

日本船舶振興会昭和43年度補助事業
“巨大船に関する調査研究”

研究資料 No. 97

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44年3月

社団法人
日本造船研究協会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和43年度補助事業「巨大船に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会第100研究部会が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（三菱重工業）	
幹事	明石源一郎（川崎重工業）	井ノ内一雄（船舶技術研究所）
	泉修平（三菱重工業）	今井次郎（三菱重工業）
	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（三菱重工業）
	久津間裕良（運輸省）	小泉磐夫（東京大学）
	後藤寿穂（日立造船）	佐伯庄吾（三井造船）
	清水三郎（神奈川大学）	西木戸実（三井造船）
	葉山真治（東京大学）	藤盛豊介（川崎重工業）
	星野次郎（日本海事協会）	藤田宏美（三菱重工業）
委員	安藤静男（山下新日本汽船）	井上正義（神戸製鋼所）
	井上治一郎（大阪商船三井船舶）	岩城正夫（石川島播磨重工業）
	河津威信（浦賀重工業）	小杉照治（ジャパンライン）
	白石邦和（日本钢管）	田中兵衛（昭和海運）
	研谷晨（石川島播磨重工業）	富田治（佐世保重工業）
	浜口勝（太平洋海運）	原野二郎（三井造船）
	松崎義一（日本郵船）	渡辺淨（日本製鋼所）
討議参加者	網谷竜夫（三菱重工業）	石井泰之助（三井造船）
	今橋武（浦賀重工業）	岩城嵩（三井造船）
	梅野満（日本海事協会）	漆原熙（三井造船）
	遠藤肇（三井造船）	尾形可行（日立造船）
	大田進（佐世保重工）	表原功（三菱重工業）
	河野恵祐（三菱重工業）	岸本宏次（三井造船）
	小林徹（三菱重工業）	甲藤義信（川崎重工業）
	佐伯謙（三井造船）	清水滉（川崎重工業）
	鈴木暁（日立造船）	田丸成雄（三井造船）
	田中正美（石川島播磨重工業）	高垣勇（三菱重工業）
	高崎増太郎（神戸製鋼所）	高須績（浦賀重工業）
	谷口中（三菱重工業）	谷藤弥寿生（神戸製鋼所）
	恒屋礼二郎（三菱重工業）	土井丈士（三井造船）
	中島克人（三井造船）	中村宏（川崎重工業）
	中村陽一（川崎重工業）	永井将（日立造船）
	西島武男（三菱重工業）	原野二郎（三井造船）
	疋田美矩（三井造船）	堀川武（川崎重工業）

松見韶(日本钢管)
前畠茂(川崎重工业)
三宅幹彦(三井造船)
森本聖治(三井造船)
山内英和(三菱重工业)
和田準人(三菱重工业)

松野祐(三井造船)
三原資巨(三菱重工业)
宮野弥明(三菱重工业)
安文在(神戸製鋼所)
山本成(三菱重工业)

目 次

概 要	1
1. 機械疲労と熱疲労の組合せ耐久強度に関する研究	7
1.1 まえがき	7
1.2 供試材	7
1.3 実験結果	8
1.4 考 察	20
1.5 今後の問題点	31
1.6 まとめ	32
2. 大形高過給ディーゼル機関のピストン強度に関する解析研究	34
2.1 緒 言	34
2.2 供試ピストンクラウン	34
2.3 静的単独試験	34
2.4 理論解析	44
2.5 実機相当応力および強度推定	55
2.6 結 言	58
3. 機関架構、台板の理論的構造解析に関する研究	59
3.1 まえがき	59
3.2 有限要素法の概念ならびに計算法	59
3.3 計算法の適用 — モデル実験との対比 —	60
3.4 構造に影響する主要部材の解析	73
3.5 実機への適用	80
3.6 主要部の変形、応力の評価	84
3.7 むすび	85
4. ピストンクラウン熱応力に関する研究	86
4.1 大形機関の燃焼室壁熱負荷の実機計測	86
4.2 ピストンクラウンの模型実験炉による実験	189
5. 燃焼室内火炎挙動と熱負荷との関連についての基礎実験	193
5.1 緒 言	193
5.2 調 査	193
5.3 実験および解析方法	193
5.4 実験結果とその検討	199
5.5 結 言	238
6. クランク軸の振動付加応力に関する研究	239
6.1 縦振動系のバネ定数の決定	239
6.2 縦振動および連成振動の起振力の精密計算	241
6.3 縦振動のアナログ計算機による解析	246
6.4 クランクスローの変位とすみ内部付加応力の関係	270
6.5 クランク軸すみ内部応力についての機械応力と振動付加応力との合成法	273

7. クランク軸デフレクションとすみ肉応力の対応性に関する研究	275
7.1 緒　　言	275
7.2 クランク軸デフレクションとすみ肉応力に関する理論的考察	275
7.3 実体クランク軸による計測	296
7.4 考　　察	315
7.5 結　　論	322

概要

本事業は、巨大船に関する調査研究の一環として、高能率で経済的かつ生産性のある大形ディーゼル機関の製造技術の向上に役立たせるため、昭和41、42年度に引き続き第100研究部会において研究を行なつた結果以下(1)～(7)に示す成果がえられた。

(1) 機械疲労と熱疲労の組合せ耐久強度に関する研究

ディーゼル機関の燃焼室は機関の発停による熱疲労とガスの爆発圧力による機械疲労にさらされるが、従来は両者を個別に計算し、設計してきた。

機関が大形、高出力化されるに従つて熱応力、機械疲労ともに増大し、限界設計に近づくが、この際熱疲労と機械疲労それぞれに対して安全率を確保しても破損することが経験された。

これまでに応力波が重畠して働く場合の疲労強度に関する研究報告はあるが、実際のピストンに作用するような塑性域にまで及び大きな熱応力を対象としてかつ高温で実施したものが欲しいが現在まで得られていない。

かかる背景にたち、昭和42年度の当部会の試験研究として重畠応力波による材料破壊の状況を調べる新しい疲労試験機を製作し、昭和43年度には本試験機を使用して、ピストンクラウン材、 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼について種々の重畠疲労試験を実施した。

本年の研究では引張圧縮の一定応力を繰返す試験を行ない熱応力に相当する1次波およびガス爆発応力に相当する2次波をいずれも正弦波として重ね合せ下記の項目について一応の把握ができた。

- (i) 1次波応力と2次波応力との疲労強度に及ぼす相互干渉度合の把握
- (ii) 1次波および2次波の周波数の影響
- (iii) 試験温度 (RTと500°C) の影響
- (iv) 平均応力がある場合の強度
- (v) 曲げ応力の場合の重畠疲労強度

また、本研究による具体的な成果は下記のとおりである。

- (i) 従来行なつていたような熱応力 (1次波) を平均応力としてガス圧応力 (2次波) の疲労寿命を求める方法、ならびに塑性疲労 (1次波) と高サイクル疲労 (2次波) の線形損傷仮定を使用した考え方は本試験結果により、いずれも不都合であることが解つた。したがつて本研究の意義が十分に認識された。
- (ii) 本試験結果によるといままで得たところではさしあたりピストンクラウンの安全率を推定するのに十分利用できるので今後のピストンクラウンの一層正確な応力推定が可能となりクラック発生等の大事故防止に大きく役立つものと期待される。
- (iii) 本試験結果は大形ディーゼル機関のピストンクラウンのみでなく最近本邦で数多く試作開発されている高過給の中形機関のピストンクラウンに対しても適用しうるものであり、これら機関の安全性、耐久性を検討する手段として利用しうる。
- (iv) ディーゼル機関を試作する場合、その耐久性を立証するには通常数千時間の連続運転を必要とするが、本試験結果から機関の発停による熱応力の繰返しとガス圧による応力の繰返しを等価的に換算することが可能となり、連続運転時間 (ガス圧による応力の繰返し数) を減じ、機関の発停回数によつてこれを補うことが可能となる。

(2) 大形高過給ディーゼル機関のピストン強度に関する解析研究

ディーゼル機関の大形化、高過給化にともないピストンクラウンは最も苛酷な熱負荷と爆発による機械的応力にさらされる。

したがつてその設計に當つては構造、冷却法、材料等の選定に慎重な検討が必要であることはいうまでもない。

最近発達してきた新しい計算法である有限要素法による計算も回軸対称体について適用されているが、放射状リブを

有するような非回転軸対称体ピストンクラウンの応力解析には適用が難しいとされていた。

そこで本研究では放射状リブを有する非回転軸対称体ピストンクラウンの理論的応力解析に在来の有限要素法に工夫を加えて適用することを試み、一方モデルピストンにガス圧相当の応力と熱応力をかけて計測し、計算法の裏付調査を行なつた。

その結果は実用上かなりの精度で適用できることが確認された。本研究による具体的な成果は下記のとおりである。

- (i) 大形ディーゼル機関の複雑なリブを有するピストンクラウンについて従来モデルテストあるいは実機計測でしか検討できなかつた応力検討が計算により検討可能となり計算による設計方法が確立された。
- (ii) 最近の超高過給大形ディーゼルに採用されているリブ付きピストンクラウンのリブ付根部を含む各部の応力を具体的に求めうるため、これらの部分の材料欠陥の許容限度および表面仕上の程度などをあらかじめ把握することができ、製品の検査方法を合理化して分止りを向上させることができとなる。
- (iii) 計算による検討は時間的、費用的に有利であるため今後ピストンクラウンの最適設計に活用でき、また重大事故発生防止に役立つ。

(3) 機関架構、台板の理論的構造解析に関する研究

大形ディーゼル機関の開発にともない機関本体を形成するシリンダジャケット、架構および台板が大型化するためこれらが十分な強度をもつことはもちろん、同時に変形、振動の面からも十分な剛性を持つことが必要である。

しかしこれらの形状および構造が複雑であるため、これらの検討には従来縮尺モデルあるいはプラスチックモデルを作り荷重試験を実施して推定するとか、または実機で計測し、確認していた。

またモデルテストでは複雑さのために十分広範囲の構成部品まで作り得ず、したがつて機関据付台の影響とか、各部品の影響等を個々につかむことはできず、もづら経験にたよる設計が行なわれてきた。

本研究では最近開発された有限要素法に着目し、従来理論的には解析が困難と考えられていた架構、台板の1シリンダ分を取り出し変形および応力を計算し、昭和41年度に実施したプラスチックモデルテストの計測結果により精度を確認し、RD90形機関について解析を試みた。

本研究による成果は下記のとおりである。

- (i) 従来計測によつてのみ検討されていた複雑な架構、台板の応力および変形が有限要素法による理論計算で検討できることが確認され、今後の機関開発設計が時間的、費用的に容易になり、また従来経験された応力変形、振動等による事故を未然に防止できるものと期待される。
- (ii) 架構台板の主要部材の影響をかんたんにつかむことができるため最適設計に近づけることができ、機関生産価格低減にまで利用できるものと期待される。
- (iii) 機関据付台は造船設計技術者の経験によつて設計されているが、この剛性によつては機関は大きな影響を受ける。

しかし在来これを決定する手掛りが皆無であり、機関の事故は弱い船体に起因する疑いを生じても対策は立たなかつたが、本研究の適用によつてその解決の手掛りを得たこともわかつた。

(iv) 大形ディーゼル機関のクランク軸に作用する曲げ応力に対して、台板の剛性が大きく影響することは経験的に知られているのみであり、現在使用されているクランク軸の応力計算法においても台板剛性を仮定して応力値を求め、この応力値を実測した値と比較して台板剛性の良否を検討していた。

本研究によつて台板剛性の精密な計算法が確立されるとともに比較的簡単な略算式によつても十分な精度で台板の剛性を推定しうることが立証されたため、クランク軸の強度算定も著しく高精度となることになつた。

(4) ピストンクラウン熱応力に関する研究

ピストンクラウンの熱応力に関して実物模型試験、実機計測および光弾性実験により機関の起動、停止等の過渡的運動状態で発生する熱応力について昭和41年度においてはピストンクラウン各部の温度分布および熱応力の実態を把握するための実験研究を実施し、昭和42年度においてはこれらの結果を一般化するための解析方法および実験計測方法につい

ての研究を実施した。

昭和43年度においては、以上の結果を総合して大口径機関の燃焼室壁構成部材に加わる熱負荷および熱応力の実態を大形機関での実機計測と実物模型試験炉での実験により定量的に把握するための研究を実施した。

(4.1) 大形機関の燃焼室壁熱負荷の実機計測

供試機関として三井-B&W 6 K 84 E/F型機関をえらび、その燃焼室壁熱負荷の実態を把握するためピストンクラウン、シリンダライナ、シリンダカバー、排気弁棒および排気弁座について合計142点の温度計測を各種整定負荷時、変動負荷時、冷却水、冷却油の流量と温度を変えた場合、吸気風量、背圧の影響がある場合等について実施し、さらにピストンクラウンについては前記機関運転条件時の熱歪を計測し、各種運転条件と熱負荷、熱歪との関係を熱の流れ分布、熱伝達係数の分布の形で整理し燃焼室壁構成部材各部の受ける熱負荷の実態を明らかにした。

従来運転中のディーゼル機関のピストンクラウンについてかくのごとく多くの多点熱歪を計測した例はなく本研究によりピストンクラウン各部に発生している塑性領域にまで及ぶ熱応力の存在がはじめて直接計測されたものである。また機関の起動、停止時の過渡的運転が燃焼室壁構成部材にどのような熱負荷を加えどの部分にどのような熱応力を発生させるかについても明らかになり、今後のディーゼル機関の受熱部材の設計や破損防止対策をたてる上の決定的データを提供することができた。

なお本研究で用いたテレメーター方式による可動部材の熱歪計測技術および受熱部材の熱流解析法は国際水準を抜く技術であつてディーゼル界でははじめてのものである。

(4.2) ピストンクラウンの実物模型試験

前記の実機計測は陸上運転時の計測であるが、実船に搭載された機関は陸上運転時の急起動、急停止および過負荷運転時よりさらにはげしい異常負荷がかかることが予想される。そこでこれら異常負荷に対して受熱部材とくにピストンクラウンがどのような熱負荷をうけ、どのような熱応力を発生するかについての検討を行なうために、前記陸上運転に使用したピストンクラウンを41年度の実験に使用した実物模型試験炉を改造して装置し、燃焼室側および冷却室側諸条件をかえた各種の実験を行ない、実機温度分布を実験炉で再現するための炉各部の実験条件、温度分布の部分的变化に対応する熱応力の変化およびピストンクラウン形状特性の検討を実施し、実物模型試験によりほぼ実機に相当する異常負荷試験を再現できる見通しを得たことは、大きな成果である。

(4.1) および(4.2)を総合して具体的成果を述べれば、

(i) 燃焼室壁部材に対する過渡的熱応力の計測法の確立

燃焼室壁部材に対する熱応力計測は非常に困難であり、従来諸外国においてもほとんどその例を見ないが、本研究においては定常状態のみならず非定常状態についても十分な精度をもつて計測することが可能となつた。

(ii) 温度の計測結果から、加熱および冷却面における熱流状態を把握し、さらに熱応力をも推定しうる解析手法の確立

燃焼室壁部材の温度計測は近年各方面において実施されているが、これらの結果から熱流条件と熱応力を推定する手順がないため、設計上に具体的なかたちで生かされなかつた。本研究の成果によつてこれら熱流と熱応力とが求められるようになつたため、燃焼室壁部材に要求される熱的性質および強度などが明確となつた。

すなわち本研究の成果は、2サイクル大形機関の設計に対して、材料選択を適正にして損傷を防止するとともに過剰品質を抑えて生産を合理化することも可能とし製造者の利潤を高める一方、さらに2サイクル大形機関以外のものに対しても機関の試作開発に対して広く使用しうる成果を残したものである。

(5) 燃焼室内火炎挙動と熱負荷との関連についての基礎実験

ディーゼル機関の大形化、高過給化による燃焼室壁部材の熱負荷の増大に対し、それを軽減するため、42年度は供給空気量（シリンダ充てん空気量および吹抜け空気量）および運転条件と燃焼室壁熱負荷との関連についての実機実験研究を実施したが、本年度は熱負荷低減研究の“その2”として燃焼室内火炎挙動と熱負荷との関連を把握するものである。

従来燃料噴射弁と燃焼室壁熱負荷との関連に関して実機にて10数種の燃料噴射弁を用いて、その噴孔数、径（面積）、

長さ、噴射方向、燃料油流路形状を系統的に変えて、その燃焼特性とともにピストン、ライナ、カバー、排気弁および弁座の温度計測を行ない、噴射弁と熱負荷との関連を実験的に把握した（噴射弁の相違による温度変化は最大、排気弁にて約100°C、ピストンにて約70°Cという大きい値を示した）。本研究は、その理論的裏付けを定常火炎および機関渦流室による基礎的実験によつて求め、燃焼室内火炎挙動による熱負荷低減法を基本的に確立しようとするものである。

まず定常火炎によつて火炎の速度、量、温度、位置を種々変化させて、それが燃焼室壁熱負荷に及ぼす影響を把握した。まず火炎量を多くして火炎速度を上げると全体的に熱負荷が上昇するが、火炎量を多くしても火炎速度一定で、火炎径のみ大きくすると平均的には熱負荷は増大するが、最高温度部の熱負荷は大差ない。一方火炎温度を上昇させると最高温度の熱負荷は増大するが、平均的には大差ない。また火炎を斜めに吹きつけるより垂直に吹きつける方が全体的に熱負荷は高くなることがわかつた。

つぎに機関渦流室において渦流の強さ、それと燃料噴射方向との関係および壁面に対する噴射方向が燃焼室壁熱負荷に及ぼす影響を検討した。まず空気渦流に逆つて燃料と噴射（壁面に平行に）させると火炎は渦流によつて押しもどされ渦流室中央から燃料弁にかけてとどまり局部燃焼をもたらす。その噴射方向を少し中央寄りにするとその傾向はいく分緩和されるが、中央部における火炎群はかえつて大きくなる。そして中央噴射にすると火炎は燃焼室全体に分布し局部燃焼はなくなる。ついで渦流に沿つて噴射すると火炎は渦流に押しづながされて外周部局部加熱をもたらす。したがつて壁温もこの火炎挙動と同じ傾向をもち、逆方向噴射では中央部の熱負荷が高く、順方向噴射では外周部の熱負荷が高くなる。そして最高温度部はもちろん全体的に中央噴射が最も低い熱負荷を与える。なお全体的に少しの順方向噴射がその熱負荷および燃焼特性上有利である。つぎにこの渦流を強くするとこの傾向がはつきりし、中央噴射の熱負荷を最低にして逆方向、順方向いずれもその角度が増加すると、熱負荷が高くなる。また渦流0にすると中央噴射の熱負荷がいく分有利である上、どの噴射方向でも渦流のある場合の中では最低熱負荷域にあるため、熱負荷の点では無難な設計となる。しかし最低熱負荷は適当な渦流に對して、いく分の順方向噴射の組合せであり、しかもその場合燃焼特性が、無渦流の場合よりかなり有利であることから、この最適設計法を選ぶべきであろう。つぎに燃料は燃焼室壁面に向つて噴射する場合は、渦流が存在し、それに順方向に噴射すると火炎が衝突反転後、渦流によつて押し集められ局部加熱を与え、壁面と平行噴射の場合と全く反対に熱負荷を高め、また渦流に逆方向に噴射すると反対に火炎分布がよくなり熱負荷が軽減する。ただし逆方向、順方向ともその角度を大きくすると平行噴射の場合と大差なくなる。一方渦流0の場合は中央噴射が最も低い熱負荷を与えるがその程度は小さい。そしてどの噴射方向においても渦流の強さが大きくなるにつれて熱負荷が高くなり、少しの順方向の場合、その傾向が最も高い、など火炎挙動と熱負荷の関係が得られた。なおサイクルの温度の計算方式も求め、計算の結果、妥当な値を得た。今後これを用いてサイクル温度による燃焼室壁の伝熱機構が得られる。

これらの成果を具体的に要約すれば、

ディーゼル機関の燃焼機構を基礎的観点から解明したことにより、燃料の噴射方向と燃焼室の渦流状態とか各部の熱負荷に与える影響を具体的に把握することができ、燃焼状態を改善して機関の無解放運転時間を増大するとともに、燃焼室部材の耐久性を高めうる具体策の基本を把握することができ、同時に機関の性能そのものを向上しうる可能性のあることがわかつた。それゆえこれらの成果をさらに具体的に体系づけることによつて新機種の設計に大きく寄与しうるものと想像される。

(6) クランク軸の振動付加応力に関する研究

大形ディーゼル機関のクランク軸と軸系を含めた振動系における縦振動およびねじり縦振動については諸外国の文献および本邦の諸文献にもそれぞれ若干記述されているが、いずれもきわめて断片的でありかつ自然振動数の概算を目標としたものが多く、機関の実働状態における振動の様相を把握するにはほど遠いものであつた。

本会においても41年度以来第94研究部会および第100研究部会においてこの問題をとり上げ、クランク軸の撓性および基本振動方程式について研究を実施してきた。

クランク軸の振動付加応力に関する研究は、これら研究部会の従来の研究結果に、日本海事協会技術研究所、川崎重工

業、石川島播磨重工業、三井造船等で従来実施してきた関連研究の成果を加え、この問題に対する最終的結論を得るために実施したものであり、この課題を担当した日本海事協会のみでなく、川崎重工、三井造船、石川島播磨重工業、神戸製鋼所など各社の緊密な協同作業のもとで実施した。

従来の成果を含めて本研究課題の成果をつぎに列記する。

(i) クランク軸の変形様式を論理的に整理し、3種の変形モードに対する撓性を定義し、実物クランクについての試験結果から撓性を算出する方法を樹立した。その結果、従来外国文献に示されている撓性は根本的に不備であり、変形モードに関する解析が不十分であることが明かになつた。

(ii) 前記変形モードを基本として、すでに第100研究部会で解明されている多スロークランク軸の曲げ応力解析法を用いて縦振動および連成振動の等価系に加えるべき起振力の算定方法を確立した。この種の研究はクランク軸の曲げ応力解析方法について長年にわたつて積み重ねられた実績を有する本邦の基礎研究部門においてのみなしうるものであり、諸外国の関係文献にはまったく発表されていない。

(iii) アナログ計算機による多質点系の多点起振強制減衰振動の解析法について

クランク軸系の縦振動および連成振動の解析には従来デジタル計算機が用いられていたが、この方法は自然振動の解説には有利であるが、多点起振の強制減衰振動の解析にはほう大な演算を要し、かなり煩雑であつた。アナログ計算機は従来自動制御系の過渡特性を検索するために主として用いられていたが、クランク軸の縦振動および連成振動についても等価系の構成を若干簡略化すれば、工業的には十分な精度でこれらの問題を解析することができる。

具体的な成果としては、縦振動ダンパーの最適減衰係数の選定、プロペラ起振力（軸スラスト）とクランク軸起振力との位相により、共振点の振幅は1.2倍ないし0.6倍の範囲にあること、および(ii)で述べた起振力を等価質点系に加えることにより、縦振動および連成振動のいずれについても、強制減衰振動振幅を起振点の近傍（クランクスロー内）においても十分な精度で推定しうることなどである。

この種研究は諸外国および本邦の文献にもまったく見られず、複雑な振動現象を具体的に解説する手法としてまったく新しい試みであり、今後の振動解析の手法として大いに評価されるものと考える。またこの方法は、従来解析が困難であつたガタのある振動系および非線形バネを有する振動系に対しても線形の振動系とまったく同様に適用することができ、カム軸駆動歯車系およびギヤードディーゼルの軸系のねじり振動解析に威力を發揮すると思われる。本報告においては非線形特性の一例としてスラスト部の変位振幅が静的な撓みより大きい場合についての解析結果を示した。

(iv) クランク軸すみ内部の付加応力について

前記に示したように、縦振動および連成振動の解法を確立したことおよびクランク軸の腕開閉量とすみ内部の曲げ応力との関係を求めることにより、振動状態における付加応力を十分な精度で推定しうるようになり、クランク軸の実働状態の応力を精度よく推定できるため、クランク軸の疲労損傷を完全に防止することが可能となつた。

(v) スラスト軸受部の変位振幅推定について

縦振動および連成振動を精度よく解きうる方法が確立されたため、スラスト軸受部の変位振幅を求め、これから船体構造へ伝達されて船体振動の起振力となる力が推定できるようになり、船体振動とともに上部構造物の振動に対して振動防止対策を考える場合に有効な基礎的なデータを与えることができた。

(vi) クランク軸のデフレクションの隅肉応力の対応性に関する研究

クランク軸のデフレクションは軸心の不整をチェックする方法として従来広く用いられており、船級協会においても内規として許容限度を指示している。しかしながら、デフレクションの量がクランク軸の強度にどのような影響を及ぼすかについてはほとんど検討されておらず、近年のディーゼル機関の高出力化に対してデフレクションの許容値をどのように考えるべきかはまったく未知な問題であった。

このような問題を解明するため、K8Z70/120C型機関のクランク軸実体についてつきの試験を行なつた。

a) クランク軸の縦吊りおよび横支え試験

- b) クランク軸据付時の試験
- c) タイロッド締付時の試験
- d) 機関組立完了時の冷態における試験
- e) 機関組立完了時で運転後（温態時）における試験

これらの各試験において、クランク軸の各スローデフレクションの計測および各スローのすみ内部の曲げ応力計測を行なつた。試験結果は、三井造船で開発したクランクスローの撓性解析法およびNK技研で開発した多スロークランク軸の曲げ応力解析法を用いて解析し、つぎに述べる成果を得た。

- (i) クランク軸の形状および荷重状態が与えられた場合に、クランク軸のデフレクションの計測値から、各ジャーナル支点の不整量を算定する一般式が誘導された。
- (ii) おのおのクランクスローのすみ内部の応力とデフレクションとの関係は実測値においてきわめて複雑であつて一見対応性はないように見えるが、クランク軸の曲げモーメント分布を詳細に解けばそれぞれこの曲げモーメントに従つて変化しており、曲げモーメントを媒体としてデフレクションとすみ肉応力の対応を求めることができる。
- (iii) 2サイクル大形機関の場合にはタイロッドの締付けによるデフレクションの変化は微小である。
- (iv) 船級協会の内規として示されているデフレクションの許容限度（ストロークの $2/10,000$ ）はすみ内部応力の $3.5 \sim 4.0 \text{ kg/mm}^2$ の変化に対応する。

以上の結果を要約し、クランクデフレクションは機関の組立時において軸心の整一度の目安として使用しうるが、完全に軸心が整一な場合でもある量以下にすることは不可能であり、かつ隣接スローの位相角によつて最小値はそれぞれ相違すること、および実船の使用状態における整備保守の目安としてもデフレクションは有効な計測値であるが、これによつて軸心の不整を修正しようとする場合には曲げモーメントの詳細な検討が必要であることなどが明らかにされた。

またさらに今後若干の理論的解析を補足することによつてデフレクションの許容量を位相（クランクピン TDC からの回転角）を考慮して合理的に決定し、すみ内部の応力を最小になしうるような軸心調整法を導くことが可能となつた。

1. 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壁は機関の発停による熱疲労強度とガスの爆発圧力による機械疲労強度とが問題となるが、従来は両者を独立に考えて設計されていた。しかし実際は両者が重畳して作用するので、その正しい強度評価法が問題である。今後、機関が大型、高出力化されるにつれて、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ので、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ためには、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。

これまでに応力波が重畠した場合の疲労強度に関する研究報告は数多くみられるが、熱応力のように塑性域にまで及ぶ大きな応力を対象にして行なわれたものは少なく、かつ高溫での試験例は見あたらぬ。

この背景にたち、昭和42年度の当部会の試験研究として、材料のこのような破壊挙動を調べる試験装置を製作した。¹⁾ 本研究はこの試験装置を使用し、熱応力と機械応力の重畠した場合の疲労破壊挙動を概括的に把握するとともに今後行なうべき実験の指標とすることを目的としてピストンクラウン材、 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼を対象として実施したものである。

今回の実験は引張圧縮の定応力条件で行ない、熱応力に相当する1次波およびガス爆発応力に相当する2次波はいずれも正弦波と仮定して、下記の項目について調べた。

- 1) 1次波応力と2次波応力との相互干渉度合が疲労強度に及ぼす影響
- 2) 1次波および2次波の周波数の影響
- 3) 試験温度 (R.T と 500°C) の影響
- 4) 平均応力がある場合の重畠疲労強度
- 5) 曲げ応力条件下の重畠疲労強度

本研究終了点での結果を応用して、ピストンクラウンの強度の検討を第2章「大形高過給ディーゼル機関のピストン強度に関する解析研究」で行なつた。

1.2 供試材

1.2.1 試験片素材

供試した材料は、大形船用機関ピストンクラウンに使用される $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼である。

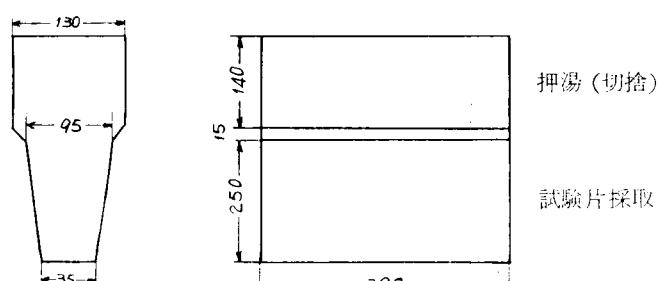
鋳造素材形状は第1.2.1図に示すようにY型プロックに鋤込み、押湯部分を切捨てて、試験片は縦方向に、図示の試験片採取部分から削り出した。

試験片のゲージ長さ部は鋳造素材下端から100～150mmの位置に相当し、この部分の肉厚は40～50mmであつて、大形機関の実機ピストンクラウン天井部の厚さとは同じとなるようにした。このため、試験片素材と実機ピストンクラウンの鋳造時の冷却速度、熱処理時の質量効果などの条件には大きな相違はない。

鋳造の際、使用した溶解炉は5Ton型塩基性エラー式電気炉であり、鋳造温度は取鍋で1,580°C前後であつた。

鋳型は、鋳鋼用CO₂耐火砂を使用し、鋳型表面にジルコン、フラワーを塗布した。

熱処理は900°C×4^H保持して油焼入れを行なつた後、680°C×4^H保持して空冷し、焼純を行なつたものである。



第1.2.1図 供試素材

1.2.2 供試材の確性試験

素材の化学分析結果を第1.2.1表に示す。

第1.2.1表 化学組成(重量%)

C	Si	Mn	P	S	Mo
0.17	0.41	0.58	0.006	0.015	0.49

機械的性質として引張試験を行なつた結果を第1.2.2表に示す。

第1.2.2表 機械的性質

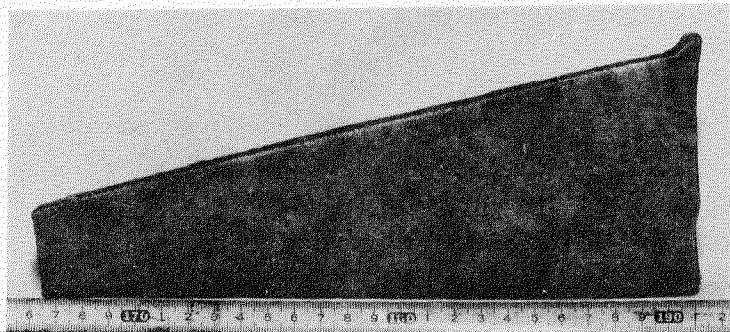
試験温度 ℃	降伏点 kg/mm^2	引張強さ kg/mm^2	真破断力 kg/mm^2	伸び %	絞り %	弾性率 kg/mm^2
B.T	25.9	50.5	73.4	26.6	39.5	2.1×10^4
	25.9	50.5	69.1	25.4	36.1	2.1×10^4
30.0	26.1	56.0	76.2	17.0	30.5	1.9×10^4
	25.7	55.3	75.2	14.6	30.0	1.9×10^4
50.0	24.5	47.0	81.4	25.6	60.2	1.6×10^4
	22.9	44.6	84.7	24.5	61.0	1.6×10^4

試験片はJIS4号であり、ゲージ径1.4φmm, ゲージ長さ50mmである。

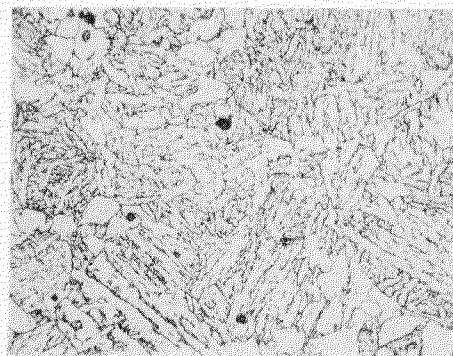
引張試験の結果、この種材質では平均的に期待されている強度と比べ引張強さ、降伏点などはいく分低い値であり、伸び、絞りについては、引張強さと硬度から見るとやや不足気味である。

第1.2.2図には素材のマクロ写真を示す。これは素材長さのほぼ中央部を切断して研磨し、5%硝酸アルコールにより腐食したもので、鋳造組織全般としては均一であり良好であるがミクロ・シュリンケージが出ている。

第1.2.3図には300倍の顕微鏡組織を示した。非金属介在物が散見されフェライトがやや多いが、素材一般としては均一の初析フェライトを含むソルバイト地組織を呈している。



第1.2.2図 素材のマクロ写真



第1.2.3図 顕微鏡組織(×300)

以上の結果、今回供試した材質については、化学成分は標準であり、マクロ的な鋳造組織、硬度分布はかなり均質であるが、引張強さ、降伏点、硬度が若干低く、顕微鏡組織からもフェライトの量が多いことから、焼入効果が不足しているものと考えられる。したがつて、この供試材は、この種材質の標準からいえば、上質の材料ではないが、規格の下限値にはいつているので、今回の実験に使用することにした。

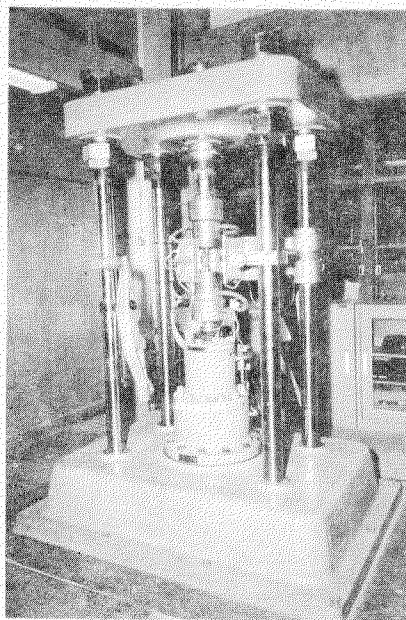
1.3 実験結果

1.3.1 試験機ならびに試験片および曲げ疲労試験用チヤツク

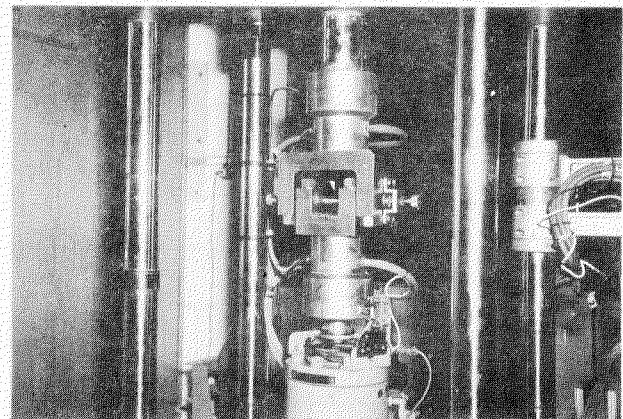
使用した試験機は昭和42年度に当部会で行なつた試験研究「機械疲労と熱疲労の組合せ耐久強度に関する研究」で

製作した高温変動塑性疲労試験機¹⁾である。この試験機は電気油圧式のサーボ弁型のものであり、各種の重複波の疲労試験と、高温での実験が可能である。

第1.3.1図(a)に高温での実験状況を示す。



(a) 高温での試験状況



(b) 曲げ重複試験状況

第1.3.1図 実験機

試験片は第1.3.2図に示すような中実、円筒型で引張圧縮試験片は直径11mm、平行部長さ30mmで行ない、曲げ試験片は直径20mm、平行部長さ30mmである。

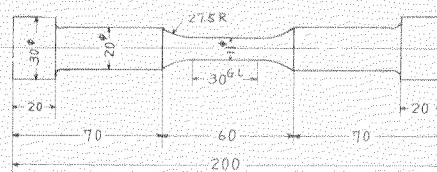
疲労試験における計測値としては試験片の応力振巾および歪振巾を Photo—Gorder で記録し、また破断サイクル数は試験片が完全に二つに分離したときまでの繰返し回数をとつた。

応力振巾はロードセルにより検出し、歪振巾は、加振機の中に組込まれている差動変圧器により試験片全長の変位を計測している。ゲージ長さ間の歪は、ゲージ部に塑性ゲージをはりつけ、それと差動変圧器による試験片全長の変位との関係をあらかじめ較正している。

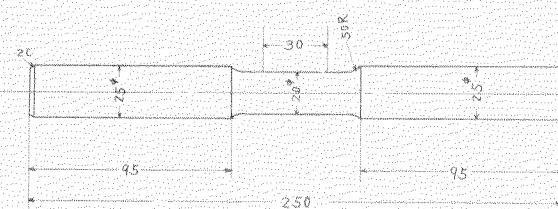
曲げ疲労試験用チャックの図面を第1.3.3図(c)に示す。

曲げ試験状況を第1.3.1図(b)に示す。

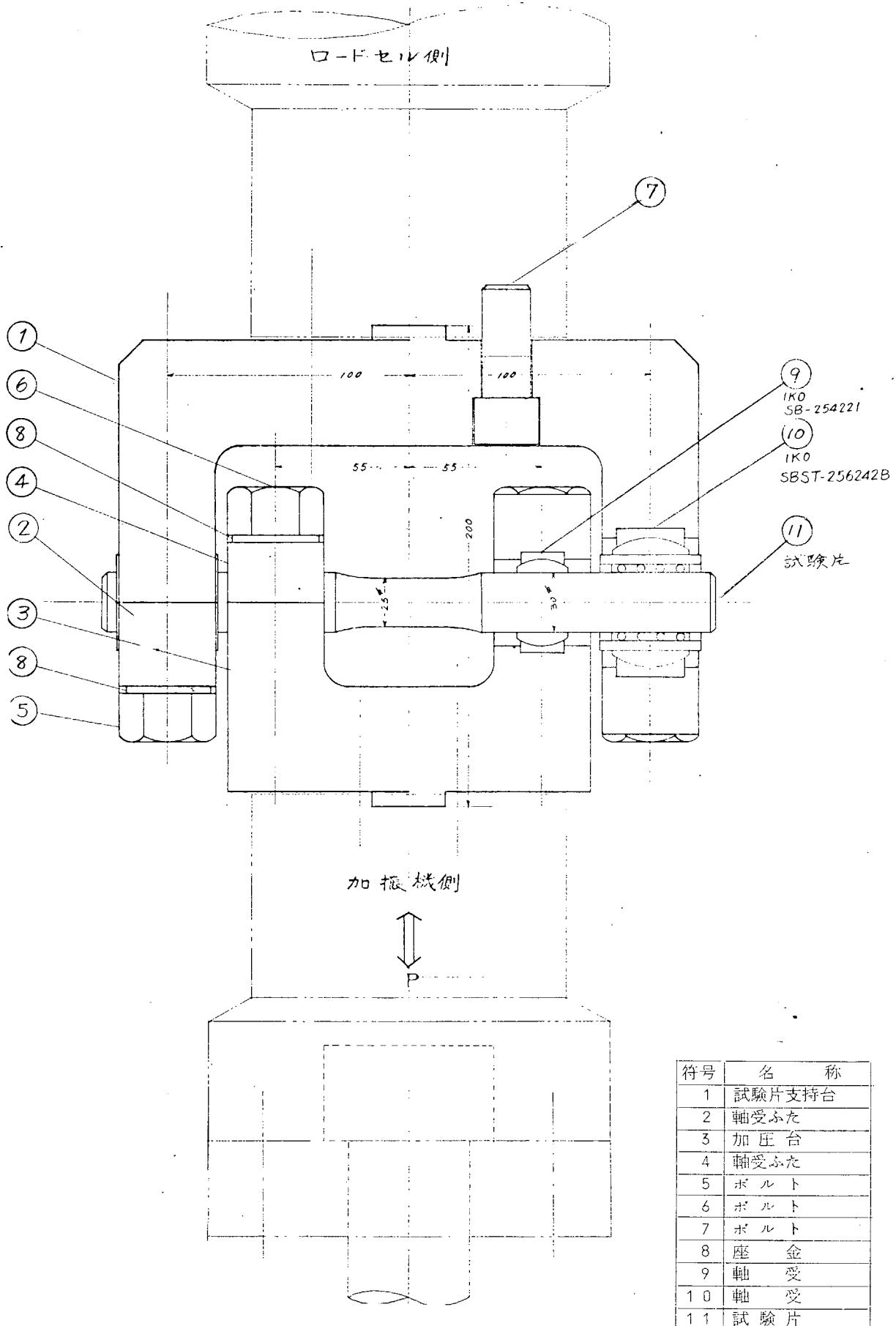
(a) 引張圧縮



(b) 曲げ



第1.3.2図 試験片形状



第1.3.3図 曲げ試験装置

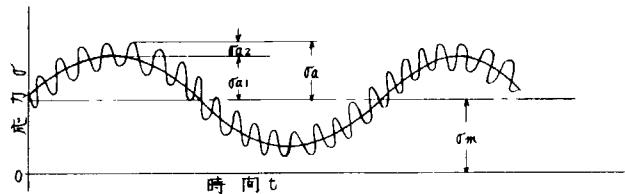
1.3.2 重畠疲労試験

緒言で述べた本研究の目標を検討するため重畠疲労試験は第1.3.1表の実験条件で実施した。

第1.3.1表 実験条件

実験符号	試験温度	1次波条件	2次波条件	備考
R - 1	R.T	—	2,000 c.p.m	耐久限を求める
R - 2		10 c.p.m	—	低サイクル強度を求める
R - 3		10 "	2,000 c.p.m 1.0 σ_w	
R - 4		10 "	2,000 " 0.8 "	
R - 5		10 "	2,000 " 0.6 "	
R - 6		10 "	2,000 " 0.36 "	相互干渉度合
R - 7		10 "	2,000 " 0.18 "	
R - 8		2 "	2,000 " 0.6 "	周波数の影響
R - 9		2 "	400 " 0.6 "	
R - 10		10 "	2,000 " 0.6 "	平均応力
R - 11		10 "	2,000 " 0.6 "	曲げ強度
H - 1	500°C	—	2,000 c.p.m	耐久限を求める
H - 2		10 c.p.m	—	低サイクル強度を求める
H - 3		10 "	2,000 c.p.m 1.0 σ_w	
H - 5		10 "	2,000 " 0.6 "	相互干渉度合
H - 6		2 "	2,000 " 0.6 "	
H - 7		2 "	400 " 0.6 "	周波数の影響

第1.3.4図に以下に使用する記号を示す。



項目	1次波	2次波
応力振巾	σ_{a_1} kg/mm ²	σ_{a_2} kg/mm ²
周波数	n_1 c.p.m	n_2 c.p.m
破壊サイクル(単独)	N_{f10}	N_{f20}
破壊サイクル(重畠)	N_{f1}	N_{f2}
寿命比	$\eta = \frac{N_{f1}}{N_{f10}}$	
2次波割合	$r = \frac{\sigma_{a_2}}{\sigma_{a_1} + \sigma_{a_2}}$	

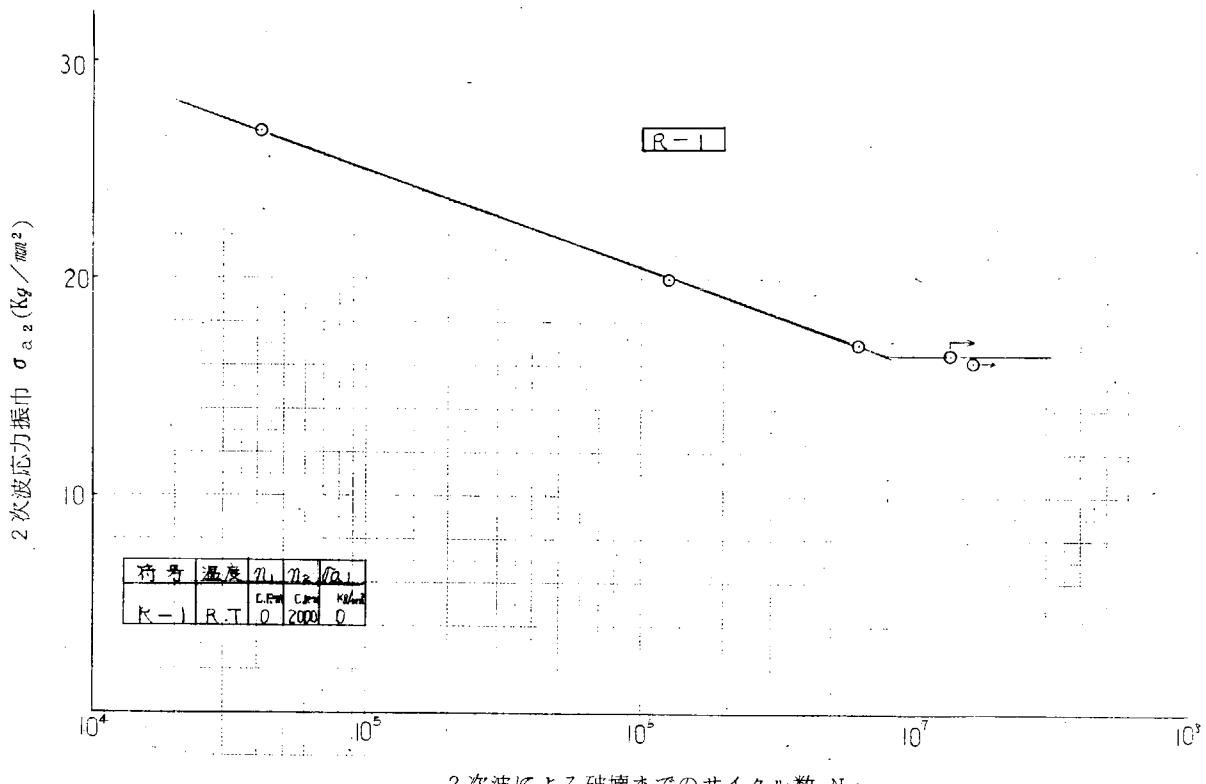
第1.3.4図 重畠試験の記号

試験温度はピストンクラウンの全負荷稼動時における触火面温度が大体500°C前後であるので、近似的に試験はR.Tと500°Cの場合について行なつた。

応力条件は引張圧縮定応力下で単独ならびに重畠疲労試験を行ない、第1.3.1表のR-11だけは曲げ定応力下で重

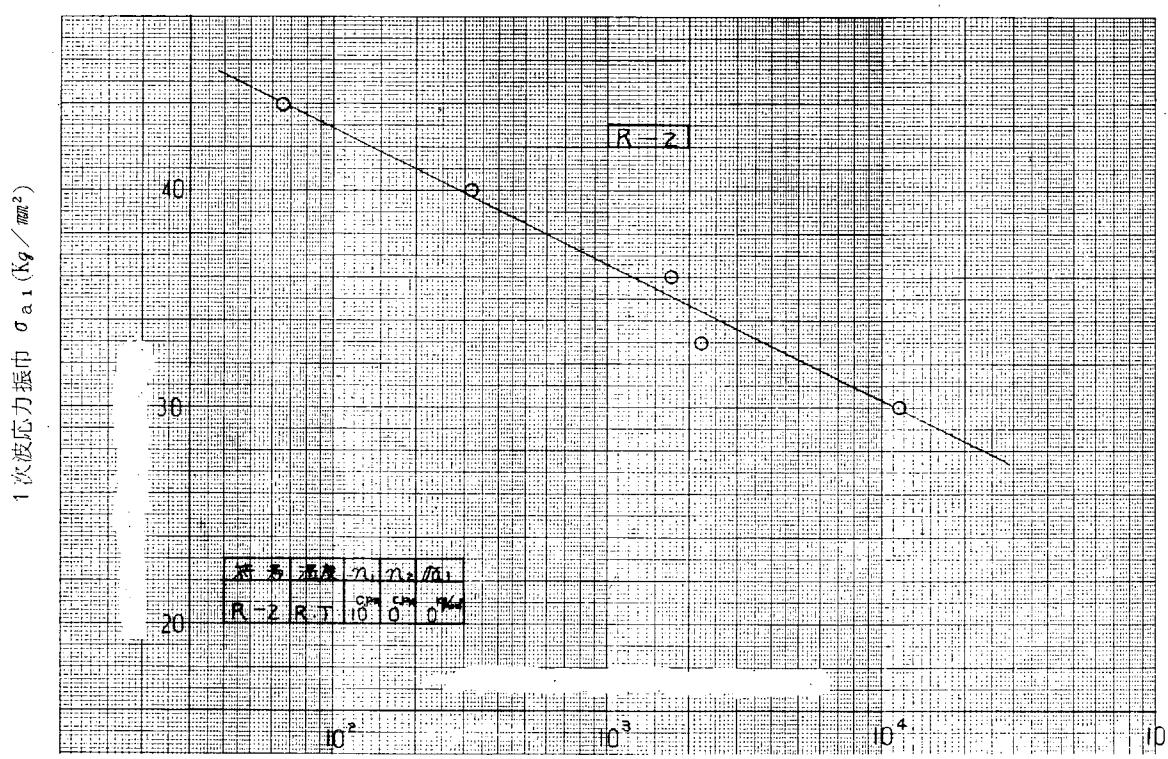
量疲労試験を行なつた。

第1.3.1表において実験符号R-1はR.Tで2次波応力振巾(ガス爆発圧力による応力に相当)の単独の高サイクル疲労試験で、その結果を第1.3.5図に示す。この場合の繰返し速度は2,000c.p.mである。これによれば疲労耐久限は $\sigma_w = 16.5 \text{ Kg/mm}^2$ である。R-2は1次波応力振巾(機関発停に伴う熱応力に相当)単独の低サイクル疲労試験で、結果を第1.3.6図に示す。繰返し速度は10c.p.mで行なつた。



2次波による破壊までのサイクル数 N_{f2}

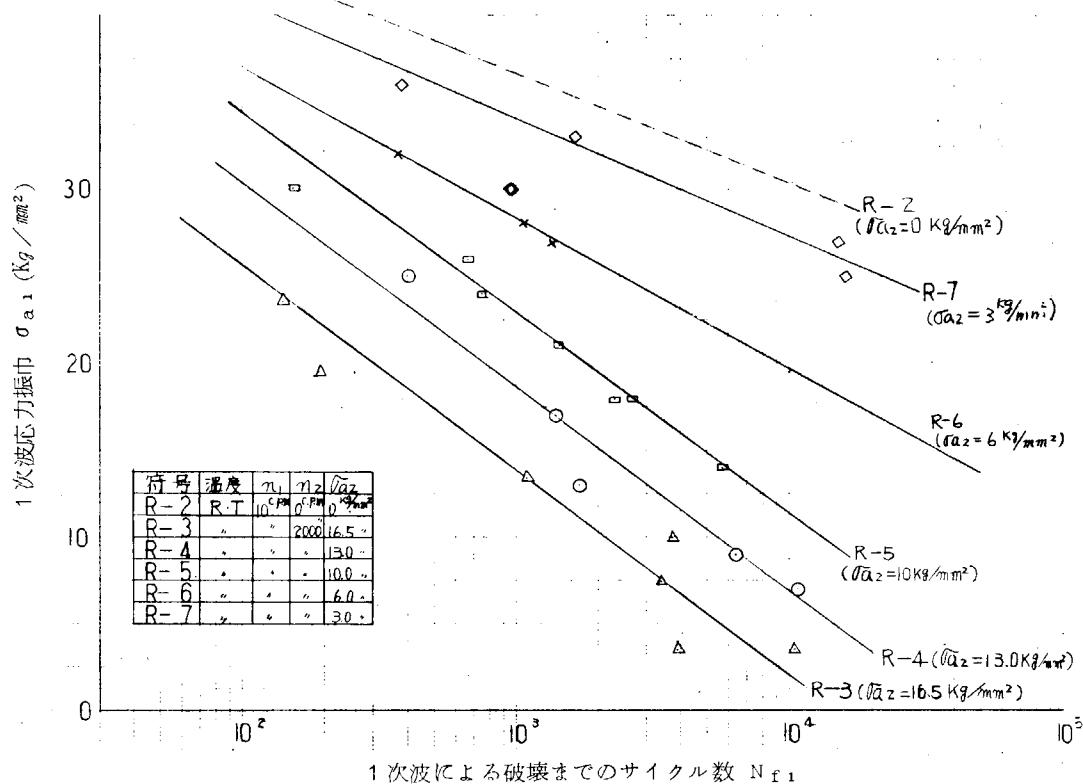
第1.3.5図 $\sigma_{a2} - N_{f2}$ 線図



1次波による破壊までのサイクル数 N_{f1}

第1.3.6図 1次波单独の塑性疲労試験 (R.T)

R-3～R-7は1次波と2次波の相互干渉度合を検討するために行なつた。2次波応力振巾は、R-1で求めた疲労耐久限： σ_w を基準として $1.0\sigma_w$, $0.8\sigma_w$, $0.6\sigma_w$, $0.36\sigma_w$, $0.18\sigma_w$ の5種を与えた。実験にあたつては2次波応力振巾を上記のようにそれぞれ一定にして、1次波応力振巾を独立にかえた塑性疲労試験を行なつた。周波数は1次波が 10 c.p.m , 2次波が $2,000\text{ c.p.m}$ で行なつた。この結果を第1.3.7図に示す。図中の破線は比較のために、1次波单独のR-2の試験結果を示した。これによれば2次応力波の存在で塑性疲労強度は非常に低下することがわかる。



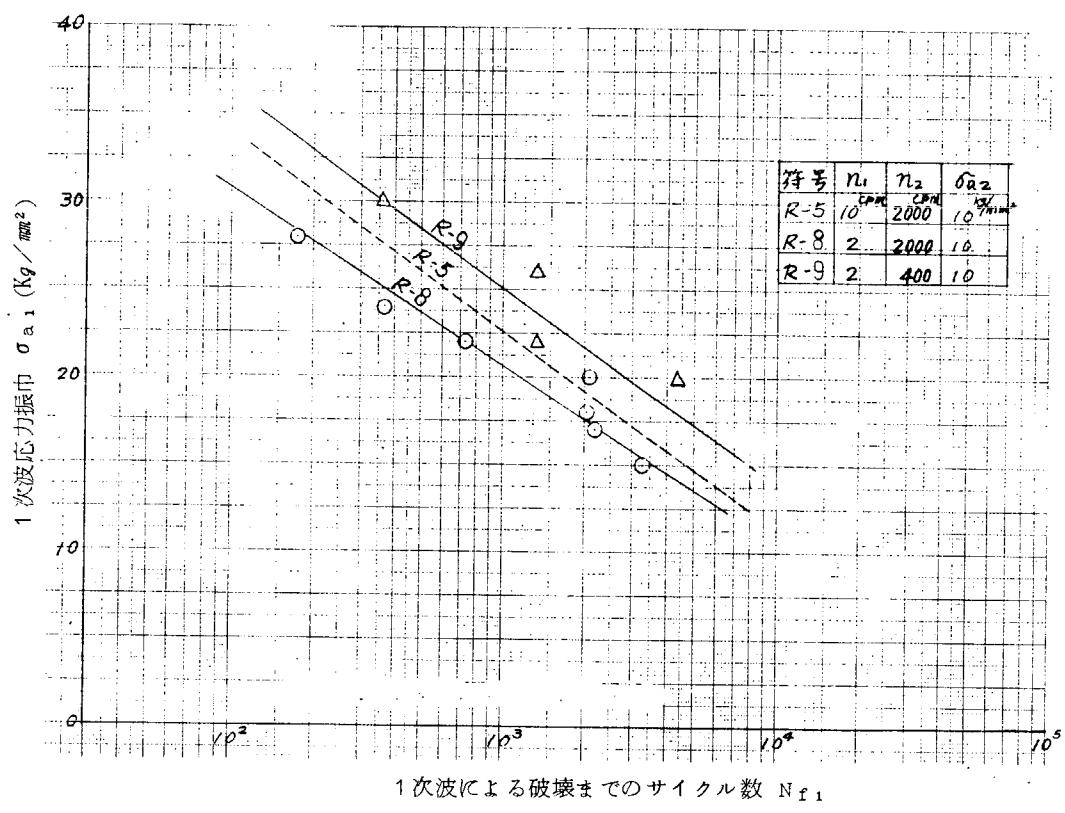
第1.3.7図 重畳疲労による相互干渉の影響(R.T)

R-8およびR-9は繰返し速度、周波数の影響を調べるために行なつたもので結果を第1.3.8図に示した。比較のために2次波応力振巾を等しい値で実験し、周波数の異なるR-5の結果を破線で示した。R-8はR-5に対して1次応力波の周波数の影響を求めようとしたものである($n_1 = 2\text{ c.p.m}$ と $n_1 = 10\text{ c.p.m}$)が図のように周波数の低いほうが強度は低下し、その影響は破壊までの1次波サイクル数： N_{f1} の小さいほう(1次波応力振巾の大きいほう)が破壊までの1次波サイクル数の大きいほう(1次波応力振巾の小さい領域)より受けやすいようである。またR-9はR-8と比較して1次波の周波数を $n_1 = 2\text{ c.p.m}$ は同じにして2次波周波数を $2,000\text{ c.p.m}$ から $4,000\text{ c.p.m}$ に変えた場合であるが、2次波周波数を下げた場合のほうが強度は大きくなっている。R-9とR-5は、 n_1 および n_2 の比が全く同じでそれぞれ $1/5$ になるように(1次波周期の中にに入る2次波の数が等しい)した実験である。この結果は図に示すとおり、勾配はほとんど変わらないが周波数の高いものより低いほうが強度は大きく出ている。

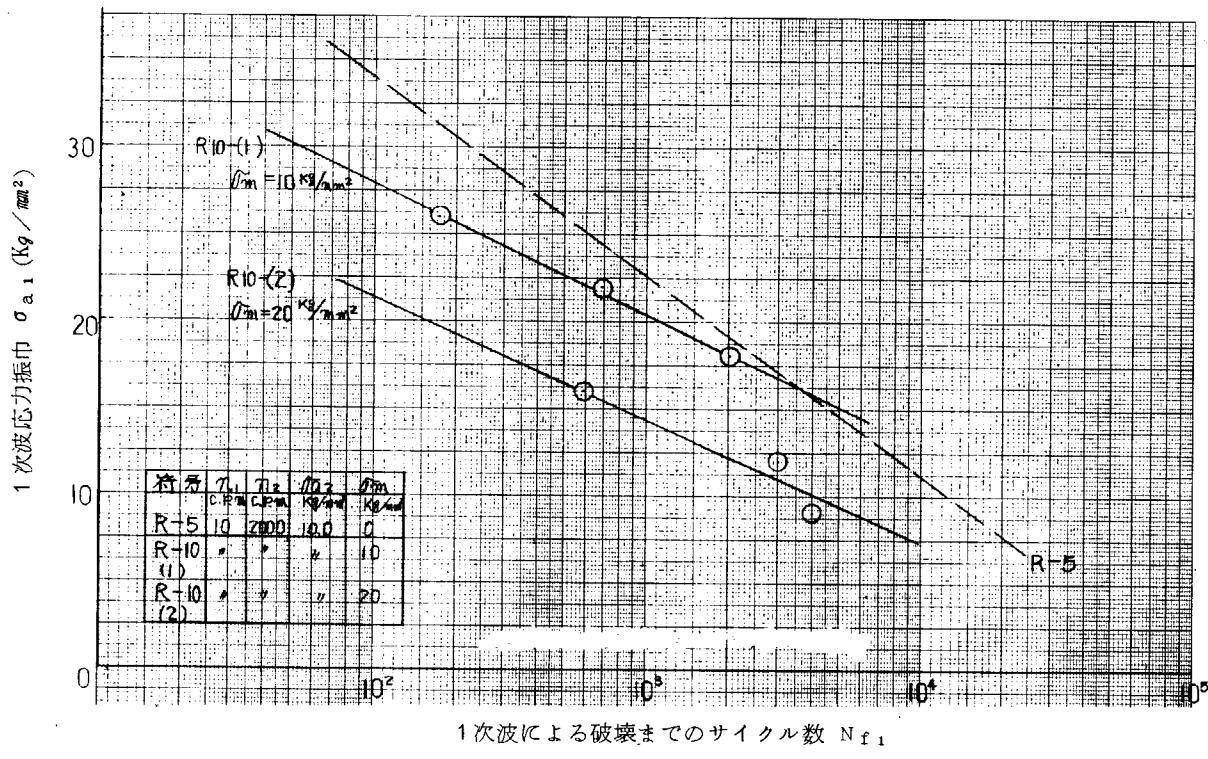
R-10は平均応力が働いた場合の重畳疲労強度を確認するために行なつたものであり、平均応力は $\sigma_m = 10\text{ kg/mm}^2$ と 20 kg/mm^2 との場合について行なつた。実験結果を第1.3.9図に示す。

R-11は曲げ応力条件下での重畳疲労強度を確認するために若干本の試験を行なつた。結果を第1.3.10図に示した。

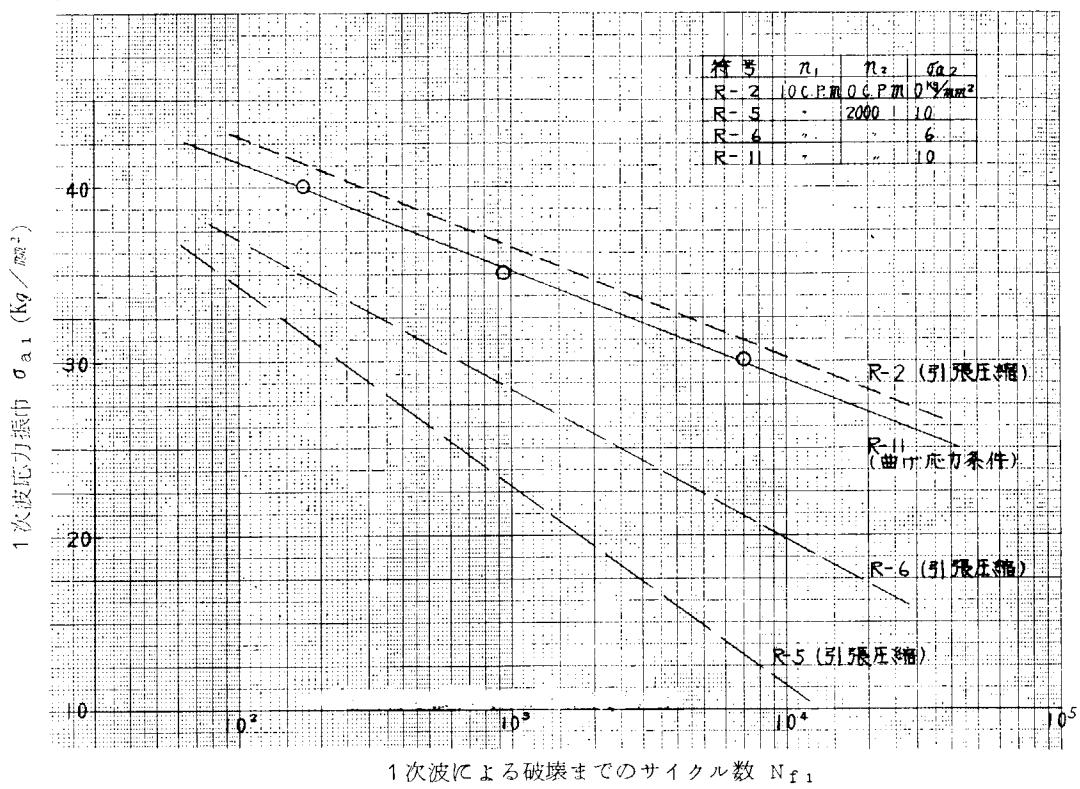
つぎに 500°C の実験では、R.Tの場合と同様な実験条件で実施した。



第 1.3.8 図 重畠疲労に及ぼす周波数の影響 (R.T)

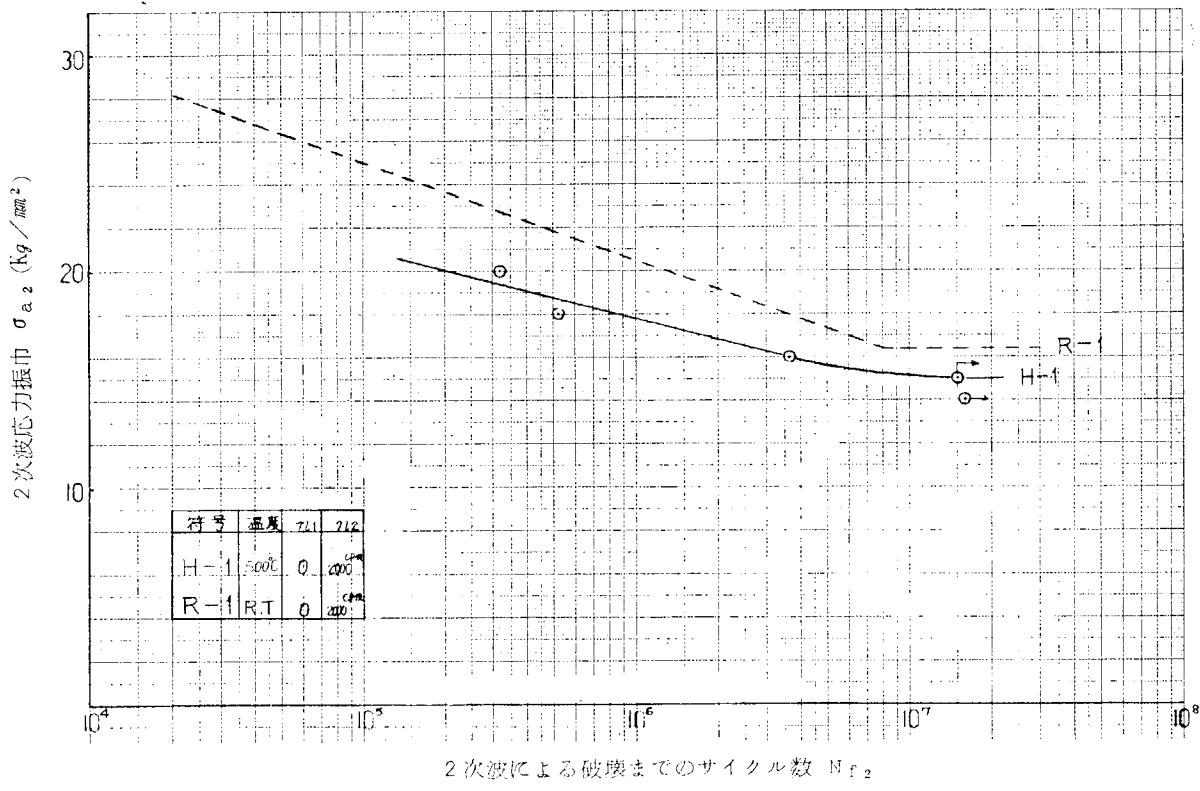


第 1.3.9 図 重畠疲労に及ぼす平均応力の影響 (R.T)



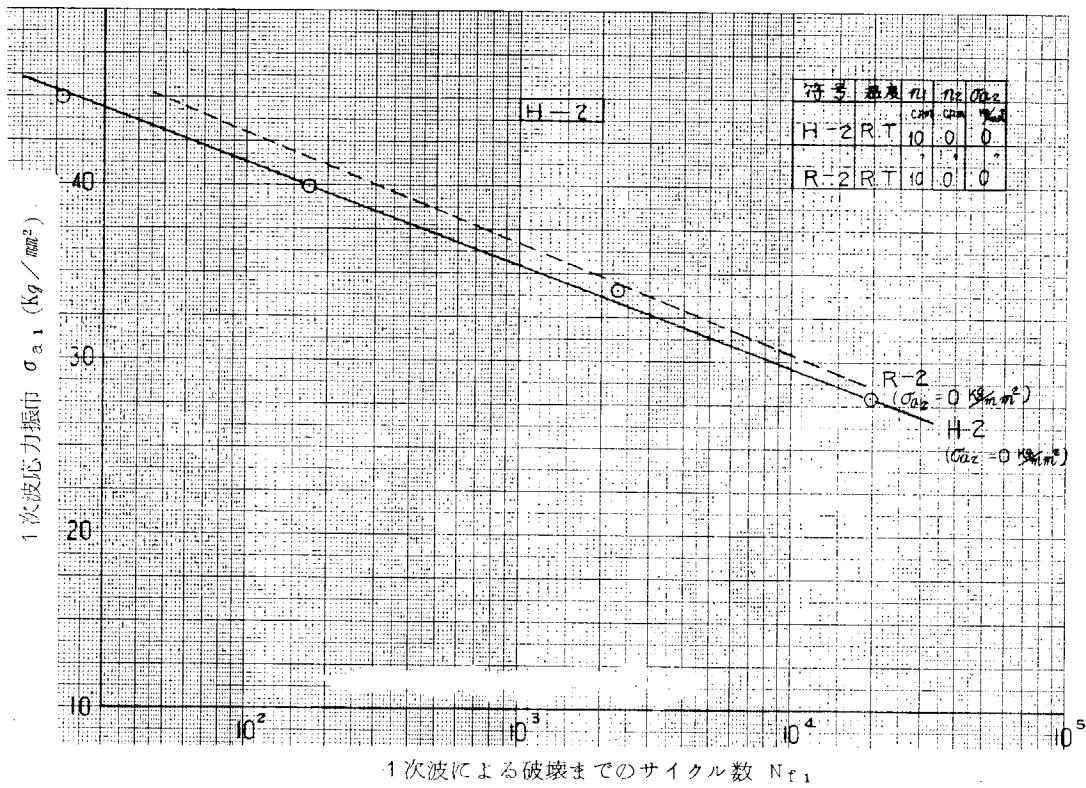
第1.3.10図 曲げ応力条件下の重畠疲労 (R.T.)

2次応力振巾だけの高サイクル疲労試験 (H-1) を第1.3.11図に示した。 10^7 回疲労耐久限は $\sigma_w = 15.0 \text{ kg/mm}^2$ であり、この材料のR.Tと500°Cの疲労耐久強度の差は他材質とくらべると非常に小さい。

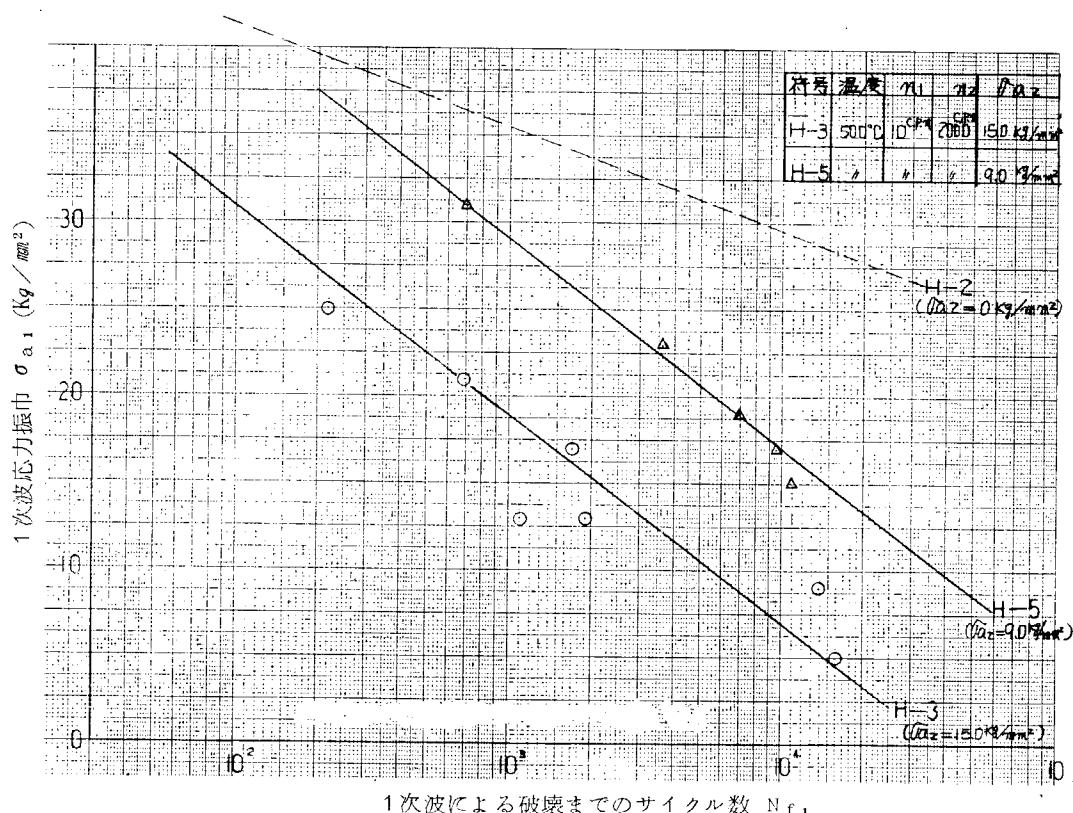


第1.3.11図 500°Cでの $\sigma_{a2} - N_{f2}$ 線図

1次応力振巾だけの低サイクル疲労試験 (H-2) を第1.3.1.2図に示した。比較のためにR.Tの結果を破線で示した。これによれば低サイクル疲労試験もR.Tと500°Cとの強度の差はあまりなく、他材質の強度と比べると非常に小さい。1次波と2次波の相互干渉を求めるための重畠疲労試験 (H-3, H-5) の結果を第1.3.1.3図に示す。2次



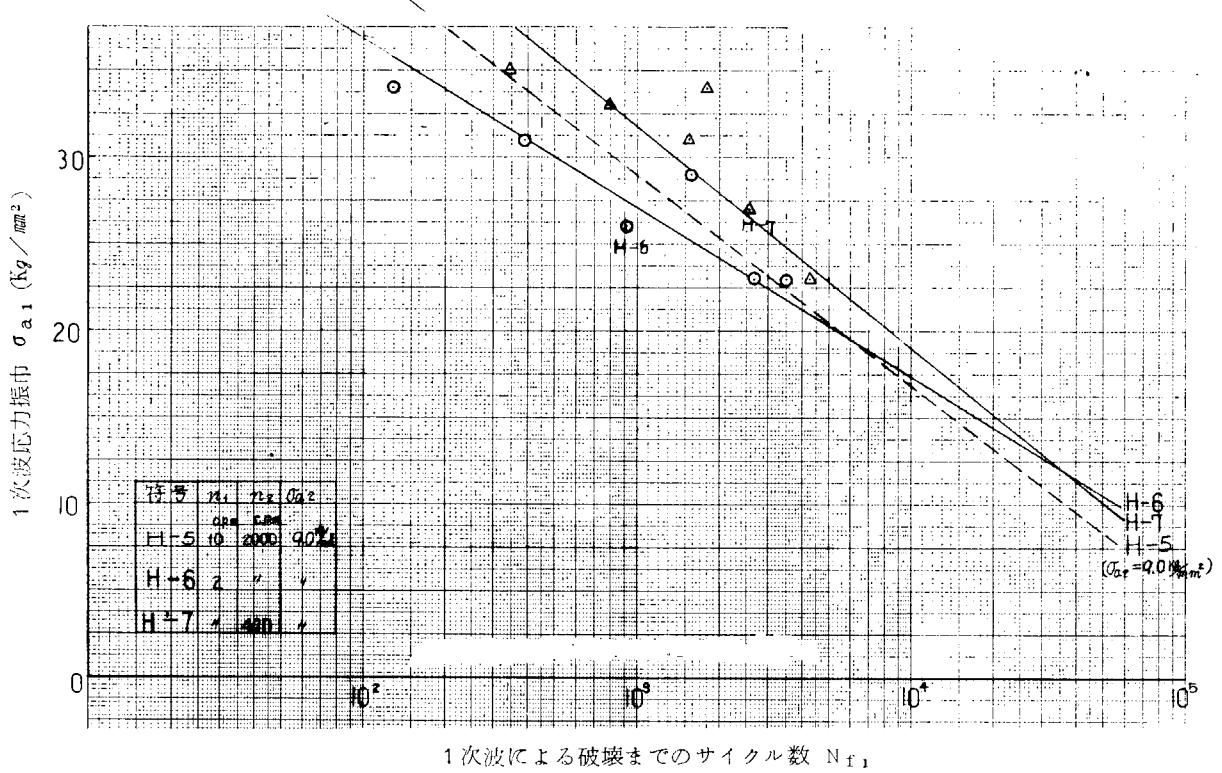
第1.3.1.2図 1次波単独の塑性疲労試験 (500°C)



第1.3.1.3図 重畠疲労による相互干渉の影響 (500°C)

波の大きさはそれぞれ $1.0 \sigma_w$ および $0.6 \sigma_w$ である。破線は1次波単独のH-2の試験結果である。R.Tと同じように重畠させると強度低下は著しいが、重畠疲労強度はR.Tより 500°C のほうが強いことは注目される。

周波数の影響に対する試験結果（H-6, H-7）を第1.3.1.4図に示す。これによれば実験点が少なく、明確なことはいえないがR.Tの場合と同じような傾向の結果が得られている。



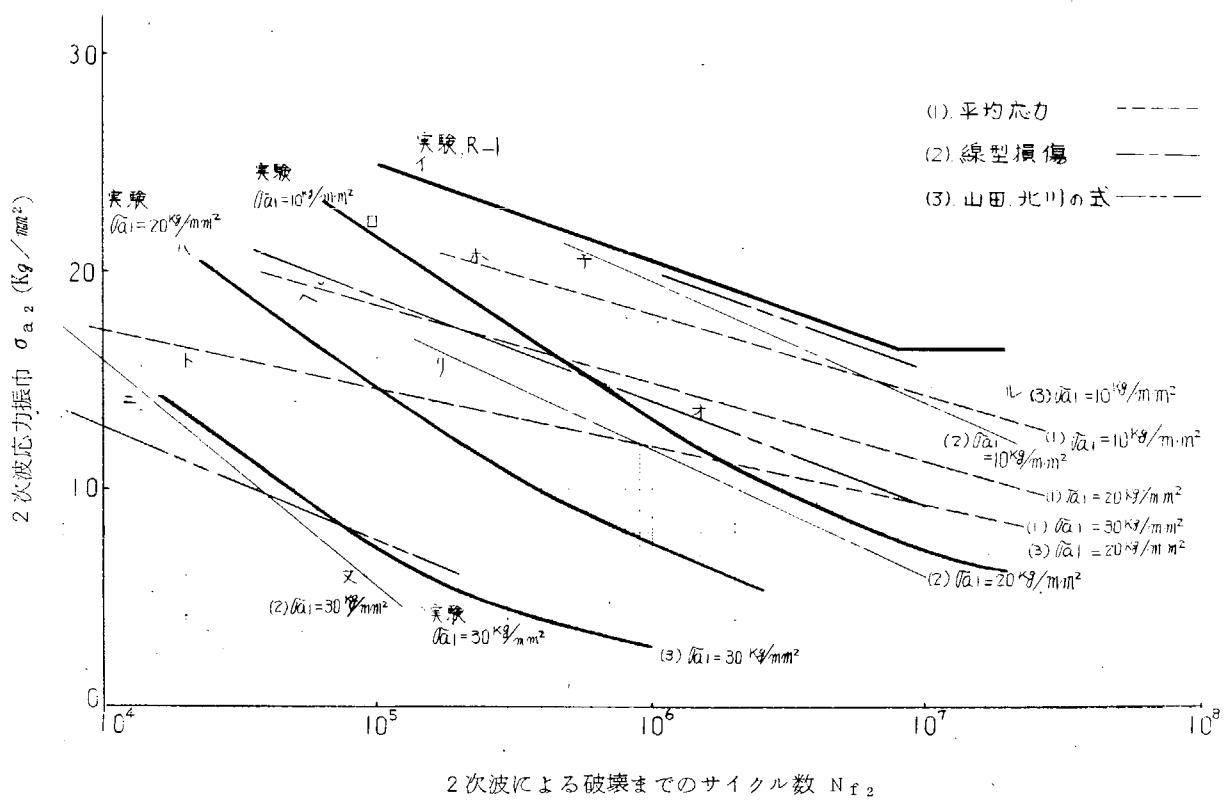
第1.3.1.4図 重畠疲労の周波数の影響 (500°C)

以上の結果をまとめるとつきのようになる。

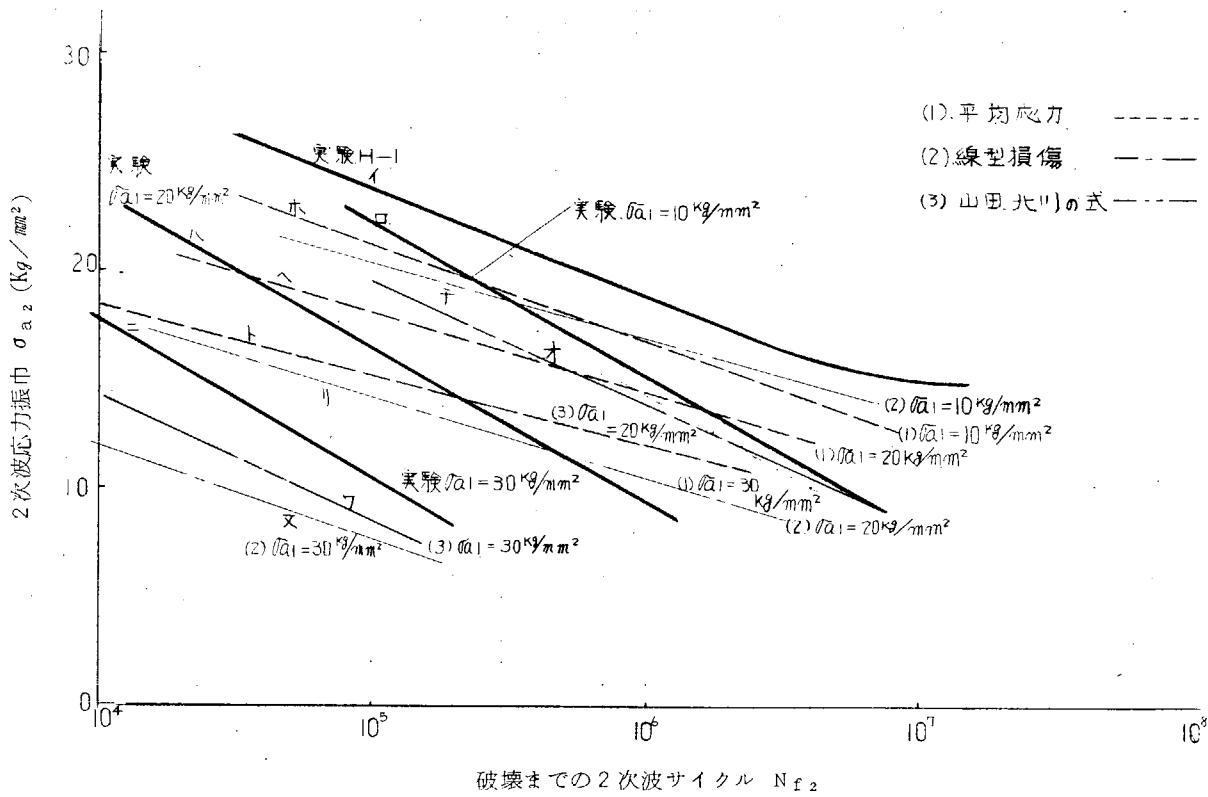
まず、重畠疲労強度をピストンのガス爆発による応力振巾の繰返し（すなわち2次波）を主体に見たときに、熱応力振巾の繰返し（すなわち1次波）の存在で強度がどのように変るかをまとめたものが、R.Tの場合を第1.3.1.5図および、 500°C の場合を第1.3.1.6図の中の太い実線イ、ロ、ハ、ニで示した。これは従来、ガス爆発圧力による応力の繰返しによって破壊する強度を求めるときに使用していた疲労強度、S-N曲線に相当する。縦軸は2次波の応力振巾、横軸は破壊までの2次波サイクル数で表示し、パラメータは1次波の応力振巾によって表示し実験データから内挿して求めたものである。R.Tでは、2次波応力振巾の小さな実験も行なつてるのでS-N曲線が彎曲しているのが認められる。 500°C では2次波応力振巾の小さな領域の実験が十分でない。重畠疲労強度にも耐久限があるという報告²⁾があるが本実験では $N_{f2} = 10^7$ までの十分な実験を行なつていないので今後の確認を要すると考える。

第1.3.1.5および1.3.1.6図によれば、1次波の存在が2次波に大きく影響を及ぼしており、本材料の重畠疲労試験結果ではR.Tより 500°C のほうが強度が大きい実験結果になつている。

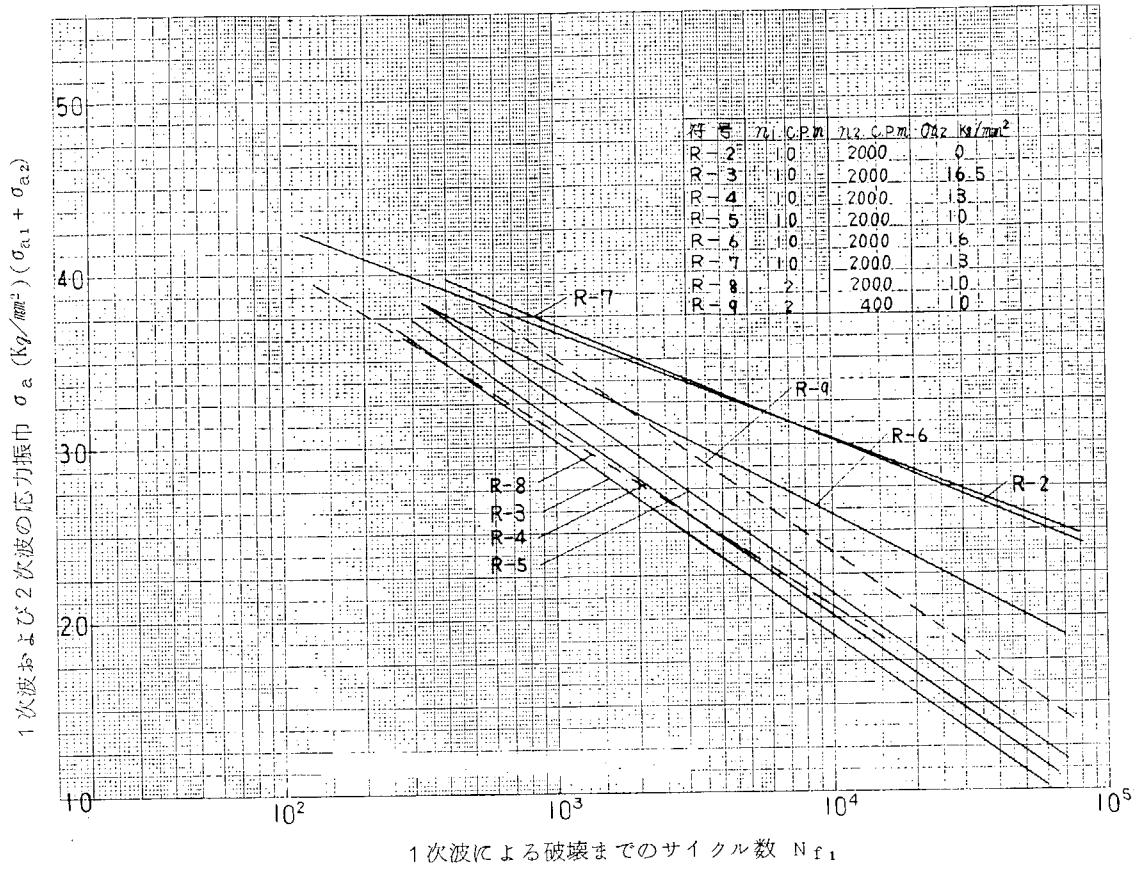
つぎに重畠疲労強度を熱応力の繰返し（すなわち1次波）を主体に見たときにガス爆発圧力による応力の繰返し（すなわち2次波）の存在でどのように変わるかを一括してまとめたものが、R.Tの場合を第1.3.1.7図に、 500°C の場合を第1.3.1.8図に示した。これは従来、機関開停に伴う熱疲労強度を単独に推定するときに使用していた線図に相当する。縦軸には最高応力振巾（1次波および2次波応力振巾の和）をとり、横軸には破壊までの1次波のサイクル数をとつた。 500°C における第1.3.1.8図のH-Eは2次波応力振巾； $\sigma_{a2} = 6 \text{ kg/mm}^2$ を第1.3.1.6図から一応疲労耐久限を考えずに外挿したものである。



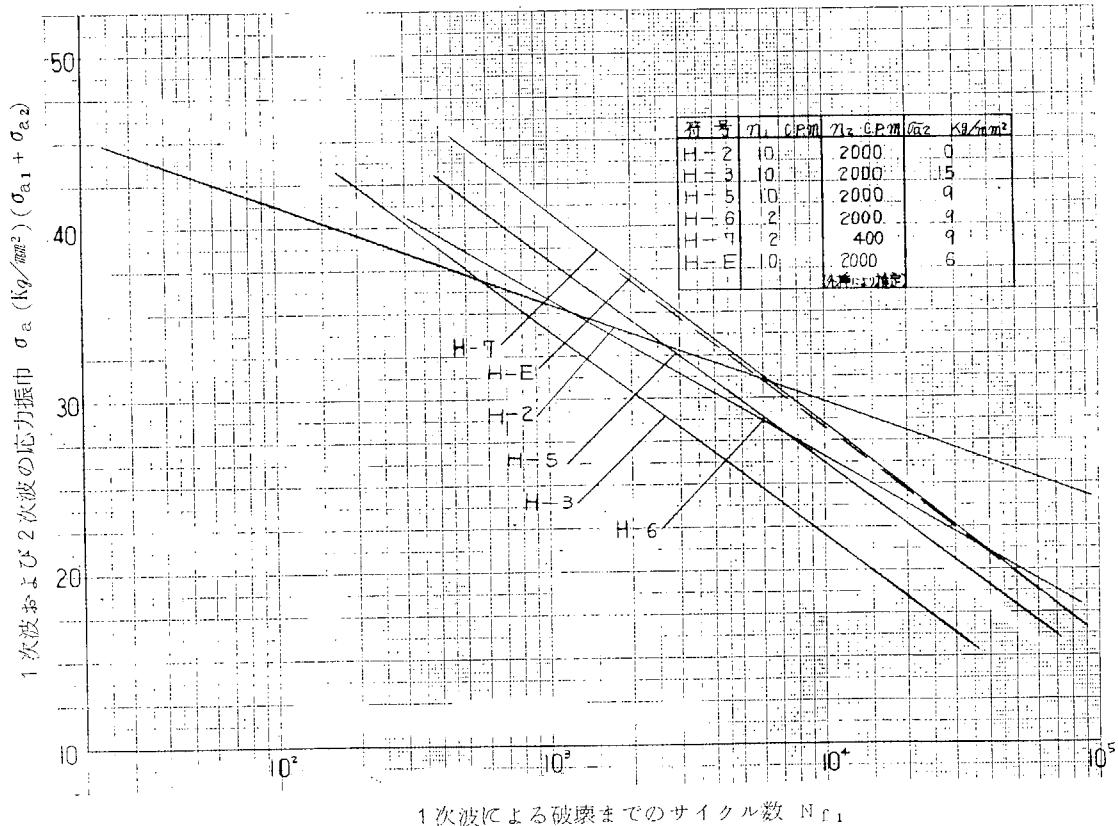
第1.3.1.5図 重畠疲労における各種算式の比較 (R.T)



第1.3.1.6図 重畠疲労における各種算式の比較 (500°C)



第 1.3.17 図 $\sigma_a - N_{f1}$ 線図 (R.T)



第 1.3.18 図 $\sigma_a - N_{f1}$ 線図 (500°C)

1.3.3 破面の観察

破断した試験片について破面の観察を行なつた。

肉眼の検査では高サイクル疲労、低サイクル疲労、重畠疲労の三者に対して破面上の変化はとくに認められなかつた。

ただ高サイクル疲労、重畠疲労に対しては肉眼でも貝殻状のシマ模様が認められたものもあるが両者の区別は判然としない。

第1.3.19図および第1.3.20図は二段レプリカ法による3,000倍の電子顕微鏡写真である。R.Tと500°Cについて、三種の疲労試験を行なつたうち、ここには破面がきれいで代表的なもののみを示した。写真中の矢印はクラックの進む方向を示した。撮影は Striation の形状を明確に出すのを目的とし、疲労破面の特徴である Tire truck または、Caterpillar pattern¹⁴⁾と呼ばれる箇所をさがし出して撮影したもの（高温では見付けにくい）と、平均的な Striation が出ているものの2種をのせた。これによれば明確な相違は把握されないがつぎの特徴が認められる。

1) Caterpillar 模様の大きさは総括的にはつぎの順である。（R.Tおよび500°C）

低サイクル疲労 > 高サイクル疲労 > 重畠疲労

2) 平均的な Striation の巾の大きさはつぎの順である。（R.Tおよび500°C）

低サイクル疲労 > 重畠疲労 > 高サイクル疲労

3) 大きな応力がかかるものほど、塑性変形が多いので Striation の屈曲、または段が多い。

4) 500°Cでは Caterpillar pattern は出にくい。

したがつて、重畠疲労破面の特徴としてはとくに明確なものはとらえられなかつたが、強いて上げれば Striation の巾が比較的大きく屈曲または段が多く、Caterpillar 模様が小さいということに今回の調査ではなつている。

破面の解析は破損した原因の究明および疲労破壊機構の考察に重要なので今後も続ける必要がある。

1.4 考 察

1.4.1 1次波および2次波の相互干渉

今回行なつた、平均応力（1次波）が正弦波で変動する重畠疲労試験の相互干渉の特性として、前年度行なつた文献調査¹⁾やその後行なつた文献調査と比較する。

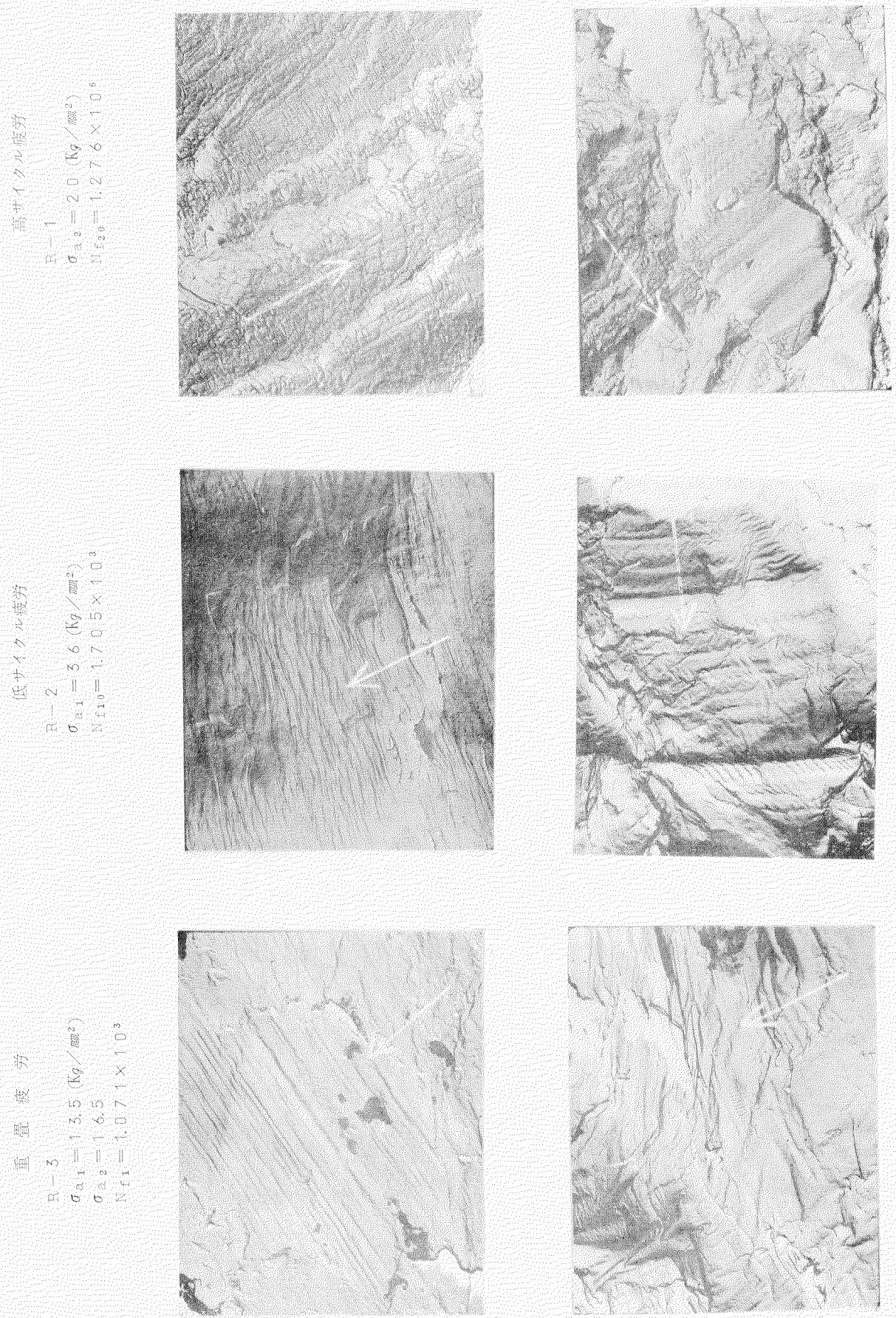
まず、ある1次波応力振巾に対して、2次波応力振巾が大きいほど、疲労強度低下が大きく（2次波割合、 $\sigma_{a_2}/(\sigma_{a_1} + \sigma_{a_2})$ が大きいほど、強度低下が著しい）とくに1次波応力振巾の小さいところでは、小さな2次波応力振巾でも敏感に寿命を低下させる³⁾こと、無効振巾（1次波に対して強度を下げないような2次波応力振巾）が存在する⁴⁾こと、などは今回の実験結果と全く同様である。さらに今回確認されたことは無効振巾は2次波の大きさにより変化し、2次波が小さければ小さいほど、無効振巾となる2次波割合が減少してくること（第1.4.1図）、無効振巾より小さな領域では材料はかえつて強化される所があり、この傾向はR.Tより500°Cで著しい。強度低下と2次波割合は密接な関係にあつて、第1.4.2図、第1.4.3図のように片対数で表示すると直線関係が成立するので、2次波応力を一定にした少数の実験結果から任意の2次波割合の強度を推定するために使用できると思われる。とくに重畠疲労強度がR.Tより500°Cのほうが強く出ていることに対するは今後の十分な検討が必要と思われる。

重畠疲労の耐久限度の存在については多くの文献が確認しているが、実験期間の関係から今回は確認できなかつた。今後1次波および2次波の周波数とかみ合せ実験を追加することがぜひ必要である。

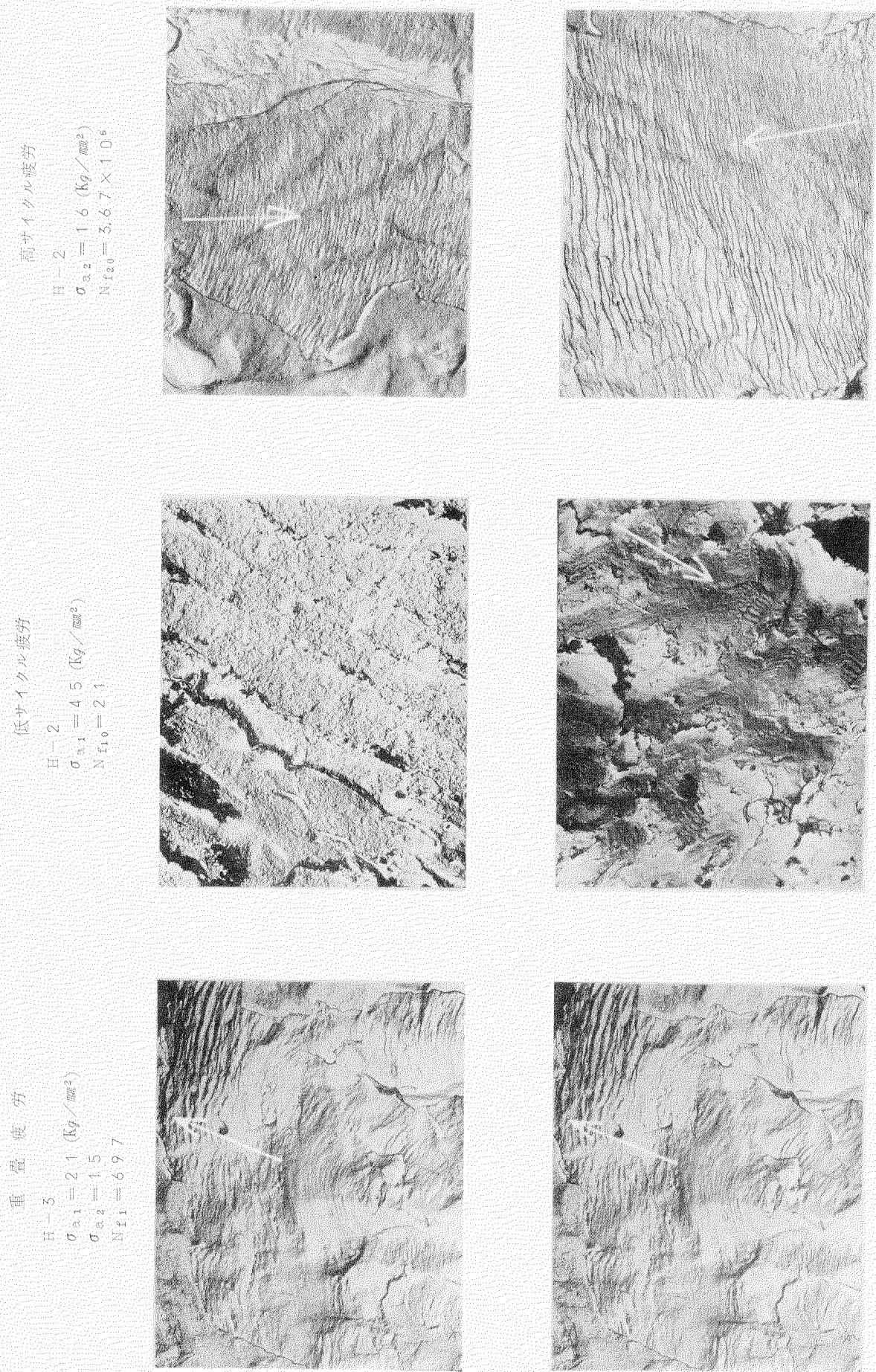
さて重畠疲労強度の相互干渉の推定には種種のものが考えられるがここではつぎの3方法について検討した。

(1) 1次波応力振巾： σ_{a_1} を平均応力とみなし、 σ_{a_2} の疲労強度を推定する方法

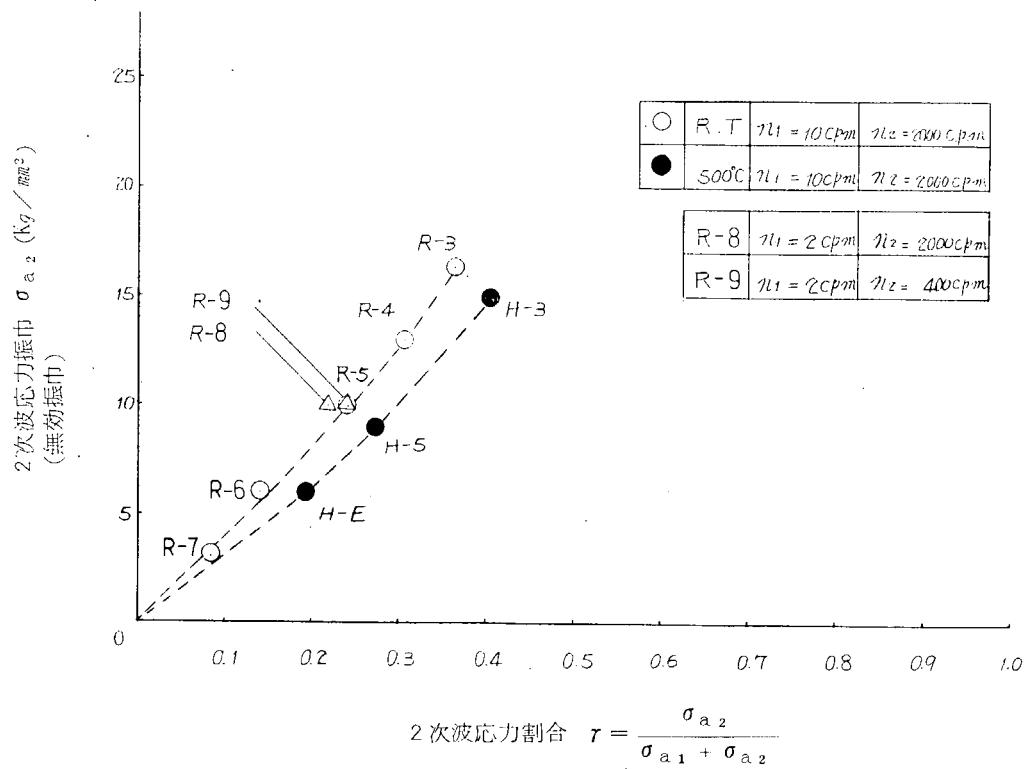
これは熱応力を平均応力とみなし、ガス圧応力振巾による応力の疲労強度を求めようとするもので、従来ピストンの強度を独立に推定するときにつれてきたものである。計算の方法は、修正 Goodman の関係を使用して平均応



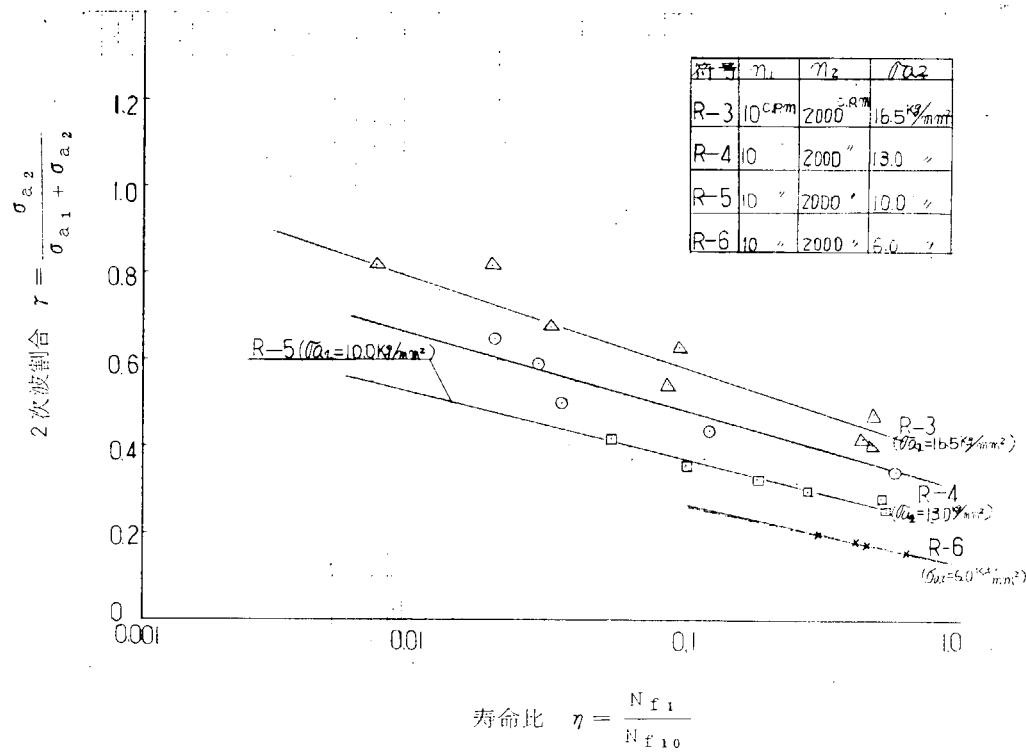
第1.3.1.9 図 疲労破面の電子顕微鏡写真 (RT) $\times 3000$



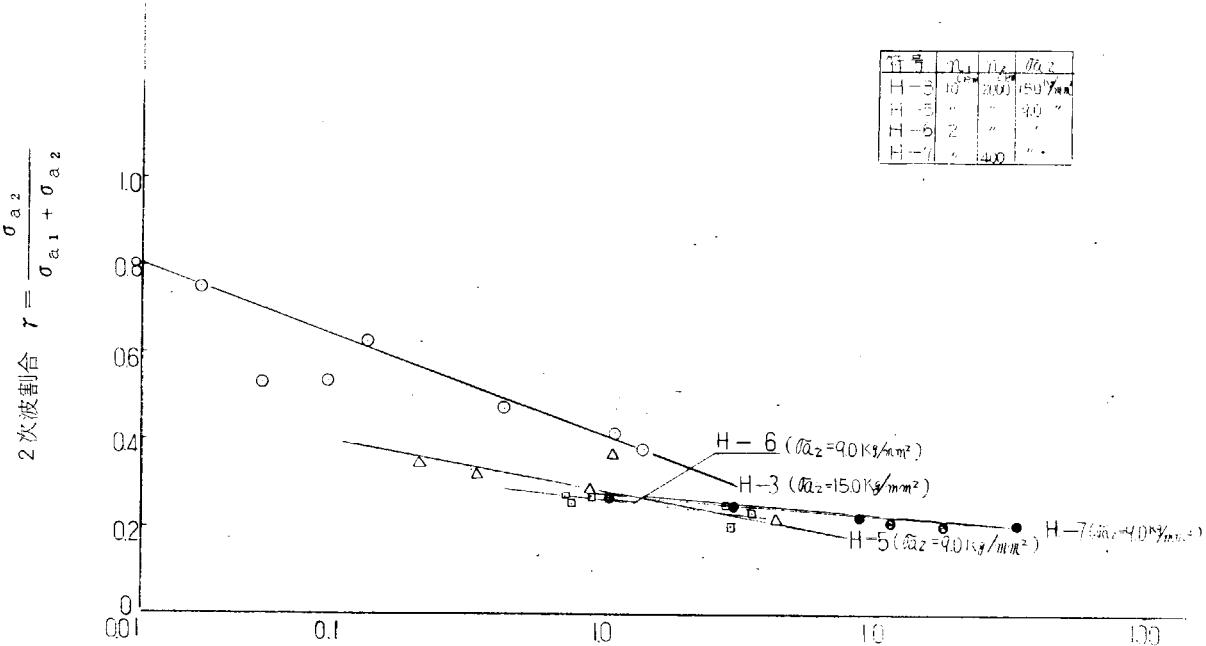
第 1.3.2.0 図 疲労破面の電子顕微鏡写真 (500°C) × 3000



第1.4.1図 2次波応力割合と2次波応力振巾(無効振巾)の関係



第1.4.2図 疲労強度の低下率



$$\text{寿命比 } \eta = \frac{N_{f_1}}{N_{f_{10}}}$$

第 1.4.3 図 疲労強度の低下率

力; σ_{a_1} での変動応力 σ_{a_2} を平均応力 0 の等価変動応力、 σ_e [C (1.4.1) 式を使用して換算する。

$$\sigma_e = \sigma_{a_2} \left(\frac{\sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{a_1}} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.1)$$

