を示す場合には、試片が拘束されていなければ熱応力は零である。今回使用した装置は試片に拘束が加わらないように考慮しているので、試片には熱応力が発生しない。したがつて接着しているゲージにはひずみが加わらないはずである。第 2.2.9 図および第 2.2.10 図よりわかるごとく、計測値より温度変動による零点移動量を差引いた値は 4.0×10^{-6} 以下の値である。この値はゲージの零点移動量のバラツキ内の値であり、実用上ほとんど問題がないものと考えられる。なおゲージの温度は第 2.2.11 図に示すごとくゲージに付属した熱電対により測定した。ゲージの温度補正是第 2.2.11 図のように等温線に対して平行に接着したゲージはゲージに付属した熱電対により測定した値を使用し、等温線に対して直角に接着したゲージ温度はゲージ中心より 4mm 加熱側または冷却側に離れた点で温度を測定しているため、この温度は補正には使用できない。このため試片加熱部より一定距離はなれた場所においては温度は一定であると考え、近くに接着している他のゲージの温度測定値を代用して補正した。

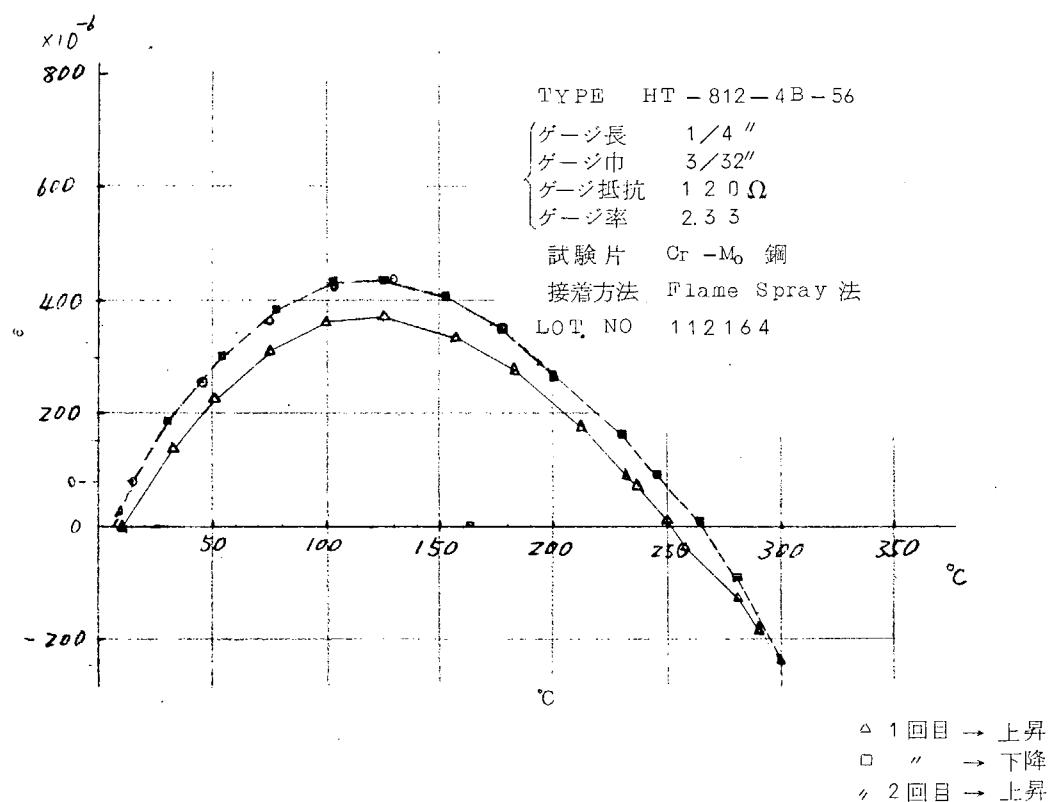
このようにゲージ長に対して温度勾配があるような場合にはゲージの構造上、ゲージ中心より 4mm 離れた点の温度を計測することになる。したがつて、ゲージが温度勾配 t/mm なる場所に、等温線に対して直角にゲージを接着した場合には、ゲージ中心の温度より $\pm 4t/\text{mm}$ だけ異なる温度を計測することになり、温度補正が正確にできない。しかし今回計測した温度勾配 ($2.2^{\circ}\text{C}/\text{mm}$) であれば、ゲージ中心温度に比べて $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 程度の違いであり、零点移動量は $\pm 1.4 \times 10^{-6}$ となり、計測値にこの値を加算したとしても測定精度上問題はない。しかし今回の実験ではピストンクラウンすみ部のように $1.0^{\circ}\text{C}/\text{mm}$ 程度の温度勾配を試片に与えることができなかつたので、今後装置を改良し $1.0^{\circ}\text{C}/\text{mm}$ 程度の温度勾配で今回行なつたと同様の実験を行ない、測定精度を検討したいと考える。

ピストンクラウンすみ部のように急温度勾配 ($1.0^{\circ}\text{C}/\text{mm}$) を有する場所に等温線に直角に今回使用したと同じロットのゲージを接着したと考えると、ゲージ付属の温度計で計測した値は $\pm 4.0^{\circ}\text{C}$ だけゲージ中心温度と異なつてゐる。したがつてこの温度で測定値を補正した場合には $\pm 5.6 \times 10^{-6}$ の測定誤差が生じる。しかしこの程度の値であ

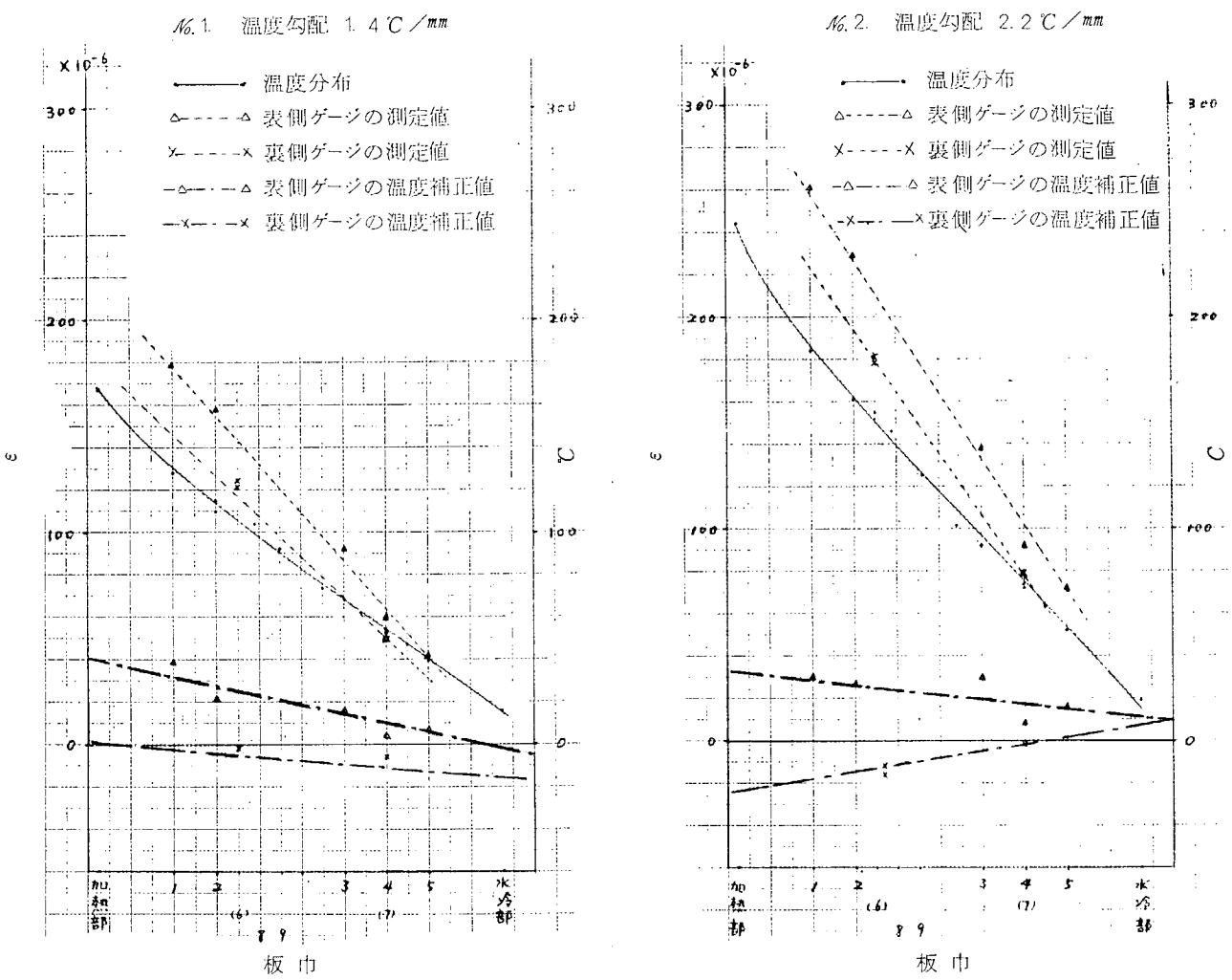


いずれも同一ロットのゲージ LOT. NO 81866B

第2.2.7図 高温ひずみゲージの零点移動



第2.2.8図 高温ひずみゲージの零点移動



第2.2.9図 温度勾配場での測定精度の検討

第2.2.10図 温度勾配場での測定精度の検討

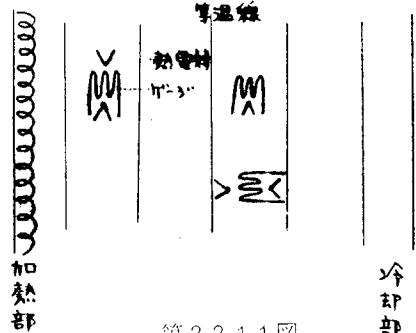
れば実用上の測定には十分使用できるものである。第2.2.8図は昨年度使用したひずみゲージ (HT-812-4B-S6 Lot. #112164) の温度特性曲線を示したものである。このゲージを使用して上述した急温度勾配のある場所のひずみを計測した場合を考える。ゲージの使用範囲が 100°C 附近までは $1.0^{\circ}\text{C}/\text{mm}$ の温度勾配については $\pm 2.0 \times 10^{-6}$ の誤差が考えられ、 $100^{\circ}\text{C} \sim 150^{\circ}\text{C}$ では $\pm 1.0 \times 10^{-6}$ 程度、 $150^{\circ}\text{C} \sim 300^{\circ}\text{C}$ 附近では $2.0 \sim 2.5 \times 10^{-6}$ の誤差が生じることになり、実用上問題になる。

以上述べたごとく、急勾配の温度場を有する部分でのひずみ計測においては、ゲージの構造上、ゲージ中心に熱電対を入れることができないため、ゲージ中心より 4mm だけ離れた位置の温度を計測し、この値で温度補正を行なうことになるため測定誤差が生じることになる。しかしながら、高温ひずみゲージの温度変動による零点移動量の少ないゲージであれば今回取り上げたような問題は実用上全く問題なくなる。したがつて本実験で使用したゲージであれば、温度勾配が $1.0^{\circ}\text{C}/\text{mm}$ であつても実用上問題ないものと考えられる。

2.2 実機における多点熱ひずみ同時測定法の確立

2.2.1 実験的目的

前年度における研究によつて実機でのピストンクラウンの熱ひずみをテレメータ法によつて測定することが可能であることが明らかにされたが、実機計測および光弾性解析等の諸結果よりすでに明らかにされていることにピストンク



第2.2.11図

クラウン冷却側頂板部と側面部の移行領域（すみ部）では熱ひずみの分布が複雑に変化することがある。そしてピストンクラウンの強度の問題に関連して、この領域での熱ひずみの状態を明確化することが一つの重要な課題である。

この問題の検討のために実機計測の範囲で考えられる主要な事項は、実機でのピストンクラウンをいかなるモデルで近似させるのが適切であるかを知るための実態は握であり、具体的にはピストンクラウンの熱応力分布がどの程度まで軸対称性を有するか、あるいは軸対称性を仮定して導出した熱応力分布が実態をどの程度まで説明できるかを検討することであり、いずれにしても同一ピストンクラウンで同一条件下での熱ひずみ分布を明らかにすることのできる手法、すなわち、多点熱ひずみ同時計測の手法が確立されなければならない。本年度はこのような目的で多点熱ひずみ計測法の開発を試みてきた。

2.2.2 リンク引出方式

ピストンからの多点熱ひずみ信号の機関外への伝達方法としてリンク機構による引出方式を最初に検討した。リンク機構による導線の引出しの際の耐久性の問題については、温度分布の測定によつてすでに検討されているので、この場合の主要な検討項目はリンク機構を通して導き出される導線に生じる電気的雑音の有無およびその量の検討、ならびに長い導線の使用によつて生じるひずみゲージ出力の信頼性の低下に関してであり、これらについて以下のごとく検討した。

(1) 引き出し線に生じる電気的雑音の検討

ひずみゲージへの導線の接続をリンク機構を通して行なう場合、導線中に次の2種類の電気的雑音を生じる可能性がある。

- i) 引出線が伸縮して抵抗値が変化する。
- ii) 導線相互間の間隔が変化することによつて浮遊容量が変化し、雑音が発生する。

これらはいずれもひずみ計の出力に影響を及ぼし、測定を阻害する恐れがある。それゆえ、これらの効果がどの程度のものであるかを確認するために、リンク試験装置を用いて検討を行なつた。

(a) 試験装置（41年度報告書参照）

これは実機に装備したリンク機構の $1/2.5$ の模型で、3相誘導電動機で駆動し回転数600 rpm、最大振動加速度約40Gである。

(b) 試料および取付

試料としては線径0.3φのコンスタンタン線を 120Ω （長さ約1.7m）に切つたものを折り曲げ、束ねて、リンクの一辺に取り付け、その両端を外部に引き出し、ひずみ計のプリッジボックスに接続し、導線でもつてひずみ計プリッジの1辺を構成させる。取り付けはリンク結合部では溝車に巻きつけ、アーム部ではアームに縛りつけ固定する。

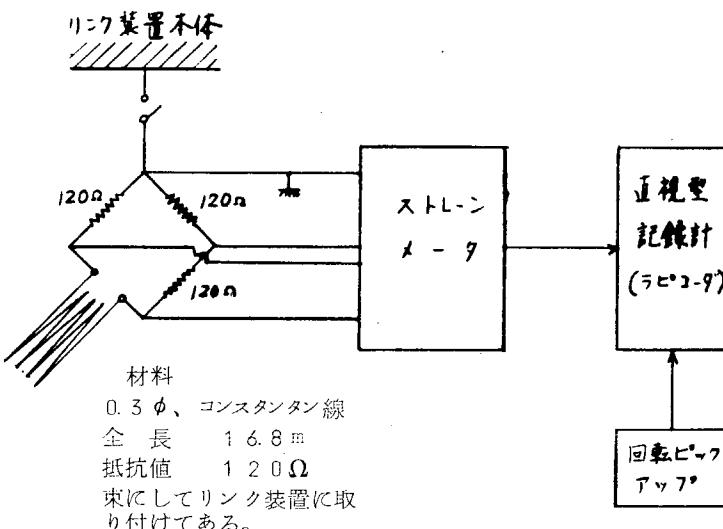
(c) 測定回路

測定回路を第2.2.1-2図に示す。

(d) 実験条件（第2.2.1表参照）

(e) 実験結果

雑音振幅の測定結果を第2.2.2表に示す。これらの結果からリンク装置の回転と同期して導線内に微弱な雑音信号が発生すること、したがつて、これが導線の伸縮または浮遊容量の変化に基づくものであることがわかる。雑音発生の状況を検討すると次のごとくである。



第2.2.1-2図 測定回路

第2.2.1表 実験条件

TEST No.	状 態	回転数 (r.p.m.)	アースの有無	試 驗 条 件
1	キャリブレーション	0	無	$\pm 100 \times 10^{-6}$ (ひずみ)
2	回 転 状 態	600	"	リンクを通る線 10本
3	起 動 時	0 → 600	"	"
4	急 停 止 時	600 → 0	"	"
5	回 転 状 態	600	有	"
6	"	"	"	線10本, 束を手で握つた
7	停 止 状 態	0	無	" , "
8	回 転 状 態	600	"	" , "
9	"	"	"	線10本, 線のリンクに固定しない部分を手で揺らした場合
10	停 止 状 態	0	"	" , "
11	"	"	"	" , 手でさわらずに揺らした場合
12	回 転 状 態	600	"	線6本
13	"	"	有	"
14	"	"	無	線2本
15	"	"	有	"

第2.2.2表 測定結果

TEST No.	状 態	回転数 (r.p.m.)	アースの有無	試 驗 条 件	ラピコーダ 読取値 (mm)	ひずみ ($\times 10^{-6}$)
1	キャリブ レーション	0	無	$\pm 100 \times 10^{-6}$	± 3.7.0	*換算係数 $100/3.7 = 2.7 (\text{/mm})$
2	回転状態	600	"	リンクを通る線 10本	2.2	5.9
3	起動時	0 → 600	"	"	2.1	5.7
4	急停止時	600 → 0	"	"	1.7	4.6
5	回転状態	600	有	"	1.8	4.9
6	"	"	"	リンクを通る線, 線の束を手で握つた 10本	1.6	4.3
7	停止状態	0	無	" , "	1.5	4.1
8	回転状態	600	"	" , "	2.1	5.7
9	"	"	"	" , 線の固定してない部分を手 で揺らした場合	2.2	5.9
10	停止状態	0	"	" , "	1.8	4.9
11	"	0	"	" , 手でさわらずに揺らした場合	2.1	5.7
12	回転状態	600	"	リンクを通る線 6本	3.1	8.4
13	"	"	有	"	3.0	8.1
14	"	"	無	リンクを通る線 2本	2.4	6.5
15	"	"	有	"	2.0	5.4

i) アースの効果

600 rpm で回転時にリンク装置本体とひずみゲージのアースをつなぐと高周波雑音は減少するが、試験装置に同期した雑音信号の振幅は大して変化しない。

ii) リンク結合部を通る線の数の効果

リンクを通る導線の本数を 10, 6, 2 と変えてみると雑音信号の振幅は本数に直接関連しているとは思われない。

iii) 線の束に手を触ると浮遊容量が変化し、差計の読みが約 5×10^{-6} (差換算値) 変化する。

以上の諸事実を総括するとリンク本体をひずみ計にアースすることは高周波雑音を減少する上で有効であること、リンク結合部における導線の伸縮は比較的小さく、主として浮遊容量の変化がひずみ計のメータ指示を変動させる原因になること、さらに、これらの効果は導線に 120Ω 程度のもの（長さ 17 m 程度）を用いてもたかだか 10×10^{-6} (peak to peak のひずみ換算値) であつて、実用上導線に誘起される雑音信号は全く問題にする必要がないことなどがわかる。

(2) 長い導線を用いるときのひずみゲージ出力の補正法

熱ひずみ計測のためにリンク引出方式を採用すると、高温ひずみゲージに接続される 3 本平行導線の長さに依存して測定用ひずみゲージの抵抗値が通常使用される 120Ω からかけ離れた値になる恐れがあり、これは同時にひずみゲージのゲージ率を変化させる効果をもたらすので通常のひずみ計による測定によつてひずみの正確な値を求めることが困難になつてくる。それゆえ、導線の抵抗値の効果をひずみゲージのゲージ率の変化の効果に引き直し、測定上必要な補正の方法を以下に検討した。

較正器（較正用プリッジ） 測定プリッジ

(a) 回路構成

3 本平行導線ゲージを含めた測定回路の全体を右図に示す。

E : プリッジの電源電圧（周波数 5 KC）

R : ゲージおよびダミーゲージの抵抗

r : ゲージ引出線の抵抗

Z_1 : 測定プリッジ平衡時、端子①, ②から見た抵抗

Z_2 : 較正用プリッジ平衡時、端子③, ④から見た抵抗

T : 増幅器入力結合トランス

Z_3 : トランス T のインピーダンス

(b) ゲージ率の定義

ゲージの抵抗 R がひずみ ϵ を受けて ΔR だけ変化したとするとゲージ率 K は次式によつて定義される。

$$K = \frac{\Delta R}{R} / \epsilon \quad \dots \quad (2.2.1)$$

(2.2.1) 式を变形すると

$$\Delta R = R K \epsilon \quad \dots \quad (2.2.2)$$

(c) 補正計算

1) 較正用プリッジは平衡しており、測定用プリッジのゲージが ϵ のひずみを受けた場合にトランス T を流れる電流を求める。この場合ゲージ率を K_1 とすれば、ゲージ抵抗の変化 ΔR は (2.2.2) 式より次のとく表わされる。

$$\Delta R = R K_1 \epsilon \quad \dots \quad (2.2.3)$$

この ΔR の変化による測定ブリッジの端子①、②間の開放電位差 v_1 は次のようになる。

$$v_1 = \frac{120E}{120+120} - \frac{(r+R)E}{r+R+\Delta R+r+R} = \frac{R K_1 \epsilon E}{4(R+r)} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.4)$$

この開放電位差 v_1 によりトランスTに流れる電流 i_1 はテブナンの定理によつて次式のごとくになる。

$$i_1 = \frac{v_1}{(z_1+r+z_2+z_3)} = \frac{1}{(z_1+r+z_2+z_3)} \cdot \frac{R K_1 \epsilon E}{4(R+r)} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.5)$$

2) 今度は測定ブリッジが平衡しており、較正用ブリッジの1辺に並列に抵抗を接続して ϵ のひずみに相当する抵抗変化を起させた場合トランスTを流れる電流 i_2 を求める。

この場合、ブリッジの1辺の抵抗の変化量 $\Delta R'$ は、ゲージ率を K_2 とすれば、(2.2.2)式から

$$\Delta R' = 60 K_2 \epsilon$$

となるが、ひずみ計では通常、ゲージ率2.0が採られているので、 $K_2 = 2.0$ を代入して

$$\Delta R = 120 \epsilon \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.6)$$

この $\Delta R'$ の変化によつて較正用ブリッジの端子③、④間に表われる開放電位差 v_2 は次式のごとくである。

$$v_2 = \frac{60E}{60+60} - \frac{60E}{60+60+\Delta R} = \frac{2\epsilon E}{4} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.7)$$

この開放電位差 v_2 によりトランスTに流れる電流 i_2 は次式のごとく表わされる。

$$i_2 = \frac{v_2}{z_1+r+z_2+z_3} = \frac{1}{z_1+r+z_2+z_3} \cdot \frac{2\epsilon E}{4} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.8)$$

3) i_1 と i_2 の比 ρ を求めると、これが補正係数となり次のごとくである。

$$\rho = \frac{i_2}{i_1} = \frac{\frac{1}{(z_1+r+z_2+z_3)} \cdot \frac{2\epsilon E}{4}}{\frac{1}{(z_1+r+z_2+z_3)} \cdot \frac{R K_1 \epsilon E}{4(R+r)}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.9)$$

$$\therefore \rho = \frac{2(R+r)}{R K_1} \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.10)$$

したがつて較正器からの指示値をもとにして得たみかけの測定値に補正係数 ρ を乗することにより、真の測定値(ひずみ値)が得られる。

(3) 計測実施例

(a) 供試機関 (本章第1節1.1.1(1)参照)

(b) 測定方法

使用ひずみゲージ HT-812-4B-86, 1/4" × 3/32", 120Ω, 0/A熱電対つき

1) 測定場所 カム側、排気側および船首側コーナ部

2) 信号伝達方法

(i) ピストンクラウン → 内筒 → ピストンスカート → コネクター → ピストンピン → 接合棒 → リンク機構 → ひずみ計 → 記録計

(ii) ピストンクラウン → 内筒 → ピストンスカート → テレメータ送信機 → テレメータ受信機 → 記録計
ピストンクラウンに高温ひずみゲージをローカイト法によつて貼りつけ、これに0.3mmφのテフロン被覆コンスタンタン線を接続し、3線結線法によつて上記のとおり機関外に信号を導き出した。

3) 結 果

熱ひずみ測定のためのゲージ接続線は機関起動後約70分で断線した。断線の状況は第2.2.1-3図に示すようて、ピストン内部でクラウンと内筒の間の部分で、テフロンチューブにはなんら損傷がないにもかかわらずコン

スタンタン線が切れていたものである。

4) 検討、結論

本実験においてはピストン内部でゲージ接続線が切断したため、リンク引出方式による熱ひずみ測定法の確立のために十分な検討を行なうことができなかつたが、ゲージ接続線を慎重に配線固定すれば、この方式によつて多点熱ひずみの同時測定が可能になることが明らかになつた。

リンク引出方式の長所としては、

- i) ひずみ計測のための諸装置を機関外におくので、測定器の調整が隨時可能であり、かつ容易である。
- ii) ダミーゲージを機関外におくので、このゲージの温度を簡単に設定することができる。
- iii) ひずみゲージ切替器を必要としない。があり、一方、欠点としては、リンク機構を通して引き出せる線の数に限りがあり、したがつて同時に多点温度を測定することに困難があることがあげられる。

2.2.3 テレメータ方式

リンク引出方式によつては引出線の制限からピストンクラウンの温度分布の正確な測定に難点があるので、テレメータ方式を用いて熱ひずみの多点同時計測を行なうことを検討した。

この場合の主要な問題点はピストン位置で、多点熱ひずみ出力をいかにして切り替えるかにある。近年種々のスイッチ回路切替素子等が開発されてきているが、実機のピストンのように加速度レベルが極端に高く、雰囲気温度もあまり安定していない場所で安全、確実しかも良好な精度をもつて作動するスイッチ要素はほとんどない。それゆえ、既存のロータリソレノイド式切替器を改造して使用する場合について検討した。

(1) リンク試験装置による振動試験

実機に使用する切替器は小型電池によつて駆動できないため、外部からリンク機構を通して電源を供給することになるので、ロータリソレノイド収納箱、諸配線を含めてリンク試験装置に取り付け、外部から電源を供給してロータリソレノイド方式の総合的な性能試験を実施した。

この試験によつてロータリソレノイドの堅牢性およびスイッチ動作の確実性についての確認ができた。

(2) 実機計測実施例

(a) 供試機関 (本章第1節1.1.1(1)参照)

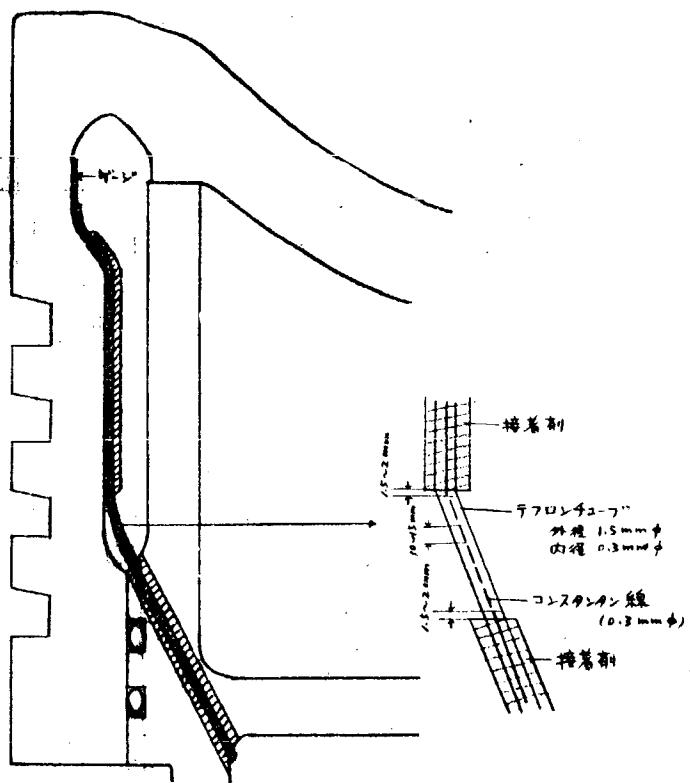
(b) 測定方法

1) 測定場所 (第2.2.1-4図参照)

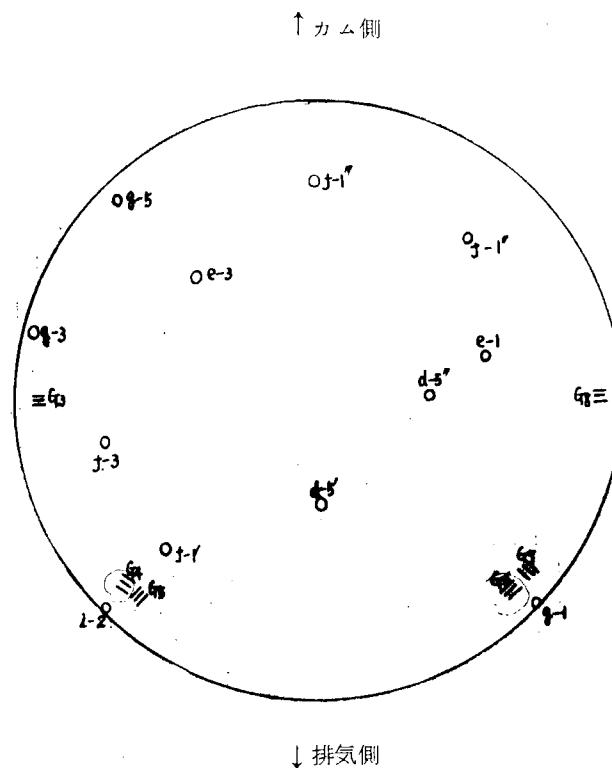
2) 使用ひずみゲージ (前出)

3) 信号伝達方法

ピストンクラウン → 内筒 → ピストンスカート → 切替器 → ピストンスカート → テレメータ送信機 → テレメータ受信機 → 記録計



第2.2.1-3図 ゲージ接続線断線状況



測温点	埋込深さ	測温点	埋込深さ
d - 5'	裏面	f - 3	11 mm
d - 5"	裏面	g - 1	1.2
e - 1	1.3 mm	g - 3	1.4
e - 3	1.6.5	g - 5	裏面
f - 1'	1	i - 2	6.25
f - 1"	1.2		
f - 1'''	1.1		

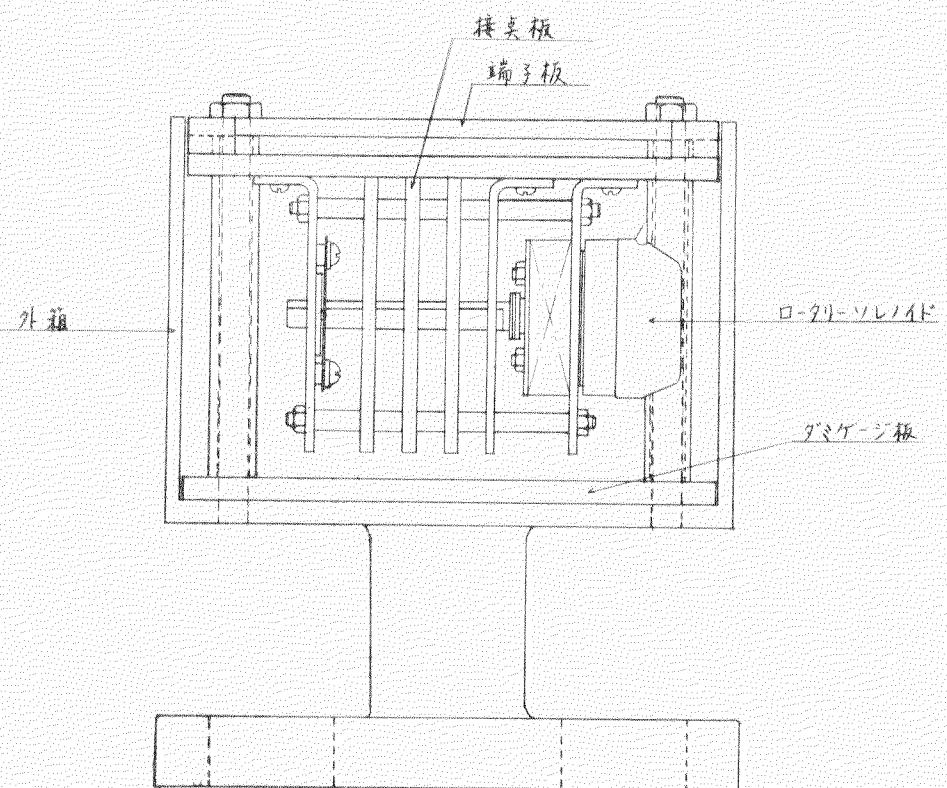
第2.2.14図 溫度計測用熱電対埋込点および高温ひずみゲージ貼着け点

上記のリンク引出し方式の場合と同様、高温ひずみゲージをローカイド法によつてピストンに接着し、0.3mmφコンスタンタン線のステンレスシース被覆線で内筒に導き出し、ピストンスカートを経て内筒に固定されたロータリソレノイド収納箱（第2.2.15図参照）表面の端子板において配線がなされ、ロータリソレノイドの接点を経て別に取り付けられたテレメータ送信機に至る。この場合、ロータリソレノイドはリンク機構を通して外部電源によつて駆動され、テレメータ送信機は内蔵電池によつて動作する。

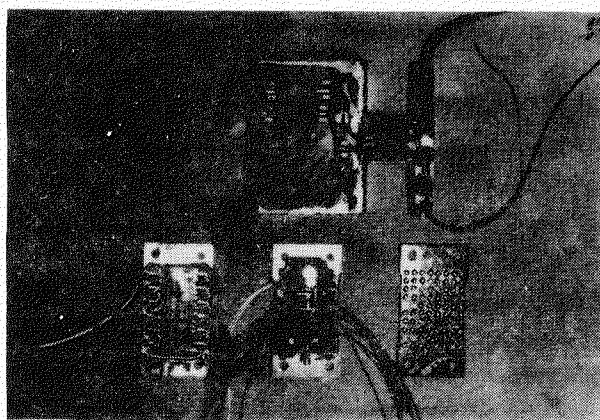
端子板ロータリソレノイド等の配線要素の外観を第2.2.16図に、ロータリソレノイド収納箱をピストンにとりつけた状態を第2.2.17図に示す。

4) 結 果

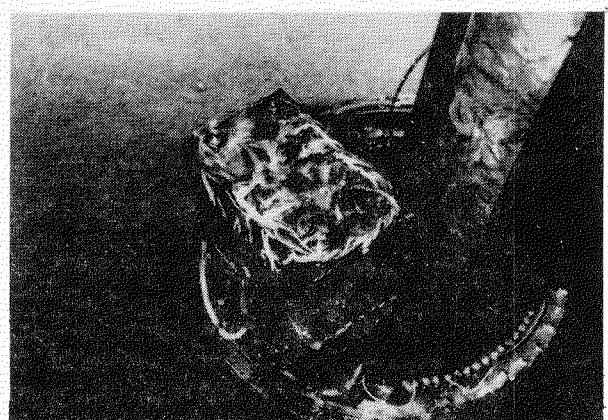
以上の方式によつて機関状態 $1/4 \times 1/4$ 、および $2/4 \times 2/4$ の場合の起動、停止の過渡的熱ひずみの測定を行なつた記録の1例を第2.2.18図に示す。



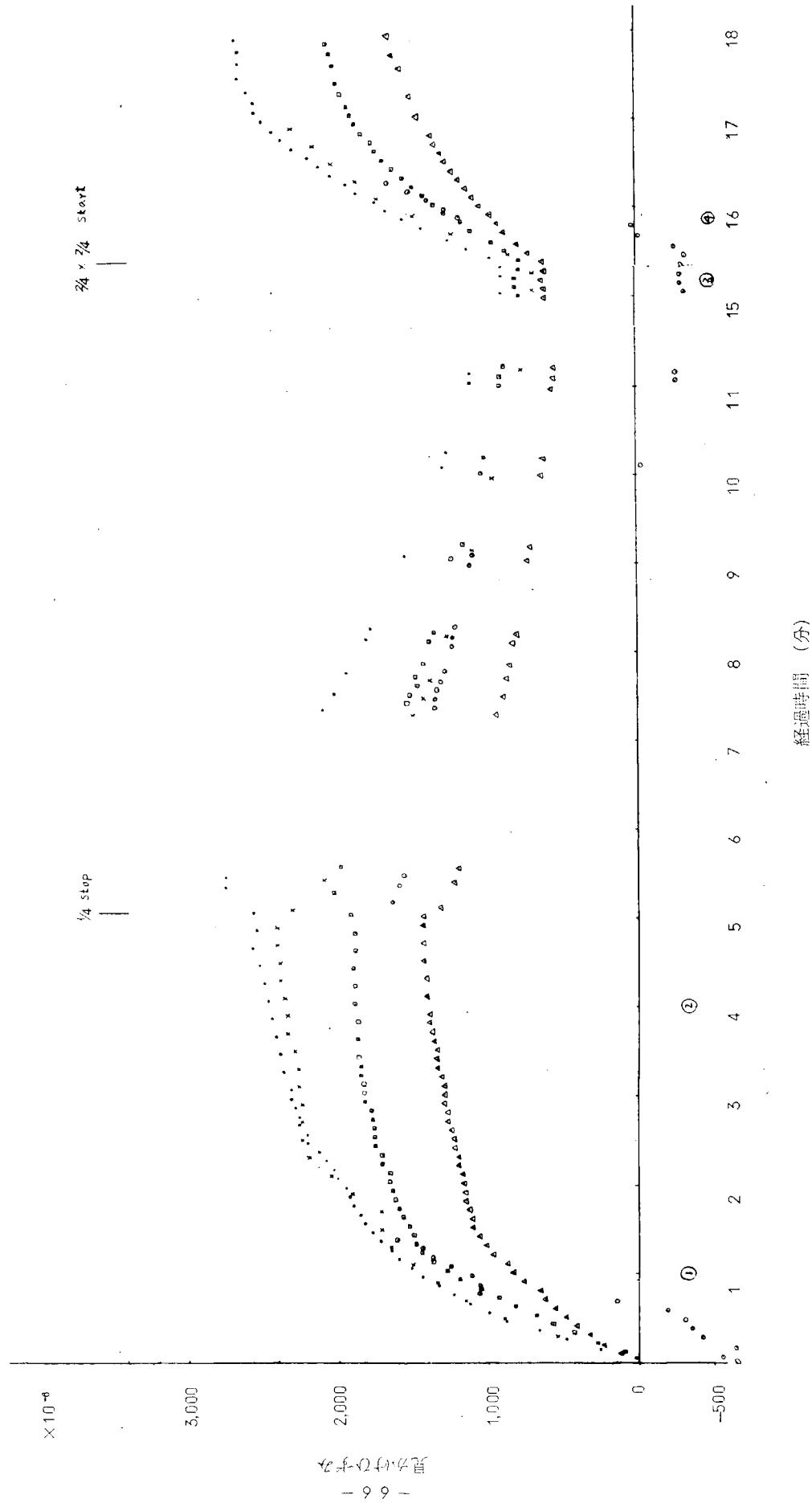
第2.2.1.5図 ロータリソレノイド収納箱



第2.2.1.6図 ロータリソレノイドおよび収納箱

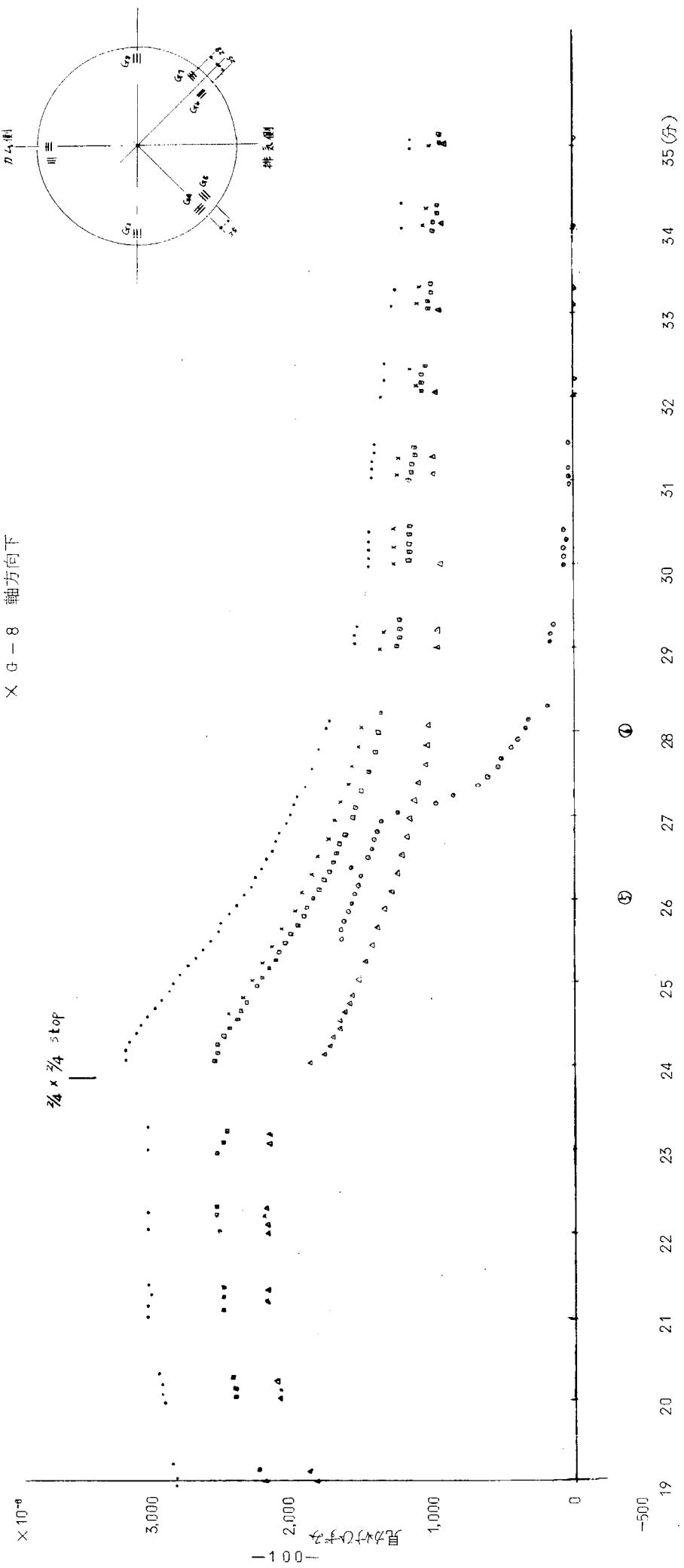


第2.2.1.7図 ロータリソレノイド収納箱部分の配線状況



第2.2.1 8図 多点同時熱ひずみ計測結果（見かけひずみの時間変化）

△ G - 3 軸方向上
 □ G - 4 円周方向
 ○ G - 6 軸方向
 ● G - 7 円周方向
 × G - 8 軸方向下



第2.2.1 8図 (続き)

第3節 ピストンクラウンの3次元熱光弾性に関する研究

3.1 热光弾性法の热的条件と実機との対応性検討

3.1.1 まえがき

ピストンクラウンに形成される热応力の状態を光弾性による模型実験によつて理解するためには、できるだけ相似な応力分布状態を再現することが望ましい。すなわち、相似な応力分布をうるためには、形状、温度分布、热膨張が全て相似でなければならない。¹⁾しかし、完全な相似性の再現はきわめて困難かつ労多いで、ある程度の近似で妥協しなければならないし、また、結果に普遍性をもたせる場合には单纯化した特定の条件で解析する必要がある。いずれにしてもその近似した条件あるいは单纯化した条件を明確には握しておかねばならない。これにより実機条件との対応性あるいは再現性向上の方向づけが明らかにされるものと思われる。

そこで今年度は、まず模型における热的条件を明らかにすることとし、模型に形成される热応力分布を支配する因子である模型材料の線膨脹係数、弹性係数および温度分布、さらに温度分布を支配する境界の热伝達係数、模型材料の比熱、また、しま次数から応力値への換算係数である光弾性感度など、主として模型材料の物性値とその温度特性および形成される温度分布について検討した。

3.1.2 模型材料の物性値

模型材料としては、全てエポキシ樹脂（アラルダイトB、硬化剤901、重合比100:30 in wt）を対象とした。

第2.3.1、2.3.2図は線膨脹係数の測定結果である。伸びの測定には差動変圧器を用い、クロメルーアルメルで求めた温度と同時記録した。

一般に転移域から十分離れている温度領域では、膨脹係数は一定と考えられているが、低温ではやや低下するようである。

第2.3.3図は弹性係数の温度特性を示す。低温ではかなり増大する。温度に対する変化はほとんど直線的である。

第2.3.4図は光弾性感度の温度依存性を示したもので、低温では感度がほぼ直線的に低下することがわかる。

ここで、しま応力は

$$f = \sigma t / N \quad (2.3.1) \quad \left\{ \begin{array}{l} \sigma : 応力 (Kg/mm^2) \\ t : 光路長 (板厚 mm) \\ N : しま次数 \end{array} \right.$$

第2.3.5図は比熱の測定結果である。

測定は断熱法により、-80°C～50°C、40°C～150°Cの温度領域について行なつた。

一般にその温度変化は少ないとされ、常温で 0.25 cal/g°C 附近の値が採用されているが、低温での低下が著しく無視できないことがわかる。

3.1.3 温度分布

周辺自由な円板とピストンクラウンを単純化した蓋付円筒について、上面冷却時の温度分布を実測した。また、その測定精度を検討するために円板に生じる热応力を光弾性によつて求め、温度分布から算出した応力分布と比較した。

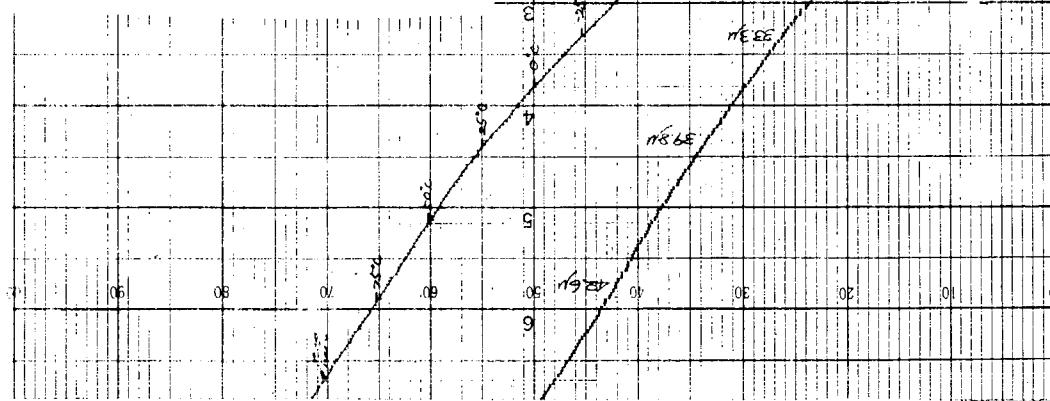
(1) 実験方法

円板は板厚1.0mm、直径100mm、および板厚1.6mm、直径140mmの2個について、また、単純化模型は相似な3個（第2.3.11図）についてそれぞれ5点～10点で測定した。熱電対は素線径0.3mmのクロメルーアルメルを用いた。位置は実験後切断して測定した。

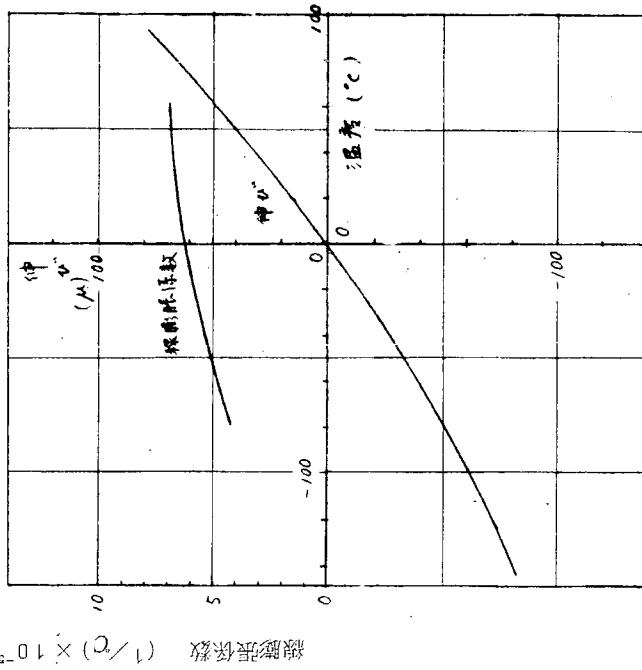
応力分布は板厚1.0mm、直径100mmの円板について、中央断面部にPQ板を挿入したいわゆるPQサンドウイッチ法により、温度分布と同時に測定して求めた。しま次数はフィルムを10倍に拡大して読み取った。

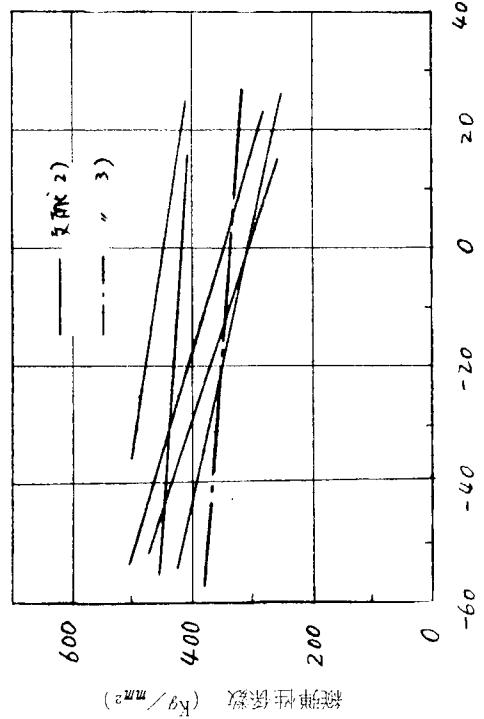
No. 3

熱膨張測定	
試料	樹脂(3回目)
試料	12.15 mm
容器	6.0 mm φ
感 温 度	2.0 mV
(フルスケール) 膨張	4.48 μ
昇温速度	約 3 °C/min
チャートスピード	100 mm/min
熱電対	C-A
	in Vac.

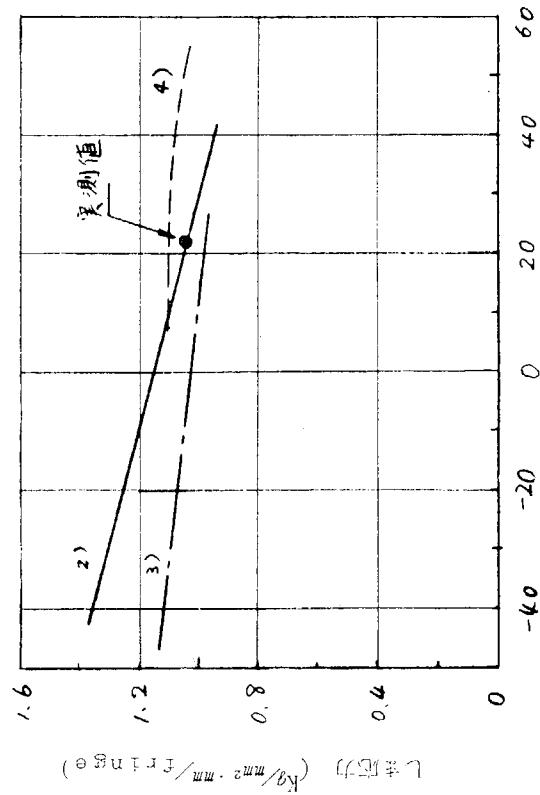


第2.3.1図 エポキシ樹脂の熱膨張測定結果

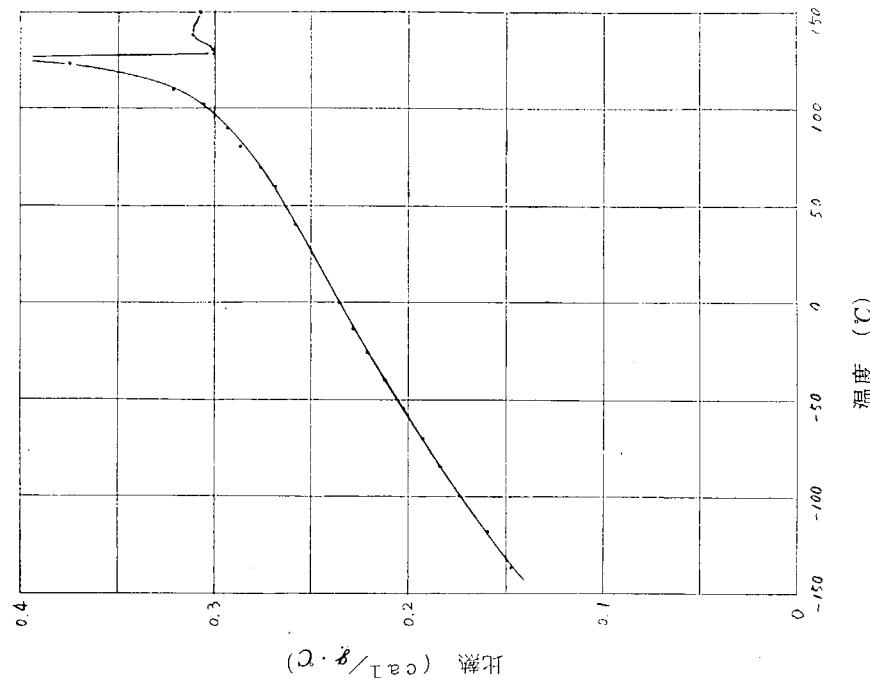
第2.3.2図 エポキシ樹脂の線膨張係数
(試料長さ 1215 mm)



第2.3.3図 エポキシ樹脂の継弾性係数



第2.3.4図 エポキシ樹脂の光弾性感度



第2.3.5図 エポキシ樹脂の比熱

$$\text{比熱} (\text{cal/g} \cdot \text{°C})$$

第2.3.6図に実験状況を示す。模型は冷却面（上面）を除いて全て浸漬液（プロムナフタリンを流动バラフィンで薄めて模型材料と同じ屈折率にしたもの）に浸した。

寒剤はエタノールをドライアイスで冷却したもの用い、浸漬液温度とともに実験中一定に保つように調節した。浸漬液はかく拌すると同時に循環させ、その温度変化は熱電対によりレコードで観察しながら、循環用導管の一部を冷却して調節した。

(2) 実験結果とその考察

第2.3.7図は板厚1.6mmのものについての測定結果である。測定は20分近く行なつたが、定常状態に達するには1.7分以上を要した。第2.3.8図は板厚1.0mmのものについての測定結果である。定常状態に達するのに5分以上を要した。いずれも低温側（上面側）での温度勾配が著しい点に特徴がある。

これらの温度分布から浸漬液とエポキシ樹脂との境界面における熱伝達係数を概算すると

$$H = \frac{K}{A \ell} \quad \dots \dots \dots \quad (2.3.2)$$

より、 $K = 1.50 \times 10^{-3} \text{ Kcal/cm} \cdot \text{h} \cdot \text{C}$ (熱伝導率)

として $H = 1.00 \sim 1.50 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$

程度の値をうる。寒剤との境界は温度勾配が著しいので求めなかつた。

第2.3.9図は温度分布と同時に測定した中央断面の応力分布写真である。これより求めた板厚方向の半径応力分布を、温度分布から次式により数値積分して求めたものと比較して第2.3.10図に示した。

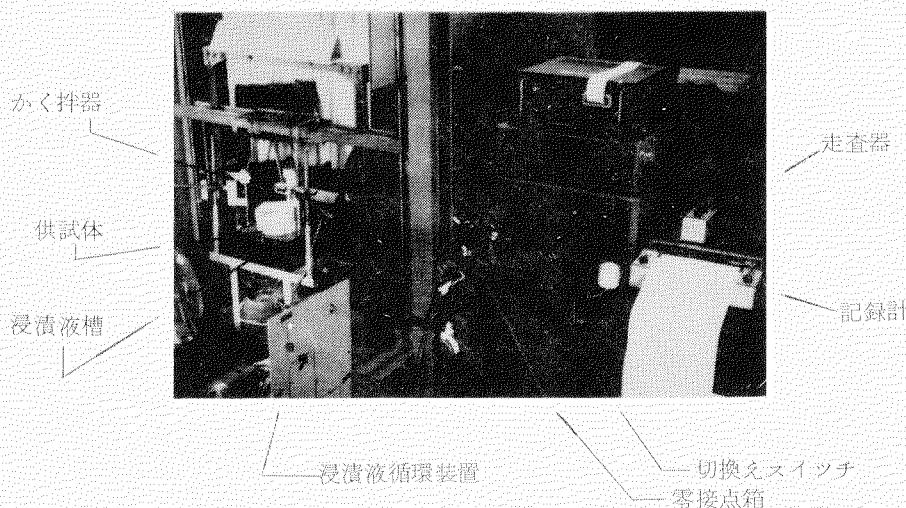
すなわち、周辺自由な円板の半径方向応力は

$$\sigma_r = -\frac{\alpha E T}{1-\nu} + \frac{1}{2C(1-\nu)} \int_{-C}^{+C} \alpha E T dy + \frac{3y}{2C^3(1-\nu)} \int_{-C}^{+C} \alpha ET y dy \quad \dots \dots \quad (2.3.3)$$

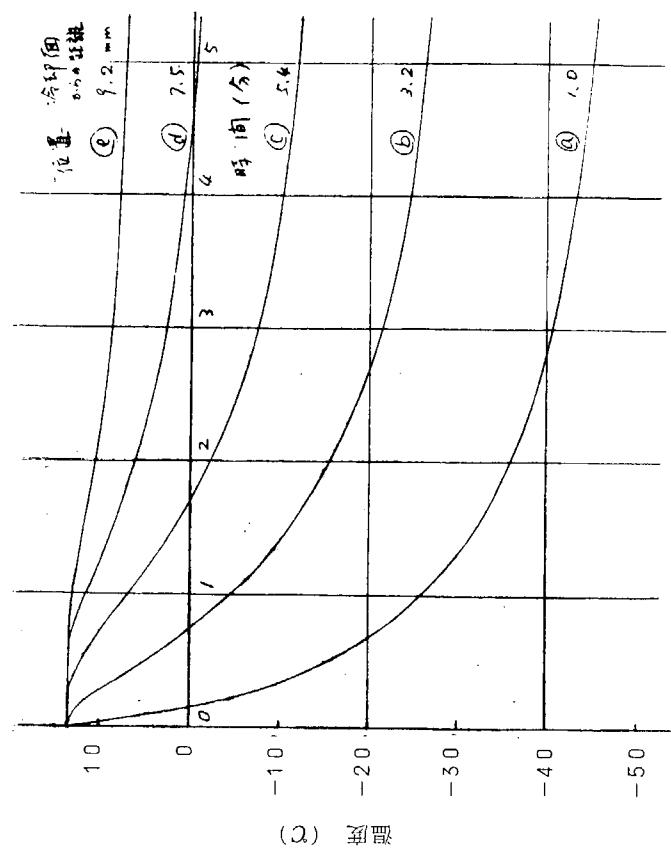
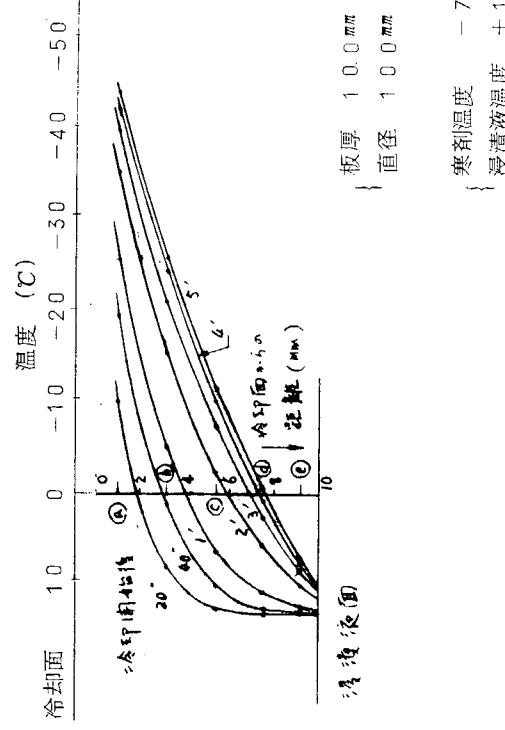
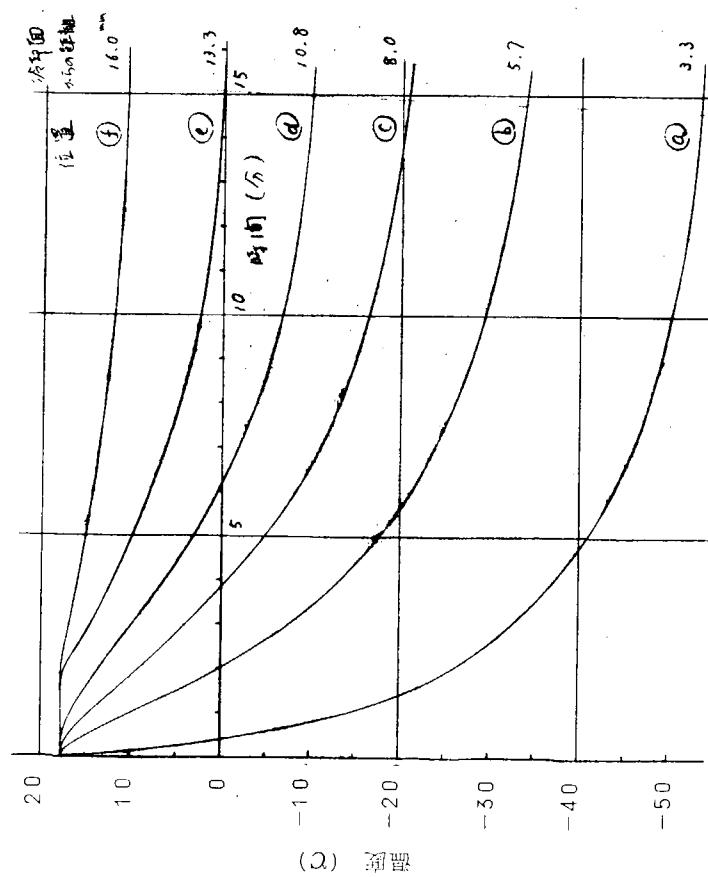
において

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 6.0 \times 10^{-5} \text{ } \text{C}^{-1} \text{ (線膨張係数)} \\ E = 3.50 \text{ } \text{kg/mm}^2 \text{ (弾性係数)} \\ C = 5.0 \text{ } \text{mm} \text{ (板厚} \times \frac{1}{2} \text{)} \\ \nu = 0.3 \text{ (ボアソン比)} \end{array} \right.$$

として算出した。

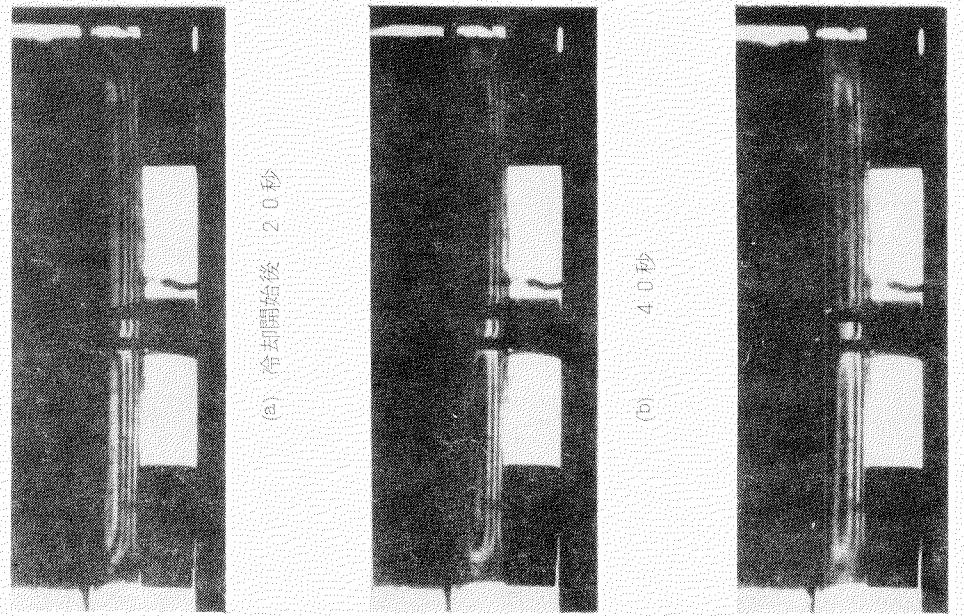


第2.3.6図 温度分布測定装置

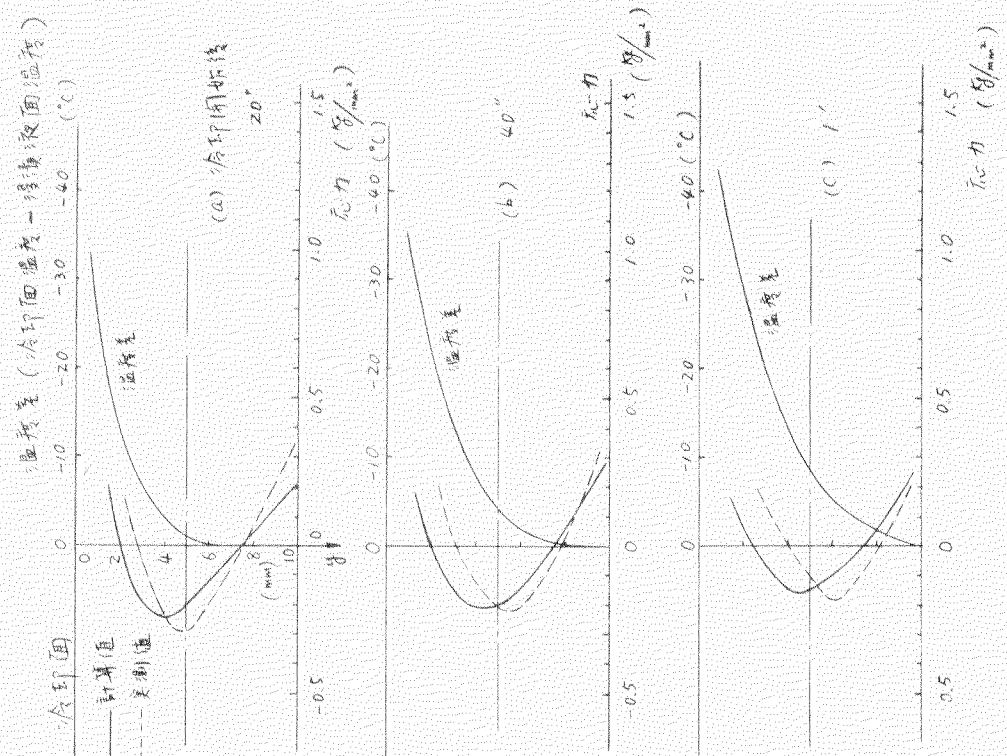


第2.3.7図 円板冷却時の温度分布(その1)

第2.3.8図 円板冷却時の温度分布(その2)



第239図 円板除去時のしま写真 (板厚100mm)
(直径100mm)



第2310図 円板厚さ方向の応力分布 (板厚100mm)
(直径100mm)

実測値は

$$|\sigma_r - \sigma_y| = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{f \cdot N}{t} \quad \dots \quad (2.3.4)$$

において $\sigma_y = 0$ と考へ

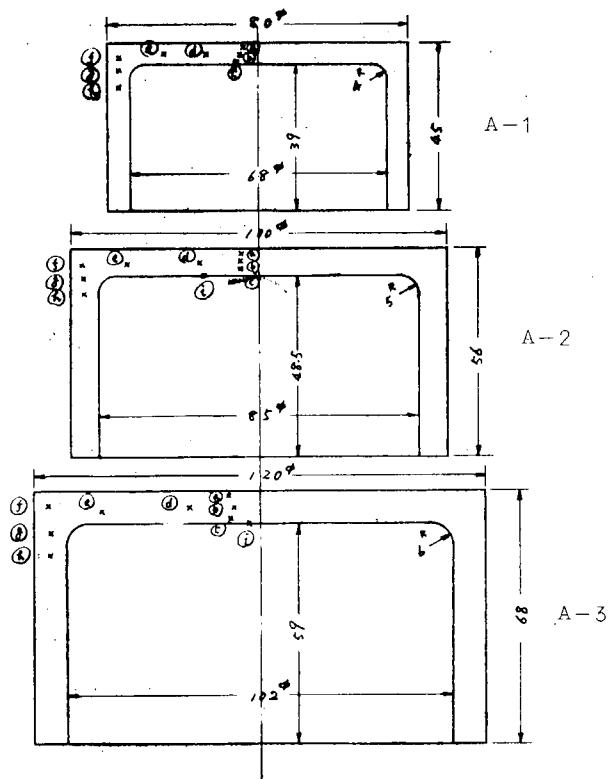
$$\left\{ \begin{array}{l} f = 1.05 \quad (\text{kg/mm fringe}) \\ t = 6.0 \quad (\text{mm}) \end{array} \right.$$

として求めた。

同図(a), (b), (c)とも計算値は全体に低温側(上面側)へ片寄つており、また高温側(浸漬液側)の応力勾配が小さくなっている。これは材料の物性値の温度特性を考慮しなかつたことにもよつているが、なによりも温度分布が高めに出ていることによつていると思われる。

すなわち、温度分布がより低めに測定されておれば、(2.3.3)式において第1項が大きくなり、第2, 3項も大きくなるが、低温側では第1項がよく効くので低温側の応力分布曲線は実測値に近づくし、また第3項の曲げ応力の増大は高温側の応力分布曲線を実測値に近づけることになる。したがつて熱電対の熱容量を下げるここと、すなわち細い素線を用いることおよびできるだけビードを小さくすることが必要である。

第2.3.12, 2.3.13, 2.3.14図は第2.3.11図に示した各模型の各測定位置における温度の時間変化であり、第2.3.15, 2.3.16, 2.3.17図はこれより求めた模型の中心断面における温度分布である。



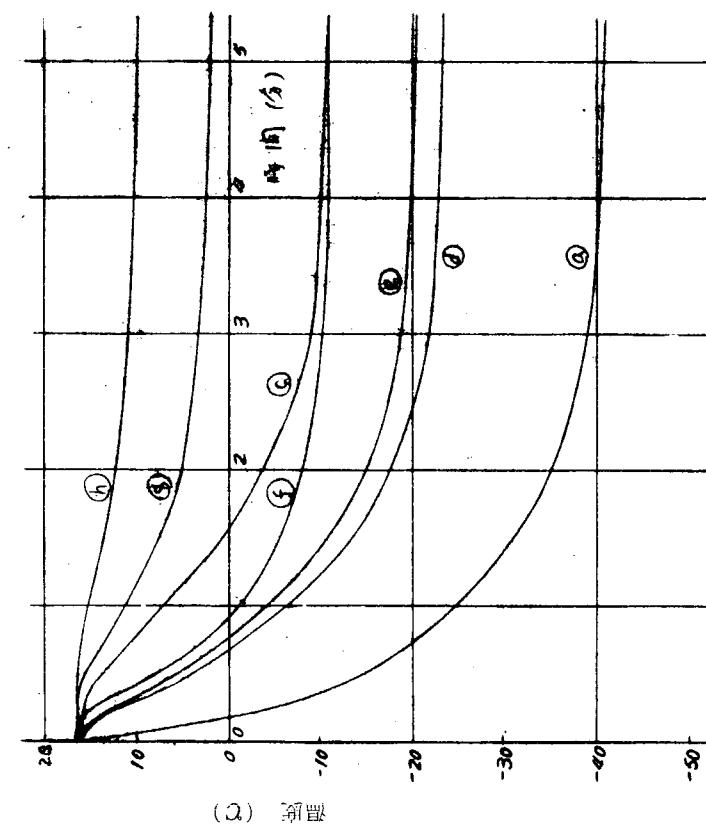
熱電対設置位置

	a	b	c	d	e	f	g	h	i
A-1	r	4.0	5.0	6.0	14.0	25.0	37.2	37.2	37.3
	y	1.2	3.1	5.3	2.9	3.1	4.2	7.3	11.9
A-2	r	5.0	5.0	5.0	16.0	35.0	46.8	46.4	46.5
	y	1.7	3.5	5.7	4.0	4.3	4.6	8.2	12.3
A-3	r	8.5	7.0	8.0	19.0	42.0	55.9	55.5	55.6
	y	1.3	4.4	7.6	4.5	5.5	4.0	11.3	17.2

r : 半径位置

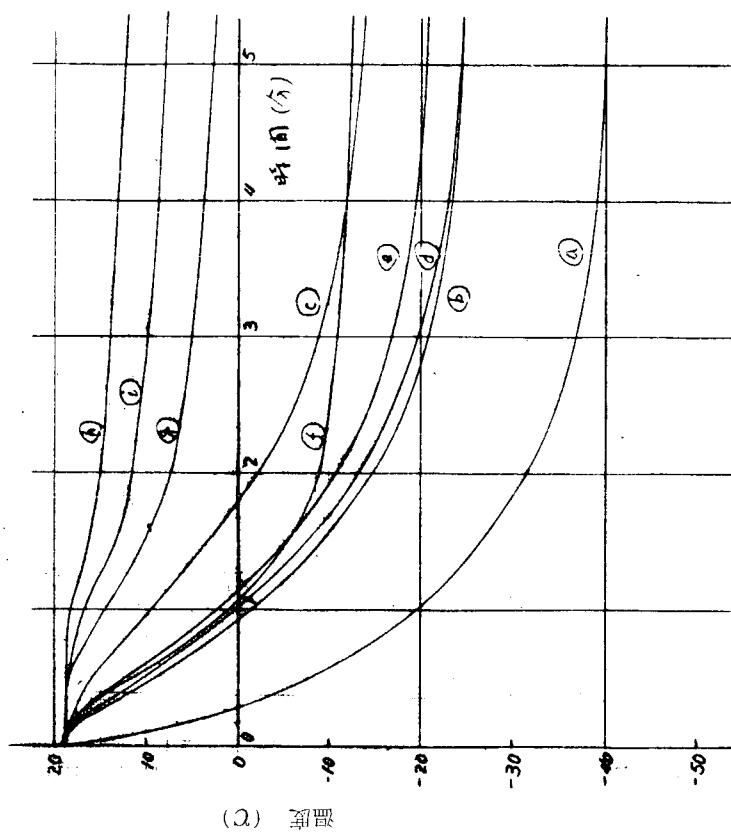
y : 上面からの距離 (mm)

第2.3.11図 温度測定用模型



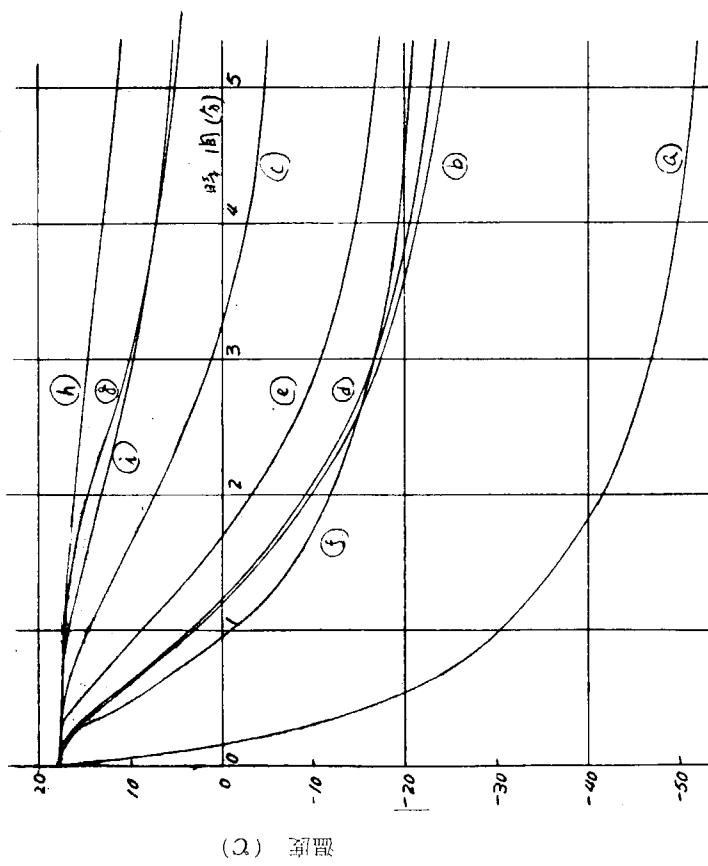
第2.3.1.2図 ピストンクラウン単純化模型
上面冷却時の温度変化(その1)

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{模型} : A-1 \\ \text{寒剤温度} : -71^{\circ}\text{C} \\ \text{浸漬液温度} : +17^{\circ}\text{C} \end{array} \right.$$



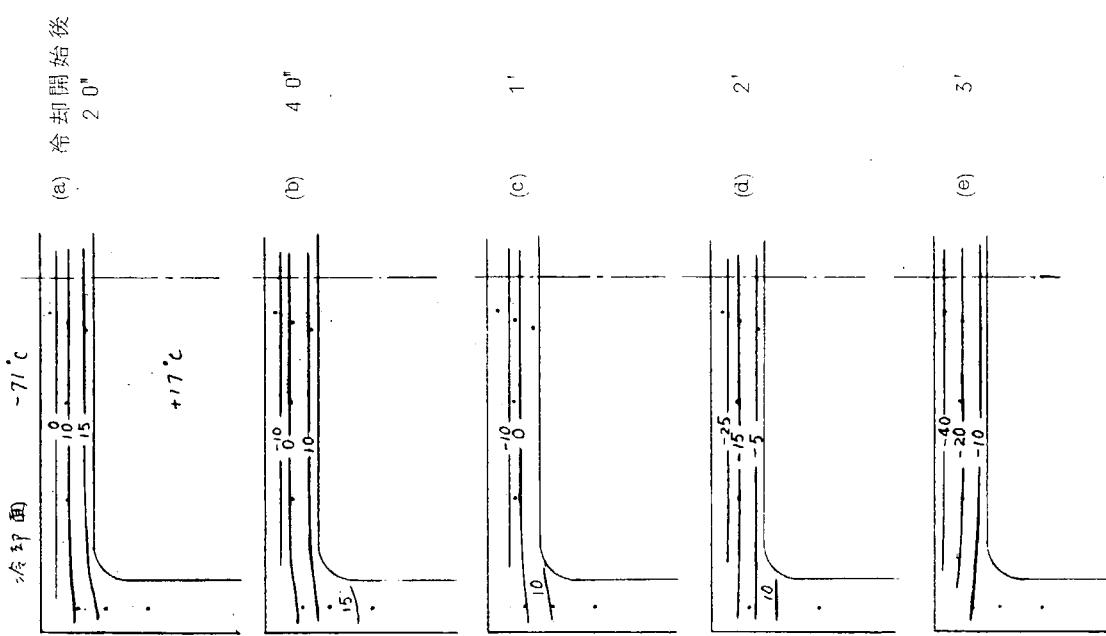
第2.3.1.3図 ピストンクラウン単純化模型
上面冷却時の温度変化(その2)

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{模型} : A-2 \\ \text{寒剤温度} : -72^{\circ}\text{C} \\ \text{浸漬液温度} : +19^{\circ}\text{C} \end{array} \right.$$



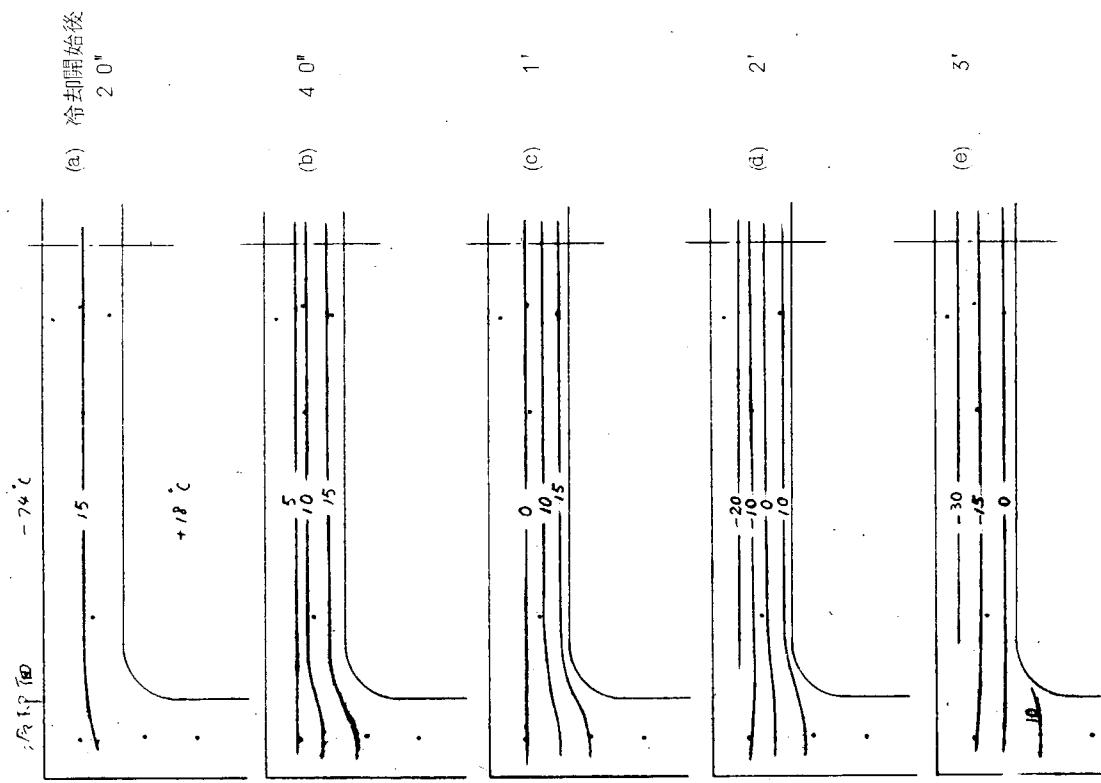
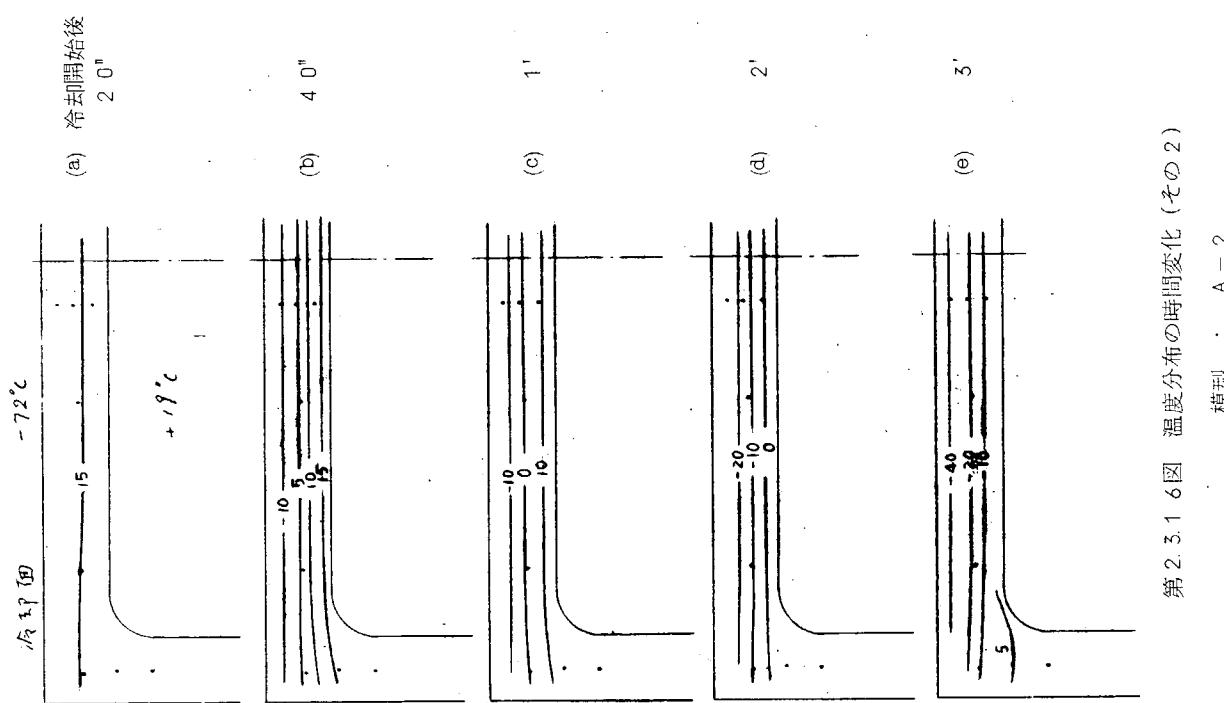
第2.3.14図 ピストンクラウン単純化模型
上面冷却時の温度変化（その3）

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{模型} : \text{A-3} \\ \text{寒剤温度} : -74^{\circ}\text{C} \\ \text{浸漬液温度} : +18^{\circ}\text{C} \end{array} \right.$$



第2.3.15図 温度分布の時間変化（その1）

模型 : A-1



いずれも肩部⑦の温度変化がある時間後はかなり緩やかになる点が特徴的である。

第2.3.1.8図は実機で測定された温度分布の1例である。たとえばこれを再現するためには、比較的初期の過渡的な温度分布の状態で、かつ厚さ方向の温度分布ができるだけ直線的になるときを用いるのが近い状態となるが、相似な形状の温度分布について考察しなければあまり意味がない。

3.1.4 対応性の検討

本実験結果から応力分布の対応性について考えると

- i) 温度分布は冷却法によると冷却面側の比熱が減少するので、熱伝導率の減少がありなければ密度の上昇はほとんど無視できるため熱拡散率は上昇する。したがつて低温側では時間的に縮少され、温度勾配が上昇することになる。

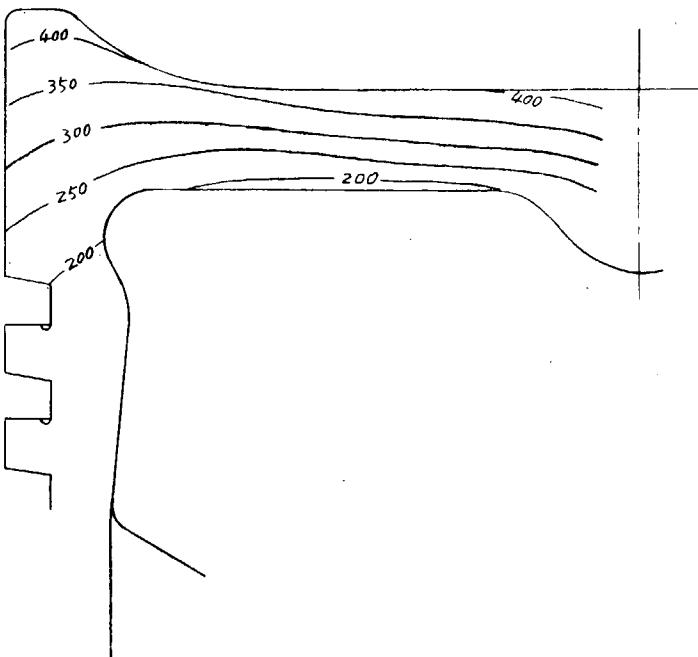
ここで、 $\tau = kt/\ell^2$ (Fourier数)
 $k = K/\rho C$ (熱拡散率)

$$\left\{ \begin{array}{l} t : 時間 \\ \ell : 寸法 \\ K : 热伝導率 \\ \rho : 密度 \\ C : 比熱 \end{array} \right.$$

一方、実機では上面側が高温となり、比熱は増大し熱伝導率は減少するので熱拡散率は減少する。たとえば400°Cと200°Cとを比較すると、C_r - M_o 鋳鋼において

$$\frac{\kappa_{400}}{\kappa_{200}} = \frac{K_{400}}{K_{200}} \cdot \frac{\rho_{200}}{\rho_{400}} \cdot \frac{C_{200}}{C_{400}} \\ = 0.86 \times 1.004 \times 0.88 \\ \approx 0.76$$

となる。したがつて冷却法では一般に逆の傾向を示すのでその厳密な再現には工夫が必要である。



第2.3.1.8図 ピストンクラウン温度分布の実測例(28型)

- ii) 热膨張の相似性は、模型における低温側と高温側との相違が、たとえば T = -50°Cにおける値を 20°Cの値と比較すると

$$\frac{(\alpha E)_{-50}}{(\alpha E)_{20}} = \frac{\alpha_{-50}}{\alpha_{20}} \cdot \frac{E_{-50}}{E_{20}} = 0.79 \times 1.4 \approx 1.1$$

となり、実機における高温側と低温側との相違は、たとえば400°Cの値を 200°Cの値と比較すると

$$\frac{(\alpha E)_{400}}{(\alpha E)_{200}} = \frac{\alpha_{400}}{\alpha_{200}} \cdot \frac{E_{400}}{E_{200}} = 1.10 \times 0.89 \approx 0.98$$

となる。したがつて逆の傾向にあり相似性は悪いといえる。冷却法での相似性をうるためには、模型材料の弾性係数をある程度制御することが最もよいと思われる。

これは材料の重合条件、熱処理等により可能と考えられる。なお、温度分布の実機との対応性すなわち対応する時期および対応させる方法等については実機計測の結果と対照して検討する必要がある。

3.1.5 まとめ

以上の結果を総合すると

- i) 模型材料(エポキシ樹脂)の物性値の温度特性について: 線膨張係数、比熱、光弾性感度は温度の低下とともに減

少し、弾性係数、密度は増大する。

- ii) 溫度分布について：板厚 1.6 mm の円板では定常状態に達するのに 1.7 分以上を要し、板厚 1.0 mm では 5 分以上を要する。
 いずれも冷却側における温度勾配が著しい。
- iii) 測定された温度は熱電対の熱容量のためにやや高めに出ているようである。
- iv) 浸漬液との界面における熱伝達係数は $100 \sim 150 \text{ Kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ 程度である。
- v) 単純化模型においては肩部の温度変化が他の部分に比較してある時間後かなり緩やかになる。
- vi) 冷却法では板厚方向の温度勾配が上面側で急となり実機とはかなり相違してくる。その対応する時期および対応させる方法等の検討は実機計測の結果を待つて行なわねばならない。
- vii) 热膨張の相似性はあまりよくない。弾性係数をある程度制御することが必要であり、これは材料の重合条件、熱処理等により可能であると思われる。
- viii) 今後の問題としては、熱伝導率の温度特性の検討、温度測定の高精度化、熱伝達係数の精度よい測定、弾性係数の制御、実機計測結果との対照、各温度特性の数式化等、まだ重要な問題が残されていると思う。

3.2 過渡的熱応力分布特性の類形化の研究

3.2.1 まえがき

ピストンクラウンにおける熱応力の発生機構についてはいろいろな想定が行なわれているようであるが、確たる裏付けはなされていないし、したがつて各諸元の効き方についても定かではない。

本報告はその過渡的熱応力の発生に及ぼす全体的形状と局部的形状の効果を3.1項で明らかにした模型の熱的条件において3次元熱光弹性実験により系統的に検討したものである。

3.2.2 実験方法

実験模型は主として直径 80ϕ で、頂板厚さ t を $4 \sim 8\text{ mm}$ 側壁厚さ h を $4 \sim 8\text{ mm}$ 、すみ部半径 r を $1 \sim 4\text{ mm}$ と系統的に変えたピストンクラウンを単純化した蓋付円筒であり、中央断面部にP Q板を挿入したサンドウイッチ法により、3.1.3項に示した温度測定と同様の冷却条件で上面を冷却したときに生じる中央断面の応力分布の時間変化を数秒ごとに測定した。しま次数の読み取りはフィルムを投影器で 10 倍に拡大して行なつた。

3.2.3 実験結果とその考察

第2.3.1.9、2.3.2.0図は過渡的な熱応力分布を示すしま写真の例である。この写真から円筒側壁部は主として上端において曲げモーメントを受けていること、最大集中応力は側壁内面すみ部半径の r 止り附近に生じていることがわかる。

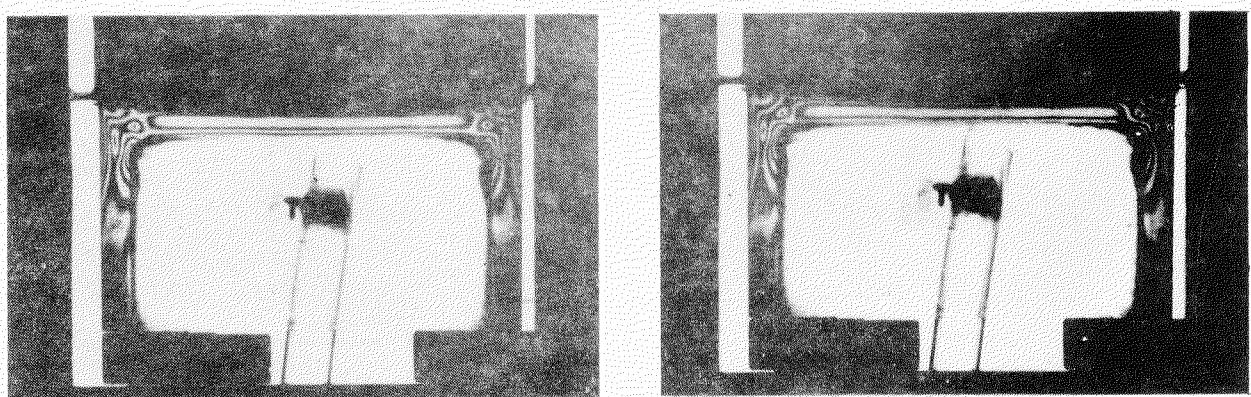
第2.3.2.1～2.3.2.4図はその最大集中応力に着目してその時間変化を求めたもので、いずれも冷却開始後 1 分前後で過渡的な最大応力を発生することを示している。これは頂板の曲げモーメントが最大となる時期に相当しているようと思われる。

第2.3.2.1図は側壁厚さについて整理したので、側壁厚さの増大につれて応力値は低下しており、頂板厚さについて整理すると（第2.3.2.2図）頂板厚さの増大とともにすみ部集中応力は増大することを示している。また、すみ部半径の減少は集中応力を増加させている（第2.3.2.3図）。

第2.3.2.4図は頂板が球面状のものについて同程度の肉厚の平板型と比較したもので、球面状にするとすみ部応力は低下するようである。

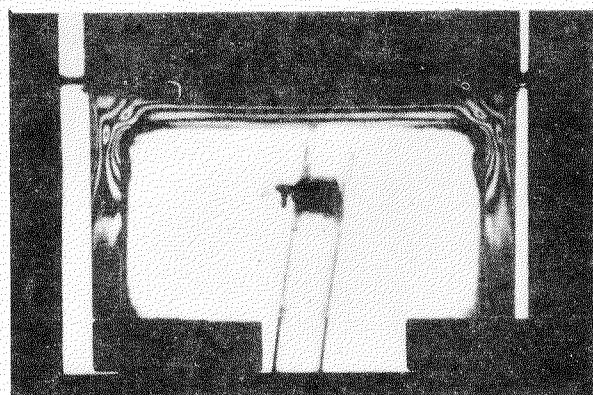
これらのことは応力分布と温度分布の時間変化とを突き合せて考えると、頂板が厚いほど曲げモーメントが大きいこと、側壁厚さが大きいほど曲げ応力は小さいこと、球面状の頂板では曲げモーメントは小さいこと等によつて説明できそうである。

第2.3.2.4図における実機模型について実機における過渡的最大集中熱応力の値を推定すると、物性値の温度特性を



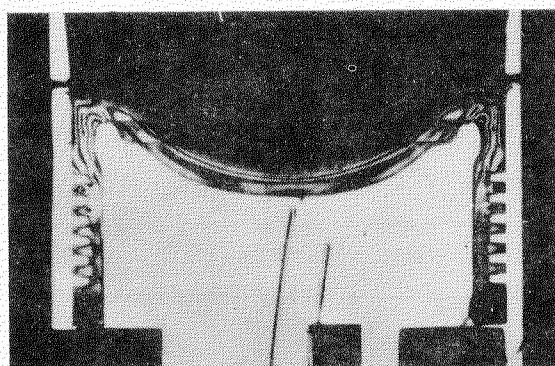
(a) 冷却開始後 2.0秒

(b) 冷却開始後 4.0秒



(c) 冷却開始後 1分

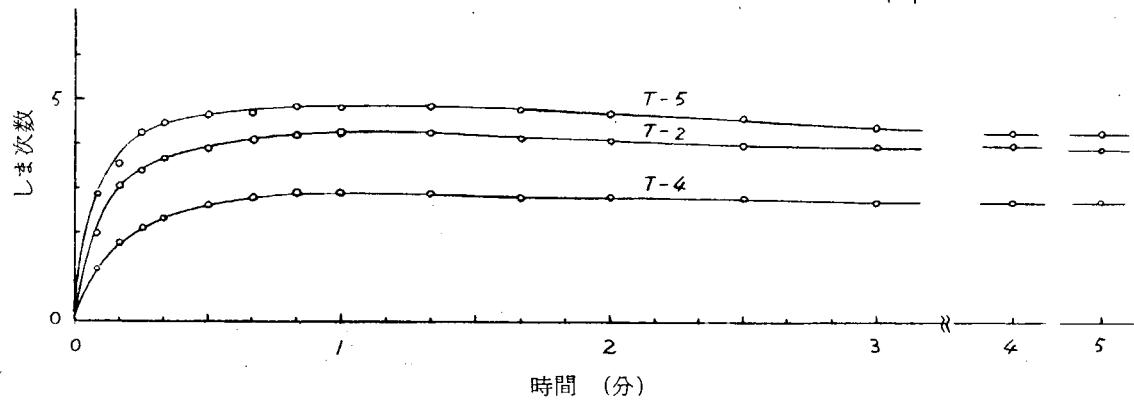
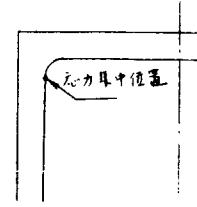
第2.3.1.9図 热応力分布（その1）模型：T-9



冷却開始後 2.0秒

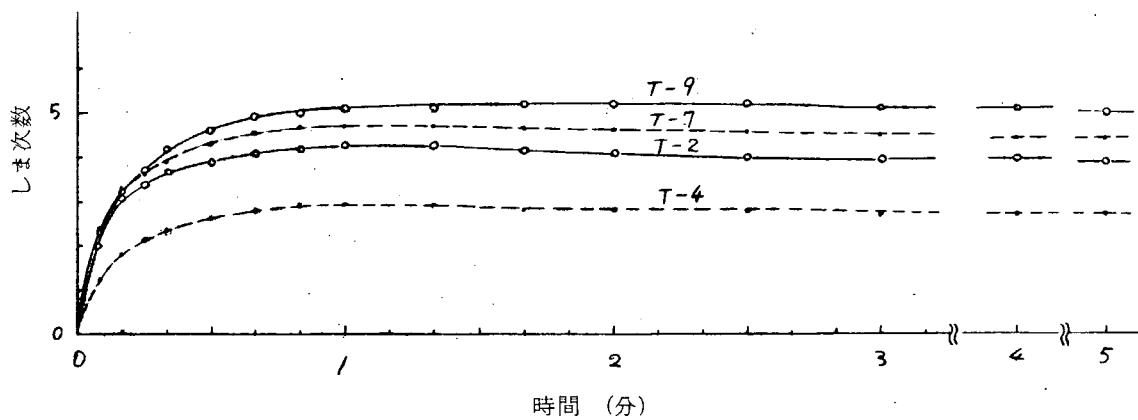
第2.3.2.0図 热応力分布（その2）(実機模型)

模型No.	頂板厚 t	側壁厚 h	すみ部半径 r	温 度 差
T - 5	6.1 mm	4.1 mm	3.9 mm	9.2 °C
T - 2	6.2	6.0	3.5	9.1
T - 4	5.9	7.9	3.7	9.1



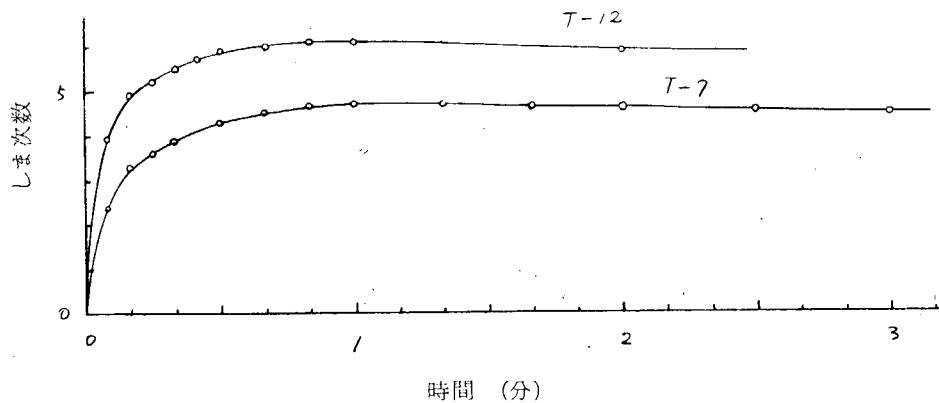
第2.3.2.1図 すみ部集中応力の時間変化（その1 側壁厚さの影響）

模型No.	頂板厚 t	側壁厚 h	すみ部半径 r	温 度 差
T - 2	6.2 mm	6.0 mm	3.5 mm	9.1 °C
T - 9	8.2	6.0	3.7	8.8
T - 4	5.9	7.9	3.7	9.1
T - 7	8.0	7.9	3.7	9.4