ここに σ_T : 真破断力

この σ_e を使用して、実験符号 R-1 (第 1.3.5 図)、H-1 (第 1.3.11 図) の結果から破壊までの 2 次波サイクル数を変換する。 σ_{a_1} に正側と負側とあるがここでは苛酷な正側だけについて計算した。

(2) 線形損傷仮定による方法

1 次波に対してはそれによる塑性疲労強度を、2 次波に対しては σ_{a_1} の変動する平均応力の下でかけられた σ_{a_2} の高サイクル疲労強度からとの二つを (1.4.2) 式により線形損傷仮定を使用するものである。

$$\frac{N_{f_1}}{N_{f_{10}}} + \frac{N_{f_2}}{N_{f_{20}}} = 1 \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.2)$$

1 次波の 1 周期中に入る 2 次波応力の数を k とすれば重畠疲労では $N_{f_2} = k N_{f_1}$ であるから、

$$\left. \begin{aligned} N_{f_2} &= \frac{N_{f_{10}} \cdot N_{f_{20}}}{\frac{N_{f_{20}}}{k} + N_{f_{10}}} \\ N_{f_1} &= \frac{N_{f_{10}} \cdot N_{f_{20}}}{N_{f_{20}} + k N_{f_{10}}} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.3)$$

ここで、 $N_{f_{10}}$ は重畠疲労の最大の応力 ($\sigma_{a_1} + \sigma_{a_2}$) を使用して、R-2, H-2 から 1 次波の破壊サイクルを求めた。

つぎに $N_{f_{20}}$ は次式によつて等価応力振巾に換算した。

$$\sigma_e = \sigma_{a_2} \left(\frac{\sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{a_1} \cos \frac{2\pi}{k} n} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.4)$$

n : 2 次波のサイクル数

(1.4.4) 式からの σ_e に対応する 2 次波の破壊サイクル数を求める際、疲労耐久限の 70 % 以下、(R.T. では

1.1.5 Kg/mm²、500°Cでは1.0.5 Kg/mm²)は疲労寿命に無関係とした。

1次波1周期に対する損傷を計算するには1周期を20等分して、各区間は σ_e が同じとみなし、各区間の疲労損傷をMiner則により計算し、これらを統計することによつて N_{f20} を求めた。

(3) 山田、北川の疲労度函数^{5) 7) 8)}による方法

対応ピーク値法を使用して、平均応力が正弦波状に変動する重畳波形を平均応力が0で振巾だけが正弦波状に変動する波形におきかえて寿命を推定するもので、線形損傷だけではなく、サイクルによつて加工硬化した疲労強度の増加も考慮している。結局(1.4.5)式によつて計算する。

$$N_{f2} = \frac{-k}{m \int_0^{n_{c0}} H(n) dn} \times \log e \left\{ 1 - \frac{m \int_0^{n_{c0}} H(n) dn}{\int_0^{n_{c0}} \exp [AH(n) + D] dn} \right\} \\ H(n) = \sigma_{a1} + \sigma_{a2} \cos \left(\frac{\pi}{k} n \right) \quad \dots \quad (1.4.5)$$

ここで n_{c0} はつきの値である。振巾を正弦波状に変動する波形におきかえたときの振巾が疲労耐久限の70%以下になつたときには疲労寿命には無関係として、0.7 σ_w になるまでの1次波1周期分の2次波の数である。定数A,D,mの値はR.Tおよび500°Cの高サイクル疲労試験結果から求めたものでつきの値を使用した。

$$\left. \begin{array}{ll} R.T & A = 0.523 \\ & D = -24.541 \\ & m = 8.703 \times 10^{-9} \\ 500^{\circ}\text{C} & A = 0.461 \\ & D = -22.477 \\ & m = 1.116 \times 10^{-8} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (1.4.6)$$

以上の計算結果を実験データと比較したものが第1.3.1.5図(R.T)、第1.3.1.6図(500°C)に示した。これによれば、(1)の平均応力の方法、(2)の線形損傷の式は実験値とは合わず、これらを本実験の場合寿命推定に使用することはできないようである。山田、北川の式は重畳疲労強度に適用した文献⁵⁾では実験値と計算値はかなりよく合つている報告があるが、本実験の結果では高サイクルの単独波では非常によく一致するにもかかわらず、図のようにかなりの差がある。すなわちこの材料では本実験結果と一致しないようである。

いずれにしても500°Cの計算値からのズレが大きい。

寿命の計算式の検討は今後続けることにして、ここでは1次波と2次波の相互干渉度合を把握できるようにデータを取りまとめた。

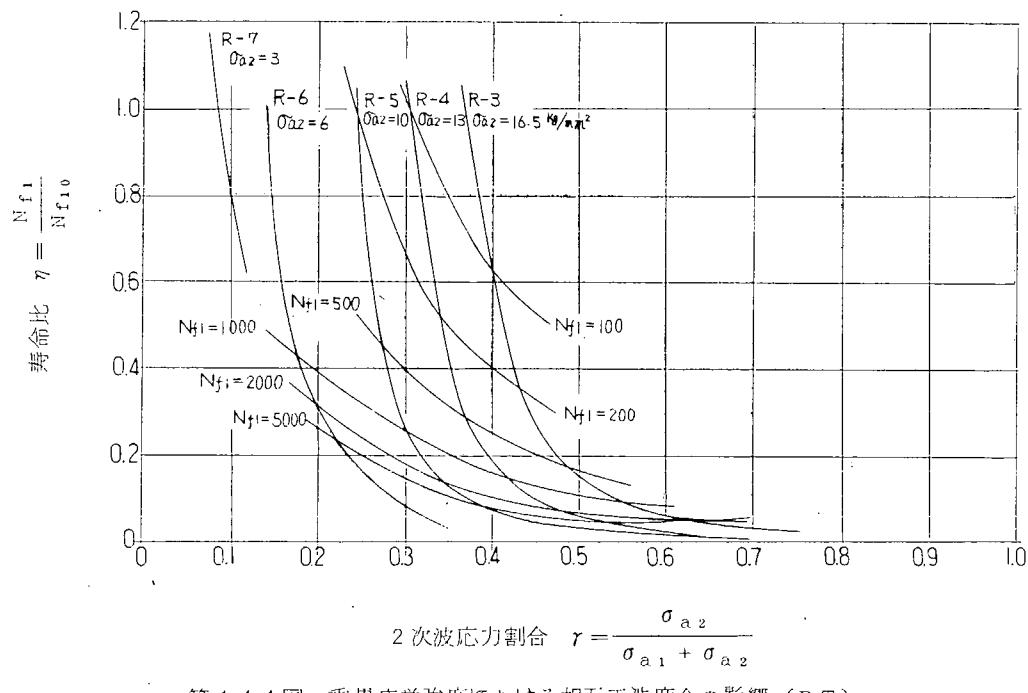
第1.4.4図および第1.4.5図には2次波応力振巾をパラメータに、2次波応力割合と、寿命比の関係を示す。寿命比とはある応力での単純な塑性疲労寿命を1としたときに、 $\sigma_{a1} + \sigma_{a2}$ と同じ応力で重畳疲労を行なつた場合の破断する寿命の比を示す。これによつて σ_{a2} と σ_{a1} がわかれば2次波応力割合を計算することにより、寿命比と1次波サイクルで数えた場合の破壊寿命を知ることができる。また無効振巾を示す第1.4.1図から、2次波応力振巾の小さい領域まで外挿することによつて、第1.4.4図、第1.4.5図におおよその見当をつけることができる。

第1.4.6図には、1次波応力と2次波応力とが重畳された疲労強度を1次波サイクルで数えた場合の破断寿命を示した。破線は実験点が不足なので一応、直線で結んだものである。この図から熱応力； σ_{a1} が与えられると、設計で要求される熱応力の繰返し寿命以上の強度をもたせるためにはガス圧応力振巾はいくら以下であらねばならないかを知ることができる。

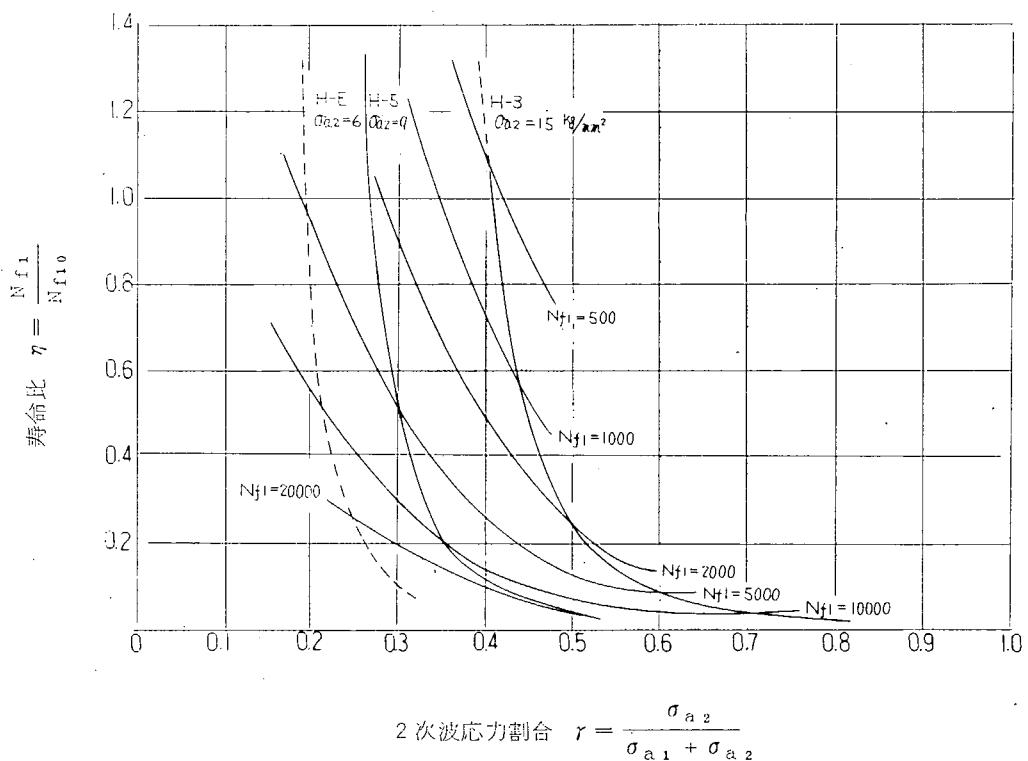
1.4.2 周波数の影響

本実験の結果では第1.3.8図、第1.3.14図に示すとおりであるがこれをまとめるとつきのようになる。

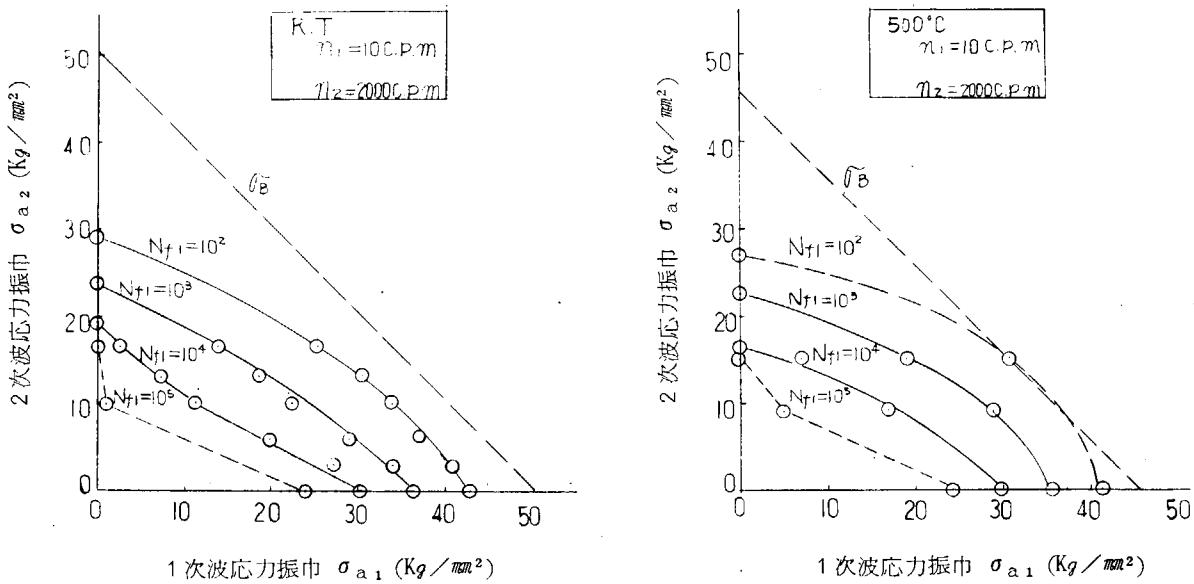
1次周波数の影響はR=5,R=8とH=5,H=6に示されるようにある程度影響をもつており、一定の2次波周



第 1.4.4 図 重畠疲労強度における相互干渉度合の影響 (R.T)



第 1.4.5 図 重畠疲労強度における相互干渉度合の影響 (500°C)



第1.4.6図 σ_{a_2} - σ_{a_1} 線図

波数； n_2 に対し、1次周波数； n_1 が小さくなるほど寿命の低下があり、とくに寿命の小さいほう（1次波応力振巾が大きいほう）に影響が大きいようである。これは 5 cpm ~ 420 cpm まで強度に大きな差を認めないという文献⁵⁾とやや相違している。

2次波周波数の影響は R-8 と R-9, H-6 と H-7 に示されるように一定の n_1 に対して、 n_2 が大きいほど (R-8, H-6 は $n_2 = 2,000 \text{ cpm}$, R-9, H-7 は $n_2 = 400 \text{ cpm}$) 強度が下つており、従来の文献⁶⁾と同様である。

さて周波数比； n_1/n_2 が一定の場合の強度は R.T の場合には R-5 と R-9 の比較であるが R-9 が少し強く出ているので今回行なった実験の領域では周波数比が一定でも重畠疲労強度は同じではないということになる。500°C の場合には、現在のところ実験点が不足で確定的なことはいえないが H-5 にくらべ、H-7 (H-5 に比し周波数は各 5 倍) のほうが、R.T と同じように、強く出ているようである。

もし、周波数比； n_1/n_2 が一定である場合に疲労強度の関連がつくならば実機条件に近い試験条件を選定する上で非常に有利となるので今後の検討が必要である。

周波数に対する影響の定量的な方法⁶⁾として次式が提唱されている。

$$\log N_{f1} = \log N_{f10} - \alpha \log \sigma_{a2} \quad \dots \quad (1.4.7)$$

この式によつても n_1/n_2 が一定なら 1 次波による強度 N_{f1} も変わらないはずであるが、本実験結果は異なるようである。

(1.4.7) 式をそれぞれ試算すると、R-5 と R-9, H-5 と H-7 は同一直線、R-8 および H-6 ($n_1 = 2$, $n_2 = 2,000 \text{ cpm}$) はきわめて弱化されて算出された。

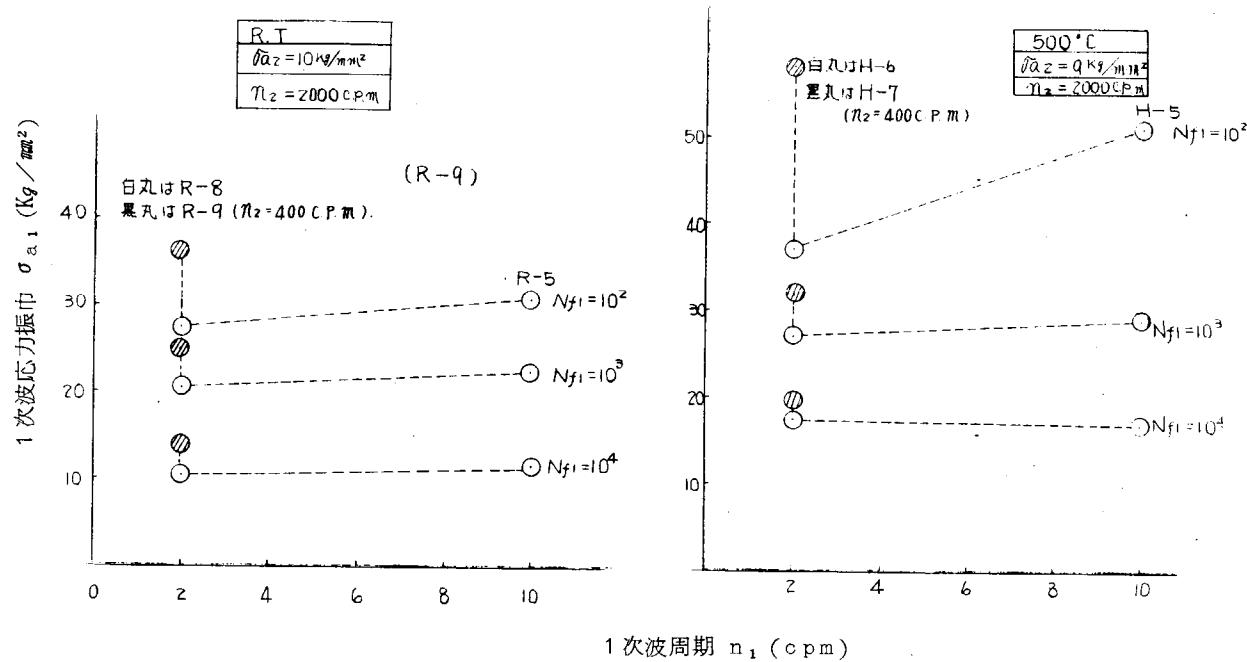
なお以下に、(1.4.7) 式中の定数； α を示しておく。

R.T	$\sigma_{a1} = 1.0 \text{ kg/mm}^2$	$\alpha = 6.36 \times 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{Kg}$
	$\sigma_{a1} = 2.0$	$\alpha = 5.95 \times 10^{-4}$
	$\sigma_{a1} = 3.0$	$\alpha = 5.33 \times 10^{-4}$
500°C	$\sigma_{a1} = 1.0 \text{ kg/mm}^2$	$\alpha = 7.00 \times 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{Kg}$
	$\sigma_{a1} = 2.0$	$\alpha = 6.77 \times 10^{-4}$
	$\sigma_{a1} = 3.0$	$\alpha = 7.00 \times 10^{-4}$

なお R.T の場合、2 次波応力振巾； $\sigma_{a2} = 1.0 \text{ kg/mm}^2$ のときを 500°C の場合 $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$ のときの重畠疲

労強度を周波数の影響として第 1.4.7 図に示した。

これによれば R.T では今回行なつた周波数比の領域では 1 次波 1 周期中にはいる 2 次波の数 (周波数比) が大きくなるほど、および 1 次周波数が低いほど強度が低下する状況を示している。また強度低下の割合は高い 1 次波振巾の領域のほうが影響が大きい。



第 1.4.7 図 重畠疲労強度に及ぼす 1 次波周波数の影響

1.4.3 試験温度の影響

各項目に対する試験温度の影響は、R.T と 500°C を対照して示して来た。ここでは重畠疲労強度がなぜ R.T より強くなつたかについて考察する。

本実験では高サイクルならびに低サイクル疲労強度では 500°C のほうが R.T より弱いにかかわらず、重畠疲労強度になると 500°C のほうが強くなつてゐる。これは歪の挙動に着目し、Cycle dependent stress Relaxation または Cyclic creep と呼ばれる現象に注目する必要がある。

この現象は最近、盛んに研究され始めたものであり、まだ明らかでないものも多い。すなわち一定の荷重をかけて、それに応力振巾をかけてやるとクリープ量が増大する性質であり、R.T では、J.O. Dean Morrow⁸⁾ & G.M. Sinclair⁹⁾, G.R. Halford¹⁰⁾, A.S. Roos¹¹⁾, その他多くの文献があつて、これらのいずれも応力または歪の振巾を加えることによつてクリープまたはリラクゼーションの量が増大する。また振巾の大きいほど助長されることが報告されている。

高温の場合には、R.W. Swindeman¹²⁾, C.E. Feltner & G.M. Sinclair¹³⁾, などの報告によれば、一定荷重を変動させないほうが振巾を与えたものよりクリープ変形が大きく、変形に対する温度の影響はつきのものに支配されるとしている。

$$\left. \begin{array}{ll} T/T_m < 0.25 & \text{歪または応力サイクル} \\ 0.25 < T/T_m < 0.5 & \text{サイクルおよび負荷時間} \\ T/T_m > 0.5 & \text{負荷時間} \end{array} \right\} \dots \quad (1.4.8)$$

T : 実験温度

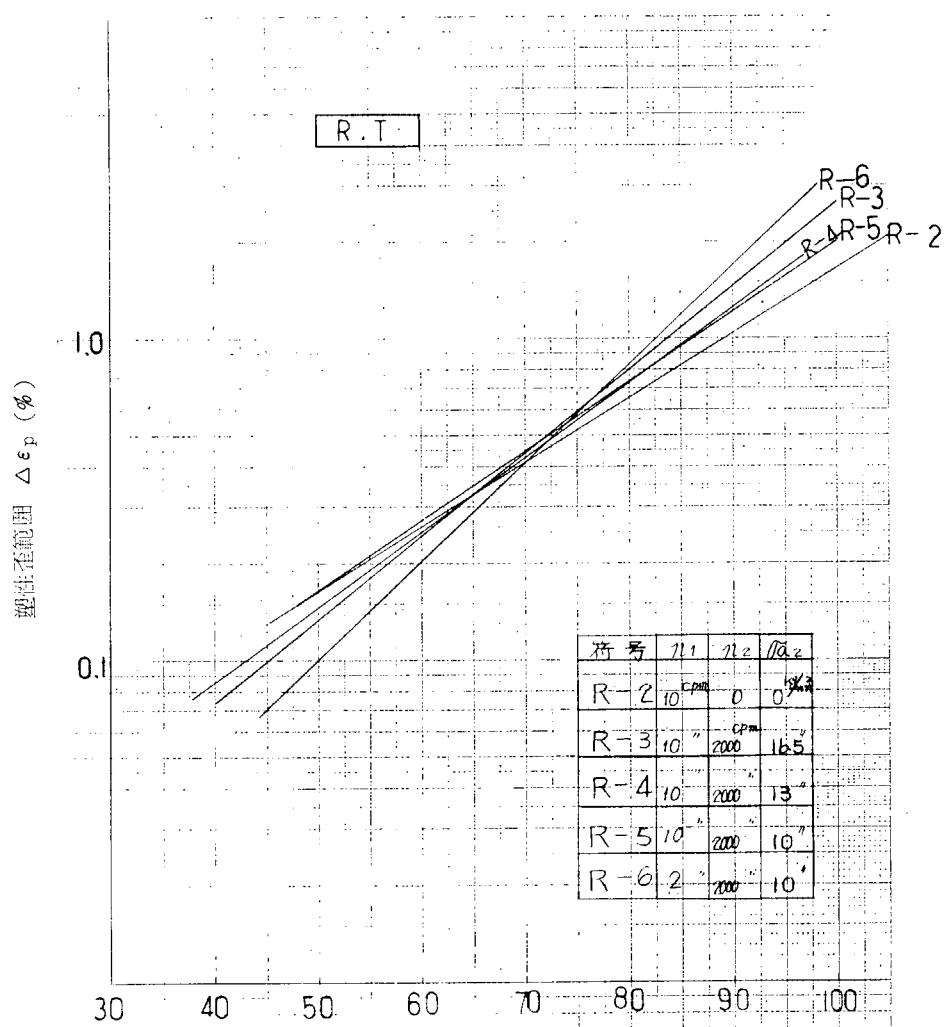
T_m : 金属の融点

すなわち、歪または応力サイクルが支配的ということは重畠することによつて変形しやすいということであり、周波

数の高いほうが変形しやすいということである。

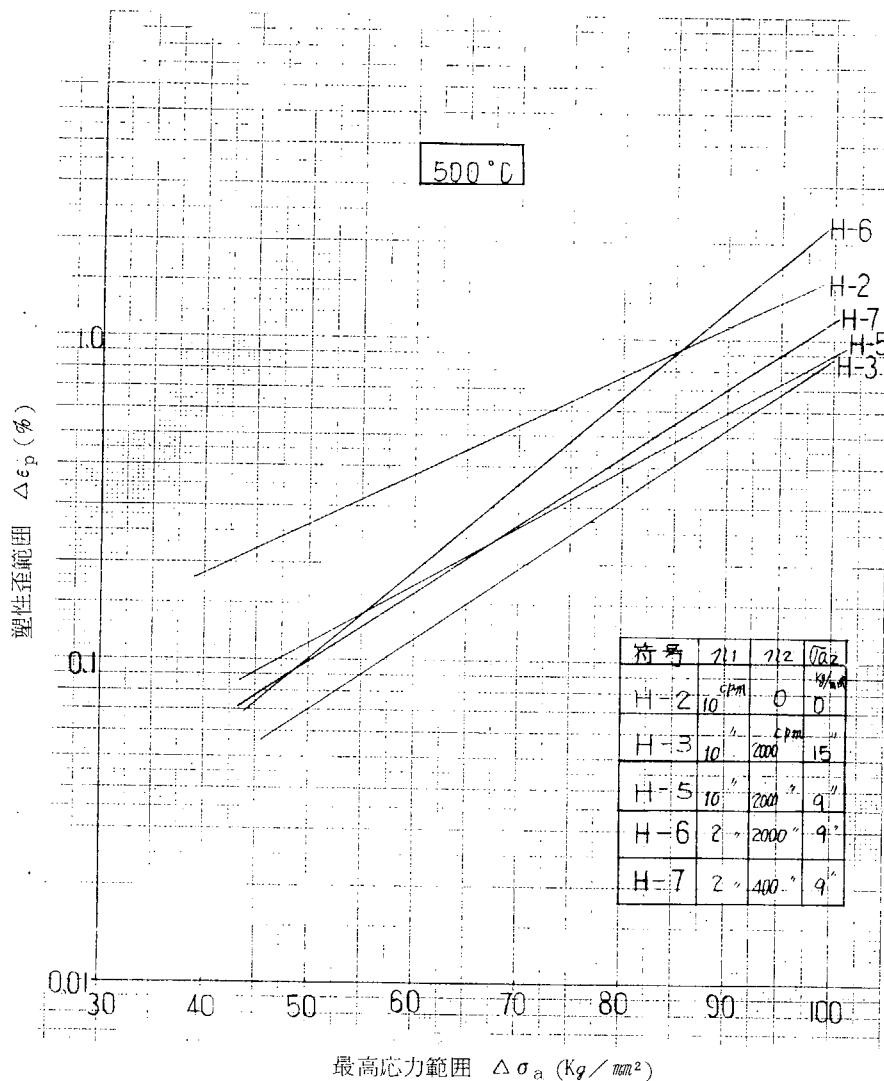
これに対し、負荷時間に依存するということは、応力変化とその負荷時間との積分値で変形が支配されるという意味であり、最高応力で比較するときには応力（歪）の変動があれば積分値が低くなるので変形にくくなることを表す。

さて今回実験した500°Cでは(1.4.8)式のサイクルおよび負荷時間の両方に支配される領域である。本実験の場合の最高応力範囲($\sigma_{a_1} + \sigma_{a_2}$ の2倍)と試験片に加えられた塑性歪範囲とをグラフに表示すると第1.4.8図(R.T), 第1.4.9図(500°C)のようになる。これを見るとR.Tでは同じ最高応力範囲で比較すると、単独の1次波による低サイクル疲労より2次波も重畠した疲労のほうが $\Delta\sigma_a$ が70kg/mm²を境にしてこれより大きいものは塑性変形は大きいようである。これに反し500°Cでは、1次波単独の低サイクル疲労のほうが2次波を重畠した場合より塑性変形は小さくなっている。しかし同一の重畠疲労条件において2次波応力振巾の大きいH-3のほうが振巾の小さいH-5より塑性変形が小さくなっている。さらにR.Tと500°Cとを比較すると、1次波応力単独の塑性変形は500°CのほうがR.Tより大きいにかかわらず、2次波応力との重畠疲労の場合には500°CのほうがR.Tより塑性変形の量は小さくなっている。これらのこととは前述の文献の内容と同様である。



$$\text{最高応力範囲 } \Delta\sigma_a (\text{kg/mm}^2) = 2(\sigma_{a_1} + \sigma_{a_2})$$

第1.4.8図 疲労試験中の $\Delta\epsilon_p - \Delta\sigma_a$ 線図 (R.T)



第1.4.9図 疲労試験中の $\Delta\epsilon_p - \Delta\sigma$ の線図 (500°C)

さて一般的疲労破壊でも、破壊までに材料が吸収した総塑性歪量がある限界値に達すると破壊することは周知のところである。したがつて今回の実験でR.Tより500°Cのほうが重畳疲労強度が大きくなつたという理由はここにあるのではないかと考えられる。

定量的な検討は今後行なう予定の定歪条件下で行なう重畳試験の結果も含めて考察したい。

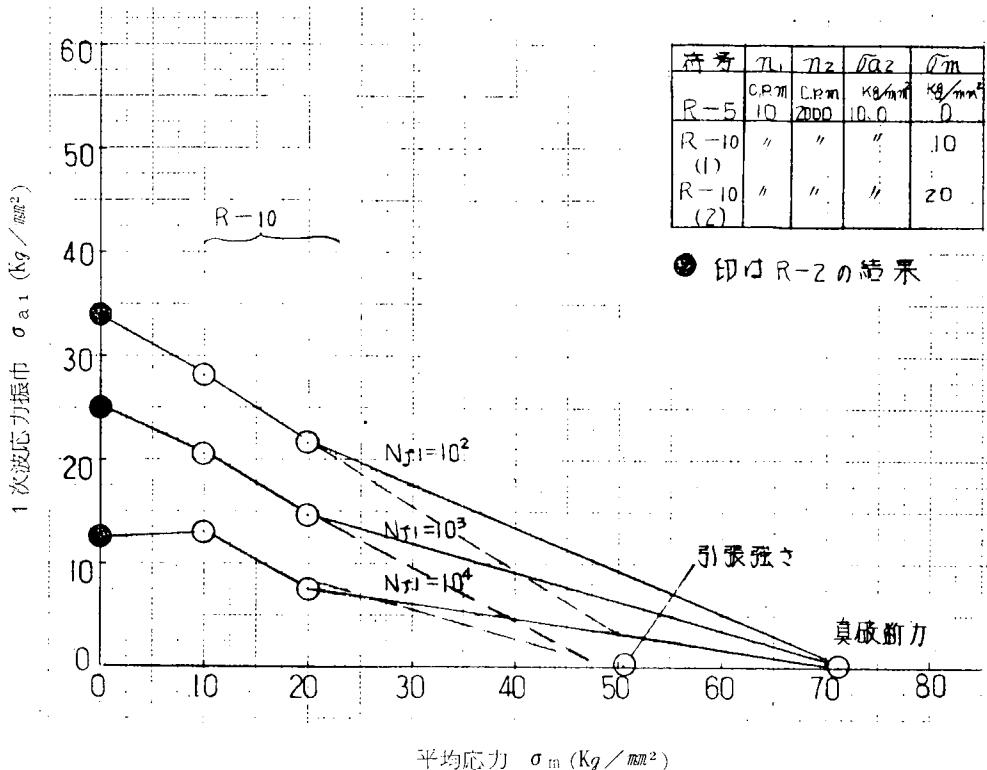
1.4.4 平均応力の影響

一般に平均応力ある場合の単独波疲労強度を推定するときに使用している耐久限度線図にならい、今回行なつた重畳疲労試験の結果を第1.4.10図に示した。

これによれば従来の単独波疲労試験の場合には、実験点は平均応力0の応力振巾と真破断応力を結ぶ線で直線とされているのに比らべ、重畳疲労強度の場合には真破断応力より低い点で（確定ではないが引張強さ）直線となることから、一般の場合より平均応力の影響は大きいと思われる。

1.4.5 曲げ応力条件下的重畳疲労

今回の実験は一軸の引張圧縮による重畳疲労試験を主体に行なつたが、実機でピストンクラウンは一軸の応力状態よりは、熱応力もガス圧による応力も共に曲げ応力成分がかなりの部分を占めるので、引張圧縮応力条件と曲げ応力条件との対応を知るために、R-5 ($n_1 = 10 \text{ cpm}$, $n_2 = 2,000 \text{ cpm}$, $\sigma_{a_2} = 10 \text{ kg/mm}^2$) の条件と同じにして、若干本の実験を行なつて見た。結果は第1.3.10図に示すように最大応力では同じ条件のR-5と比較してかなりの差がある。従来、曲げ疲労強度は一軸の約1.5倍くらいとみなされているので2次応力振巾が1.5分の1に近いR-6について1.5倍を考慮して比較すると、 10^4 サイクル前後以下では危険側に来ると思われる。したがつて実機のより精度ある強度推定を行なうためには、曲げ応力条件下での疲労を体系的に行なう必要あるものと思われる。



第 1.4.1.0 図 平均応力のある重畳疲労の耐久限度線図 (R.T)

1.5 今後の問題点

これまでにディーゼル機関ピストンクラウン用鋳鋼材の重畳疲労強度の特性を概観したが今後、燃焼室壁強度の信頼性を高めるための検討を行なうためにはなにが不十分かをまとめる。

(1) 1次波応力と2次波応力との疲労強度に及ぼす相互干渉度合の把握について

2次波割合の大きさ、2次波サイクルの疲労耐久限の領域の実験が少ない。これは1次波の低サイクル疲労強度、すなわち1次波と2次波との周波数比に関するものであるが、ピストンのガス爆発圧力は大形機関では約1,700 Hzくらいで10⁷回の繰返しとなつてしまふのでこの領域の実験が必要である。

つぎに重畳疲労強度を推定するのに十分な精度のある算式がない。今回検討した結果、線形損傷型の破壊条件式では不完全であり、サイクル中の塑性歪を中心に考察する必要がある。さらに検討を続行するが、定圧条件下の重畳疲労試験データの必要が痛感される。

また、1次波形と2次波形を今回は正弦波と近似して実験した。しかし実機に作用している実際の波形について強度を検討する必要がある。

(2) 1次波および2次波周波数の影響

前述の重畳疲労の耐久限度に対する検討の項参照。

なお航行中の実機の熱応力サイクルとそれに対するガス圧応力サイクルの周波数比は今回実験を行なつたものよりもるかに大きく、同時に1次波応力サイクル周波数は小さい。本実験結果ではこのような場合、いずれも強度低下の傾向が出てるので、今後さらに検討を続ける必要がある。

(3) 試験温度の影響

R.Tと500°Cで重畳疲労強度が逆転した件につき、もう少し深く検討して見る必要がある。これは前項(1)とも関連し、破壊条件式を求める上からも重要な問題である。なお強度逆転の限界、安定性などを cyclic creep, cycle dependent stress-relaxation 試験を追加することにより検討すべきである。

(4) 曲げ応力条件での重畳試験は一軸の試験結果から現在のところ単純には推定でき難いことがわかつた。

- (5) 切欠きがある場合の重畠試験
- (6) 各種材質ならびに材質異常に対する重畠試験
- (7) 温度サイクル条件 その他

いずれにせよ、熱応力と機械疲労の重畠した強度を推定する問題は現在、端緒についたばかりであり、今後続行する研究にまつところが非常に大きいと思われる。

1.6 まとめ

ディーゼル機関の燃焼室壁が機関発停に伴なう熱応力の繰返しとガス爆発圧力による機械的応力の繰返しが重畠された場合の強度について検討するためにピストンクラウン用 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼について正弦波である 1 次および 2 次波を重畠させた定応力試験を行なつた。その結果、重畠疲労破壊挙動のアウトラインを把握するとともに、燃焼室壁の信頼性を検討するために、今後続行すべき試験研究の指標を明らかにした。検討項目とそれから得られた結論はつぎのとおりである。

- (1) $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼材について、R.T と 500°C にて行なつた重畠疲労試験の結果、つきの項目に対する特性を実験的に明らかにした（詳細は 1.4 考察の項参照）。

イ. 1 次波および 2 次波の相互干渉効果 第 1.4.4 図～第 1.4.6 図

ロ. 周波数の影響 第 1.4.7 図

ハ. 試験温度の影響（上記各項および 1.4.3 項）

ニ. 平均応力の影響 第 1.4.10 図

ホ. 曲げ応力条件下での強度 第 1.3.10 図

これらの特性から、従来熱疲労と機械疲労について、それぞれ独立のデータから推定されていた実機ピストンクラウンの疲労強度よりは強度が低下する可能性の大きいことがわかつた。

- (2) 重畠疲労強度を推定するにあたり、従来提唱されていた各種の方法で算出した結果、本実験結果といずれも一致せず、これらを使用するには問題があることがわかつた。したがつて今後も実験をかね重畠疲労破壊条件式を検討するが、現段階では、各種材質について実験し、その結果を実機の強度推定に使用すべきと思われる。

- (3) 実機条件での燃焼室壁の強度を検討するには「1.5 今後の問題点」で述べた各点での実験、検討を続行する必要性が残されている。

参考文献

1) 日本造船研究協会、S.R.100 部会、昭和43年度研究報告書

「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」

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

2) 青木、初野、中村、国尾；日本機械学会論文集

Vol.1.3.1 No.222 (昭和40年) P.189

3) 中村、田村、渡辺；材料試験

Vol.1.10 No.99 (昭和36年) P.972

4) 高橋、大西、今野；トヨタ技術

Vol.1.17 No.3 (昭和40年) P.223

5) 山田、北川；材料

Vol.1.13 No.131 (1964) P.619

6) 河本、近藤、浜田；日本機械学会論文集

Vol.1.17 No.61 (昭和26年) P.143

- 7) 山田; 日本機械学会論文集
Vol.34 No.267 (1968) P.1848
- 8) 山田、北川; 材料
Vol.17 No.173 (1968) P.116
- 9) J.D.Morrow & G.M.Sinclair; Symposium on Basic
Mechanisms of Fatigue STP237 ASTM (1958) P.83
- 10) J.D.Morrow & G.R.Halford; Joint of International conference on creep
(1963) P.3-43
- 11) A.S.Roos & J.D.Morrow; Trans. ASME. Ser.D.
Vol.82 No.3 (1960) P.654
- 12) R.W.Swindeman; Joint of International conference on creep
(1963) P.3-71
- 13) C.E.Feltner & G.M.Sinclair; Joint of International conference on creep
(1963) P.3-9
- 14) 德田; 金属学会誌
Vol.24 No.3 (1960) P.171

2. 大形高過給ディーゼル機関のピストン強度に関する解析研究

2.1 緒 言

ディーゼル機関の大形化高過給化に際して増大する熱負荷が大きな障害となることは周知のとおりである。なかでもピストンクラウンは苛酷な熱負荷にさらされるとともに、サイクルごとに繰返される機械的応力にも耐えねばならず、その設計に当つて、構造、冷却法、材料等の選定に、慎重な検討が必要なのはいうまでもない。

最近のほとんどでの大形機関のピストンクラウンは、各社とも工夫をこらしたいわゆるストロングバック方式を採用しているが、このようなくなり複雑な形状についても有限要素法の発達により、それが回転軸対称体であればかなりの精度で応力の理論解析が可能である。しかし放射状リブを有するような非回転軸対称体ピストンクラウンの応力解析は非常に困難であり、精度ある解析は光弾性試験等にたよらねばならないのが現状である。

そこで本研究では放射状リブを有する非回転軸対称体ピストンクラウンの理論的応力解析を行なうとともに、モデルピストンについてガス圧相当応力および熱応力を静的に計測し、計算法の裏付調査を行なつた。これにより非回転軸対称体ピストンクラウンの、より合理的な設計を行なうための応力計算法を確立しようとするものである。

2.2 供試ピストンクラウン

供試ピストンクラウンは第2.2.1図および第2.2.2図に示すA, B 2種類を準備した。いずれもシリンダ径850mm, $P_{ine} \times 11 \text{ Kg/cm}^2$ 程度の機関を想定して設計したものである。

A形は第2.2.1図に示すとおり放射状リブ8枚と円環状リブとを組合せた構造である。これらのリブでもつて爆発圧力を支持することにより、天井面内厚を薄くし、機械的応力、温度および熱応力を低く抑えることをねらうとともに、放射状リブと円環状リブを組合せることによつて、放射状リブの天井面流れ付部の急激な剛性変化を防いで、応力集中の緩和、および铸造性の向上とを合わせてねらつたものである。

このピストンは铸造技術の点では放射状リブが少ないほうが好ましい。

そこでB形としては、A形と同様の設計思想のもので、放射状リブをA形の8枚に対して4枚に減らした第2.2.2図に示すピストンとした。そのために各部の内厚を多少A形より厚くし、かつ形状を少々変更してある。

これらの2種について応力計算、計測を行なうことにより、近似的に行なう計算法（等価剛性法および影響係数法）の妥当性が、8枚リブと4枚リブとではどの様に相異するかを比較検討することにした。

なお、応力計測を実施したピストンはA, B形ともシリンダ径450mmの縮小モデルである。

2.3 静的単独試験

計算法の妥当性を検討するために、第2.3.1図に示す静荷重装置にて水圧を負荷してガス圧相当応力を計測し、また第2.3.6図に示す加熱装置にて適当な熱負荷を与えて熱応力を計測した。

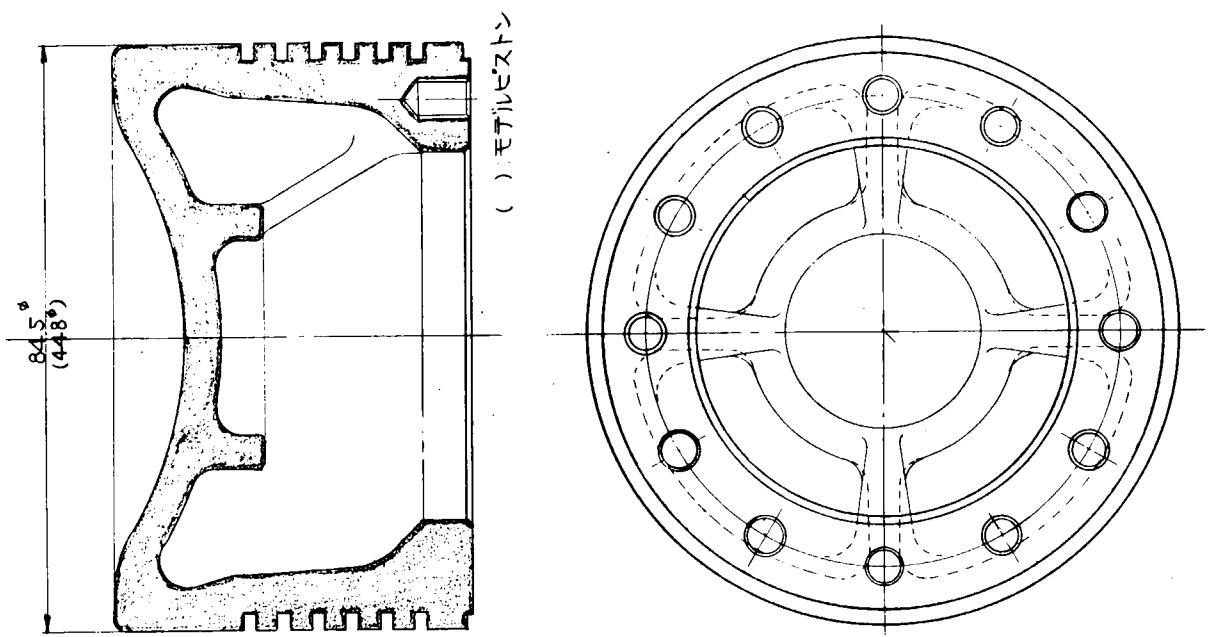
なお、この加熱試験の目的は、モデルピストンにある温度分布を与える、その温度分布のもとでの熱応力を計測し、それと同じ条件での計算値とを比較検討することにある。したがつて熱負荷状態を必ずしも実機と同一にする必要はないので、第2.3.6図のような簡略な加熱装置とした。

2.3.1 ガス圧相当応力計測試験

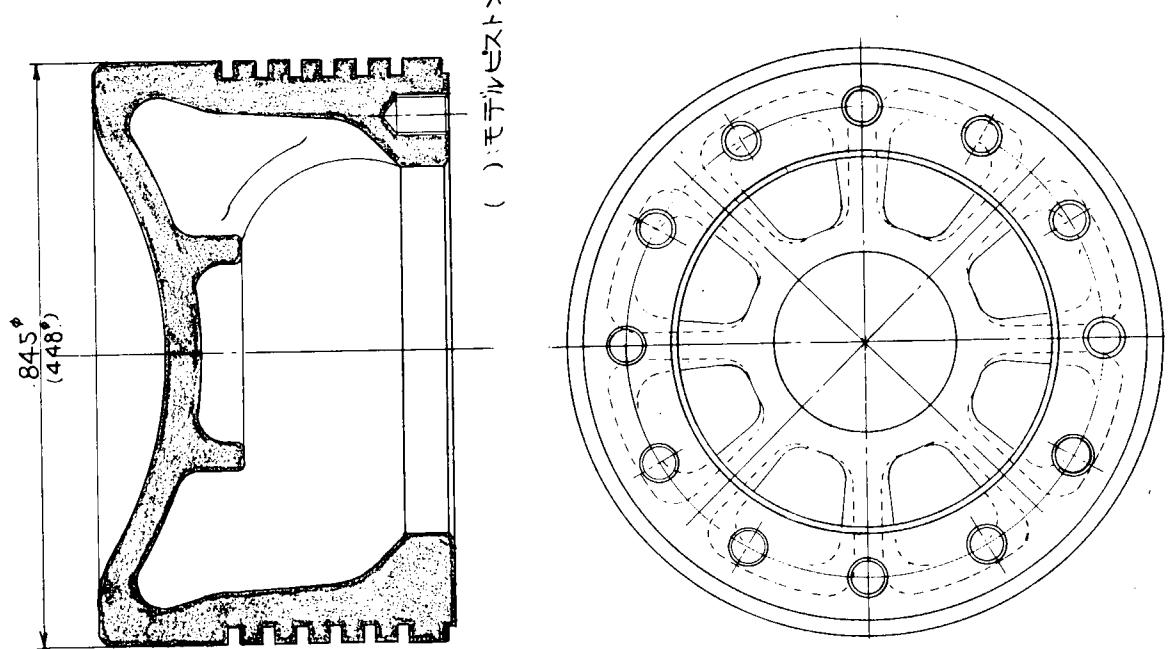
(1) 試験装置および方法

- (a) 試験装置および供試ピストンクラウン
 - 静荷重試験装置；(第2.3.1図)
 - 供試ピストンクラウン；A, B形の2種類(第2.2.1, 2.2.2図)

第2.2.2図 B形ピストンクラウン

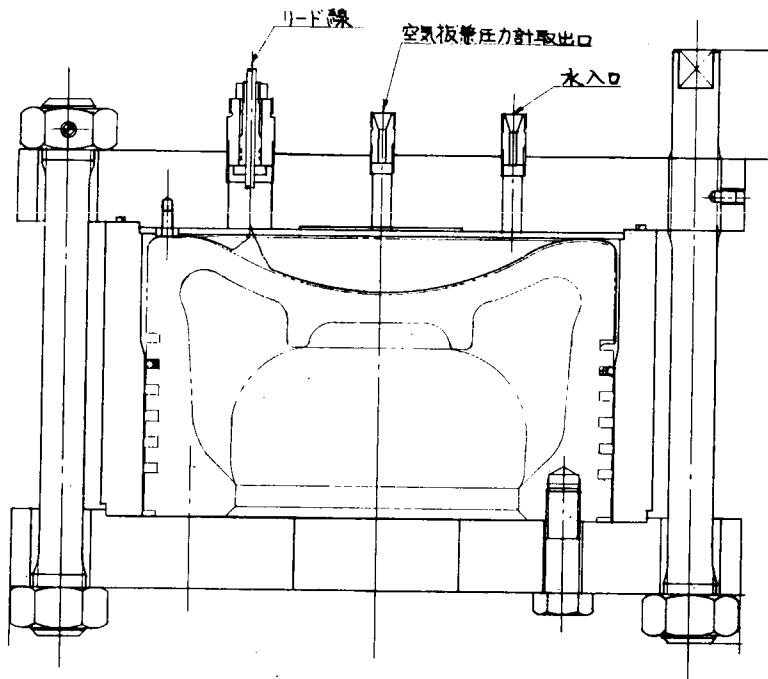


() モデルピストン



() モデルピストン

第2.2.1図 A形ピストンクラウン



第2.3.1図 静荷重装置

(b) 応力計測用器材

- ストレン・ゲージ P C - 5 - 11 (東京測器製)
 - 型 式：普通鋼用自己温度補償型、2軸
 - ゲージ長さ：5mm
 - ゲージ抵抗： $120 \pm 0.3 \Omega$
 - ゲージ率： $[1] = 2.03$, $[2] = 2.04$
 - ロット番号：263221
 - ベース材料：ポリエステル
- 接 着 剤 アロン・アルファ (東亜合成化学製)
 - (シアノ・アクリレート系、1液型、速乾性)
- コーティング剤 i) P-2 (東京測器製)
 - (ポリエステル系、2液型、常温硬化)
- ii) アラル・ダイト (チバ製)
 - (エポキシ系、2液型、常温硬化)
- iii) ハマタイト (横浜ゴム製)
 - (ゴム系、2液型、常温硬化)
- (注、アラル・ダイト、ハマタイトは水中計測点のみ使用)
- リード線 i) イヤホン線
- ii) 平行ビニール線
 - (32芯、 0.75 mm^2)
- 測 定 器 静的ストレンメータ S M - 4 J (共和電業製)
 - 静的スイッチボックス S S - 24 J (共和電業製)

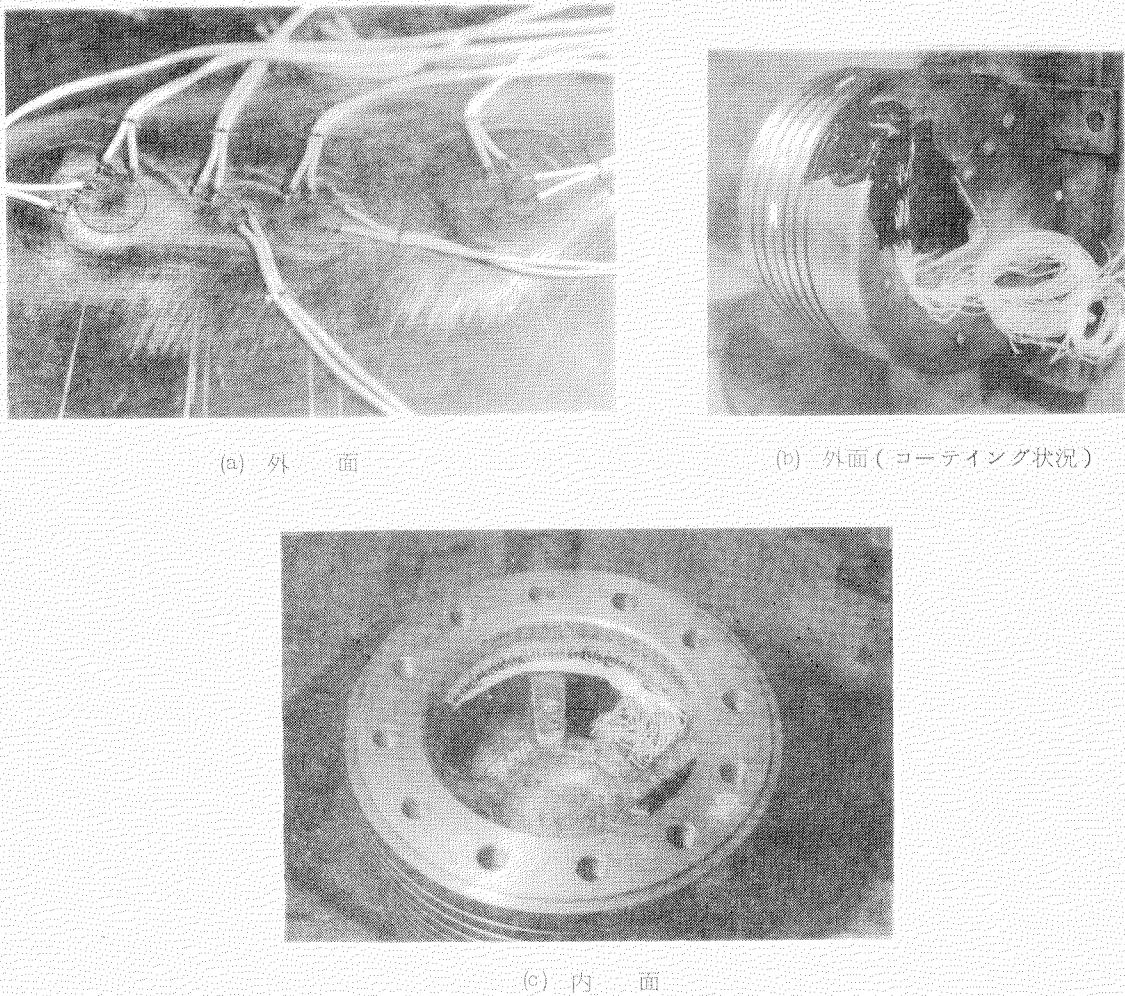
(c) 試験方法

- ガス圧相当荷重の与え方

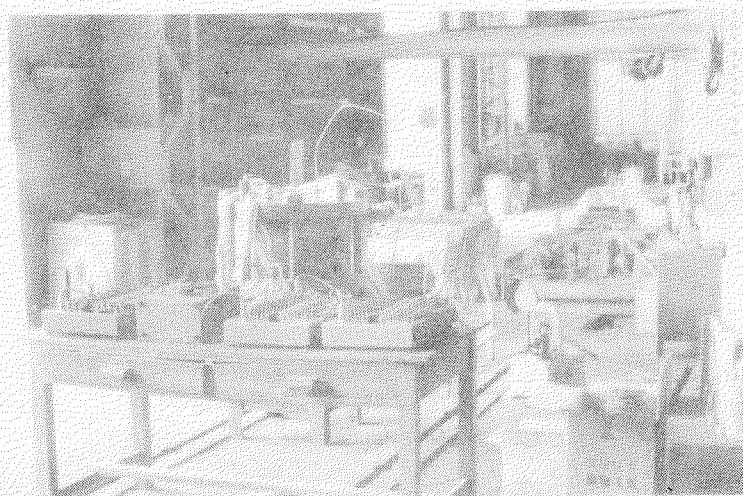
前述した試験装置を使用し、供試ピストンクラウンの触火面に水圧を静的に加えた。

○ 計測要領

水圧は階段的に与え各圧力の整定期にひずみを計測した。なおストレッシャージの接着、コーティング状態を第2.3.2図に、計測装置の概観を第2.3.3図に示す。



第2.3.2図 常温ゲージ貼付状況写真



第2.3.3図 ガス圧相当応力計測試験概観写真

(2) 応力計測結果

ピストン A , B 形の代表点の応力計測値と圧力の関係を第 2.3.4 図および第 2.3.5 図に示した。当然のことながら応力と圧力はほぼ直線関係にあり、精度としては問題ない。

なお、その他の点の応力は、圧力が 8.5 Kg/cm^2 のときの計測値を第 2.4.5 図～第 2.4.8 図に計算値と対比して示した。

これらのモデルピストンの計測値は、そのまま実機における爆発圧力による応力値とみなすことができる。すなわち A 形ピストンの場合、爆発圧力が 8 Kg/cm^2 で、放射状リブの中央部が最大応力約 -7 Kg/mm^2 を示し、その他の点では 5 Kg/mm^2 前後以下で低い応力値となつていて。一方、B 形ピストンは、放射状リブが 4 枚であるので各部の肉厚を A 形より多少厚くしているものの、最大応力は放射状リブ下部で約 -9.5 Kg/mm^2 、またピストンの肩部で約 -8 Kg/mm^2 となつており、A 形に比べてやや大きい応力値となつていて。

2.3.2 热応力計測試験

(1) 試験装置および方法

(a) 試験装置および供試ピストンクラウン

- 加熱試験装置：(第 2.3.6 図)
- 供試ピストンクラウン；A , B 形の 2 種類 (第 2.2.1 , 2.2.2 図)

(b) 热応力計測用器材

- ストレングージ i) HT-812-4B-S6 (BLH 社製)

型式：普通鋼用自己温度補償型、1 軸

フリーフィラメント型、CA 热電対内蔵

ゲージ長さ：6 mm

ゲージ抵抗： $120 \pm 1 \Omega$

ゲージ率： 1.76 (常温)

ロット番号：7667B

(注、触火面と冷却面の 1 部に使用)

- ii) HPC-5-11 (東京測器製)

型式：普通鋼用自己温度補償型、2 軸

ゲージ長さ：5 mm

ゲージ抵抗： $120 \pm 0.3 \Omega$

ゲージ率： $1 = 2.01, 2 = 2.02$

ロット番号：843225

ベース材料：ポリエスチル

(注、冷却面とリング溝部に使用)

- 接着剤 i) ローカイド A-S (ノートン社製)

(酸化アルミナ、セラミック・ロッド)

(注、HT-812-4B-S6 ゲージの接着に使用)

- ii) SP-3 (新興通信製)

(ポリエスチル系、2 液型、常温硬化)

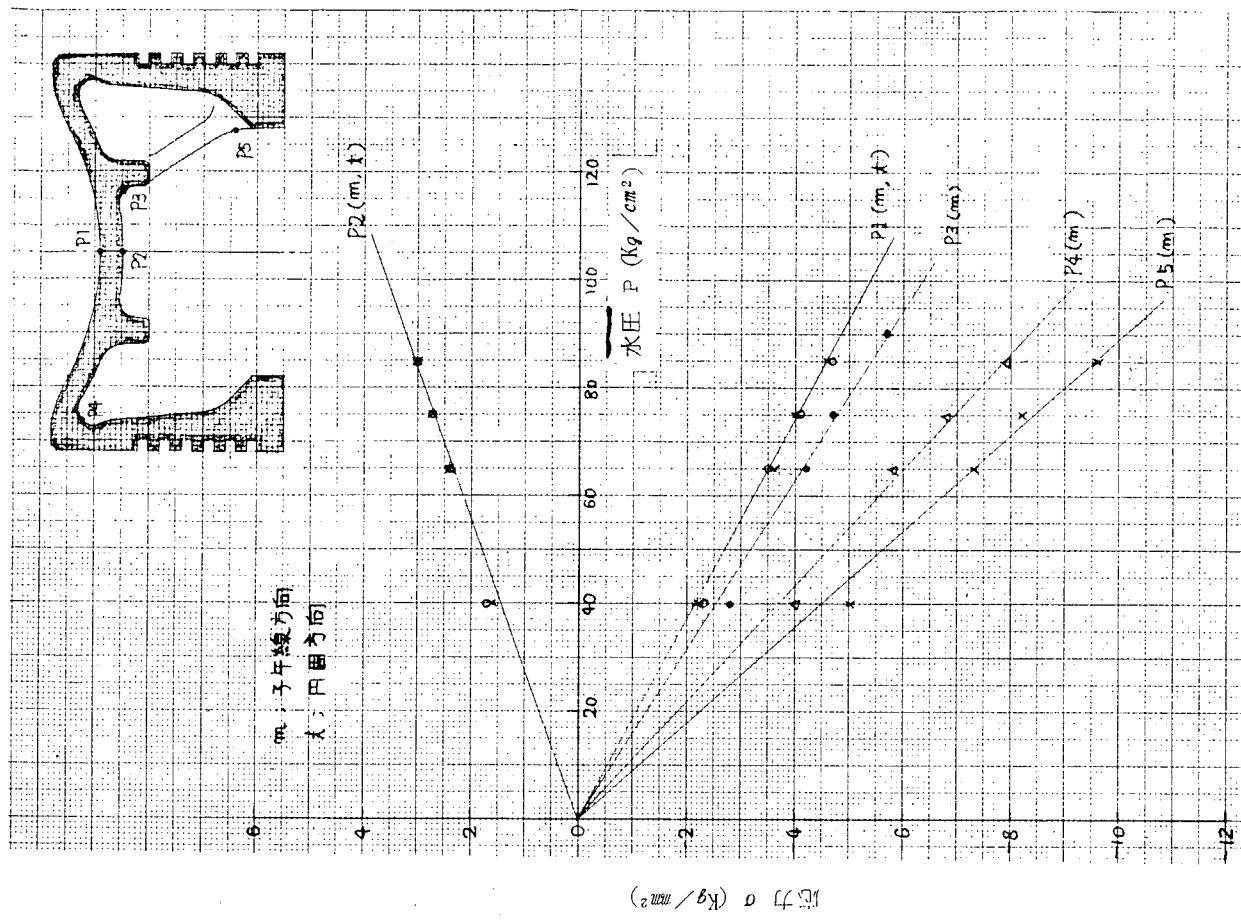
(注、HPC-5-11 ゲージの接着に使用)

- コーティング剤 i) シラステイツター 125 (東京測器製)

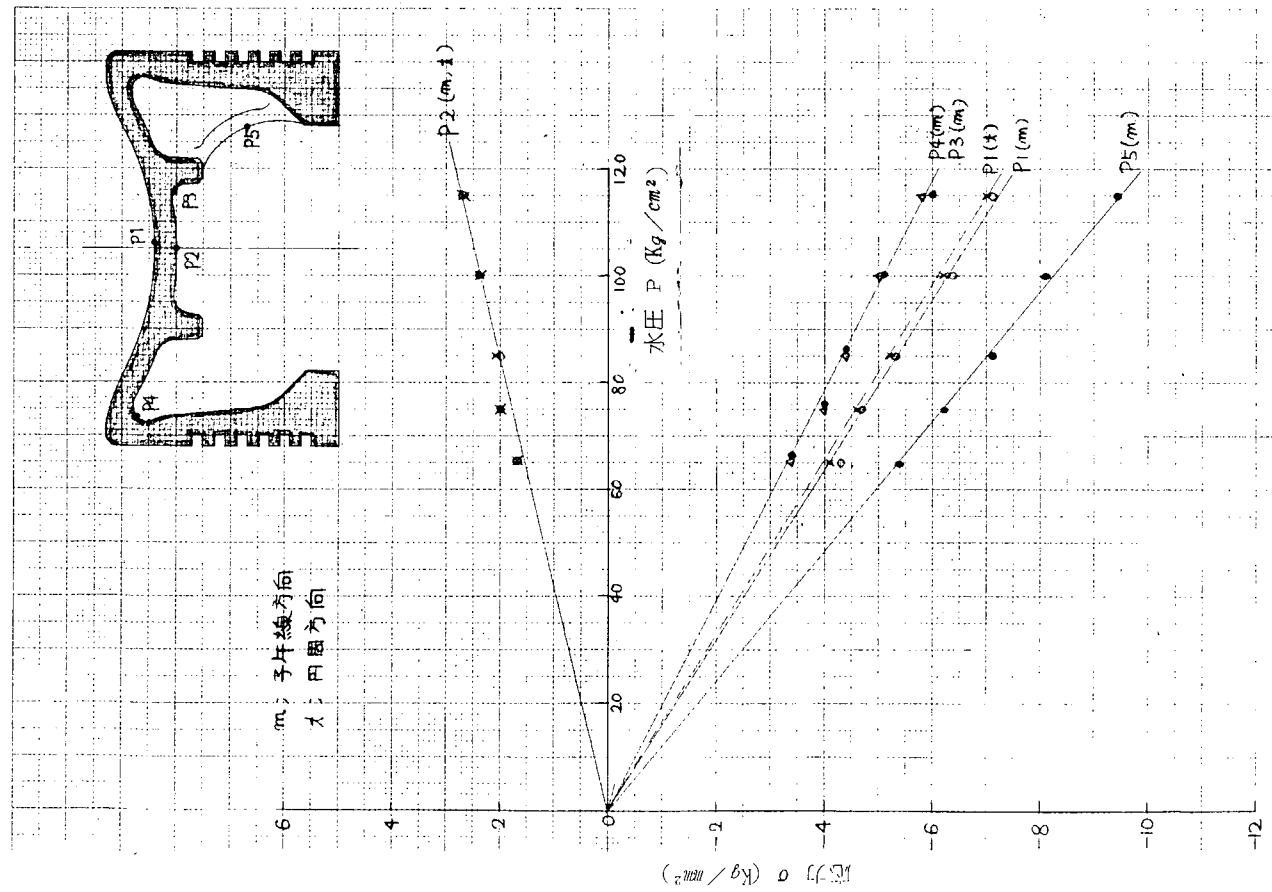
(シリコンバテ、2 液型)

(注、触火面に使用)

第2.3.5図 B形ピストン代表点のガス圧相当応力



第2.3.4図 A形ピストン代表点のガス圧相当応力



- ii) シリコンゴム K E 4 1 (信越化学製)
 (ゴム系、1液型、常温硬化)
 (注、冷却面に使用)
- リード線 i) シース型リード線 (B I C C 社製)
 素線； 0.3ϕ ニッケル線、1芯
 シース； $1.0 \phi \times 0.2 t$ のステンレス
 (注、触火面に使用)
- ii) 耐熱リード線 (矢島電材製)
 素線； 0.5ϕ 銅線、1芯
 被覆；シリコンゴム
 (注、冷却面に使用)
- 熱電対 i) シース型熱電対 (B I C C 社製)
 素線；C A 0.1ϕ
 シース； $1.0 \phi \times 0.2 t$ ステンレス
 (注、触火面に使用)
- ii) デュプレックス (ノースロップ社製)
 素線；C A 0.3ϕ
 被覆；グラスウール
 (注、冷却面に使用)
- 測定器 静的ストレン・メータ S M - 6 0 A T (共和電業製)
 静的スイッチボックス S S - 2 4 J (共和電業製)
 温度計 F 1 5 R C - 1 2 5 (大倉電気製)
 切替スイッチ (自家製)

(c) ストレン・ゲージの接着方法

- H T - 8 1 2 - 4 B - S 6 ゲージ
- 接着法；ローカイド・システムによる溶着
 - キュアリング； $420^{\circ}\text{C} \times 3$ 時間
 - 結線法；3線式

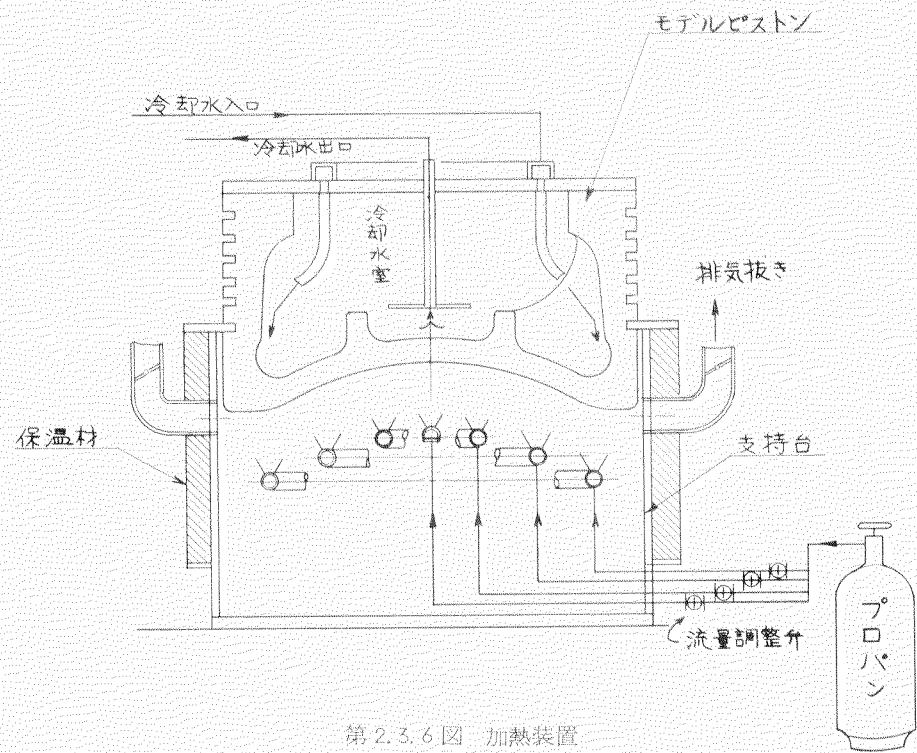
*供試ピストンクラウンへの接着状況を第2.3.7図(a), (b)に示す。

- H P C - 5 - 1 1 ゲージ
- 接着法；S P - 3接着剤による常温加压乾燥
 - キュアリング； $165^{\circ}\text{C} \times 3$ 時間
 - 結線法；3線式

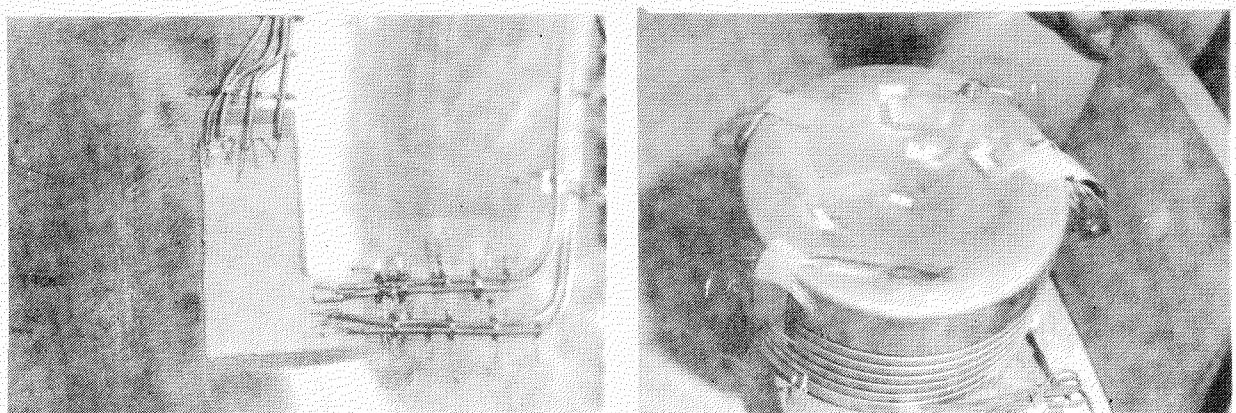
*なおゲージの供試ピストンクラウンへの接着状況を第2.3.7図(c)に示す。

(d) ストレン・ゲージの予備試験

- 供試ピストンクラウンより採取した試験片にストレン・ゲージを接着し予備試験を行なつた。結果は下記に示す。
- 零点移動試験；第2.3.8, 第2.3.9図
- 経時変化試験；第2.3.10, 第2.3.12図
- ゲージ率決定試験；第2.3.11, 第2.3.13図

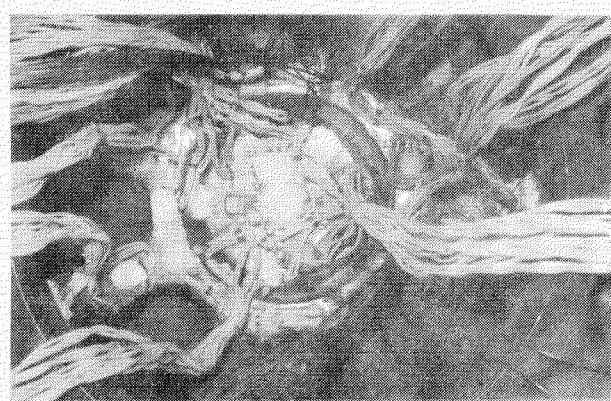


第2.3.6図 加熱装置



(a) 触火面

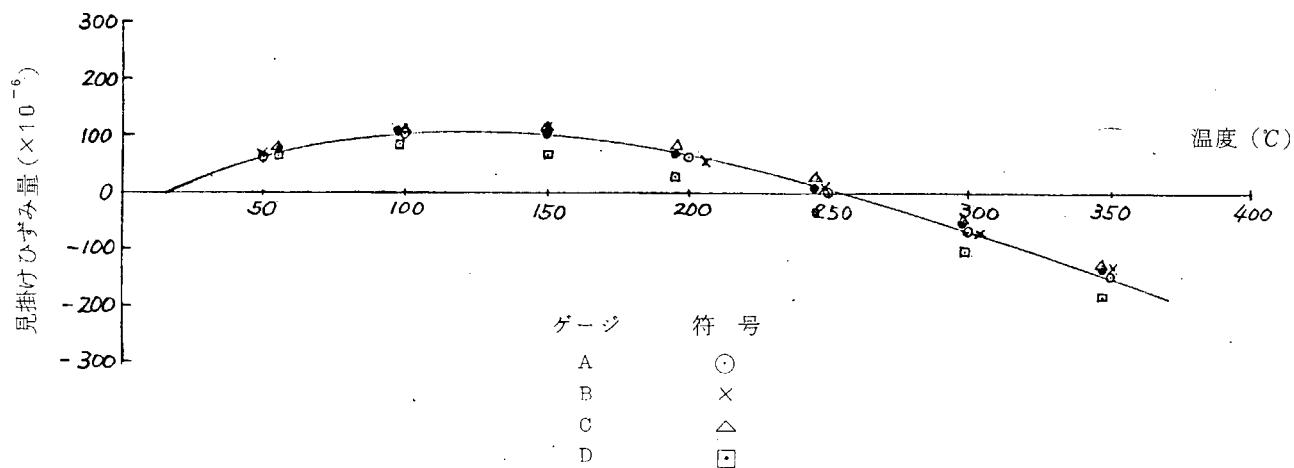
(b) 触火面



(c) 冷却面

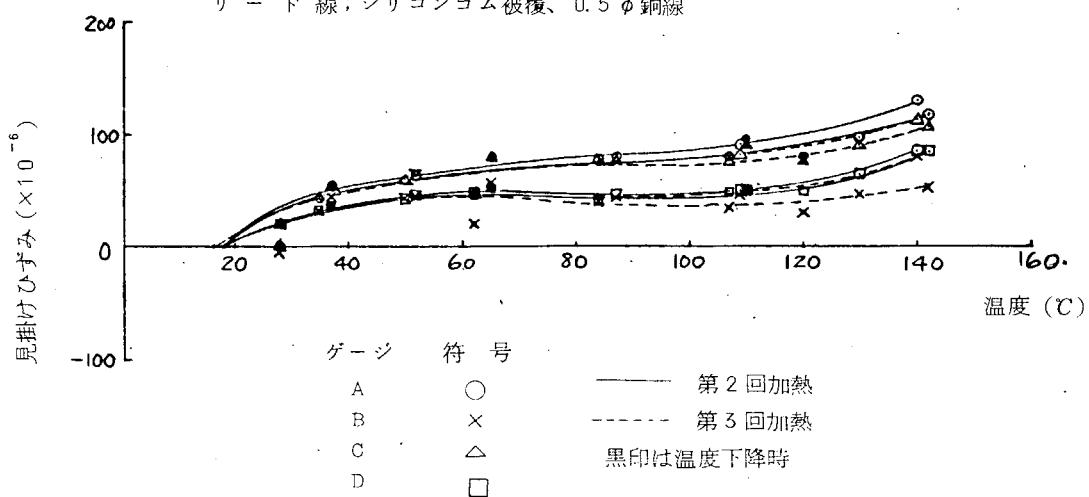
第2.3.7図 高温ゲージ貼付状況写真

ゲージ ; HT-812-4B-S6 (G.F. = 1.76, LOT #7667B)
 接着剤 ; ローカイド A-S セラミックロッド (溶着)
 キュアリング ; 420°C × 3 hr.
 試験片 ; SR-100 ピストン材

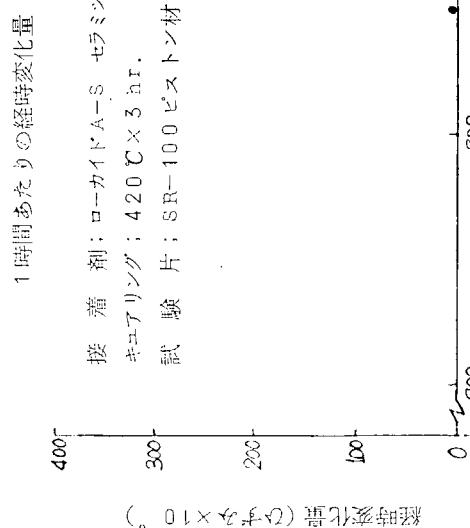


第 2.3.8 図 HT-812-4B-S6 ゲージの零点移動試験結果

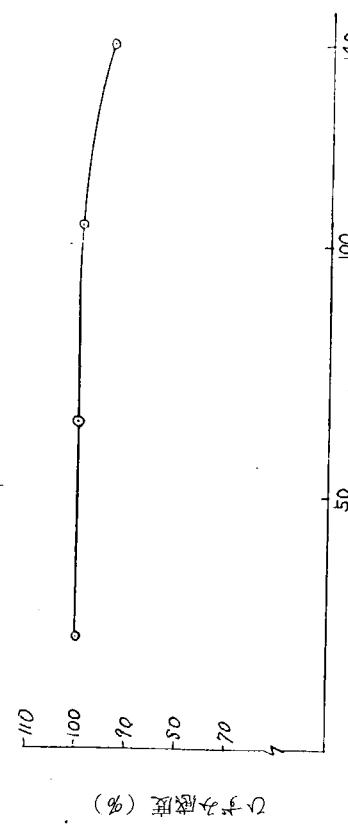
ストレンゲージ ; HPC-5-11 (LOT #843225)
 接着剤 ; SP-3
 キュアリング ; 165°C × 3 hr.
 試験片 ; SR-100 ピストン材
 リード線 ; シリコンゴム被覆、0.5 φ 銅線



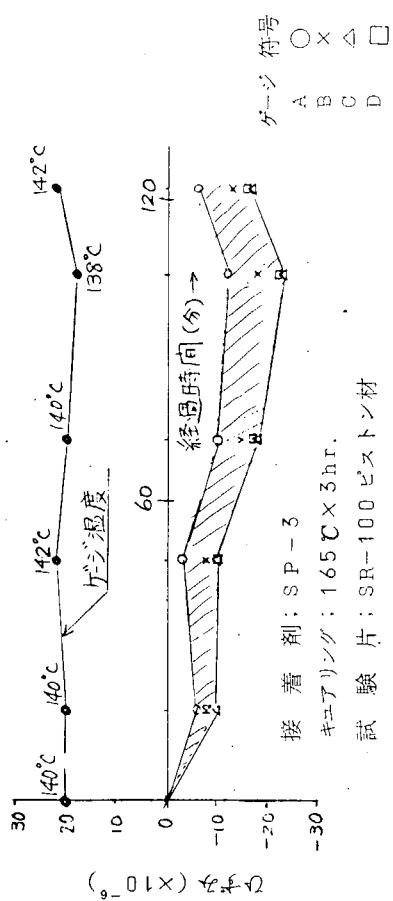
第 2.3.9 図 HPC-5-11 ゲージの零点移動試験結果



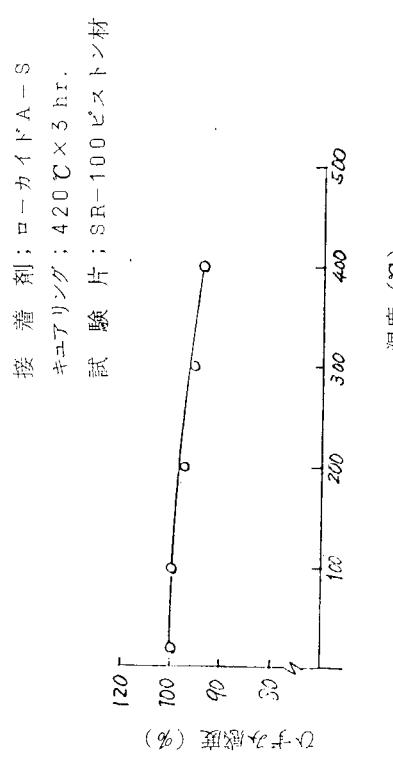
第2.3.10図 HT-812-4B-S6ゲージの経時変化試験結果



第2.3.12図 HPC-5-11ゲージのゲージ率決定試験結果



第2.3.13図 HT-812-4B-S6ゲージの経時変化試験結果



第2.3.14図 HPC-5-11ゲージの経時変化試験結果

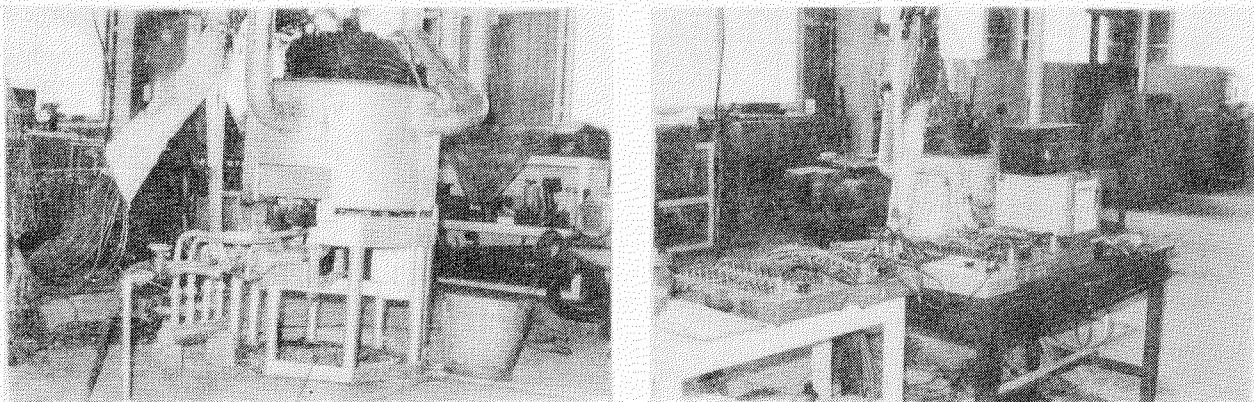
(e) 試験方法

○ 热負荷の与え方

前述した加熱装置を使用し、供試ピストンクラウンの触火面をプロパンガスで加熱し、冷却面を水道水で冷却した。

○ 計測要領

ひずみと同時にゲージ温度を測定し、これより零点移動およびゲージ率の補正を行ない実ひずみを求め応力を算出した。なお温度分布を求めるためピストンクラウン各部温度も同時に計測した。計測装置の概観を第2.3.1.4図に示す。



(加熱炉)

第2.3.1.4図 热応力計測試験概観写真

(2) 応力計測結果

温度計測値より推定したA, B形モデルピストンの温度分布を第2.4.9図および第2.4.1.0図に示す。またこの温度状態で同時に計測した熱応力を、計算値と比較して第2.4.1.1図～第2.4.1.4図に示す。

ただし計測値の中には、一部極端に妥当性を欠くものがあり、これを除いてプロットしてある。

なお、ここで示した温度分布および熱応力の計測値、ならびに計算値のいずれも加熱装置における熱負荷状態のものであり、実機での値とは異なるものである。

2.4 理論解析

2.4.1 解析法

現在、有限要素法は応力解析の一手段として広く利用されている。しかし、電子計算機の容量、計算費等の制限により、3次元体および任意の殻の面外変形等のマトリックス応力解析プログラムは実用化されていないのが現状である。ここで述べるリブ付ピストンの応力解析は有限要素法によつた。解析法としては以下に述べる2種、すなわち等価剛性法、影響係数法が考えられる。両者の精度上の差は小さい。そのため本論の計算は計算時間上有利な等価剛性法によつた。

(1) 等価剛性法

本法は回転体マトリックス計算法に基づく、有限枚数リブと等価な剛性を有する無限枚数のリブを考える。すなわち、形状的には放射状リブを回転体と仮定する。放射状リブ以外は回転体であるから等方性とし、放射状リブは異方性と考えて、その材料定数をつきのように定める。

$$\begin{pmatrix} E_r^* & E_\theta^* & E_z^* \\ \nu_r^* & \nu_\theta^* & \nu_z^* \\ \alpha_r^* & \alpha_\theta^* & \alpha_z^* \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda E_r & \epsilon E_\theta & \lambda E_z \\ \nu_r & \epsilon \nu_\theta & \nu_z \\ \alpha_r & \epsilon \alpha_\theta & \alpha_z \end{pmatrix} \quad \dots \quad (2.4.1)$$

ただし、 E : ヤング率 ν : ポアソン比 α : 線膨張係数

λ , ϵ は定数で、

$$\lambda = \frac{\text{(リブ厚さ)} \times \text{(リブ数)}}{2\pi \times \text{(リブ内各UNIT中心半径)}} \quad \dots \quad (2.4.2)$$

$$\epsilon \ll 1 \quad \dots \quad (2.4.3)$$

であり、*印はリブ内の等価材料定数を意味する。A, B形ピストンクラウンの要素分割図を第2.4.1, 2.4.2図に示す。なお各要素内での材料定数は一定とした。

(2) 影響係数法

クラウンを回転体部(以下クラウンと呼ぶ)と平板と考えられる放射状リブ部(以下リブと呼ぶ)に分け、両者が接合しているという仮定に従つて、まず、接合力を計算し、その結果に基づいてクラウンは回転体マトリックス計算により、またリブは平面応力マトリックス計算によつて計算される。

第2.4.3図において本計算法の概要を述べる。クラウンとリブの間に n 個の接合点を設定する。リブについて j 点に X 方向の単位荷重が作用したときの I 点の X , Y 方向の変位を $(a_{i,j}, a_{i+n,j})$ 、また J 点に Y 方向の単位荷重が作用したときの I 点の X , Y 方向の変位を $(a_{i,j+n}, a_{i+n,j+n})$ とする。したがつて各点に X , Y 方向の力 (P_j, P_{j+n}) (ただし、 $j = 1, 2, \dots, n$) が作用した場合の I 点の X , Y 方向の変位は、

$$\left(\sum_{j=1}^n a_{i,j} P_j + \sum_{j=1}^n a_{i,j+n} P_{j+n}, \sum_{j=1}^n a_{i+n,j} P_j + \sum_{j=1}^n a_{i+n,j+n} P_{j+n} \right)$$

となる。これを書き換えると次式で表わされる。

$$\left(\sum_{j=1}^{2n} a_{i,j} P_j, \sum_{j=1}^{2n} a_{i+n,j} P_j \right)$$

ここで $a_{i,j}, a_{i+n,j}$ はマトリックス計算による。

つぎにクラウン側についても回転体マトリックス計算により影響係数 $b_{i,j}$ が得られる。いま各接点相当の円周上に X , Y 方向の単位長さ当たりの線荷重 $(\hat{P}_j, \hat{P}_{j+n})$ (ただし、 $j = 1, 2, \dots, n$) が作用したときの I 点の X , Y 方向の変位は同様に

$$\left(\sum_{j=1}^{2n} b_{i,j} \hat{P}_j, \sum_{j=1}^{2n} b_{i+n,j} \hat{P}_j \right) \text{ で表わされる。}$$

つぎにリブのないクラウンのガス圧、または熱負荷による I 点の X , Y 方向の変位を (δ_i, δ_{i+n}) とすれば、連続の条件から次式を得る。

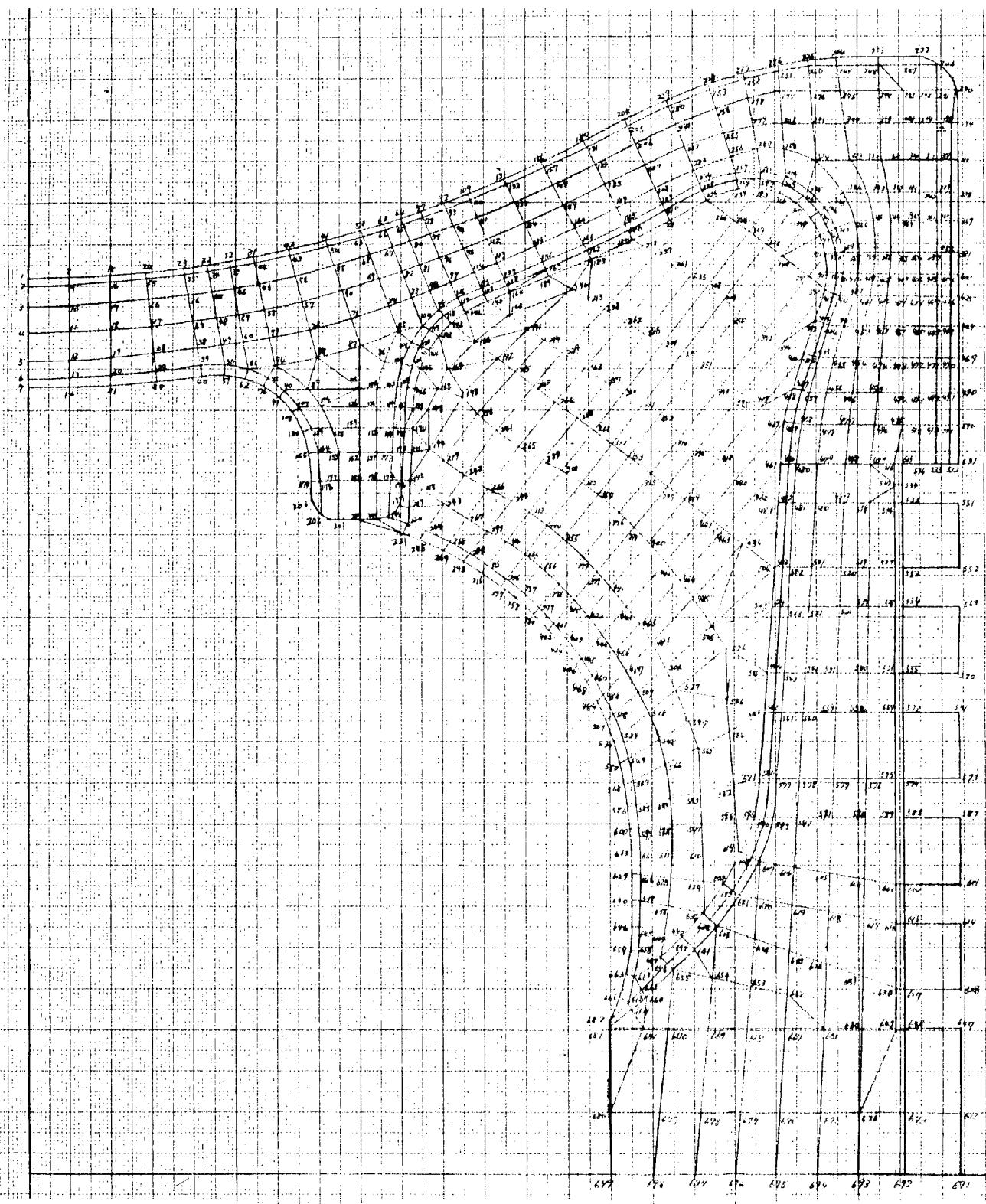
$$\sum_{j=1}^{2n} (a_{i,j} P_j - b_{i,j} \hat{P}_j) = \delta_i \quad (\text{ただし、 } i = 1, 2, \dots, n)$$

$$\sum_{j=1}^{2n} (a_{i+n,j} P_j - b_{i+n,j} \hat{P}_j) = \delta_{i+n} \quad (\text{ただし、 } i = 1, 2, \dots, n)$$

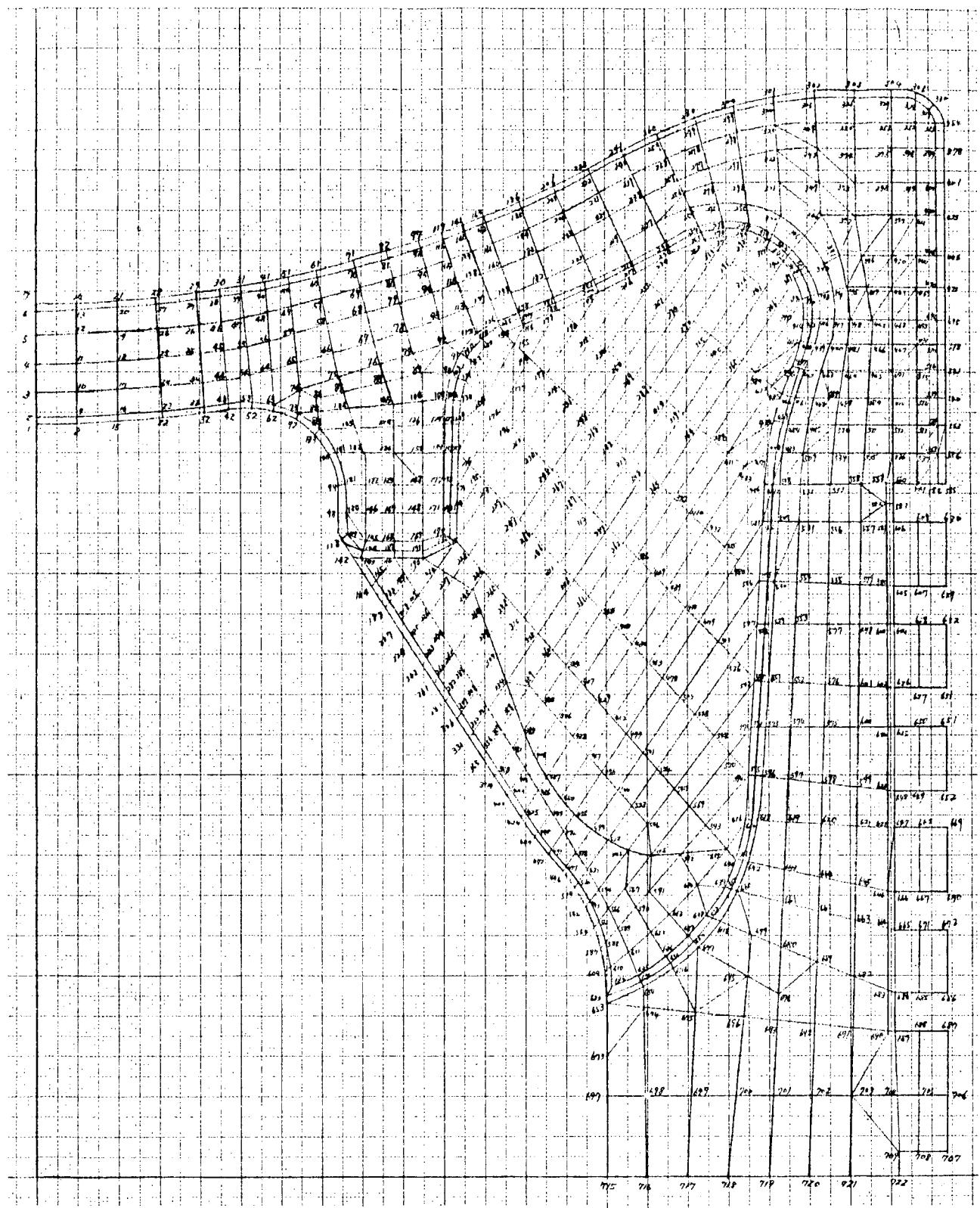
この両式をまとめると次式で表わされる。

$$\sum_{j=1}^{2n} (a_{i,j} P_j - b_{i,j} \hat{P}_j) = \delta_i \quad (\text{ただし、 } i = 1, 2, \dots, 2n) \quad \dots \quad (2.4.4)$$

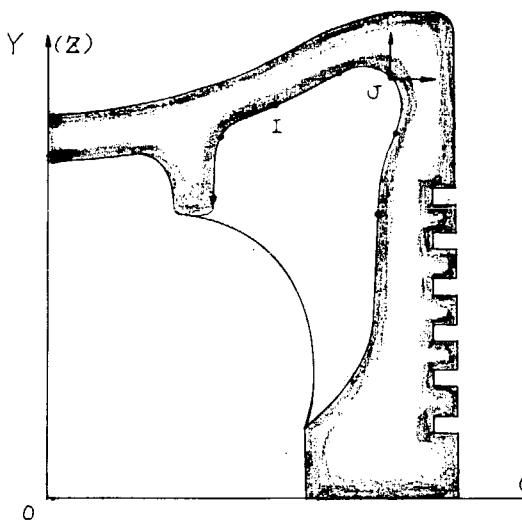
ここで、 P_i と \hat{P}_j との関係をつけねばならない。そこで各接点においてリブ側、クラウン側の接合力の X , Y 方向の成分が釣合つていると考えて次式の λ_j が決められる。



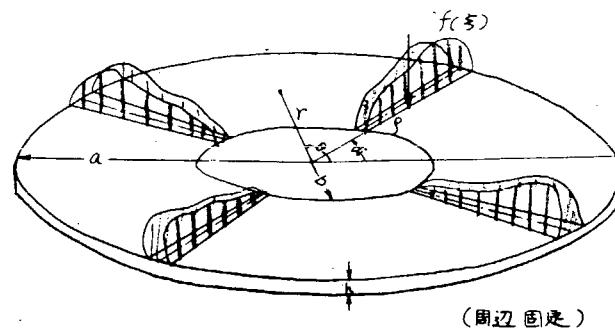
第2.4.1図 A形ピストンクラウン要素分割図



第2.4.2図 B形ピストンクラウン要素分割図



第 2.4.3 図



第 2.4.4 図

$$\widehat{P}_j = \lambda_j P_j \quad \text{ただし} \quad \lambda_j = \frac{(\text{リブ厚さ}) \times (\text{リブ数})}{\pi \times (\text{接合点直径})}, \quad j = 1, 2, \dots, 2n \quad \dots \quad (2.4.5)$$

結局、接合力はつきの $2n$ 元 1 次方程式の解として決定される。

$$\sum_{j=1}^{2n} (a_{i,j} - \lambda_j b_{i,j}) P_j = \delta_i \quad \text{ただし} \quad i = 1, 2, \dots, 2n \quad \dots \quad (2.4.6)$$

(3) 補正計算法

上述のいずれかの方法により、ガス圧による応力および熱応力が求められるが、計算値は放射状リブ中間とリブ真上との応力差は得られない。したがつてつきのような補正計算によつて修正を行なう。

ピストン天井部を周辺固定の厚さ一様な円板と仮定し、これにリブ反力を対応する放射状線荷重が作用すると仮定する。

周辺固定円板に偏心単位横荷重が作用した場合の任意点の撓みは次式で与えられる。

$$w_0 = \frac{a^2}{16\pi D} \left[(1-\eta^2)(1-\xi^2) + (\eta^2 + \xi^2 - 2\eta\xi \cos\theta) \times \log \frac{\eta^2 + \xi^2 - 2\eta\xi \cos\theta}{1 + \eta^2\xi^2 - 2\eta\xi \cos\theta} \right] \quad \dots \quad (2.4.7)$$

$$\text{ここで、 } \eta = r/a, \quad \xi = \rho/a, \quad D = E h^3 / 12(1-\nu^2) \quad \dots \quad (2.4.8)$$

いま、第 2.4.4 図に示すように接合力の分布を $f(\xi)$ で表わすと、変位は次式で与えられる。

$$w = \sum_{i=1}^{2n} \int_{\xi}^1 \frac{a^3}{16\pi D} \cdot f(\xi) \left[(1-\eta^2)(1-\xi^2) + P_i \ell_n \frac{P_i}{Q_i} \right] d\xi \quad \dots \quad (2.4.9)$$

応力と変位の関係式は、

$$\sigma_r = - \frac{E Z}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right] \quad \dots \quad (2.4.10)$$

$$\sigma_\theta = - \frac{E Z}{1-\nu^2} \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \right] \quad \dots \quad (2.4.11)$$

$$\tau_{r\theta} = - \frac{E Z}{1+\nu} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \quad \dots \quad (2.4.12)$$

ただし、 σ_r ; 半径方向応力、 σ_θ ; 円周方向応力、 $\tau_{r\theta}$; 剪断応力

であるから、リブ応力による表面応力は次式で与えられる。

$$\sigma_r = - \sum_{i=1}^{2n} \int_{\epsilon}^1 \frac{E a h}{32\pi (1-\nu^2) D} \cdot f(\xi) [F_i + \nu G_i] d\xi \quad \dots \quad (2.4.13)$$

$$\sigma_\theta = - \sum_{i=1}^{2n} \int_{\epsilon}^1 \frac{E a h}{32\pi (1-\nu^2) D} \cdot f(\xi) [G_i + \nu F_i] d\xi \quad \dots \quad (2.4.14)$$

$$\tau_{r\theta} = - \sum_{i=1}^{2n} \int_{\epsilon}^1 \frac{E a h}{32\pi (1+\nu) D} \cdot f(\xi) H_i d\xi \quad \dots \quad (2.4.15)$$

ただし、

$$P_i = \eta^2 + \xi^2 - 2\eta\xi C_i \quad \dots \quad (2.4.16)$$

$$Q_i = 1 + \eta^2 \xi^2 - 2\eta\xi C_i \quad \dots \quad (2.4.17)$$

$$\begin{aligned} F_i &= 2\xi^2 (1-\eta^2) / Q_i + 2 \log(P_i/Q_i) + \\ &\quad 4(\eta-C_i\xi)^2 / P_i - 8(\eta-C_i\xi)(\eta\xi^2-C_i\xi) / Q_i + \\ &\quad 4(\eta\xi^2-C_i\xi)^2 / P_i / Q_i \quad \dots \quad (2.4.18) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_i &= 2 \log(P_i/Q_i) + 2\xi^2(1-\eta^2)(1-\xi^2) / Q_i + \\ &\quad 4\xi^2 S_i^2 (1-\eta^2)^2 (1-\xi^2)^2 / P_i - Q_i^2 \quad \dots \quad (2.4.19) \end{aligned}$$

$$H_i = -4\xi S_i [(-\eta+C_i\xi)/P_i + (\eta-C_i\xi)/Q_i + \\ (\eta\xi^2-C_i\xi)(1-\eta^2)(1-\xi^2) / Q_i^2] \quad \dots \quad (2.4.20)$$

$$C_i = \cos(\alpha_i - \theta) \quad \dots \quad (2.4.21)$$

$$S_i = \sin(\alpha_i - \theta) \quad \dots \quad (2.4.22)$$

$$\epsilon = b/a \quad \dots \quad (2.4.23)$$

以上の補正計算により、放射状リブ中間とリブ真上の応力差が求まる。この応力差とマトリックス計算に基づいてリブ中間部、リブ真上の応力が得られる。ここでマトリックス計算による応力値はあくまでも平均的な応力値であつて、この値が円周方向のどの位置に対応するかを決めるこにはかなり問題がある。特にリブ数の少ない場合は実験的手法が有効と考える。

2.4.2 計算結果

(1) 等価剛性法による結果

前記の解析法に従つて、モデルピストンA形、およびB形について、ガス圧(8.5 kg/cm^2)による応力および熱応力を計算した。その結果を実験値と対比して示す。

第2.4.5図 A形ピストンガス圧応力(子午線方向)

第2.4.6図 A形ピストンガス圧応力(円周方向)

第2.4.7図 B形ピストンガス圧応力(子午線方向)

第2.4.8図 B形ピストンガス圧応力(円周方向)

第2.4.9図 A形ピストン温度分布(加熱試験状態)

第2.4.10図 B形ピストン温度分布(加熱試験状態)

第2.4.11図 A形ピストン熱応力(子午線方向)

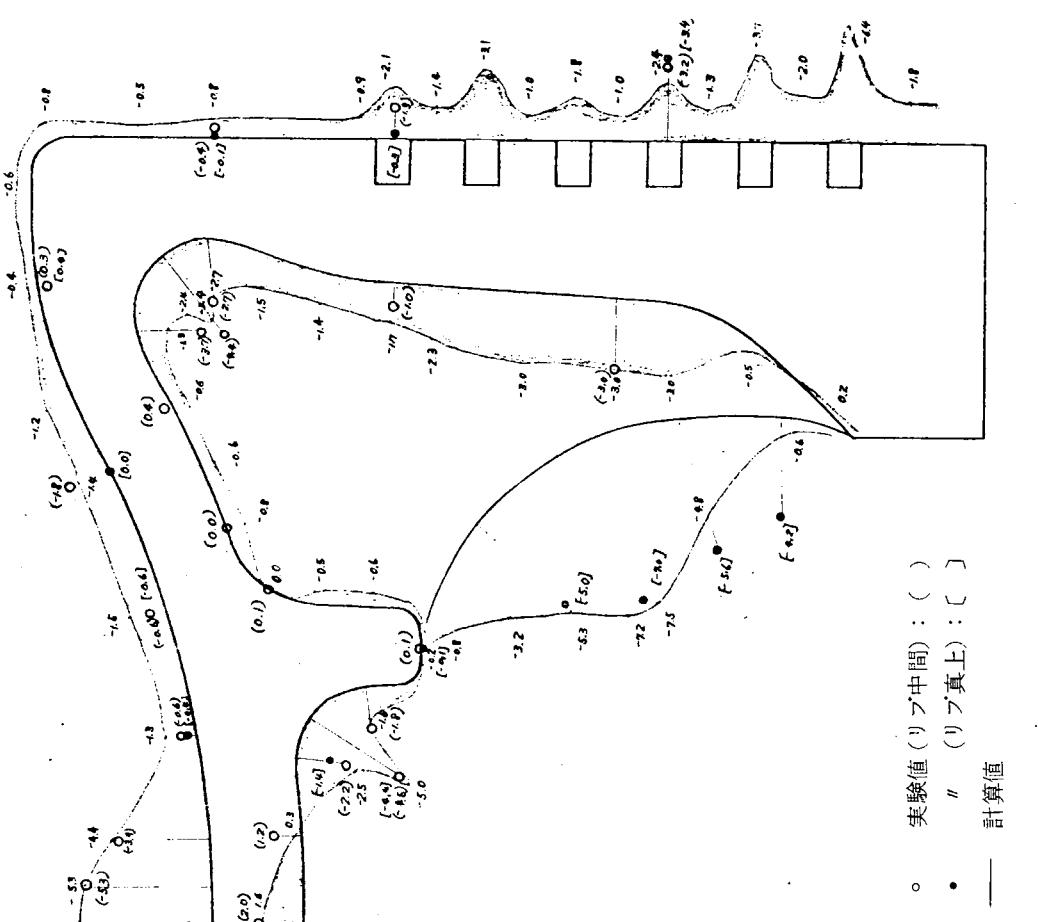
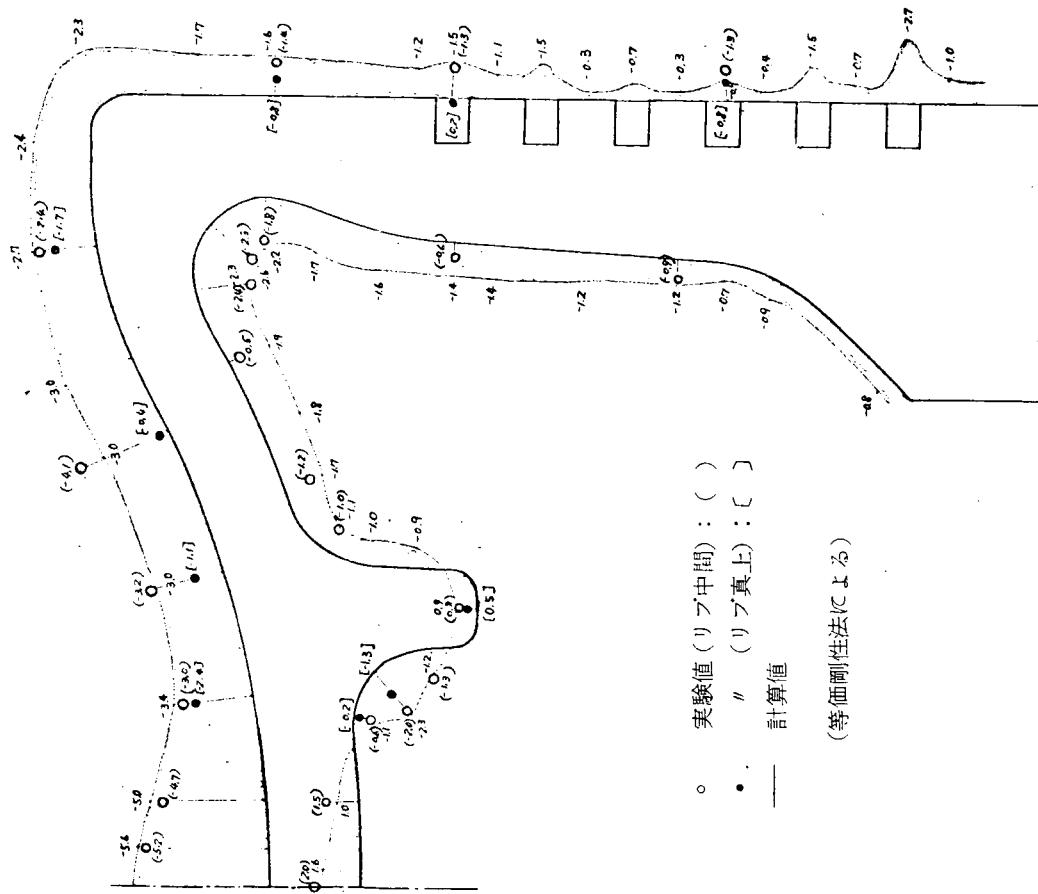
第2.4.12図 A形ピストン熱応力(円周方向)

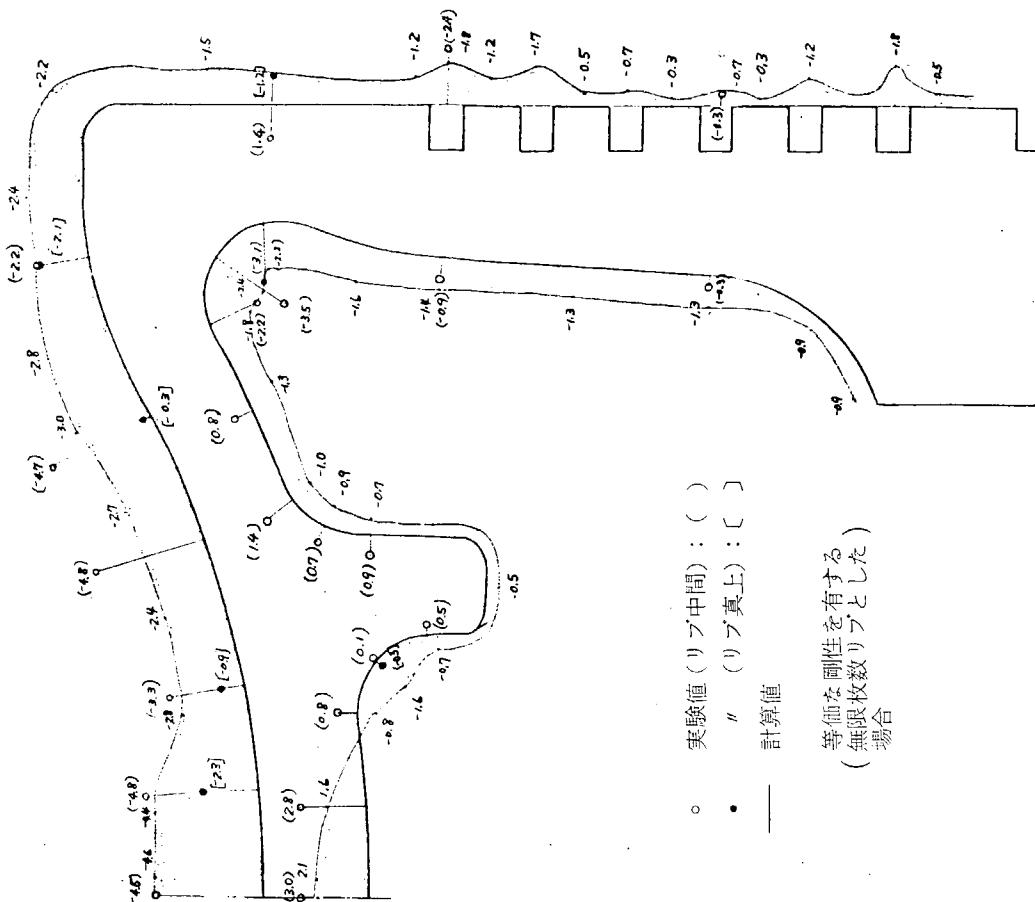
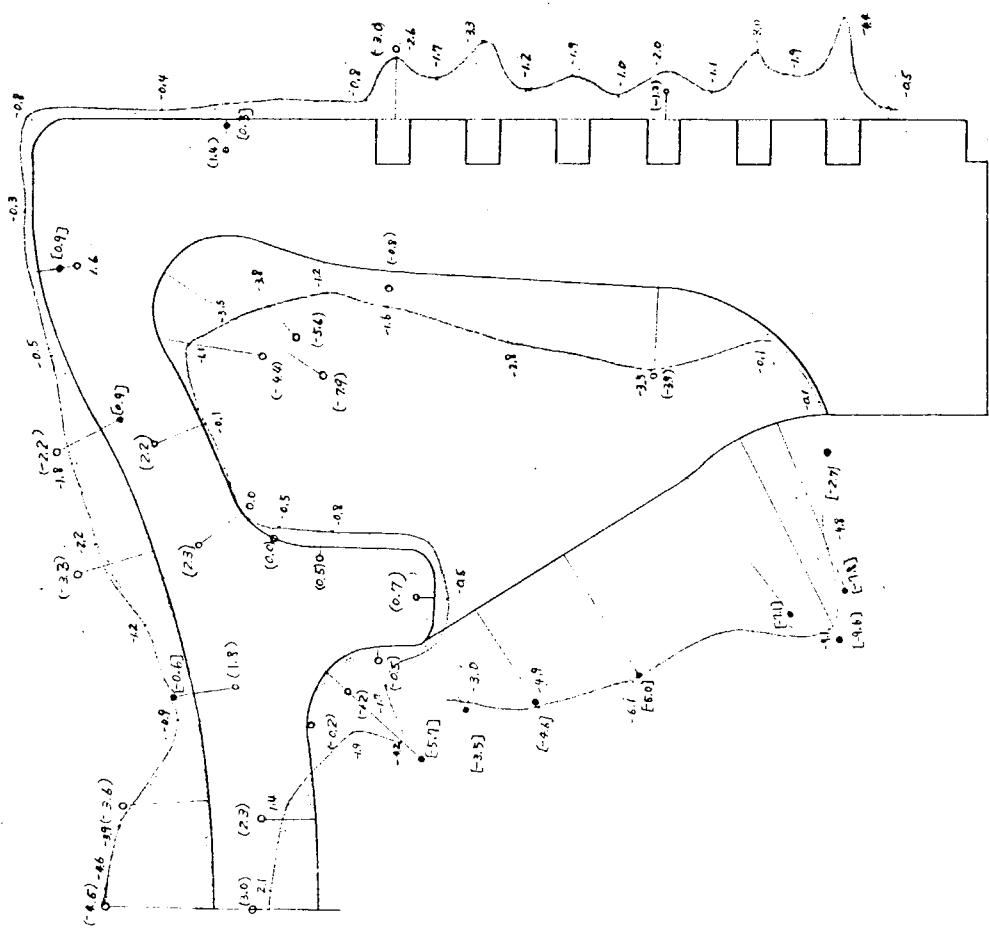
第2.4.13図 B形ピストン熱応力(子午線方向)

第2.4.14図 B形ピストン熱応力(円周方向)

第2.4.6図 A形ピストンクラウンのガス圧による応力(周方向)

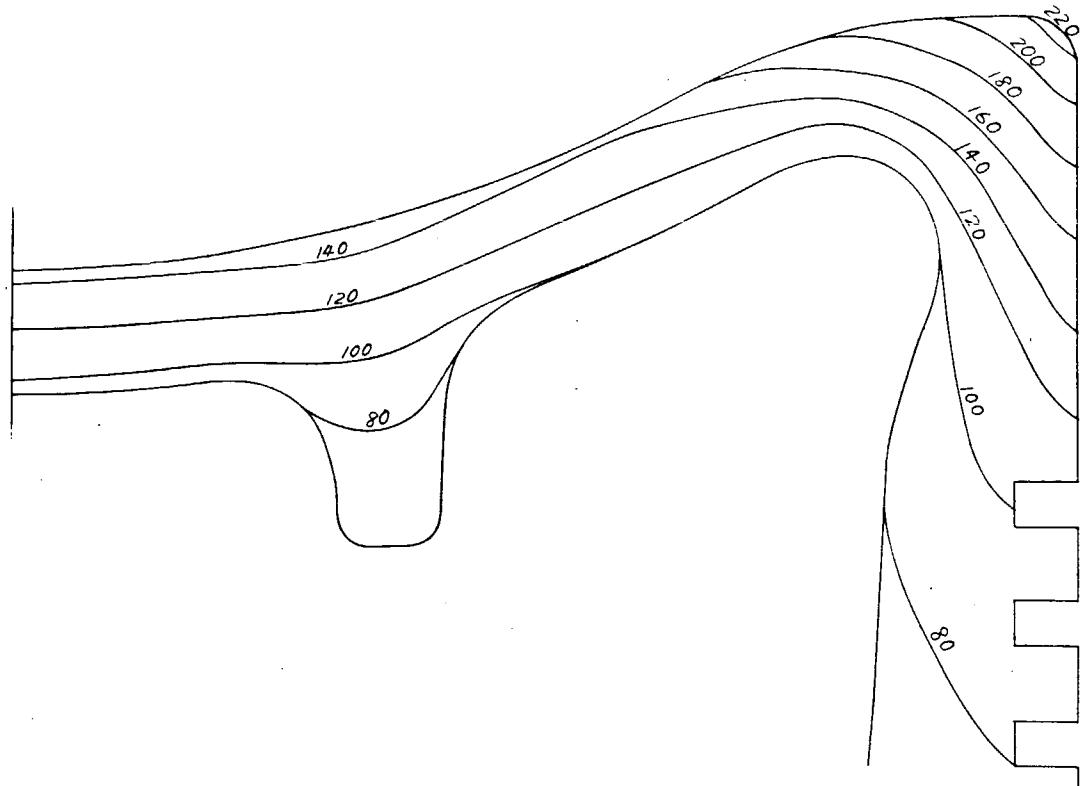
第2.4.5図 A形ピストンクラウンのガス圧による応力(子午線方向)



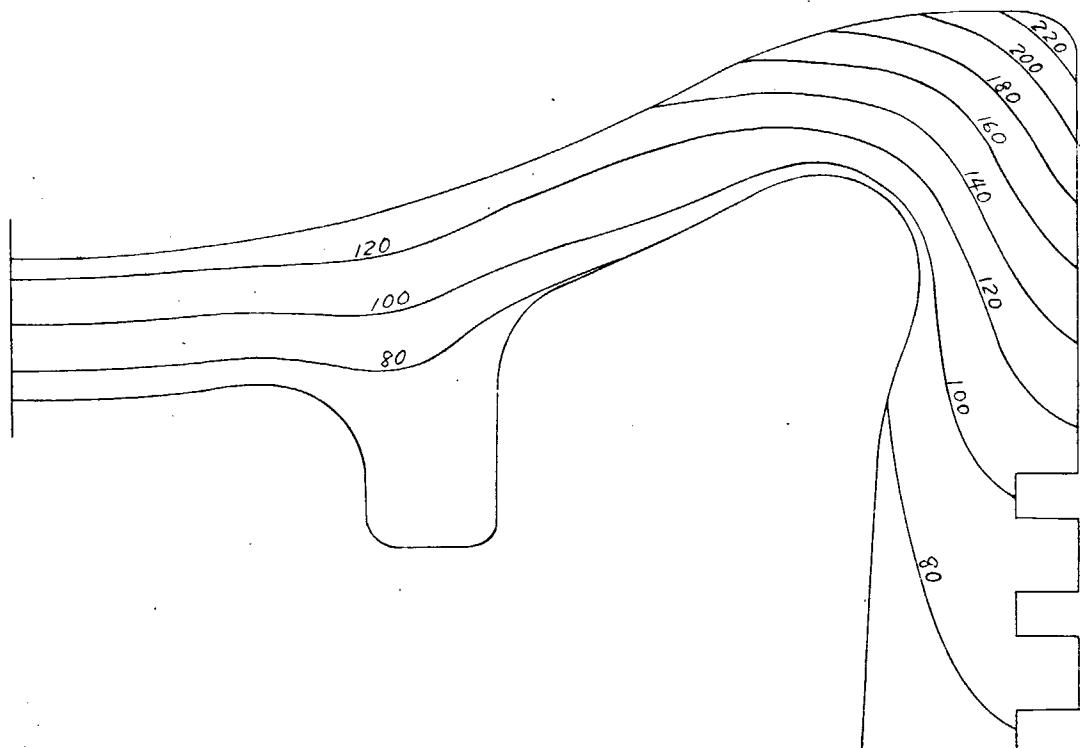


第2.4.7図 B形ピストンクラウンのガス圧による応力(子午線方向)

第2.4.8図 E形ピストンクラウンのガス圧による応力(円周方向)



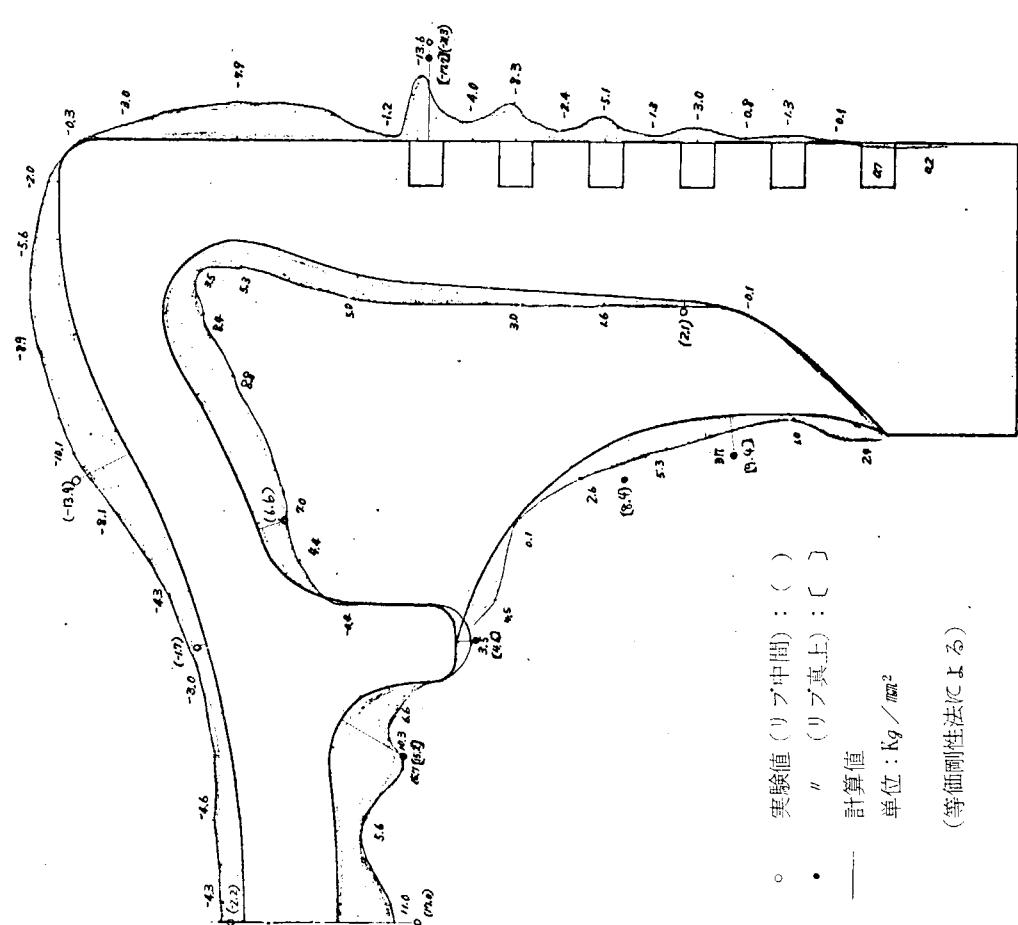
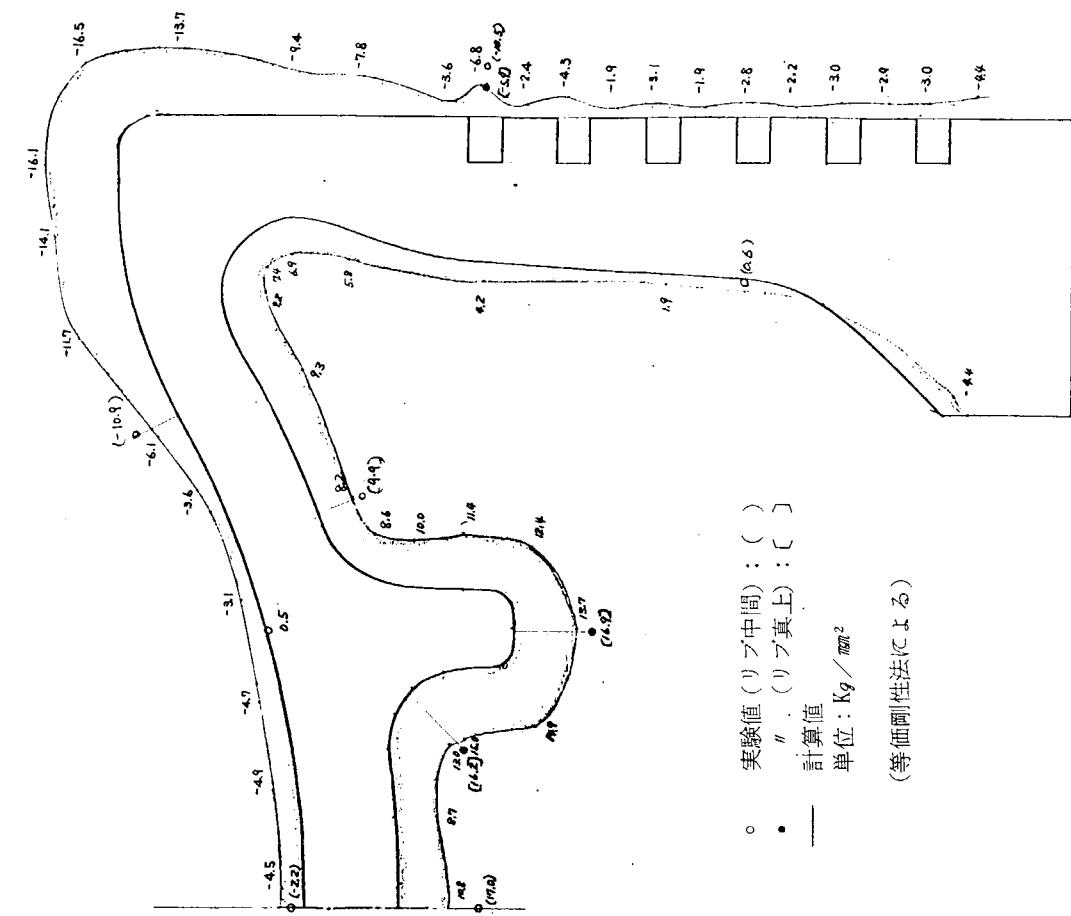
第 2.4.9 図 A形ピストンクラウンの温度分布 単位 (℃)
(加熱試験状態)

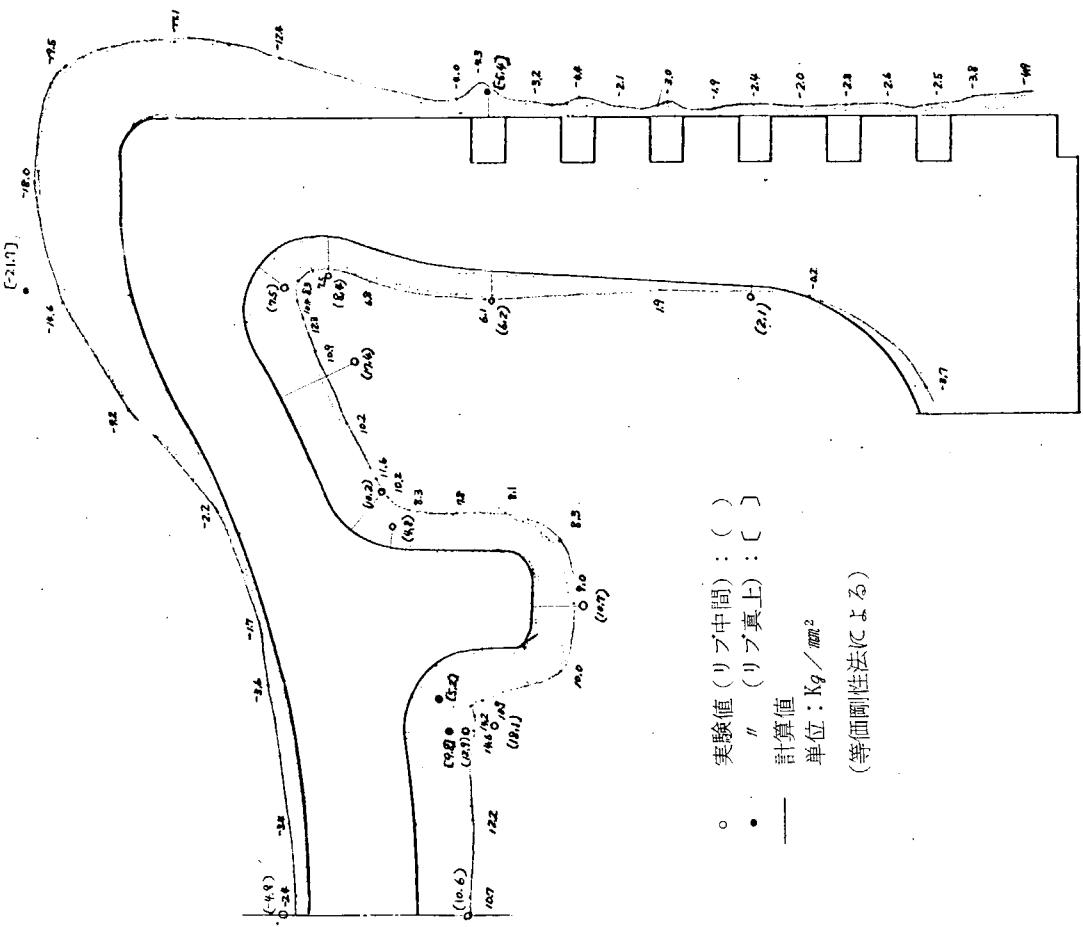


第 2.4.10 図 B形ピストンクラウンの温度分布 単位 (℃)
(加熱試験状態)

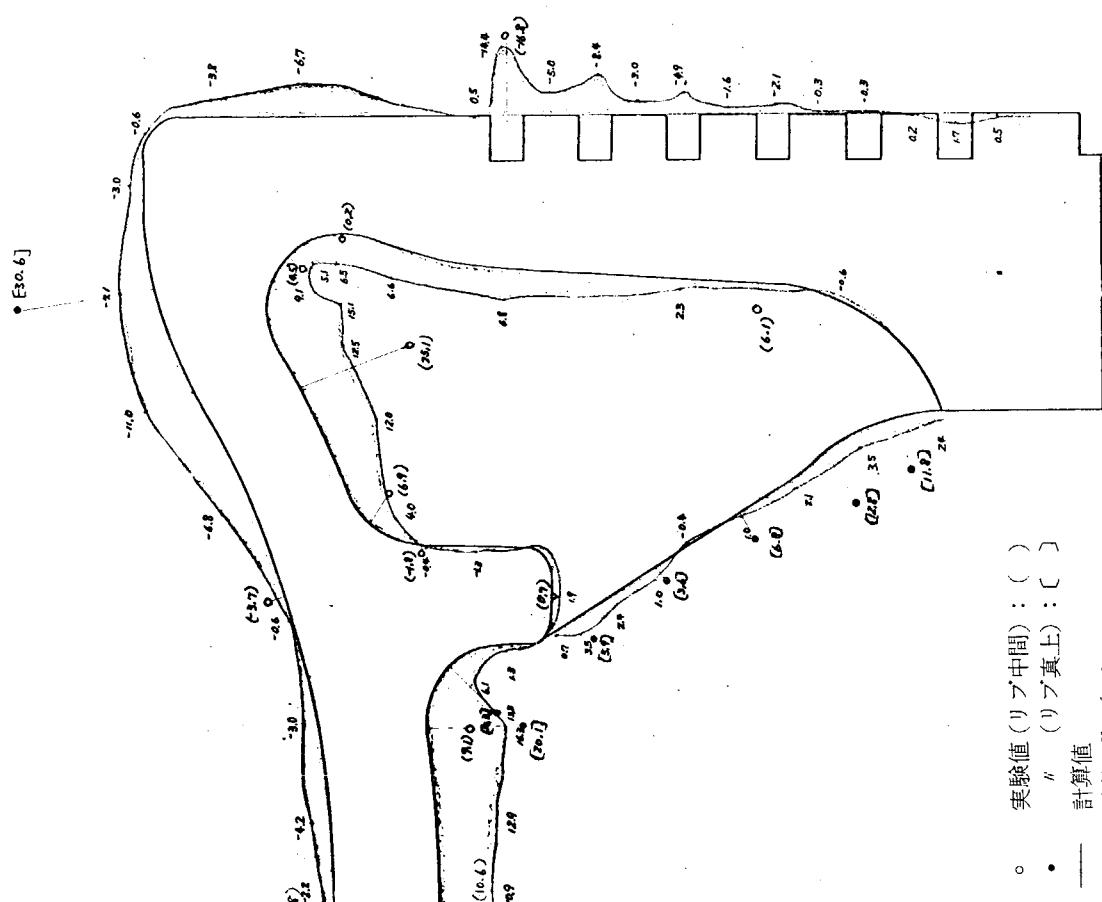
第2.4.12図 A形ピストンクラウンの熱応力(円周方向)

第2.4.11図 A形ピストンクラウンの熱応力(子午線方向)





第2.4.1-4図 B形ピストンクラウンの熱応力(円周方向)



第2.4.1-3図 B形ピストンクラウンの熱応力(子午線方向)
(等面剛性法による)

(2) 補正計算結果

放射状リブ中間とリブ真上の応力差をガス圧について求めた結果を実験値と対比して示す。

第2.4.1.5図、および第2.4.1.6図はA形、B形についての放射状リブ中間とリブ真上の応力差の分布を示す。また第2.4.1.7図はA形ピストンのリブ中間とリブ真上の応力差の半径方向の分布を示す。

第2.4.1.5図～第2.4.1.7図からわかるようにA形ピストンでは、補正計算値と計測値がかなりの精度で一致している。しかしB形では計算値と計測値とは大きく相異している。このことは、ここで行なつた補正計算には円環状リブおよびリブの流れ付きR部を考慮していないので、それらの影響が放射状リブの多いA形では相対的に小さく、リブの少ないB形では大きいことによるものと思われる。

2.4.3 考 察

2種のリブ付ピストン冠モデルについて、ガス圧による応力、および熱応力の解析結果と実験結果の対比を図によつて示した。ここでは具体的に計算法の妥当性、適用度、今後の問題点等について考えて見る。

まず、ガス圧による応力に関してはA形のようにリブ数が比較的多い。すなわち等価剛性率の高い場合には、有限要素法による等価剛性計算法の結果は設計に十分応用可能と考えられる。一方、リブ数の少ないB形においては、天井部中央付近、放射状リブ内の応力は有限要素法を用いては握できる。また、リブ数の減少に伴なつてリブ中間部の曲げ応力の増加が予想される。したがつて天井部肉厚とリブ数の関係が重要になつてくる。これに対処するには本論の補正計算による応力推定が必要である。8枚リブを有するA形についてはこの補正計算法の適用が可能であることが知れた。リブ数4枚のB形においては、計測値と計算値に大差が認められ、円周リブの影響を考慮して、検討する必要がある。

結局、ガス圧による応力に関しては、有限要素法ならびに補正計算により、全体的な応力状況を握むことができるが、応力集中部、すなわちクラウン肩部コーナー部、トップリング溝底部の応力を局所的に算出することは、今後の問題として残るであろう。

つぎに熱応力について考える。この場合には計測値（温度分布も含めて）のバラツキを考え合せ、現時点で解析法の妥当性を具体的に評価することはむつかしい。しかし、計算と実験の比較検討の結果、リブ数の影響はガス圧による応力に比べて小さいと考えてよい。またA、B形とも放射状リブ端面で計算値がかなり小さくなつているのは、リブ温度（一定値）、ピストン取付台温度を高目にとつて計算したことによる。熱応力の有限要素法による結果は大略的に信用できると考える。

2.5 実機相当応力および強度推定

リブ付ピストンクラウンの応力解析、および材料試験結果に基づいて、実機相当応力を計算し、その強度推定を行なつた。ここで想定した実機の諸元ならびに強度推定資料はつきのとおりである。

1) 想定機関（A形相似）

$$B_{ORE} = 850 \text{ mm}, \quad P_{me} = 11 \text{ Kg/cm}^2, \quad P_{max} = 85 \text{ Kg/cm}^2$$

2) 材料強度資料

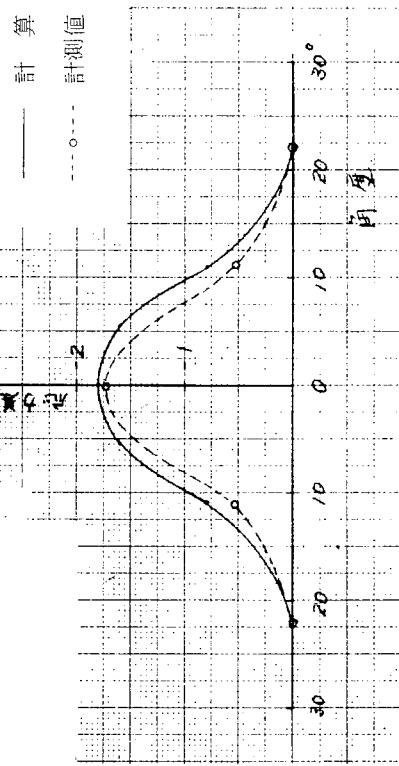
S R - 1 0 0 昭和14年度研究

「機械疲労と熱疲労の組合せ耐久強度に関する研究」

第2.5.1表は実機相当ガス圧応力（実測値）と熱応力（本計算法による）を示す。なお同表の「 $N = 10^4$ 回相当ガス圧応力」とはその左の欄の熱応力（1次波応力）が 10^4 回の繰返し数で破壊に至る場合のガス圧応力の限界値である。たとえば、同表の①の点で熱応力が -5.0 Kg/mm^2 でガス圧応力が 9.0 Kg/mm^2 とすると熱応力の繰返し数が 10^4 回で破壊に至ると予想されるが、実際にはガス圧応力は -5.6 Kg/mm^2 であり、より長寿命となる。

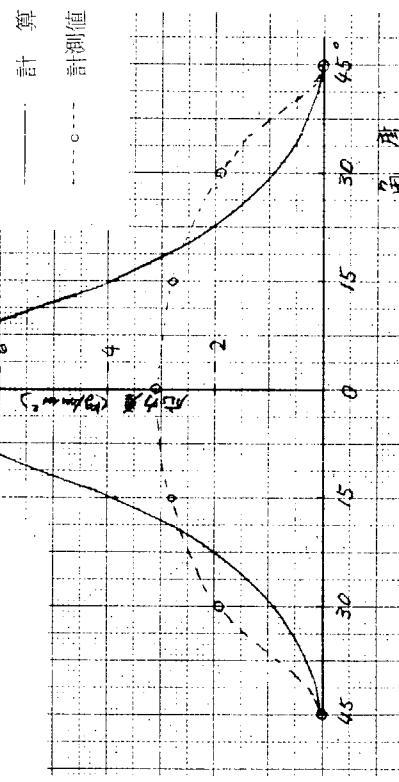
a (円周方向)

b (子午線方向)



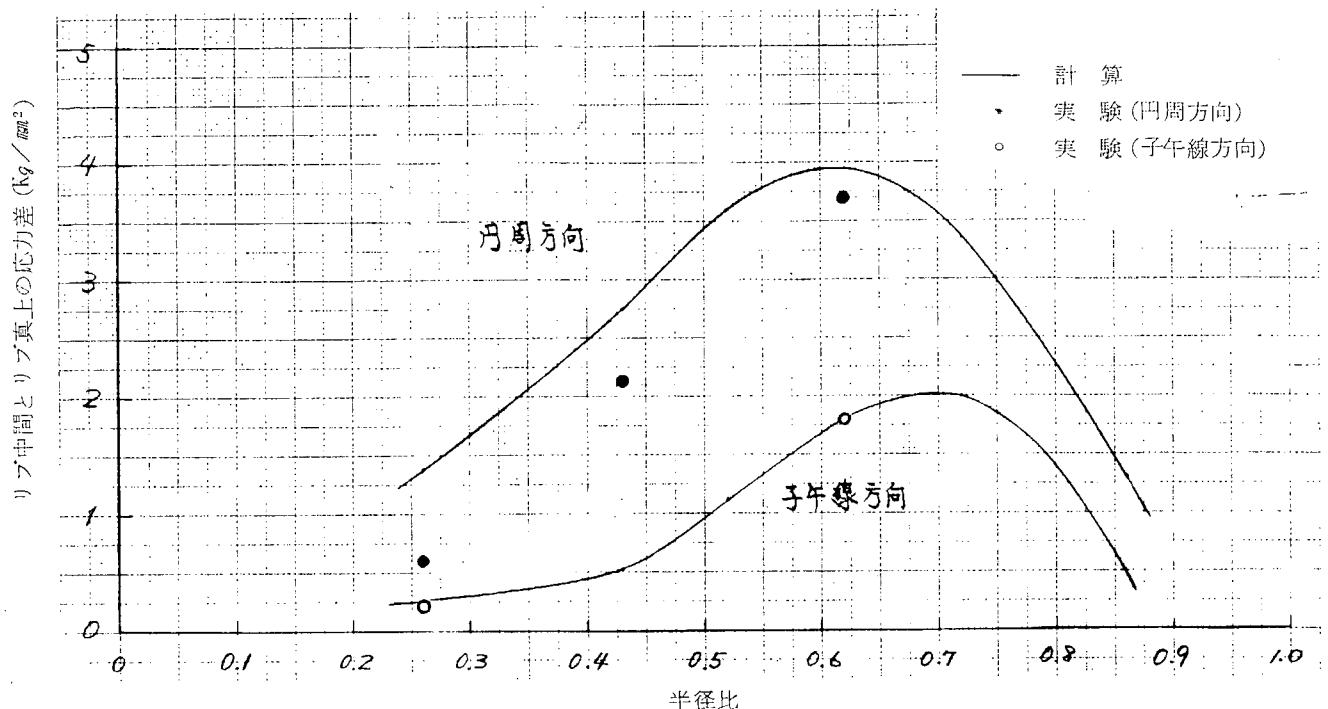
a (円周方向)

b (子午線方向)



第2.4.15図 A形ピストンリブ中間とリブ真上の応力差の
円周方向分布 (半径比=0.62の位置で)

第2.4.16図 B形ピストンリブ中間とリブ真上の応力差の
円周方向分布 (半径比=0.64の位置で)

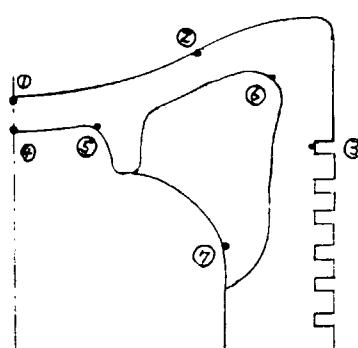


第2.4.17図 A形ピストンリブ中間とリブ真上の応力差の半径方向分布

第2.5.1表 実機相当応力と1次波の疲労強度

位置	応力成分	ガス圧応力 σ_g	熱応力 σ_T	$N = 10^4$ 回相当 許容ガス圧応力	備 考
①	M, T	-5.6	-5.0	9.0	
②	M	-1.8	-4.2	14.4	
	T	-4.1	-3.7	18.0	
③	M	-1.3	-4.8	6.8	
	T	-1.3	-1.0	29.4	
④	M, T	2.0	3.6	13.0	
⑤	M	-4.5	2.6	18.0	
	T	-2.0	3.7	12.2	
⑥	M	-4.4	1.0	29.4	
	T	-2.6	3.1	15.4	
⑦	M, T	-5.6	3.4	14.0	

- (注)
1. Mは子午線方向、Tは円周方向。
 2. 応力値の単位は kg/mm^2 である。
 3. 強度推定資料は、1次波周波数 = 10 c.p.m.
2次波周波数 = 2,000 c.p.m. に対する R.T. 500
℃での疲労試験結果である。
 4. 位置①, ②は 500 ℃相当、他は R.T. とした。



2.6 結 言

放射状リブを有する非回転軸対称体ピストンクラウンの解析および応力計測を行ない、応力計算法の妥当性を検討した。その結果つぎのことが判明した。

放射状リブと等価な剛性を持つ回転軸対称体と仮定した有限要素法による応力計算法は、ガス圧による応力に関して、

- 1) 放射状リブの枚数にかかわらず、放射状リブおよび円環状リブより中央部の応力検討に対しては、設計上有効な精度で適用できる。
- 2) その他の部分の応力についても、リブが8枚前後であれば本計算法が適用できる。
- 3) しかしリブが4枚程度まで少なくなると、この計算法の精度では不十分でさらに別の補正計算が必要となつてくる。
- 4) すなわちここでは円環状リブや、リブの流れ付きR部を考慮しない補正計算法を適用したが、リブが8枚程度であればかなりの精度で同一円周上の応力変化を求めることができる。
- 5) しかしリブが少なくなるとその精度が低下するので、さらに円環状リブやリブの流れ付きR部を考慮した補正計算が必要である。
- 6) 熱応力に関しては、必ずしも十分に計算法の妥当性を検討するに足りる計測データを得ることはできなかつたが、リブが8枚程度ならば、回転軸対称体としての等価剛性法による計算法が適用できるものと思われる。
- 7) しかしリブが少くなると、ガス圧応力と同様に補正計算が必要となつてくるであろう。

3. 機関架構、台板の理論的構造解析に関する研究

3.1 まえがき

近年、船舶の大形化、高速化に伴ない、主機関として超大形ディーゼル機関の開発が行なわれている。

それによつて、機関本体を形成するシリンダジャケット、架構および台板は、当然大形となるので、作用荷重に耐えうる十分な強度を持つとともに、変形、振動面から十分な剛性が必要となつてくる。

しかし、これらの形状および構造は複雑なため、従来はプラスティックモデルを作つて荷重試験を行ない、その変形、応力の計測結果から実際の値を推定し、また実機でその結果を確認していた。

最近になつて、有限要素法による平面応力プログラムが開発され、複雑な形状を有する平面部材についても十分な精度で変形、応力が理論的に解析されるようになつた。

そこで、本研究では、理論的には解析が困難と考えられていた機関の架構、台板の単筒部を取り出し、平面部材と見なして有限要素法により変形、応力を解析し、これによる結果が十分な精度を有することを確認するとともに、台板の主要部材が架構台板の剛性にどのような影響を及ぼしているかを明確にした。

最後に実機への適用として、D 9 0 機関の解析も実施した。

3.2 有限要素法の概念ならびに計算法¹⁾

この解析法の基礎をなすものは、よく知られている仮想仕事の原理である。

一般に、不静定構造の計算法においては、構造物に加えられる外荷重と、それに対応して生ずる着力点の変位を関係づける多元の連立 1 次方程式を解く問題に帰結される。

その計算はマトリックス代数によつて容易に組織化される。

しかし、これまでの計算法は、不静定次数の少ない場合のせいぜい卓上計算機向きの方法であつて、実際構造に見られる高次の不静定構造の解析には実用上無力である。

ところで、電子計算機の急激な発展に伴ないマトリックスを介して、きわめて敏速にかつ手際よく数値計算ができるようになつた。

こうして、この構造解析法が“マトリックス構造解析法”と呼ばれるようになつたわけである。

一方において、これらの連立 1 次方程式は「構造物はすべて有限個の構造的に簡単な、小さな要素が平衡方程式と、変位の適合条件式を満足するように結合してできた集合体」と考えることによつても得られる。

“有限要素法”という名前はこのことに由来している。

さて、有限要素法の詳細理論については省略し、ここでは主として解析に用いた“有限要素法による 6 節点法平面応力”について概略述べる。²⁾

計算法には大別して内力法(適合法)と変位法(平衡法)の二つがあり、ここでは変位法を用いて計算した。

変位法とは、まず構造物の変形状態を記述するに必要なだけの節点の変位を未知数にとる(ひずみの適合条件を考慮)。つぎに要素の変形をこれらの未知変位の関数として表わし、応力—ひずみの関係式を用いて内力を決定する。

そして最後に各節点について平衡条件式を立てて、一連の連立方程式が得られ、これを解いて変位が決定されれば、変位と内力を関係づける剛性マトリックスを用いて、それらの変位を起させるに必要な未知力が求められることになる。

したがつて計算では、節点の変位をいかに近似するかが、計算精度を上げるためのポイントとなる。

本計算では、従来とされていた変位 ($u(x, y), v(x, y)$) を x, y 座標に関して 1 次式で近似¹⁾ にかわり、(3.2.1) 式で示すように 2 次式に近似した。

第3.2.1 図に示すような三角形要素の節点(1～6)において、完全に変位の適合条件を満足するよう変形様式を規

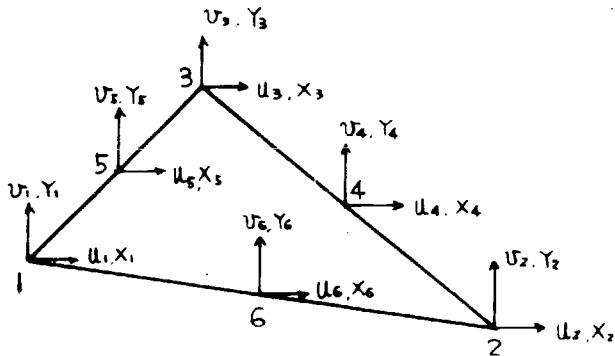
定する。

すなわち、2次元応力場について適当にとられた
 x , y 座標に関して、各点の変位関数 u (x , y)、
 v (x , y) をつきのように仮定する。

$$u(x, y) = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 x^2 + \alpha_5 xy + \alpha_6 y^2 \\ v(x, y) = \alpha_7 + \alpha_8 x + \alpha_9 y + \alpha_{10} x^2 + \alpha_{11} xy + \alpha_{12} y^2 \quad (3.2.1)$$

このように、6節点法では、変形を2次式で規定しているので、応力は当然1次式で表わされる。

すなわち、三角形要素の節点間の応力は直線分布をなす。



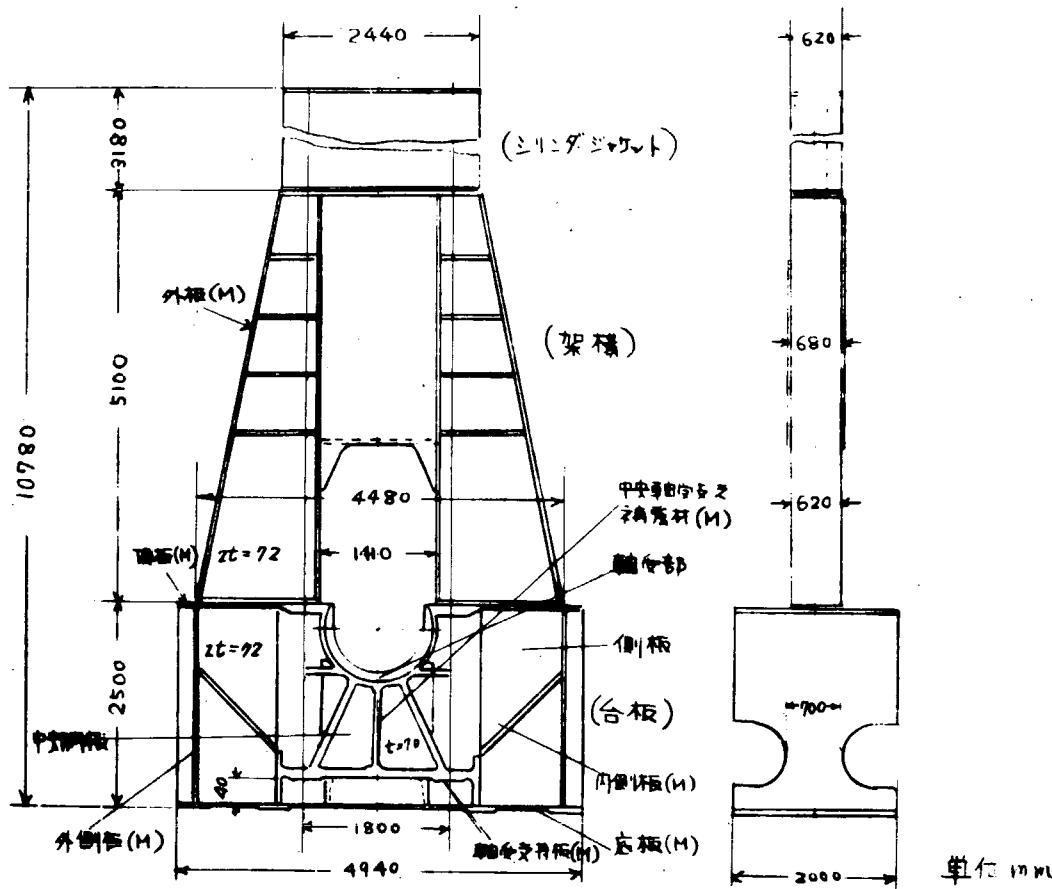
第3.2.1図 要素における6節点座標系

3.3 計算法の適用 — モデル実験との対比 —

3.3.1 モデル機関本体の構造および主要要目

第3.3.1図に、シリンドラジャケット、架構、台板の概略図を示す。

その機関の主要要目は第3.3.1表に示すとおりである。



第3.3.1図 モデル機関本体の概略図

第3.3.1表 モデル機関の主要要目

形 式		UEC105/200型機関
シリンダ径 (mm)		1,050
ピストン行程 (mm)		2,000
最大出力	1 Cyℓ (PSe) 5 Cyℓ (") 9 Cyℓ (") 12 Cyℓ (")	3,900 23,400 35,100 46,800
回転数 (rpm)		100
平均有効圧力 (kg/cm²)		10.11
平均ピストン速度 (m/s)		6.67
出力率		67.5
最高圧力 (kg/cm²)		~80

(1) シリンダジャケット

シリンダジャケットは鋳鉄製で、各シリンダごとに独立した受台、シリンダジャケット一体型で、となりのジャケットとボルトで強固に締め付けられる。

タイボルトはジャケット肩部まで上に伸ばし、シリンダカバーボルトを通してジャケット上面に作用するガス力が、直ちにタイボルトに伝わるよう配置し、このガス力の流れるジャケット肩部は十分な肉厚と大形リブを採用し、曲げ応力に対し、強力な構造となつている。

(2) 架構

架構は、二重壁式の鋼板溶接構造のコラムを厚板の外板で強固に結合し、全体として十分剛性のある構造としている。

各コラムの二重壁の間を2本のタイボルトが貫通し、ジャケットと台板を締め付けている。

また、コラムの内側には、タイボルトに接近して、垂直な厚板を通し、これにクロスヘッドのガイドシューのすべり座を取り付ける。

架構は全体に厚板を使用して、ガイドシューによる側圧力に対しても十分な剛性を持つよう配慮されている。

(3) 台板構造

台板は鋳鋼と鋼板の溶接組立構造で9シリンダ型の場合、全体が3ブロックに分離され、互いにボルトで強固に結合されている。

後端ブロックには、スラスト台板を一体に溶接し、スラスト軸受および回軸装置を取り付ける。

主軸受支持台はタイボルトパイプと主軸受下部を一体の堅固な厚肉鋳鋼ブロックとし、その両脇は、鋼板溶接二重構造になつている。

さて、計算の実施にあたつては、第3.3.1図に示すような機関本体の単筒部を取り出し、これを等価な板厚を有する1枚の平板と、等価な断面積を有する棒材に置き換え、平板と棒材から成り立つている2次元物体にする。

なお、この中でも、シリンダジャケットの構造は特に複雑であり、つぎのような仮定のもとに形状を決定する。

すなわち、ジャケットの高さおよび巾は一定にし、外荷重に対し寄与すると考えられる代表断面積を、巾で割りその値を等価な板厚とした。

架構、台板は上述のように二重壁の厚さを1枚の板に置き換えた。

第3.3.1図中Mと記したものは全て棒材として取り扱つた（計算では、棒材は一方向のみの荷重をうけもつと仮定している）。

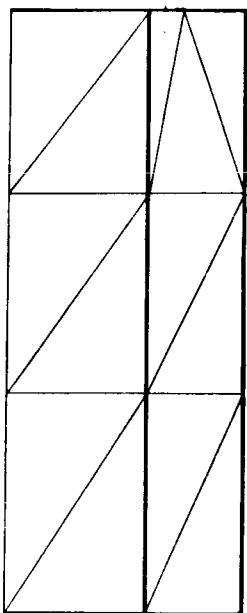
また、棒材として取り扱う際に、台板の外側板、内側板、底板は、全巾が荷重に対して寄与しないと想定し、有効巾として外側板の最小巾70.0mmをとつた。

3.3.2 分割図

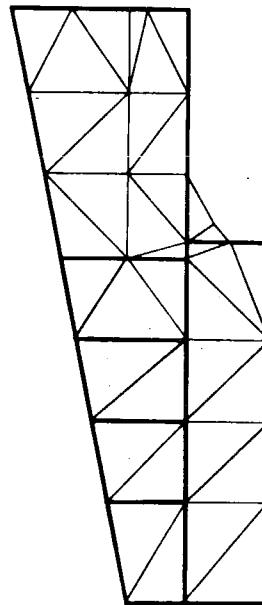
要素の分割を第3.3.2、3.3.3、3.3.4図に示す。

図中太線は棒材として考えた部分である。

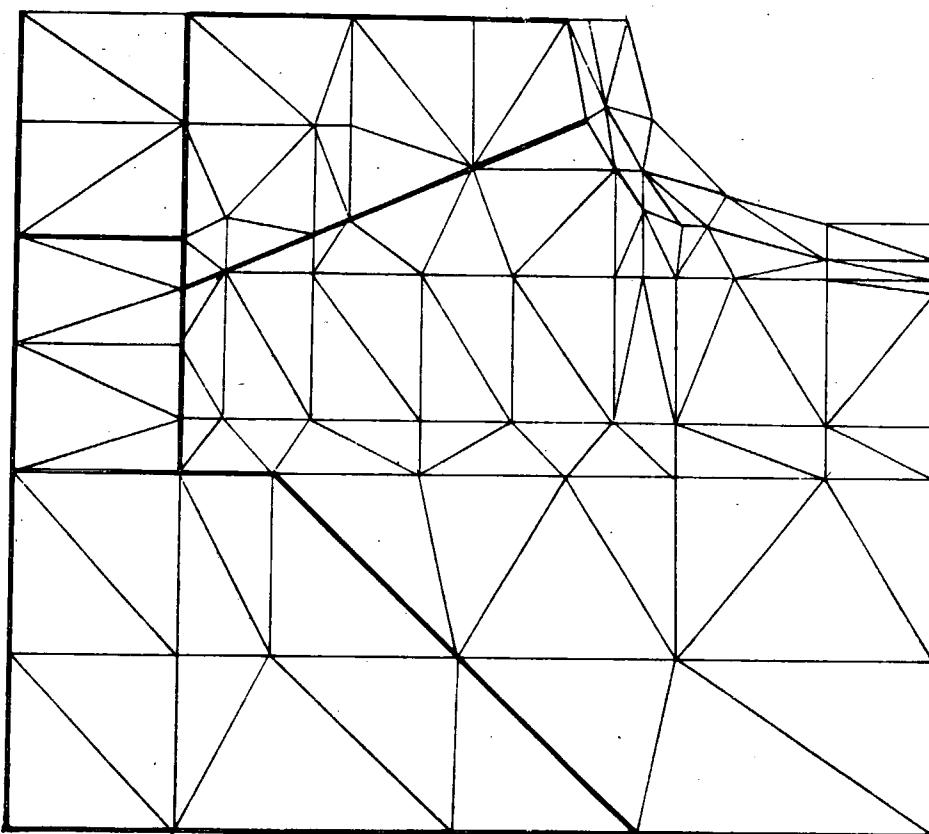
この分割は一例であり、最も妥当な分割は精度よりおさえられるものであり、結果的には本分割はほぼ満足すべきものと考えられる。



節点総数：107
(除中間節点)
要素総数：164



第3.3.3図 モデル機関の架構分割図

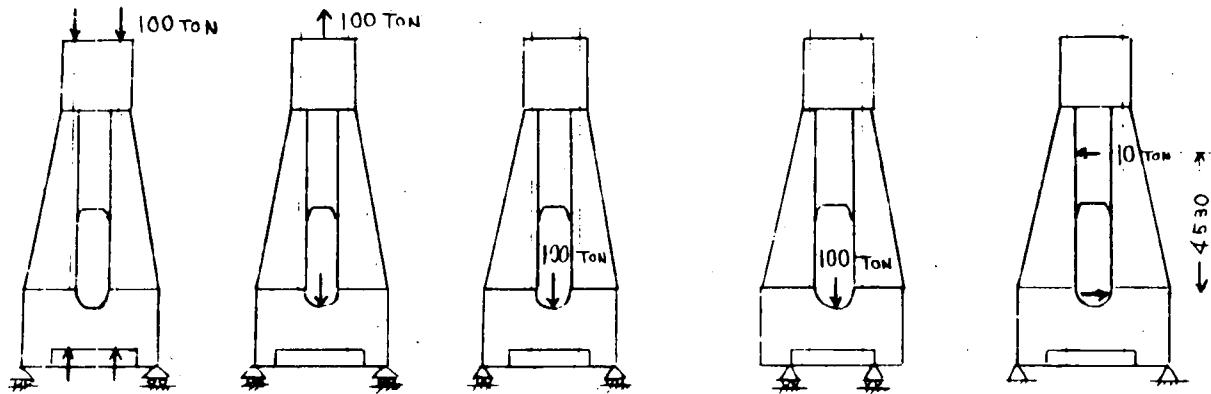


第3.3.4図 モデル機関の台板分割図

3.3.3 荷重条件および支持条件

荷重は基本的につきの4種(第3.3.5図)が考えられる。それぞれの単純な荷重状態における結果がわかれれば、各種荷重が組合せられて同時に作用する運転時の変形、応力は推定できる。

- ① タイボルト締付
- ② ガス力
- ③-1 慣性力
(外側支持)
- ③-2 慣性力
(内側支持)
- ④ サイドスラスト



第3.3.5図 基本荷重と支持状態

(1) タイボルト締付け相当荷重

機関の組立時に締付けられるタイボルト締付力で、荷重はタイボルト1本につき100ton集中力として作用、支持条件は可動支点(支持点で上下方向の移動拘束、左右の移動は自由)とする。

(2) ガス力相当荷重

シリンダ内ガス圧によつて生ずる荷重で、シリンダカバーに作用する荷重とクランクピンに作用する荷重が内力として釣合つた状態である。

荷重は軸受部に下向きの集中力100ton、シャケット上端の中央部に上向きの集中力100tonが作用する。
支持条件は外側支持で可動支点とする。

(3) 慣性力相当荷重

ピストン等の運動部分の慣性力によつて生ずる荷重で、内力としては釣合わない。

軸受部に下向きの集中力100tonが作用し、支持条件は可動支点とする。

支持部は台板据付ボルトの外側列または内側列の位置で支持されるものと見なし、両者別々に計算する。

(4) サイドスラスト荷重

クロスヘッド部、および主軸受部に作用する、大きさ等しく、向きが反対の水平力成分である。

(5) 運転状態

運転時に作用する状態で、上述の基本荷重状態の結果を組合せることで容易に推定できる。

第3.3.6図、第3.3.2表に慣性力最大時、ガス力最大時の荷重条件を示す。

支持条件は可動支点である。

3.3.4 結果ならびに考察

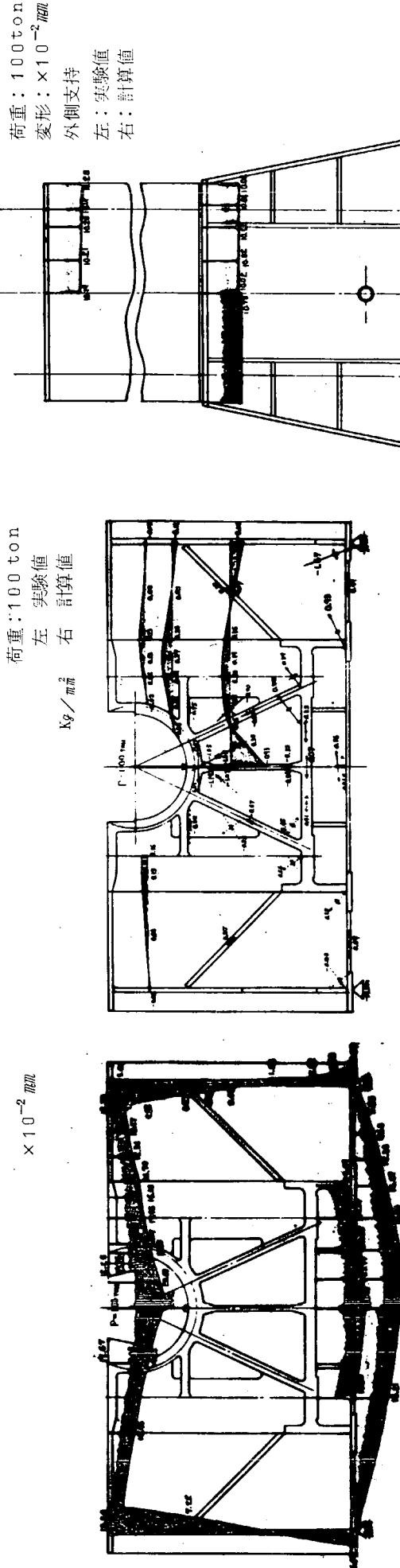
以上の条件で、基本荷重状態、運転状態の架構、台板主要部の変形、応力の計算結果を第3.3.7～3.3.16図に示す。

なお運転状態の結果は、組立前(タイボルト締付け前)を基準にしている。

第3.3.2表 運転時の荷重および方向

	慣性力最大時	ガス力最大時
クランク角 θ	180°	15°
ガス力 F_g (ton)	6	411
慣性力 F_i (ton)	136	-167
タイボルト締付力 (ton)	288	288

(注) 慣性力の一は上向きの集中力

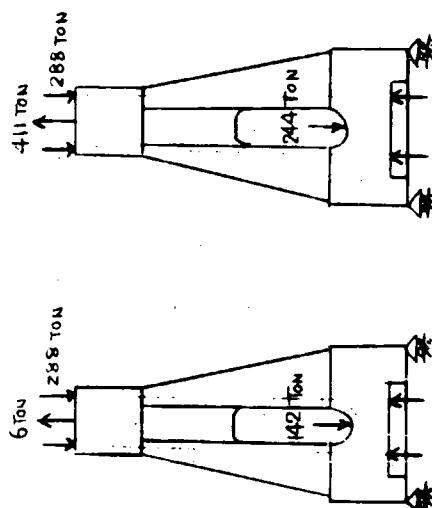


第3.3.7図(a) モデル機関板に慣性力が作用した時の変形

第3.3.7図(b) モデル機関板に慣性力が作用した時の応力値

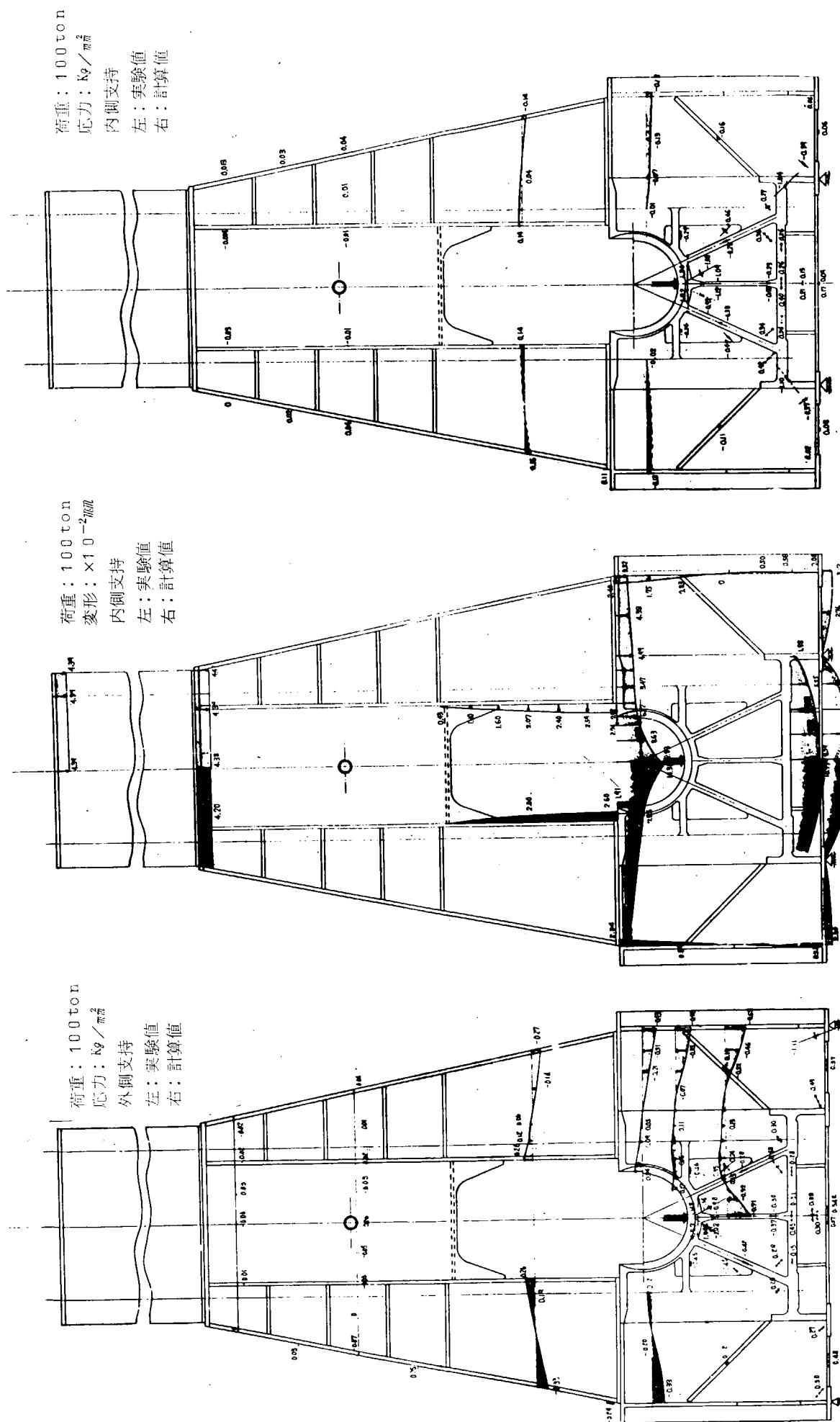
① 慣性力最大時

② ガス力最大時



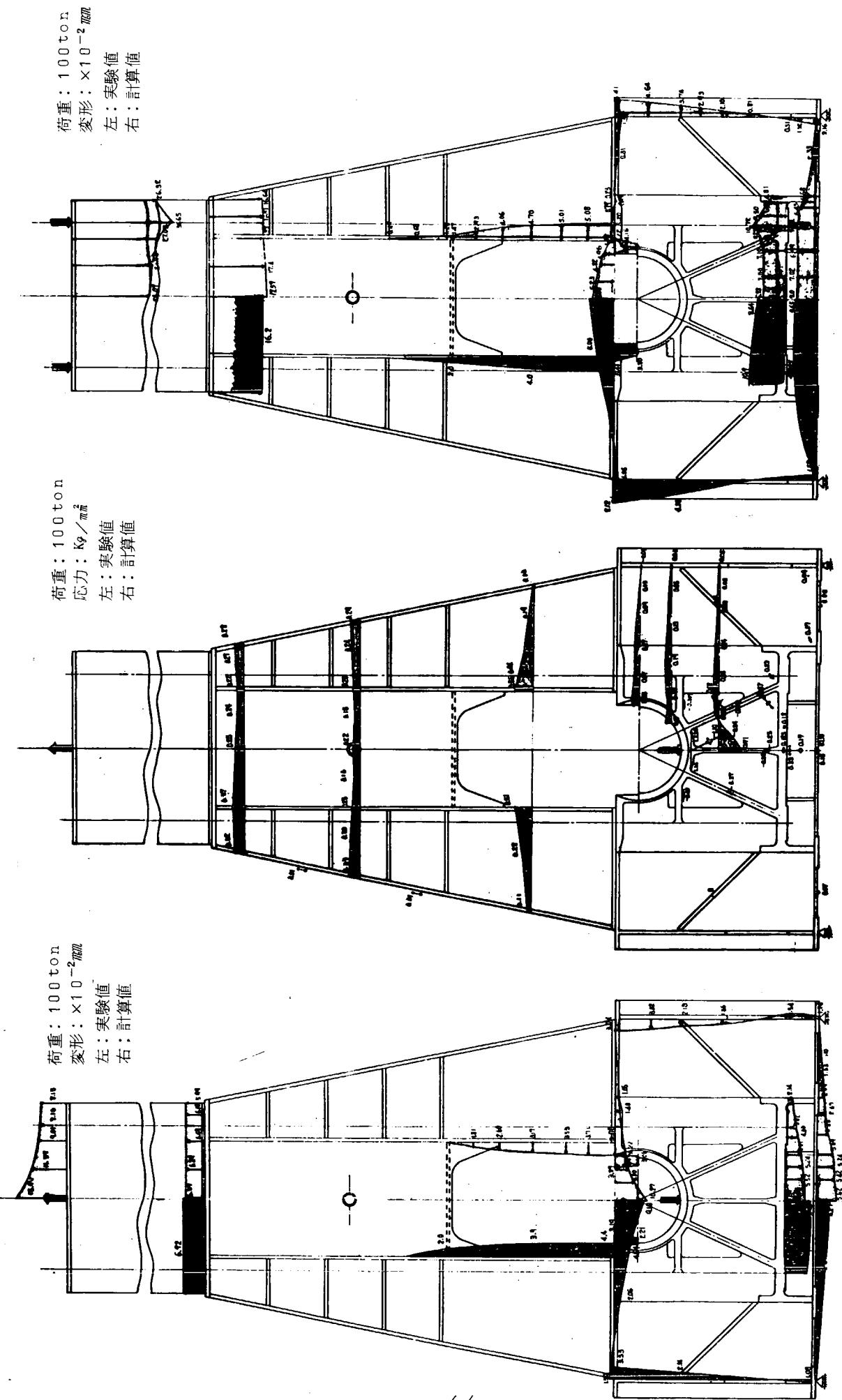
第3.3.6図 運転時の荷重、支持状態

第3.3.8図(a) モデル機関に慣性力が作用した場合の変形



第3.3.8図(b) モデル機関に慣性力が作用した場合の応力
第3.3.9図(c) モデル機関に慣性力が作用した場合の変形

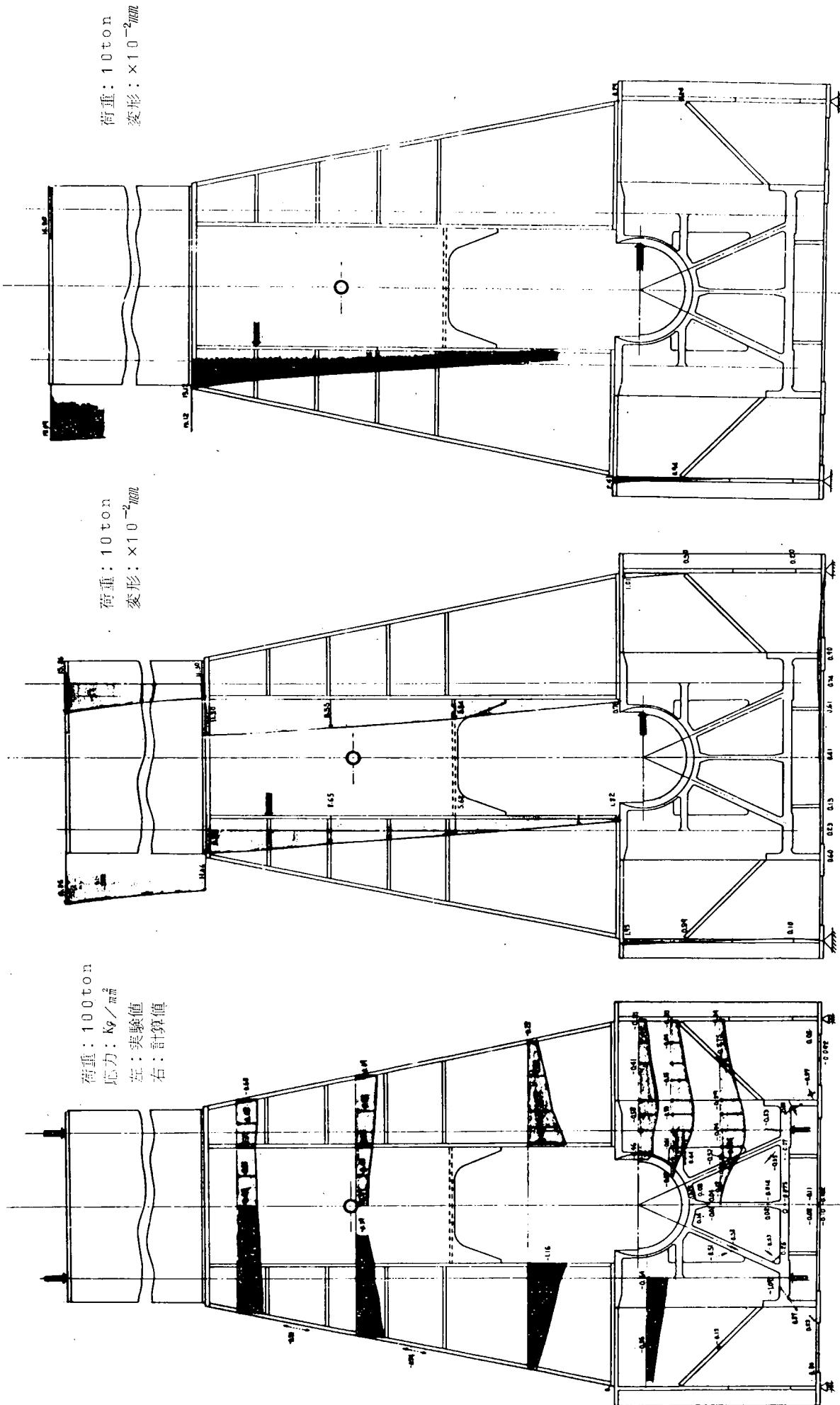
第3.3.9図(d) モデル機関に慣性力が作用した場合の応力



第3.3.10図(a) モデル機関にガス力が作用した場合の変形

第3.3.10図(b) モデル機関にガス力が作用した場合の応力

第3.3.11図(a) モデル機関にタイボルト締付け力が作用した場合の変形



第3.3.11図(3) モデル機関にタイボルト締付け力
が作用した場合の応力

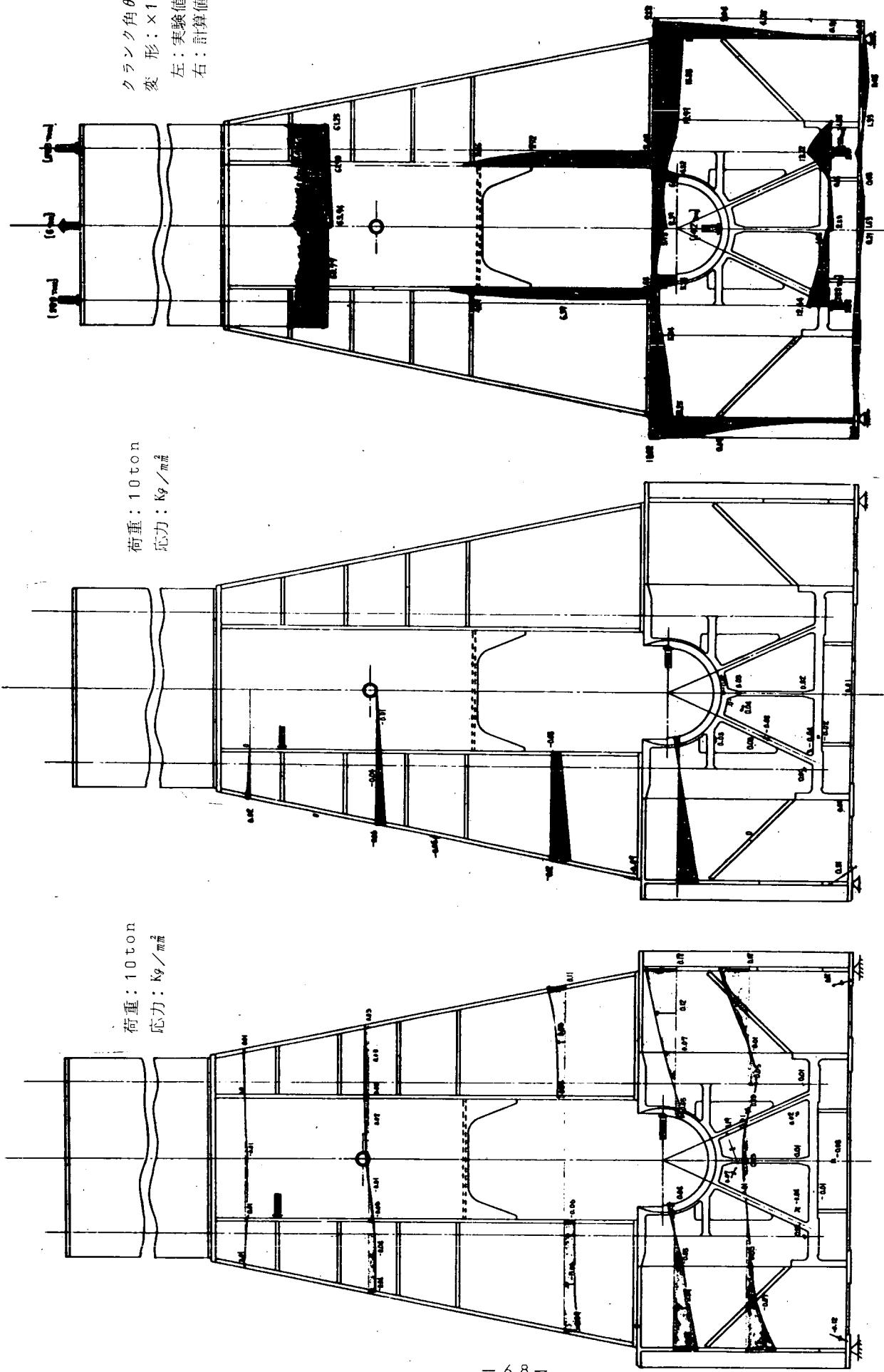
第3.3.12図(a)-(1) モデル機関にサイドスラストが作用
した場合の変形(計算値)

第3.3.12図(a)-(2) モデル機関にサイドスラストが作用
した場合の変形(実験値)

クランク角 θ : 180°
 形式 : $\times 10^{-2} \text{mm}$
 左 : 実験値
 右 : 計算値

荷重 : 10 ton
 応力 : kg/mm^2

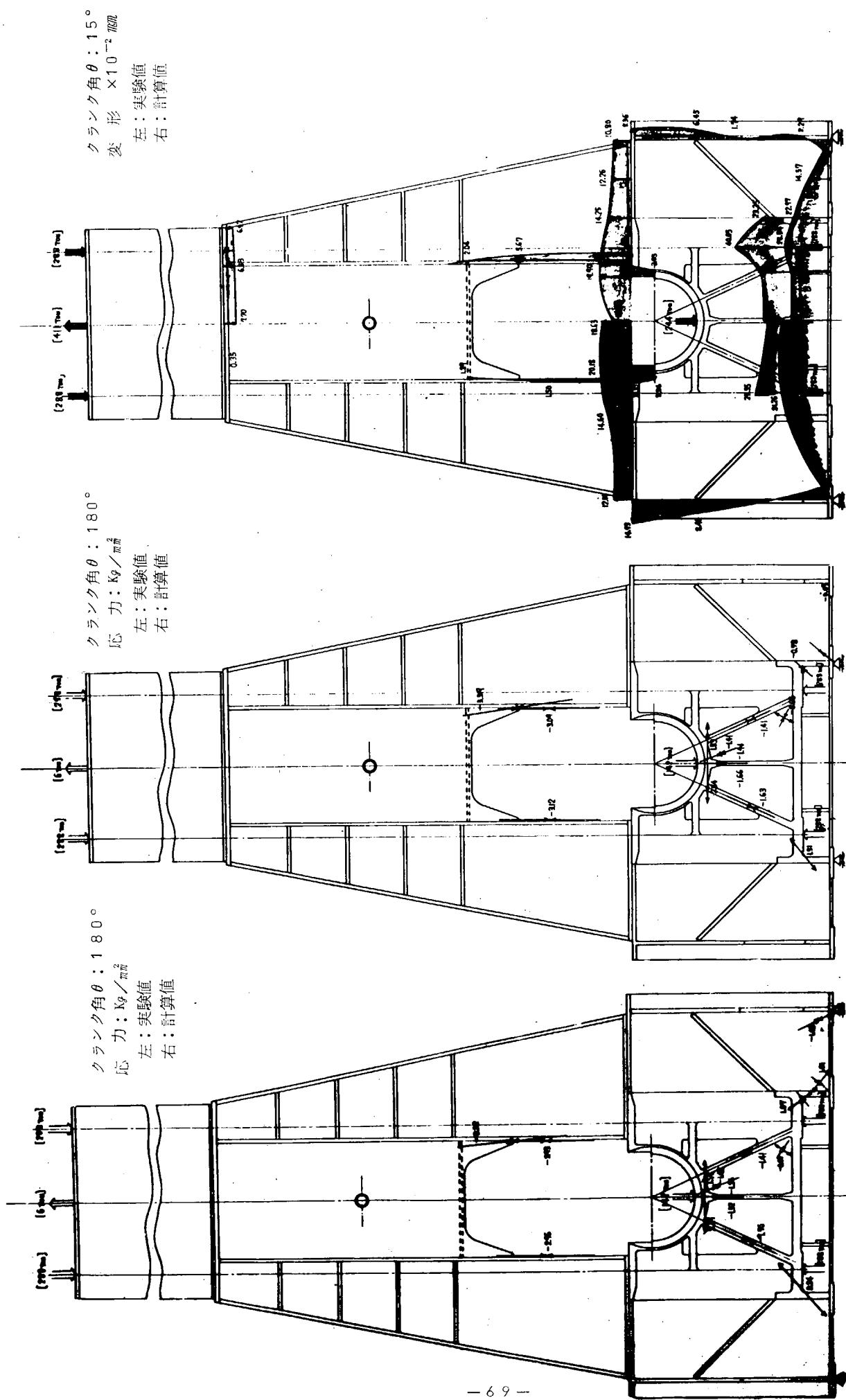
荷重 : 10 ton
 応力 : kg/mm^2



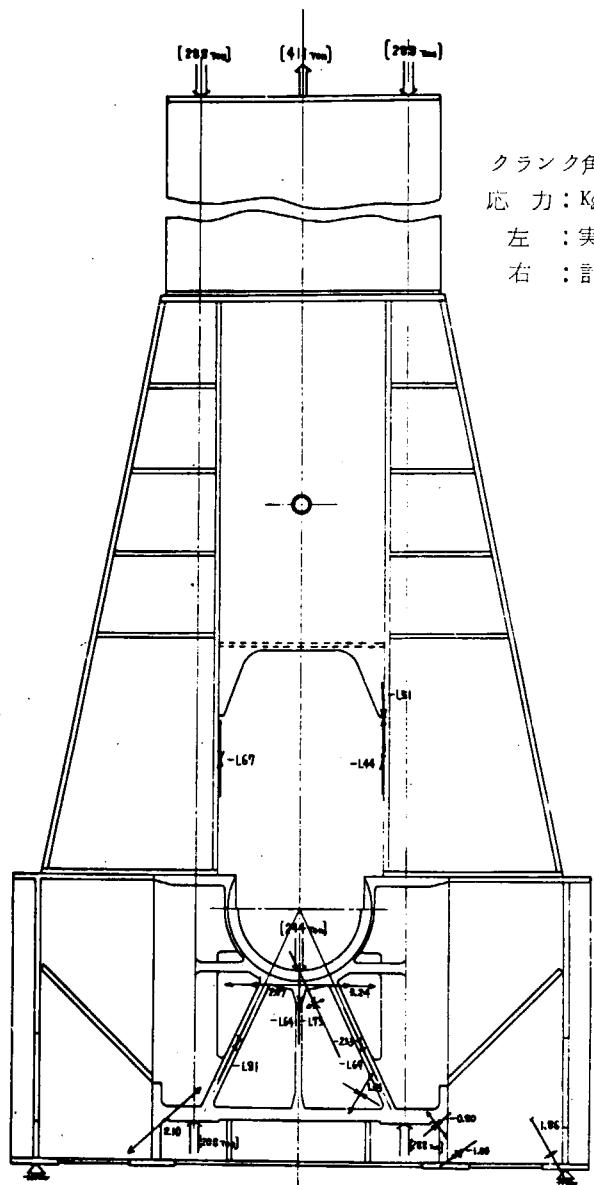
第3.3.12図(b)-(1) モデル機関にサイドスラストが作用した場合の応力(計算値)

第3.3.12図(b)-(2) モデル機関にサイドスラストが作用した場合の応力(実験値)

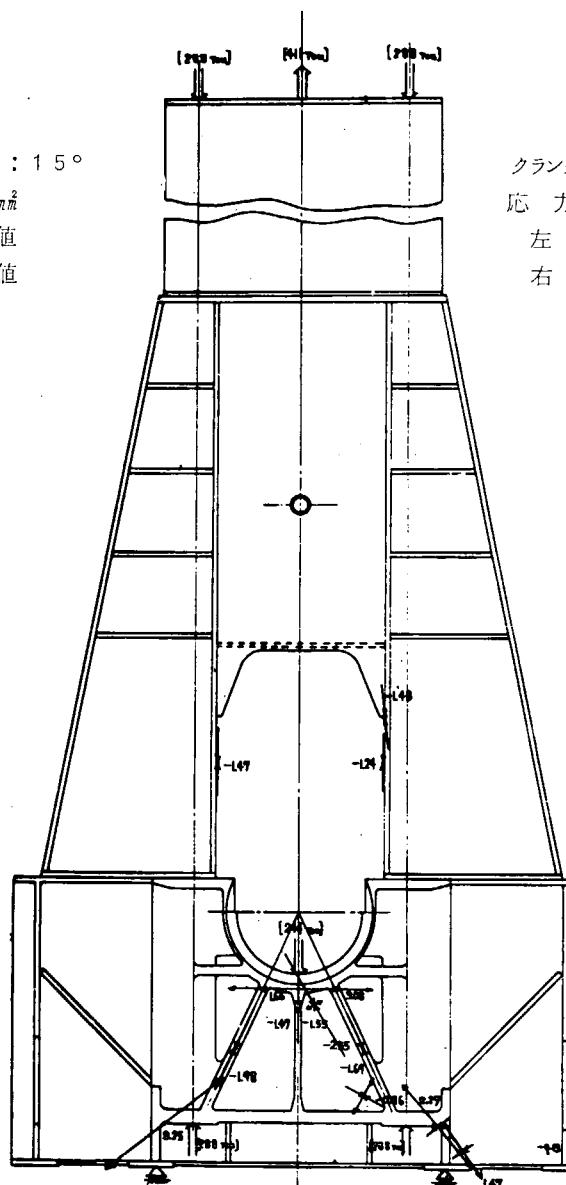
第3.3.13図(a) モデル機関の慣性力最大時の変形
(外側支持)



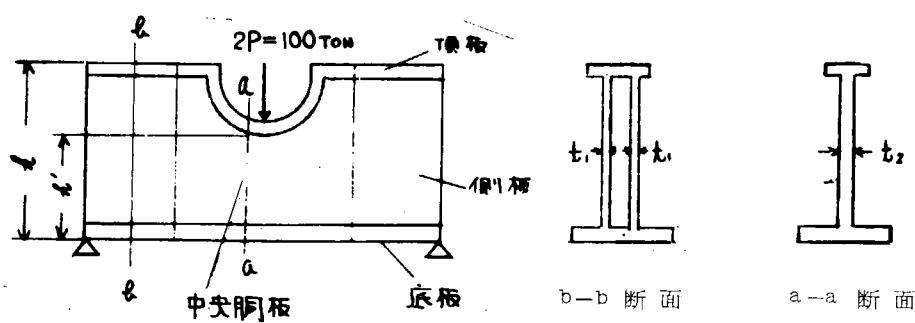
第3.3.15図(a) モデル機関の慣性力最大時の変形
(外側支持)
第3.3.14図 モデル機関の慣性力最大時の応力
(内側支持)



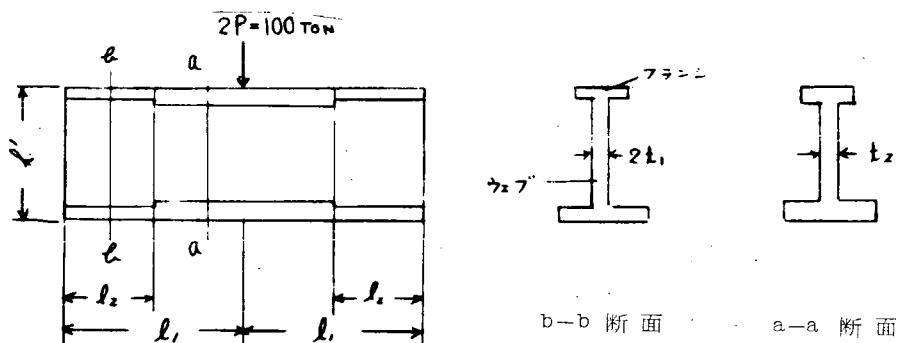
第3.3.15図(b) モデル機関のガス力最大時の応力
(外側支持)



第3.3.16図 モデル機関のガス力最大時の応力
(内側支持)



第 3.3.17 図(a) 計算モデルの台板



第3.3.17図(b) 梁理論計算による台板の簡略モデル

図中、サイドスラスト作用の結果以外は全て右側に計算値を左側にプラスティックモデルによる実験値を示す。

サイドスラスト作用の場合は非対称荷重であるから、計算値、実験値は別々に表示した。

これらの計算値と実験値の比較を行なう。

まず変形については、いずれの荷重条件についても、両者ともよい一致を示しており、有限要素法により、このような複雑な構造物でも、平面問題に置き換えることにより、十分な精度で推定できることが確認された。

つぎに応力についても、かなりよい一致を示している。

ただ、軸受支持板コーナー部の値に相違がある（たとえば、第3.3.1.3 図(b)慣性力最大時外側支持の場合、計算値：1.07 kg/mm²、実験値：2.24 kg/mm²）が、この理由としてつぎのことがあげられる。

すなわち、計算では軸受支持板を断面積一様な棒材として考えているため、実際の形状と異なっている。

またこの近傍の要素の分割があらいで応力集中の出方が少なかつたものと考えられる。

前者については、有限要素法では、棒材として扱う限りむずかしい問題ではあるが、後者のほうは、要素分割を以上密にすることで実験値に近い値となろう。

しかし、こういつた溶接構造のような個所は、計算で考慮できない種々のFactorがあるので、計算値そのものを実機に生ずる応力をきめつけるのは、いささか危険である。

したがつて、設計にあたつては、計算値とともに、溶接欠陥や残留応力等のFactorを十分考慮した上で安全性のある構造にしなければならない。

3.3.5 梁理論との比較

台板の設計に際しては、各部材に作用する応力よりもむしろ剛性に重点を置いている。

台板の部材寸法を決定するのに、有限要素法を用いて各部材の寸法を変えて計算していたのでは、労力の面からも、経費の面からも好ましくないものと考えられる。

もし、単純な梁理論により、台板の変形が検討すべきられるならば、この問題を解決するのに、有力な手段となるだろ。

そこで、ここでは、台板単体を取り出し、軸受部に集中力(2P = 100ton)が加わった場合に、台板主要部材の寸法を変えて梁理論により変形を計算し、有限要素法の結果と比較した。

梁理論では台板を変断面を有するI形梁と見なして計算を進める。

すなわち第3.3.1.7 図(a)より、I形梁のフランジ部に相当する個所を、底板と頂板にとり、中央胴板、および側板をウエブとして取り扱つた。

なお、このときに有効高さをいかにとるかが、ポイントとなるが、ここでは底板から軸受部の高さh'を有効高さとした(第3.3.1.7 図(b))。

以上の仮定より、梁の中央部の変形δbは次式で表わされる。

$$\delta b = \frac{P(\ell_1^3 - \ell_2^3)}{3EI_A} + \frac{P\ell_2^3}{3EI_B} + \frac{\alpha P(\ell_1 - \ell_2)}{A_a G} + \frac{\alpha P\ell_2}{A_b G} \quad (3.3.1)$$

ただし

E : 縦弾性係数 kg/mm²

G : 横弾性係数 kg/mm²

I_a : a-a断面の断面2次モーメント mm⁴

I_b : b-b断面の断面2次モーメント mm⁴

A_a : a-a断面のウエブ(中央胴板)断面積 mm²

A_b : b-b断面のウエブ(側板)断面積 mm²

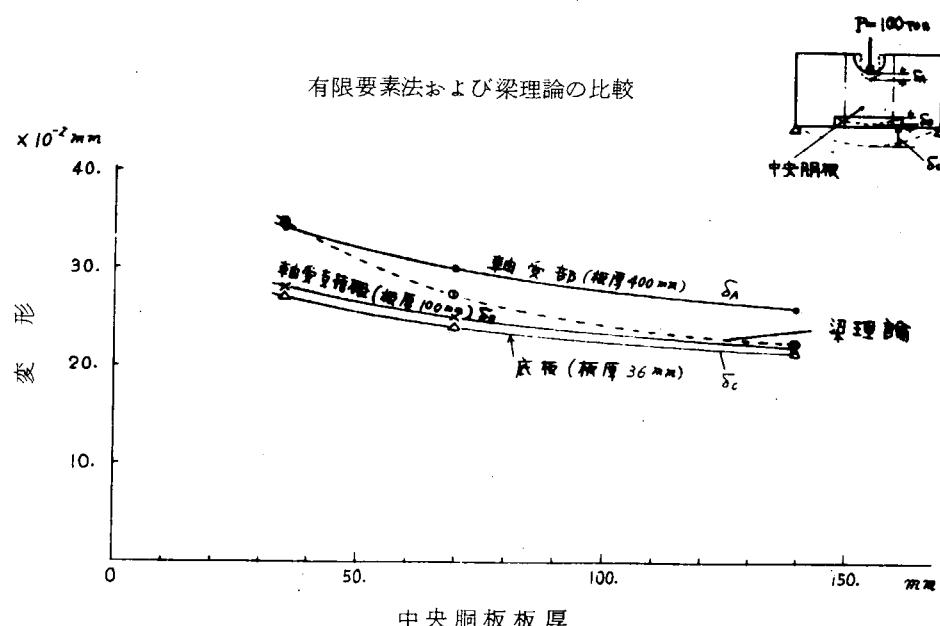
α : 断面の形状で決まる係数、この場合 1.5

A_a , A_b をウェブの断面積としたのは、I 形梁の場合剪断力はほとんどウェブの部分で受け持ち、フランジ部は、ほとんど寄与しないと考えたためである。

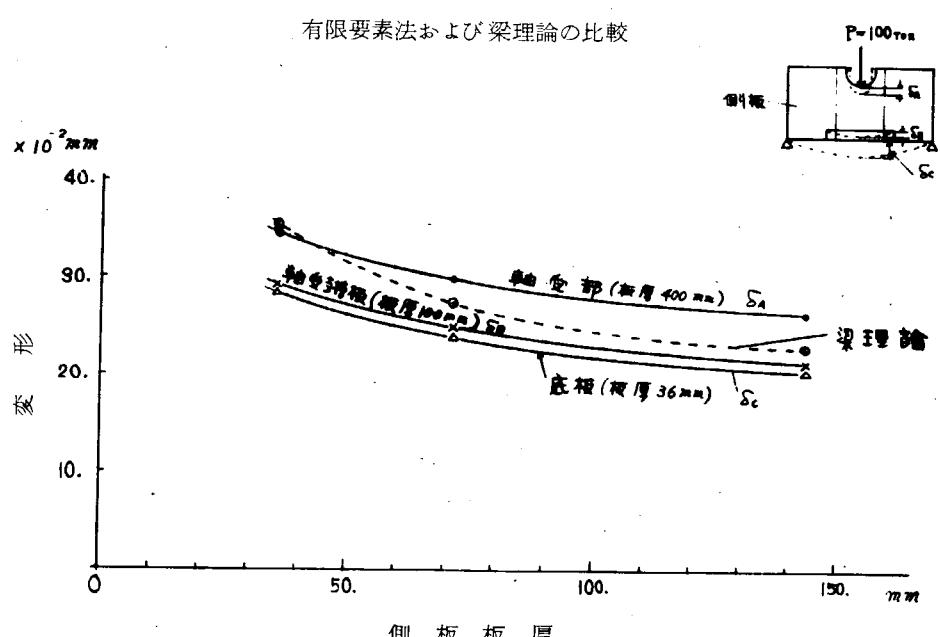
したがつて、この場合 α は矩形断面に相当するもので 1.5 になる。

有限要素法の結果、および上式の梁理論から求めた結果を第 3.3.18 ~ 3.3.21 図に示す。

この結果から、台板の変形は、梁理論により概略検討すべきことがわかつた。

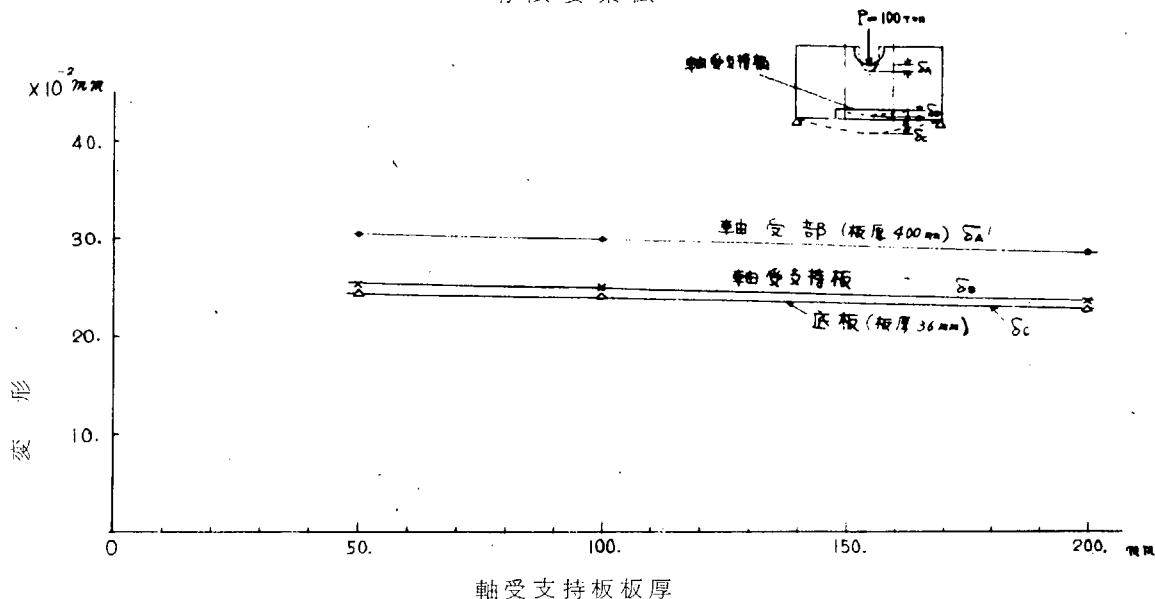


第 3.3.18 図 台板の慣性力による変形(中央胴板の影響)



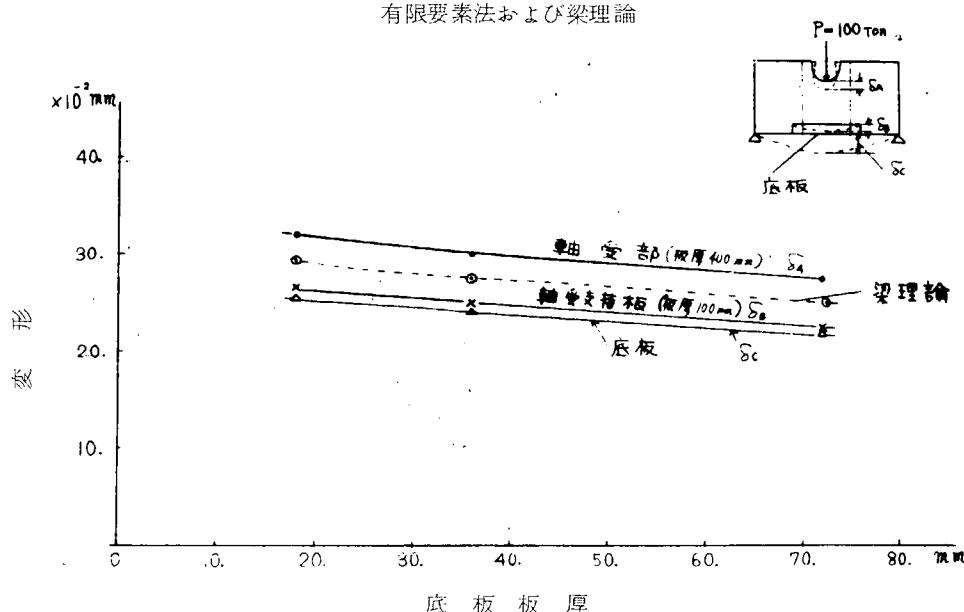
第 3.3.19 図 台板の慣性力による変形(側板の影響)

有限要素法



第3.3.20図 台板の慣性力による変形(軸受支持板の影響)

有限要素法および梁理論



第3.3.21図 台板の慣性力による変形(底板の影響)

3.4 構造に影響する主要部材の解析

3.4.1 架構の拘束力と各部材の影響

架構が台板と結合されることにより、台板の変形は、台板単体の場合に比べて、かなり少なくなることが予想できる。

本節では、架構の部材寸法を一定にして、台板主要部材(中央胴板、側板、軸受支持板、底板)の寸法を変えて、架構、台板が一体のときの変形および台板単体の変形を求め、架構が台板に対して、どれほどの拘束をしているか調べた。

第3.4.1～3.4.4図にその結果を示す。

図中横軸は主要部材の寸法、縦軸は一体型の変形と、台板単体の変形の比を表わしている。

この結果から、軸受部、軸受支持板、底板の一体型の垂直下向きの変形は、台板単体の場合に比べて65～70%に減少しており、また軸受部の狭り量に対しては、37～40%になつている。

このように、架構の拘束力はかなり大きいことが明らかにされた。

ただここでいえることは、いずれの場合においても、台板の板厚寸法が変つたためによる架構の拘束の影響はあまり変わらない。

3.4.2 船底剛性の影響

前節までの検討結果により、機関本体の変形応力は有限要素法および梁理論で検討できることがわかつた。

しかしこまでは、全て支持部では垂直下向きの変形は拘束されているものとして計算を進めてきた。

ところが機関がすえ付けられるのは船底であり、この部分の変形は直ちに機関本体の変形になるので船底構造の剛性が重要となつてくる。

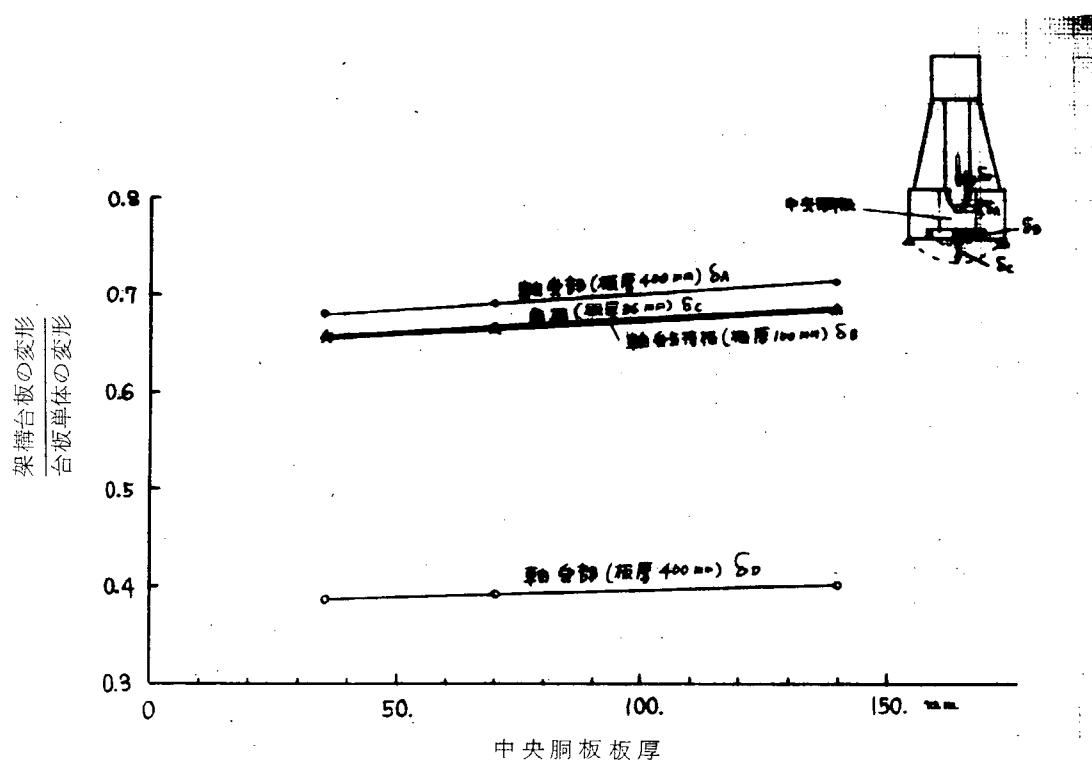
船が大きくなつくると、船底は二重底構造になり、この剛性をどのようにとるかは現在のところ決定版といえるようなものはない。

そこで今回は船底を適当なバネ系と見なし、台板支持部のバネ定数を変えることにより台板主要部（軸受部、軸受支持板、底板）の変形がどのように変化するかを検討した。

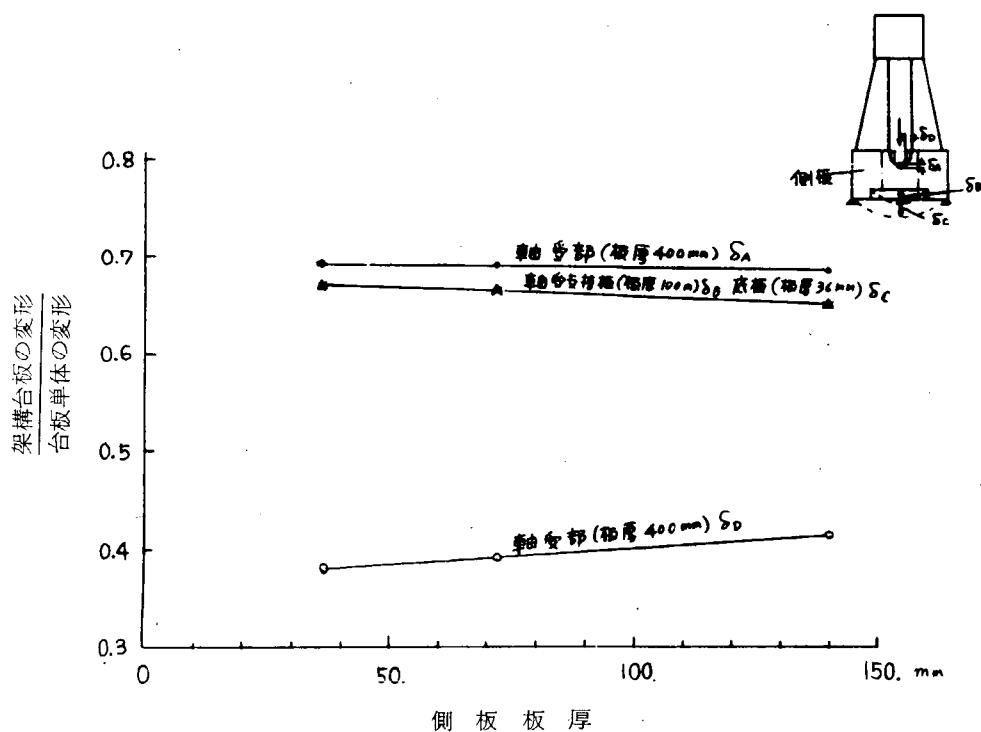
結果を第3.4.5～3.4.7図に示す。

支持部のバネ定数は、船底のそれに比べて正確なものではないが、図から一応つぎのことがいえる。

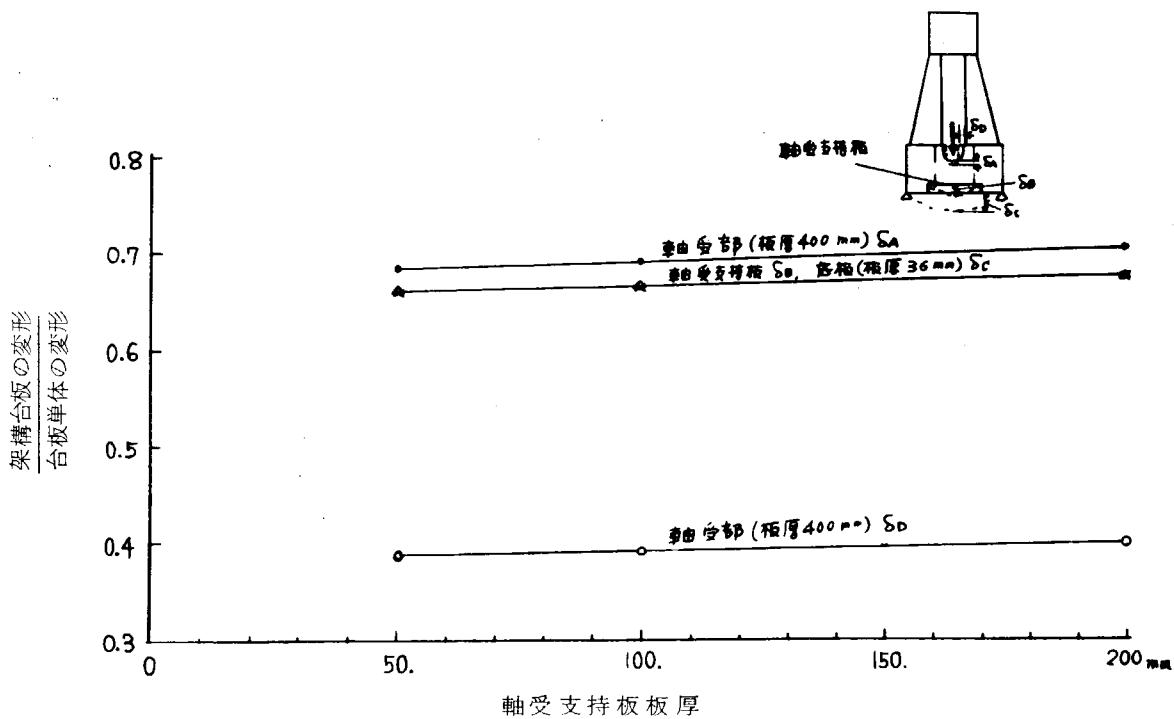
1. K_2 （台板内側支持部バネ定数）が一定の場合、 K_1 （台板外側支持部バネ定数）が大きくなるほど変形量は少なくなる。
2. K_1 が一定の場合 K_2 が大きくなるほど変形量は少なくなる。
3. K_1 と K_2 が等しい場合、当然のことだがバネ定数の大きいほど変形量は少なくなる。



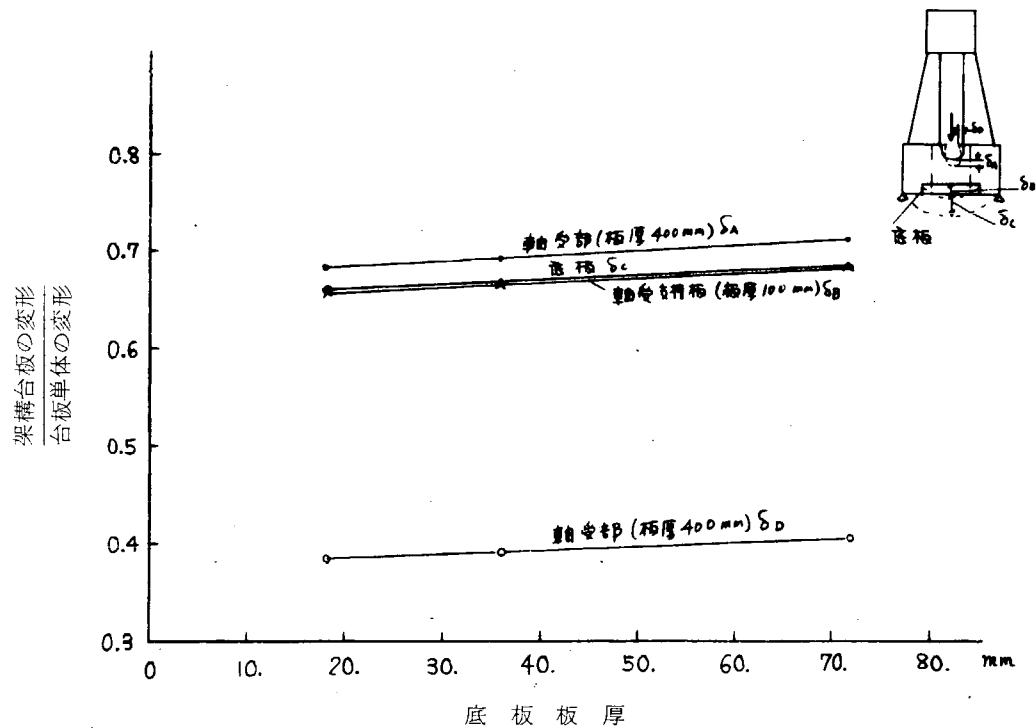
第3.4.1図 架構が台板に及ぼす拘束力（中央胴板の影響）



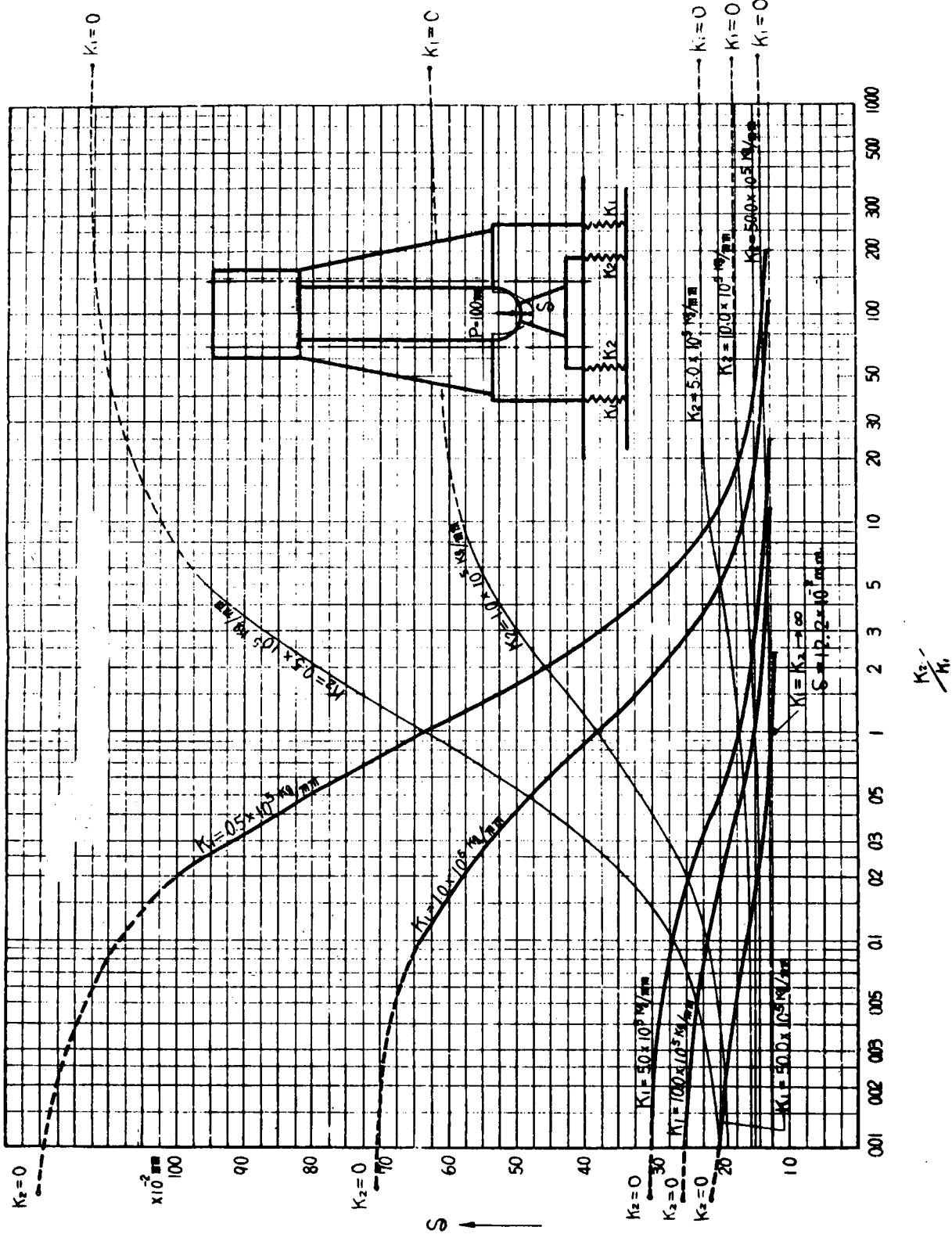
第3.4.2図 架構が台板に及ぼす拘束力(側板の影響)