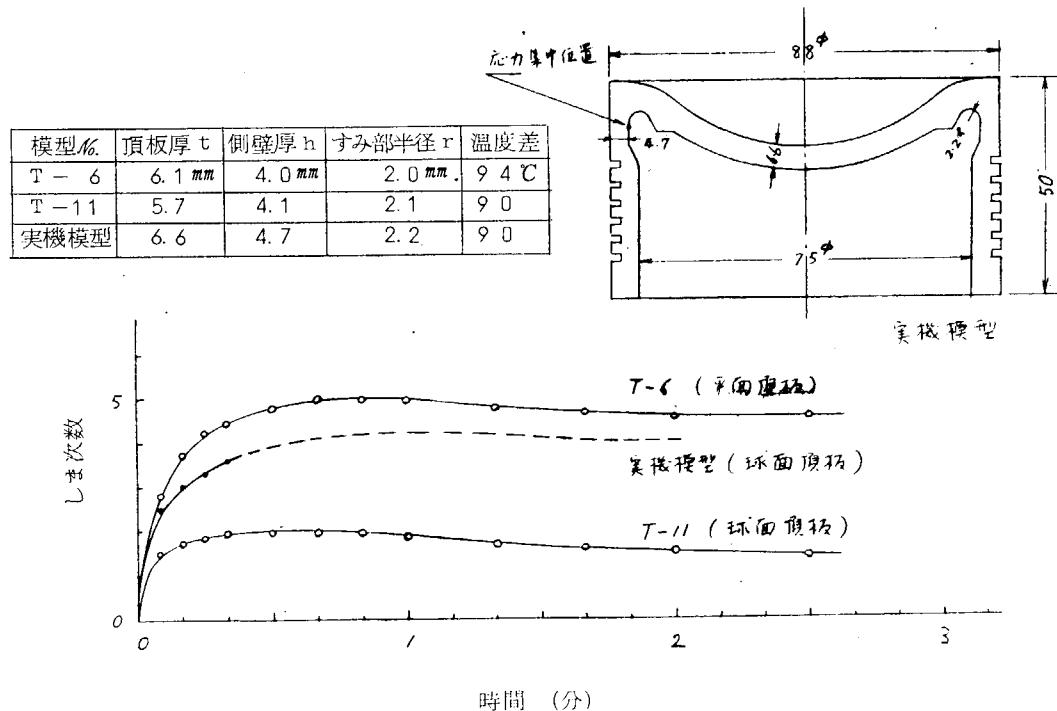


第2.3.2.2図 すみ部集中応力の時間変化（その2 頂板厚さの影響）

模型No.	頂板厚 t	側壁厚 h	すみ部半径 r	温度差
T-12	7.9 mm	7.9 mm	1.3 mm	102 °C
T-7	8.0	7.9	3.7	94



第2.3.2.3図 すみ部集中応力の時間変化 (その3 すみ部半径の影響)



第2.3.2.4図 すみ部集中応力の時間変化 (その4 頂板形状の影響)

無視し、温度分布および熱膨張は相似であると仮定して、

$$\sigma_a = \sigma_m \times \frac{\alpha_a E_a \Delta T_a}{\alpha_m E_m \Delta T_m} \quad \dots \quad (2.3.6)$$

ここで、 $\sigma_m = \frac{f \cdot N}{t}$

したがつて、

$$\sigma_a = \frac{f \cdot N \cdot \alpha_a E_a \Delta T_a}{t \alpha_m E_m \Delta T_m} \quad \dots \quad (2.3.7)$$

上式において以下の諸値を代入して $\sigma_a = 21 \text{ Kg/mm}^2$ をうる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_a = 1.2 \times 10^{-6}, \quad \alpha_m = 6.0 \times 10^{-5} \quad ^\circ\text{C} \\ E_a = 2 \times 10^4, \quad E_m = 350 \quad \text{Kg/mm}^2 \\ \Delta T_a = 150, \quad \Delta T_m = 60 \quad \text{C} \\ f = 1.05 \quad \text{Kg/mm fringe} \\ N = 4.2 \\ t = 6.0 \quad \text{mm} \end{array} \right.$$

3.2.4 まとめ

以上の結果を要約すると

- i) 円筒側壁部は主として上端における頂板の曲げモーメントにより曲げ応力を発生し、最大集中応力は側壁内面すみ部半径の r 止り附近に生じる。
- ii) 過渡的最大熱応力は冷却開始後 1 分前後に生じる。これは頂板の曲げモーメントが最大となる時期に相当しているようである。
- iii) 頂板厚さの増大は曲げモーメントを増大させ側壁部の曲げ応力、したがつてすみ部集中応力を増大させる。
- iv) 側壁厚さの増加はその曲げ応力を減少させるのですみ部集中応力を減少させる。
- v) すみ部半径の増加はすみ部集中応力を増大させる。
- vi) 頂板を球面状にするとすみ部集中応力は減少するようである。
- vii) 実機模型について実機における最大熱応力を近似的に求めると、 20 Kg/mm^2 程度の値がえられる。
- viii) 今後の問題としては、頂板の曲げモーメントおよび応力状態とすみ部集中応力との関係を温度測定の結果をもとに定量的に考察し、頂板の形状および肉厚の効果を明確にすること、また、実機における応力状態を推定する上での補正項を数式的に表現すること、実験精度をより向上すること等が重要であると考える。

参考文献

- 1) 河田、橋本 ; 第 24 回応用物理学会前刷 (昭 38.1.0), 5
- 2) 浜田 ; 日本機械学会誌 Vol. 68 (1965), 599
- 3) 今政、壱岐 ; 日本機械学会関西支部熱応力研究分科会シンポジウム前刷 (昭 40.1.2), 45
- 4) 森 ; 土木学会論文集 Vol. 66 (昭 35), 21

第3章 排気弁棒の熱および機械的強度に関する研究

まえがき

巨大船用超大形ディーゼル機関の問題点として、最も重要視されている点は、燃焼室を構成する主要壁材の熱負荷の増大である。なかでもユニフロー掃気式2サイクルディーゼル機関の排気弁はその全周を燃焼ガスおよび排気ガスによつておおわれているうえに冷却が困難であるため、その熱負荷は特に苛酷であるものと考えられ、今後さらに、平均有効圧の増大による出力増加によつて、ますます苛酷な熱的条件に置かれるものと思われる。しかるに従来大形2サイクルディーゼル機関用排気弁の熱負荷、強度に関する研究は全く見られない。そこで本研究においては実際の機関の排気弁における熱的条件を把握して熱応力を解析し、また機械的応力については光弾性および实物模型実験にもとづいて理論的解析を行ない、熱応力との重畠によつて弁の強度を検討して排気弁の最適設計基準を得るとともに、給気量、シリンダ充てん空気量などのサイクル特性値および各種運転条件と熱負荷との関連を把握して熱負荷軽減について検討し、熱負荷を考慮した最適サイクル設定基準および運転条件を得るものである。

第1節 大形ディーゼル機関排気弁の熱負荷のはざと軽減

1.1 緒言

従来小形機関用排気弁においては特殊弁材の硬度変化によつて温度分布の解析が見られるが、大形機関用排気弁については特殊弁材の使用が困難であるとともに、熱電対による多点温度測定も困難であるため、その温度分布の解析はなされていない。そこで現在製作されている大形機関の排気弁とそれに隣接する弁座およびシリンダカバーについて多点測定によつてその温度分布を把握し、それら部材における熱流れを解析する。また燃焼室壁熱負荷を支配する因子としてシリンダ充てん空気量および吹抜け空気量などのサイクル因子が考えられるが、これらの系統的な定量的関連については従来明らかにされていない。そこで排気ターボチャージャのタービンノズルとデイフューザーの変更実験および掃気放出実験を行ない、それらサイクル因子と熱負荷との関連および機関性能と熱負荷との関係などについて実験的に検討し、熱負荷軽減のための機関サイクル設定方策を得るとともに、掃気温度、燃料噴射時期および燃料など運転条件と機関性能および熱負荷との関連をも検討し、熱負荷軽減のための運転条件を得、超大形ディーゼル機関への指針とする。

1.2 実験内容および条件

実験は過給機変更実験、掃気放出実験および運転条件変更実験を行なつた。実験対象機関は日立B&W774-VTR2-BF-160型機関であり、機関主要目は

シリンダ数	7 Cyl.
シリンダ径／ピストン行程	740 mm / 1,600 mm
連続最大出力／回転数	1,650 PS/Cyl / 119 rpm
常用出力／回転数	1,500 PS/Cyl / 115 rpm
連続最大図示／正味平均有効圧	10.0 kg/cm ² / 9.1 kg/cm ²
常用図示／正味平均有効圧	9.5 kg/cm ² / 8.5 kg/cm ²

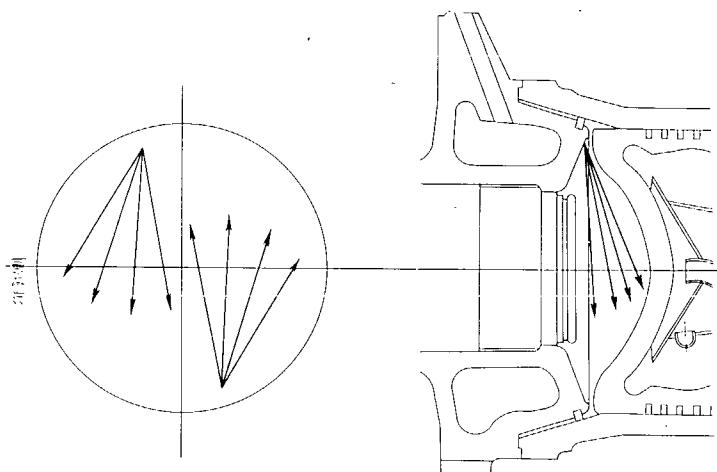
である。そして、組立断面図を第3.1.1図、燃料噴射継続図を第3.1.2図に示す。また排気管系列を第3.1.3図に示すが、測定は16.1シリンダを対象にして行なつた。

1.2.1 過給機変更実験

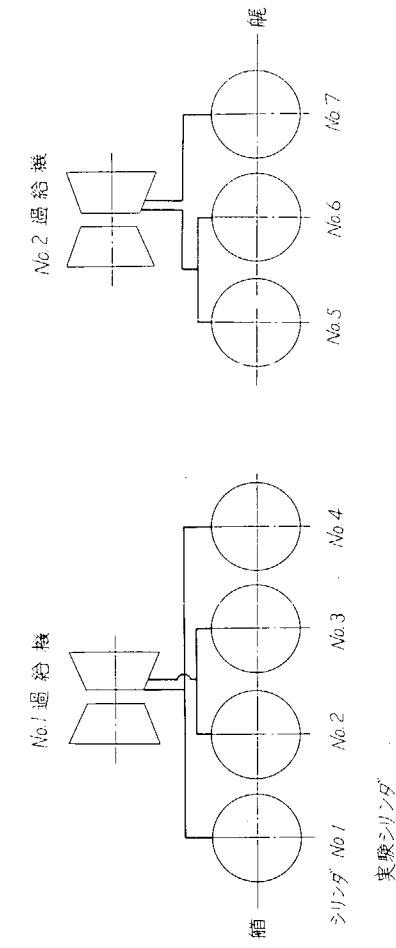
過給機は第3.1.4図に示すIHI-BBCのVTR-630型過給機を使用して、タービンノズルとデイフューザーを取り替え第3.1.1表に示す5種類の実験を行なつた。

1.2.2 掃気放出実験

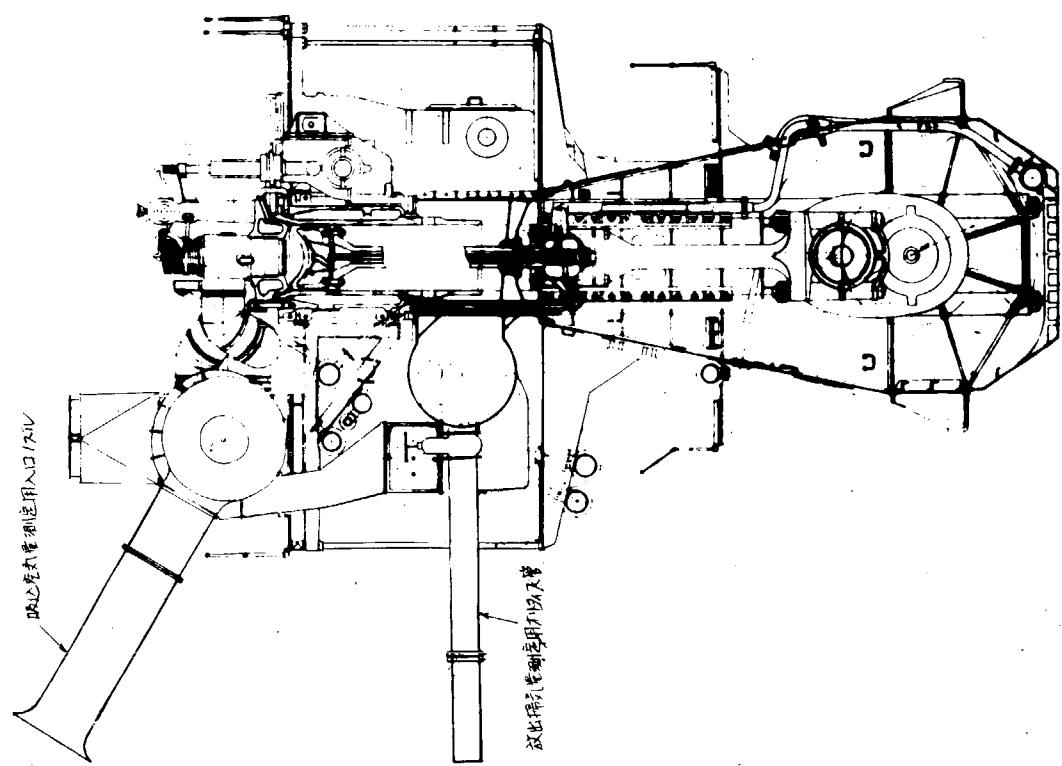
過給機変更および最高圧力変更実験の9.0および10.0%負荷で各2種類の掃気放出を行なつた。なお掃気放出によ



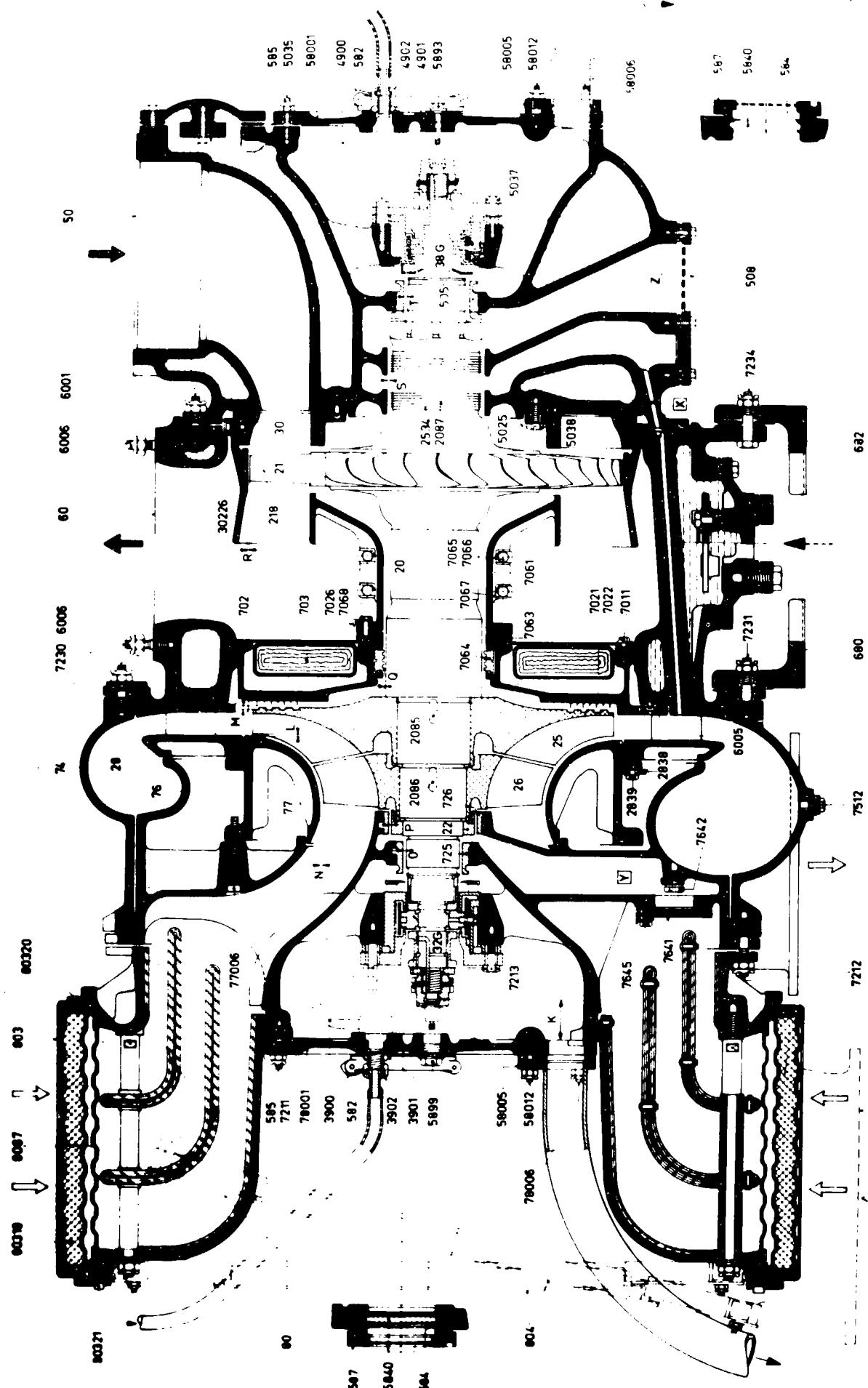
第3.1.2図 燃料噴射線図



第3.1.3図 排氮管系列



第3.1.1図 供試機関



第三章 圖件試驗機

つて給気量が減少し掃気圧力が低下すると排気温度が急激に上昇するので排気温度(タービン入口)の最高値を550°Cにおさえて実験したため、実際の掃気圧力の低下は第3.1.1表に示すとおりである。

1.2.3 運転条件変更実験

第3.1.1表に示すとおり、掃気温度変更および最高圧力変更実験とC重油運転を行なつた。掃気温度変更実験は標準過給機状態で実験し、90および100%負荷時にそれぞれ掃気温度を標準状態の35°Cから約10°Cおよび約20°C高くした約45°Cおよび約55°Cで実験した。実際の掃気温度は第3.1.1表に示すとおりである。

第3.1.1表 実験条件

実験名称	実験記号	実験条件		
		ノズル面積cm ²	デイフューザ 内径mm	
過給機変更実験	①-1 M ₁ ~M ₄	775	848/834	負荷 50% / M ₁ , 75% / M ₂ , 90% / M ₃ , 100% / M ₄
	-2 ◊	710	◊	◊
	-3 ◊	660	◊	◊
	-4 ◊	◊	834/820	◊
	-5 ◊	860	848/834	◊
	③ ◊ *	775	◊	◊
掃気放出実験	①-1 Ma~Md	775	848/834	90%負荷、Ps=0.15at低下/Ma, 0.23at低下/Mb 100%負荷、Ps=0.14at低下/Ma, 0.20低下/Md 90%負荷、Ps=0.15at低下/Ma, 0.24at低下/Mb 100%負荷、Ps=0.10at低下/Ma, 0.17低下/Md 90%負荷、Ps=0.14at低下/Ma, 0.24at低下/Mb 100%負荷、Ps=0.13at低下/Ma, 0.20at低下/Md 90%負荷、Ps=0.12at低下/Ma, 0.23at低下/Mb 100%負荷、Ps=0.11at低下/Ma, 0.15at低下/Md 90%負荷、Ps=0.10at低下/Ma, 0.15at低下/Mb 100%負荷、Ps=0.10at低下/Ma 90%負荷、Ps=0.12at低下/Ma, 0.19at低下/Mb 100%負荷、Ps=0.09at低下/Ma, 0.14低下/Md
	-2 ◊	710	◊	
	-3 ◊	660	◊	
	-4 ◊	◊	834/820	
	-5 ◊	860	848/834	
	④ ◊	775	◊	
運転条件変更実験	③ Ma~Md	775	848/834	掃気温度変更、90%負荷、9°C上昇/Ma, 17°C上昇/Md 100%負荷、10°C上昇/Ma, 20°C上昇/Md 最高圧力変更、燃料噴射時期1.5deg早め、負荷50~100% / M ₁ ~M ₄
	④ M ₁ ~M ₄	◊	◊	C重油運転 負荷 50~100% / M ₁ ~M ₄
	⑤ ◊	◊	◊	

(注)※ 掃気温度変更実験における掃気温度標準の場合で、①-1の再実験となる。

最高圧力変更実験は標準状態から燃料噴射時期を1.5deg早め、最高圧力を高めて実験した。

またC重油運転は標準状態でC重油を用いて運転した。

なお運転負荷はプロペラ特性上の50、75、90および100%負荷で各45分間運転し、かつ90および100%負荷時に30分間、各2回の掃気放出および掃気温度変更を行なつた。実験中機関回転数および動力計荷重は正確に合せ、掃気温度は35°C±2°C(掃気温度変更実験では45°C±2°Cおよび55°C±3°C)、冷却水出口温度は60°C冷却油出口温度は50°C一定、燃料噴射時期一定(最高圧力変更実験では1.5deg早め)で行ない、燃料噴射方向は第3.1.2図に示す標準を用いた。

また本実験に使用した燃料油の性状は第3.1.2表に示すとおりであり、温度に対する比重および粘度を第3.1.5図に示す。なおA重油は常温にて、C重油は約100°Cに加熱して用いた。

第3.1.2表 実験に使用した燃料油の性状

燃料 油	比 重			反 応 点	粘 度				残 炭	灰 分	水 分	い お う 分	総 発 熱 量	真 発 熱 量	
					R.W. No.1										
	22.5°C	50°C	75°C	℃	37.78°C	50°C	75°C	988.9°C	%	%	%	%	Kcal/Kg	Kcal/Kg	
A	0.8404	0.8207	0.8040	中性	87.0	35.1 //	33.1 //	30.9 //	—	0.38	tr	tr	1.08	10,921	10,255
C	0.9380	0.9169	0.9017	中性	117.0	—	37.5 //	12.9 //	64.6 //	8.03	0.023	0.02	2.78	10,465	9,836

1.3 各種実験条件に対する性能、ガス流れ特性およびサイクル値の検討

1.3.1 実験方法

(1) 測定方法

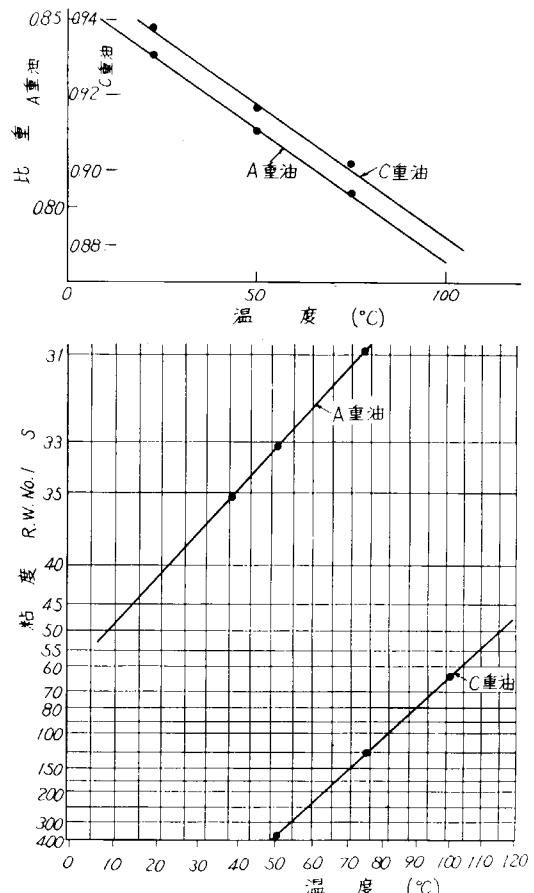
(a) インジケータ線図

インジケータ線図の測定は、抵抗線式圧力計オシログラフによつて行なつた。ここで使用した計器および測定項目を第3.1.3表に示す。

圧力計の取付は、掃気圧力については船首側掃気集合管ドレンせん(栓)、シリンダ内低圧については注油器取付用ダボ、シリンダ出口排気圧力については排気弁出口検爆コック用ダボ、ターピン入口、出口排気圧力についてはU字管用ダボ、燃料圧力についてはインジケータコックを用いた。なお測定はNo.1シリンダ系について行なつた。

(b) 吸込空気量および放出量

一般に吸込空気量測定には、オリフィス管を使用しているが、オリフィス管を使用すると取付に場所を大きくとることと、吸込抵抗が大きいという欠点があつた。そこで、それらの欠点を除くため、本実験では第3.1.6図に示す入口ノズルを使用した。フロア空気吸込団に入口ノズ



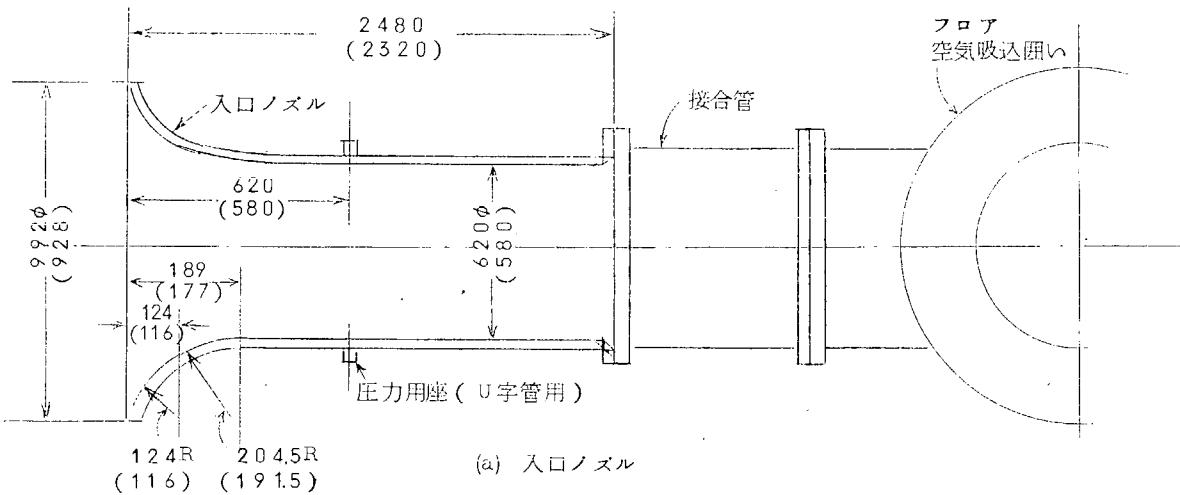
第3.1.5図 使用燃料油の比重および粘度

第3.1.3表 計器および測定項目

測定項目	圧力計タイプ	増幅器感度	バイブレータ固有振動数	備考
掃 気 壓 力	PHF03A-21513	Strain $\times 10^{-6}$ /at 300/0.42	100 c/s	增幅器は共和電業製
シリンダ内低圧力	PHF15BF-94951	100/1.18	500	DPM-CT型
シリンダ出口排気圧力	PHF05F-21414	300/0.553	500	
ターピン入口排気圧力	PHF05F-27790	300/0.520	300	記録計は三栄測器製ビジグラフ PR
ターピン出口排気圧力	PHF01F-20873	100/0.0355	300	101型およびFR102型
燃 燃 壓 力	PHF7BS-21458	1000/32.9	500	

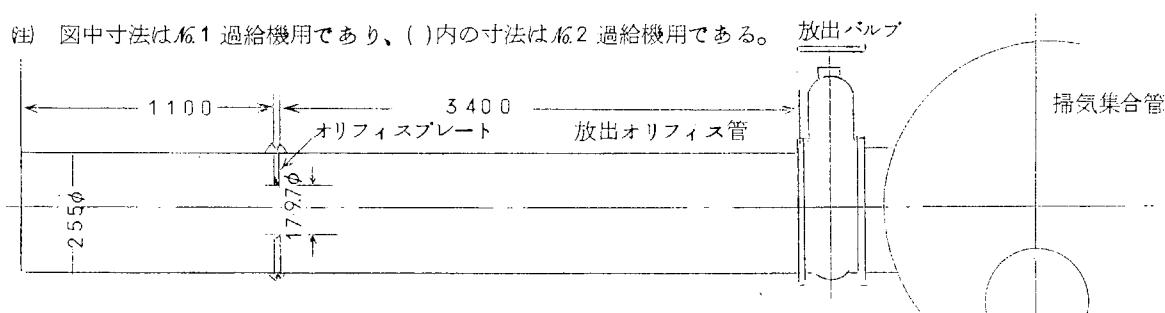
ルを取付けて、周囲4カ所の圧力用座にビニール管をつなぎ、字管によつて負圧を測定し、吸込空気量を算出した。

また、掃気放出は掃気集合管マンホールに第3.1.6図に示す放出オリフィス管を取付け放出バルブ操作により放出量を調節し、オリフィス差圧をもつて放出量を算出した。そして機関給気量は(吸込空気量 - 放出量)によつて算出した。



(a) 入口ノズル

注 図中寸法は A.1 過給機用であり、()内の寸法は A.2 過給機用である。



(b) 放出オリフィス管

第3.1.6図 入口ノズルおよび放出オリフィス管

(c) その他の

次に主な一般性能測定方法について述べる。まず掃気圧力は掃気集合管に取付けた水銀マノメータを用い、その他の厳密な値を必要としない圧力はブルドン管圧力計にて測定した。またシリンドラ出口、タービン入口、出口の排気温度などの諸温度は機関付き棒状温度計にて、また、機関回転数は積算回転計 1,000 回転の時間を測定して求め、過給機回転数は発電機式回転計を用いて測定した。次に燃料消費量は容積測定法（そろばん玉状容器内の燃料の通過（消費）時間を測定）により測定し、正味出力は 2 万馬力のフラウド式水動力計を用いて測定した。

(2) 検討方法

1.2 項で述べた各種実験条件において実験して得られた結果を検討するため(a)一般性能値、(b)ガス流れ特性値、(c)サイクル値について各々その代表値を図に画いたが、まずそれら代表値について説明する。

(a) 一般性能値

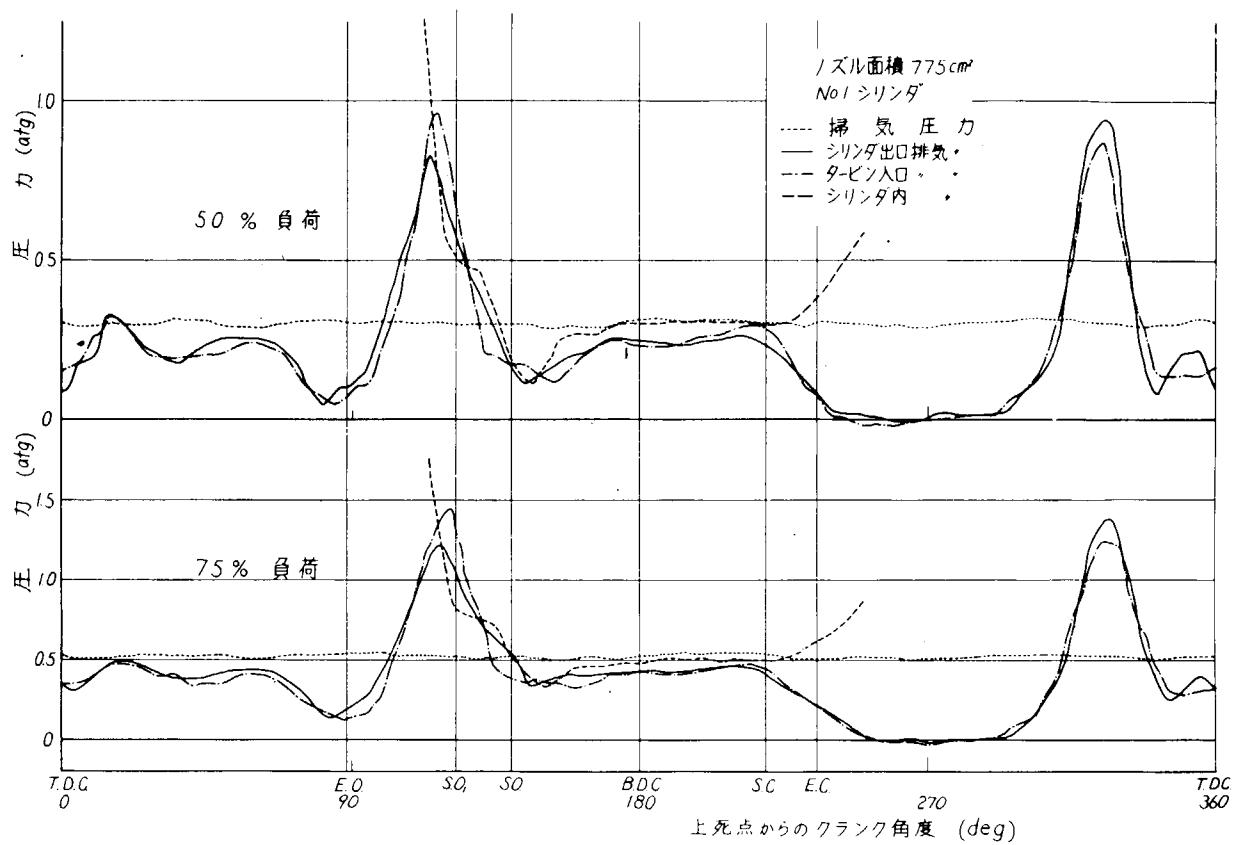
一般性能値として、機関性能および熱負荷を決定する重要なサイクル因子である給気量 Q_s^* 、掃気圧力 p_s をまずあげ、次にそれらに影響を及ぼすタービン入口排気温度 t_t および過給機回転数 n_t をあげた。そして一般燃焼状態および熱負荷の目安とされているシリンドラ出口排気温度 t_e および機関性能および強度を支配するサイクル因子として圧縮圧力 p_c 、最高圧力 p_{max} (p_c 、 p_{max} はガス流れにも関係するので、必要な場合は(b)のガス流れ特性値を示す図の中にも入れた) をあげ、最後に機関性能を表す代表値ともいえる燃料消費率 η_e およびボルスマーク $P.M.$ をあげた。

なお 1.2 項にも述べたように本機関は 7 シリンドラであり、A.1 過給機には A.1～A.4 シリンドラが、A.2 過給機には A.5～A.7 シリンドラが結合されているが、インジケータ線図および温度測定は A.1 シリンドラ系で行なつたので、一般性能値も全シリンドラ平均のほかに A.1 シリンドラ系の値を示している。しかし必要な場合は A.2 過給機系の値をも併記した。

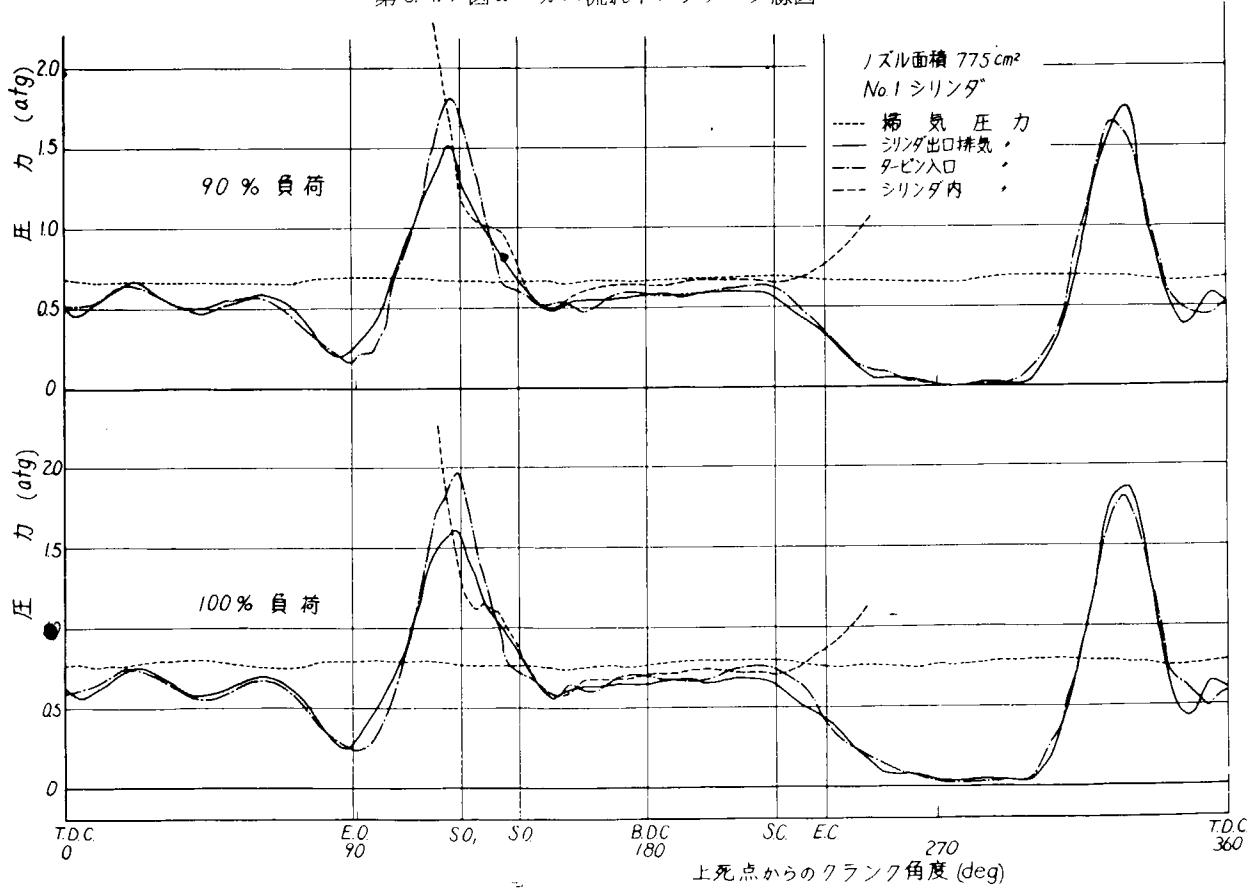
* 純気量 $Q_s N' m^3 / sec.$ cyl は $20^\circ C$ 、 $760 mmHg$ を換算した体積（以後 $N' m^3$ と表現する）である。

(b) ガス流れ特性値

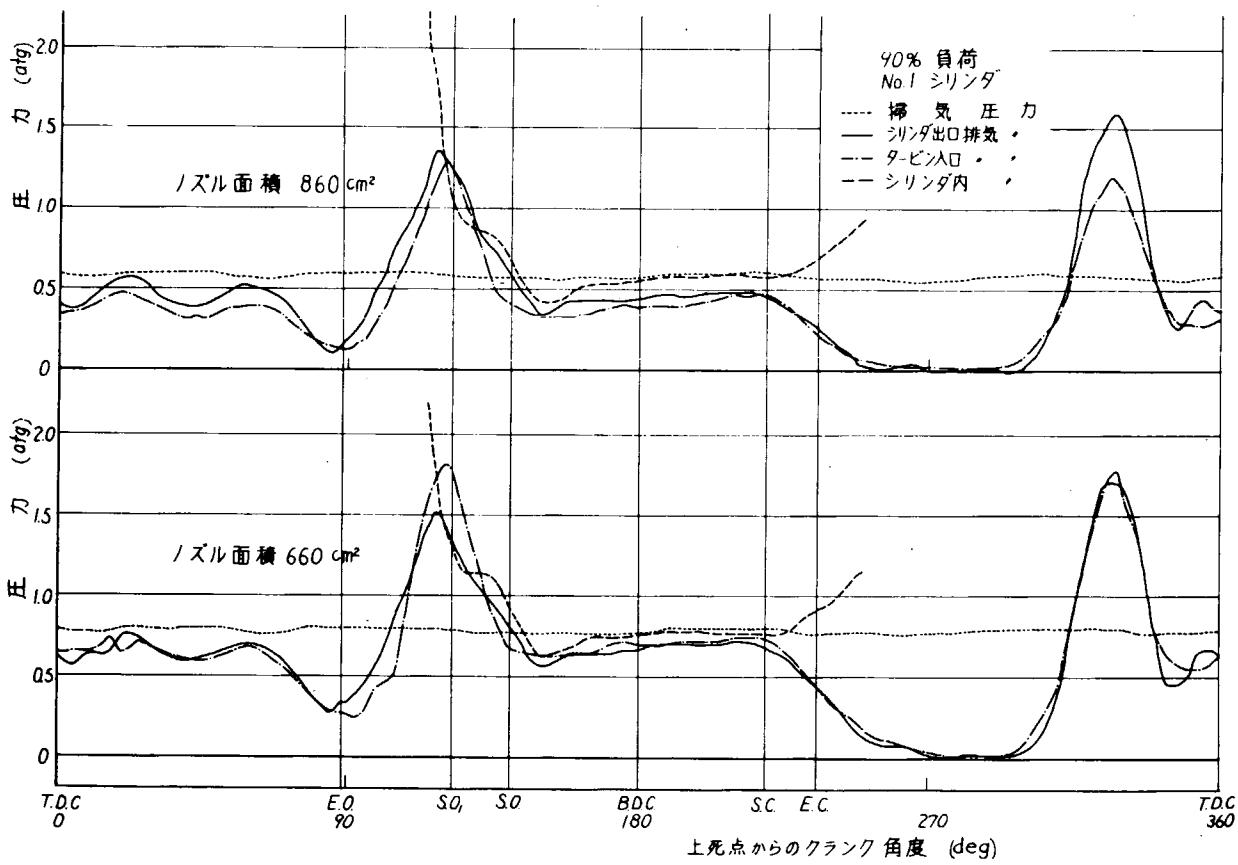
ガス流れ特性値はすべてインジケータ線図より得られた値である。各種実験条件におけるインジケータ線図の代表例を第3.1.7図a～第3.1.7図dに示す。ガス流れ特性値としてまず圧縮初めの圧力 p_1 、吐排気弁閉弁時（設計



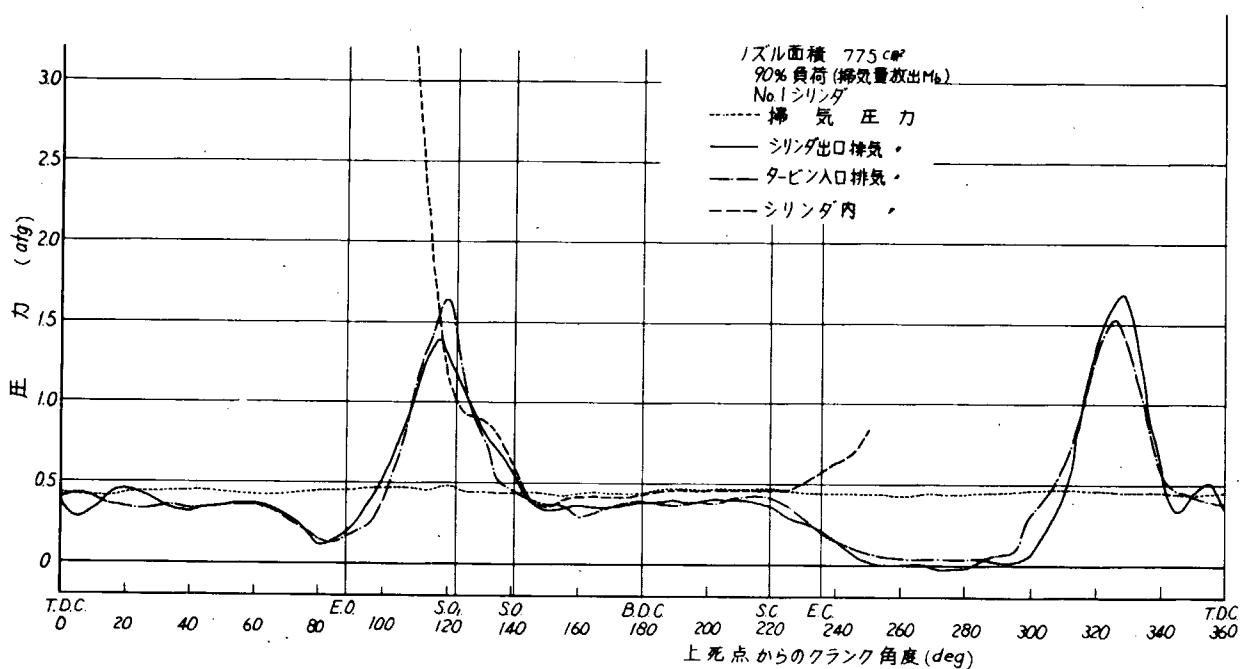
第3.1.7図a ガス流れインジケータ線図



第3.1.7図b ガス流れインジケータ線図



第3.1.7 図c ガス流れインジケータ線図



第3.1.7 図d ガス流れインジケータ線図

点)のシリンダ内圧力として得られ、掃気圧力 p_s および掃気孔開孔から排気弁開弁までの排気弁開弁面積、ピストンの上昇速度、シリンダ背圧によって定まるが、第3.1.7図に示すように一般に p_s より高い。そしてそれは機関性能を支配するサイクルの初期条件を与えるとともに、燃焼室壁熱負荷を支配するシリンダ内空気量を決定する大きい因子であり、また圧縮圧力 p_c および最高圧力 p_{max} を介して、排気弁開弁時のシリンダ内圧力 p_4 に影響を与える。そして p_4 は次に述べる逆流現象に対してその初期条件を与える。

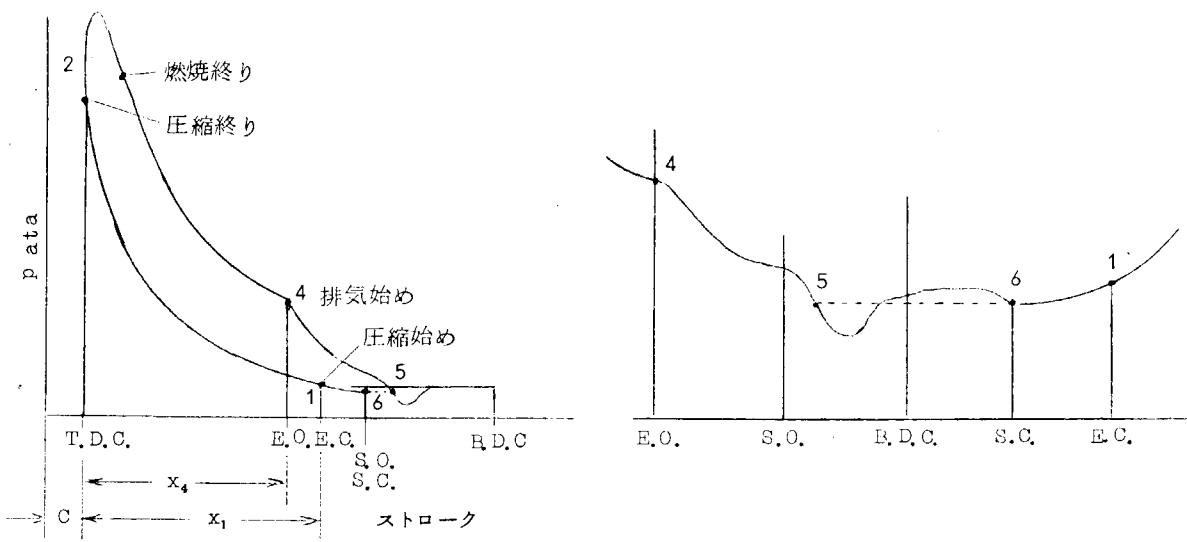
2サイクル機関、特に変動圧過給(供試機関のような)の場合、排、掃気開始時期は掃気孔開孔時にシリンダ内燃焼ガスが掃気側へ逆流しないことを考慮に入れて決定されるが、高過給機関においては、完全に逆流を防ぐことは困難であるうえ、逆流はピストン頂面の掃気孔開孔以後のみに生じるとはかぎらず、ピストンの第1リングが掃気孔の上端を過ぎてからピストン頂面が掃気孔を開くまでの間に、シリンダ内燃焼ガスがピストンとライナの間けきから掃気側へ漏れることが推定される。そして、この逆流現象はピストン側面に付着しているカーボンスラッジおよびカーボン火花を掃気孔および掃気室へ付着、堆積させ、掃気室火災の原因となるとともに、ガス交換における掃気効率を悪くして機関性能を悪くし、熱負荷を上げ、また高温の燃焼ガスの通過によってライナ下部およびピストン上部側面を加熱し壁材の局部熱負荷を高める作用をもつている。したがつて逆流現象は燃焼室壁熱負荷に対しても重要な因子である。この観点からピストン第1リングが掃気孔の上端を過ぎる時のシリンダ内圧力と掃気圧力との差圧 $\Delta p_{s.o.1}$ 、ピストン頂面掃気孔開孔時のシリンダ内圧力と掃気圧力の差圧 $\Delta p_{s.o.0}$ 、さらにピストンの第1リングが掃気孔の上端を通過してからシリンダ内圧力が掃気圧力と等しくなるまでの(第3.1.7図中斜線部)差圧角度面積* ΔS を逆流現象を左右する因子としてあげた。

またガス流れの良否を決定するためのいま一つの因子として、掃、排気孔における流動抵抗が考えられる。これらは機関性能および熱負荷に影響をもつ給気量と掃気圧力の関係、圧縮始めの圧力および圧縮始めの温度に作用するガス交換の良否を決定する。そこで掃気期間中の平均排気圧力(シリンダ出口排気圧力) $p_{t.s.m.}$ を算出し、掃気終り(S.C.)時のシリンダ内圧力 $p_{s.c.}(=p_6)$ および掃気圧力 p_s を含めた3者の圧力レベルの比較をする意味で $p_{s.c.}$ 、 $p_{t.s.m.}$ をあげた(なお $p_{t.s.m.}$ の値は、1サイクルにわたる平均排気圧力よりやや低目であるが過給機の出力を決定する一つの因子である圧力エネルギーの比較論的な目安ともなると思われる)。

(c) サイクル値

サイクル値は測定インジケータ線図および一般性能にもとづき次のような方法で計算されたものである。

(i) 使用記号および計算式………インジケータ線図の各点を第3.1.8図に示す。



第3.1.8図 インジケータ線図

* 逆流流量を厳密に計算するには、差圧によるオリフィスからの流出流量の時間的積分値を用いなければならない
* いが、ここでは相対的な比較の意味で便宜的に差圧角度面積を取つた。

次に使用した記号および添字を示す。

使用記号

D, S	: ピストン直径、ピストン行程	m, m'
x	: T.D.C. からのピストン位置(任意の)	m
C, V_c	: 間げき長さ、間げき体積	m, m'
V_s, V_z	: 行程体積、シリンダ体積(任意の)	m, m'
ϵ, ϵ'	: 有効圧縮比($(C+x_1)/C$)、有効膨張比($(C+x_4)/C$)	
b_e	: 正味燃料消費率	$g/PS/h$
n	: 機関回転数	rpm
N_e	: 1 シリンダあたりの正味馬力	PS/cyl
Q_s	: タ の給気量($20^{\circ}C$ $760mmHg$ 換算)	$N'm^3/sec.cyl$
p_v	: 飽和蒸気圧	Kg/m^3
H_u	: 燃料の低位発熱量	$Kcal/Kg$
L_o	: 燃焼に要する理論的空気量	Kg/Kg
V_{go}	: 理論空気量($\lambda = 1$)における燃料1Kgによる燃焼ガスの標準状態における体積	Nm^3/Kg
R, p, T	: ガス定数、圧力、体積	$Kg-m/Kg^{\circ}K, Kg/m^3^{\circ}K$
c_p, c_v, κ	: ガスの定圧、定積比熱、比熱比	$Kcal/Kg^{\circ}C, \kappa$
γ, ν	: 比重量、比体積	$Kg/m^3, m^3/Kg$
X	: 大気の関係湿度	
G_s	: 吹込給気量	$Kg/sec.cyl$
G_e	: 掃気で使用した全給気量	$Kg/cycle.cyl$
G_{sz}	: p_z, T_s で行程体積を占める給気量(ここでは $p_z=p_6=p_5$)	"
G_1	: 燃焼前シリンダ内全ガス量	"
G_{tr}	: 掃気後シリンダ内にとどまつた新気量	"
G_A	: シリンダに残つた純空気量	"
G_a	: 吹抜け空気量($G_e - G_{tr}$)	"
B	: 噴油量	"
V_a	: p_6, T_6 における吹抜け空気量	$m^3/cycle.cyl$
$V_{a.E.C.}$: p_1, T_1 "	"
α	: 吹抜け率(G_a/G_e)	
δ	: 燃焼によるガスの体積増加比	
ϕ	: 掃気期間温度上昇度(T_6/T_s)	
α_s	: 圧縮始め圧力上昇度(p_1/p_s)	
λ	: 任意の空気過剰率	
λ_A	: 空気過剰率(G_A/B_{Lo})	
η_p	: 空気純度(G_A/G_1)	
η_s	: 掃気効率(G_{tr}/G_1)	
η_z	: 給気比(G_e/G_{sz})	
η_{tr}	: 給気効率(G_{tr}/G_e)	

添字 数字 第3.1.8図の各点

- s 掃 気
- z シリンダ内
- s.c. (=6) 掃気終りの状態
- o 大気状態

次に計算式について述べる。まず、給気比 l_z はここでは全給気量 G_e と p_6 、 T_s で行程体積を占める給気量の比で表わされ、次のように計算される。

$$l_z = G_e / G_{sz} \quad \dots \quad (3.1.1)$$

$$G_e = Q_s r_0 : 60/n \quad \text{ただし } r_0 \text{ は } 20^\circ\text{C}, 760 \text{ mmHg} \text{ における値} \quad \dots \quad (3.1.2)$$

$$G_{sz} = p_6 \cdot V_s / R_s T_s \quad \dots \quad (3.1.3)$$

l_z を用いて掃気期間温度上昇度 ϕ は次のように求められる。

$$\phi = 1 + \Omega \frac{1 - T_s / T_s}{e^{l_z} - 1 + T_s / T_s} \quad \dots \quad (3.1.4)$$

ここで掃気始めから掃気終りまで(掃気期間)のシリンダ体積 V_z 、シリンダ内圧力 p_z 、ガス定数 R_z 、比熱 $C_p z$ を一定とし、かつ $V_z = V_s$ 、 $R_z = R_s$ 、 $C_p z = C_p s$ と仮定し、シリンダ壁とガスの間に熱交換はないものとする。さらに Ω は掃気と排気の混合および熱交換の状態に対する係数で、掃気の吸込みの瞬間に熱交換が行なわれる場合 $\Omega = 1$ 、 $l_z > 1$ の完全掃気でしかも掃気の終りに熱交換を行う場合 $\Omega = 0$ である。すなわち Ω は混合の程度と熱交換の程度の両者の影響をうけ、この場合両者の影響をおののおの 50% とすれば $\Omega = 0.75$ となる。また掃気効率 η_s は次式で与えられる。

$$\eta_s = 1 - \Pi \frac{T_s / T_s}{e^{l_z} - 1 + T_s / T_s} \quad \dots \quad (3.1.5)$$

ここで Π は排気と掃気の混合の程度による係数で、完全混合でしかも $C_p s = C_p z$ 、 $R_s = R_z$ 、 $V_s = V_z$ の場合(瞬間熱交換)は $\Pi = 1$ 、また完全離層で $l_z > 1$ の場合(掃気と排気が掃気の終りで熱交換)は $\Pi = 0$ であり、この計算では $\Pi = 0.5$ とする。

次に、各点における空気過剰率 $\lambda_{s.c.}$ 、 λ_3 、 λ_5 、 λ_A および空気純度 η_p は残留ガス中の燃料分の重量を無視すると

$$\lambda_{s.c.} = \frac{1}{1 - \eta_p} \quad \dots \quad (3.1.6)$$

$$\lambda_3 = \lambda_5 = \frac{\lambda_A}{(1 - \eta_p) \lambda_A + \eta_p} \quad \dots \quad (3.1.7)$$

$$\lambda_A = \frac{6 \times 10^4 \cdot n \cdot a_s \cdot p_s \cdot V_s \cdot \epsilon \cdot \eta_p}{R_1 \cdot T_s \cdot \phi \cdot L_o \cdot b_e \cdot N_e \left(\left(p_1 / p_6 \right)^{1 - \frac{1}{K_e}} \right)} \quad \dots \quad (3.1.8)$$

$$\text{ここで } a_s = p_1 / p_s \quad \dots \quad (3.1.9)$$

そして空気純度 η_p は

$$\eta_p = \frac{\lambda_A \eta_p}{1 + \lambda_A \eta_p - \eta_s} \quad \dots \quad (3.1.10)$$

またガス定数 R_s は

$$R_s = \frac{29.27}{1 - 0.378 \cdot X \cdot p_v / p_0} \quad \dots \quad (3.1.11)$$

で与えられるので、 $R_{s.c.}, R_s$ は、

$$R_{s.c.} = 1.293 R_s \times \frac{1 + L_o \lambda_{s.c.}}{V_{go} + L_o (\lambda_{s.c.} - 1) / 1.293} \quad (3.1.12)$$

$$R_s = 1.293 R_s \times \frac{1 + L_o \lambda_s}{V_{go} + L_o (\lambda_s - 1) / 1.293} \quad (3.1.13)$$

となる。そして燃焼によるガスの体積増加比 δ は残留ガス内の燃料分重量を無視すれば次式のように表わされる。

$$\delta = \frac{1 + \frac{1.293 V_{go} - L_o}{L_o \lambda_3}}{1 + \frac{1.293 V_{go} - L_o}{L_o \lambda_1}} \quad (3.1.14)$$

そこで各点の温度および各区間の温度は次のようにして計算される。

1～2間

$$T = T_1 \times \frac{p}{p_1} \times \frac{C + x}{C + x_1} \quad (3.1.15)$$

2～4間

$$T = T_1 \times \frac{p}{p_1} \times \frac{C + x - 1}{C + x_1 - \delta} \quad (3.1.16)$$

ただし 点2においては $\delta = 1$

点2～3の間は $\delta = 1 \sim \delta = \delta$

点3～4 $\delta = \delta$

4～5間

$$T = T_4 \left(\frac{p}{p_4} \right)^{1 - \frac{1}{\kappa_g}} \quad (3.1.17)$$

ただし、 κ_g は4～5間の $\lambda = \lambda_5$ における平均比熱比

5～6間

$$T_6 = \phi \cdot T_5 \quad (3.1.18)$$

6～1間

$$T = T_6 \left(\frac{p}{p_6} \right)^{1 - \frac{1}{\kappa_e}} \quad (3.1.19)$$

ただし、 κ_e は6～1間の ($\lambda = \lambda_{s.c.}$ における) 平均比熱比

次に、圧縮始めのシリンダ内ガス量は

$$G_1 = p_1 V_1 / R_1 T_1 \quad (3.1.20)$$

で与えられ、シリンダ内残留新気量は掃気終り～圧縮始め間ではシリンダ内ガスの組成は変わらないとして（したがつて $(\eta_s)_1 = \eta_s, \lambda_1 = \lambda_{s.c.}, R_1 = R_{s.c.}$ ）

$$G_{tr} = \eta_s \times G_1 \quad (3.1.21)$$

吹抜け空気量は

$$G_a = G_1 - G_{tr} \quad (3.1.22)$$

吹抜け率は

$$\alpha = G_a / G_1 \quad (3.1.23)$$

シリンダにとどまつた純空気量は

$$G_A = \eta_p \times G_1 \quad (3.1.24)$$

残留ガス量は

$$G_r = (1 - \eta_s) \times G_1 \quad (3.1.25)$$

給気効率は

$$\eta_{tr} = G_{tr}/G_1 \quad (3.1.26)$$

となる。また

6の点(掃気孔閉時)の状態における吹抜け空気体積は

$$V_a = G_a \times R_{s.c.} \times T_{s.c.} / p_6 \quad (3.1.27)$$

1の点(排気弁閉時)の状態における吹抜け空気体積は

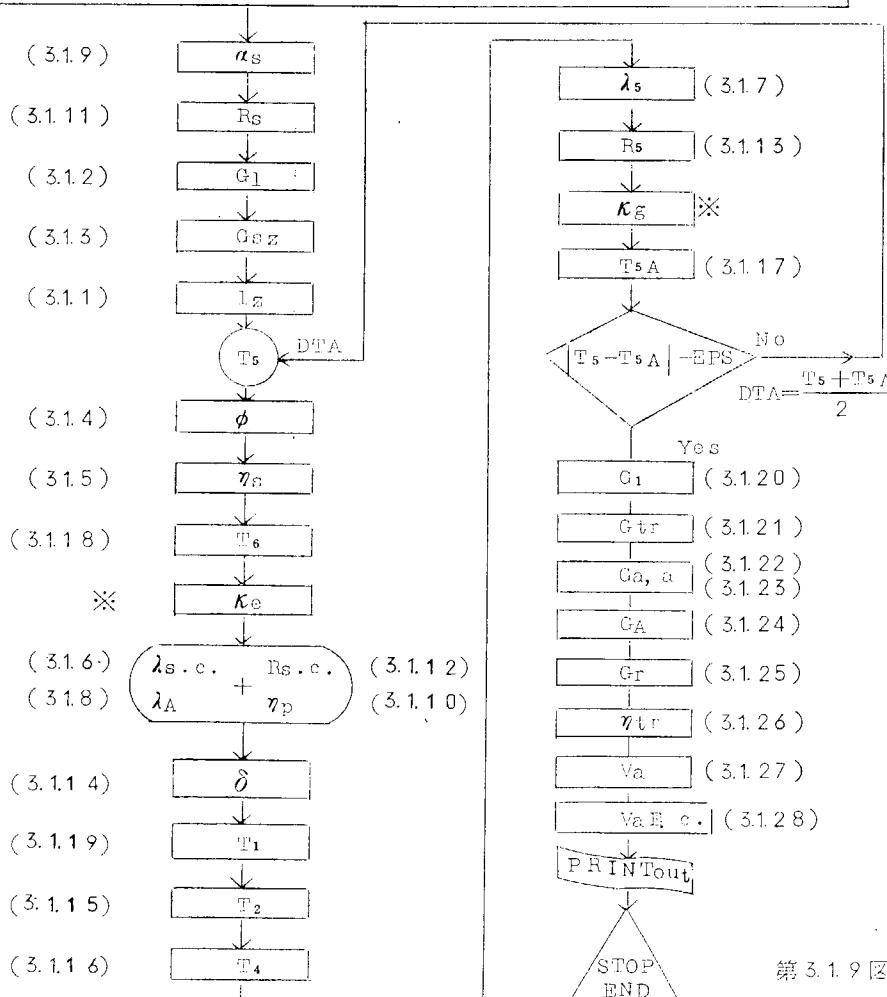
$$V_{a.E.c.} = G_a \times R_1 \times T_1 / p_1 \quad (3.1.28)$$

とそれぞれ求められる。

(ii) 計算方法

計算はくり返し計算となり収束に手数がかかり連立方程式は多少繁雑であるのでデジタル形電子計算機を用いて計算した。計算のフローチャートを第3.1.9図に示す。

機関固有値	D, S, Vc, C, x1, x4
一般測定結果	b _e , n, N _e , p ₀ , T ₀ , p _s , p ₀ , Q, r ₀ , P _v
燃料分析結果による定数値	H _u , L _o , V _{g0}
設定値および仮定値	X _e , π, DTA, EPS, Ω, H
燃焼室内インジケータ線図	p ₂ , p ₄
シリンダ低圧部インジケータ線図	p ₁ , p ₅ , p ₆



(注)

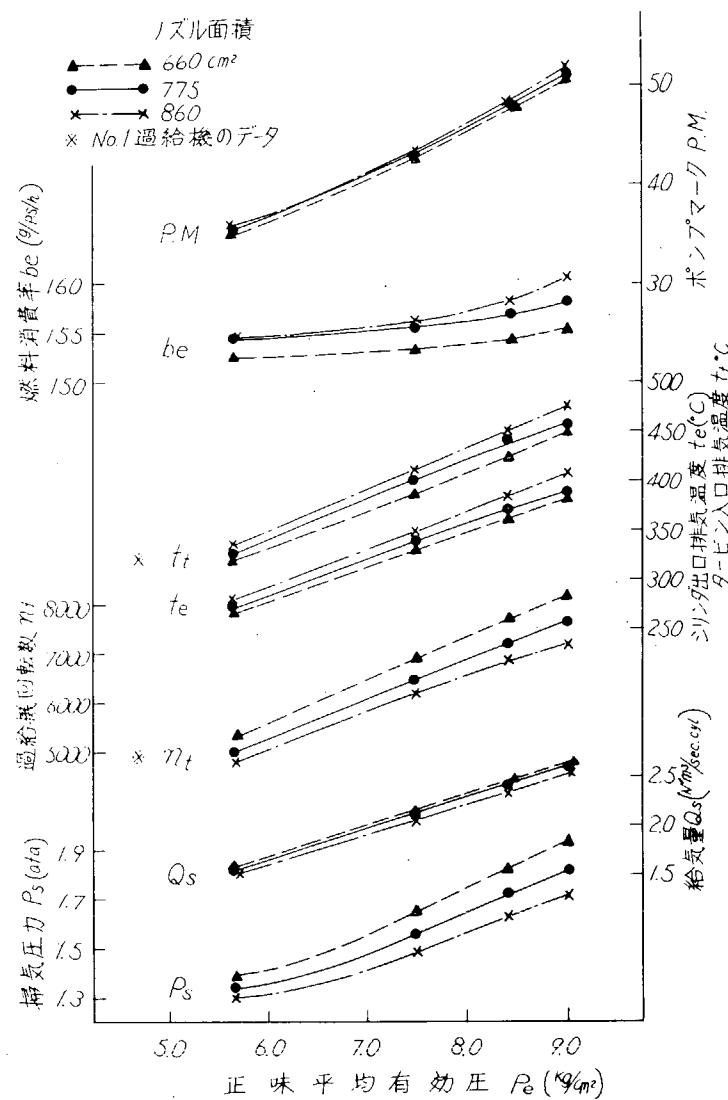
- (1) ※の κ_e , κ_g は Justi の数値を Lagrange の内挿公式を用いてサンプルーチンに内蔵させて計算を行なつた。
- (2) 判別の温度差は 1 ℃ である
- (3) 図中の()内の数字は本文の式番を示す
 ○印は仮定値
 □印は連立方程式
 ◇印は判別をそれぞれ表わしている。

第3.1.9図 計算のフローチャート

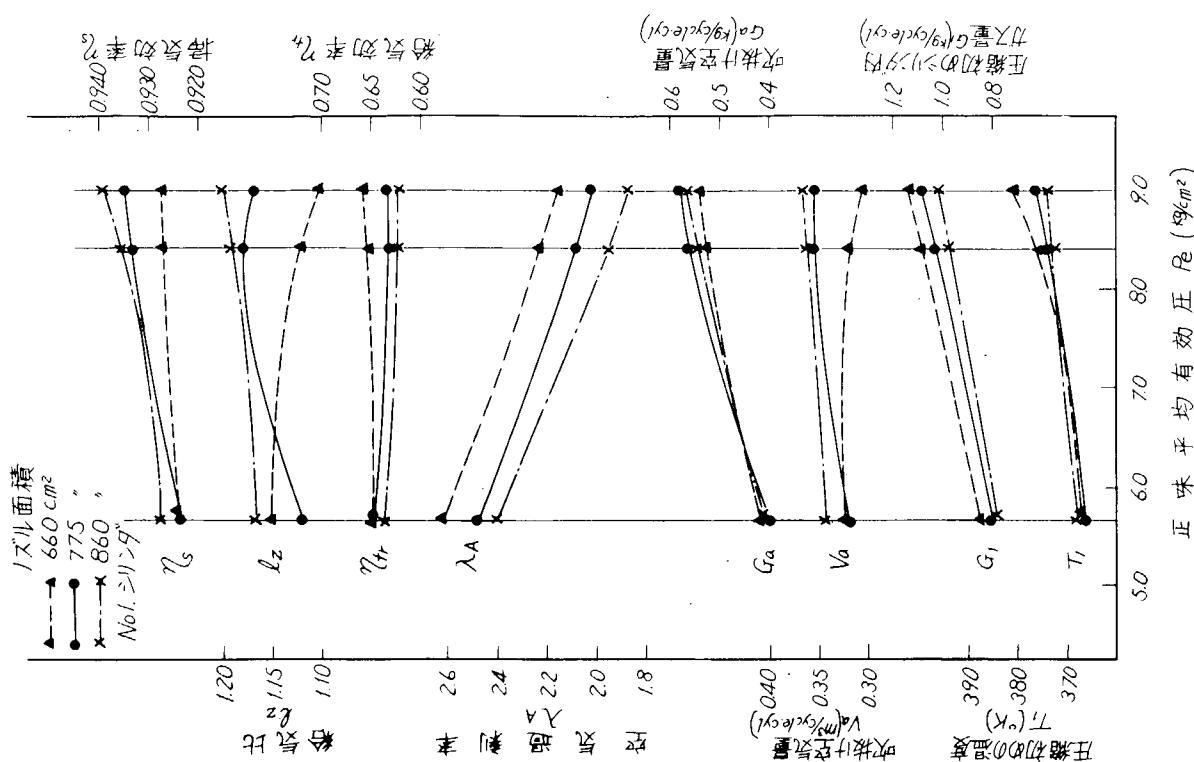
以上の計算方法によつて計算されたサイクル値のうち代表値として図に示したものは、 $T_1, G_1, G_{tr}, G_a, V_a, \lambda_A, \eta_{tr}, l_z, \eta_s$ である。圧縮始めの温度 T_1 はサイクルの温度の初期条件を与えるもので、機関性能および熱負荷に対して重要な因子であるが、正確な値を実測することは实际上不可能である(たとえ測定したとしてもシリンダ内全体の温度を測定しているとはかぎらず、大形機関の場合は特に困難と思われる)ので前述のような仮定をおいて算出し相対的な比較の目安とした。燃焼前シリンダ内ガス量 G_1 は算出された T_1 とシリンダ内低圧部インジケータ線図より得られた p_1 によつて決定され熱負荷の検討に必要な因子である。掃気効率 η_s は T_1 と同様測定は困難(シリンダ内ガスの抽出が少量ではシリンダ内ガスの組織はわからない)なので前述の仮定によつて算出し掃気の良否の目安とした。この掃気効率によつて、シリンダ内にとどまつた空気等 G_{tr} を算出し、さらに給気効率を求めガス交換の評価基準とした。さらに排気弁の熱負荷に關係深い吹抜け空気量 G_a および V_a 、またシリンダ内に留つた純空気量 G_a に対する空気過剰率 λ_A および、掃気温度 T_s 、シリンダ内圧力 P_e に対する給気比 l_z をあげ G_{tr}, η_s との関係を調べた。

1.3.2 出力の影響

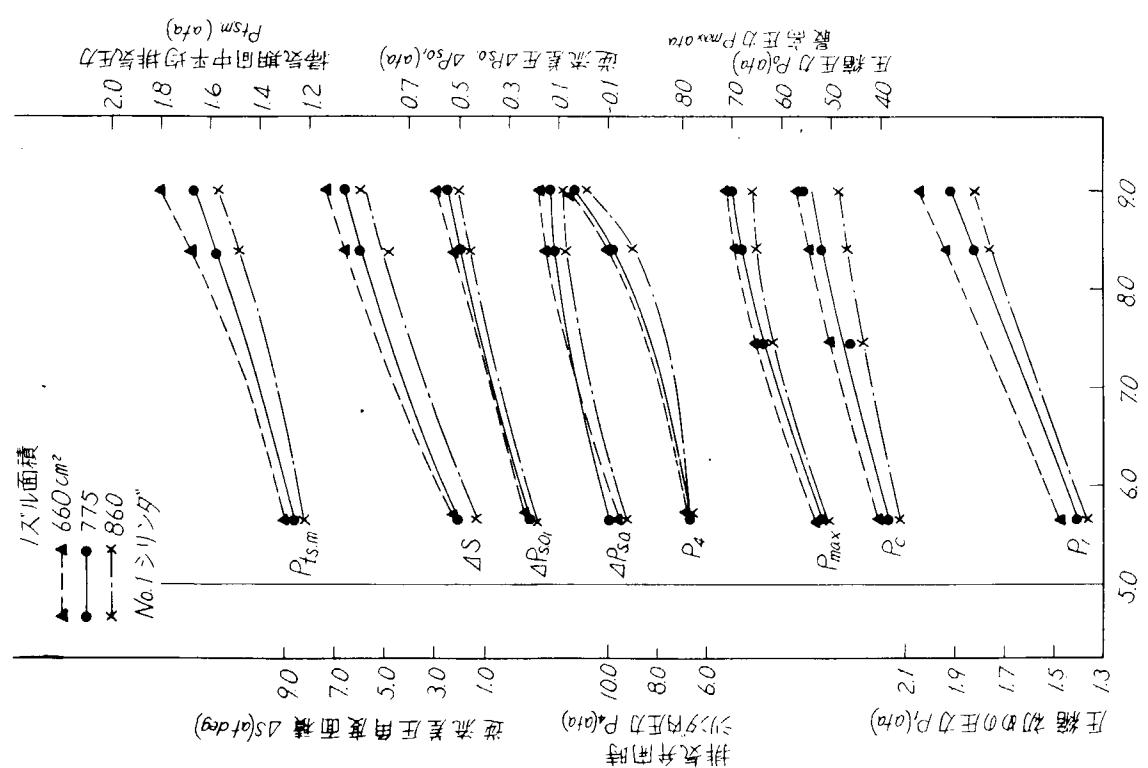
出力(正味平均有効圧)に対する一般性能値を第3.1.10図aに、ガス流れ特性値を第3.1.10図bに、サイクル値を第3.1.10図cに3種のノズル面積をバラメータにして示す。出力の増加とともに排気温度が上昇し、過給機回転数が上昇して給気量が増し、掃気圧力、圧縮始めの圧力、圧縮圧力、最高圧力および排気弁開時圧力が上昇するのは当然であるが、出力の増加とともに最高圧力の上昇度が減少し、排気弁開時の圧力の上昇度が増加するのは、供試機関の燃料噴射始めが負荷に対して一定であり、噴射終りが負荷の上昇とともに遅くなる特性によるもので、出力の増加とともに爆発度が減少し、締切比が増加することを意味する。したがつてサイクルの熱効率が低下し燃料消費率が悪くなる。そしてこれらの傾向はノズル面積によつては大差ないが燃料消費率悪化の傾向は圧力レベルの低いノズル面積の大なるほど大きい。しかし一般に燃料消費率は定格負荷において設定して噴射時期を定めるので、この事実は部分負荷における燃料消費率が良いことを意味する。次に第3.1.7図a、bに示す50%、75%、90%および100%負荷のガス流れインジケータ線図に見られるように逆流差圧 $A_{ps,01}, A_{ps,0}$ 、逆流差圧角度面積 A_S とも出力の増加とともに増大する。これは上に述べたように掃気圧力の上昇よりも排気弁開時の圧力の上昇のほうが大きく、したがつて排気吹出し中のシリンダ内圧力がより高くなるとともに第3.1.7図に見られる $S_{01} \sim S_{0}$ 間の反転圧力波による肩が大きくかつ遅くなるためである。この傾向もノズル面積による差はあまり見られない。次に給気比の出力に対する傾向はノズル面積によつて異なり、ノズル面積大の場合は出力の増加に



第3.1.10図a 出力と性能



第3.1.10 図 c 出力とサイクル値



第3.1.10 図 b 出力とガス流れ特性

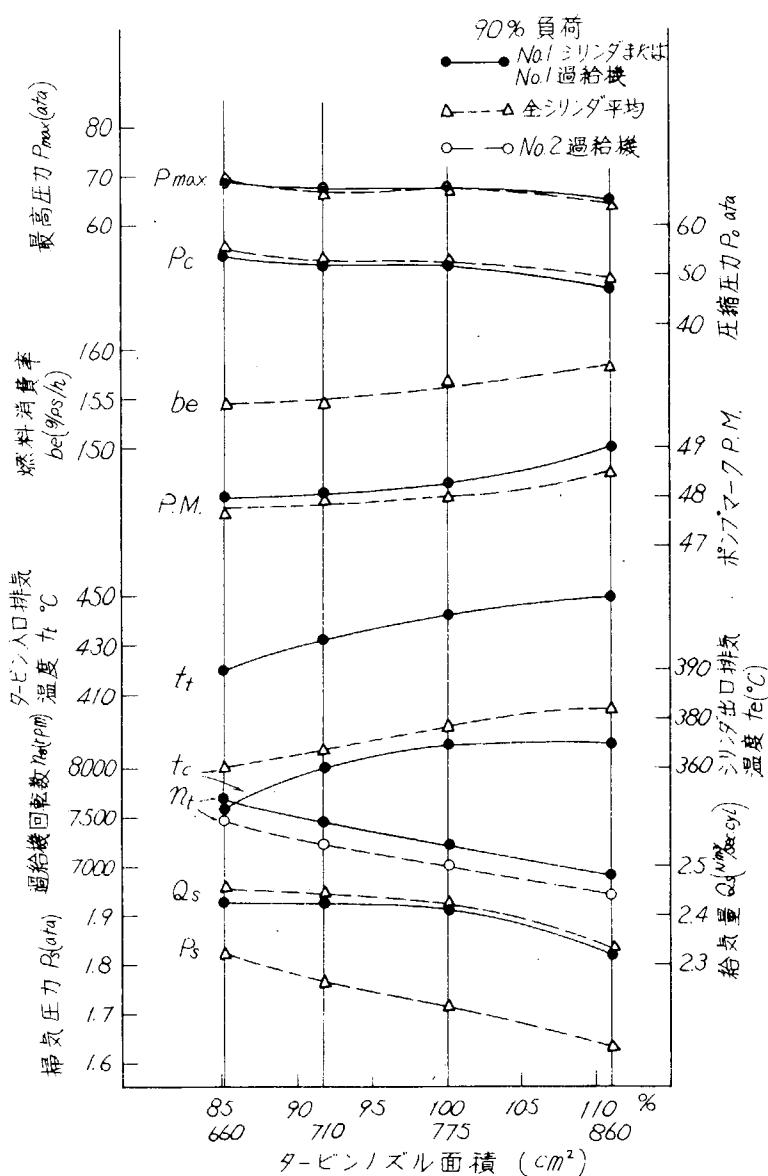
従つて給気比も増加するが、ノズル面積小の場合はガス流れの抵抗が増加するので給気量 Q_1 の増加の割合が、掃気圧力の増加より小さいため、反対に出力の増加に従つて給気比は減少する。したがつて掃気効率の出力に対する上昇度はノズル面積小ほど小さく（給気比が減少しても残留ガス温度 T_s が上昇するので掃気効率は上昇する）、圧縮始めの温度はノズル面積小ほど上昇度が大きい（給気比が増加しても残留ガス温度が上昇するので、圧縮始めの温度は上昇する）。一方圧縮始めの圧力が大巾に上昇するためシリンダ内ガス量も出力とともに増大するが、給気量の増大によつて吹抜け空気量も増加する。しかし圧力の割合に給気量の少ないノズル面積小の場合はその増加度が小さく、したがつて掃気終り状態（ $p_{s.c.}$, $T_{s.c.}$ ）における吹抜け空気体積 V_a はノズル面積小の場合のみ出力とともに減少する。また給気効率は給気量の増加度が圧力の上昇度より大きいノズル面積大の場合出力の増大に従つて低下するが、ノズル面積小の場合にはほぼ一定である。

(注) 50%負荷におけるノズル面積 775 cm^2 （標準）の給気比 l_2 が小さくなりすぎている（ $l_2 = 1.12$ ）のは掃気温度 t_s が、この場合 29°C と低いため $t_s = 35^\circ\text{C}$ と修正すると $l_2 = 1.145$ となる。したがつてその他の因子も多少ずれている。

1.3.3 ターピンノズル面積の影響

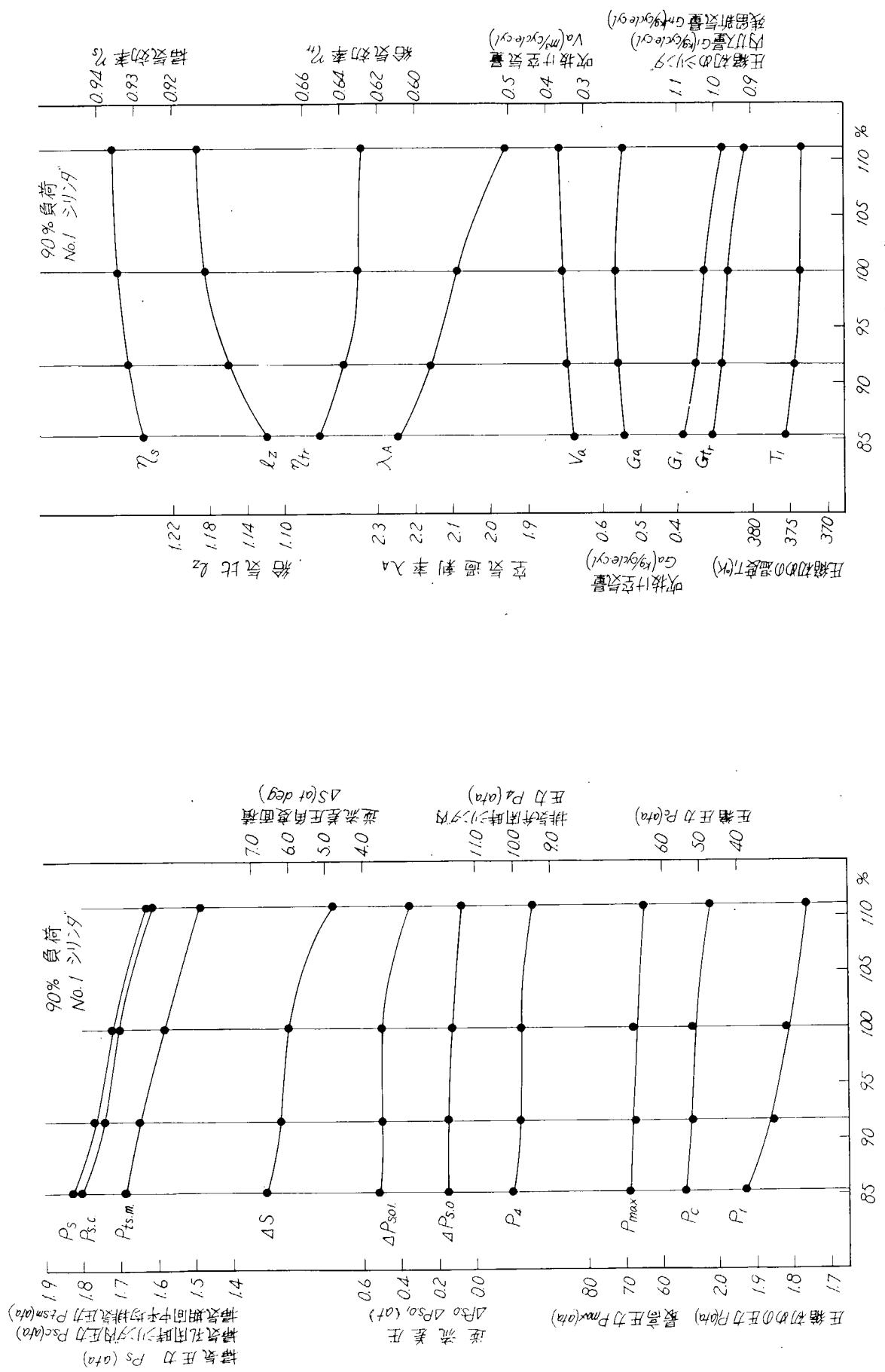
90%負荷におけるターピンノズル面積に対する一般性能値を第3.1.11図aに、ガス流れ特性を第3.1.11図bに、サイクル値を第3.1.11図cに示す。ターピンノズル面積を減少させる（105%から95%へ10%減少）と排気圧力の上昇によつてターピンへの供給エネルギーが増加してターピン回転数が上昇（3.9%上昇）し、給気量が増加（1.6%増加）し、シリンダ背圧の増加とともに掃気圧力を上昇（0.065at, 3.8%at）させる。したがつて圧縮始めの圧力、圧縮圧力、最高圧力、排気開弁時の圧力が上昇する（燃料噴射時期一定のため）。

したがつてサイクルの熱効率が向上し、ポンプマークが低下して燃料消費率が良くなる（約1.5~2 g/PS/h低下）。そして掃気圧力の上昇度が給気量の増加度より大きいため給気比は減少して掃気効率が低下し、圧縮始めの温度がわずかに上昇する。しかし圧力の上昇がシリンダ内ガス量の増加をもたらし、残留新気量を増加させ、給気効率を向上させ、空気過剩率を増大させる。したがつて燃焼温度を低下させ、排気圧力の上昇にかかわらず排気温度を低下（シリンダ出口平均にて6°C、ターピン入口平均にて12°C）させる（燃焼温度の低下は冷却損失の減少によつて熱効率をも向上させる）。また吹抜け空気量 Q_a はノズル面積が大きい場合給気量が少ないため、また反対にノズル面積が小さい場合は残留新気量が多いため小さく、100%ノズル面積にて最大値を与えるが、掃気終り状態での体積で表わすとノズル面積大の場合圧力が低いためノズル面積を減少させるに従がい減少する。次に第3.1.7図cに示すよ

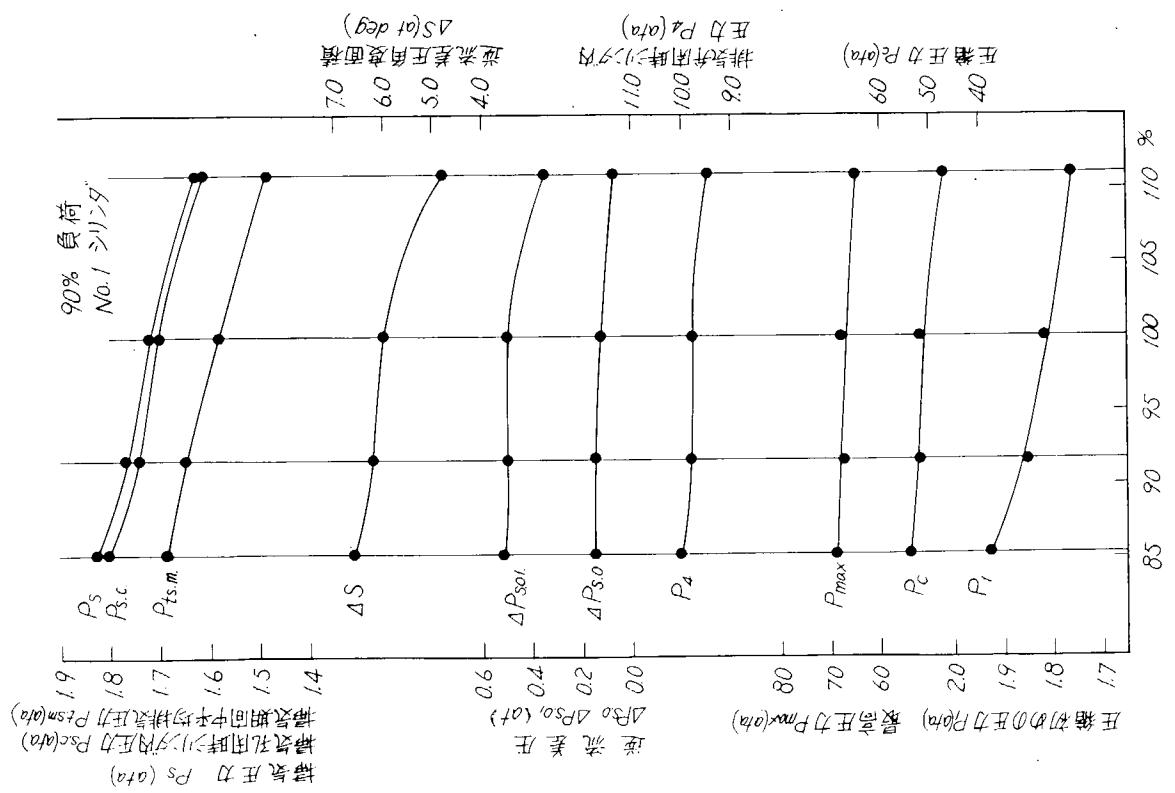


第3.1.11図a ターピンノズル面積と性能

第3.1.11図 c ターピンノズル面積とサイクル値



第3.1.11図 b ターピンノズル面積



うにノズル面積が小さくなるとノズルの絞り効果のため排気吹出しが困難となり、吹出し期間のシリンダ内圧力を掃気圧力の上昇以上に上昇させるうえ、反転圧力波による肩も大きくなるため逆流差圧 4 ps. o , 4 ps. o 逆流差角度面積 PS も増大する。また掃気期間中の排気圧力をみるとノズル面積の大きい場合はシリンダ出口の圧力がタービン入口のそれより高く、順当なガス流れが見られるが、ノズル面積の小さい場合は掃気終り近くでタービン入口圧力のほうが高くなつておらずノズルの絞り効果が明らかに見られ、ノズル面積小の場合の圧力上昇、給気量減少を表わしている。

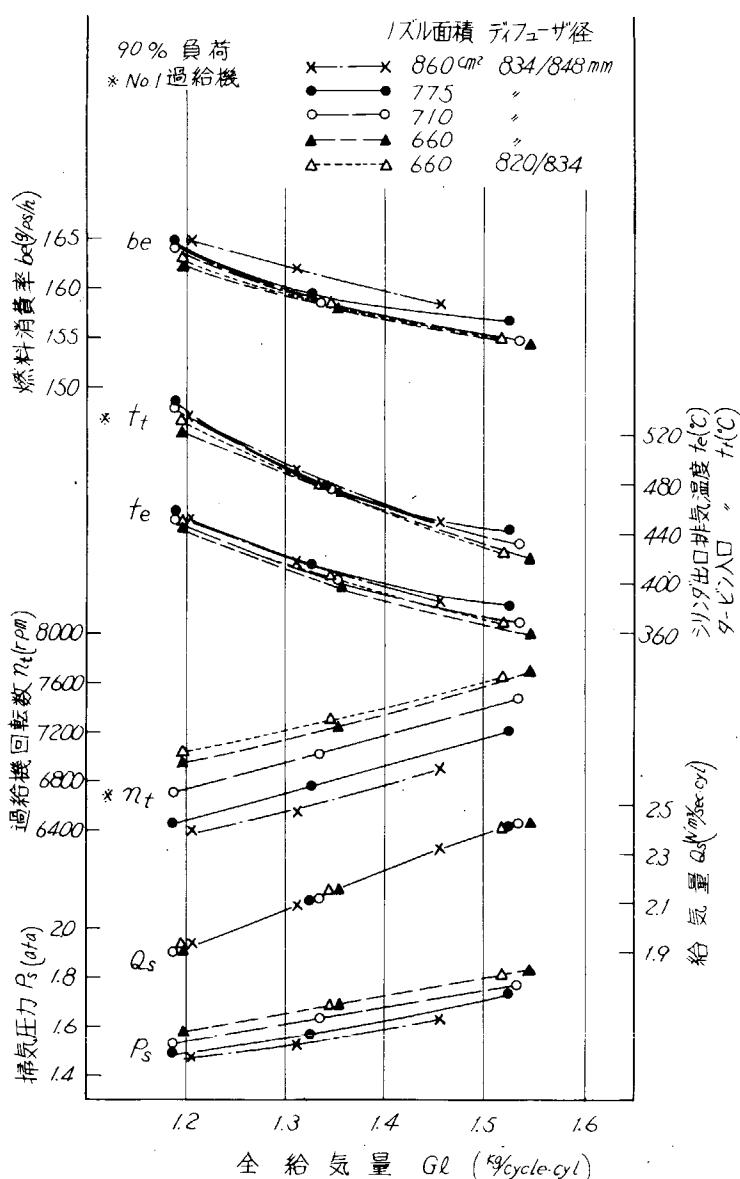
1.3.4 掃気放出およびディフューザの影響

90%負荷における掃気放出とディフューザの影響を給気量に対して一般性能を第3.1.1.2図aに、ガス流れ特性を第3.1.1.2図bに、サイクル値を第3.1.1.2図cに、ノズル面積、ディフューザ径をパラメータにして示す。掃気放出による傾向はノズル面積が変わることで大差ないので平均的に検討する。給気量を約13%減少させると掃気圧力は0.15at(8.5(at))%低下し、圧縮始めの圧力、圧縮圧力が低下して最高圧力が3.8at(5.7(at))%低下し、排気開弁時のシリンダ内圧力が0.45at(4.6(at))%低下する。したがつてサイクルの熱効率が低下し、燃料消費率が $4 \text{ g}/\text{PS}/\text{h}$ (2.5%)悪くなる。一方掃気圧力の低下度が給気量の減少度より小さいため給気比が低下し、掃気効率を低下させ、圧縮始めの温度を上昇させる。したがつてシリンダ内ガス量、残留新気量が減少し、空気過剰率が低下するとともに、吹抜け空気量も減少し、給気効率を上昇させる。したがつて燃焼温度が上昇することと相まって排気温度がシリンダ出口平均にて40°C、タービン入口にて45°C(約11(C))%の上昇を示す。(燃焼温度の上昇は冷却損失の増大によつて熱効率を低下させる)。しかしガス量の減少によつてタービン回転数は450 rpm(6%)低下する。

また第3.1.7図aのガス流れインジケータ線図に示すように、掃気圧力が低下しても、締切比の増大によつて排気開弁時のシリンダ内圧力の低下が小さいため排気吹出しの中のシリンダ内圧力も掃気圧力の低下ほど低下しないため、逆流差圧および差圧角度面積は大きくなり逆流現象を増加させる。

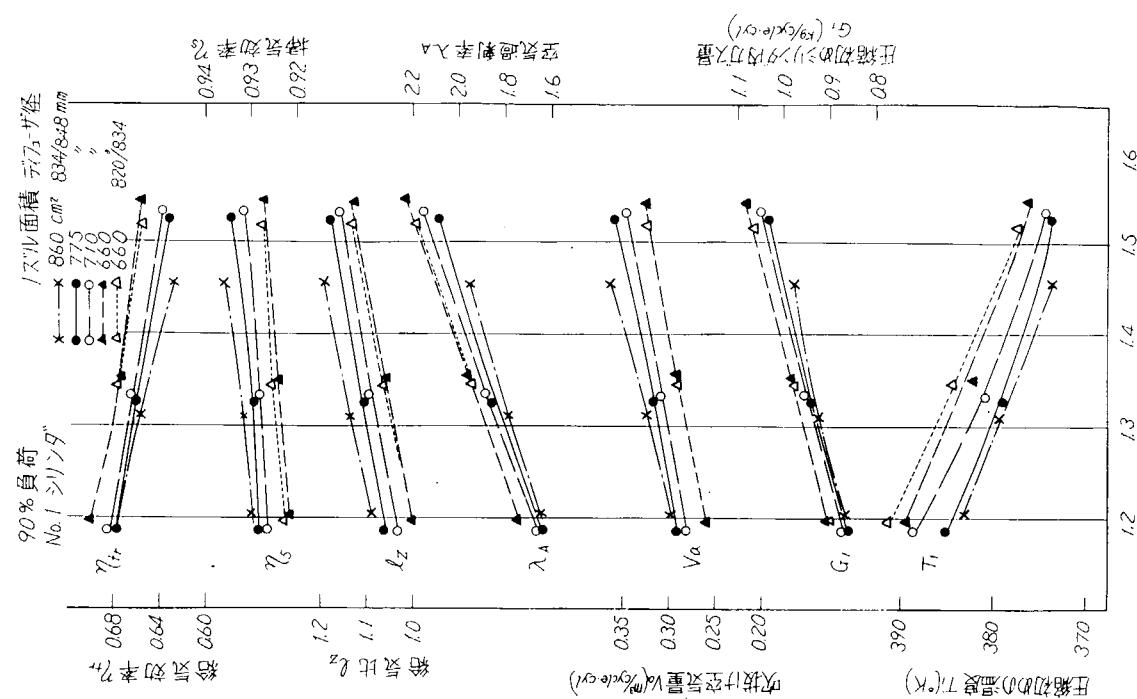
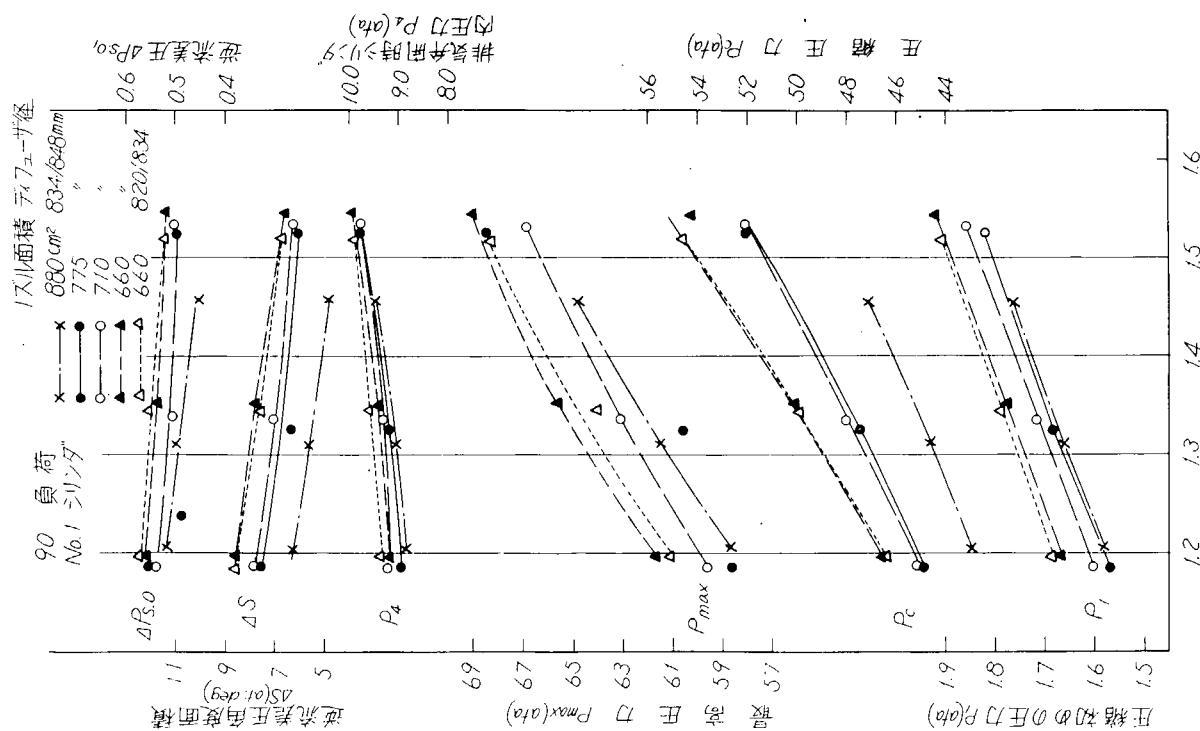
またガス量の減少によつて掃、排気孔および管内の流动抵抗が減少している。

掃気放出はプロアの性能低下による吸込空気量減少と全く同じ効果をもつてゐるので、機関稼動時のプロアまたはクラウの汚れなどにおける給気量減少による掃気圧力低下に対しても上に述べた傾向は全く同一と思われ、これらの数値が使用できる。したがつてこれらの汚れはかなりの性能低下をもたらすので注意を要す。一方ディフューザ内径を減少させるとサーイング線を作動線から遠ざけうるが、流体抵抗が増加するため給気量が減少し(内径を $834/848\text{mm}\phi$ から $820/834\text{mm}\phi$ に減少した本実験の例では $401 = 0.03 \text{ kg}/\text{cycle}, \text{ cyl: 約 } 2\%$)、掃