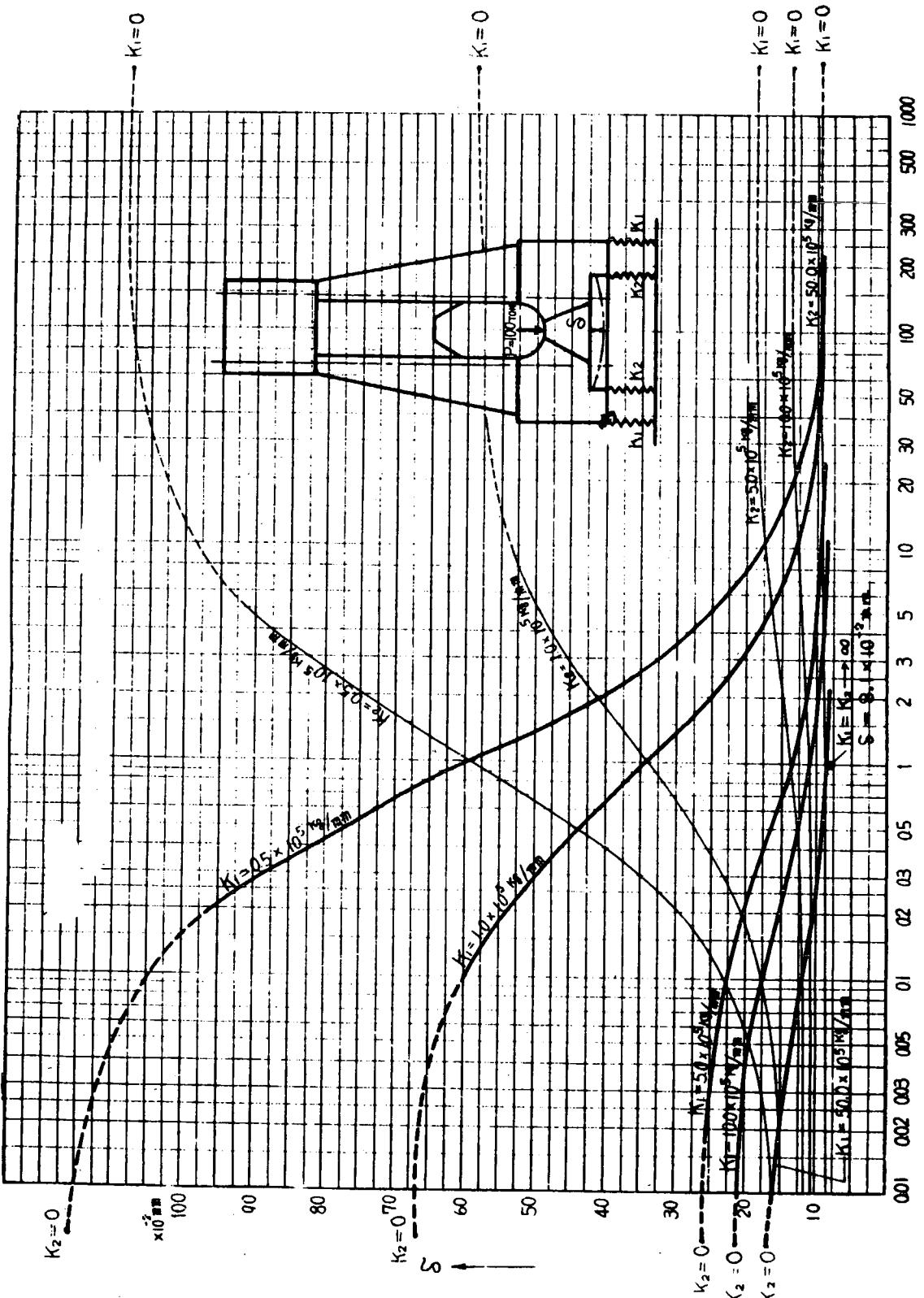
第3.4.3図 架構が台板に及ぼす拘束力(軸受支持板の影響)



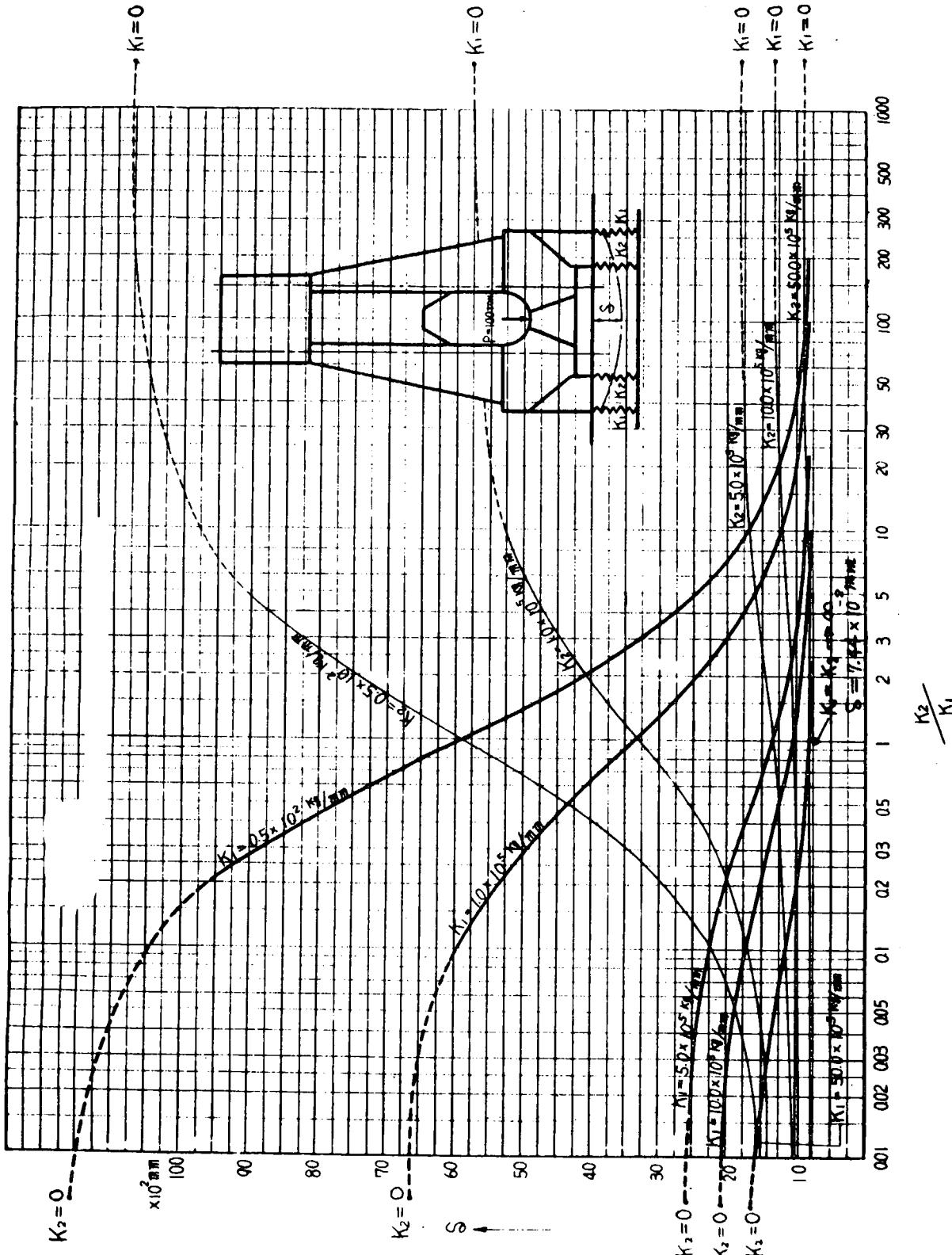
第 3.4.4 図 架構が台板に及ぼす拘束力(底板の影響)



第3.4.5図 船底剛性を考慮した軸受部の変形



第3.4.6図 船底剛性を考慮した軸受支持板の変形



第347図 船剛性を考慮した底板の変形

3.5 実機への適用

実験時に検討されたモデル機関本体について理論的に種々の検討を行なつてきたがここでは実機解析への適用として R D 9 0 機関の本体について、運転時の変形、応力を解析する。

3.5.1 機関本体の構造と主要要目

第3.5.1図にR D 9 0 機関、シリンダジャケット、架構、および台板の概略図を示す。

本機関の主要要目は第3.5.1表のとおりである。

(1) シリンダジャケット

各シリンダごとに作られた鋳鉄製で、これをボルトで結合して全シリンダ体のプロックとしている。

(2) 架構

鋼板の溶接構造で別々に製作された支柱をトランスバース・メンバーの上に乗せ、この各支柱の両側を強力を縦通材で連結している。

(3) 台板構造

台板は架構と同じ鋼板の溶接構造で9シリンダの場合は4シリンダ分と5シリンダ分とにわかれ、この間に燃料ポンプなどの駆動歯車がはいつてあり二つの台板はさらに後部のスラスト台板と組合わされている。

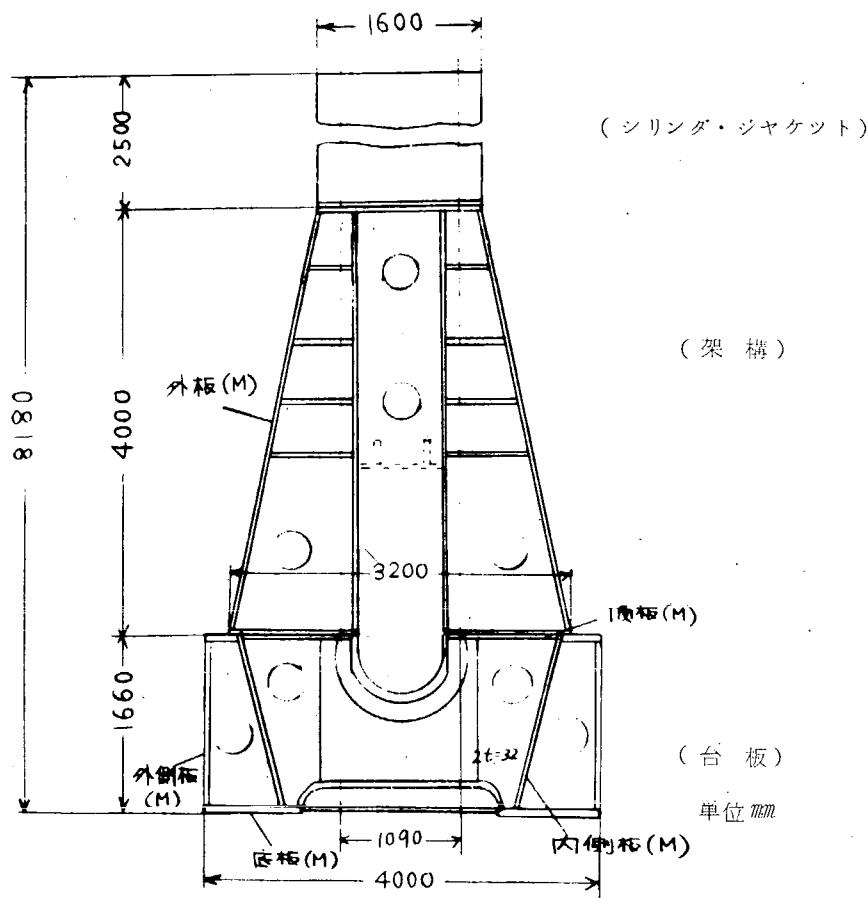
主軸受をささえるトランスバース・メンバーと、これらを一体に連ねる縦通材より成り、いずれの部分も二重壁の構造で全体としてコワサを大きくしている。

3.5.2 分割図

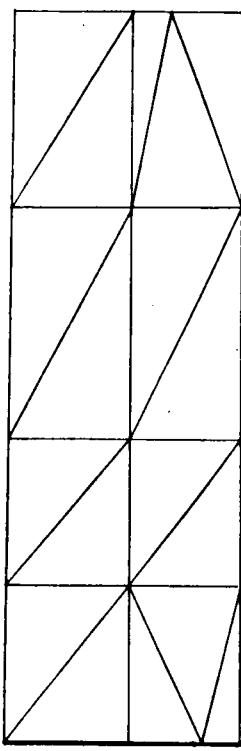
要素の分割を第3.5.2、3.5.3、3.5.4図に示す。太線は棒材として考えた部分である。

第3.5.1表 R D 9 0 機関の主要要目

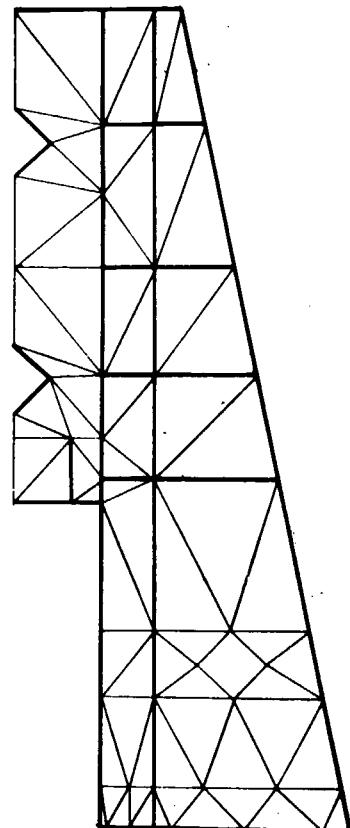
形 式	R D 9 0
シリンダ径 (mm)	900
ピストン行程 (mm)	1,550
連続定格出力 (PSe)	18,000
回転数 (rpm)	119
平均有効圧力 (kg/cm ²)	7.67
平均ピストン速度 (m/s)	6.15



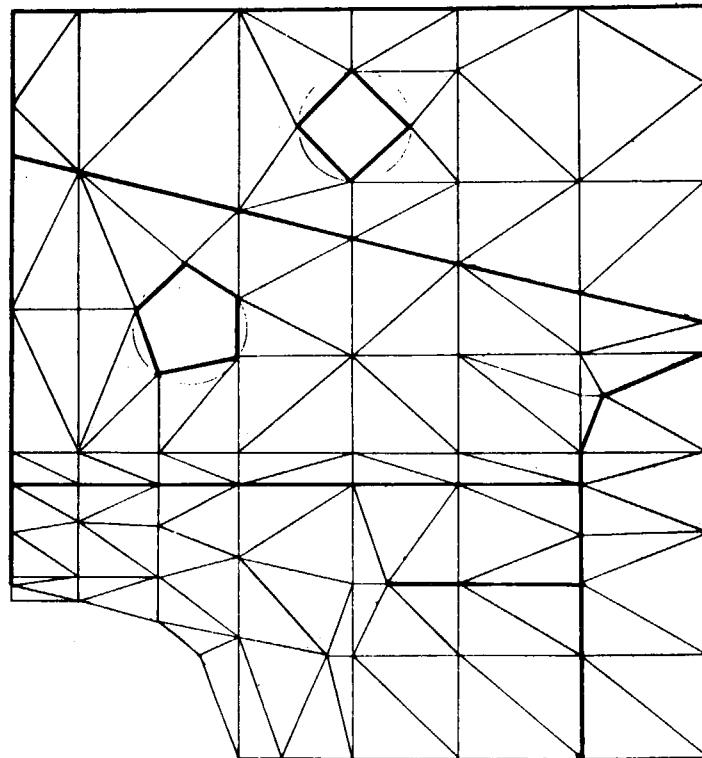
第3.5.1図 R D 9 0 機関本体図



節点総数：141
(除、中間節点)
要素総数：214



第3.5.3図 RD 90 機関架構分割図



第3.5.4図 RD 90 機関台板分割図

3.5.3 荷重条件および支持条件

荷重は、運転状態についてのみ計算し、その大きさは、第3.5.5図および第3.5.2表に示すとおりである。

ガス力相当荷重の上向きの力はシリンダジャケット上端に等分布力として作用するものとし、他の荷重は全て集中力として扱つた。

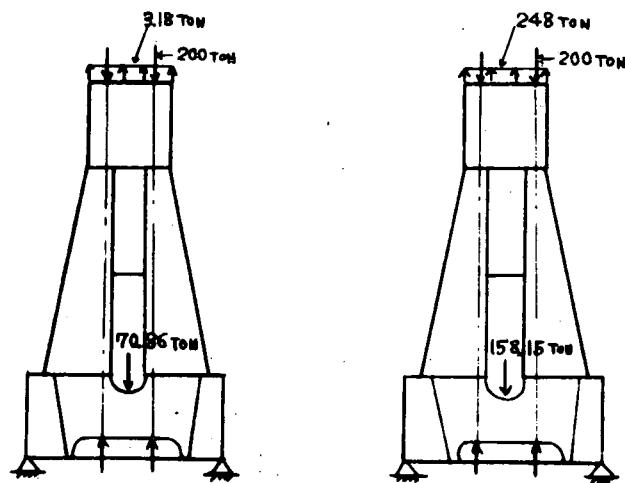
支持条件は、台板すえ付け部外側支持で、固定支点とする。

3.5.4 変形および応力

計算結果を第3.5.6、3.5.7図に示す。なお変形、応力共組立前を基準にした値である。

① 慣性力最大時

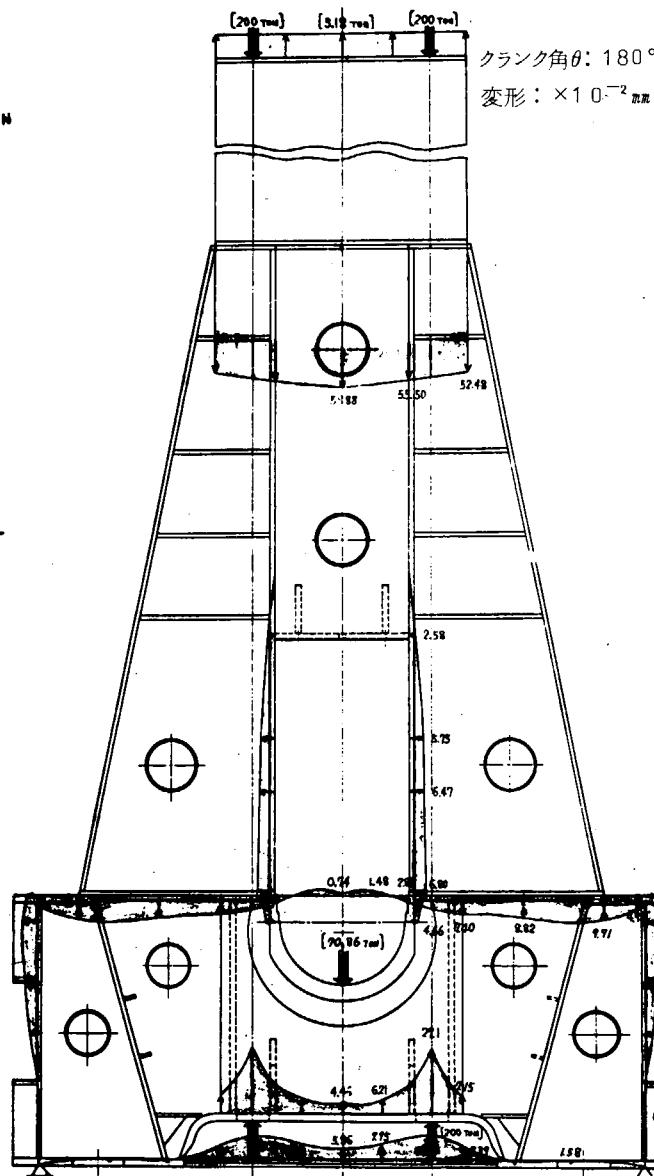
② ガス力最大時



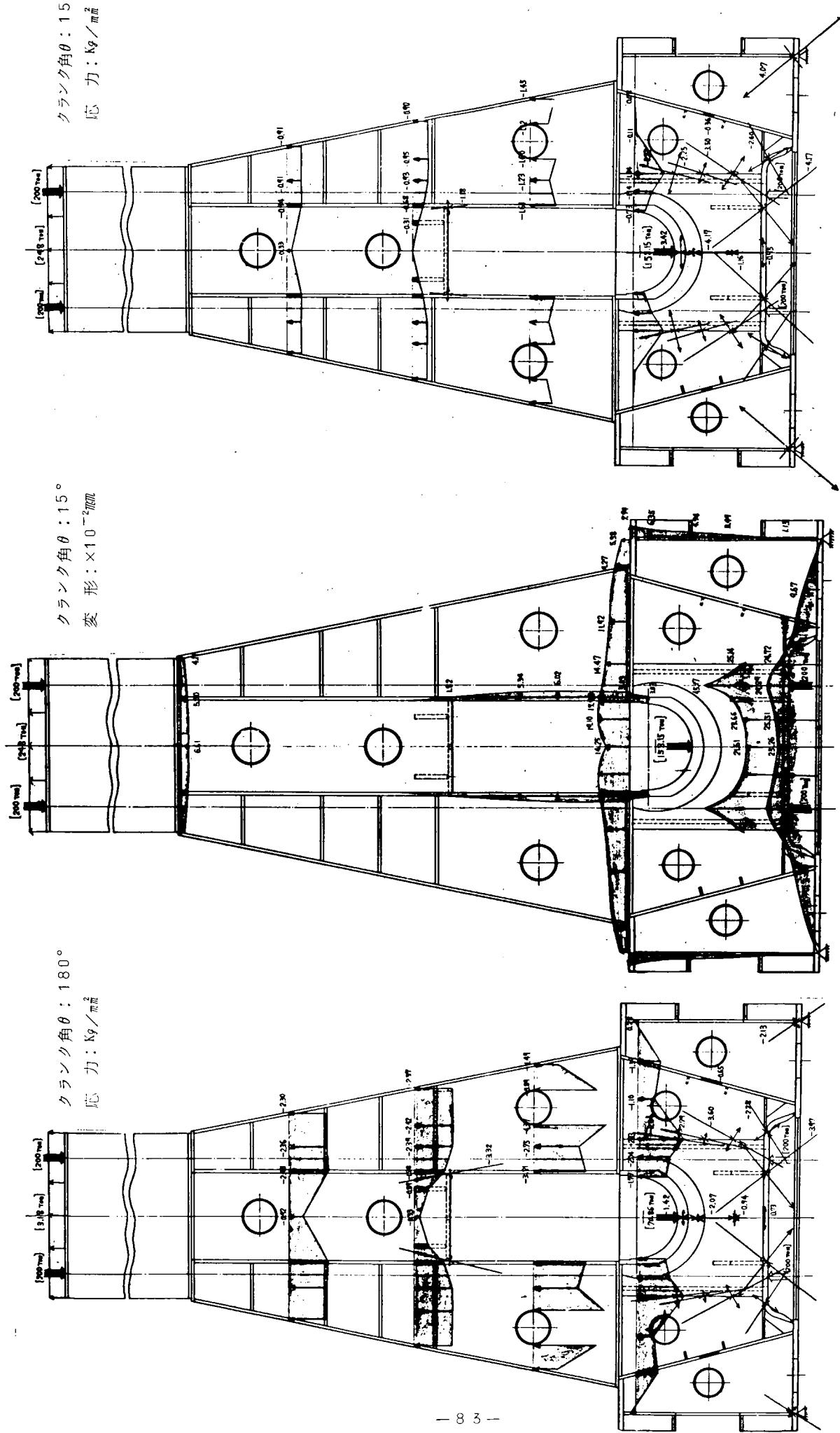
第3.5.5図 運転時の荷重、支持状態

第3.5.2表 運転時の荷重および方向

	慣性力最大時	ガス力最大時
クランク角 θ	180°	15°
ガス力 (ton)	3.18	24.8
慣性力 (ton)	67.68	-89.85
タイボルト締付力 (ton)	200	200



第3.5.6図(a) RD90機関慣性力最大時の変形(計算値)



第3.5.6図(b) R.D.90 機関慣性力最大時の応力(計算値)

第3.5.7図(a) R.D.90 機関ガス力最大時変形(計算値)

第3.5.7図(b) R.D.90 機関ガス力最大時応力(計算値)

3.6 主要部の変形、応力の評価

第3.6.1表にモデル機関として先に計画されたUEC105/200型(外側支持、内側支持)および実機解析機関であるRD90の主要部の変形、応力を示す。

同表によると、変形は

ガス力最大時の場合、UEC105/200型(外側支持)とRD90機関(外側支持)の差は、ほとんど見られない。

UEC105/200型(内側支持)の変形は他の二つに比べて小さい。

慣性力最大時は、三者とも値は小さい。

ただ、UEC105/200型(外側支持)とRD90(外側支持)を比較した場合、垂直方向の変形が、UEC105/200型は下向きに、RD90は上向くなっている。

この理由として、この部分の変形(軸受部、軸受支持板、底板)は、軸受部に加わる下向きの力による変形が支配的であり、UEC105/200型は、下向きの変形が大きく、RD90の場合は上向きの変形が大きいので、

このような結果になつたのである。

つぎに応力は、架構縦板コーナー部は、三者とも差はみられなく、慣性力最大時のほうがガス力最大時に比べて大きい。軸受部の値は、ガス力最大時のほうが大きいがこれは軸受部に加わる集中力が、ガス力最大時の場合が慣性力最大時に比べて2倍の力が加わつてるので、その影響がでてきたためである。

軸受支持板コーナー部の応力は、UEC105/200型で、外側支持、内側支持の値に差がみられる。

たとえば、ガス力最大時の場合、外側支持で 1.50 kg/mm^2 、内側支持で 2.94 kg/mm^2 となつていて。

これは、つぎのことが主原因としてあげられる。

すなわち、この部分の応力はタイボルト締付け力によるのが支配的であり、その上にガス力と慣性力の差による応力が加味され、支持点に近いほどこの影響を受けやすい。

したがつて、結果をみると、外側支持の場合、支持点は軸受支持板コーナー部から離れているので、応力はタイボルト

締付け力によるのがほとんどであり、ガス力最大時と慣性力最大時に差はみられない。

しかし、内側支持の場合は、支持点がコーナー部近傍であるので、上記の影響をうけるため、外側支持と、内側支持に差が生じたのである。

また、内側支持で、ガス力最大時と、慣性力最大時に差があるのは、ガス力と慣性力の差が異なるのでその影響が出てるのである。

3.7 むすび

機関が大形化するに伴ない、機関剛性の問題がよりいつそう重要になつてくる。

本研究ではこういつた問題を定量的には握る目的で、最近ひんぱんに活用されはじめた“有限要素法による平面応力解析プログラム（6節点法）”²⁾を用いて以前計画されたUEC105/200型機関本体（架構、台板、シリンダ・ジャケット）の単筒部を取り出し、平面問題とみなして変形、応力を計算し、先に実施したプラスティックモデル実験結果との比較を行なつた。

両者を比較検討すると

- 1) 変形については計算値と実験値はよい一致を示している。
- 2) 応力については応力集中の発生するような形状の急変する個所ではくい違いは見られるが、その他の個所ではかなりよく一致している。

このように、有限要素法では、機関本体のような複雑な構造物でも平面問題とみなすこと、十分な精度で理論的に解析され、モデル実験とともに、定量的には握る有力な手段となることが明らかにされた。

そこで、本報では、さらに台板の主要部材の寸法を種々変えて、主要部材が架構台板全体に及ぼす影響を調べるとともに、台板単体を取り出し、有限要素法の結果と梁理論の結果を比較し、概略梁理論で変形については検討すべきことがわかつた。

また実機への適用として、RD90機関の運転状態における変形、応力を解析した。

最後に、残された問題としては、本報でも若干検討はしたが、機関本体を据え付ける船底剛性の影響、それとともに、実機では数個のシリンダが並列に運転するので、本報で計算した単筒部のみの状態とは異ったFactorの影響があげられる。

今後はこういつた問題を十分考え方せ、機関本体の剛性に関する検討を行なう必要がある。

参考文献

- 1) 川井忠彦“マトリックス構造解析法”日本機械学会誌Vol.70 No.576, 1967(1月)
- 2) 林泰道“有限要素法による面内応力計算プログラム(6節点法)”43.9.25、技術機械計算書4※342581

4. ピストンクラウン熱応力に関する研究

ピストンクラウン熱応力に関して实物模型試験、実機計測および光弾性実験等の過渡的運転状態での各種の実験研究を昭和4.1年度および4.2年度において実施した。

すなわち、昭和4.1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および熱歪の実態を把握するための実験研究を実施し、昭和4.2年度においては、これらの結果を一般化するための解析方法および実験計測方法についての研究を実施した。

そこで昭和4.3年度においては、これらの結果を総合して各種の運転状態における大口径機関のピストンクラウンに加わる熱負荷効果と冷却効果を定量的には把握するための研究を大形機関での実機計測と实物模型試験炉での実験により実施した。

4.1 大形機関の燃焼室壁熱負荷の実機計測

4.1.1 実験装置および方法

ピストンクラウン、シリナライナ、排気弁座、排気弁棒およびシリンダカバーの運転中における各部の温度変化およびピストンクラウン熱歪分布を整定負荷時および変動負荷時、冷却水、冷却油の流量および温度をかえた場合、吸気風量、背圧の影響がある場合等について実機計測を実施した。

(1) 供試機関

計測は写真4.1.1、4.1.2に示す三井B&W 6K84E/F機関により実施した。機関主要目を以下に示す。

なお、燃焼室壁温度計測ならびにピストンクラウン熱歪の計測は本機関のNo.1シリンドにて実施した。

三井—B&W : 6K84E/F

シリンド数 : 6

シリンド径 : 840 mm

ストローク : 1,800 mm

定格回転数 : 114 rpm

定格出力 : 1,550 PS

P_e : 10.2 kg/cm²

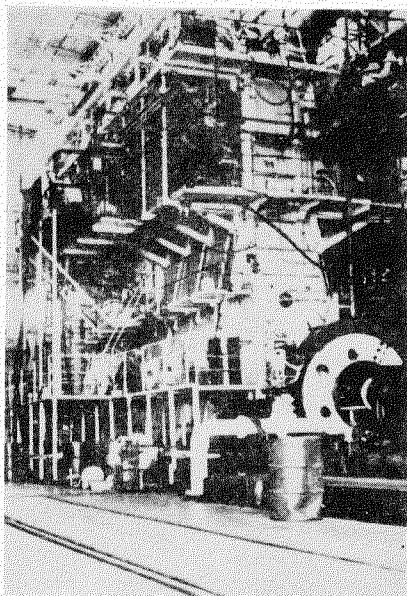


写真4.1.1

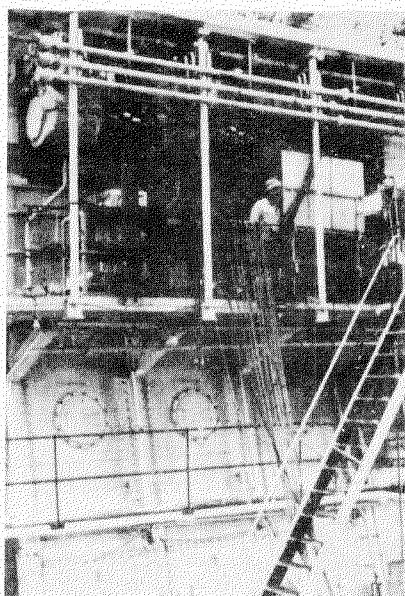
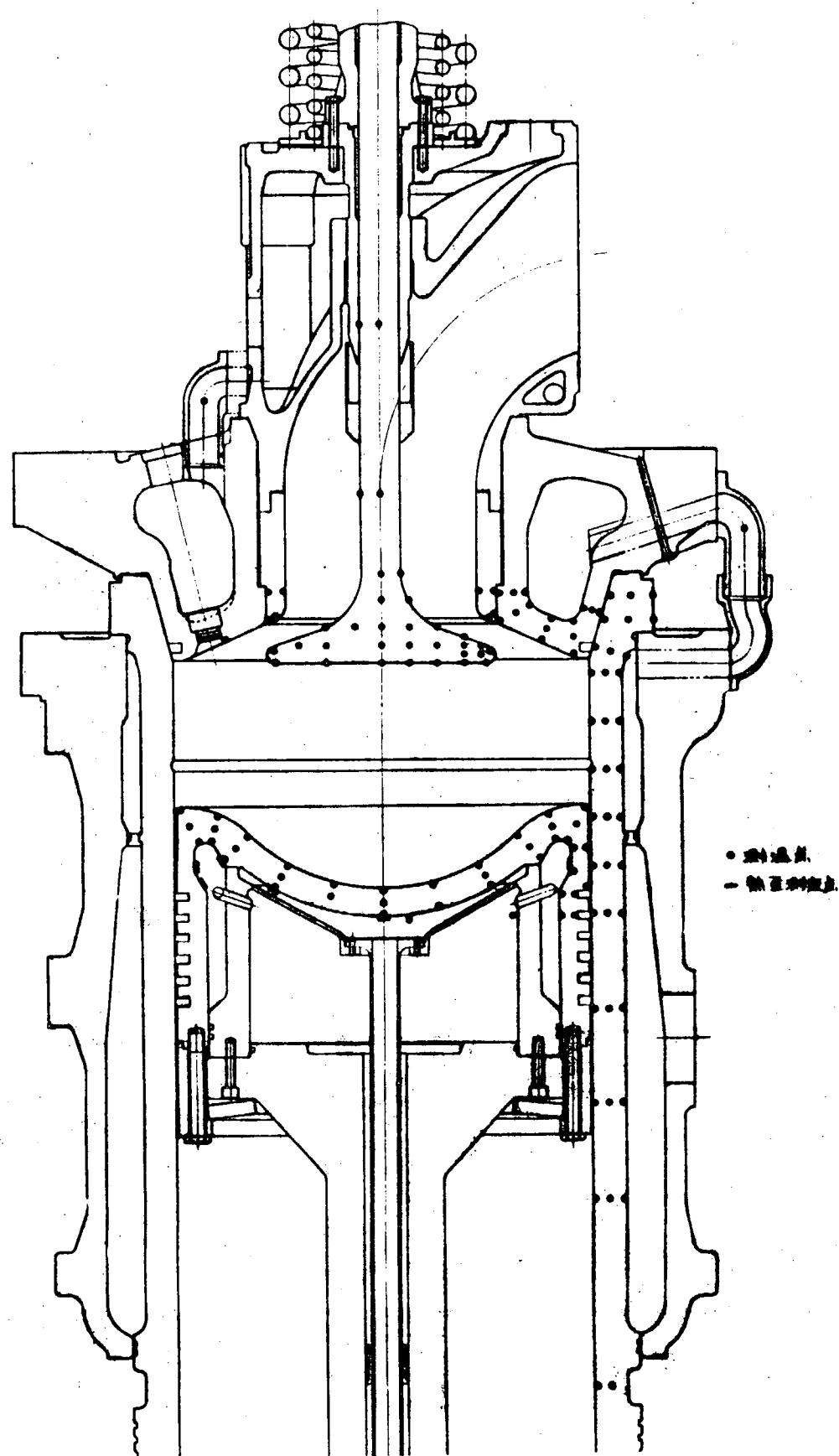


写真4.1.2

(2) 溫度計測点

温度の計測点は以下に示す点であり、合計163点の温度を計測した。燃焼室壁温度の計測点を第4.1.1図に示す。



第4.1.1図 溫度、熱流計測点

ピストンクラウン	： 35点
シリンドライナ	： 38点
シリンドカバー	： 16点
排 気 弁 棒	： 32点
排 気 弁 座	： 8点
高温歪ゲージ	： 8点
掃 排 気 系	： 8点
潤滑油、清水、海水系	： 18点

(3) 熱歪計測点

ピストンクラウン裏面に第4.1.1図に示すとく高温歪ゲージを6点(11枚)接着して熱歪を計測した。ゲージは第4.1.1図の右側隅部を除き、各点2枚とし、各点でのゲージ接着方向は半径方向とした。

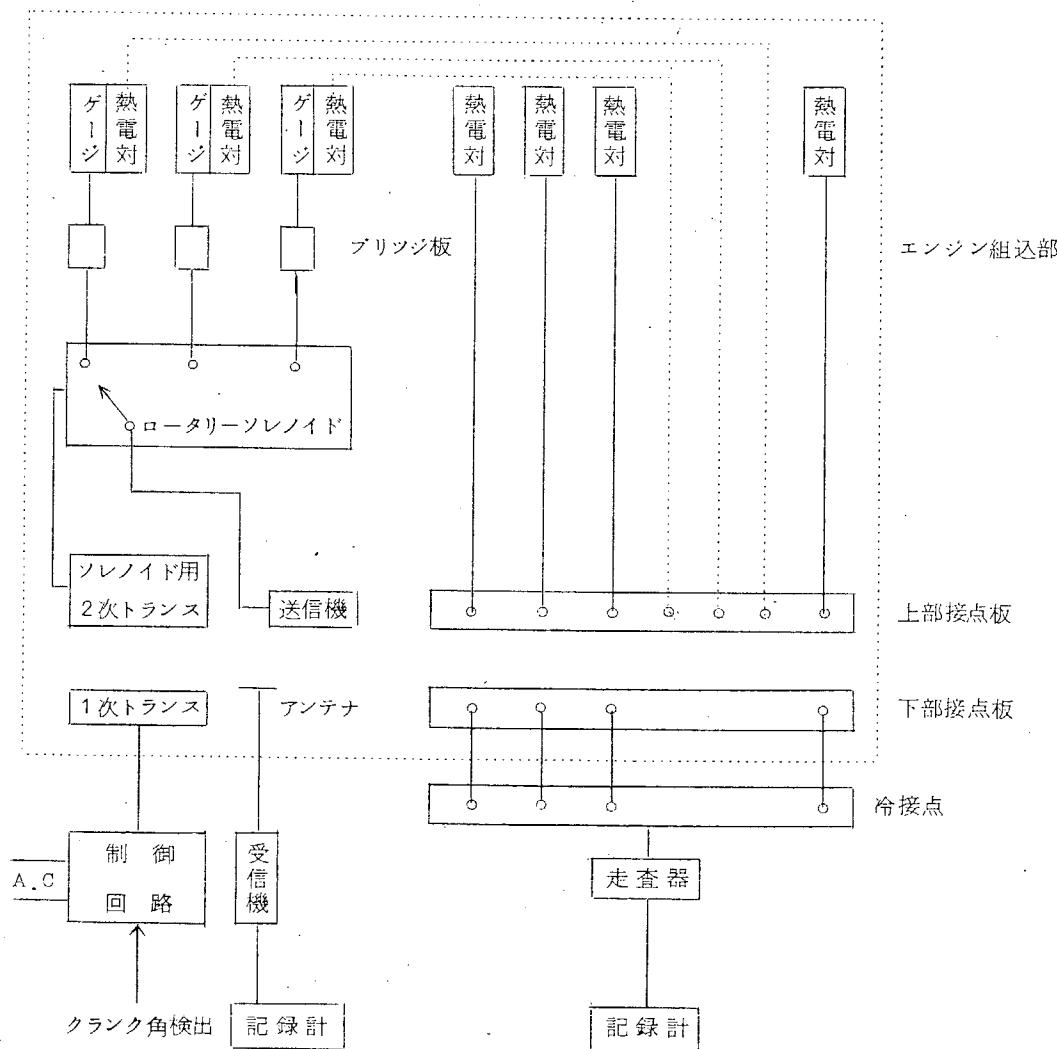
(4) 計測方法および計測装置

(a) 計測方法

温度および熱歪の計測は以下に示す方法により実施した。

○ピストン温度および高温歪ゲージ温度

C A 热電対 → 上部接点板 → 下部接点板 → 冷接点 → コンデンサー板 → 走査器 → 増巾器 → 記録計



第4.1.2図

○ その他の温度

C A 热電対 → 走査器 → 冷接点 → 記録計

○ 热歪

高温歪ゲージ → ダミーゲージ板 → 切換スイッチ → テレメータ → 送信アンテナ → 受信アンテナ
→ 受信機 → ビジグラフ

今回の計測の特徴は、ピストン温度測定に接点法を使用し、熱歪の多点準同時計測をテレメータ法により行なつたことである。以下にこれらの装置について記す。

(i) 温度測定

温度測定には B I C C 社製ステンレスシース・アルメルクロメル熱電対を使用した。燃焼室壁温度計測は、シース熱電対を燃焼室壁と同質のピースに銀ロウ付し、これを燃焼室壁に溶接またはかみ込みにより埋込んだ。またピストンクラウンのように熱勾配の大きい部分では熱電対の埋込深さが問題となるため熱電対埋込前に X 線により接点の位置を測定して埋込深さを確認し、0.5mm 以内の精度で埋込を行なつた。

ピストンクラウンおよび弁棒のような可動部品での温度計測においては、シース熱電対が振動、加速度に十分耐え得るよう補強する必要があり、今回の計測においては写真 4.1.1.6 に示すごとく、シース熱電対を部材にスポット溶接機によりバンド止めし、さらに接着材により固定した。また弁棒、弁座においては熱電対を外部に引出すため、溝を作りこの中に熱電対を埋込み、マタリコンにより溝を埋めた。なお、弁棒よりの熱電対の引出しはリンク方式により行なつた。

ピストンクラウンの温度計測は第 4.1.2 図に示すごとく接点法により行なつた。すなわち、ピストンクラウン側に上部接点をシリンドライナ下部に下部接点を取りつけ、接点接触時に起電力をコンデンサに充電し、後に走査器により読み取りデジタル記録計で計測を行なつた。

(ii) 热歪計測

ピストンクラウンの熱歪計測には B L H 社製 H T - 812 - 4 B S 6 高温歪ゲージを写真 4.1.1.6 に示すごとく、ピストンクラウン裏面に 6 点(11 枚)セラミックセメント法により接着し、3 線結線法により、ステンレスシースコンスタンタン線を使用してピストンクラウン側にある上部接点(写真 4.1.1.8)に引出し、ダミーゲージ板にて、共和電業製 K P - 1 - C 1 - 11 セルコンゲージを使用してプリッジ回路を組んだのち、新電元社製ロータリソレノイドを改良した切換スイッチ(写真 4.1.1.7)により各ゲージを切換え、I E 社製 T - 62A T、F M - テレメータに信号を送信した。

信号は写真 4.1.1.9 に示す下部接点板に取りつけられた受信アンテナを経て写真 4.1.2.1 に示す I E 社製 R - 64 AFM 受信機にて受信し、ビジグラフにより記録を行なつた。

ロータリソレノイドの切換電源はインダクション方式とし、写真 4.1.1.8 に示すごとく上部接点側にロータリソレノイド、2 次トランス、コンデンサを、掃気室内に 1 次トランスを取りつけ、ピストンクラウンが下死点に来たときに、1 次トランスにパルス電圧を加える制御方式(写真 4.1.2.0)により切換を行なつた。したがつてこの方式によれば、切換は機関 1 回転に 1 回の切換えが可能となる。

(iii) 計測上の諸問題

上記の温度および热歪の計測における諸問題について以下に示す。

- a ピストンクラウンに取付の各種部品の耐加速度性能ならびに耐久力
- b 高温歪ゲージの諸特性
- c テレメータの諸特性
- d テレメータの送受信に関する問題
- e 多点同時切換方法

f ピストンクラウンの温度計測

以下にこれらの問題点ならびに対策方法について述べる。

a. ピストンクラウンに取付の各種部品の耐加速度性能ならびに耐久力

ピストンクラウンに取りつける計測部品は、ロータリソレノイド、プリッジ板、テレメータ、送信アンテナ、テレメータ用電池、切換スイッチ、2次トランス、コンデンサであり、これらの部品は機関運転中最大15Gの加速度を受けるため、実験前にこれらの部品が15Gの加速度に耐え得るかどうかを検討する必要がある。このため当社においては100Gまたは30Gの加速度を与えることのできる高速加速度試験機を開発し、可動部分に取りつける部品全てについて300~20時間以上の作動テストを行ない、上記部品が30Gの加速度中で誤動作なしに確実に作動し、さらに長時間の使用が可能であることを確認した。これらの部品中最も問題になつたものはロータリソレノイドであるが写真4.1.1-7に示すごとく新電元社製ロータリソレノイドを改良した結果、15Gの加速度に対して十分な耐久力を持つものを開発することができた。

b. 高温歪ゲージの諸特性

熱歪を計測するために高温歪ゲージを使用する場合は、ゲージの温度特性、ゲージの接着方法ならびに材料による特性の違い等の問題があるため、ピストンクラウンにゲージを接着する以前に、これらの問題について以下に示す特性試験を実施した。

- 1) 温度特性試験
- 2) 荷重特性および再現性
- 3) 接着方法および接着材料の影響

試験の結果、BLH社製HT-812-4BS6ゲージはセラミックセメント法により接着することにより、高温においても温度特性、荷重特性ならびに再現性が非常によいことが確認された。すなわち、ピストンクラウンと同質の材料にゲージを接着した場合、常温より250°Cまでの温度範囲において最大零点移動量は 120×10^{-6} であつた。

上記の結果より、ピストンクラウンに高温歪ゲージをセラミック法により接着し、大形電気炉にて焼鈍を行なつた。これとは別にピストンクラウンと同質の試験片に高温歪ゲージを接着し、ピストンクラウンと同時に焼鈍を行なつたものより第4.1.8-3図に示す温度特性曲線を求め、これを計測値の補正曲線とした。

熱歪を高温歪ゲージで測定する場合、温度変化に対する零点移動量が問題となる。したがつて本計測においては熱歪を計測すると同時に高温歪ゲージに附属した熱電対によりゲージ温度を計測し、上述した補正曲線より補正值を求め計測値の補正を行なつた。

さらに、実機での計測終了後、ピストンクラウンを油槽に入れ、常温より150°Cまでの温度範囲における各ゲージの零点移動量を求め、上述した試験片での温度特性曲線と比較した結果、上記温度範囲においてピストンクラウンに接着した各ゲージの温度特性曲線は第4.1.8-3図に示すごとく試験片での特性曲線と必ずしも一致していないことが判明した。

これはピストンクラウンに接着された高温ゲージが長期間の使用によって、その特性が変化する可能性のあることを示している。

c. テレメータの諸特性

熱歪の計測にテレメータを使用する場合、テレメータの諸特性すなわち温度特性、耐加速度性等について検討しておくことが必要である。これらの問題についてはすでに41、42年度の研究において検討されている。すなわち、常温より80°Cまでの温度特性は良好で、この温度範囲における出力特性変化は認められなかつた。また加速度100Gに対しても十分耐え得ることが確認されている。

今回の計測においてテレメータ関係で使用した新しい部品は、テレメータ電源用アルカリ乾電池である。使

用した乾電池はアルカリマロリー乾電池で、これを束ねてエポキシ樹脂でモールドしたものである。この電池に対しての耐加速度性および温度特性、放電特性等を調査し、ピストンクラウンに装置しても問題のないことを見た。

a. テレメータの送受信に関する問題

機関内でテレメータを使用する場合、テレメータの送信周波数が100MC程度となると、アンテナ形状によりシリンドライナ中に発生する定在波のため特定のクランク角の間で信号が受信できなくなる場合がある。この問題を解決するため、テレメータの送受信アンテナ形状、長さ、取付位置を種々変え、実際のシリンドライナを使用して、最適送受信方式確立のためのアンテナテストを実施した。

この結果、送信用として円錐形遮蔽アンテナを用い、受信アンテナ（写真4.1.19）を特定の方向に向けて設置することにより、定在波の発生を阻止することができ、任意のクランク角でのむらのない信号の受信が可能となつた。

e. 多点熱歪同時計測法

1台のみのテレメータで多点熱歪計測を行なうには、途中に切換機を使用する方法しかないと、ロータリソレノイドをインダクション方式により駆動し、スイッチの切換を行なつた。この方式によると多点同時の計測は不可能であるが準同時計測は可能であり、機関1回転に1点の切換ができる。ただし、機関停止時に計測ピストンが下死点にない場合には多点計測ができない欠点がある。

また本方式はインダクション方式であるため1次、2次トランスの最適制御電圧および最適距離等を決定するため、実験室内でピストン接点と同等の働きをする模擬回路を作成し、上記の最適条件を求めた。

さらに写真4.1.20に示すロータリソレノイド駆動制御回路を作成した。この回路によりロータリソレノイドの切換が任意に制御可能となり、機関1回転に1回の切換以外の計測も可能となつた。またトランスの温度上昇についても連続使用しても問題のないことを確認した。さらに安全を図るため1次トランス中に熱電対を埋込み、計測中は常時トランス温度の監視を行なつた。

f. ピストンクラウンの温度計測

ピストンクラウンの温度計測においては、接点法により行なうため、熱電対の熱起電力をコンデンサにより充電する必要がある。この問題についてはすでに41、42年度の実験において解決されており、今回の計測におけるコンデンサの最適容量は50～100μFであつた。

また上下部接点の接触抵抗や接点のチャタリング特性等については、実機にて温度計測前後に、全接点の計測を行ない温度計測上全然問題のないことを確認した。

さらに上下部接点に温度差がある場合には、ピストンクラウン温度計測に誤差を生じるため、温度計測中は上下部接点の温度差を計測し、この値よりピストンクラウン温度の補正を行なつた。

(5) 機関の運転条件

燃焼室壁温度およびピストンクラウン熱歪の計測のための機関運転条件は、大別すると以下に示す3種となる。

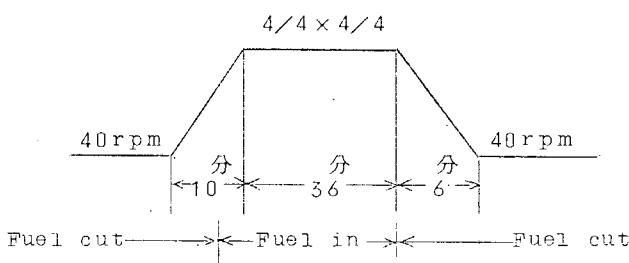
- (a) 定常試験
 - (b) 非定常試験
 - (c) 特殊試験
- (a) 定常試験
- 第4.1.1表に示す23種の定常運転、すなわちプロペラ法則、回転数一定、Pe一定での各条件における計測を行なつた。

(b) 非定常試験

第4.1.3(a)、4.1.3(b)、4.1.3(c)図に示す3種の非定常運転における計測を行なつた。

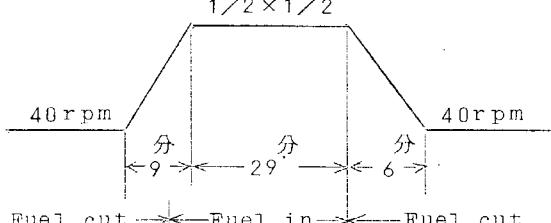
本研究の目的からすると、起動一定常一停止の非定常運転が好ましいがピストンクラウン温度および熱透の計測方法が、前述のごとく接点法ならびにインダクション方式によるため、機関起動時および停止時に、計測ピストンが下死点にない場合には、これらの計測が困難である。

したがつて本計測においては、起動時および停止時状態に近い条件すなわち機関回転数を40rpmさらに計測シリンドラの燃料をcutした状態を基準とし、40rpm(燃料Cut)一定常-40rpm(燃料Cut)での計測を行なつた。

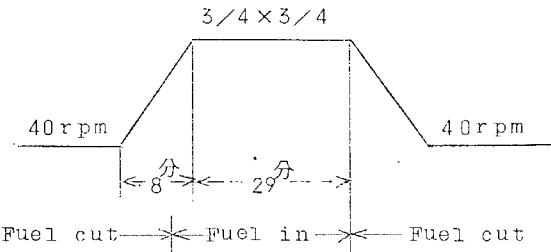


第4.1.3図(a)

<i>Al</i>	<i>N_e</i>	<i>W</i>	BPS	<i>R × W</i>
MT-1	57.0	34.00	1938	1/8 × 1/8
MT-2	"	85.64	4881	1/8 × 1/2
MT-3	"	127.27	7254	1/8 × S
MT-4	72.0	"	9163	1/4 × S
MT-5	"	85.64	6166	1/4 × 1/2
MT-6	"	53.82	3875	1/4 × 1/4
MT-7	90.5	34.00	3077	1/2 × 1/8
MT-8	"	85.64	7750	1/2 × 1/2
MT-9	"	127.27	11518	1/2 × S
MT-10	"	145.11	13132	1/2 × 11/10
MT-11	103.5	112.32	11625	3/4 × 3/4
MT-12	110.0	34.00	3740	S × 1/8
MT-13	"	85.64	9420	S × 1/2
MT-14	"	112.32	12355	△ S × 3/4
MT-15	"	127.27	14000	S
MT-16	"	135.96	14956	△ S × 4/4
MT-17	"	145.11	15962	S × 11/10
MT-18	114.0	135.96	15499	4/4 × 4/4
MT-19	"	127.27	14509	4/4 × S
MT-20	"	112.32	12804	△ 4/4 × 3/4
MT-21	117.5	127.27	14954	11/10 × S
MT-22	"	135.96	15975	△ 11/10 × 4/4
MT-23	"	145.11	17050	11/10 × 11/10



第4.1.3図(b)



第4.1.3図(c)

(c) 特殊試験

9.1%C・S・O時に於いて、冷却水および冷却油の温度を変えた場合、掃気温度を変えた場合、冷却油流量を変えた場合、掃気圧および排気管背圧を変えた場合について第4.1.2表に示す17種の運転条件において計測を行なつた。

第4.1.2表

<i>Al</i>	F.W 機関入口温度	L.O 機関入口温度	掃気温度	排氣背圧 T/C出口にて	掃氣圧力	F.W 流量	L.O 流量
ST-1	50	40	30	70 mm	標準	標準	標準
ST-2	"	"	"	200	"	"	"
ST-3	"	"	"	400	"	"	"
ST-4	"	"	"	600	"	"	"
ST-6	"	"	45	70	"	"	"

試験番号	F.W 機関入口温度	L.O 機関入口温度	掃気温度	排気背圧 T/O出口にて	掃気圧力	F.W 流量	L.O 流量
ST-7	5.0	4.0	6.0	7.0 mmHg	標準	標準	標準
ST-8	6.0	"	3.0	"	"	"	"
ST-9	7.0	"	"	"	"	"	"
ST-11	"	6.0	"	"	"	"	"
ST-12	"	4.0	"	"	-5.0 mmHg	"	"
ST-13	"	"	"	"	-10.0 mmHg	"	"
ST-16	"	"	"	"	標準	"	+1.0%
ST-17	"	"	"	"	"	"	+2.2%

4.1.2 燃焼室壁部材の熱負荷計測結果（整定時）

(1) ピストンクラウンの熱負荷

(2) 湿度計測状況

写真4.1.3～4.1.7にピストン温度計測状況を示す。熱電対埋込みはピストンガス側より埋込み用ピンのから込みによつている。また、熱電対による起電力はパネ式接点方式により記録計に接続される。記録計はリレー式走査器とデジタル式記録計を組合せたものである。

なお上部接点は、ピストンに固定され下部接点はシリンドライナ下方に固定され、ピストン下死点前後のクランクアングル約10° 上下部接点は接触する。

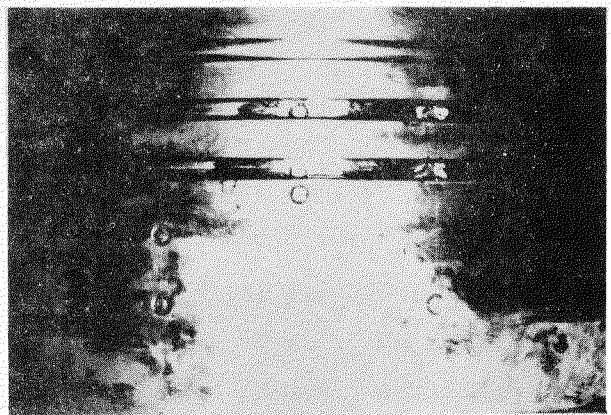


写真4.1.3 熱電対埋込位置

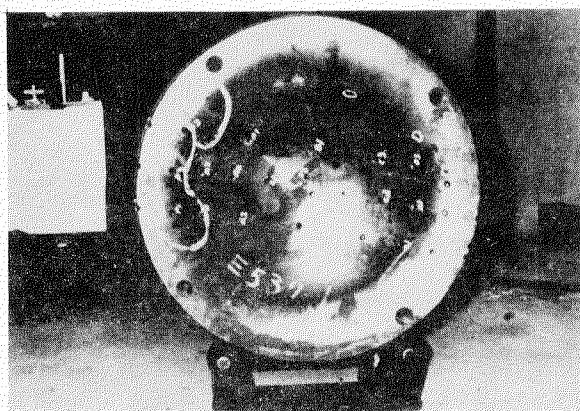


写真4.1.4 熱電対埋込位置

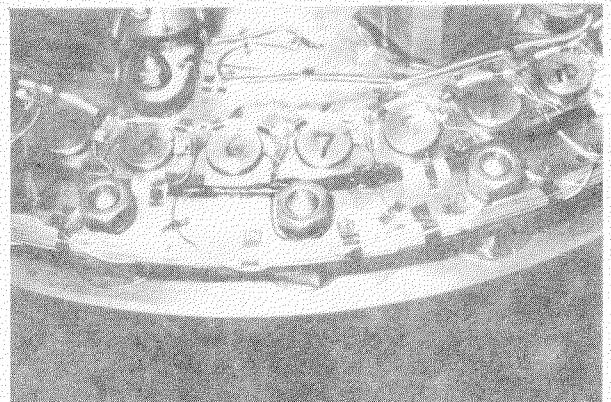


写真4.1.5 上部接点

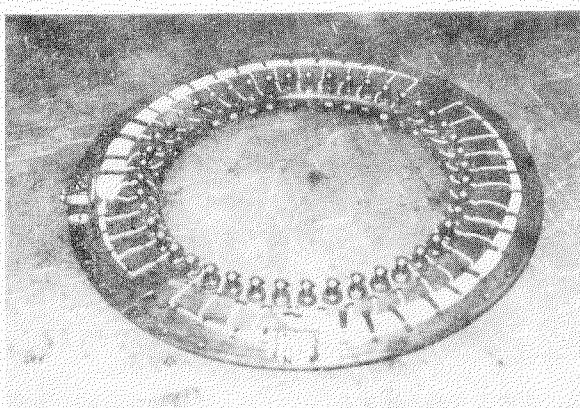


写真4.1.6 下部接点

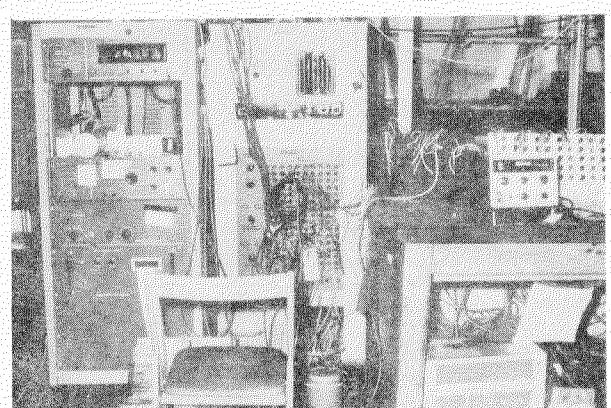


写真4.1.7 走査器および記録計

(b) 整定負荷時の温度分布

第4.1.4～4.1.7図に燃焼室温度分布を示す。ここで注意すべきは一般に排気出口側が5～10℃程度高くなつており必ずしも対称になつていない。

各計測ともできるだけ周囲条件を同一にするよう配慮した。(計測条件は前項参照のこと)

なお、各部の冷却法について説明しておくとピストンについては、ピストン冷却油がピストン棒油穴(外側)からクラウン外周に円周方向に噴出され、クラウン表面を冷却した後、ピストン中央部よりピストン棒内油管に返る。ピストン冷却油温度は、クラウン中央部の熱電対により測定される。シリンダライナ冷却水は下方より流入し、流路途中のしきりリングにより円周方向の流速を与える。同時に流路断面積も小さくなり流速を上げ冷却効果を上昇させる。その後シリンダカバー、排気弁箱を冷却する。

ピストン温度については、ガス側表面温度が中心より半径の2/3くらいの位置で最高値を示している点で注目される。

(c) 負荷トルクの影響

第4.1.8図(a)は、ピストン各部温度の出力による変化をプロットしたものである。 D_1 点が最高値を示しているがその変化の様子が他の点と比較し特異なものである。これは火炎に近い点であるための影響とも考えられるが詳細は不明である。

第4.1.8図(b)は、 D_1 点の温度変化を軸トルクベース(回転数パラメータ)として、プロットしたものである。(水制動機荷重は回転数との積がBHPとなるような相当荷重である。)これによればピストンクラウン表面温度はトルクと1次の関係で示される。トルクは平均有効圧力に比例するので、 P_e (kg/cm²)と壁温度とは1次関係である。一方回転数によつても影響をうけるが、この度合は比較的小さい。

(d) 冷却条件変化の影響

第4.1.9図にピストン冷却油入口温度を保持し流量を変化させた場合の温度変化を示す。一般に油流量280→340m³/hrの変化により10℃程度の温度降下がみられる。

第4.1.10図は、冷却油入口温度を変化させた場合であるが、壁温度のうける影響は非常に少ない。(40℃→60℃のとき)。入口温度の影響は流量の影響に比較すると影響度が少ないようである。

(e) 吸気条件変化の影響

第4.1.11図は掃気管より圧縮空気を放出し掃気圧力が680→580mmHgに下降したときのピストン温度変化を示す。これによりピストン壁温度は20℃～30℃上昇する。特にガス側表面温度の上昇が著しく壁内外面の温度差が増加する。

第4.1.12図は掃気冷却器の海水を絞り掃気温度を30℃→60℃に変化させた。このとき壁温度は冷却側で10℃～20℃、ガス側表面で30℃程度の上昇がみられる。

この2例から分るように、吸気条件のピストン壁温度に与える影響は非常に大きく注意を引く。

(f) 背圧変化の影響

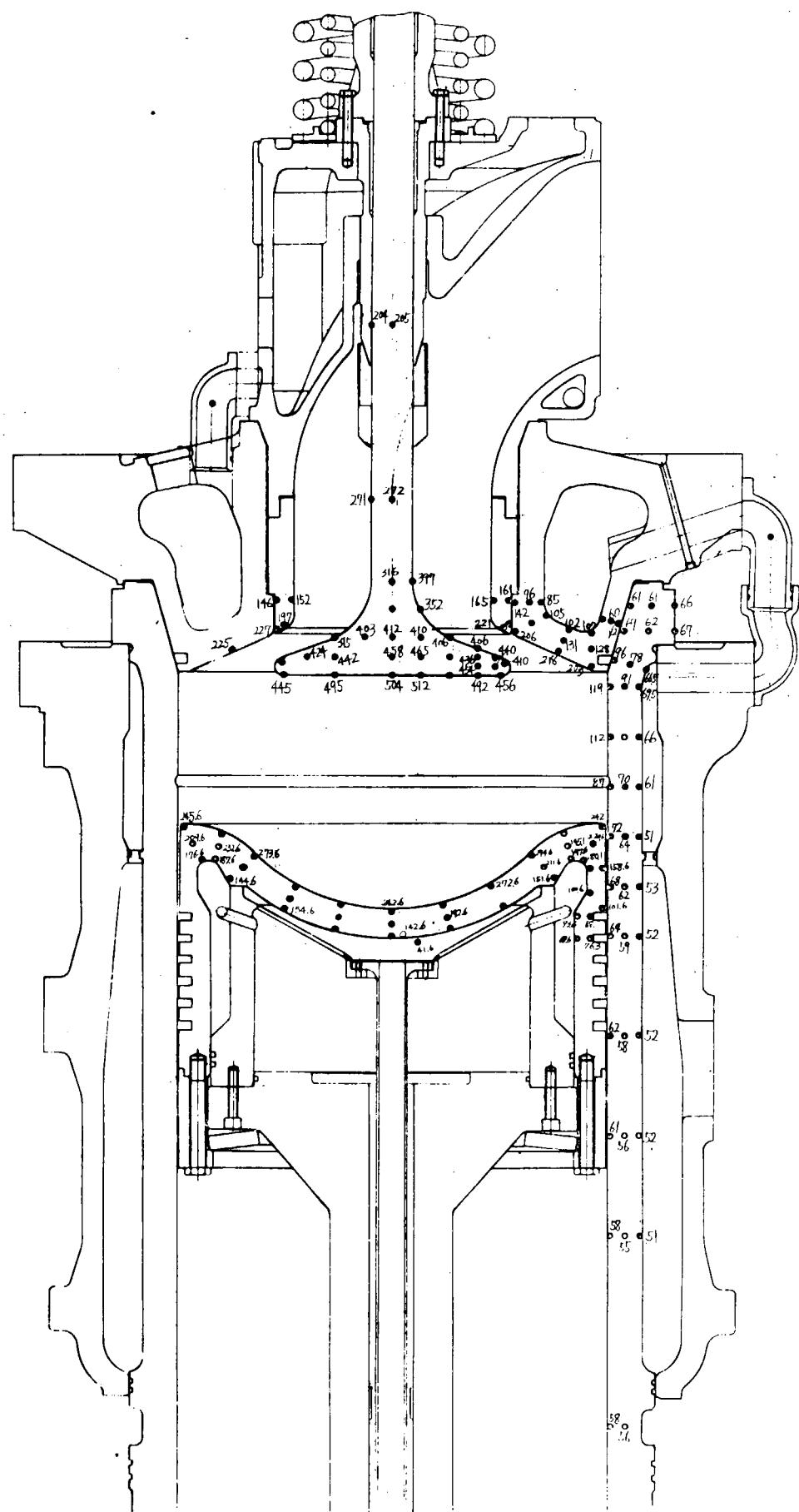
第4.1.13図のごとく背圧70mmAq→60mmAqにより、掃気圧は約40mmHg低下する。

これによりピストン壁温度は約10℃程度(ガス側表面)上昇するが、冷却側表面はほとんど変化しない。背圧変化の影響は、それが過給機と関連して風量の減少を来すので、それがピストン温度に変化を生じるわけで、吸気条件に影響を及ぼしていると考えてよいものと思われる。

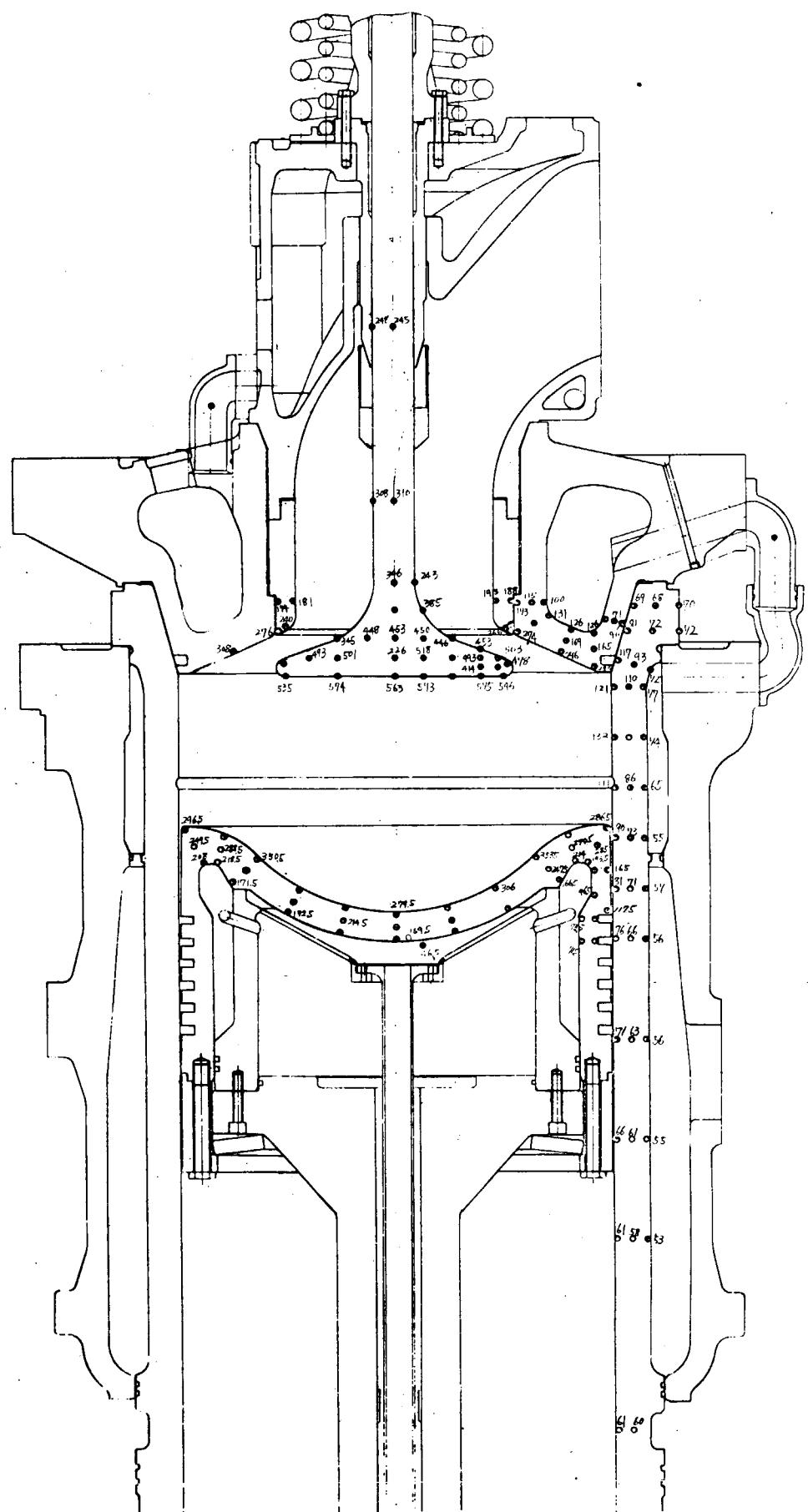
(2) シリンダライナの熱負荷

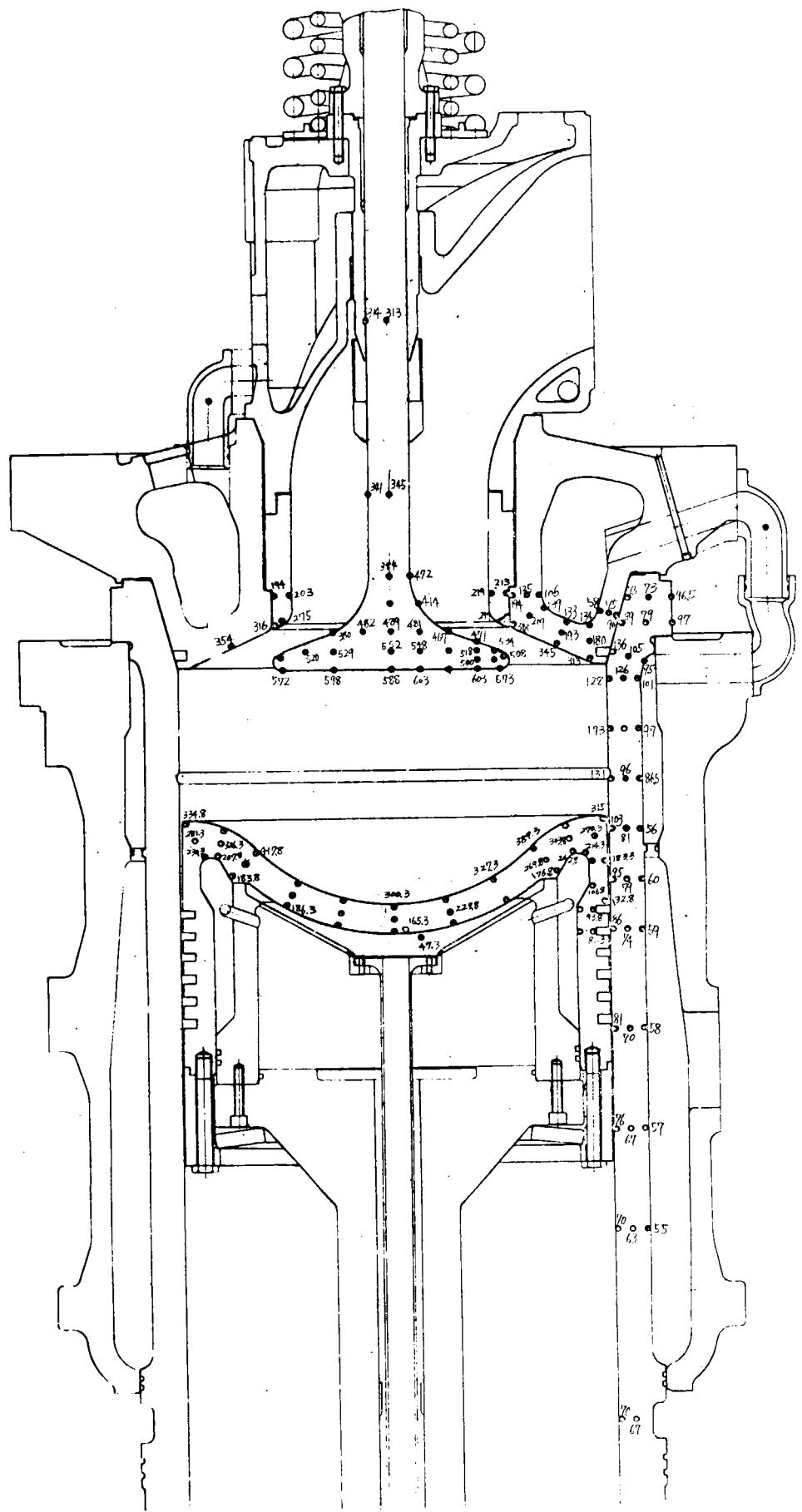
(a) 温度計測状況

写真4.1.8～写真4.1.9に示す。熱電対挿入ピースは壁位置により異なる形状をしている。記録計は自動平衡型ペ

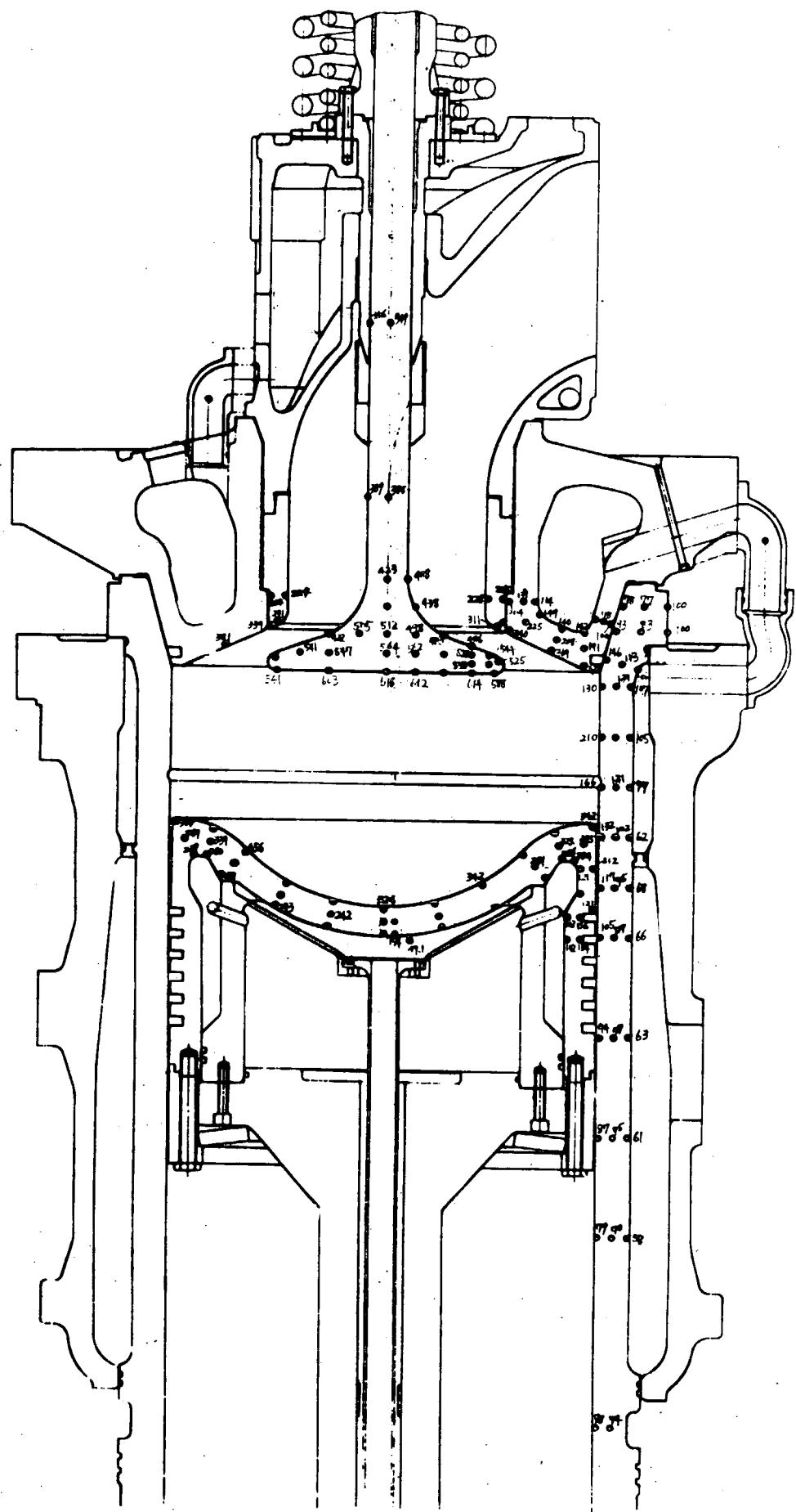


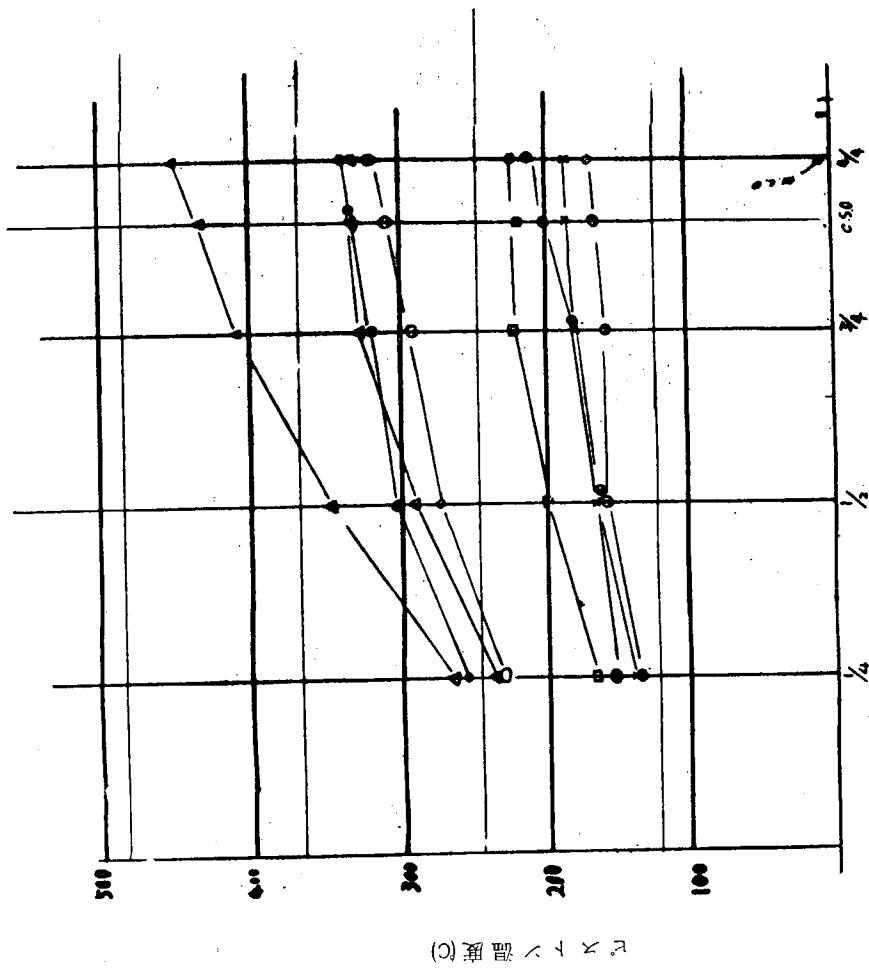
第4.1.4図 整定負荷時の温度分布
($1/4\text{W} \times 1/4\text{N}$ の場合)



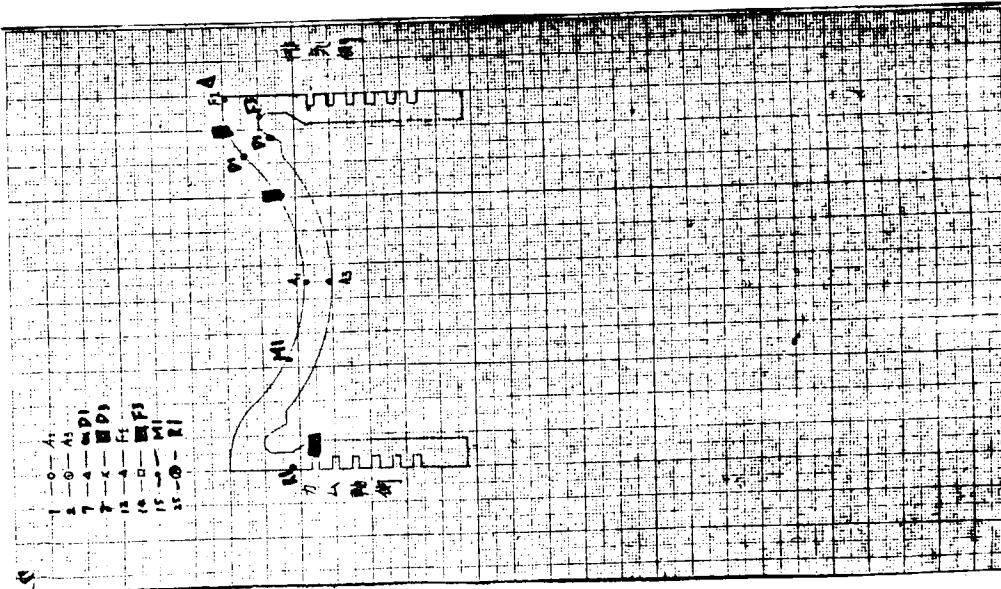


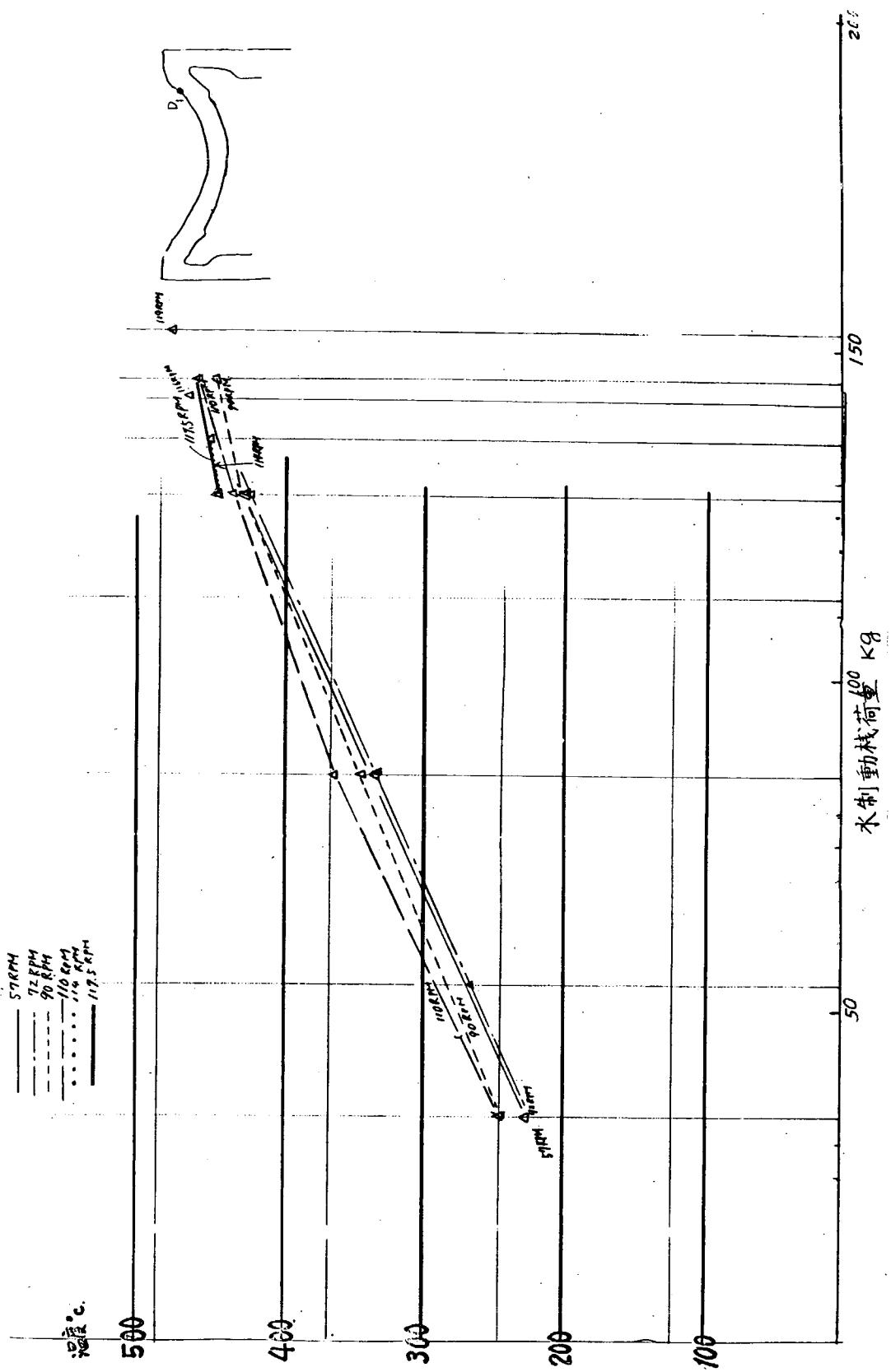
第4.1.6図 整定負荷時の温度分布
($3/4W \times 3/4N$ の場合)





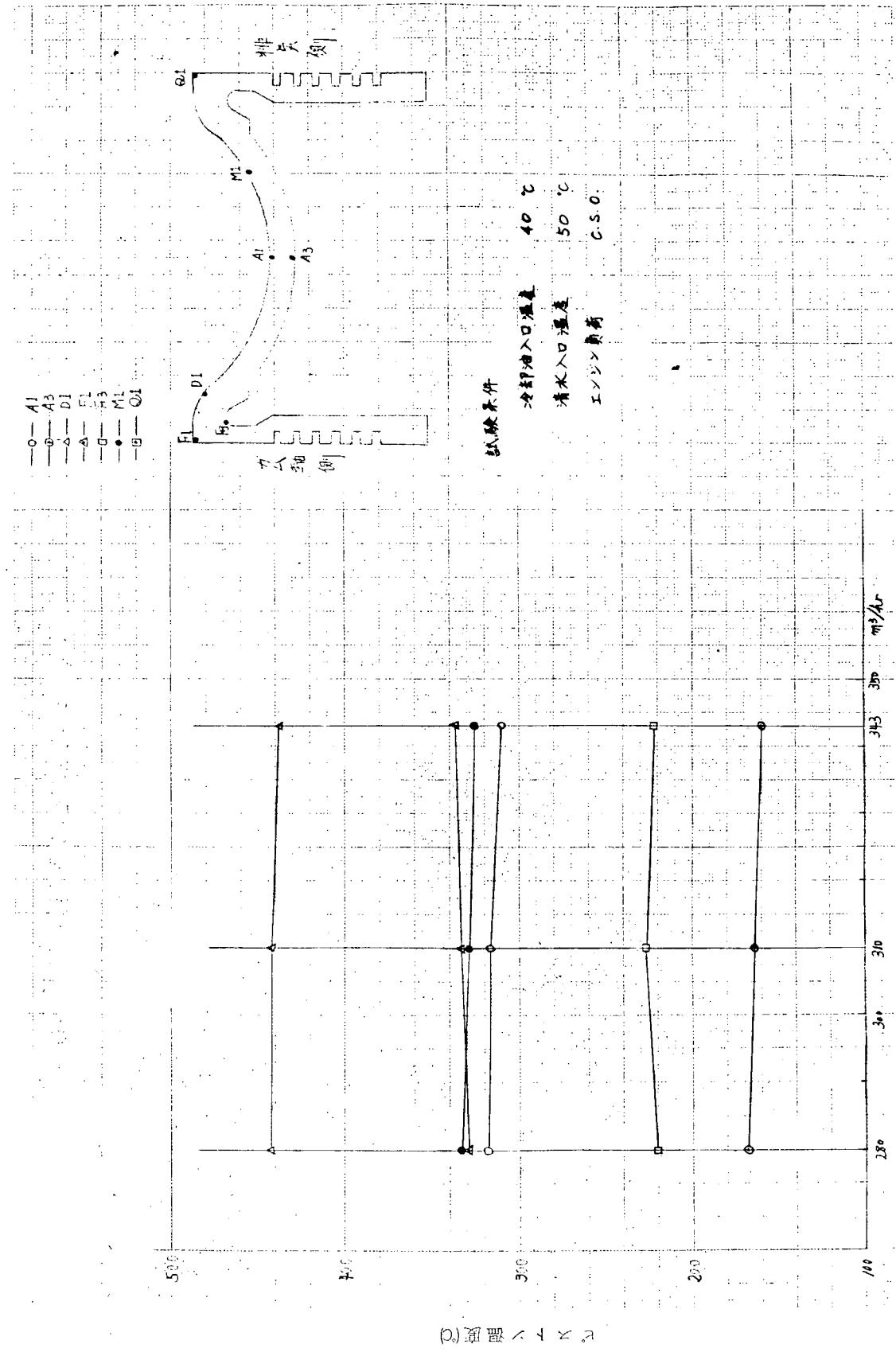
第4.1.8図(a) 整定負荷時のビストン温度



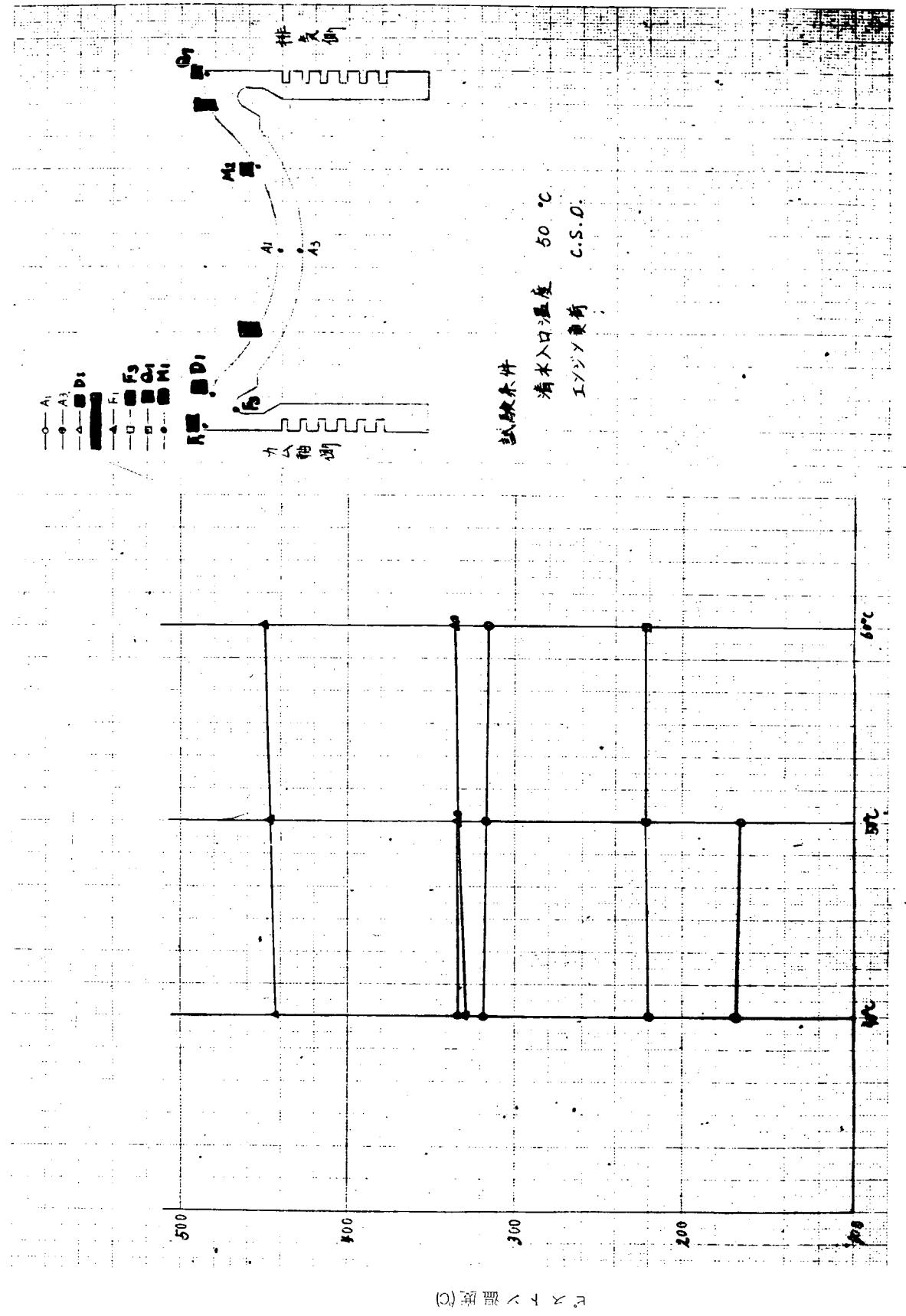


第4.1.8 図(b) 負荷トルクとピストン温度との関係

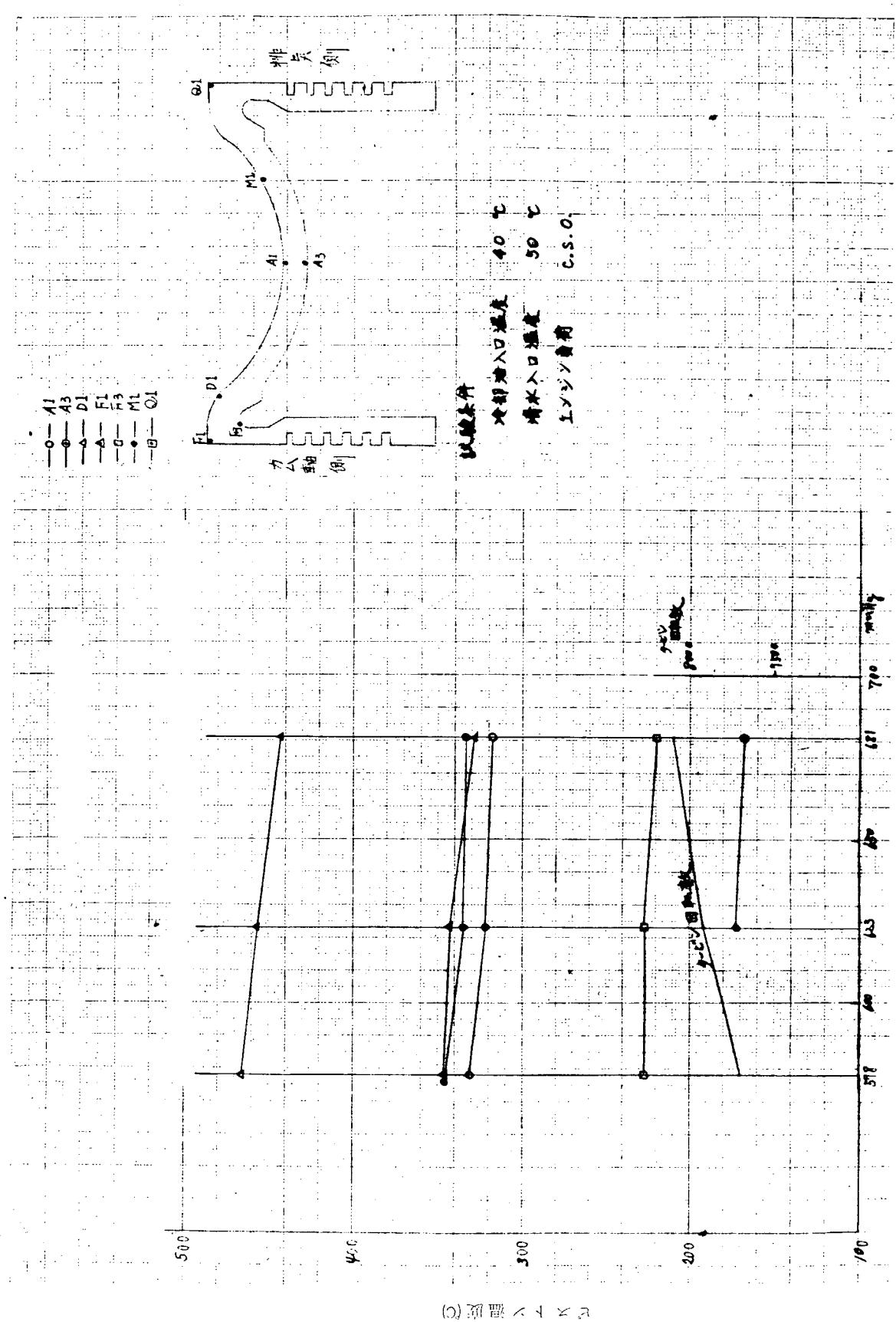
(C) 関 謝



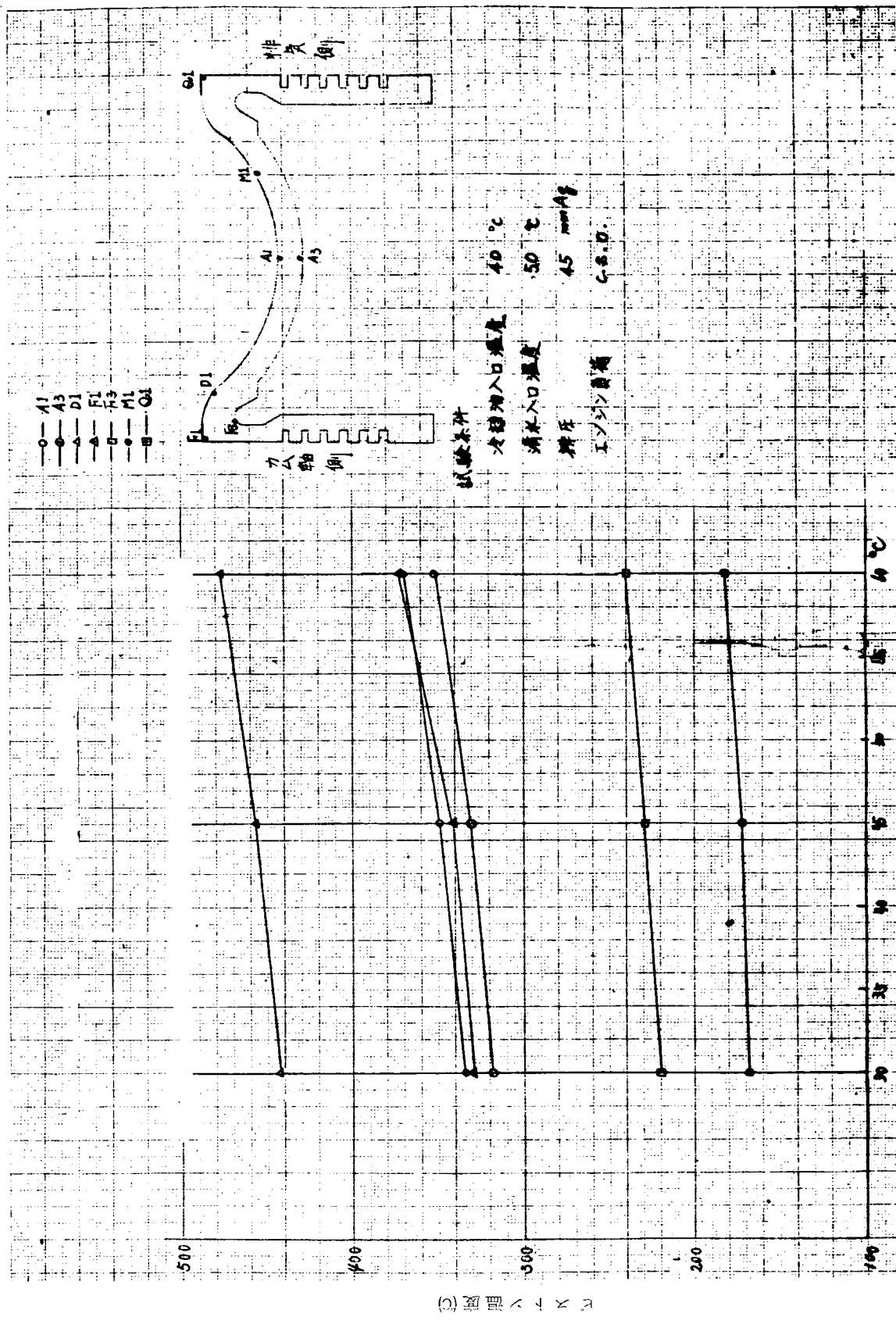
第4.1.9 図 冷却油油量とビストン温度との関係



第4.1.10図 冷却油温とピストン温度との関係

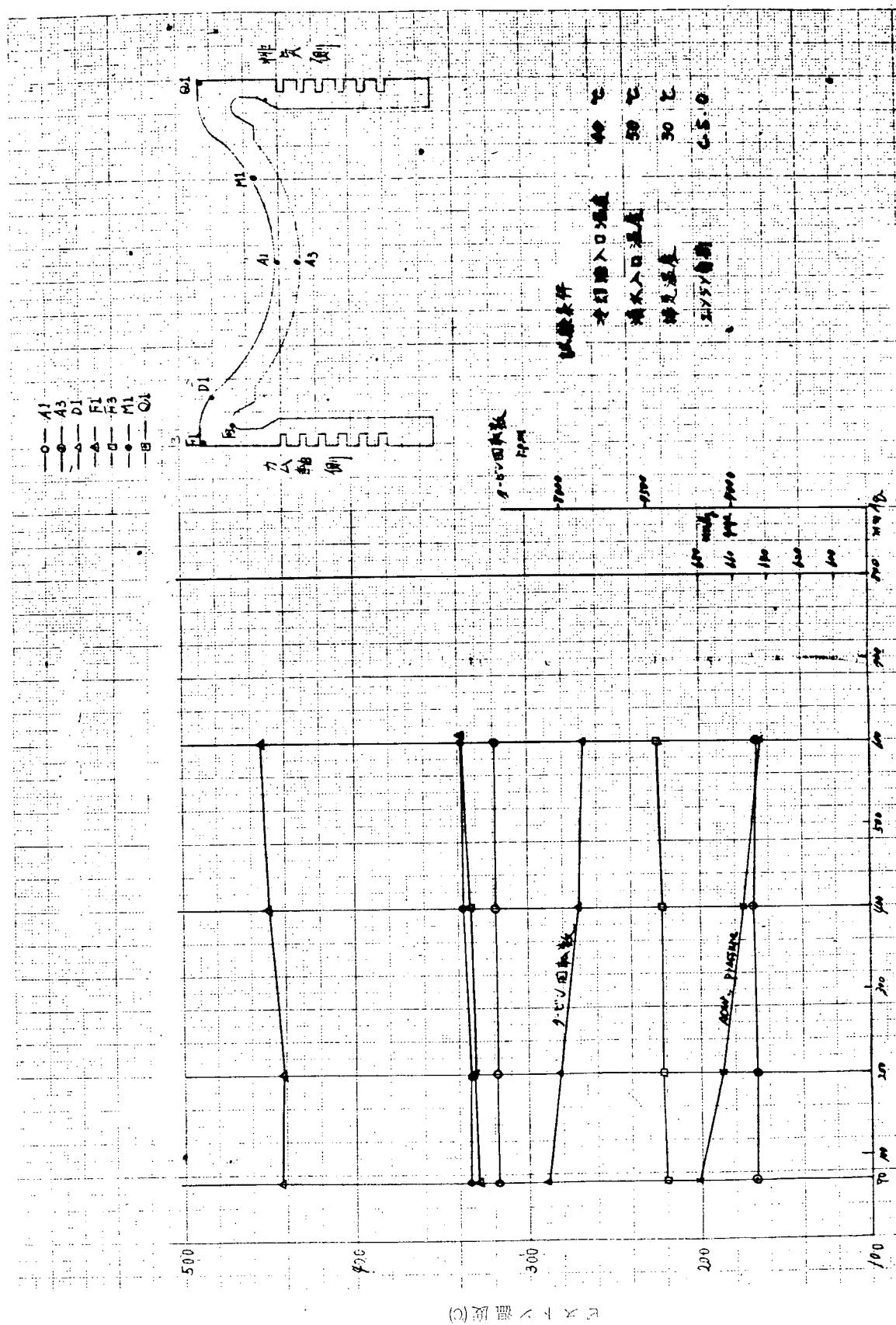


第4.1.11図 吸気風量とピストン温度との関係



第4.1.12図 燃氣温度とビストン温度との関係

第4.1.13図 背圧変化とビストン温度との関係



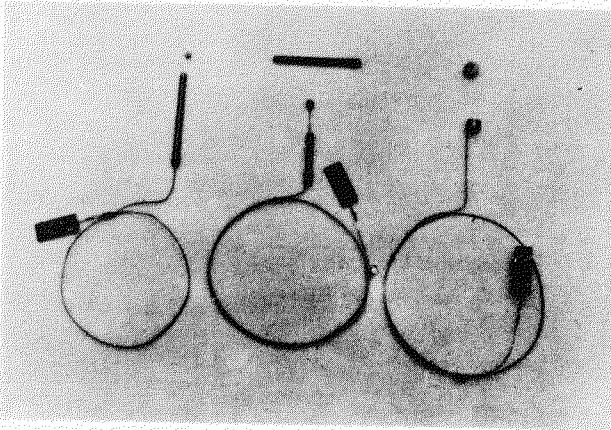


写真4.1.8 ライナ温度計測用熱電対

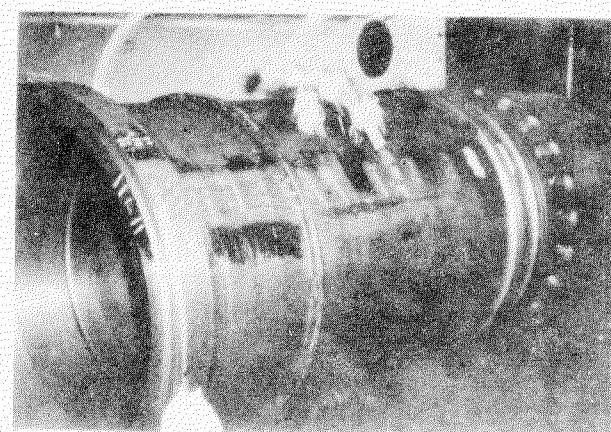


写真4.1.9 ライナ温度計測点

レコーダを使用し多点計測用リレー式定査器を使用した。

(b) 整定負荷時のライナ温度

第4.1.14図は、ガス側表面温度を機関出力ベースでプロットしたもの。

(c) 負荷トルクの影響

第4.1.15図。シリンダライナ温度も負荷トルクと1次関係にある。

いずれにしてもライナの温度レベルは、最大負荷時にも20°C以下にある。

(d) 冷却条件変化の影響

第4.1.16図。清水流量 $5.5\text{ l}\rightarrow3.5\text{ l}/\text{hr}$ (全シリンダ分)に変更したときのライナ各部の温度変化を示す。このとき、各部とも10°C程度温度上昇がみられるが、温度差はあまり変化しないようである。

第4.1.17図。清水入口温度 $50^{\circ}\text{C}\rightarrow70^{\circ}\text{C}$ により、各部温度は40°C上昇する。この場合も温度差には影響は少ないようである。

清水入口温度による壁温の影響はかなり大きい。

(e) 掃気条件変化の影響

第4.1.18図。ピストンクラウンと同様掃気放出により掃気圧の低下 $681\text{ mmHg}\rightarrow578\text{ mmHg}$ により30°C程度の上昇を起こす。

第4.1.19図。掃気温度 $30^{\circ}\text{C}\rightarrow60^{\circ}\text{C}$ により壁温は10~20°C上昇する。

掃気条件はシリンダライナ壁温に大きい影響力をもつ。

(f) 背圧変化の影響

第4.1.20図。背圧 $7.0\rightarrow6.0\text{ atm}$ により掃気圧は 35 mmHg 低下する。一方これによる壁温上昇は2~10°C程度で掃気圧変化分の壁温上昇に相当しているようである。

(3) シリンダカバーの熱負荷

(a) 温度計測状況

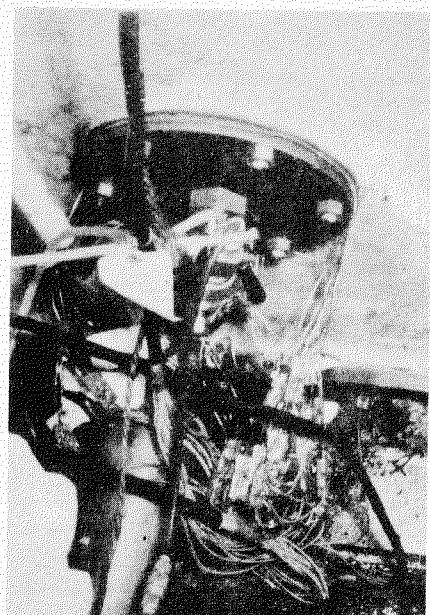


写真4.1.10 温度計測配線引出状況

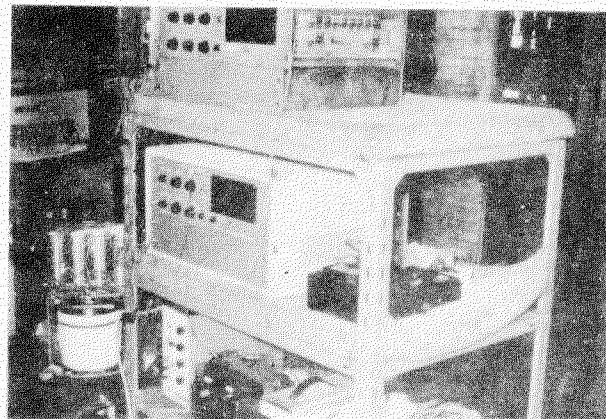
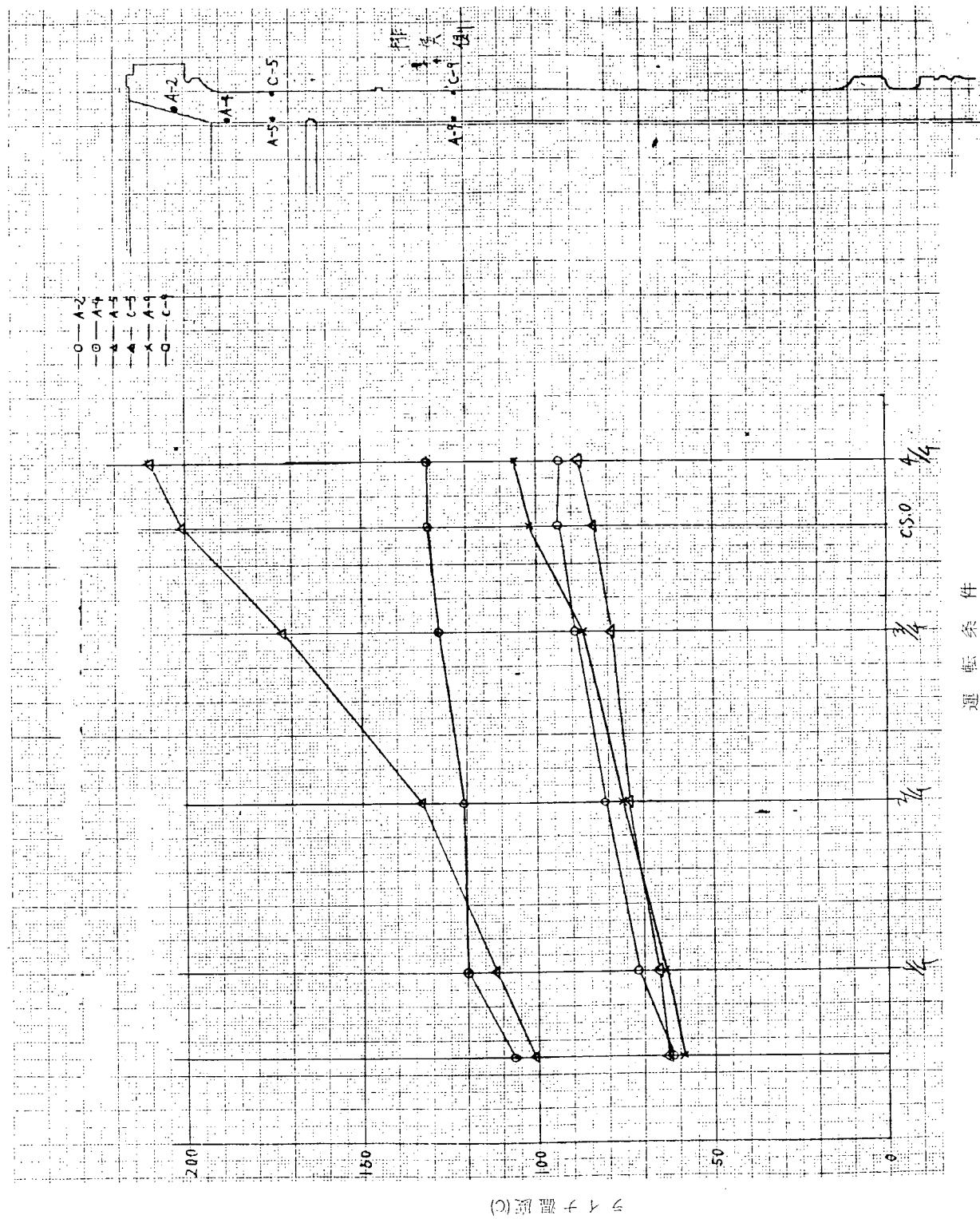
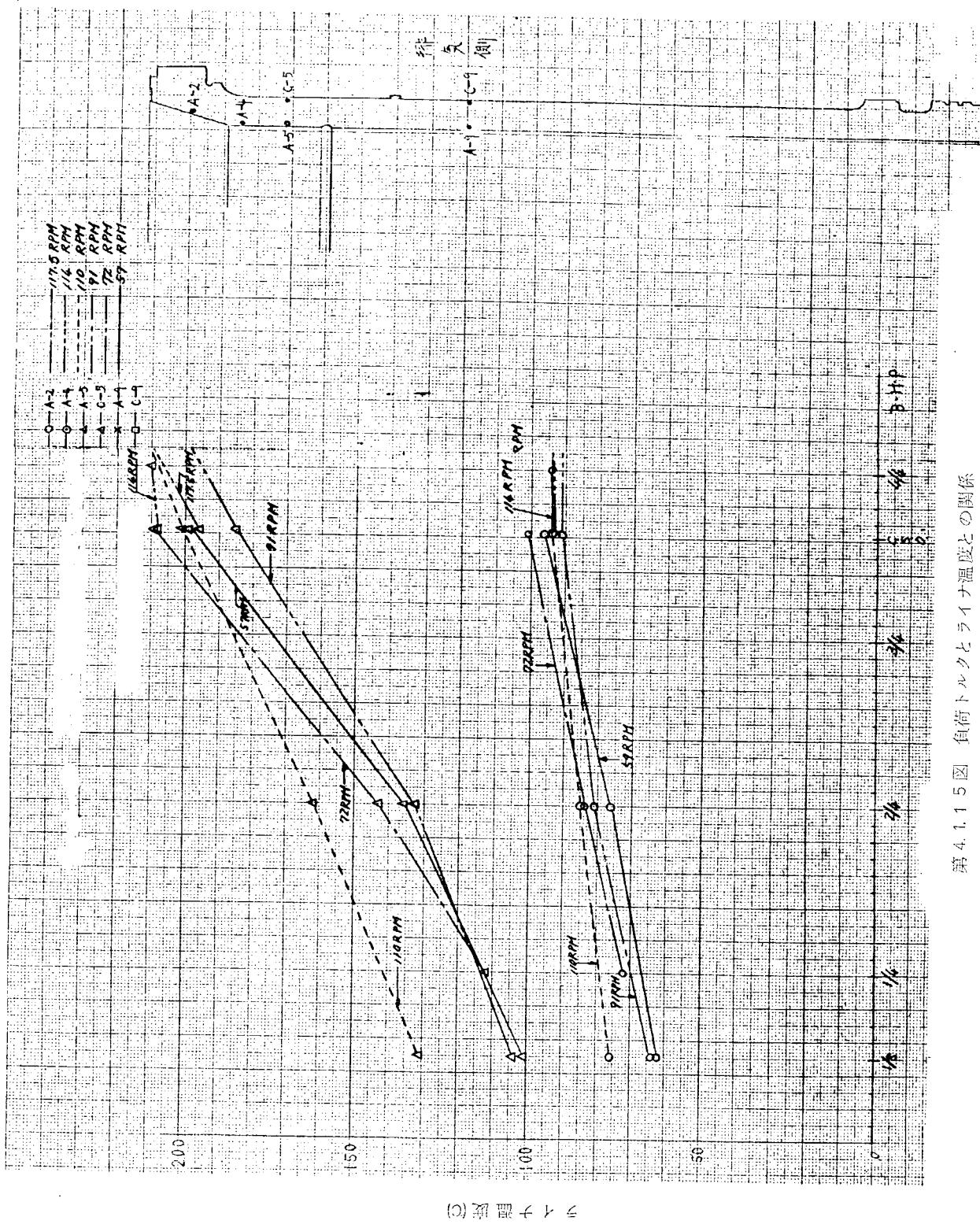


写真4.1.11 温度記録装置

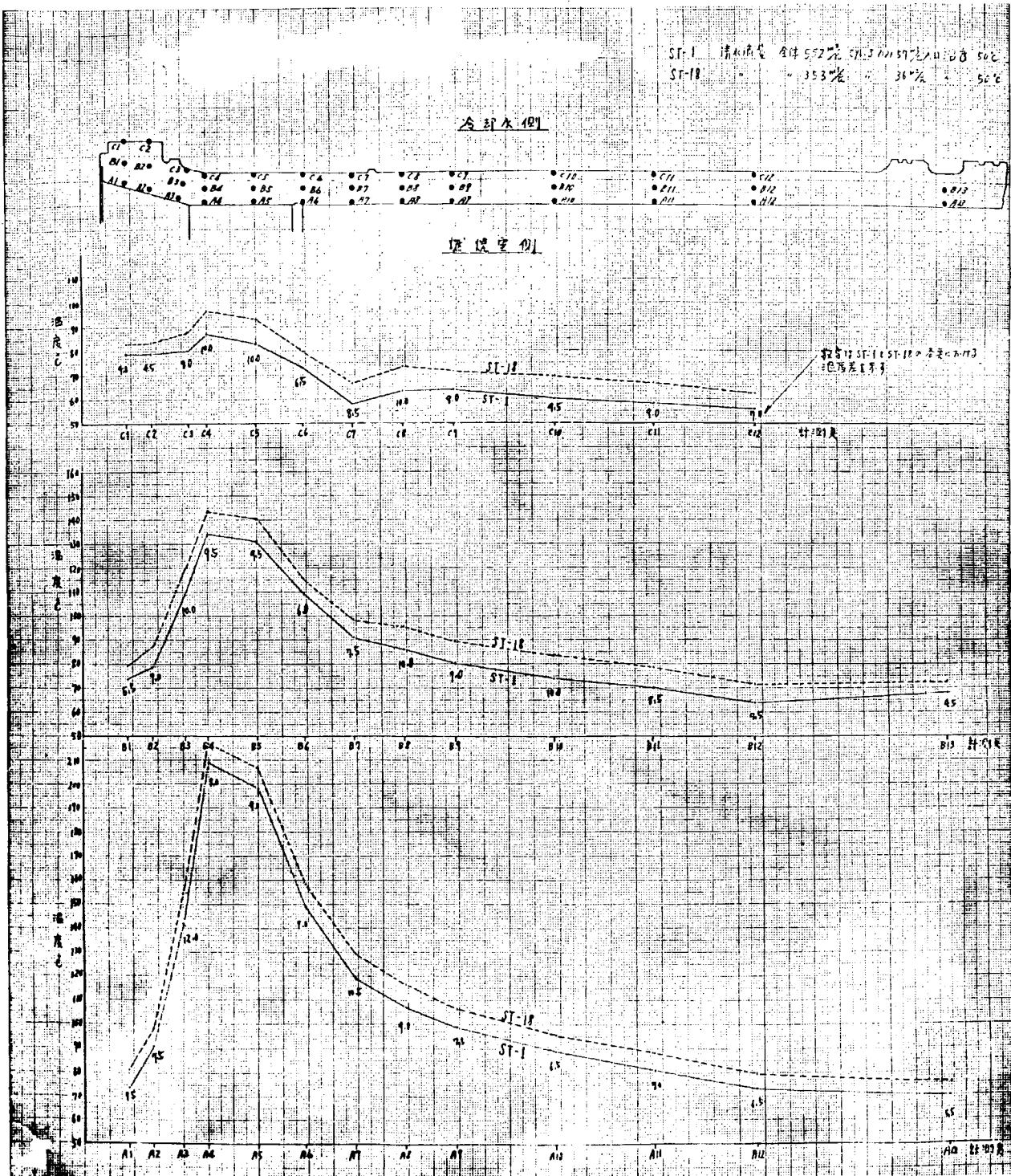
第4.1.14図 プロペラ法則運転時ライナ各部の温度
運転条件



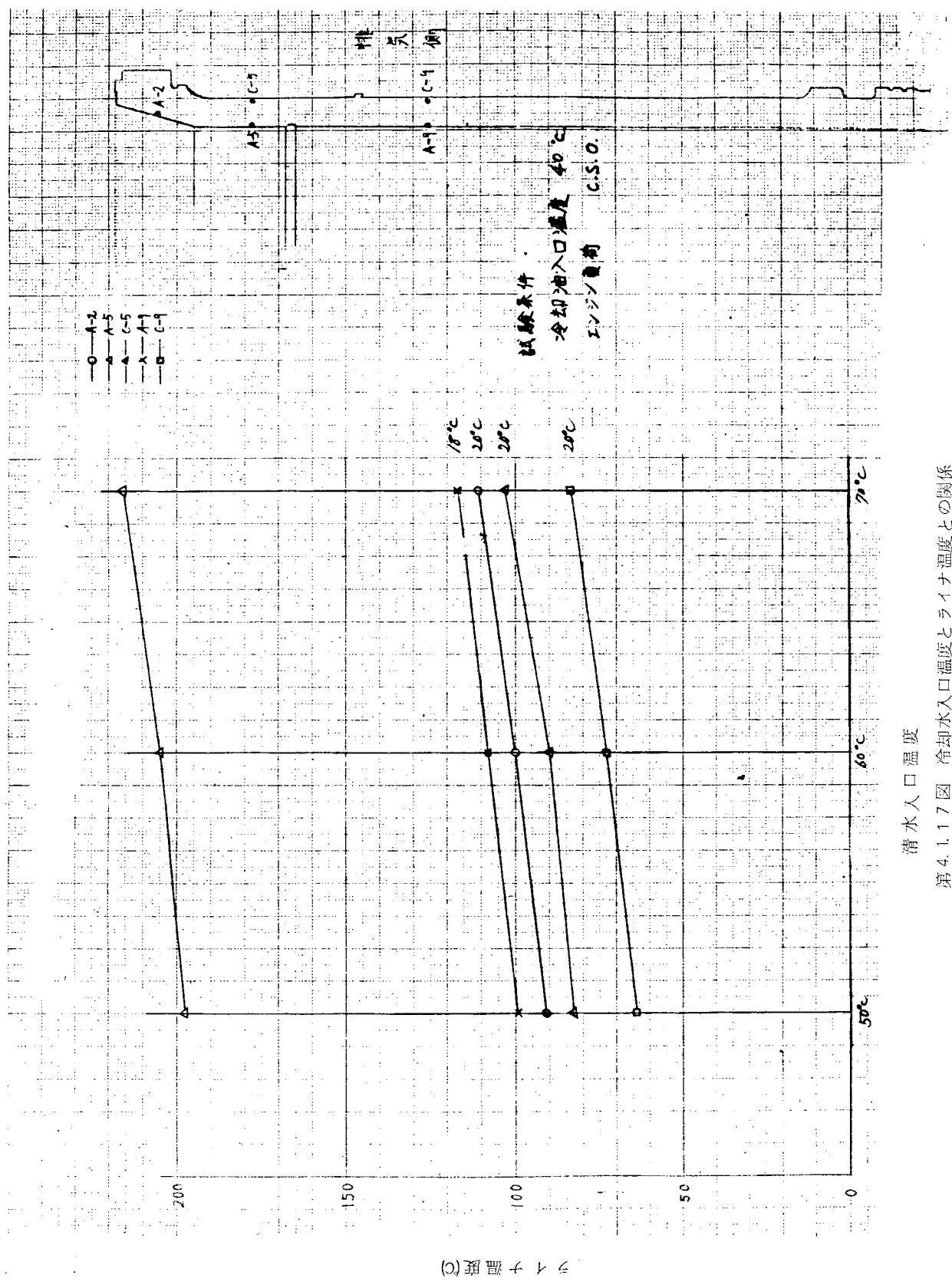
第4.1.15図 負荷トルクとライナ温度との関係



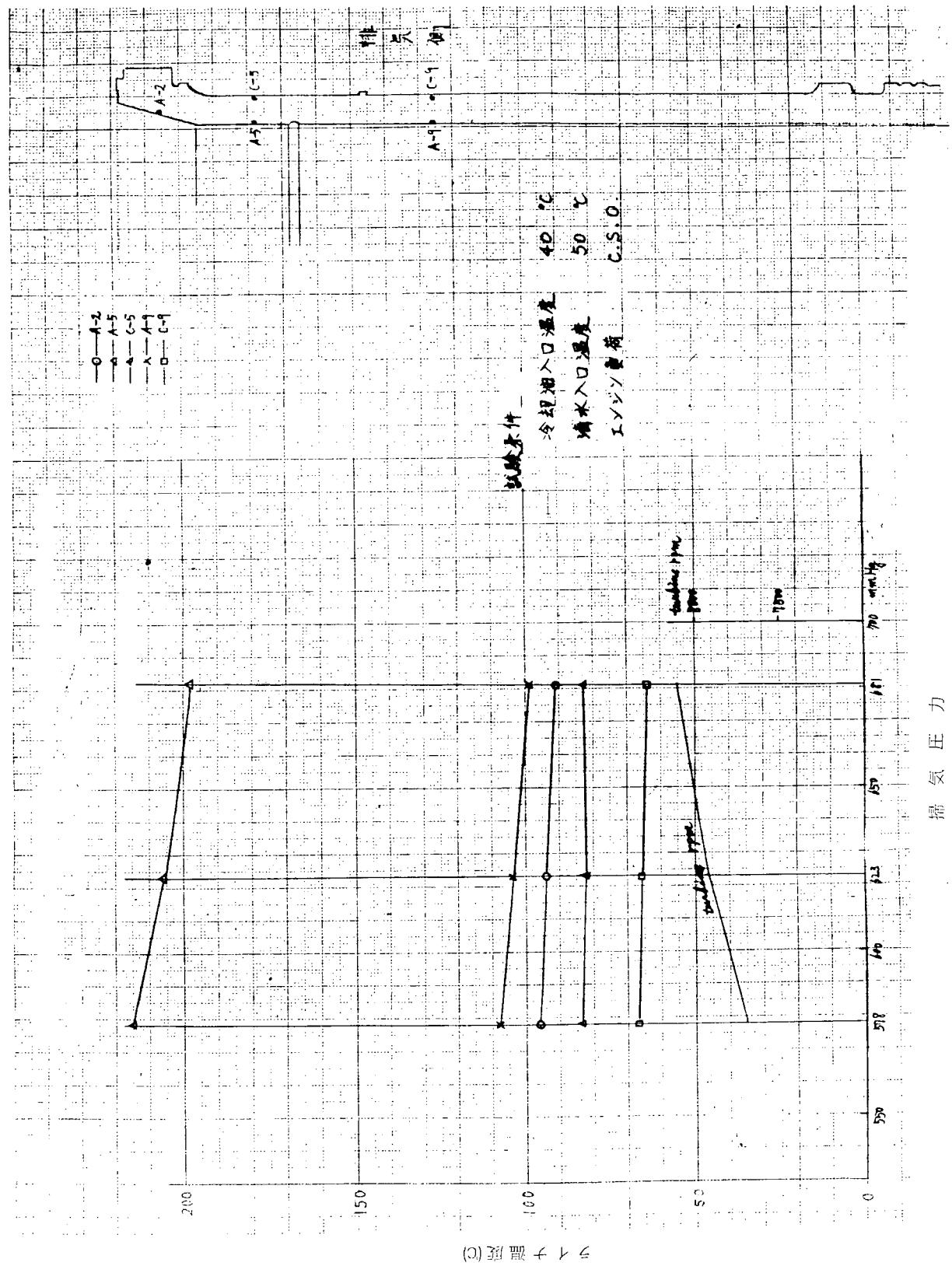
(c) ライナ温度



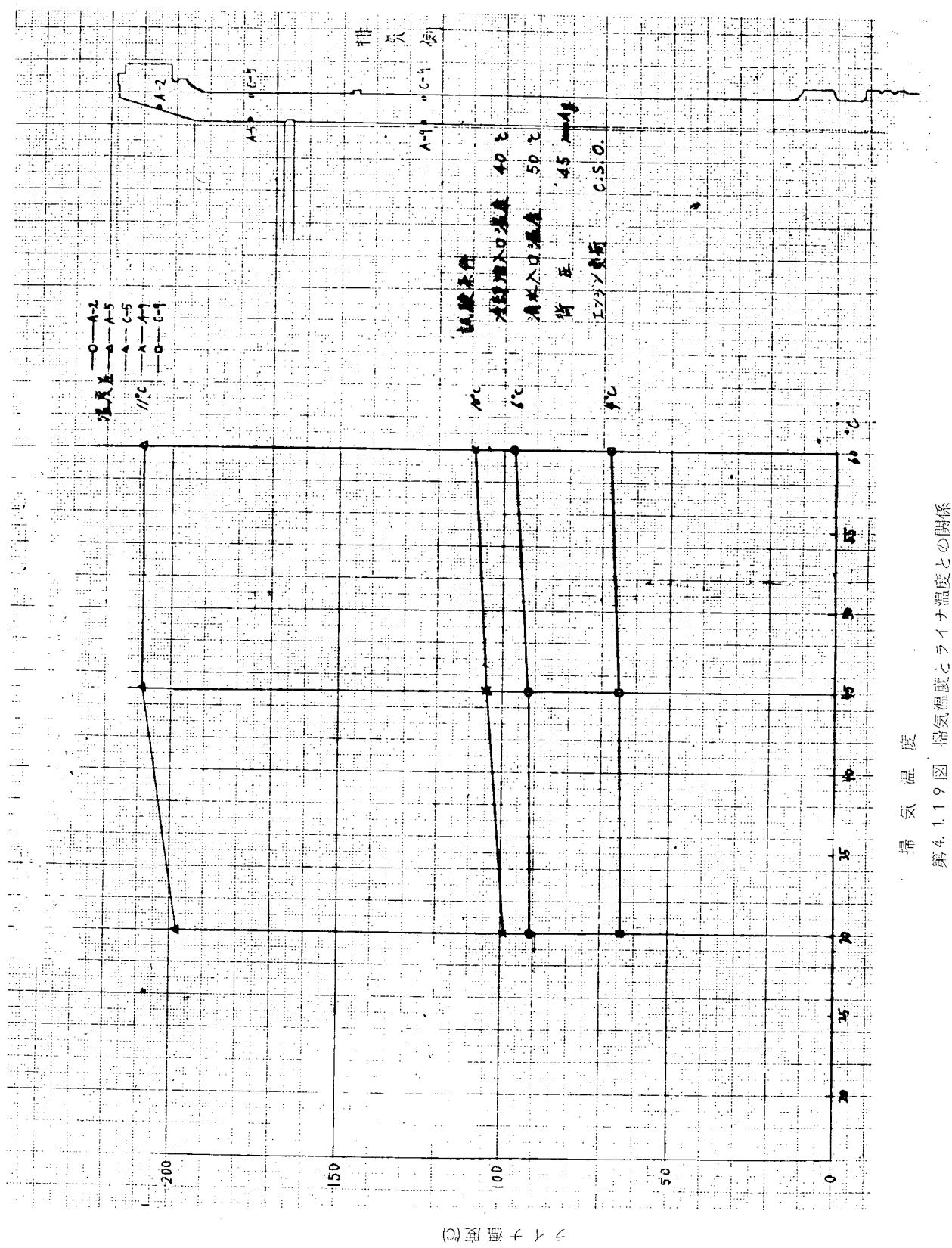
第4.1.16図 冷却水量とライナ温度との関係



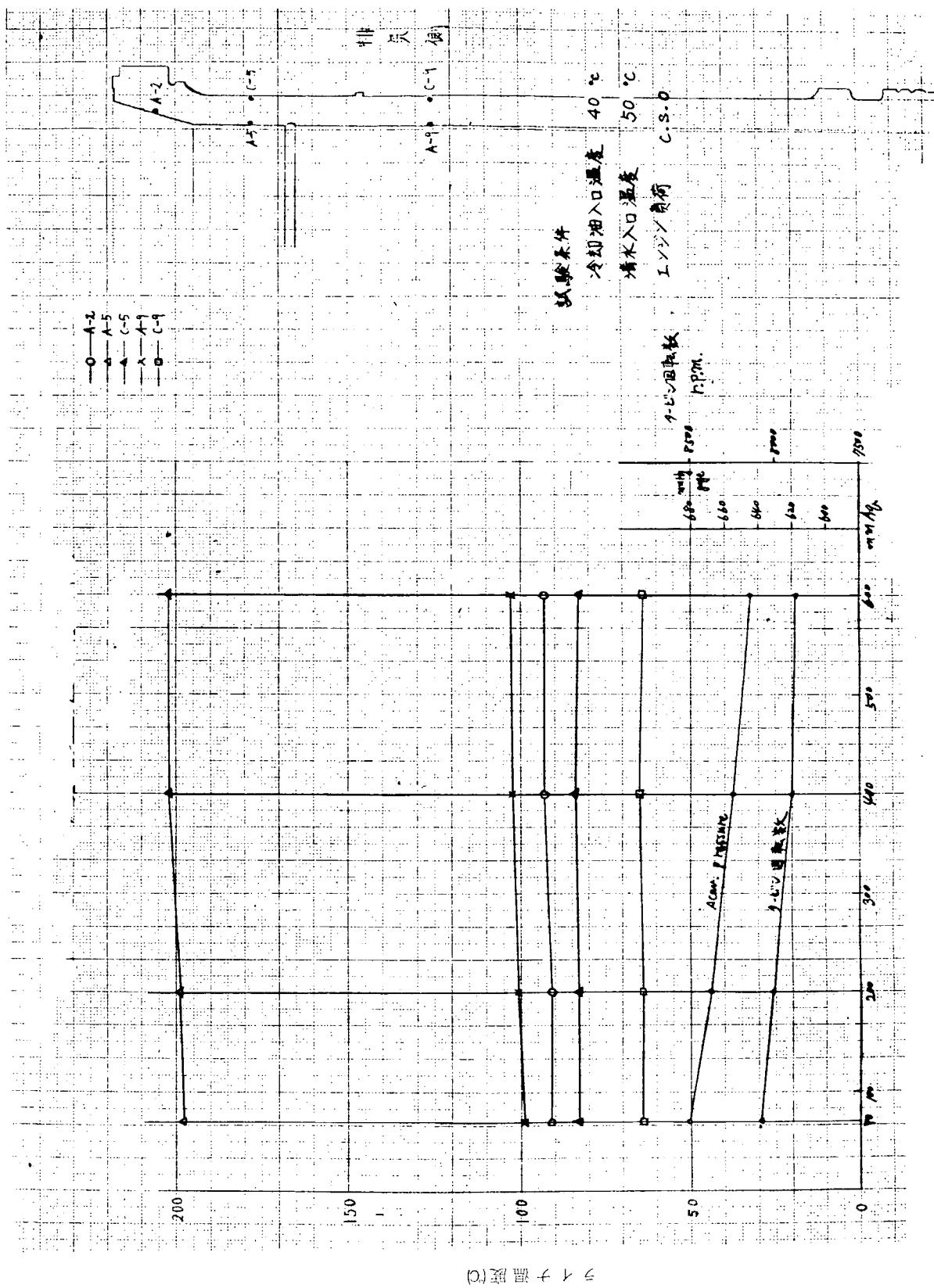
第4.1.17図 冷却水入口温度とライナ温度との関係



第4.1.18図 風量とライナ温度との関係



第4.1.19図 搭乗温度とライナ温度との関係
Ride Temperature and Cabin Temperature Relationship



第4.1.20図 背圧変化とライナ温度との関係

写真 4.1.1.2 に各種センサを取りつけたシリンダカバー排気弁箱の外観を示す。排気弁に取りつけたリンクは熱電対素線の案内のためのものである。

(b) 定負荷時のシリンダカバー温度

第 4.1.2.1 図は、機関出力（プロペラ法則）とガス側表面温度の関係をプロットしたもの。

一般にカム軸側のほうが 1.0 °C 程度高く他部品とは逆の傾向を示している。

(c) 負荷トルクの影響

第 4.1.2.2 図。壁表面温度は負荷トルクと 1 次関係にはないようである。

(d) 冷却条件変化の影響

第 4.1.2.3 図に冷却水量とカバー温度との関係を示す。流量 $5.52 \text{ m}^3/\text{hr} \rightarrow 3.53 \text{ m}^3/\text{hr}$ に絞つた結果、全体的に温度レベルが 2.0 °C 程度上昇している。ただしこの場合も温度差は変化していないので熱応力上の問題は少ないと思われる。すなわち冷却水流量は壁温度に影響するが温度差への影響は低い。

第 4.1.2.4 図は冷却水入口温度を変化させた場合の壁温を図示したるものである。この場合も全体的に温度レベルの上昇は 1.0 ~ 1.5 °C 程度である。温度上昇値と温度分布とを併せ考えると上昇値は一定と考えてよいようであるので温度差は変化しないものと思われる。

(e) 掃気条件変化の影響

第 4.1.2.5 図。掃気の放出により掃気圧力を $6.80 \rightarrow 5.80 \text{ mmHg}$ に低下させたときのシリンダカバー壁温の変化をプロットしたもの。ガス側表面温度は 2.0 °C 程度の上昇を示し、冷却側壁面温度上昇は 5 °C 程度であり、温度差の増加は 1.5 °C に達している。風量の影響は無視できない。

第 4.1.2.6 図。掃気温度とカバー温度の関係。掃気温度 $3.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 6.0 \text{ }^\circ\text{C}$ の変化によりガス側表面温度は $3.0 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上の温度上昇を示す。冷却側壁面温度は全く変化していない。すなわち掃気温度の影響は非常に大きい。熱応力、温度、レベルの両面にわたり注意を要する。

(f) 背圧変化の影響

第 4.1.2.7 図。背圧 $7.0 \rightarrow 6.0 \text{ mAq}$ の変化により掃気圧力は $6.80 \rightarrow 6.45 \text{ mmHg}$ すなわち 3.5 mAq の変化があつた。このとき壁面温度はガス側で約 6 °C、冷却側で 0 °C の変化である。この場合も背圧変化に伴なつた掃気圧が主要な影響を及ぼしたものとみなしてよい。

(4) 排気弁座の熱負荷

(a) 温度計測状況

写真 4.1.1.3。熱電対引出し状態の写真である。

(b) 整定負荷時の排気弁座の温度

第 4.1.2.8 図。排気弁座温度の最も注目すべき位置は弁座部である。排気側の方がカム軸側より 2.0 °C 高い。

(c) 負荷トルクの影響

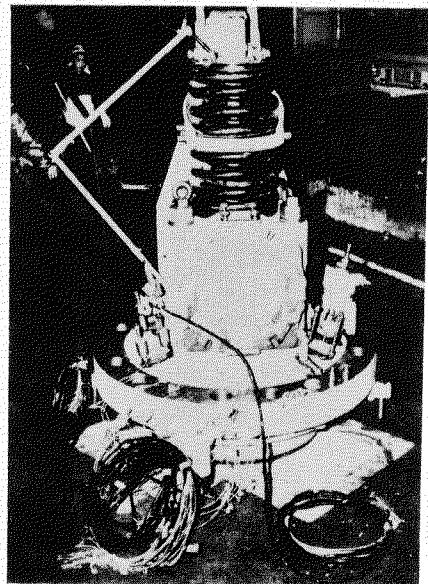


写真 4.1.1.2 シリンダカバー温度計測状況

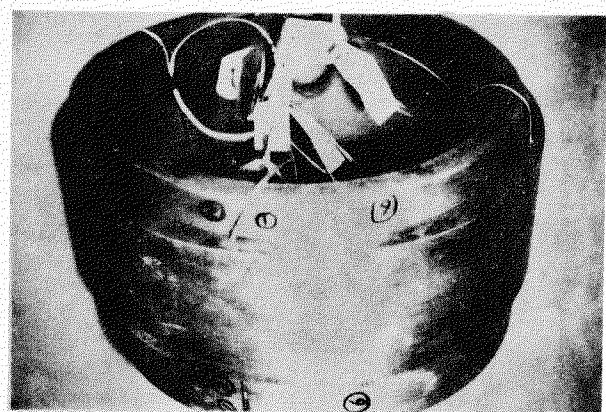
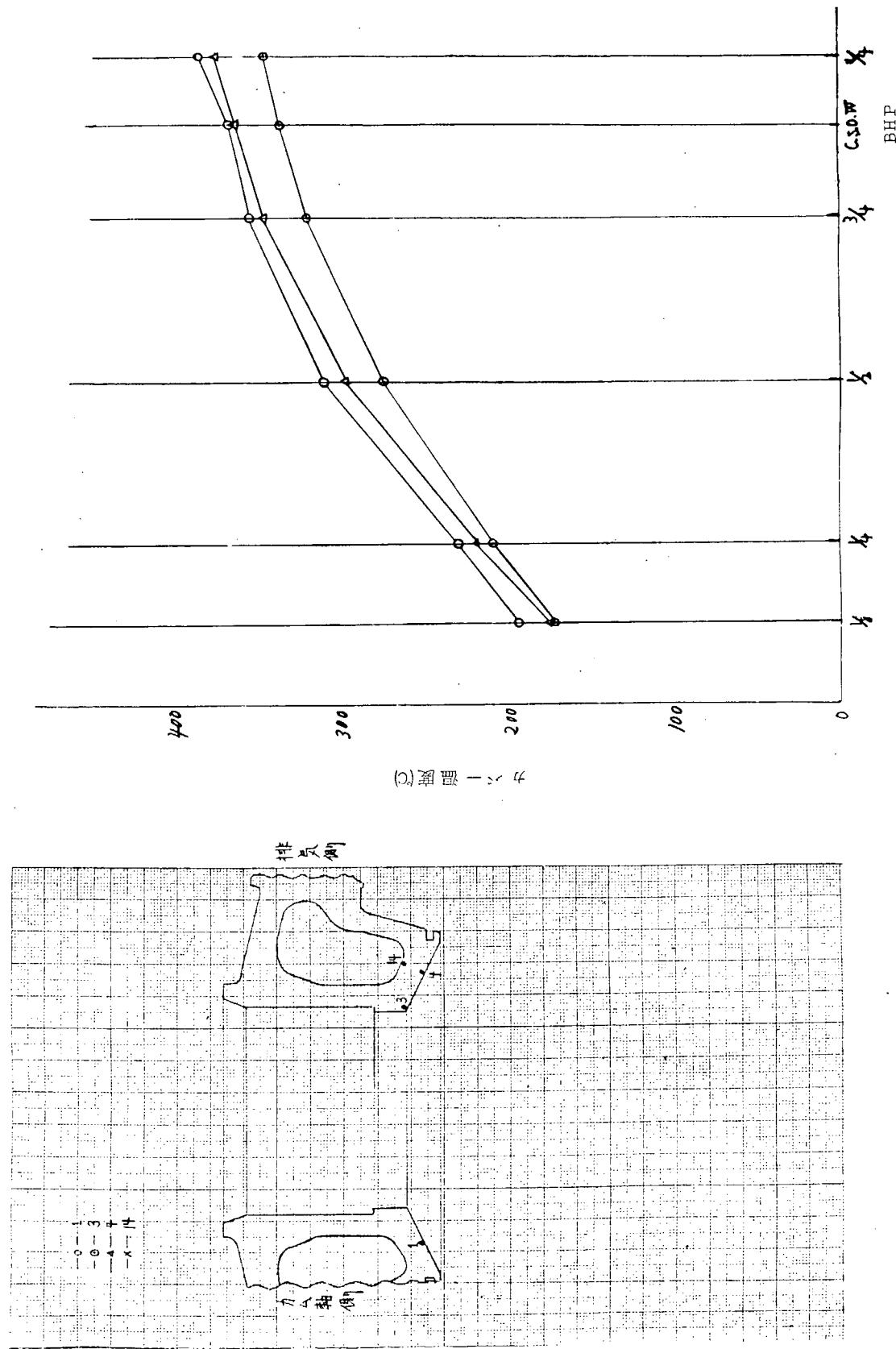


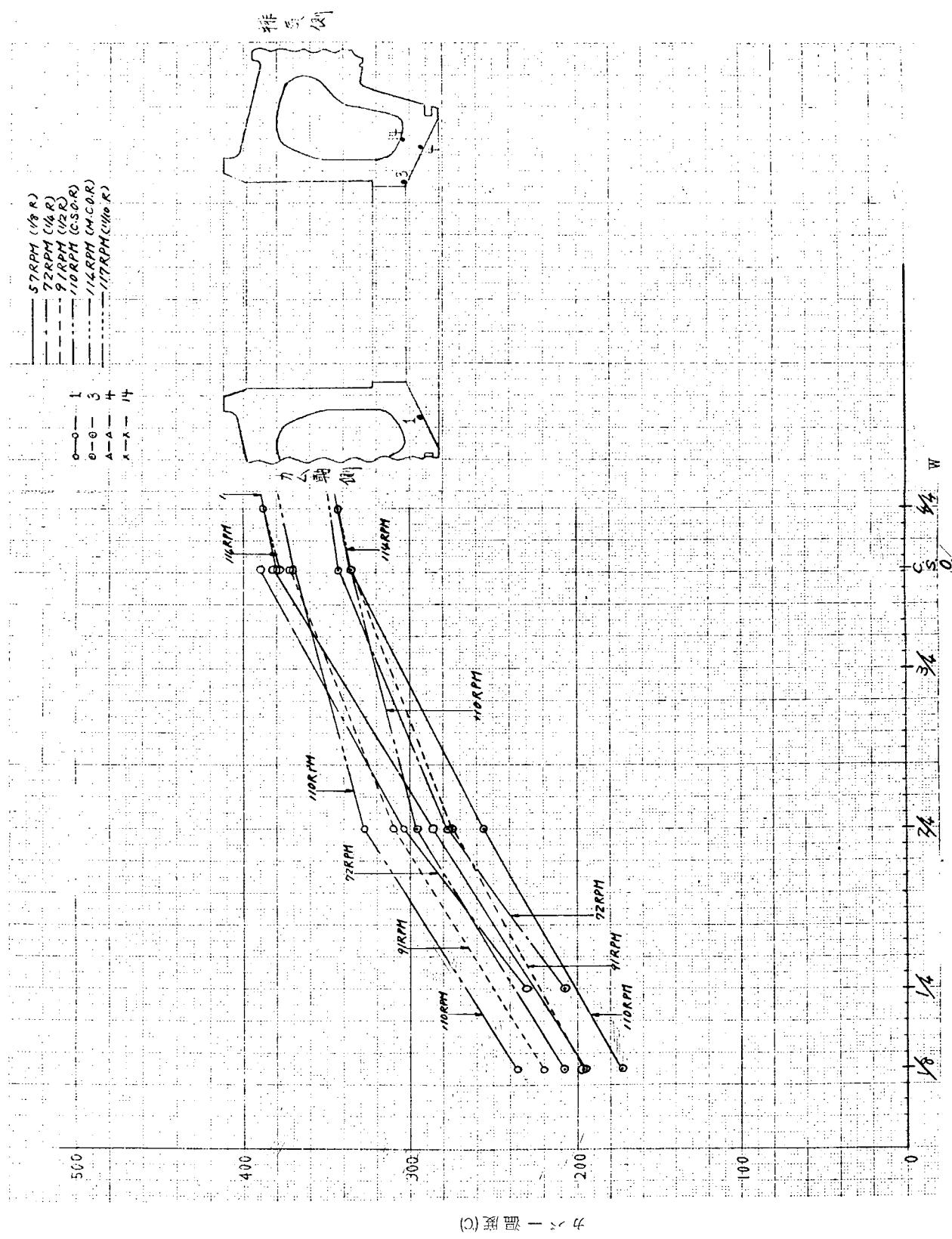
写真 4.1.1.3 排気弁座温度計測状況

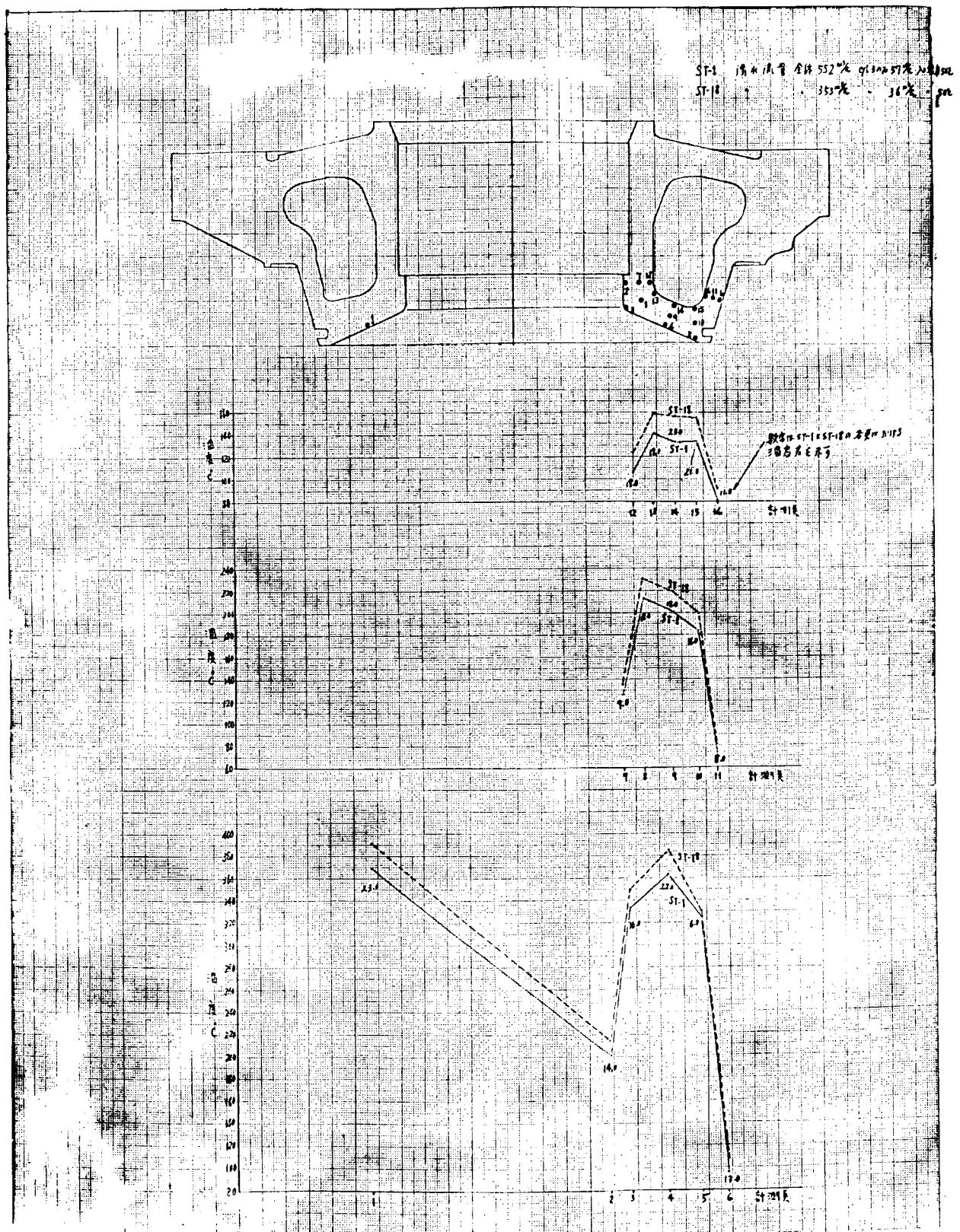
運転条件

第4.1.21図 プロペラ法則運転時のカバー各部の温度

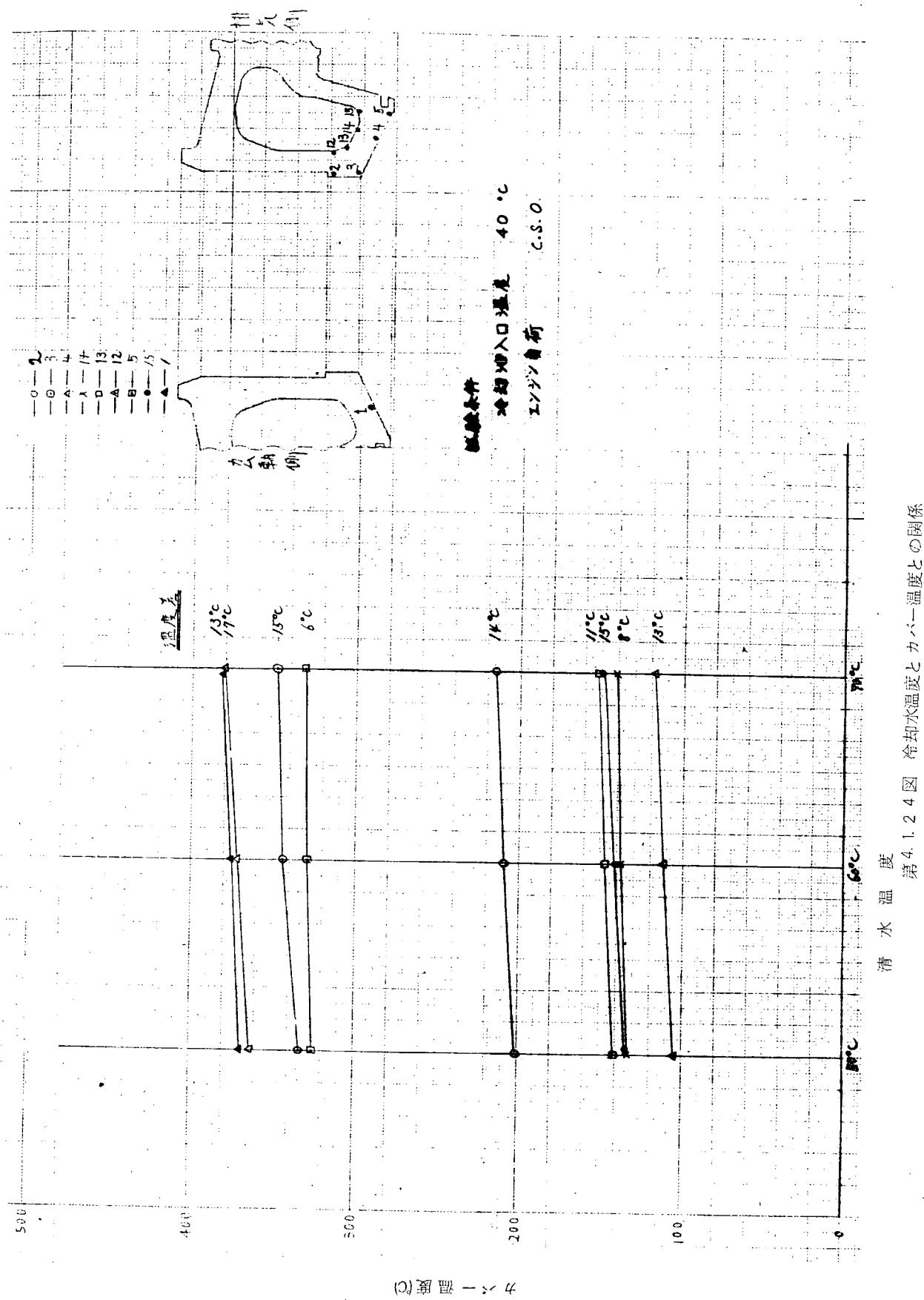


第4.1.22図 負荷トルクとカバー温度との関係

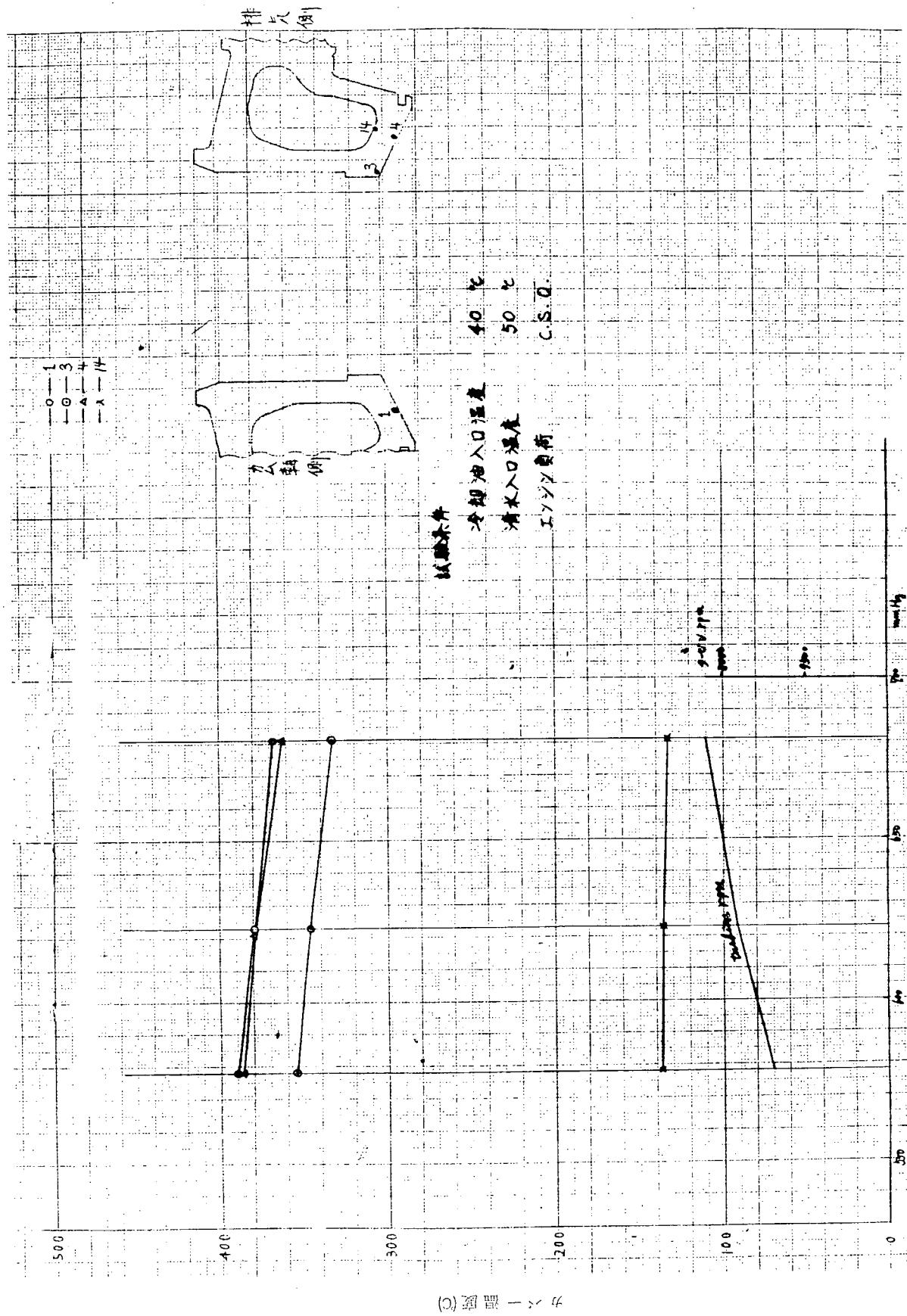




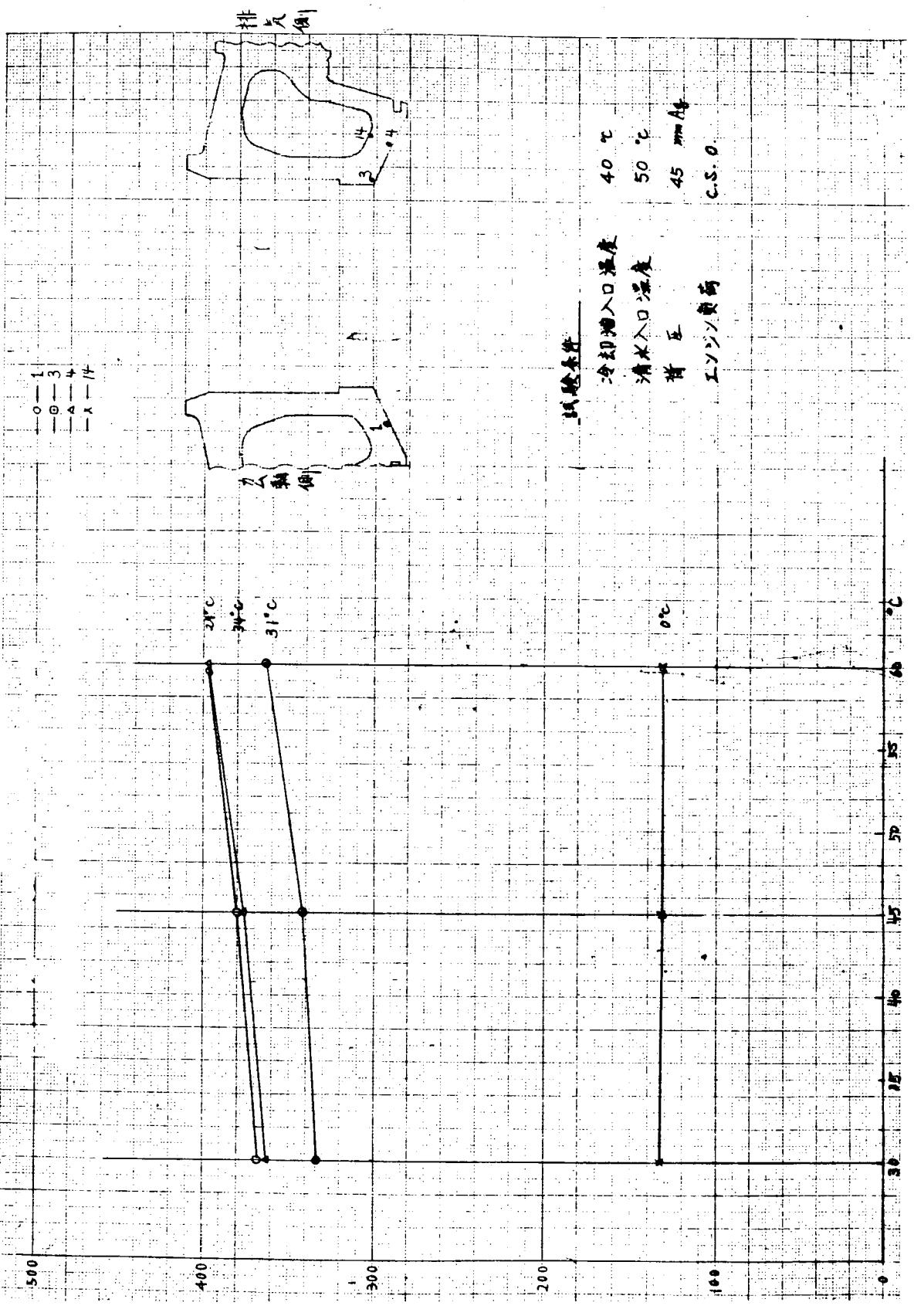
第4.1.2.3 図 冷却水量とカバー温度との関係



第4.1.24図 冷却水温度とカバー温度との関係



第4.1.25図 風量とカバー温度との関係
Fig. 4.1.25 Air flow rate and cover temperature relationship



○一観察(2)

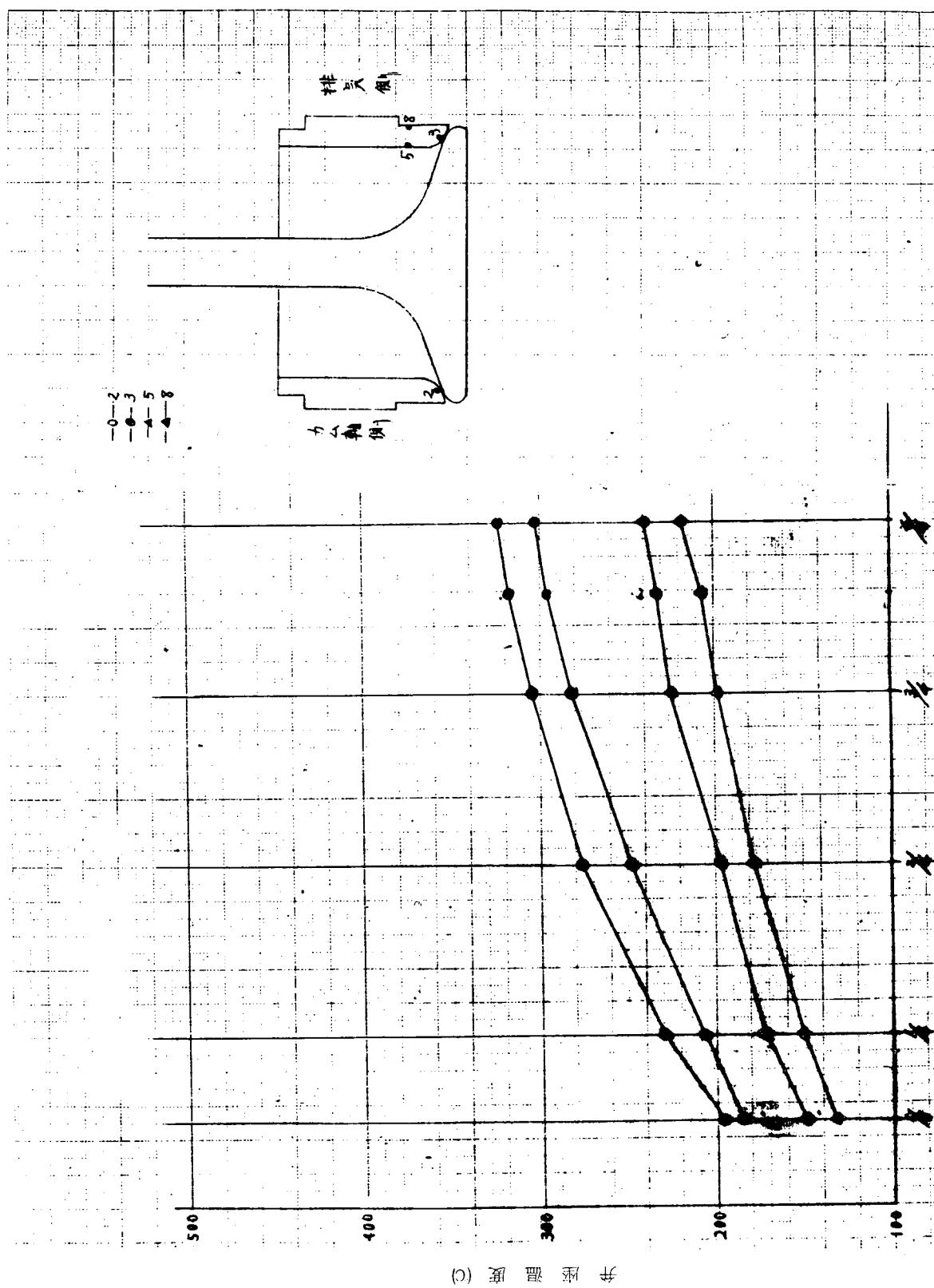
第4.1.26図 溫度とカバー温度との関係

第4.1.27図 背压変化とカバー温度との関係



カバー温度(℃)

第4.1.2.8図 プロペラ法則運転時の排気弁座各部の温度
運転条件



排気温度 (°C)

第4.1.2.9図。負荷トルクと1次関係のようであるが回転数により勾配温度レベルに一定の傾向がみられない。温度自体の精度のバラツキ範囲にあるため、回転数の影響が顕著でないと考えられる。

(d) 掃気条件変化の影響

第4.1.3.0図。掃気圧 $6.80 \rightarrow 5.80 \text{ mmHg}$ の変化により弁座の温度 3.0°C の上昇、その他の点で $1.5 \sim 2.0^{\circ}\text{C}$ の上昇がみられる。

第4.1.3.1図。掃気温度 $3.0^{\circ}\text{C} \rightarrow 6.0^{\circ}\text{C}$ により弁座温度 $2.0 \sim 2.6^{\circ}\text{C}$ の上昇がみられる。

(e) 背圧変化の影響

第4.1.3.2図。背圧 $7.0 \rightarrow 6.0 \text{ mmHg}$ により掃気圧 3.5 mmHg の変化を生じ、これにより約 1.0°C の温度上昇を生じている。

(5) 排気弁棒の熱負荷

(a) 温度計測状況

写真4.1.1.4、4.1.1.5に排気弁棒表面の熱電対埋込状況および配線の外観を示す。

(b) 整定負荷時の排気弁棒の温度

第4.1.3.3図はプロペラ法則による機関出力整定期の温度変化をプロットしたもの。

燃焼室側壁面のうち最高温度点は中心と外周との中間部にあるのに注意がひかれる。

弁棒部は、シリンダより排出した排気ガス平均温度に近く弁皿部燃焼室側表面温度は、シリンダ内平均ガス温度に近い。このことは、冷却されない部分はガス平均温度に近くなると思われる。

(c) 負荷トルクの影響

第4.1.3.4図。回転数一定の場合、負荷トルクと1次関係のようであるが、回転数に対して一定の傾向が把握できないのは測定値の誤差範囲にあるためと思われる。

(d) 掃気条件変化の影響

第4.1.3.5図。掃気圧 $5.80 \rightarrow 6.80 \text{ mmHg}$ により各部温度は 4.0°C 程度上昇している。

第4.1.3.6図。掃気温度 $3.0 \rightarrow 6.0^{\circ}\text{C}$ により 3.0°C 程度、弁棒部でも 1.8°C の変化を示している。

これから掃気条件により排気弁のうける影響は他部品より一層高いようである。

(e) 背圧変化の影響

第4.1.3.7図。背圧 $7.0 \rightarrow 6.0 \text{ mmHg}$ 、掃気圧 $6.80 \rightarrow 6.45 \text{ mmHg}$ の変化により $1.1 \sim 1.7^{\circ}\text{C}$ の変化を示す。ここでも背圧変化による掃気圧の変化が主要な作用をしているとみてよいと思われる。

(6) 燃焼室壁温度と機関運転条件との関係

(a) シリンダ平均有効圧力(P_e)に対する依存性

第4.1.3.8図に各部の P_e による影響をプロットしている。運転条件はプロペラ法則によつている。

(b) 空気過剩率に対する依存性

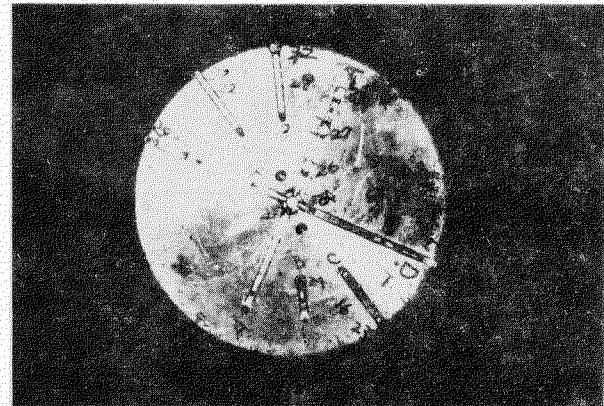


写真4.1.1.4 排気弁棒温度計測状況

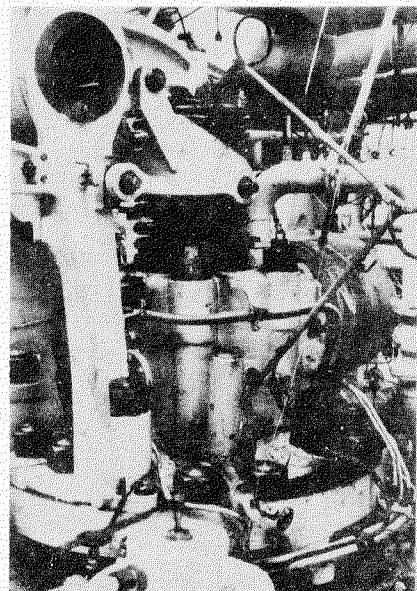
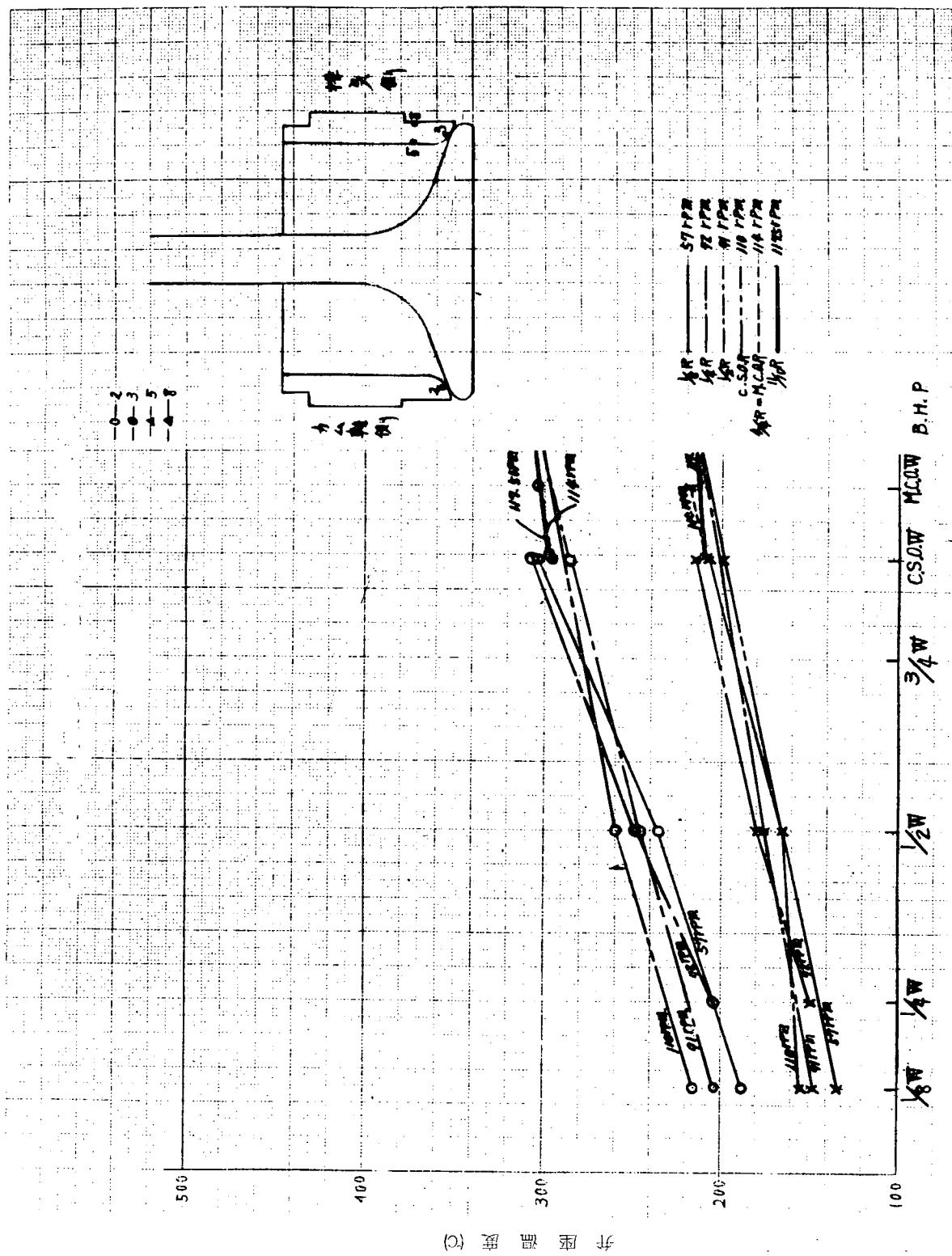
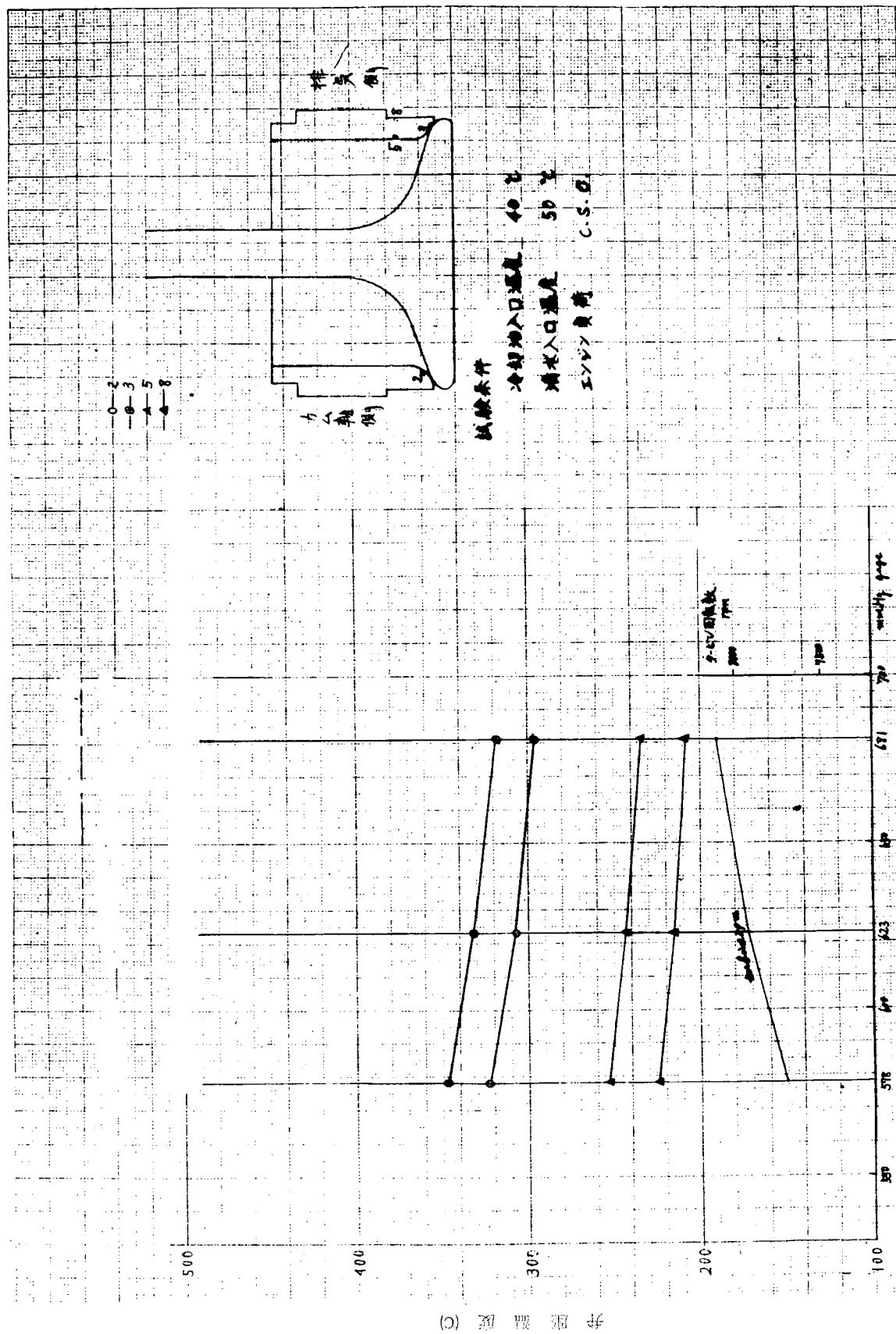
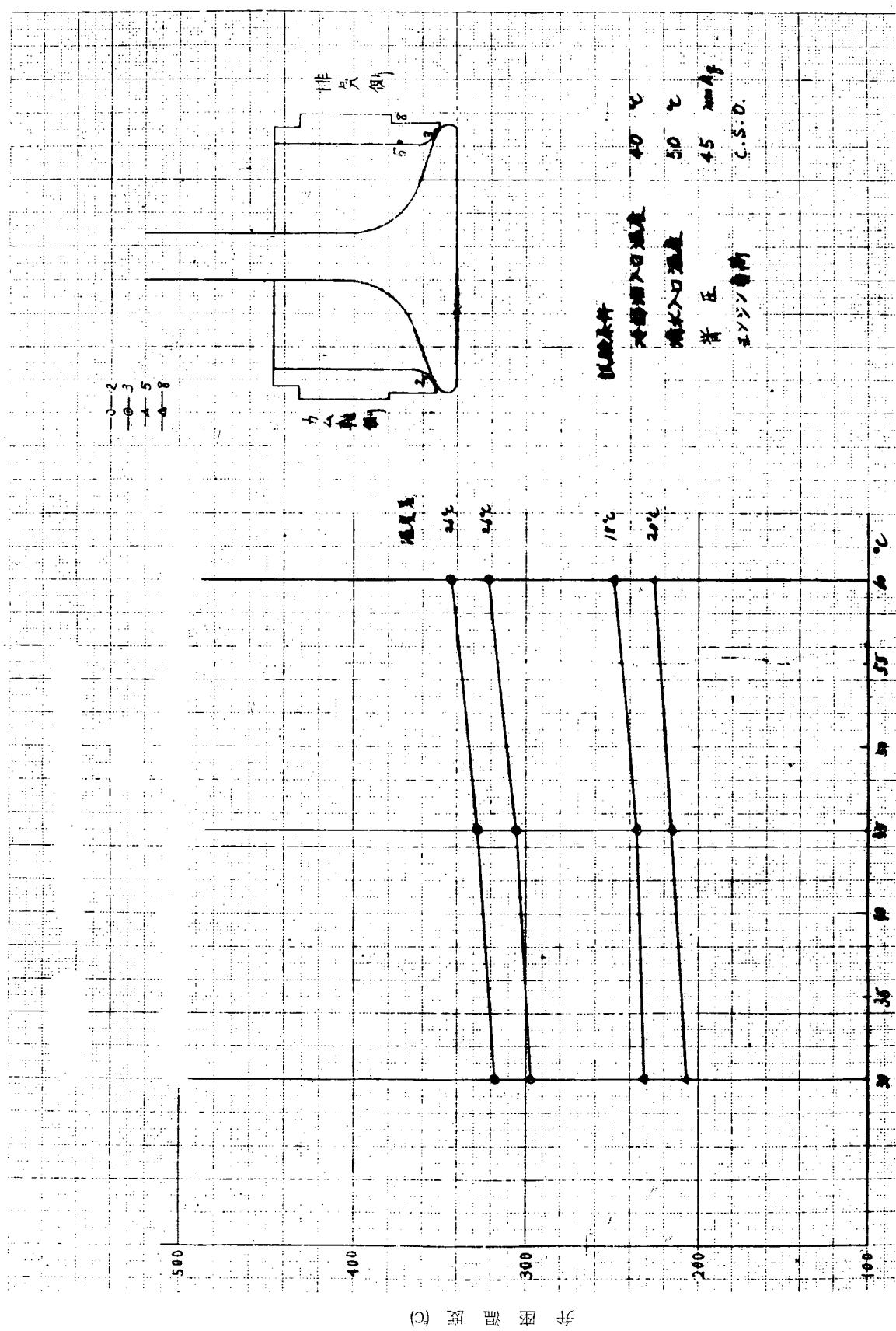


写真4.1.1.5 排気弁棒温度計測状況

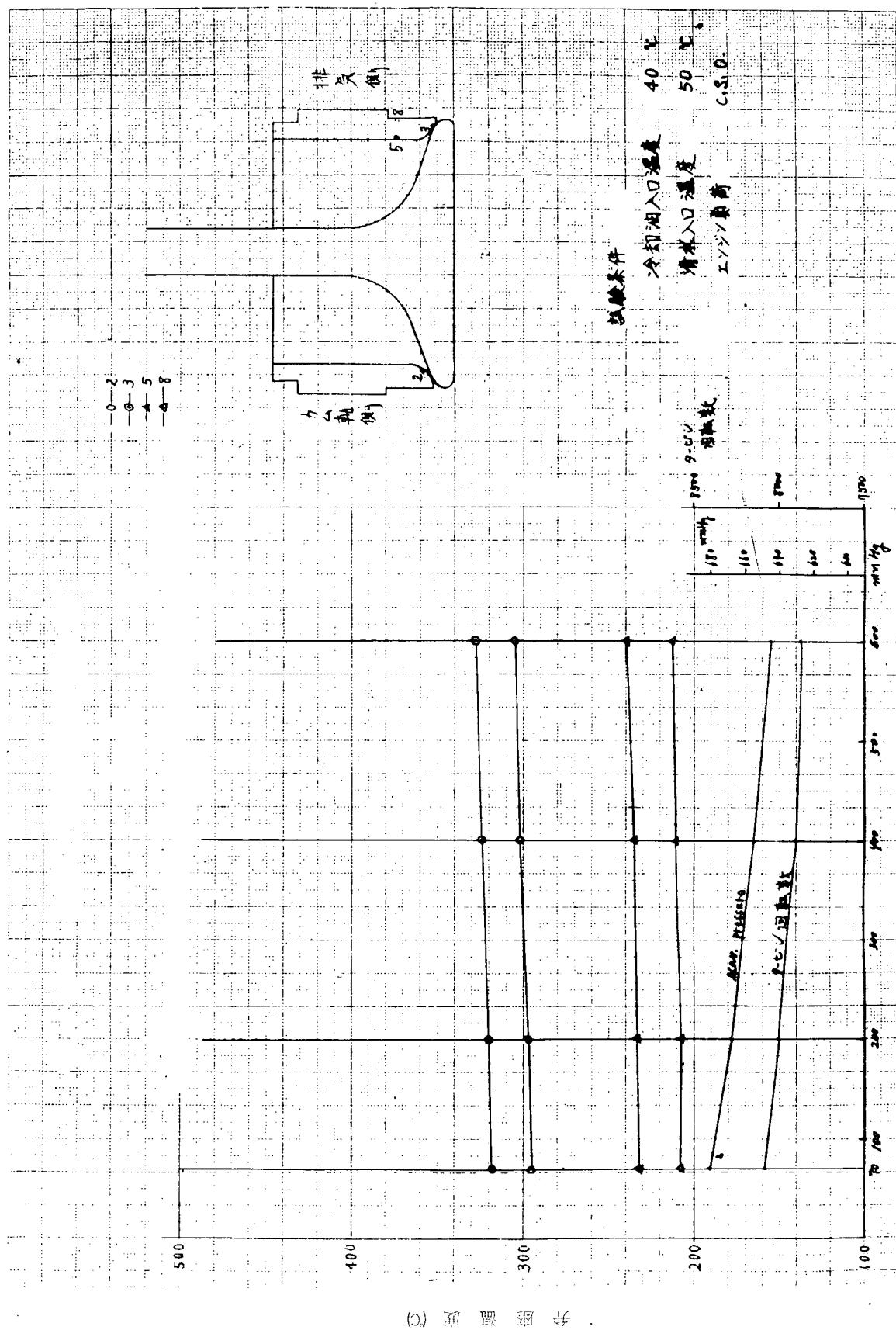




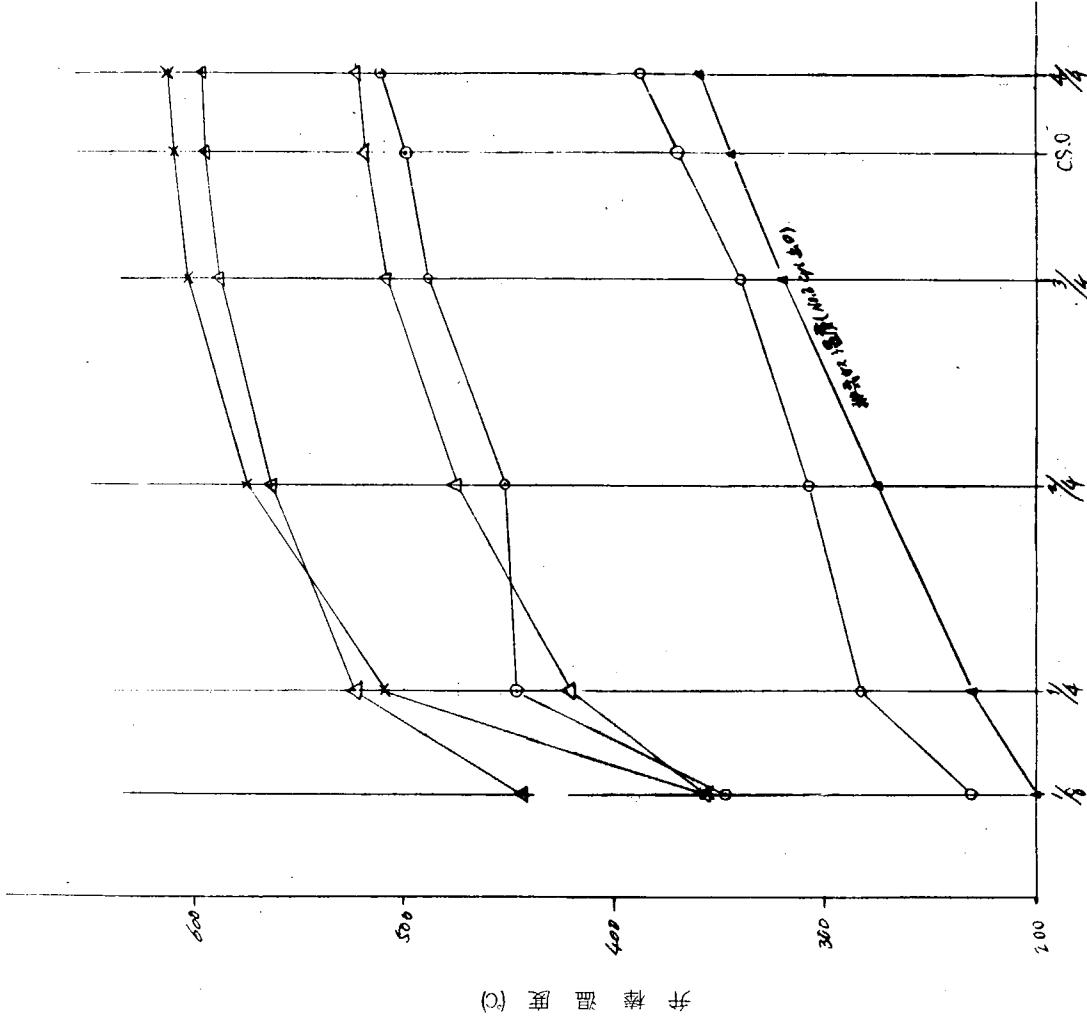
第4.1.3-0図 風量と排気昇華温湿度との関係
掃 気 壓 力



第4.1.3.1図 溫度と排気弁座溫度との關係
攝 氣 渦 度

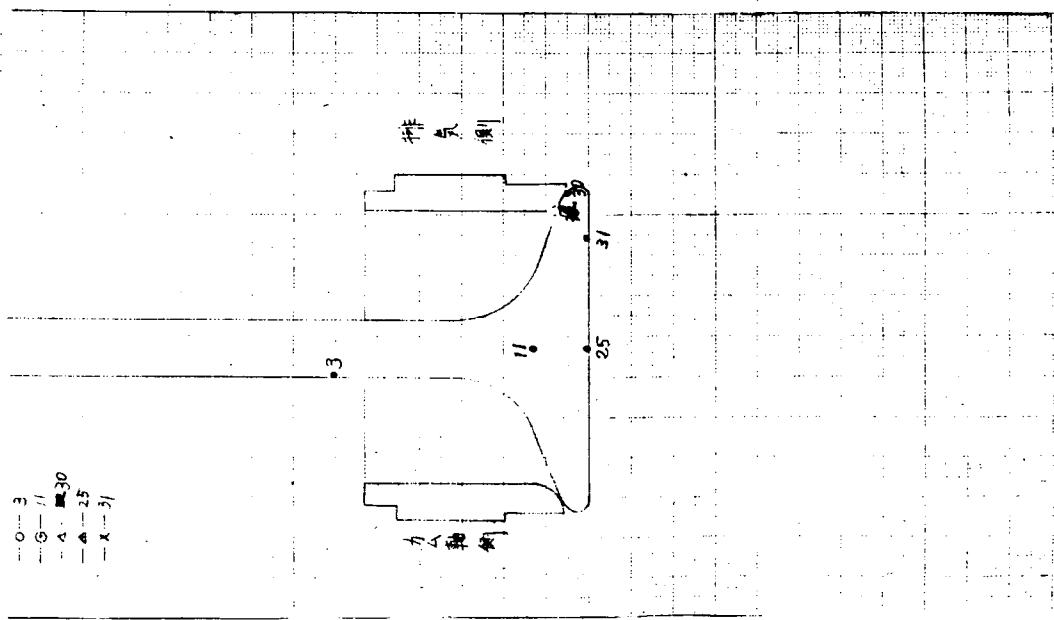


第4.1.3.2図 背圧変化と排気弁座温度との関係
註

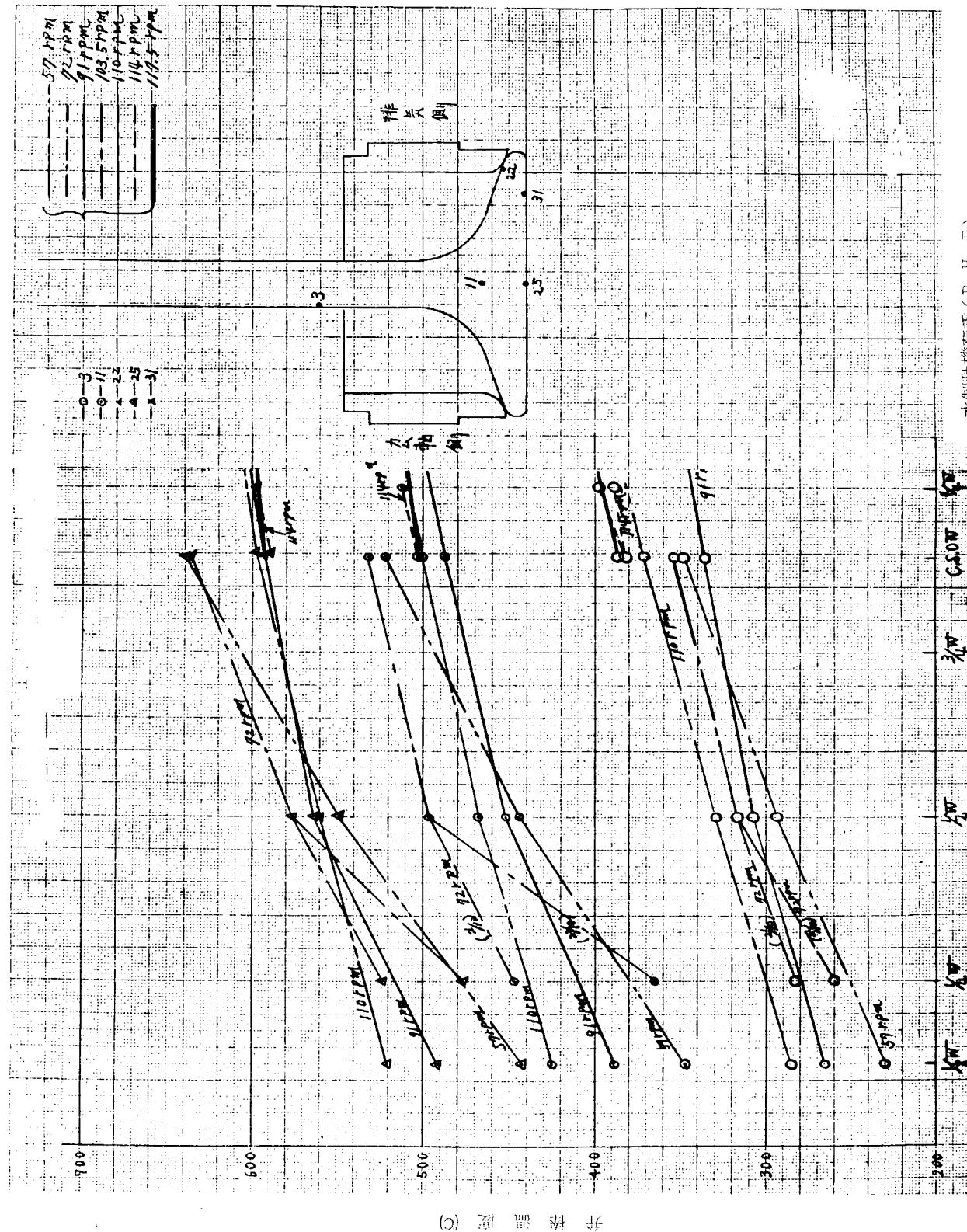


運転条件

第4.1.3.3図 プロペラ法則運転時の排気弁棒各部の温度



—○— 3
—○— 11
—○— 25
—△— 30
—△— 31
—×— 37

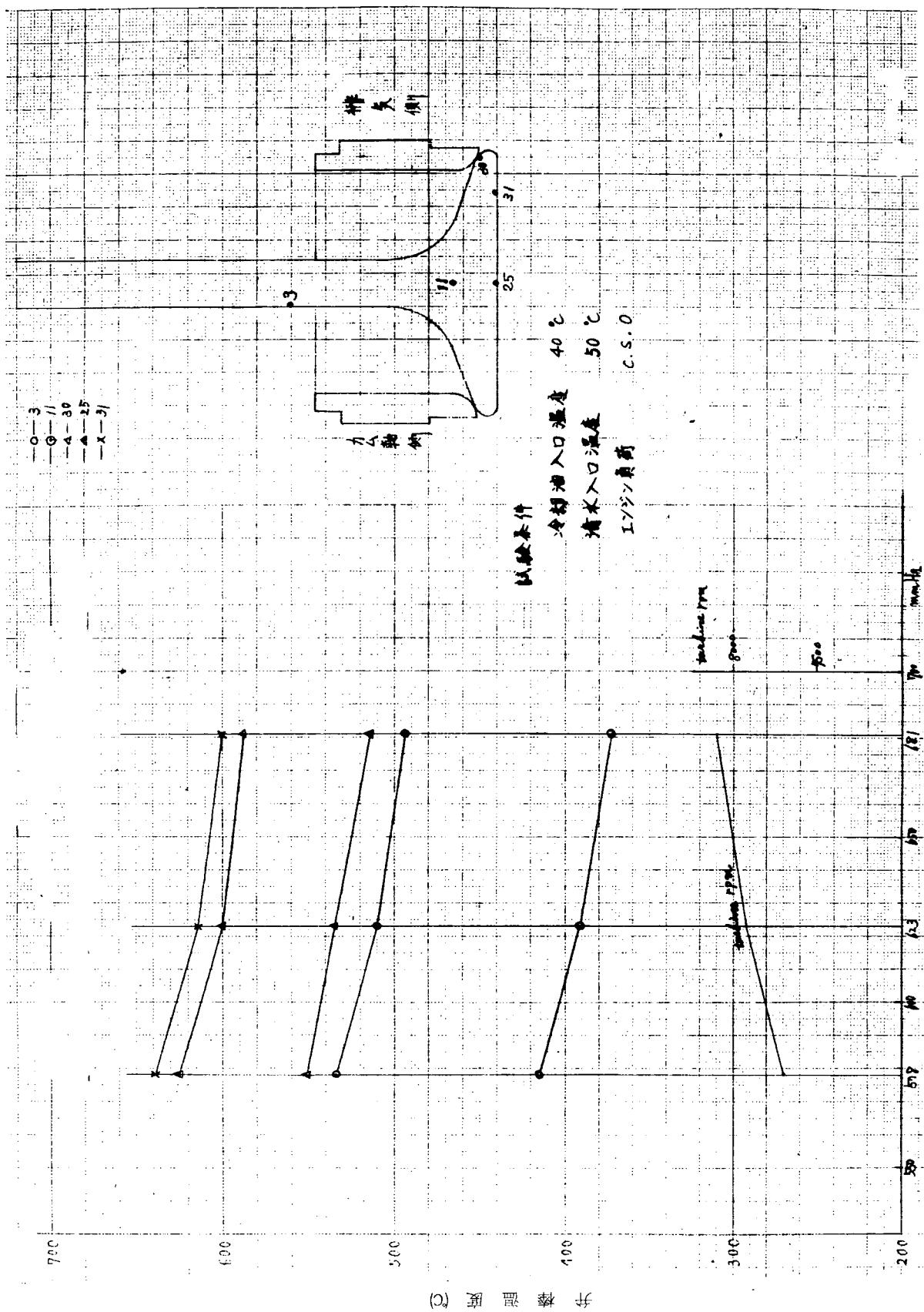


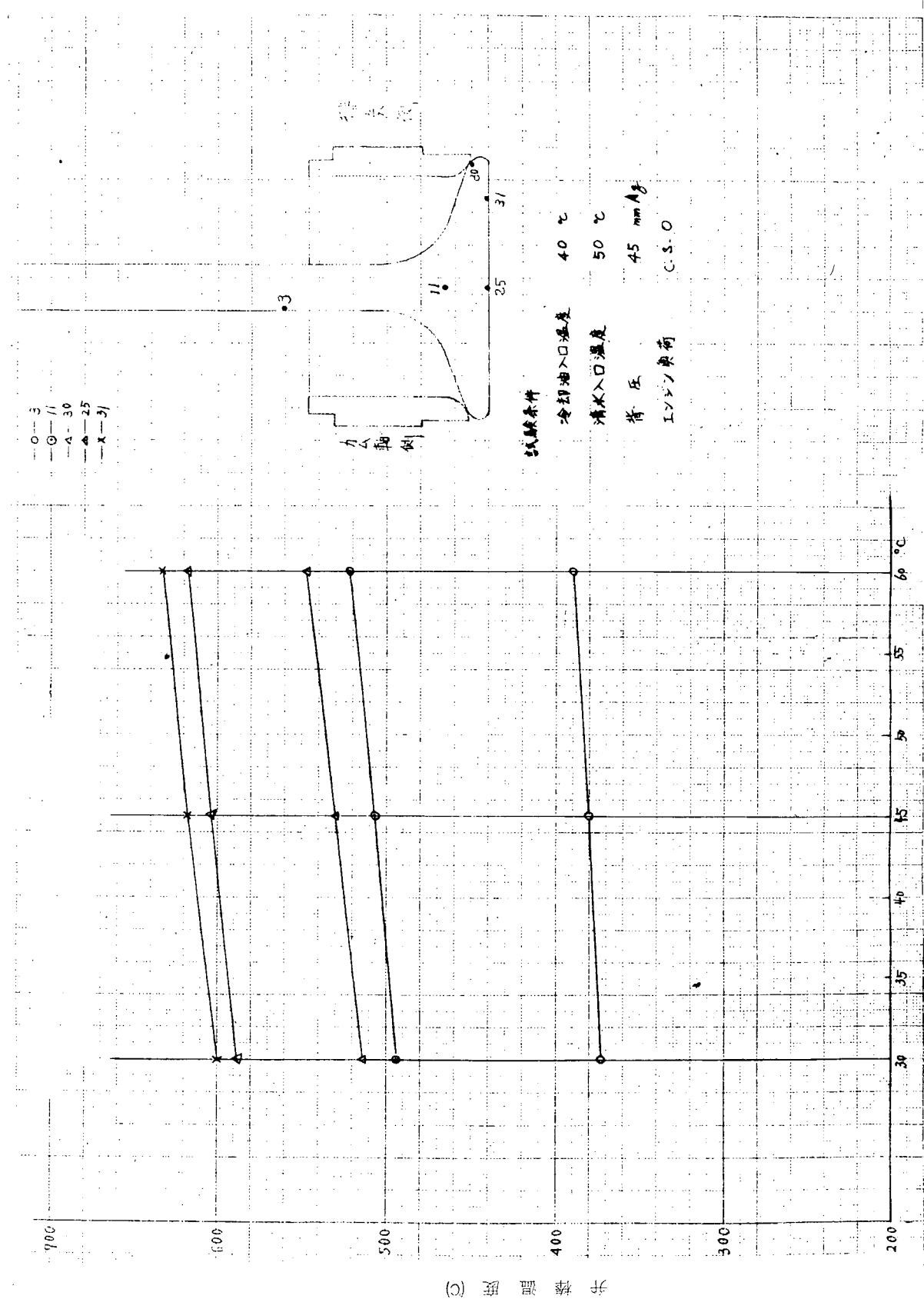
卦 錄 雜 論 (C)

水帶動機荷重(B.H.)

第4.1.3.4図 負荷トルクと排気弁棒温度との関係

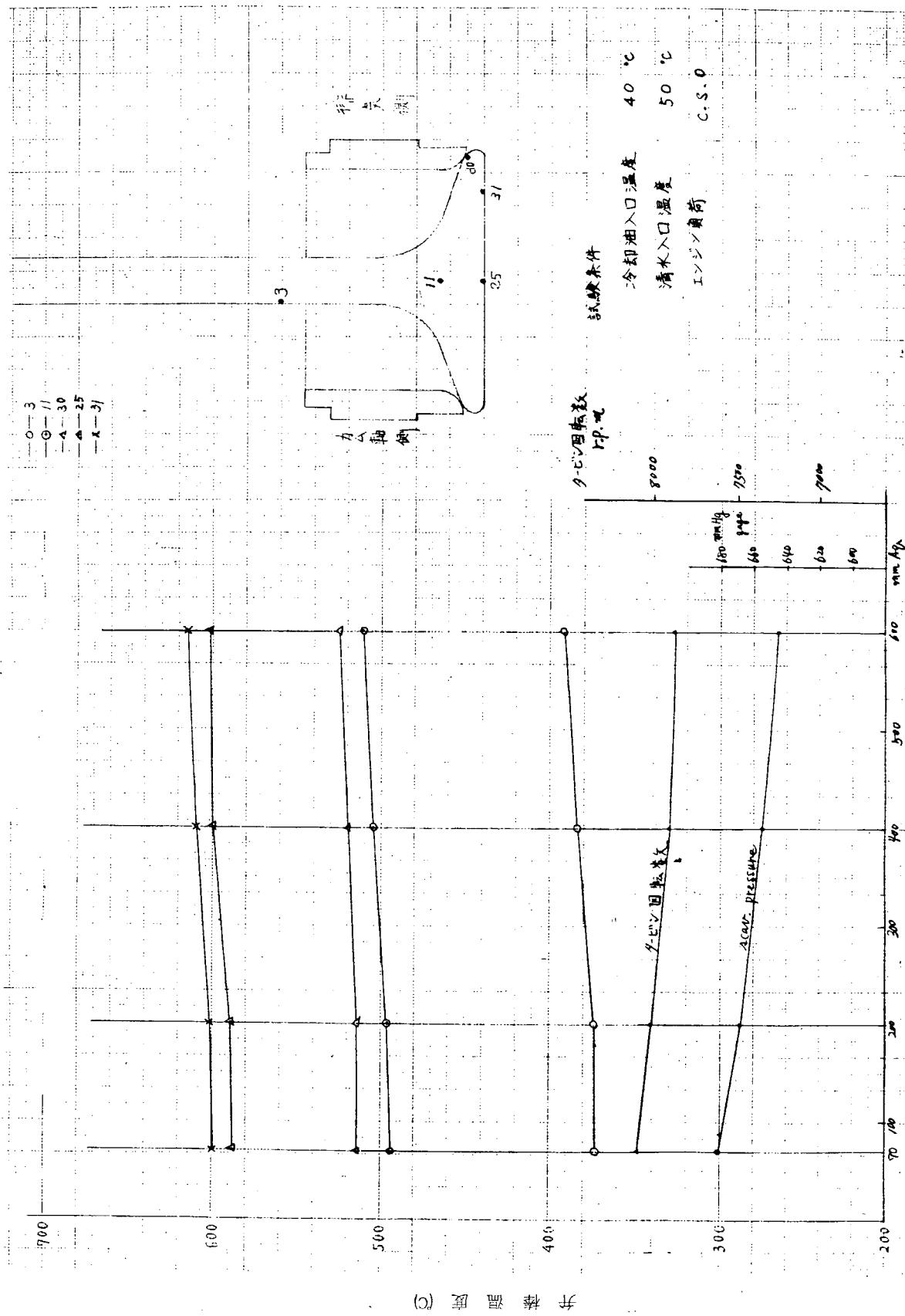
第4.1.3.5図 風量と排気弁挿温度との関係



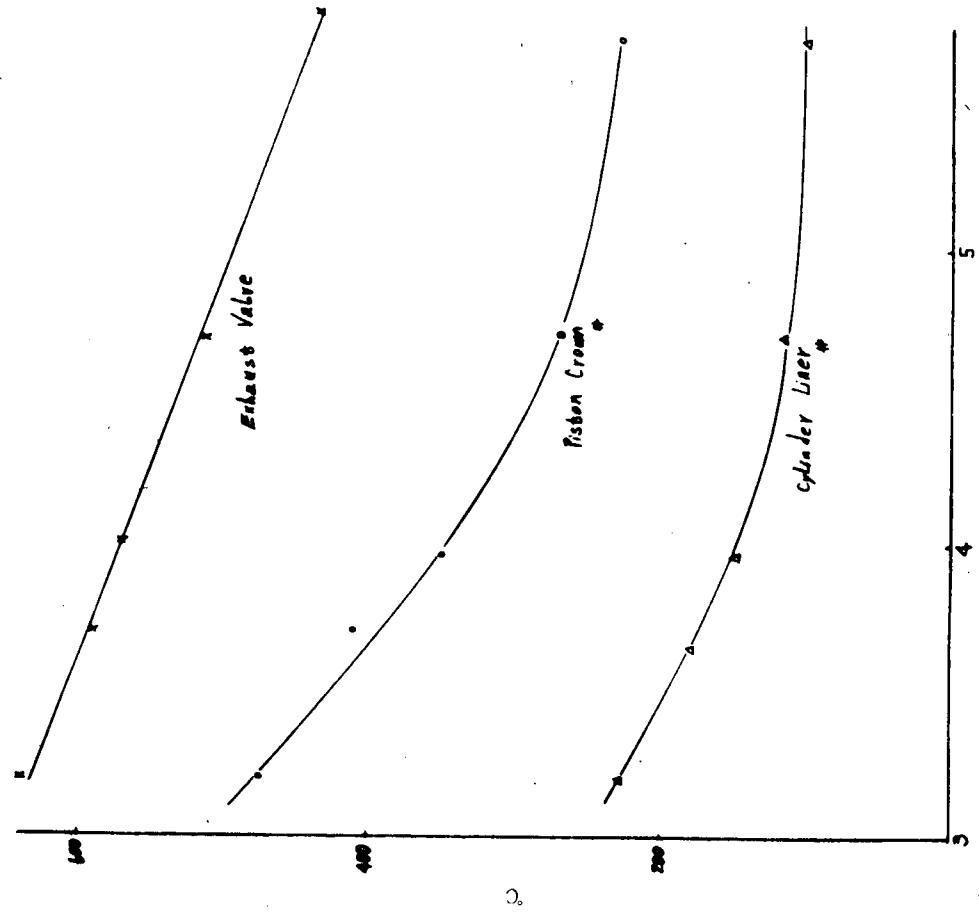


(c) 頭温 気頭頭温

第4.136図 溫度と排氣弁棒溫度との関係

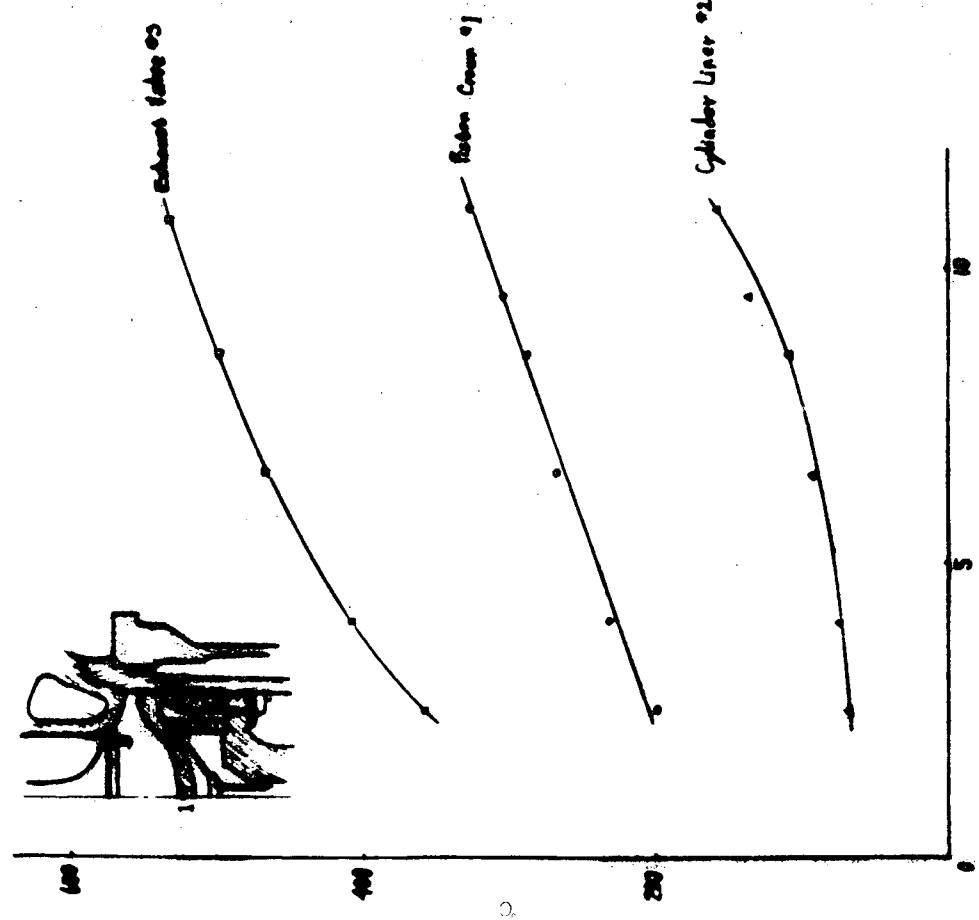


第4.1.3.7図 背圧変化と排気弁棒温度との関係



λ (Excess Air-Fuel Ratio)

第4.1.3.9圖



P_e (kg/cm^2)

第4.1.3.8圖

第4.1.3.9図はプロペラ法則による機関出力時、空気過剰率をベースにその時の部材温度をプロットしたものである。空気過剰率はガス温度等に密接な影響を及ぼすので、この図のように一定の曲線で表わすことができる。しかし、燃焼条件その他を考慮する必要があるのでさらに詳細な検討を行なつている。

(c) 掃気温度に対する保存性

第4.1.4.0図。掃気温度 $30^{\circ}\text{C} \rightarrow 60^{\circ}\text{C}$ の変化による影響をプロットしたもの。各部温度とも $20 \sim 30^{\circ}\text{C}$ 程度上昇している。この程度の掃気温度範囲では壁温度上昇は掃気温度変化分と略同値と考えてよいようである。
(ただしガス側表面温度)

(d) 排気ガス背圧に対する依存性

第4.1.1.4図にピストン表面温度の変化を図示している。排気ガス背圧は掃気圧力に影響しその変化と壁温とが対応しているように思われる。

4.1.3 燃焼室壁部材の熱負荷計測結果（過渡的運転時）

過渡的運転時の熱負荷は機関がある状態から他の状態へ運転条件の変更が行なわれた時に、それに伴なつて燃焼室壁の温度およびその分布熱応力がいかなる変化を示すかを実測により調べるのが目的である。したがつてデータの基準になるのは機関出力であり回転数および軸トルクを計測記録した。

運転条件は機関停止から所定出力に上昇させ、再び停止させるのを理想とするが、ピストン温度に接点法を採用しているので、ピストンがBDCになければ停止中のピストン温度計測ができない。そこで停止条件の代りに機関回転数は低回転(40 rpm)、計測シリンダの燃料カット状態を初期条件とし、これから燃料イン出力上昇 \rightarrow 出力整定 \rightarrow 燃料カット \rightarrow 回転数下降 \rightarrow 初期条件となる運転条件を与えた。

運転条件は、第4.1.4.2、4.1.4.5、4.1.4.8に図示している。なお回転数、軸トルクとも整定出力に対するペーセントにて表示した。

(1) ピストンクラウンの熱負荷

第4.1.4.3、4.4図、第4.1.4.6、4.7図、第4.1.4.9、5.0図にピストンクラウンの温度変化を図示する。

第4.1.4.3、4.4図の $0 \rightarrow 4/4 \rightarrow 0$ なる出力変化をさせた場合は定常出力に対し、ピストン温度が全般に低く計測された。（定常運転時第4.1.7図と比較）計測器に多少異常があつたようである。

壁のガス側および冷却側温度差は負荷の上昇につれ増大してゆくが、負荷上昇中温度差が最大すなわち熱応力のピークを生ずるような現象は生じない。

本試験は出力の全変化に7～8分の時間をかけているので、さらに高速を負荷変動を与えた場合は、中形機関実機試験の低負荷変動におけるような熱応力ピークを生じるような現象も起るかも知れない。しかし通常の機関の起動停止増減速に対しては、この程度以上の時間をかけるので一般に予想される以上大きな熱負荷を生じるような現象は一応ないと考えてよさそうである。

（昭和41年度報告書第4-1-63図参照。この場合、負荷変化は10秒程度で行なつている。）

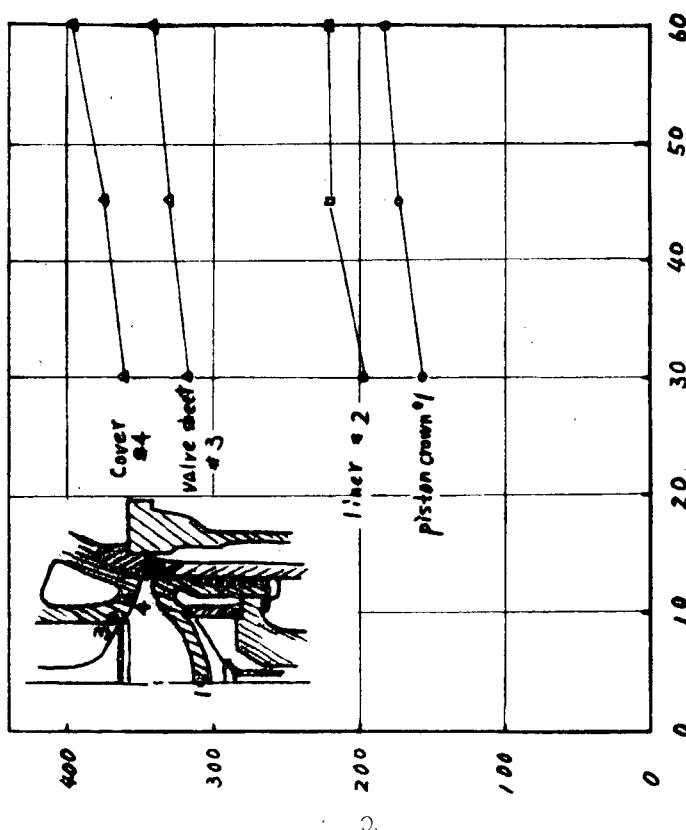
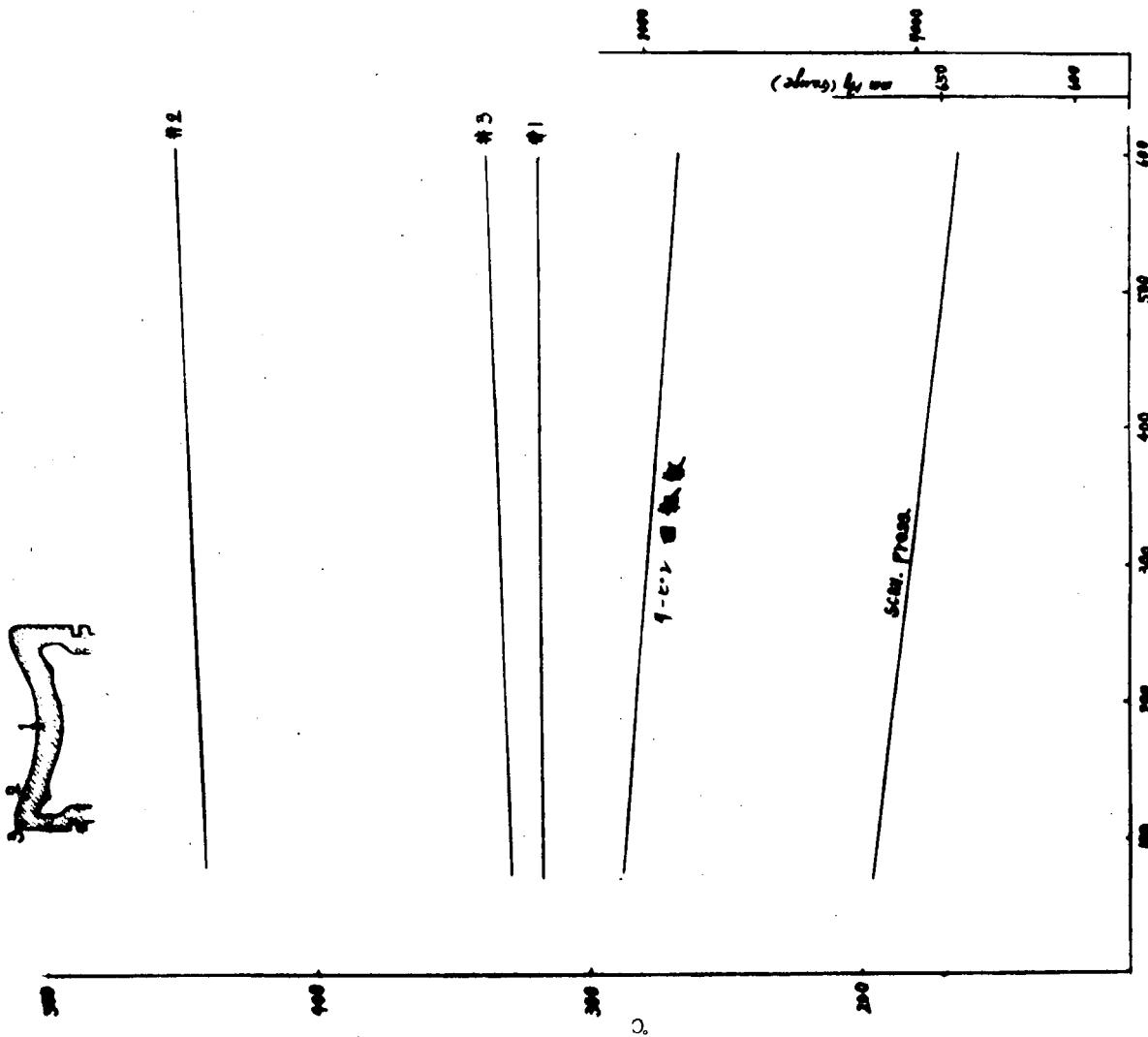
したがつて繰返し熱応力の振巾は一般には機関出力に対応した大きさのみと考えて十分である。

(2) 燃焼室壁の熱負荷(ピストン以外)