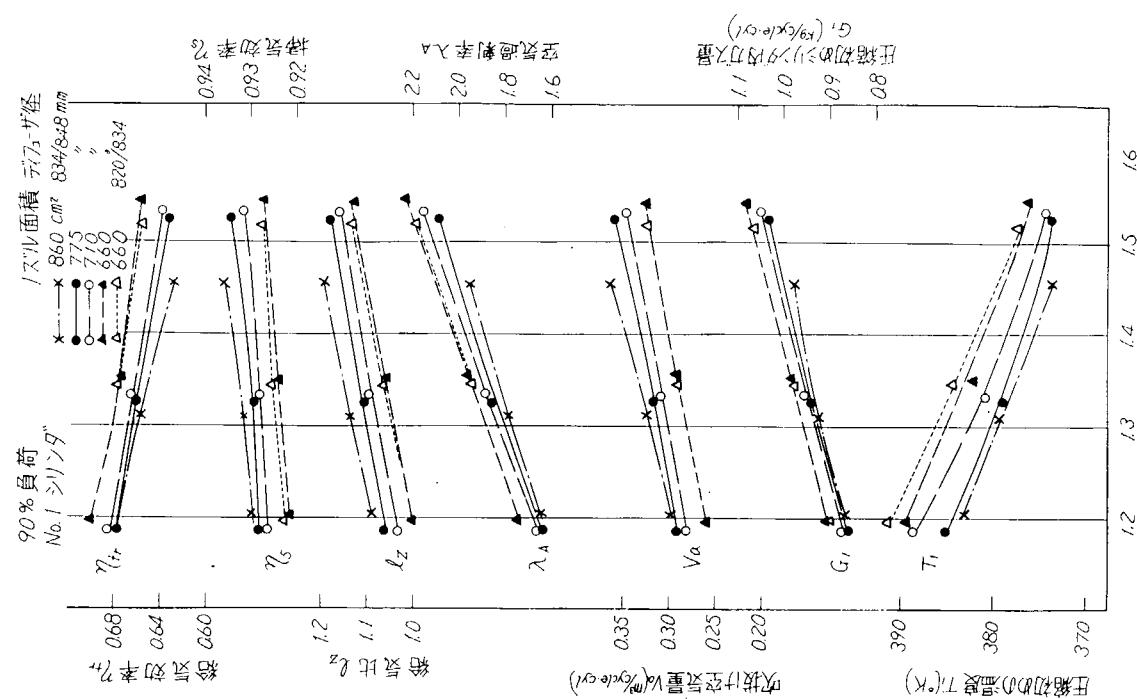


第3.1.1.2図a 掃気放出およびディフューザ径と性能
—134—

第3.1.1 2 図 b 摂氏放出およびディフューザ径とガス流れ特性



第3.1.1 2 図 c 摂氏放出およびディフューザ径とサイクル値



気圧力は0.02at(約1.1(atm)%)は低下する。そして多少のデータのばらつきはあるが、掃気放出による給気量減少と同じ傾向を示すとしてよい。

1.3.5 掃気温度の影響

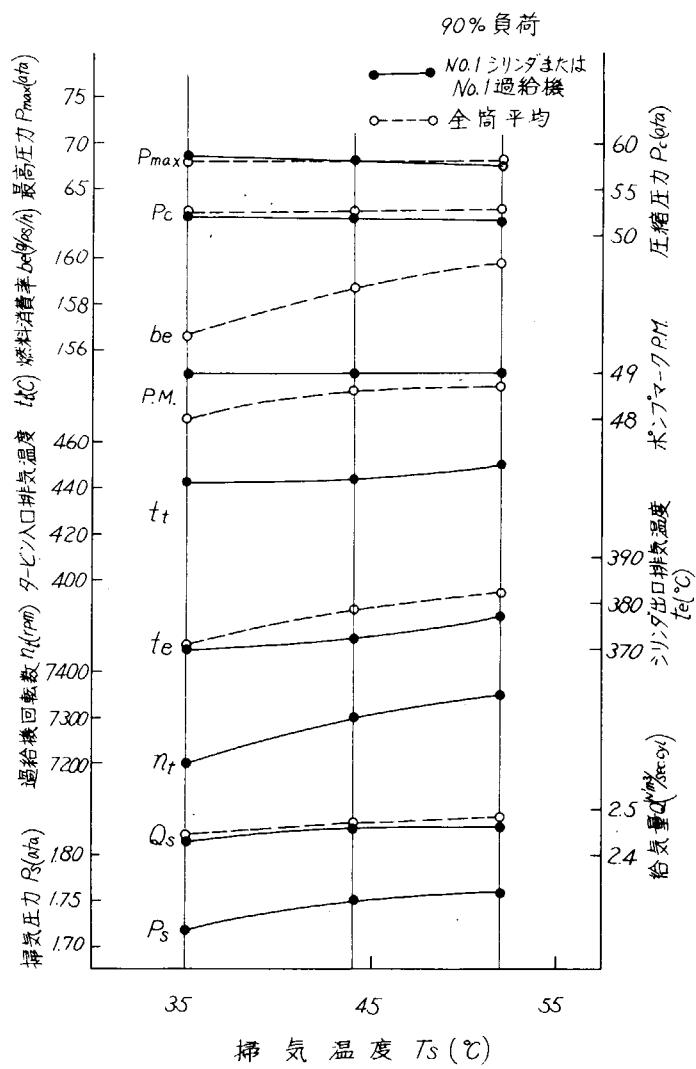
90%負荷における掃気温度に対する一般性能値を第3.1.13図aに、ガス流れ特性を第3.1.13図bに、サイクル値を第3.1.13図cに示す。掃気温度が35°Cから45°Cに10°C上昇すると、サイクルの温度レベルが上昇し、排気エネルギーが増加するためタービン回転数が110 rpm(1.5%)上昇し、給気量がわずかに増加(0.6%)するため、温度レベルの上昇によるガス体積の増加によって掃・排気孔、タービンノズル、ブレードにおけるガスの流動抵抗が増加することと相まって掃気圧力が0.035at(2(atm)%)上昇し、圧縮始めの圧力も同様に上昇するが、温度レベルの上昇によって冷却損失が増大するため圧縮ポリトロープ指数が減少し、圧縮圧力、最高圧力はほとんど変化しない。したがつてサイクルの熱効率が低下しポンプマークが増大し、燃料消費率が2.2 g/PS/h(1.4%)悪くなる。一方給気量の増大と掃気温度の上昇が掃気圧力の上昇より大きいため、給気比が上昇し、掃気温度の上昇にもかかわらず掃気効率をほぼ一定にし、圧縮始めの温度を掃気温度の上昇程度におさえている。しかも掃気圧力の上昇は掃気温度の上昇にもかかわらず、シリンダ内ガス量、残留新気量および空気過剰率の減少を少なくし、かつ吹抜け空気量 V_a , G_a が増加し給気効率は低下している。したがつて排気温度の上昇も一般に考えられている値よりかなり低く、シリンダ出口平均温度にて8°C程度である。また逆流差圧および差圧角度面積も掃気圧力の上昇によって減少する傾向になり、また掃・排気孔の抵抗は温度レベルの上昇と給気量の増加によって増大している。

1.3.6 燃料噴射時期および燃料の影響

燃料噴射時期の影響を、50, 75, 90および100%負荷をパラメータにして最高圧力に対して一般性能を第3.1.14図aに、ガス流れ特性を第3.1.14図bに、サイクル値を第3.1.14図cに示す。なお一般性能については○重油運転結果をも付記した。

まず燃料噴射時期の影響は各負荷とも同じ傾向を示している。いま90%負荷における傾向を述べると、噴射時期を1.5 deg進めると最高圧力が1.5~2at上昇して排気開弁時のシリンダ内圧力が0.12at(約1.2%)低下しタービン回転数が30 rpm、給気量が0.08 N^m/sec, cyl、掃気圧力、圧縮始めの圧力が0.02at低下し、圧縮圧力も1at低下するが、最高圧力が上昇しているため爆発度が上がりサイクルの熱効率が向上し燃料消費率は1.5 g/PS/h向上している。

そして給気量の減少によって給気比が減少し、掃気効率を低下させ、圧縮始め



第3.1.13図a 掃気温度と性能

第3.1.1.3図c 撥気温度とサイクル値



35 45 55

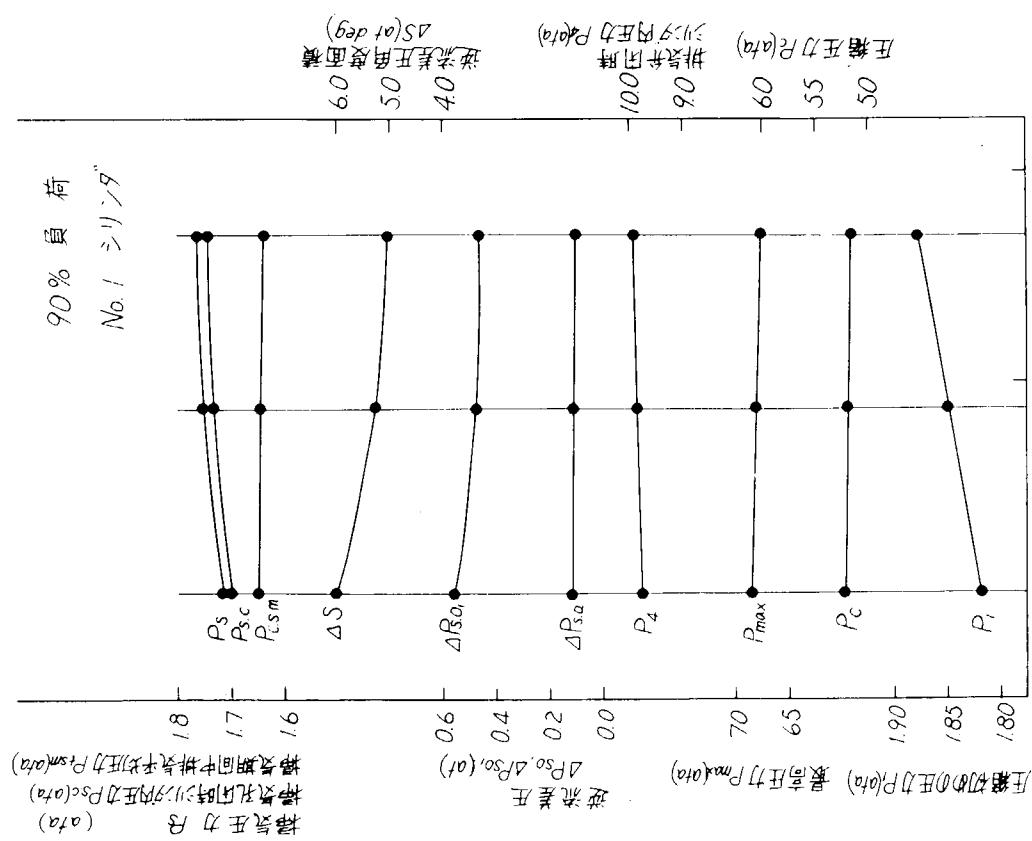
擲 気 温 度 T_s (°C)

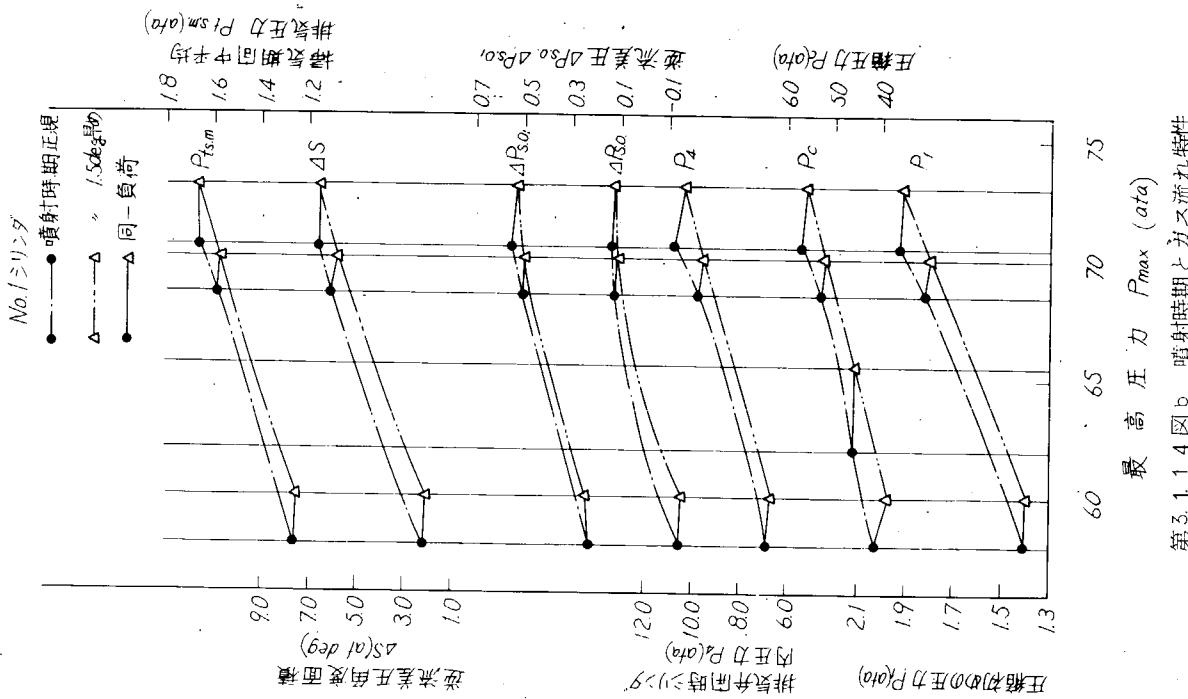
35 45 55

擲 気 温 度 T_s (°C)

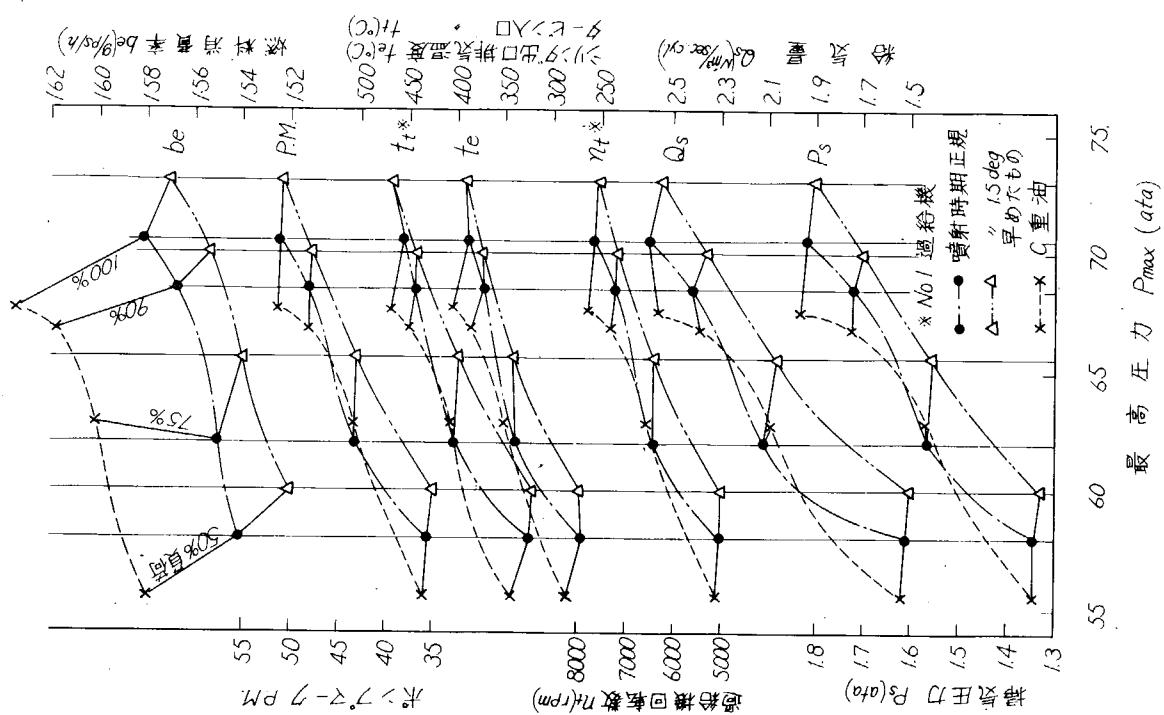
35 45 55

第3.1.1.3図b 撥気温度とガス流れ特性





第3.1.14 図 b 噴射時期とガス流れ特性



第3.1.14 図 a 噴射時期および燃料と性能

の温度を上昇させる。しかも圧縮始めの圧力の低下が大きく作用してシリンダ内ガス量、空気過剰率が低下する。

一方給気量低下の影響で吹抜け空気量も減少し給気効率は上昇する。次に排気弁開弁時シリンダ内圧力の低下と排気温度の低下によって逆流差圧および差圧角度面積は減少する。

次に重油運転においては燃焼がかんまんになるため最高圧力が低下し(90%負荷にて2at, 75%負荷のみ逆であるが、実験のばらつきと思われる)、排気温度が上昇し(シリンダ出口平均にて15°C、ターピン入口にて10°C)燃料消費率が悪く(約5 g/PS/h、ただし燃料の発熱量の補正すれば大差ない)なる。またガス温度の上昇による流動抵抗の増大によって掃気圧力が上昇し、(0.01at)給気量が減少する(0.04 N'm/s、cycle)。

1.4 排気弁、弁座およびシリンダカバーの熱負荷の検討

1.4.1 実験方法

(1) 測定方法

(a) 測定点の決定

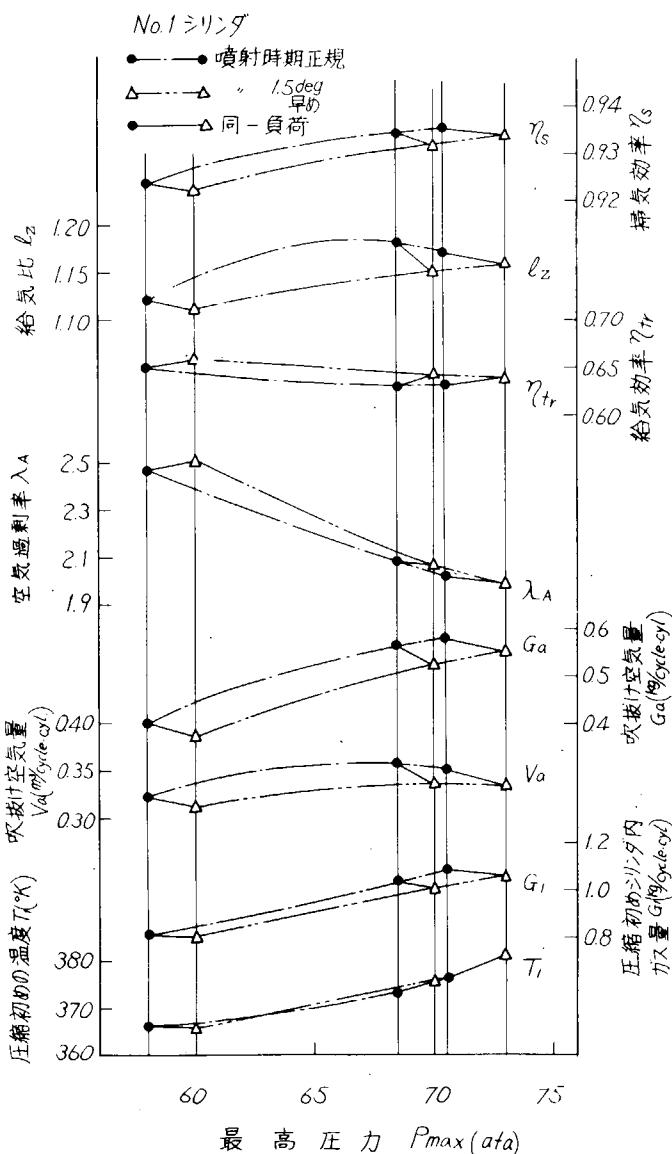
被測定体断面の温度分布を把握するためには、相当数の測定点が必要である。しかしながら排気弁のように機械的な衝撃力を受けるものには材料強度の面から、またカバーおよび弁座などにおいても熱電対の埋込みによる温度場の乱れを防ぐためにも、測定点の数は制限される。そこでわれわれは供試機関の掃気方式がユニフロー式であり、燃焼室周方向の温度分布に与える影響が少ないとから測定断面を数断面に分けた。なお念のために周方向の温度分布を把握するため断面内同一箇所で周方向に数点測定した。そして断面温度分布測定用の断面を排気弁、弁座およびカバーとも最も高温であろうと予測される排気側において。

各測定点の位置および分類を第3.1.15図および第3.1.4表に示す。また測定点の詳細位置は断面温度分布図に示すとおりである。

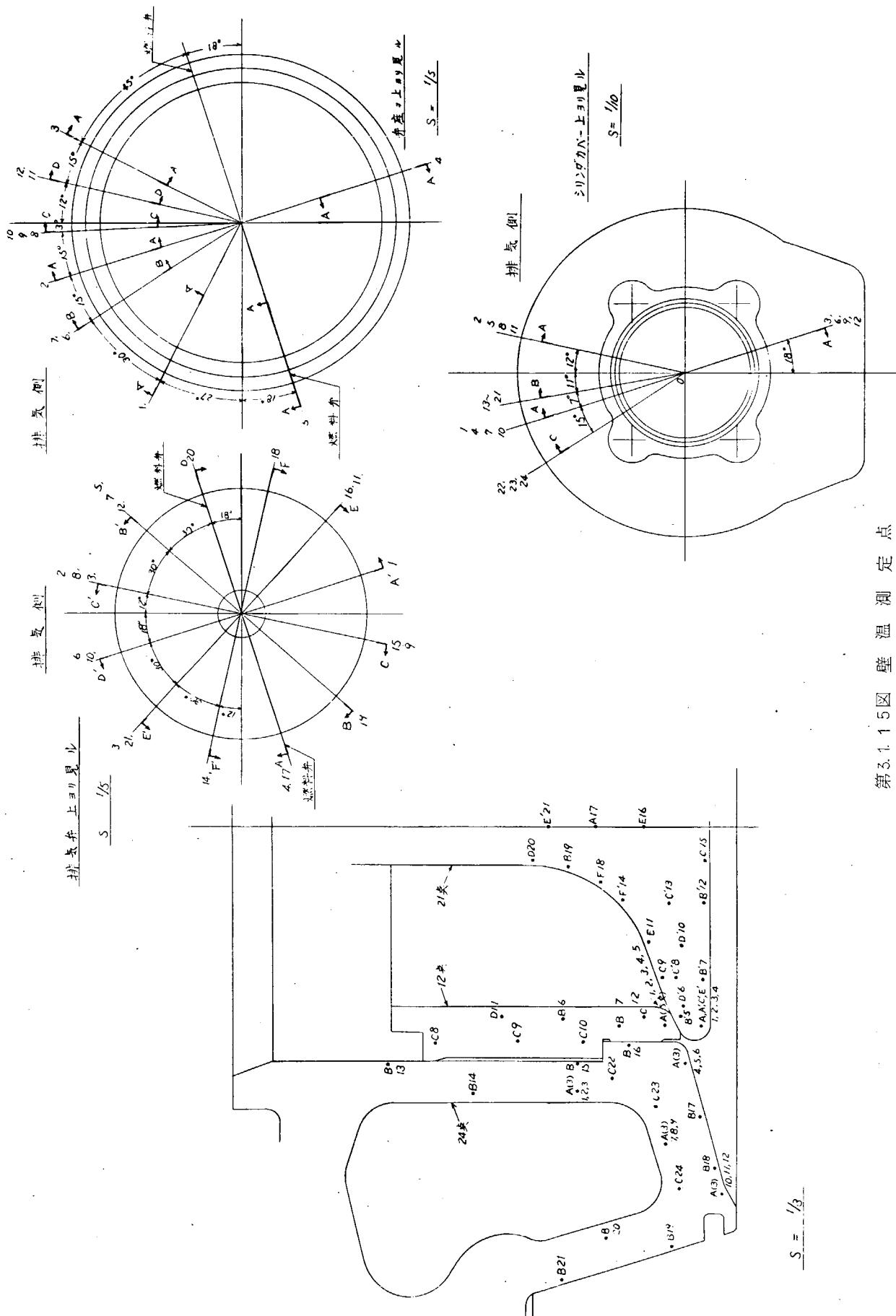
(b) 感温部取付けおよび測定法

温度測定には目的に応じ種々の方法がある。たとえば固体内部の温度分布測定にも、測温剤(融解温度利用)、焼なまし温度による硬度変化および熱電対などがあるが、本実験のように運動条件を種々変えた場合の温度測定には熱電対が最適であり、さらに感温部の取り付けなどの点からシース熱電対を使用した。

熱電対の取り付けで最も注意をしなければならないことは、熱電対の取り付けによって温度場を乱さないようにすることであり、さらに測定位置の正確な把握である。そのためにわれわれは感温部に対して第3.1.16図に示す取付け方法を採用した。なお使用熱電対は感温部近辺まではシース熱電対を、そこから外部メーターまではテフロン被覆熱電対を使用した。



第3.1.14図 噴射時期とサイクル値



第3.1.15図 温壁測定点

第3.1.4表 測定点の分類

測定部材	断面温度分布	周方向温度分布
排 気 弁	No. 5～21 (11断面17点)	No. 1～4 (4断面4点)
シリンドカバー	No. 13～24 (2断面12点)	No. 1～3, 4～6, 7～9, 10～12 (3断面12点)
排 気 弁 ベ 座	No. 6～12 (3断面7点)	1～5 (5断面5点)

第3.1.5表に使用熱電対の詳細を示す。

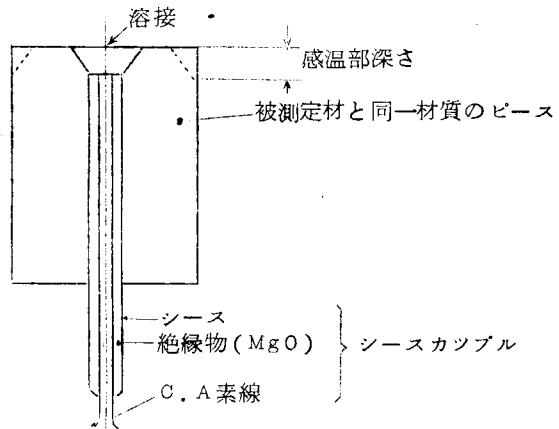
第3.1.5表

名 称	メー カー	シース外径	シース材質	素線径	素線材質
ニンプロツク	助 川 電 機	3.2φ	SUS27	0.64φ	クロメル・アルメル (米国ホスキン社製)
パイロテナツク	英國パイロテナ ツクス社	2.3φ	SUS27	0.32φ	クロメル・アルメル

第3.1.16図の構造を採用した理由は次の点である。

- i) 被測定体が大きいため、細部の加工に精度を求める
られない。
- ii) 被測定体とシースカップルの接触状態による温度
場の乱れを少なくする。
- iii) ピースとそれに対する穴の加工を完全にすれば取
付けが容易である。
- iv) 加工寸法を測り、さらに第3.1.16図の状態をX
線で撮影すれば、感温部の正確な位置、不良箇所が
判明できる。

各測定点に応じたピース形状、ピースとシースカッ
ブルの関係および固定方法を第3.1.17図、第3.1.18
図に示す。



第3.1.16図 感温部 詳細

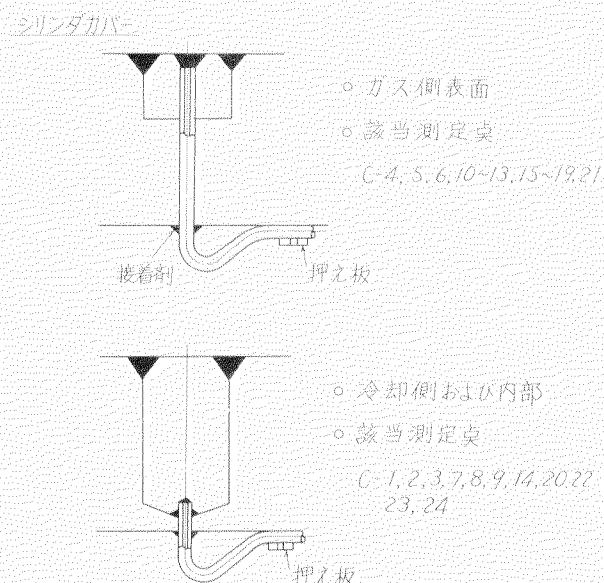
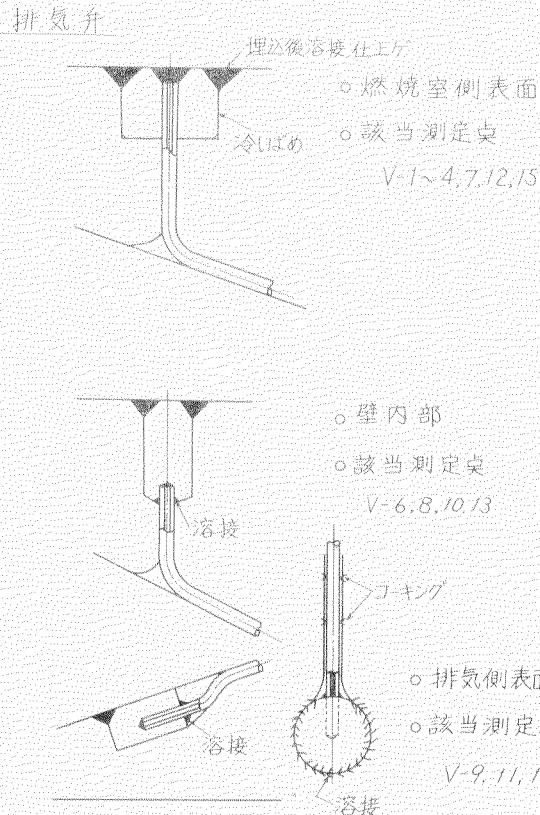
熱電対の取り出しへは排気弁の場合は弁棒に溝を加工し、弁棒上端まで導き、そこから0.3φテフロン被覆C.A.線につなぎかえタペットに沿わせてメータまで導いた。またシリンドカバーは冷却水通路から特設フランジを経てメータへ弁座は弁座上部で0.3φC.A.線につなぎかえメータへ導いた。これらの状態を第3.1.19～第3.1.22図に示す。

(c) 測定、記録および較正法

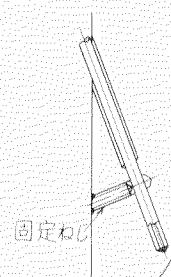
温度測定器機にも現在各種あり本実験のように熱電対を感温部から直接計器まで導ける場合は直流電位差計、電子管式自動平衡温度記録計などが多いが測定点数が多いため携帯用電圧計式温度計(パイロメータ)を使い、計器の指針を直読し記録した。

計測点の切換は20点 or 40点手動切換器を使用した。第3.1.23図にこれら計器の配置を示す。

パイロメータ、冷接点を利用して、本実験のように細い熱電対を使用した場合、メータ入口までの抵抗値が大きくなりその補正が必要となる。この補正方法には計器に指示された外部抵抗とメータ内部抵抗による補正方法があるがわれわれは次の方法で較正を行なつた。



- 弁座当り部
- 該当測定点
- V-5
- 弁棒内部
- 該当測定点
- V-16, 17, 21

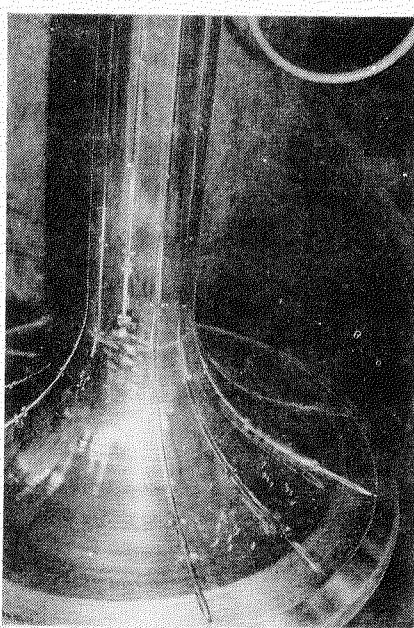


- 冷却側および内部
- 該当測定点
- C-1, 2, 3, 7, 8, 9, 14, 20, 22, 23, 24
- 押え板 (Push plate)

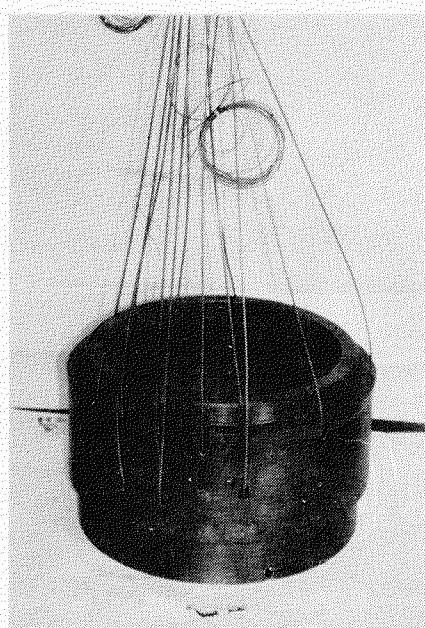
- 全卓
- Vs-1~12

第3.1.1-7図 排気弁各点の感温部構造

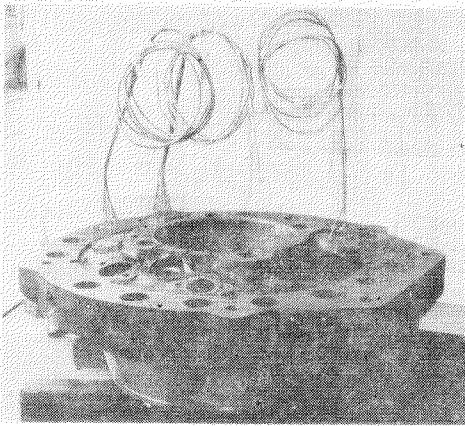
第3.1.1-8図 シリンドカバーおよび排気弁々座感温部構造



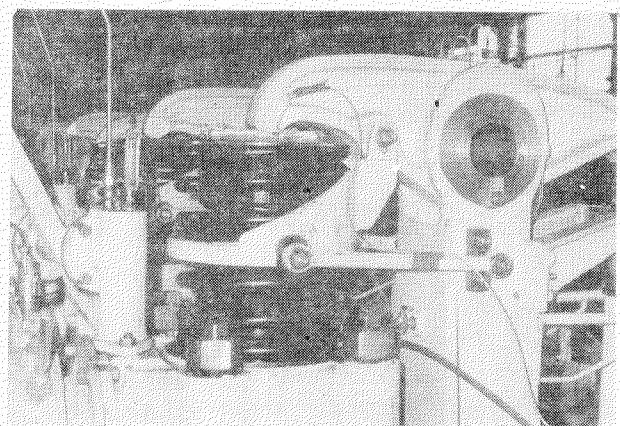
第3.1.1-9図 排気弁用熱電対取出し



第3.1.2-0図 排気弁々座熱電対取出し



第3.1.2-1図 シリンダカバー熱電対取出し



第3.1.2-2図 排気弁熱電対取出し

まず実機に取り付けた熱電対と同一の線径、長さおよび抵抗値のものを用いて第3.1.2-3図の状態に配線し、さらに起電力の検定された基準熱電対と温度較正用電位差計を配置する。次に両方の熱電対の感温部を東ねて水、室温および溶融金属によつて同一の温度を感温部に与え、両者のメータ、指示値の比により実測したパイロメータの指示値を較正した。

(2) 検討方法

燃焼室壁温度に影響を与える因子は多くあるが、それら因子も相互に関連し合つてゐるため、壁温と各因子の関係を直接実験により正しくは握することは難しい。そこでそれら諸因子を次のように分類する。

i) 機関の形式、構造および大きさ。

2または4サイクル、掃気方式、燃料噴射方式、冷却方式、燃焼室形状など。

ii) 実験条件として与えられる因子

出力、回転数、掃気温度、冷却水温度、燃料噴射時期、燃料の種類、過給機（ノズル面積、ディフューサ径）などの独立因子

iii) 壁温に対して直接的関連をもつ機関サイクル値

給気量（重量、体積）、シリンダ内ガス量、掃気圧力、空燃比、吹抜け空気量、排気温度、空気過剩率などの従属因子

これら因子がどのように壁温に影響するかを検討するのであるが、まず

i) の因子は同一機関における実験では除外できる。また

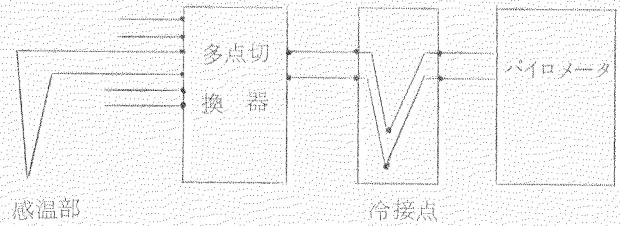
ii) の因子は運転条件として与えられるもので、それを実験条件として選ぶとそれと壁温との関係はは握できるが、一般性がない。したがつてその結果からiii) の機関サイクル値と壁温との1次的関係を求め、次に相異なる作用をもつ因子を2つ選び一つのサイクル値を一定において他のサイクル値と壁温との関係（2次の関係）を求めるこことによって比較的容易に壁温支配因子を見出し、熱負荷軽減方案を得ることができる。

1.4.2 実験結果とその検討

(1) 燃焼室壁 - 排気弁、弁座およびシリンダカバー - 温度分布

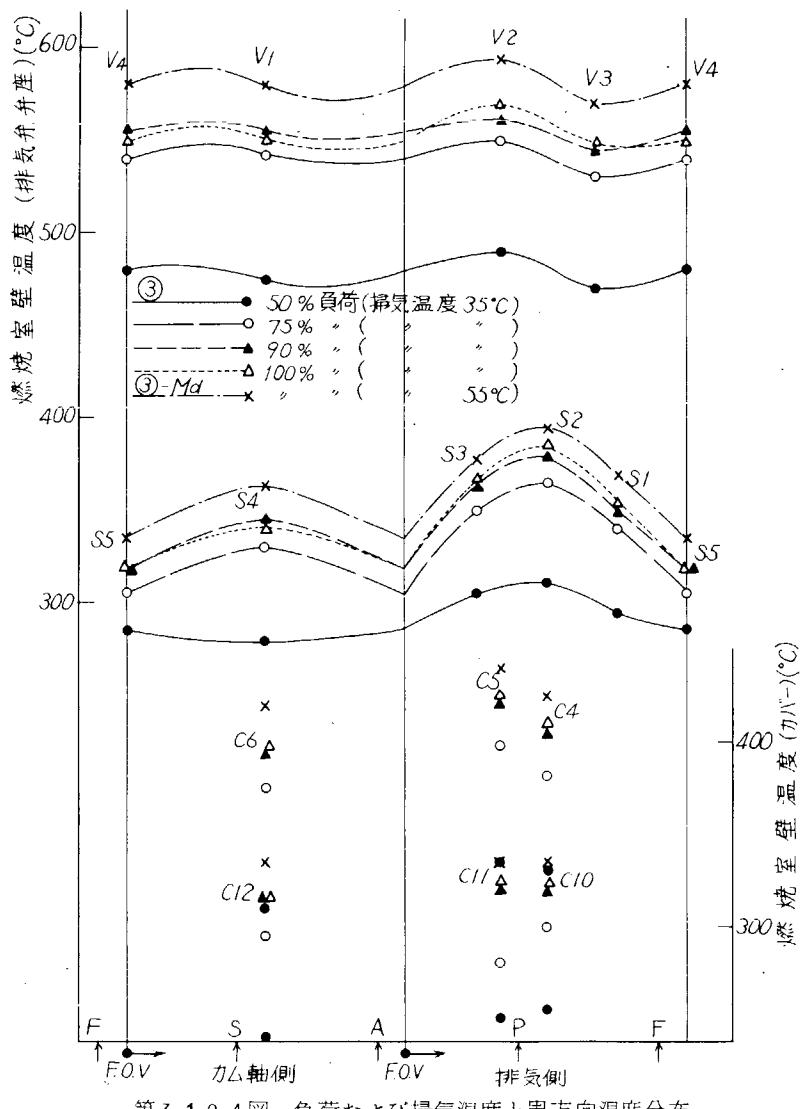
(a) 周方向の温度分布

1.4.1項実験方法にて述べたように断面温度分布測定には数断面を用いたので、それらの測定結果を用いて温度



第3.1.2-3図 計器配置図

分布を画く場合の誤差を推定するとともに、局部的熱負荷がどの程度存在するかを調査するため排気弁、弁座およびカバーについて周方向の温度分布を求めたが、その結果を第3.1.2.4図に負荷および掃気温度をパラメータにして示す。まず排気弁は点1～4



第3.1.2.4図 負荷および掃気温度と周方向温度分布

らつきは標準条件で20°C、最大でも精々50°Cであり、しかも高温部の主要点は排気側60deg内に集めており、弁上部斜面の測定点が反対側断面上であるから、その点における断面の相異による温度の誤差は測定誤差以内と考えられ、周方向分布以外の全測定点を断面温度分布測定点として使用できる。

次に弁座は点1～5にて測定したが、各点の表面からの深さが異なるので断面温度分布から深さ3mmの位置に換算して図示した。実験③の50%負荷においてはP方向が極大、S方向が極小(温度差約30°C)であるが負荷の上昇とともに極大点が噴射方向に移動し100%負荷では両噴射弁の中間方向となるとともにカム軸側の極小が極大に変る。そして温度差は75%～100%負荷にて排気側6.0～6.5°C、カム軸側2.2～2.5°Cで弁と同様排気側がかなり高い。これらの事実は壁温が燃焼火炎と弁筐構造の影響を大きくうけることを示している。他の実験においても極大点は大差なく、温度差も掃気放出の①-3 Ma の排気側約8.0°C、カム軸側約2.0°Cのほかは標準と大差なく排気側6.0～6.5°C、カム軸側2.5～3.0°Cであり、全体的に弁座の周方向温度変化は大きい。これは弁座の局部熱負荷が高く、変形がありうることを示し、この種の機関で軸対称の2カ所に弁座吹抜けが生じることを理由づけている。一方カバーについては3方向にて測定しており周方向的傾向はつかめないが点4と6が同程度で点5が高く(表面からの深さ3mmに補正)、点10と11が同程度で点12が低い(表面からの深さ3.5mm)。ただしカバー、弁座とも断面温度分布測定面を排気側高温部2.2、4.5deg内に集めているので、これら周方向温度

にて測定し、各点の表面からの深さは4.5±0.6mm(0.6mmの距離は温度勾配にて約1°Cに相当)で深さによる誤差は小さい。全般的に周方向の温度極大点は各噴射弁から噴射方向約50degの位置にあり、排気側の温度差はカム軸側の温度差の約2倍である。そして排気側の温度差を見ると、負荷によつては(実験③)大差なく約20°Cであるが、実験条件(100%負荷)によつてはかなり異なり、ノズル面積大の実験①-5では15°Cと小さいが、掃気温度55°Cの③-Mdでは25°C、ノズル面積小では①-3で40°C、ディフューザ径小の①-4で45°C、掃気放出の①-3 Ma で50°Cとかなり大きくなる。

すなわち排気弁外周燃焼面側表面の周方向温度は噴射弁からの燃焼火炎の影響をうけるとともに、弁筐構造による伝熱抵抗の周方向変化の影響をうける。そして周方向の温度のば

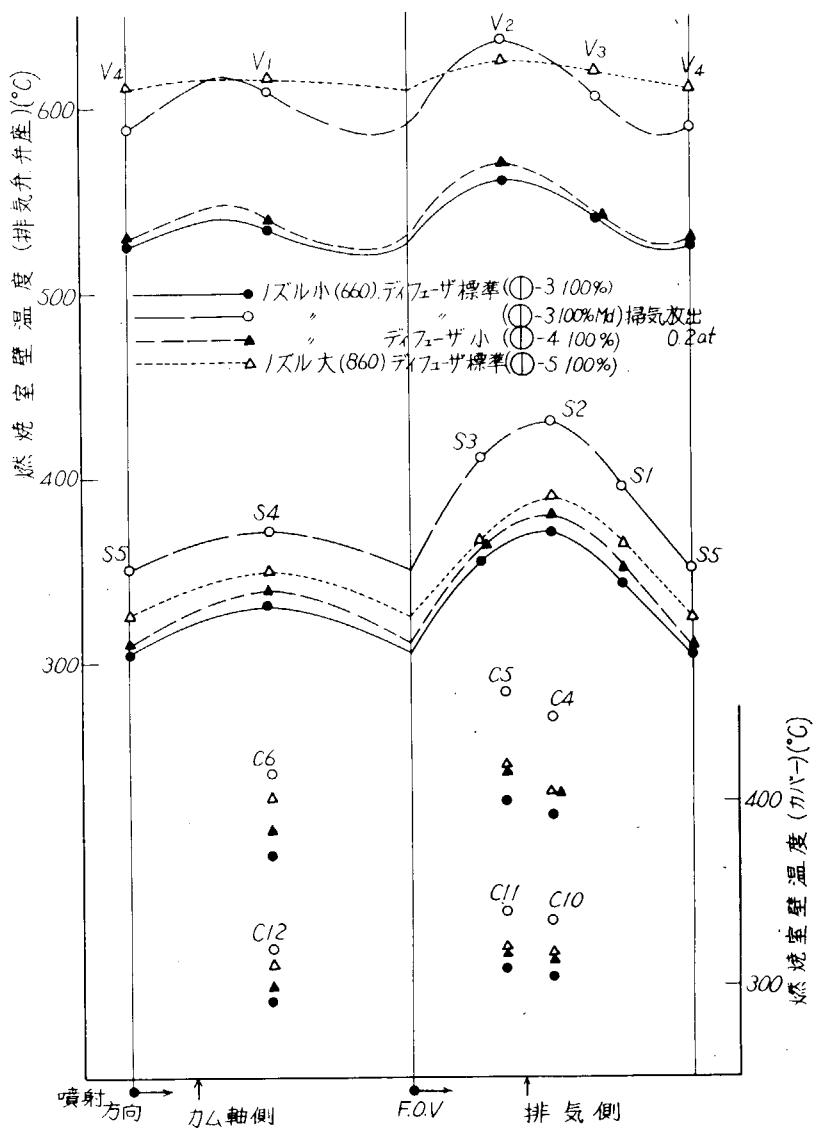
變化も断面温度作成上問題にならない。

(b) 断面温度分布

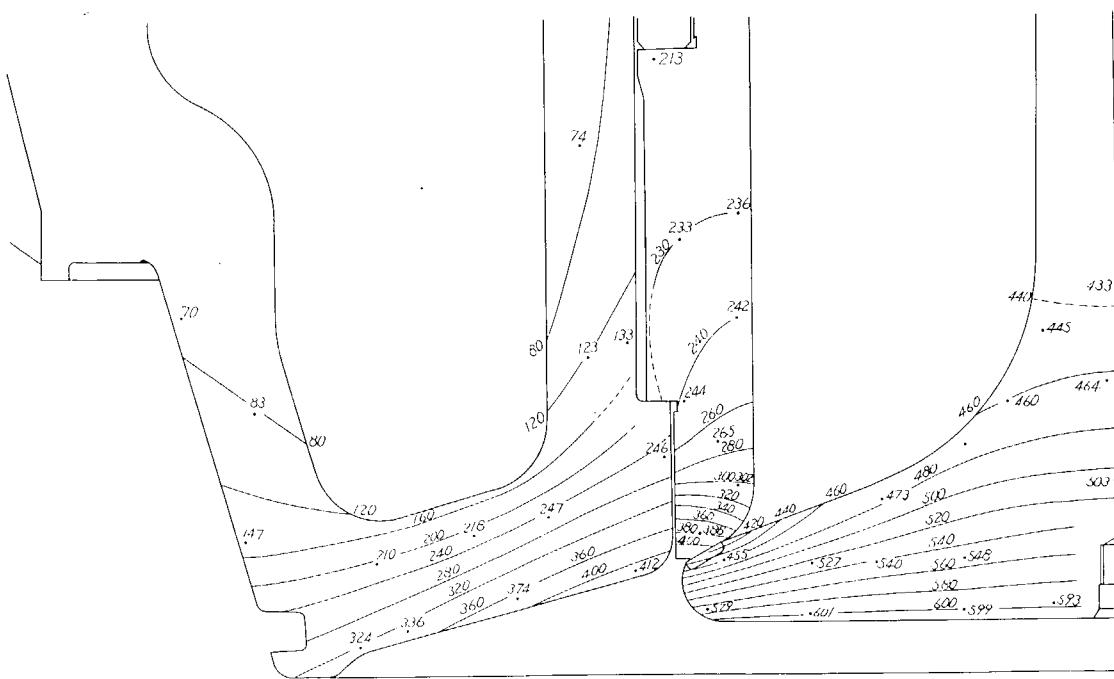
100%負荷における断面温度分布の1例を第3.1.26、27図に示す。

全般的にみて、排気弁の燃焼室側中央部の等温線がほぼ平坦であることから燃焼ガスからの受熱はほぼ均一とみられる。また弁棒内部はかなり上方まで凸形の等温線を示していることから弁棒および弁棒ガイドからの放熱のほかに弁座上部の排気（掃・排気期間以外は温度の低い吹抜け空気が充満している）へも放熱していることがわかる。弁座当り部近辺は等温線が密であり、熱流れが大きい。これは弁開閉時の開弁面積の少ないときに高温のガスだけでなく低温の吹抜け空気も流れることと、弁座との接触により弁座への熱移動によるものであろう。

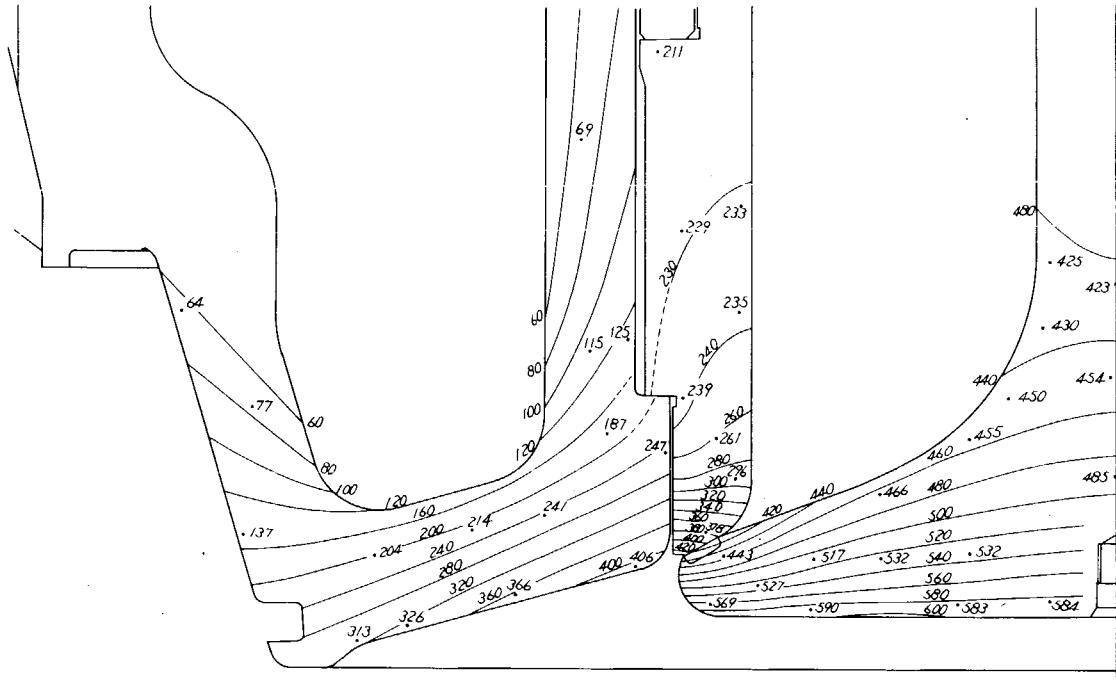
また第3.1.16、27図をみると弁座の曲り部に熱の流入がみられるが、これは小形高速機関の排気弁に



第3.1.25図 ノズル面積、ディフューザ径および掃気放出と周方向温度分布



第3.1.26図 燃焼室壁等温線図(ノズル面積 77.5cm²、ディフューザ内径 84.8 / 83.4mm、100%負荷)



第3.1.27図 燃焼室壁等温線図(ノズル面積 660cm^2 、ディフューザ内径 $834/820\text{mm}$ 、100%負荷)

おいてよくみられるように、⁽¹⁾ 排気始めに弁座と弁のせまい間隔を排気吹出しガスが高速で流出しこの部分に激突するため、加熱されるものであろう。この傾向が機関サイクルの圧力レベルの高いノズル面積の小さいものほど大きいことからも理由づけられる。

弁座は弁同様吹抜け空気によつて冷却されるものの、燃焼室側から流入した熱は、弁座自体の伝導およびシリンドカバーの伝熱によつて伝えられ等温線は密になる。しかしカバーとの接触部からの放熱量は測定点の数が少なく、詳細な等温線がひけないので明確ではないが、測定点 $\text{No.}10$ と $\text{No.}6$ および $\text{No.}9$ と 11 の各々2点の温度がほぼ等しいことから、十分存在しているものと思われる。

シリンドカバーは従来の測定(同形他機関)では、燃焼室側は壁面に平行な等温線が描かれていたが本実験の結果によると、弁座近辺に最高温度部のあることが判明した。これはこの点が冷却壁側から最も遠いことと、弁座および弁と同じように高速、高温の燃焼ガスにさらされるためである。したがつて起動弁、燃料噴射弁保護筒などの近くの肉厚の厚い部分の燃焼室側はさらに高温になろう。

以上三つの部品でシリンダカバーと弁座の等温線より排気弁の等温線が粗であることがわかる。これは材料による熱伝導率の違いもさることながらカバーは強制冷却されてるのに対して弁は排気側の冷却効果が少ないため通過熱量が小さいにもかかわらず全体の温度は高くなることを示している。

(2) 出力と壁温

正味平均有効圧と壁温の関係を排気弁燃焼室側中央部：弁-12、弁座当り部：弁-5：弁座-2（底部）：カバー燃焼室側内端：カバー4、外端：カバー10の代表点に対して実験条件をパラメータにして第3.1.2.8図に示す。各実験条件および各測定点とも壁温の値は異なるが、平均有効圧に対する變化はほぼ同じ傾向を示している。

平均有効圧に対する全般的な傾向として高負荷になるに従い壁温の上昇率が低下する。これは過給機の特性から高負荷になると給気量より過給圧力の上昇率が大きくなり、シリンダ内ガス量が激増するためであろう。そして平均有効圧の增加に対する壁温の変化は平均有効圧 $7 \text{ kg}/\text{cm}^2$ から $8 \text{ kg}/\text{cm}^2$ への $1 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の増加に対し全体的に約 20°C 上昇する。

また平均有効圧に対する温度分布の変化を第3.1.29、30図に示す。これによると50% ($P_o = 5.7 \text{ Kg/cm}^2$) か

ら7.5% ($p_e = 7.5 \text{ kg/cm}^2$) に負荷が増大する場合、特に排気弁および弁座の等温線の移動が大きく、また弁座およびカバーの通過熱量の増大が著しい。この傾向は負荷を7.5%から10.0% ($p_e = 9.0 \text{ kg/cm}^2$) に増大する場合は見られず、等温線の移動はほぼ一率である。

(3) 実験条件と壁温

ノズル面積、ディフューザ径、掃気温度、燃料噴射時期および使用燃料変更による壁温の変化を、代表点（排気弁燃焼室側中央部：弁-12、弁座当り部：弁5：弁座-2（座部）：カバー燃焼室側内端：カバー4、外端：カバー10）について第3.1.3.1、3.3、3.5、3.7図に示す。

(a) ノズル面積変更

ノズル面積に対する壁温は各代表点ともほぼ直線関係にあり、また各負荷ともほぼ同じ傾向にある。そして9.0%負荷において、ノズル面積を 8.00 cm^2 から約10%減少すると排気弁で約30~33°C、カバーおよび弁座で5~9°C壁温は低下する。これを温度分布図にあらわすと第3.1.3.2図のようになり、全体的に等温線は移動するが排気弁が特にいちぢるしい。これは後に詳細に検討するが、ノズル面積の減少によつてターピン回転数が増大し、掃気圧力、シリンダ内ガス量が増加し燃焼ガス温度が低下するとともに給気体積の減少によつてカバー、弁座の冷却が減少する一方、掃気渦流が減少するため排気弁の下側の残留ガスが減少することが主な理由である。

(b) ディフューザ径変更

ディフューザ径を $8.34/8.20$ から $8.48/8.34 \text{ mm}$ に約2%増すと壁温は9.0%負荷において弁中央部で約3°C、弁座当り部で7°C、カバー、弁座で6~7°C低くなり全体的にみて弁中央部の温度変化が少ない。これは後にも述べるがディフューザ径増大により給気量が増し、掃気圧力が上昇してシリンダ内ガス量が増大し燃焼温度が低下するとともに、給気量の増大によつて掃気による冷却効果が増大するが、掃気渦流が強くなり、シリンダ中央部排気弁下側の残留ガスが増加するので弁中央部の温度低下は他の部分より少いものと思われる。また圧縮圧力の上昇によつて噴霧の貫徹力が減少することも理由の一つに考えられる。この変化の状態を第3.1.3.4図の温度分布に示す。

(c) 掃気温度

掃気温度の機関サイクル温度、排気温度および壁温におよぼす影響については従来いろいろな推察がなされていて、今回の実験結果によると掃気温度10°Cの上昇に対して10.0または9.0%負荷において排気弁中央で1.0°Cまたは4°C、弁座当り部で1.0°Cまたは0°C、カバー内端で6°Cまたは3°C、カバー外端で5°Cまたは2°C、弁座で6°Cまたは2°Cの温度上昇がみられるのみである。

これは従来推定していた $4 \text{ ts} \times (2 \sim 3) = 2.0 \sim 3.0 \text{ °C}$ を大巾に下まわつているが、これは1.3項において述べたように、排気エネルギーの増加によつて給気量および掃気圧力が上昇したためであり、従来掃気の冷却を壁温低下のためと考えていたが、それより性能低下を防止する目的の方が大きいことがわかる。これを温度分布図で表わすと第3.1.3.6図のようになり全般的に等温線の移動が見られる。

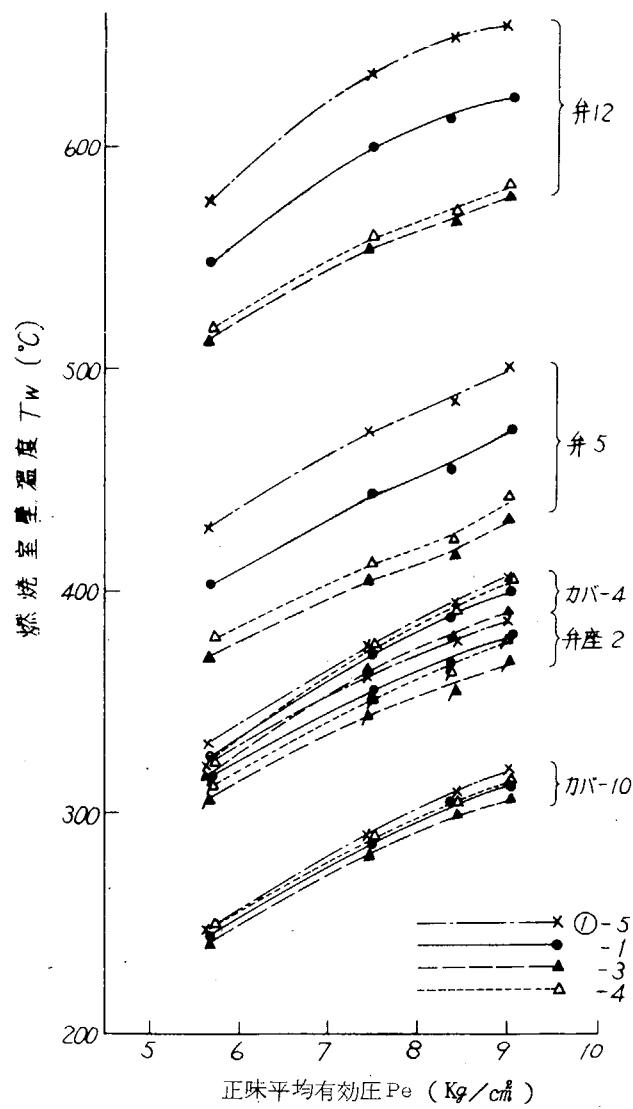
(d) 燃料噴射時期および使用燃料

燃料噴射時期を 1.5 deg 進めると排気エネルギーの減少により給気量および掃気圧力が低下し、燃焼ガス温度が上昇し、吹抜け空気が減少するので、9.0%負荷において弁中央部で2°C、弁座で3°C、カバー内端で7°C、外端で3°Cの温度上昇を示す。次に○重油にて運転すると燃焼がかんまんになり排気温度が高くなつて残留ガス温度も高くなり、したがつて、9.0%負荷において弁中央部で3.6°C、弁座当り部で3.8°C、弁座にて1°C、カバー内端で3°C、外端で-6°Cの上昇を示す。カバー外端で温度低下を示すが、これは排気温度の上昇によつて掃気圧力が高くなりシリンダ内ガス量が増加したためとも考えられる。

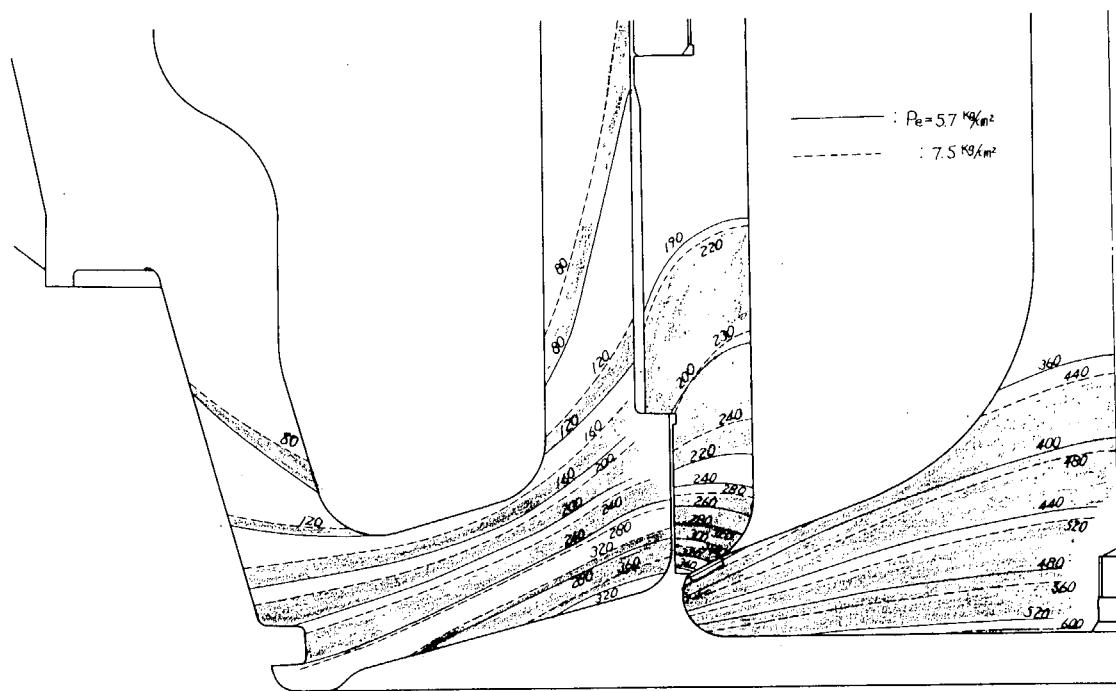
(e) 掃気放出実験

掃気放出は機関の連続運転により過給機が汚れ、性能が低下した場合に相当するが、その低下を掃気圧力によつてあらわすと、実験①~2の場合、9.0%負荷標準状態から掃気放出により掃気圧力を1.76 atmから1.61 atm

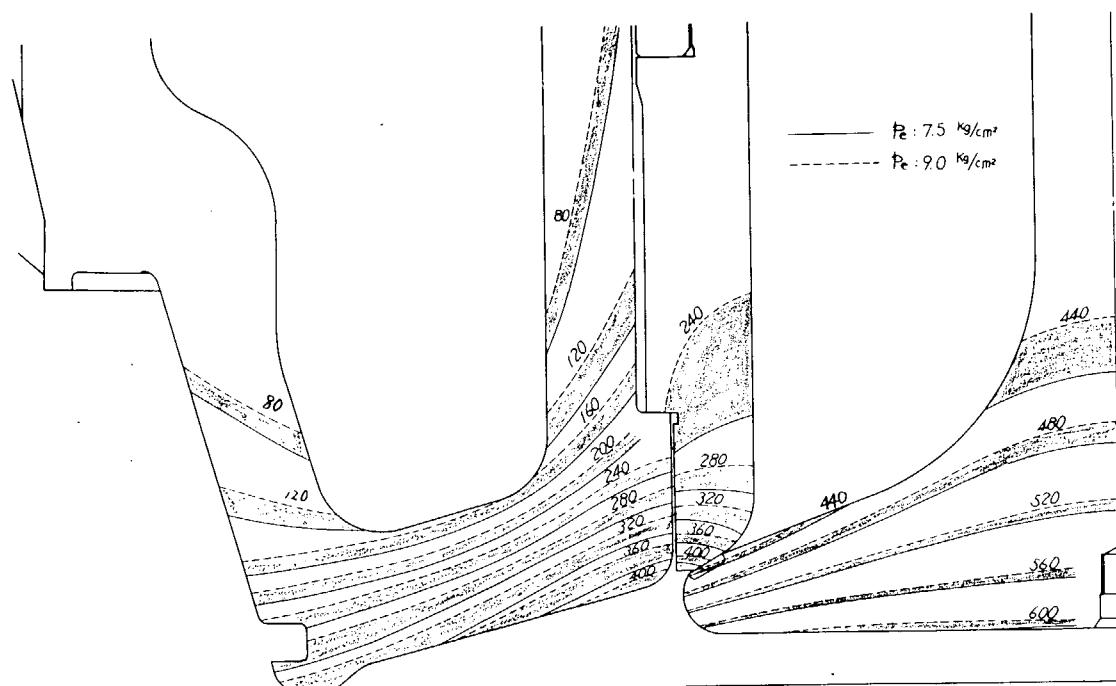
に0.15at低下すると排気弁中央で47°C、弁座当り部で57°C、弁座で40°C、シリンダカバー内端、外端でおののおの37°C、17°C上昇する(第3.1.40図参照)。温度分布であらわすと第3.1.38図のようになり著しい変化がみられる。これは給気量、掃気圧力の低下によつて燃焼ガス温度が上昇するためである。実際に、このような現象はよく見られる事項であり、われわれは中形機関においてすでに実験を試み、報告している⁽²⁾。



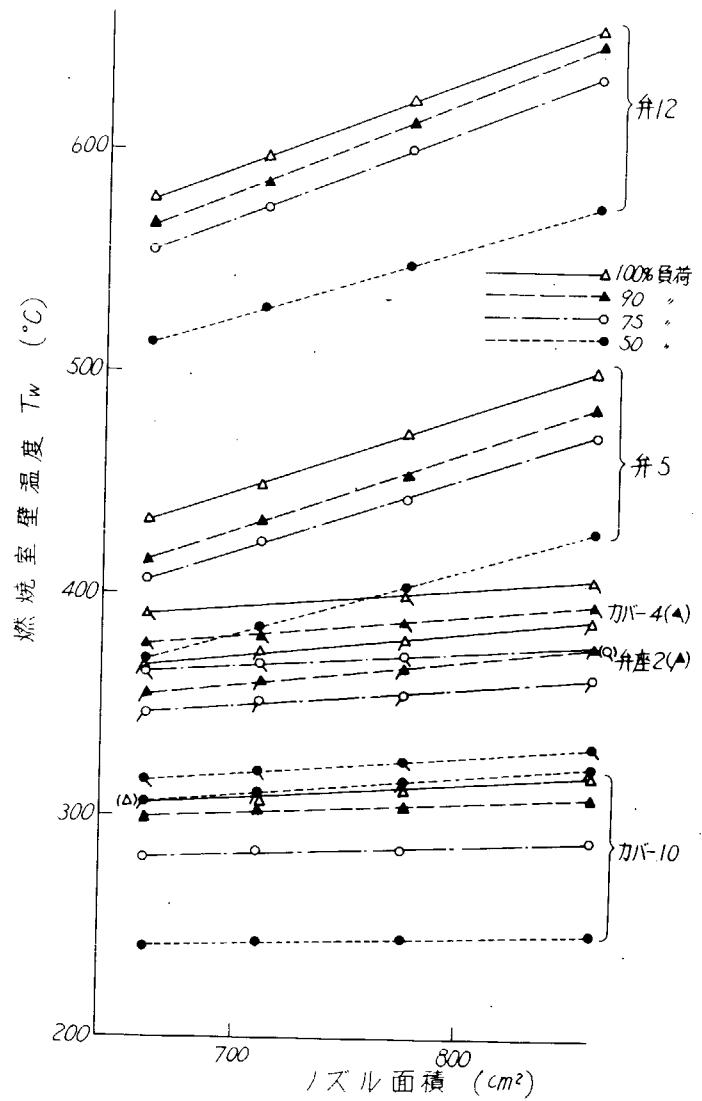
第3.1.28図 正味平均有効圧と壁温



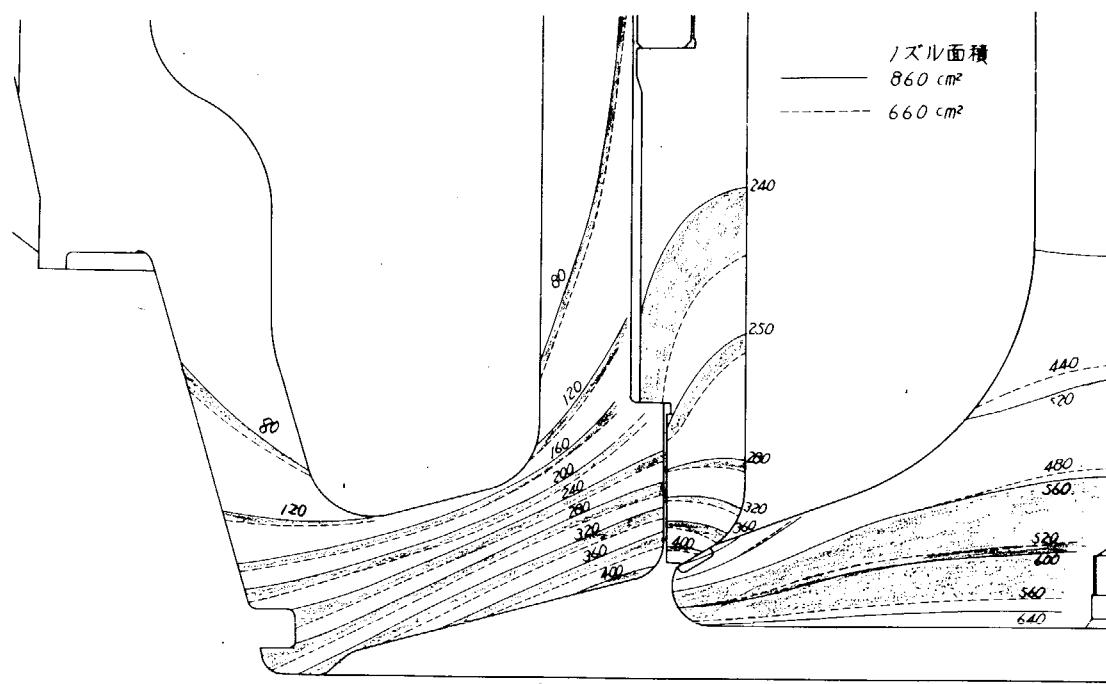
第3.1.29図 平均有効圧と温度分布($Pe=5.7\rightarrow7.5\text{Kg}/\text{cm}^2$)



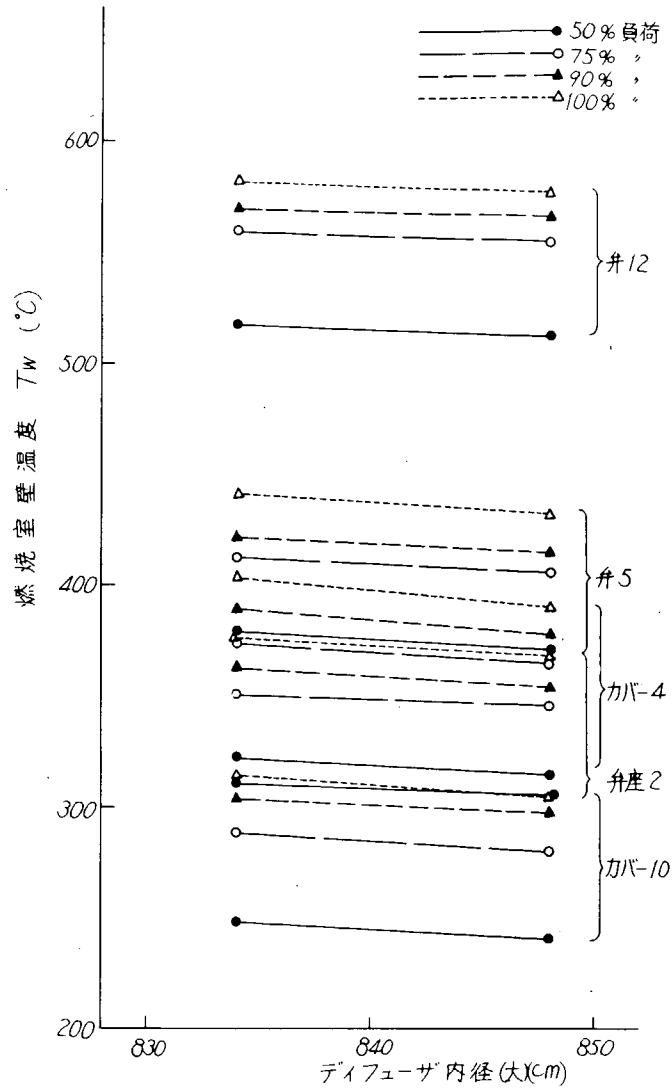
第3.1.30図 平均有効圧と温度分布($Pe=7.5\rightarrow9.0\text{Kg}/\text{cm}^2$)



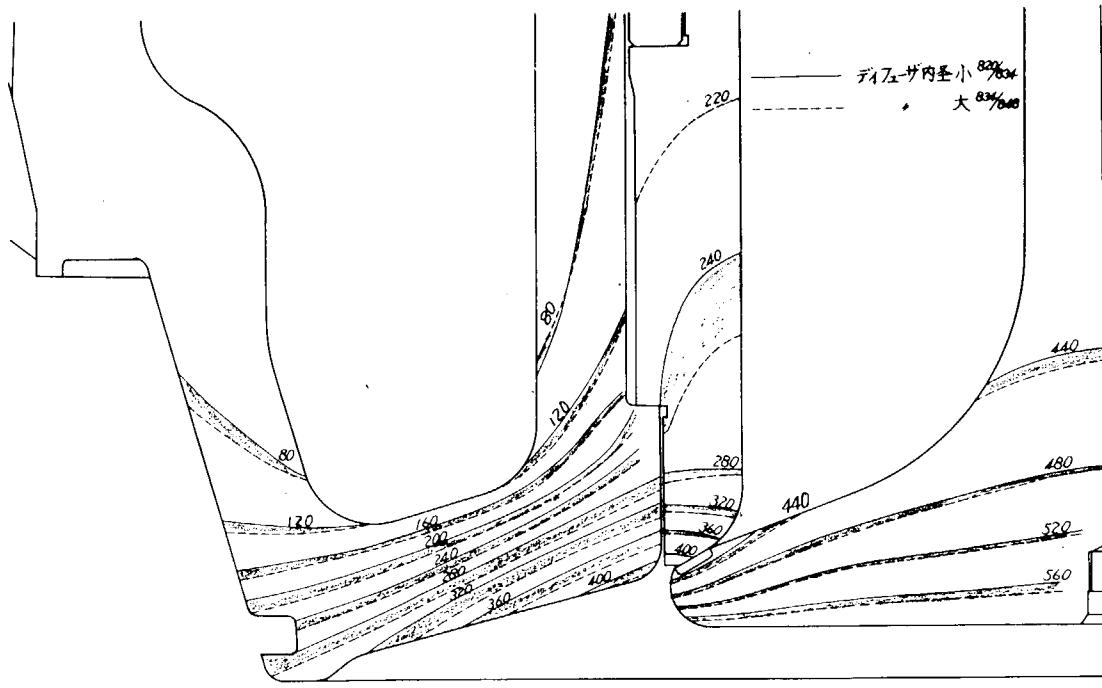
第3.1.3.1図 ノズル面積と壁温



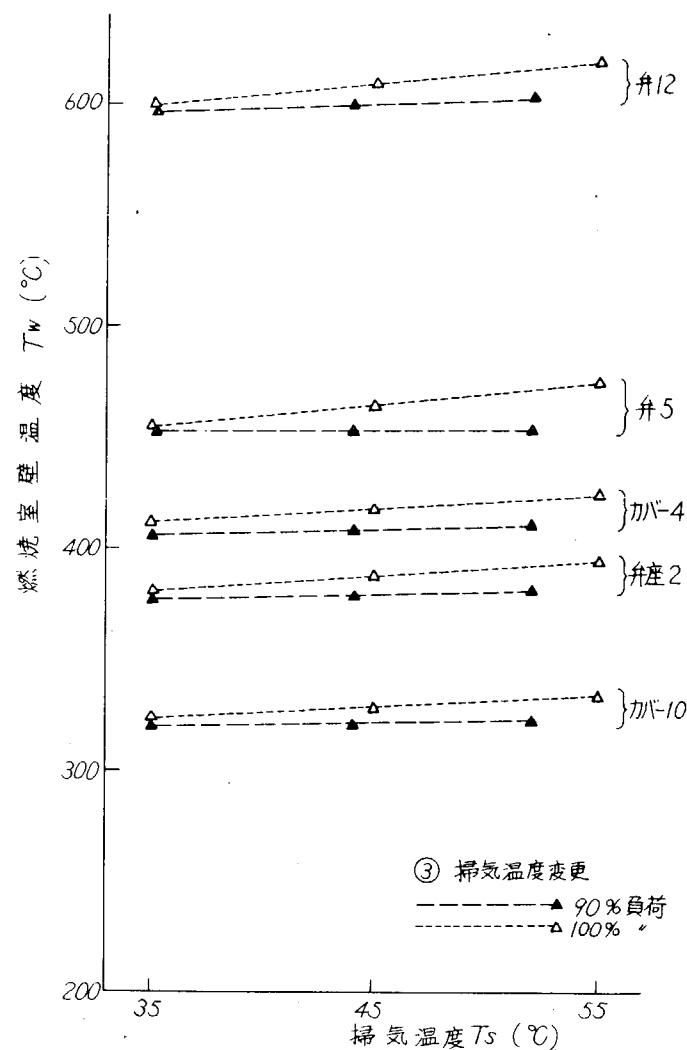
第3.1.3.2図 ノズル面積変更による壁温の变化 (ノズル面積 $860 \rightarrow 660\text{ }cm^2$, 100% 負荷)



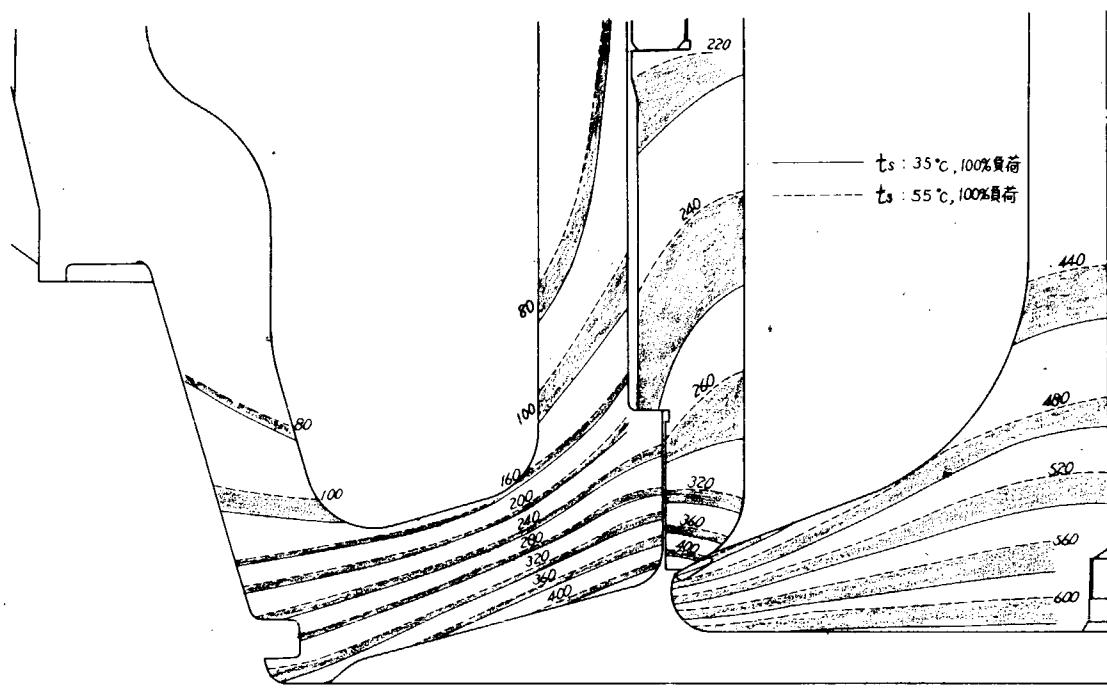
第3.1.3.3図 ディフューザ内径と壁温



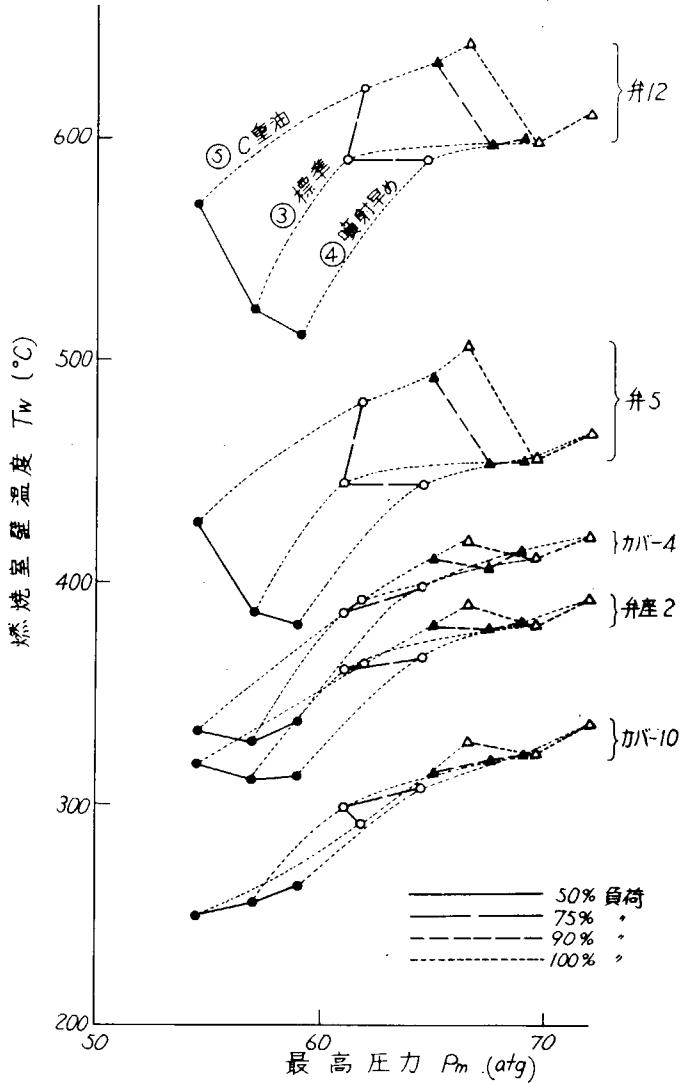
第3.1.3.4図 ディフューザ内径による壁温の变化



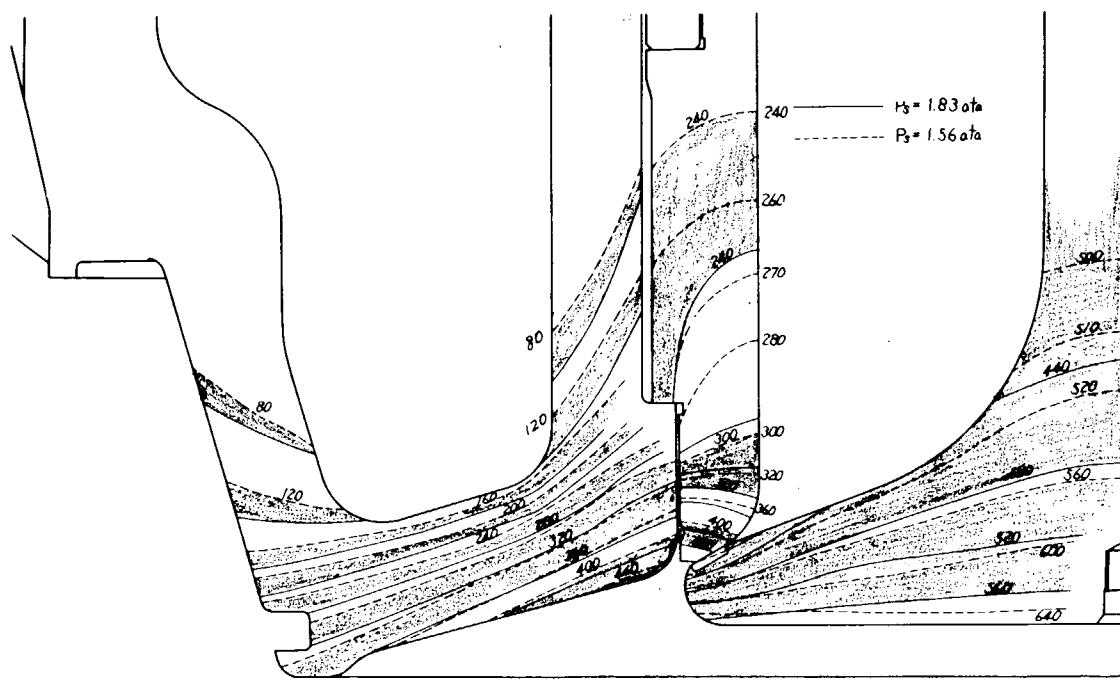
第3.1.3.5図 掃気温度と壁温



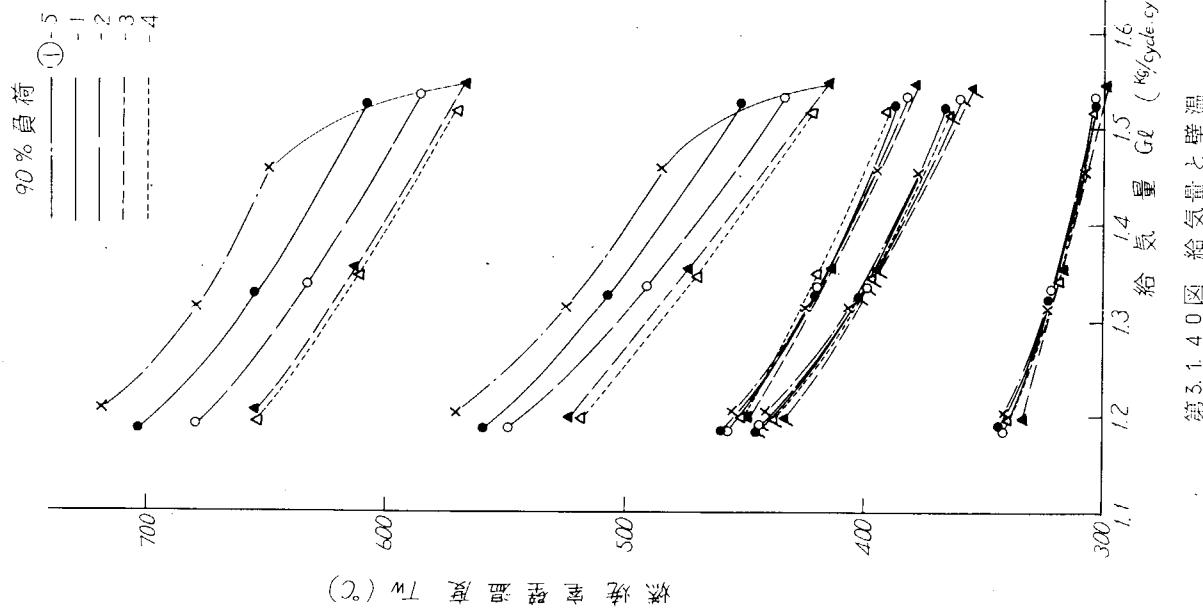
第3.1.3.6図 掃気温度による壁温の変化（掃気温度 $t_s = 35^{\circ}\text{C} \rightarrow 55^{\circ}\text{C}$ ）



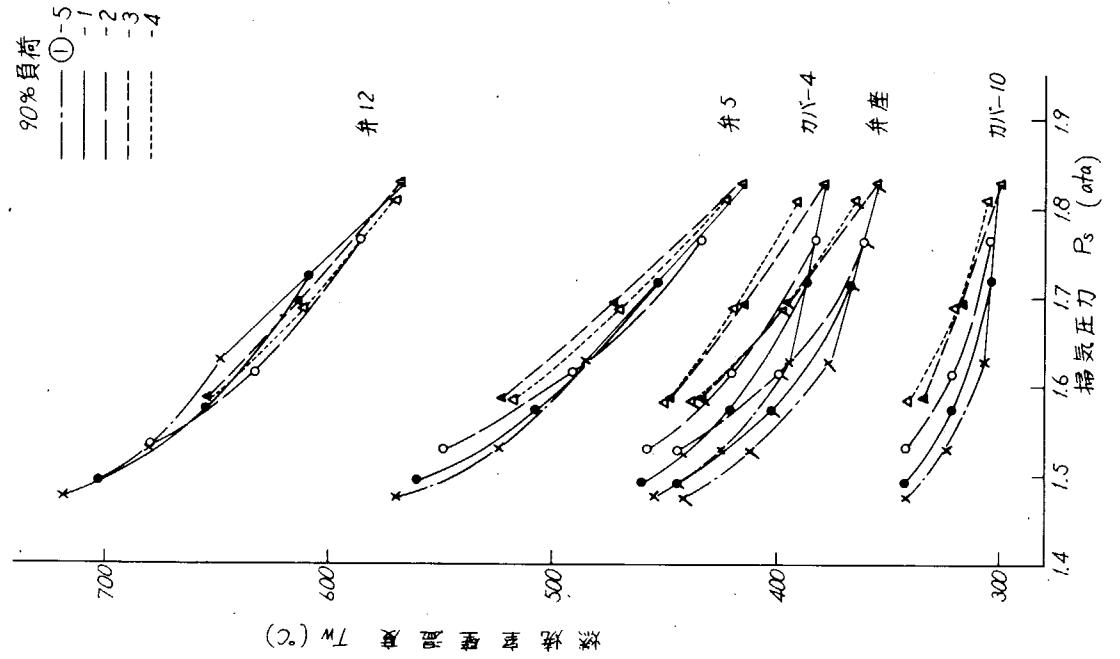
第3.1.3.7図 最高圧力およびC燃料油と壁温



第3.1.3.8図 掃気放出による壁温の变化（掃気圧力 $p_s = 1.83 \text{ ata} \rightarrow 1.56 \text{ ata}$ ）



第3.1.40図 給気量と壁温



第3.1.39図 圧力と壁温

1.4.5 機関サイクル因子と壁温との関連の検討

(1) 機関サイクル因子と壁温との1次の関係

壁温と関係深い因子として掃気圧力、給気量、シリンダ内ガス量、空燃比、掃気体積および吹抜け空気体積をあげ、それらと代表点の壁温との関係を第3.1.3.9～4.4図に示す。

(a) 掃気圧力

掃気圧力と壁温の関係で最も顕著なことは、排気弁温度は掃気放出、過給機変更をとわず掃気圧力に対してほぼ同じ温度を示す（一義的に定まる）のに対し、シリンダカバー、弁座は同一掃気圧力に対しても、実験条件により異なる値を示すことである（他の因子に影響される）。すなわち排気弁温度は機関サイクル因子のうち最も容易に得られる掃気圧力によつてほぼ定まることを意味しており、90%負荷においては掃気圧力0.1atの低下に対し燃焼室側中央部温度は約30°C、弁座当り部の温度は約35°Cの上昇を与える。なお掃気放出、またはプロア性能低下（デイフューザ変更の場合など）の場合の掃気圧力の変化に対する壁温の変化は前項にて述べたとおりである。

(b) 給気量

給気量 G_1 と壁温の関係は掃気圧力と壁温の関係とは逆にシリンダカバーおよび弁座の温度が掃気放出、過給機変更をとわず給気量によつてほぼ定まり、90%負荷では $G_1 = 1.5 \text{ Kg/cycle, cyl.}$ から10%減少するとカバー燃焼室側内端は約28°C、燃焼室側外端は約13°C、弁座は約23°C上昇する。一方排気弁は各ターピンノズルによつて中央部で約20°Cの差がある。これは前項にて述べたようにノズル面積によつて他の因子の影響をうけるためである。いま掃気放出またはプロア性能低下において給気量が $G_1 = 1.5 \text{ Kg/cycle, cyl.}$ から10%減少した場合、弁中央部で35°C、弁座当り部で44°Cの上昇を示す（①-2にて）。

(c) シリンダ内ガス量

シリンダ内ガス量は大略圧縮始めの温度と掃気圧力によつて定まるが、それと壁温との関係は、各点の温度ともガス量のみによつては定まらず実験条件（ノズル面積）によつて他の因子の影響をうける。シリンダ内ガス量は同一負荷の場合燃焼温度を支配するサイクル因子であるが、各点とも燃焼温度以外の影響因子をもつてゐることを示す。いま90%負荷にて掃気放出、プロア性能低下によつてガス量が $G_1 = 1 \text{ Kg/cycle, cyl.}$ の付近で10%減少すると、①-2を例にとると弁中央部では48°C、弁座当り部では59°C、弁座では41°C、カバー内端で40°C、外端で19°C上昇する。

(d) 空燃比

同一負荷においては燃料油量も一定であるから、シリンダ内ガス量と壁温との関係にはほぼ等しく、いずれも空燃比すなわち燃焼温度以外の影響因子をもつてゐることを示す。前と同様空燃比が3.0から1.0%低下すると90%負荷にて弁中央部で40°C、弁座当り部で50°C、弁座で35°C、カバー内端にて32°C、外端で15°Cの温度上昇が見られる。

(e) 掃気体積

給気量 G_1 を掃気温度、圧力にて体積としたもので掃気孔における流速の指數となる。いづれの壁温も掃気体積の影響は小さく、それ以外の因子の影響をうけている。いま90%において掃気放出またはプロア性能低下によつて掃気体積 V_s を10%減少させる弁中央部にて85°C、弁座当り部にて95°Cにて75°C、カバー内端にて68°C、外端にて34°C上昇する（①-2）。

(f) 吹抜け空気量

掃気体積との関係に類似しており、いま90%において掃気放出またはプロア性能低下によつて吹抜け空気量を10%減少させると、弁中央部で45°C、弁座当り部で55°C、弁座にて37°C、カバー内端で37°C、外端で16°C上昇する（①-2）。

(2) 壁温と機関サイクル値の2次の関係

次に前項に述べた6個の因子を熱負荷に対する作用という観点から分けると燃焼温度を支配する掃気圧力、シリンダ内ガス量および空燃比と冷却性を支配する給気量、掃気体積および吹抜け空気体積に分けられる。そこで相異なる作用をもつ因子間すなわち掃気圧力と給気量、掃気体積とシリンダ内ガス量および空燃比、吹抜け空気体積とシリンダ内ガス量および空燃比の関係を第3.1.4.5～4.7図に示すように求め、それらと第3.1.3.9～4.4図に求めた各因子と壁温の1次の関係から、二つの因子のうちいずれかを一定にして他の因子と壁温との関係を第3.1.4.8～5.7図に示す。

(a) 掃気体積一定時の空燃比およびシリンダ内ガス量と壁温

掃気体積一定でシリンダ内ガス量および空燃比が変ることは、掃気による冷却作用および掃気渦流の強さ一定で燃焼ガス温度が変ることを意味する。いま掃気体積 $0.75 \text{ m}^3/\text{cycle, cyl.}$ のもとで空燃比を3.0から2.7に10%減少させると、排気弁で56～60°C、弁座で28°C、カバー内端で25°C、カバー外端で13°C壁温は上昇する。また一定負荷であるから、シリンダ内ガス量を $1.0 \text{ kg}/\text{cycle, cyl.}$ から $0.9 \text{ kg}/\text{cycle, cyl.}$ に10%減少させる場合も空燃比減少の場合と同様の傾向を示すが、温度上昇は大きくなつて排気弁中央部で85°C、弁座当り部で78°C、弁座で40°C、カバー内端で35°C、外端で20°Cである。そして空燃比の変化に対する各部の温度上昇の相違をみると、燃焼温度の上昇による通過熱量の増大に対して、強制冷却されていない排気弁が他の部分に比して温度上昇が大きい。

(b) 吹抜け空気体積一定時の空燃比およびシリンダ内ガス量と壁温

吹抜け空気は主として、シリンダカバー、弁座および弁の冷却作用をもつものと考えられるが、いま吹抜け空気体積 $V_a = 0.3 \text{ m}^3/\text{cycle, cyl.}$ 一定のもとで空燃比 G_1/B を3.0から2.7に10%減少させた場合、壁温は排気弁中央、弁座当り部で53～55°C、弁座で26°C、カバー内端で26°C、外端で14°C上昇し、前項の掃気体積一定の場合と大差ない。なお一定負荷であるからシリンダ内ガス量に対する傾向もほぼ同じになる。

(c) 空燃比一定時の掃気体積および吹抜け空気体積と壁温

空燃比一定のもとで給気量が増す場合は、燃焼温度一定であるから掃気、吹抜け空気などによる冷却効果が増し、壁温は低下するものと考えられる。

しかしながら実際には空燃比2.7.0のもとで掃気体積を0.70から0.77に $0.07 \text{ m}^3/\text{cycle, cyl.}$ すなわち10%増大させた場合、排気弁中央部で26°C、弁座当り部で10°C上昇する。一方排気弁温度とは逆にシリンダカバー内端、弁座は15°C、カバー外端は4°C壁温は低下する。この掃気体積増大に対して排気弁温度が上昇する事実は前述の一般的な推定に反するが、これは次のような理由によるものと思われる。

すなわち掃気体積が増大した場合、掃気孔を通過する掃気の流速は当然増大し、シリンダ内の渦流は強くなる。一方シリンダ内の掃気渦流の遠心力によつてシリンダ中央部は負圧現象をおこし、掃気空気より比重の小さい高温の燃焼(残留)ガスが中央部に集まる。中央部に集つた燃焼ガスは排気弁の下側に留り、排出されることなく残留ガスとなり、排気弁を保温あるいは加熱することになる。そして掃気体積増加の場合、渦流増大によつてこのような傾向が増大したものと思われる。

しかし、シリンダカバーおよび弁座は掃気体積増加による吹抜け空気の増大、渦流の増加により、冷却効果が増大して温度低下となる(しかしその低下は空燃比増大による低下に比べて小さい)。排気弁弁座当り部温度は両者の影響を受け多少上昇気味にとどまるのであろう。

また吹抜け空気量は給気量からシリンダ内ガス量を差し引いたものであるから掃気体積に対する傾向とほぼ同一である。

(a) シリンダ内ガス量一定時の掃気体積および吹抜け空気体積と壁温

同一負荷において燃料噴射量に著しい変化がないかぎりシリンダ内ガス量 G_1 と空燃比 G_1/B は比例するのでほ

は(c)と同じ傾向にある。

(e) 給気重量または掃気圧力一定時の掃気圧力または給気重量と壁温

さてシリンダ内ガス温度を代表させるものとして空燃比 G_1/B を採用してきたが、空燃比 G_1/B は次のように変形できる。

$$G_1/B = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot p_S/T_S$$

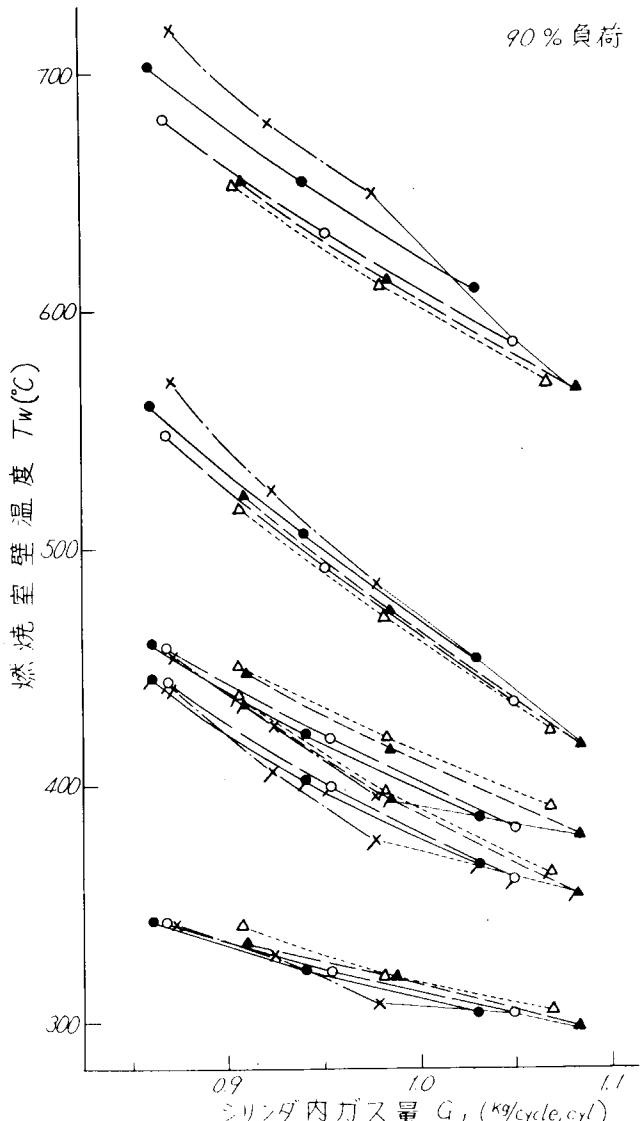
ただし C_1 は機関によつて定まる定数、 $C_2 = \eta_e/n \cdot p_e$ (n = 機関回転数) で負荷によつて定まる定数である。ここで正味熱効率 η_e は同一負荷でも掃気放出などの実験条件により変化するが、燃料噴射系の著しい悪化がない限りあまり大きい変化ではない(掃気圧力 1.525ata から 1.325ata まで 0.2at 扫気放出した場合で燃料消費率は約 1.9% 悪くなる)。また $C_3 = p_1 T_S / p_S T_1$ であり実験条件によつて幾分変化するが一定とおいても大きい誤差はない。したがつて空燃比は測定容易な掃気圧力 p_S と T_S の比で代表でき、さらに T_S 一定の場合 p_S で代表できる。また給気量を重量でもあらわしてみる。