第4.1.5.1、5.2、5.3図にシリンダライナ、第4.1.5.4、5.5、5.6図にシリンダカバーの熱負荷の応答を示す。いずれもピストンクラウン程度の温度追随性を示している。したがつて、熱応力も定性的にはピストンクラウンと同様な性質であり、負荷変化中、最大熱応力を生じるようなことはない。

第4.1.5.7、5.8、5.9図に排気弁座の温度変化を示す。排気弁座は温度変化応答が非常に遅い。弁座自体は熱応力の発生が問題となる部品ではないので応答性自体は考慮の対象としなくてよい。

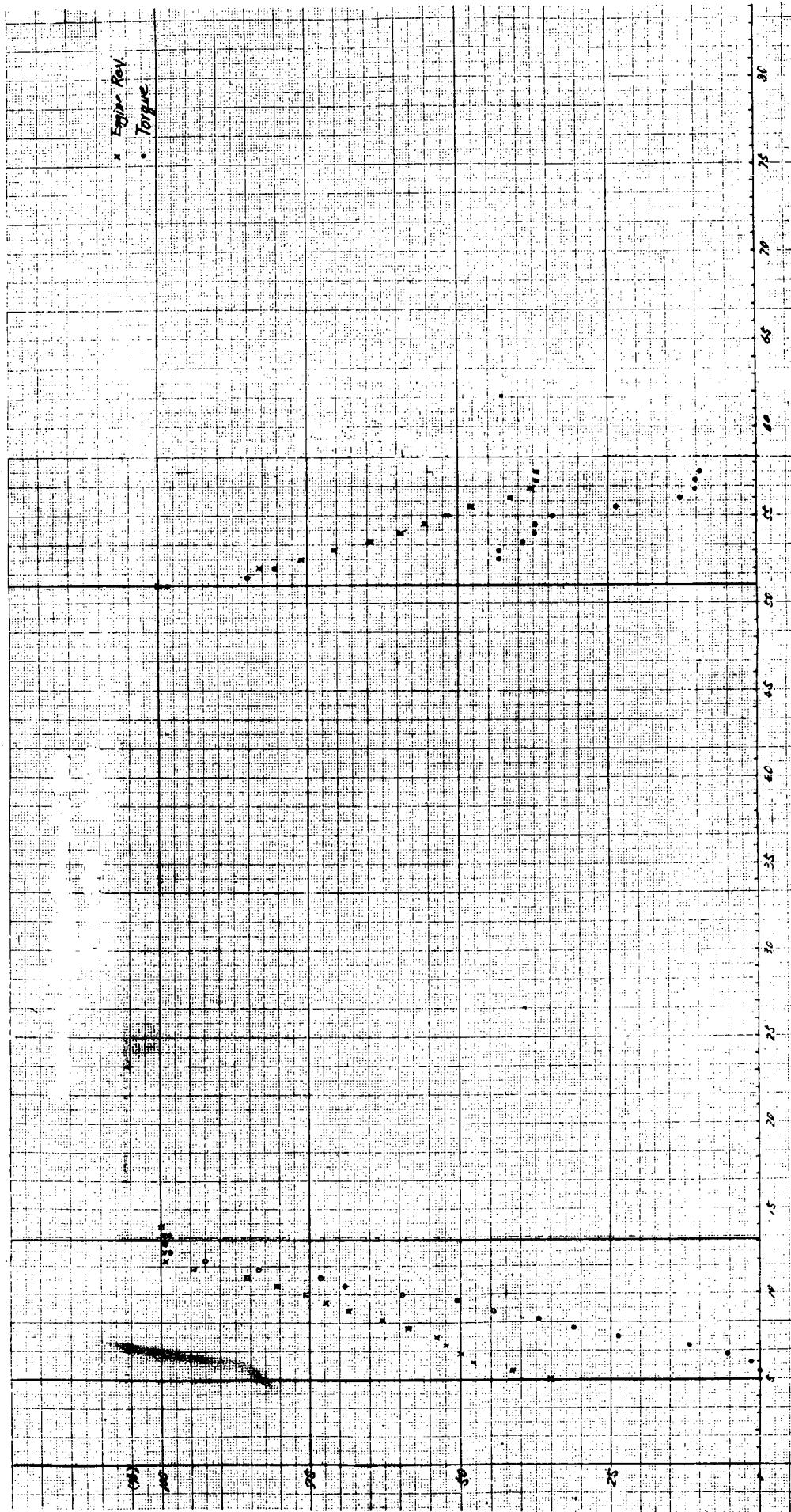
第4.1.6.0、6.1、6.2図は排気弁棒の温度変化を示す。燃焼室側表面温度は負荷変動によく追隨しているが、弁座内部は肉厚のため温度変化は緩やかである。弁棒部も同様である。しかし排気弁、弁座とも温度レベルを考慮され



第4.1.4.0 図

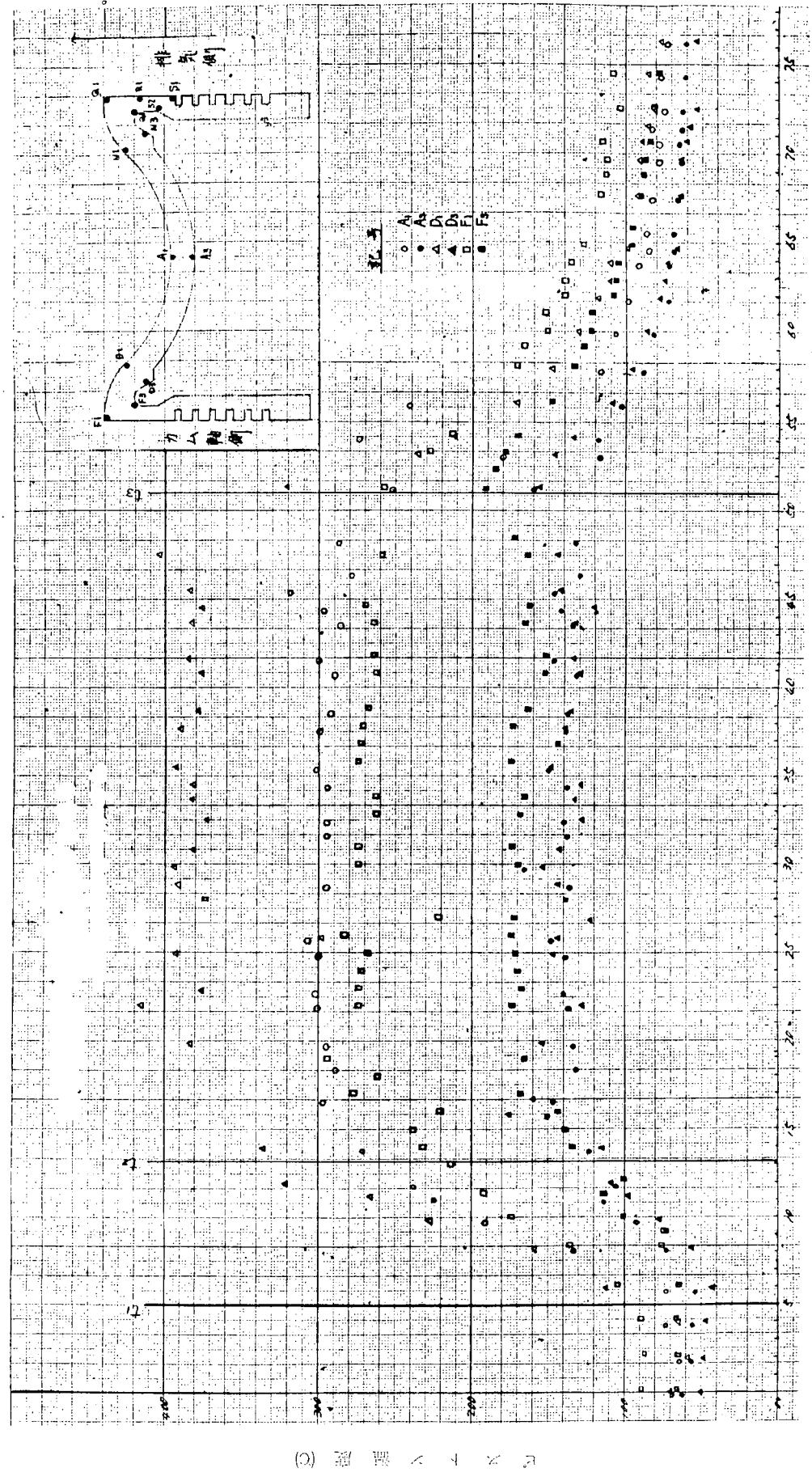
第4.1.4.1 図

Exhaust Gas Back Pressure (M.M.A.Q)
第4.1.4.1 図

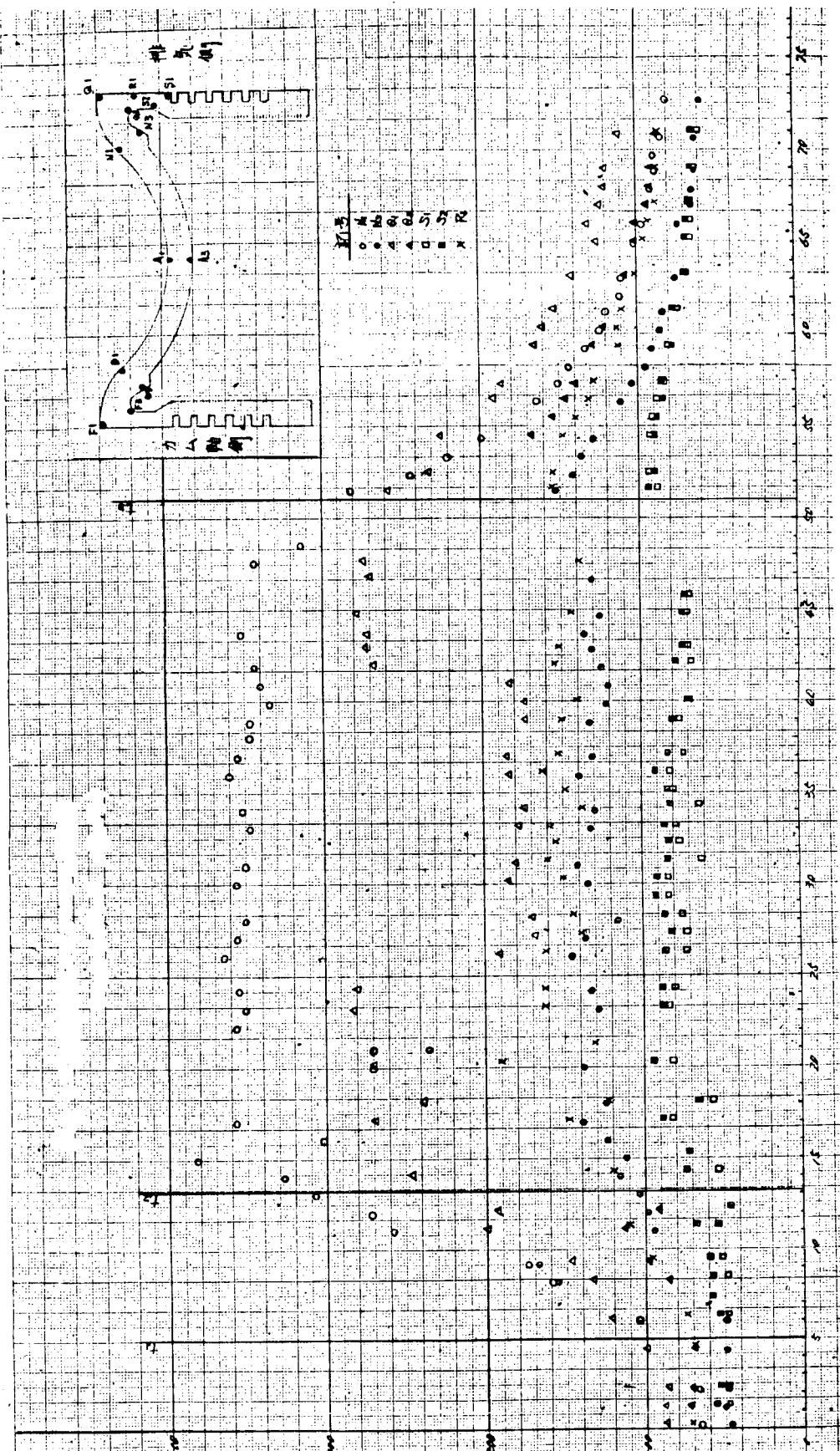


第4.1.4.2図 ビストンクラウンの熱負荷(4/4W×4/4N 上昇、下降)

経過時間(分)

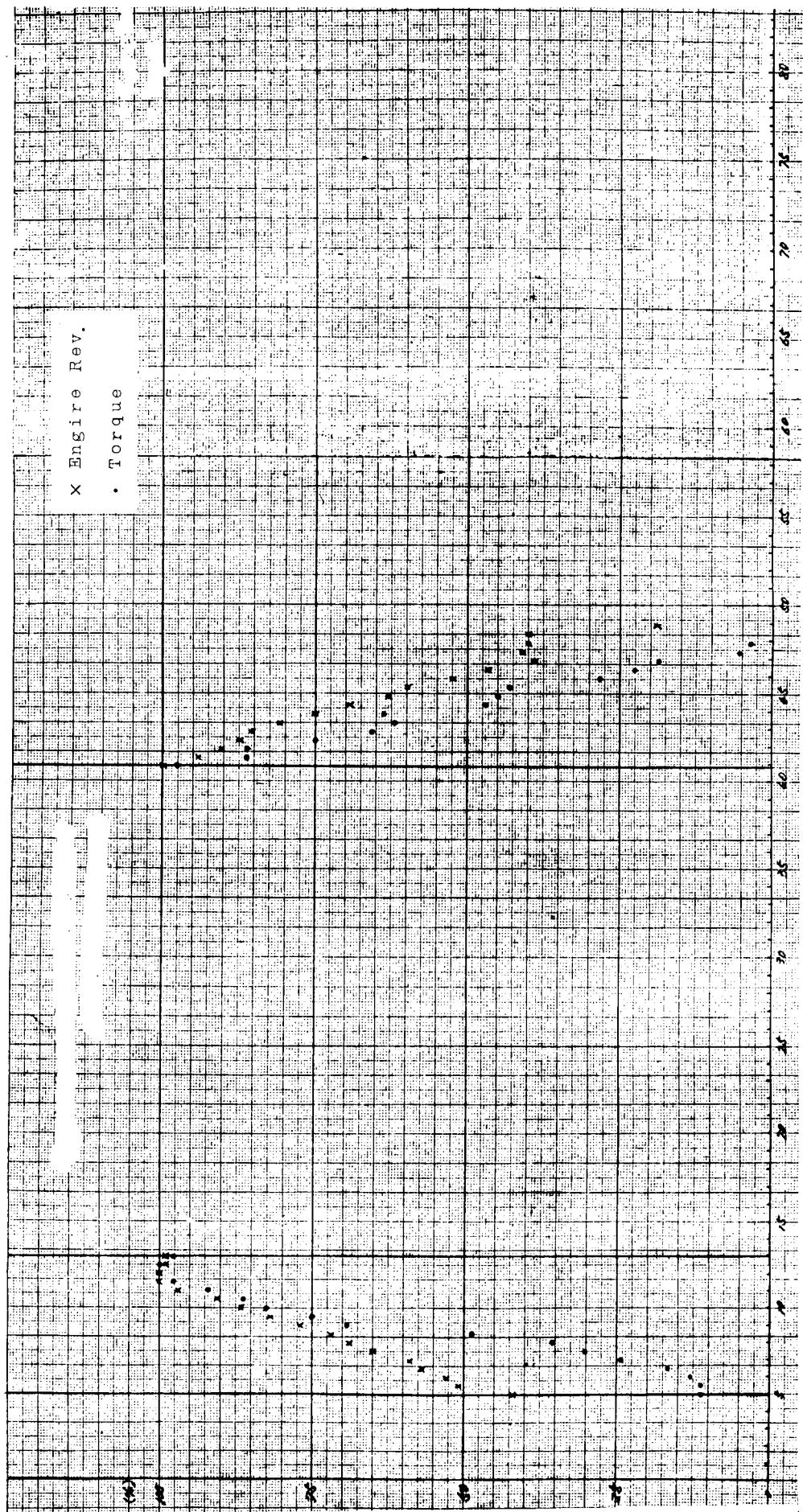


第4.1.4.3図 ピストンクラウンの熱負荷 ($4 \times 4\text{W} \times 4 / 4\text{N}$ 上昇、下降)、
経過時間 (分)

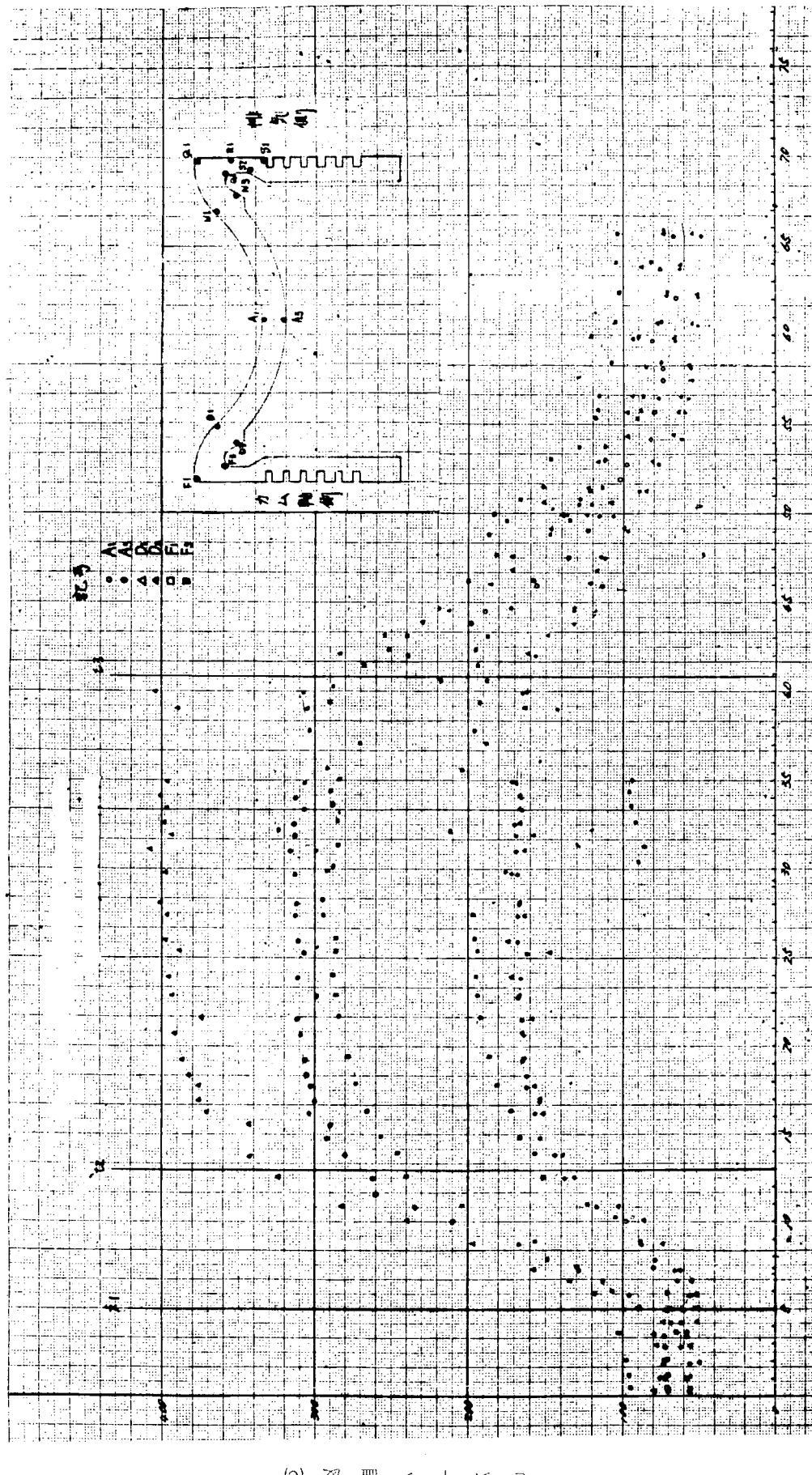


第4.1.4図 ピストンクラウンの熱負荷 ($4 \times 4\text{W} \times 4 / 4\text{N}$ 上昇、下降)

経過時間(分)

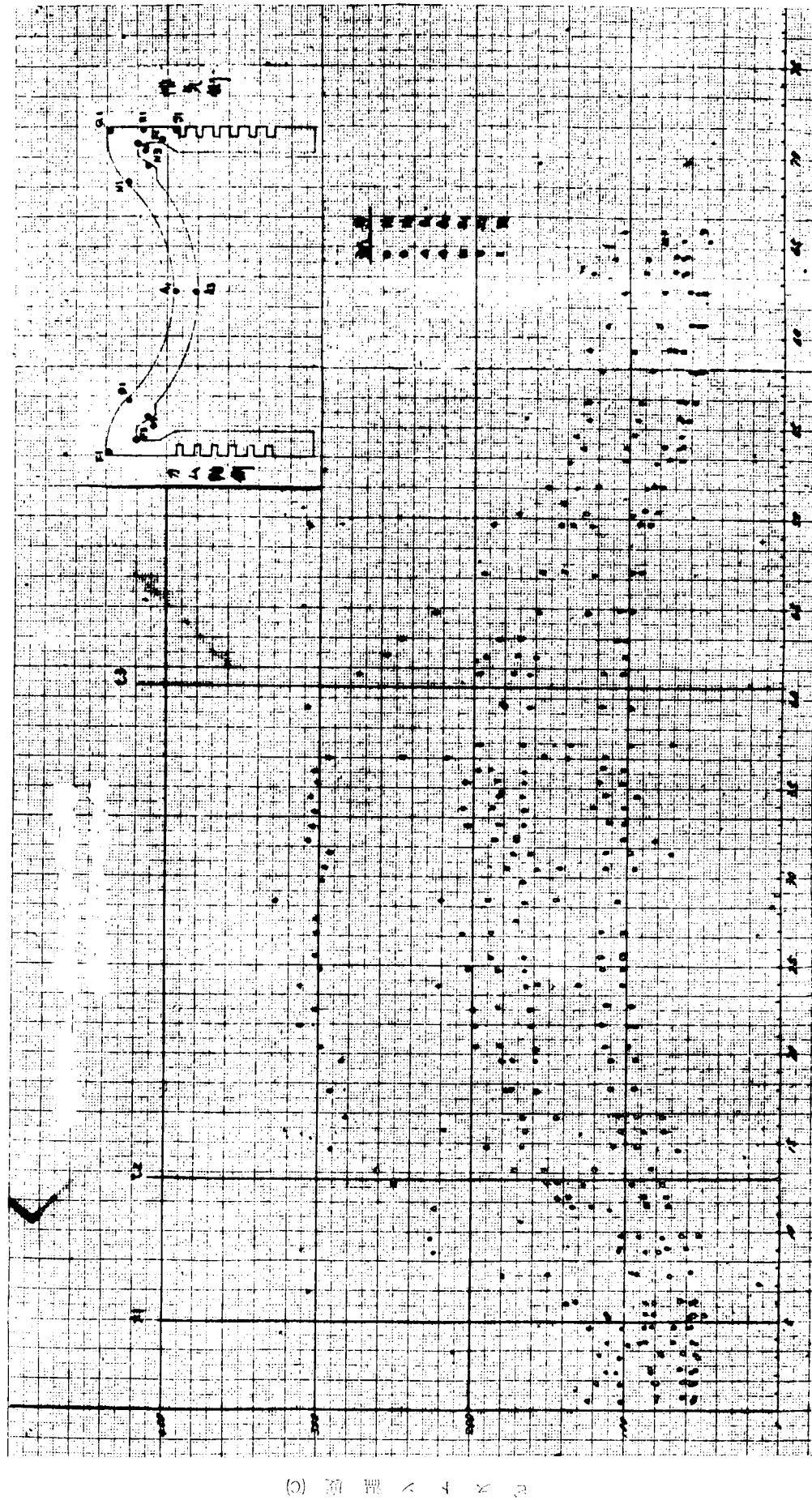


第4.1.4.5図 ピストンクランの熱負荷(3/4W×3/4N 上昇、下降)
経過時間(分)



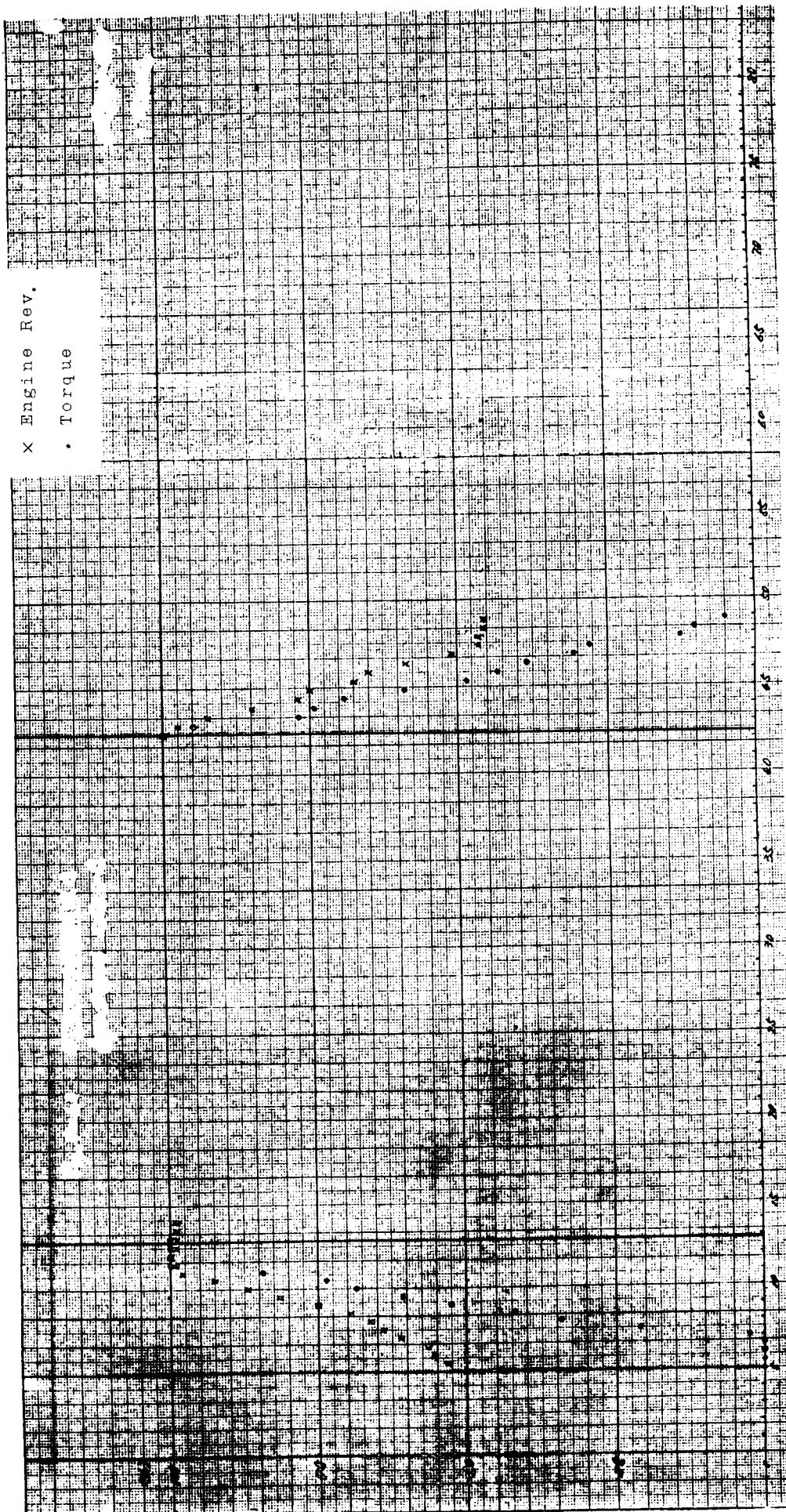
第4.1.4.6図 ピストンクラウンの熱負荷(3/4W×3/4N 上昇、下降)

経過時間(分)



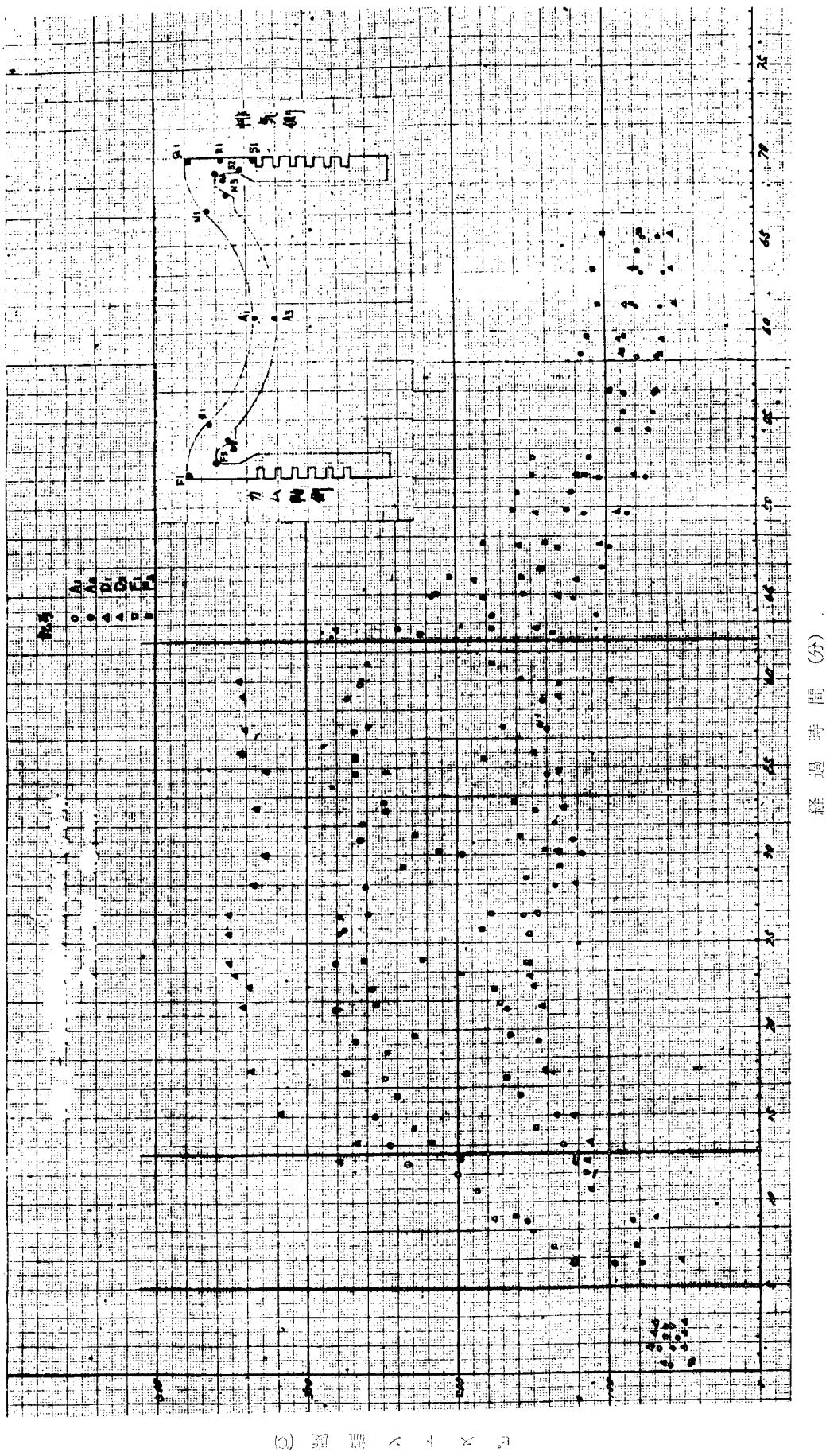
(C) 時間 温度

第4.1.47図 ヒストンクランの熱負荷(3/4W×3/4N 上昇、下降)

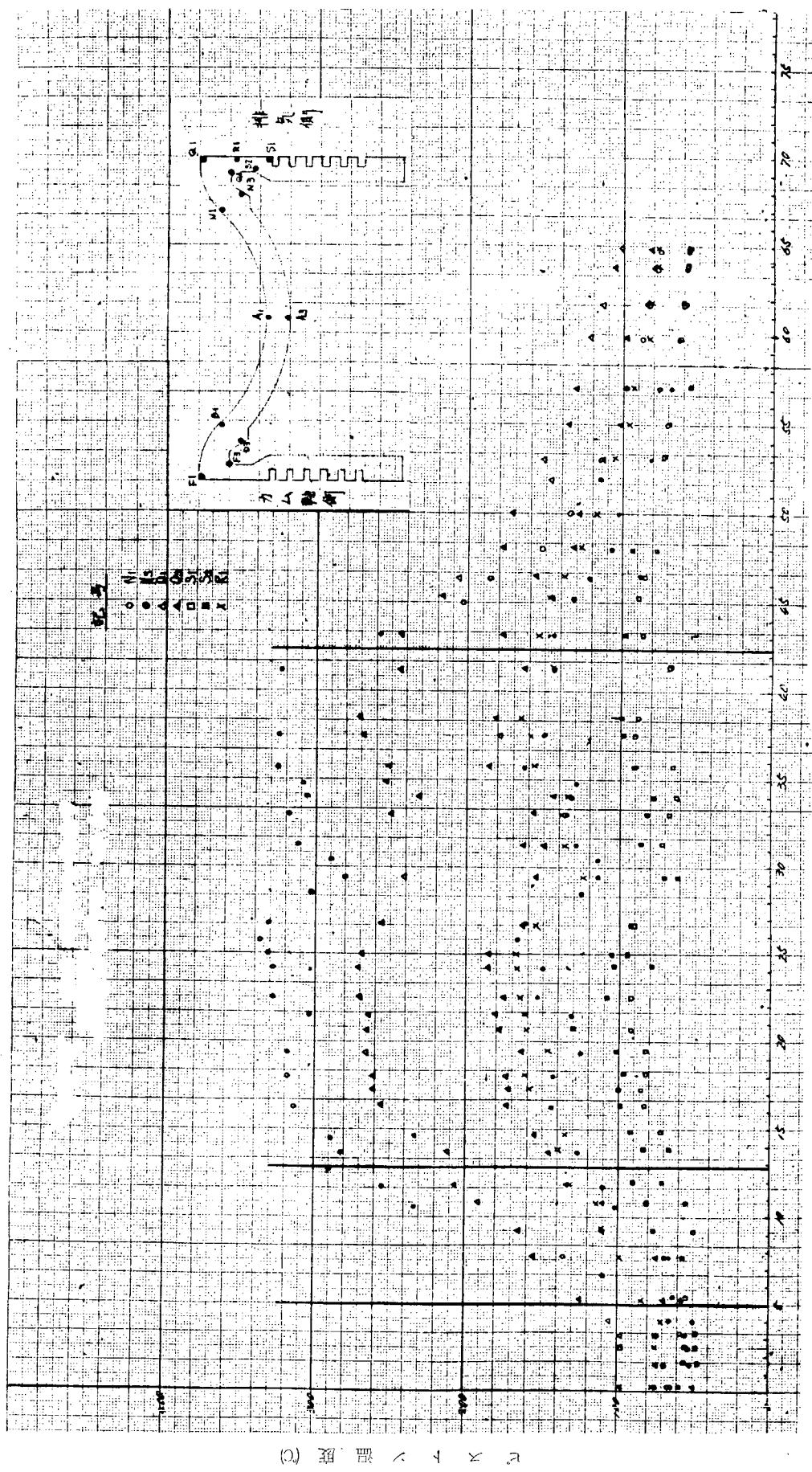


第4.1.4.8図 ピストンクランクの熱負荷 ($1/2W \times 1/2N$ 上昇、下降)

第4.1.4.9図 ピストンクラウンの熱負荷(1/2W×1/2N 上昇、下降)



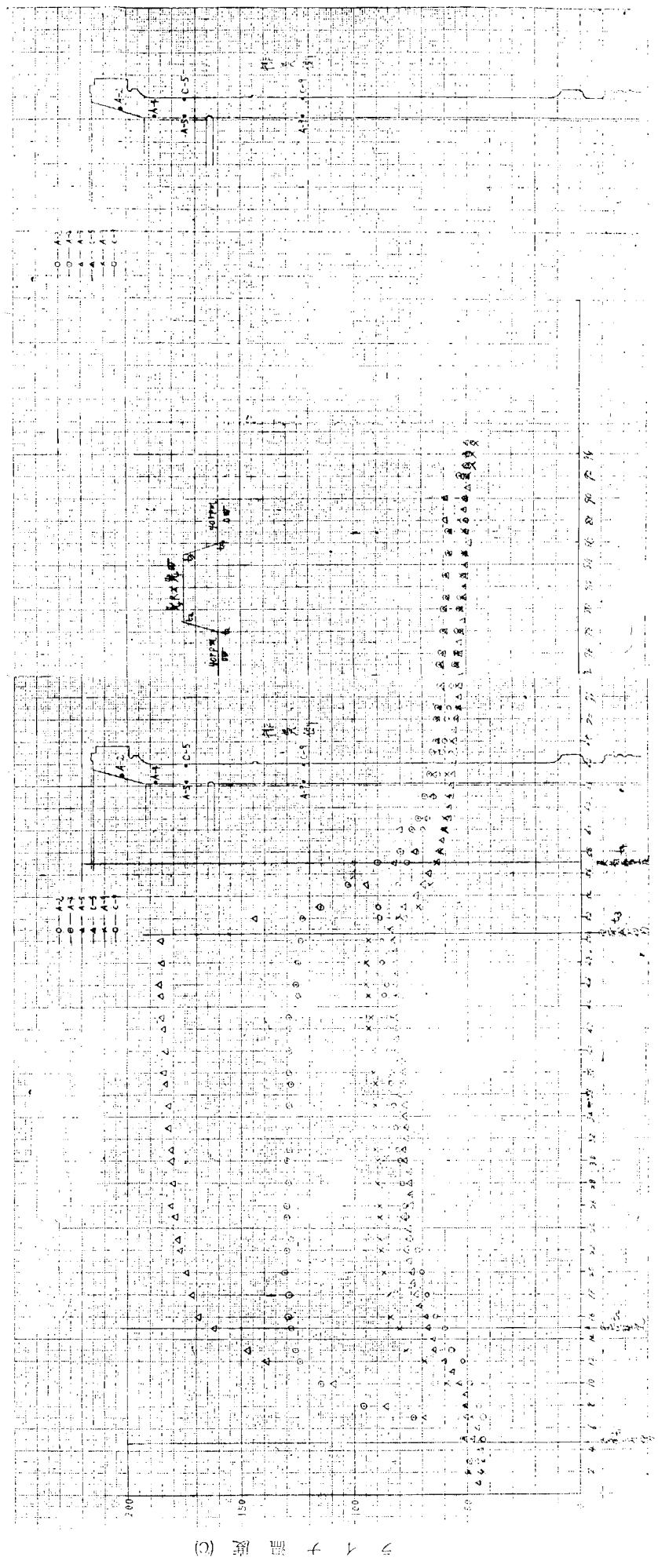
（c）上昇 下降

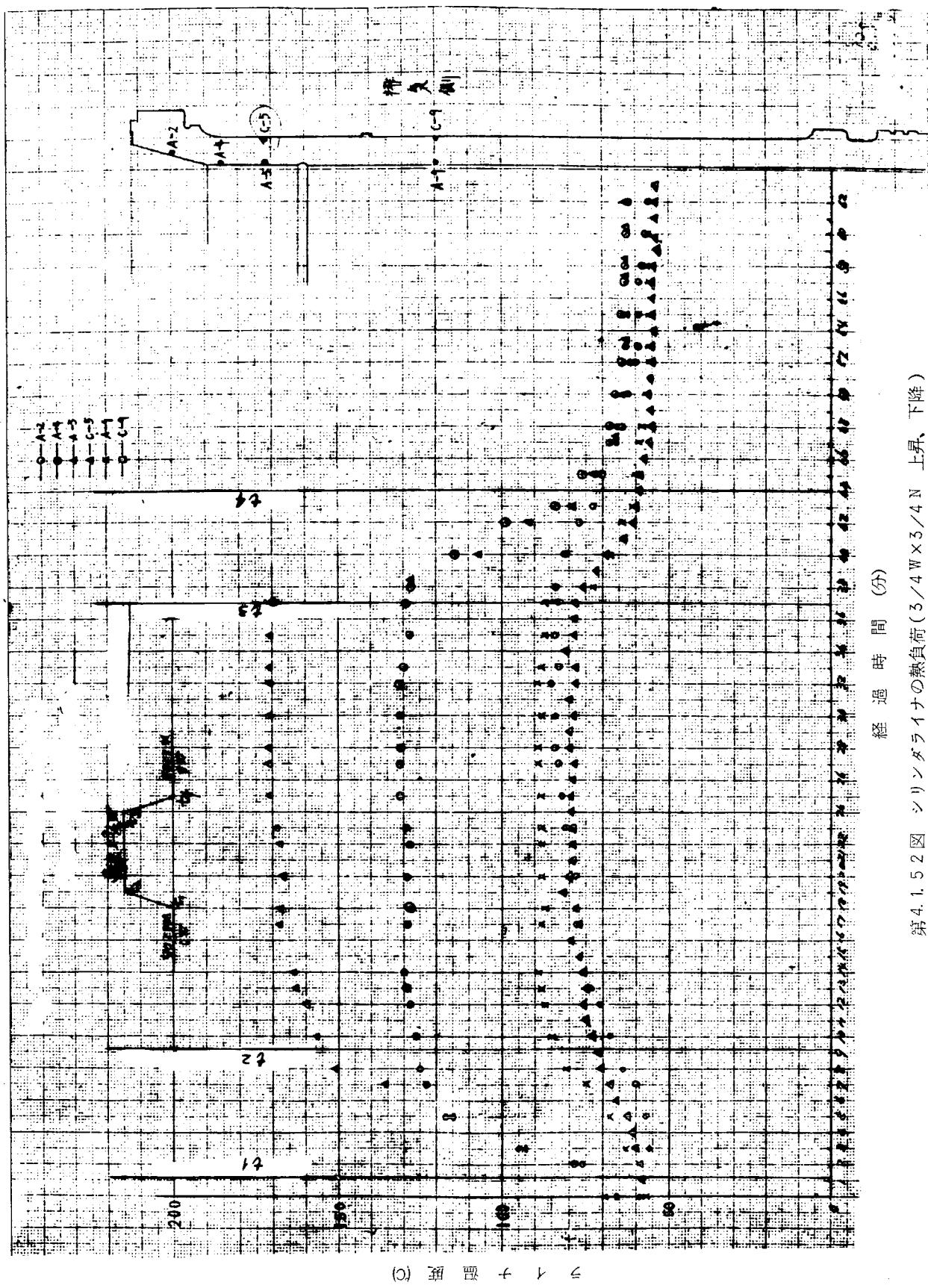


第4.1.5.0図 ピストンクーラウンの熱負荷(1/2 W×1/2 N 上昇、下降)

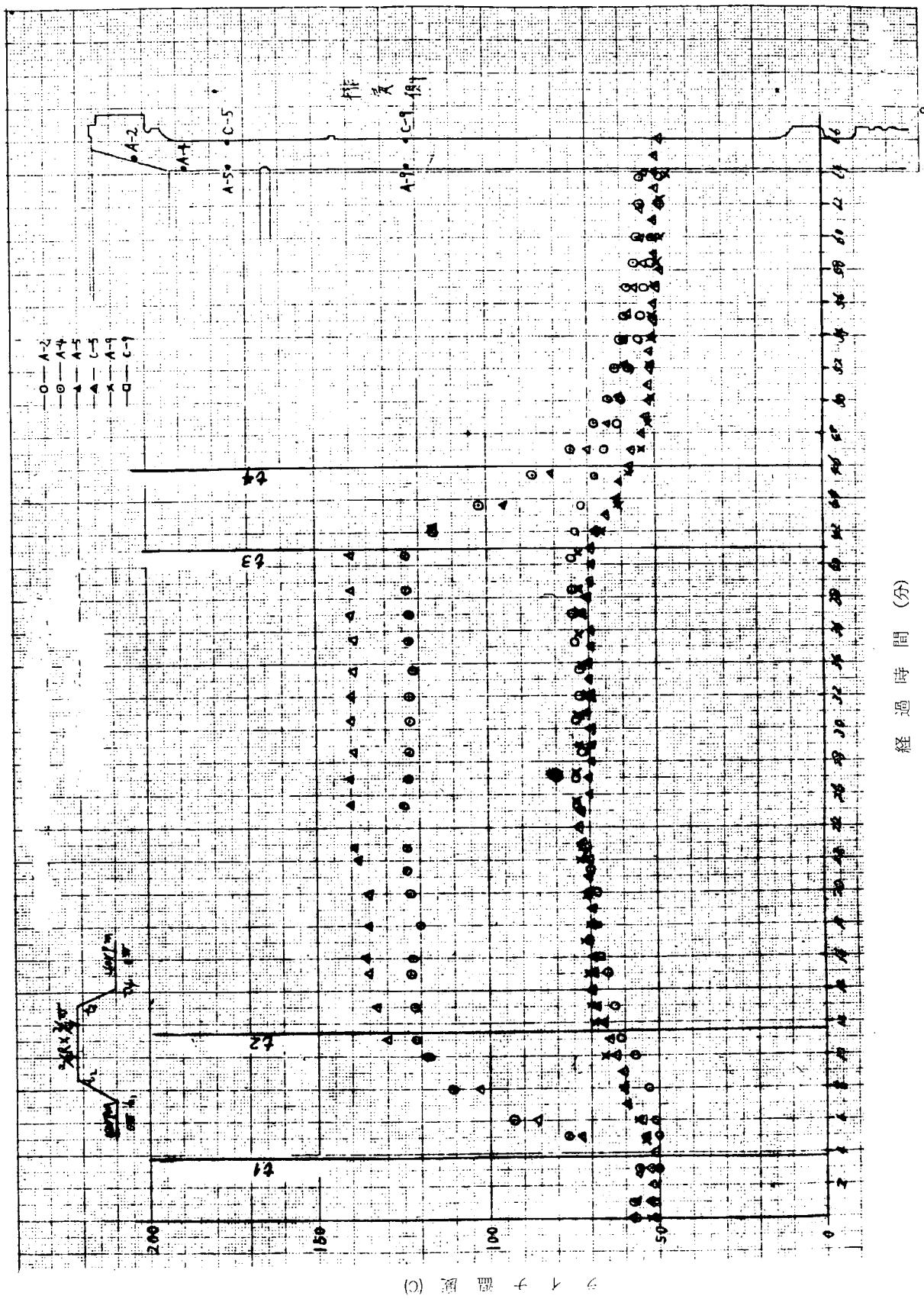
経過時間(分)

第4.1.51図 シリンダライナの熱負荷(4/4W×4/4N 上昇、下降)

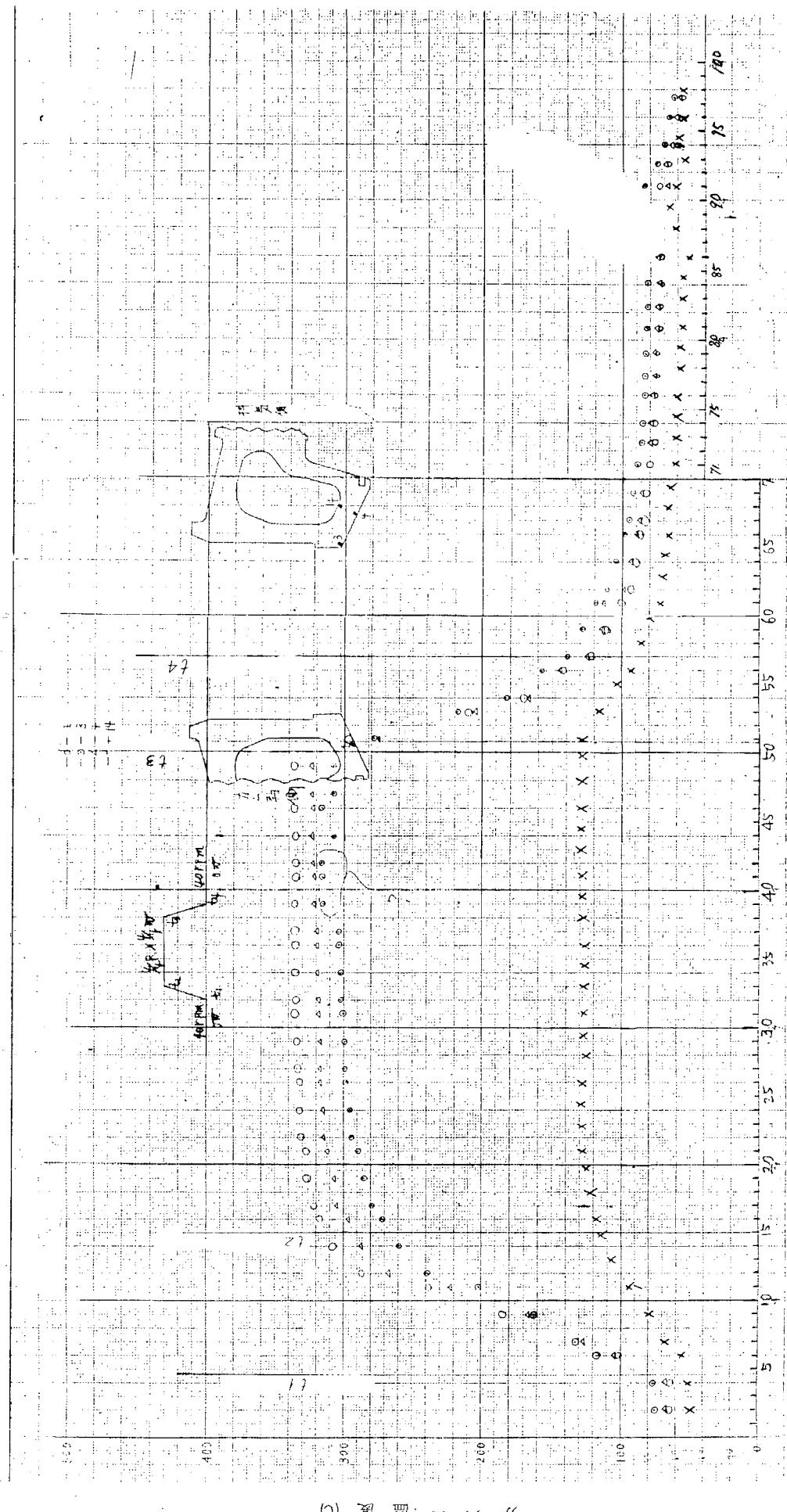




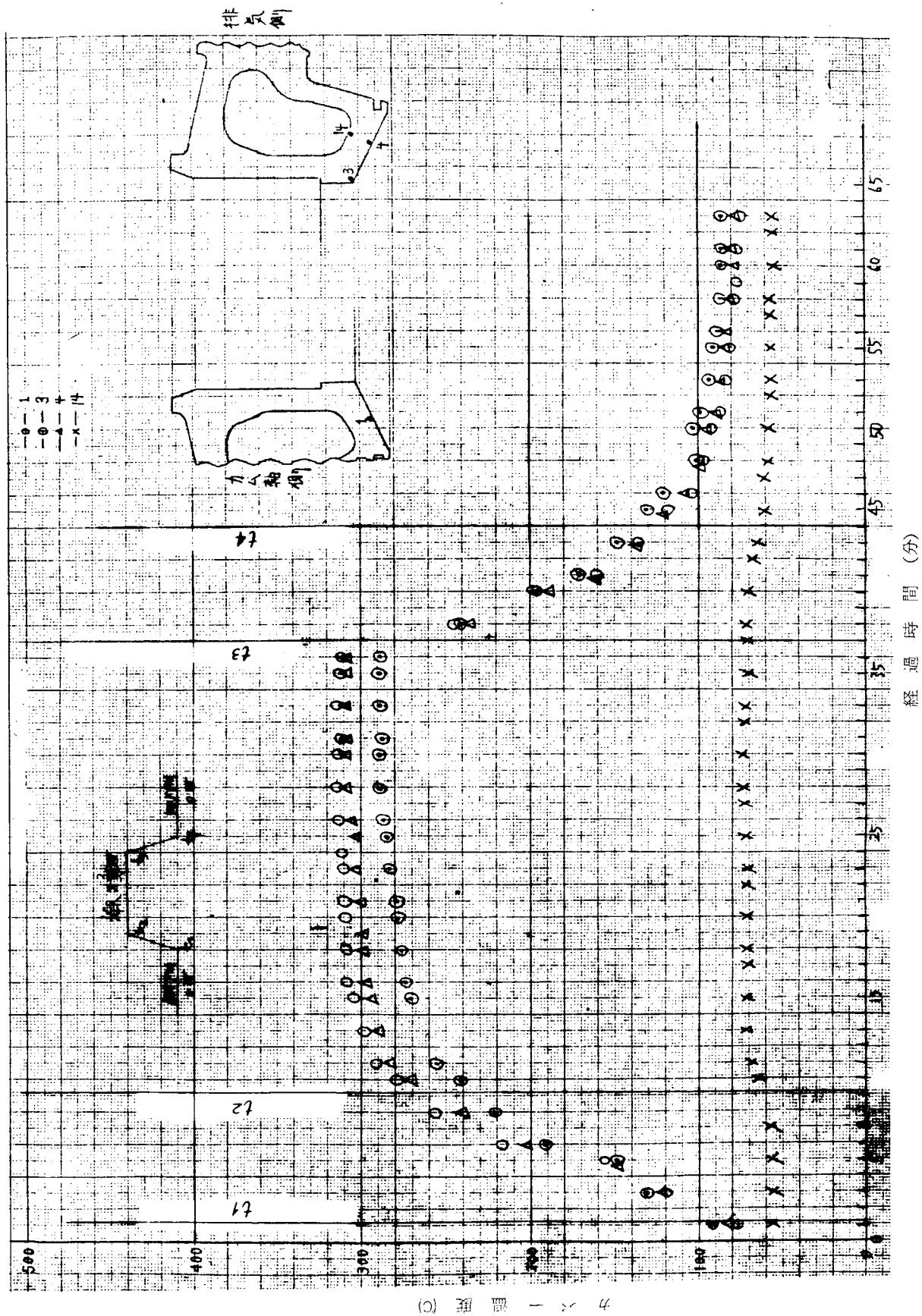
第4.1.52図 シリンダライナの熱負荷(3/4W×3/4N 上昇、下降)



第4.1.5.3図 シリンダライナの熱負荷 ($2/4\text{W} \times 2/4\text{N}$ 上昇、下降)

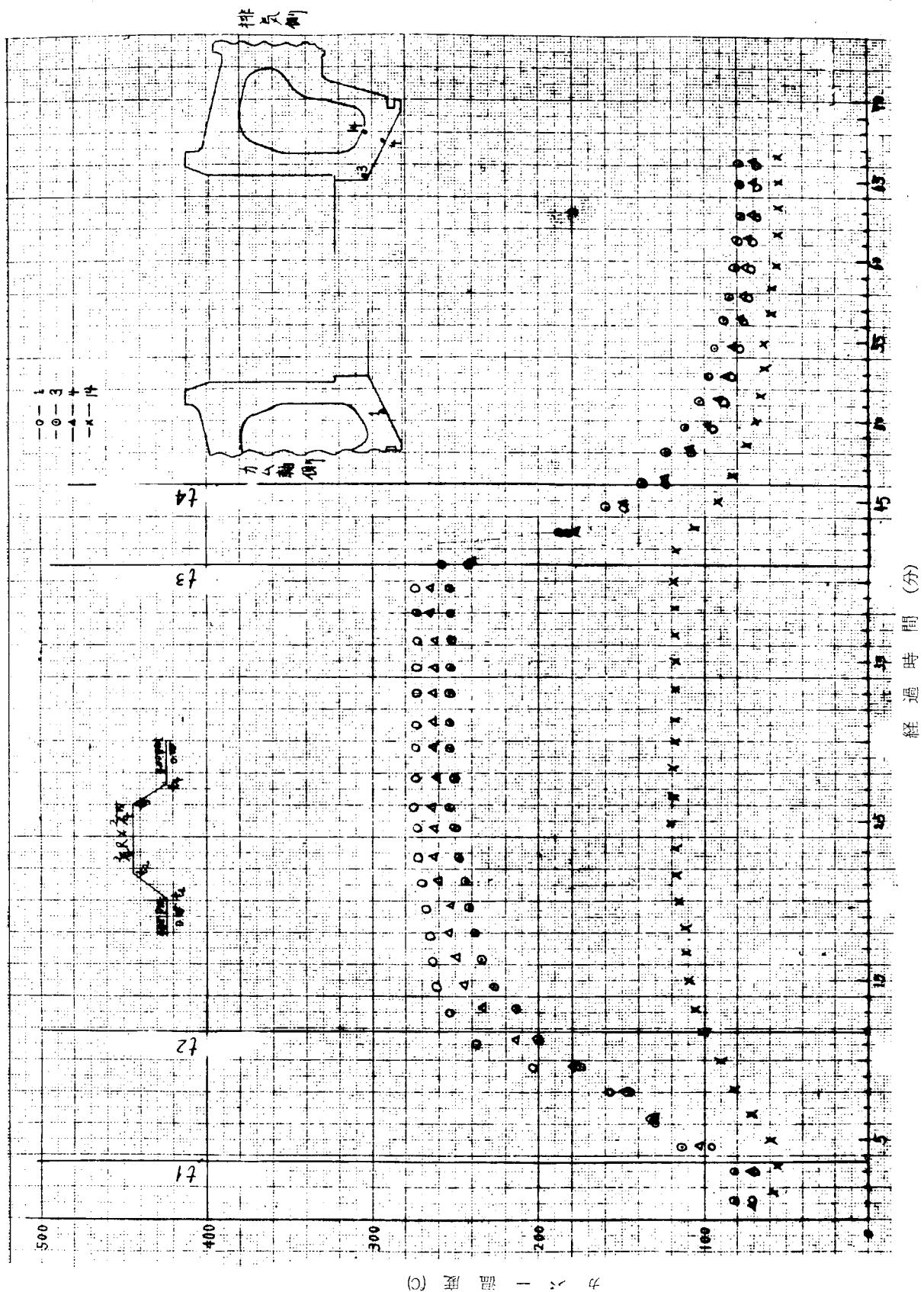


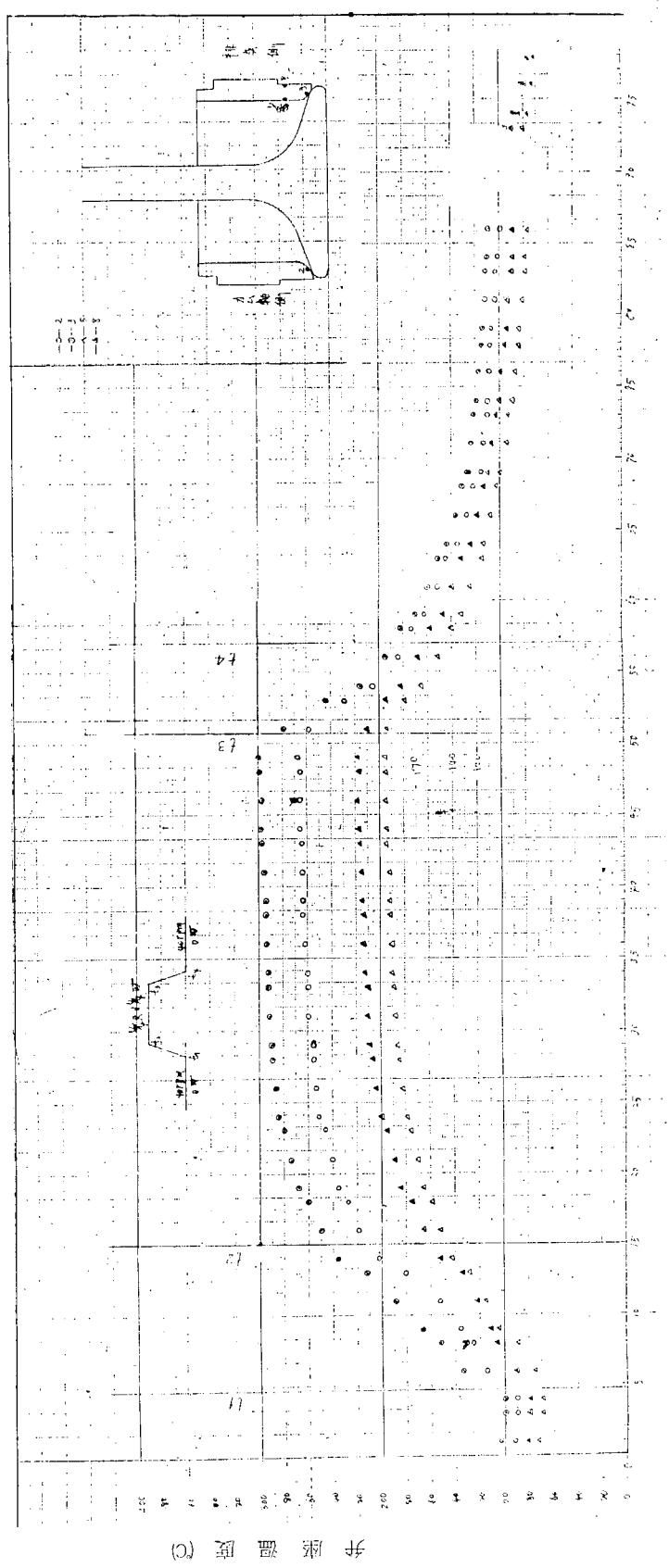
第4.1.5.4図 シリンダカバーの熱負荷(4/4W×4/4N 上昇、下降)



第4.1.5.5図 シリンダカバーの熱負荷(3/4W×3/4N 上昇、下降)

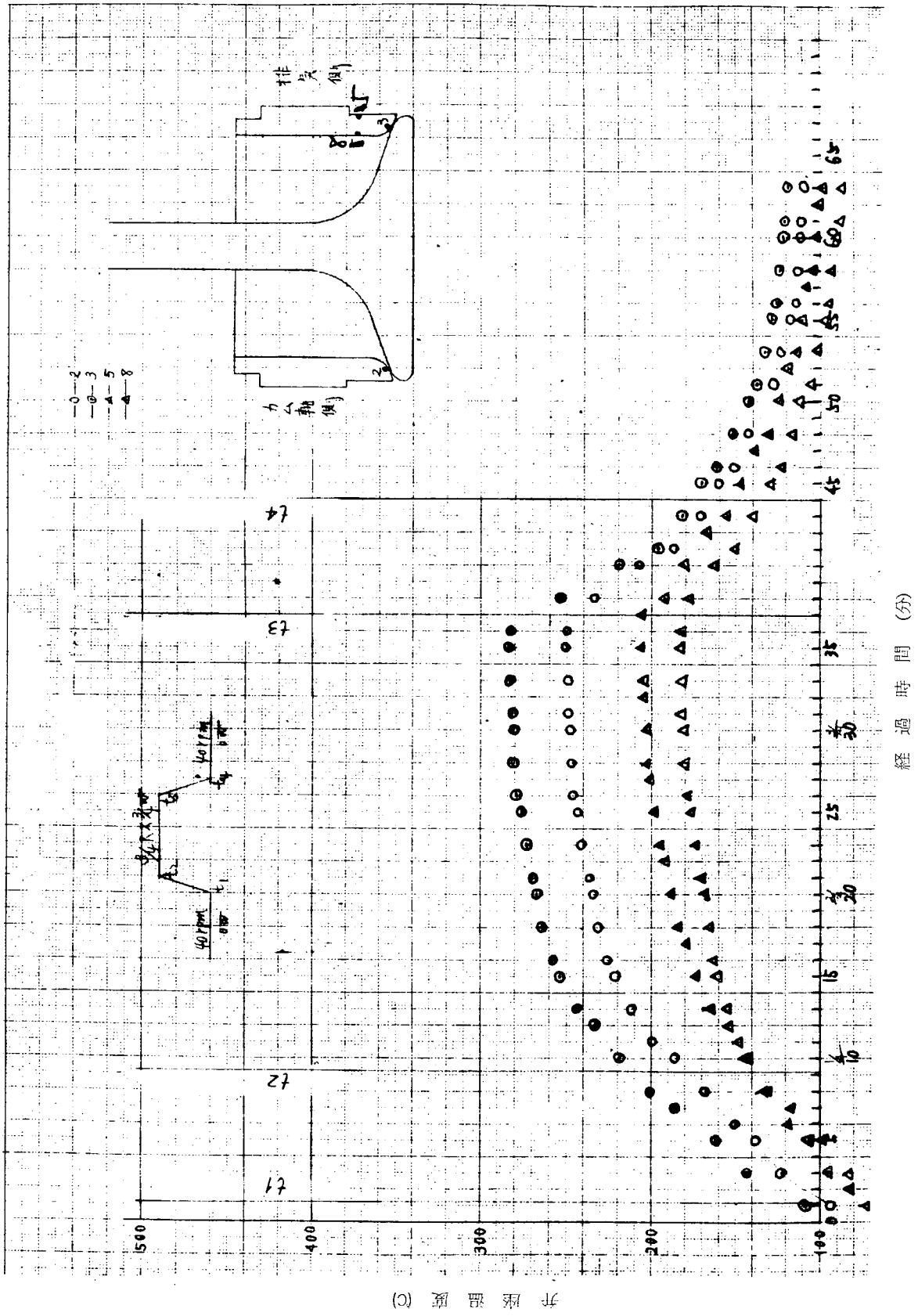
第4.1.5.6図 シリンダカバーの熱負荷(2×4W×2/N 上昇、下降)





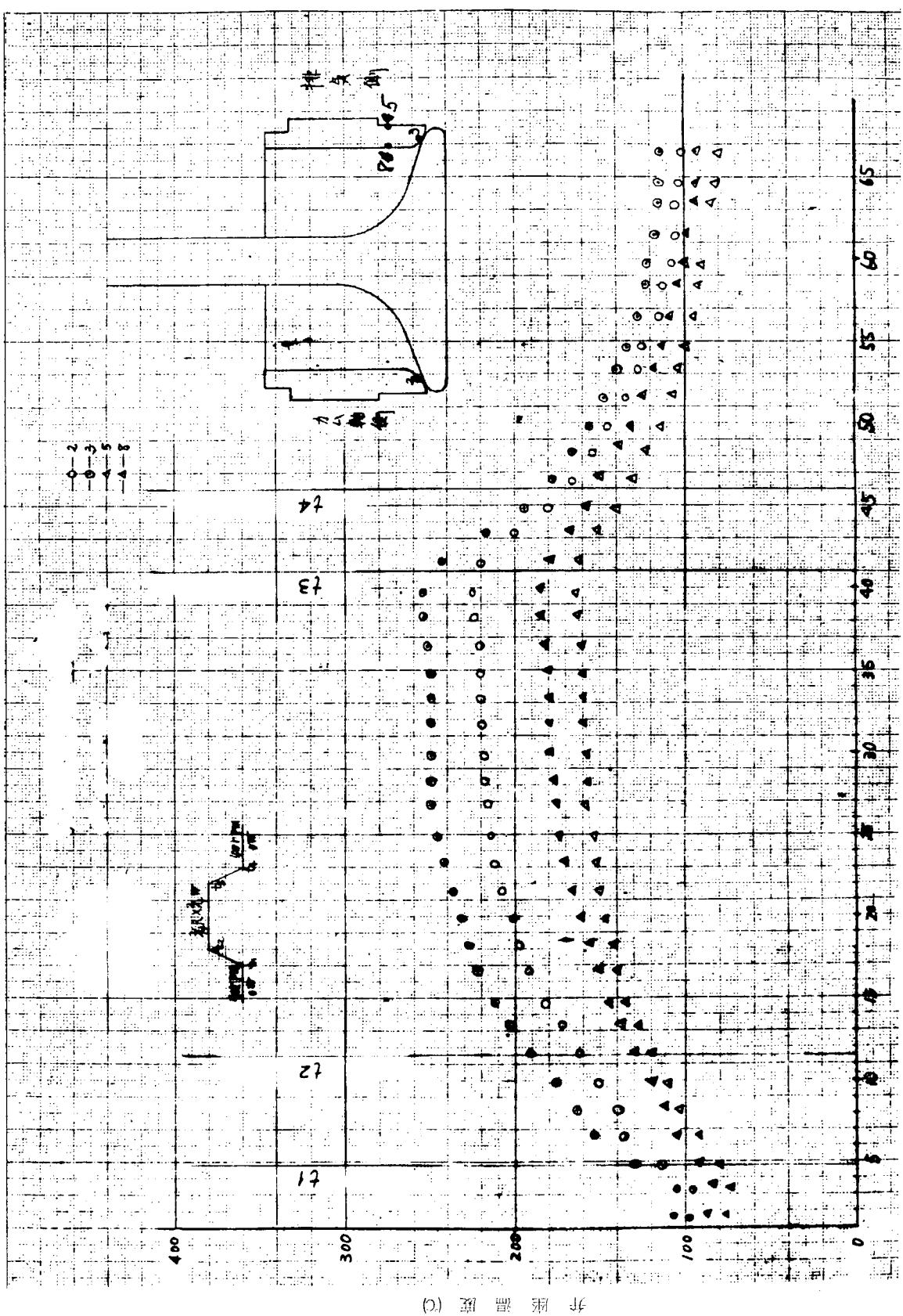
経過時間 (分)

第4.1.5.7図 排気弁座の熱負荷

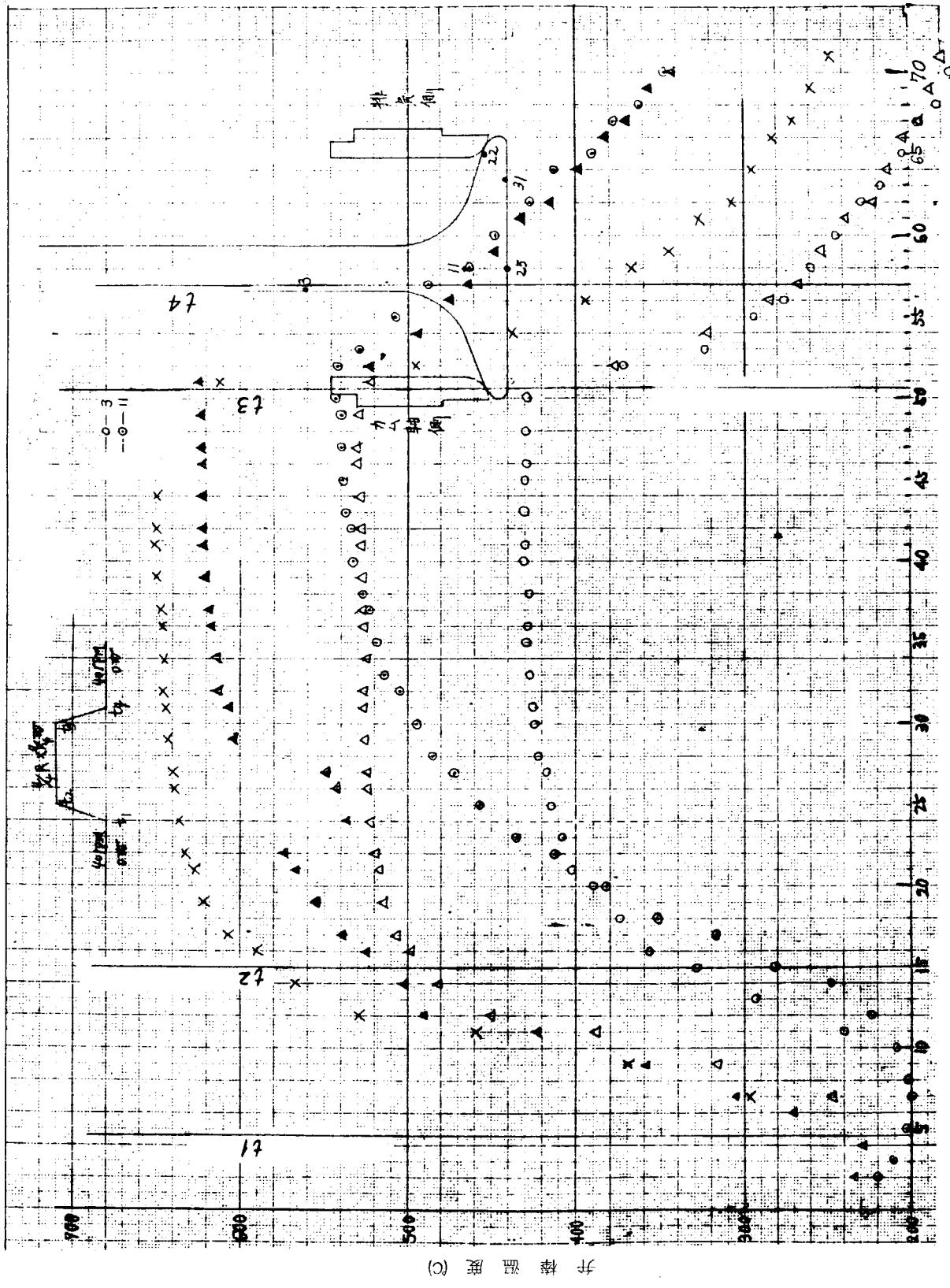


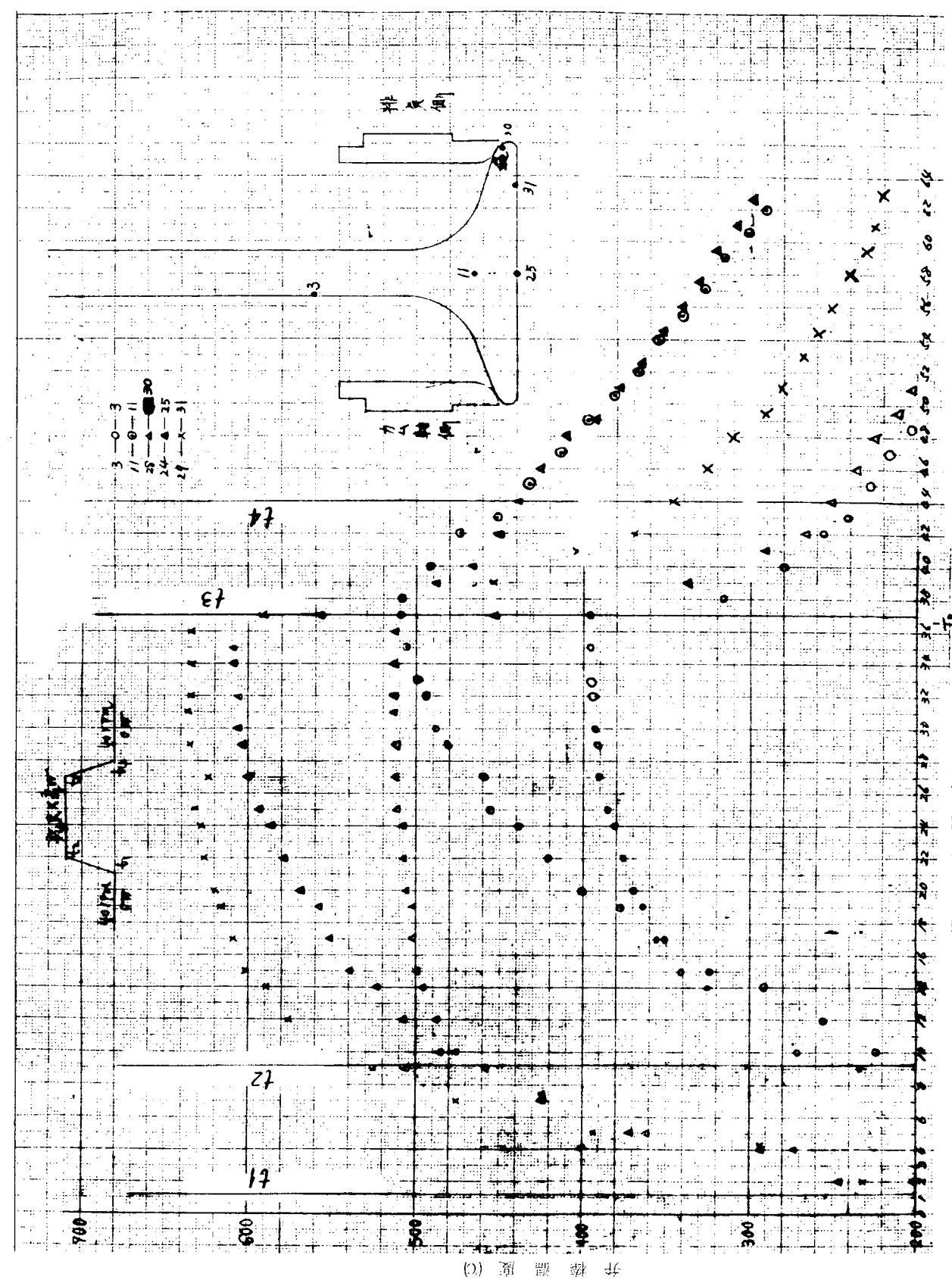
第4.1.5-8 図 排気弁座の熱負荷(3/4 W×3/4 N 上昇、下降)

第4.1.5.9図 排気弁座の熱負荷 ($2/4\text{W} \times 2/4\text{N}$ 上昇、下降)

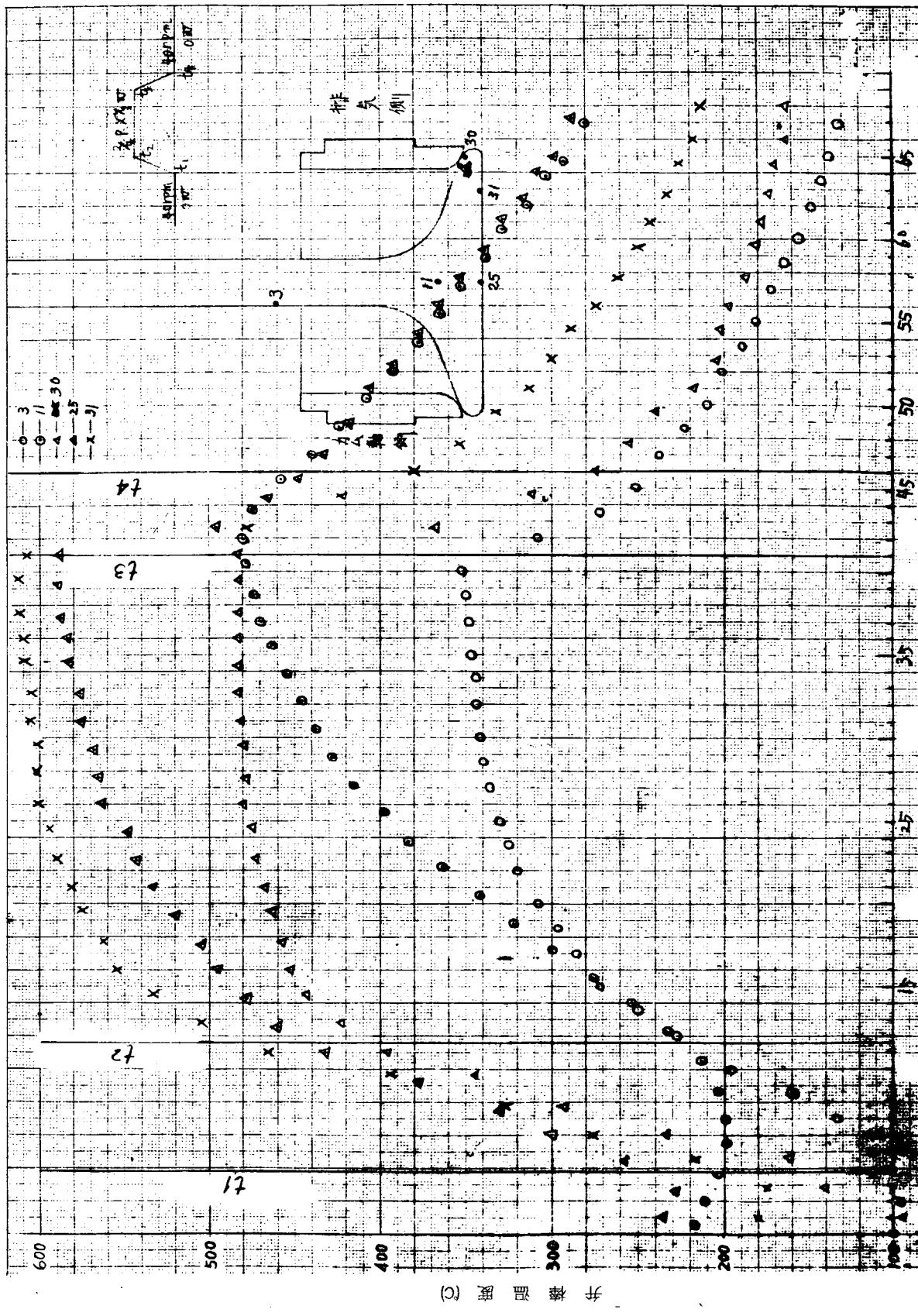


第4.1.6.0図 排気弁棒の熱負荷(4/4W×4/4N 上昇、下降)





第4.1.6.1図 排気弁棒の熱負荷 ($3/4\text{W} \times 3/4\text{N}$ 上昇、下降)



第4.1.6.2図 排気弁擲の熱負荷(2/4W×2/4N 上昇、下降)

はよく非定常性は問題とならないようである。

4.1.4 ピストンクラウンの歪計測結果

(1) 歪計測の状況

写真4.1.1.6～4.1.2.1に歪計測の状況を示す。

高温歪ゲージにより測定された歪はFMテレメータにより機関外部で記録される。写真4.1.2.2は歪記録の1例である。各計測点の熱歪のレベルが分る。

計測点の切換は機関1回転に1回、ピストンポトム位置にてロータリソレノイドにより行なわれる。したがつてデータ中熱歪線中央部に見える突起状の歪はガス圧による応力である。図中たとえば $S \times 1/8$ は回転数定格、トルク定格の $1/8$ の意である。

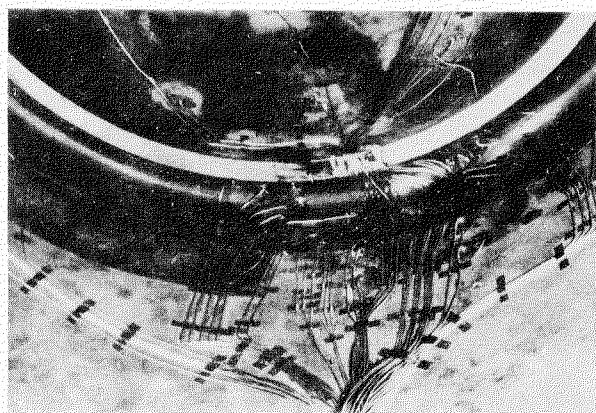


写真4.1.1.6 歪ゲージ取付状況

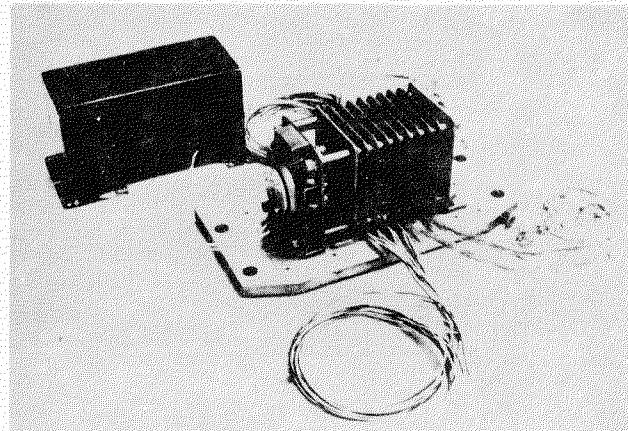


写真4.1.1.7 ロータリソレノイド

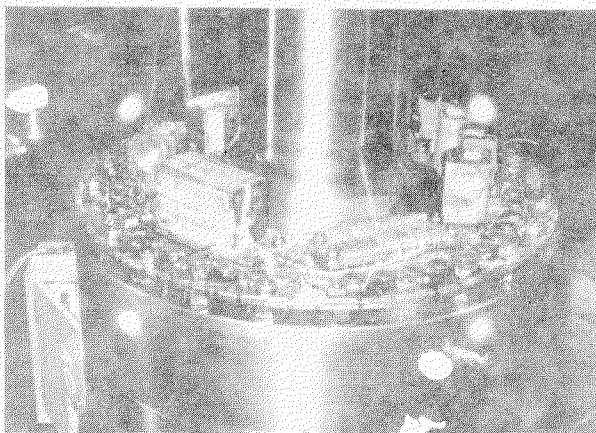


写真4.1.1.8 計測装置取付状況

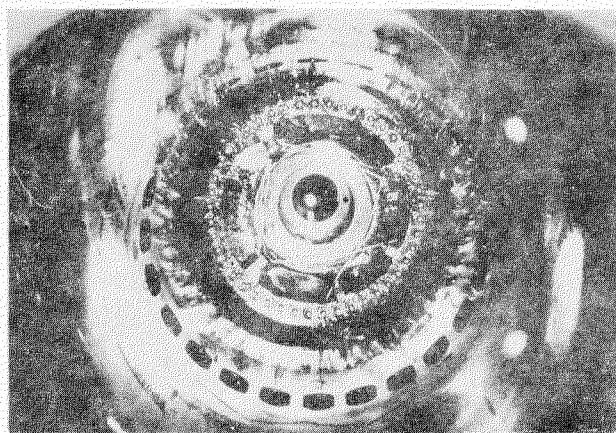


写真4.1.1.9 受信アンテナおよび下部接点

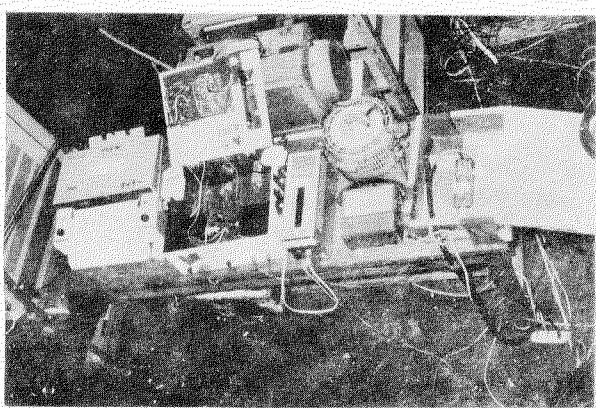


写真4.1.2.0 ソレノイド駆動コントローラー

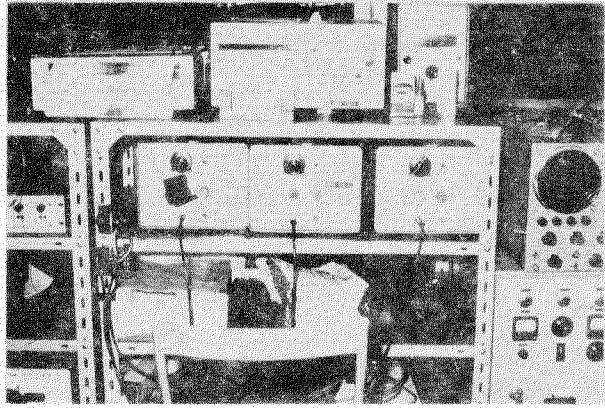


写真4.1.2.1 テレメータによる熱歪温度記録

力 率 試 験

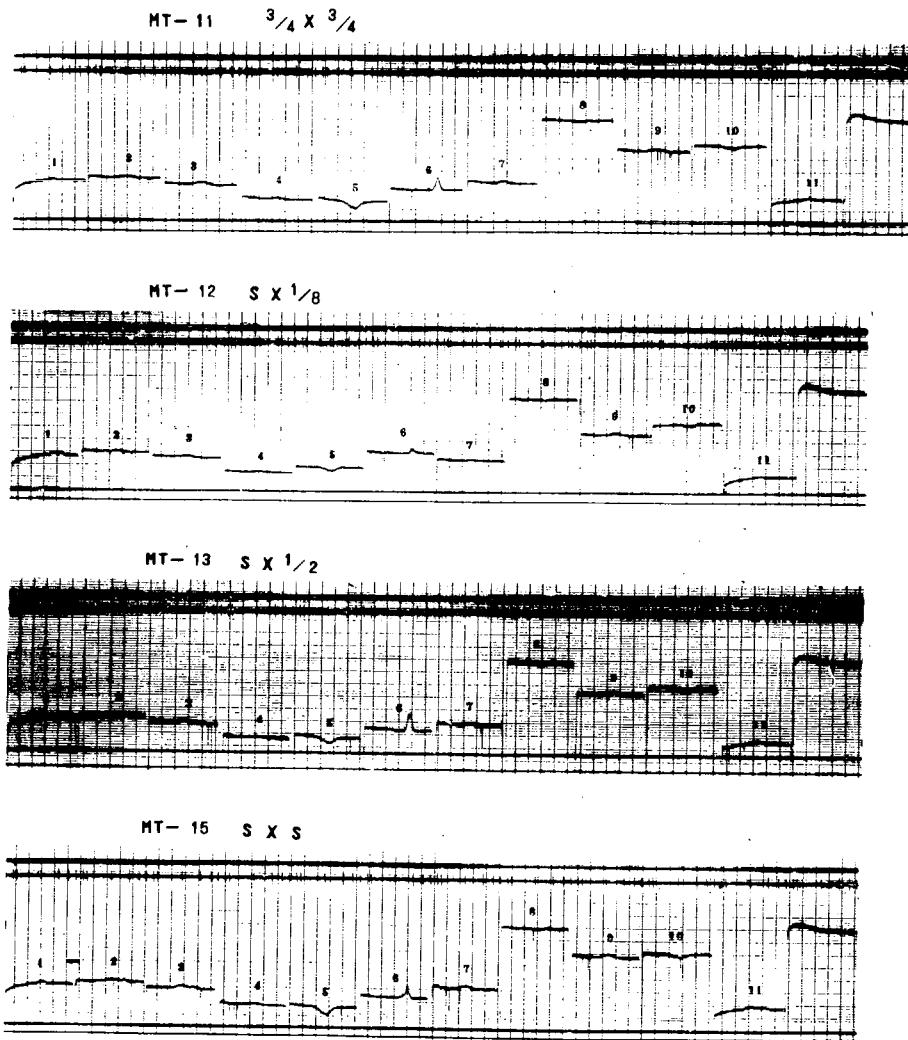


写真 4.1.2.2 歪 計 測 例

(2) P_e とピストンクラウン応力の関係

第 4.1.6.3 図に P_e と熱歪、第 4.1.6.4 図に P_e とガス圧による歪との関係を図示する。(ただし機関出力はプロペラ法則による定格の $4/4$ 、 $3/4$ 、 $1/2$ 、 $1/4$ の出力である) 図により分るごとく熱歪はガス圧による歪の約 10 倍程度に達する。熱歪は P_e 増加に略比例しているが、 $P_e = 8.5 \text{ kg/cm}^2$ より低下しているものがある。定性的に理解に苦しむが検討中である。支持点である点 3 R の歪は小さい。ガス圧応力は支持点 3 R で応力最大となつている。なお R は半径方向、T は円周方向を意味する。

(3) 過渡的運転時における熱歪

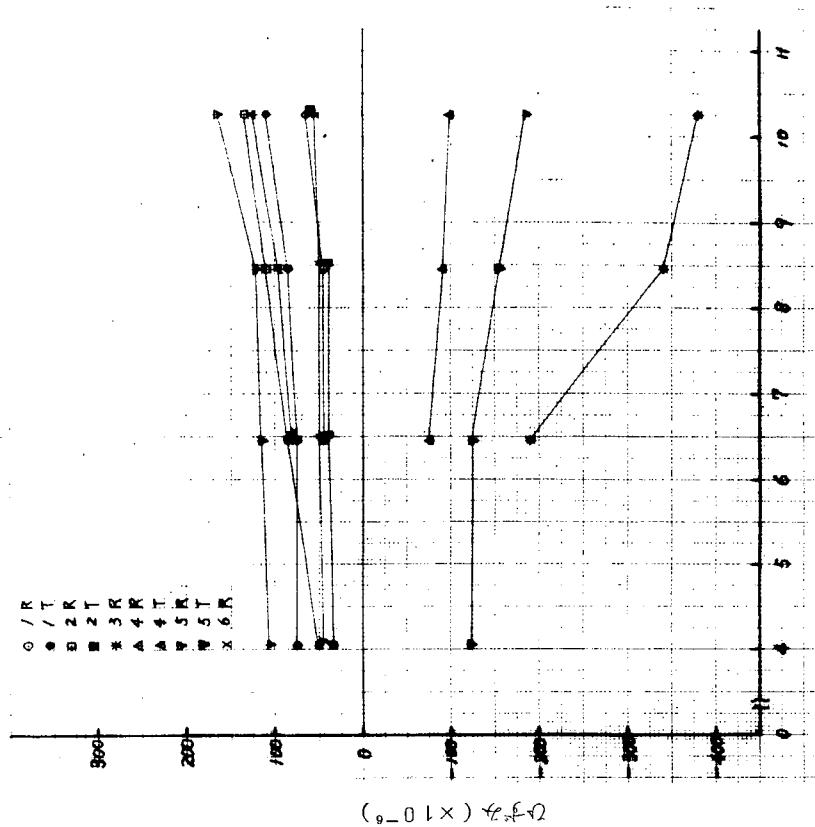
第 4.1.6.5 図～4.1.8.2 図は各点の歪変化を各負荷別にプロットしたものである。

温度変化においてみられたように熱歪は負荷変化にかなりよく追随する。したがつて熱歪ピークを生じるような異常現象を生じていない。

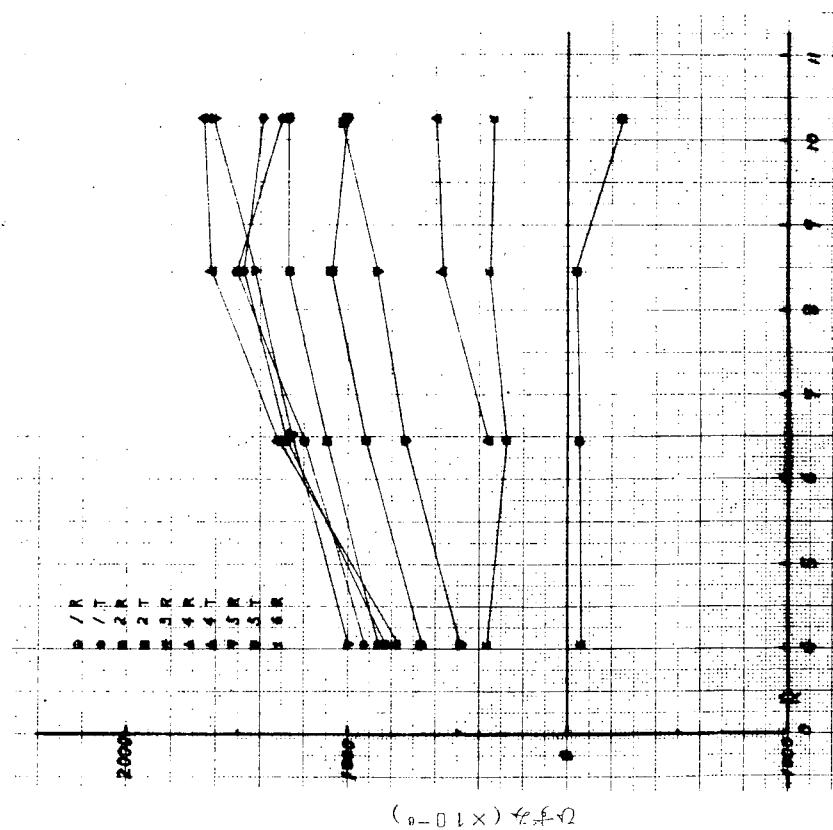
測定点 1 R および 1 T — 両者はほとんど同一点で殻の中心部であるので歪も略一致している。歪のレベルは 1600×10^{-6} 程度でかなり高い。

測定点 3 R — 歪は小さい。熱変形の影響を受けない。負荷変化時にピーク値を示しているのに注意がひかれるがレベルが低く問題にならない。

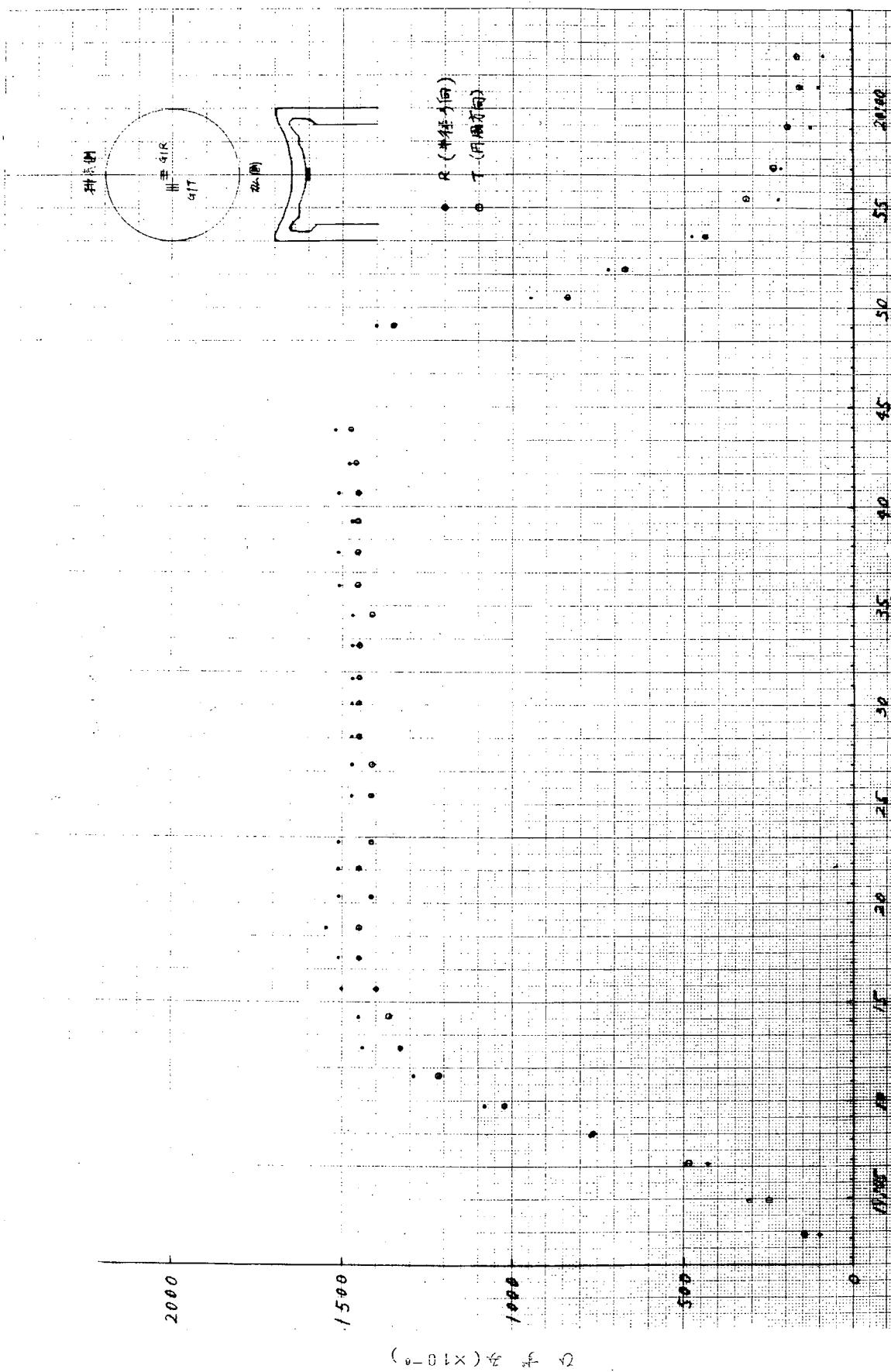
測定点 4 R 4 T — 円周方向歪最大。 1900×10^{-6} と最高値を示す。この部分は、形状が複雑であり冷却効果も高く、温度分布の変化の大きいところである。半径方向の歪は 800×10^{-6} と比較的小さい。



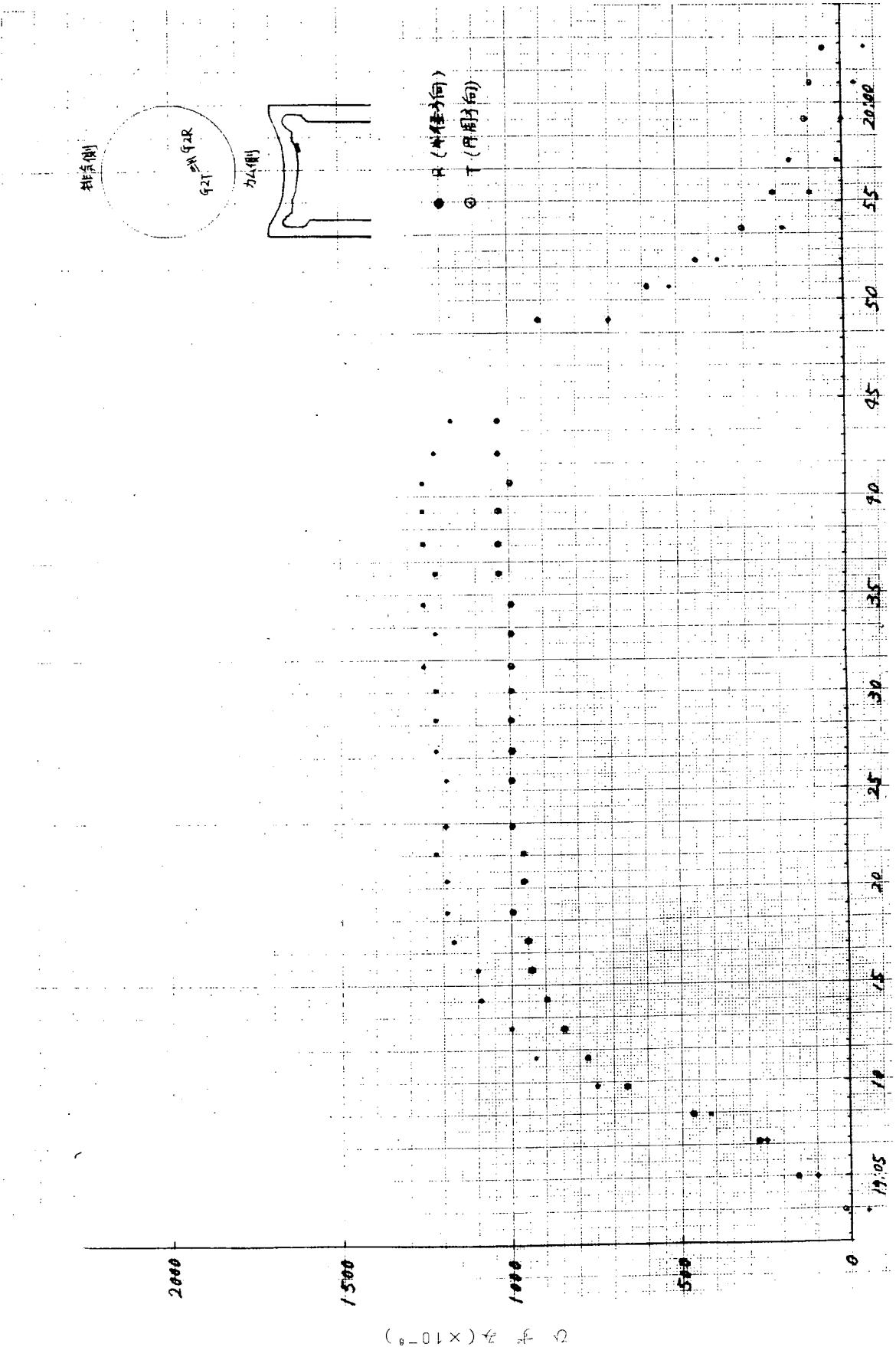
第4.1.64図 Pe とガス圧による歪との関係
 Pe (kg/cm^2)



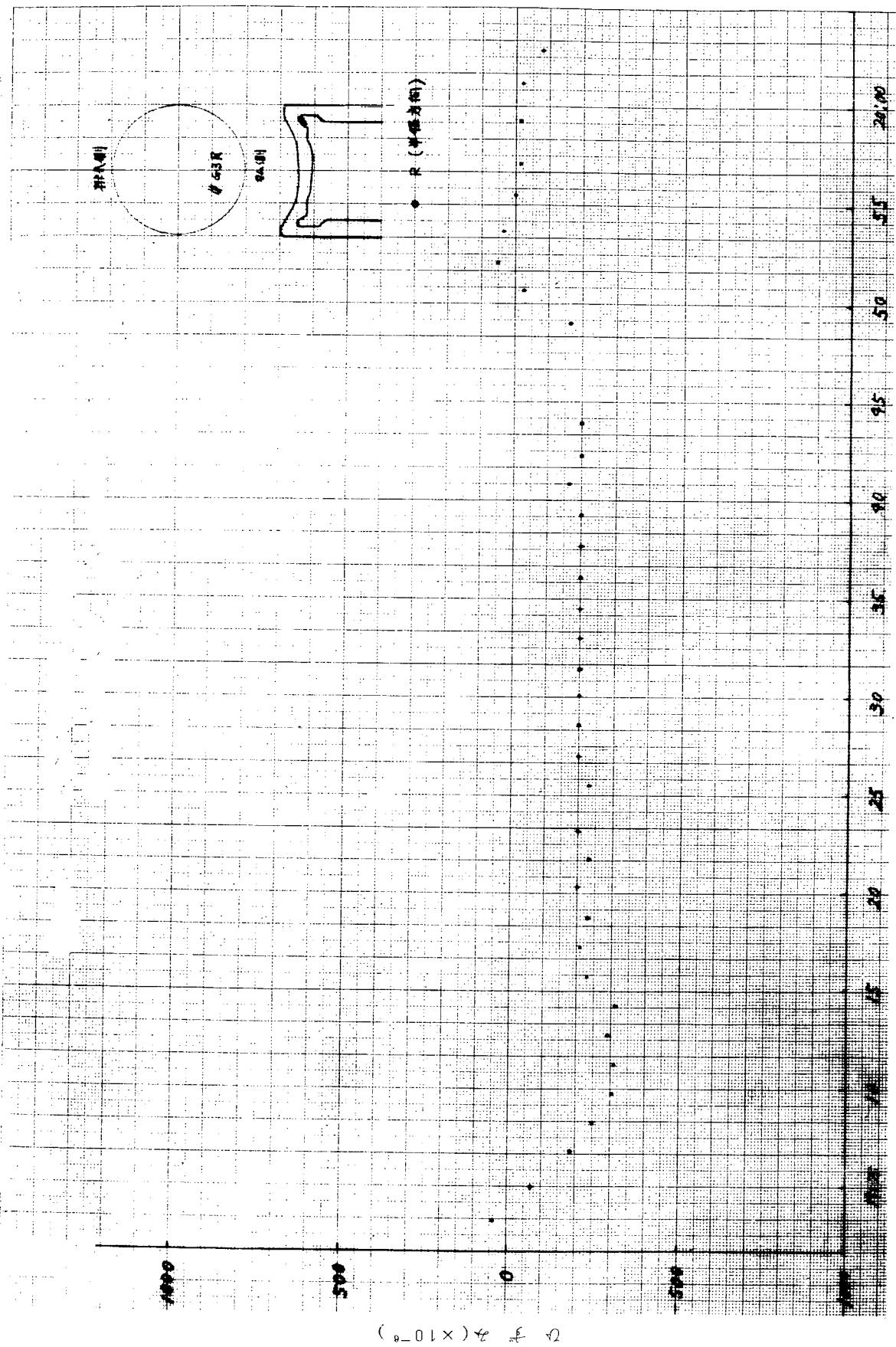
第4.1.63図 Pe と熱歪との関係
 Pe (kg/cm^2)



第4.1.6.5図 暫渡の運転時ににおける熱窓 ($4/4\text{W} \times 4\text{N}$ 停止時 測定点1 R、1 T)

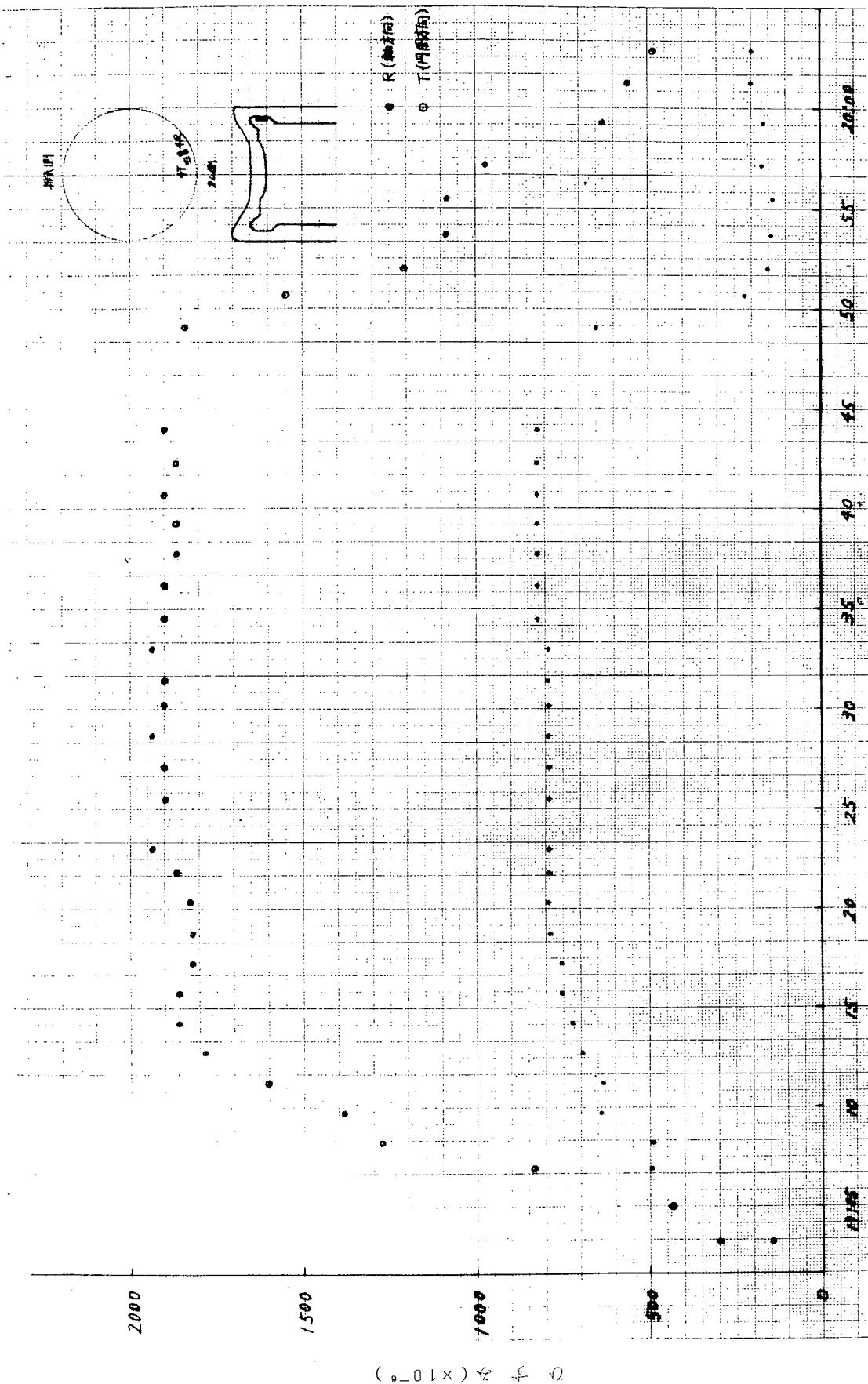


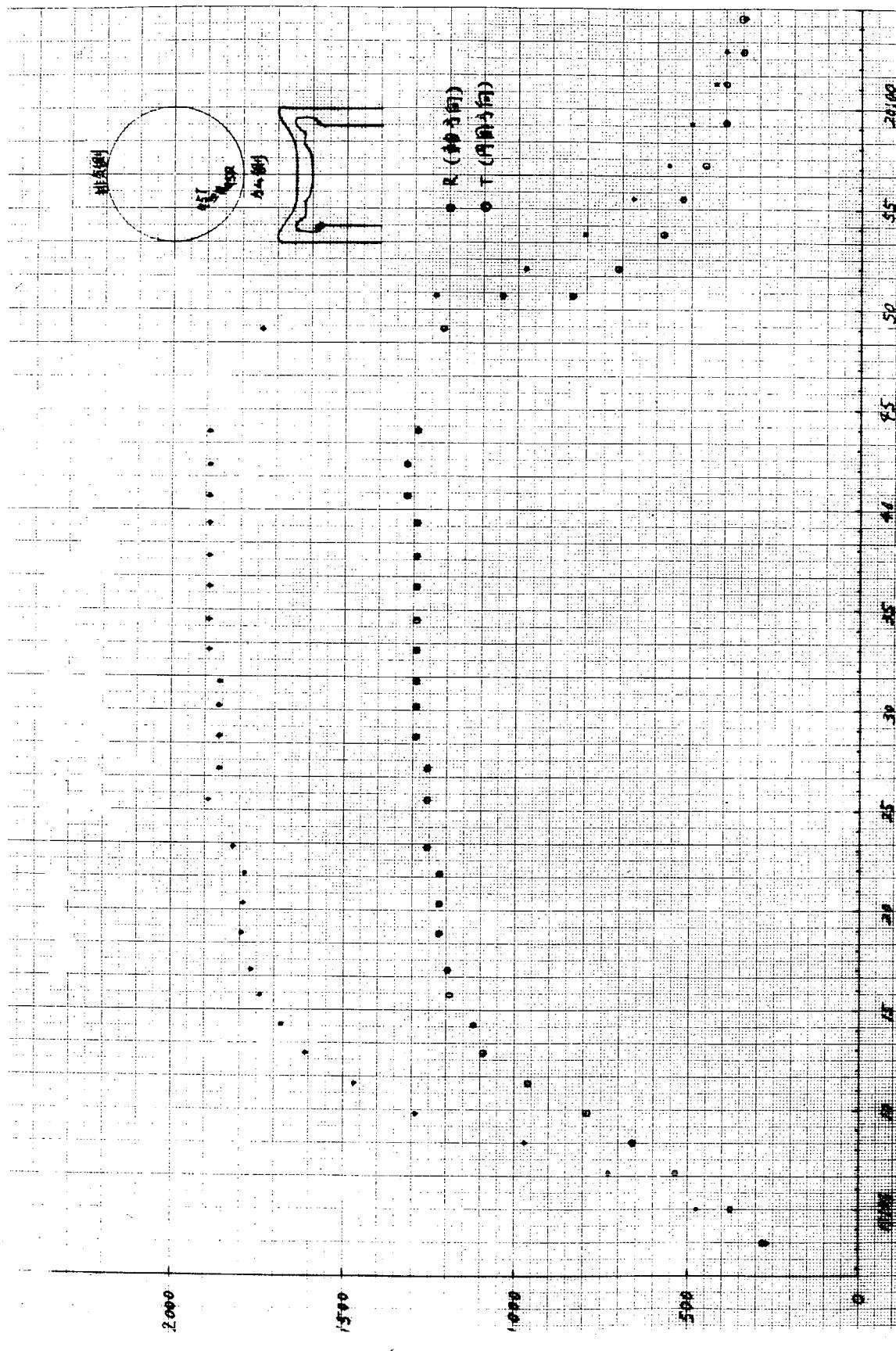
第4.1.6図 過渡的運転時の熱分布 (4/4 W × 4/4 N 起動時 計測点2 R、2 T)



第4.1.6.7図 過渡的運動時における熱差 (4/4W×4/4N発停時 計測点3区)

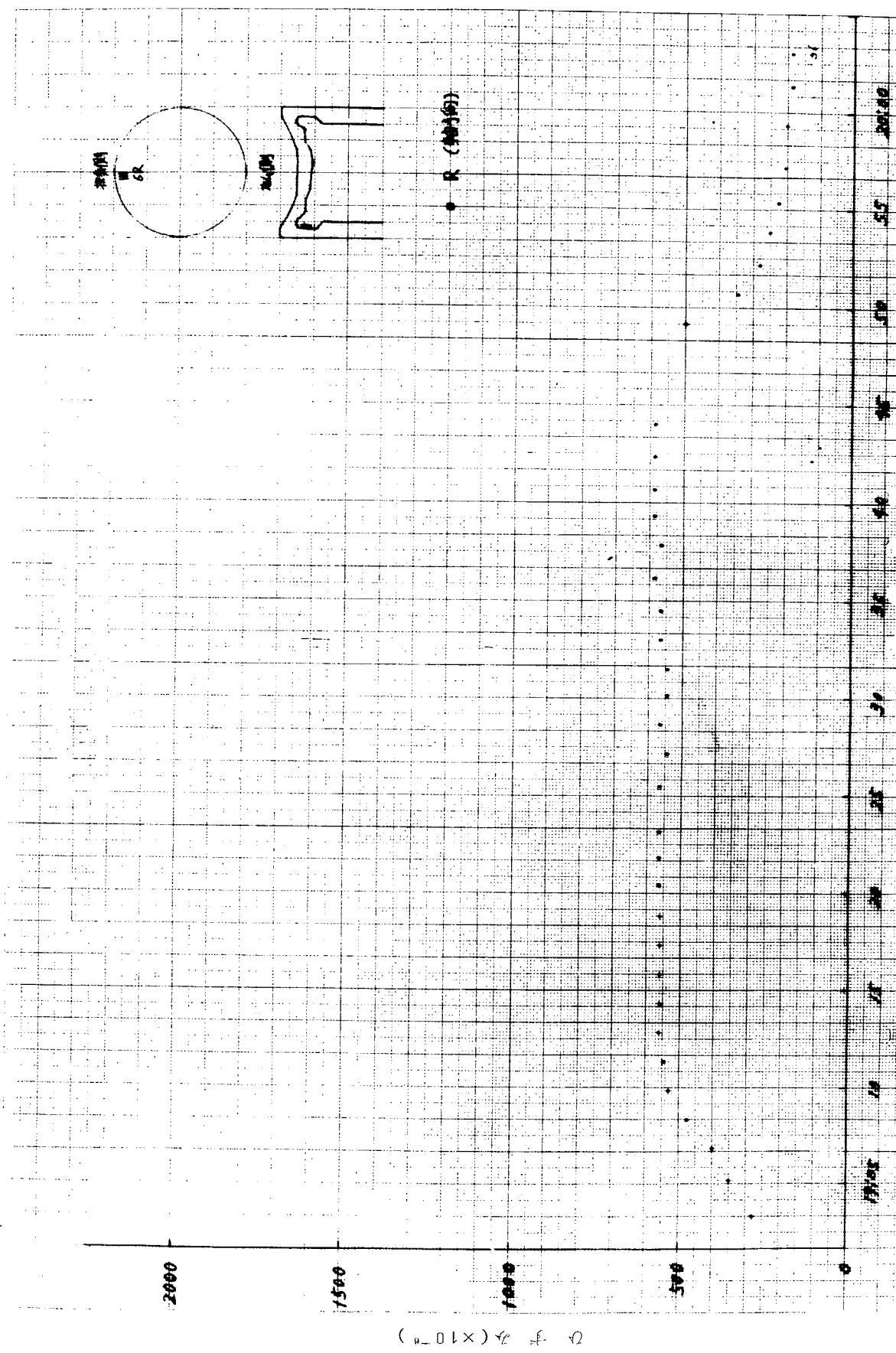
第4.1.68図 過渡的運動時における熱歪 ($4/4\text{W} \times 4/4\text{N}$ 発停時 計測点4R、4T)



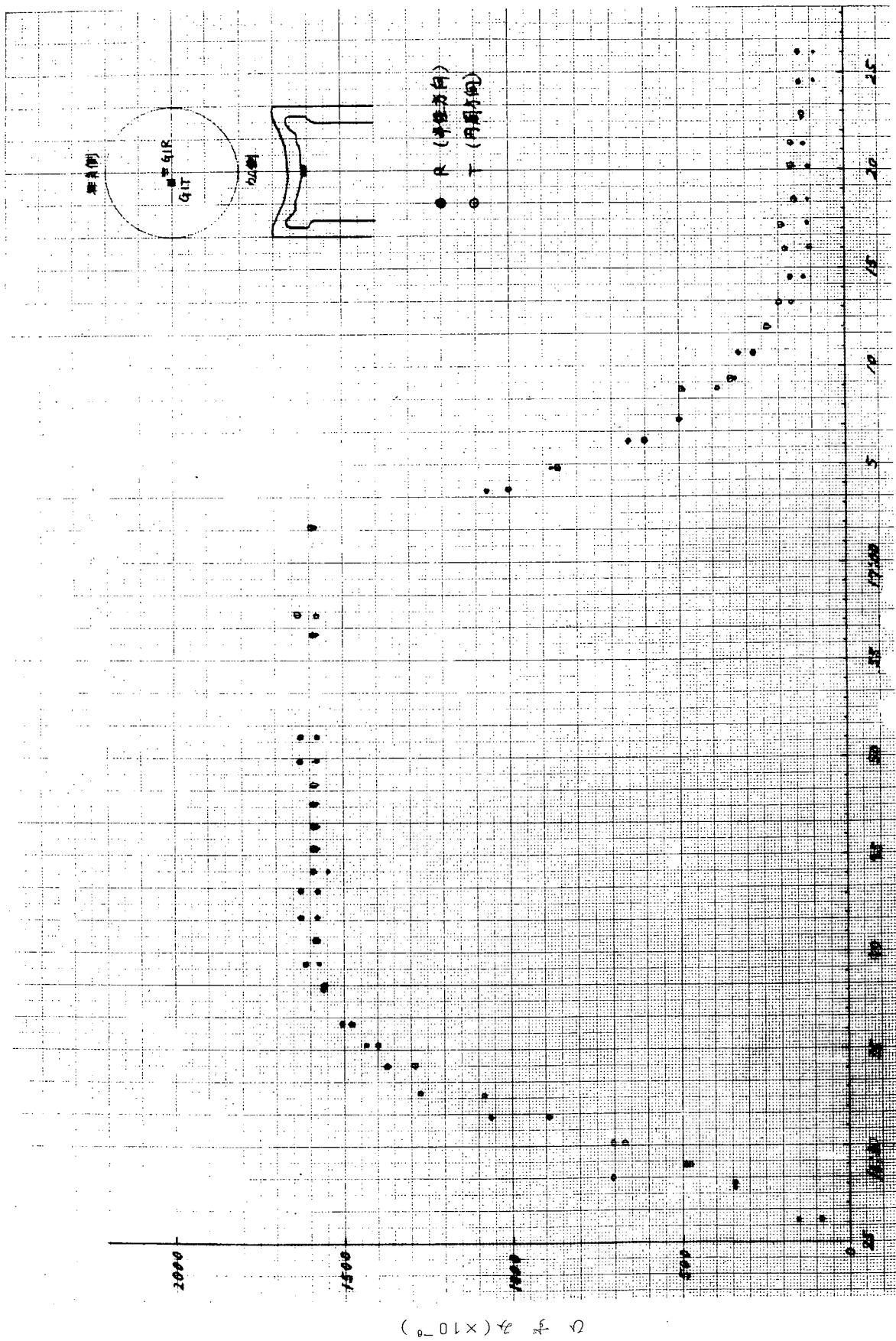


第4.1.6.9図 過渡的過伝導時のにおける熱流(4/4W×4/4N発停時 計測点5R、5T)

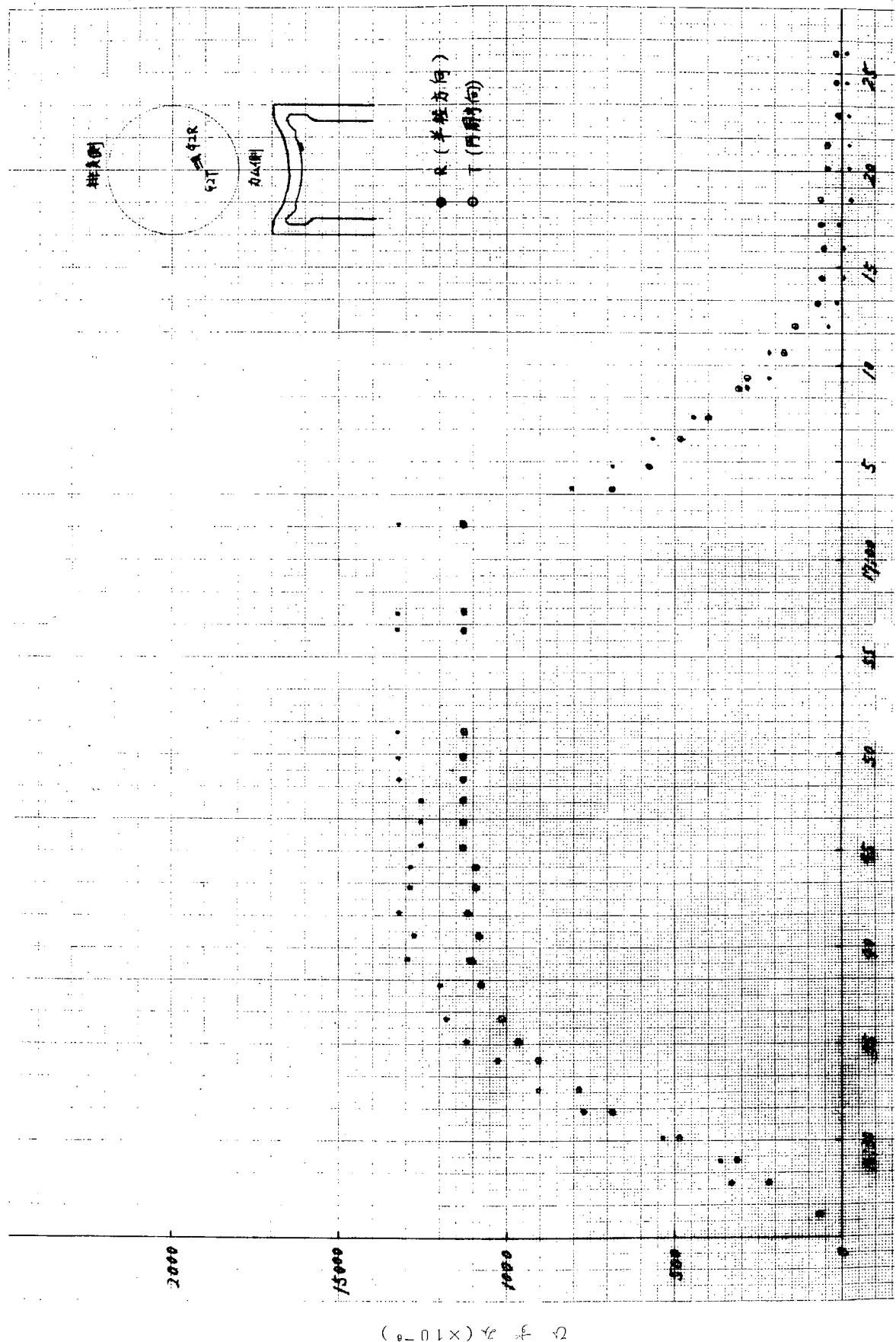
経過時刻



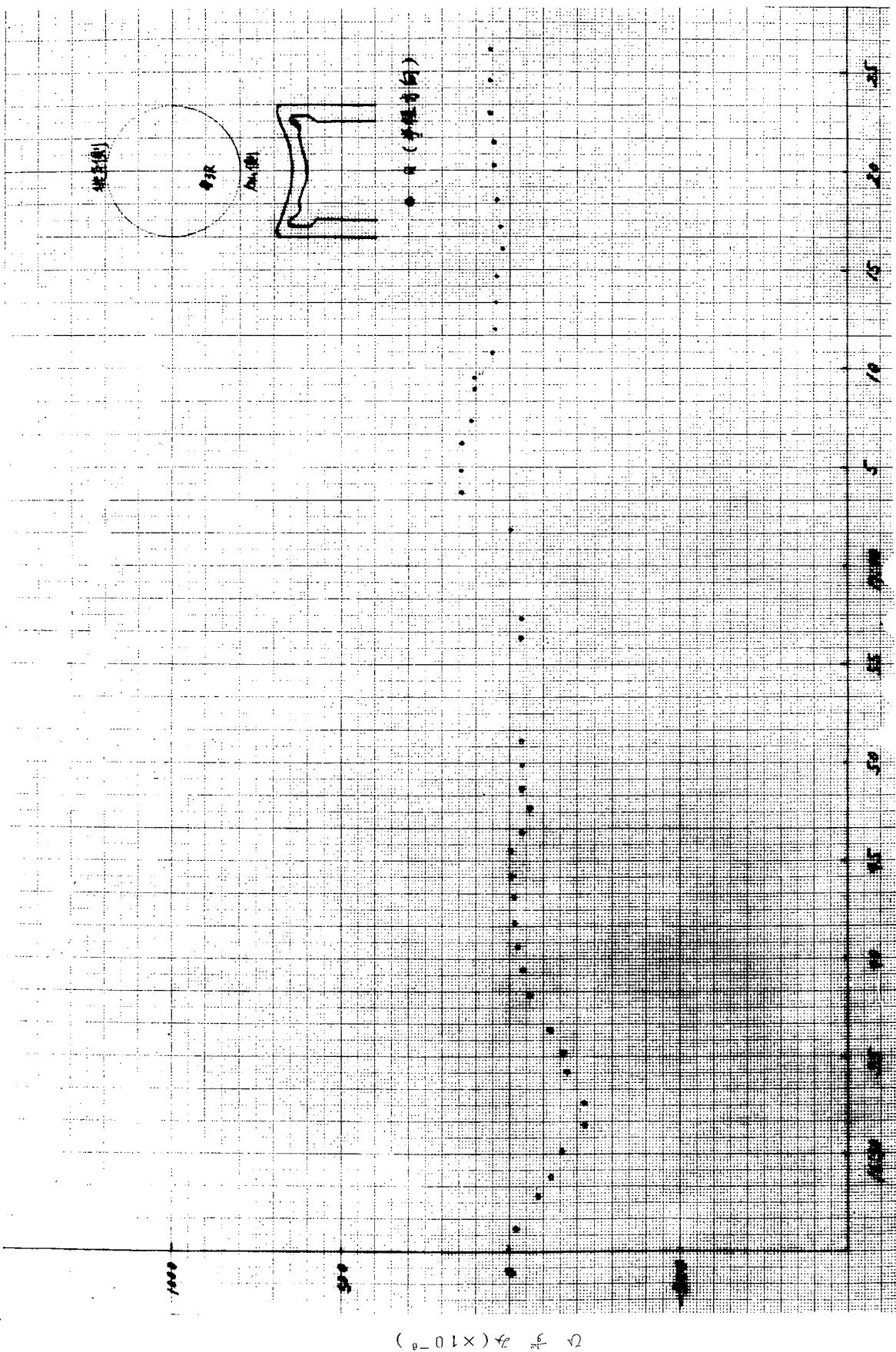
第4.1.7.0図 過渡的運転時ににおける熱差 ($4 \times 4 W \times 4 / 4 N$ 発停時 計測点 6 R)



第4.1.7.1図 過渡的運転時における熱流(3/4W×3/4N発停時 計測点1 R、1 T)

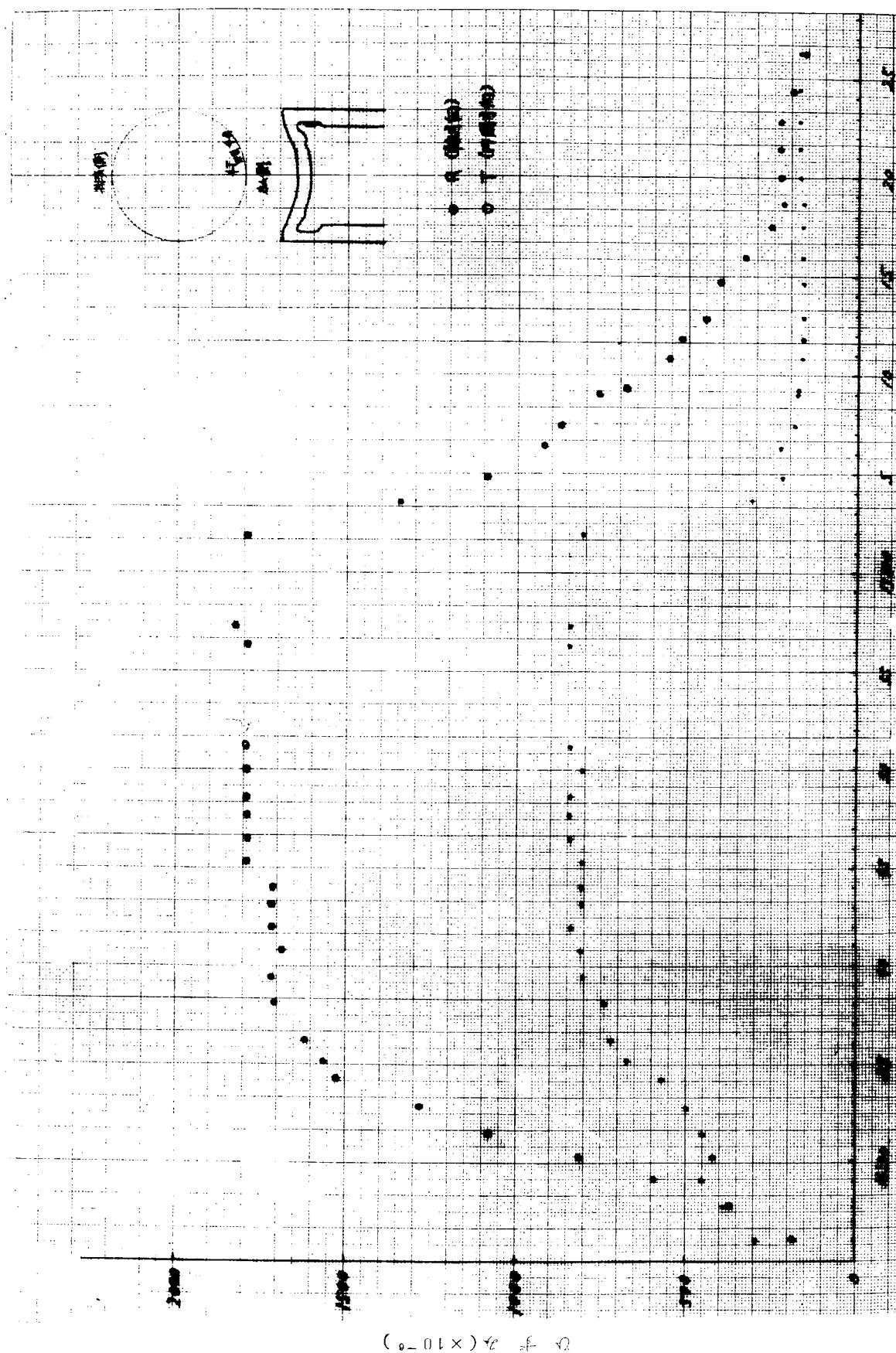


第4.1.7 2図 過渡運動時ににおける横歪(3/4W×3/4N発停時 声測点2 R, 2 T)



第4.1.7.3図 過渡的運転時ににおける熱窓(3/4W×3/4N発停時 計測点3 R)

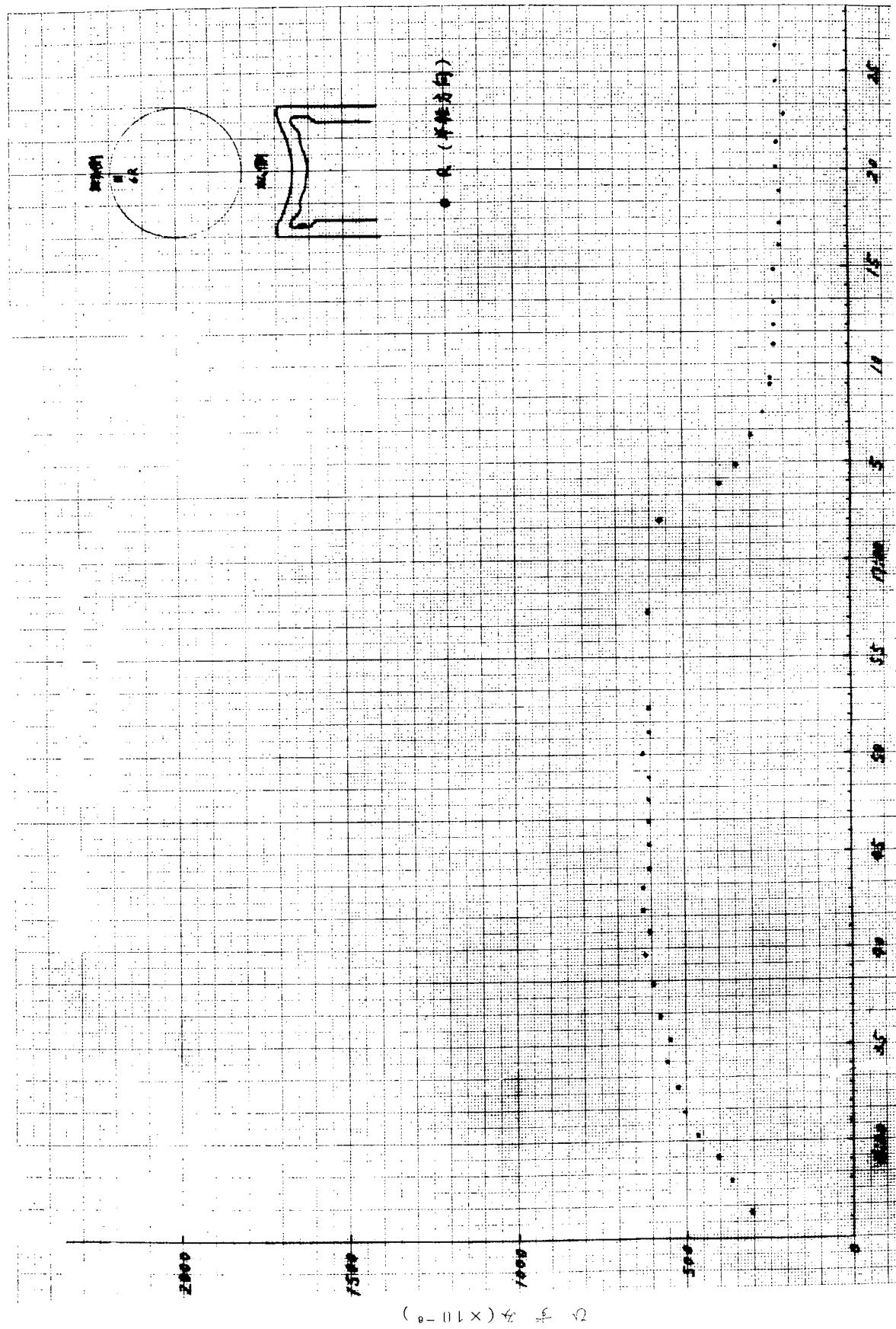
第 4.1.7.4 図 滲漫の逆転時(おける熱窓(3/4W×3/4H 窓停時 計測点 4R、4T)

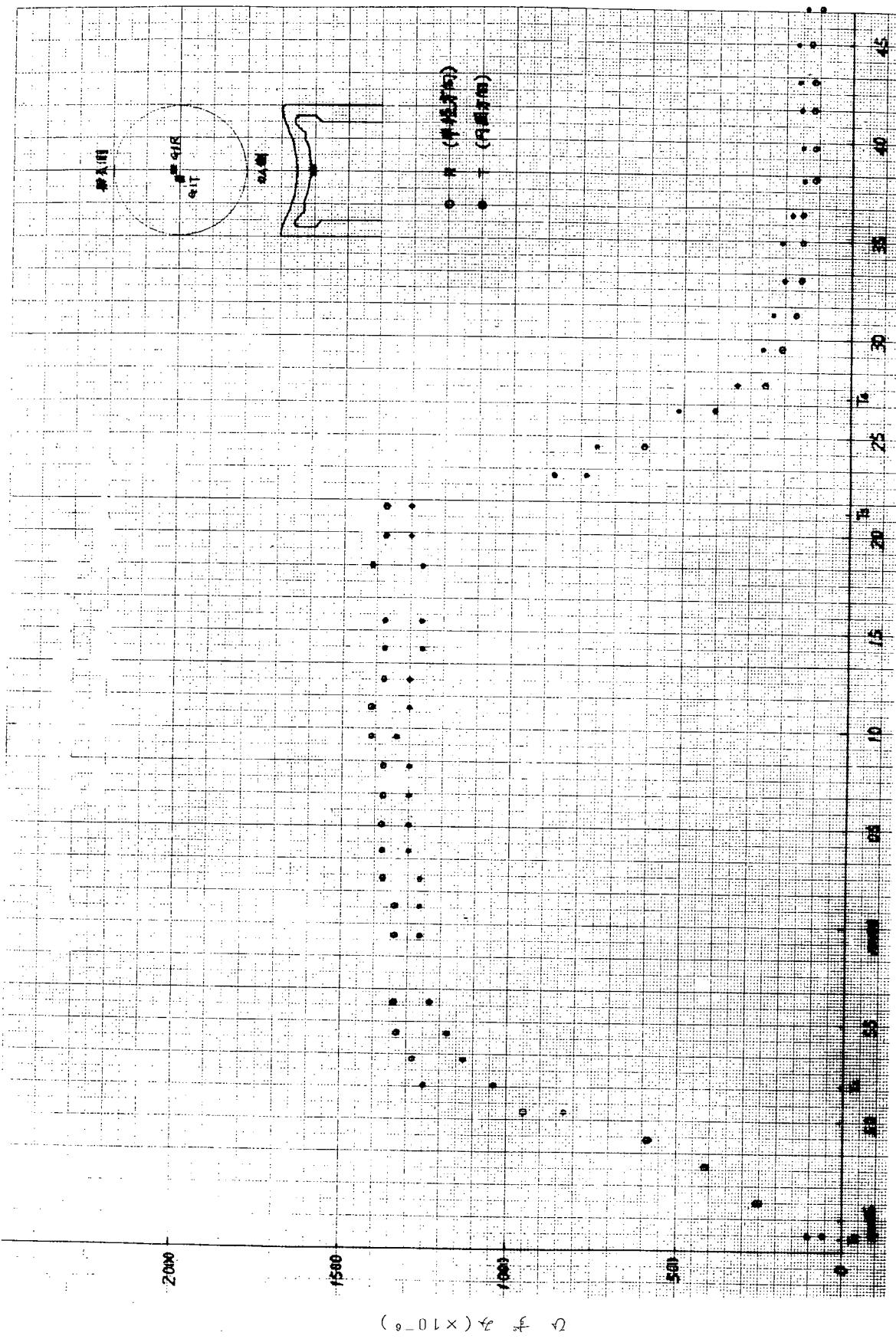




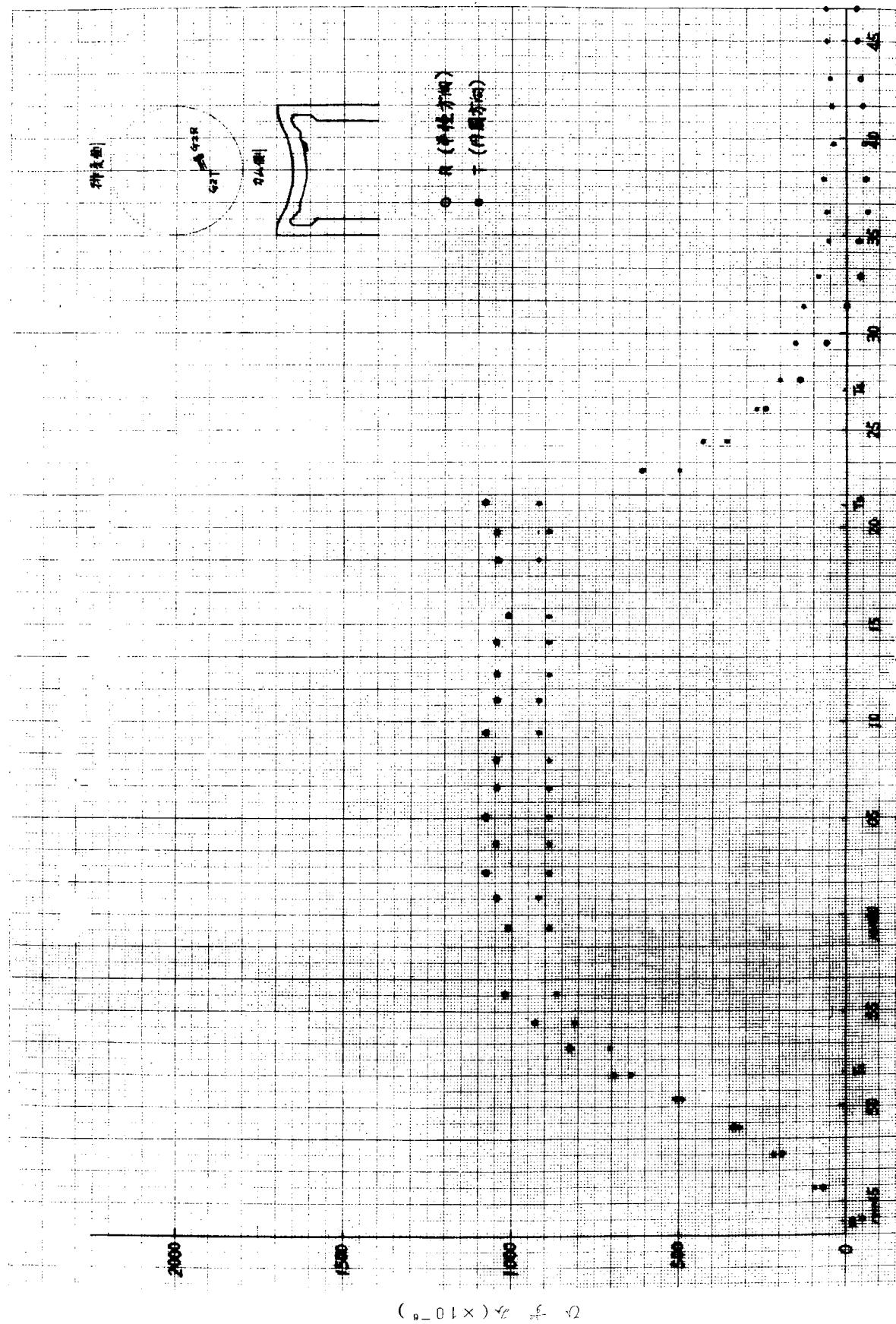
第4.1.7.5図 過渡的運転時にあげる熱歪 [3/4W×3/4N発停時 計測点5 R、5T]

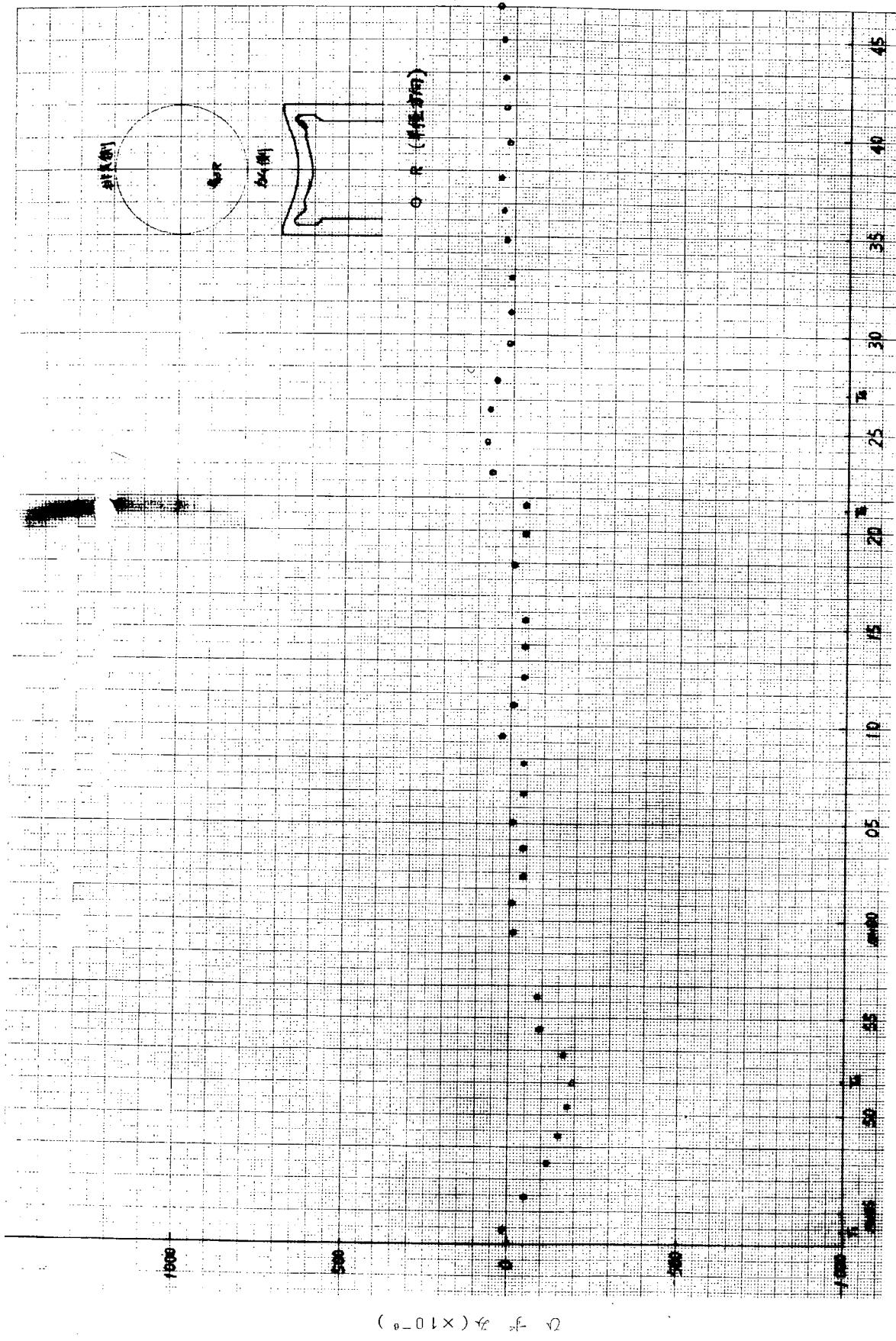
第4.1.7.6図 溫度的運動時ににおける熱歪(3/4W×3/4N発停時 計測点6R) 経過時刻





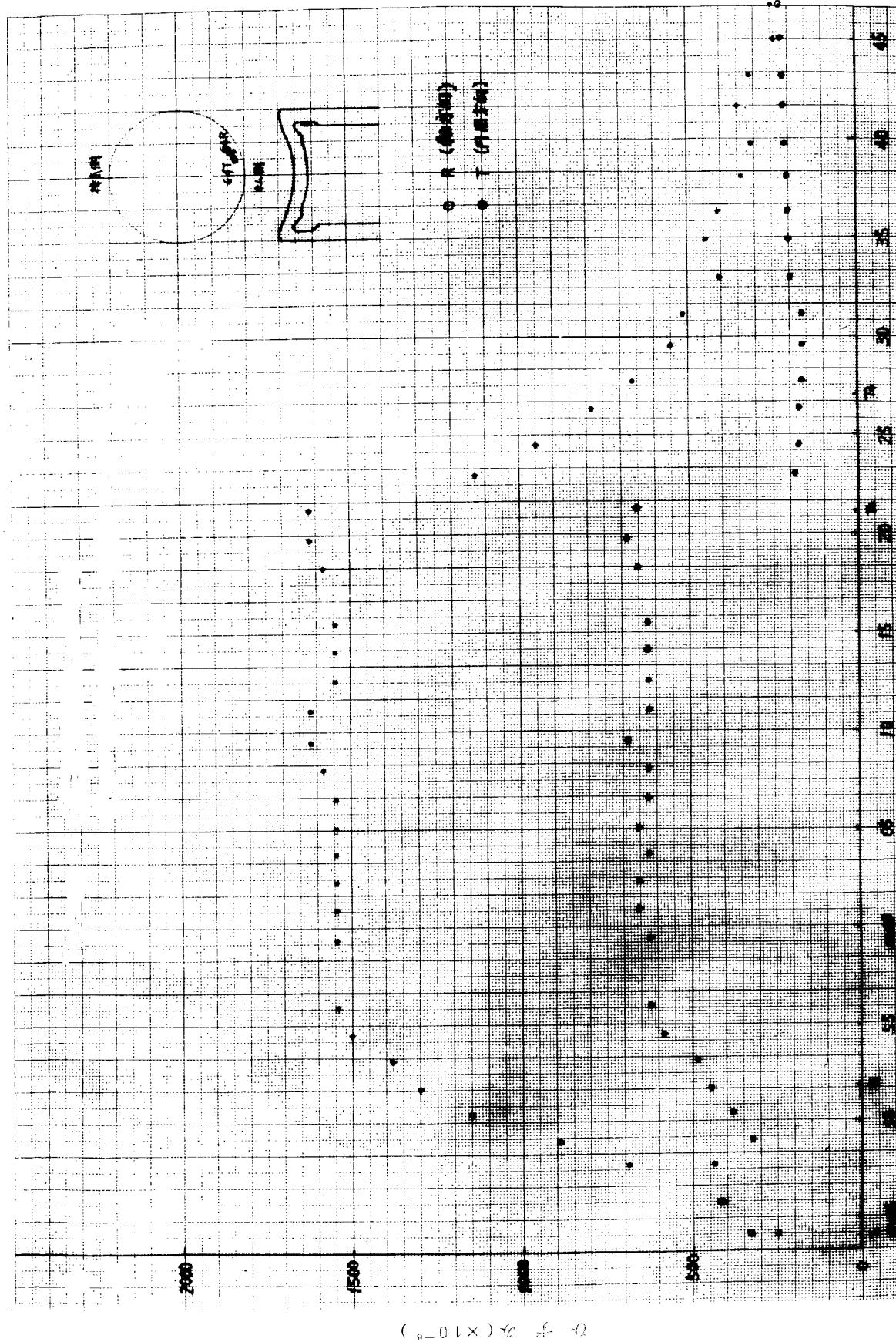
第4.1.7図 過渡的運動時間における熱差(2/4W×2/4N発停時 計測点1R、1T)





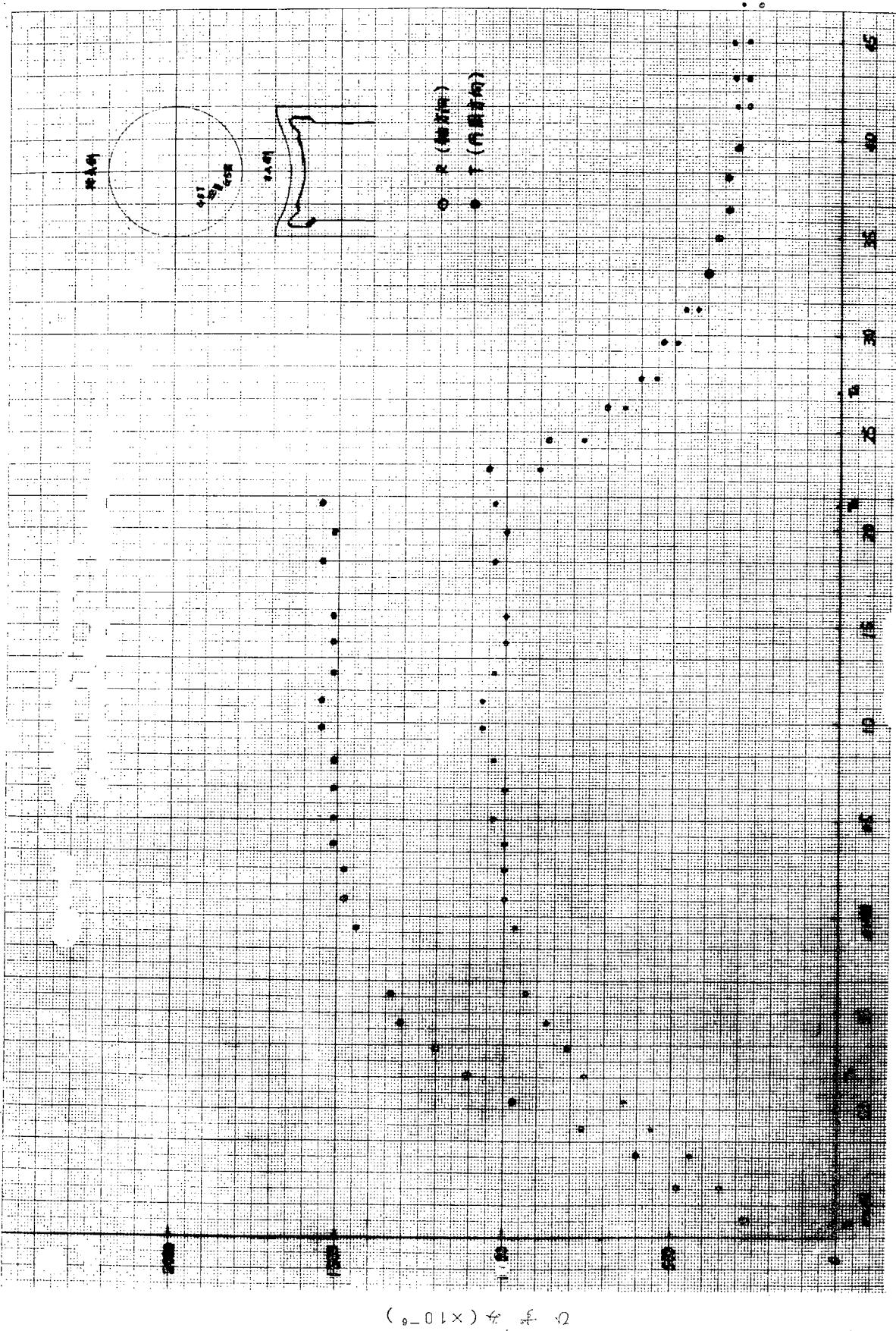
第4.1.79図 過渡的運転時における熱流(2/4W×2/4N発停時 計測点3R)

第4.1.8.0 図 速度的運動的における熱量 ($2/4\text{W} \times 2/4\text{N}$ 発停時) 計測点 4 R、4 T)

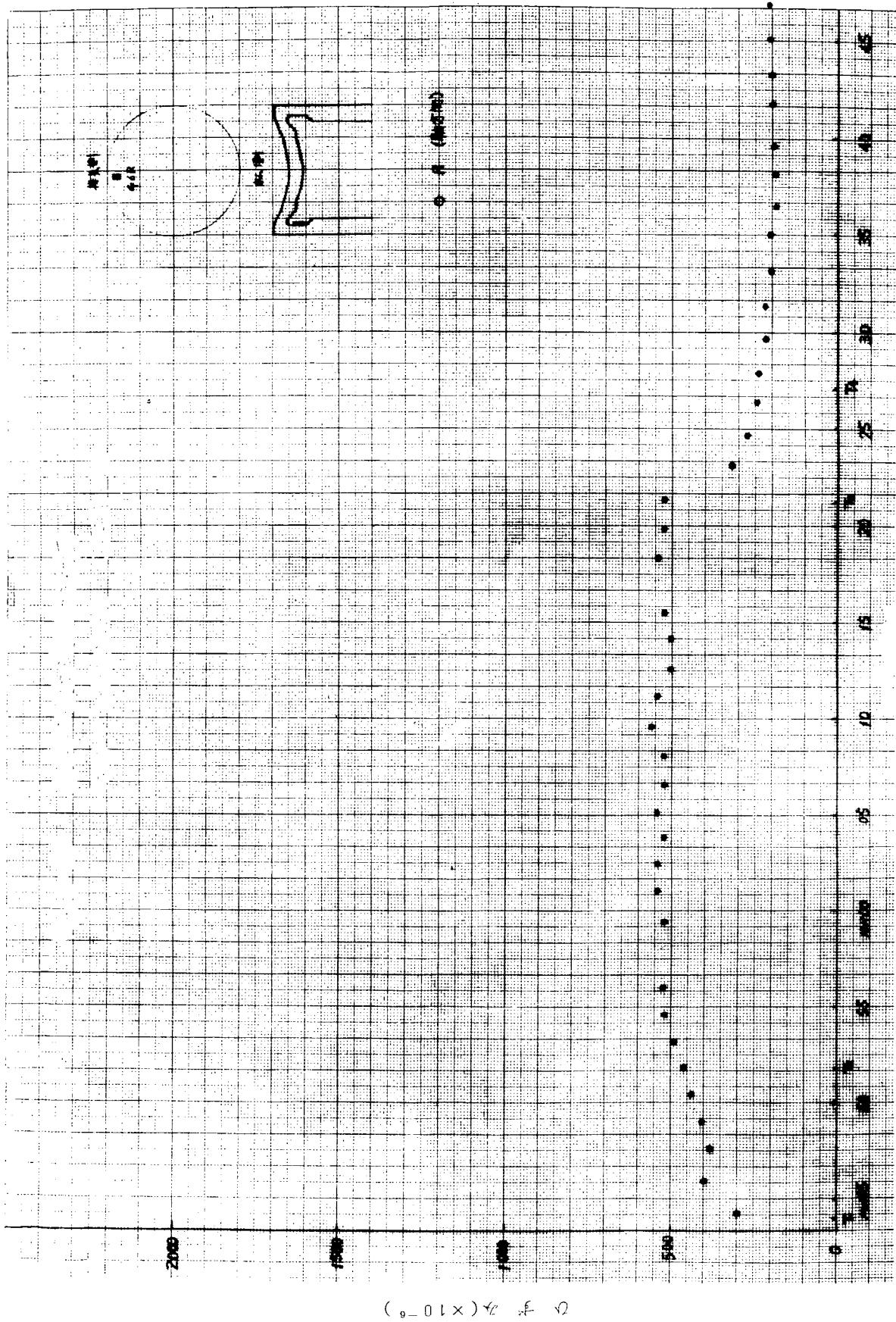


($\text{W} \cdot \text{s} \cdot 10^{-6}$)

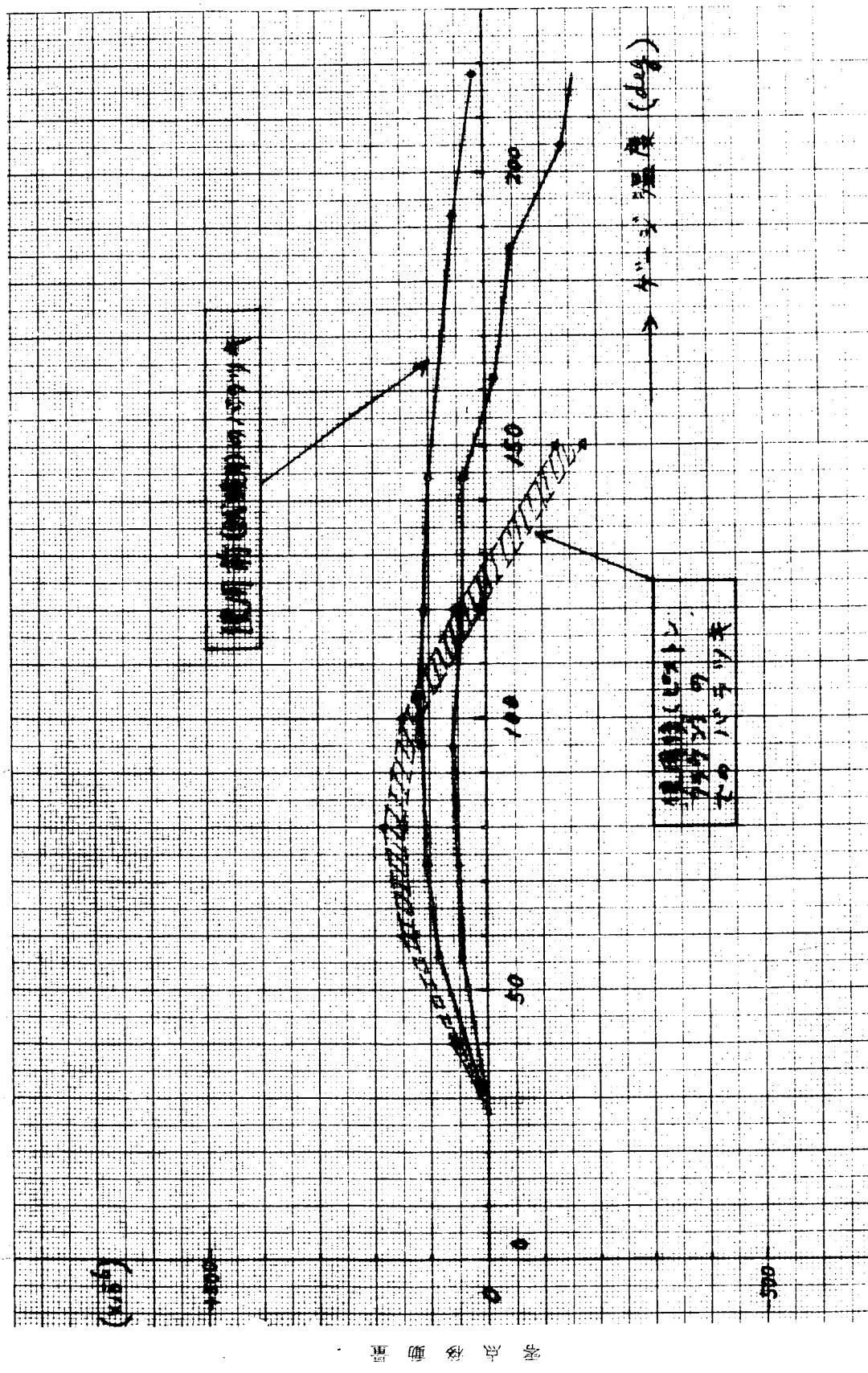
第4.1.8.1圖 過渡的運動特徵₅對₅熱透(2/4W×2/4N發停時 計測點5R、5T)



第4.1.8.2図 遷渡的運動時間における熱歪(2/4W×2/4N発停時 計測点6R)



$C_f \Delta T (\times 10^{-6})$



第4.1.83図 高温ゲージの温度特性

計測点 5 R 5 T —— 半径方向の歪が大きい。(最大 1900×10^{-6}) また円周方向歪 1300×10^{-6} 程度である。この部分は肉厚が急に増加する部分なので半径方向の曲げが作用するものと思われる。

4.1.5 ピストンクラウンの熱負荷解析

(1) 解析方法

(a) まえがき

受熱物体の問題を取扱う際、熱的境界条件の設定が最も難しい問題であり、物体内部点における実測温度から、境界条件を解析的に求めようとした場合、従来のオーソドックスな手法では、境界を仮定しては実測点で実測値と一致しているかの過程を試行錯誤で行なつていたが、形状の複雑な問題に対しては、この過程は非常に煩雑で、また、電算機を用いても精度を上げるためにには長時間の労力が必要であつた。

本報では、電算機を用いてこの操作を一度に解決しようとするもので、実測温度をデータとして、境界値を最小二乗法用いて求めるプログラムを開発したので、これについて述べる。

対象とする問題はここでは、(r, z)系2次元問題の定常状態に限つている。解析の手順は主に次の二つの部分に分けることができる。

- 1) 物体の表面温度を Fourier 級数におき、その係数の最確値を実測点での測定方程式から最小二乗法で求める。
- 2) 1) で求めた表面温度から、全内部点の温度および境界の熱的条件を決定する。

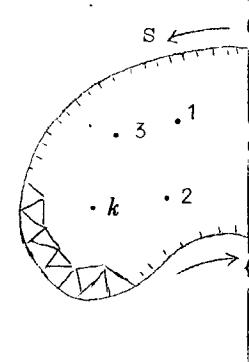
(b) 実測データから境界温度分布を求める方法

(i) 理論

第 4.1.8 図に示すような物体があり、点 1, 2, ..., k, ..., m 点の実測温度があり、その表面に沿つて S 軸をとり全長を ℓ とし、S 軸上の温度分布を (4.1.1) 式のようにおく。

$$T = \sum_{i=1}^n a_i \cdot \cos \pi \frac{(i-1)}{\ell} s \quad (4.1.1)$$

(4.1.1) 式中 a_i は実測温度から次に示すような間接測定における最小二乗法を用いて求める。 $T = \cos \pi \frac{i-1}{\ell} s$ ($i = 1, 2, \dots, n$) が境界温度としたときの実測点 k の温度は有限要素熱平衡法で求められ、その温度を $t_{k,i}$ とし、その点の実測温度を M_k とすると、熱伝導の基礎式が線形であることから重畠原理が成立し (4.1.2) 式の測定方程式が得られる。



第 4.1.8 図

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= t_{1,1} \cdot a_1 + t_{1,2} \cdot a_2 + \dots + t_{1,i} \cdot a_i + \dots + t_{1,n} \cdot a_n \\ M_2 &= \dots \\ &\dots \\ M_k &= t_{k,1} \cdot a_1 + t_{k,2} \cdot a_2 + \dots + t_{k,i} \cdot a_i + \dots + t_{k,n} \cdot a_n \\ &\dots \\ M_m &= t_{m,1} \cdot a_1 + t_{m,2} \cdot a_2 + \dots + t_{m,i} \cdot a_i + \dots + t_{m,n} \cdot a_n \end{aligned} \right\} (4.1.2)$$

一般に $m \geq n$ とし、 a_i ($i = 1, \dots, n$) の最確値を A_i とし、残差を v_k とすると残差方程式は (4.1.3) 式となる。

$$\left. \begin{aligned} M_1 - (t_{1,1} \cdot A_1 + t_{1,2} \cdot A_2 + \dots + t_{1,i} \cdot A_i + \dots + t_{1,n} \cdot A_n) &= v_1 \\ M_2 - (t_{2,1} \cdot A_1 + \dots \\ &\dots \\ &\dots \end{aligned} \right\} (4.1.3)$$

$$M_k = (t_{k,1} \cdot A_1 + t_{k,2} \cdot A_2 + \dots + t_{k,i} \cdot A_i + \dots + t_{k,n} \cdot A_n) = v_k$$

$$M_m = (t_{m,1} \cdot A_1 + t_{m,2} \cdot A_2 + \dots + t_{m,i} \cdot A_i + \dots + t_{m,n} \cdot A_n) = v_m$$

残差の二乗和を次式のようにおくと

$$[v \cdot v] = \sum_{i=1}^n v_i^2$$

条件式は(4.1.4)式となる。

$$\frac{\partial [v \cdot v]}{\partial A_1} = 0, \quad \frac{\partial [v \cdot v]}{\partial A_2} = 0, \quad \dots, \quad \frac{\partial [v \cdot v]}{\partial A_n} = 0 \quad (4.1.4)$$

微分を実行すると(4.1.4')式のごとくなる。

$$\left. \begin{array}{l} t_{1,1} \cdot v_1 + t_{2,1} \cdot v_2 + \dots + t_{k,1} \cdot v_k + \dots + t_{m,1} \cdot v_m = 0 \\ \dots \dots \dots \\ t_{1,i} \cdot v_1 + t_{2,i} \cdot v_2 + \dots + t_{k,i} \cdot v_k + \dots + t_{m,i} \cdot v_m = 0 \\ \dots \dots \dots \\ t_{1,n} \cdot v_1 + t_{2,n} \cdot v_2 + \dots + t_{k,n} \cdot v_k + \dots + t_{m,n} \cdot v_m = 0 \end{array} \right\} (4.1.4')$$

これをまとめると

$$[t_{k,1} \cdot v_k] = 0, [t_{k,2} \cdot v_k] = 0, \dots, [t_{k,i} \cdot v_k] = 0, \dots, [t_{k,n} \cdot v_k] = 0$$

さらに整理すると

$$\left. \begin{array}{l} [t_1 \cdot t_1] A_1 + [t_1 \cdot t_2] A_2 + \dots + [t_1 \cdot t_i] A_i + \dots + [t_1 \cdot t_n] A_n = [t_1 \cdot M] \\ [t_2 \cdot t_1] A_1 + [t_2 \cdot t_2] A_2 + \dots + [t_2 \cdot t_i] A_i + \dots + [t_2 \cdot t_n] A_n = [t_2 \cdot M] \\ \dots \dots \dots \\ [t_i \cdot t_1] A_1 + [t_i \cdot t_2] A_2 + \dots + [t_i \cdot t_i] A_i + \dots + [t_i \cdot t_n] A_n = [t_i \cdot M] \\ \dots \dots \dots \\ [t_n \cdot t_1] A_1 + [t_n \cdot t_2] A_2 + \dots + [t_n \cdot t_i] A_i + \dots + [t_n \cdot t_n] A_n = [t_n \cdot M] \end{array} \right\} (4.1.5)$$

ここで

$$[t_i \cdot t_n] = \sum_{h=1}^n t_{h,i} \cdot t_{h,n}$$

$$[t_i \cdot M] = \sum_{h=1}^n t_{h,i} \cdot M_h$$

(4.1.5)式は未知数の数と同じn個で、この正規方程式をといて最確値(A₁, A₂ ... A_i ... A_n)を求めることができる。

このようにして内部点の実測値を満足する表面温度分布を決定することができる。

(ii) 計算結果の検討

いま、第4.1.8.5図に示すような無限円筒が、内径点でT_i = 100°C、外径点でT_o = 0°Cになるような状態になつていて、図に示す①～⑯の点で測温された場合、この実測温度から逆に表面温度を求めたものと一応既知な表面温度とを級数の次数をパラメータとして比較した。

第4.1.8.5図に表面温度を5次、10次、15次で近似した場合の計算結果を示す。また、第4.1.8.6図に最確値A(n)と次数との関係を示す。

第4.1.8.6図より、Total次数のとり方によつて、A(n)の相対的な差異はないことがわかる。また、A(n)の包絡線はn = 10でほぼ0に収束した後、n > 10でまた発散していく傾向にあることがわかる。このことは

実測点数 18 で $n > 10$ では級数の分解能が悪く、精度の悪い高次の項に帰因する表面温度の error が予想される。

また、 $n = 5$ のように A(n) が十分収束していない所で打切ると $5 \leq n \leq 10$ の項を無視した error が当然予想できる。

上述の検討は第 4.1.8.5 図の表面温度分布と次数との関連をみるとさらに確認できる。また形状の特殊点（コーン部）は丸められた値になつてゐることがわかる。

実測点の位置のとり方によつて影響されることであるが、一般的にいつて実測点数の 1/2 くらいの次数で近似するのが適当であると予想される。

(c) 表面温度から熱的境界条件を求める方法

前項で実測温度から、表面温度を求める手法について述べたが、(b)-(ii) で記したように、形状効果の強く出る点および実測点密度の小さな部分は信頼できる値を得ていない。

したがつて、(b) で求めた表面温度から直接熱的境界条件として、熱伝達率、熱流束を求めるることは無意味な場合が多い。

そこで、この最終結果を出す前段階として、(b) で求めた表面温度分布の不合理な点を補正することにした。

補正された表面温度分布より率的条件を決定するプログラムを作成した。計算手法は 4.2 年度 S.R.1.0.0 報告書中のものと全く同様で、表面点での熱平衡条件式より求めることにした。

(2) ピストンクラウンの熱負荷解析

前項で述べた解析手法を用いて 4.1.1 項で述べた実機エンジン、三井 B&W 6K 84 E/F のピストンクラウンの実測温度から、各種運転条件と熱的境界条件との関連について検討した。

解析の対象とした運転条件は第 4.1.8.7 図に示すプロペラ法則による運転時①②③④の点で、それぞれの (Pe, N) は (4.04, 72)、(6.43, 90)、(9.57, 110)、(10.22, 114) である。供試ピストンクラウンは第 4.1.8.8 図に示すように 24 個の節点に分割した。また図中温度計測点を黒点で示している。解析の概略手順を述べると、まずピストンクラウンの表面（格子点番号 1～111）の温度を基本的に 1 次のフーリエ級数で表現できるものとしてその係数を最小二乗法で求める。ここで求められた表面温度は計測点数の不足や形状特性の面から不合理な値になつてゐる部分を修正する。次に、修正後の新しい表面温度から全内部点温度を求め、またこの温度場を構成させるに必要な燃焼室側冷却室側の熱的境界条件を求める。

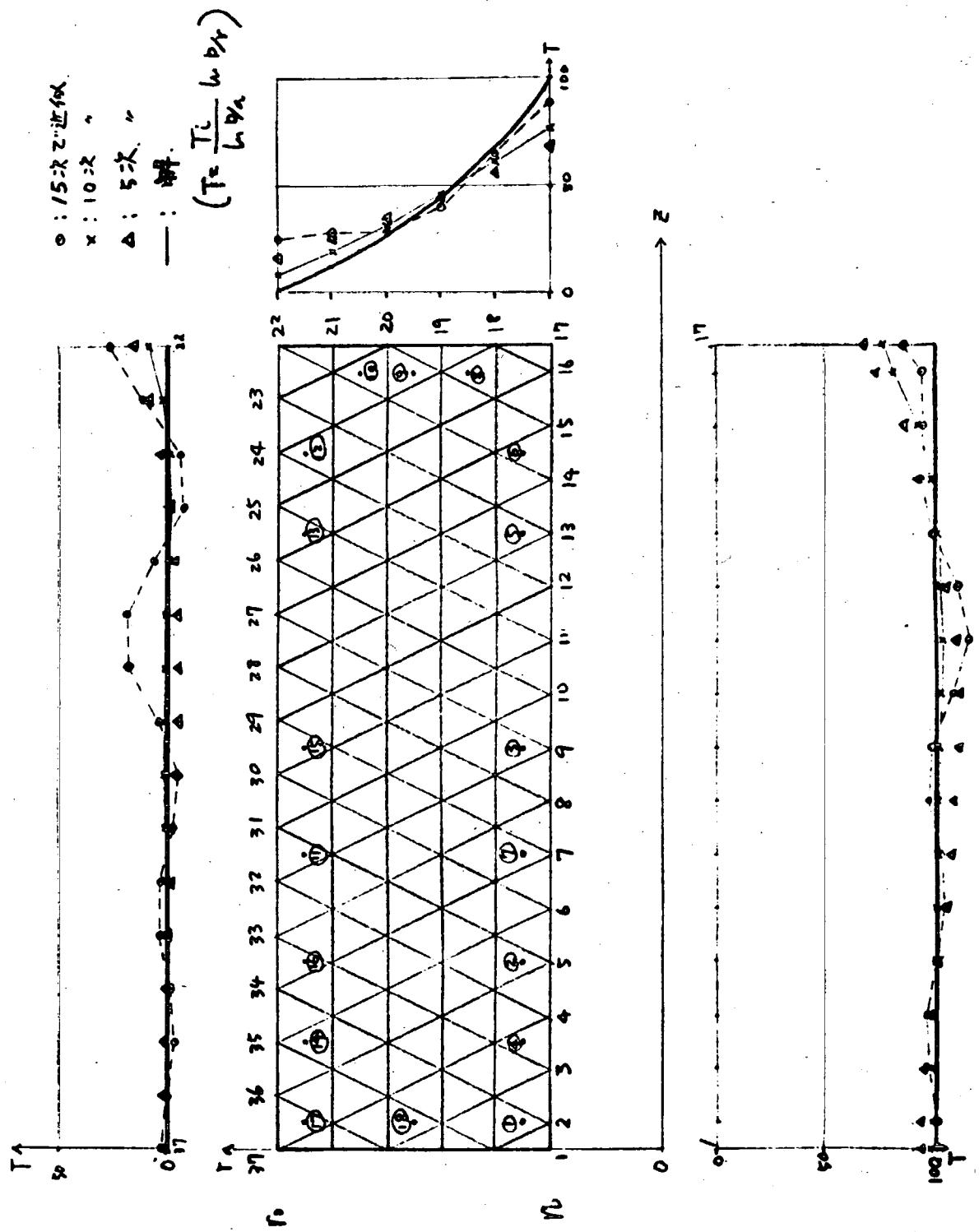
最終的に求められた各運転条件の温度分布図を第 4.1.8.9 図(a)～(d) に示す。

この温度分布と仮定した周囲温度から、燃焼室側、冷却室側の熱伝達係数が求められ、これを第 4.1.9.0 図に示す。なお周囲温度は、燃焼室側は 1 サイクル中のガス圧から求めた熱量的平均温度を採用し、冷却室側は冷却油出入口平均温度を採用している。

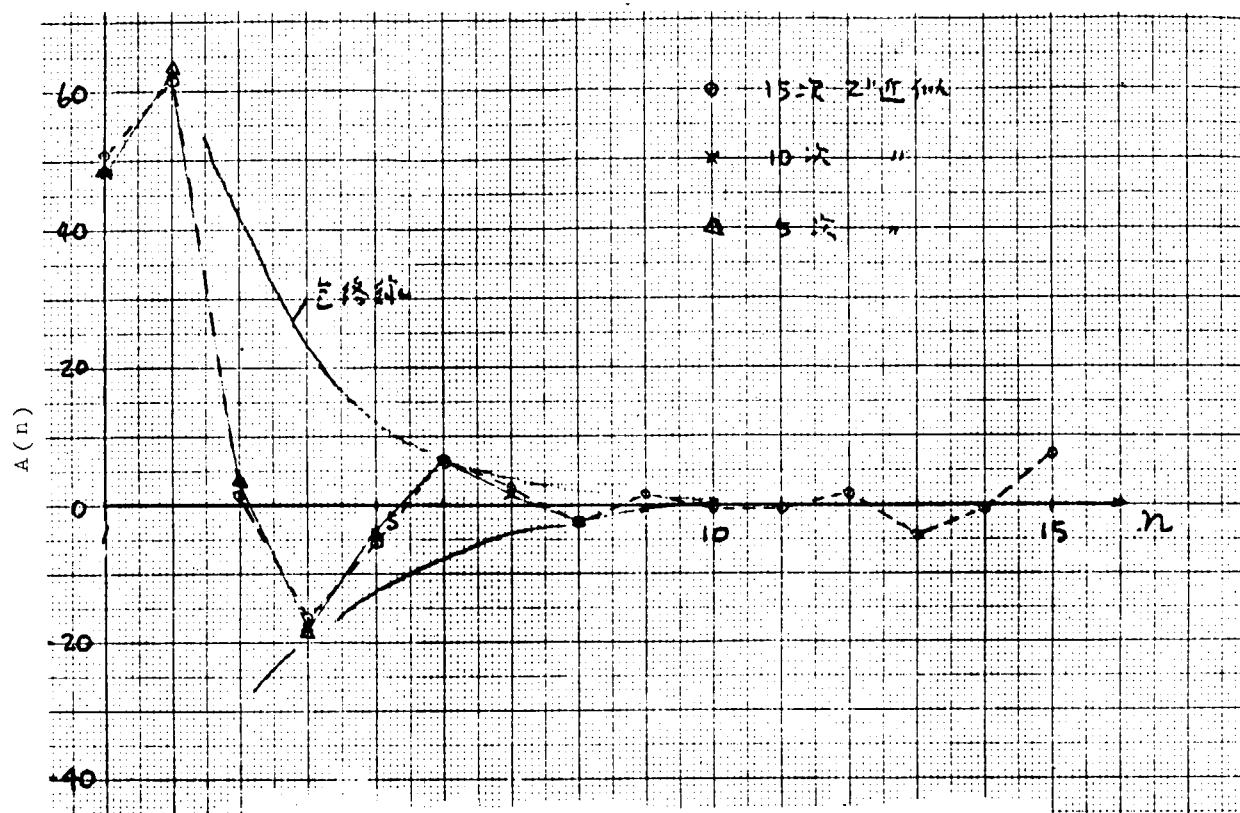
図より燃焼室側では、特に高出力において外径の約 3/4 の部分で極大値をとり半径がそれ以上になると急激に減少する傾向がある。冷却室側は、頂板部とシェーカ効果の大きい隅部では熱伝達係数は大きいが、円筒部はかなり小さい値となつてゐる。

燃焼室側表面の熱流束分布を第 4.1.9.1 図に示している。またこの分布を面積分したピストンクラウンへの吸热量と馬力との関係を第 4.1.9.2 図に示す。プロペラ法則運転時の各点は、ほぼ直線上にのつており過負荷運転時等を外挿によつて精度よく求められると思われる。

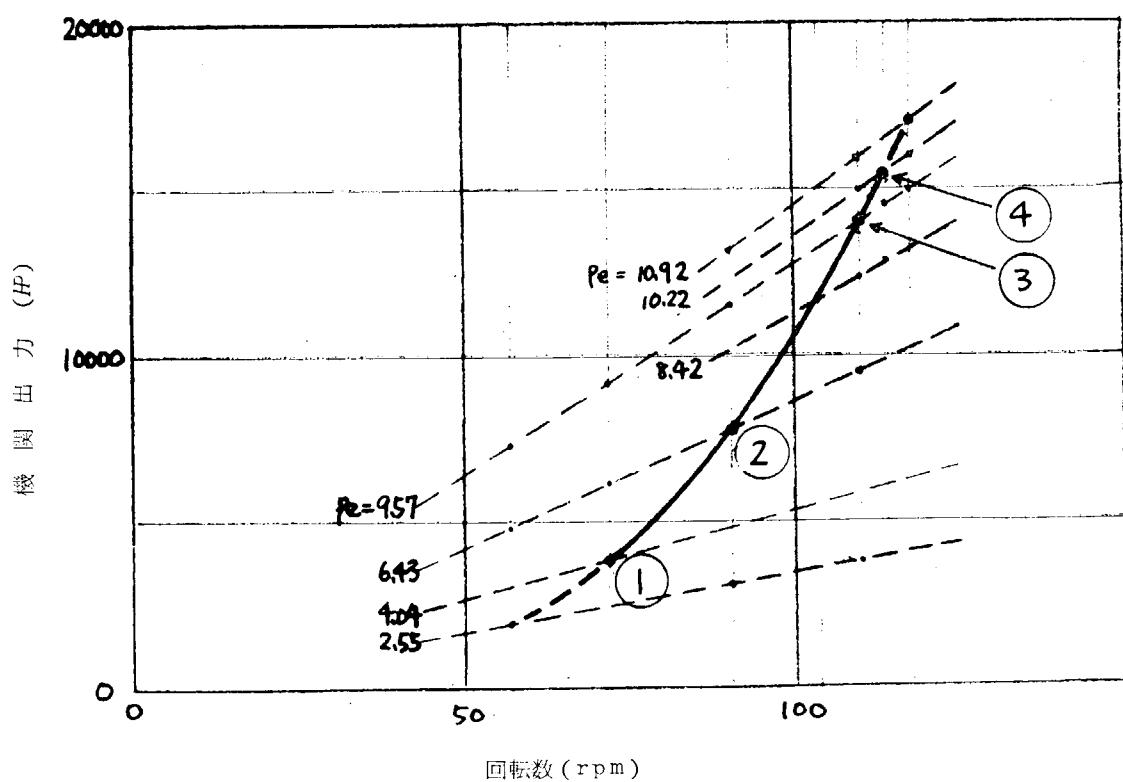
第 4.1.3 表に上述の解析精度を確認するため各テストルームに対する計測点での実測値、計測値とその差を示している。これより実用上十分の精度で解析できたものと思われる。



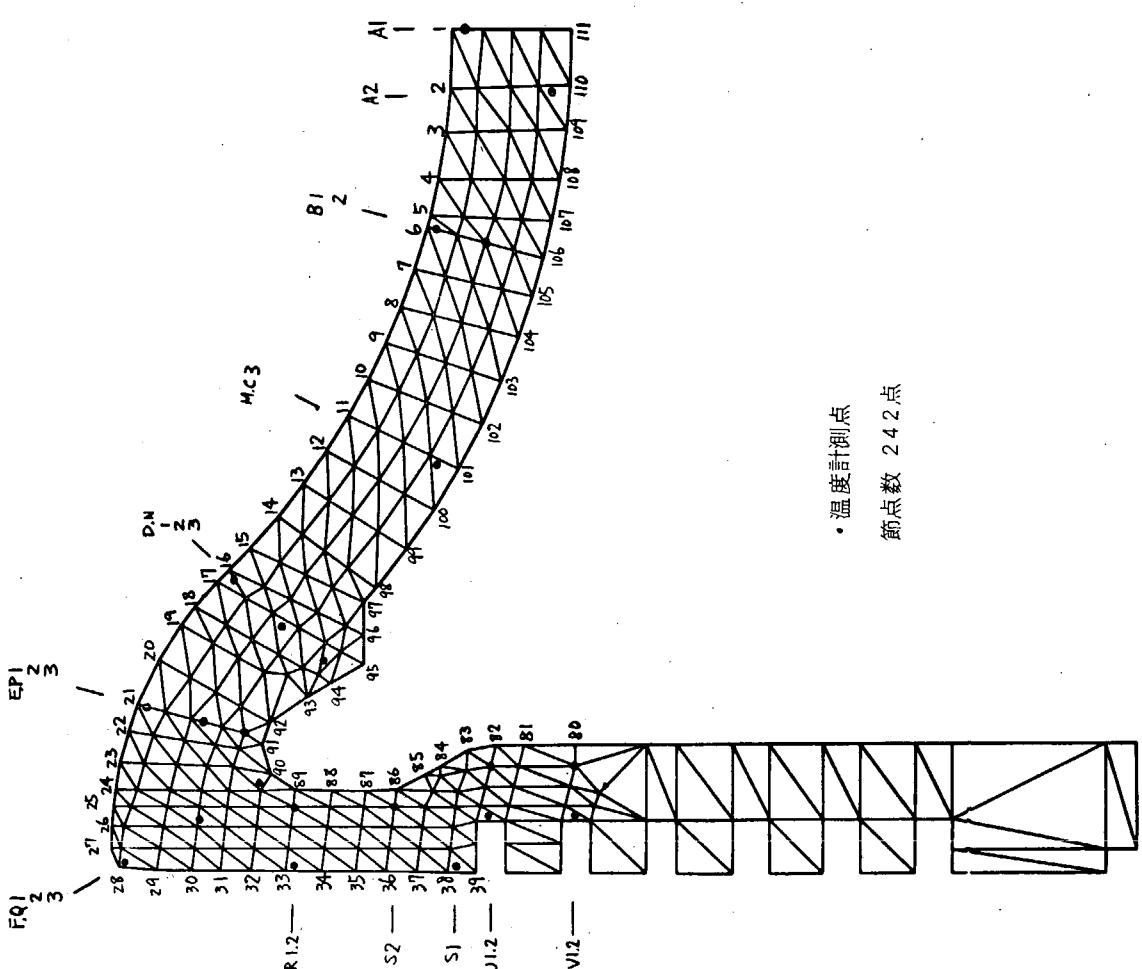
第4.1.85図 級数の次数と表面温度分布との関係



第4.1.8.6図 最確値 $A(n)$ と次数との関係



第4.1.8.7図 実機(6K84EF)運転条件



第4.1.88図 ピストンクランク分割図

節點數 242 点

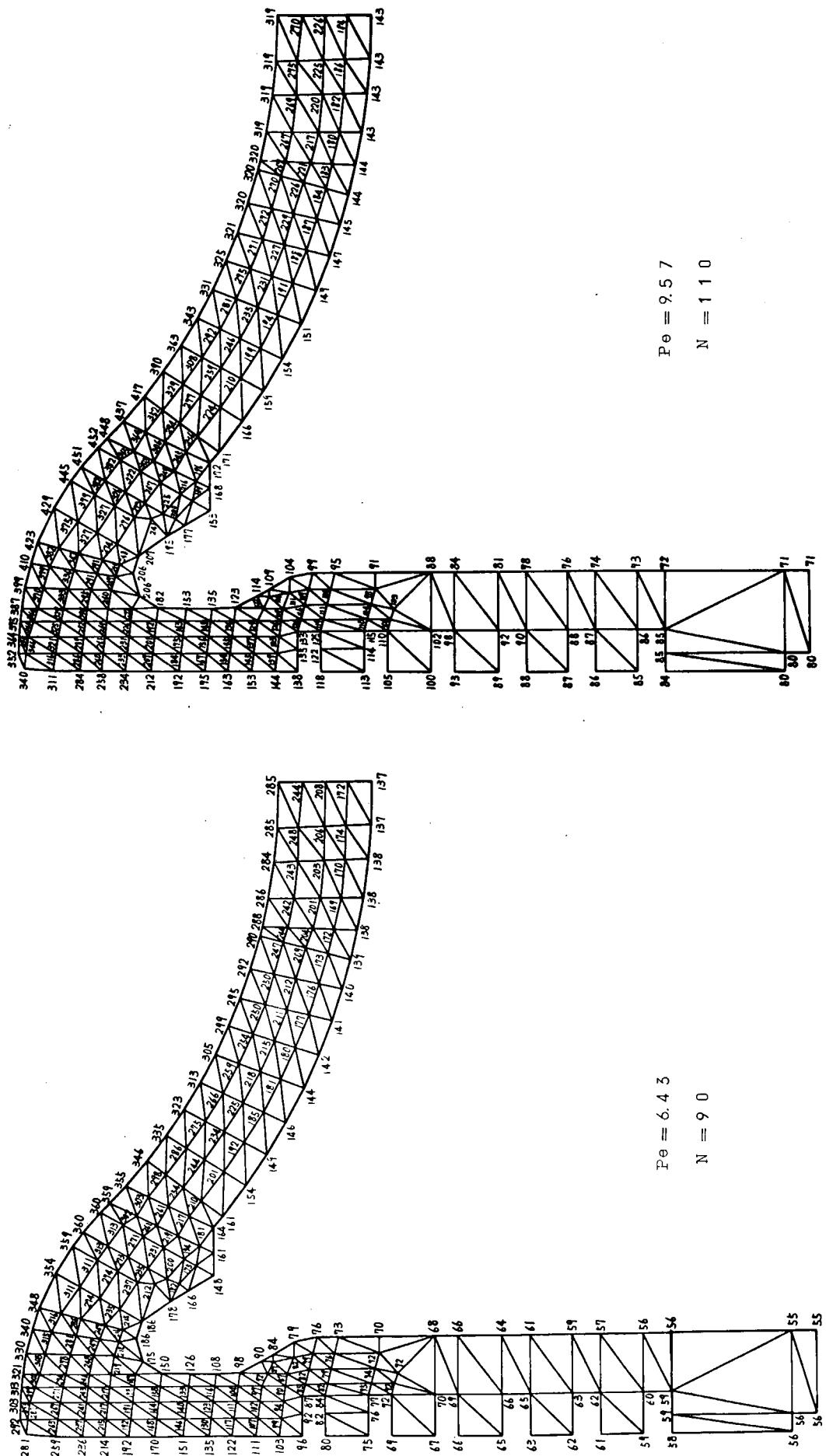
卷之三

N = 7 2

第4.1.8.9図(a) ピストンクラウン温度分布図

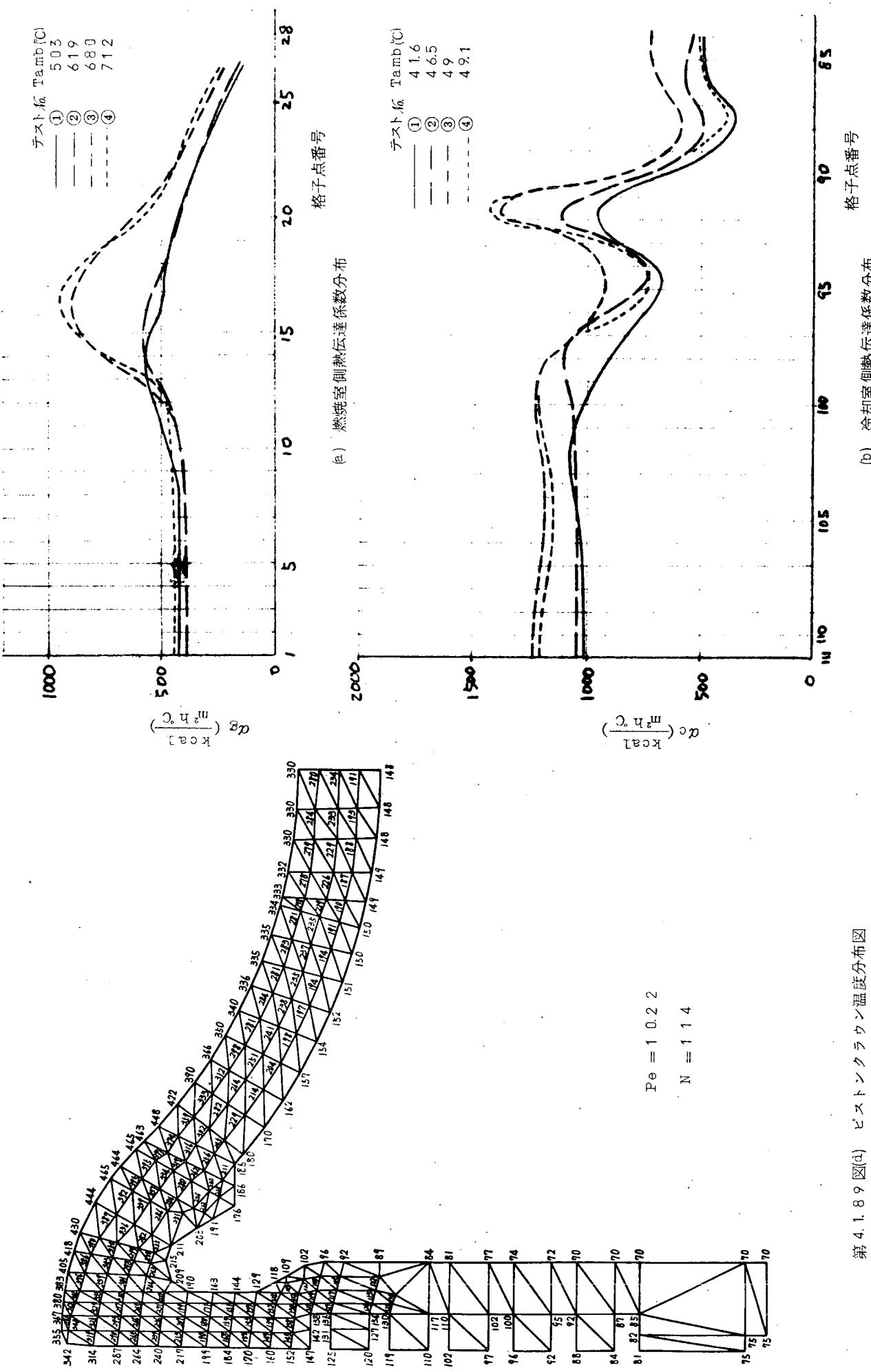
第4.1.8.9 図(c) ピストンクラウン温度分布図

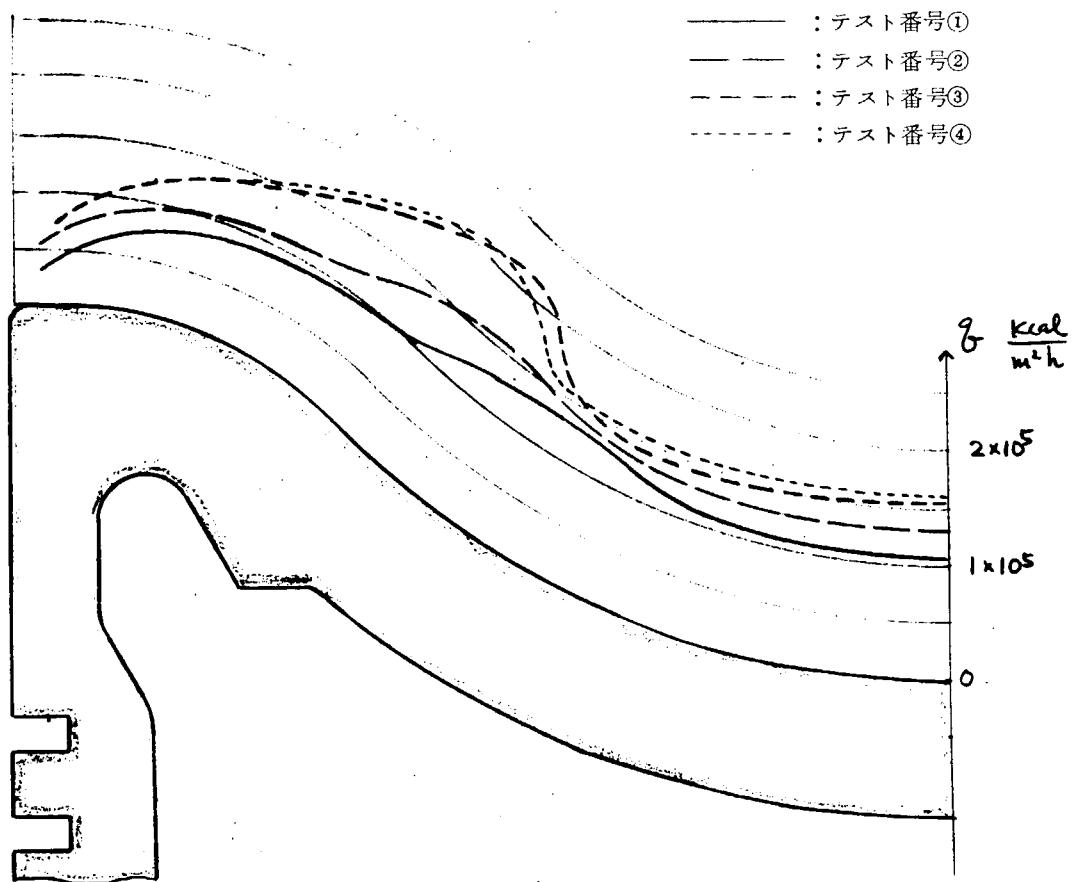
第4.1.8.9 図(b) ピストンクラウン温度分布図



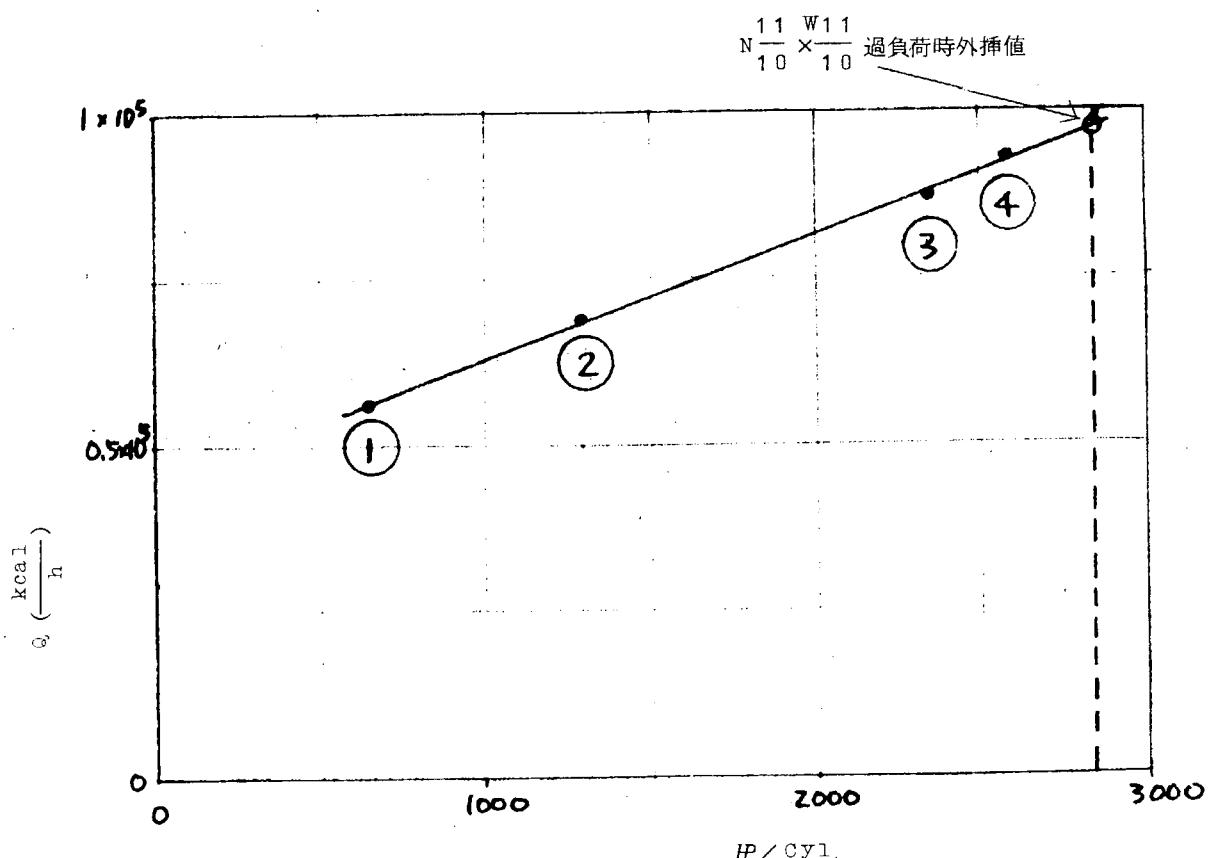
第4.1.89図(d) ピストンクラウン温度分布図

第4.1.90図





第 4.1.9.1 図 燃焼室側熱流束分布図



第 4.1.9.2 図 ピストンクラウンの吸熱量一馬力曲線

第4.1.3表 実測値と計算値の比較(実機計測)

test	\sqrt{K}	計測点	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	A_1	A_2	B_1	B_2	C_1	C_2	D_1	D_2	E_1	E_2	E_3	F_1	F_2	F_3	R_1	S_2	U_1	U_2	V_1	V_2	
1	実測値	2 4 3	1 4 3	1 9 3	2 7 3	1 5 5	2 7 5	2 1 2	1 5 2	2 3 3	1 9 8	2 5 1	2 2 1	1 8 0	1 5 9	1 0 1	8 9	7 4	7 6	6 7	
	計算値	2 4 3	1 4 3	1 8 6	2 7 3	1 5 5	2 9 5	2 1 7	1 6 7	2 3 7	1 9 4	2 5 1	2 1 7	1 7 3	1 6 0	1 0 6	8 7	7 8	7 5	6 8	
	差	0	0	7	0	0	-2 0	-5	-1 5	-4	4	0	4	3	-1	-5	2	-4	1	-1	
2	実測値	2 8 0	1 6 0	2 1 5	3 0 7	1 7 3	3 5 4	2 4 8	1 6 7	2 7 5	2 2 1	2 8 1	2 4 6	1 9 4	1 6 6	9 7	8 7	7 4	7 4	7 2	
	計算値	2 8 0	1 6 1	2 0 9	3 0 7	1 7 2	3 5 4	2 5 0	1 8 6	2 6 9	2 1 5	2 8 1	2 4 2	1 8 7	1 6 7	1 0 4	8 5	7 9	7 5	7 2	
	差	0	-1	6	0	1	0	-2	-1 9	6	6	0	4	7	-1	-7	2	-5	-1	0	
3	実測値	3 1 3	1 6 8	2 3 4	3 3 5	1 8 9	4 4 1	2 7 5	1 8 0	3 1 6	2 5 3	3 4 0	2 8 6	2 3 1	2 0 6	1 2 6	1 3 1	1 0 2	1 1 3	9 8	
	計算値	3 1 2	1 7 1	2 2 6	3 3 6	1 8 4	4 4 0	2 9 3	2 0 6	3 2 1	2 4 8	3 4 0	2 9 0	2 2 1	2 0 8	1 3 4	1 2 7	1 0 7	1 1 2	9 8	
	差	1	-3	8	-1	5	1	-1 8	-2 6	-5	5	0	-4	1 0	-2	-8	4	-5	1	0	
4	実測値	3 2 4	1 7 4	2 4 2	3 4 2	1 9 3	4 5 6	2 8 1	2 0 2	3 2 3	2 5 6	3 4 2	2 9 5	2 3 4	2 1 2	1 3 3	1 3 6	1 0 2	1 3 4	1 0 2	
	計算値	3 2 3	1 7 7	2 3 5	3 4 4	1 8 7	4 5 5	3 0 5	2 1 8	3 2 9	2 5 5	3 4 2	2 9 4	2 2 6	2 1 4	1 3 7	1 3 4	1 0 4	1 2 9	1 0 1	
	差	1	-3	7	2	6	1	-2 4	-1 6	-4	1	0	1	8	-2	-4	2	-2	5	1	

4.2 ピストンクラウンの実物模型試験炉による実験

実機運転条件と実物模型試験炉の運転条件との関連性を把握するため、4.1節で供試したピストンクラウンを試験炉へそのままセットして、炉の燃焼室側冷却室側の条件を種々変えて、実測温度から求まる熱的境界条件および歪計測からの応力値を実機でのこれらの値と比較して、実機条件との相似関係を調べた。

試験炉の運転条件としては、燃焼室側は燃量油量を、冷却室側は冷却油スプレー前圧と冷却油入口温度を第4.2.1表に示すように一連に変え、それぞれのピストンクラウン熱負荷に及ぼす影響を調べた。

熱的境界条件の解析結果の有意性をみるために、実機の場合と同様各テスト_{No.}に対する計測点での実測値、計算値との差を第4.2.2表に示す。どのテスト_{No.}に対してもほぼ等精度で解析上十分の精度で実測値と計算値が一致していることがわかる。

冷却室側の熱流束分布を第4.2.1図に示す。頂板部はほぼ一定値をとり隅部で極大値をとり、円筒部は他の部分と比べて小さいことが各テスト_{No.}に対していえる。この傾向は冷却油スプレーノズルの配置を実機解析結果を参考にして決定したことによるのだが、実機との相似性が概略満足されているといえる。また熱流束の絶対値は、燃料油量の変化に対して比例的に変化するが、冷却側条件を第4.2.1表に示す程度変化させても顕著な差は認められない。

燃焼室側の熱流束分布を第4.2.2図に示す。頂板部全面にわたつて均一な分布をしていることがわかる。これを実機の解析結果第4.1.9.1図と比較すると、中央部においてはよく一致しているが、外径の約3/4の部分では差が大きい。すなわち同じ全流入熱量の場合に対して、試験炉では実機の熱流束分布曲線を平均化した形で与えていることがわかる。

ピストンクラウンへの全流入熱量と実測応力値との関係を実機、試験炉それぞれの場合についてプロットしたものを第4.2.3図に示す。

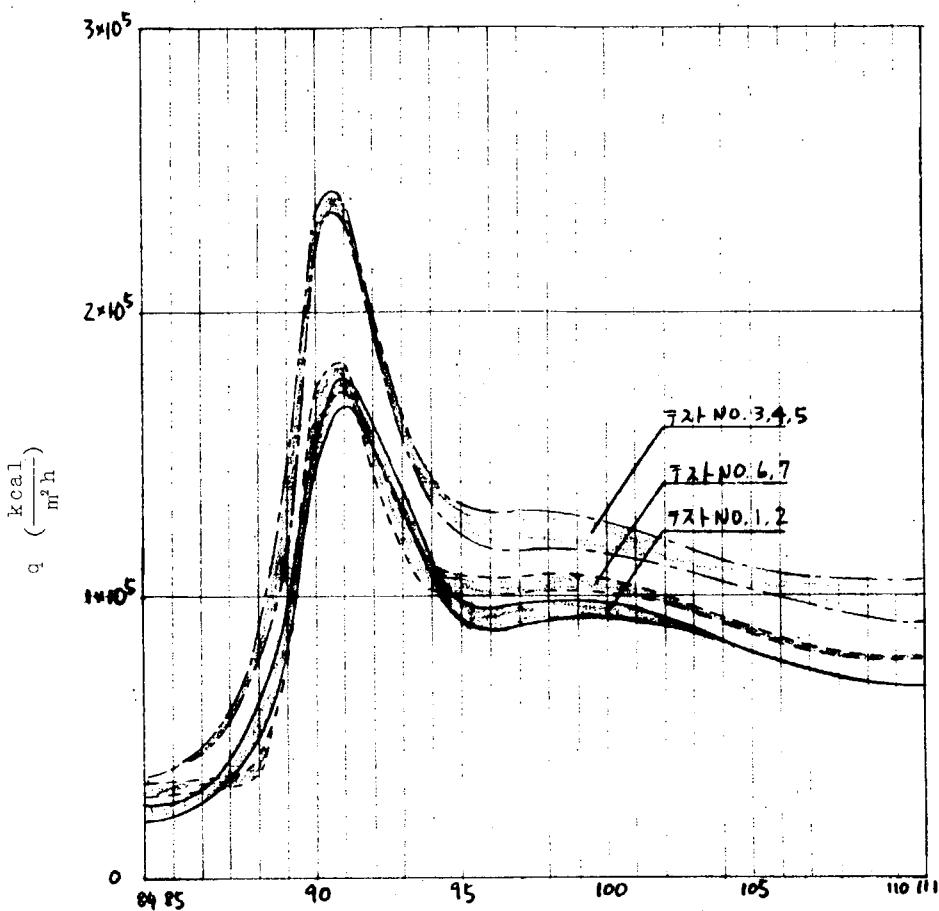
同一物体に各部の熱的境界条件が比例的に変化すると考えると、全流入熱量と熱応力値は比例関係にならなければならぬが、実機のプロペラ法則運転時および試験炉での実験結果から、この関係はほぼ満足されていることがわかる。また同一点の応力値GIRは実機と試験炉で約1.4kg/mm²の差がある。これは前述の熱流束の基本形が異なることが最も大きく影響していると考えられ、これは有限要素法による応力解析でも確認した。この差異を逆に考えるとピストンクラウンへの全流入熱量を一定に保持しても、熱的境界条件の分配を変更させることにより、大巾な熱負荷軽減の可能性を示していると考えられる。

第4.2.1表 84型ピストンクラウン実験条件

test No.	1	2	3	4	5	6	7	記事
燃 燒 室 側 條 件	燃料油流量 kg/h	4.6	4.4	7.4	7.4	7.4	6.2	6.4
	1次空気量 kg/h	54.5	54.5	108.0	108.0	108.0	91.0	91.0
	2次空気量 kg/h	28.8	28.8	29.0	29.0	29.0	44.6	44.6
	全空気量 kg/h	83.3	83.3	137.0	137.0	137.0	135.6	135.6
	空燃比	1.8	1.8.9	1.8	1.8	1.8	2.1	2.1
	煙道ガス設定温度 °C	967	970	1110	1110	1110	1050	1053
	炉壁面温度 °C	830	830	1060	1030	1030	970	975
冷 却 側 條 件	冷却油流量 m ³ /h	5.5	5.1	5.3	4.1	5.6	5.5	4.2
	ノズル前圧 kg/cm ²	3	3	3	2	2.9	2.95	2
	冷却油入口温度 °C	52.8	42	46	49.5	61.5	51.6	53
	冷却油出口温度 °C	55.5	44.5	49	53.3	64.3	54.0	55.9

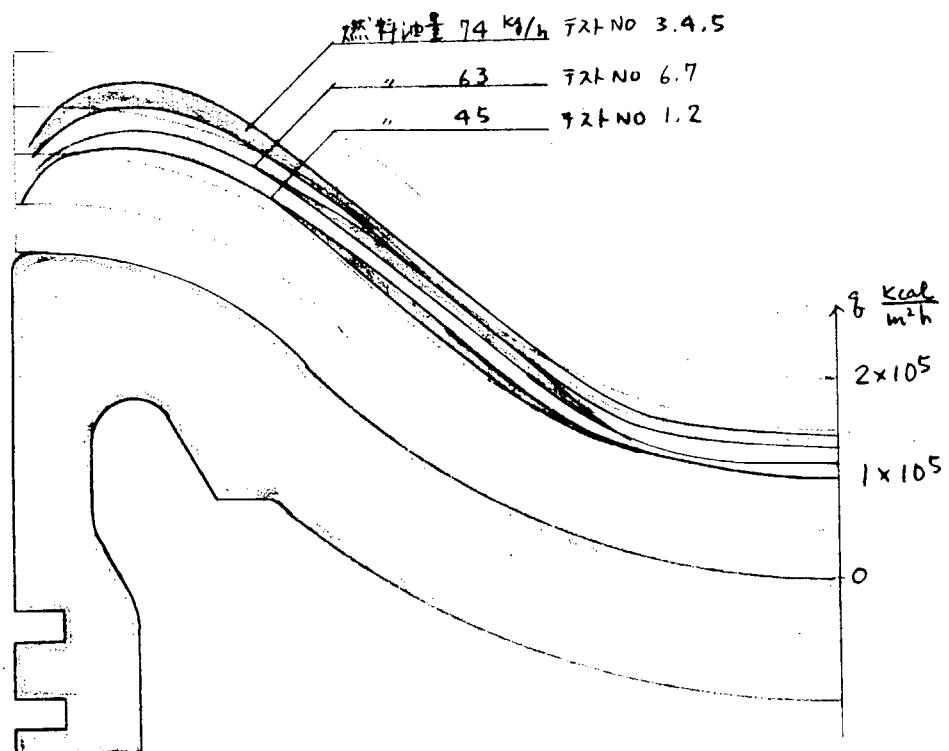
第4.2.2表 実測値と計算値の比較(模型実験)

test No.	音測点 f_G	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	A ₁	A ₃	B ₁	B ₂	M ₁	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃	P ₁	P ₂	P ₃	Q ₁	Q ₂	Q ₃	R ₁	R ₂	S ₁	S ₂	U ₁	V ₂	
1	計算値	23.3	14.2	2.28	1.66	24.3	13.4	3.21	2.40	14.6	38.9	3.07	2.51	40.2	3.13	2.12	—	1.82	1.04	1.08	8.7	6.7
	差	—1	—2	—1	1	0	3	—1	4	—3.1	—2	1	1.0	1	9	3	—	1	1	—5	2	3
2	実測値	22.2	13.3	2.18	1.62	22.3	12.3	3.13	2.39	1.60	37.8	28.9	2.37	3.83	2.92	2.00	—	1.68	9.3	1.00	7.8	5.7
	計算値	22.2	13.5	2.17	1.55	22.3	1.21	3.13	2.32	1.78	3.79	2.95	2.30	3.82	2.88	1.98	—	1.69	9.2	1.04	7.6	5.9
3	実測値	28.3	15.8	27.2	1.92	3.08	1.61	4.04	2.97	1.70	4.99	38.1	31.5	54.4	38.9	2.58	—	2.09	1.15	1.19	9.3	6.8
	計算値	28.3	16.1	27.2	1.95	3.07	1.59	4.05	2.91	2.11	5.02	38.8	3.00	54.1	39.3	2.54	—	2.10	1.14	1.25	9.1	6.7
4	実測値	27.2	13.8	27.2	1.90	3.15	1.78	4.08	3.03	1.88	5.18	3.81	3.05	5.32	3.89	2.61	—	2.13	1.17	1.22	9.4	6.7
	計算値	27.2	14.1	27.2	1.93	3.15	1.76	4.09	3.01	2.22	5.20	3.94	2.96	5.29	3.86	2.55	—	2.13	1.15	1.27	9.4	6.6
5	実測値	27.3	13.7	27.6	1.93	3.07	1.60	4.02	2.92	1.71	4.99	3.82	3.12	54.4	39.6	2.68	—	2.21	1.21	1.28	10.0	7.4
	計算値	27.4	14.1	27.6	1.92	3.07	1.57	4.03	2.90	2.11	5.03	3.89	3.00	54.0	39.1	2.63	—	2.20	1.20	1.34	9.9	7.4
6	実測値	25.0	14.7	24.2	1.72	2.69	1.45	3.53	2.62	1.56	4.23	3.29	2.78	4.39	3.38	2.30	—	1.89	1.09	1.12	8.9	6.8
	計算値	24.1	14.8	24.1	1.76	2.76	1.44	3.58	2.60	1.92	4.28	3.34	2.64	4.33	3.24	2.25	—	1.88	1.06	1.17	8.7	6.5
7	実測値	24.0	12.9	24.1	1.69	2.76	1.51	3.58	2.65	2.01	4.28	3.35	2.66	4.33	3.25	2.28	—	1.91	1.08	1.12	8.9	6.5
	計算値	24.0	12.9	24.1	1.69	2.77	1.53	3.58	2.71	1.68	4.25	3.32	2.77	4.35	3.37	2.31	—	1.93	1.07	1.19	8.8	6.5
	差	0	—2	0	3	1	2	0	6	—3.3	—3	—3	1.1	2	1.2	3	—2	1	—7	1	0	

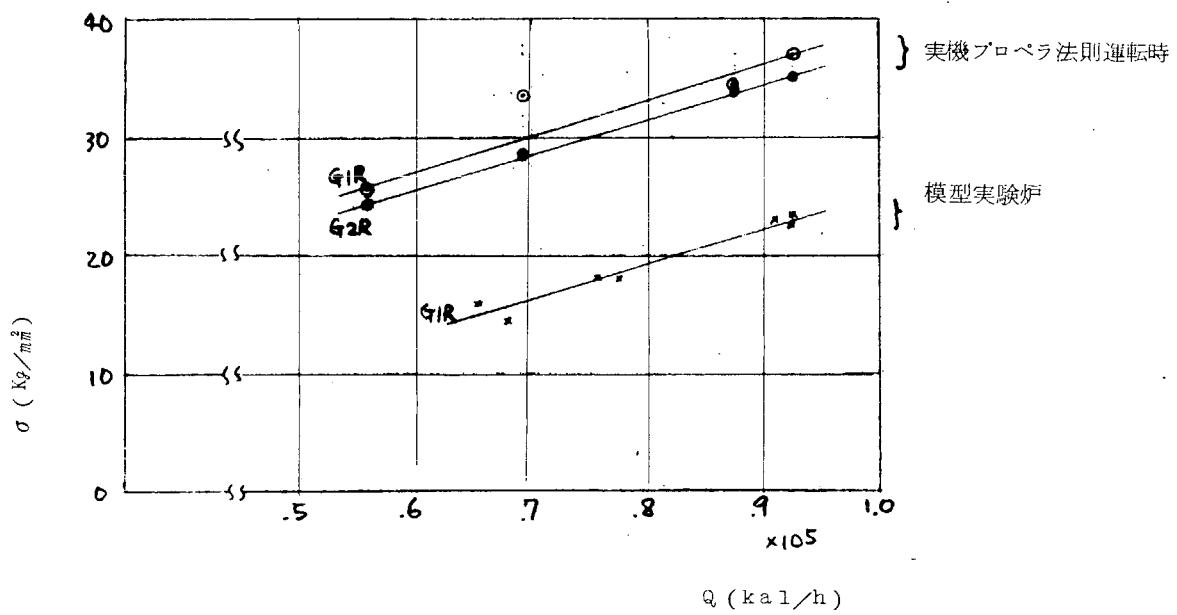


格子点番号

第 4.2.1 図 冷却室側熱流束分布図



第 4.2.2 図 燃焼室側熱流束分布図



第4.2.3図 ピストンクラウンの吸熱量と熱応力との関係

5. 燃焼室内火炎挙動と熱負荷との関連についての基礎実験

5.1 緒 言

船舶推進用ディーゼル機関の大形化、高過給化によつて、その燃焼室壁部材の熱負荷が増大し、現在、ディーゼル機関における最も重要な問題点として、その低減が要求されている。