給気重量一定で掃気圧力を変化させた場合、排気弁温度は給気重量に関係なく定まり、掃気圧力を 1.7ata から 1.6ata に 0.1at 低下させたると弁中央部で約 35°C、弁座当り部で約 40°C 上昇する。一方シリンダカバー、弁座の温度は給気重量によつて変るが、掃気圧力の変化に対してほとんど変化はみられない。しかし逆に掃気圧力一定のもとに給気重量を変えた場合、給気重量の変化とともに排気弁中央の温度は凸型の変化をし、ある給気量に対して極小値を示す。また弁座当り部の温度は給気量の増大とともに低下し、1.3 から 1.4 kg/cycle, cyl. に 0.1 kg/cycle, cyl. 約 7.3% の増大に対し 7~15°C 低下する。そしてシリンダカバー、弁座温度は掃気圧力のいかんにかかわらず、供試機関においては給気重量によつてあらわされ、上述の給気重量の変化に対し、シリンダカバー内端および弁座は 20~23°C、カバー外端は 10°C の温度低下となる。

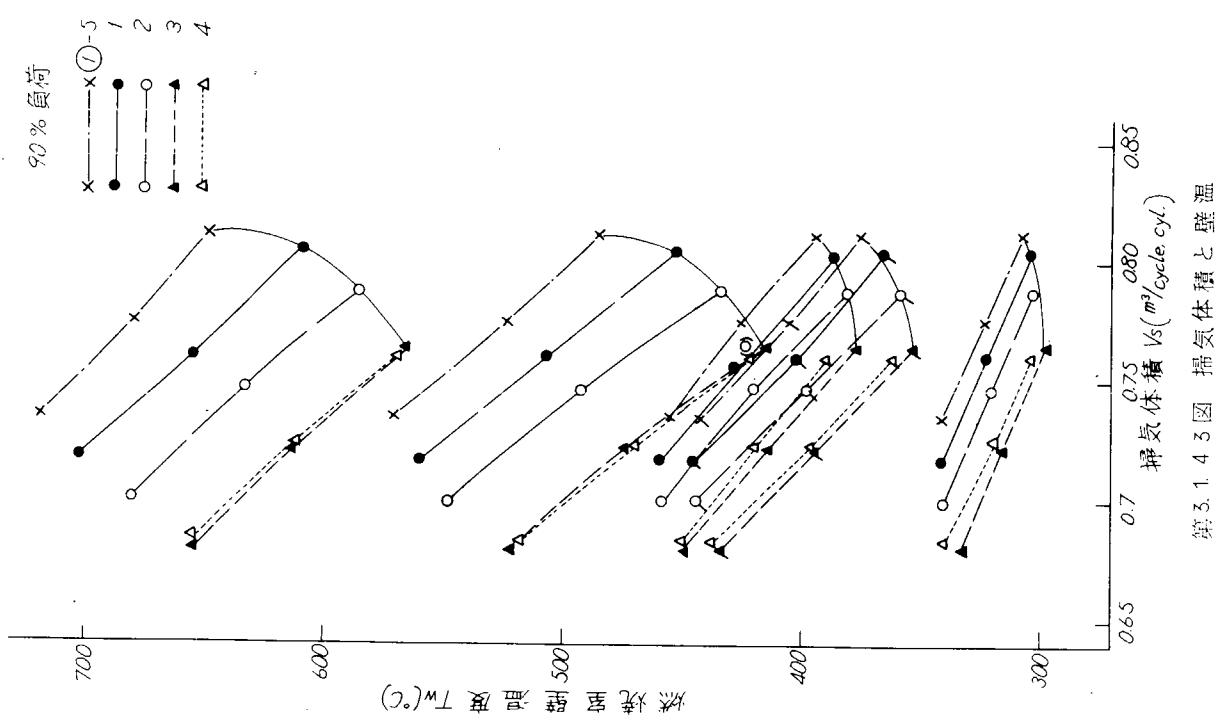
1.4.4 総括的検討

(1) 各種実験条件における空燃比と壁温の関係

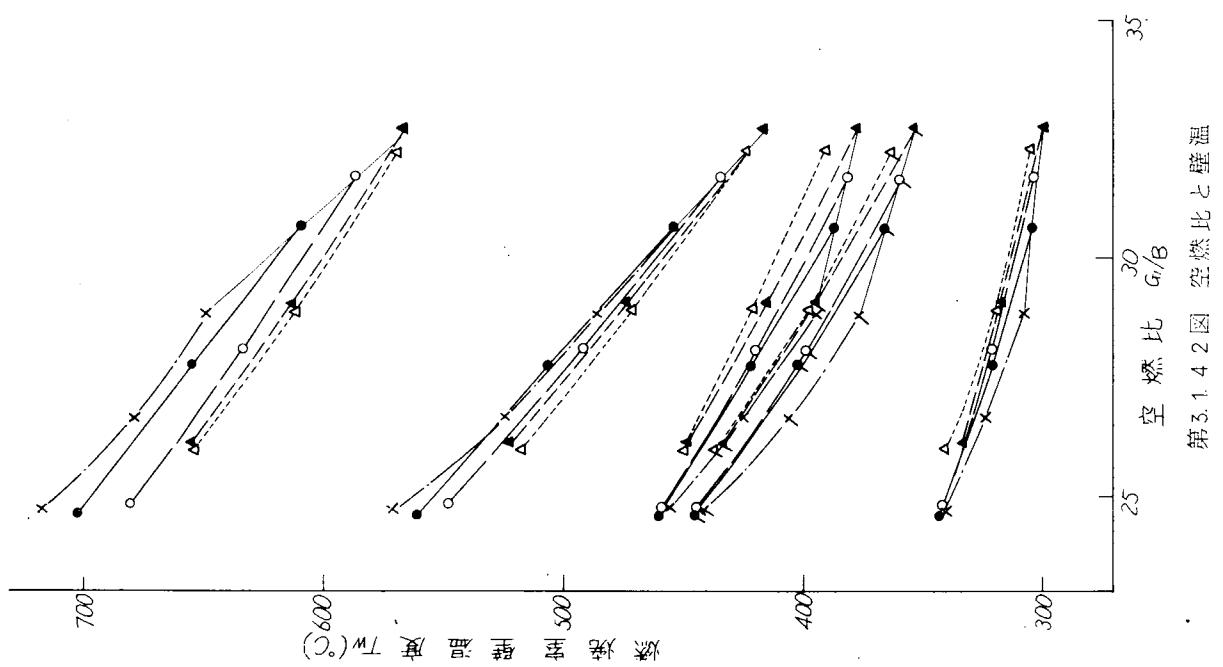
前項にて述べたように壁温は主に燃焼温度の因子である空燃比によつて支配されるから、第 3.1.5.8 図に空燃比と壁温の関係を掃気放出(ディフューザ変更を含む)、負荷、ノズル面積変化をパラメータにして対数図表にて示す。まず、弁中央部においては壁温は掃気放出と負荷変化に対してほぼ等しく空燃比の影響をうけ空燃比の 0.60、0.63 乗に逆比例しているが、ノズル面積変化の場合は給気体積による残留ガス効果が変化するため空燃比の約 1.13 乗に逆比例する。すなわち排気弁温度はノズル面積を減少する場合、空燃比增加による温度降下以上に残留ガス効果の減少によつて、温度低下が得られる。



第 3.1.4.1 図 シリンダ内ガス量と壁温

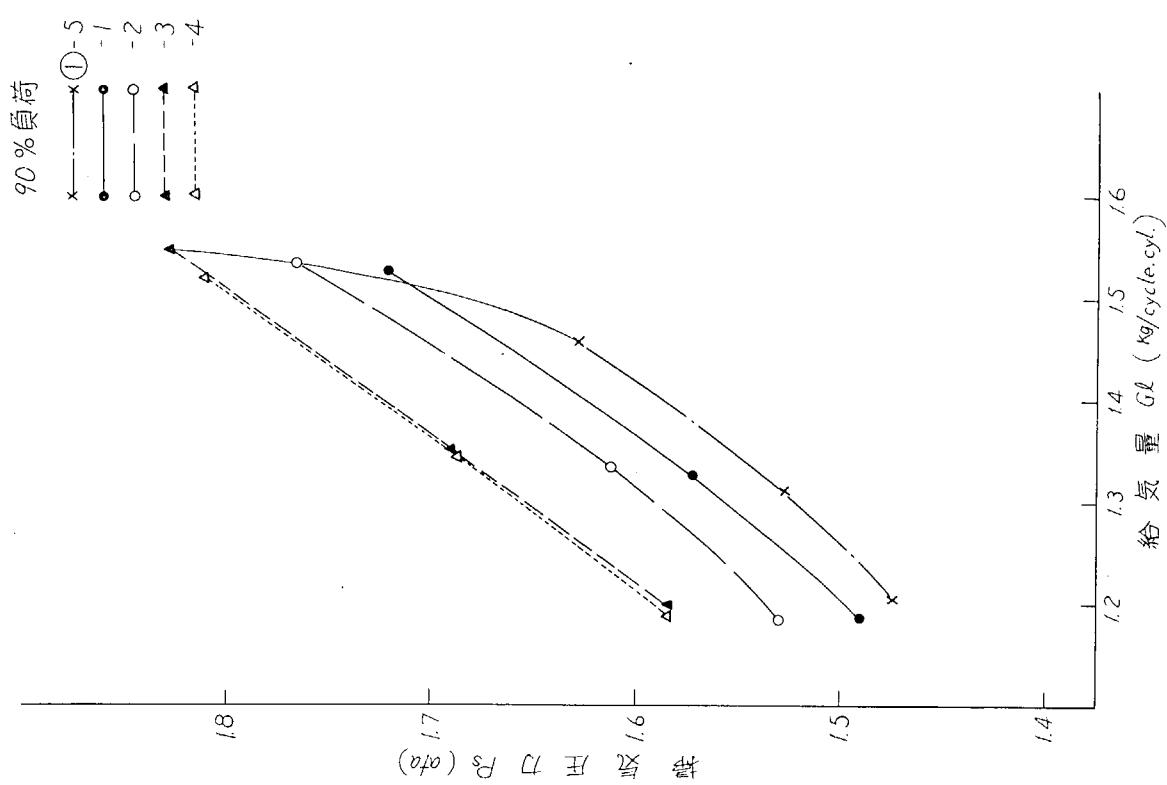


第3.1.4.3 図 空燃比と壁温

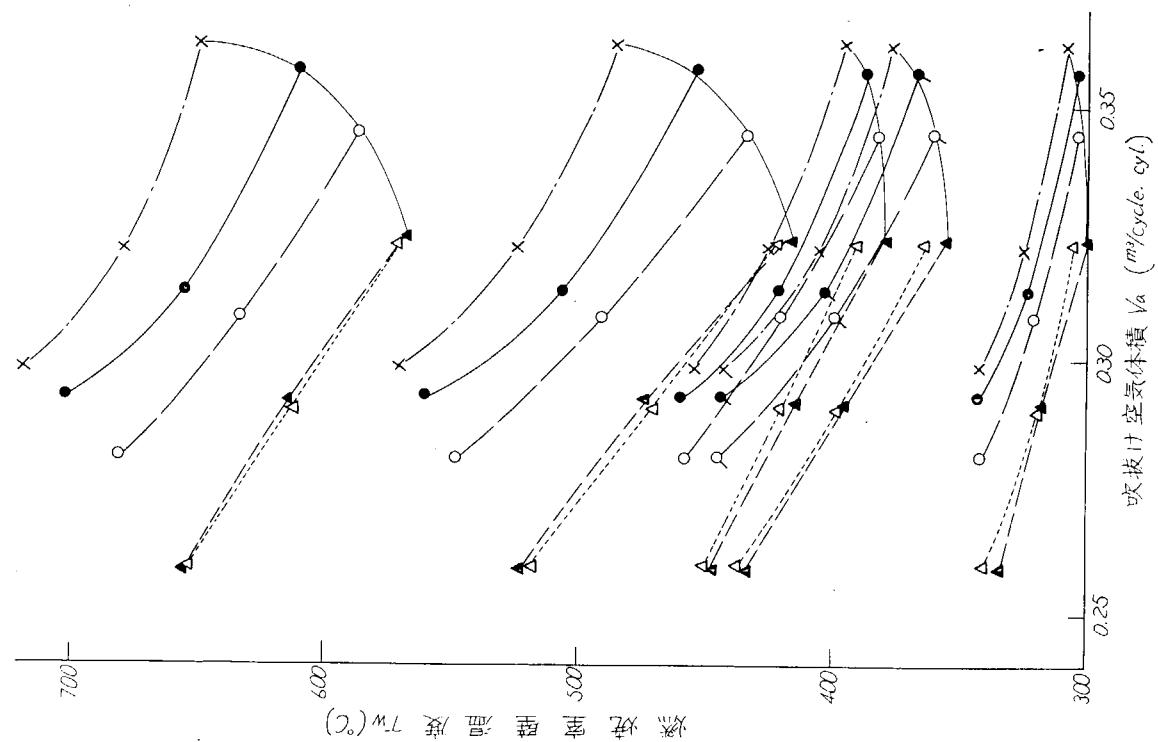


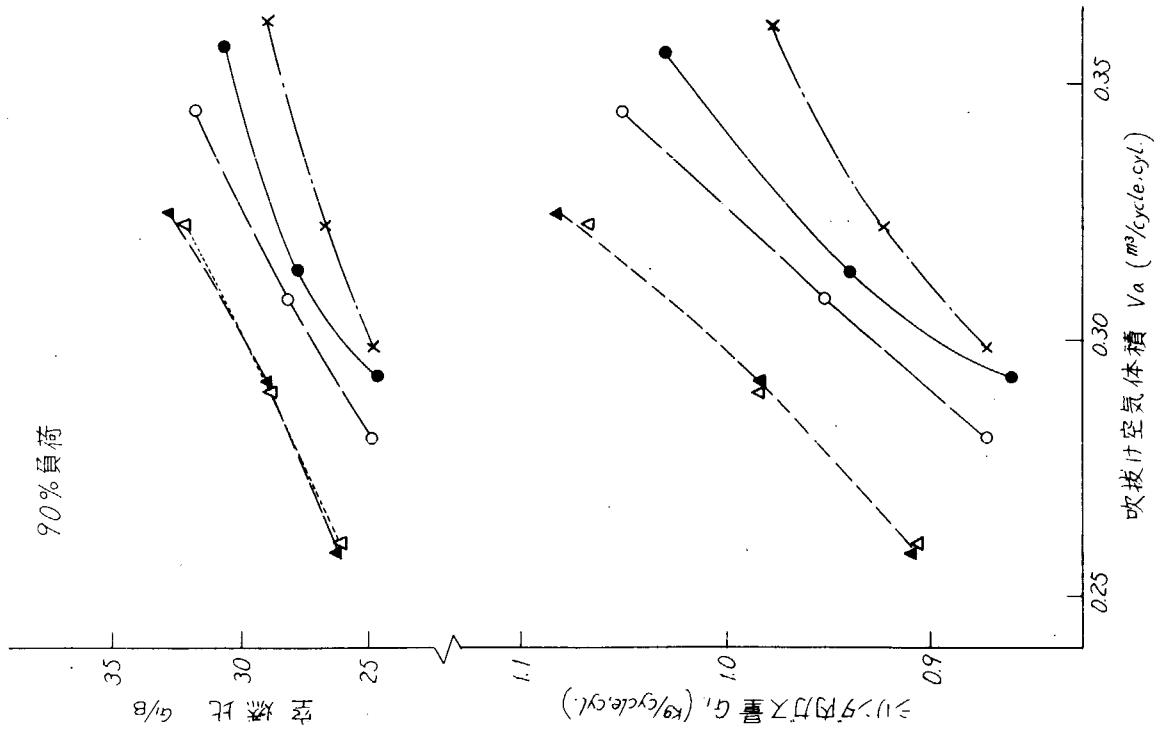
第3.1.4.2 図 空燃比と壁温

第3.1.4.5図 擾氣圧力と給気量

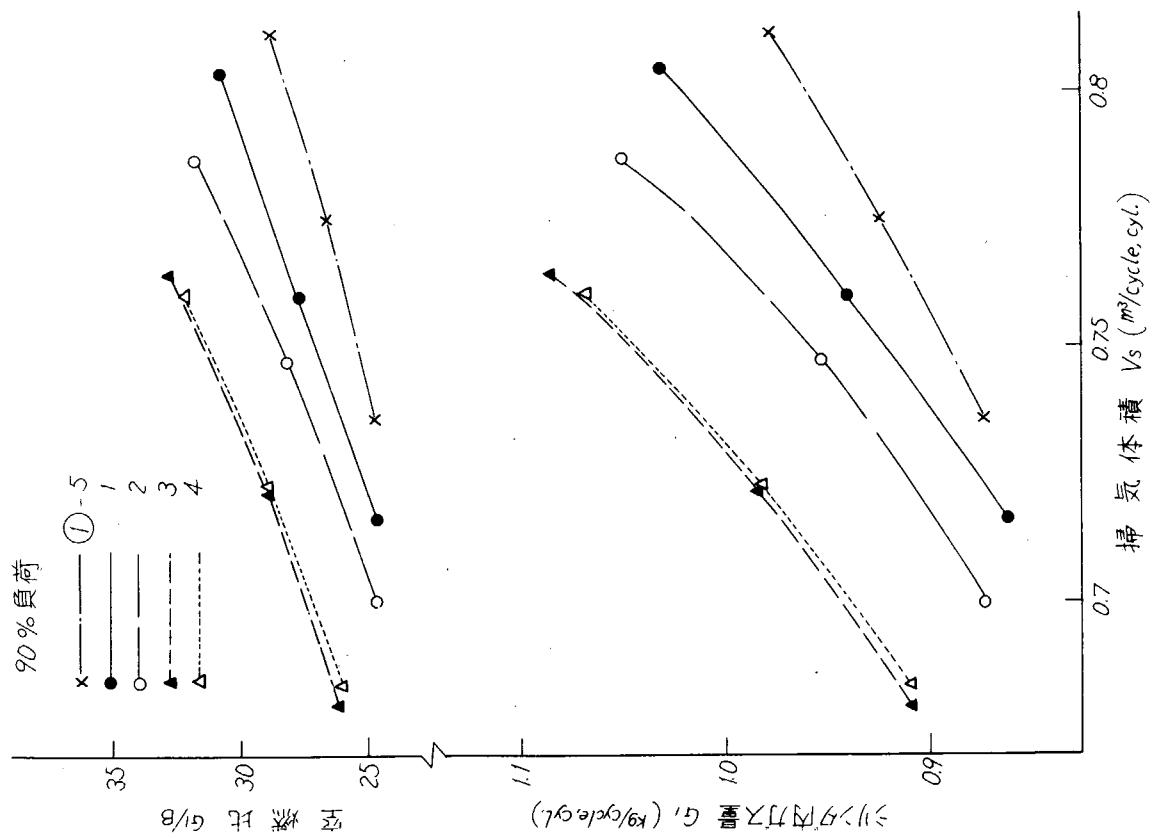


第3.1.4.4図 吹抜け空気体積 V_d ($\text{m}^3/\text{cycle cyl.}$)

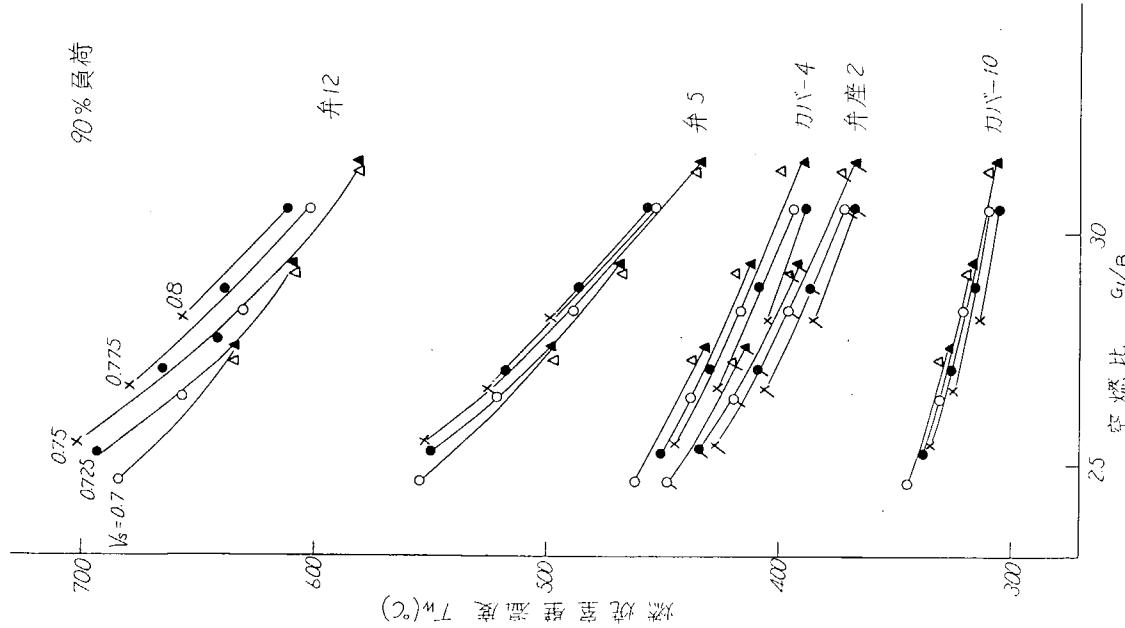




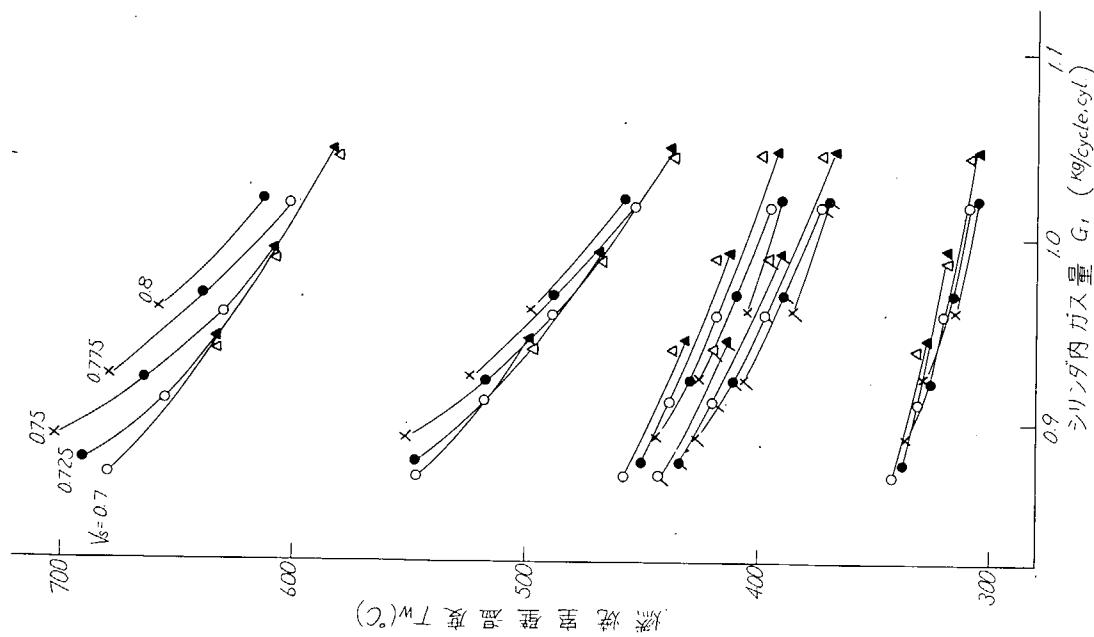
第3.1.4.6 図 掃気体積とシリンドラ内ガス量および空燃比



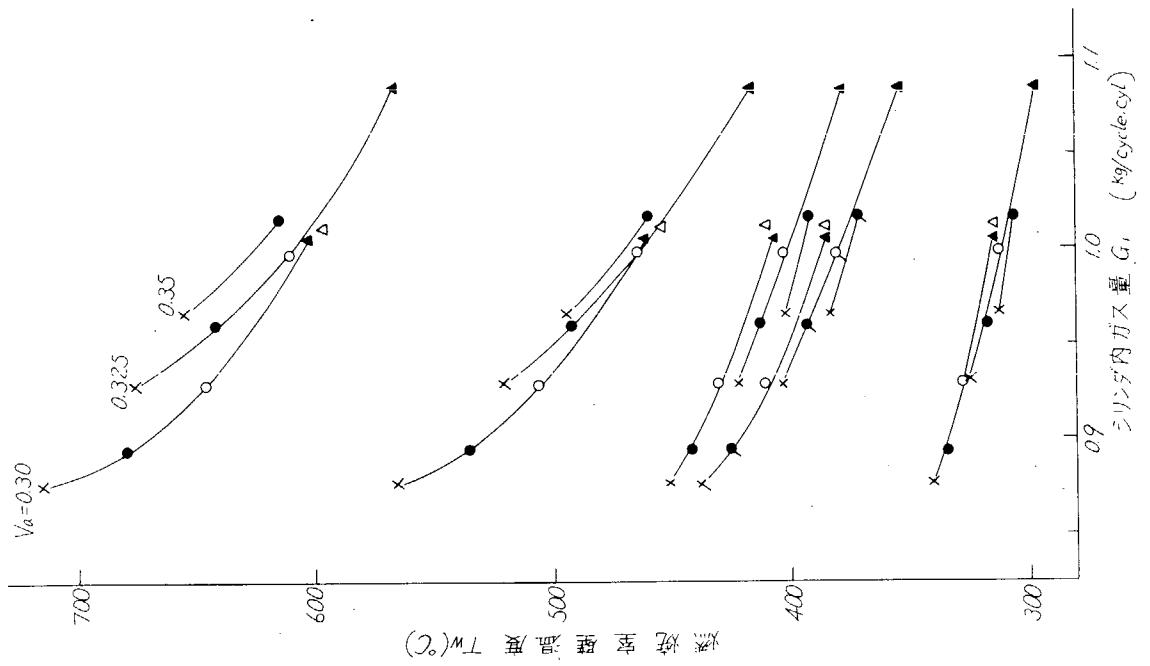
第3.1.4.6 図 掃気体積とシリンドラ内ガス量および空燃比



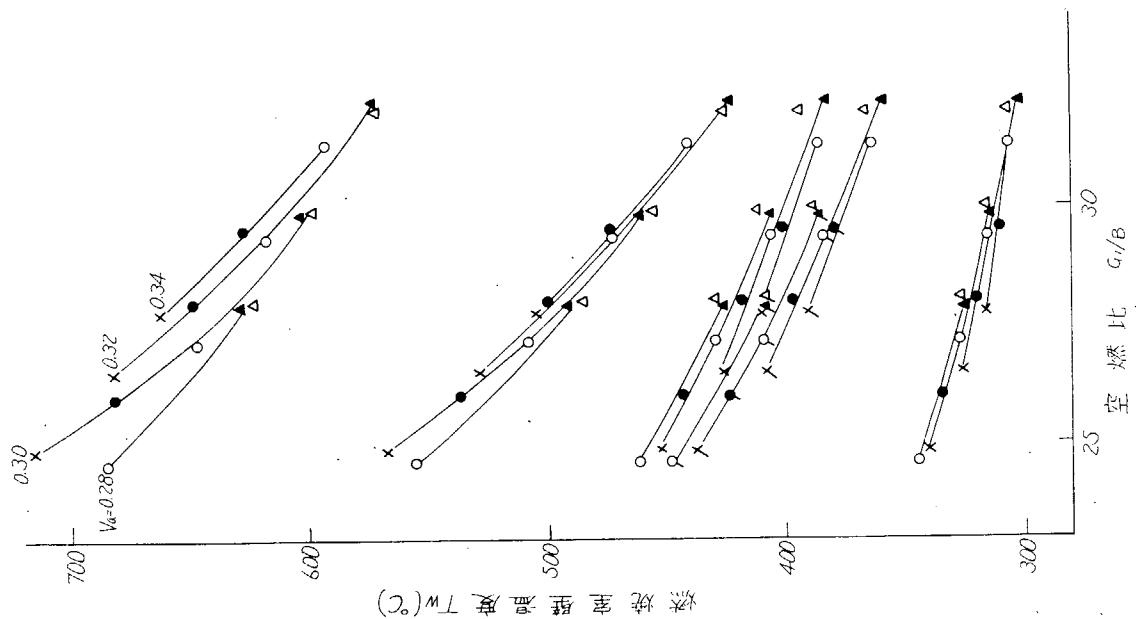
第3.1.48図 掃気体積一定時の空燃比と壁温



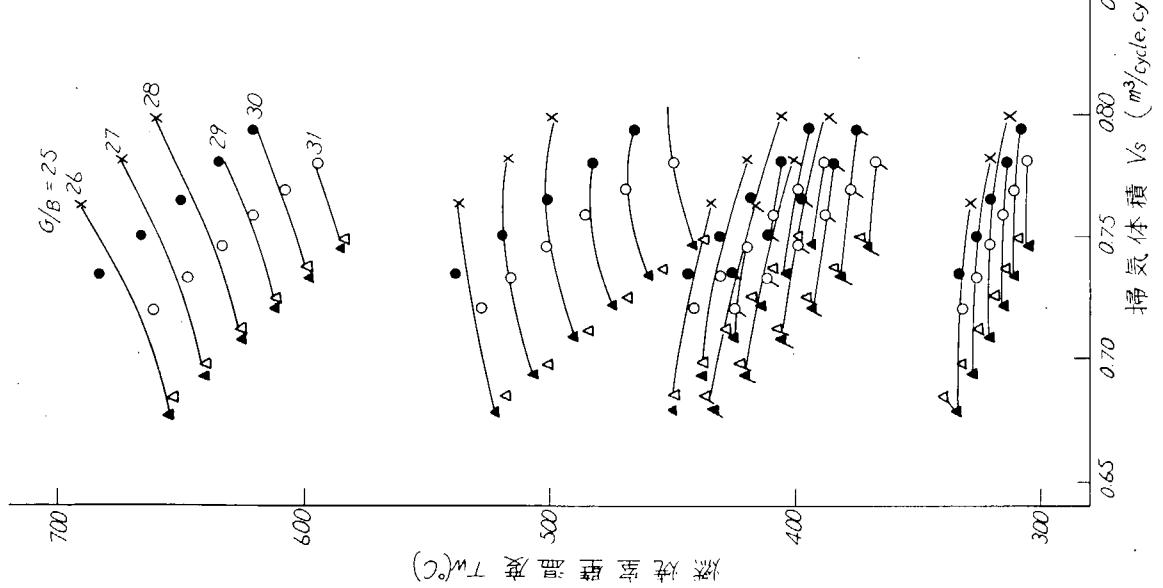
第3.1.49図 掃気体積一定時のシリシタ内ガス量と壁温



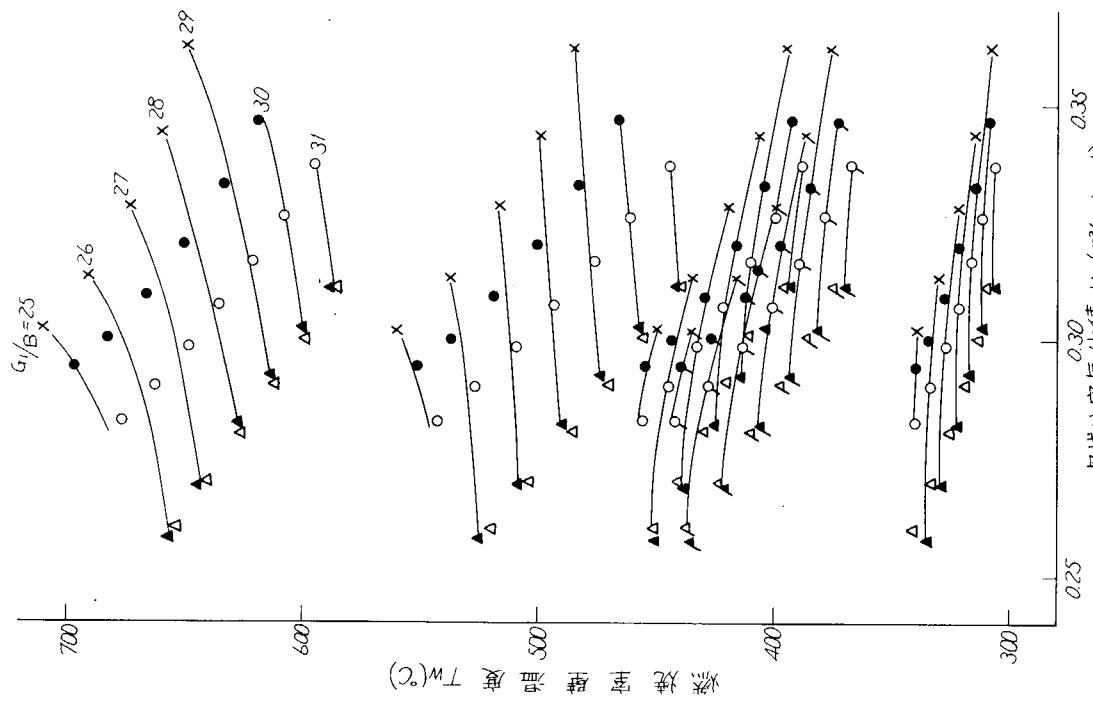
第3.1.51図 吹抜空気体積一定時の空燃比と壁温



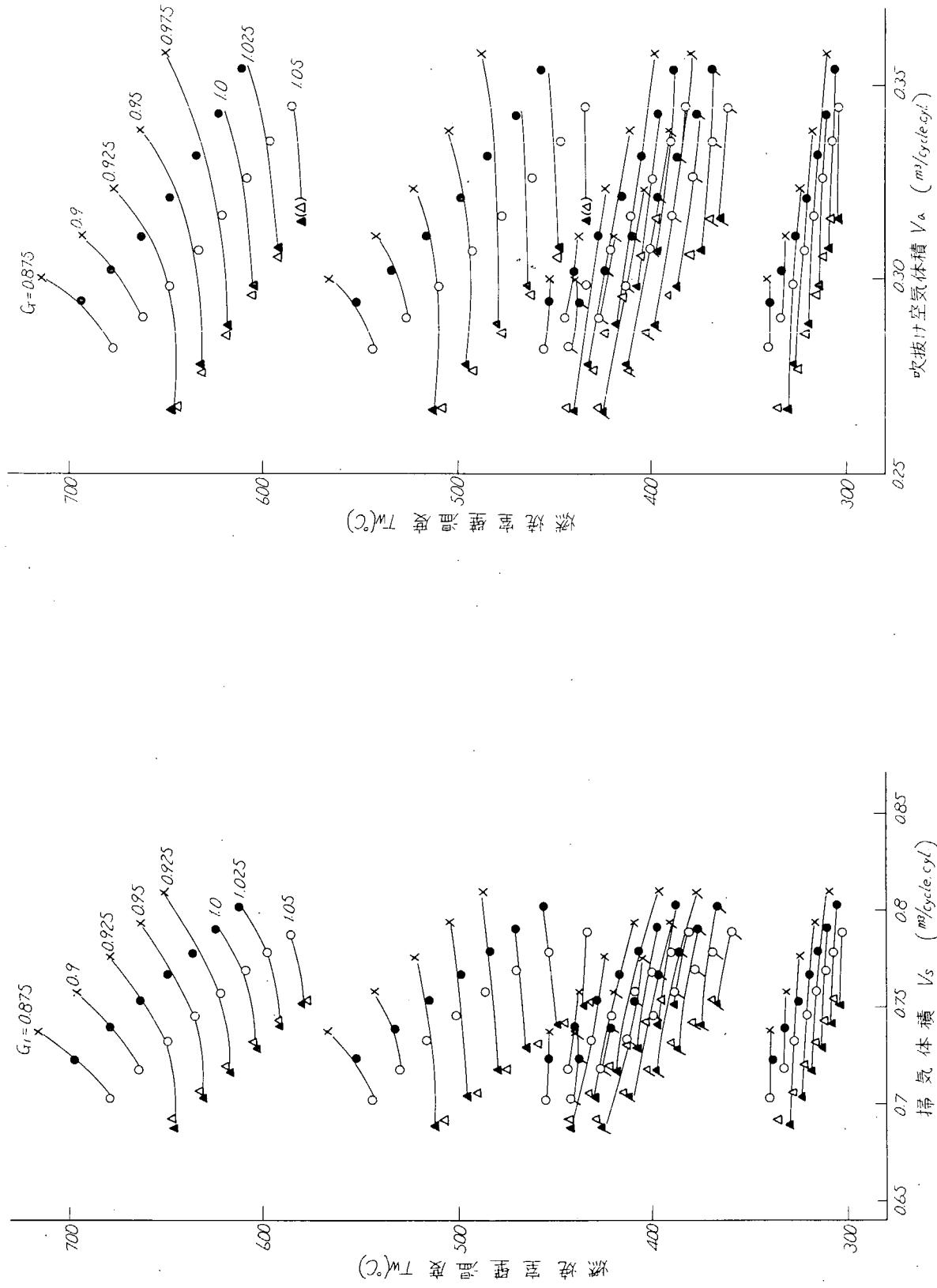
第3.1.50図 吹抜空気体積一定時の空燃比と壁温



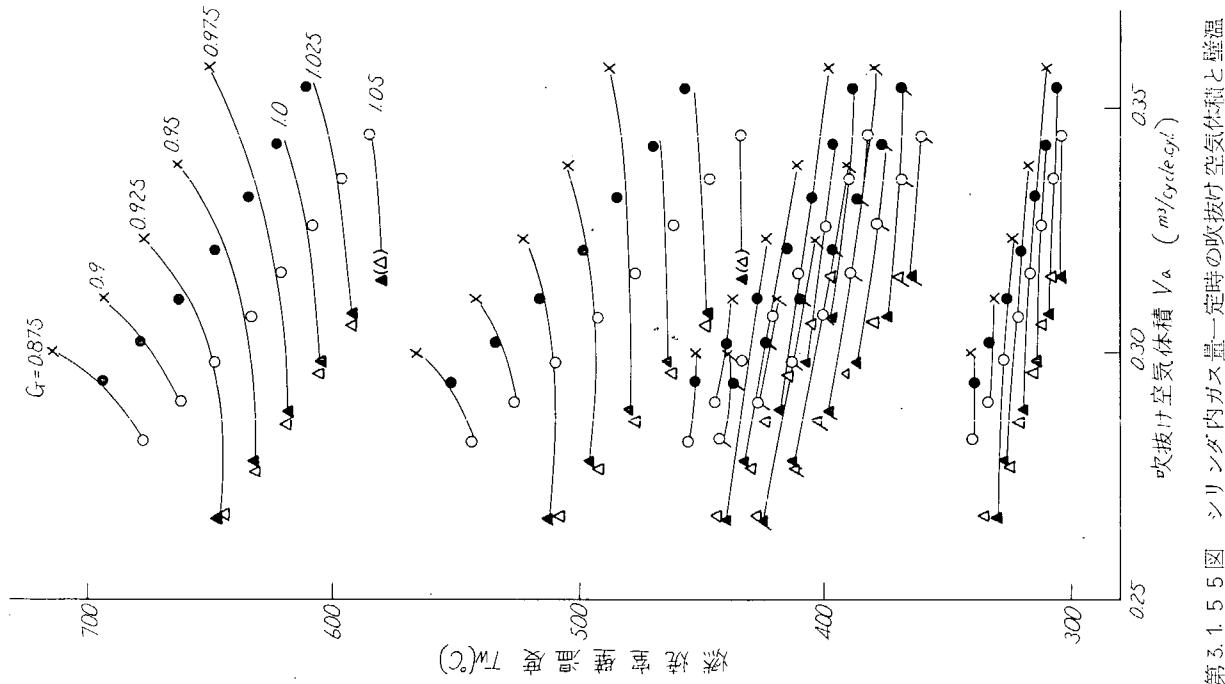
第3.1.52図 空燃比一定時の掃気体積と壁温



第3.1.53図 空燃比一定時の吹抜け空気体積と壁温

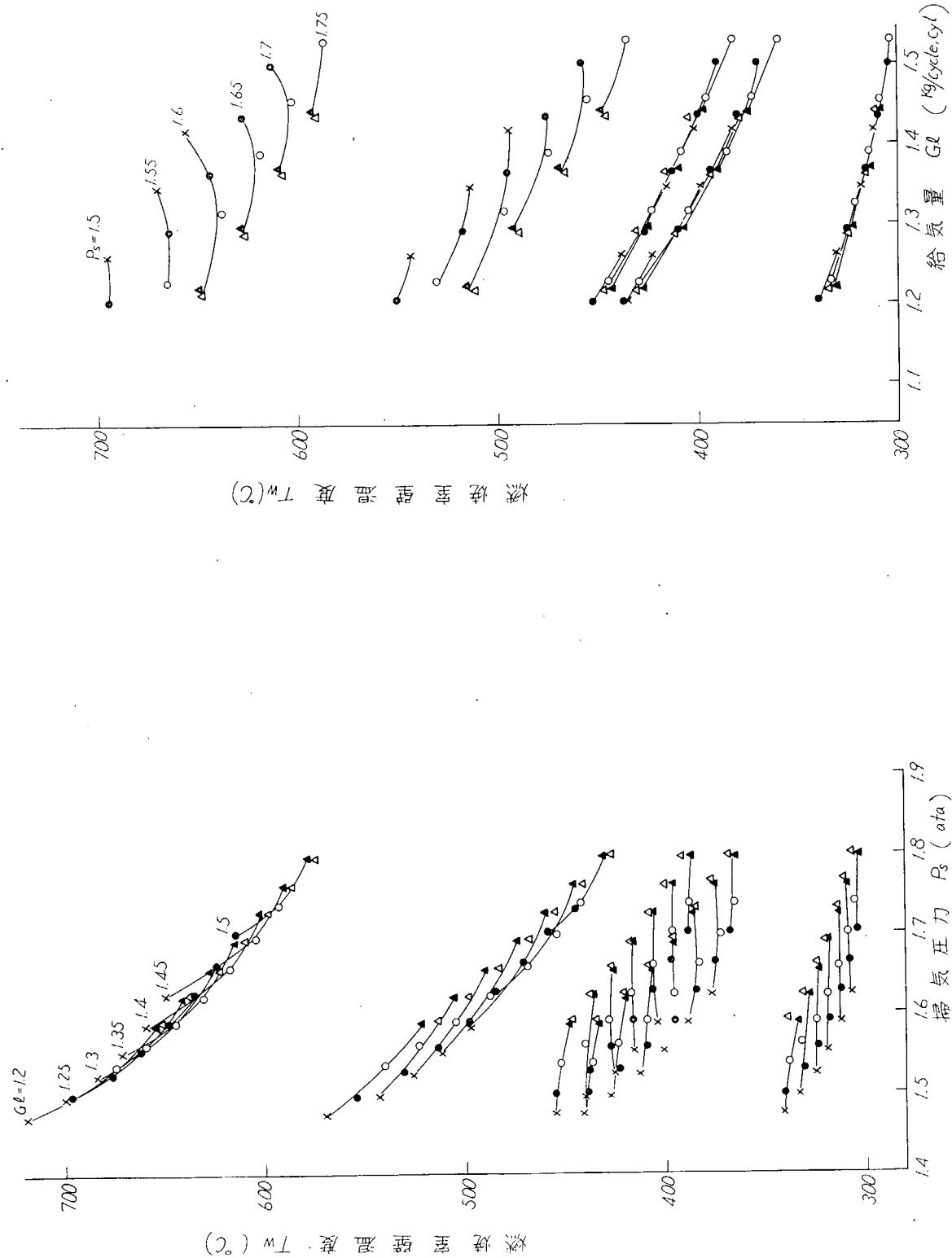


第3.1.54図 シリンダ内ガス量一定時の掃気体積と壁温



第3.1.55図 シリンダ内ガス量一定時の吹抜け空気体積と壁温

第3.1.5.7図 掛気圧力一定時の給気重量と壁温



第3.1.5.6図 給気重量一定時の掛気圧力と壁温

一方カバーにおいては、掃気放出の場合壁温は空燃比の0.74(内端)、0.53(外端)乗に逆比例するが、ノズル面積変化の場合は掃気による冷却効果が逆に作用するため空燃比の影響が小さくなり0.23、0.33乗に逆比例するにとどまる。すなわちカバーにおいてはノズル面積を減少する場合、空燃比増加による温度低下が掃気の減少によつて冷却効果が減少するため温度低下が少なくなる。また負荷変化に対しては空燃比の影響が大きくなつて0.98～1.11、0.86～1.13乗に逆比例する。これも掃気による冷却効果および強制冷却効果のためと思われる。次に弁座においては掃気放出の場合0.87乗に逆比例するがノズル面積変化の場合はカバーと同様影響度が減少して0.49乗に逆比例するにとどまる。また負荷変化に対しては0.81～0.95乗に逆比例し掃気放出時と同等である。また弁の弁座当り部は弁中央部とカバーの中間的性格をもち、掃気放出の場合は0.96乗に逆比例するが、ノズル面積変化の場合幾分増加し1.21乗となる(増加度は弁中央より小さい)。また負荷変化の場合は両者よりかなり小さく0.65～0.75乗逆比例となる。ここで掃気放出時の指数の位置による変化をみると弁座当り部が最大で弁座、カバー内端、弁中央、カバー外端と減少している。したがつて弁座部分が最も燃焼ガス温度の影響をうけることがわかる。またノズル面積変更時の指数は弁で最も高く、カバー外端で極めて低い。これは前にも述べたようにノズル面積の減少による掃気体積の減少によつて、カバーは掃気による冷却効果が減少し、弁は残留ガス効果が減少することを示す。次に負荷変化時の指数を見るとノズル面積とは逆にカバー外端で最も高い。これは負荷減少による給気冷却、強制冷却効果のためであろう。

(2) 排気温度と壁温

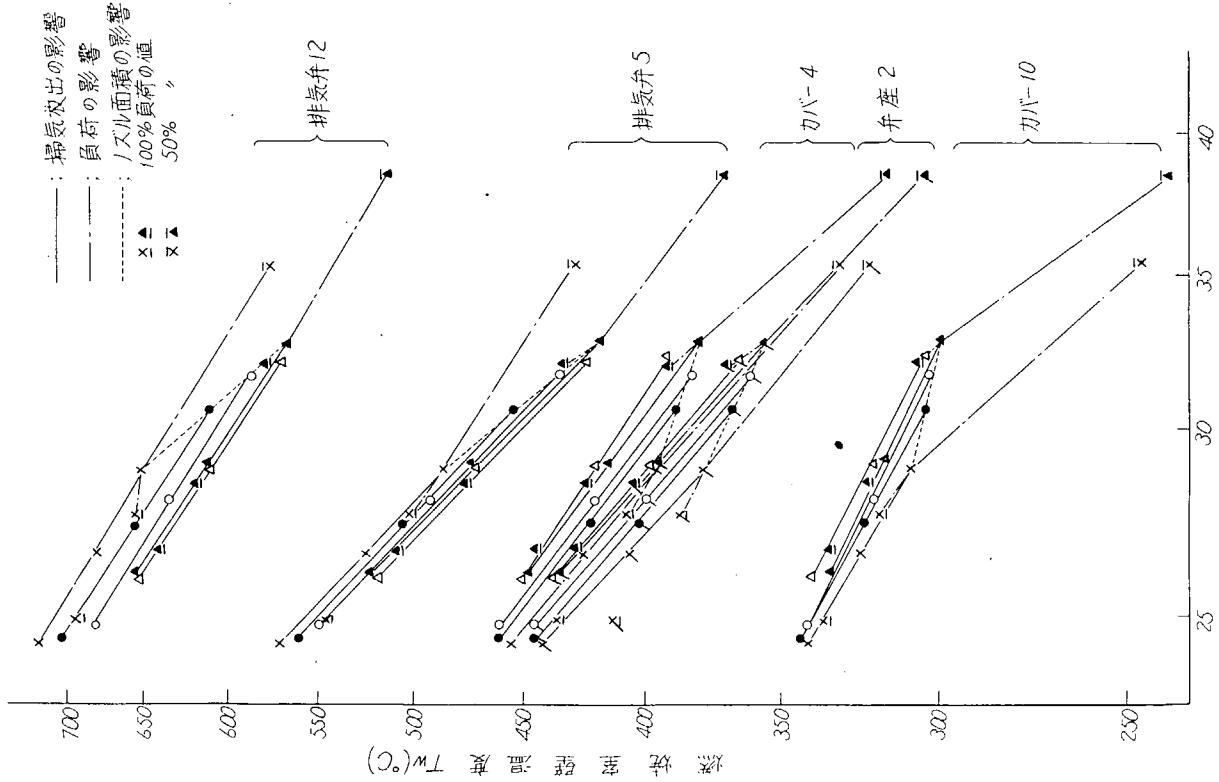
一般に燃焼状態など機関の異常を見出す目安として排気温度がよく用いられる。そこで各種実験条件、負荷における壁温とシリンダ出口排気温度の関係を第3.1.5.9図に示す。カバーおよび弁座では掃気放出、ノズル面積、ディフューザ径および負荷変更実験の壁温のすべてが、大略、排気温度に対して一定の曲線にのるが、弁においては、排気温度とシリンダ内ガス温度との関連性の少ないノズル面積変更時の壁温はかなりはずれており、排気温度が変化しないにもかかわらず壁温のみが大きく変化する。

(3) 各種実験における壁面温度分布

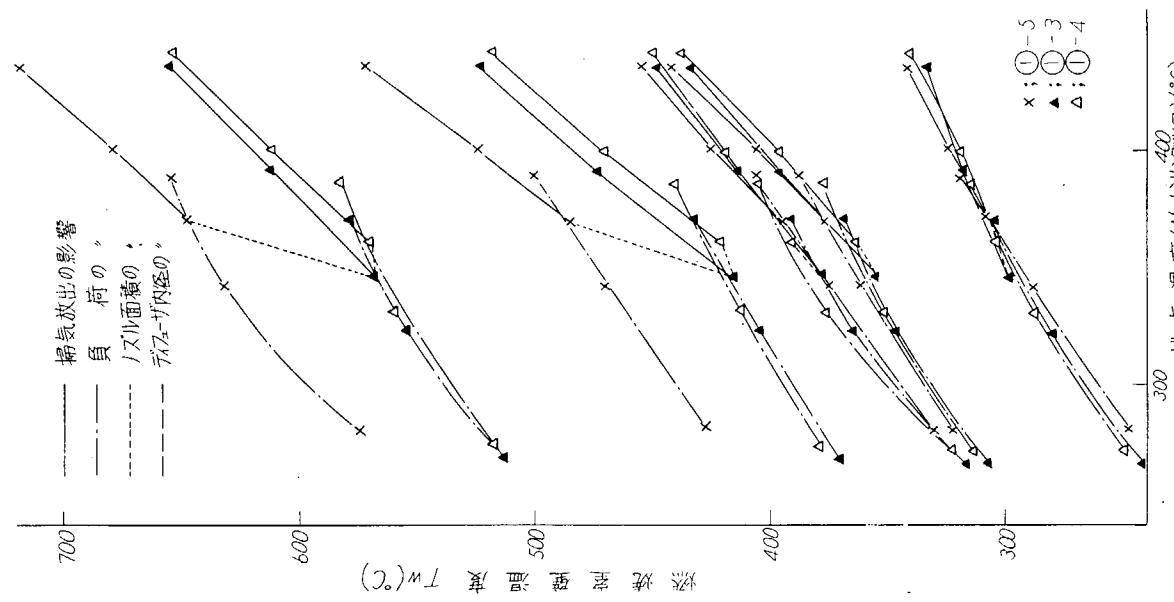
第3.1.6.0図にカバー、弁座および弁の燃焼室側測定点にて半径方向温度分布を各種実験結果に対して示す。まずノズル面積の変化の場合はカバー外側の温度変化は小さいが、中心に入るに従い変化は大きくなる。これは前にも述べたようにノズル面積減少による空燃比の増大によつてガス温度は低下するが掃気量が減少しカバーに対しては冷却効果が減少するためガス温度低下による効果が弱められ、また弁に対しては残留ガス効果が減少しガス温度低下による効果が強められるためである。次に掃気放出またはディフューザ変更の場合は比較的弁中央の温度上昇が小さく外方ほど温度上昇が大きい。これは掃気圧力の低下によつて圧縮圧力が低下し噴霧の貫徹力が増し燃焼炎が外側によく分布することと、掃気量の減少によるカバー冷却効果が減少するとともに弁に対する残留ガス効果が減少するためと考えられる。次に噴射時期を早めると弁中央の温度の上昇はほとんどないが外方ほど温度上昇が大きい。これも上の理由とほぼ同じとみてよいが、その他に燃料の着火おくれが増大し燃焼炎が外側によく分布することも上げられる。またC重油燃焼で、燃料の着火、燃焼が悪いため燃焼炎が外側に分布するからカバーの温度上昇が大きいと予想していたが、実際は逆に排気弁の温度上昇が大きく、カバーの温度上昇は余りない。これは明らかに残留ガス温度の上界による効果であろう。最後に実験①-1と③は全く同じ条件での結果である。ただその間に約20hの他の運転がなされ、したがつて燃料弁噴孔の入口にアールが生じ噴霧の貫徹力が上昇し燃焼炎が外側に分布したものと考えられ、測定結果も③の方が弁中央の温度は低く外方(カバー)の温度が高くなつている。したがつて長時間の実験を行なう場合はこの事実に注意を要する。

1.5 結 言

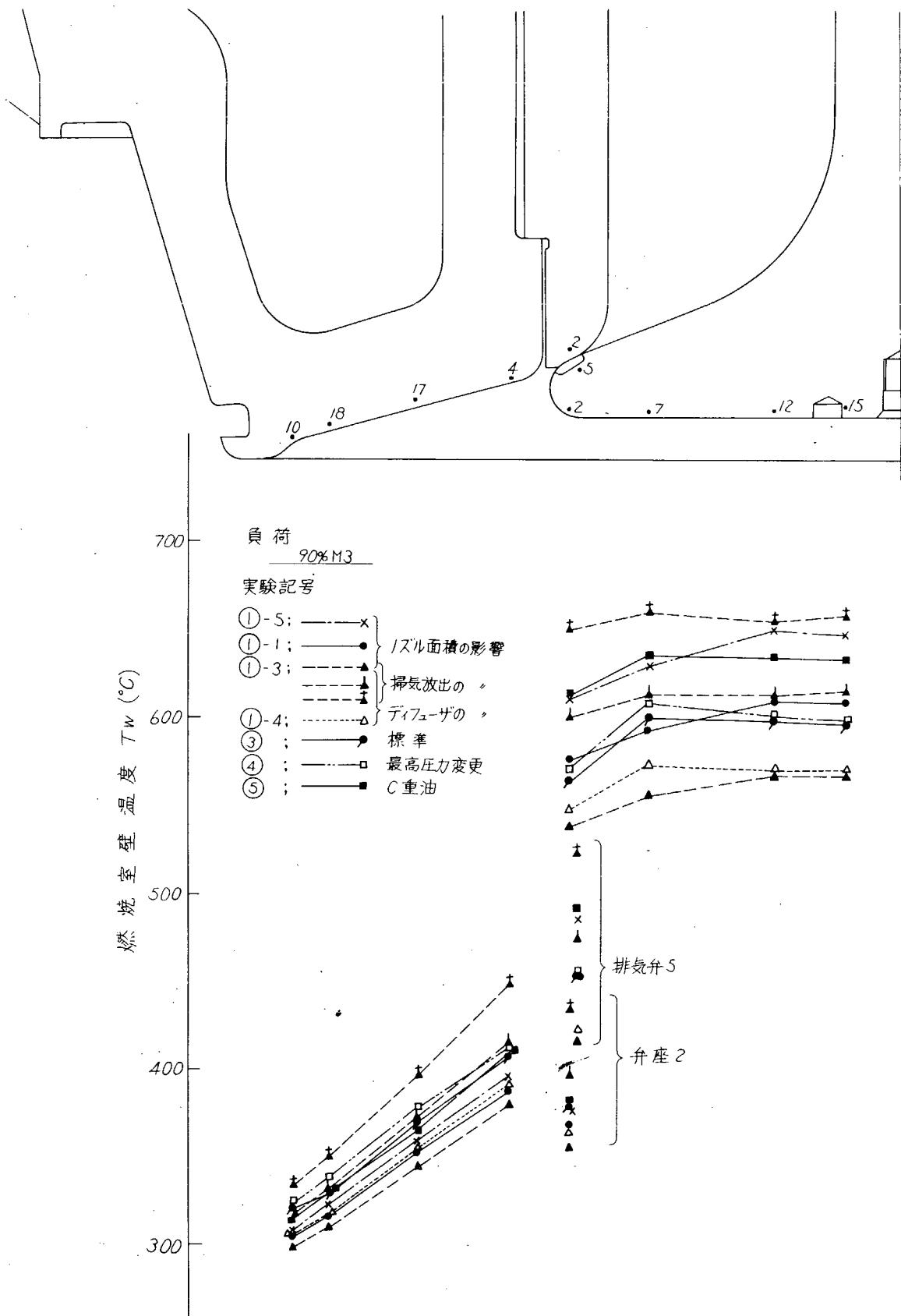
大形ディーゼル機関排気弁の熱負荷のは握と軽減を目的としてターピンノズル面積ディフューザ内径変更、掃気放出実験変更および掃気温度変更、燃料噴射時期変更、C重油燃焼実験を実施した結果次の事項が明らかとなつた。



第3.1.58図 各種条件における空燃比と壁温の関係



第3.1.59図 各種条件における排気温度と壁温の関係



第3.1.6.0 図 各種実験における壁面温度分布

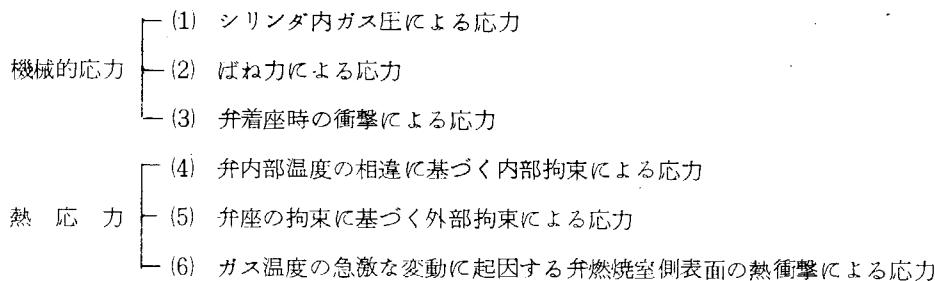
- 1) ターピンノズル面積を10%減少させると給気量が1.6%増し、掃気圧力が0.065at(3.8(ata)%上昇し、排気温度(シリンダ出口)が6°C低下し燃料消費率が約1.5g/PS/h低下する(ただし燃料噴射時期一定であり、最高圧力は約2at上昇する)。
- 2) 掃気放出はプロア特性悪化と同じ結果を与えるが、プロアの汚れなどによつて給気量が13%減少すると掃気圧力は0.15at(8.5(ata)%低下し、最高圧力が3.8at低下して排気温度が40°C上昇し燃料消費率が4g/PS/h悪くなる。
- 3) 掃気温度を10°C上昇させると、給気量がわずかに(0.6%)増加して掃気圧力が0.035at(2(ata)%上昇し燃料消費率が2.2g/PS/h悪くなるが、排気温度および壁温の上昇は予想より小さく8°Cおよび2~4°Cであり、壁温の上昇は100%負荷でも掃気温度の上昇値10°C以内である。したがつて掃気温度は熱負荷よりも性能に着目して決定すべきだらう。
- 4) 燃料噴射時期を1.5deg進めると最高圧力が1.5~2at(燃焼圧力p_{max}-p_cは圧縮圧力の低下によつて2~3at)上昇し、給気量が減少して掃気圧力が0.02at低下し、排気温度(ターピン入口)が5°C低下して燃料消費率は1.5g/PS/h向上する。一方、壁温は2~7°C上昇する。
- 5) C重油燃焼を行なうと最高圧力が低下(2at)し、排気温度が15°C上昇し、弁温度が36~38°C上昇するが、カバー、弁座の温度は大差ない。
- 6) 排気弁外端燃焼室側の周方向温度分布を見ると、燃料噴射弁から噴射方向約50degに極大点があり、最低温度との温度差は排気側が反排気側の約2倍で、100%負荷にて15~50°C(各種実験によるばらつき)を示す。一方弁座は75%負荷以上で両噴射弁の中間に最高温度があり、温度差は排気側60~80°C、反排気側20~30°Cである。
- 7) 断面温度分布を見ると弁は燃焼ガスから比較的均一に受熱し、弁座、排気ガス、弁棒へ放熱している。また排気吹出しガスのため弁棒つけねからも受熱している。
- 8) 排気弁の温度は、掃気放出、過給機変更をとむ掃気圧力によつては定まり、カバーの温度は給気量(G₁)によつて定まる。
- 9) 掃気体積一定にて空燃比を2.7から1.0%増大させると、排気弁燃焼室側温度は約58°C、弁座燃焼室側温度約28°C、カバー燃焼室側温度は13~25°C低下し、その影響が極めて大きいことがわかる。また吹抜け空気体積一定のもとでも弁温度は約54°C、弁座温度は約26°C、カバー温度は14~26°Cで前者と大差ない。一方空燃比一定で掃気体積を10%増加させるとカバー温度は4~15°C、弁座温度は約15°C低下するが、排気弁中央部は約26°C、弁座当り部にて約10°C上昇し、従来の推定に反した結果となつた。これは次に述べる残留ガス効果の増大によるものと思われる。
- 10) 排気弁の燃焼室側下部は掃気渦流の芯に当たり残留ガスがとどまるため、新気による冷却ができないのみならず、残留ガスによる加熱も考えられる。この現象を考慮するとノズル面積減少時の弁温度過大低下、掃気放出時の弁温度過小上昇、C重油燃焼における弁温度過大上昇の説明ができる。したがつて掃気過程中的弁下部残留ガスの除去によつて弁温度軽減の可能性がある。
- 11) 以上のように弁温度に与える影響は掃気量、吹抜け空気量ではなく、シリンダ充てん空気量が支配的であり、かつ前者は残留ガス効果によつて逆効果を与える。
- 12) 燃焼室壁温度を支配する因子としては従来冷却系などの一般因子の他にシリンダ充てん空気量、掃気量または吹抜け空気量および燃焼火炎の分布、挙動を上げていたが、本研究の結果、残留ガス効果をも対象とすべきことがわかり、来年度の研究に追加すべきことがわかつた。

第2節 排気弁強度に関する検討

2.1 緒 言

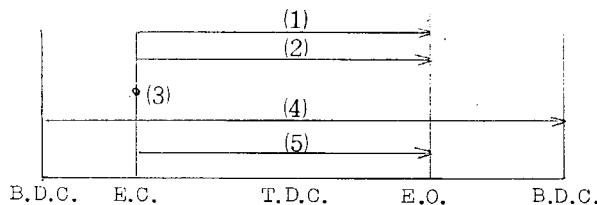
ユニフロー方式の掃気方法を採用している機関では、排気弁は機械的にも熱的に最も苛酷な条件におかれ、機関の大形化、高出力化を規制する重要な因子の一つである。にも拘らず、従来排気弁をその形状を考慮した各種応力解析に基づき熱的および機械的強度の両面から応力挙動をとらえ、検討した研究は全くなされていない。そこで筆者らは供試排気弁について、理論計算、光弾性実験および实物模形実験により、各種応力を数値解析し、またそれらの重畠により合成応力の分布を求め、サイクル中の挙動について検討する。まず、排気弁に生ずる各種応力を第3.2.1表に示す。

第3.2.1表 排気弁に生ずる各種応力



そして各種応力のサイクル中での様相を第3.2.2表に示す。

第3.2.2表 各種応力のサイクル中での様相



したがつて 弁閉時合成応力=(1)+(2)+(3)+(4)+(5)+(6)

弁開時合成応力=(4)+(6)

着座時合成応力=(3)+(4)+(6)

と表わされる。以下各種応力について逐次その検討を述べる。

2.2 機械的応力の理論的解析

2.2.1 ガス圧による応力

(1) 計算方法

まず、使用記号を次のように定める。

δ : たわみ [mm]

φ : たわみ角 [rad]

r : 弁中心からの半径方向距離 [mm]

a : 弁外周半径 = 187 mm

x : 弁半径比 r/a

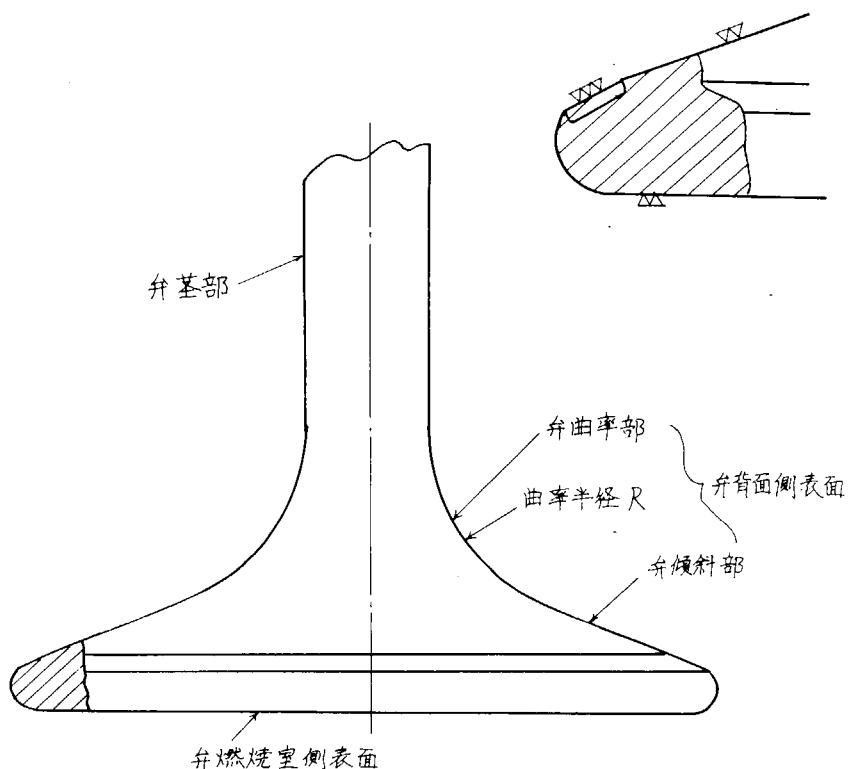
M_r : 弁円周断面の単位長さ当たり曲げモーメント [kg]

M_θ : 弁半径断面の単位長さ当たり曲げモーメント [kg]

ρ_r : 弁円周断面内曲率半径 [mm]

- ρ_θ : 弁半径断面内曲率半径 [mm]
 D : 曲げ剛性係数 $= Eh/12(1-\mu^2)$
 D_0 : 弁中心での曲げ剛性係数 $= Eh_0/12(1-\mu^2)$
 h : 弁の厚さ [mm]
 h_0 : 弁の中央部厚さ = 9.0 mm
 y : 弁の厚さ比 h/h_0
 E : 弁材料継弾性係数 = 19,700 kg/mm²
 μ : ポアソン比 = 0.3
 Q : 単位長さ当たりせん断力 [kg]
 P : シリンダ内ガス圧力 [kg/mm²], $p_{max} = 0.67 \text{ kg/mm}^2 g$
 σ_r : 弁半径方向応力 [kg/mm²]
 σ_θ : 弁円周方向応力 [kg/mm²]
 β : 弁形状によつて決まる係数 = 6.3

供試排気弁の形状および便宜上の各部名称を第 3.2.1 図に示す。



第 3.2.1 図 供試排気弁 (日立 B & W 74-VT2BF-16 D形機関用)

半径方向で厚みの変わる不等肉厚円板とみなし、等分布荷重としてのガス圧が負荷されとして、排気弁応力は次の手順にて近似的に求めることができる。

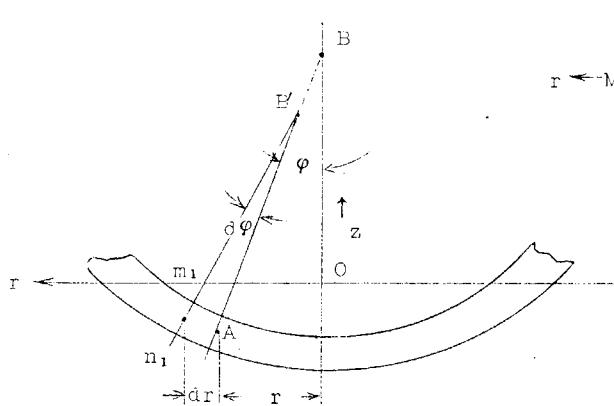
第 3.2.2 図において円板の曲げモーメントと曲率との関係は、板の純曲げと同様と仮定すれば、

$$M_r = D \left(\frac{1}{\rho_r} + \mu \frac{1}{\rho_\theta} \right) = D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) \quad (3.2.1)$$

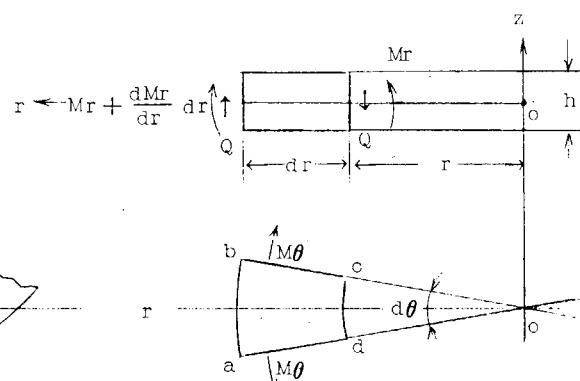
$$M_\theta = D \left(\frac{1}{\rho_\theta} + \mu \frac{1}{\rho_r} \right) = D \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right) \quad (3.2.2)$$

また第 3.2.3 図において微小片 abcda の釣合条件から高次の微少量を省略すれば、

$$M_r + \frac{dM_r}{dr} r + M_\theta + Q \cdot r = 0 \quad (3.2.3)$$



第 3.2.2 図



第 3.2.3 図

ここで Q は半径 r の断面での単位長さ当たりのせんたん力であるから、

$$Q \cdot 2\pi r = \int_0^r p \cdot 2\pi r \cdot dr$$

$$\therefore Q = \frac{1}{r} \int_0^r p \cdot r \cdot dr \quad (3.2.4)$$

(3.2.1)、(3.2.2)、および(3.2.4)式を(3.2.3)式に代入して整理すると(3.2.5)式となる。なおここで D は弁が不等肉厚円板であることから、 r のパラメータとなる。

$$D \frac{d}{dr} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \frac{\varphi}{r} \right) + \frac{dD}{dr} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) = -\frac{1}{r} \int_0^r p \cdot r \cdot dr \quad (3.2.5)$$

この2次の微分方程式を解き、 φ を求めれば $d\varphi/dr$ 、 φ/r が求まり(3.2.1)、(3.2.2)式より M_r 、 M_θ が求まる。そうすればよく知られた関係

$$\sigma_r = \frac{6M_r}{h^2} \quad (3.2.6)$$

$$\sigma_\theta = \frac{6M_\theta}{h^2} \quad (3.2.7)$$

より σ_r 、 σ_θ を求めることができる。

一方、

$$\frac{D}{D_0} = \frac{\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}}{\frac{Eh_0^3}{12(1-\mu^2)}} = \left(\frac{h}{h_0} \right)^3 = y^3$$

したがつて

$$D = D_0 y^3 \quad (3.2.8)$$

であるから、 $r = ax$ および(3.2.8)式を(3.2.5)式に代入し整理すると、

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} + \left(\frac{1}{x} + \frac{d \log y^3}{dx} \right) \frac{d\varphi}{dx} - \left(\frac{1}{x^2} - \frac{\mu}{x} \cdot \frac{d \log y^3}{dx} \right) \varphi = -\frac{q x}{y^3} \quad (3.2.9)$$

$$\text{ただし } q = \frac{6(1-\mu^2)a^3 p}{Eh_0^3} \quad (3.2.10)$$

ここで h は r のみのすなわち y は x のみの関数であるから

$$y = e^{-\frac{\beta}{6}x^2} \quad \dots \quad (3.2.11)$$

となり、したがつて (3.2.9) 式は

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} + \left(\frac{1}{x} - \beta x\right) \frac{d\varphi}{dx} - \left(\frac{1}{x^2} + \mu\beta\right) \varphi = -q x e^{-\frac{\beta x^2}{2}} \quad \dots \quad (3.2.12)$$

となり、(3.2.12) 式の特殊解 φ_1 は⁽³⁾

$$\varphi_1 = -\frac{q}{(3-\mu)\beta} x e^{-\frac{\beta x^2}{2}} \quad \dots \quad (3.2.13)$$

で与えられ、右辺を零とおいた同次式の解 φ_2 は無級数

$$\varphi_2 = a_1 \left[x + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\beta^n (1+\mu)(3+\mu)\dots(2n-1+\mu)}{2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 \dots 2n(2n+2)} x^{2n+1} \right] \quad \dots \quad (3.2.14)$$

ただし a_1 : 任意の定数

で与えられる。したがつて (3.2.12) 式の解は

$$\begin{aligned} \varphi &= \varphi_1 + \varphi_2 \\ &= q \left[c_1 \left\{ x + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\beta^n (1+\mu)(3+\mu)\dots(2n-1+\mu)}{2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 \dots 2n(2n+2)} x^{2n+1} \right\} - \frac{1}{(3-\mu)\beta} x e^{-\frac{\beta x^2}{2}} \right] \end{aligned} \quad \dots \quad (3.2.15)$$

ただし c_1 は $qc_1 = a_1$ によって決まる定数である。

そこで実際の弁形状（本研究における標準弁）に近似させて β 、 h_0 を求めると

$$\beta = 6.3 \quad \dots \quad (3.2.16)$$

$$h_0 = 90 \quad \dots \quad (3.2.17)$$

となるから、(3.2.11) 式は

$$y = \frac{h}{90} = e^{-\frac{6.3}{6}x^2} \quad \dots \quad (3.2.11')$$

となる。

こうして仮定された弁形状と実際の弁形状との近似度を第3.2.4図に示す。なおこの計算式は中立面での r に対するものであるから、厳密には第3.2.5図のように仮定したことになる。

また (3.2.14) 式の第2項は $0 \leq x \leq 1$ では収束し $n = 20$ とすると $x = 1.0$ ですら最大誤差は 0.1% 以下となる。したがつて、(3.2.15) 式に (3.2.11) および $\mu = 0.3$ を代入し整理すると、

$$\varphi = q \left[c_1 (x+K) - 0.0588 x e^{3.15x^2} \right] \quad \dots \quad (3.2.18)$$

ただし

$$\begin{aligned} K &= 1.024x^3 + 0.877x^5 + 0.617x^7 + 0.355x^9 + 0.173x^{11} + 0.073x^{13} + 0.027x^{15} \\ &\quad + 0.009x^{17} + 0.003x^{19} + 0.001x^{21} \end{aligned}$$

である。

ここで曲げモーメントの境界条件 $M_r|_{x=1} = 0$ すなわち

$$M_r|_{x=1} = D_0 e^{-3.15x^2} \cdot \frac{1}{a} \left(\frac{d\varphi}{dx} + 0.3 \frac{\varphi}{x} \right)|_{x=1}$$

$$= D_0 e^{-3.15x^2} \frac{q}{a} \left[c_1 \{ 1 + 3.072x^2 + 4.435x^4 + \dots + 0.021x^{20} + \right.$$

$$\begin{aligned}
 & + 0.3(1 + 1.024x^2 + 0.887x^4 + \dots + 0.001x^{20}) \\
 & - 0.0588e^{3.15x^2} \{ 1.3 + 6.3x^2 \} \Big|_{x=1} \\
 & = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.19)
 \end{aligned}$$

より定数 c_1 は $c_1 = 0.5024$ となる。

また、たわみの境界条件 $\delta|_{x=1} = 0$ すなわち

$$\begin{aligned}
 \delta|_{x=1} &= - \int \varphi dr|_{x=1} = -a \int \varphi dx|_{x=1} \\
 &= 2.48 \times 10^{-3} p \{ 0.5024(0.5x^2 + 0.256x^4 + \dots + 0.0001x^{21}) \\
 &\quad - 0.00933e^{3.15x^2} + c_2 \} \Big|_{x=1} \\
 &= 0 \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.20)
 \end{aligned}$$

より $c_2 = -0.3044$ となる。

なお

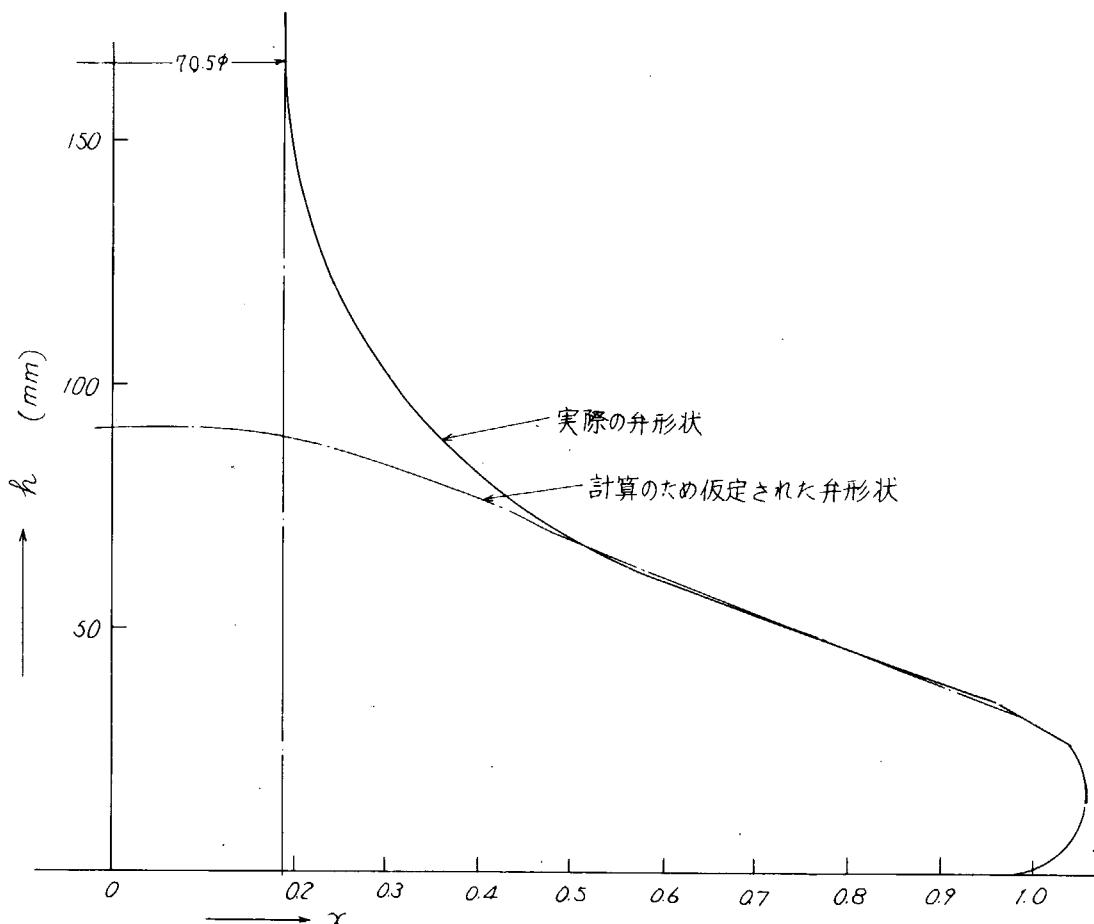
$$q = \frac{6(1-\mu^2)a^3 p}{E h_0^3} = \frac{6(1-0.3^2) \cdot 187^3 \cdot p}{19,700 \times 90^3} = 2.48 \times 10^{-3} p \quad (3.2.21)$$

$$\frac{D_0 q}{a} = \frac{a^2 p}{2} = 1.74 \times 10^4 p \quad (3.2.22)$$

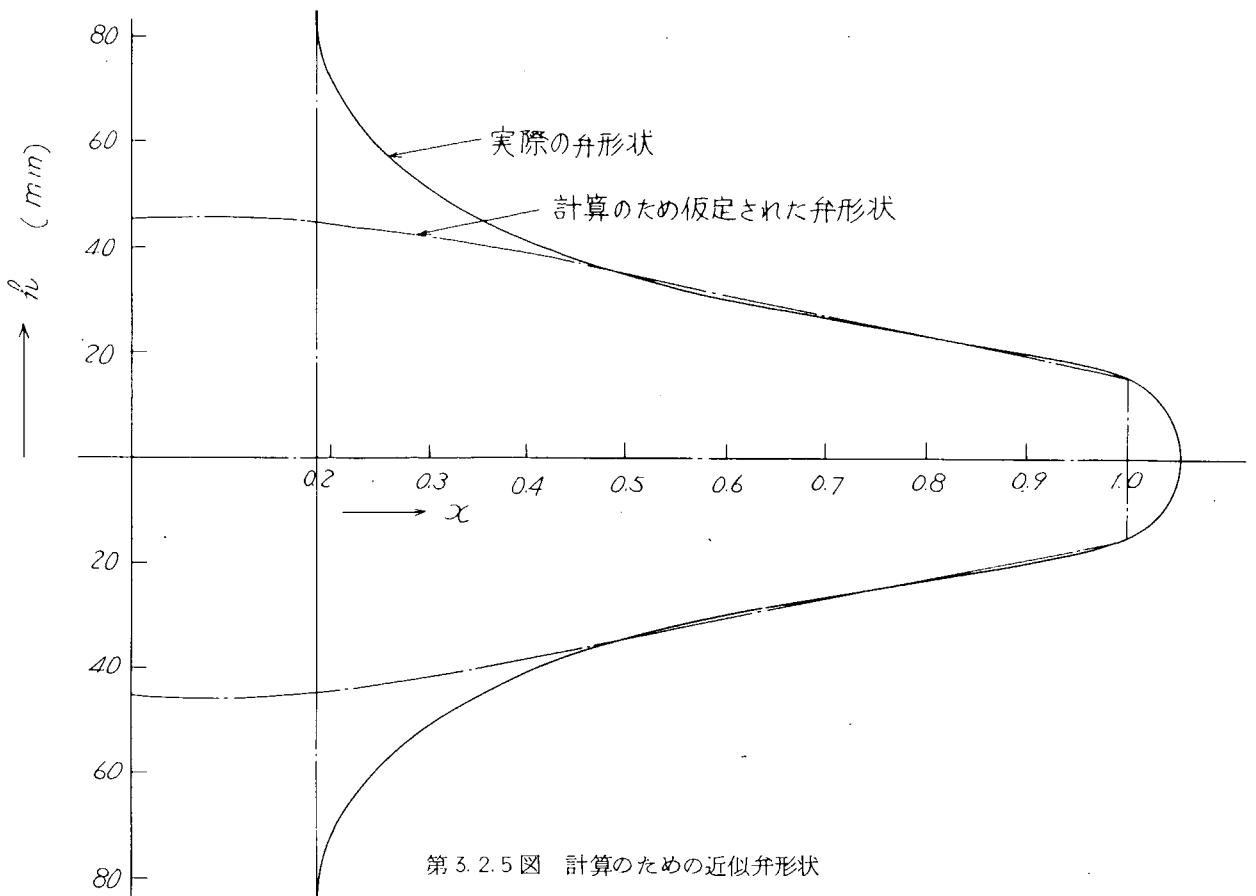
である。

以上を整理すると、

$$\varphi = p \cdot 2.48 \times 10^{-3} \{ 0.5024 K_1 - 0.0588 x e^{3.15x^2} \} \quad (3.2.23)$$



第3.2.4 図 計算のための近似弁形状



第3.2.5図 計算のための近似弁形状

$$M_r = p \cdot 1.74 \times 10^4 \{ 0.5024 e^{3.15x^2} (K_2 + 0.3 K_3) - 0.0588(1.3 + 6.3 x^2) \} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.24)$$

$$M_\theta = p \cdot 1.74 \times 10^4 \{ 0.5024 e^{3.15x^2} (K_3 + 0.3 K_2) - 0.0588(1.3 + 1.89 x^2) \} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.25)$$

$$\delta = p \cdot (-4.64) \times 10^{-1} \{ 0.5024 K_4 - 0.00933 e^{3.15x^2} - 0.3044 \} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.26)$$

ここで

$$\begin{aligned}
 K_1 &= x + K = x + 1.024x^3 + 0.887x^5 + 0.617x^7 + 0.355x^9 + 0.173x^{11} \\
 &\quad + 0.073x^{13} + 0.027x^{15} + 0.009x^{17} + 0.003x^{19} + 0.001x^{21} + \dots \\
 K_2 &= 1 + 3.072x^2 + 4.435x^4 + 4.319x^6 + 3.195x^8 + 1.903x^{10} + 0.949x^{12} \\
 &\quad + 0.405x^{14} + 0.153x^{16} + 0.057x^{18} + 0.021x^{20} + \dots \\
 K_3 &= 1 + 1.024x^2 + 0.887x^4 + 0.617x^6 + 0.355x^8 + 0.173x^{10} + 0.073x^{12} \\
 &\quad + 0.027x^{14} + 0.009x^{16} + 0.003x^{18} + 0.001x^{20} + \dots \\
 K_4 &= 0.5x^2 + 0.256x^4 + 0.148x^6 + 0.077x^8 + 0.0355x^{10} + 0.0144x^{12} \\
 &\quad + 0.0052x^{14} + 0.0017x^{16} + 0.005x^{18} + 0.0002x^{20} + 0.0001x^{22} + \dots
 \end{aligned}$$

したがつて $\sigma_r = \frac{6M_r}{h^2}$ $\sigma_\theta = \frac{6M_\theta}{h^2}$

より σ_r 、 σ_θ を求めることができる。

なおここでの h は、排気弁の実際の形状から求め次の値とした。

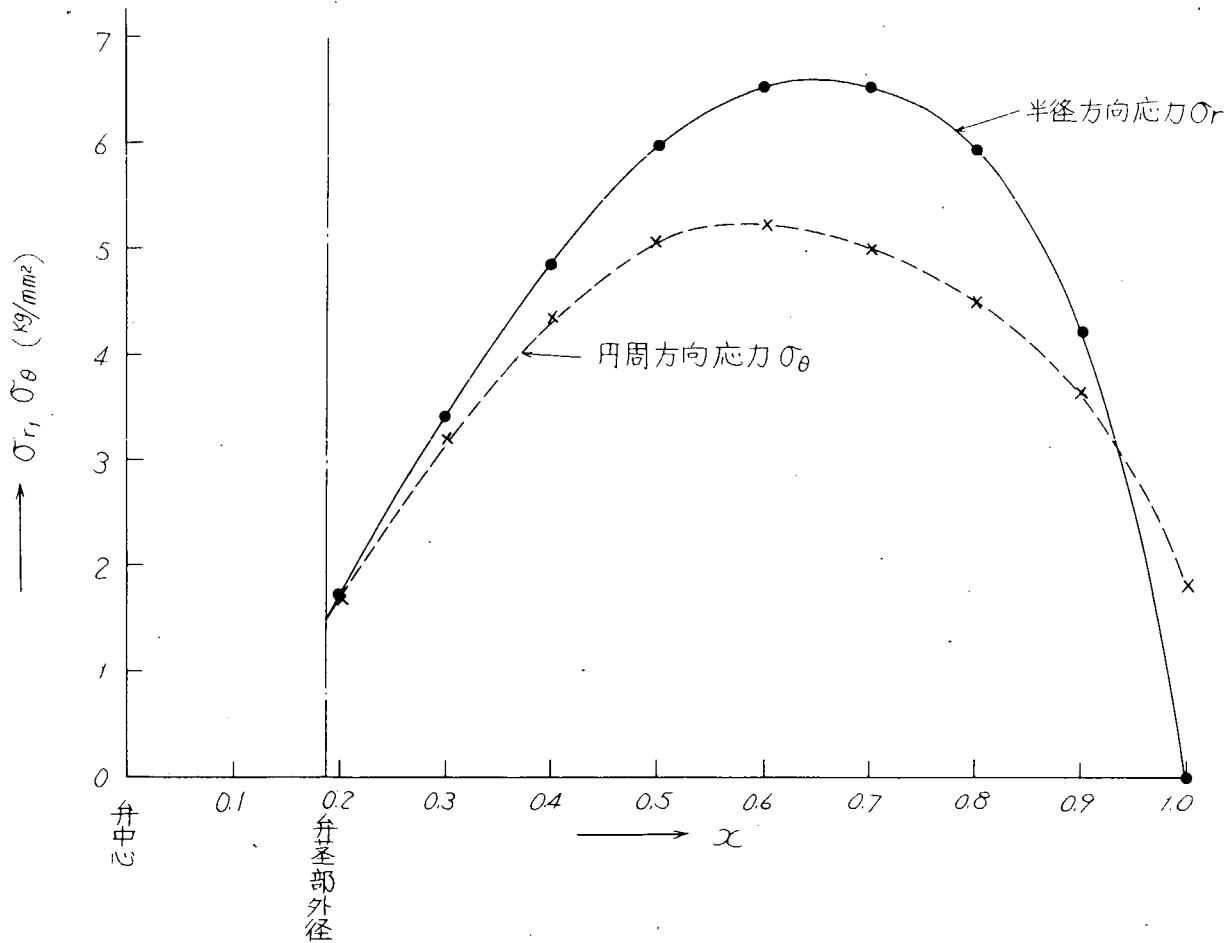
x	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
h	+∞	+∞	14.7	10.28	8.20	6.88	6.03	5.34	4.64	3.93	3.26

(2) 計算結果

シリンダ内最高圧力 $p_{\max} = 0.67 \frac{kg}{mm^2} \cdot g$ のとき応力は半径方向、円周方向共最大となる。このときの供試排気弁の応力計算結果を第3.2.6図に示す。

これによると半径方向応力は $x = 0.64$ にて最大値 $6.6 kg/mm^2$ 、一方円周方向応力は $x = 0.64$ にて最大値 $5.2 kg/mm^2$

より前者より小さい。



第3.2.6図 ガス圧による応力分布(最高圧力時)

2.2.2 ばね力による応力

(1) 計算方法

ばね荷重を弁中央にかかる集中荷重と考えると、(3.2.4)式は

$$Q = \frac{P}{2\pi r} \quad \dots \quad (3.2.27)$$

ただし P : ばね荷重 = 12.75 kg

となる。したがつて、(3.2.12)式は

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} + \left(\frac{1}{x} - \beta x\right) \frac{d\varphi}{dx} - \left(\frac{1}{x^2} + \mu\beta\right) \varphi = -q' \frac{\frac{\beta}{2}x^2}{e^2} \quad \dots \quad (3.2.28)$$

$$\text{ただし } q' = \frac{6(1-\mu^2)\alpha P}{E h_0^3 \pi} \quad \dots \quad (3.2.29)$$

となり、その特殊解 φ_1' および同次式の解 φ_2' (4) はそれぞれ次式で示される。

$$\varphi_1' = -\frac{q' e^{\frac{\beta}{2}x^2}}{(1-\mu)\beta x} \quad \dots \quad (3.2.30)$$

$$\varphi_2' = \varphi_2 = (3.2.14) \text{式} \quad \dots \quad (3.2.31)$$

したがつて (3.2.28)式の求める解 φ' は

$$\varphi' = \varphi_1' + \varphi_2'$$

$$= q' \left[c_1' \left\{ x + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\beta^n (1+\mu)(3+\mu) \cdots (2n-1+\mu)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdots 2n(2n+2)} \right\} - \frac{1}{(1-\mu)\beta} \frac{e^{3.15x^2}}{x} \right] \cdots (3.2.32)$$

となり、以下ガス圧の場合と同様の操作で、 c_1' 、 c_2' を求める。

$$c_1' = 1.427, c_2' = -0.295 \text{ となる。}$$

そこで、 φ' 、 M_r' 、 M_θ' 、 δ' 、 σ_r' 、 σ_θ' について整理すると

$$\varphi' = 2.89 \times 10^{-5} \left\{ 1.427 K_1 - 0.227 \frac{e^{3.15x^2}}{x} \right\} \cdots (3.2.33)$$

$$M_r' = 2.5 \times 10^{-2} \left[1.427 e^{-3.15x^2} \{ K_2 + 0.3 K_3 \} - 0.227 \left\{ -\frac{0.7}{x^2} + 6.3 \right\} \right] \cdots (3.2.34)$$

$$M_\theta' = 2.5 \times 10^{-2} \left[1.427 e^{-3.15x^2} \{ K_3 + 0.3 K_2 \} - 0.227 \left\{ \frac{0.7}{x^2} + 1.89 \right\} \right] \cdots (3.2.35)$$

$$\delta' = -5.35 \times 10^{-3} \{ 1.427 K_4 - 0.1134 K_5 \} \cdots (3.2.36)$$

ここで K 、 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 はガス圧の場合と同様であり、さらに

$$\begin{aligned} K_5 &= 2 \int \frac{e^{3.15x^2}}{x} dx = \int \frac{1}{X} e^X dX \quad (3.15x^2 = X \text{ とおく}) \\ &= \int \frac{1}{X} \left(1 + \frac{X}{1} + \frac{X^2}{1 \cdot 2} + \frac{X^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \cdots + \frac{X^n}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdots n} \right) dX \\ &= \log X + X + \frac{X^2}{4} + \frac{X^3}{18} + \cdots + \frac{X^{n-1}}{n!} + c_2' \\ &= \log 3.15x^2 + 3.15x^2 + \frac{3.15^2 x^4}{4} + \frac{3.15^3 x^6}{18} + \cdots + \\ &\quad + \cdots + \frac{3.15^{n-1} x^{2n}}{n \cdot n!} - 0.295 \cdots \end{aligned}$$

したがつて

$$\sigma_r' = \frac{6 M_r'}{h^2} \cdots (3.2.37)$$

$$\sigma_\theta' = \frac{6 M_\theta'}{h^2} \cdots (3.2.38)$$

より応力 σ_r' 、 σ_θ' を求めることができる。

(2) 計算結果

供試排気弁での計算結果を第 3.2.7 図に示す。しかしこれらはガス圧の場合に比してほとんど無視できるほどに小さい。このことは後で述べる光弾性実験結果でも示されている。すなわち最大応力を与える中心の応力でさえ半径方向 0.3 kg/mm^2 、周囲方向 0.17 kg/mm^2 でガス圧による最大応力の 4.5% や 3.3% にすぎない。

2.2.3 着座時の衝撃力による応力

(1) 計算方法

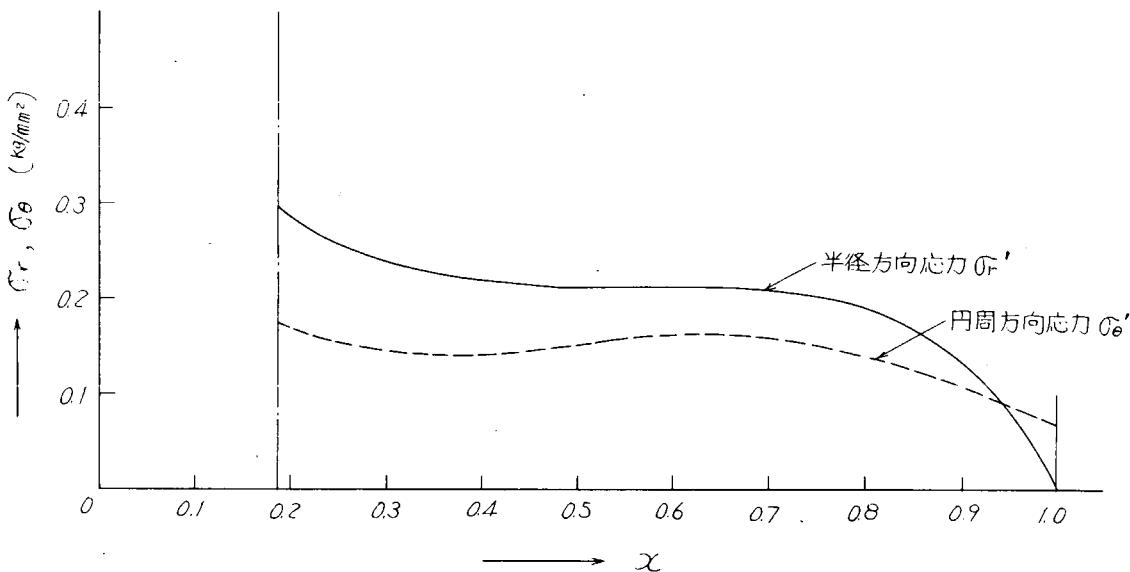
まず使用する記号を次のように定める。

$$W' : \text{着座時、弁運動部慣性力} = 51.6 \text{ kg}$$

$$P_{EC} : \text{着座時、ばね荷重} = 1.300 \text{ kg}$$

$$W : \text{着座時、弁運動部のもつ力} = W' + P_{EC} = 1.816 \text{ kg}$$

$$v : \text{着座時、弁速度} = 151.8 \text{ mm/sec}$$



第3.2.7図 ばね力による半径方向および円周方向応力

α : 着座時、弁加速度 $= 26.9 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2$

g : 重力加速度 $= 9.8 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2$

δ_{st} : 弁中心での静的たわみ

σ_t : 弁中心での静的応力

δ_x : 弁中心での動的たわみ

σ_x : 弁中心での衝撃による応力

また、対象機関の弁着座時前後のばね力および弁棒のもつ慣性力およびその合成功力を第3.2.8図に示す。いま、ある質量をもつ物体が急激な速度で他の物体に衝突する場合、動たわみを考える必要がある。すなわち排気弁運動部が着座直前のときにもつているエネルギーが着座後すべて弁傘部の曲げ、ひずみ、エネルギーに変換されるものと仮定する。またこの時のたわみ曲線は静たわみの場合と同形であると仮定する。この仮定のもとでは荷重点である弁基部の最大動たわみ δ_x と同点の最大静たわみ δ_{st} との間には次式が成り立つ。⁽⁵⁾

$$\delta_x = \delta_{st} + \sqrt{\delta_{st}^2 + \frac{1}{g} \delta_{st} \cdot v^2} \quad \dots \quad (3.2.39)$$

また、この場合の応力 σ_x は σ_{st} に δ_x / δ_{st} を乗じることによって求めることができるから、弁中心での衝撃による応力 σ_x は

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{\delta_x}{\delta_{st}} \cdot \sigma_{st} \\ &= \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1}{g} \cdot \frac{v^2}{\delta_{st}}} \right) \cdot \sigma_{st} \quad \dots \quad (3.2.40) \end{aligned}$$

となる。

ここで σ_{st} は(3.2.27)式のPの代わりにWを入れて求めることができる。

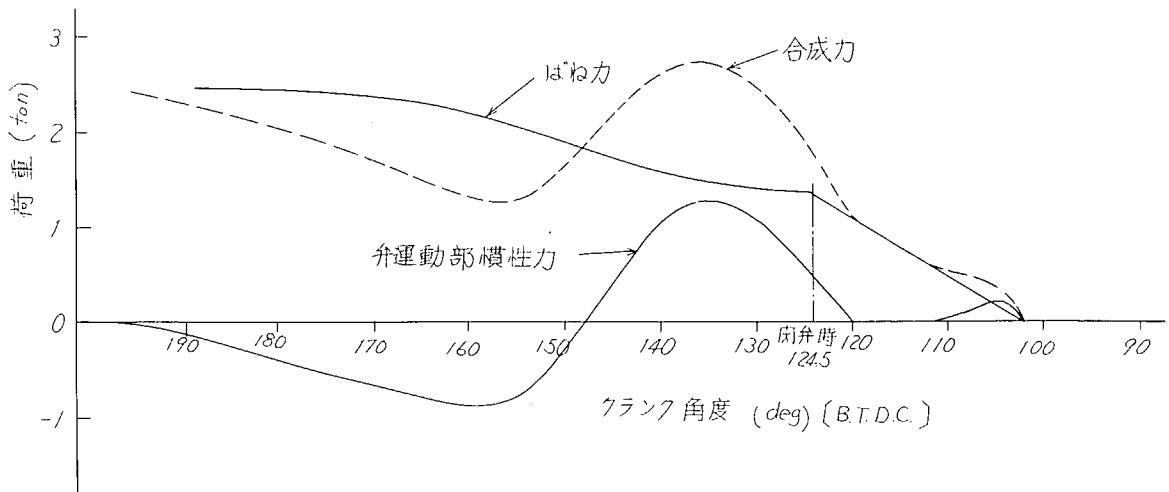
(2) 計算結果

(3.2.40)式に供試機関、供試排気弁の各数値を代入すれば、弁中心での衝撃による応力 σ_x は

$$\sigma_x = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1}{9.8 \times 10^3} \cdot \frac{151.8^2}{0.01}} \right) \times 0.30$$

$$= 12.5 \times 0.3 = 4.05 \text{ kg/mm}^2$$

となり、他の点での応力は、前述のばね力による応力分布と同形として求まる。応力値としては比較的小さいが、これは着座時にはカム形状が緩衝域にはいり速度、加速度が小さいからである。



第3.2.8図 弁着座時前後のはね力および慣性力とその合成力

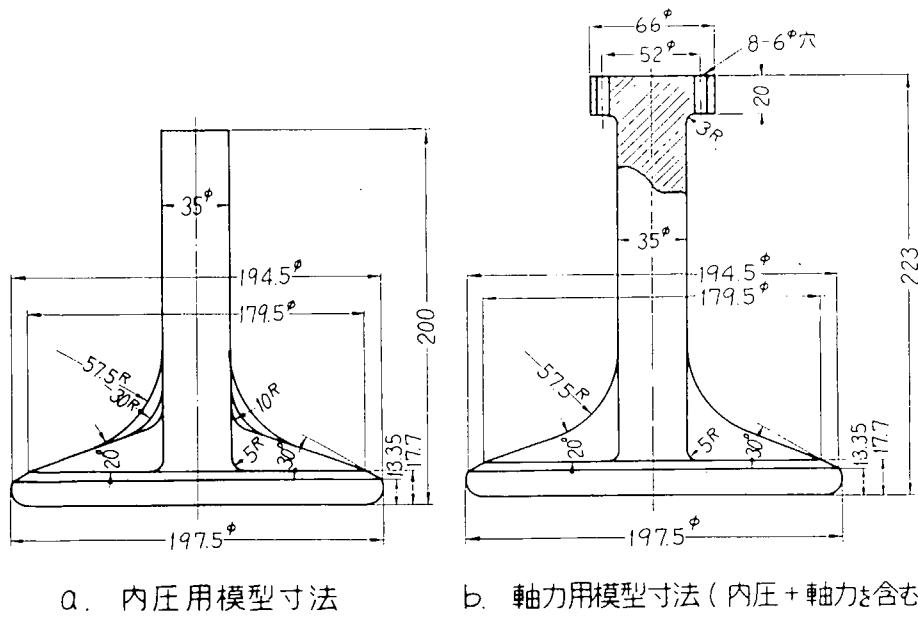
2.3 機械的応力の実験的解析

機械的応力の実験的解析は光弾性実験および実物排気弁のひずみ計測によつて行なつた。まず光弾性実験はエポキシ樹脂で実物排気弁の1/2模型を製作し、ガス圧に對応させて弁燃焼室側表面に空気圧（以後内圧といふ）を、ばね力に對応させて弁蓋に引張力（以後軸力といふ）を作用させ、応力凍結法による3次元光弾性実験によつてその応力分布を求めた。次に実物模型実験ではガス圧に對応させて油圧を作用させ、抵抗線ひずみ計によつて弁背面のひずみ計測を行なつた。

2.3.1 ガス圧および軸力による光弾性実験

(1) 実験方法

本実験に供した排気弁光弾性模型は実物排気弁の1/2模型でその形状寸法第3.2.9図に示す。図において弁座部は、



a. 内圧用模型寸法

b. 軸力用模型寸法(内圧+軸力を含む)

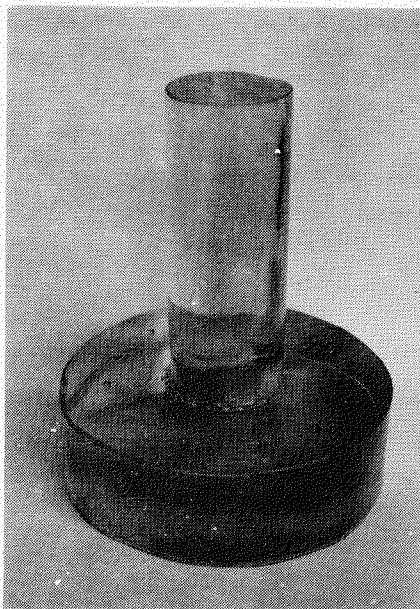
第3.2.9図 光弾性実験模型寸法図

3.0° の勾配を、弁傾斜部は2.0° の傾斜面を有し、弁曲率部に3種の曲率半径を設けた。すなわち曲率半径 R=5.7.5 mm のもの（実物と相似形）を標準形とし、3.0 mm、1.0 mm と変化させた。さらに実物と同様に燃焼室側表面にボルト穴およびすり合せ用穴を付けた模型をも製作し実験に供した。この他基本模型として弁蓋部を等厚円板とした模型も実験に加えた。

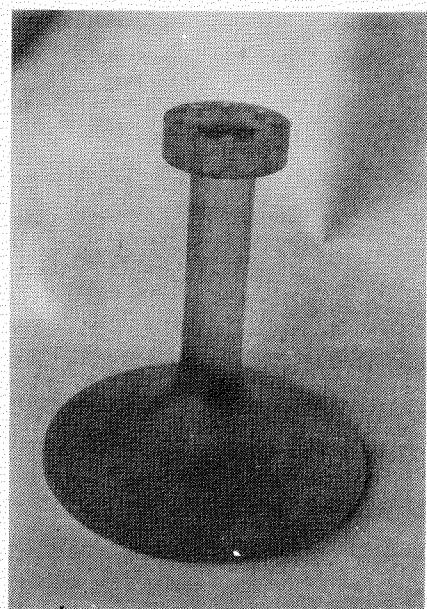
模型材料はエポキシ樹脂（チソノツクス 201、ガラス転移温度 160°C、新日本窒素製）でその配合重量比は下記のとおりである。

チソノツクス	10.0
HHPA（硬化剤）	7.2
GP600（促進剤）	2.8

各材料を120°Cにて混合し、樹脂硬化させた。第3.2.1.0、1.1、1.2図は供試材の母型および排気弁模型の一例を示すものである。



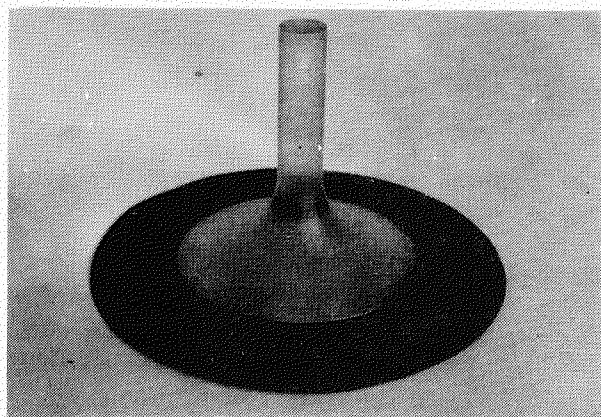
第3.2.1.0図 光弾性排気弁模型の母材



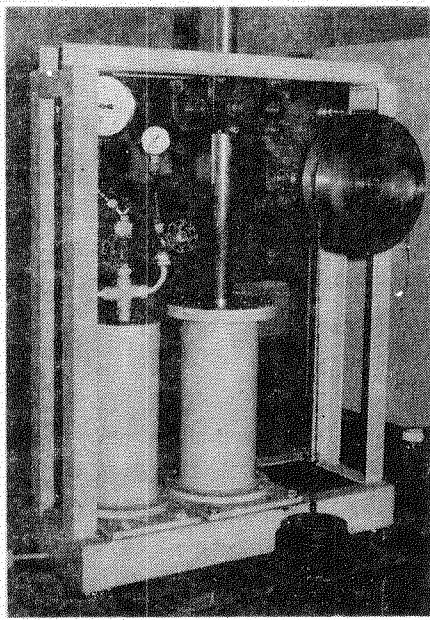
第3.2.1.1図 排気弁軸力試験模型の一例

第3.2.1.3図は光弾性実験に使用した加圧装置を示す。加圧には空気圧を使用し、応力凍結中の温度変化に伴う体積変化によつても絶えず圧力を一定に保持されるように釣合錘にてピストンをバランスさせるようにした。第3.2.1.4図は光弾性実験（内圧+軸力）状況を示す。空気圧は上述の装置にて弁燃焼室側表面に、軸力は弁蓋に荷重レバーを介して加えられる。

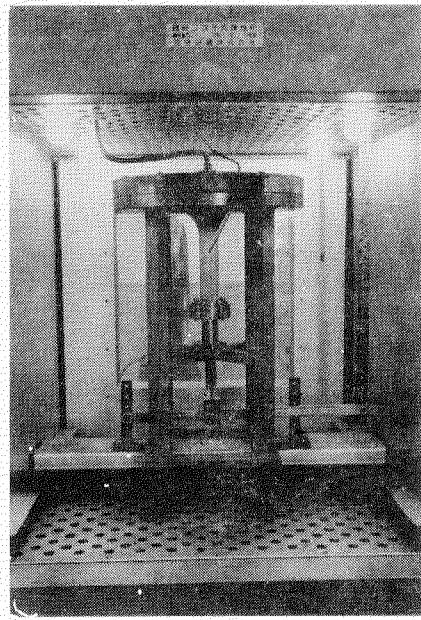
第3.2.1.5図は加圧時における空気圧の低下を防ぐために用いたシール部の詳細を示す。シール材には加圧時中のシールによる拘束を少なくするため波形ゴムパッキン（ネオプレンゴム厚さ 1 mm）を使用した。模型と波形ゴムパッキンとの接着にはアラルダイト B を使用し、120°Cにて接着した。この接着剤の配合比



第3.2.1.2図 内圧試験模型の一例および波形ゴムパッキン取付状況



第3.2.1-3図 光弾性実験における加圧装置



第3.2.1-4図 内圧+軸力の実験状況

は下記のとおりである。

アラルダイトB : 100
(CT 200)

硬化化 剤 : 20
(HT 901)

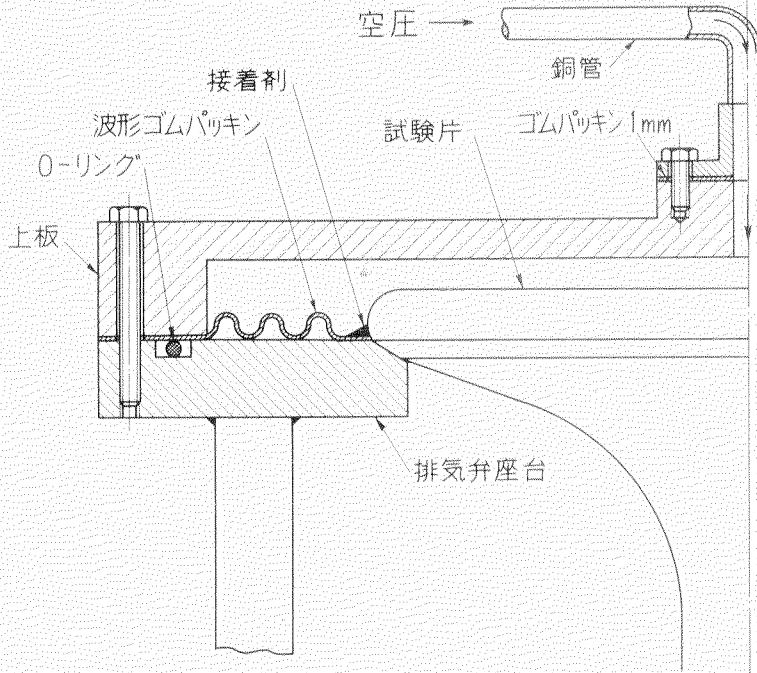
第3.2.1-2図は模型とパ
ソキンの接着状態を示す。

第3.2.3表は各模型の試
験項目をまとめたもので、
計8種類の試験を行なつた。

第3.2.1-6図は応力凍結
サイクルを示したものであ
る。温度上昇は80°Cまで
15°C/h、80~160
°Cの範囲は10°C/hで、
160°Cにおいて負荷し、
そのままの状態で2時間保
温した後、100°Cまで3
°C/h、100°C以下は5
°C/hで降温した。

応力凍結後の応力解析は次のようにして行なつた。すなわち応力凍結後排気弁中心を通る断面片をスライス(スライス厚さ3~5mm)することによつて、半径方向の縁応力を求めた。次に模型表面に対して垂直な方向に1.0mm間隔
にスライス(スライス厚さ3~5mm)して円周方向の縁応力を求めた。その各スライス位置を第3.2.1-7図に示す。
第3.2.4表は8種類の供試模型の物性値、試験条件およびスライス厚さをもとめたものである。

第3.2.4表において内圧および軸力の試験条件は次のように定めた。すなわち実物排気弁の設計条件は弁座の直径
 $D_2 = 3.95\text{ mm}$ 、弁茎の直径 $d_2 = 7.0\text{ mm}$ に対してガス圧 $p_2 = 6.7\text{ kg/cm}^2 \cdot g$ 、ばね力 $\bar{W}_2 = 64.4\text{ kg}^*$ である。し

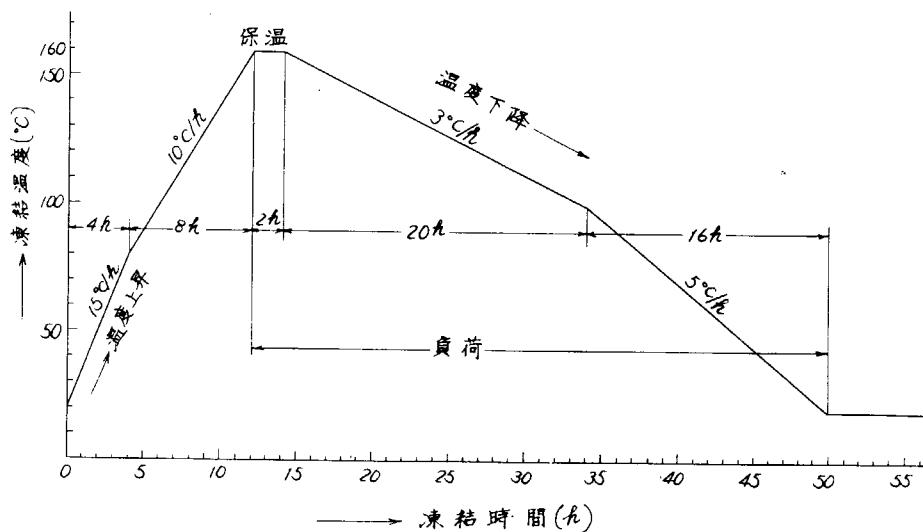


第3.2.1-5図 光弾性排気弁シール状況

第3.2.3表 供試模型一覧表

種別	模型の形状		試験条件			註
	曲率半径(mm)	背面の傾斜	(a) 内圧	(b) 軸力	(c) 内圧+軸力	
M ₁	5	0°	○	○	—	基本模型 T字形
M ₂	10	20°	○	—	—	
M ₃	30	20°	○	—	—	
M ₄	57.5	20°	○	○	○	標準模型 実物排気弁の $\frac{1}{2}$ 模型 燃焼面にボルト孔およびスリット用孔を設けたもの
M ₅	57.5	20°	○	—	—	

注: ○印は実験を行なつた模型を示す。

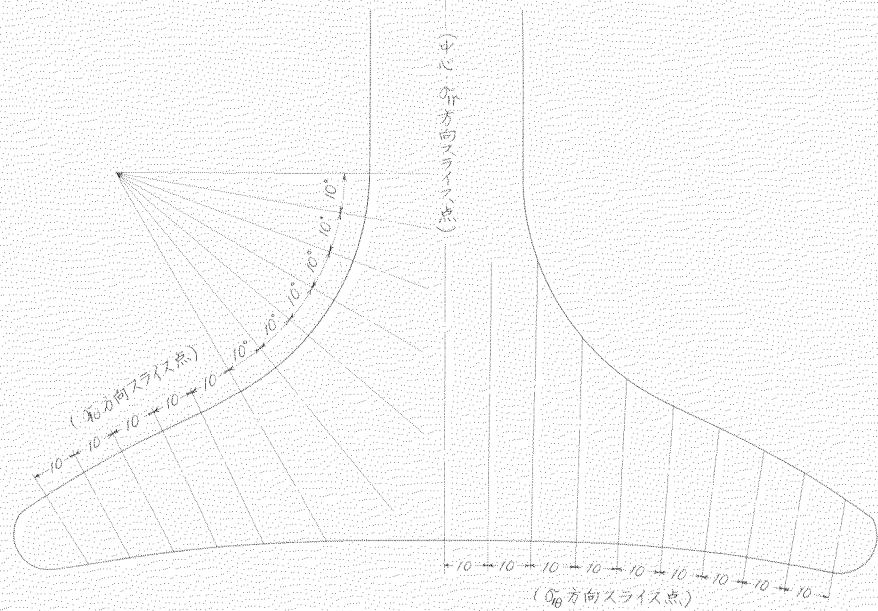


第3.2.16図 光弾性排気弁応力凍結サイクル

第3.2.4表 光弾性模型の物性値および試験負荷条件

種別	光弾性模型の物性値			試験負荷条件		最大挠み δ_{\max} (mm)	半径方向 σ_{1r} のスライス厚さ t (mm)
	縦弾性率 E_1 (kg/cm ²)	ポアソン比 μ_1	光弾性感度 α (mm/kg)	内圧 p_1 (kg/cm ²)	軸力 W_1 (kg)		
M ₁	a	2.05	0.59	9.96	0.4	—	9.47
	b	2.12	0.55	9.17	—	22.14	5.49
M ₂	a	2.36	0.51	8.33	1.0	—	4.92
M ₃	a	1.77	0.51	9.32	1.1	—	4.88
M ₄	a	1.12	0.44	10.45	1.3	—	7.08
	b	2.10	0.58	7.82	—	7.0	1.94
	c	1.98	0.52	8.79	1.3	3.12	3.22
M ₅	a	2.17	0.55	9.91	1.3	—	5.95

* 実際の実物排気弁のばね力は理論計算にて述べたように 1275 kg であるが、光弾性実験および実物模型実験では約 $\frac{1}{2}$ の値を用いた。しかしへね力による応力は無視できる程度に小さいので比較検討には問題はない。



第3.2.1.7図 排気弁光弾性模型のスライス計測位置

たがつて光弾性模型の内圧 p_1 および軸力 w_1 の関係は

$$\frac{\text{ガス圧}}{\text{ばね力}} = \frac{\frac{\pi}{4} D_2^2 \cdot p_2}{w_2} = \frac{\frac{\pi}{4} D_1^2 \cdot p_1}{w_1}$$

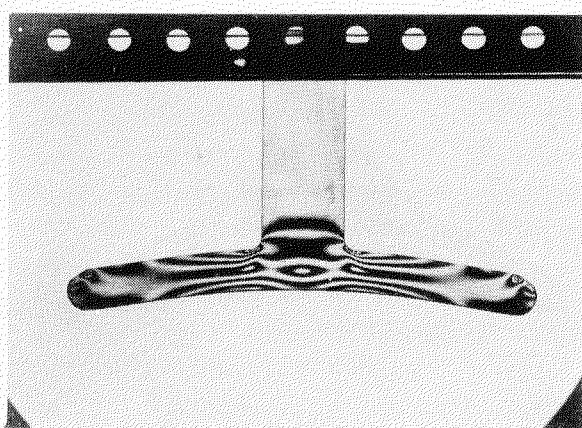
から

$$w_1 = 2403 p_1$$

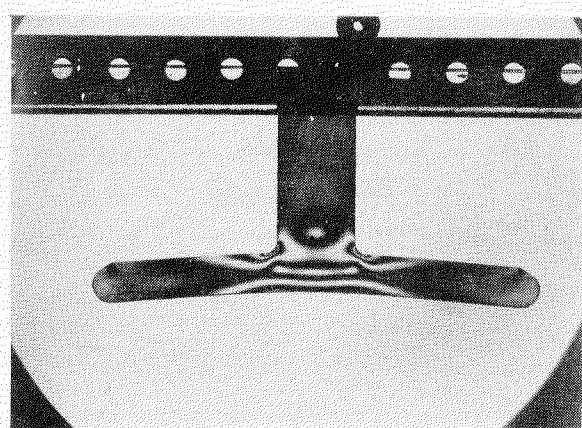
となる。たとえば模型 M_4 (c)に対しても空気圧 $p_1 = 1.3 \text{ kg/cm}^2$ とすれば軸力 w_1 は 3.12 kg となる。

(2) 実験結果

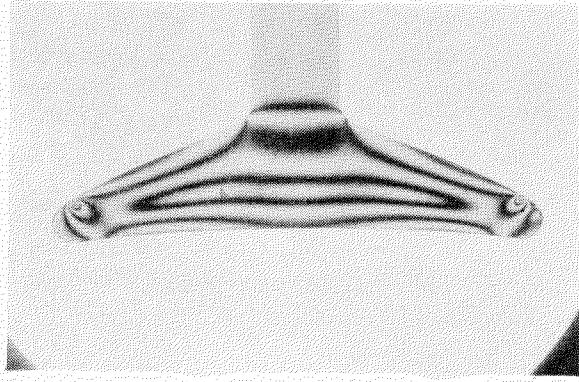
第3.2.1.8～3.2.2.5図は第3.2.3表に示す試験条件について応力凍結した排気弁半径方向断面の等色線図である。これらのうち第3.2.2.2図のしま写真には弁座部にバッキンの拘束による影響が認められる。これは応力凍結中の模型の変形によって支持状態が不安定となつたためと考えられる。



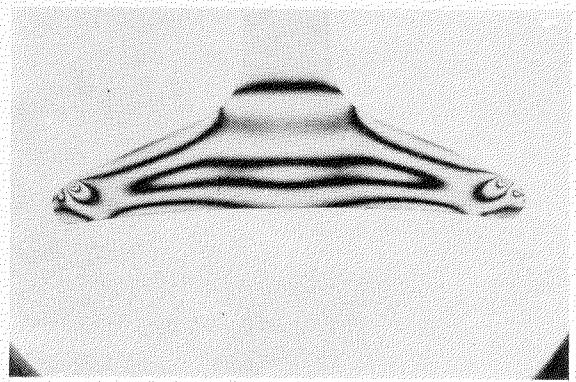
第3.2.1.8図 M_1 (a)の等色線図 (内圧 $p_1 = 0.4 \text{ kg/cm}^2$)



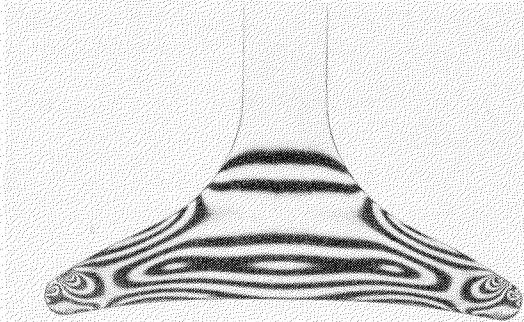
第3.2.1.9図 M_1 (b)の等色線図 (軸力 $w_1 = 2.214 \text{ kg}$)



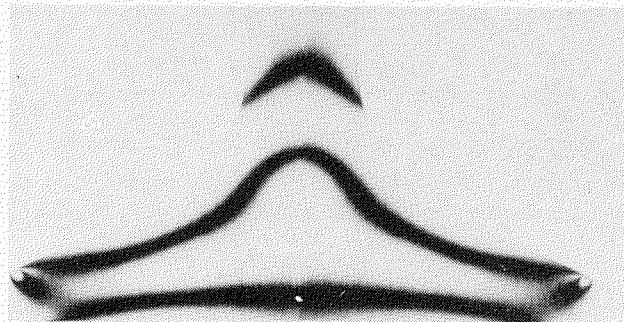
第3.2.2-0図 $M_2(a)$ の等色線図 (内圧 $p_1 = 1.0 \text{kg}/\text{cm}^2$)



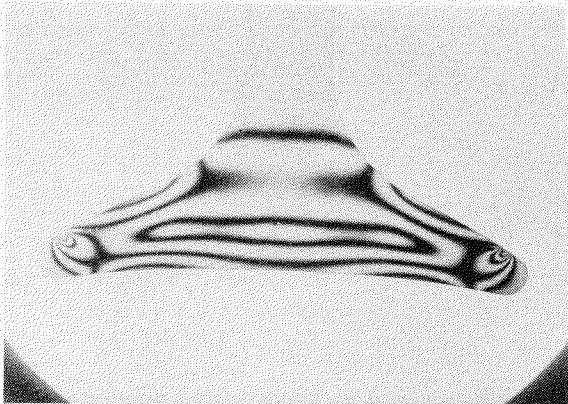
第3.2.2-1図 $M_3(a)$ の等色線図 (内圧 $p_1 = 1.1 \text{kg}/\text{cm}^2$)



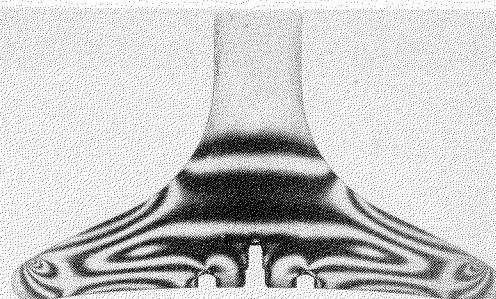
第3.2.2-2図 $M_4(a)$ の等色線図 (内圧 $p_1 = 1.3 \text{kg}/\text{cm}^2$)



第3.2.2-3図 $M_4(b)$ の等色線図 (軸力 $W_1 = 70 \text{kg}$)



第3.2.2-4図 $M_4(c)$ の等色線図
(内圧 + 軸力、 $p_1 = 1.3 \text{kg}/\text{cm}^2$ 、 $W_1 = 31.2 \text{kg}$)



第3.2.2-5図 $M_5(a)$ の等色線図 (内圧 $p_1 = 1.3 \text{kg}/\text{cm}^2$)

第3.2.2.6、27図は等傾線図および主応力線図の1例として、基本模型および標準模型の場合のそれを示す。一般に光弾性応力 σ_1 としま次数 N の関係式^[6]は

$$\sigma_1 = \frac{N}{\alpha t}$$

で与えられる。ここで N は光弾性しま次数、 α は光弾性感度 (mm/kg)、t はスライス厚さ (mm) である。したがつて排気弁表面の縁応力はその点のしま次数 N を等色線図より求めることにより与えられる。第3.2.2.8～3.2.3.5図は第3.2.1.8～3.2.2.5図より得られるしま次数から求めた各模型の半径方向および円周方向の応力分布を示す。図中実線は半径方向応力 σ_{1r} 、破線は円周方向応力 $\sigma_{1\theta}$ である。

第3.2.5表 A 欄はこれらの図より得られる各模型燃焼室側表面およびその背面の半径および円周方向の最大応力 σ_{1rmax} および $\sigma_{1\theta max}$ を示す。これを無次元化するため σ_{1max} を第3.2.4表に示す。内圧 p_1 または弁茎引張応力 $s_1 = W_1 / \frac{\pi}{4} d_1^2$ で割った応力比 σ_{1max}/p_1 、 σ_{1max}/s_1 を B 欄に示す。

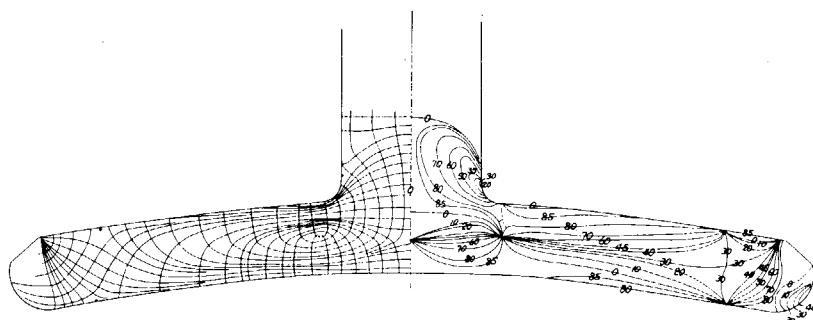
これより曲率半径と応力比との関係を求めたのが第3.2.3.6図および第3.2.3.7図である。図より次のことがわかる。曲率半径が 30 mm 以上では応力比はほとんど変化していない。背面側表面では半径および円周応力に差があり、半径方向応力が大きいが燃焼室側表面では両応力はほぼ等しい。

次に M₄(c) 模型について M₄(a) と M₄(b) との重ね合せの効果について検討する。M₄(c) の試験条件は、内圧 $p_1 = 1.3 kg/cm^2$ 、引張応力 $s_1 = 0.32 kg/cm^2$ である。すなわち $p_1 = 4s_1$ であるから各応力比は

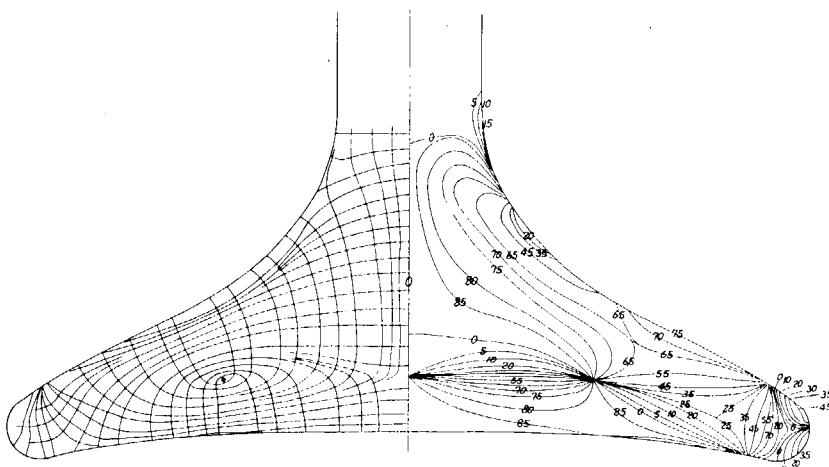
$$\frac{\sigma_{1r1}}{p_1+s_1} = 7.1 \quad \frac{\sigma_{1\theta1}}{p_1+s_1} = 4.4 \quad \frac{\sigma_{1r2}}{p_1+s_1} = -6.4 \quad \frac{\sigma_{1\theta2}}{p_1+s_1} = -6.0$$

となり、M₄(a)；M₄(b) 個々の重ね合せを値よりいく分小さい。

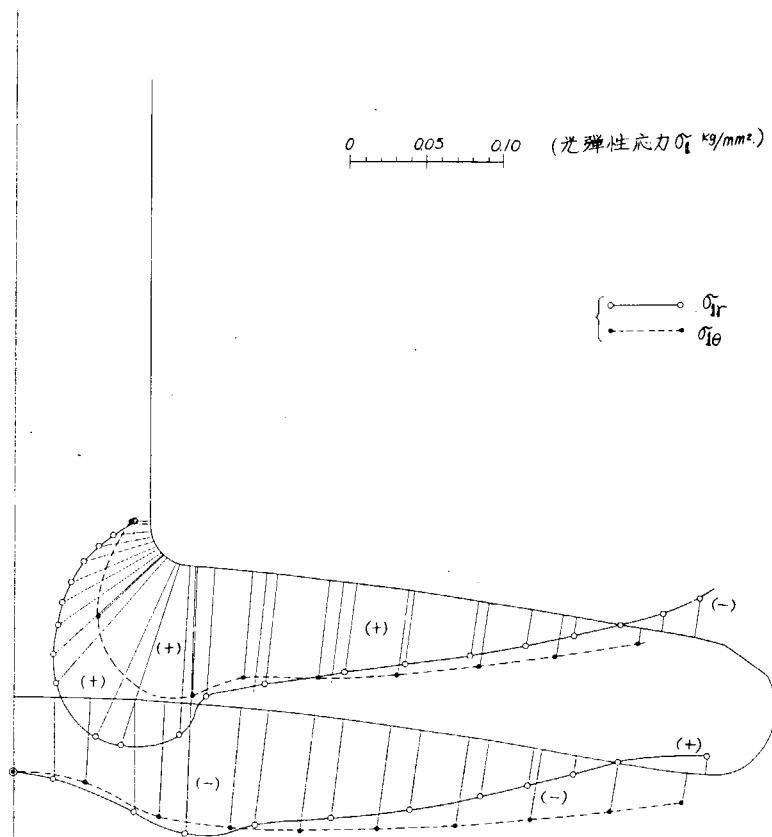
第3.2.3.8図は各模型の最大応力の発生位置と曲率半径の関係を示す。図より両面の応力は曲率半径の小なるほどその最大応力は外周へすなわち肉厚の薄いところに生ずることが認められる。



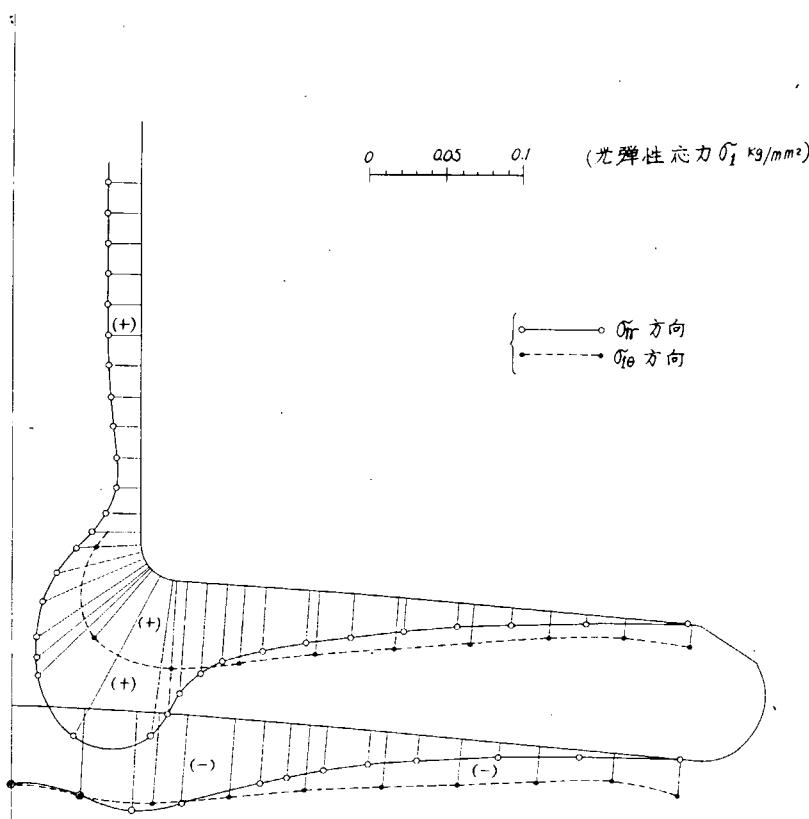
第3.2.2.6図 M₁(a) の等傾線及び主応力線図



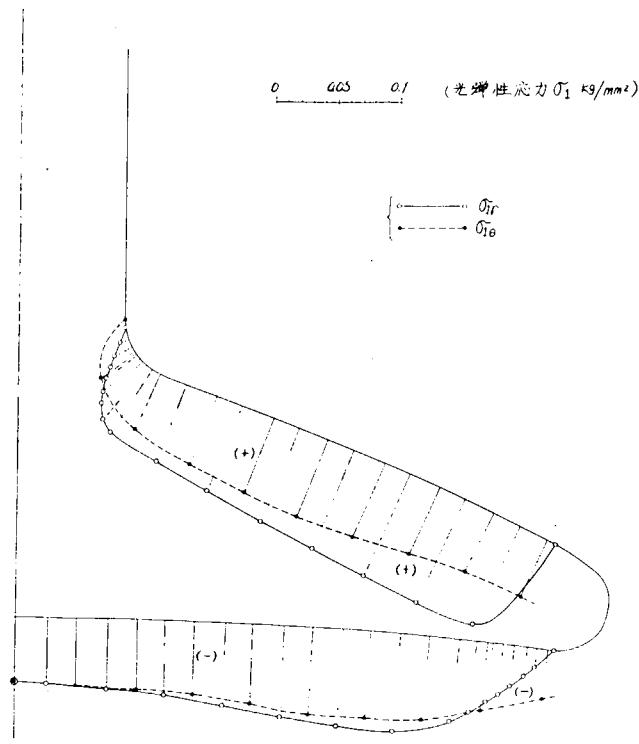
第3.2.2.7図 M₄(c) の等傾線及び主応力線図



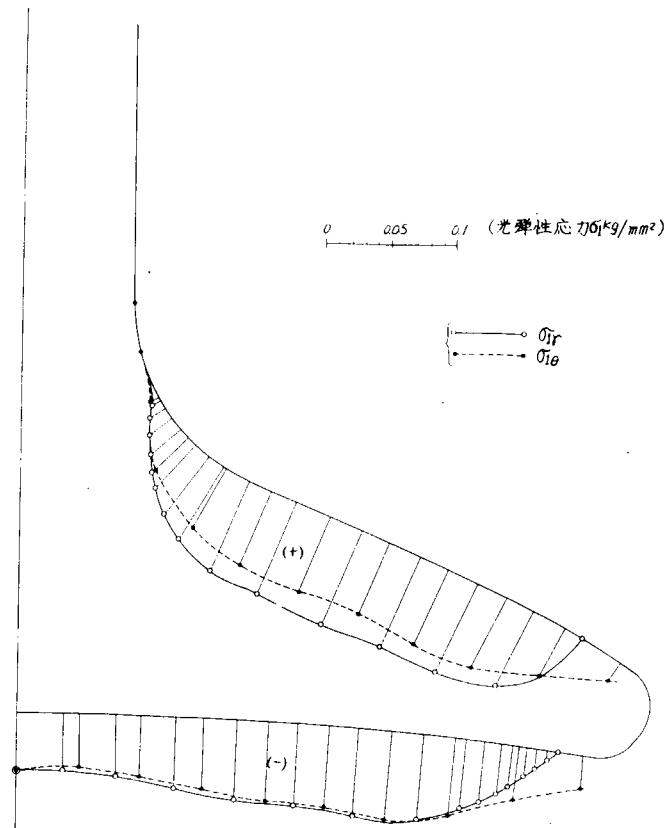
第3.2.2.8図 M_1 (a) の応力分布図 (内圧 0.4 Kg/cm^2)



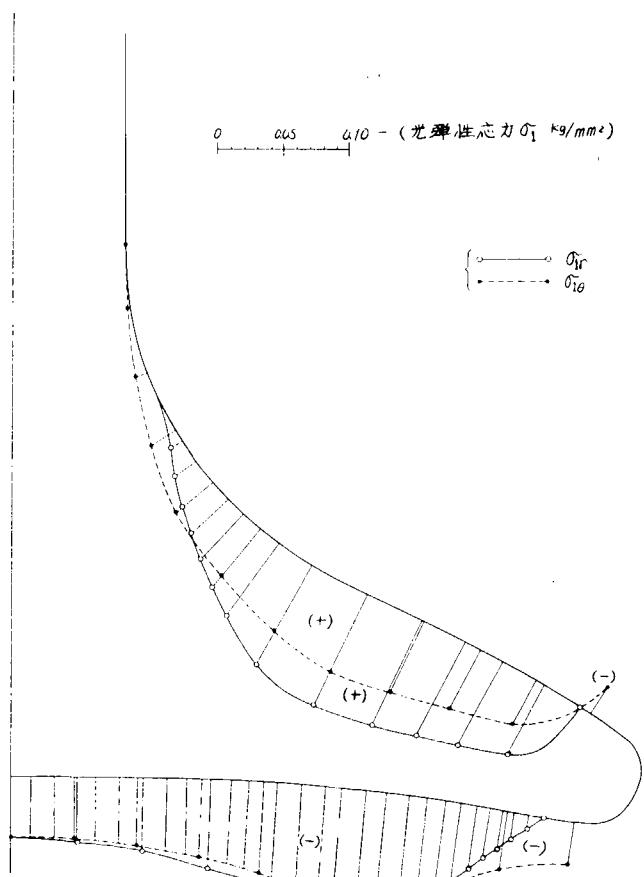
第3.2.2.9図 M_1 (b) の応力分布図 (軸力 22.14 Kg)



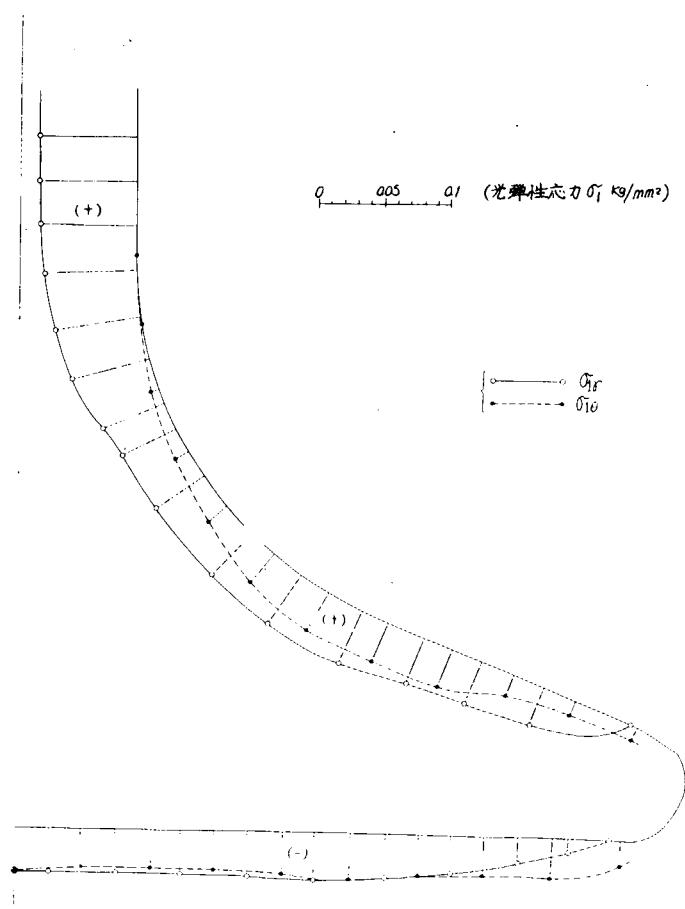
第3.2.3.0図 M_2 (a) の応力分布図 (内圧 $1.0 \text{ Kg}/\text{cm}^2$)



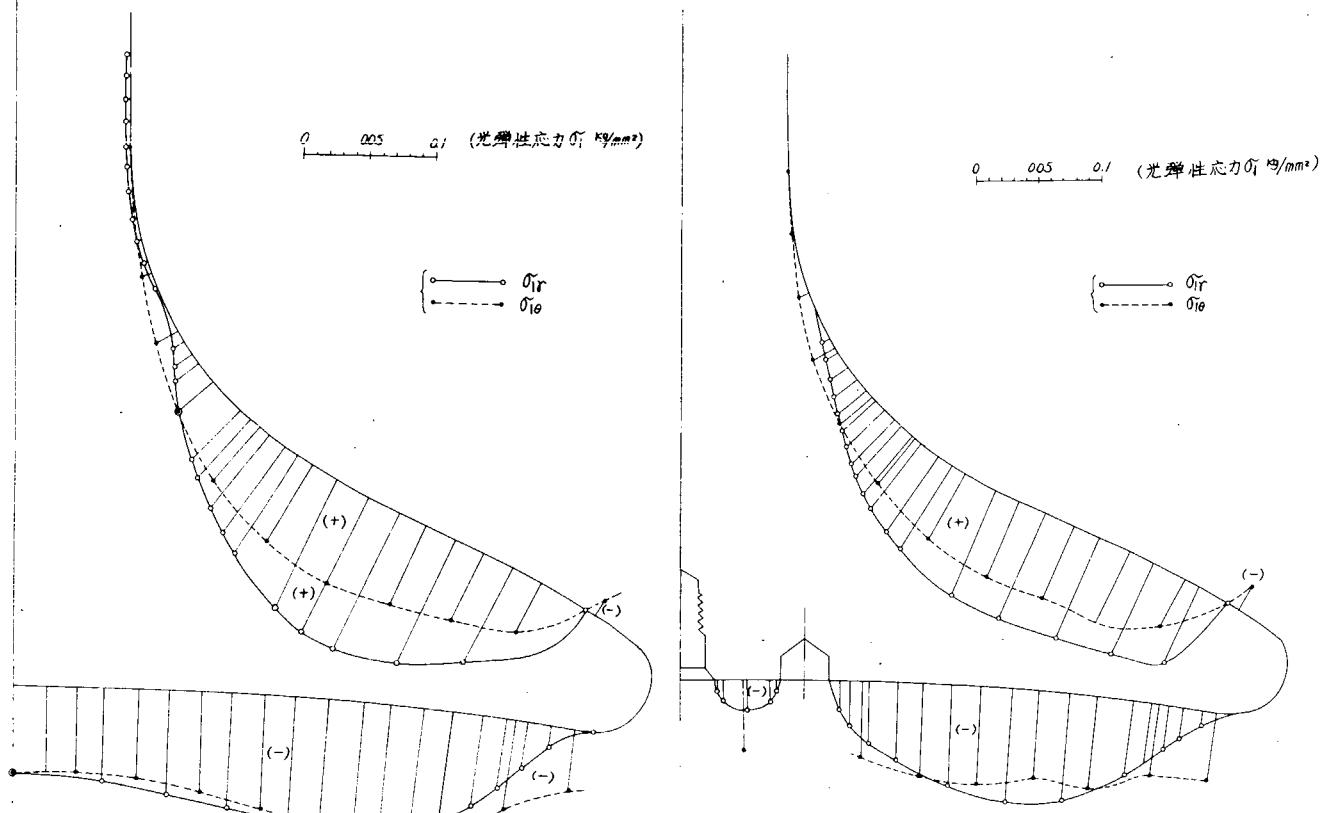
第3.2.3.1図 M_3 (a) の応力分布図 (内圧 $1.1 \text{ Kg}/\text{cm}^2$)



第3.2.3.2図 M_4 (a) の応力分布図 (内圧 $1.3 \text{ Kg}/\text{cm}^2$)



第3.2.3.3図 M_4 (b) の応力分布図 (輻力 7.0 Kg)



第3.2.3-5図 $M_5(a)$ の応力分布図 (内圧 $1.3 \text{kg}/\text{cm}^2$)

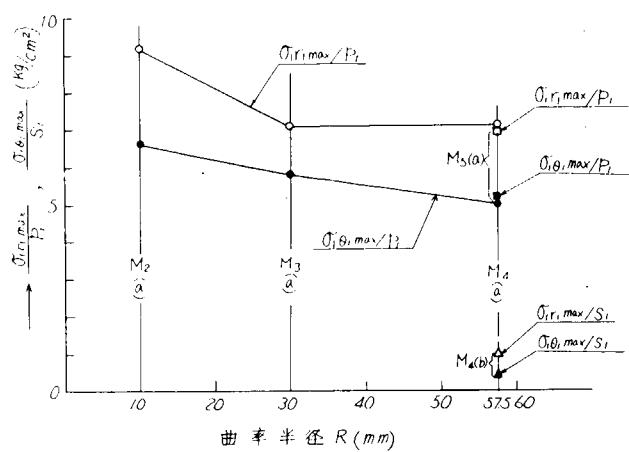
第3.2.3-4図 $M_4(c)$ の応力分布図
(内圧 $1.3 \text{kg}/\text{cm}^2$ + 軸力 3.12kg)

第3.2.5表 光弾性実験における最大応力および応力比

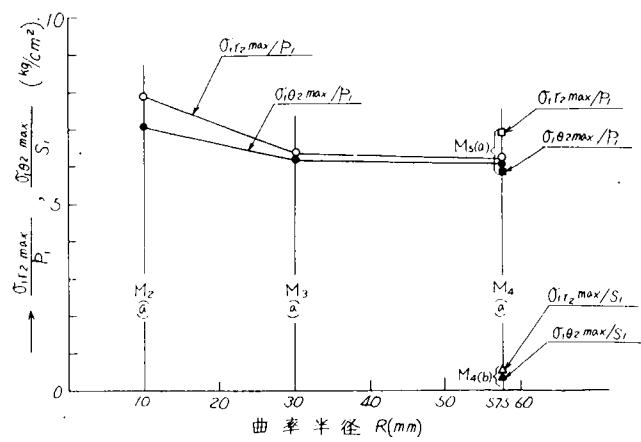
種別	A: 最大応力 $\sigma_{1\max} (\text{kg}/\text{cm}^2)$				B: 応力比 $\sigma_{1\max}/p_1, \sigma_{1\max}/s_1$				
	半径方向応力 $\sigma_{1r\max}$		円周方向応力 $\sigma_{1\theta\max}$		半径方向		円周方向		
	背面側 $\sigma_{1r1\max}$	燃焼室側 $\sigma_{1r2\max}$	背面側 $\sigma_{1\theta1\max}$	燃焼室側 $\sigma_{1\theta2\max}$	背面側 $\sigma_{1r1\max}$	燃焼室側 $\sigma_{1r2\max}$	背面側 $\sigma_{1\theta1\max}$	燃焼室側 $\sigma_{1\theta2\max}$	
M_1	a	12.50	- 8.70	8.80	- 7.90	31.30	- 21.75	22.00	- 19.75
	b	12.05	- 6.47	5.92	- 5.21	5.24	- 2.81	2.58	- 2.27
M_2	a	9.12	- 7.88	6.60	- 7.07	9.12	- 7.88	6.60	- 7.07
M_3	a	7.87	- 7.00	6.38	- 6.80	7.16	- 6.36	5.80	- 6.18
M_4	a	9.54	- 8.07	6.50	- 7.90	7.18	- 6.21	5.00	- 6.08
	b	7.28	- 3.70	3.27	- 3.47	1.00	- 0.51	0.45	- 0.48
	c	11.50	- 10.35	7.16	- 9.77	7.14	- 6.39	4.42	- 6.03
M_5	a	9.16	- 9.09	6.60	- 7.80	7.04	- 6.99	5.08	- 6.00

(註) p_1 : 内圧 kg/cm^2 (第3.2.4表)

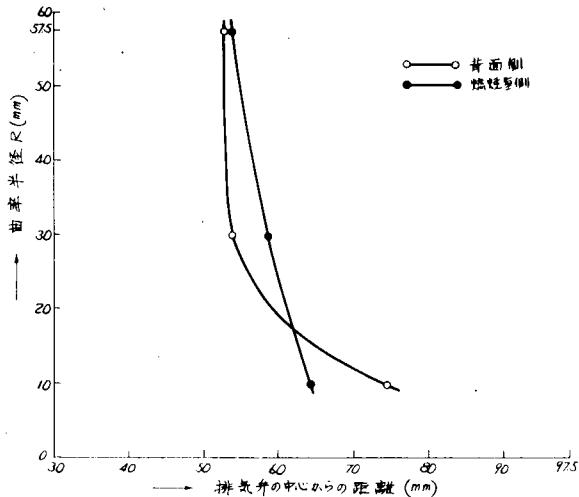
$$s_1: \text{弁蓋部応力 } s_1 = W_1 / \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad (W_1: \text{軸力}, d_1: \text{弁蓋直径})$$



第3.2.3.6図 背面側表面の応力比と曲率半径の関係



第3.2.3.7図 燃焼室側表面の応力比と曲率半径の関係



第3.2.3.8図 曲率半径による半径方向最大応力位置

2.3.2 ガス圧および軸力による実物模型実験

(1) 実験方法

実験に用いた排気弁形状を第3.2.3.9図に示す。なお、この排気弁の形状は光弾性実験の標準模型の原形である。

負荷方法はガス圧を油圧に、ばね力を引張力おきかえて行なつた。荷重の測定は、油圧はブルドン管圧力計にて、引張力はロードセルにて検出した。なお負荷条件は油圧 $6.7 \text{ kg/cm}^2 g$ 、引張力 64.4 kg である。

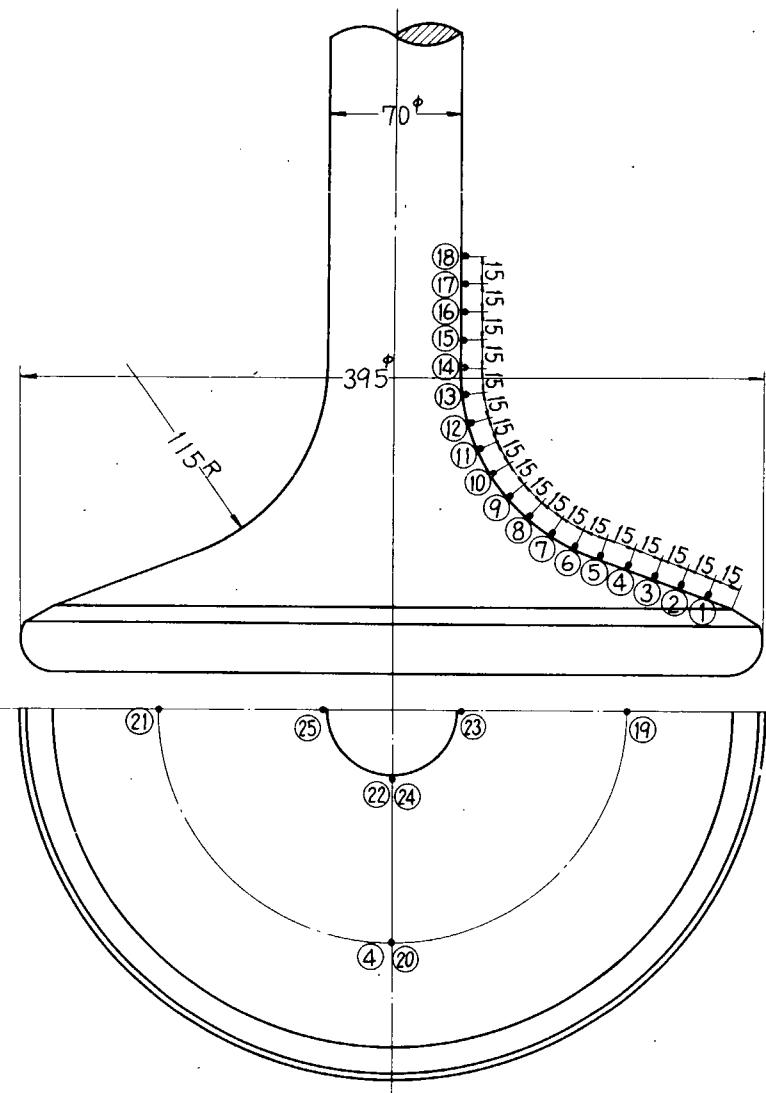
ひずみ計測は排気弁背面に弁座端より 15 mm 間隔に 18 点、さらに弁傾斜部および弁茎部に曲げの影響をなくする引張力を与えるため、同一円周上に各 4 点、合計 24 点にて行なつた。使用したひずみ計はポリエステル 2 方向抵抗線ひずみ計 (pc-5 東京測器製) である。第3.2.3.9図にひずみ計測点の位置、第3.2.4.0図はひずみ計の貼付けた状態、第3.2.4.1図はその実験状況を示す。

応力計算は次式により求めた。

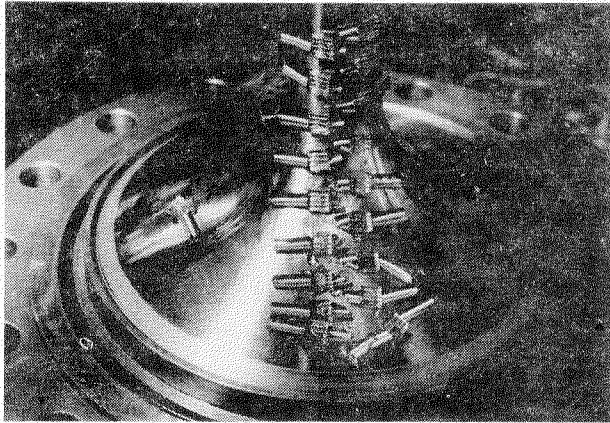
$$\sigma_{2r} = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_{2r} + \mu \varepsilon_{2\theta})$$

$$\sigma_{2\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_{2\theta} + \mu \varepsilon_{2r})$$

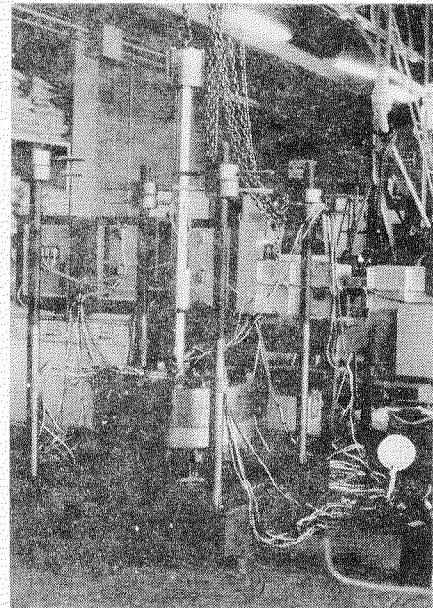
ここで ε_{2r} は半径方向ひずみ、 $\varepsilon_{2\theta}$ は円周方向ひずみ、弁材料の継弾性係数 $E = 1.97 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ 、ボアソン比 $\mu = 0.3$ である。



第3.2.3.9図 實物実験計測位置①～②5



第3.2.4-0図 実物排気弁のひずみゲージ貼付状況



第3.2.4-1図 実物排気弁実験状況

(2) 実験結果

第3.2.4-2図は油圧・引張力を同時に負荷した場合の弁背面の応力分布を示す。図中実線は半径方向応力、破線は円周方向応力である。

2.3.3 理論的解釈との比較検討

(1) 基本模型における比較

光弾性実験の妥当性を判断するため、 M_1 (a) (等厚円板、内圧負荷) と M_1 (b) (等厚円板、軸力負荷) の二つの場合について計算結果と比較する。

計算式としては内圧に対して

$$\sigma_r = \frac{3q}{8h^2} \left\{ (3+\mu)(a^2 - r^2) \right\}$$

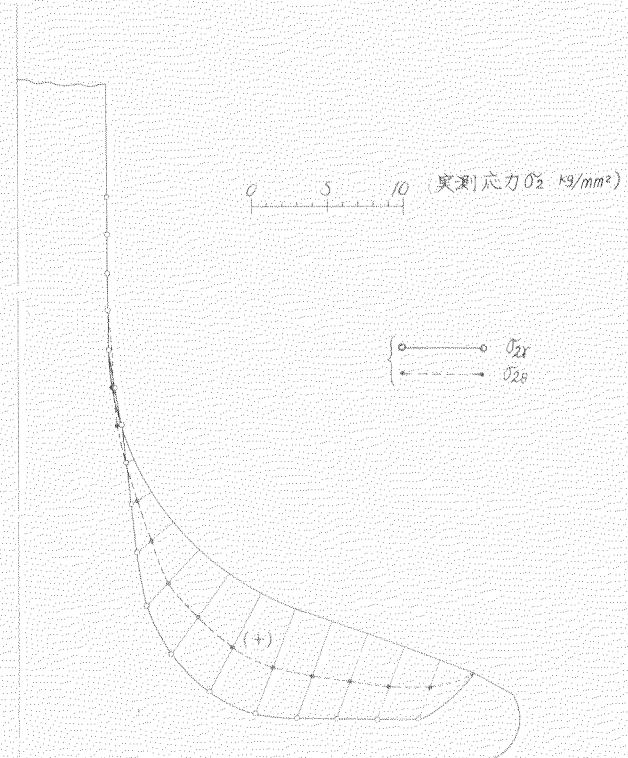
$$\sigma_\theta = \frac{3q}{8h^2} \left\{ (3+\mu)r^2 - (1+3\mu)r^2 \right\}$$

軸力に対して

$$\sigma_r = \pm \frac{3q}{2Rh^2} \cdot \frac{1}{r^2 + \left\{ (1+\mu)/(1-\mu) \right\} r^2}$$

$$\cdot \left[\frac{1-\mu}{1+\mu} (a^2 - r^2) + 2a^2 \log \frac{a}{r} \right]$$

を用いた。

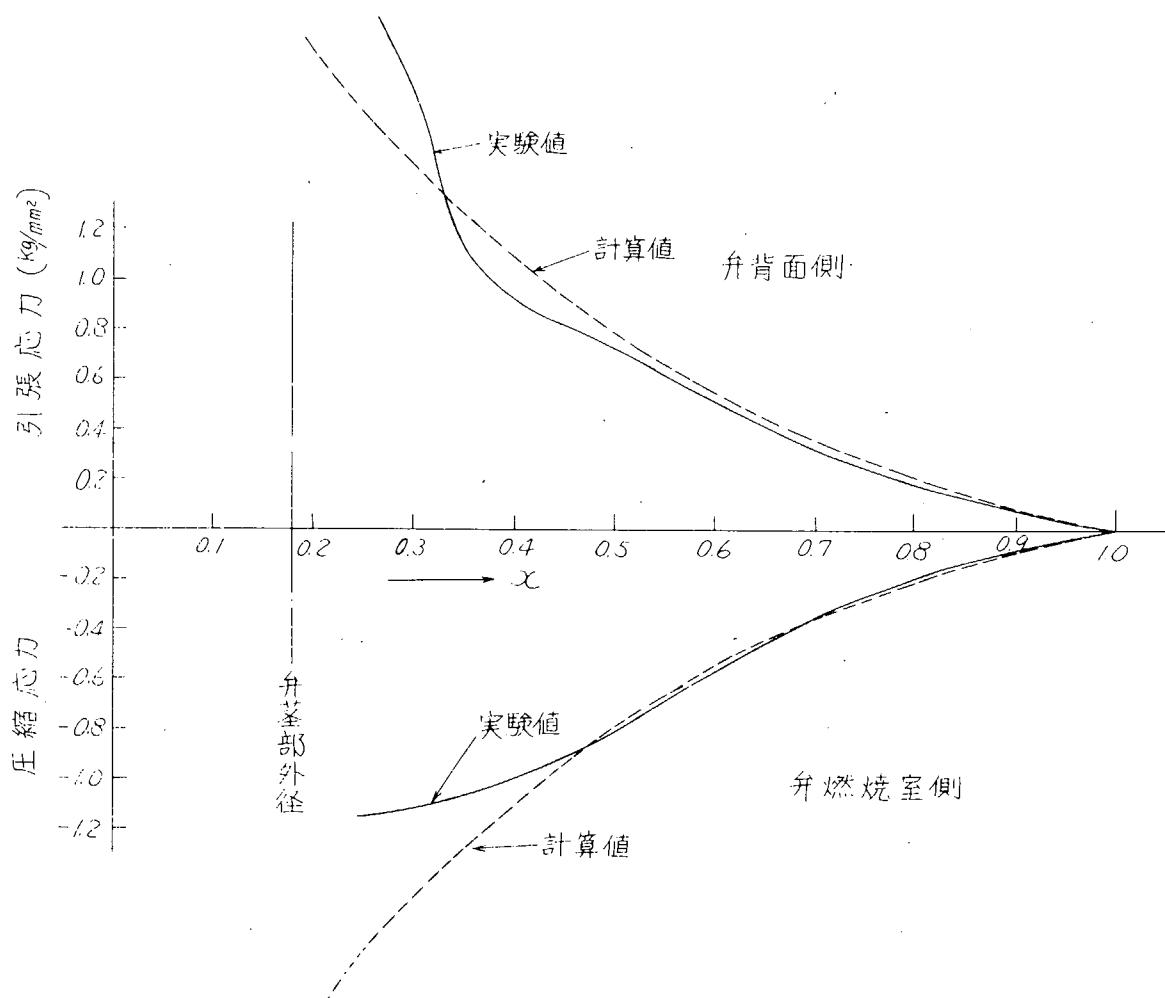


第3.2.4-2図 実物排気弁応力分布図
(内圧 6.7 kg/cm²、軸力 644 kg)

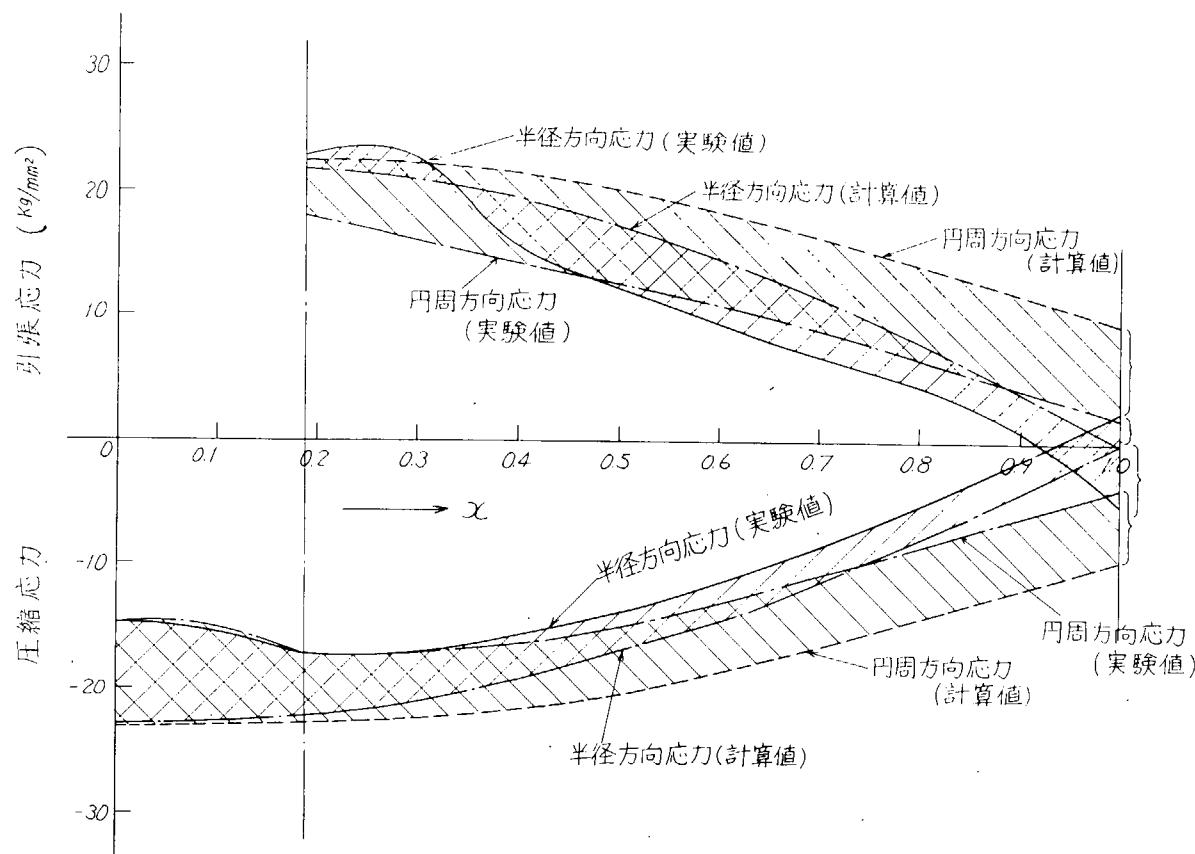
その結果、軸力の場合は第3.2.4.5図に示すように、弁蓋付近を除いてよく一致しているが、内圧の場合は第3.2.4.4図に示すように、半径、円周方向ともかなりの相違が見られる。これは第3.2.2.8図の応力分布図からもわかるように弁座部で拘束が起つており、その影響が全体的に現われたものと思われる。なお弁蓋付近の誤差は計算では弁蓋を考慮していないことによるものと思われる。

(2) 標準排気弁の内圧（最高ガス圧力時）および軸力負荷時の応力

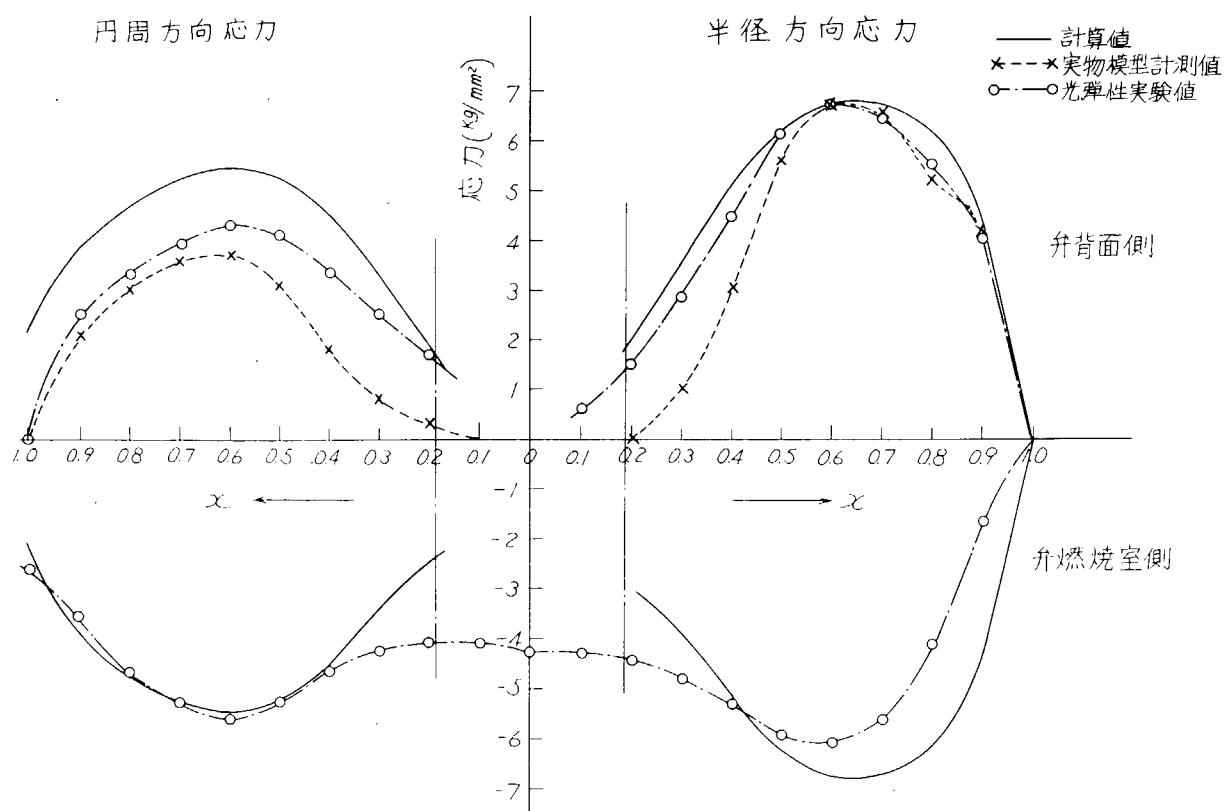
計算結果、実物模型測定結果および光弾性実験結果の3者の比較を第3.2.4.5図に示す。まず半径方向応力では計算値と他の2者はよく一致しており $x=0.4$ (光弾性実験、実物模型測定値はやや少く $x=0.6$)にて $6.7 \sim 6.8 \text{ kg/mm}^2$ (燃焼室側表面の測定値はやや低く 6.1 kg/mm^2)の最高値を示すが円周方向応力では最高値の位置は全く同一で $x=0.6$ であるが、背面の最高値は測定値の 3.7 kg/mm^2 に対し光弾性実験値および計算値は 4.3 および 5.5 kg/mm^2 とかなり高い（燃焼室側表面はほぼ一致している）。すなわち背面の円周方向応力以外は計算値は測定値と比較的よく一致していることがわかる。背面円周方向応力の相違の理由は、計算には第3.2.5図に示す近似弁形状を用いたので、燃焼室側表面と背面とは符号反対の絶対値が等しい値として算出されるのに対し、実物の背面は 20° の傾斜部および弁曲率部のように傾いていることから、その分だけ実物の応力は計算値より小さくなるものと思われる。なお弁中央部では弁蓋および曲率部の影響から燃焼室側表面と背面で応力分布が異なり、燃焼室側表面では計算値は光弾性実験値より低く、背面では高いめになる。また、背面弁蓋付近の光弾性実験値は測定値より高く、計算値に近いが、これは光弾性模型の変形のためとも考えられる。しかしこれら中央部、弁蓋部 ($x < 0.4$) の応力の値は最高値に比べて低いため、計算値の誤差は応力解析上あまり問題にならない。



第3.2.4.5図 等厚円板の光弾性実験と計算結果との半径方向応力比較（軸力の場合）



第3.2.4-4図 等厚円板の光弾性実験と計算結果の応力比較(内圧の場合)



第3.2.4-5図 標準排気弁での計算値、実物模型測定値、光弾性実験値3者の比較

2.4 熱応力の理論的解析

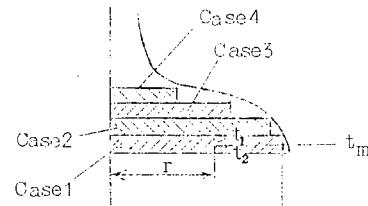
2.4.1 内部拘束による熱応力

(1) 計算方法

弁の形を平円板の積み重ねと仮定し、一つの平円板の温度分布を有する半径 r では一定とみなし、その温度 $t_m (= f(r))$ を平板の上面温度 t_1 と下面温度 t_2 との平均値とすれば、その応力は半径方向温度差によつてのみ起り、 r のみの関数として次式で示される。⁽⁷⁾

$$\sigma_r = \alpha_h E \left[\frac{1}{a^2} \int_0^a (t_m - t_0) r dr - \frac{1}{r^2} \int_0^r (t_m - t_0) r dr \right] \quad (3.2.41)$$

$$\sigma_\theta = \alpha_h E \left[\frac{1}{a^2} \int_0^a (t_m - t_0) r dr + \frac{1}{r^2} \int_0^r (t_m - t_0) r dr - (t_m - t_0) \right] \quad (3.2.42)$$



第3.2.4.6図

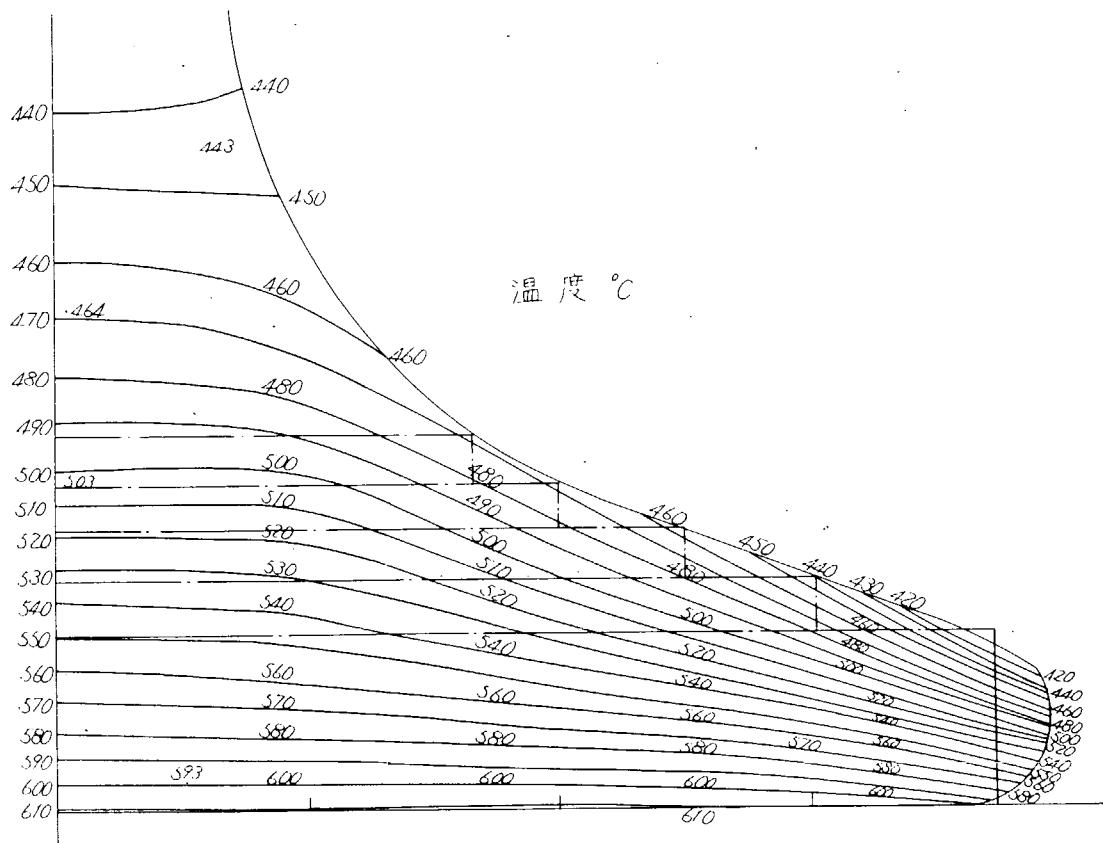
(ただし α_h : 排気弁材料の線膨脹係数 $= 1.8 \times 10^{-5} \text{ } 1/\text{ }^\circ\text{C}$
 t_0 : 大気温度 $= 20 \text{ } ^\circ\text{C}$)

この考え方をたとえば第3.2.4.6図のように発展させ、各部の応力を求め、それらを平均化することによつて近似的に r 方向での温度差によつてのみ決まる熱応力 σ_r 、 σ_θ を求めることができる。

なお計算に供した温度分布は実測温度によるものであり第3.2.4.7図に示す。

(2) 計測結果

供試排気弁にて標準温度分布（1.4.2項参照）を用いた計測結果を第3.2.4.8図および第3.2.4.9図に示す。半径方向熱応力は圧縮応力で $x = 0.2$ のところに 5.4 kg/cm^2 、円周方向熱応力は $x < 0.58$ にて圧縮応力で $x = 0.15$ にて 4.9 kg/cm^2 、 $x > 0.58$ にて引張応力で $x = 1.0$ にて 1.53 kg/cm^2 の最大応力を示す。



第3.2.4.7図 供試排気弁の標準温度分布

2.4.2 外部拘束による熱応力

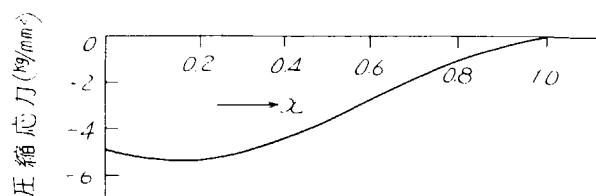
排気弁が開いているときは、弁座による拘束がないことは明らかであるから、弁閉時のみを考えてみる。しかも弁閉時においても、その期間中に弁の温度変化によつて弁の弁座との熱膨脹差が拘束されない限り、拘束による熱応力は発生しない。しかるに弁の弁閉期間中の温度変化はその燃焼室側表面のわずか数mmの深さに限られ、その温度変化も數10°C程度に過ぎないといわれている。以上のことをから弁全体として外部拘束による熱応力は発生しないと考えてよい。

2.5 総合的検討

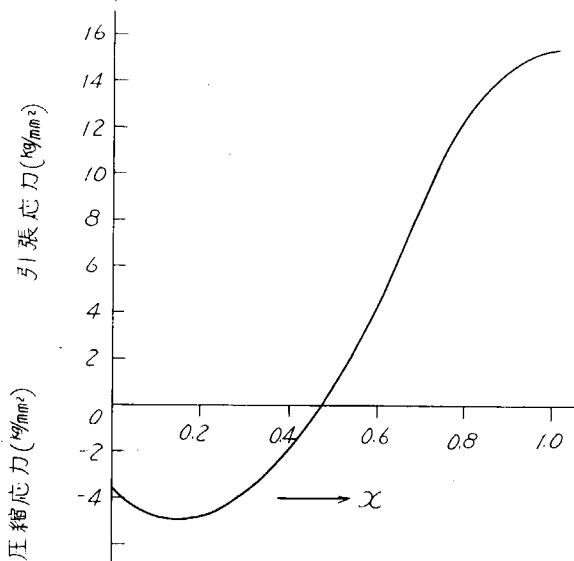
2.5.1 热および機械的応力の重畠

供試排気弁（標準形）の背面の半径方向および円周方向応力についてそれぞれ熱応力と機械的応力（計算値）とを重畠した結果を第3.2.5.0図および第3.2.5.1図に示す。同様に燃焼室側表面についての重畠結果を第3.2.5.2図および第3.2.5.3図に示す。またガス圧およびばね力がサイクルごとに変動することによる重畠応力の変動幅（機械的応力の値と全く同一）は斜線を入れて示した。

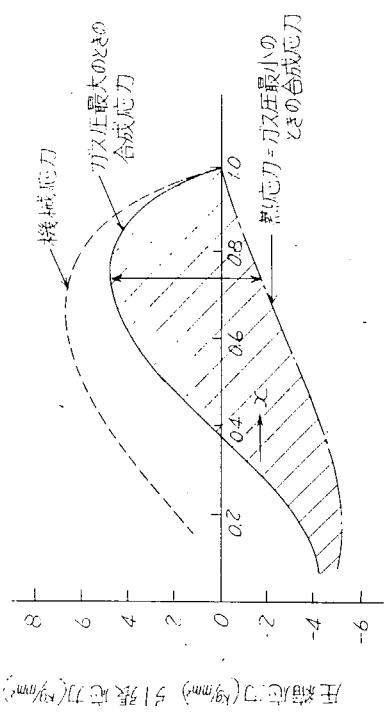
- 1) 弁背面では、半径方向応力は機械的応力と、熱応力が相殺する結果、比較的小さく、最大応力は $x = 0.75$ で 4.8 kg/mm^2 の引張応力、弁基部外径付近で 5.2 kg/mm^2 の圧縮応力（ガス圧最小のときの熱応力のみ）となるにすぎない。しかし機械的応力が主であるからサイクルごとの変動幅は引張応力最大点 $x = 0.75$ では比較的大きく 6.6 kg/mm^2 （したがつて応力サイクルは引張、圧縮交番）、圧縮応力最大点の弁基部外径付近ではほとんどない（変動幅の最大値は機械的応力の最大値 6.8 kg/mm^2 と等しい）。また円周方向応力は熱応力が引張の $x > 0.46$ にて機械的応力と重合するが、熱応力がきわめて大きいためサイクルごとの変動幅は比較的小さく最大でも 5.5 kg/mm^2 であり、最大引張応力は $x = 0.9$ にて 17.8 kg/mm^2 に達する（その点での応力変動幅は小さく 3.3 kg/mm^2 ）。なお弁基部付近の圧縮応力は平均応力、振幅とも小さい。
- 2) 弁燃焼室側表面では、半径方向応力は両応力が圧縮応力で重合するため大きく、最大応力は $x = 0.53$ にて 9.7 kg/mm^2 の圧縮応力となるうえ、サイクルごとの変動幅も 6.4 kg/mm^2 で比較的大きい。また円周方向応力は背面の場合と同様、熱応力が主となるが、機械的応力が圧縮であるため、その最大は弁外周部 ($x = 1$) にて 15.3 kg/mm^2 の引張応力（ガス圧最小のときの熱応力のみ）、 $x = 0.3$ のところで逆に 7.2 kg/mm^2 の圧縮応力となり、サイクルごとの応力変動幅はそれぞれ 2 kg/mm^2 や 3.5 kg/mm^2 程度で比較的小さい。
- 3) したがつて弁背面では、弁基部外周付近での円周方向引張応力および $x = 0.75$ 付近での半径方向引張応力が、また弁燃焼室側表面では、 $x = 0.53$ での半径方向圧縮応力および弁基部外周での円周方向引張応力が主として注目される。
- 4) そして半径方向応力は弁温度変動周期すなわち機関発停を周期とする低周波数の熱応力は小さく、機関1回転1サ



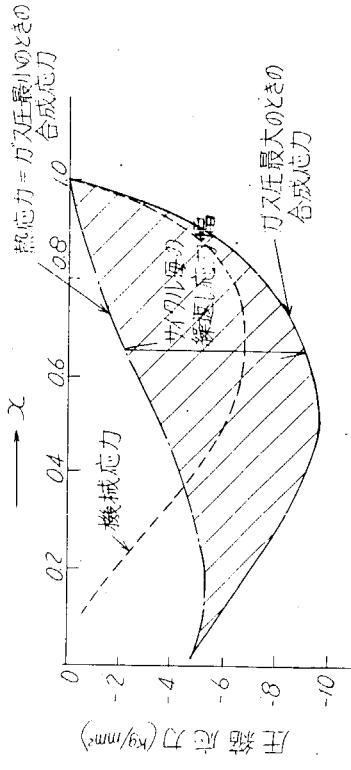
第3.2.4.8図 半径方向熱応力



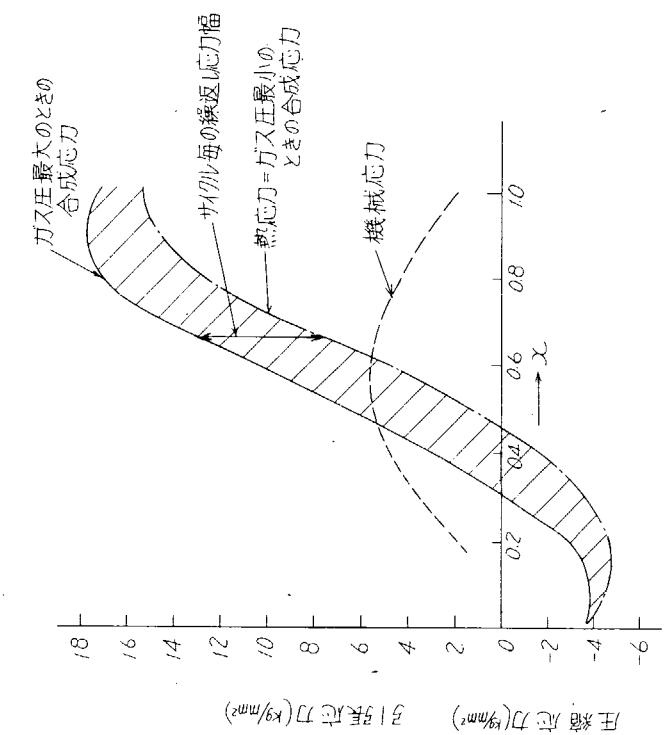
第3.2.4.9図 円周方向熱応力



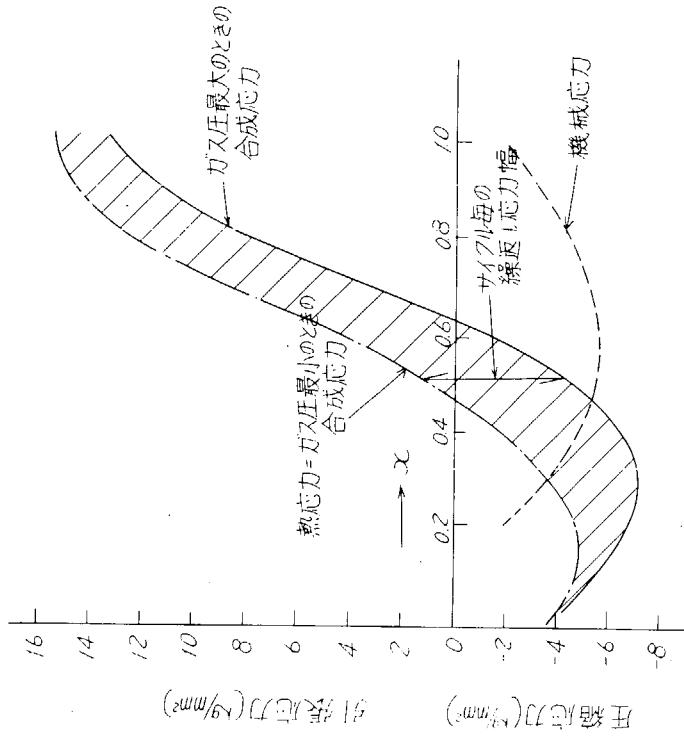
第3.2.5-0図 弁背面側半径方向合成応力



第3.2.5-2図 弁燃焼室側半径方向合成応力



第3.2.5-1図 弁背面側円周方向合成応力

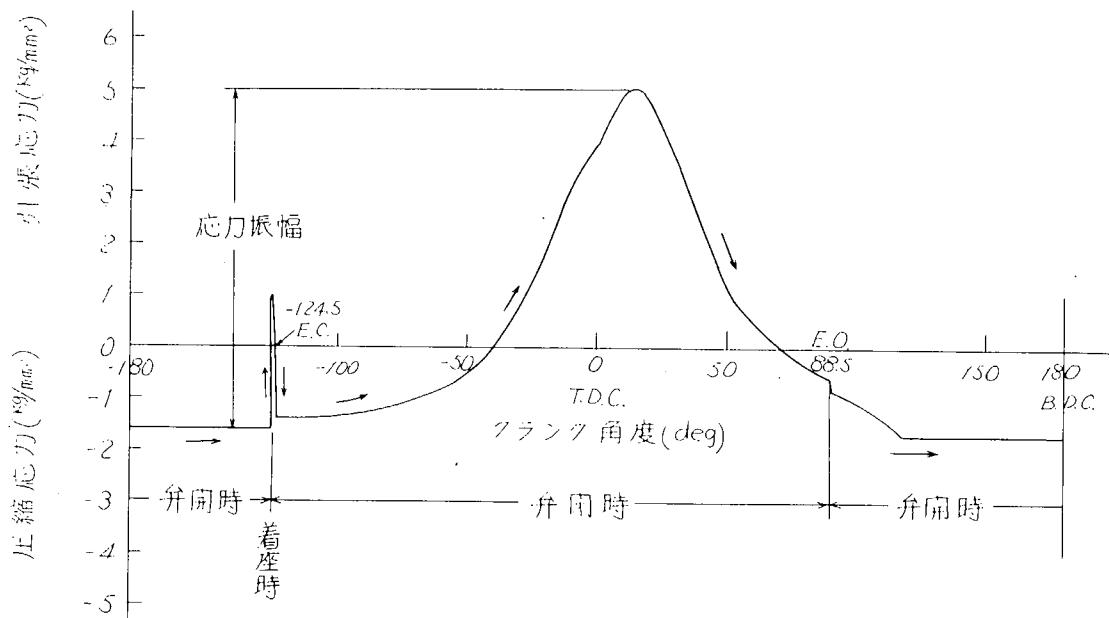


第3.2.5-3図 弁燃焼室側円周方向合成応力

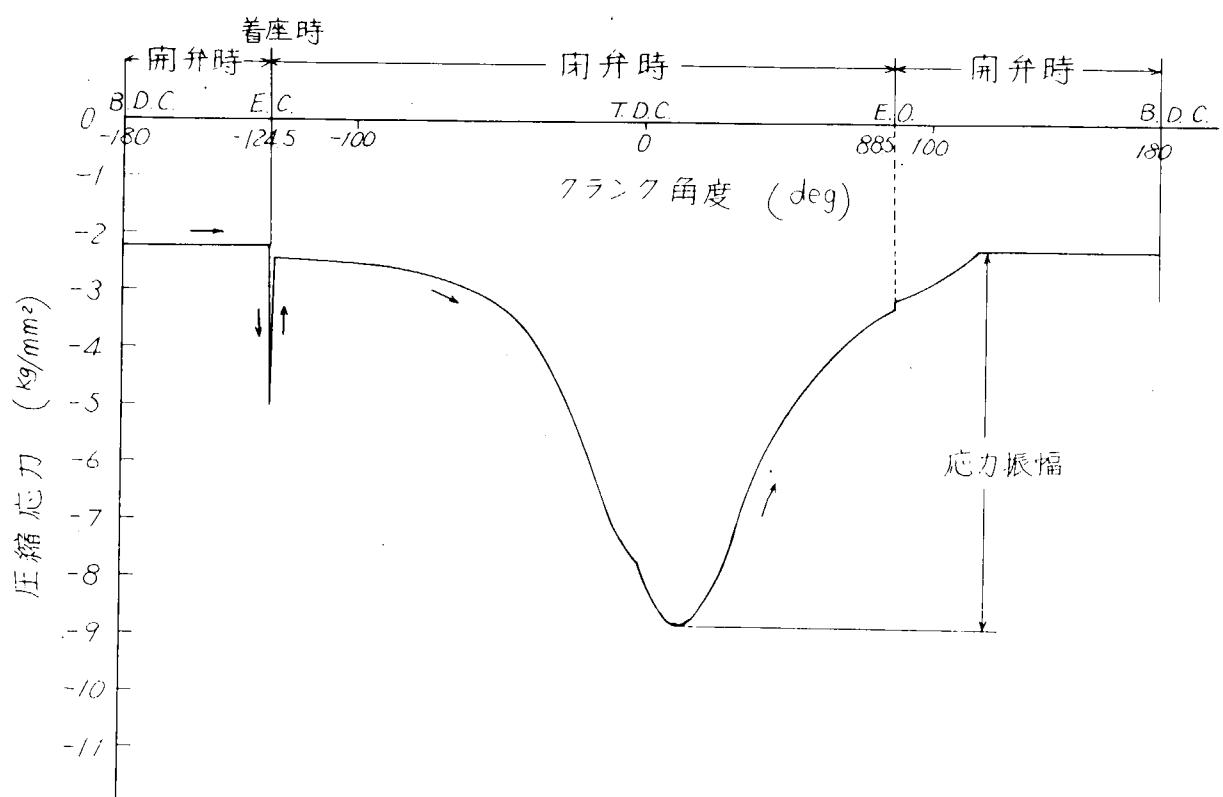
イクルの高周波数の機械的応力が大きい。一方円周方向応力は反対に低周波数の熱応力が主であり、かつその熱応力がかなり大きい。したがつて弁応力の軽減には熱負荷の低減が有効である。

2.5.2 代表点の応力サイクル

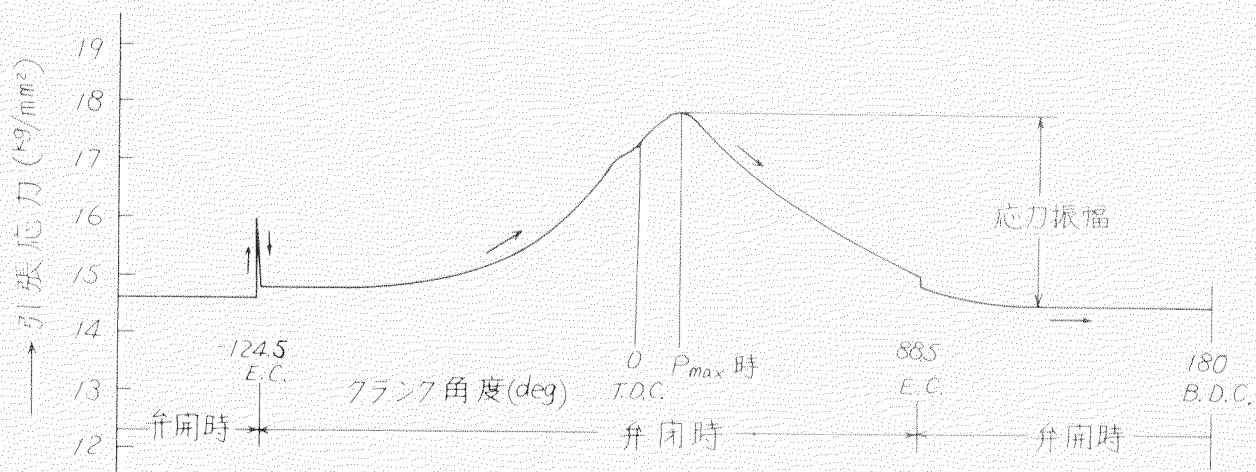
前項で述べた考察から代表点として、弁背面側 $x = 0.75$ での半径方向応力、弁燃焼室側 $x = 0.64$ での半径方向応力そして弁背面側 $x = 0.9$ での円周方向応力の 3 点を選び、それらの応力サイクルをそれぞれ第 3.2.5.4 図、第 3.2.5.5 図および第 3.2.5.6 図に示す。



第 3.2.5.4 図 弁背面側 $x = 0.75$ 付近における半径方向の応力サイクル



第 3.2.5.5 図 弁燃焼室側 $x = 0.64$ 付近の半径方向の応力サイクル



第3.2.5.6図 弁背面側 $x = 0.9$ 付近円周方向の応力サイクル

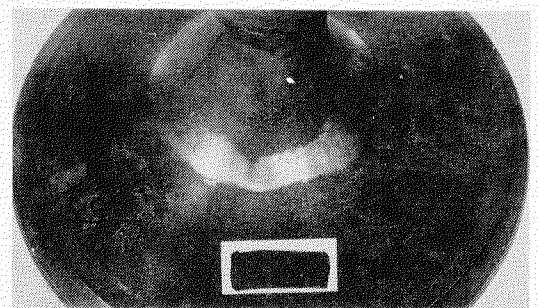
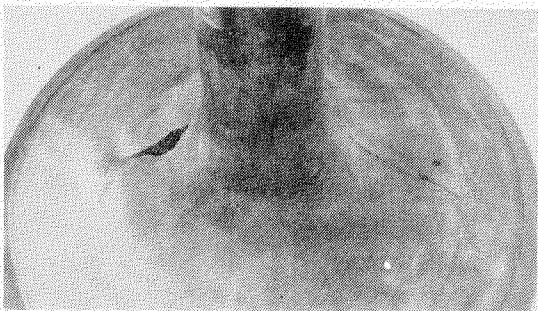
2.5.3 破損実例に対する応力から見た検討

中央厚内部内部の鍛造時欠陥により内部を起点とした割れが進行し破損したきわめてまれな実例を第3.2.5.7図にまた燃焼室側表面が腐食され肉厚の減少をきたし破損した実例を第3.2.5.8図および第3.2.5.9図に示す。これらの破損実例を前項での検討結果からみると応力挙動上次のような点が考察される。まず第3.2.5.7図では弁莖付近の半径方向内部欠陥によつて放射方向に発生した割れが $x = 0.5 \sim 0.7$ のところで円周方向に方向を変え、さらに弁莖部外形近くでまた放射方向に向きを変えている。また第3.2.5.8図、第3.2.5.9図でも $x = 0.6 \sim 0.7$ のところで円周方向にそして外周で放射方向に割れが進行している。この割れの進行方向の挙動は前項での考察した結果からよく説明できる。

2.5.4 弁最適形状の検討

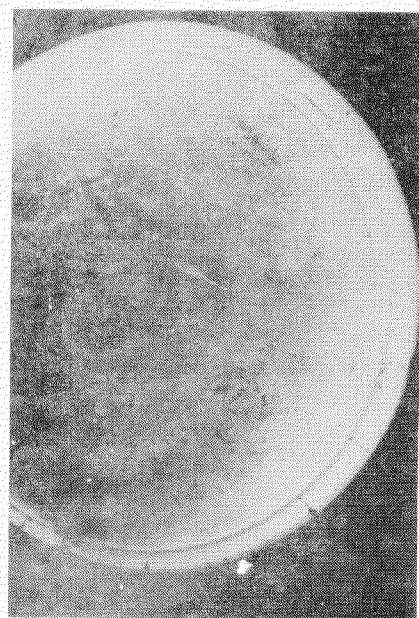
弁背面側曲率部の曲率半径のみを変え内圧を負荷した3種の光弾性実験第3.2.6.0図、第3.2.6.1図および第3.2.6.2図より次のように考察される。

- 1) 曲率半径 R を小さくすると半径方向応力の最大値の現われる位置が弁莖部の外周方向へ移動する傾向があるが（第3.2.3.8図参照）、円周方向応力は応力の値が幾分上昇するだけであまり影響しない。
- 2) 次に応力の最大値は半径方向応力、円周方向応力とも第3.2.3.6図および第3.2.3.7図にてわかるように曲率半径を $R = 30$ より大きくしてもほとんど減少していない。

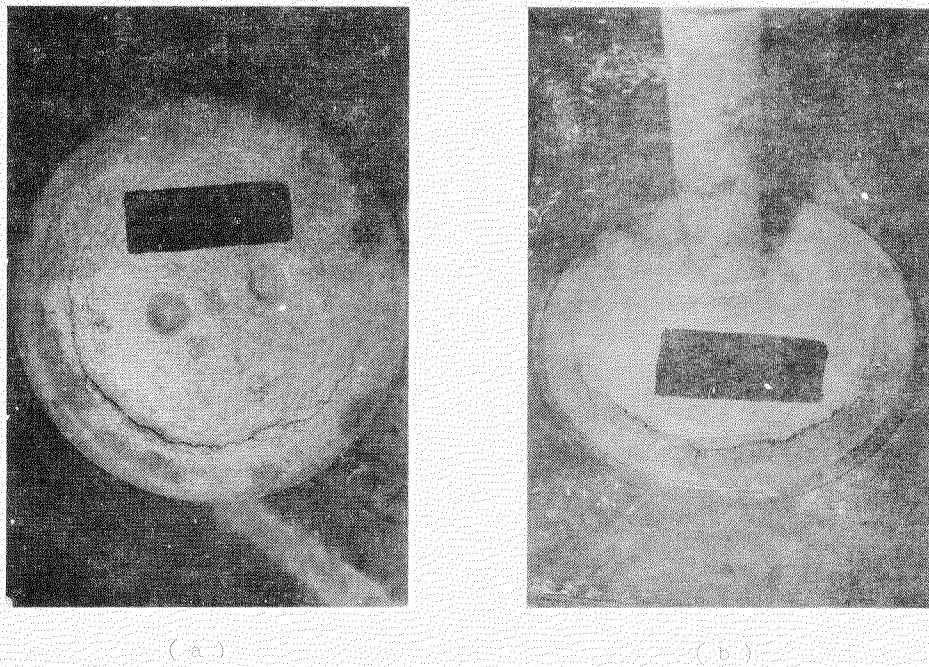


第3.2.5.7図 破損の進行状況を示す実例

- 3) できるだけ応力集中をさけ、応力を弁収部各位置に平均化さずためには第3.2.6.3図に示すように $\sigma_{r\max} - \sigma_{r\text{middle}}$ が最小となる $R = 2.5 \sim 3.0 \text{ mm}$ (実物では $5.0 \sim 6.0 \text{ mm}$) が標準弁の $x = 5.75$ (実物では 11.5 mm) よりむしろ望ましい。
- 4) しかもこのことはいく分の重量軽減と弁の内厚減少に伴う温度差の減少すなわち熱応力の減少につながると考えられる。
- 5) しかし内厚減少による温度分布がどのようになるかは正確に推定することは難かしく、したがつて熱応力の正確な予想も困難であり、さらに其を減少させることによる弁加工上の初期欠陥発生の可能性の増減などを検討する必要がある。
- 6) 第3.2.6.4図の応力分布が示すように弁中心部工作用ネジ穴およびその周辺の二つの要具用穴は弁全



第3.2.5.8図 弁外周部での放射方向割れの実例



第3.2.5.9図 $x = 0.5 \sim 0.7$ 付近の周方向への割れの実例

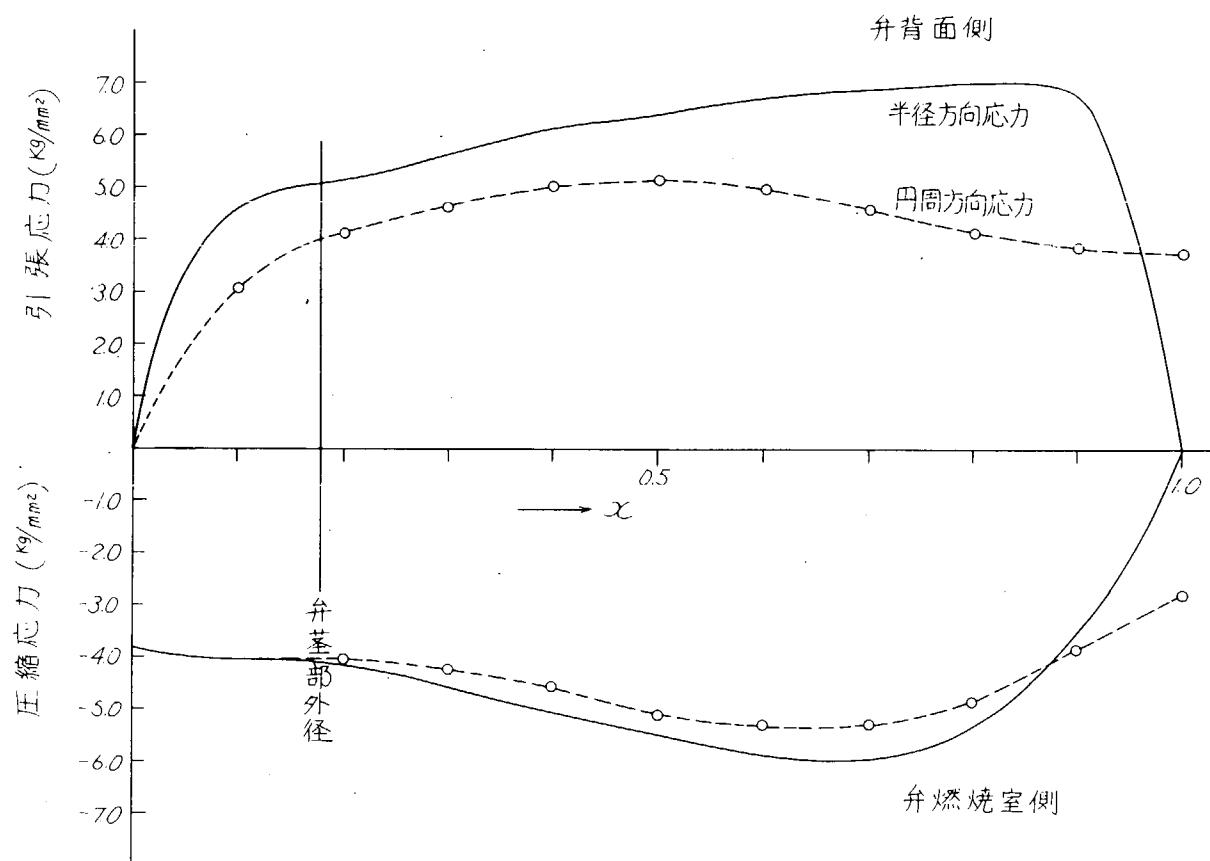
体の応力分布にはあまり影響しないようである。

2.6 結 言

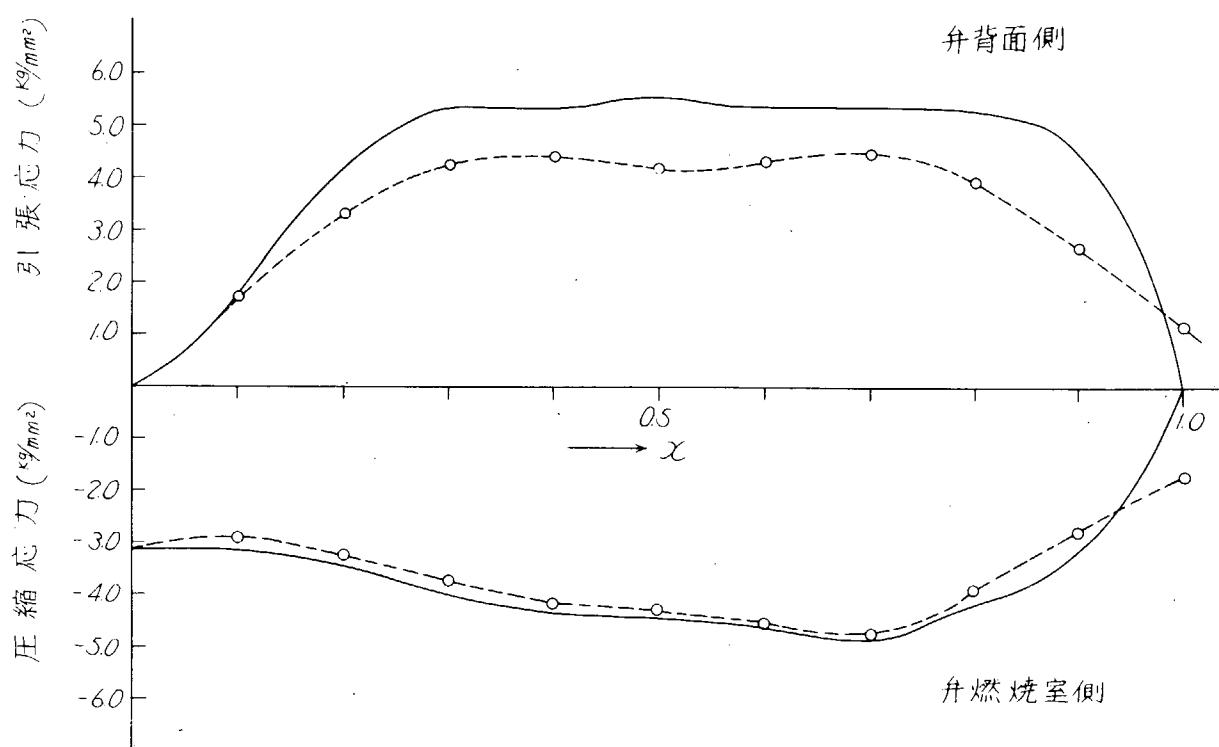
以上各項で述べた検討結果から本研究で得た結論を列記すると、

(1) 機械的応力

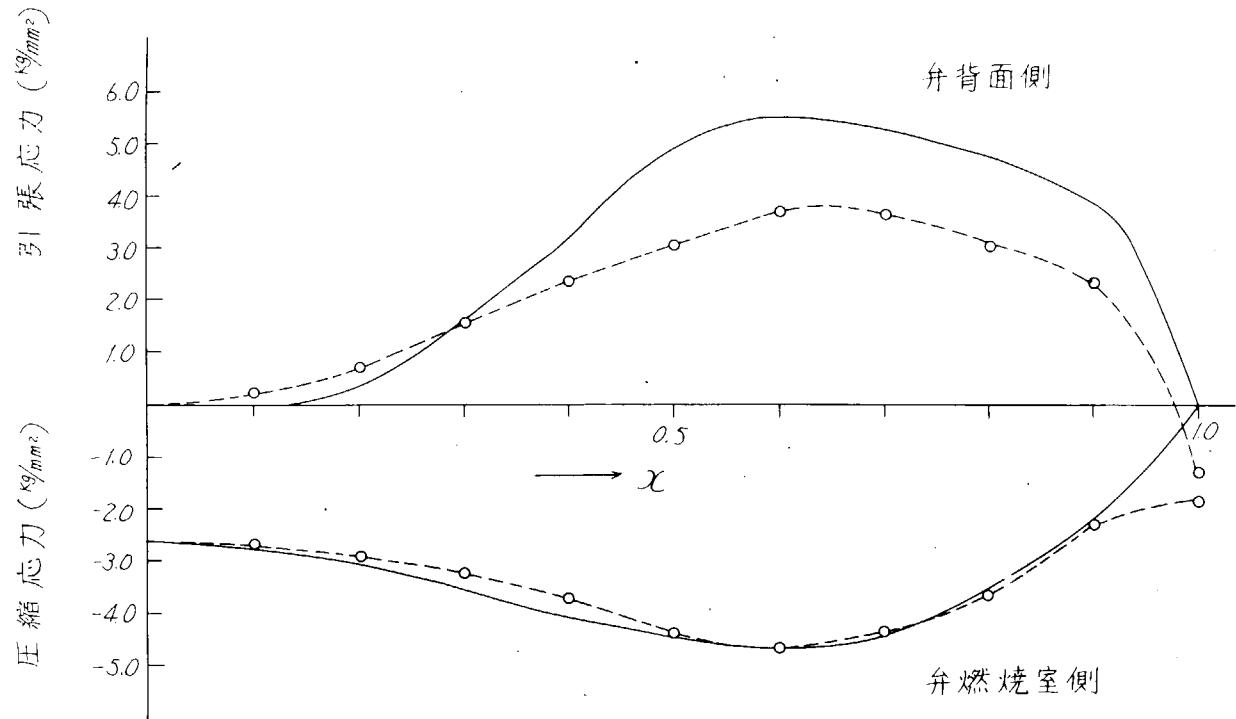
- i) 排気弁応力を分析すると機械的応力としてはシリンダ内ガス圧による正圧が主因子であり、それに比しつぶれによる応力はほとんど無視できるほど小さい。また着座時の衝撃による応力は弁中央部でも約 4.49 N/mm^2 あり比較的小さい。これは着座時にはカム形状が緩衝域に入り速度、加速度が小さいからである。
- ii) 最高ガス圧力時における供試弁の機械的応力の最大は、半径方向応力では $x = 0.64$ (光弾性実験値、実測値のピークの x はやや小) のところで 6.8 kg/mm^2 (燃焼室側の実験値はやや小)、円周方向応力では $x = 0.6$ のところで



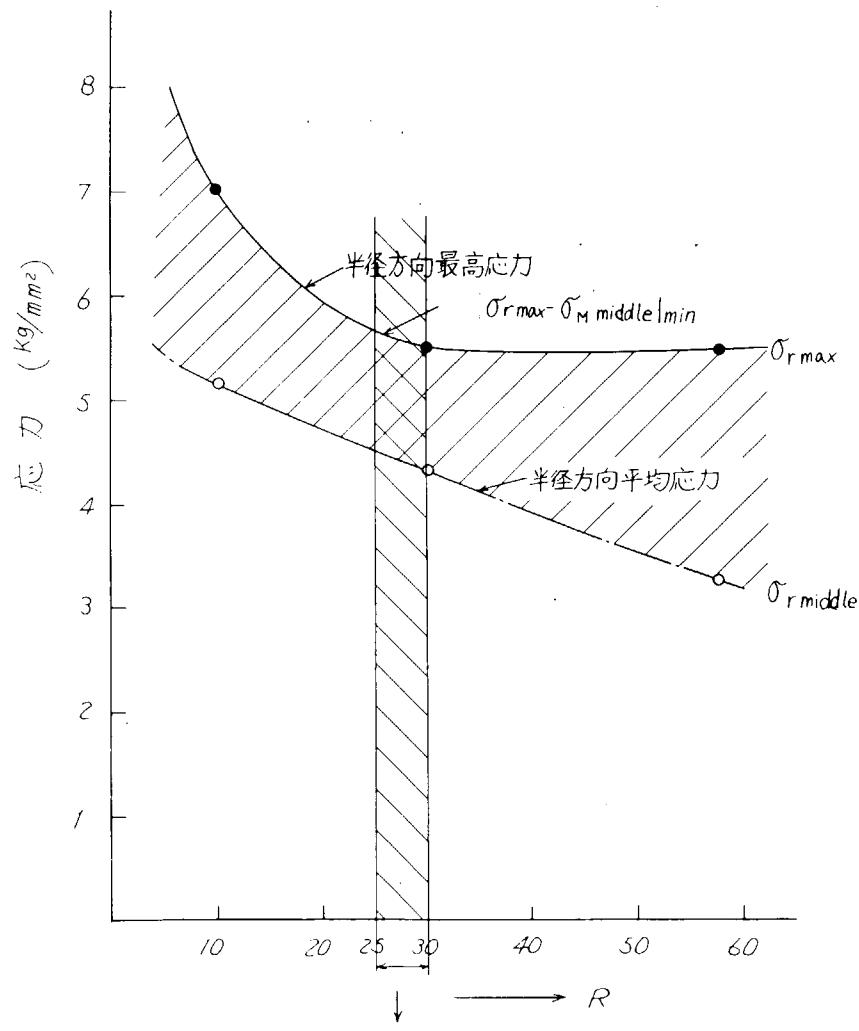
第3.2.6.0図 $R = 10$ の場合の応力分布



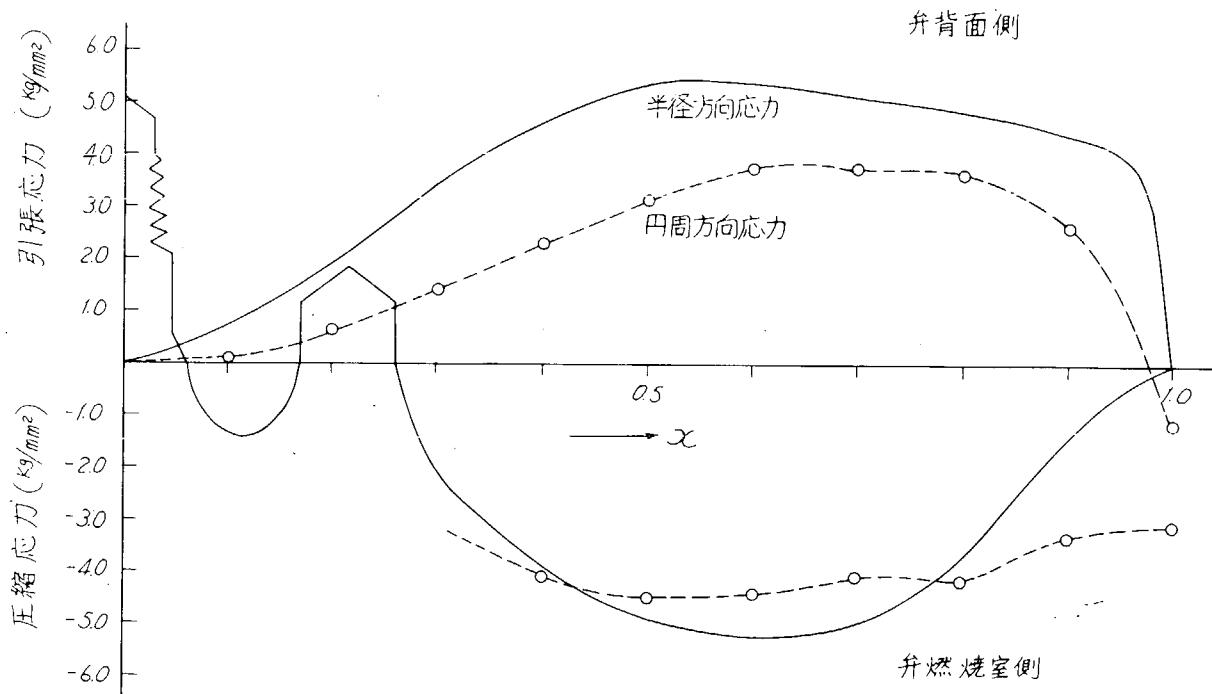
第3.2.6.1図 $R = 30$ の場合の応力分布



第3.2.6-2図 $R=57.5$ の場合の応力分布



第3.2.6-3図 弁裏面部 R と応力との関係



第3.2.6.4図 中央にネジ穴のある場合の応力分布

5.5 kg/mm^2 (背面側の実験、実測値は小さく 4.3 、 3.7 kg/mm^2 である) である。

iii) 機械的応力に関する理論計算結果と光弾性実験および実物測定結果とは、計算のための弁形状近似および光弾性模型の変形のため、中央部の両方向応力、背面周方向応力にいくらかの誤差があるが、ほかはよく一致している。

(2) 热応力

- i) 热応力としては弁座との拘束による热応力ではなく、したがつて弁内部温度の相違に基づく内部拘束による热応力をみを考えればよい。
- ii) 近似理論計算による热応力の最大は、半径方向応力としては $x = 0.2$ のところで 5.4 kg/mm^2 、円周方向では弁傘部外周に 15.3 kg/mm^2 の引張応力を生じ、後者は機械的応力に比べてかなり大きい。
- iii) 弁燃焼室側表面の热衝撃については本研究では特にふれなかつたが、表面温度のサイクル中の変動がどの程度か正確には握してのち、さらに検討すべき問題と思う。

(3) 機械的応力と热応力の重畠と応力サイクル

機械的応力と热応力との重畠結果から供試排気弁の半径方向応力は背面では $x = 0.75$ (弁中心 $x = 0$ 、外周 $x = 1$) にて、サイクル中の応力振幅 6.6 kg/mm^2 (両振幅) を伴なう 4.8 kg/mm^2 の最大引張応力を示し (したがつて応力サイクルは引張圧縮交番)、また燃焼室側表面では $x = 0.53$ にて応力振幅 6.4 kg/mm^2 を伴なう 9.7 kg/mm^2 の最大圧縮応力を示す (したがつて応力サイクルは圧縮のみ) が、両者とも機械的応力が主であり、機関 1 回転 1 サイクルの応力振幅が大きく、平均応力は小さい。一方周方向応力は背面では $x = 0.9$ にて 17.8 kg/mm^2 、燃焼室側表面では $x = 1$ (外周) にて 15.3 kg/mm^2 の最大引張応力を示すが、その応力振幅は比較的小さくおのの 3.3 kg/mm^2 および 2 kg/mm^2 であり、機関発停を周期とする低周波数の热応力が主である。そしてこの結果は破損実例での割れの進行方向をよく説明している。

(4) 弁形状の検討

弁背面曲率部の曲率半径を大小 3 種類に変えて行なつた光弾性実験の結果から、曲率半径を小さくすると最大機械的

応力の生じる位置は弁傘部外周に移動するが、応力の値はそのわりに大きくならない。したがつて最大応力と平均応力の差を最も小さくして応力分布における応力集中をさける観点からは曲率半径は供試排気弁のそれの $\frac{1}{2}$ すなわち $50\sim60\text{mm}$ 程度のほうがよい。ただし熱応力との関係、工作上の問題についてはさらに検討をする。

以上のように、排気弁の応力挙動を総合的には握することができたが、供試弁は全体的にみてほぼ妥当な設計がなされている。なお高出力機関用排気弁の応力軽減には熱負荷の低減が大きな効果を有する。また種々の報告に見られるように、排気弁には鍛造時に発生する材料の初期欠陥、熱処理の不備、長時間使用による弁燃焼室側表面の腐食（いわゆるバナジウムアタツク）などの問題があり、製作時や燃料油の組成には注意を要する。

参 考 文 献

- (1) 内海八郎他 : 高速内燃機関用排気弁の作動温度、新三菱重工技報 Vol. 2 No. 1
- (2) 永井 将、浅田忠敬、鈴木 晓他 : 凹サイクルディーゼル機関における過給機の汚れと燃焼室壁温 船用機関学会 昭和42年春季講演会 前刷
- (3) S.Timoshenko : Theory of Plates and Shalls (1940)
- (4) R.Gran Olsson : Biegung kreisformiger Platten von radial veränderlicher Dicke, INGENIEUR-ARCHIV, VIII Band (1937)
- (5) S.Timoshenko(北島頸正、片山健次郎共訳) : 材料力学(下巻)
- (6) 辻 二郎、河田幸三 : 光弾性実験法
- (7) D.Titz george and Pope : An Investigation of the Factors contributing to the Failure of Diesel Engine Piston and Cylinder Cover , SHIPBUILDING & SHIPPING RECORD, Feb. 1955

第4章 クランク軸の強度に関する研究

第1節 機関台板の曲げ剛性を考慮したクランク軸の強度算定法

1.1 まえがき

電子計算機を用いたクランク軸応力の理論計算法はすでに確立されており、数多くの実例計算を実施してきた。しかし近年高過給高出力の機関が現われるにつれて、クランク軸の曲げ剛性に比して台板の曲げ剛性が小さく、クランク軸の曲げ応力が著しく大きくなるものが生じた。従来の理論計算においてはジャーナル軸受を支持する構造部の剛さは考慮されていたが、機関全体と船体の二重底を含めた場合の曲げ変形も超大形ディーゼル機関のようにクランク軸が著しく太くなつた場合には、クランク軸の曲げ応力を増加させる原因になるものと考えられる。

それゆえ、新たに超大形ディーゼル機関のクランク軸に生じる曲げ応力をより精密に推定しうるような理論計算式を誘導し、2基の大形機関について実例計算を行なつた。今回の計算式においては、機関全体と船底とを含めた曲げ剛性も考慮されているとともに、船体がたわんだ場合のクランク軸に対する影響も演算することができる。また一方、クランク軸の曲げ応力のみでなく、超大形ディーゼルを設計する場合の問題点の一つである軸受についても、ジャーナル軸受の荷重の大きさと方向とを算出することができる。

1.2 計算式の誘導

計算に当つて次の仮定を置いた。

- i) クランク軸を理想的なはりと見なす。
 - ii) 外力および支点反力などはすべて集中力として作用する。
 - iii) 材質は均一、すなわち弾性係数はすべて一定とする。

このような仮定を設けるとクランク軸は第4.1.1.図に示すような連續はりとして扱うことができる。

多支点で支えられるクランク軸の曲げモーメントを求めるため、いわゆる連続はり方程式(4.1.1)式を用いる。

$$\begin{aligned} & \frac{l_m}{l_m} \cdot M_{m-1} + 2 \left(\frac{l_m}{l_m} + \frac{l_{m+1}}{l_{m+1}} \right) M_m + \frac{l_{m+1}}{l_{m+1}} \cdot M_{m+1} \\ & + 6E \left(\frac{\delta_{m-1} - \delta_m}{l_m} + \frac{\delta_{m+1} - \delta_m}{l_{m+1}} \right) + \frac{1}{l_m l_m} \sum_{r=1}^k w_{mr} a_{mr} (l_m^2 - a_{mr}^2) \\ & + \frac{1}{l_{m+1} l_{m+1}} \sum_{r=1}^k w_{m+1,r} a_{m+1,r} (l_{m+1} - a_{m+1,r}) = 0 \quad \dots (4.1.1) \end{aligned}$$

このときの支点反力 R_m は、(4.1.2)式で示される。

$$R_m = -\frac{M_m - M_{m-1}}{l_m} - \frac{M_m - M_{m+1}}{l_{m+1}} + \frac{1}{l_m} \sum_{r=1}^k w_{m+r} a_{m+r} + \frac{1}{l_{m+1}} \sum_{r=1}^k w_{m+1+r} (l_{m+1} - a_{m+1+r}) \dots \dots \dots (4.1.2)$$

ここに、 k は1スパン内の荷重の数

(4.1.1)、(4.1.2)式を利用して支点が支点反力によつてたわむ影響および台板が支点反力によつてたわむ影響を検討した。

すなわち、支点の支点反力によるたわみは支点のばね定数が判れば、これを(4.1.2)式に乘じて求めることができる。また、支点反力による台板(船体二重底を含めた)のたわみは、他の支点の支点反力の影響をも受けるが、いまこの影響係数の形がわかればこれらのたわみを(4.1.1)式の δ の項に代入して解くことができる。

いま(4.1.1)式および(4.1.2)式をマトリックスで書けば、

$$|R| = [D] |M| + [E] |F'_{(w)}| \quad \dots \quad (4.1.2')$$

と略記することができる。なおここで $[]$ は正方マトリックス、 $| |$ は列マトリックスをそれぞれ表わすものとする。

一方、支点反力による台板のたわみ δ_w は、前述の影響係数を $[F]$ で表わせば、

$$|\delta_w| = [F] |R| \quad \dots \quad (4.1.3)$$

また、支点におけるたわみ δ は、初期たわみ量を δ_0 とすれば

$$|\delta| = |\delta_0| + [1/k] |R| + |\delta_w| \quad \dots \quad (4.1.4)$$

したがつて(4.1.1)、(4.1.2)、(4.1.3)および(4.1.4)式から(4.1.5)式を得ることができる。

$$\begin{aligned} & \{[A] + [B][1/k][D] + [B][F][D]\} |M| + [B] |\delta_0| \\ & + \{[B][1/k][E] + [B][F][E]\} |F'_{(w)}| + [C] |F'_{(w)}| = 0 \end{aligned} \quad \dots \quad (4.1.5)$$

(4.1.5)式の $|M|$ および $|F'_{(w)}|$ の係数を $[P]$ 、 $[Q]$ とおけば、

$$[P] = [A] + [B][1/k][D] + [B][F][D]$$

$$[Q] = [B][1/k][E] + [B][F][E]$$

したがつて、(4.1.5)式は(4.1.6)式に書き換えられる。

$$[P] |M| + [B] |\delta_0| + [Q] |F'_{(w)}| + [C] |F'_{(w)}| = 0 \quad \dots \quad (4.1.6)$$

求める支点モーメント M は、(4.1.7)式で与えられる。

$$|M| = -[P]^{-1} \{ [B] |\delta_0| + [Q] |F'_{(w)}| + [C] |F'_{(w)}| \} \quad \dots \quad (4.1.7)$$

任意の点(U)における曲げモーメント M_u は、(4.1.8)式で示される。

$$\begin{aligned} M_u &= \frac{\sum_{i=1}^n l_i - u}{l_n} \cdot M_{n-1} + \frac{u - \sum_{i=1}^{n-1} l_i}{l_n} \cdot M_n \\ &+ (\sum_{i=1}^n l_i - u) \sum_{j=1}^k \frac{a_{nj}}{l_n} \cdot w_{nj} \\ &+ (u - \sum_{i=1}^{n-1} l_i) \sum_{j=k+1}^m \frac{l_n - a_{nj}}{l_n} \cdot w_{nj} \end{aligned} \quad \dots \quad (4.1.8)$$

ここに、 m : 1スロード当りの荷重の数

ただし、点 u は荷重 w_{n-k} と w_{n-k+1} の間にあるものとする。

さらに、(4.1.8)式をマトリックス表示し(4.1.7)式を代入すれば(4.1.9)式を得ることができ、これによりモーメント M_u を求める。

$$\begin{aligned} |M_u| &= [G] |M| + [H] |w| \\ &= -[G][P]^{-1} \{ [B] |\delta_0| + [Q] |F'_{(w)}| + [C] |F'_{(w)}| \} + [H] |w| \end{aligned} \quad \dots \quad (4.1.9)$$

実例計算においては1スパンのはりを両端で固定した場合のばね定数と支点のばね定数の比を A と置き、また支点反力の台板に対する影響係数は第4.1.1図のよう両端で単純支持されているものとして求めた。すなわち、

$$\begin{aligned} \delta_{wk} &= \sum_{i=k+1}^n \frac{R_i L_i (L - L_i)^2}{6 E I H L} \left\{ 2 \frac{L_k}{L_i} + \frac{L_k}{L - L_i} - \frac{L_k^3}{L_i^2 (L - L_i)} \right\} \\ &+ \sum_{i=0}^k \frac{R_i L_i^2 (L - L_i)^2}{6 E I H L} \left\{ 2 \frac{L_i - L_k}{L - L_i} + \frac{L_i - L_k}{L_i} - \frac{(L - L_k)^3}{(L - L_i)^2 L_i} \right\} \end{aligned} \quad \dots \quad (4.1.10)$$

ここに

$$L_i = \sum_{j=0}^i 1 \quad L = \sum_{j=0}^{n+1} 1_j$$

次にクランク軸すみ内部の曲げ応力は、支点のばね定数および台板の曲げ剛さが垂直方向と水平方向とで異なるものと

して、両方向の成分について別個に計算を行ない、最後にクランク平面内の曲げモーメントを求め、これをクランクピンの断面係数で割り、さらに曲げ形状係数を乗じて算出した。

すなわち、 i スローの u 点における曲げモーメントを M_{ux} , M_{uy} とするとき、この点のクランク平面内およびこれに直角な面内の曲げモーメント、 M_{\parallel} , M_{\perp} (第4.1.2図参照)は

$$\begin{vmatrix} M_{\parallel} \\ M_{\perp} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos(\theta + \delta_i) & -\sin(\theta + \delta_i) \\ \sin(\theta + \delta_i) & \cos(\theta + \delta_i) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} M_{ux} \\ M_{uy} \end{vmatrix} \quad \dots \quad (4.1.11)$$

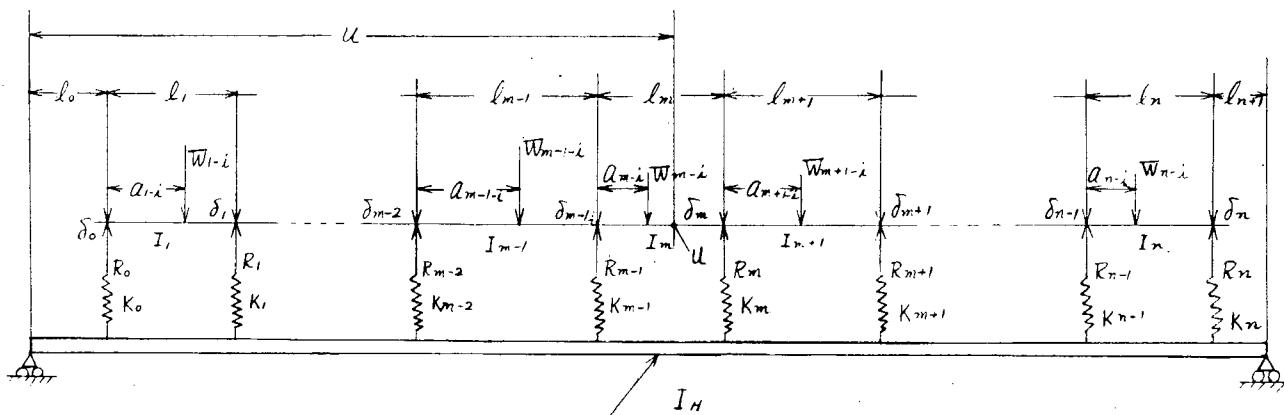
すみ内部の曲げ応力 σ_f は、

$$\sigma_f = \alpha_k \cdot M_{\parallel} \quad \dots \quad (4.1.12)$$

コンピュータ演算のフローチャートの概要を第4.1.3図に示した。

実例計算を行なつた機関の主要目を第4.1.1表に示す。

実例計算に当つては支点のたわみ係数 A はいずれも 0 とし、台板の曲げ剛さは、第4.1.1図の I_H とクランクピンの断面2次モーメント I_c との比 $B = I_c/I_H$ をとり、0, 3, 5についてそれぞれ計算を行なつた。



ℓ : 支点間距離

K : 支点のばね定数

w : 外力

R : 支点反力

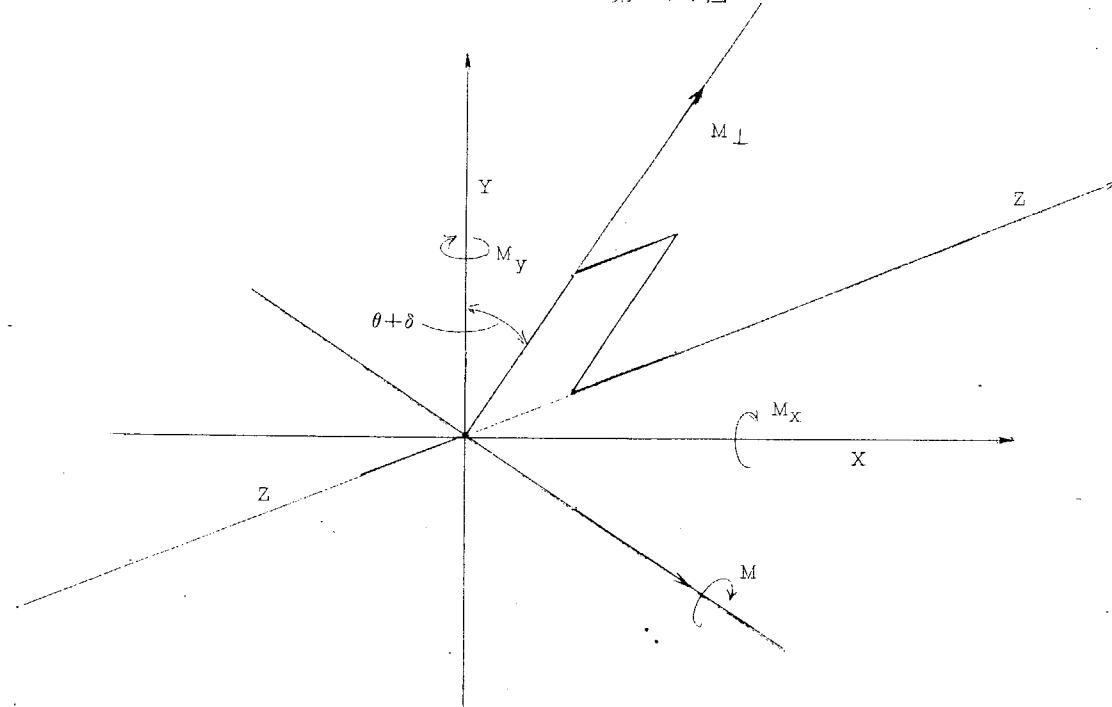
a : 支点から外力の作用点までの距離

I : はりの断面2次モーメント

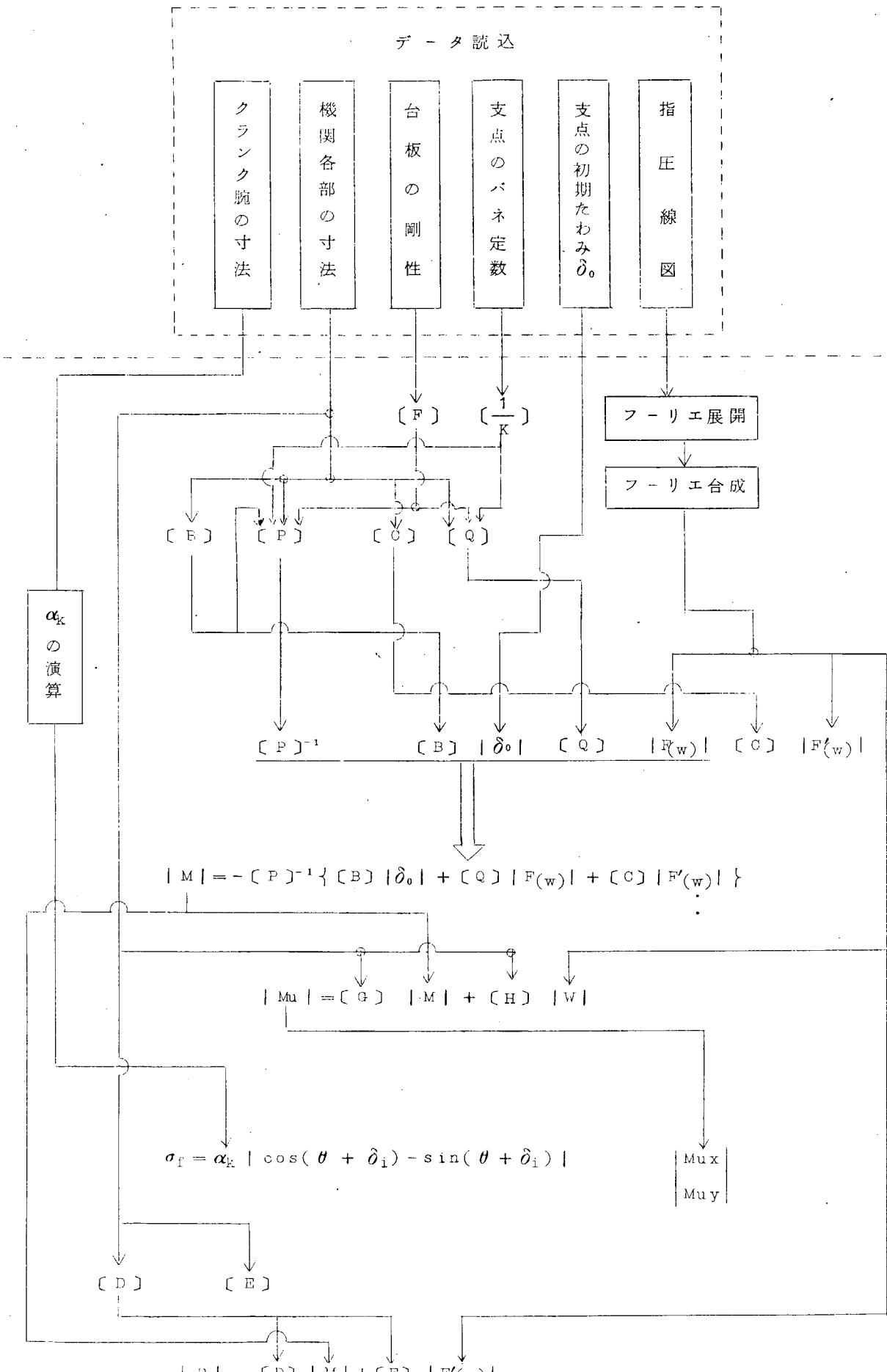
δ : 支点におけるたわみ

I_H : 台板の断面2次モーメント

第4.1.1図



第4.1.2図



第4.1.3図

第4.1.1表 クランク軸すみ肉部応力計算資料

機関名	三菱 9UEC105/200	川崎 M A N K 9 Z 93/170 E 単動2サイクルクロスヘッド型過給機関
シリンダ数	9	9
シリンダ径	1,050 mm	930 mm
行程	2,000 mm	1,700 mm
回転数	100 rpm	115 rpm
最大爆発圧力	9.5 kg/cm ²	7.2 kg/cm ²
図示平均圧力	13.56 kg/cm ²	10.48 kg/cm ²
出力	42300 PS	24750 PS
クランクピン外(内)径	900 (-) mm	700 (230) mm
ジャーナル外(内)径	900 (-) mm	700 (72) mm
すみ肉半径(えぐり込み深さ)	50 (50) mm	40 (32) mm
腕厚	520 mm	390 mm
腕幅	1,520 mm	
コンロッド長さ (L)	3,700 mm	3,400 mm
回転部重量(クランクピン中心換算)	(1筒当たり) 11,500 kg	(1筒当たり) 6,872 kg
往復動部重量(クロスヘッド又はピストンピン部換算)	(1スロー当り) 16,200 kg	(1スロー当り) 11,255 kg
着火順序	1-6-7-2-5-8-3-4-9	1-9-4-2-8-5-3-7-6
連桿比	1:3.7	1:4

第2節 軸系縦振動防止装置の研究

2.1 緒言

最近、経済性の面より船舶は大型化される傾向にありそれに伴つて船用ディーゼル主機は、35,000～40,000馬力の超大型機関の開発にみられるように、出力の増大、過給度の増加の一途をたどつてゐる。その一方、メインテナシスの関係で、機関全長の短縮や軽量化がはかられそのため、クランク腕の厚み巾比、すみ肉形状等がきりつめられたり、強度の高い材料を使用して寸法の縮小がはかられたりされてきている。それらに関連して、ここ数年クランク軸の縦振動の発生が目立ち、各方面でその調査と解析の努力がつみかさねられている。そして、縦振動に関する数多くの論文が発表されており、固有振動数は比較的に推定でき、振巾の推定もある程度可能となつてきている。

一般に、縦振動においては、あらかじめ計算により危険な振動が機関の常用回転範囲内に発生することが予想されても、ねじり振動における場合のように、任意に固有振動数を変更して危険な振動を常用回転範囲外に移動させることは困難である。したがつてこのような場合には、なんらかの方法で、その縦振動を機関の使用に十分差支えない程度にまで抑制する必要がある。

縦振動の起振エネルギーとしてはプロペラの推力変動、主機関の爆発力によるクランク軸の軸方向変形による軸力、変動およびねじり振動の三つがあることはよく知られている。これらの起振エネルギーによつてひきおこされる縦振動を抑制する方法としては、プロペラの取付角を適当に選ぶことにより、上記の機関側起振エネルギーとプロペラ側起振エネルギーを相殺させようという方法、あるいは縦振動防止用ダンパを設ける方法などがある。前者は特別の装置を必要とせずきわめて便利な方法であるが、機関側起振エネルギーとプロペラ側起振エネルギーがほぼ同程度でなければあまり有効な方法とはいえない。後者については、海外において、ダンパを設けることにより好結果を得たという報告が二、三なされ

ている。

縦振動はクランクの安全性よりみて重要なだけでなく、たとえば AFT SHIPにおいてプリツジ近辺の構造物の固有振動数が縦振動の固有振動数と一致した場合に、縦振動によりプリツジに大きな振動が生ずるなど、船体振動との関連においても重要な課題である。したがつて、今後船用ディーゼル機関がさらに大型化、多シリンダ化されるにともない、これら縦振動の問題は一層重要になるものと考えられ、ことに有効な縦振動減衰装置の研究開発が期待される。

本研究においては、ダンパについての理論解析を行なうとともに、縦振動減衰装置（ダンパ）を設計試作し、これを実船に装備して、種々のデータの採取ならびに解析を行ない、その防振効果を検討するとともに、実用的な縦振動減衰装置の設計に必要な基礎的資料を得ようとするものである。

2.2 縦振動減衰装置の性能についての解析

2.2.1 理論解析

一般に、オイルダンパは油の水力学的な水頭損失を基にして物体の運動に抵抗を与える、その運動エネルギーを熱エネルギーに変換する装置である。その抵抗力を減衰力といい、減衰力の表われ方をオイルダンパの特性、または性能と呼んでいる。オイルダンパの基本的性質は減衰力 F と運動速度 v の関係であり $F = f(v)$ 表わされる。

まず、クランク軸縦振動減衰装置（以下単にダンパと呼ぶ）の特性について考えてみる。ダンパを原理的にかくと第4.2.1図のようになる。実際にはダンパは台板に植込ボルトで固定されているが、ダンパそのものの振動を考慮して、ばね定数 R のばねを介して剛体に接続されているものと考える。そして、クランク軸自由端の変位を x_1 、シリンダの変位を x_2 とする。共振点のみを問題にするものとすれば、 x_1 、 x_2 はともに調和振動をしていると考えてよい。そこでダンパを含む振動系への外力を $P_0 \sin \omega t$ としたときのピストン、シリンダおよび両者の相対変位を次のようにおく。

$$\text{ピストン変位 } x_1 = a \sin(\omega t + \delta)$$

$$\text{シリンダ変位 } x_2 = b \sin(\omega t + \varphi)$$

$$\text{相対変位 } X = x_1 - x_2 = (a \cos \delta - b \cos \varphi) \sin \omega t + (a \sin \delta - b \sin \varphi) \cos \omega t$$

$$= A \sin(\omega t + \psi)$$

$$A = \sqrt{(a \cos \delta - b \cos \varphi)^2 + (a \sin \delta - b \sin \varphi)^2}$$

$$\tan \psi = (a \sin \delta - b \sin \varphi) / (a \cos \delta - b \cos \varphi)$$

したがつて、ピストンとシリンダの相対速度は次のようになる。 $\dot{X} = A \omega \cos(\omega t + \psi)$

油の相対的な流れは、バイパスおよびシリンダとピストンとの間隙に生ずると考えると、流量の関係より次式を得る。

$$A_p \dot{X} = A_T \alpha \sqrt{\frac{2 g}{\gamma} p} + \frac{\pi D h^3}{12 Z L_p} p \quad \dots \quad (4.2.1)$$

ここで

A_p : ダンパスのピストン受圧面積 (mm^2)

D : ダンパのピストン径 (mm)

A_T : バイパス（オリイフイス）の面積 (mm^2)

Z : 油の粘度 ($\text{Kg} \cdot \text{Sec}/\text{mm}^2$)

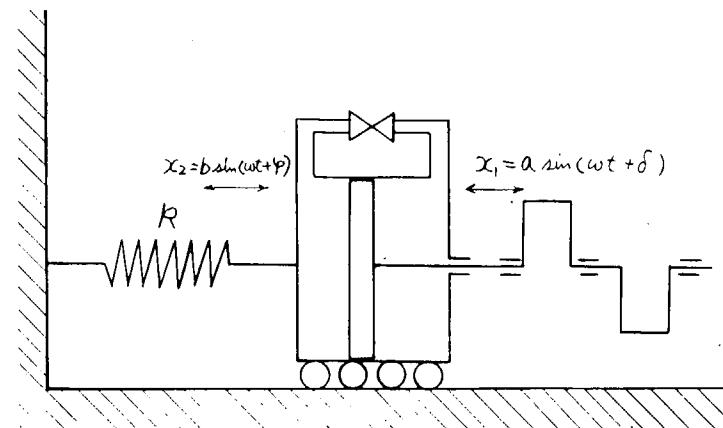
α : 流量係数

L_p : ピストンの厚み (mm)

γ : 油の比重 (Kg/mm^3)

h : ピストンとシリンダの間隙 (mm)

p : 油の圧力差 (Kg/mm^3)



第4.2.1図 クランク軸縦振動減衰装置原理図

また、 \dot{X} の方向と減衰力の方向は常に逆向きであるが、方向も考慮して X 正のときの F を正とすると、次式が成立する。

$$p = F / A_p \quad \dots \quad (4.2.2)$$

$F > 0$ の半サイクルのみを考えるとして(4.2.2)を(4.2.1)に代入すると

$$A_p \dot{X} = A_T \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \frac{F}{A_p} + \frac{\pi D h^3}{12 Z L p} \frac{F}{A_p} \quad \dots \quad (4.2.3)$$

ここで、上式の右辺第2項を0としたとき、すなわちオリフィスのみの流れを考えた場合に(4.2.3)式は

$$F = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma}{\alpha^2 g} \cdot \frac{A_p^3}{A_T^2} \dot{X}^2 = C_1 \dot{X}^2 \quad \dots \quad (4.2.4)$$

$$C_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma}{\alpha^2 g} \cdot \frac{A_p^3}{A_T^2}$$

と表わされる。すなわち、よく知られているように、オリフィスのみのダンパでは、減衰力は速度の2乗に比例することとなる。また、(4.2.3)式で右辺第1項を0とおくと、流れは細隙を通るもののみとなり、同様にして(4.2.3)式は

$$F = \frac{12 Z L p}{\pi D h^3} A_p^2 \dot{X} = C_2 \dot{X} \quad \dots \quad (4.2.5)$$

$$C_2 = \frac{12 Z L p}{\pi D h^3} A_p^2$$

となり、これもよく知られているように、減衰力は速度に比例することとなる。

以上に述べたような C_1 、 C_2 を用いて(4.2.3)式を書きなおすと

$$\dot{X} = \sqrt{\frac{F}{C_1}} + \frac{F}{C_2} \quad \dots \quad (4.2.6)$$

右辺第2項を移項し、自乗して整理すると

$$F^2 - 2 \left(C_2 \dot{X} + \frac{C_2^2}{2 C_1} \right) F + C_2^2 \dot{X}^2 = 0 \quad \dots \quad (4.2.7)$$

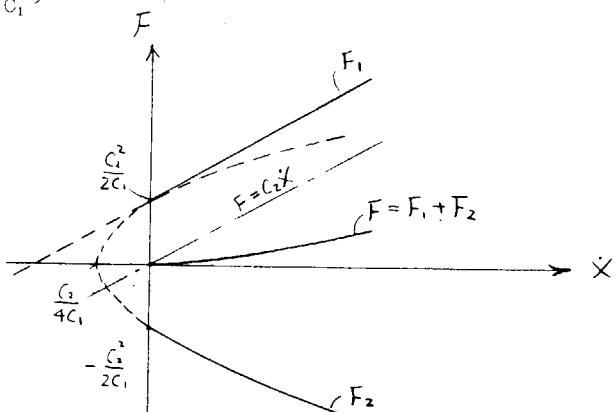
したがつて

$$F = C_2 \dot{X} + \frac{C_2^2}{2 C_1} \pm C_2 \sqrt{\frac{C_2}{C_1} \dot{X} + \left(\frac{C_2}{2 C_1} \right)^2} \quad \dots \quad (4.2.8)$$

なお、(4.2.6)式より $\dot{X} - \frac{F}{C_2} > 0$ 、よつて $F < C_2 \dot{X}$ となるので(4.2.8)式の根号の前の土は-のほうをとる。

(4.2.8)式をグラフにかくとおよそ第4.2.3図のようになる。

ところで、(4.2.8)式のような非線形特性をもつダンパをそのまま振動系に挿入すると簡単に解はもとまらない。そこで等価減衰係数の考え方を用いて線形化する。1サイクルの仕事量を等しいとおくと、等価減衰係数 C_e は次のようになる。



第4.2.3図 減衰力と相対速度の関係

$$\begin{aligned} C_e &= \frac{1}{\pi \omega A^2} \oint f f(\dot{X}) \dot{X} dt \\ &= \frac{1}{\pi \omega A} \left\{ \oint C_2 A \omega \cos^2(\omega t + \psi) d(\omega t + \psi) \right. \\ &\quad \left. + \oint \frac{C_2^2}{2 C_1} \cos(\omega t + \psi) d(\omega t + \psi) \right. \\ &\quad \left. - \oint C_2 \sqrt{\frac{C_2}{C_1} A \omega \cos(\omega t + \psi) + \left(\frac{C_2}{2 C_1} \right)^2} \cos(\omega t + \psi) d(\omega t + \psi) \right\} \end{aligned} \quad \dots \quad (4.2.9)$$

ところで、(4.2.9)式の第2項、第3項については、 \dot{X} とFの方向も考慮して、 $\dot{X} > 0$ の範囲のみを考えてきたので、 $\dot{X} > 0$ の半サイクル積分して2倍しなければならない。したがつて(4.2.9)式は次のようになる。

$$Ce = C_2 + \frac{1}{\pi \omega A} \left\{ 2 \frac{C_2^2}{C_1} - 2 C_2 \int_{-\frac{\pi}{2}-\psi}^{\frac{\pi}{2}-\psi} \sqrt{\frac{C_2}{C_1} A \omega \cos(\omega t + \psi) + \left(\frac{C_2}{2 C_1}\right)^2} \cdot \cos(\omega t + \psi) d(\omega t + \psi) \right\} \quad (4.2.10)$$

なお、ダンバの諸元の影響を知るために便宜上次のような k_1 、 k_2 を考えると Ce は(4.2.13)式のようになる。

$$k_1 = \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \quad \text{ie} \quad C_1 = \frac{1}{k_1^2} \times \frac{Ap^3}{AT^2} \quad (4.2.11)$$

$$k_2 = \frac{\pi Dh^3}{12ZLp} \quad \text{ie} \quad C_2 = \frac{Ap^2}{k_2^2} \quad (4.2.12)$$

$$Ce = \frac{Ap^2}{k_2} + \frac{1}{\pi \omega A} \left\{ 2 Ap AT^2 \frac{k_1^2}{k_2^2} - 2 Ap AT \frac{k_1}{k_2} \int_{-\frac{\pi}{2}-\psi}^{\frac{\pi}{2}-\psi} \sqrt{\frac{Ap}{K_2} A \omega \cos(\omega t + \psi)} \frac{Ap^2}{4} \frac{k_1^2}{k_2^2} \cdot \cos(\omega t + \psi) d(\omega t + \psi) \right\} \quad (4.2.13)$$

このように、等価減衰係数が振動数および振巾の関数として求まつたとして、次にダンバを含むクランク軸縦振動系を考える。

ここでは、ダンバの性能に問題を限定することとして、機関側の縦振動系をできるだけ単純化し、減衰をもつばね質量系にあきかえる。このようにおいても、共振点におけるクランク軸自由端の振動は調和運動とみなしてよく、おきかえた振動系の質量が実際と同様の振動をダンバに入力として与えるようなものであれば問題ない。

そのようにしておきかえた振動系は第4.2.2図のようになる。ここで、M、K、Cはそれぞれ実際のクランク軸系と等価なばね質量系の質

量、ばね定数、減衰係数であり、Ce、m、kはそれぞれダンバの減衰係数、質量、ばね定数である。また、実際との対応からいえば x_1 はクランク軸自由端の変位であり、 x_2 はダンバのシリンドラをわちケーシングの変位である。共振点を考えることとして、起振力を $P_0 \sin \omega t$ とおく。

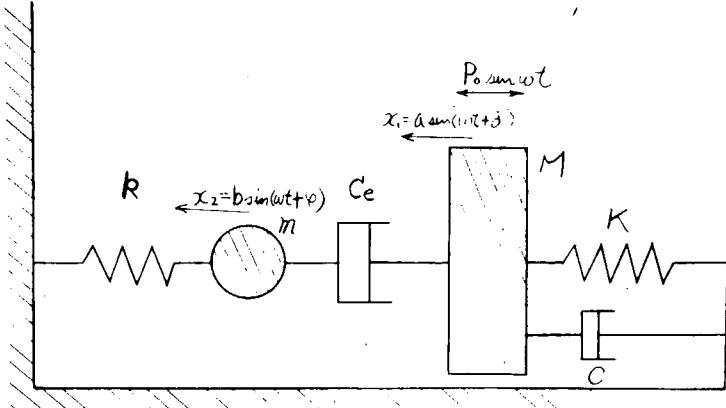
各質点について運動方程式をたてると、

$$\begin{aligned} M \ddot{x}_1 + Ce(x_1 - x_2) + C \dot{x}_1 + Kx_1 &= P_0 \sin \omega t \\ m \ddot{x}_2 + Ce(x_2 - x_1) + kx_2 &= 0 \end{aligned} \quad (4.2.14)$$

ここで過度現象は考慮せず強制振動の項のみを考えるとすれば、解は振動数 ω の調和運動となりベクトルであらわすことができる。そこで解ベクトル x_1 、 x_2 を複素数であらわすと(4.2.14)式は次のようになる。

$$\begin{aligned} -M\omega^2 x_1 + j\omega Ce(x_1 - x_2) + j\omega Cx_1 + Kx_1 &= P_0 \\ -m\omega^2 x_2 + j\omega Ce(x_2 - x_1) + kx_2 &= 0 \end{aligned} \quad (4.2.15)$$

(4.2.14)式を x_1 、 x_2 でまとめるかすと



第4.2.2図 ダンバを含むクランク軸縦振動系

$$\left. \begin{array}{l} \left\{ -M\omega^2 + K + j\omega(C + Ce) \right\} x_1 - j\omega Ce x_2 = P_0 \\ -j\omega Ce x_1 + (-m\omega^2 + K + j\omega Ce) x_2 = 0 \end{array} \right\} \quad (4.2.15)$$

x_1 について解くと

$$x_1 = \frac{(-m\omega^2 + K) + j\omega Ce}{P_0(-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + K) - \omega^2(Ce + j\omega Ce)\left(1 + \frac{C}{Ce}\right)(-m\omega^2 + K) + (-M\omega^2 + K)} \quad (4.2.16)$$

(4.2.16)式は $x_1 = P_0(A + jB)/(C + jD)$ の形をしているが、これを次のように変形する。

$$\begin{aligned} x_1 &= P_0(A + jB)(C - jD)/(C + jD)(C - jD) \\ &= P_0 \left\{ (AC + BD) + j(BC - AD) \right\} / C^2 + D^2 \end{aligned}$$

したがつて、ベクトル x_1 の大きさ a は

$$\frac{|x_1|}{P_0} = \frac{a}{P_0} = \sqrt{\left(\frac{AC + BD}{C^2 + D^2}\right)^2 + \left(\frac{BC - AD}{C^2 + D^2}\right)^2} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}}$$

これを(4.2.16)式に適用すると

$$\frac{a^2}{P_0^2} = \frac{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 Ce^2}{\left\{ (-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + K) - \omega^2(Ce + j\omega Ce)\right\}^2 + \omega^2 Ce^2 \left\{ \left(1 + \frac{C}{Ce}\right)(-m\omega^2 + K) + (-M\omega^2 + K) \right\}^2} \quad (4.2.17)$$

となる。

ここで次の記号を用いて無次元化する。

$u = m/M$	質量化
$\omega_a^2 = k/m$	ダンパ固有振動数(減衰を無視した場合)
$\Omega^2 = K/M$	主振動系の固有振動数(減衰を無視した場合)
$f = \omega_a/\Omega$	固有振動数比
$g = \omega/\Omega$	強制振動数比
$x_{st} = P_0/K$	系の静的たわみ
$Ce = 2m\omega_a$	ダンパの臨界減衰係数
$Cc = 2M\Omega$	主振動系の臨界減衰係数

以上の記号を用いると(4.2.17)式は次のようになる。

$$\frac{a}{x_{st}} = \sqrt{\frac{\left(2\frac{Ce}{Cc}gf\right)^2 + (f^2 - g^2)^2}{\left(2\frac{Ce}{Cc}gf\right)^2 \left\{ u \left(1 + \frac{C}{Ce}\right)(f^2 - g^2) - g^2 + 1\right\}^2 + \left\{(1 - g^2)(f^2 - g^2) - 4\frac{Ce}{Cc} \cdot \frac{C}{Ce}g^2f\right\}^2}} \quad (4.2.18)$$

同様の計算を行なうとベクトル x_2 は

$$x_2 = P_0 \frac{j\omega Ce}{\left\{ (-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + K) - \omega^2 Ce \cdot C \right\}^2 + \omega^2 Ce^2 \left\{ \left(1 + \frac{C}{Ce}\right)(-m\omega^2 + K) - M\omega^2 + K \right\}^2} \quad (4.2.19)$$

したがつて x_2 の大きさ b は

$$\frac{b^2}{P_0^2} = \frac{\omega^2 Ce^2}{\left\{ (-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + K) - \omega^2 Ce \cdot C \right\}^2 + \omega^2 Ce^2 \left\{ \left(1 + \frac{C}{Ce}\right)(-m\omega^2 + K) - M\omega^2 + K \right\}^2} \quad (4.2.20)$$

また、同様の記号を用いて無次元化すると

$$\frac{b}{x_{st}} = \sqrt{\frac{(2 \frac{C_e}{C_c} g f)^2}{(2 \frac{C_e}{C_c} g f)^2 \{ u(1 + \frac{C}{C_e}) (f^2 - g^2) - g^2 + 1 \}^2 + \{ (1 - g^2)(f^2 - g^2) - 4 \frac{C_e}{C_c} \cdot \frac{C}{C_e} g^2 f \}^2}} \quad (4.2.21)$$

同様な計算を行なつて相対振巾 A を求める。

$$\frac{A}{x_{st}} = \sqrt{\frac{(f^2 - g^2)^2}{(2 \frac{C_e}{C_c} g f)^2 \{ u(1 + \frac{C}{C_e}) (f^2 - g^2) - g^2 + 1 \}^2 + \{ (1 - g^2)(f^2 - g^2) - 4 \frac{C_e}{C_c} \cdot \frac{C}{C_e} g^2 f \}^2}} \quad (4.2.22)$$

となる。

以上によつてダンバの諸元に対する等価減衰係数 C_e、およびその C_e に対する振巾が求まつたわけである。

2.2.2 計算および計算結果

ダンバを装備した場合のそれぞれの振巾は、(4.2.13) および (4.2.18)、(4.2.21)、(4.2.22) 式を解けば求まるが、まずこれらの式を解く場合の Input Data について考える。

<等価減衰係数の計算について>

等価減衰係数 C_e は (4.2.13) 式からわかるように振巾依存性があり、角振動数 ω と相対振巾 A の関数である。ところで当該ダンバは、バイパス(オリフィス)の面積が変えられるようになつておる、実船試験では問題となる縦振動の共振点でバイパス面積 A_T を変えてダンバの効果をしらべたので、(4.2.13) 式において ω を一定とし、A_T をパラメータとして、A に対する C_e を求めればよいわけである。式 (4.2.13) の中の K_i は流量係数 α によって變つくる。A_T を適当に仮定しレイノルズ数を概算すると 2,000 ~ 5,000 程度となる。その範囲のレイノルズ数に対する定常流内のオリフィスの流量係数を図表より求めると 0.65 程度となるが、流量係数の影響を知るために、α = 0.5、0.65、0.8 の 3通りについて計算を行なつた。

また K₂ は、油洩れを考慮した場合、すきの厚さを変えた場合等の数通りの値をとつて計算を行なつた。

<振巾の計算について>

ダンバを装備したクランク軸系の固有振動数は、後述するように 600 c.p.m であるので、Ω = √K/M = 69.12 rad/sec となる。また系の静的たわみ x_{st} は、平衡振巾の考え方によつて計算した。すなわち、

$$x_{st} = P_0 / K = (K_a \sum \bar{A} C_i + T_1 C_p) / \omega^2 \sum M_i C_i^2 = 0.114 \text{ mm} \quad (4.2.23)$$

ここで、K_a = Σ A C_i ; 機関側起振エネルギー

K_a = δ · r_i ; 各シリンダの軸方向力

r_i ; クランク半径力ハーモニックス

δ ; 軸方向変換係数

Σ A C_i ; 各質量の比振巾のベクトル和

T₁ · C_p ; プロペラ側起振エネルギー

T₁ ; プロペラ推力ハーモニックス

C_p ; プロペラの比振巾

ω² Σ M_i C_i² ; 粘性減衰により費される仕事

また P₀ は、クランク軸自由端単位振巾当たりの仕事より計算でき、P₀ = (K_a Σ A C_i + T₁ C_p) = 3,387 Kg となる。

機関側減衰係数 C_e は、これまでの実績より、装備する実機の問題になる次数の縦振動に対する動倍率 λ がわかつてゐるので、C/C'_c = 1/2 λ = 1/8.7 × 2 = 0.05747 より求まる。

以上の関係により、 K 、 M 、 C_0 、 C'_0 等が求まり、 m は実際のダンバより概算できる。

k は評価すべき適当な方法がないので、 K の種々の値に対して、それぞれの振巾を計算し実測結果と比較して逆に k を推定するという方法をとつた。

以上に述べたような方法により Input Data を与え、(4.2.13) 式の積分は数値計算することとし、パラメータ A_p 、変数 A に対する C_0 を求め、かつ、それとは独立に与えられた C_0 に対するそれぞれの振巾を (4.2.18)、(4.2.21)、(4.2.22) 式より計算した両者をつきあわせて、ダンバ諸元の影響、ならびに実測結果との一致の度合等を検討することとして、プログラムを組み電子計算機により計算を行なつた。

なお Input Data を一括して次に示す。

等価減衰係数の計算について

$$\text{角振動数 } \omega = 6.9.1.2 \text{ rad/sec} \quad \text{ピストン受圧面積 } A_p = 193.695 \text{ mm}^2$$

$$\text{パラメータ } K_1 = \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} = 738.6 \quad (\text{流量係数 } \alpha = 0.50)$$

$$= 959.22 \quad (\text{流量係数 } \alpha = 0.65)$$

$$= 1180.57 \quad (\text{'' } \alpha = 0.80)$$

$$\text{パラメータ } K_2 = \frac{\pi D h^3}{12 Z L_p}$$

$$= 3.644 \times 10^6 \quad (\text{洩れを考慮せず、 } h = 0.25 \text{ mm})$$

$$= 9.069 \times 10^6 \quad (\text{洩れを考慮したもの、 } h = 0.25 \text{ mm})$$

$$= 1.567 \times 10^7 \quad (\text{洩れを考慮したもの、 } h = 0.30 \text{ mm})$$

振巾の計算について

$$\text{ダンバケーシングの質量 } m = 0.16197 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{mm}$$

$$\text{クランク軸系に等価な質量 } M = 6.2196 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{mm}$$

$$\text{ダンバケーシングのはね定数 } k = 10^3 \text{ kg/mm} \sim 10^6 \text{ kg/mm}$$

$$\text{クランク軸系に等価なばね定数 } K = 2.97 \times 10^4 \text{ kg/mm}$$

$$\text{起振力 } P_0 = 3387 \text{ kg}$$

$$\text{クランク軸系の減衰係数 } C = 4.9.4 \text{ kg} \cdot \text{sec/mm}$$

$$\text{質量比 } u = m/M = 0.026 = 1/38.4$$

$$\omega_a = \sqrt{k/m} = 7.857 \sim 24.84.5 \text{ rad/sec}$$

$$\Omega = \sqrt{K/M} = 6.9.1.2 \text{ rad/sec}$$

$$x_{st} = F_0/K = 0.114 \text{ mm}$$

$$\text{ダンバの臨界減衰係数 } C_c = 2m\omega_a = 25.45 \sim 80.49 \text{ kg} \cdot \text{sec/mm}$$

$$\text{クランク軸系の臨界減衰係数 } C'_c = 2M\Omega = 85.9.8 \text{ kg} \cdot \text{sec/mm}$$

〔計算結果および結果の検討〕

既述のような方法で計算した結果を第4.2.4 図より第4.2.10 図に示す。第4.2.4 図は0節6次の共振点近傍で減衰係数が変化した場合に、クランク軸自由端の振巾がどのように変るかを知るために、ダンバのはね定数を実際に近いと思われる $5 \times 10^4 \text{ kg/mm}$ を固定して、 ω/Ω を0.8より1.2まで変え種々の C_0/C'_0 に対して a/x_{st} を求めたものである。減衰が大きくなるとダンバとクランク軸自由端は一体となつて運動し、1自由度の振動系になるが、ダンバのはね定数が $5 \times 10^4 \text{ kg/mm}$ の場合には新しい系の固有振動数が、元のそれよりも高くなり、共振点をはずるために、振巾はきわめて小さくなる。

第4.2.5 図は、ダンバを装備する実機で問題となる0節6次の共振点、すなわち $\omega = 6.9.1.2 \text{ rad/sec}$ で、ダンバ

のはね定数を種々変化させて、クランク軸自由端の振巾 a 、およびダンパケーシングの振巾 b を計算したものである。ダンパの剛性の小さい場合、すなわち k が 10^3 Kg/mm 程度であると、ダンパはほとんど役に立たず、 a はごくわずかしか減少しない。 k が大きくなるにつれてダンパの効果があらわれてくるが、 k が $5 \times 10^4 \text{ Kg/mm}$ 程度をこすと、それ以上 k を大きくしても振巾はあまり減少しない。したがつて、ダンパのケーシングの剛性を必要以上にあげても無意味だといえる。また、減衰が大きくなると既述のようにダンパケーシングとクランク軸自由端は一体となつて運動し、振巾 a と b は一致する。この場合、固有振動数が変わなければ、 a といは、ダンパのない場合の振巾 a_0 に近づくはずであるが、固有振動数が変るので質量比 u および固有振動数比 f によつて決まる一定値に収束する。ダンパケーシングの振巾の実測値の大きさからすれば、 $k = 5 \times 10^4 \text{ Kg/mm}$ 程度と考えて差支えない。

第4.2.6 図は等価減衰係数 C_e に対する相対振巾 A を求めたものである。ダンパの剛性の小さい範囲すなわち $k = 10^3 \sim 3 \times 10^3 \text{ Kg/mm}$ の範囲では、 k によつて相対振巾 A は大きく変化するがダンパの剛性が大となると、すなわち k が $5 \times 10^3 \text{ Kg/mm}$ 以上になると、 k の影響は小さくなり、 $k \geq 5 \times 10^4 \text{ Kg/mm}$ で k のいかんにかかわらず相対振巾は同一となる。したがつて、第4.2.5 図で推定した k の値に多少の誤差があつても問題ないといつてよい。また当然のことながら、 k のいかんにかかわらず、減衰が 0 になれば相対振巾 A はダンパのない場合の振巾 a_0 に近づき、減衰が無限大となれば相対振巾は 0 となる。

第4.2.7 図から第4.2.10 図は等価減衰係数を計算した結果である。なお参考のために第4.2.6 図で得られた結果も同時に示してある。第4.2.7 図より第4.2.9 図までは、流量係数の影響を知るために $\alpha = 0.5, 0.65, 0.8$ に変えて計算したものであるが流量係数が増えるにつれて等価減衰係数は小さくなり、かつオリフィスの面積 A_T が大きくなるにつれてその傾向は顕著となる。したがつて、流量係数の小さいほうが、ダンパの効果が大きいといえる。定常流内のオリフィスにおいて直徑比 d/D が小さい場合には、レイノルズ数の比較的広い範囲にわたつて流量係数はほぼ一定であるが ($Re = 40 \sim 40 \times 10^4$ の範囲で、 $\alpha = 0.62 \sim 0.68$ 程度)、 $Re = 40$ 以下で、すなわち粘度がきわめて高くなると、流量係数は急激に減少する。したがつて、ダンパの効果を顕著にするためにはきわめて高い粘度の油を使えばよいといふことができる。

第4.2.10 図は、シリンダとピストンの間隙を通る流れの影響を知るために、他の諸元は一定として細隙の厚み h を 0.25 mm および 0.30 mm とし、洩れを考慮した場合としない場合の 3 通りにつき計算した結果である。図よりわかるように、これらの影響はオリフィスの面積が増すにつれて減少する。また、オリフィスの面積の小さい場合でも、付記してある振巾線図よりわかるように相対振巾が小さいので、細隙を通る流れの影響は小さくなる。したがつて、細隙を通る流れの影響はオリフィス面積のいかんにかかわらず小さいといつてよい。すなわち、この種のダンパでは、ピストンとシリンダとの間隙が多少變つたり、あるいは油洩れなどが生じてもダンパの性能にそれほど影響を与えないといつてよい。

以上の計算結果と実測値との比較、すなわち、このような解析の信頼性については後ほど検討するとして、計算により判明したことを例挙すると次のようになる。

- i) この種のダンパでは、減衰が大きくなるとクランク軸自由端とダンパは一体となつて運動するが、固有振動数が元の系と異なるので共振点をはずれ、クランク軸自由端の振巾はきわめて小さくなる。そして、二つの質量の間にねの入つたダイナミックダンパのようにある減衰の状態で振巾の山が二つ出したりすることはない。
- ii) ダンパケーシングの剛性が小さすぎると(当該ダンパの場合には $k = 10^3 \text{ Kg/mm}$ 程度) ダンパとしての用をなさないが、ある程度の剛性があれば($k = 5 \times 10^4 \text{ Kg/mm}$ 以上) それ以上剛性を増してもなんら効果がない。
- iii) ケーシングのはね定数が小さい範囲では($k = 10^3 \sim 3 \times 10^3 \text{ Kg/mm}$) k によつて相対振巾が大きくなるが、 k が大きくなると($k = 5 \times 10^4 \text{ Kg/mm}$ 以上) k によつて相対振巾は影響されない。したがつて、計算による振巾と実測振巾を比較することによりダンパケーシングのはね定数を推定する方法に、なんら問題はない。
- iv) 流量係数がふえるとダンパのききが悪くなる。試作ダンパの詳細については後ほど述べるが、この程度の諸元をも

つダンパでは、ピストンとシリンダの間の流れの影響は小さい。したがつて、運転中に隙が變つたり、あるいはケーシングのすきより油洩れが生じてもダンパの性能にほとんど影響はない。

V) オリフィスの面積が大きくなると、減衰力がきわめて小さくなるので、ダンパノズル(オリフィス)の最大面積をそれほど大きくとる必要はない。

$$k = 5.0 \times 10^4 \text{ Kg/m} \quad (\omega/\Omega を 0.8 \sim 1.2 \text{ まで変えたもの})$$

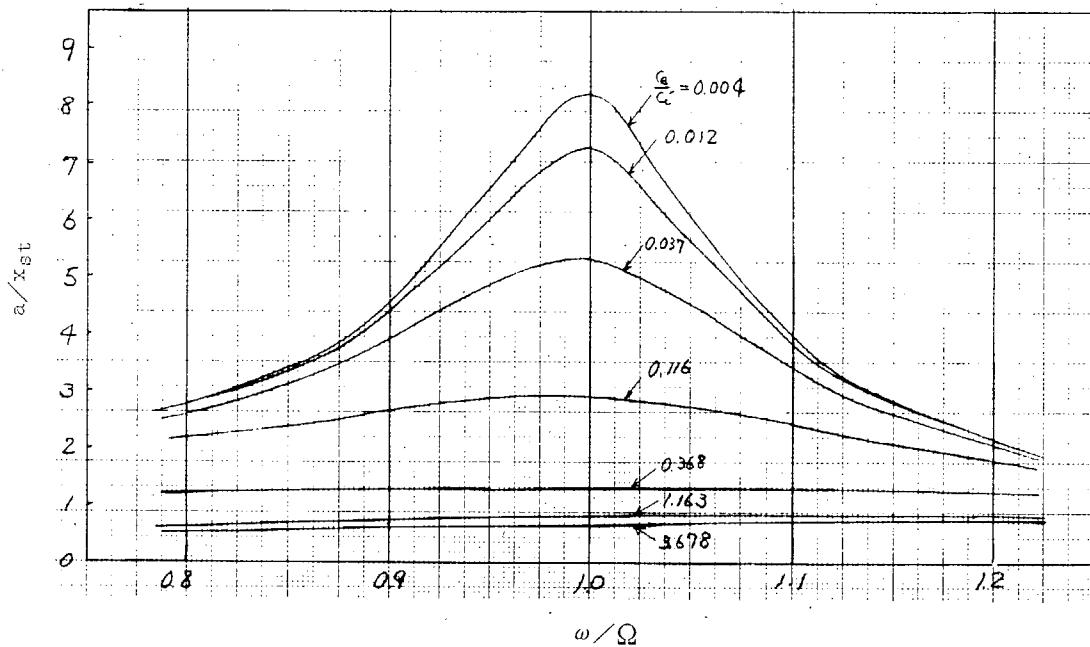
$$u = m/M = 0.026 = \frac{1}{38.4} \quad \omega_a = \sqrt{k/m} = 785.7 \text{ rad/sec}$$

$$\Omega = \sqrt{k/M} = 69.1 \text{ rad/sec} \quad f = \omega_a/\Omega = 11.37$$

$$g = \omega/\Omega \quad x_{st} = P_0/K = 0.114 \text{ mm}$$

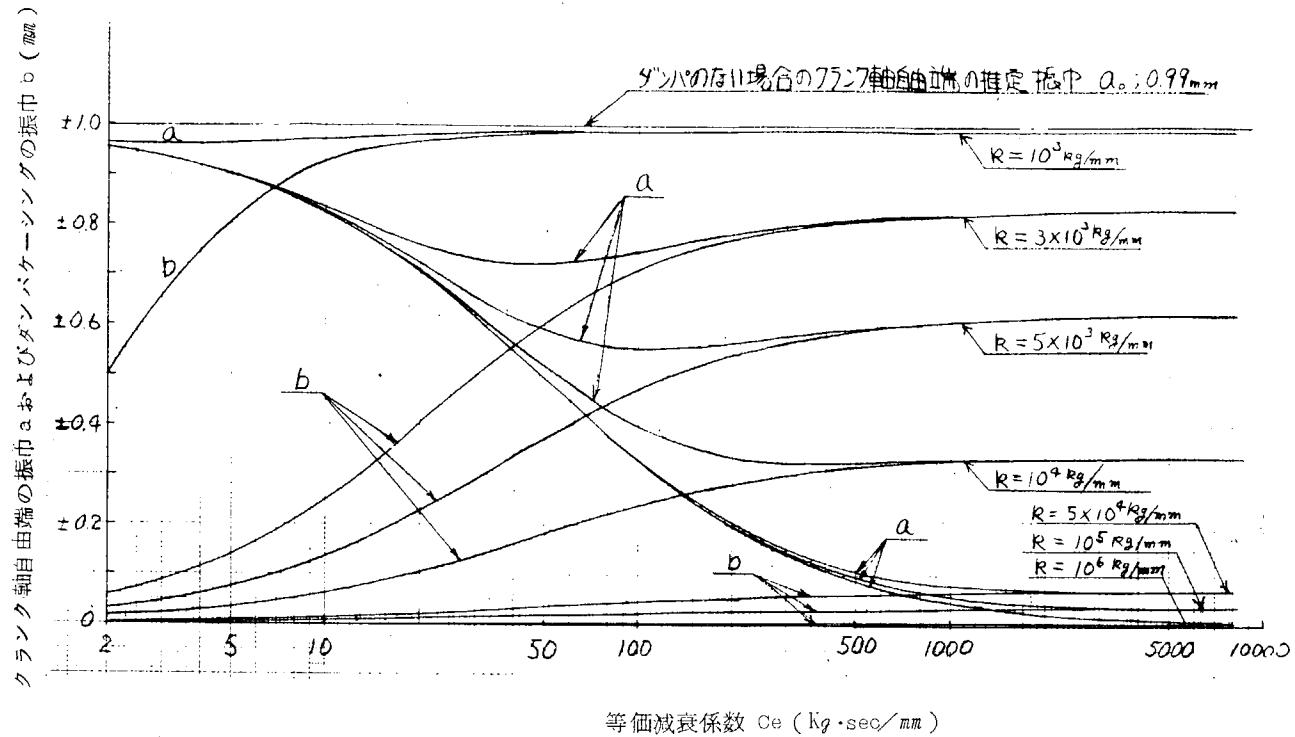
$$C_e = 2 \text{ m} \quad \omega_a = 254.5 \text{ Kg sec/mm} \quad C_c = 2M\Omega = 859.8 \text{ Kg sec/mm}$$

$$\frac{a}{x_{st}} = \frac{\left(2\frac{C_e}{C_c}gf\right)^2 + (f^2 - g^2)^2}{\left(2\frac{C_e}{C_c}gf\right)^2 + u\left(1+\frac{C}{C_e}\right)(f^2 - g^2) - g^2 + 1 + \left\{(1-g^2)(f^2 - g^2) - 4\frac{C_e}{C_c}\frac{C}{C_c}g^2f\right\}^2}$$



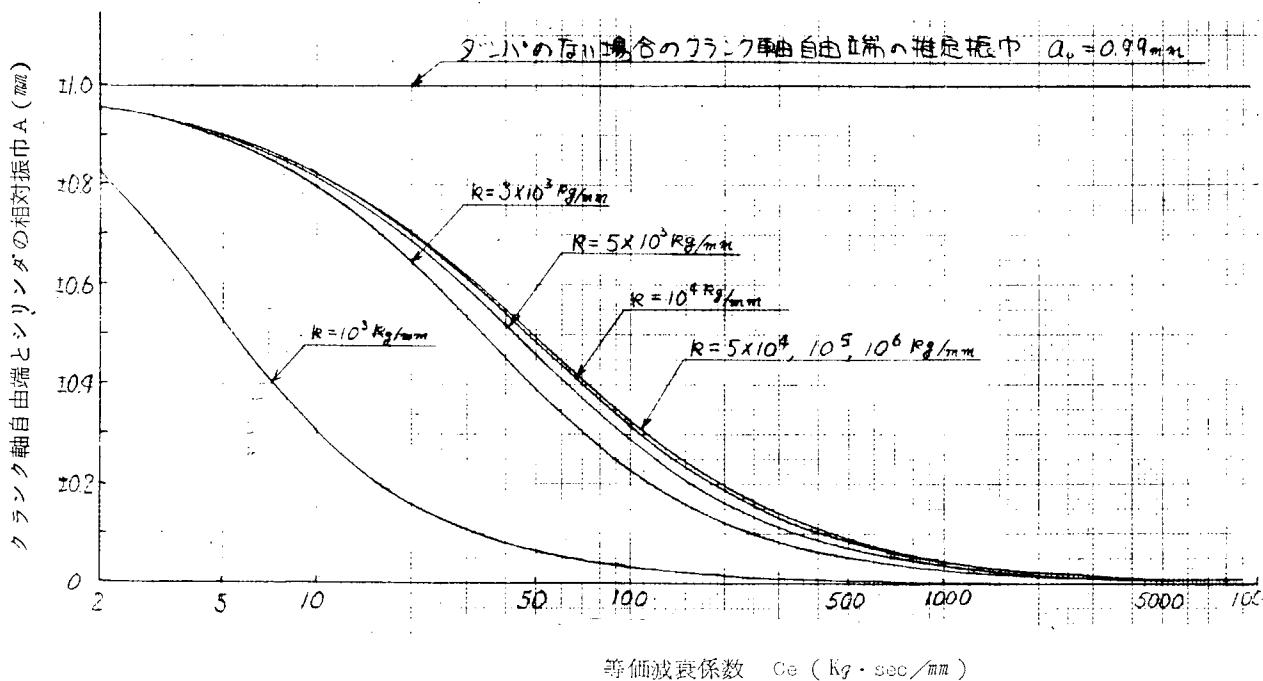
第4.2.4 図 2自由度の振動系と考えた場合の強制振動振巾

$\omega = 6.9.1.2 \text{ rad/sec}$ (0節6次共振点)
 (ダンパケーシングのはね定数kを $10^3 \sim 10^6 \text{ Kg/mm}$ まで変えて計算したもの)



第4.2.5図 等価減衰係数に対するクランク軸自由端およびダンパケーシングの振巾

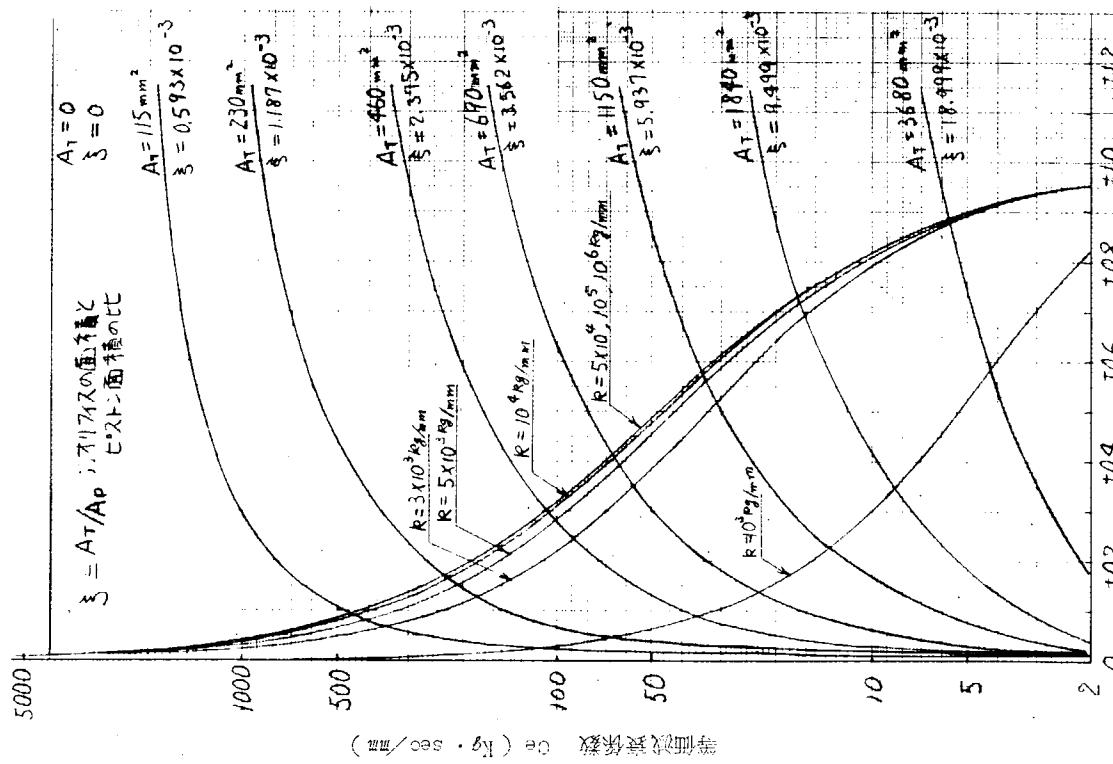
$\omega = 6.9.1.2 \text{ rad/sec}$ (0節6次共振点)
 (ダンパケーシングのはね定数kを $10^3 \sim 10^6 \text{ Kg/mm}$ まで変えて計算したもの)



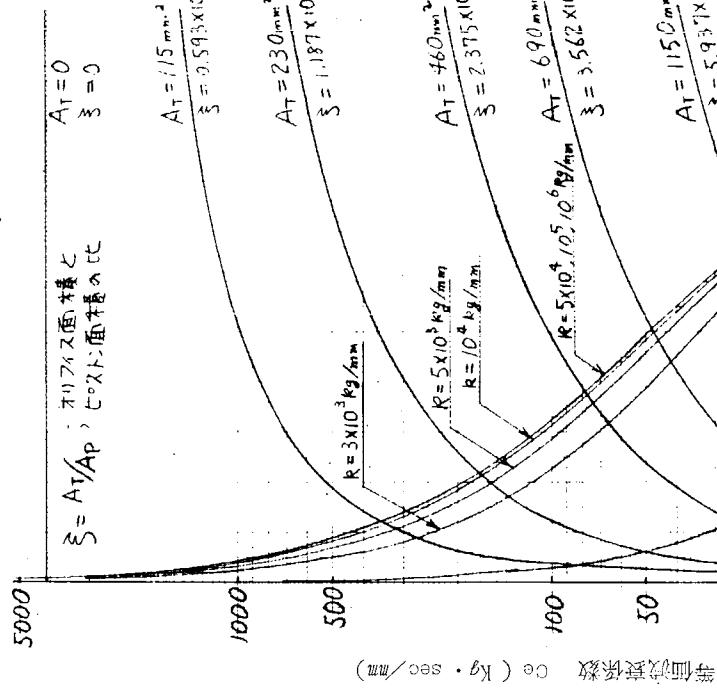
第4.2.6図 等価減衰係数Ceに対するクランク軸自由端とシリンダの相対振巾

$$\left(\begin{array}{l} X_1 = 7386 \quad (\alpha = 0.5) \\ \omega = 6912 \text{ rad/sec} \end{array} \right) \quad K_2 = 9069 \times 10^6$$

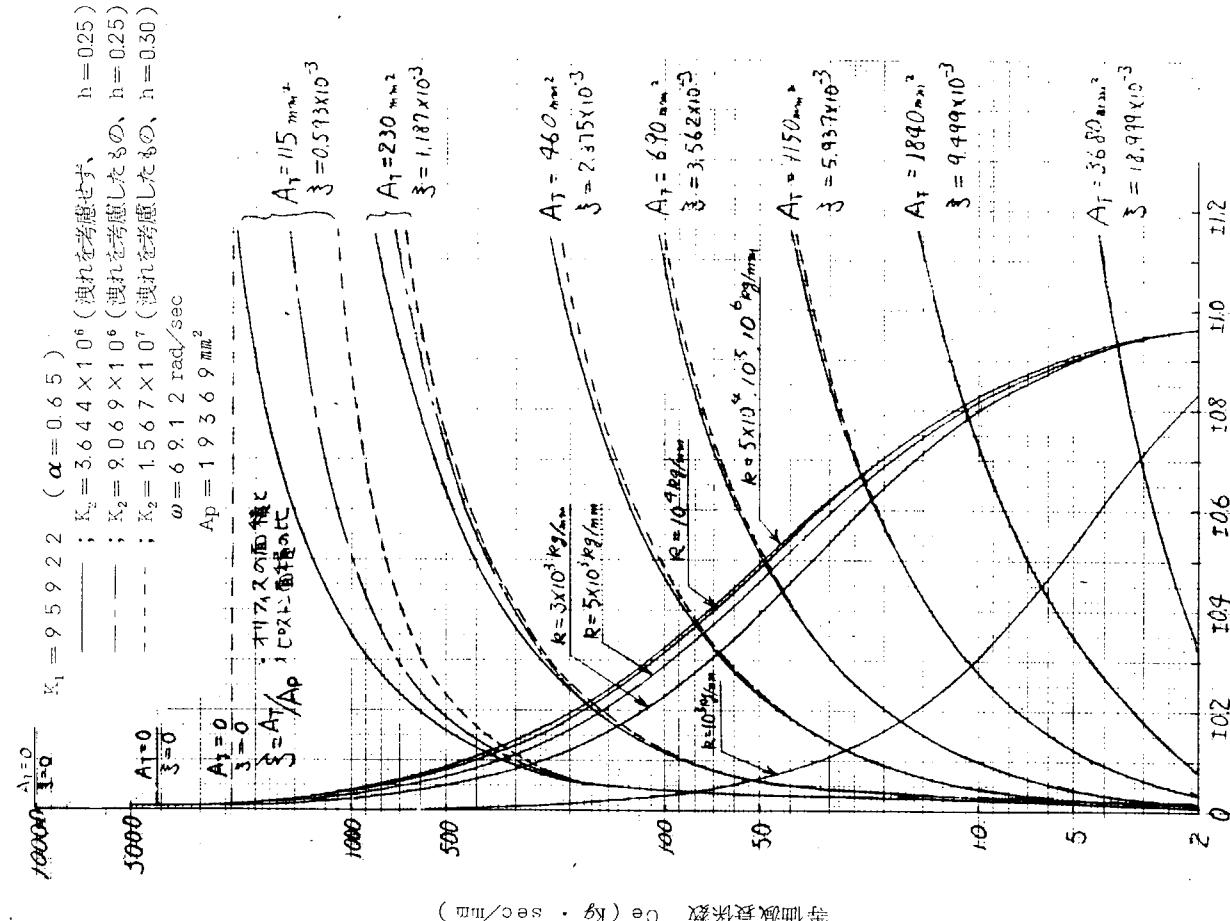
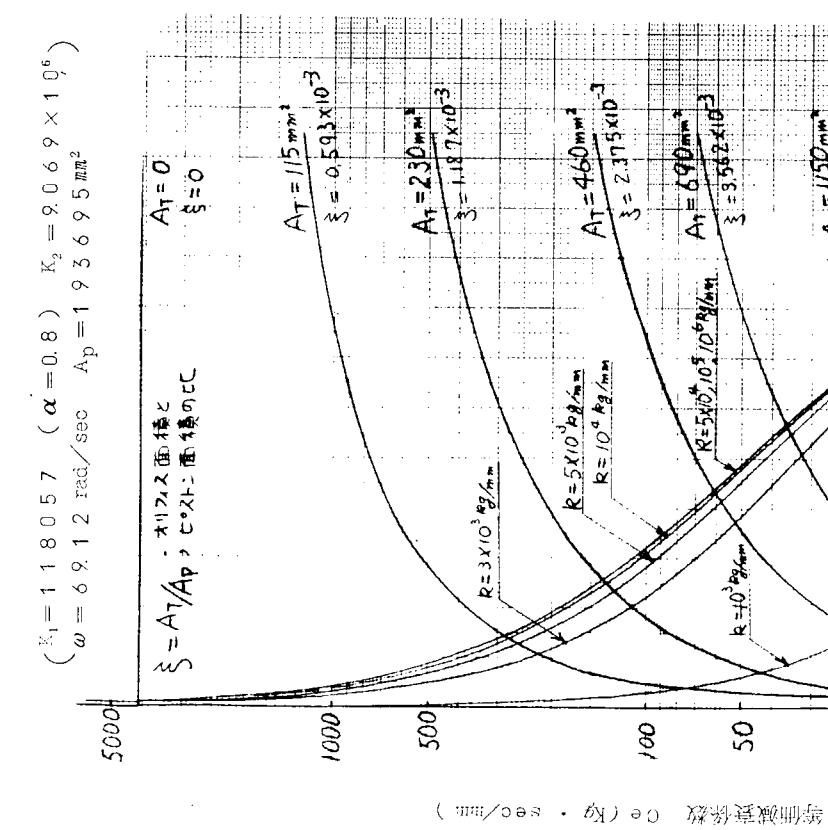
$$\left(\begin{array}{l} K_1 = 9.5 \cdot 2^2 \quad (\alpha = 0.65) \\ \omega = 6.9 \cdot 2 \text{ rad/sec} \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} K_2 = 9.0 \cdot 6.9 \times 10^6 \\ A_D = 1.9 \cdot 3.6 \cdot 9.5 \text{ mm}^2 \end{array} \right)$$



第4.2.7図 等価減衰係数と振巾(その1)



第4.2.8 図 等価説明係数と振巾(その2)



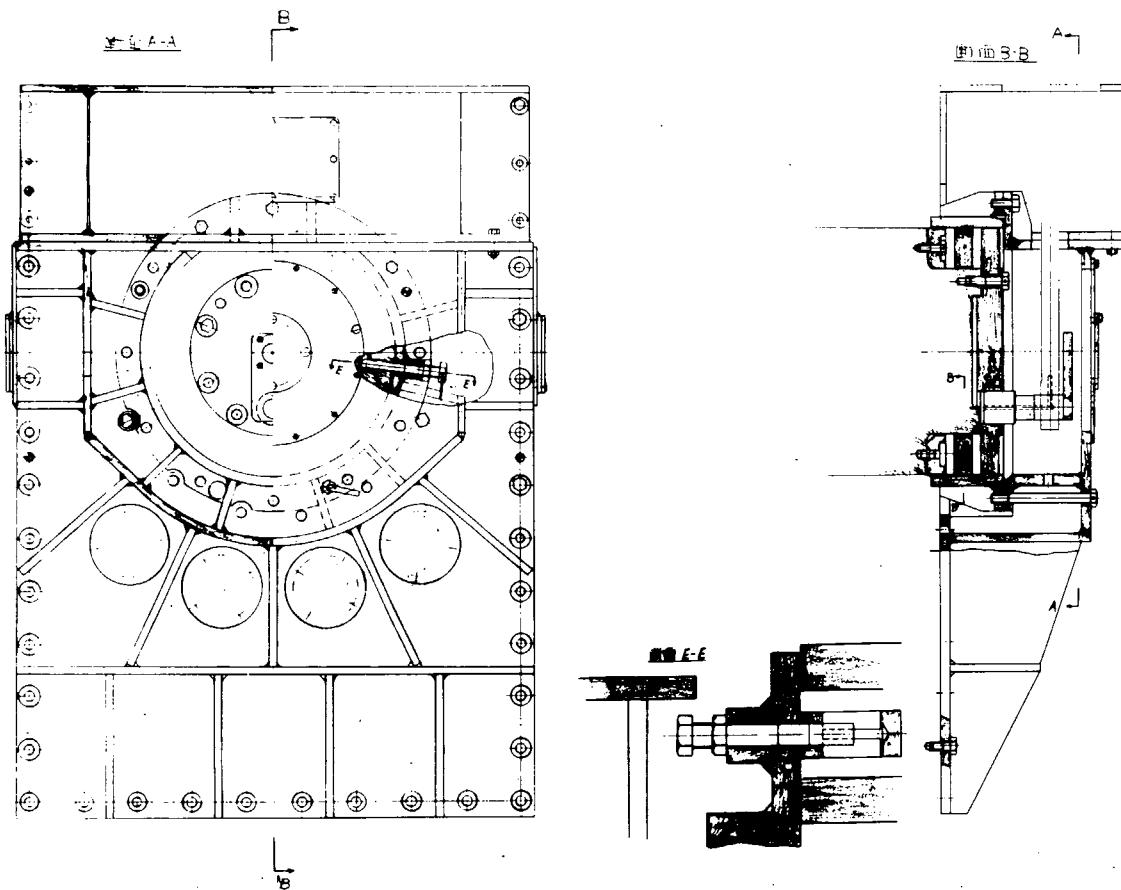
第4.2.9図 相対振巾 A (mm)
等価減衰係数と振巾（その3）

第4.2.10図 相対振巾 A (mm)
等価減衰係数と振巾（その4）

2.3 試作縦振動減衰装置および供試機関

試作した縦振動減衰装置を第4.2.1.1図に示す。縦振動防止用ダンパはすでに海外において製作されているが、それらと比較した上ででの試作ダンパの特徴を列挙すると、ⅰ) クランク軸自由端そのものを利用してシリンダとピストンを構成しているので、コンパクトになり、機関全長をそれほどふやす結果にならない。しかも十分な剛性をもたせることができ。ⅱ) 特別のバイパスを設げずに、シリンダ内の中の二つの小室をへだてる壁の中にノズルを設けているので、運転中にノズル面積を自由に大きく変えることができる。ⅲ) M A N型の機関では、クランク軸自由端にピストン冷却用空気ポンプが装備されており、そのケーシングを当該ダンパのケーシングに一部流用できるため、ダンパのコストをさげることができる、などを挙げることができる。

ダンパおよびダンパを装備した機関の主要目を第4.2.1表に示す。プロペラ付加質量を60%とし、過去の実績よりスラスト剛性を $2.21 \times 10^6 \text{ Kg/cm}$ 程度とすると、固有振動数は660cpmとなる。スラスト剛性を $2.21 \times 10^6 \text{ Kg/cm}$ 、固有振動数を660cpmとしたときのホルツアーパー表を第4.2.2表に示す。また、クランク軸系と等価なバネ質量系および弾性曲線を第4.2.1.2図に示す。過去の実績による動倍率より振巾を推定すると第4.2.1.3図のようになる。なお図中に1点破線で示したのはねじり振動付加応力である。第4.2.1.3図よりわかるように主として問題となるのは①節6次の縦振動である。



第4.2.1.1図 クランク軸縦振動減衰装置

諸元

油圧ピストン外径	670mm
油圧ピストン内径	450mm
受圧面積(A_p)	1937 cm^2
ノズル最大面積	36.8 cm^2
供給油圧	3 Kg/cm^2

第4.2.1表 主要目

機 関	型 式	川崎 - M. A. N. K10Z 86/160 E		
	連続最大出力	23,000 PS		
	同上時回転数	115 R.P.M.		
	シリンドル数	10		
	シリンドル径	860 mm		
	ピストン行程	1,600 mm		
	着火順序(前進時)	1 - 8 - 6 - 5 - 3 - 1 0 - 4 - 2 - 9 - 7		
	クランクジヤーナル径	670 mm		
軸 系	クランクビン径	670 mm		
	推力軸径	600 mm		
	中間軸径	590 mm 軸長 8,170 mm		
防 止 裝 置	プロペラ軸径	710 mm (中空径 345 mm)、軸長 8,770 mm		
	プロペラ径	6,650 mm 6翼1体式、ニッケルアルミ青銅製		
船 体	油圧ピストン外径	670 mm		
	〃 内径	450 mm (受圧面積 1937 cm ²)		
	ノズル最大面積(可変)	36.8 cm ²		
船 体	供給油圧	3 kg/cm ²		
	当社1090番船(紀乃川丸) 12,000 DWT 油槽船			
	255 L × 42 B × 24.2 D × 16 d			

第4.2.2表 K10Z 86/160 E 0節縦振動ホルツアーベ

$$\omega^2 = 4772 \quad f = 660 \text{ c/m}$$

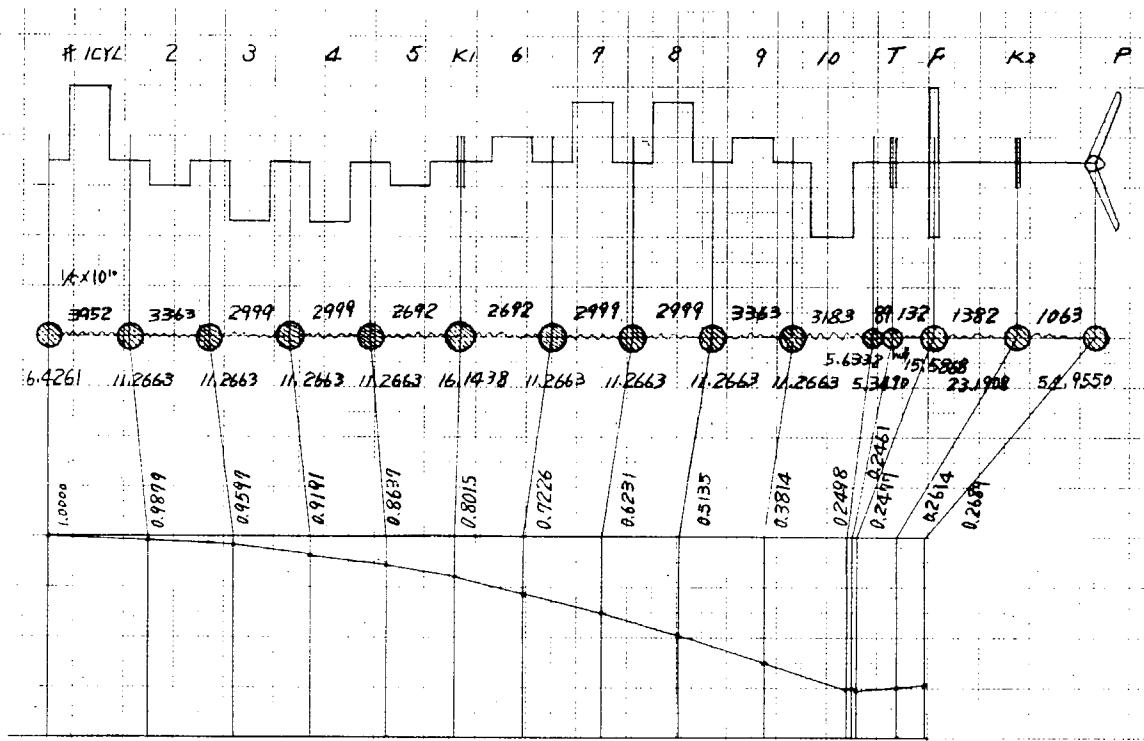
スラスト軸受部剛性 (Cth) : $2.21 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ - - -

記号	M (kg s ² cm ⁻¹)	a (cm)	M ω ² a × 10 ⁻⁴ (kg)	T/C × 10 ⁶ (cm/kg)	A a (cm)
1	6.4261	1.0000	3.0655	0.3952	0.0121
2	11.2663	0.9879	8.3777	0.3363	0.0282
3	11.2663	0.9597	13.5373	0.2999	0.0406
4	11.2663	0.9191	13.4787	0.2999	0.0554
5	11.2663	0.8637	23.1222	0.2692	0.0622
K ₁	16.1438	0.8015	29.2968	0.2692	0.0789
6	11.2663	0.7226	33.1817	0.2999	0.0995
7	11.2663	0.6231	36.5317	0.2999	0.1096
8	11.2663	0.5135	39.2924	0.3363	0.1321
9	11.2663	0.3814	41.3429	0.3183	0.1316
10	5.6332	0.2498	42.0144	0.0089	0.0037
T	5.3490	0.2461	42.6426	0.0132	-0.0016
	42.6426 × 10 ⁴	0.2461 × 2.21 × 10 ⁶ = -11.7454			
F	15.5868	0.2477	-9.9030	0.1382	-0.0137
K ₂	23.1908	0.2614	-7.0102	0.1063	-0.0075
P	54.9550	0.2689	0.0416		

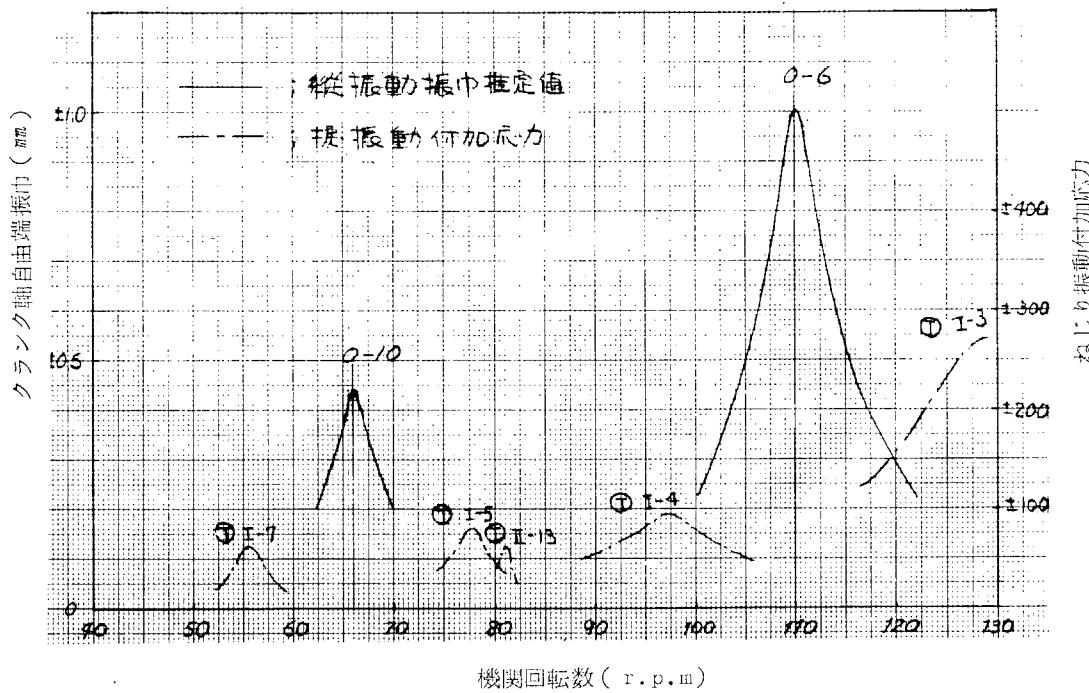
$$Ma^2 = 78.107$$

注: クランク軸の弾性率は Götaverken の式によつた。

プロペラの付加水量は 60 %とした。



第4.2.12図 供試機関のクランク軸系および弾性曲線



第4.2.13図 計算による振巾推定線図

2.4 測定装置および測定方法

海上運転時に、下記の項目につき測定を行なつた。

i) 縦振動変位の計測

- | | |
|-------------------|-----------------|
| a) クランク軸自由端変位 | 差動変圧器 |
| b) M.4 スロー・船尾側変位 | 板ばねにストレインゲージを貼付 |
| c) M.8. スロー・船尾側変位 | 板ばねにストレインゲージを貼付 |
| d) スラストカラーチ変位 | 差動変圧器 |
| e) プロペラ軸接手部変位 | 差動変圧器 |

ii) 振動の加速度

- | | |
|--------------|------|
| a) ダンパケーシング | 加速度計 |
| b) スラスト軸受上部 | 加速度計 |
| c) スラスト軸受下部 | 加速度計 |
| d) プロペラ軸接手近傍 | 加速度計 |

iii) ダンバ内の油圧変動

圧力ピックアップ

iv) クランク軸応力計測(N K技研担当)

- | |
|-------------------------|
| a) M.6 スロー・船主側フイレット部応力 |
| b) M.10 スロー・船尾側フイレット部応力 |
| c) トルクおよびスラストその他(中間軸) |

なお、iv) 項は N K技術研究所が担当し、FM方式により測定した。

以上の計測の系統図を第4.2.14図に示す。図に示すように差動変圧器による電圧の変化は新光電機製 M I - 3 W - 11 型変位計を通し、また、圧力ピックアップ、板ばねに貼付したストレインゲージ、加速度計等々は、新興通信製 DS6/MTB 型動ひずみ計を通して、それぞれ横河電機製 E M O 1 2 1 型直記式電磁オシロに記録させた。

測定は次の要領で行なつた。

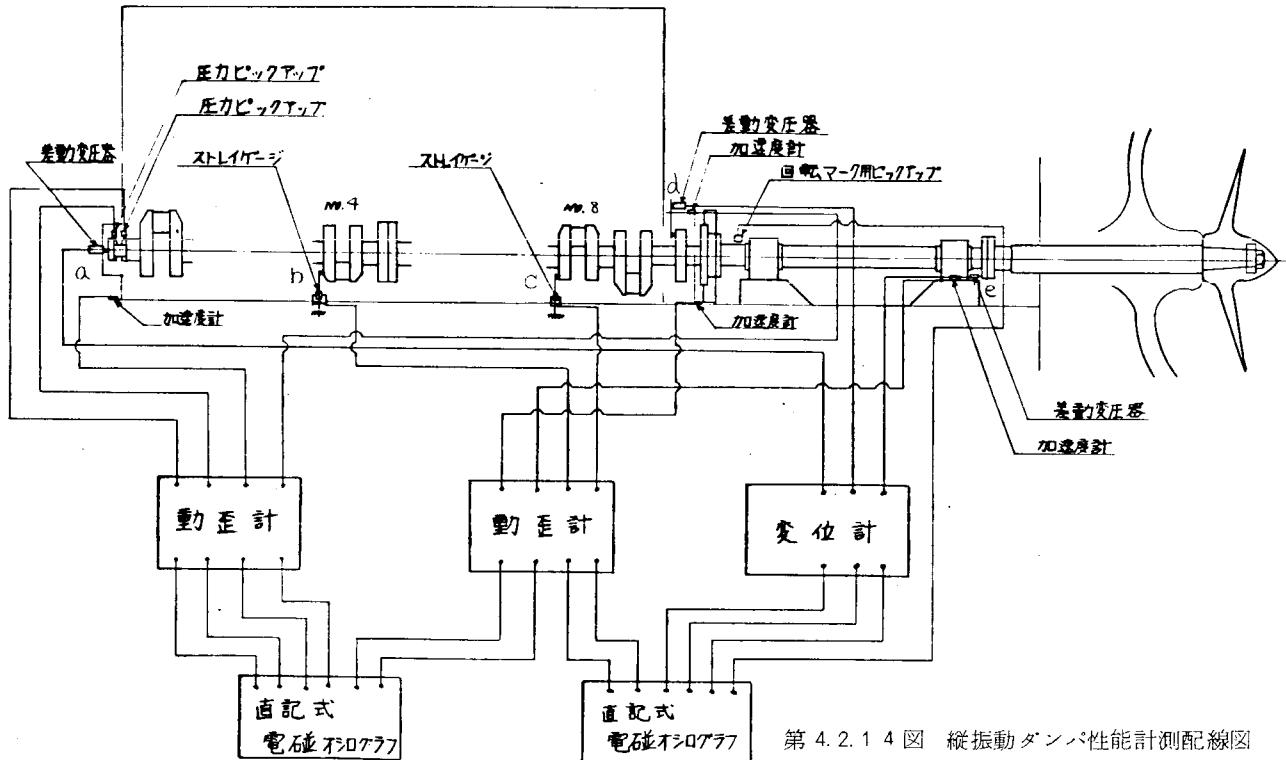
i) ダンバ性能試験 機関回転数 4 0 r p m より 1 1 6 r p m まで

2回転おきに、上昇時ノズル全開、下降時ノズル全閉にて縦振動の測定を行なつたあと、0節6次の共振点を中心とし、2回転おきに上下3段階にわけ、各回転数において、ノズルリフトを全開まで8段階変えてダンバ性能試験を行なつた。

ii) クランク軸応力測定および縦振動測定 バラストおよび満載時に、機関回転数 3 6 r p m より 1 1 6 r p m まで、上昇時ノズル全開、下降時ノズル全閉、さらに0節6次の共振点近傍でノズルリフトを0より20mmまで4段階にわけて、縦振動およびクランク応力の同時計測を行なつた。

なお、ノズルリフトとノズル面積およびピストン面積との比などの測定要領の詳細を第4.2.15図に示す。

また測定装置の一例を第4.2.16図、第4.2.17図に示す。



第4.2.14図 縦振動ダンパ性能計測配線図

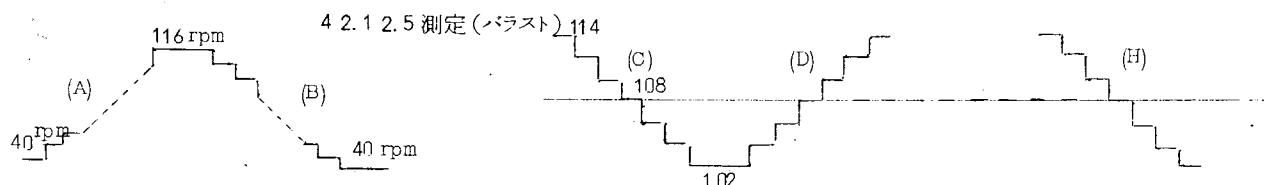
	A		B		C		D		E		F		G		H	
ノズルの位置	カム側	排気側	カム側	排気側	カム側	排気側	カム側	排気側	カム側	排気側	カム側	排気側	カム側	排気側	カム側	排気側
ノズルリフト(mm)	80	80	0	0	5	0	10	0	20	0	30	0	50	0	80	0
ノズル面積(mm^2)	1840	1840	0	0	115	0	230	0	460	0	690	0	1150	0	1840	0
ピストン面積との比 $\xi \times 10^{-3}$	189.99		0		0.593		1.187		2.375		3.562		5.937		94.99	

カム側ノズル全開 : 80 mm

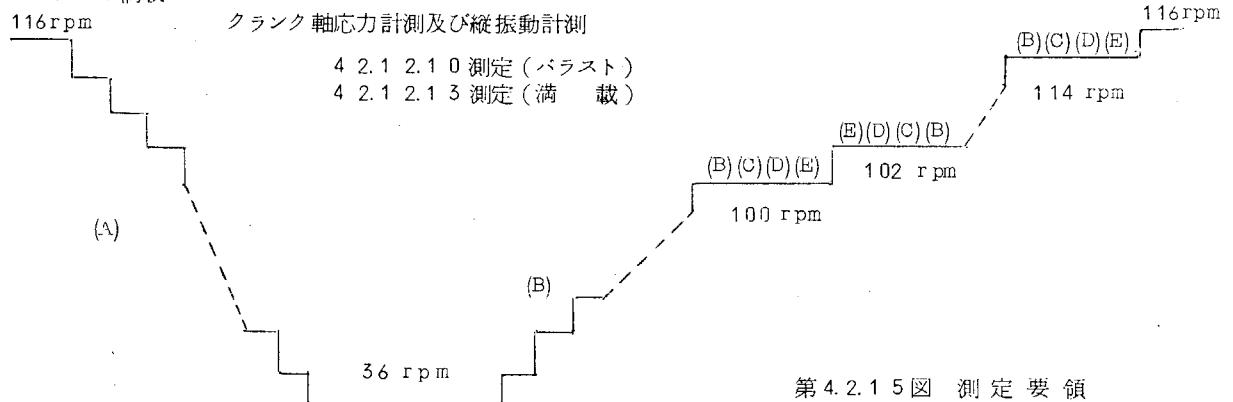
ピストン面積 $1.93695 \times 10^5 \text{ mm}^2$

排気側ノズル全開 : 80 mm

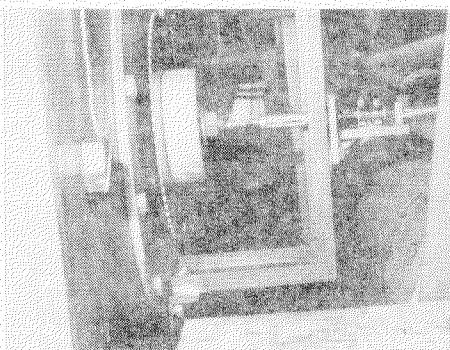
ダンパ性能試験



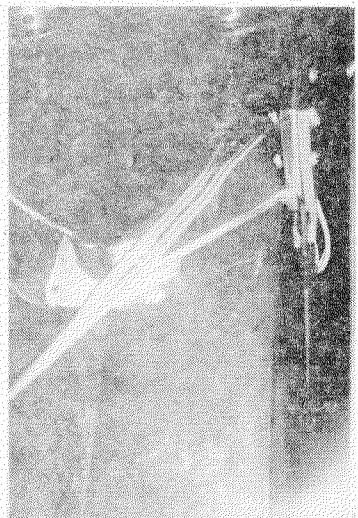
バラスト満載



第4.2.15図 測定要領

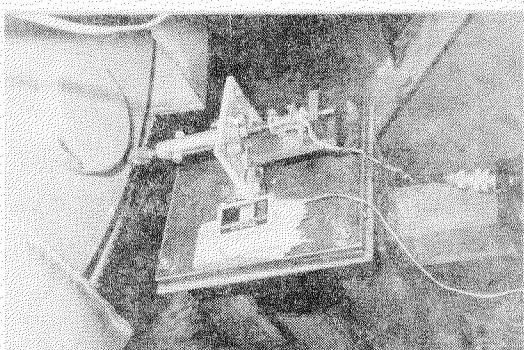


クランク軸自由端の変位の測定
測定器差動変圧器
(新光電機製)

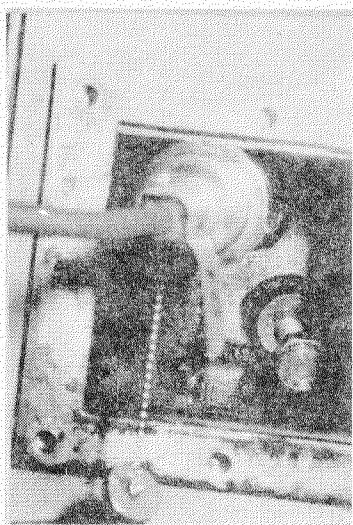


クランクストローの変位測定
測定器、板ばね
(ひずみゲージを貼付したもの)

第4.2.1-6図 計測装置の1例(その1)



プロペラ軸端部の変位の測定
測定器、差動変圧器(なお、差動変圧器取付台の振動
(新光電機製)を加速度計で同時に計測した)



シリンダ内油圧の測定
測定器; P-R型圧力ヘッド(差圧式通信器)
(右下方に見えるのはダンパーのノズル)



クランクストローの応力測定
工具方式によるフィンシット部の
応力測定(日本技研所掌)

第4.2.1-7図 計測装置の1例(その2)

2.5 測定結果および考察

既述のような方法により、ダンパ調整試験、ならびに縦振動とクランクスローフィレット部の応力の同時計測を行なつたが、ダンパ調整試験結果の記録の1例を第4.2.18図に示す。以下の記述においては、第4.2.15図に示した測定要領に従い、便宜上ノズル設定位置をAよりHの記号であらわす。またクランク軸系の変位の測定位置をクランク軸自由端、M.4スロー船尾側、M.8スロー船尾側、スラストカラー、プロペラ軸総手部の順にaよりeまでの記号を用いてあらわす。第4.2.18図より、記録された振動が0節6次の縦振動であり、共振点が107～108 rpm近辺にあることがただちにわかる。

第4.2.3表より第4.2.6表まで、データを調和解折した結果の一部を示す。第4.2.3表は0節6次の共振点近辺でノズルリフトをAよりHまで変えたときの、各測定点の6次成分を示す。第4.2.4表は、ノズルリフトをA(全開)に設定し機関回転数を121.7より38.1 rpmまで変化させたときのクランク軸自由端の1次より10次までの成分を示す。第4.2.5表は同じくノズルリフトをA(全開)に設定し、0節10次、0節7次およびI節4次のねじり振動によつて励起される縦振動の共振点近傍で、b～eの各測定位置において測定した振動の1次より10次までの成分を示す。第4.2.6表は、上記の各共振点付近で、ノズルリフトをB(全閉)としたときの結果を示す。

第4.2.19図にダンパノズルを全開にし、機関回転数を変化させた場合のクランク軸自由端の振巾を示す。また、同じデータを調和解折した結果を第4.2.20図に示す。これらの結果を第4.2.13図“計算による振巾推定線図”と比較すると、予想した位置に推定値にはほぼ一致する大きさの縦振動があらわれていることがわかる。なお第4.2.20図中の実線はノズルリフトA(全開)、破線はノズルリフトB(全閉)の結果を示す。両者を比較すると、ダンパノズルを全閉にすることによつて、0節6次および0節10次の縦振動がほとんど消滅してしまうことがわかる。3次および4次の縦振動も小さくなるが、まだ若干残つている。したがつて、この種のダンパは、これらのねじり振動に対しては、純粹の縦振動の場合にくらべて、それほど有効でないといえる。なお、第4.2.21図、第4.2.22図に0節6次共振点近傍の、各ノズルリフトに対するクランク軸自由端の振動の6次調和成分ならびに手持振動計による測定結果を示す。若干のはらつきはあるが、計算結果第4.2.4図と同様に減衰が大きくなると振巾がきわめて小さくなることがわかる。

上記のこととはクランク軸自由端についていえることであつて、自由端の振巾が小さくなつても、クランク軸中央部に大きな振巾が残つていれば、問題が解決されたことにはならない。そこで、それらを確かめるために第4.2.23図より第4.2.30図まで、0節6次の共振点近傍における各ノズルリフトに対する各測定点の振巾を示す。これらの振巾線図により、ノズルリフトが小さくなるに従つて、クランク軸自由端のみでなく軸系全体の振巾が小さくなり、ノズル全閉の近辺で軸系全域にわたつて0節6次の縦振動が消滅してしまうことがわかる。なお、ノズルリフトGにおいて振巾の山が二つ存在するが、これについては機関の運転状態が変わるとプロペラのスリップ等によりプロペラ付加水割合が變つて共振点がずれるという考え方や、1節と0節の共振点が比較的狭い回転範囲内に共存することもありうるという考え方などがあるが、詳細については不明である。

さらに、ノズルリフトを小さくしていく場合に、軸系全体にわたつてどのように振巾が減少するのか、あるいは減衰が大きくなつた場合に振動のモードが変わらないかどうかを確かめるために、第4.2.31図より第4.2.33図に、各ノズルリフトに対する位相角と弾性曲線を示す。なお、位相角はM.8シリンダのT.D.Cを基準にして示してある。これらより、減衰が大きくなるに従つて、各測定点の振動のベクトルは若干ばらついてくるが、おおむね0節の振動を行なつていることがわかる。また、各測定点の振巾はほぼ同じ割合で減少し、一部の振動が大きく残ることはない。ノズルリフトA(全開)とノズルリフトB(全閉)を比較すると、クランク軸自由端の振巾はほぼ10分の1、スラストカラーの振巾は約2分の1に減少している。

また、ダンパノズル全開と全閉の場合の0節10次の弾性曲線ならびに位相線図を第4.2.34図に示す。図より、ダンパノズルを全閉にすることにより、軸系全域にわたつて縦振動が消滅することがわかる。

以上により、この種のダンパは純粹の縦振動に対してきわめて有効であり、ダンパを取り付けることによつて、軸系全

域にわたり縦振動が消滅してしまうことがわかる。

次に、第4.2.3.5図に、I節4次のねじり振動によつて起振される縦振動の弾性曲線および位相線図を示す。図よりダンパノズルを全閉にすることにより、クランク軸自由端の振巾は約半分になるが、機関中央部ではあまり小さくならないことがわかる。したがつて、この種の縦振動を減衰させるには、その原因であるねじり振動そのものを減衰させなければ、あまり効果がないといつてよい。

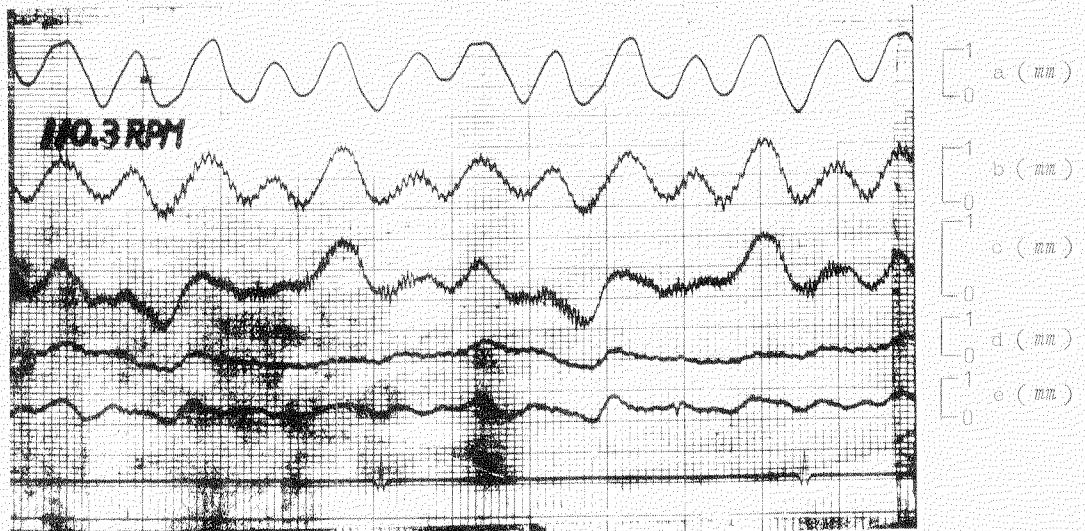
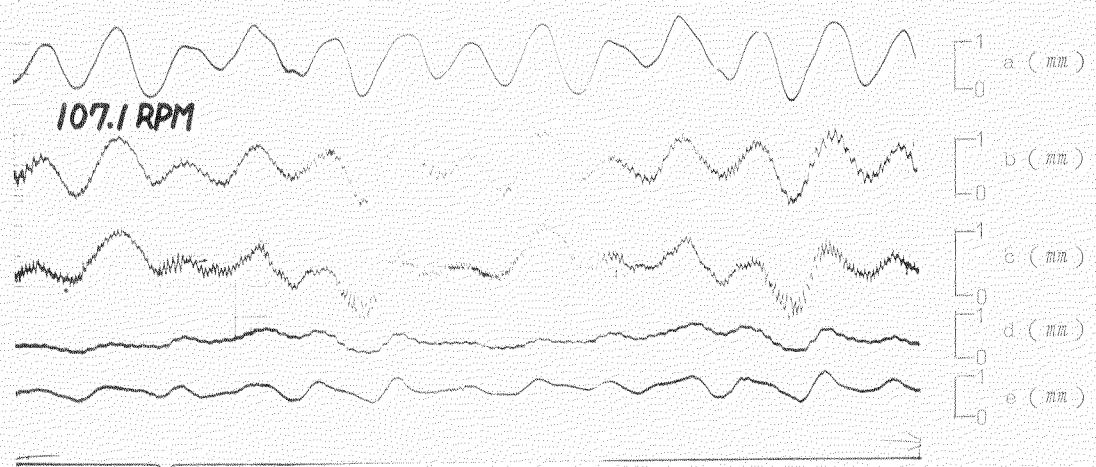
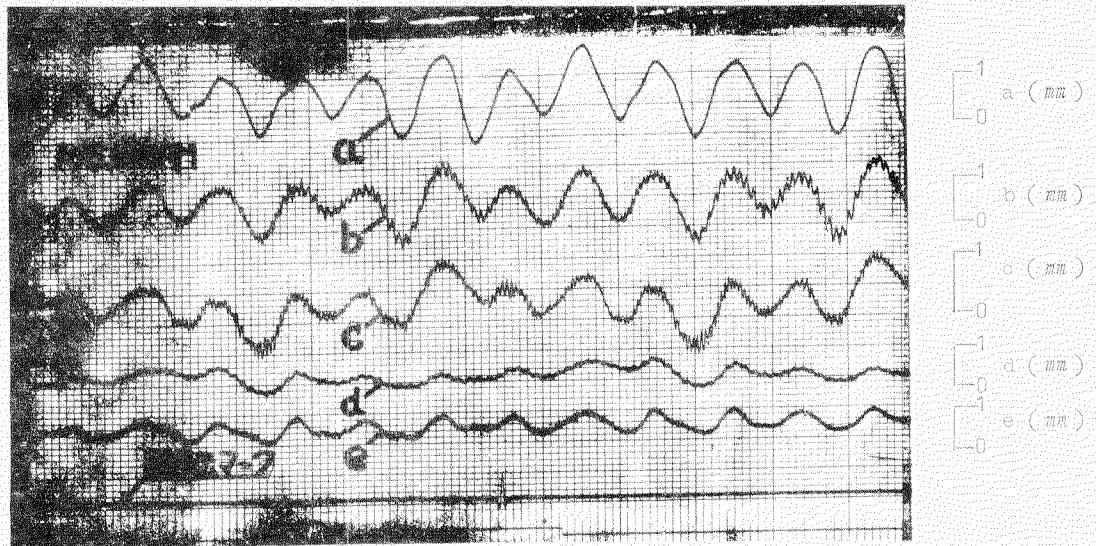
次に、2.2項でのべた理論解析と測定結果の比較検討を行なう。

すでに述べたように、ダンパのばね定数 k は $5 \times 10^4 \text{kg/mm}$ 程度と考えてさしつかえない。また、ピストンとシリンダの間隙を通る流れの影響も小さい。したがつて、ここでは、流量係数 α のみについて考えることにする。第4.2.3.6図に、各ノズルリフトに対する実測結果と、第4.2.7図、第4.2.8図、第4.2.9図より求めた計算結果を併記する。流量係数は定常流内のオリフィスにおける線図より求めたが、実際には、比較的低い圧力振巾で、しかも比較的大きな振動数をもつ変動圧力のもとでの流れであるので、推定値よりも小さくなるものと思われる。第4.2.3.6図の $\alpha = 0.8, 0.65, 0.5$ の3通りの計算結果と実測値を比較すると、 $\alpha = 0.4$ 程度と考えれば、計算値と実測値はよく一致するものと思われる。また、オリフィス面積の小さい範囲では、流量係数 α の影響が小さくなるが、ダンパノズルの設定位置も一般にオリフィス面積の小さい範囲であるので、ダンパを設計する場合の流量係数に多少の誤差があつても実用上さしつかえないといえる。

なお、第4.2.3.7図に油圧振巾を示す。ダンパノズルを全閉にすると P_{max} が $\pm 2.7 \text{kg/cm}^2$ 程度となり、供給油圧が 3kg/cm^2 であるので負圧が生じて空気が流入する危険があるので好ましくない。したがつて、ノズルリフトはCないしDとするのが適当であろう。

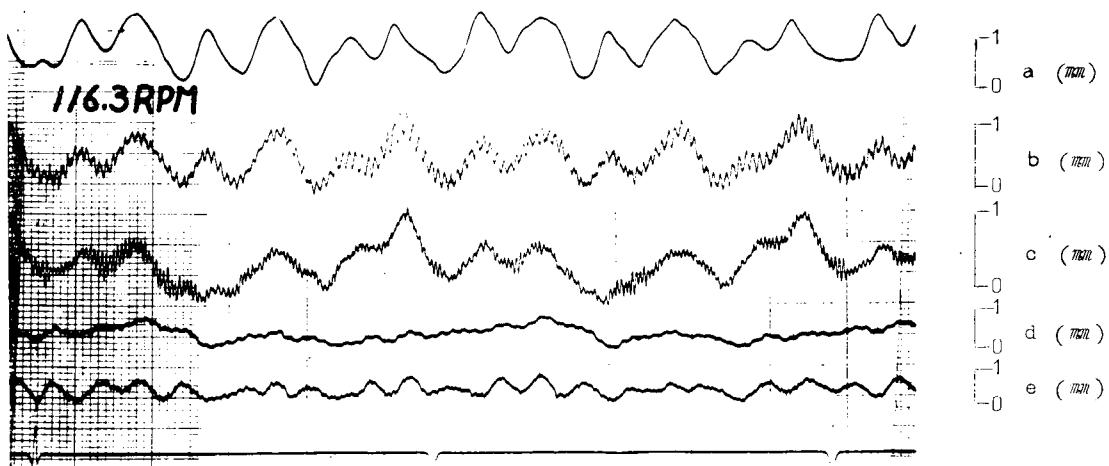
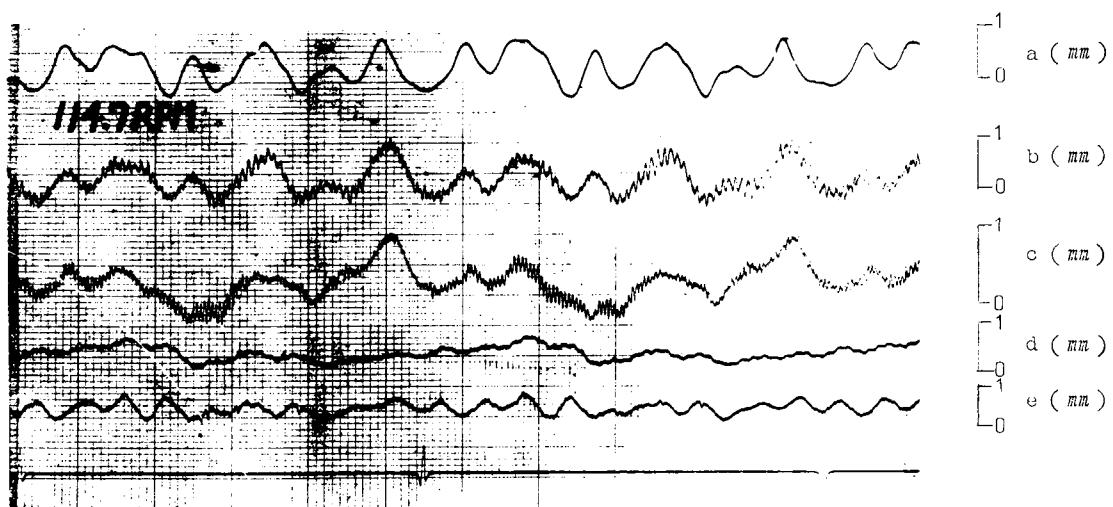
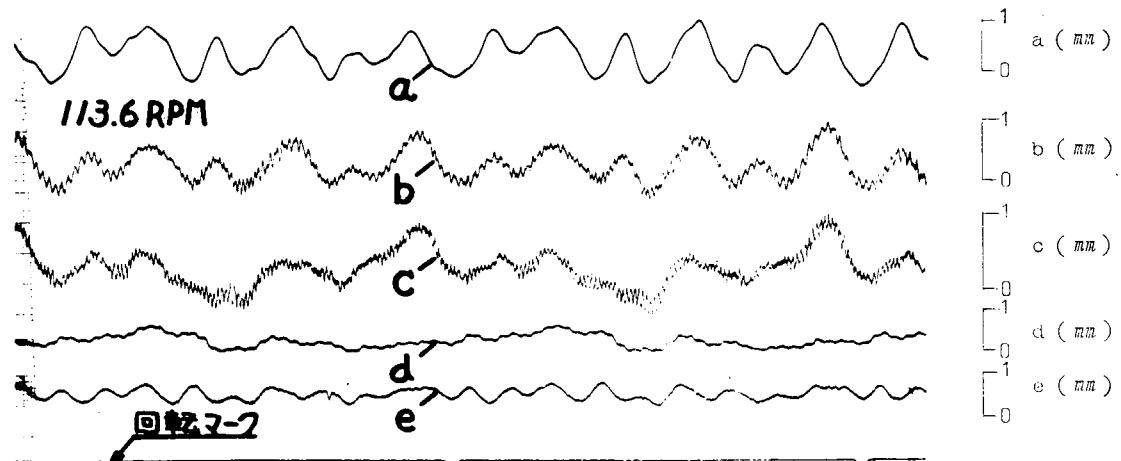
参考のために、第4.2.3.8図、第4.2.3.9図にクランクスローの曲げおよびねじり応力の測定結果を示す。ノズル全開と全閉でそれほど大きな差はみられないが、実際にはノズルを全開にしてもかなり減衰作用が働いているものと思われる。

ノズルリフトA(全開) 4.2.1.2.5 測定



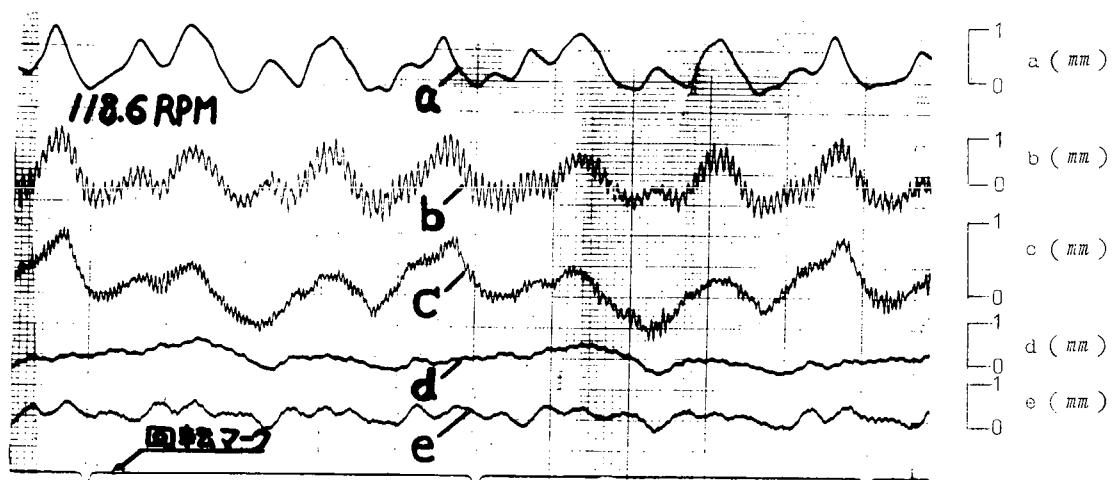
第4.2.1.8図 A ダンバ調整試験結果(その1)

ノズルリフト A



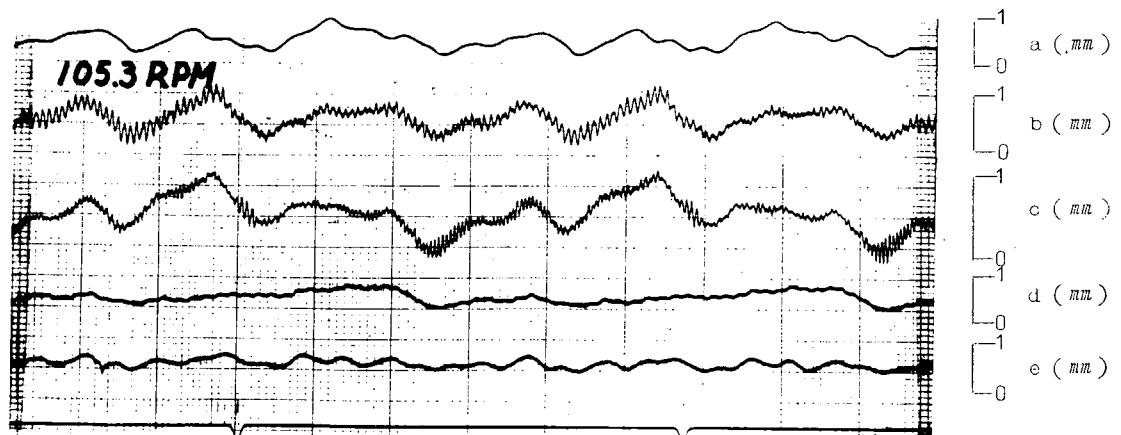
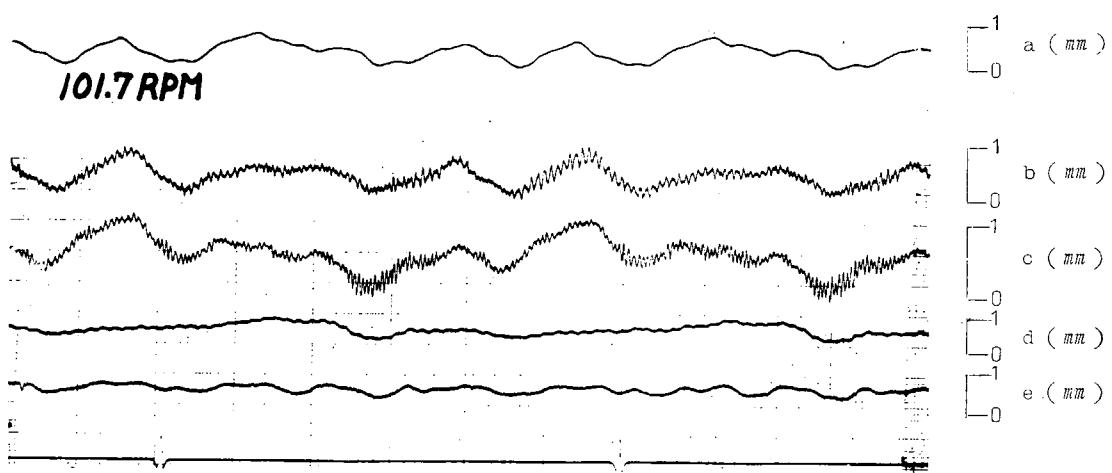
第4.2.1.8図B ダンパ調整試験結果(その2)

ノズルリフト A

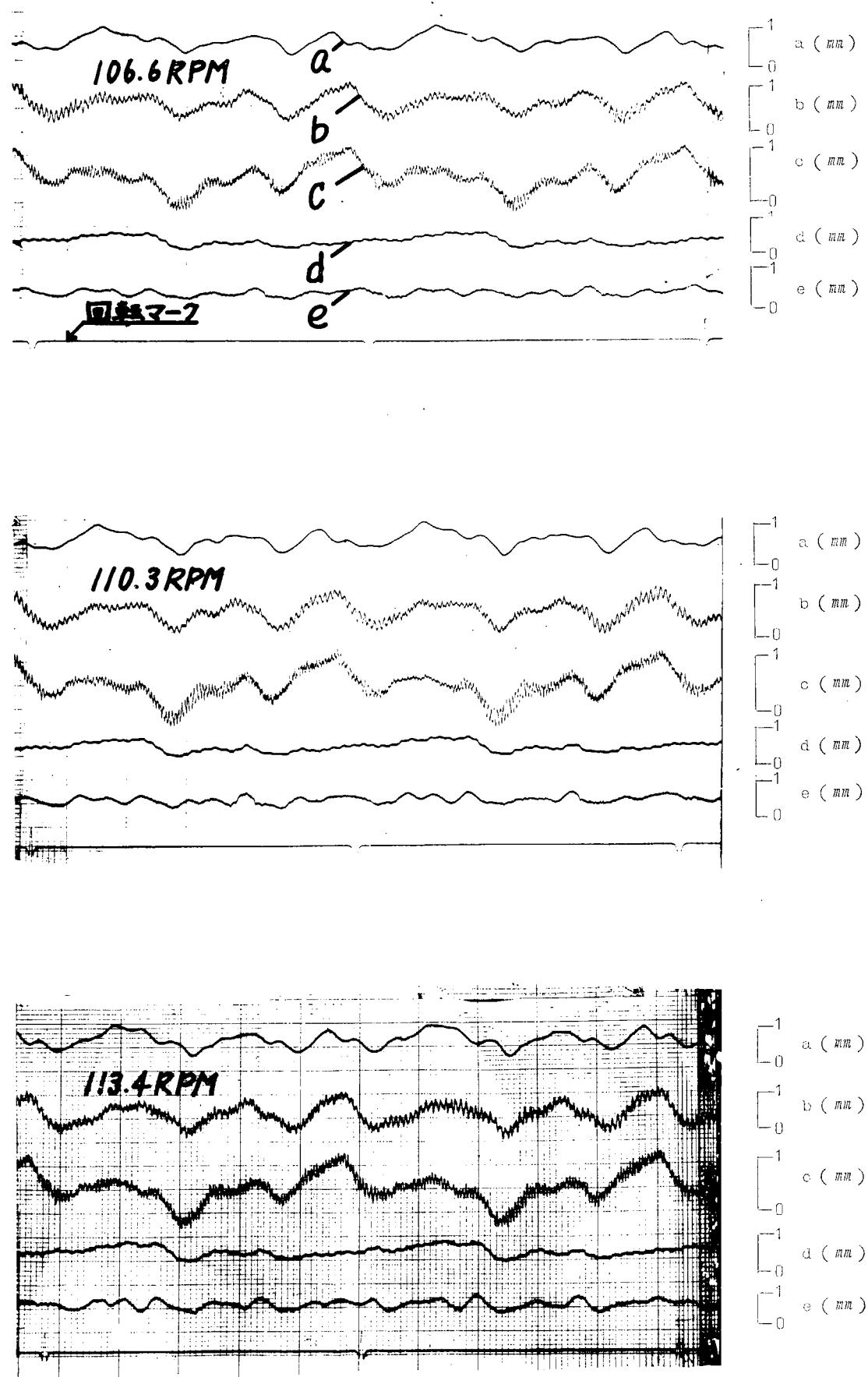


ノズルリフト B (全閉)

4.2.1 2.5 測定

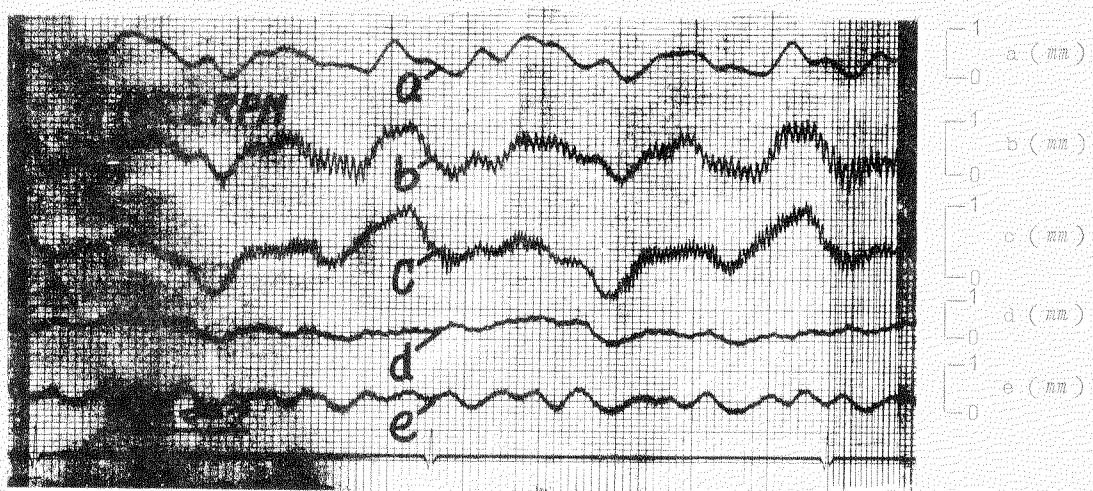


第4.2.1 8図 C ダンパ調整試験結果(その3)

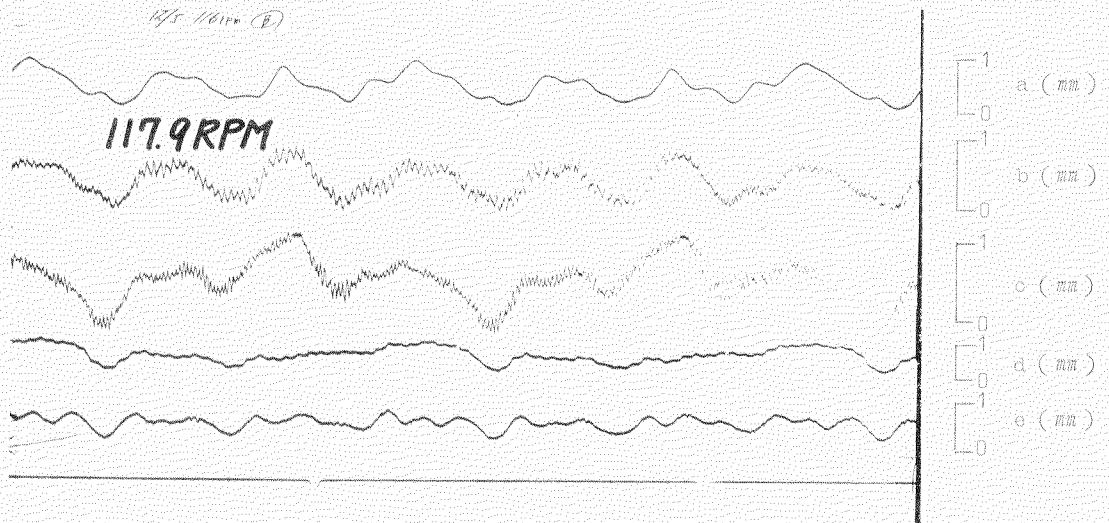


第4.2.1.8図 D ダンバ調整試験結果(その4)

ノズルリフト B



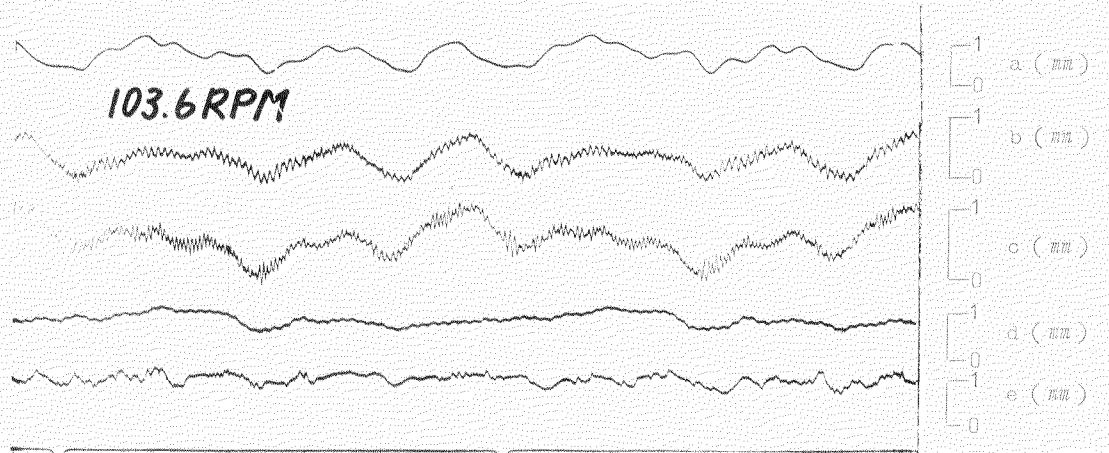
WT-101pa (B)



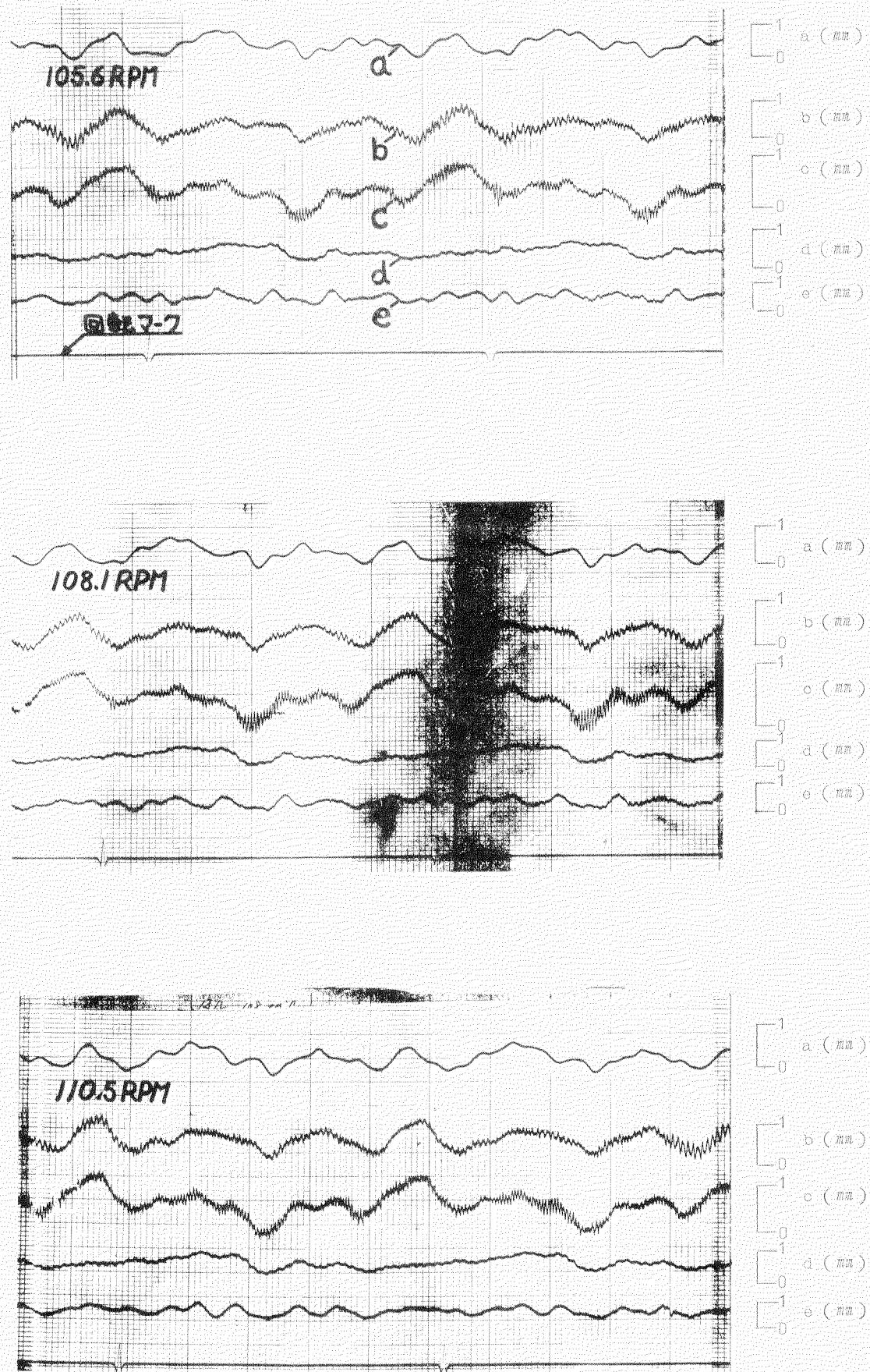
ノズルリフト C ($\ell = 5.0$)

4.2.1.2.5 測定

103.6 RPM

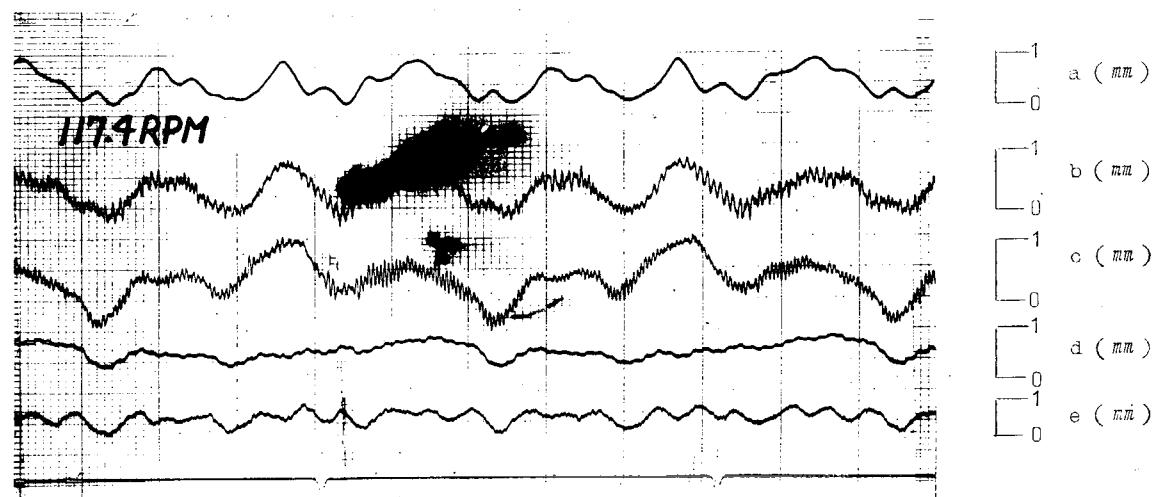
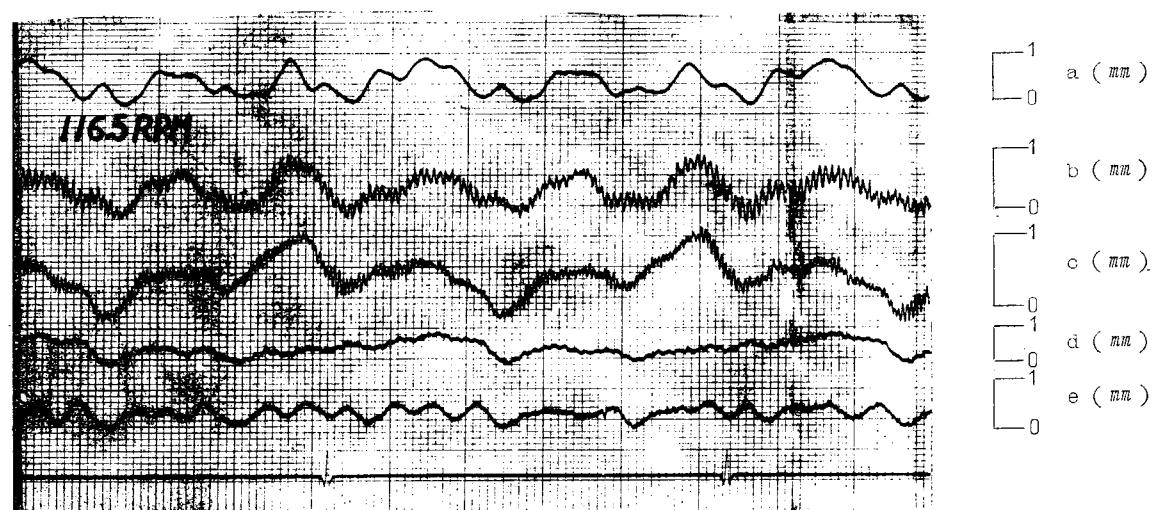
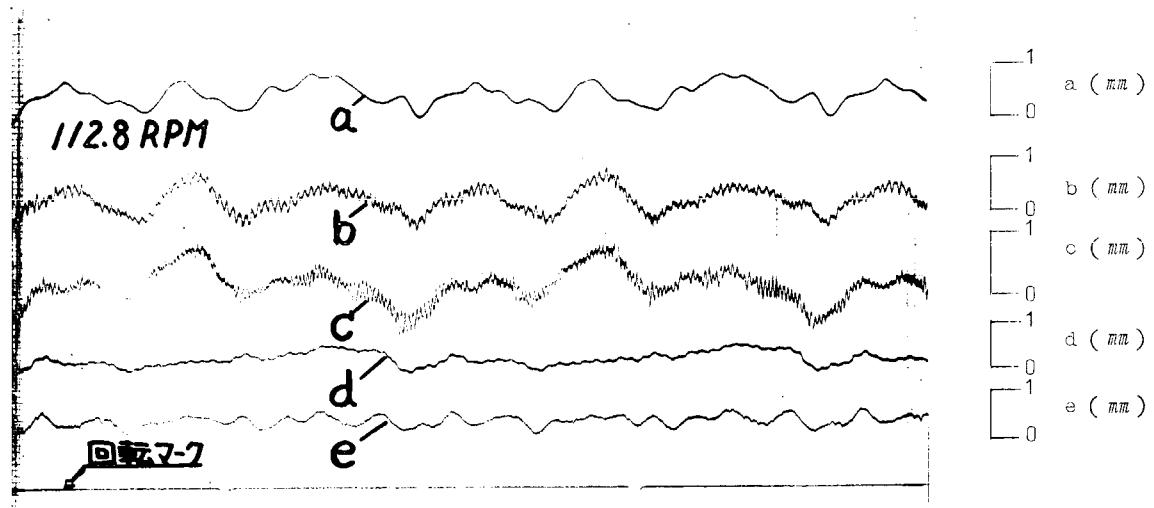


第4.2.1.8 図 オーダンバ調整試験結果（その5）



第4.2.18 図 F ダンパ調整試験結果(その6)

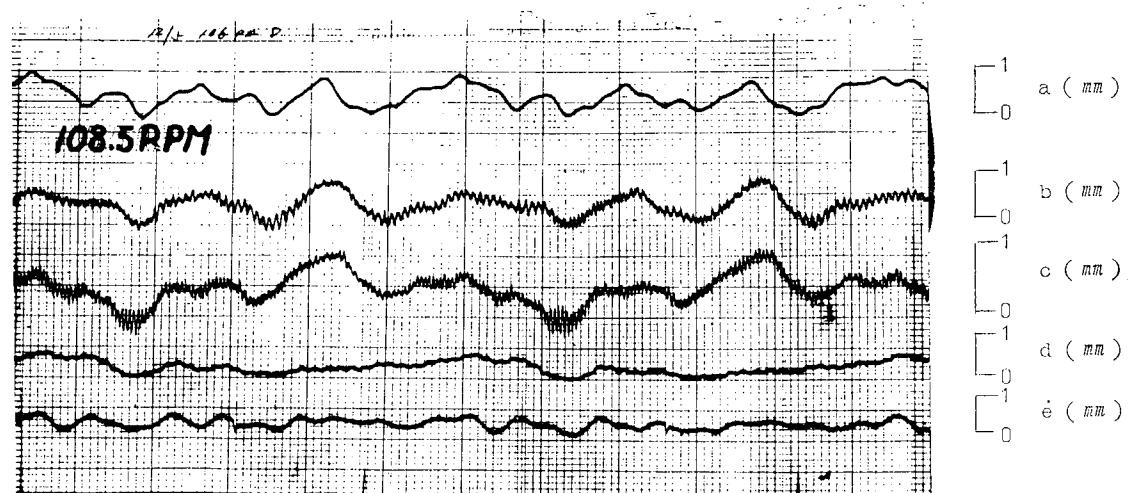
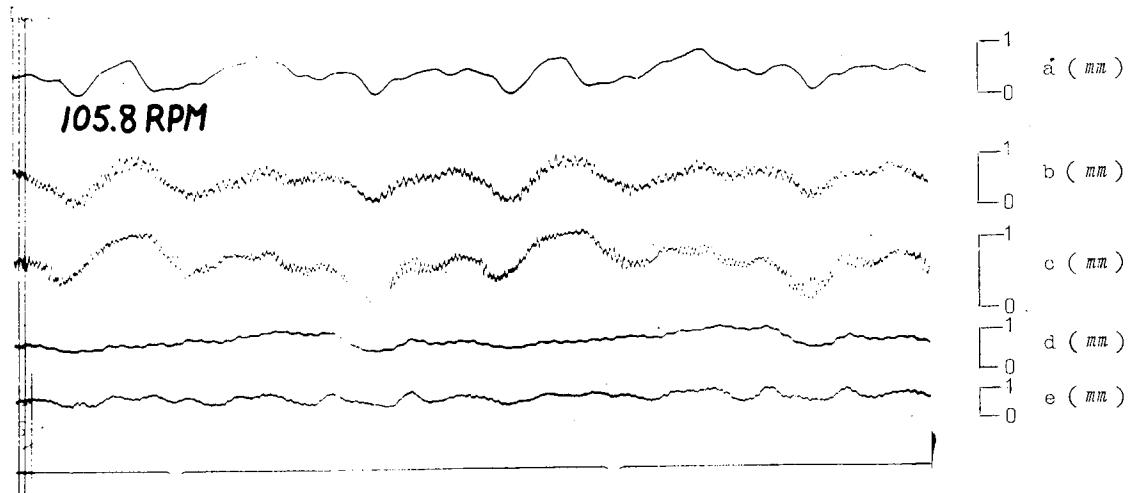
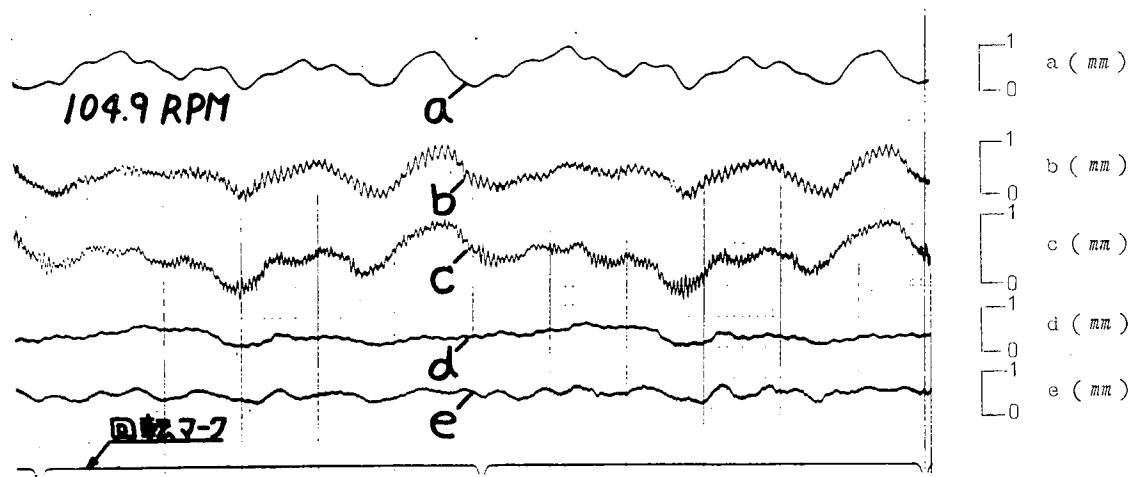
ノズルリフト 0



第4.2.18図 C ダンパ調整試験結果(その7)

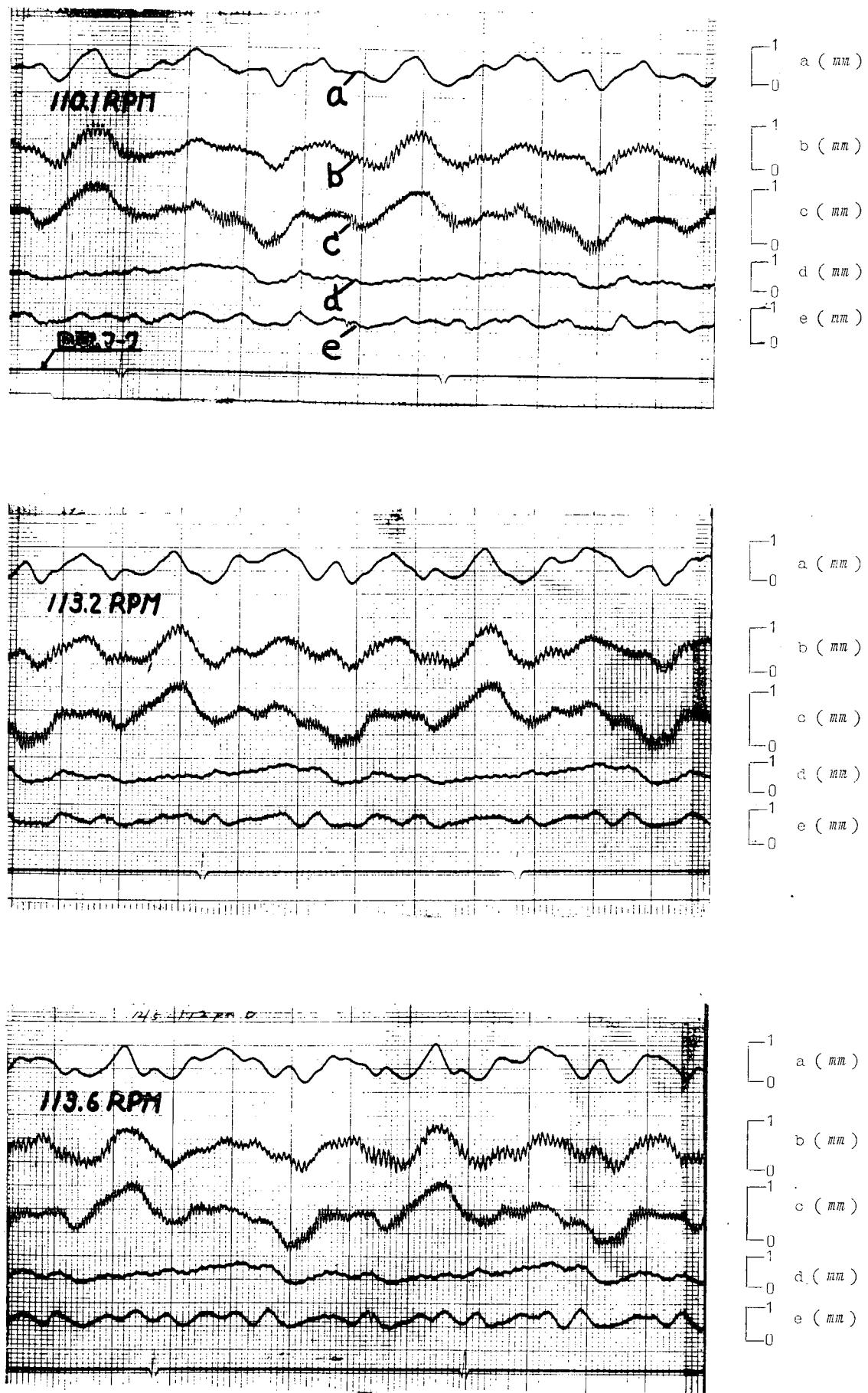
ノズルリフト D ($\ell = 1.0$)

4.2.1.2.5 測定



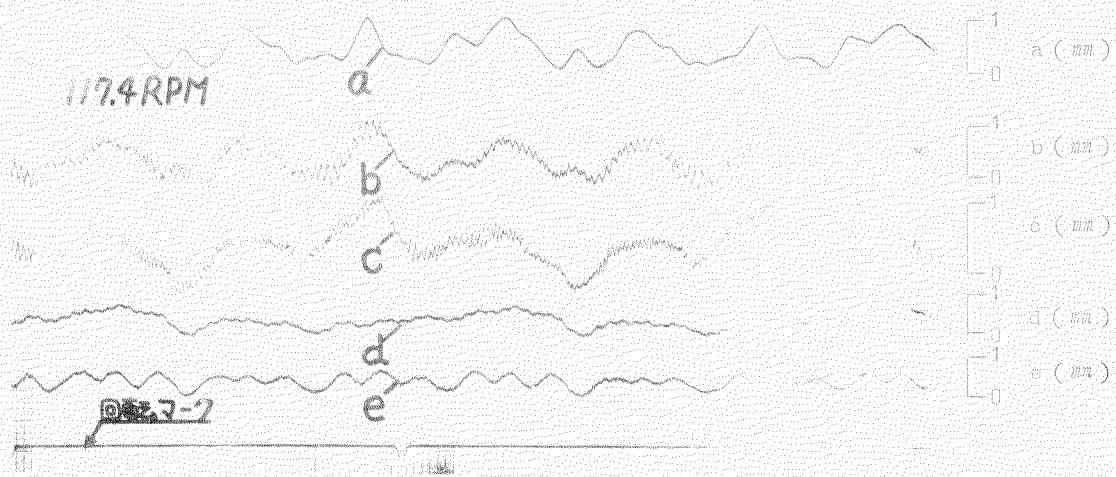
第4.2.1.8 図 H ダンパ調整試験結果(その8)

ノズルリフト D



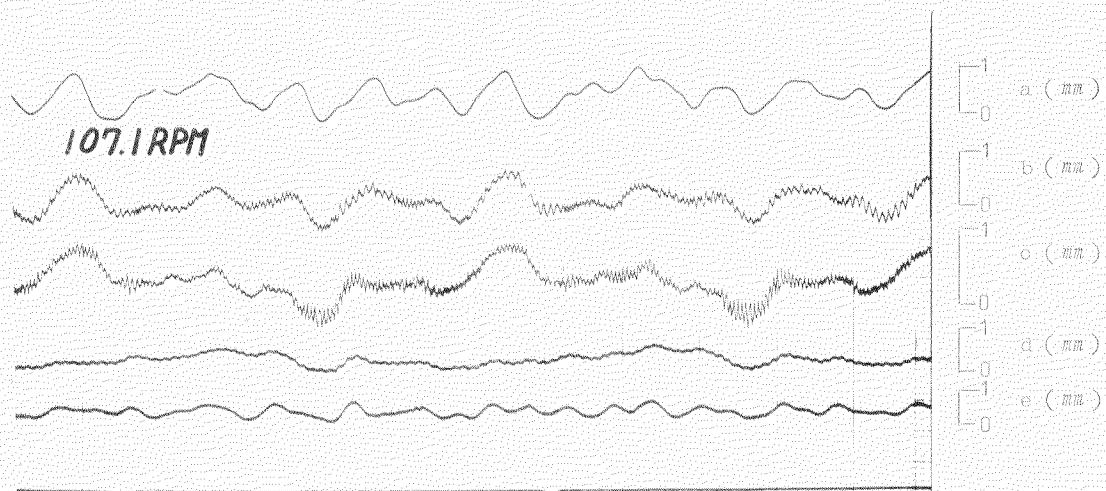
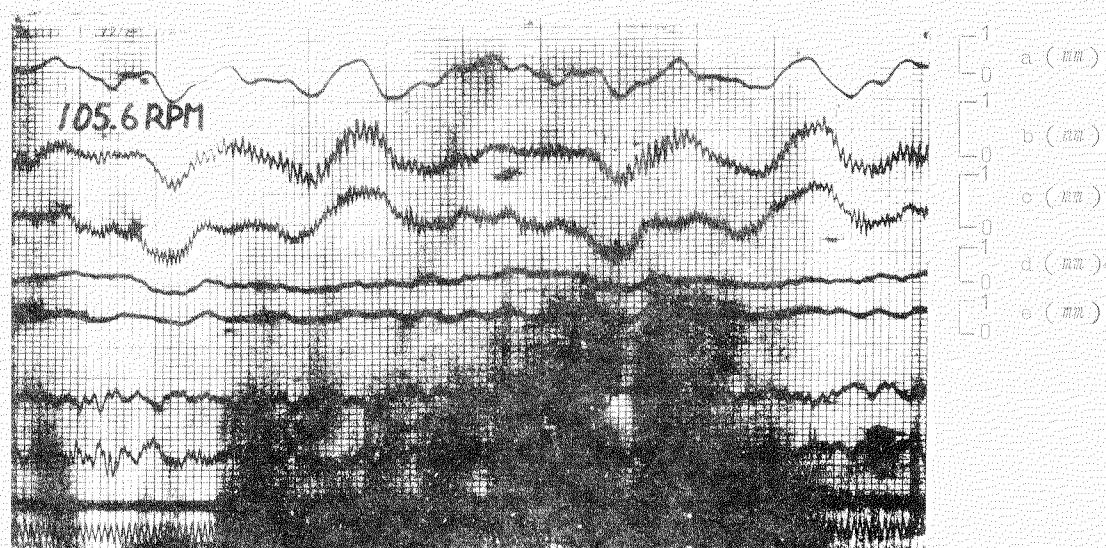
第 4.2.18 図 I ダンバ調整試験結果 (その 9)

ノズルリフト力



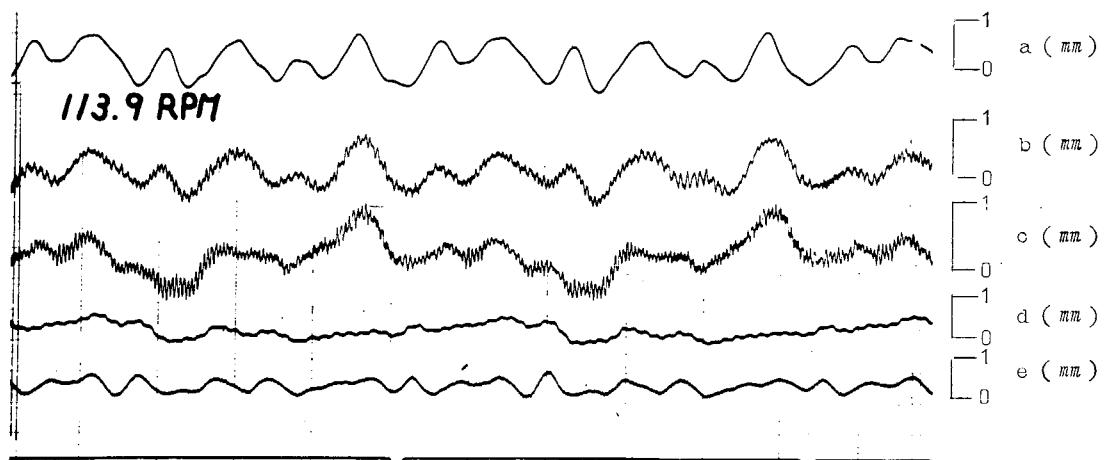
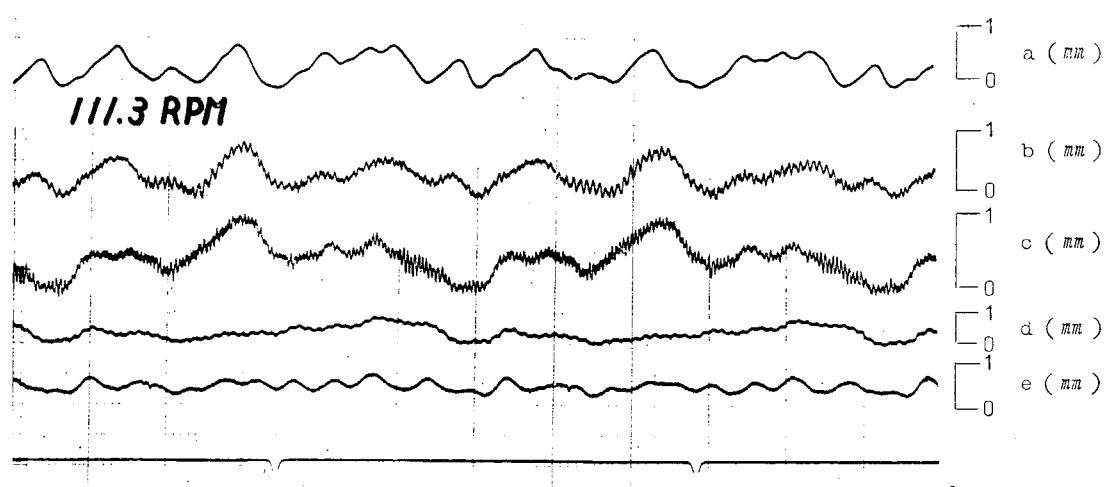
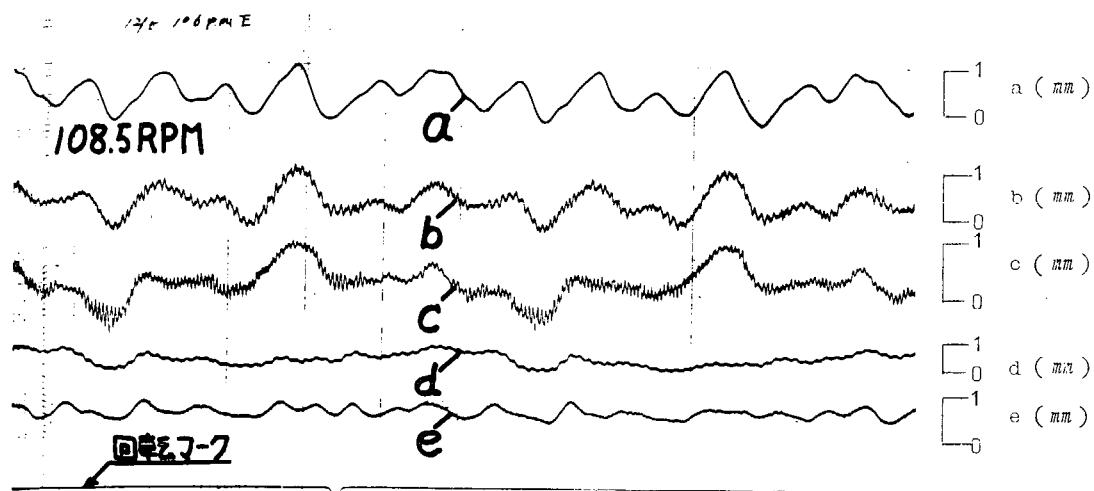
ノズルリフト $\ell = 2.0$

4.2.1.2.5 検定



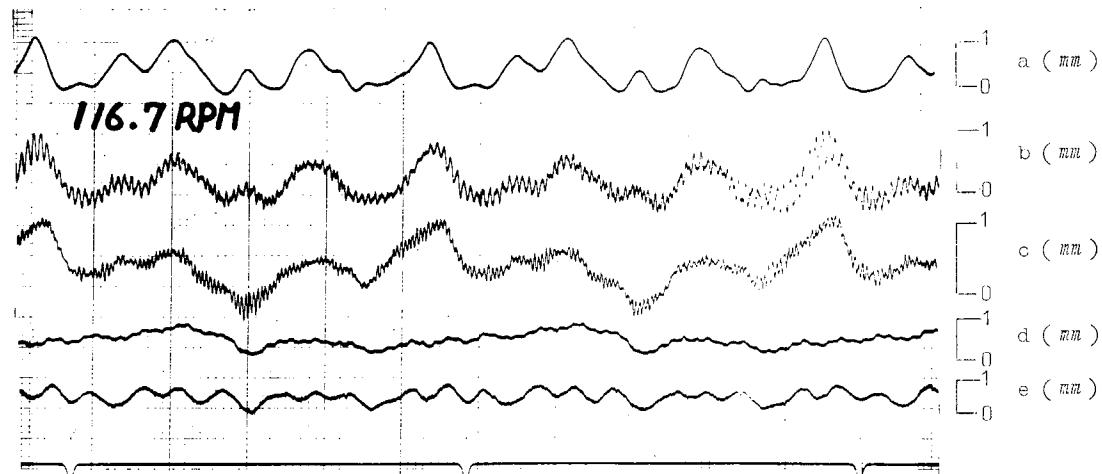
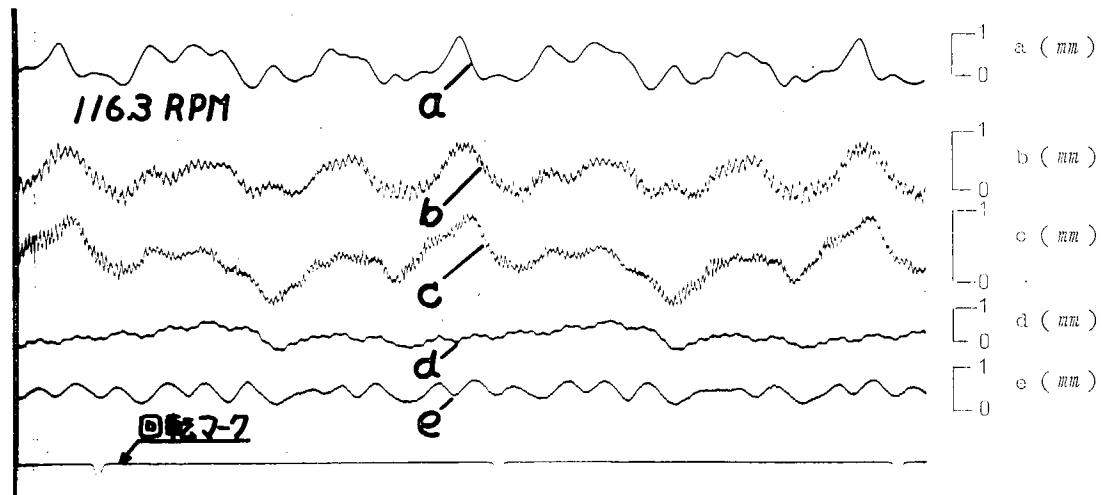
第4.2.1.8 図J タンク調整試験結果(その10)

ノズルリフトE



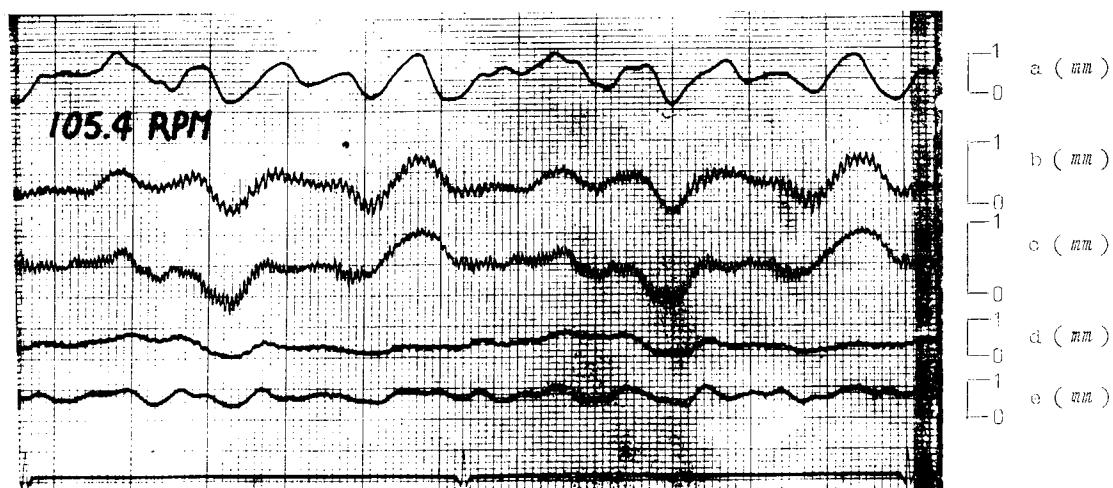
第 4.2.18 図 K ダンバ調整試験結果(その 11)

ノズルリフト E



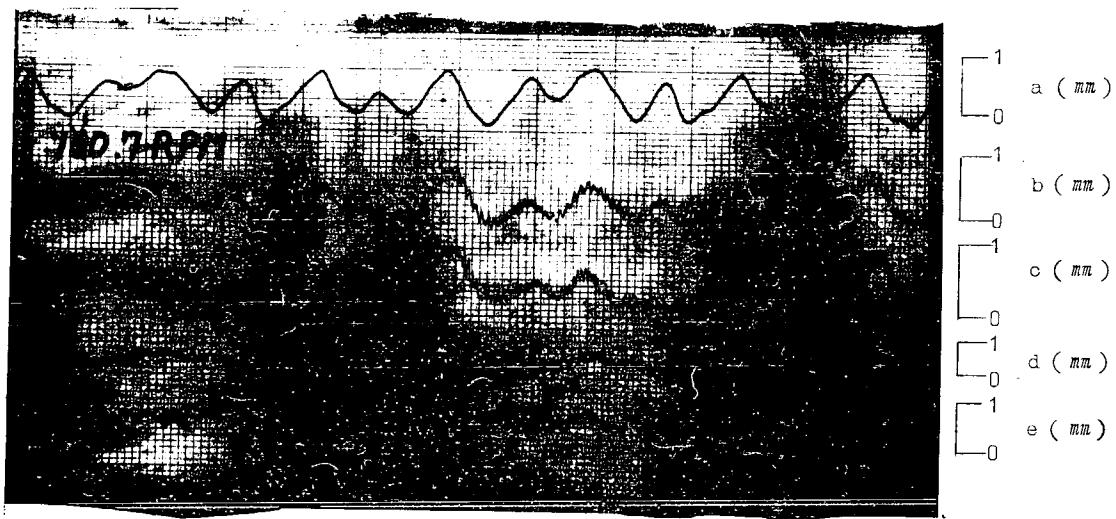
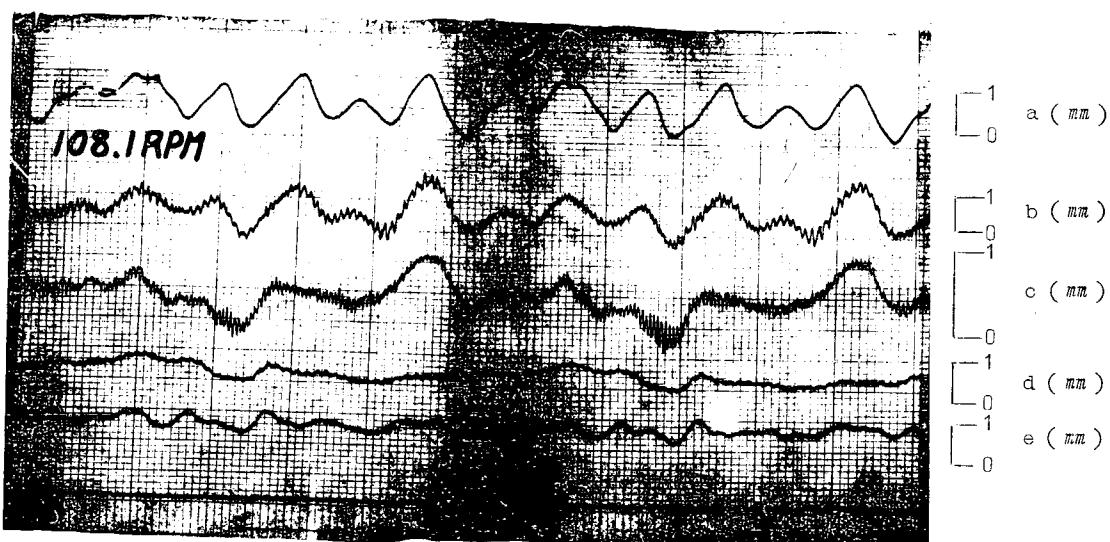
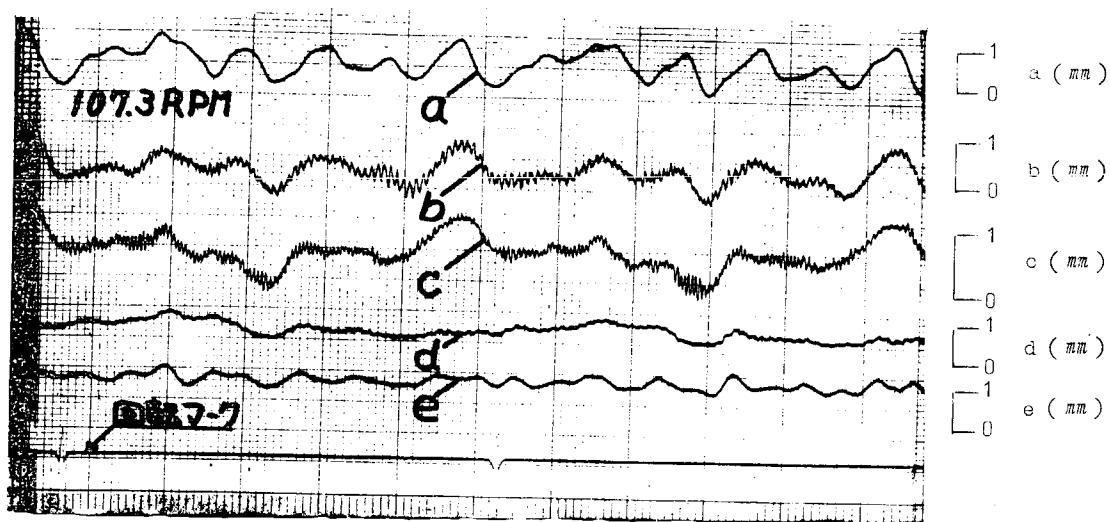
ノズルリフト F ($\ell = 3.0$)

4.2.1.2.5 検定



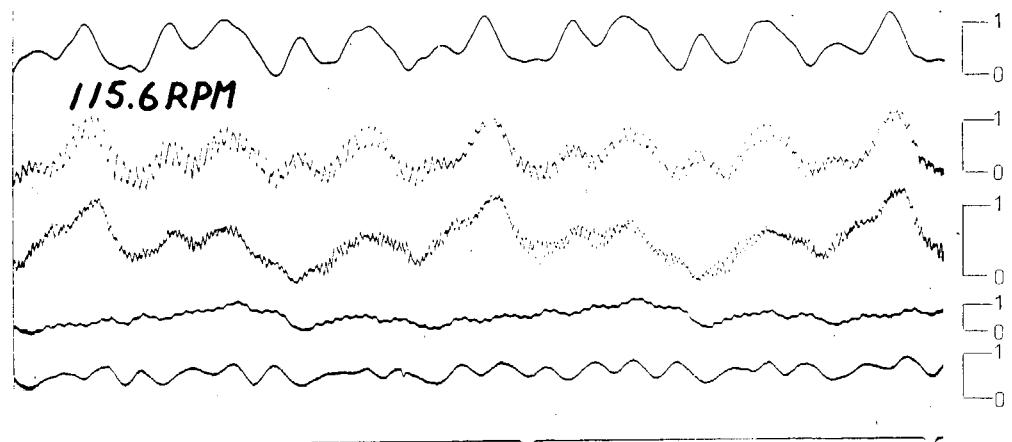
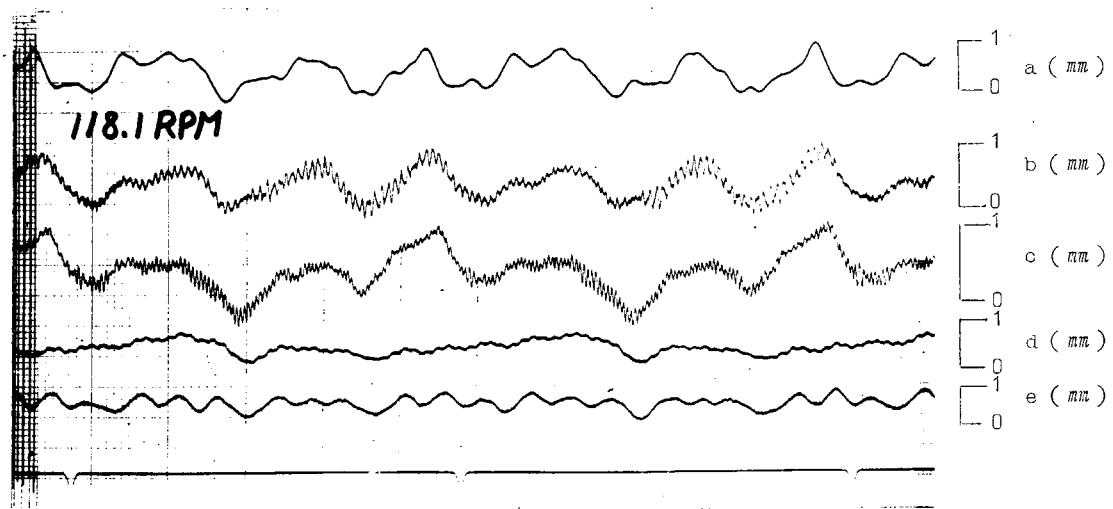
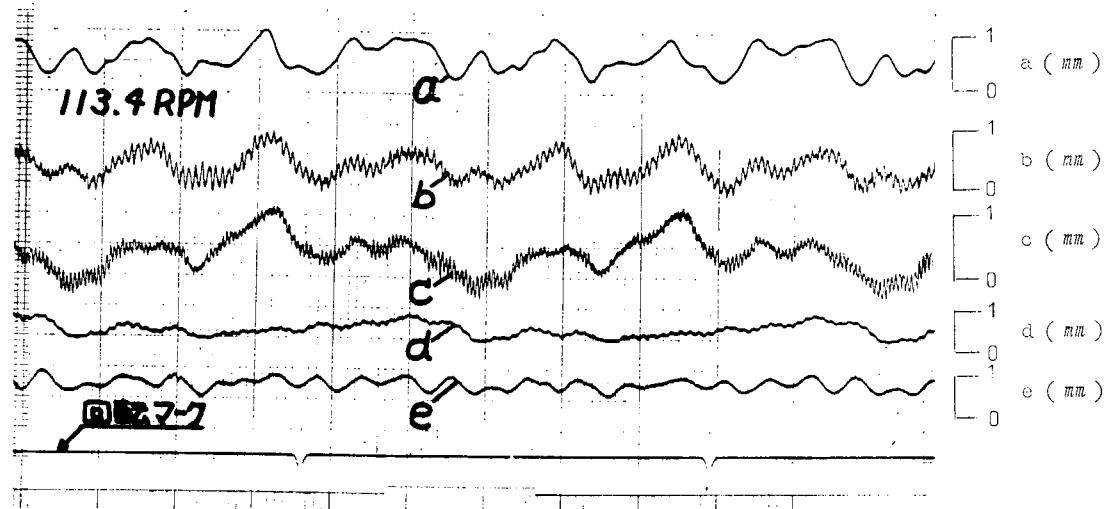
第4.2.1.8図 ダンバ調整試験結果(その12)

ノズルリフト δ



第4.2.18図M ダンパ調整試験結果(その13)

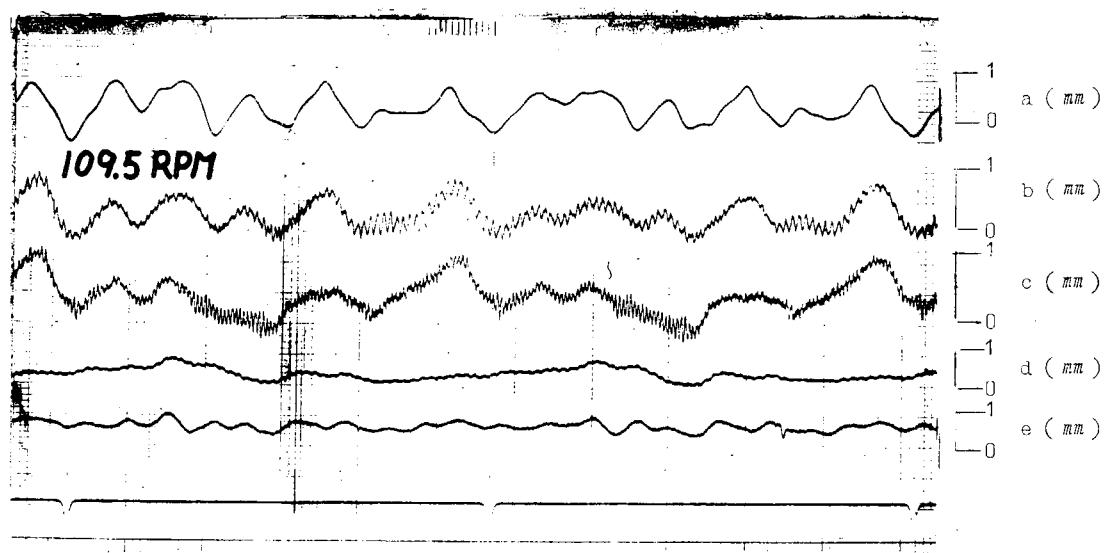
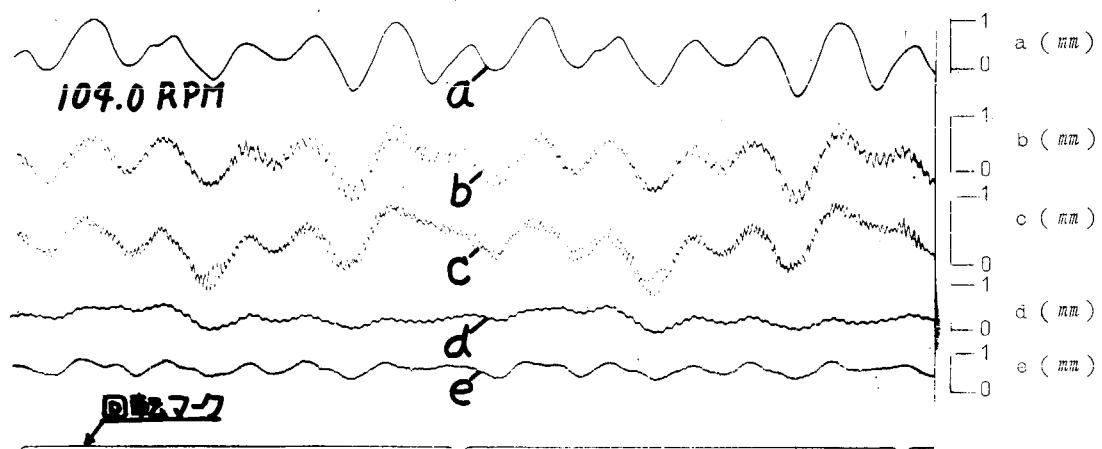
ノズルリフト F



第4.2.1.8 図 N ダンパ調整試験結果（その14）

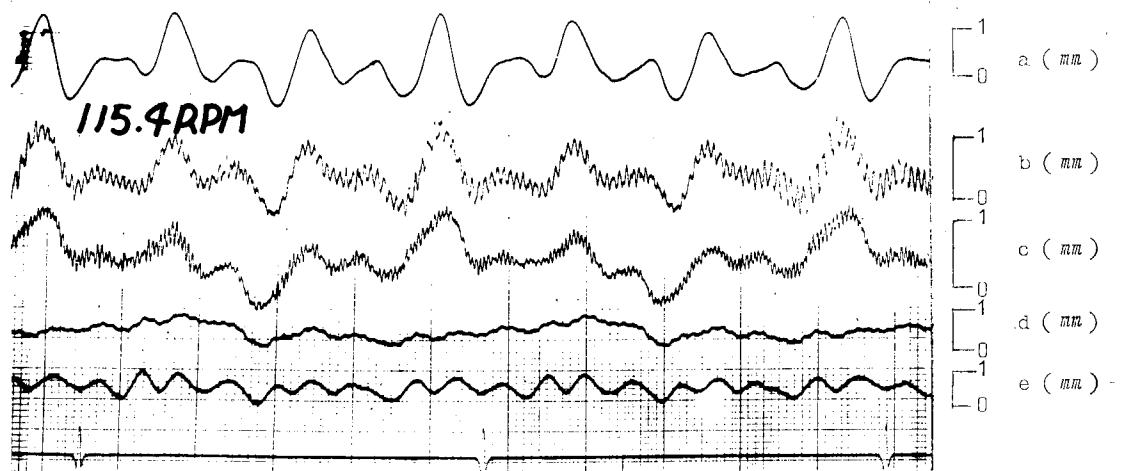
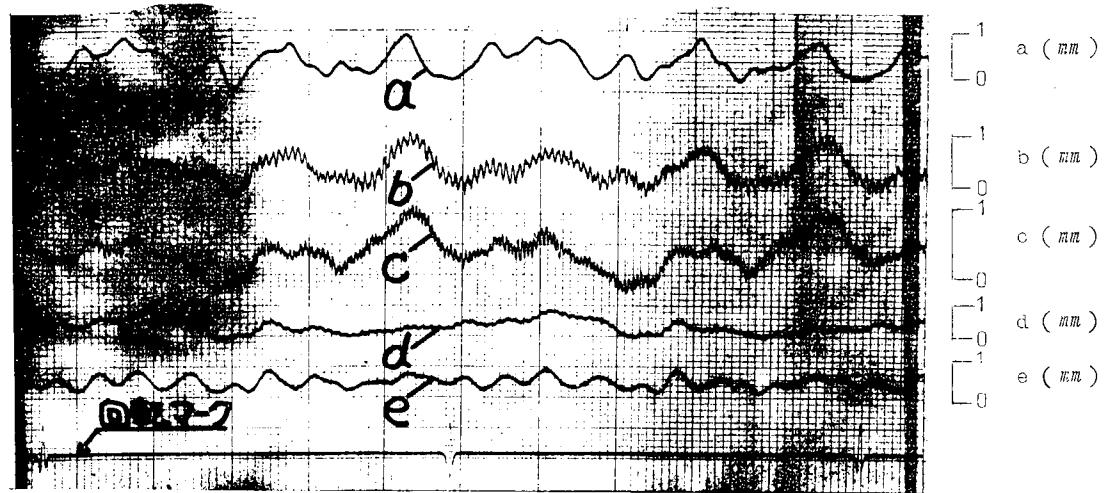
ノズルリフト G ($\ell = 50$)

4.2.1.2.5 倒定



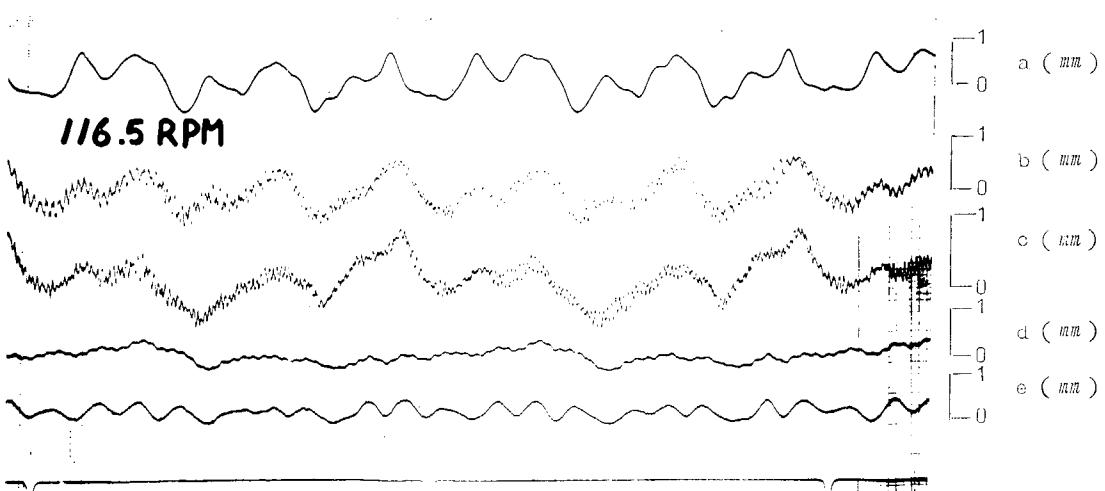
第 4.2.1.8 図 0 ダンバ調整試験結果 (その 15)

ノズルリフト G



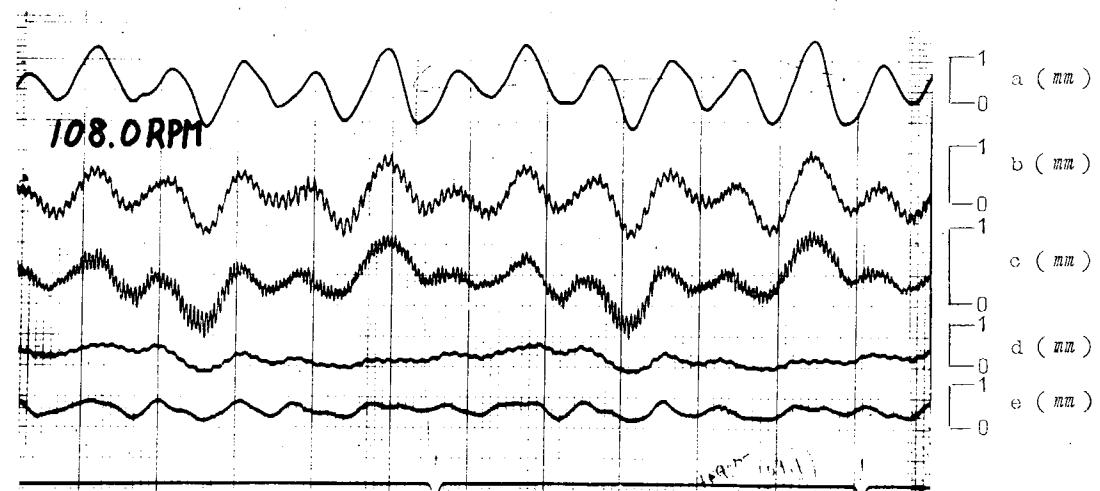
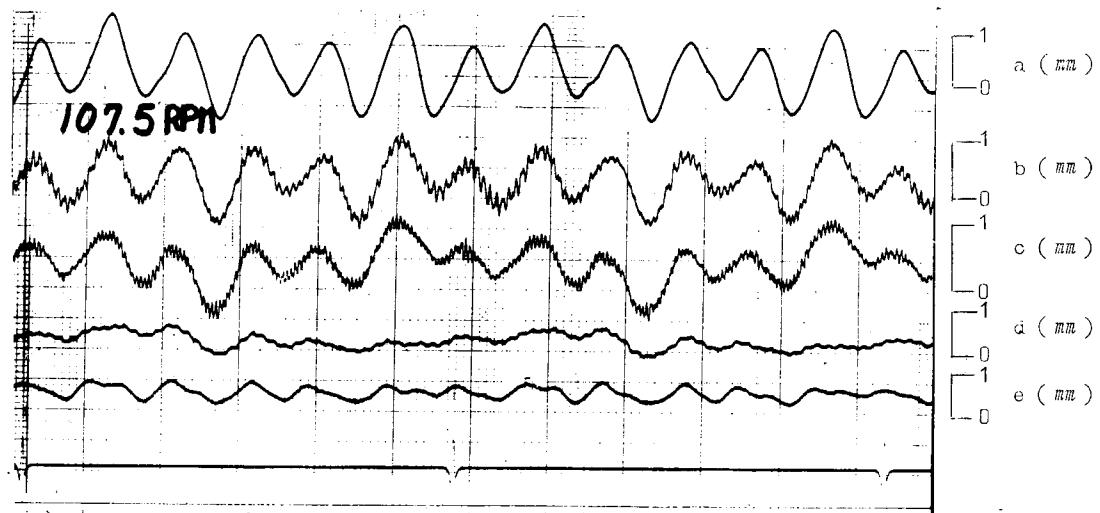
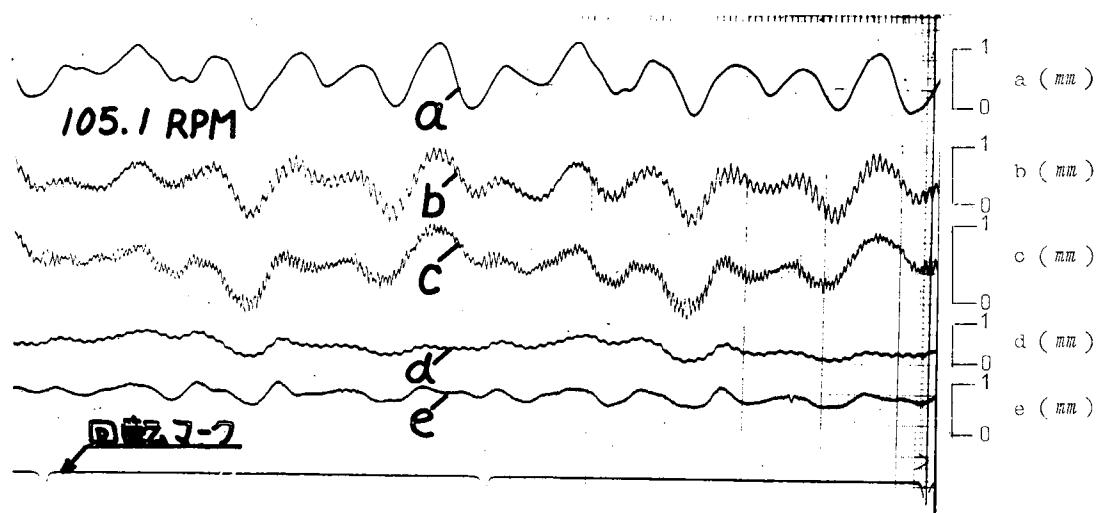
ノズルリフト H ($\ell = 8.0$)

4.2.1.2.5 測定

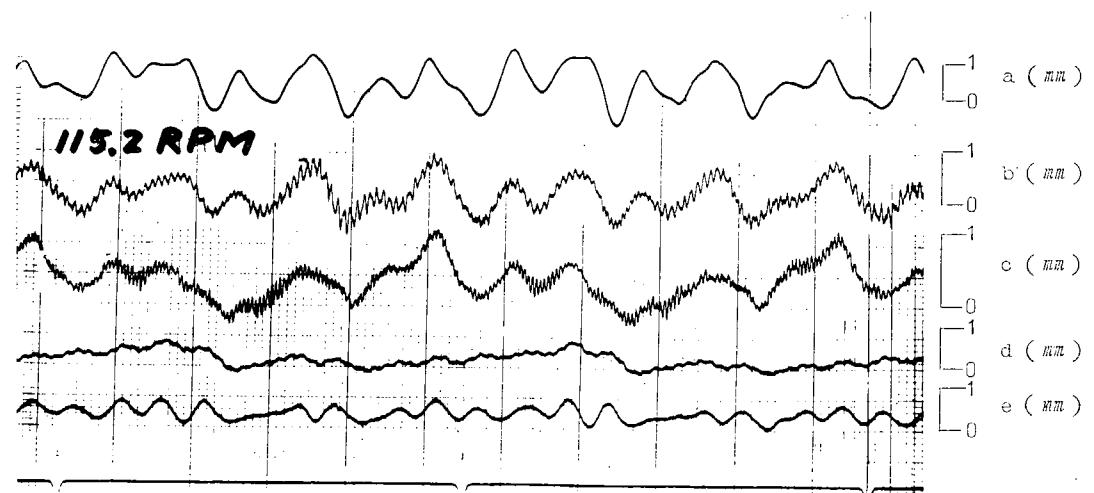
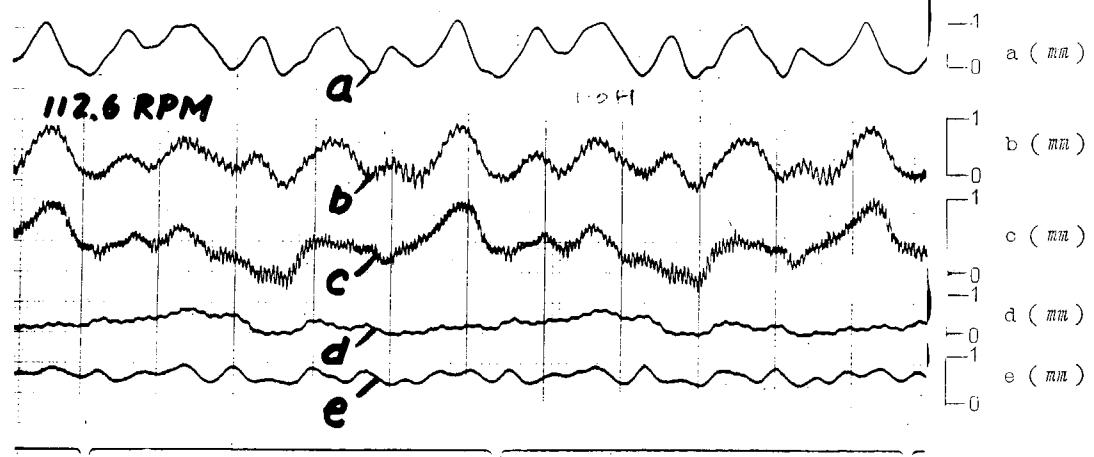
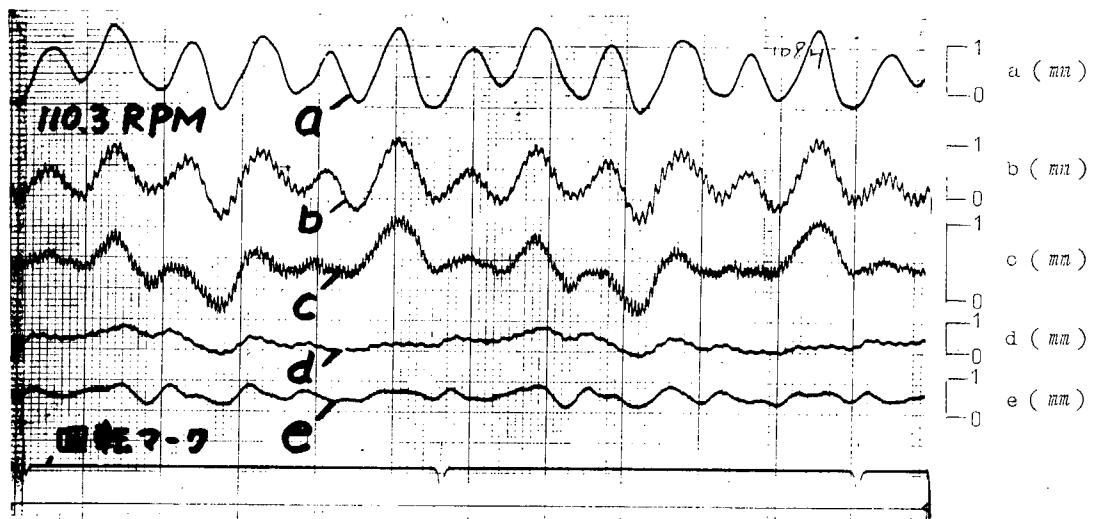


第4.2.1.8図 P ダンパ調整試験結果(その16)

ノズルリフト H



第4.2.18 図 Q ダンバ調整試験結果（その17）



第4.2.18図 E ダンバ調整試験結果(その18)

HARMONIC ANALYSIS

ORDER 6

	RPM	a		b		c		d		e	
		AMP	ARCTAN								
A	101.9	0.26	28.48								
	104.3	0.18	- 5.72								
	105.8	0.56	4.47	0.35	9.16	0.21	15.55	0.11	0.15	0.16	9.63
	107.1	0.57	- 47.45	0.36	- 46.97	0.20	- 40.04	0.10	- 45.25	0.14	- 44.42
	110.3	0.41	- 76.90	0.26	- 80.58	0.12	- 75.47	0.60	- 49.71	0.09	- 41.53
	113.6	0.39	-165.46								
B	101.7	0.03	- 39.48								
	105.3	0.04	4.68								
	106.6	0.07	- .97	0.06	61.49	0.06	64.34	0.04	34.19	0.06	63.46
	110.3	0.05	1.75	0.08	34.28	0.08	52.58	0.04	36.73	0.07	51.35
	113.4	0.05	- 92.60	0.02	-105.95	0.03	19.22	0.05	-12.39	0.07	-10.51
	115.2	0.05	-129.46								
C	104.9	0.14	- 55.42								
	105.8	0.09	- 29.62								
	108.5	0.10	- 95.68	0.05	-105.44	0.02	- 16.91	0.04	-31.60	0.06	-31.93
	110.1	0.14	- 66.47	0.07	- 61.92	0.04	1.75	0.04	-11.54	0.06	-13.89
	113.2	0.14	-125.34	0.09	-124.54	0.02	- 88.17	0.05	-30.69	0.06	-32.05
	113.6	0.12	-138.51								
E	105.6	0.22	- 39.24								
	107.1	0.22	- 78.34								
	108.5	0.28	- 81.45	0.17	- 80.62	0.07	- 62.27	0.06	-33.96	0.08	-29.02
	111.3	0.15	-104.44	0.09	-115.21	0.02	-105.56	0.03	-21.58	0.05	-30.71
	113.9	0.29	-127.43	0.19	-125.57	0.05	-102.09	0.04	-42.86	0.07	-32.97
	116.3	0.09	-161.22								
F	105.4	0.24	- 54.83								
	107.3	0.25	- 86.59	0.16	- 86.65	0.06	- 71.70	0.04	-46.58	0.07	-36.66
	108.1	0.32	- 97.76	0.24	-101.99	0.09	- 79.34	0.05	-50.21	0.08	-49.77
	110.7	0.28	-106.38	0.18	-108.31	0.06	- 95.79	0.04	-41.97	0.06	-35.10
	113.4	0.15	-150.10								
	118.1	0.07	177.57								
	115.6	0.22	-147.23								

HARMONIC ANALYSIS

第4.2.3表B 0節6次調和解析結果

—その2

ORDER 6

(ダンバ調整試験)

4.2.1.2.5 検定(バласт)

		a		b		c		d		e	
	RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
G	104.0	0.42	24.97	0.26	40.31	0.17	47.46	0.07	28.48	0.10	38.32
	105.3	0.42	- 28.14	0.26	- 16.82	0.14	- 6.58	0.08	- 14.77	0.04	- 68.64
	109.5	0.28	- 134.22	0.18	- 133.22	0.07	- 137.59	0.02	- 65.03	0.09	23.55
	111.5	0.11	161.14								
	113.2	0.14	- 84.80								
	115.4	0.41	- 62.01								
	116.5	0.24	- 147.42								
H	105.1	0.38	- 29.91								
	107.5	0.68	- 11.93	0.43	- 3.49	0.22	3.68	0.09	39.15	0.13	11.01
	107.9	0.53	- 4.90	0.33	5.57	0.18	14.10	0.08	- 2.38	0.11	14.47
	110.3	0.54	- 60.27	0.33	- 55.20	0.16	- 49.02	0.06	- 36.04	0.09	- 26.00
	112.6	0.28	- 106.67								
	115.2	0.32	- 178.09								
	116.5	0.18	177.21								

第4.2.4表A 縦振動調和解析結果

—その1

(クランク軸自由端)

4.2.1.2.1.0 検定(バласт)

NOZZLE LIFT A (OPEN)

ORDER	1		2		3		4		5		
	RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
121.7	0.09	18.29	0.13	- 48.63	0.35	169.45	0.11	- 87.65	0.09	- 72.24	
113.2	0.08	21.70	0.11	- 51.06	0.24	- 157.85	0.08	- 95.91	0.09	9.38	
111.7	0.08	24.27	0.11	- 62.93	0.22	- 154.55	0.13	- 97.86	0.03	18.00	
108.3	0.08	19.85	0.12	- 54.62	0.17	- 144.06	0.13	- 88.57	0.06	7.70	
107.0	0.08	6.06	0.10	- 59.11	0.15	- 139.75	0.13	- 87.09	0.04	37.69	
105.4	0.08	.33	0.12	- 58.27	0.13	- 141.80	0.12	- 90.68	0.03	31.36	
102.9	0.06	7.72	0.12	- 59.03	0.12	- 141.94	0.16	- 99.76	0.00	133.69	
101.5	0.08	9.04	0.11	- 52.99	0.11	- 138.21	0.17	- 84.25	0.03	75.87	
98.5	0.07	15.03	0.11	- 64.43	0.10	- 149.93	0.22	- 88.51	0.02	28.69	
97.9	0.07	7.03	0.11	- 60.42	0.09	- 144.17	0.23	- 92.61	0.01	38.29	
94.5	0.07	11.09	0.10	- 69.48	0.08	- 135.57	0.25	- 56.67	0.02	99.11	
93.3	0.07	16.07	0.10	- 69.92	0.09	- 139.38	0.21	- 42.55	0.02	91.21	
90.9	0.07	19.91	0.10	- 61.22	0.08	- 126.97	0.16	- 18.36	0.02	150.96	
88.1	0.05	20.16	0.08	- 60.43	0.08	- 119.38	0.13	- 13.63	0.02	171.70	
85.7	0.04	- 12.28	0.08	- 46.66	0.10	- 120.72	0.11	- 7.00	0.04	179.68	
81.6	0.05	27.26	0.08	- 68.87	0.07	- 102.34	0.06	- .41	0.06	174.78	
77.9	0.05	25.02	0.08	- 75.55	0.07	- 95.46	0.06	- 4.01	0.16	- 132.25	
76.9	0.05	27.11	0.07	- 65.39	0.08	- 97.01	0.05	2.61	0.16	- 105.47	
73.7	0.05	29.31	0.06	- 73.58	0.07	- 96.79	0.05	7.46	0.08	- 58.28	
71.2	0.05	35.06	0.06	- 71.57	0.08	- 87.56	0.04	2.69	0.09	- 31.45	
68.3	0.06	41.96	0.06	- 79.87	0.08	- 88.18	0.05	-.58	0.07	- 53.43	
64.4	0.05	43.46	0.04	- 80.86	0.08	- 85.85	0.04	9.90	0.06	- 22.81	
61.2	0.06	57.00	0.05	- 90.00	0.08	- 89.38	0.03	15.34	0.04	- 35.10	
59.6	0.05	57.60	0.04	- 82.09	0.08	- 88.42	0.04	10.90	0.03	- 22.47	

第4.2.4表B 縦振動調和解析結果 一その2

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
55.4	0.05	59.48	0.03	- 94.84	0.08	- 82.35	0.03	12.56	0.03	- 11.05
51.8	0.05	72.14	0.04	- 28.38	0.09	- 155.16	0.03	161.35	0.02	- 16.14
40.3	0.03	77.54	0.03	- 95.51	0.09	- 73.37	0.02	6.36	0.03	- 13.27
38.1	0.05	93.23	0.03	- 114.91	0.09	- 78.70	0.01	30.61	0.01	- 26.36

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN								
121.7	0.09	.16	0.07	9.88	0.04	27.74	0.09	- 38.26	0.04	29.41
113.2	0.26	-179.06	0.05	- 14.53	0.03	- 42.82	0.12	97.31	0.04	49.99
111.7	0.40	- 45.71	0.06	31.67	0.03	27.40	0.08	117.56	0.04	36.56
108.3	0.52	- 71.56	0.04	6.99	0.03	46.85	0.05	- 171.00	0.03	33.61
107.0	0.85	- 26.56	0.09	81.56	0.01	2.90	0.04	- 149.18	0.04	41.89
105.4	0.48	- 30.54	0.07	46.76	0.04	57.35	0.02	- 176.86	0.05	57.02
102.9	0.39	6.85	0.12	64.52	0.00	66.72	0.02	179.78	0.03	68.67
101.5	0.28	40.05	0.09	77.60	0.01	59.09	0.02	- 93.70	0.02	79.04
98.5	0.12	8.32	0.08	83.65	0.02	6.99	0.02	167.97	0.03	40.39
97.9	0.06	50.86	0.05	55.81	0.04	14.20	0.01	- 172.30	0.03	18.79
94.5	0.15	53.82	0.11	73.24	0.03	- 40.40	0.01	- 166.69	0.03	3.22
93.3	0.07	56.69	0.16	84.63	0.02	- 51.35	0.01	- 161.48	0.03	17.92
90.9	0.05	68.55	0.18	146.14	0.04	- 18.90	0.01	- 76.48	0.03	25.08
88.1	0.05	54.54	0.14	- 164.97	0.05	- 20.40	0.01	- 125.38	0.03	17.03
85.7	0.02	19.08	0.09	- 140.31	0.07	- 11.93	0.02	101.75	0.04	3.32
81.6	0.03	60.94	0.05	- 139.73	0.08	18.60	0.02	- 128.76	0.05	21.43
77.9	0.02	66.63	0.03	- 133.50	0.12	85.76	0.01	- 89.75	0.07	- .05
76.9	0.04	61.86	0.01	- 105.52	0.12	93.41	0.01	- 87.41	0.09	7.21
73.7	0.03	108.31	0.02	- 117.34	0.06	113.53	0.03	.17	0.14	45.10
71.2	0.05	112.61	0.02	- 108.14	0.05	114.01	0.05	22.15	0.14	68.69
68.3	0.07	93.06	0.01	- 143.62	0.04	112.66	0.04	84.16	0.18	56.38
64.4	0.11	178.90	0.03	- 120.01	0.03	115.83	0.04	- 109.32	0.37	88.00
61.2	0.05	- 133.31	0.03	- 119.88	0.02	144.29	0.04	- 23.89	0.34	149.27
59.6	0.02	- 93.50	0.04	- 153.79	0.03	134.57	0.04	2.97	0.25	170.98
55.4	0.03	121.77	0.19	- 58.78	0.00	39.90	0.03	15.05	0.14	- 171.50
51.8	0.01	- 172.87	0.06	80.06	0.02	34.36	0.01	179.24	0.09	- 158.10
40.3	0.01	- 81.40	0.02	33.31	0.01	156.57	0.05	178.86	0.13	- 60.01
38.1	0.02	- 52.29	0.02	52.65	0.03	- 143.10	0.03	- 35.39	0.41	55.21

第4.2.5表A 縦振動調和解析結果 一その1

(ノズル開度A、測定位置b~e)

4.2.1.2.1.0 測定(バласт)

NOZZLE LIFT "A" (OPEN)

MEASURING POINT "b" (NO. 5 CYL.)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
61.2	0.06	66.08	0.05	155.83	0.11	-154.07	0.02	31.92	0.04	-66.88
64.4	0.05	67.84	0.05	153.46	0.11	-161.08	0.02	5.95	0.05	-57.39
81.6	0.04	79.49	0.04	-151.72	0.13	-178.03	0.02	6.25	0.10	-161.22
85.7	0.04	102.72	0.04	-134.63	0.12	-176.78	0.05	-8.35	0.07	-162.45
93.3	0.04	65.47	0.04	-146.20	0.16	158.87	0.16	-49.06	0.05	166.63
94.5	0.04	80.35	0.04	-150.99	0.16	161.73	0.20	-63.18	0.05	162.19

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
61.2	0.07	-146.86	0.06	-83.64	0.01	150.87	0.02	-41.59	0.30	153.36
64.4	0.13	-178.25	0.06	-83.31	0.02	94.81	0.05	-101.84	0.33	87.73
81.6	0.03	132.46	0.09	-110.97	0.08	15.36	0.02	-131.47	0.06	5.18
85.7	0.05	143.19	0.13	-106.12	0.05	-5.76	0.02	171.35	0.05	13.39
93.3	0.07	82.59	0.11	93.97	0.02	-79.27	0.02	-176.85	0.03	-37.60
94.5	0.13	67.54	0.04	101.87	0.04	-80.49	0.02	175.48	0.03	-38.46

MEASURING POINT "e" (NO. 9 CYL.)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
61.2	0.15	96.78	0.01	83.87	0.08	-161.21	0.03	-7.50	0.02	-85.73
64.4	0.15	94.47	0.02	94.60	0.08	-159.45	0.03	-13.23	0.03	-66.43
81.6	0.16	95.47	0.01	-125.26	0.10	-173.84	0.03	-24.31	0.06	-164.23
85.7	0.17	94.32	0.02	176.96	0.09	-174.38	0.03	-21.19	0.04	-153.56
93.3	0.18	96.37	0.02	-134.21	0.11	169.29	0.12	-45.63	0.03	-175.73
94.5	0.18	95.57	0.02	-138.73	0.12	170.59	0.14	-59.80	0.05	-177.15

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
61.2	0.04	-158.51	0.05	-119.26	0.01	-171.24	0.01	-7.99	0.14	149.38
64.4	0.08	172.96	0.04	-119.45	0.01	145.08	0.01	-79.35	0.16	84.03
81.6	0.04	102.20	0.07	127.38	0.04	12.78	0.01	2.56	0.04	4.23
85.7	0.04	88.30	0.08	-129.97	0.03	2.84	0.01	50.22	0.03	-9.80
93.3	0.06	72.66	0.06	123.76	0.02	-33.63	0.01	-20.48	0.03	-60.89
94.5	0.09	60.08	0.03	141.10	0.02	-56.65	0.01	5.77	0.02	-56.16

MEASURING POINT "d" (THRUST COLLAR)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
61.2	0.04	51.34	0.03	- 46.90	0.03	164.20	0.02	9.87	0.01	-131.72
64.4	0.05	35.19	0.02	- 55.64	0.03	165.33	0.02	- 1.33	0.01	- 78.46
81.6	0.07	10.58	0.05	- 62.84	0.04	158.11	0.03	- 2.19	0.03	169.45
85.7	0.07	3.42	0.03	- 61.17	0.05	152.02	0.05	- 22.69	0.02	163.88
93.3	0.11	3.85	0.04	- 79.20	0.06	144.36	0.06	- 43.40	0.02	146.77
94.5	0.10	5.47	0.04	- 72.50	0.05	146.85	0.07	- 55.97	0.03	142.27

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
61.2	0.01	142.16	0.02	-123.13	0.01	116.81	0.01	- 64.69	0.06	128.80
64.4	0.02	114.47	0.02	-108.22	0.01	127.67	0.01	-115.20	0.07	61.24
81.6	0.03	20.45	0.02	-140.14	0.02	10.45	0.00	- 75.51	0.02	- 45.02
85.7	0.01	25.10	0.04	-162.69	0.01	- 11.43	0.00	67.50	0.02	- 29.37
93.3	0.04	19.85	0.02	113.10	0.01	- 50.96	0.01	- 33.23	0.02	- 94.11
94.5	0.06	21.95	0.01	125.09	0.01	- 38.76	0.00	- 95.70	0.02	-112.22

MEASURING POINT "e" (COUPLING OF TAIL SHAFT)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
61.2	0.02	148.12	0.00	- 74.57	0.01	165.08	0.01	17.61	0.01	- 97.47
64.4	0.01	147.51	0.01	150.85	0.01	163.01	0.01	20.97	0.01	- 56.08
81.6	0.01	117.98	0.01	- 55.61	0.02	173.36	0.02	27.42	0.04	158.61
85.7	0.02	62.48	0.01	113.96	0.02	-172.36	0.03	- 10.17	0.04	157.89
93.3	0.02	42.47	0.00	- 89.91	0.02	151.47	0.07	- 59.51	0.03	111.93
94.5	0.02	52.45	0.00	- 69.14	0.07	171.55	0.08	- 76.76	0.02	139.18

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN								
61.2	0.01	-150.67	0.02	-144.75	0.00	112.12	0.01	- 36.67	0.06	135.68
64.4	0.03	143.55	0.02	-134.35	0.01	134.23	0.01	-104.05	0.07	66.26
81.6	0.03	32.69	0.02	-151.68	0.02	6.60	0.00	- 51.17	0.03	- 9.77
85.7	0.02	3.21	0.02	-158.11	0.01	- 64.84	0.01	93.51	0.02	- 38.99
93.3	0.04	23.66	0.03	118.11	0.01	- 22.33	0.01	173.69	0.03	- 69.59
94.5	0.08	27.61	0.02	126.54	0.01	- 34.40	0.00	11.48	0.04	- 83.43

第4.2.6表A 総振動調和解析結果 一その1

(ノズルリフトB、測定位置a~e)

4.2.1.2.1.0 測定(パラスト)

NOZZLE LIFT "B" (CLOSE)

MEASURING POINT "a" (AT THE FREE END OF CRANK SHAFT)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
62.2	0.05	29.78	0.03	-108.84	0.06	-109.55	0.03	-24.25	0.02	-73.70
64.7	0.05	28.65	0.03	-105.54	0.06	-114.50	0.03	-30.84	0.03	-75.24
83.5	0.05	5.46	0.05	-78.22	0.04	-149.72	0.03	-35.90	0.04	125.31
85.8	0.05	19.94	0.07	-93.81	0.05	-154.06	0.05	-42.06	0.02	123.64
93.8	0.06	14.34	0.06	-88.85	0.06	-165.64	0.11	-73.60	0.01	55.03
96.5	0.06	15.41	0.06	-92.70	0.06	-168.29	0.13	-103.35	0.01	-5.80

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
62.2	0.03	140.40	0.01	158.07	0.01	56.30	0.00	-88.59	0.03	100.63
64.7	0.04	76.02	0.01	153.44	0.01	47.37	0.00	-35.34	0.03	90.15
83.5	0.01	126.66	0.02	-173.09	0.01	-51.62	0.01	-64.09	0.02	32.92
85.8	0.01	36.96	0.01	171.71	0.01	42.82	0.00	-105.90	0.02	29.02
93.8	0.02	17.47	0.02	144.01	0.01	31.71	0.01	-79.79	0.02	30.48
96.5	0.02	13.14	0.02	116.00	0.01	7.38	0.00	-88.89	0.01	12.32

MEASURING POINT "b" (NO. 5 CYL.)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
62.2	0.06	44.94	0.05	155.99	0.13	-171.76	0.01	-33.86	0.05	-103.23
64.7	0.06	46.13	0.06	155.67	0.13	-171.75	0.01	-87.85	0.06	-95.49
83.5	0.03	61.96	0.06	-169.78	0.15	168.44	0.04	-63.84	0.05	-179.26
85.8	0.05	65.28	0.06	-157.37	0.16	162.79	0.04	-45.50	0.07	177.70
93.8	0.05	58.63	0.06	-158.43	0.19	160.37	0.12	-74.03	0.04	-171.57
96.5	0.04	68.40	0.07	-170.76	0.20	158.40	0.18	-97.80	0.04	-170.13

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
62.2	0.07	165.34	0.04	-101.48	0.01	-11.80	0.01	-103.11	0.03	99.50
64.7	0.06	125.67	0.04	-108.12	0.01	13.88	0.01	-136.97	0.03	84.21
83.5	0.03	134.84	0.05	-114.15	0.00	16.53	0.01	-163.50	0.03	27.85
85.8	0.03	142.37	0.05	-120.65	0.00	-131.63	0.00	179.22	0.03	14.55
93.8	0.03	122.85	0.05	-137.66	0.01	-5.18	0.01	-112.76	0.02	-1.70
96.5	0.02	98.11	0.06	-147.82	0.01	-131.20	0.01	176.83	0.03	5.62

MEASURING POINT "c" (NO.9 CYL.)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
62.2	0.17	88.10	0.01	26.78	0.10	-167.08	0.02	-23.50	0.01	-90.74
64.7	0.16	90.51	0.01	83.17	0.09	-172.05	0.03	-35.35	0.03	-101.94
83.5	0.19	97.98	0.02	-155.18	0.11	177.77	0.04	-38.96	0.05	176.15
85.8	0.18	100.34	0.02	-142.30	0.13	170.93	0.04	-39.51	0.05	-168.86
93.8	0.21	100.56	0.03	-151.85	0.14	170.57	0.09	-53.57	0.03	-160.38
96.5	0.20	98.81	0.03	-158.56	0.15	170.85	0.12	-77.53	0.04	-147.40

ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
62.2	0.04	160.56	0.04	-120.12	0.00	-174.43	0.01	74.88	0.02	85.22
64.7	0.05	127.77	0.04	-133.16	0.00	112.56	0.01	47.18	0.02	75.74
83.5	0.04	101.76	0.05	-145.78	0.01	-45.37	0.01	18.91	0.02	10.68
85.8	0.04	116.22	0.04	-134.18	0.01	-13.18	0.01	65.55	0.02	- .63
93.8	0.04	103.14	0.06	-147.81	0.01	36.34	0.01	23.03	0.01	- 11.65
96.5	0.05	81.12	0.06	-162.28	0.01	-118.64	0.00	26.71	0.02	- 9.73

MEASURING POINT "d" (THRUST COLLAR)

ORDER	1		2		3		4		5	
RPM	AMP	ARCTAN								
62.2	0.07	44.14	0.05	-71.89	0.04	143.98	0.02	-22.72	0.00	122.03
64.7	0.07	43.20	0.03	-60.53	0.03	153.88	0.02	-9.16	0.01	-136.23
83.5	0.08	21.12	0.05	-74.84	0.04	141.81	0.03	-15.92	0.02	148.87
85.8	0.09	15.41	0.05	-73.38	0.04	145.60	0.03	-20.31	0.03	158.27
93.8	0.11	14.51	0.06	-72.01	0.05	137.55	0.05	-44.05	0.03	146.24
96.5	0.11	8.48	0.05	-88.91	0.05	144.97	0.04	-61.94	0.01	128.44

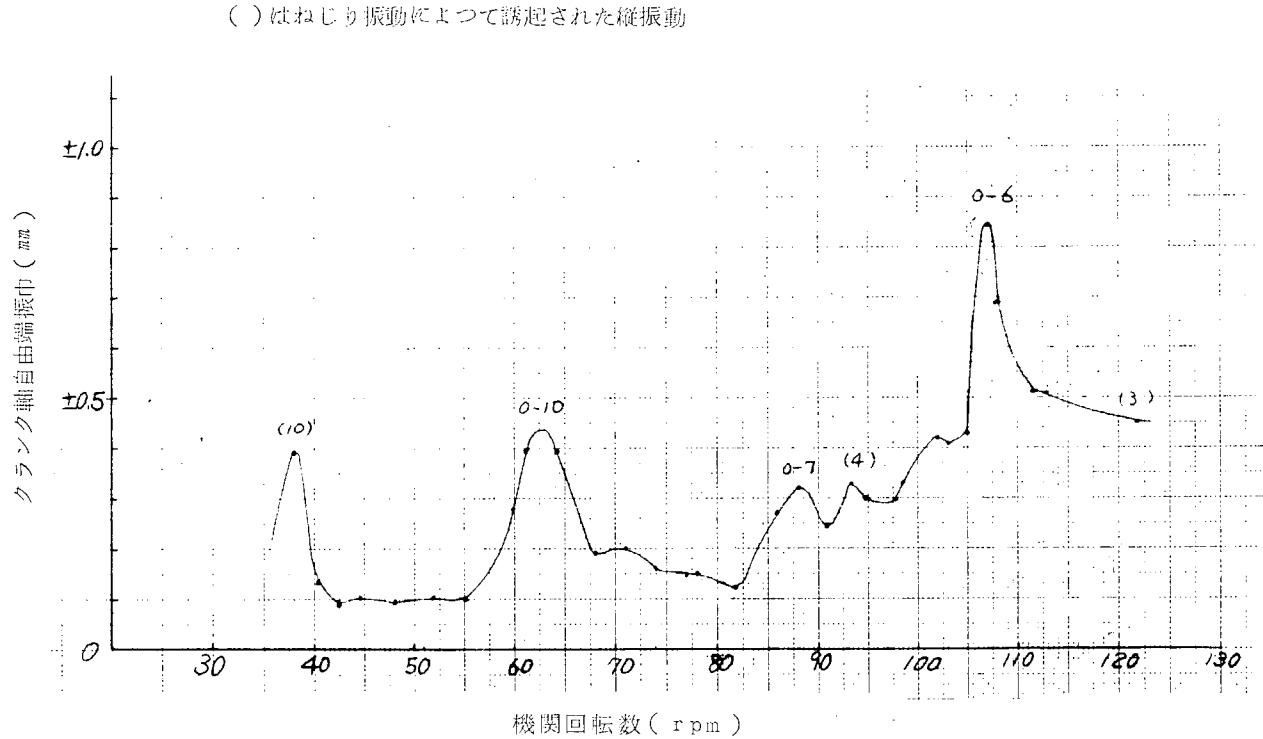
ORDER	6		7		8		9		10	
RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
62.2	0.01	109.64	0.00	82.36	0.01	-119.41	0.00	34.27	0.00	-144.32
64.7	0.03	60.34	0.02	-155.44	0.00	22.76	0.00	-143.21	0.00	-35.35
83.5	0.01	33.88	0.01	-168.14	0.00	51.92	0.00	-129.84	0.00	-42.32
85.8	0.02	23.88	0.02	-166.12	0.00	48.37	0.00	-36.54	0.00	-37.12
93.8	0.03	15.41	0.02	-176.45	0.00	-33.98	0.00	-60.90	0.01	-88.14
96.5	0.03	16.72	0.01	-171.14	0.00	115.57	0.00	-28.96	0.01	-94.52

第4.2.6表C 縦振動調和解析結果 一その3

MEASURING POINT "n" (COUPLING OF TAIL SHAFT)

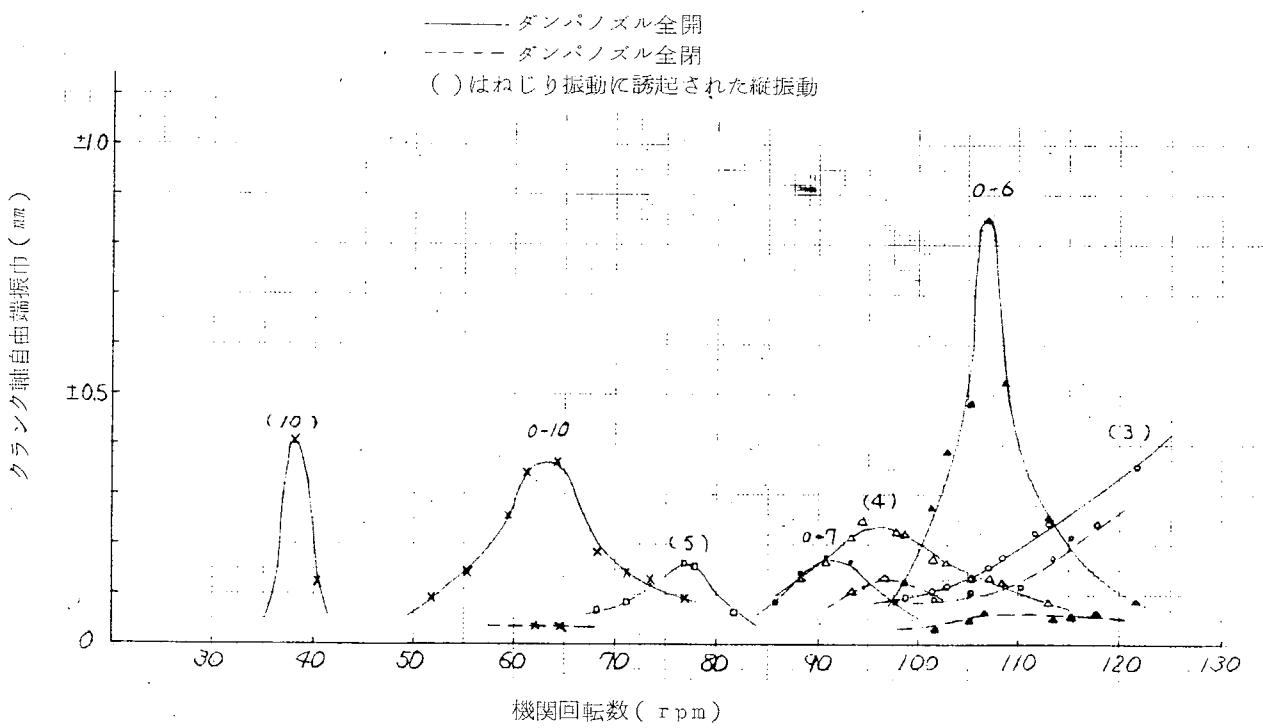
ORDER	1		2		3		4		5	
	RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP
62.2	0.00	60.92	0.01	- 77.01	0.01	164.28	0.01	- 7.76	0.00	-122.95
64.7	0.01	47.03	0.01	- 50.43	0.01	141.95	0.00	- 23.50	0.01	-115.08
83.5	0.00	114.27	0.01	- 67.42	0.02	121.67	0.01	.39	0.02	140.66
85.8	0.01	69.62	0.00	- 65.27	0.01	173.08	0.01	9.09	0.02	166.50
93.8	0.02	50.58	0.00	164.26	0.01	154.02	0.03	- 56.61	0.02	145.97
96.5	0.01	58.54	0.01	161.23	0.03	152.85	0.05	-100.05	0.02	131.99

ORDER	6		7		8		9		10	
	RPM	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP
62.2	0.01	122.81	0.01	-142.01	0.01	67.37	0.00	148.47	0.00	4.41
64.7	0.02	71.64	0.01	-156.63	0.00	85.80	0.00	- 78.80	0.01	17.51
83.5	0.01	19.78	0.02	-158.28	0.00	- 52.60	0.00	- 98.98	0.01	- 25.92
85.8	0.02	58.94	0.02	-124.78	0.00	58.85	0.00	44.99	0.01	16.08
93.8	0.02	21.79	0.02	166.59	0.00	- 6.96	0.00	- 9.10	0.01	- 43.01
96.5	0.03	19.88	0.02	169.28	0.00	4.50	0.01	57.57	0.01	- 56.06



第4.2.19図 縦振動振巾測定結果(バласт)

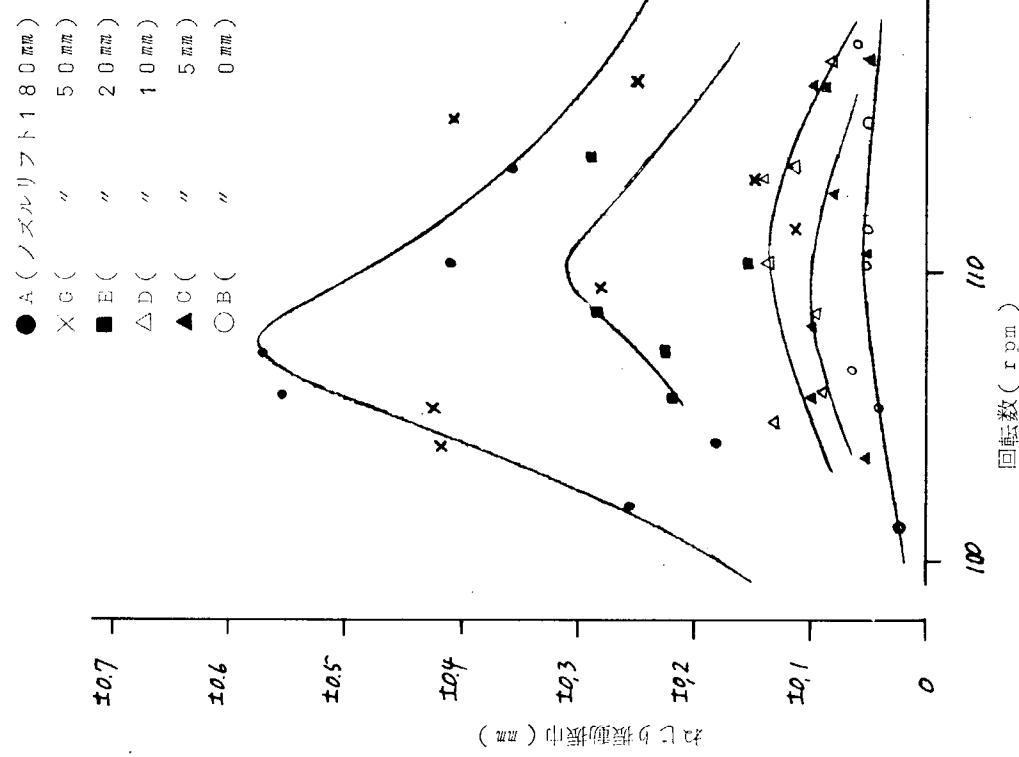
4.2.1.2.1.0 測定



第4.2.20図 縦振動振巾調和解析結果(バласт)

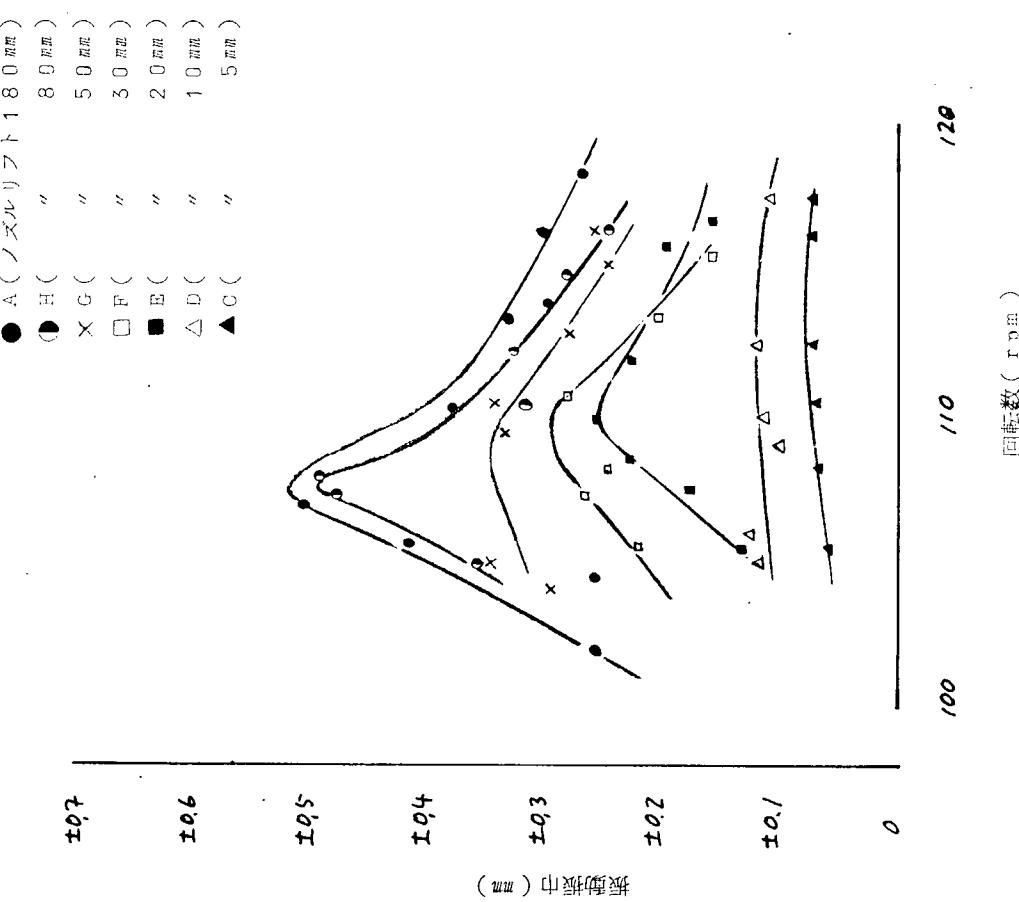
4.2.1.2.1.0 測定

0 - 6次に対するクラシック軸自由端の振巾



第4.2.2-1図 緩振動振巾調和解析結果(バラスト)

0 - 6次に対するクラシック軸自由端の振巾

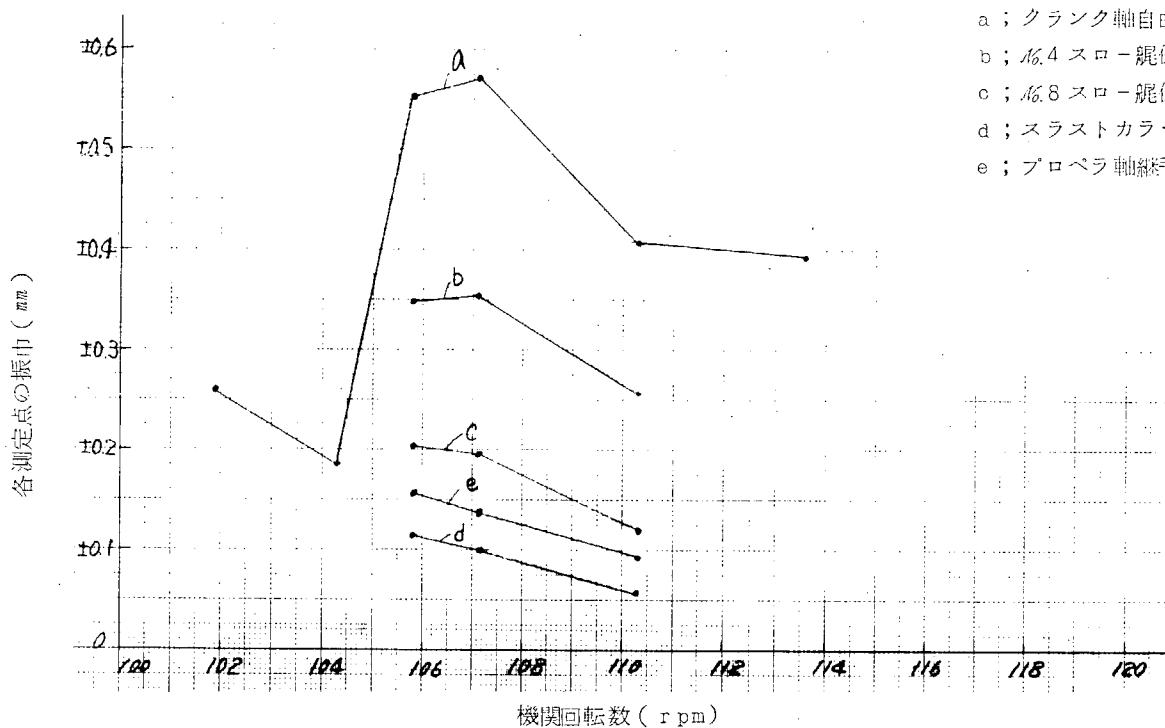


回転数 (r.p.m.)

第4.2.2-2図 緩振動振巾線図(手持振動計による計測結果)

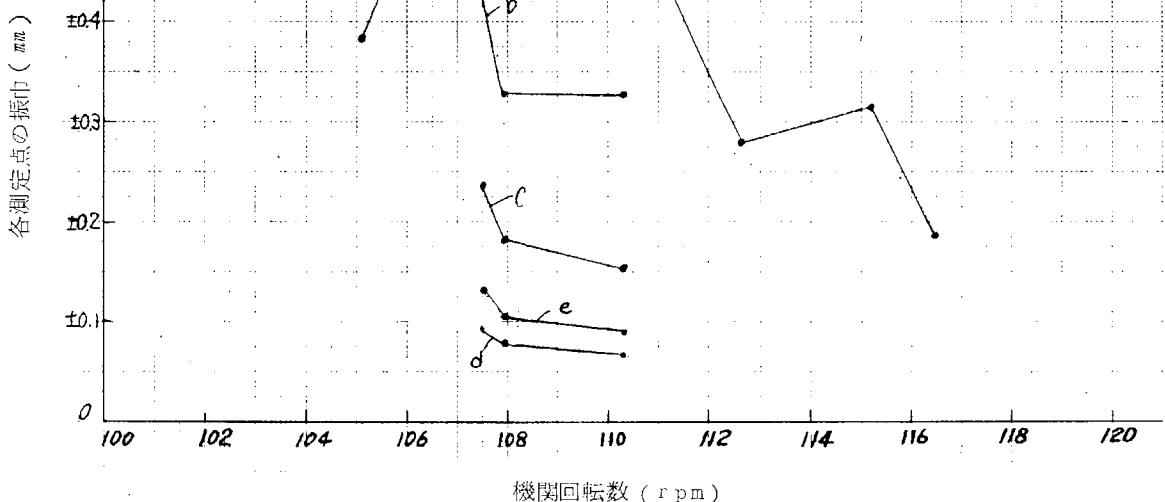
ノズルリフト A (全開)
測定位置

- a ; クランク軸自由端
- b ; M_4 スロー艤側
- c ; M_8 スロー艤側
- d ; スラストカラー
- e ; プロペラ軸締手部

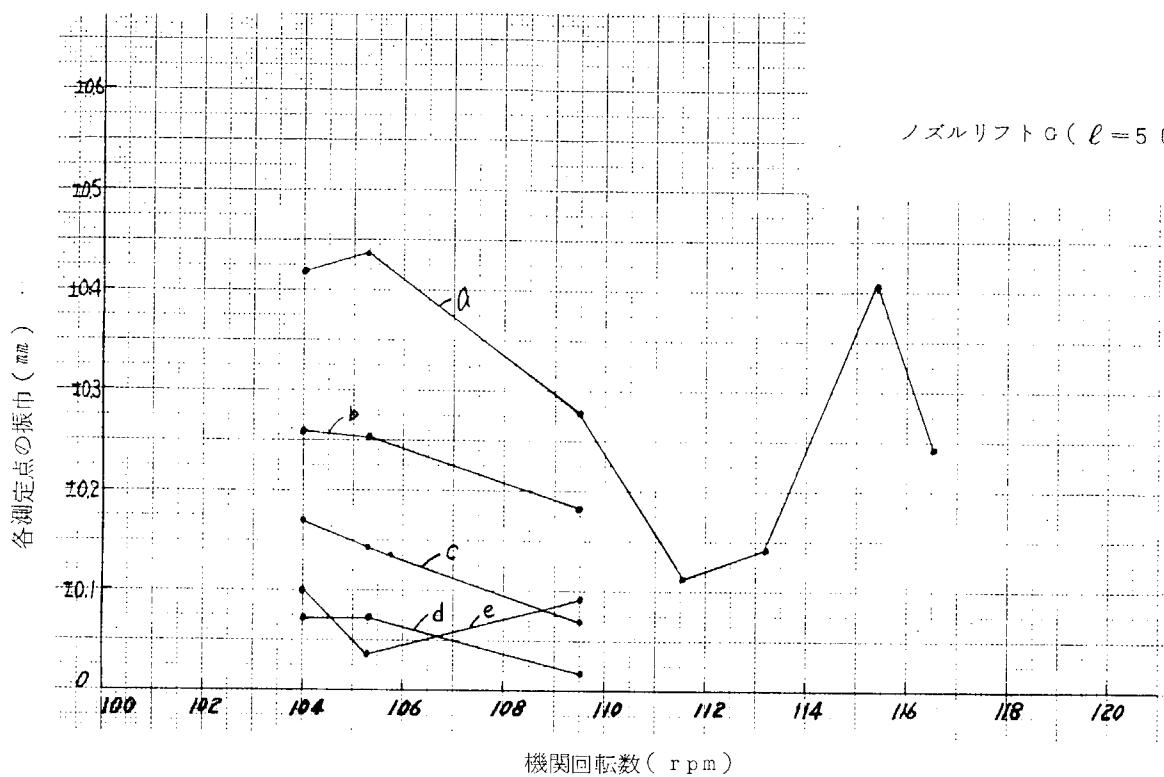


第4.2.2.3図 0節6次に対する各測定点の振巾 (その1) 4.2.1.2.5測定(バラスト)

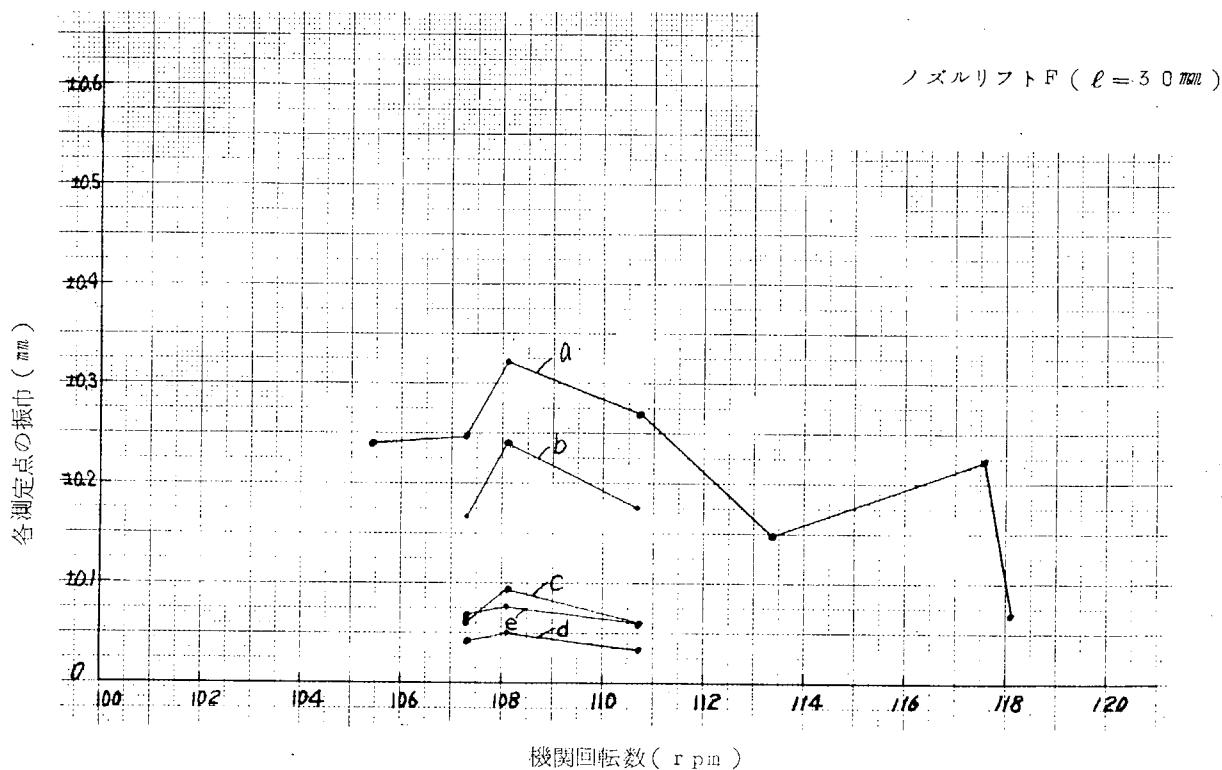
ノズルリフト H ($\ell = 8.0 \text{ mm}$)



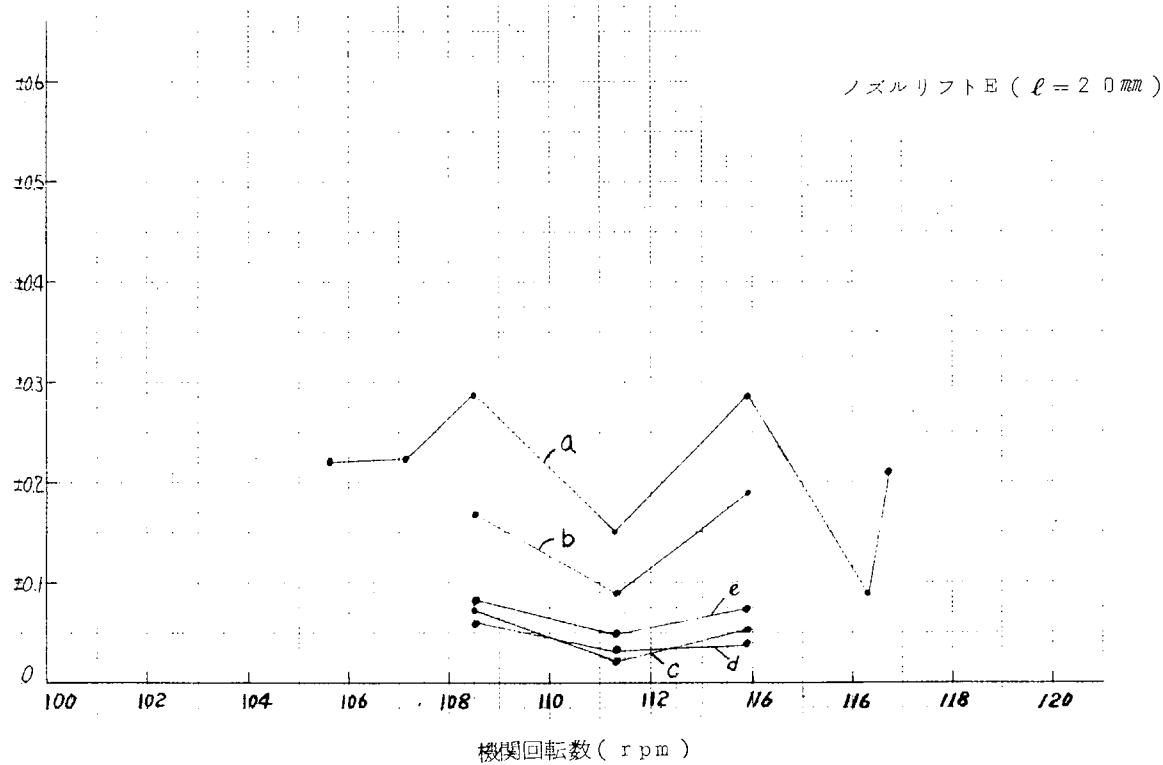
第4.2.2.4図 0節6次に対する各測定点の振巾 (その2) 4.2.1.2.5測定(バラスト)



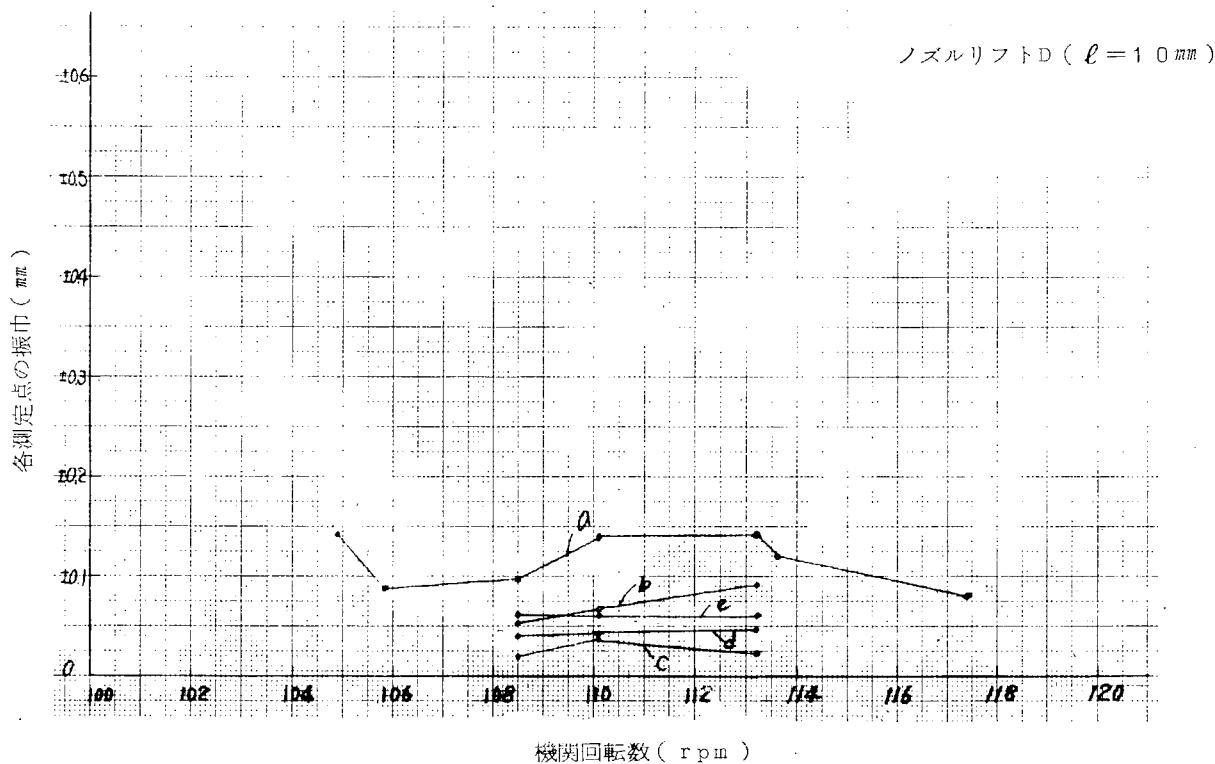
第4.2.25図 0節6次に対する各測定の振巾（その3） 4.2.12.5測定（バラスト）



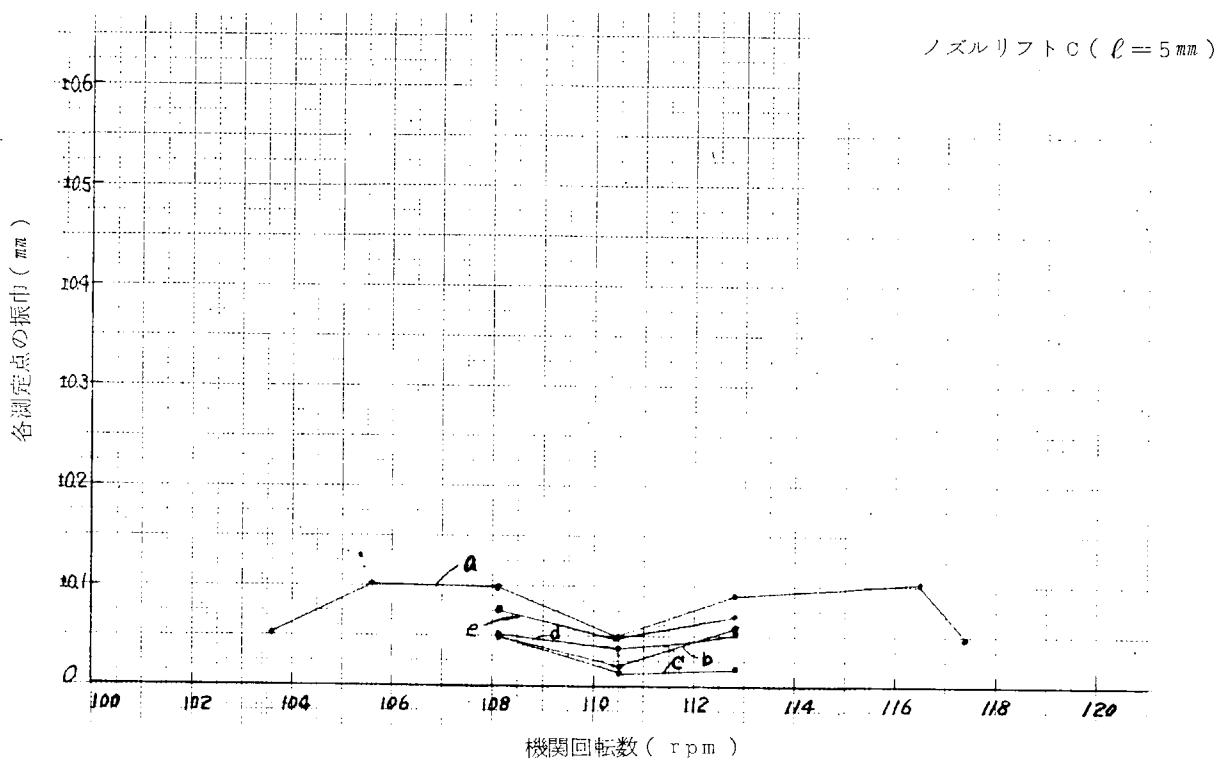
第4.2.26図 0節6次に対する各測定点の振巾（その4） 4.2.12.5測定（バラスト）



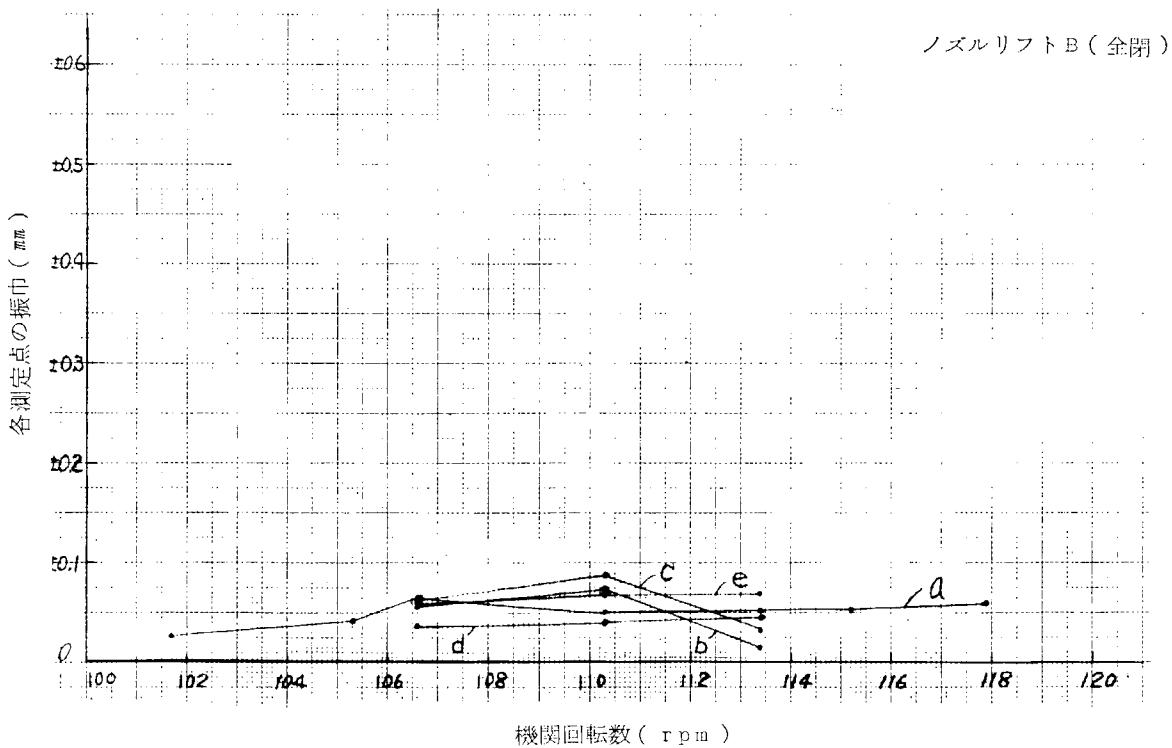
第4.2.27図 0節6次に対する各測定点の振巾(その5) 4.2.1.2.5測定(バラスト)



第4.2.28図 0節6次に対する各測定点の振巾(その6) 4.2.1.2.5測定(バラスト)

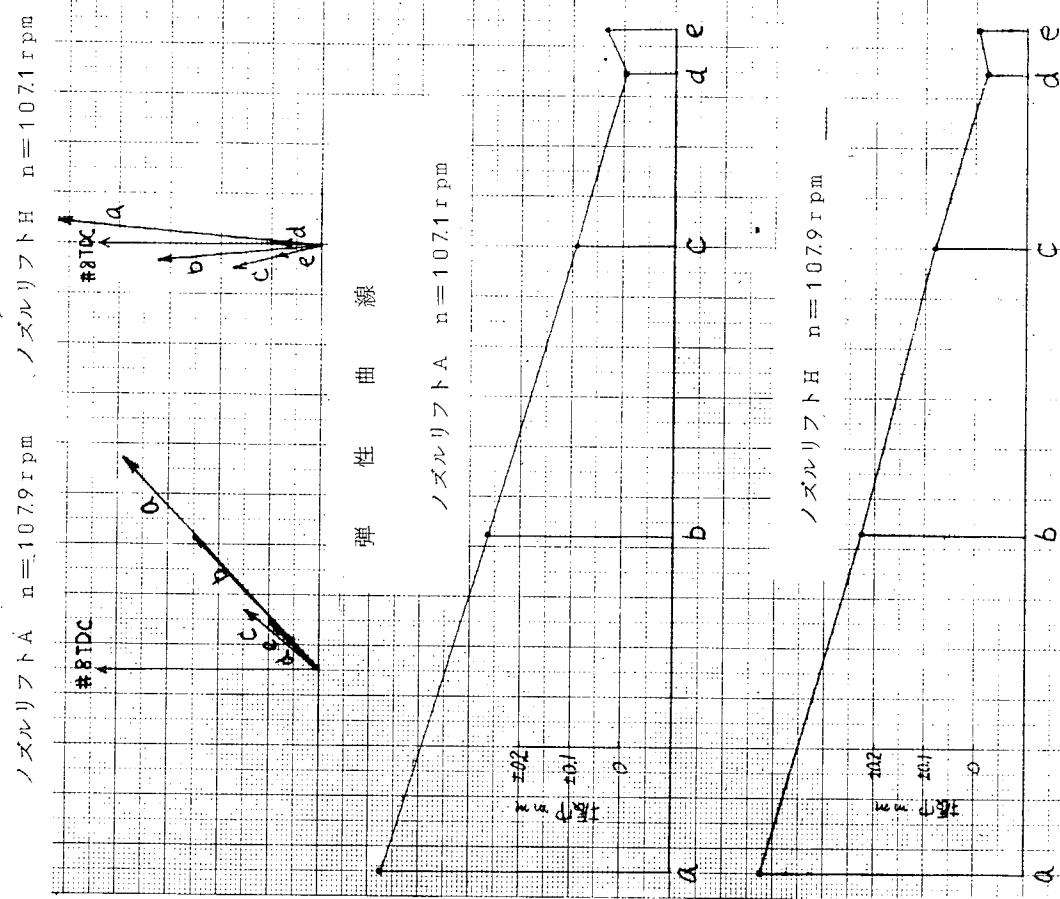


第4.2.29図 0節6次に対する各測定点の振巾(その7) 4.2.1.2.5測定(バラスト)



第4.2.30図 0節6次に対する各測定点の振巾(その8) 4.2.1.2.5測定(バラスト)

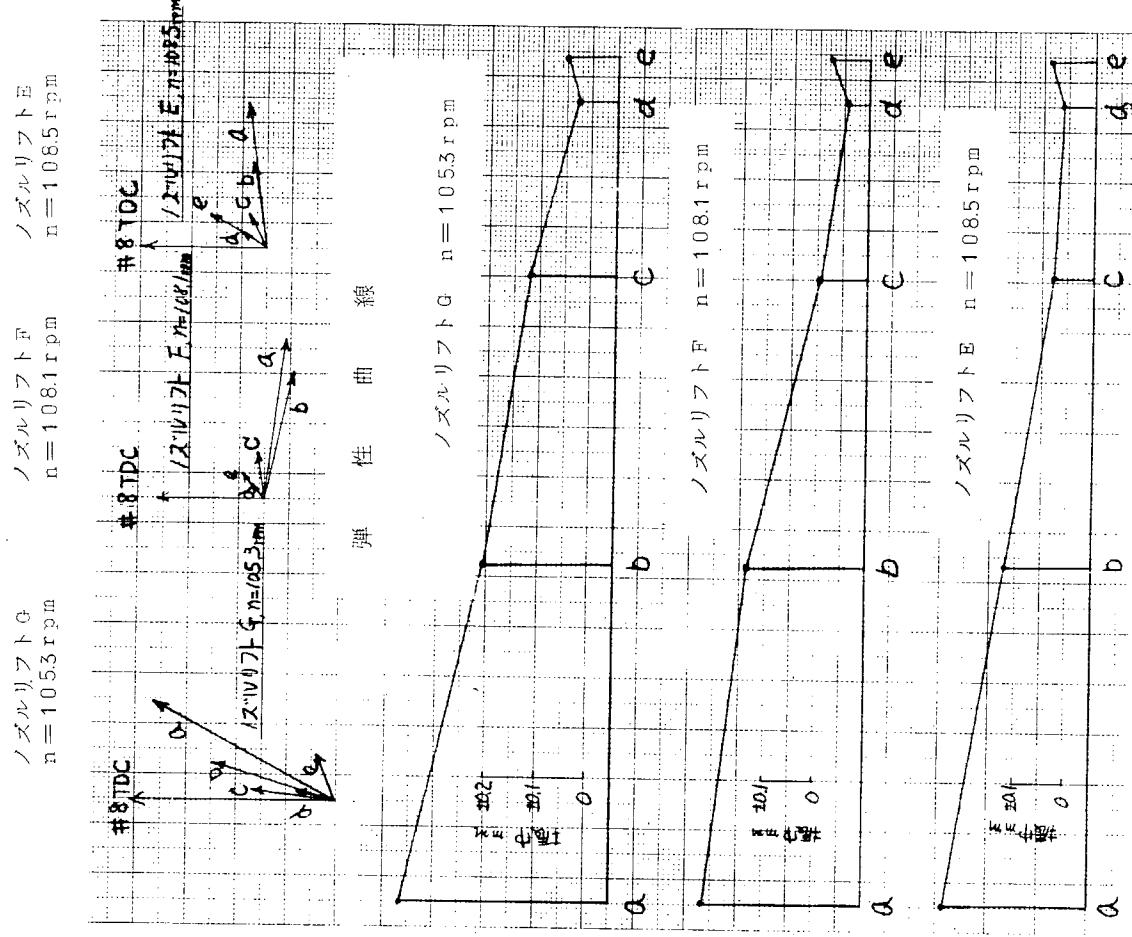
各測定点のベクトル



第4.2.3-1図 各測定点のベクトルおよび弾性曲線(その1)

4.2.1.2.5測定(バラスト)

各測定点のベクトル



第4.2.3-2図 各測定点のベクトルおよび弾性曲線(その2)

4.2.1.2.5測定(バラスト)

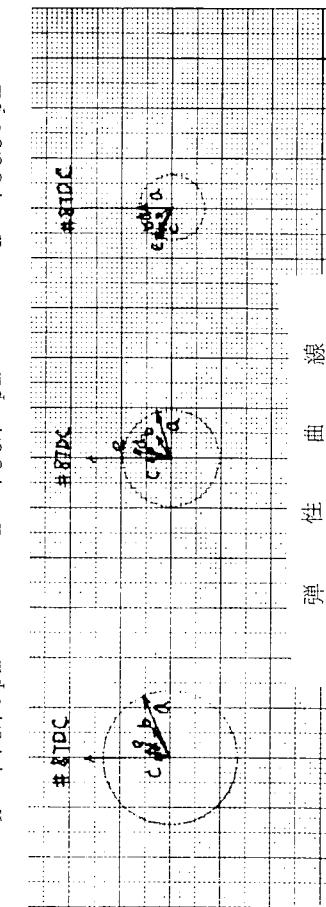
各測定点のベクトル

ノズルリフト D
 $n = 1101 \text{ rpm}$

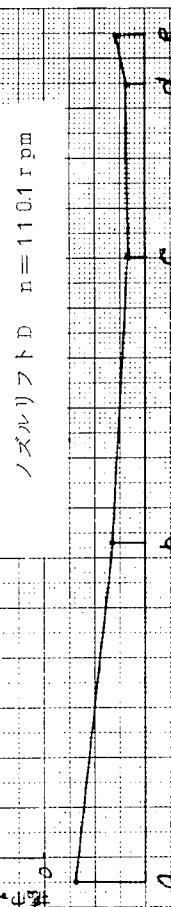
ノズルリフト C
 $n = 1081 \text{ rpm}$

$n = 612$

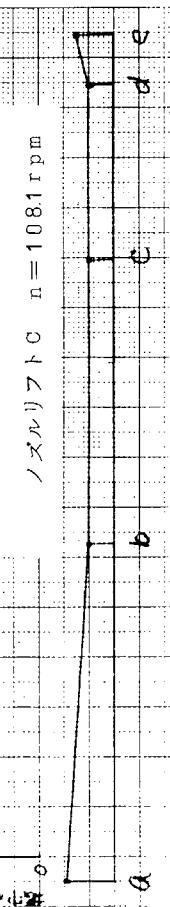
$n = 644$



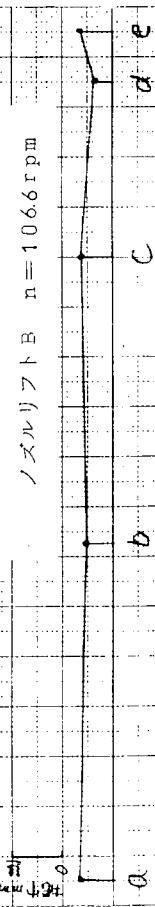
ノズルリフト D $n = 1101 \text{ rpm}$



ノズルリフト C $n = 1081 \text{ rpm}$



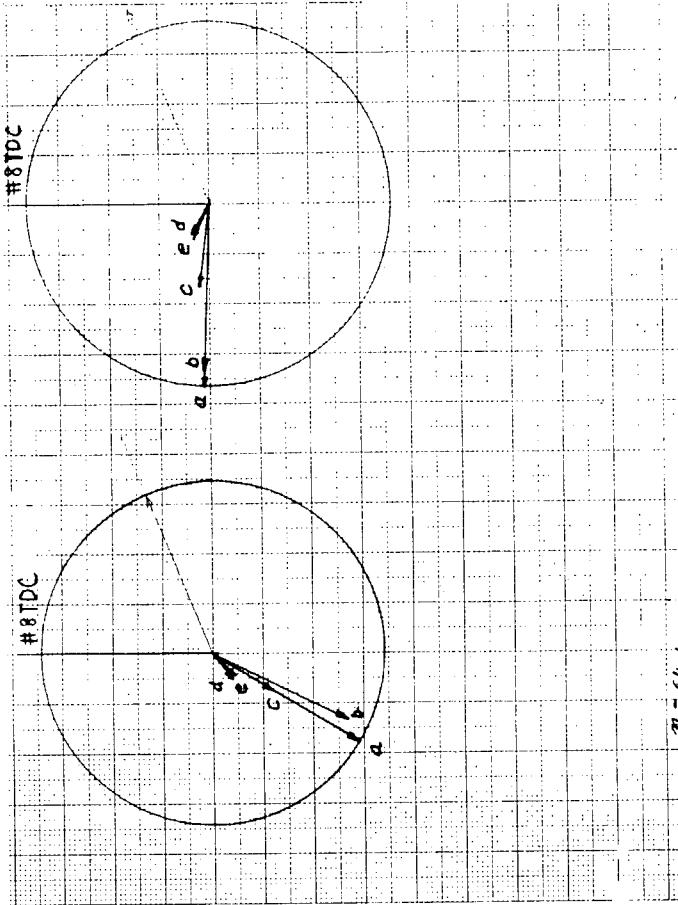
ノズルリフト B $n = 1066 \text{ rpm}$



ダンパノズル全開

$n = 612$

$n = 644$



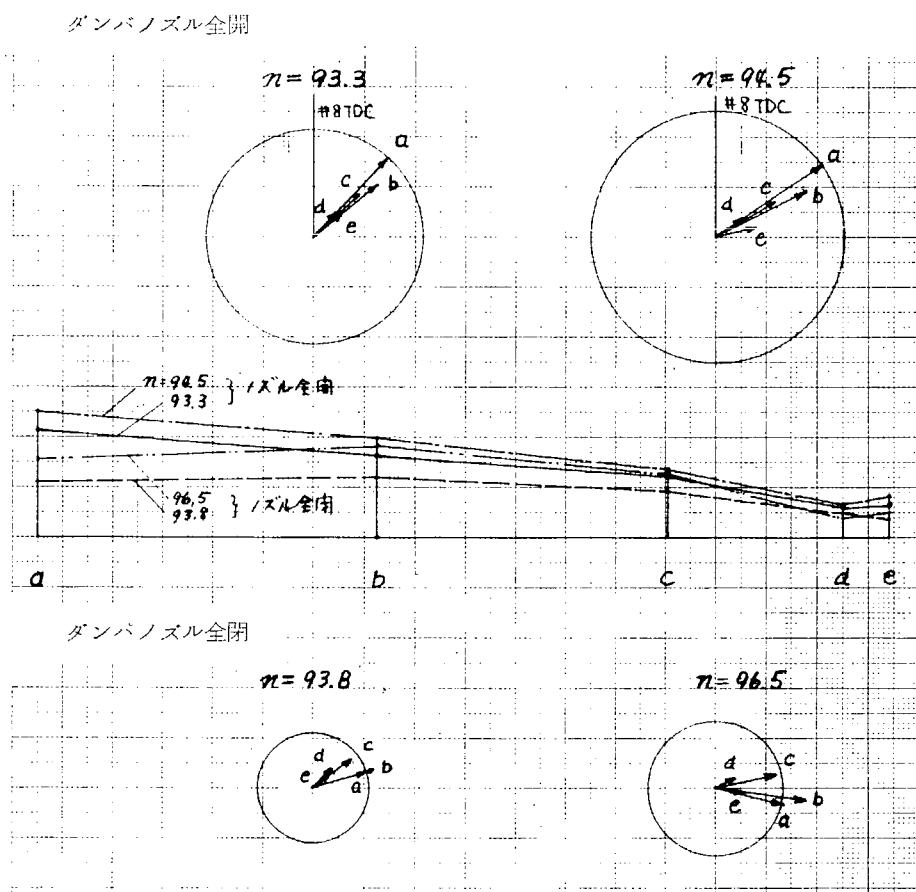
$n = 644$

第4.2.3.3図 各測定点のベクトルおよび弾性曲線(その3)

第4.2.3.4図 0-10共振点近傍における弾性曲線

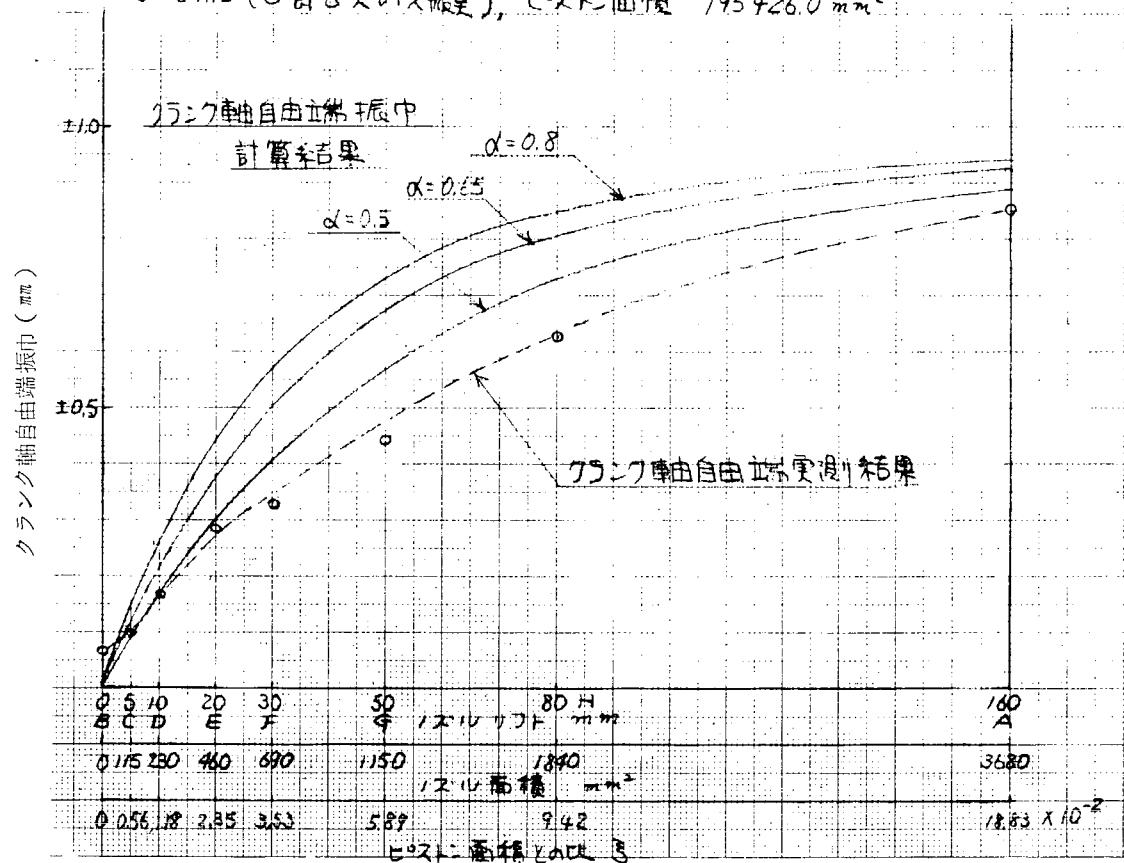
4.2.1.2.5測定(バラスト)

4.2.1.2.1.0測定(バラスト)

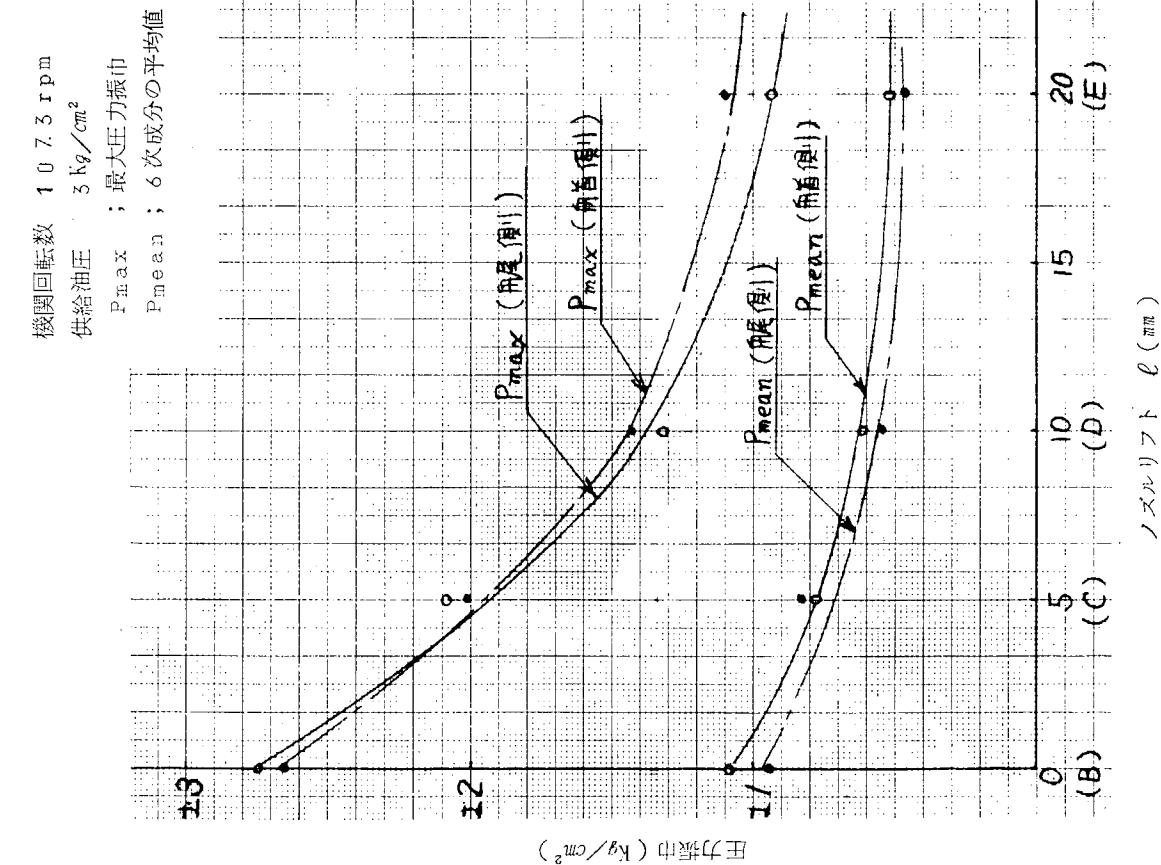


第4.2.3.5図 I-4 ねじり振動に誘起される縦振動弾性曲線

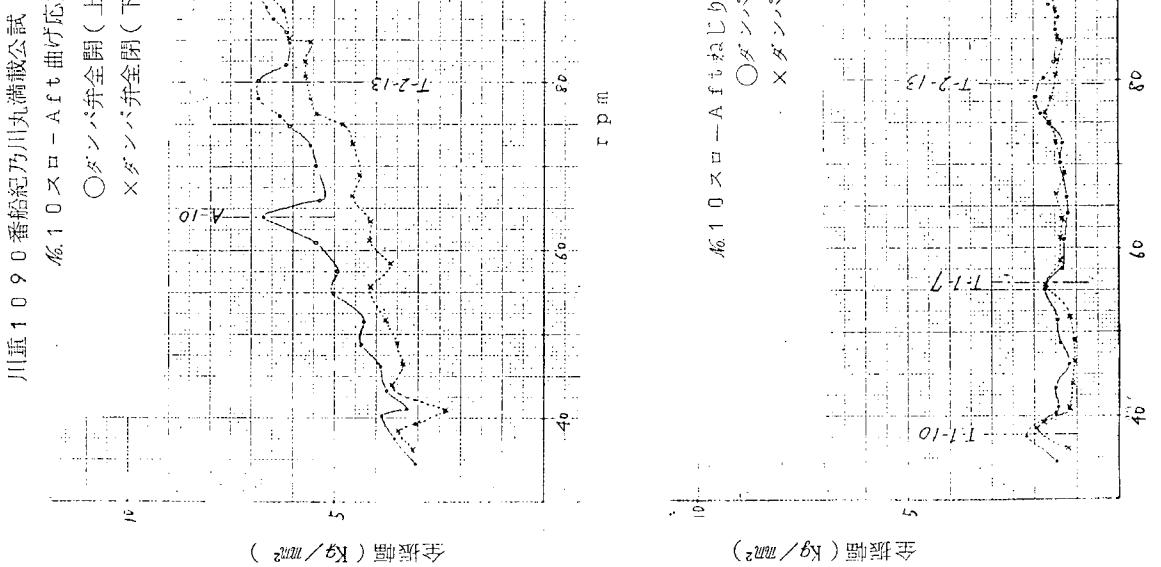
$\omega = 69.12$ (0節6次の共振), ヒスト面積 195426.0 mm^2



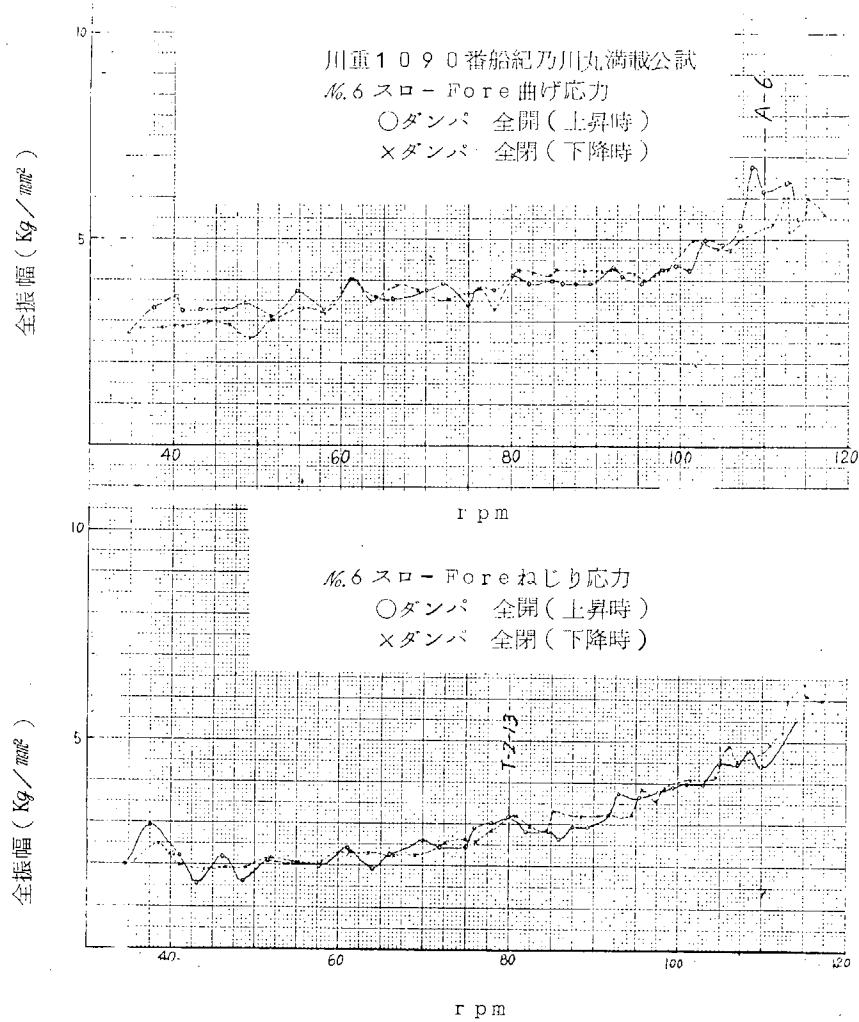
第4.2.3.6図 理論解析と実測値の比較



第4.2.3-7図 シリンダ内圧力振巾 4.2.1.2.1.0測定(バラスト)



第4.2.3-8図 クランクスロー曲げおよびねじり応力



第4.2.3-9図 クランクスロー曲げおよびねじり応力

2.6 結 言

最近の船用ディーゼル主機の高出力化、あるいは超大型機関の開発などに伴つて、クランク軸縦振動はきわめて重要な課題となつてきている。縦振動はその固有振動数を任意に変えることが比較的困難なので、なんらかの方法でそれを抑制しなければならない。

縦振動抑制の一つの方法として、ダンパを試作研究した結果次のことがわかつた。

- i) ダンパ内の油の流れをバイパス(オリフィス)およびシリンダとピストンの間隙を通る流れと考えそれより減衰力と、ピストンとシリンダの相対速度との関係をみちびき、その結果求つた非線形の減衰を等価減衰係数の考え方により線形化し、かつクランク軸系を減衰をもつ等価なばね質量系におきかえて2自由度の振動系を考え、それらを解くという解析の方法をとつたが、この方法は実際の結果とよく一致することがわかつた。そして、ピストン受圧面積、バイパス面積、ピストンとシリンダの間隙、その他のダンパ製作に必要な諸元の、ダンパの性能に与える影響を知ることができた。これらの計算のプログラムを組んでおけば、種々の場合のダンパ諸元の最適値を知ることができる。
- ii) クランク軸自由端そのものを利用した、コンパクトなダンパを試作し、実機にてその効果をしらべた結果、この種のオイルダンパは純粹な縦振動に対してきわめて有効であり、クランク軸自由端のみならず、軸系全域にわたつて縦振動がほとんど消滅することがわかつた。なお、実測した機関の0節6次の縦振動の場合、スラストカラーの振巾が2分の1以下に減少しているので、船体振動に対しても好結果を与えるものと考えられる。
- iii) この種のダンパはねじり振動によつてひきおこされる縦振動に対してはあまり有効とはいえず、クランク軸自由端の振巾は減少するが機関中央部のスローの振巾はあまり小さくならない。したがつて、今後の問題として縦振動のみならずねじり振動も減衰させるような構造のダンパを開発すべきであらう。

あとがき－今後の問題点－

超大形ディーゼル機関の研究として、昭和41年度に組立てられた研究計画は42年度において、重要課題に対する第1着手を踏み出し、ようやく研究も軌道にのつたといえよう。

すなわち、燃焼室周辺やピストン・クラウン、さらには排気弁等の機械的応力と熱応力を高溫度場で受ける機関の主要部品に用いられる材料について、本格的な耐久限度を求める研究が進め得られる態勢がここに整つたが今後はこの活動をさらに精力的に続ける必要がある。

一方、こうした部材がさらされる応力、ことに熱応力を解明し、予知するための技術や知識が、ピストン・クラウンや燃焼室壁を中心に研究されているが、本年度の研究でもわかつたように、まだ十分とはいえず、さらに解明すべき燃焼や火炎の問題は大きくわれわれの眼前に立ち塞がつている。

このような熱的諸問題を含まず、比較的に従来解決すみと見られた機械力学の分野でも、たとえば、機関の最も高価な部品であるクランク軸の強度決定についてさえ、不確定要素が多く、たとえば機関、船体を通じて発生する振動による附加応力の問題は、機関架構、台板、さらには船体の機械台の剛性とその振動特性の解明と相関連して残された重要課題である。

これに加えて当然、軸受における摩耗・焼損といった局圧現象に対する究明も必らず要求されよう。また機関の製作に際しては主要部材に対して、どの程度まで欠陥のある材料が許されるのか、早急に見通しをつけることが望まれる。

一度、新形式の機関が実用されると、保守、運航管理の立場から、機関出力の使用限度や使用燃料の品質について、発生する故障や耗損や、信頼性の上の苦情や議論が殺到することは、過去のいくたびかの事例に徴して想像に難くない。

こうした将来、必らず、起る問題について、今日、予め見通しを立て必要な技術準備をすることこそ、われわれの研究部会の使命であると思う。