本研究は42年度の供給空気量（シリンダ充てん空気量および吹抜け空気量）および運転条件と燃焼室壁熱負荷との関連についての実機実験研究に続く、熱負荷低減研究のその2として、燃焼室内火炎挙動と熱負荷との関連をは握すべく、実施するものである。

5.2 調 査

5.2.1 実験室的実験

定常火炎による熱伝達の実験的研究については、九州大学の研究¹⁾が見られる。一方テスト機関による実験的研究については、火炎挙動そのものの研究は京都大学などで行なわれているが、それと熱伝達との関連についてはいまだ見られない。

5.2.2 実機実験

筆者らは、社内研究として、実機にて10数種の燃料噴射弁を用いて、その噴孔数、径（面積）、長さ、噴射方向、燃料油流路形状を系統的に変えて、その燃焼特性とともに、ピストン、シリンダライナ、シリンダカバー、排気弁および弁座の温度を計測し、噴射弁とそれらの関連を実験的には握してきた。^{2,3)} 噴射弁の変化によつて温度変化は最大排気弁にて約100°C、ピストンにて約70°Cという大きい値を示し、また、その分布も変化する。なお44年度以降に本結果からサイクルガス温度に対する熱伝達率の分布を求める予定である。

5.3 実験および解析方法

5.3.1 定常火炎実験

(1) 実験装置

第5.3.1図に装置の全体図を示す。バーナはプロパン-酸素バーナ（プロパン-空気バーナの使用も可能）で、おのの流量を自由に変化でき、その位置、方向も自由に変化でき、かつ、その火口も数種用意した。測定板は3mm厚、290mmφのSUS51HP板で、その温度測定（素線径0.12mmφ、外径1mmφのCAシース熱電対）位置（加熱側37点、冷却側17点、計54点）と方法を第5.3.2図に示す。測定板の加熱側は第5.3.1図に示すような水冷の燃焼室カバーを取りつけることができる。また冷却方式は水沸とう式であるが、冷却剤を油にすることもでき、また速度式冷却も可能である。なお、装置の写真を第5.3.3図に示す。

(2) 予備実験（火炎設定実験）

火炎の設定には、

1) 火口の噴孔数、径（面積）、分布、形状、構造

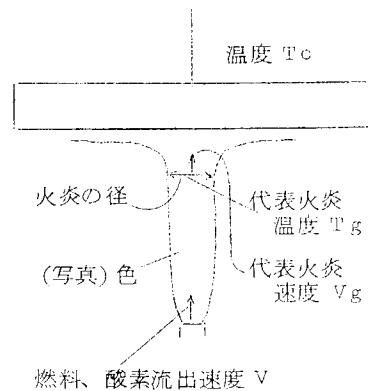
2) 燃料流量

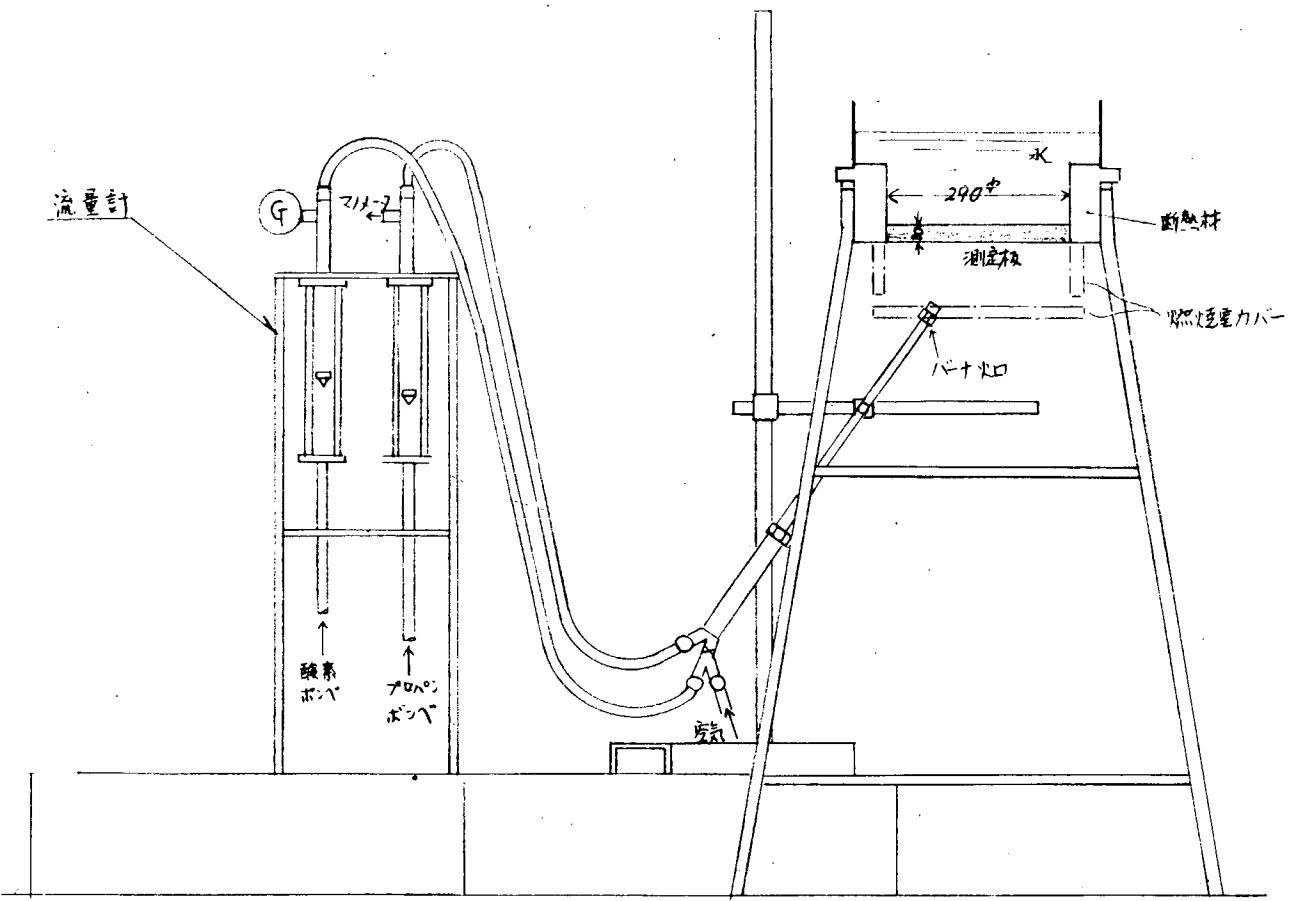
3) 酸素または空気過剰率

を種々変化させ、火炎の長さ、径、温度、色を測定して設定条件を得た。

(3) 解析内容

(a) 計測：壁温の他に右図に示す、火炎の温度、流速、色、冷却剤温度、蒸発量（流量）を計測する。





第5.3.1図 定常火炎実験装置

(b) 解析：測定板温度計測結果から3次元有限要素法にて

- 1) 軸断面温度分布
- 2) ガス側、冷却側表面の温度、熱流量、熱伝達率分布

を求め、ガス温度、ガス流速、ガス色、その他因子との関連を把握する。

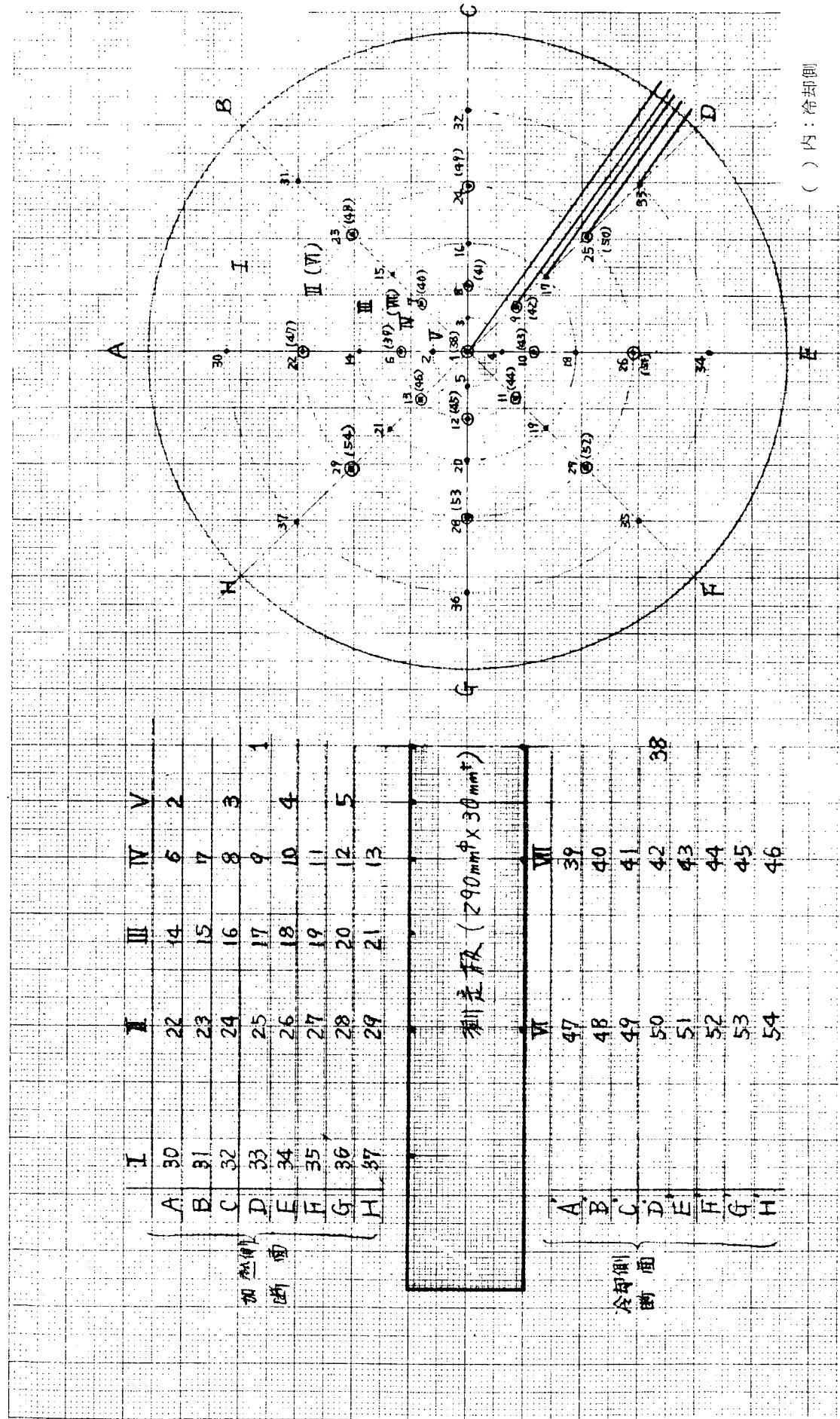
5.3.2 テスト機関による実験

(1) 実験装置

試験用4サイクルディーゼル機関（シリンダ径170mm、ピストン行程280mm、シリンダ数2、定格出力／回転数40ps / 514 rpm）において、燃焼火炎の分布、挙動を容易に変化でき、かつ、観察および写真撮影を可能にするため、そのカバーに渦流式燃焼室（42mm巾、70mmφ）を設け（第5.3.4、5.3.5図参照）、その一側面に火炎観察、撮影用の耐熱ガラスを取りつけ、また他の一面に熱負荷計測用の測定板（材質S U H 3）を本体と断熱して取りつけた。測定板の反ガス側は速度式冷却（冷却剤：水または油）され、その温度、流速を自由に変えることができる。測定板の温度測定は第5.3.6図に示すようにガス側、冷却側とも各21点計42点で、ガス側では中央点と外周部で各1点ガス温度（平均温度）測定点を設けた（温度測定はともに素線径0.12mm、外径1mmのCAシース熱電対でガス温度測定点はシースを除いた）。渦流室の渦流の強さは噴出口の角度（第5.3.5図参照）、巾、面積によつて変えられる。また燃料噴射弁は1孔弁で第5.3.7図に示すように渦流に対する角度を5種、測定面に対する角度を3種、噴孔面積を5種変化できるよう計25種用意した。なお燃料噴射率を変化しうるよう3種の燃料ポンプを用意した。

(2) 測定方法

火炎撮影は Hyacam 高速度カメラで毎秒10,000コマ、クランク角1度当たり約3.3コマの撮影ができる。計測は

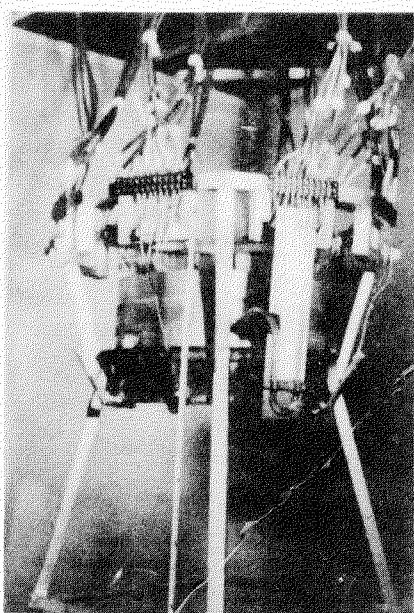


第5.3.2図 測定板の温度測定点

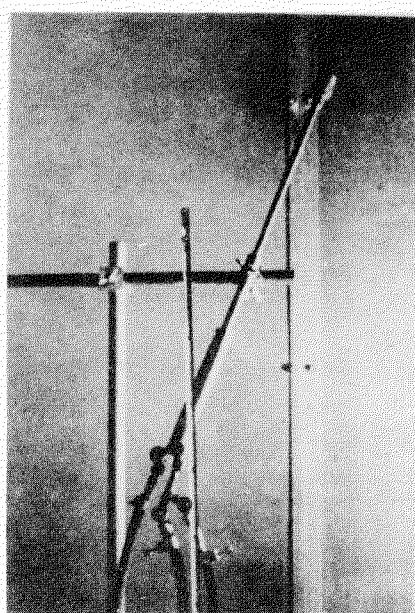
ガス、冷却剤、壁温度の他にサイクル温度計算用としてシリンダ内圧力、参考用として燃料噴射圧力、燃料噴射弁リフトおよび一般的な機関性能計測を行なう。

(3) 解析内容

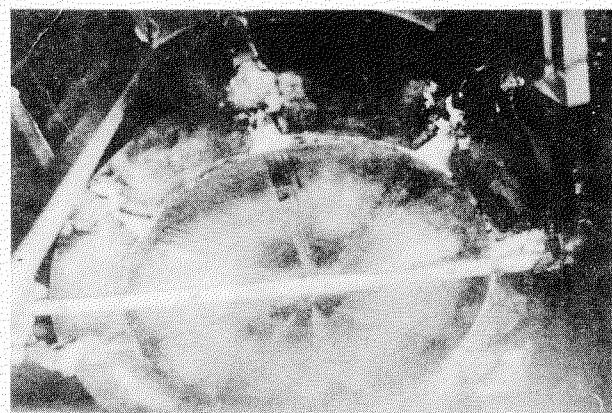
- (a) 圧力線図から計算されるサイクルの温度（新氣の渦流室への流入を完全混合として）と測定される代表的平均ガス温度との関連をは握し、
(b) そのいずれかを用い、かつ壁および冷却剤温度とを用いてコンピュータにて、
1) 軸断面温度分布
2) ガス、冷却側表面の温度、熱流量、熱伝達率分布
を求め、
(c) 実験条件—火炎分布—熱負荷の関連をは握する。



装置外観

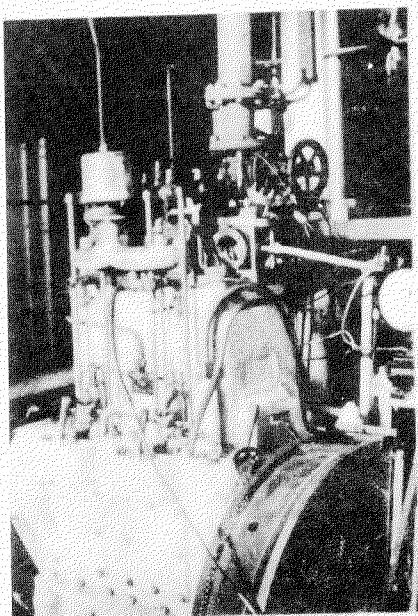


テスト用バナー

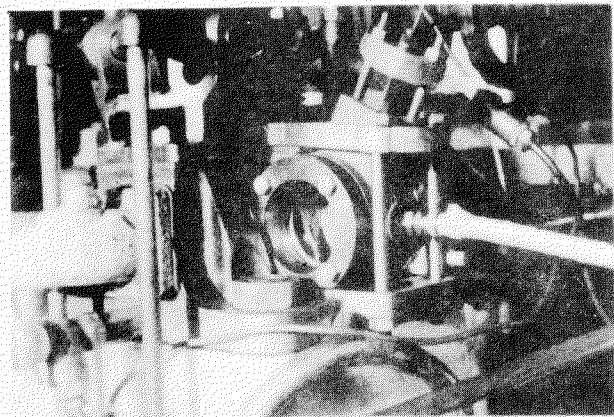


加熱板

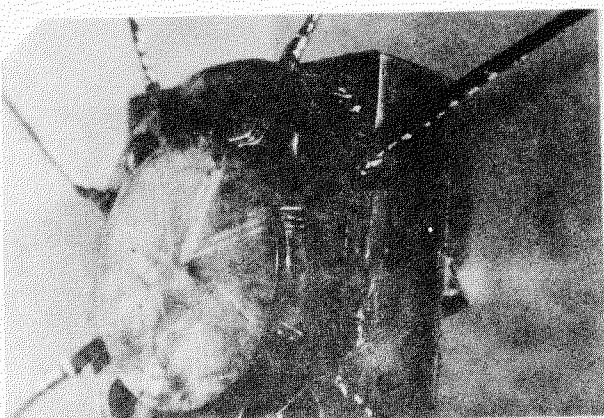
第 5.3.3 図 定常火炎実験装置



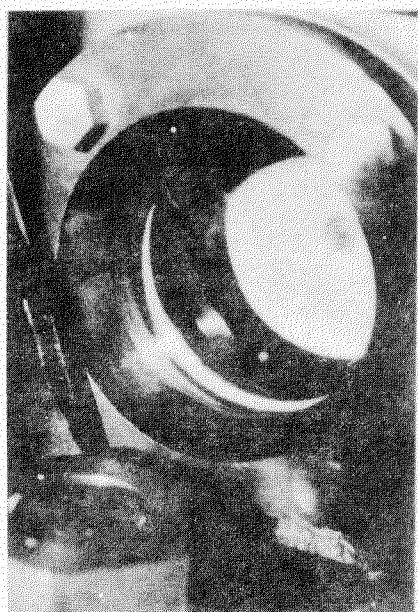
テスト機関外観



渦流室外観

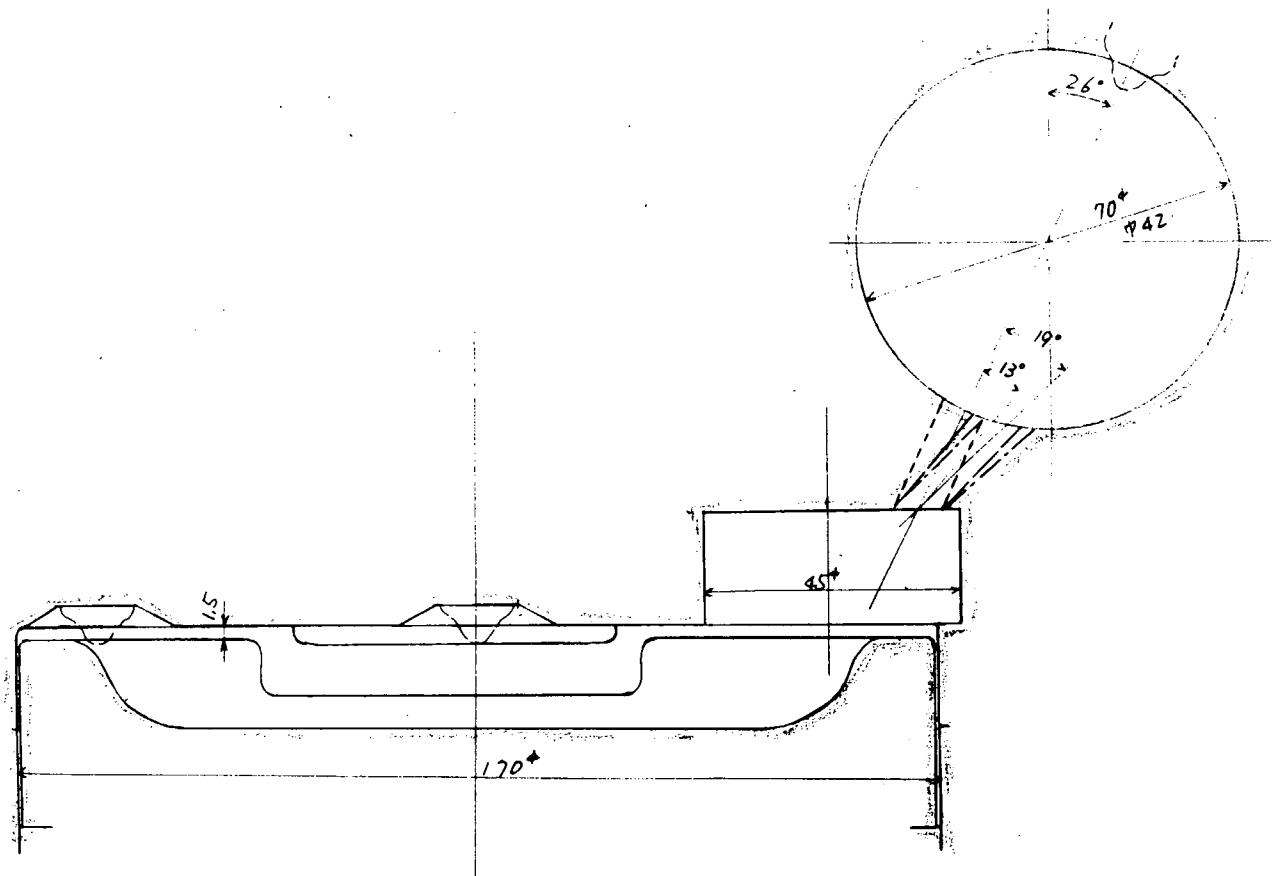


温度測定板および冷却室

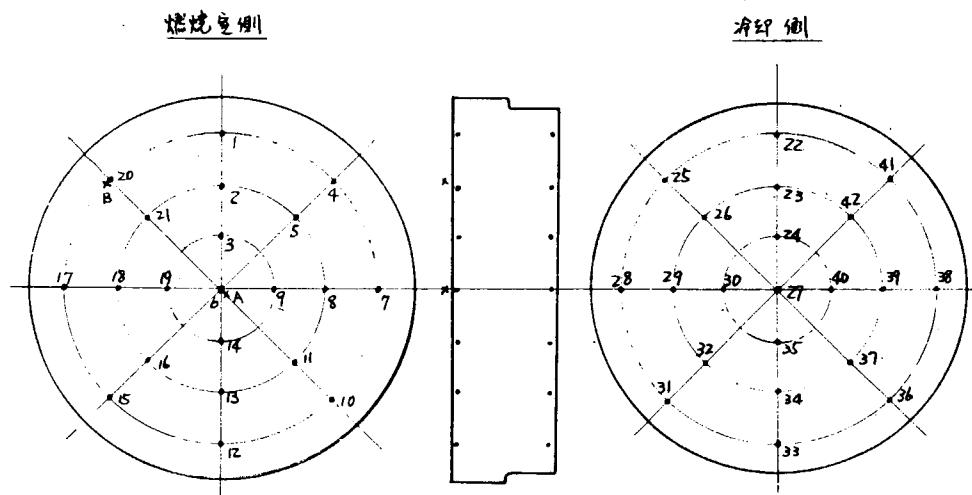


観察用窓

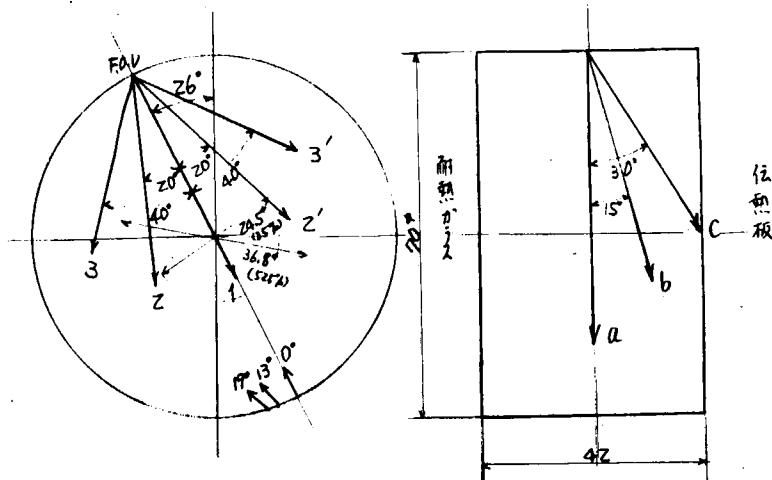
第5・3.4図 テスト機関による渦流室実験装置



第5.3.5図 燃焼室、渦流室形状



第5.3.6図 温度測定板



第 5.3.7 図 燃料噴射方向

5.4 実験結果とその検討

5.4.1 定常火炎実験

(1) 実験条件

実験条件を第 5.4.1 表に示す。

(a) 開放時 (燃焼室カバーなし) 火炎位置変更として、

$$\ell = 200 \text{ mm} \text{ にて } \alpha = 40^\circ \text{ および } 90^\circ$$

(b) 火炎設定変更として、

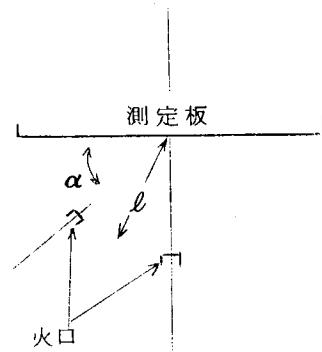
(i) 火口*: 噴口 $1.3 \text{ mm} \phi$ にて 13 孔および 25 孔 (第 5.4.1 図参照)

火炎設定実験結果を第 5.4.2 図に示す。火口の噴孔数 (面積) を増すと火炎が短かく、かつ太くなることがわかる。

(ii) 酸素、プロパン火口流出速度: 火炎の温度が高いため、その速度を直接計測することは困難なので、代表火炎速度を設定する。本バーナはプロパンと酸素がバーナ内部で混合し火口噴孔から噴出するが、そのとき周囲の空気を吸込み酸素プロパン比が 1.5 ~ 2.0 でも (理論酸素プロパン比は体積にて 5.0) 完全燃焼する。したがって大量の空気を吸込むことになるが、その量は求められない。しかしその量は火口からの噴出速度 V にほぼ比例するものと考えられる。したがつて代表火炎速度としては酸素、プロパンの火口流出速度 V とする。

実験条件としては第 5.4.1 表に示すように $2.2.3 \pm 0.7$, $1.6.8 \pm 0.6$, $1.1.3 \pm 0.2$, 6.0 の 4 種とし、同一の V にて他の実験条件の比較を可能にした。

(iii) 火炎温度: 第 5.4.1 表の実験条件では整流火炎部の温度はほぼ均一である。したがつて整流部尾の中央温度 T_g



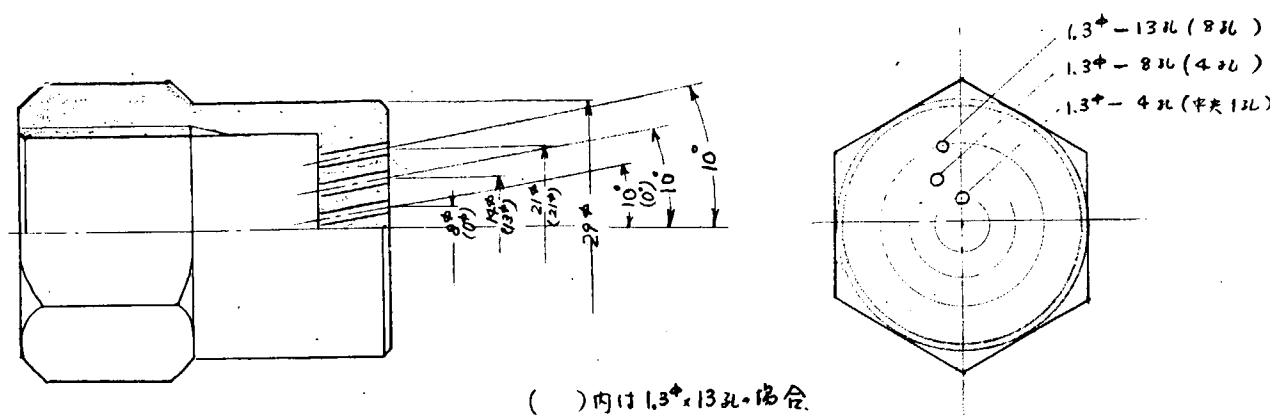
* 予備実験として、このほか 4 種の火口にて火炎設定実験を行なつたが、このほかのものは本実験に不適当であるので省略した。

** いま、酸素プロパン比を 2 とすると、完全燃焼に必要な空気量はプロパン量の (理論酸素プロパン比 5 - 実際の酸素プロパン比 2) $\times (1 + \text{空気中の酸素の体積比 } 0.2099) = 1.43$ 倍である。

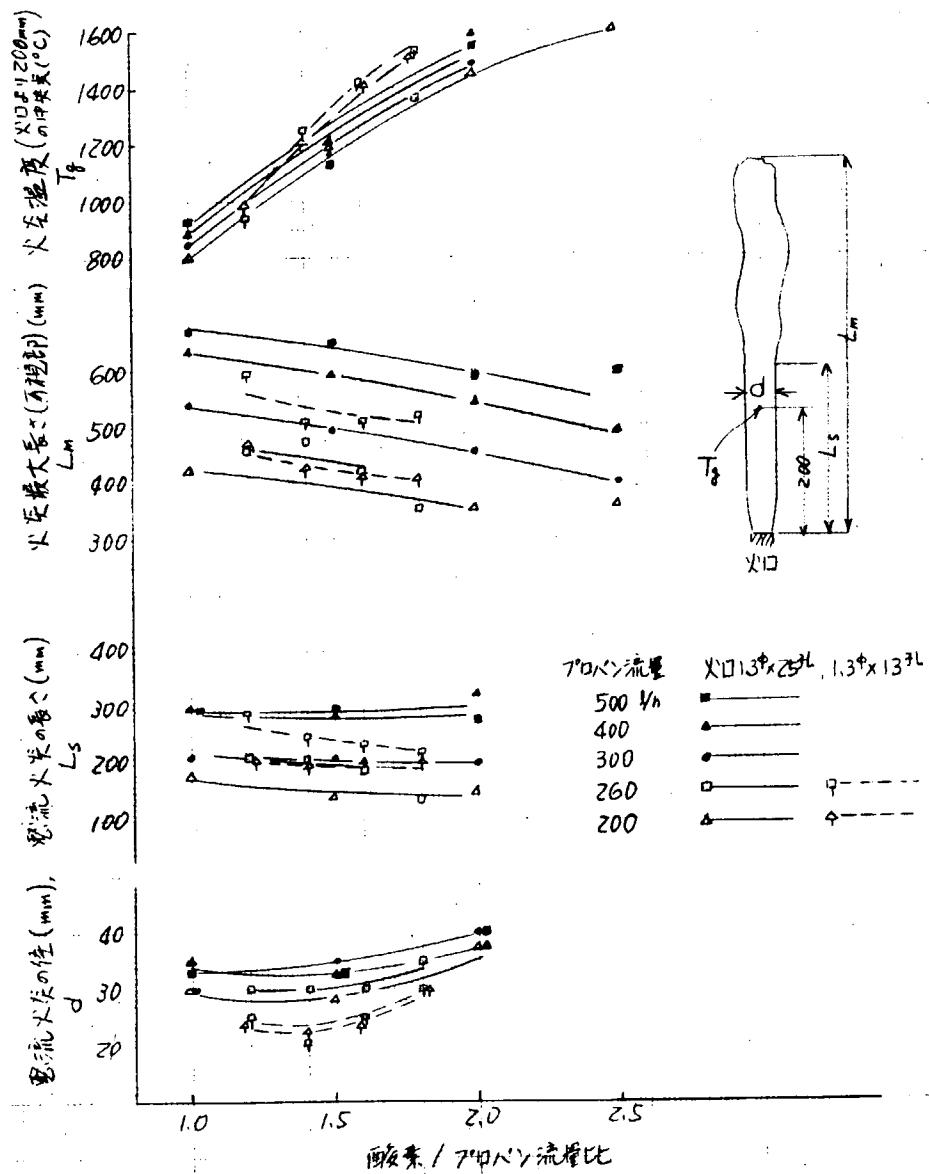
*** いま供給した酸素とプロパンのみが、その火炎温度まで体積膨張し、火炎径を充満して流れると仮定する (ただし燃焼による体積増加比は理論酸素プロパン比の場合、それぞれのガス定数 R から、 $R(3CO_2 + 4H_2O) / R(C_3H_8 + 5O_2) = 28.95 / 24.93 = 1.16$ 、酸素プロパン比 2.0 で、完全燃焼に必要な空気が入るとして、 $R(3CO_2 + 4H_2O + 1.31N_2) / R(C_3H_8 + 2O_2 + 1.43\text{air}) = 29.8 / 28.07 = 1.06$ で小さいので省略) とその速度は第 5.4.1 表の V_g' のようにきわめて小さい (ただし酸素、プロパンの温度 = $15^\circ C$ 、火炎径 = $3.5 \text{ mm} \phi$ (火口 13 孔)、および $4.0 \text{ mm} \phi$ (火口 25 孔) とした)。これに完全燃焼に必要な空気のみが流入したとすると酸素プロパン比 1.71 ~ 2.13 に対して 6.8 ~ 5.3 倍となるが、火口流出速度 V より小さい。実際の速度はこの中間と考えられるが、それは V により小さい定数を乗じたものとみてよい。

第 5.4.1 表 実験条件

実験番号 α (deg)/ β (rad)	バー納位置	40/200												90/200											
		火口	1.3 φ × 13孔						1.3 φ × 25孔						1.3 φ × 13孔						1.3 φ × 25孔				
酸素、プロパン火口	22.6	1.70	1.12	1.67	1.14	—	—	—	5.6	2.20	1.67	—	—	2.24	2.15	1.65	1.5	1.14	1.5	1.65	1.72	1.11	1.11	6.0	6.0
流出速度 V (m/s)	22.2	2.29	1.74	1.65	1.11	1.13	1.63	1.71	1.14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
酸素、プロパン全流量 Q_o (ℓ/h)	1385	1425	1080	1025	690	700	1940	2040	1372	1370	—	—	—	1390	1340	1035	1060	710	720	1977	2060	1330	1330	720	720
代表火炎温度 T_g (°C)	1450	1600	1450	1595	1450	1600	1450	1600	1450	1600	—	—	—	1470	1600	1450	1600	1450	1600	1450	1600	1450	1600	1450	1450
プロパン流量 Q_p (ℓ/h)	495	480	380	355	255	235	685	675	475	440	—	—	—	500	460	370	345	250	230	700	675	470	435	245	245
酸素流量 Q_o (ℓ/h)	890	945	700	670	435	465	1255	1365	897	930	—	—	—	890	880	665	715	460	490	1277	1385	860	895	475	475
酸素/プロパン流量比	1.80	1.97	1.84	1.89	1.71	1.98	1.83	2.02	1.89	2.11	—	—	—	1.78	1.91	1.80	2.07	1.84	2.13	1.82	2.05	1.83	2.06	1.94	1.94
V_g (m/s)	2.39	2.68	1.86	1.92	1.19	1.32	2.57	2.93	1.81	1.97	—	—	—	2.43	2.52	1.79	1.99	1.23	1.35	2.61	2.96	1.76	1.91	0.95	0.95



第 5.4.1 図 実験用火口



第 5.4.2 図 火炎設定実験結果

を用いた。火炎温度は第5.4.2図の火炎設定実験結果によると酸素、プロパン比によつて支配され、プロパン量の影響はあまりない。したがつて火炎温度を極度に低下させると酸素プロパン比が減少し不完全燃焼する。また極度に上げると温度計測が不能になる。したがつて火炎温度条件としては1,450および1,600°Cとした。

(c) その他：冷却条件は清水沸とう式とした。

(2) 実験結果

火口位置 $\alpha = 40^\circ$ の場合の火炎の状態を第5.4.3図に示す。そして壁温の計測結果の1例を各種実験条件の比較を表現させて第5.4.4図(a)～(e)に示す（ガス側表面温度）。この計測結果を、測定板の半径方向9.05mm、厚み方向7.25mm、周方向45°の3次元有限要素に入れ、かつガス側温度を代表火炎温度、冷却側を100°Cとして測定板の全受熱熱量 $Q_{g\ all}$ 、全放熱熱量 $Q_{c\ all}$ 、単位面積当たりの受熱熱量 q_g 、放熱熱量 q_c 、ガス側、冷却側の壁面平均（面積平均）温度 $T_{Wg\ mean}$ 、 $T_{Wc\ mean}$ 、熱伝達率 α_g 、 α_c を計算したが、その結果の1例を第5.4.2表に示し、第5.4.4図(a)～(e)に α_g の分布を各種実験条件の比較を表現させて示し、また代表火炎速度 V に対する $T_{Wg\ max}$ （全実験結果）、 $T_{Wg\ mean}$ 、 $q_g\ max$ 、 $Q_{g\ all}$ 、 $\alpha_g\ max$ 、 $\alpha_g\ mean$ （計算結果のみ）を第5.4.5図に示す。

第5.4.2表 計算結果の1例

実験 No.	501	503	504	505	507	515	519
バーナの位置 α	40	40	40	40	40	90	90
火 口	1.3φ×13孔	1.3φ×13孔	1.3φ×13孔	1.3φ×13孔	1.3φ×25孔	1.3φ×13孔	1.3φ×25孔
火口流出速度 V (m/s)	22.2	17.4	16.5	11.1	16.3	16.5	16.5
火炎温度 T_g	1450	1450	1595	1450	1450	1450	1450
全受熱々量 $Q_{g\ all}$ (Kcal/h)	2410	2130	2090	1720	2840	2490	3250
全放熱々量 $Q_{c\ all}$ (Kcal/h)	2340	2070	2020	1660	2770	2420	3170
最高受熱々量 $q_{g\ max}$ (Kcal/m²h)	$\times 10^6$ 0.1736	0.1581	0.1849	0.1362	0.1498	0.2039	0.1658
ガス側平均壁温 $T_{g\ mean}$ (°C)	180	172	172	159	190	183	205
ガス側最高熱伝達率 $\alpha_{g\ max}$ (Kcal/m²h°C)	157	140	148	117	134	185	149
ガス側平均熱伝達率 $\alpha_{g\ mean}$ (Kcal/m²h°C)	28.8	25.3	22.2	20.2	34.1	29.8	39.5

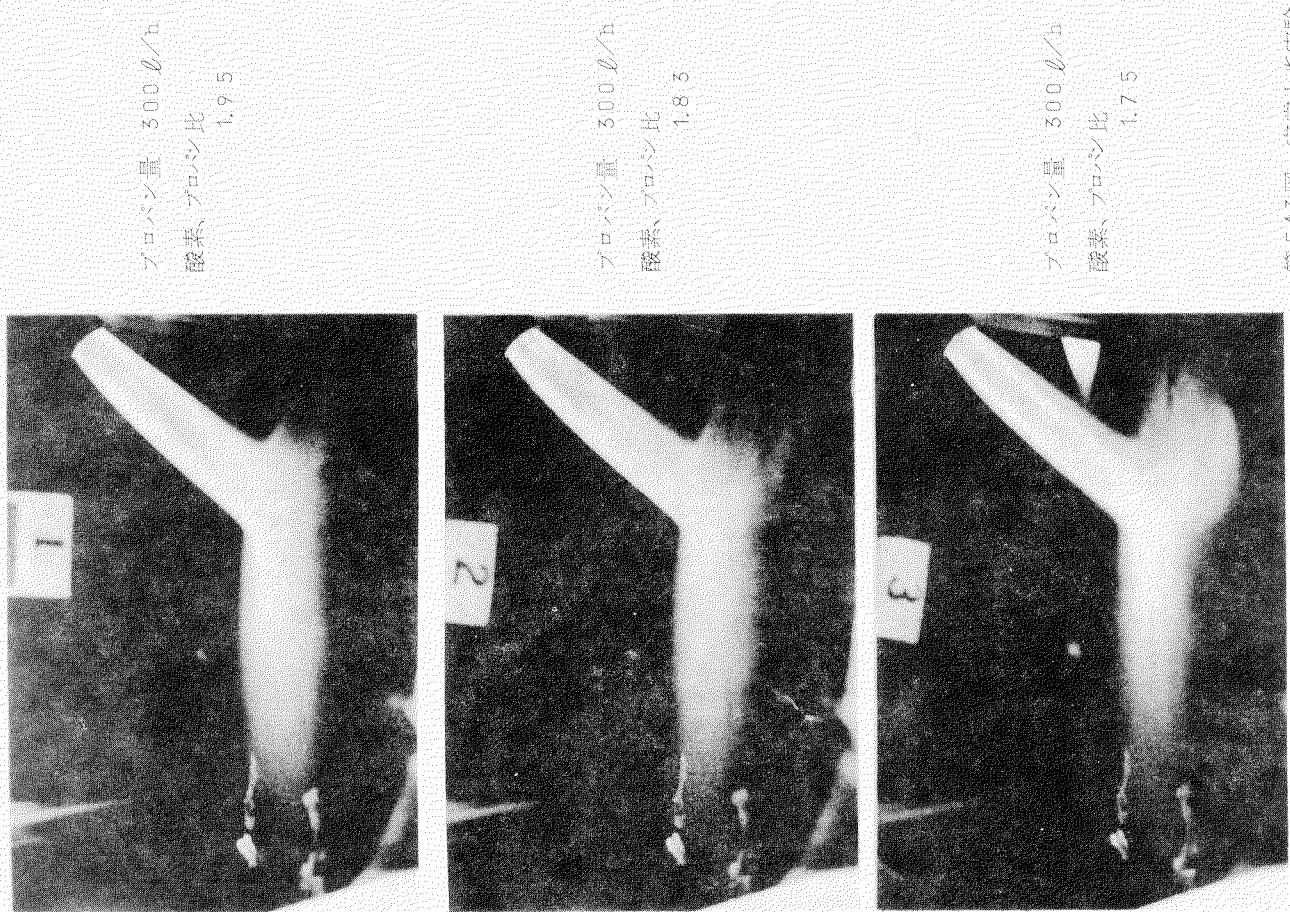
(3) 実験および計算結果の検討

- (a) 火炎速度の影響：火炎速度 V が2倍になるとガス側最高熱伝達率 $\alpha_{g\ max}$ が34%、最高受熱々量 $q_{g\ max}$ が27%、ガス側壁面最高温度 $T_{Wg\ max}$ (°C) が19%上昇し、ガス側平均熱伝達率 $\alpha_{g\ mean}$ が42%、全受熱量 $Q_{g\ all}$ が40%、ガス側平均温度 $T_{Wg\ mean}$ (°C) が13%上昇する (V が2倍になることは、燃料の供給熱量が2倍になることと同じ)。
- (b) 火炎温度の影響：火炎温度 T_g が1450°Cから1595°Cまで145°C(10%)上昇すると火炎の衝突する最高温度部の $\alpha_{g\ max}$ 、 $q_{g\ max}$ 、 $T_{Wg\ max}$ がおのおの10%、20%、28°C(9%)上昇するが、全体としては $\alpha_{g\ mean}$ 、 $Q_{g\ all}$ 、 $T_{Wg\ mean}$ とも大差ない。したがつて測定板周辺部の壁温はかえつて低下する。
- (c) 火口の影響：まず火口位置 $\alpha = 40^\circ$ の部分は火口の噴孔を多くすると最高温度部の $\alpha_{g\ max}$ 、 $q_{g\ max}$ 、 $T_{Wg\ max}$ とも大差ないが、火炎の径が大きくなり、燃料の供給熱量が大巾に増加（火口の噴孔面積が約2倍だから、同一流出速度を与える燃料量は約2倍）するため全体としての $\alpha_{g\ mean}$ 、 $Q_{g\ all}$ 、 $T_{Wg\ mean}$ はかなり上昇する。^{*}

* 最高温度部の $\alpha_{g\ max}$ が変わらないことは代表火炎速度 V_g として火口流出速度 V を採用したことが正しいことを意味している。

第5.4.3図 定常火炎実験

第5.4.4図(a) 大気流速による壁温および熱伝達率の変化

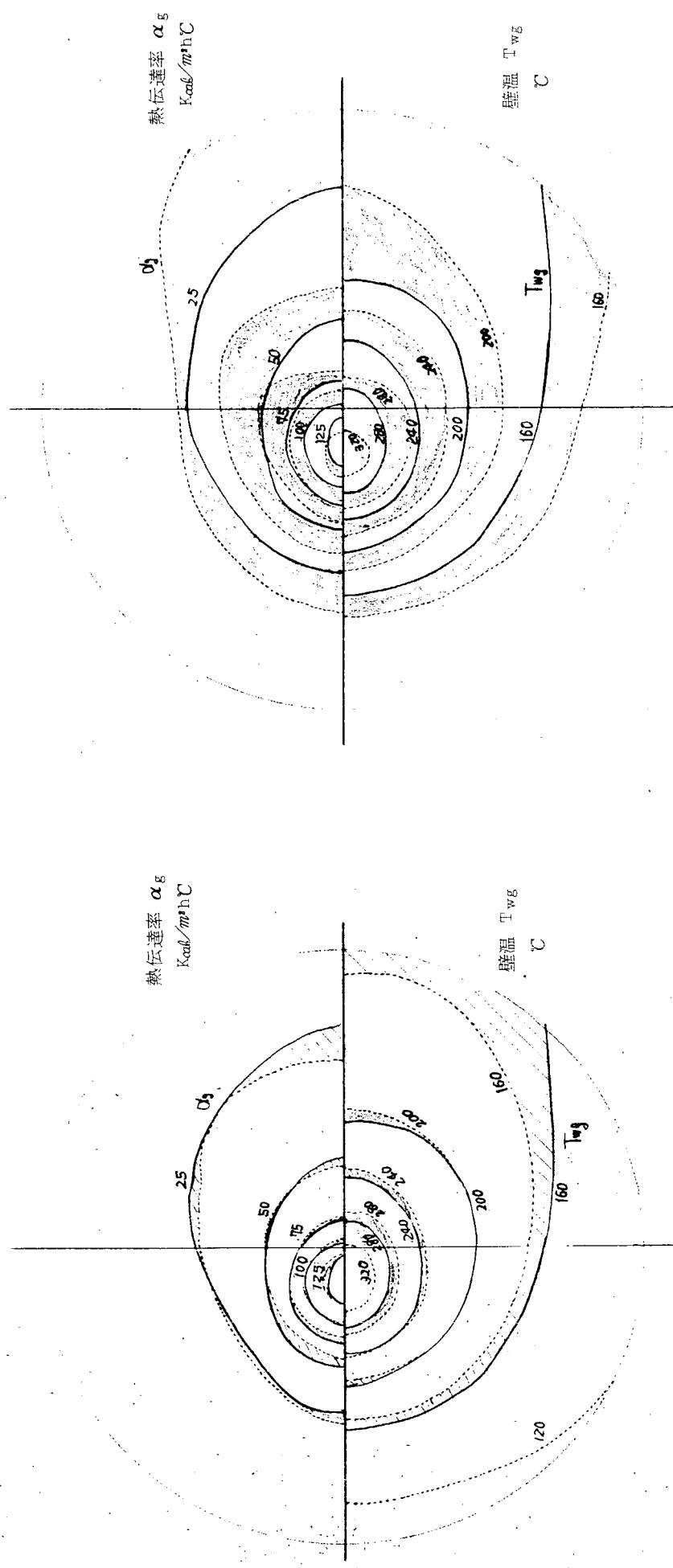


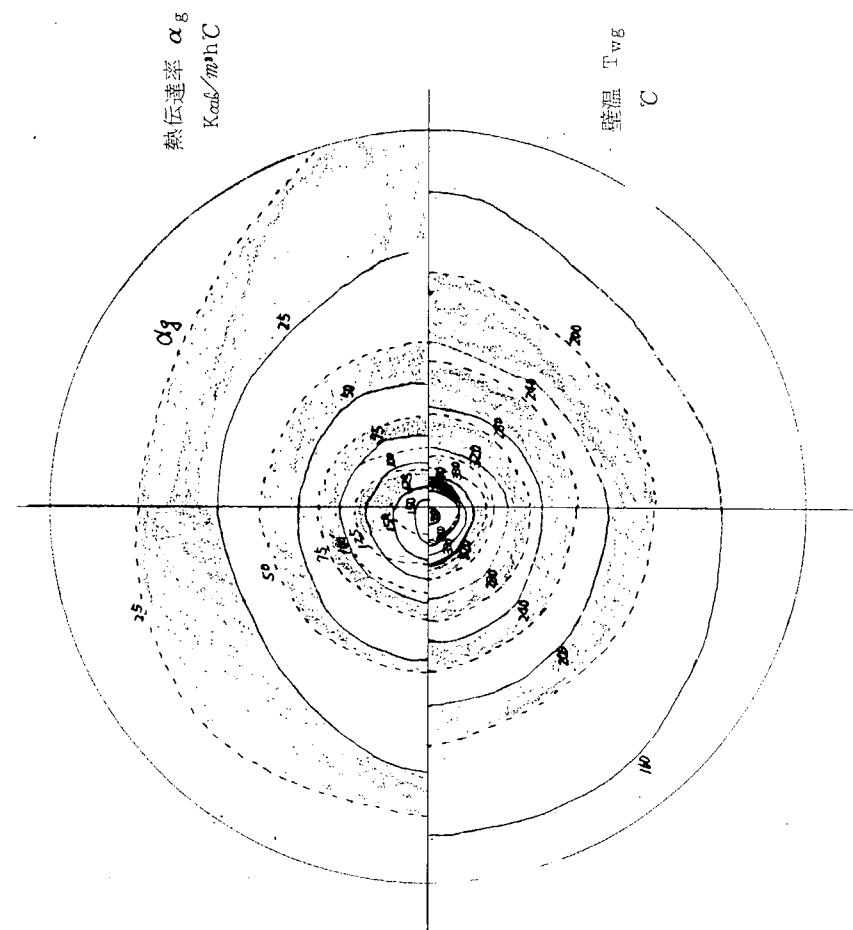
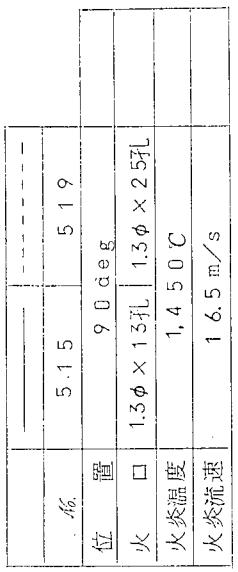
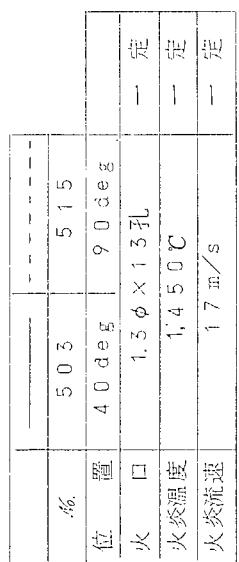
第5.4.4図(b) 火炎温度による壁温および熱伝達率の変化

第5.4.4図(c) 火口による壁温および熱伝達率の変化

記号	5 0 3	5 0 4	-----
位 置	4 0 deg	— 定	
火 口	1.3 φ × 13孔	— 定	
火炎温度	1,450 °C	1,595 °C	
火炎流速	1.7 m/s	— 定	

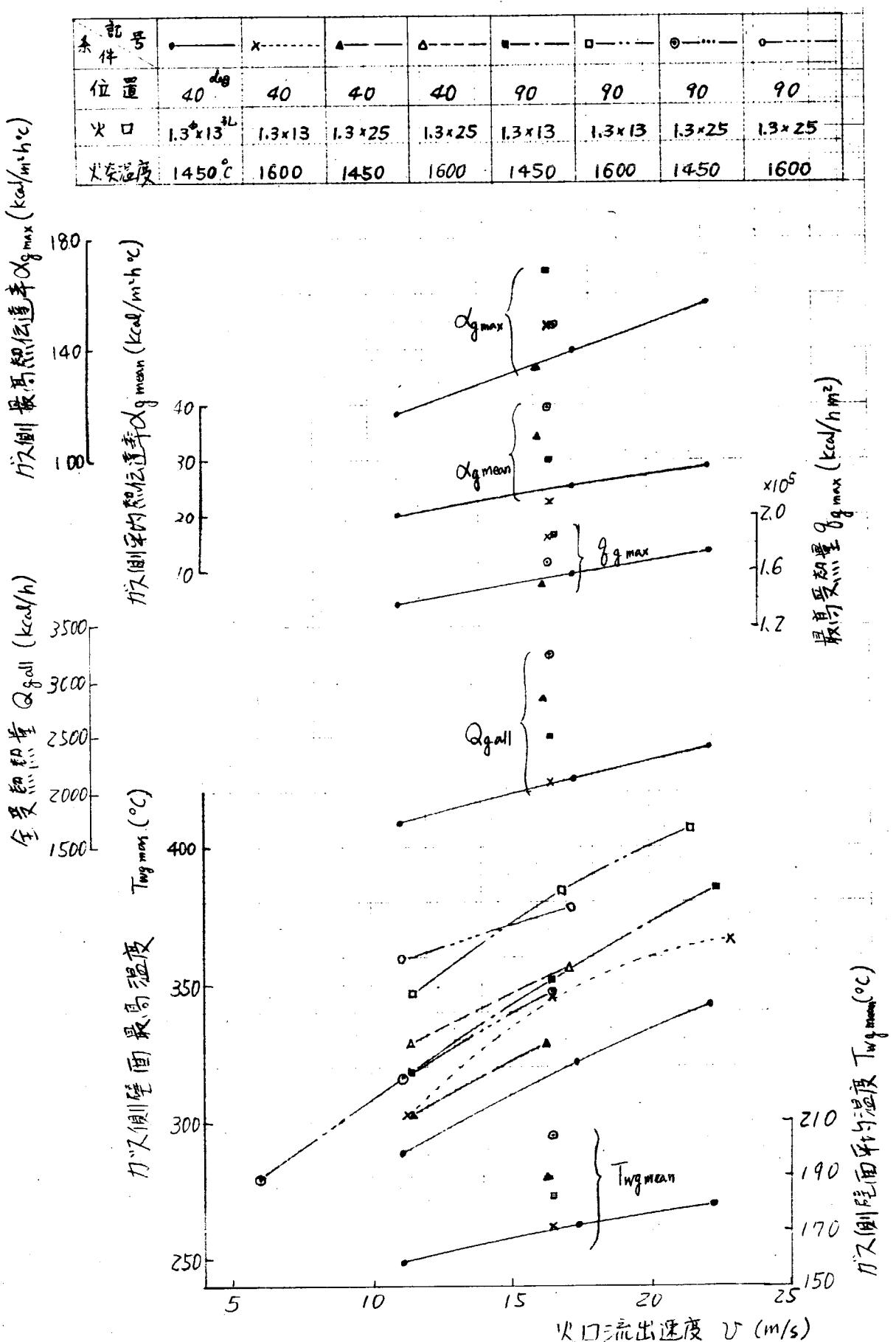
記 号	5 0 3	5 0 7	-----
位 置	4 0 deg	1.3 φ × 25孔	— 定
火 口	1.3 φ × 13孔	1.3 φ × 25孔	
火炎温度	1,450 °C	1,450 °C	— 定
火炎流速	1.7 m/s	1.7 m/s	— 定





第5.4.4図(d) 火口位置による壁温および熱伝達率の変化

第5.4.4図(e) 火口による壁温および熱伝達率の変化



第5.4.5図 実験および計算結果

つぎに火口位置 $\alpha = 90^\circ$ (測定板へ垂直) の場合はこの現象が極度に現われ、第 5.4.4 図(e)に見られるように火口噴孔数を多くすると最高温度部がかなりの面積にて平坦となり最高温度 $T_{wg\ max}$ はもとより、 $\alpha_{g\ max}$, $q_{g\ max}$ も低下するが、全体としての $\alpha_{g\ mean}$, $Q_{g\ all}$, $T_{wg\ mean}$ はかなり上昇する。

- (d) 火口の位置の影響：火口を垂直噴射から斜め噴射 ($\alpha = 40^\circ$) にすると第 5.4.4 図(d)に見られるように最高温度部が中央から火口側に移動するが、火炎の壁面分布によつて周辺部は火口側の温度が低下し、反火口側の温度が上昇する。そして、最高温度部、平均値とも T_{wg} , α_g , q_g , Q_g が低下する。それは、特に火炎径の小さい場合の最高温度部が激しい。
- (e) 総括：以上を総括すると火炎量を大きくして火炎速度を上げると全体的に熱負荷が上昇するが、火炎量を大きくしても火炎速度(火口流出速度)一定で火炎径のみが大きくなると平均的には熱負荷は増大するが、最高温度部の熱負荷は大差ない。一方火炎温度を上昇させると最高温度部の熱負荷は増大するが、平均的には大差ない。また火炎を斜めに吹きつけるより、垂直に吹きつける方が全体的に熱負荷が増大する。

5.4.2 テスト機関による渦流室実験

(1) 実験条件

実験条件を第 5.4.3 表に示す。まず、

第 5.4.3 表 渦流室実験条件

No.	渦流室連絡口			噴射弁 No.	渦流室連絡口			噴射弁 No.	渦流室連絡口			噴射弁 No.	渦流室連絡口			噴射弁 No.			
	角度	巾	面積		角度	巾	面積		角度	巾	面積		角度	巾	面積				
65	19°	11	304	3 a	66	13°	11	304	3 a	84	0°	11	304	3 a	87	13°	16	530	3 a
64	"	"	"	2 a	67	"	"	"	2 a	85	"	"	"	2 a	86	"	"	"	2 a
58	"	"	"	1 a	68	"	"	"	1 a	83	"	"	"	1 a	90	"	"	"	1 a
57	"	"	"	2'a	69	"	"	"	2'a	82	"	"	"	2'a	89	"	"	"	2'a
56	"	"	"	3'a	70	"	"	"	3'a	81	"	"	"	3'a	88	"	"	"	3'a
63	"	"	"	3 c	75	"	"	"	3 c	76	"	"	"	3 c	95	"	"	"	3 c
59	"	"	"	2 c	73	"	"	"	2 c	78	"	"	"	2 c	93	"	"	"	2 c
60	"	"	"	1 c	71	"	"	"	1 c	80	"	"	"	1 c	91	"	"	"	1 c
61	"	"	"	2'c	72	"	"	"	2'c	79	"	"	"	2'c	92	"	"	"	2'c
62	"	"	"	3'c	74	"	"	"	3'c	77	"	"	"	3'c	94	"	"	"	3'c

(a) 空気渦流変更を

渦流室連絡口流入角度 $\theta = 19^\circ$ (流入線の接円径 / 渦流室内径 = 0.525)

$$= 13^\circ \quad " \quad = 0.35 \quad)$$

$$= 0^\circ \quad " \quad = 0 \quad)$$

ただし 連絡口面積 $f = 304 \text{ mm}^2$ (ピストン面積との比 = 0.0134)

$$" = 13^\circ, f = 530 \text{ mm} \quad (" = 0.0234)$$

の 4種変更し、それぞれに対し

(b) 燃料噴射弁変更

噴射方向 涡流に 逆方向 40° (第 5.3.7 図の方向 3)

$$20^\circ \quad (" \quad 2)$$

$$\text{中立 } 0^\circ \quad (" \quad 1)$$

$$\text{順方向 } 20^\circ \quad (" \quad 2')$$

順方向 40° (第 5.3.7 図の方向 3')

おのの測定面に対して 0° (" a)

30° (" c)

の 10 種の噴射方向にて実験した。

(c) その他の条件として

燃料噴射弁噴孔面積 0.33 mm^2 (一定)

" ポンププランジヤ径 10 mm (一定)

" 時期一定

" 弁開弁圧 140 atm 一定

圧縮比 一定

機関回転数 514 rpm

燃料噴射量^{*} $1.385 \pm 0.035 \text{ Kg/h}$ (渦流室に圧縮始め (S.C.) の圧力 = 大気圧、温度 = 気温の空気が圧縮圧力まで圧縮されて充满したとした場合、空気過剩率 ≈ 2)

渦流室冷却水量^{*} $47.8 \pm 0.7 \text{ Kg/h}$ (全実験に対し、温度上昇 $1.0 \pm 1.5^\circ\text{C}$)

" 入口温度^{*} $9.2 \pm 1.7^\circ\text{C}$

なお、全実験における*印因子および気圧、気温のばらつきを第 5.4.4 表に示す。

(2) 実験および計算結果

(a) 全実験における火炎撮影写真 (約 4° 間隔) と、測定板ガス側表面温度分布およびガス側 - 冷却側温度差 (平面内同一点の温度差を示し、面に垂直方向の熱流量の目安となる) 分布を第 5.4.6 ~ 5.4.9 図に示す。

第 5.4.6 図(a), (a') 連絡孔角度 $\theta = 19^\circ$, 面積 $f = 304 \text{ mm}^2$, 燃料噴射方向 $a = 3, 2, 1, 2', 3'$

" (b), (b') " " " " "

第 5.4.7 図(a), (a') 13 " " " " "

" (b), (b') " " " " "

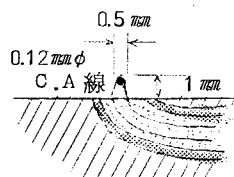
第 5.4.8 図(a), (a') 0 " " " " "

" (b), (b') " " " " "

第 5.4.9 図(a), (a') 13 530 " " " " "

" (b), (b') " " " " "

またインジケータ線図の 1 例 (実験 No. 6.8) を第 5.4.10 図に示す。主燃焼室および渦流室の圧力、燃料噴射圧力、燃料噴射時期マークおよび渦流室中央測定板上 1 mm の点 (第 5.3.6 図点 A) にて右図のような C.A. 線を設定して計測したガス温度を示している。



(b) 測定板の半径方向 5 mm 、厚さ方向 4.75 mm 、円周方向 4.5° メッシュの 3 次元

有限要素にて Computer にて熱伝達を計算した (ただしガス温度は上に述べた点 A での計測温度の平均値、冷却水は入口、出口の平均温度とした) 結果の 1 例を第 5.4.11 図(a)~(c) (実験 No. 6.7, 6.8, 6.9) にて示す。計算によつてガス側、冷却側、表面熱流量 q_g , q_c , 熱伝達率 α_g , α_c , 全熱流量 Q_g , Q_c , および断面温度分布が得られる。

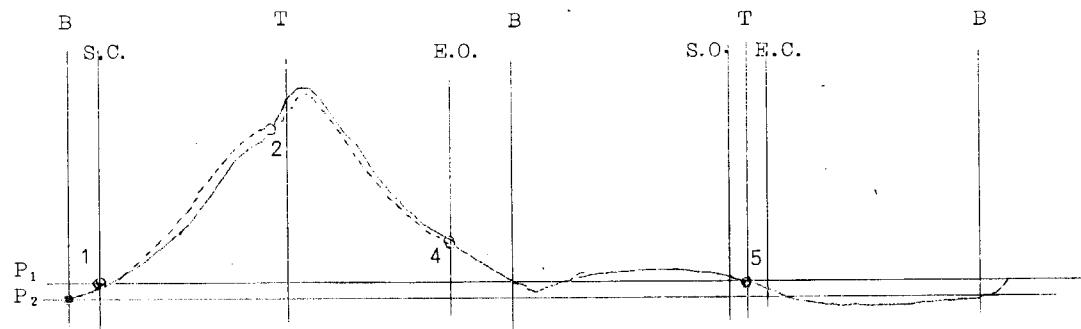
(c) また実験結果のうち燃焼特性として排気煙濃度、排気温度、渦流室内圧縮最高圧力および爆発度を第 5.4.12 図(a)~(c) にて、点 A における測定ガス温度の平均値、偏差および最高温度、測定板のガス側表面最高、最低温度を第 5.4.13 図(a)~(c) にて、測定板のガス側、冷却側温度差 (同一点の) の最高、最低値、中央点の温度差および最外周の平均温度差およびその温度差から求めた全伝熱量を第 5.4.14 図(a)~(c) にて示す。なお第 5.4.14 図(a) には有限要素

第5.4.4表 運転条件のばらつき

	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	
大気圧 P_0 [kPa]	756.6	756.9	756.6	756.3	755.8	756	755	755	756	756	757	757	758	757	757	758	759	759	759	761	761	762	763	763	764	765	765	765	766	766	767	767	766	766	765						
塩 T_c [C]	14.0	14.0	14.3	14.1	14.2	14.5	15.0	15.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	12.8	13.2	13.2	12.5	12.0	12.0	12.2	12.2	12.2	11.8	11.5	11.6	11.2	11.0	11.2	11.0	11.2	11.3	12.0	12.3	12.5	
燃料 \dot{m}_1 [kg/h]	1.35	1.36	1.35	1.40	1.41	1.41	1.40	1.37	1.39	1.38	1.37	1.41	1.39	1.38	1.39	1.38	1.38	1.38	1.41	1.40	1.38	1.40	1.40	1.37	1.40	1.42	1.39	1.38	1.40	1.41	1.40	1.39	1.37	1.40	1.42	1.39	1.38				
冷却水温 (漏流口)	10.0	10.2	10.2	10.2	10.0	10.6	10.9	9.2	9.2	9.1	9.2	9.0	9.1	9.1	9.1	9.1	9.1	9.1	9.1	9.2	7.4	7.4	7.7	8.2	8.4	8.5	8.5	8.3	8.2	8.0	8.1	7.8	7.8	7.6	7.7	7.8	8.0	8.0	8.2	8.4	8.6
冷却水量 \dot{m}_2 [kg/h]	48.0	48.0	48.0	48.2	48.0	48.0	48.0	48.0	47.4	47.8	47.9	48.0	47.6	48.0	48.1	48.3	48.1	47.4	47.4	47.4	47.4	47.4	48.0	48.0	47.4	48.0	47.4	48.0	47.1	48.0	48.0	47.1	48.0	48.0	47.9	48.0	47.9	48.5	47.8	48.0	

法にて計算したガス側、冷却側全伝熱量、熱伝達率をも付記した。

(d) サイクルの温度の計算：渦流室内の温度サイクルは圧力サイクルからつぎのようにして求められる。



まず吸気弁開弁と排気弁閉弁が上死点にて同時になされかつそのときのシリンダ内圧力 P_5 = 圧縮始めの圧力 P_1 (いずれも主燃焼室と渦流室の圧力が等しいとする) とするとその温度 T_5 は排気弁開弁時の渦流室内圧力、温度 P_4 、 T_4 から、

$$T_5 = T_4 \left(P_1 / P_4 \right)^{1 - \frac{1}{\lambda}} \quad \text{ただし、} K_g : \text{温度 } T_4 \sim T_5, \text{ 空気過剰率 } \lambda \text{ に対する比熱比}$$

ここで燃焼ガスの空気過剰率 λ は、燃料供給量 B 、理論空気量 L_0 、圧縮始め（点1）および燃焼始め（点2）における渦流室内ガス量 G_1 、 G_2 、主燃焼室残留ガス量 G_z 、吸込新気量 G_0 から、

$$\lambda = \left[(G_2 - G_1) \frac{G_0}{G_0 + G_z} \right] / L_0 B$$

一方完全掃気、完全燃焼の場合の燃焼による体積増加比 δ_0 は、理論空気量における燃料 1 Kg の燃焼ガスの標準状態体積を V_{g0} とすれば、

$$\delta_0 = 1 + \frac{1.293 V_{g0} - L_0}{\lambda L_0}$$

したがつて新気のガス定数 $R_0 = 29.27 / (1 - 0.378 \times P_v / P_0)$ (ただし、X: 大気の関係湿度、 P_v : 空気の飽和蒸気压、 P_0 : 大気压) から燃焼ガスのガス定数 R_g は、

$$R_g = \frac{\delta_0 \lambda L_0 R_0}{1 + \lambda L_0}$$

したがつて主燃焼室残留ガス量 G_z は、その容積を V_c とすれば、

$$G_z = P_1 V_c / R_g T_5$$

また圧縮始めの渦流室（容積 V ）内ガス量 G_1 は、その温度 $T_1 = T_5$ として、

$$G_1 = P_1 V / R_g T_5$$

一方圧縮始めの主燃焼室内ガス温度 T_z 、ガス定数 R_z は S.C. までに吸込んだ新気の重量 G_0 が G_z と完全混合するすれば、ピストン TDC から S.C. までのシリンダ容積を V_0 とすれば、

$$G_0 = \frac{P_1 (V_c + V_0)}{R_z T_z} - G_z$$

$$R_z = (R_0 G_0 + R_g G_z) / (G_0 + G_z)$$

$$T_z = (C_{p0} G_0 T_0 + C_{pg5} G_z T_5) / (C_{p0} G_0 + C_{pg5} G_z)$$

ただし、 C_{p0} : 温度 T_0 、空気の比熱

C_{pg5} : " T_5 、空気過剰率 λ の比熱

にて与えられる。そこで圧縮行程の渦流室内ガス温度は第 n 段から第 $n+1$ 段までに $A G_n$ の主燃焼室内ガスが流

入して P_n から P_{n+1} になるものとし、かつ流入ガスは渦流室内ガスと完全混合するものとすれば、

$$P_{n+1} V = (G_n + \Delta G_n) R_{n+1} T_{n+1}$$

$$\text{ただし、 } R_{n+1} = (G_n + R_n + \Delta G_n R_z) / (G_n + \Delta G_n)$$

$$T_{n+1} = \frac{C_{pn} G_n T_n (P_{n+1} / P_n)^{1 - \frac{1}{K_n}} + C_{pzn} \Delta G_n T_z (n+1)}{C_{pn} G_n + C_{pzn} \Delta G_n}$$

ただし、 C_{pn} , K_n : 溫度 T_n , 空気過剩率 λ_{n+1} に対する比熱、比熱比

$$C_{pzn}, K_{zn} : " T_{zn}, " \lambda_z "$$

ここで、

$$T_{z(n+1)} = T_{zn} (P_{n+1} / P_n)^{1 - \frac{1}{K_{zn}}}$$

$$\lambda_z = \lambda \left\{ \left(1 - \frac{1}{\lambda L_0} \right) + \frac{G_0}{G_z} \right\}$$

$$\lambda_{n+1} = \frac{G_1 \left(1 - \frac{1}{\lambda L_0} \right) + \sum \Delta G_n \left(1 - \frac{1}{\lambda_z L_0} \right)}{G_1 / \lambda + \sum \Delta G_n / \lambda_z}$$

で求められる。なお、

$n=1$ すなわち 点1で、

$$P_n = P_1, R_n = R_g, G_n = G_1, T_n = T_1, T_{zn} = T_z$$

また、圧縮行程の最終点（点2）にて、

$$P_{n+1} = P_2, R_{n+1} = R_2, G_{n+1} G_n + \Delta G_n = G_2, T_{n+1} = T_2, \lambda_{n+1} = \lambda_2$$

ついで燃焼、膨張行程（点2～4）の渦流室内圧力は連絡口が十分大きいとし主燃焼室の圧力と大差ない（実際に大差ない）として、その温度 T は、

$$T = T_2 \frac{P}{P_2} \frac{C+x}{C+x_2} \frac{1}{\delta}$$

ただし、 C : $(V_c + V) / \text{ピストン面積}$

$$\delta : \text{燃焼前後の体積増加比} = \frac{(G_2 + B) R_g}{G_2 R_2}$$

$$x : \text{ピストン行程} = (r + \ell) - r \cos \theta - \ell \sqrt{1 - (r/\ell)^2 \sin^2 \theta}$$

$$r : \text{行程} / 2,$$

$$\ell : \text{連接棒の長さ}$$

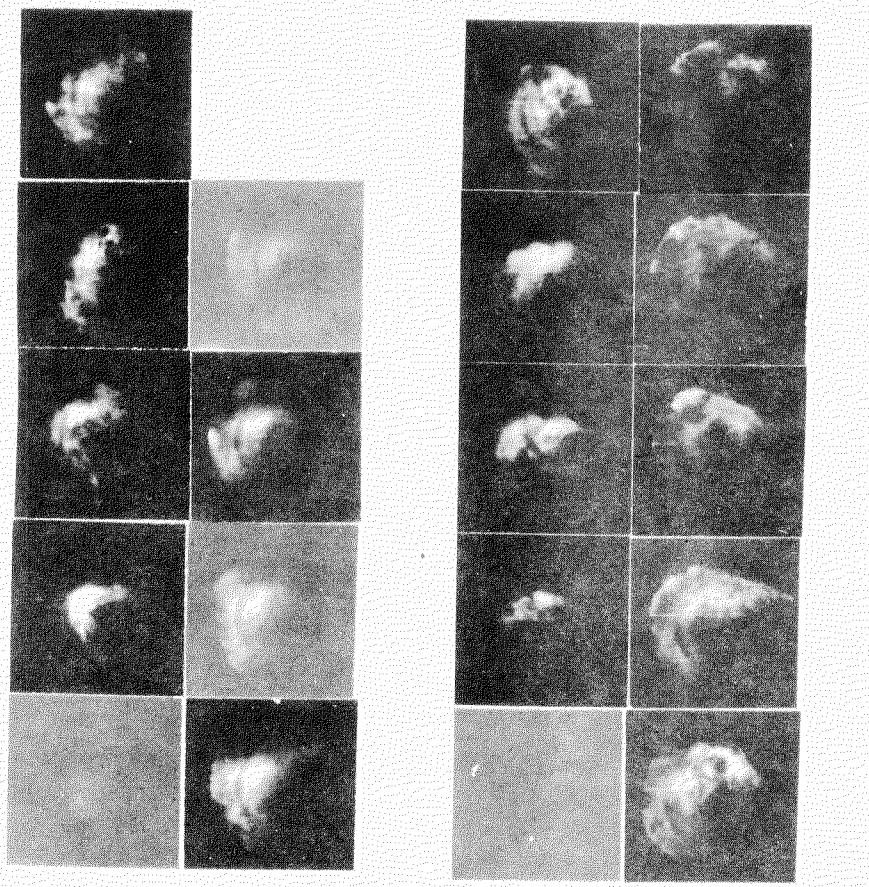
$$\theta : \text{上死点からのクランク角度}$$

つぎに排出、吸込期間（点4～1）の渦流室内温度は燃焼ガスが留まり圧力に対する断熱変化として、

$$T = T_4 \left(\frac{P}{P_4} \right)^{1 - \frac{1}{K_g}}$$

以上の計算式にて T_4 , λ の試算くりかえして得られたサイクル温度の1例を点Aでの計測結果と合わせて第

5.4.1.5 図に示す。



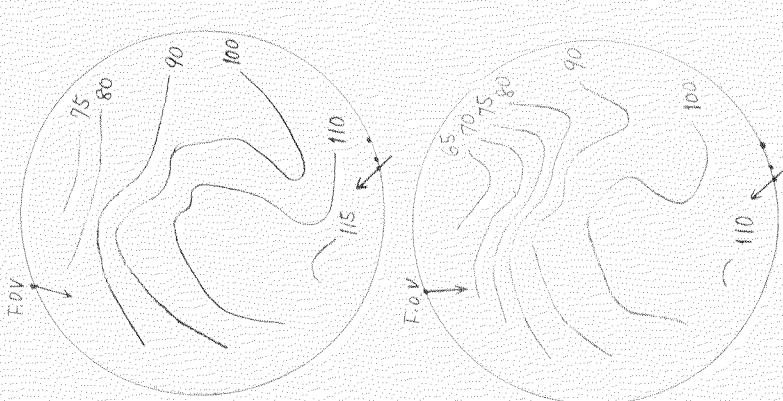
6.5

火炎写真とガス側表面温度およびガス側-冷却側温度差分布

温度差分布

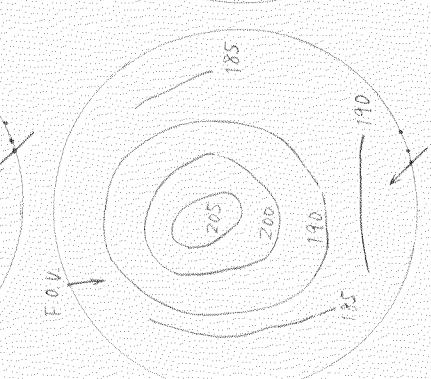
燃焼室断面

FOV



6.4

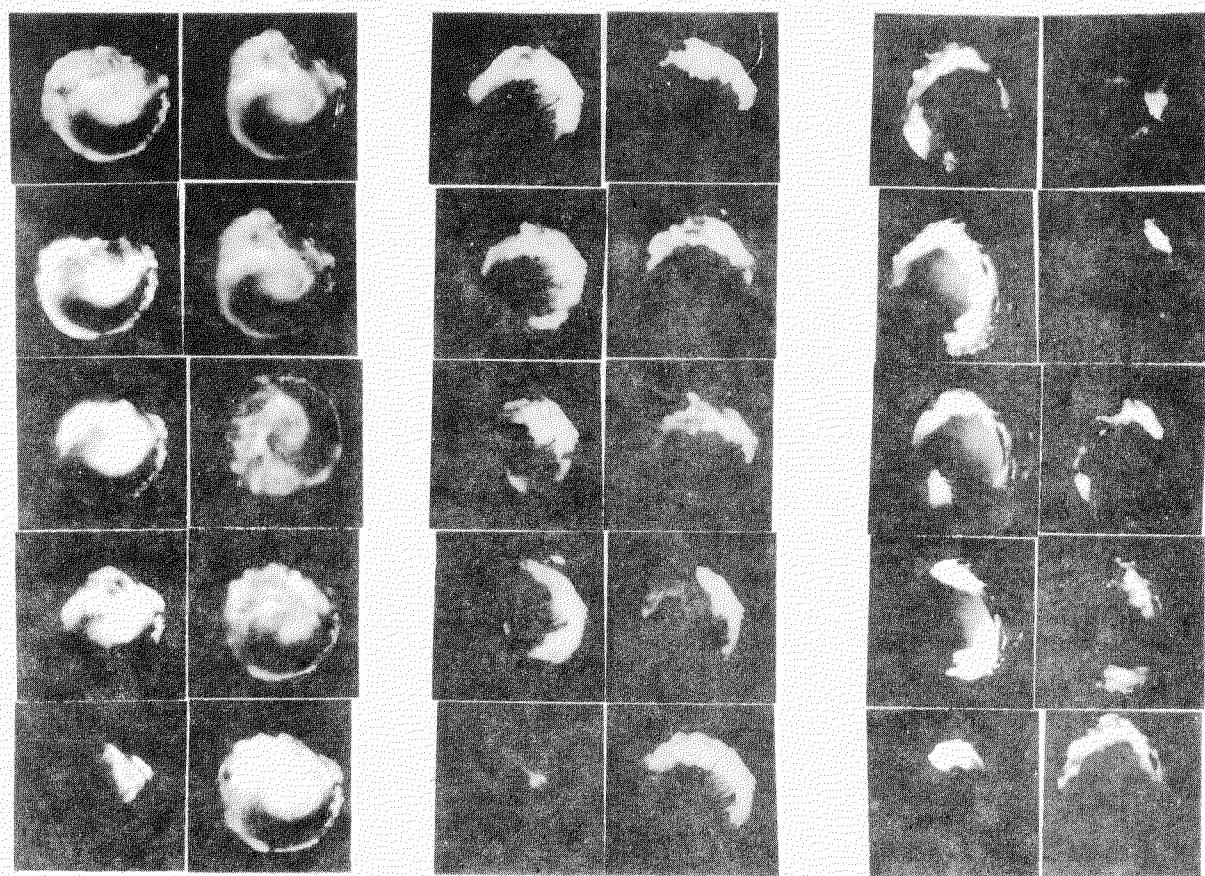
FOV



2.3

第5, 6図(a) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側-冷却側温度差分布
(燃焼室連絡口流入角度 $\theta = 19^\circ$, 面積 $S = 30.4 \text{ mm}^2$)

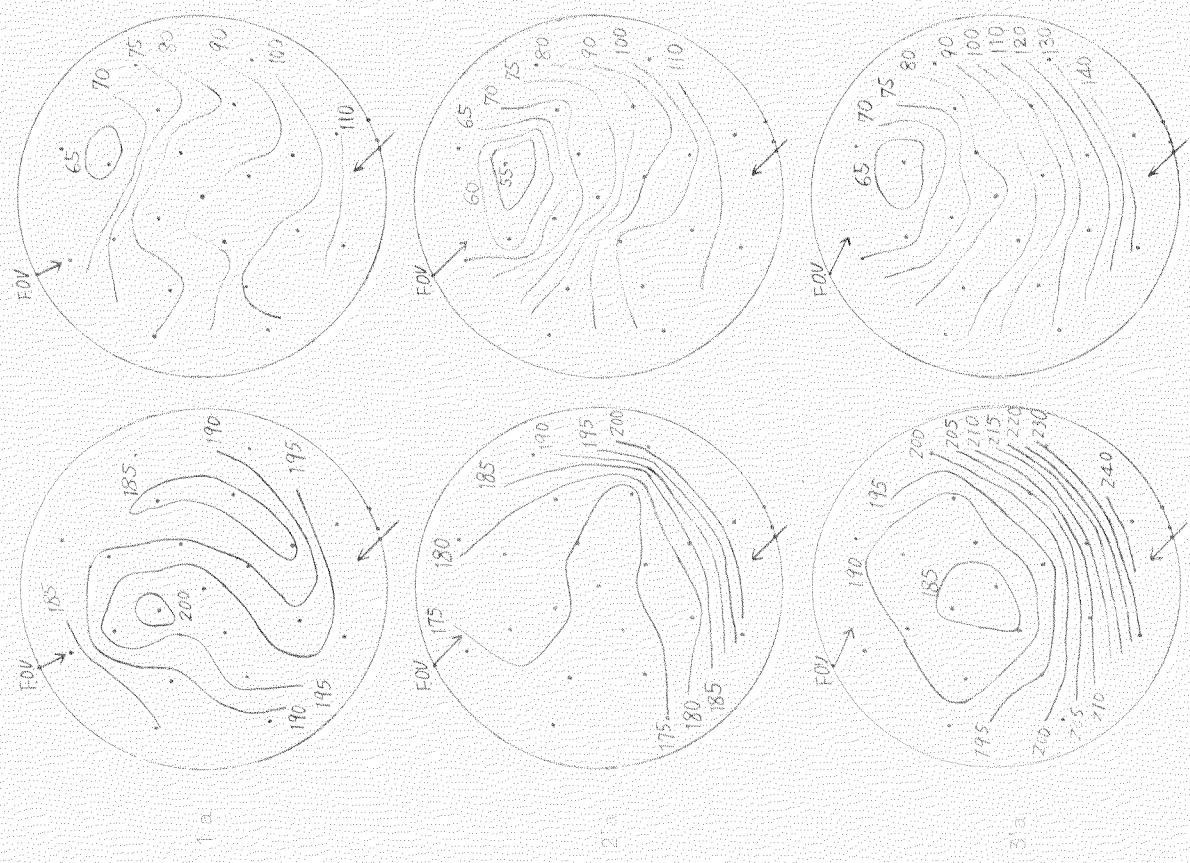
第5.4.6 図(a) 人炎写真とガス側表面温度およびガス側-冷却側温度差分布 ($\theta = 19^\circ$, $f = 3.04 \text{ mm}^2$)



5.8

5.7

5.6

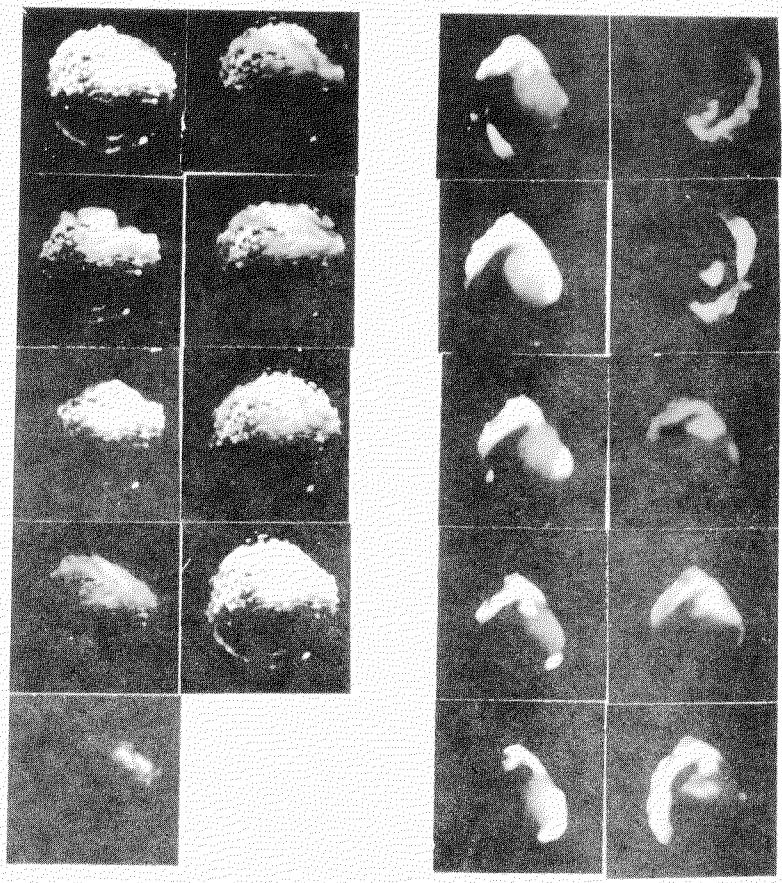


1.2

2.2

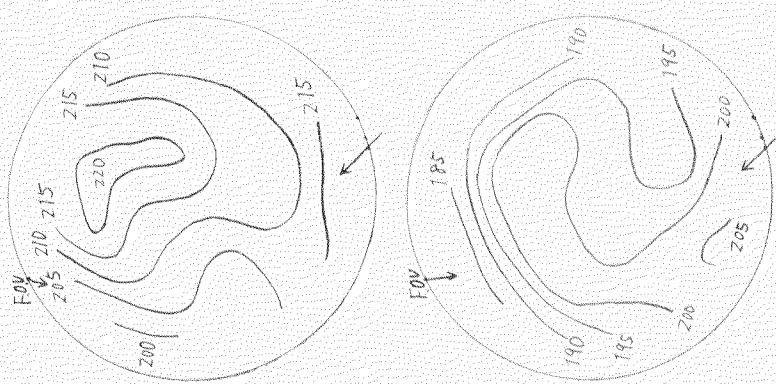
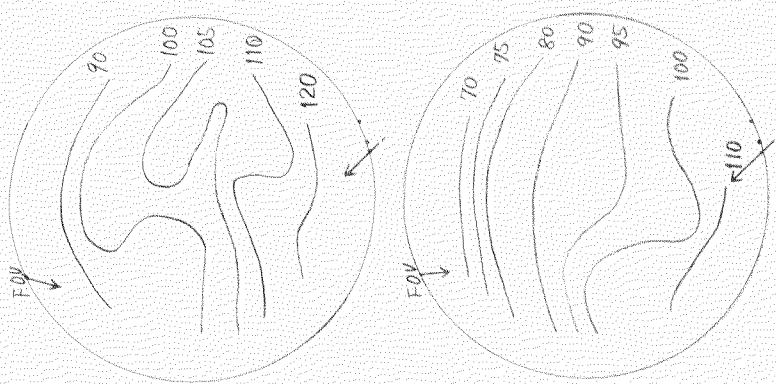
3.2

第5,4,6図(b) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側冷却側温度差分布 ($\theta = 19^\circ$, $f = 3.04 \text{ mm}^2$)



6.3

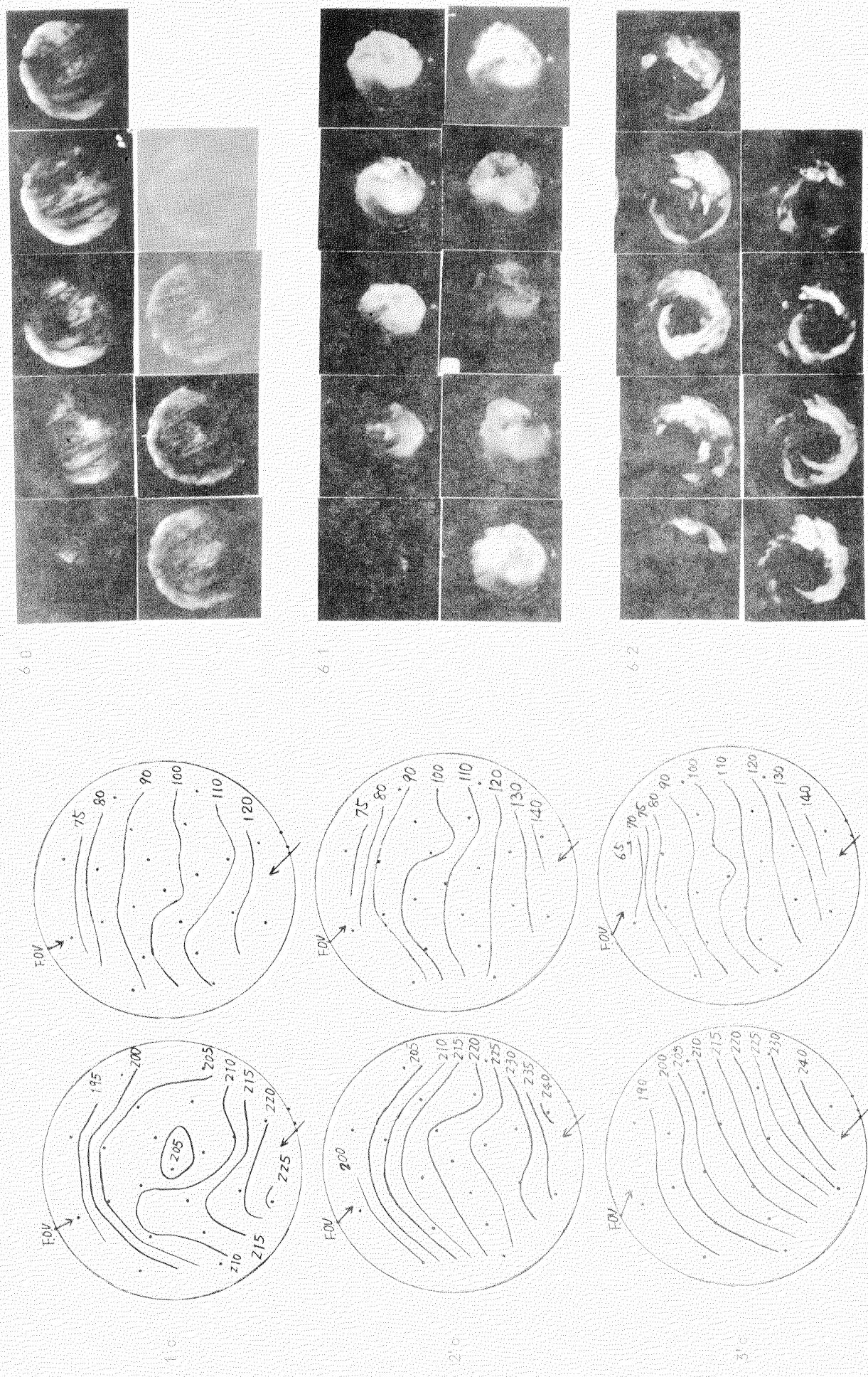
5.9

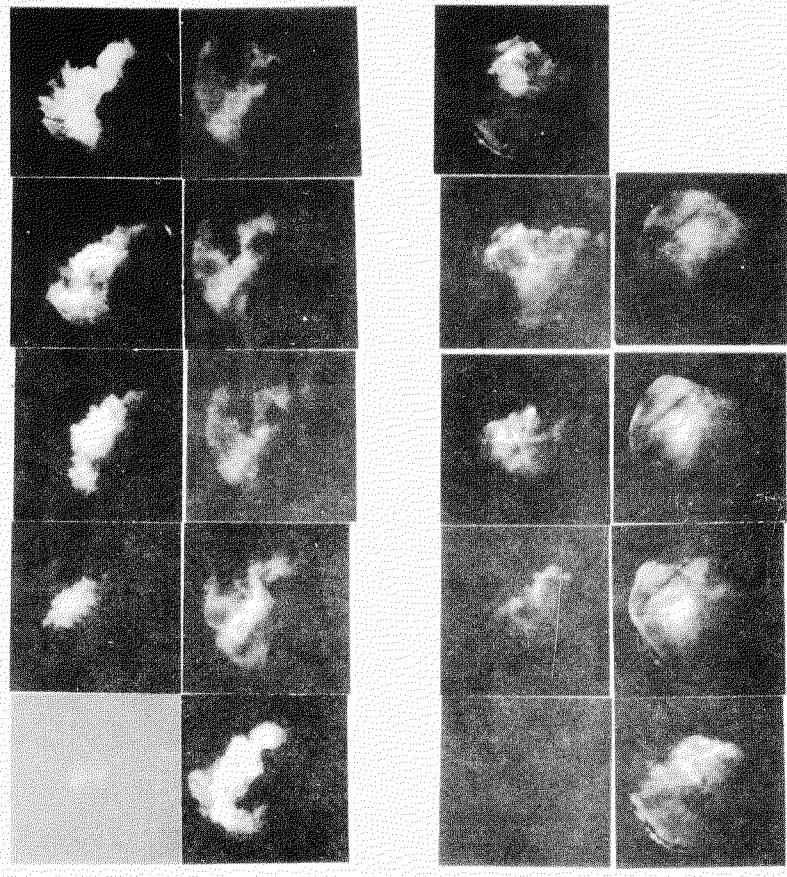


3.0

2.3

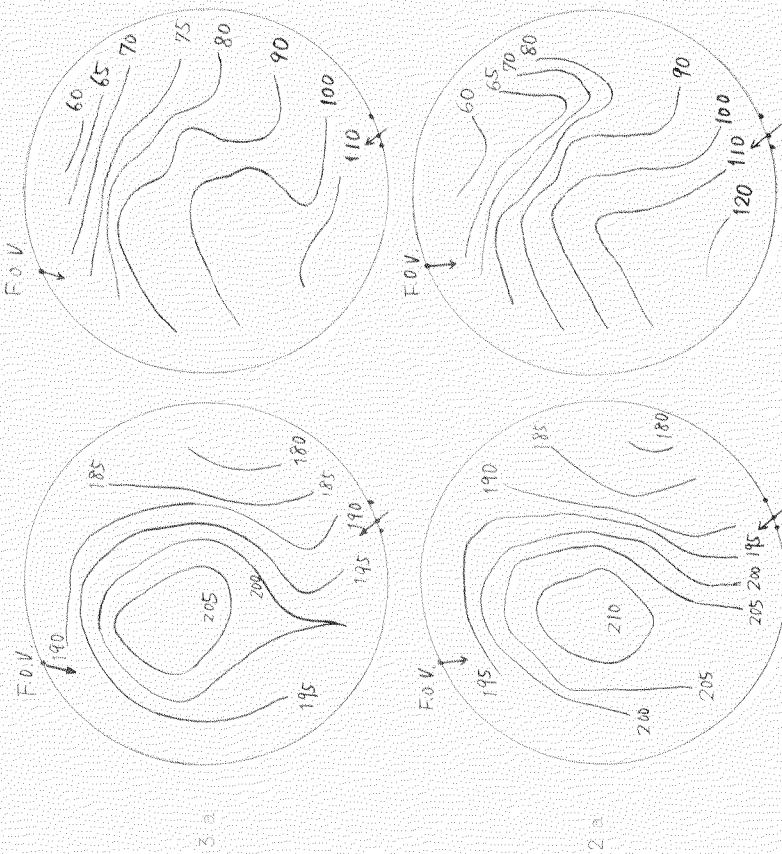
第5, 4, 6 図(6) 火炎写真とガス側表面温度分布上CSガス又問一冷却側温度差分布($\theta = 19^\circ$, $t = 30.4 \text{ ms}^2$)





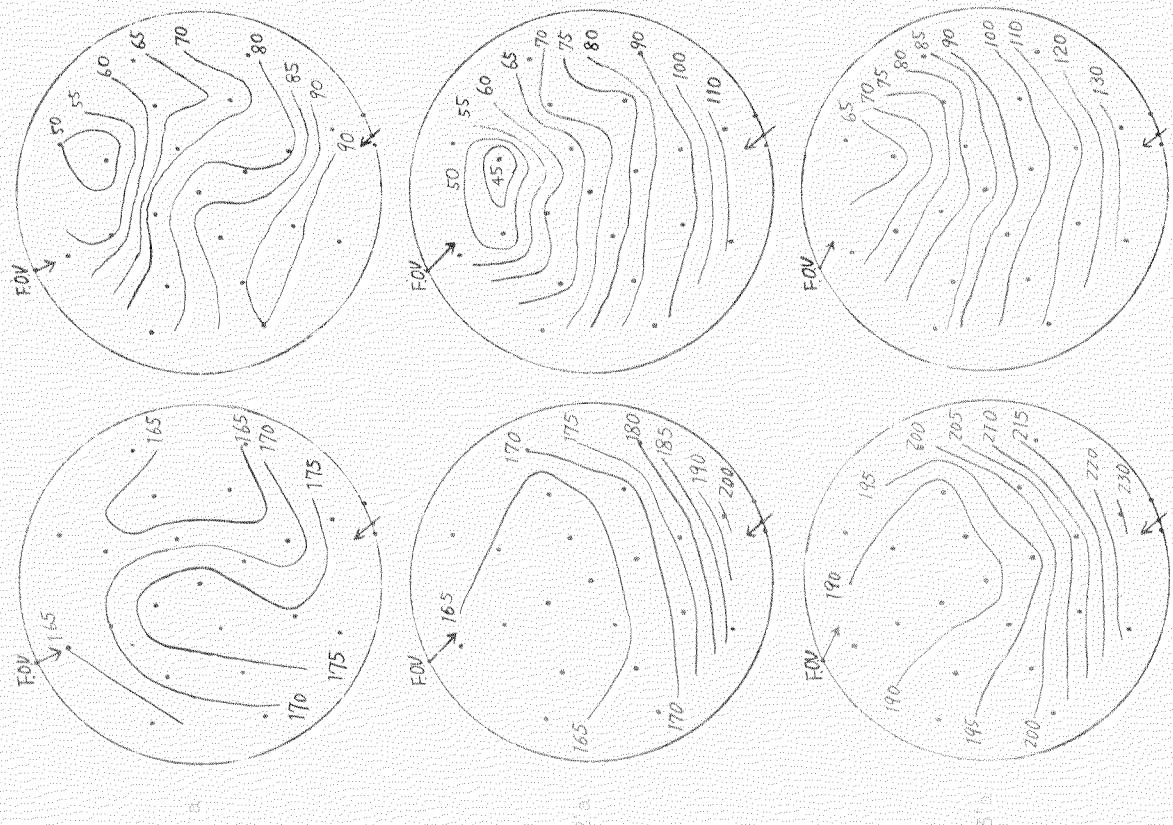
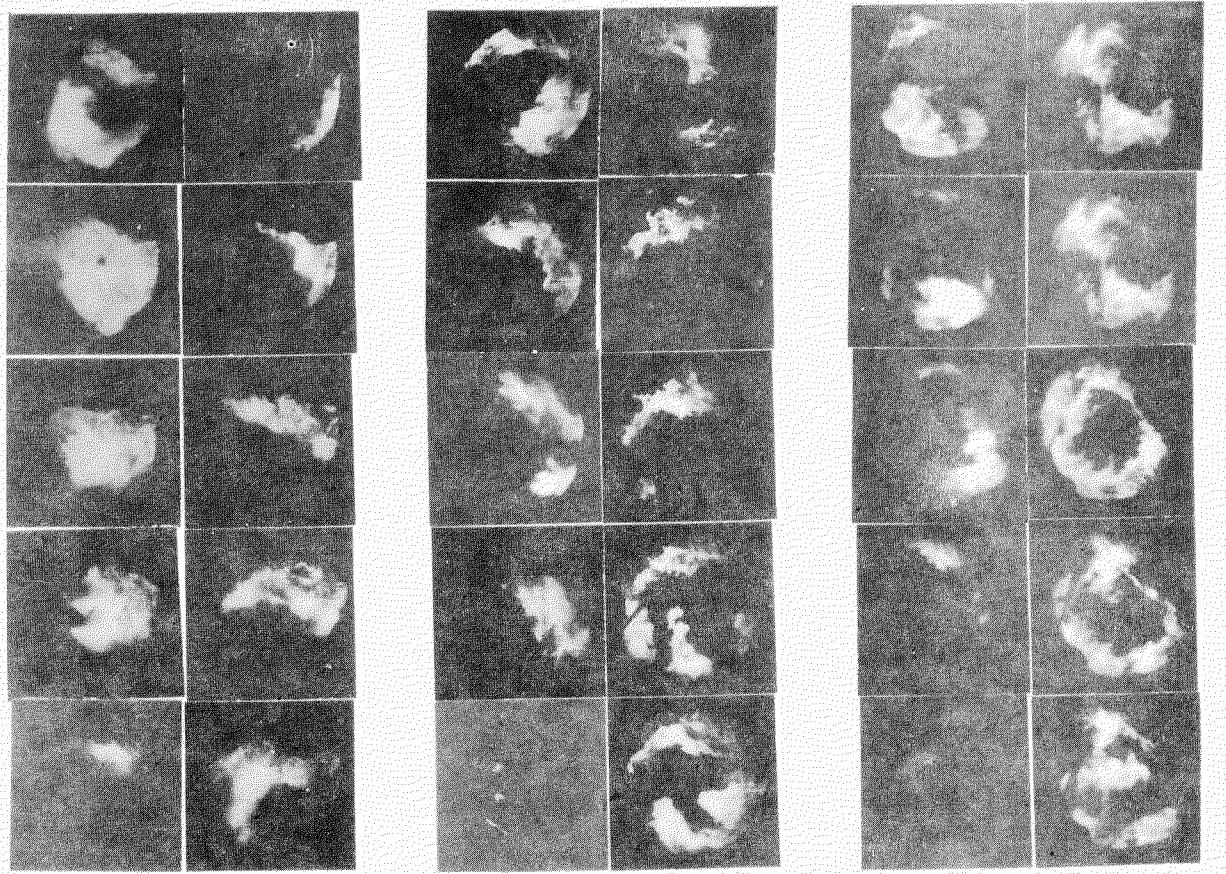
6.6

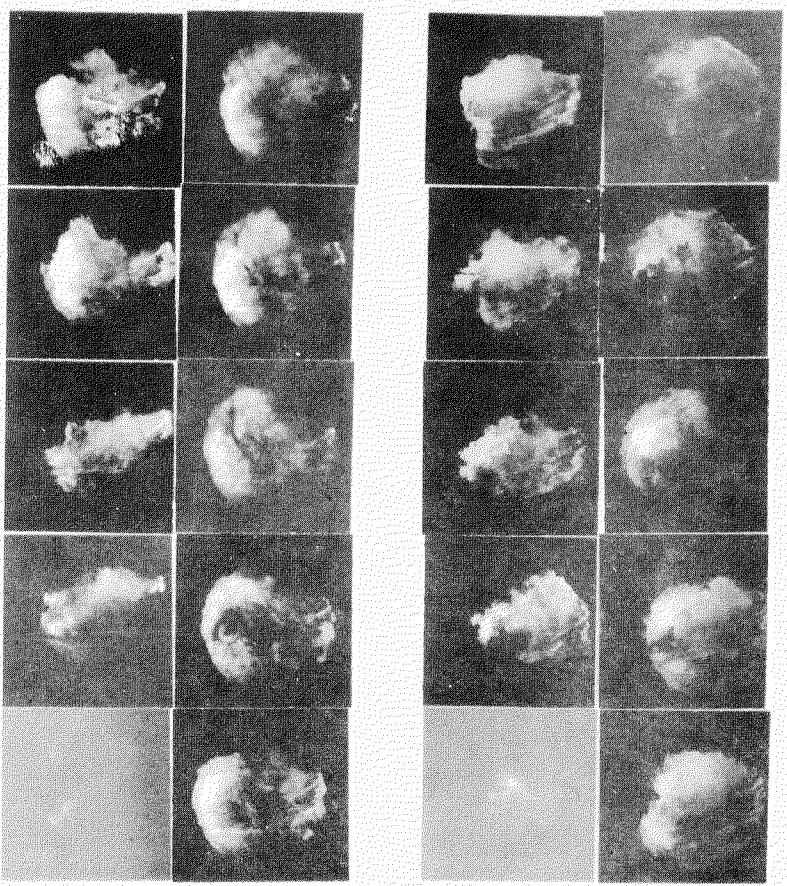
6.7



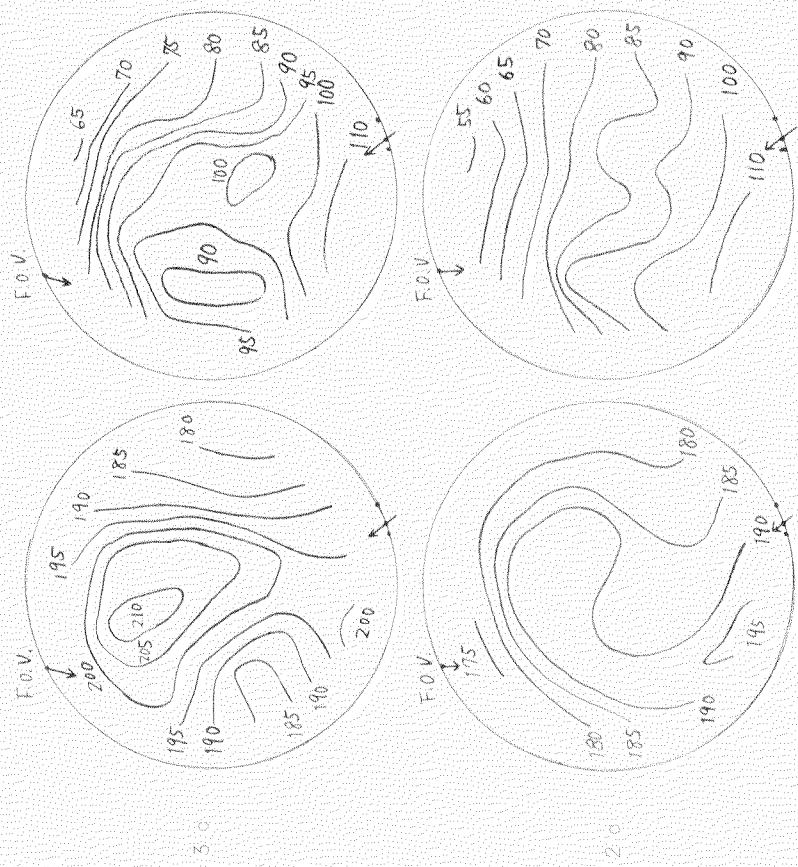
第5, 6, 7図(a) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側冷却剤温度差分布 ($\theta = 13^\circ$, $f = 30.4 \text{ mm}^2$)

第5、4、7 図(a) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側計測位置分布 ($\theta = 13^\circ$, $\delta = 3.04 \text{ mm}^2$)



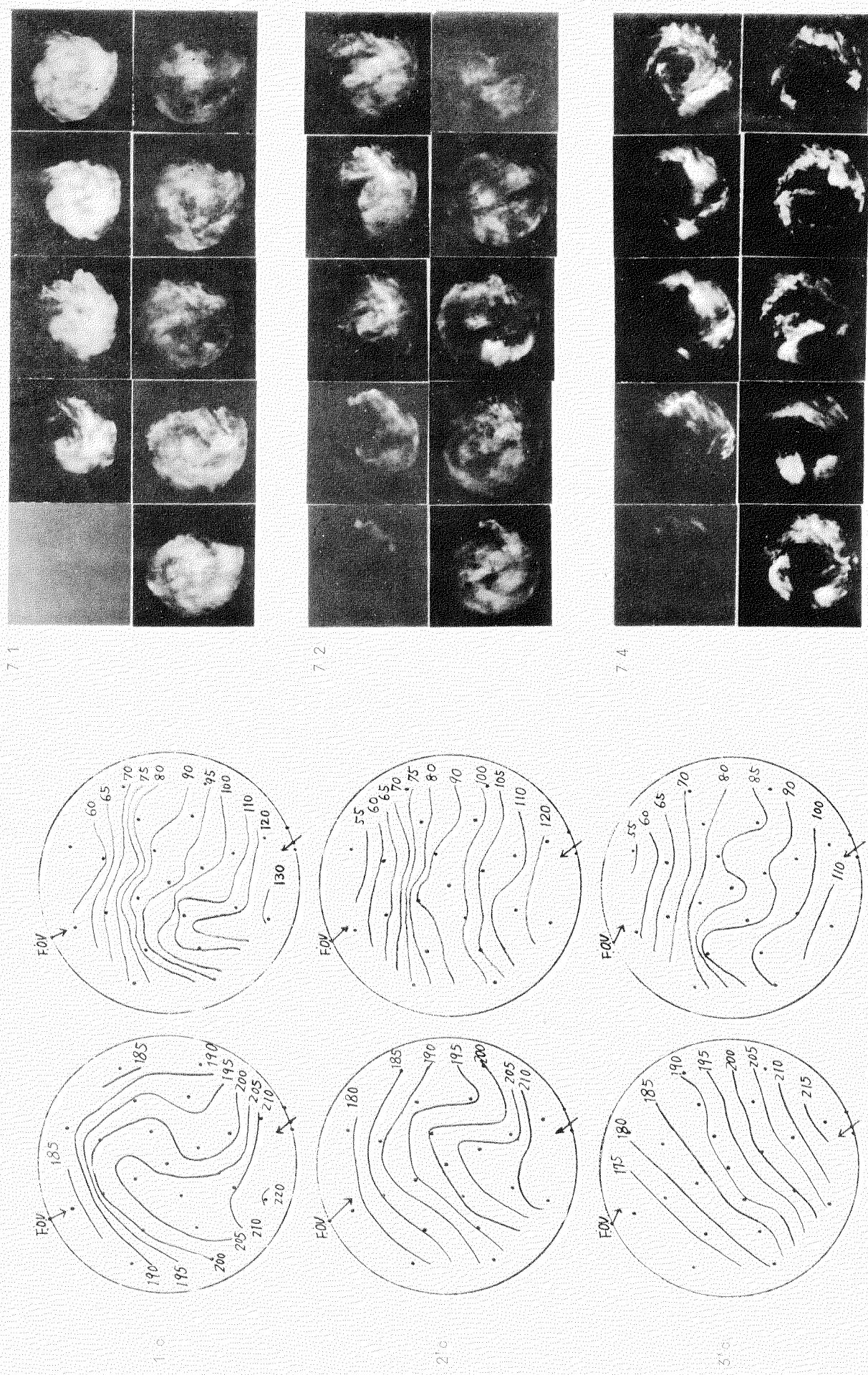


7.5

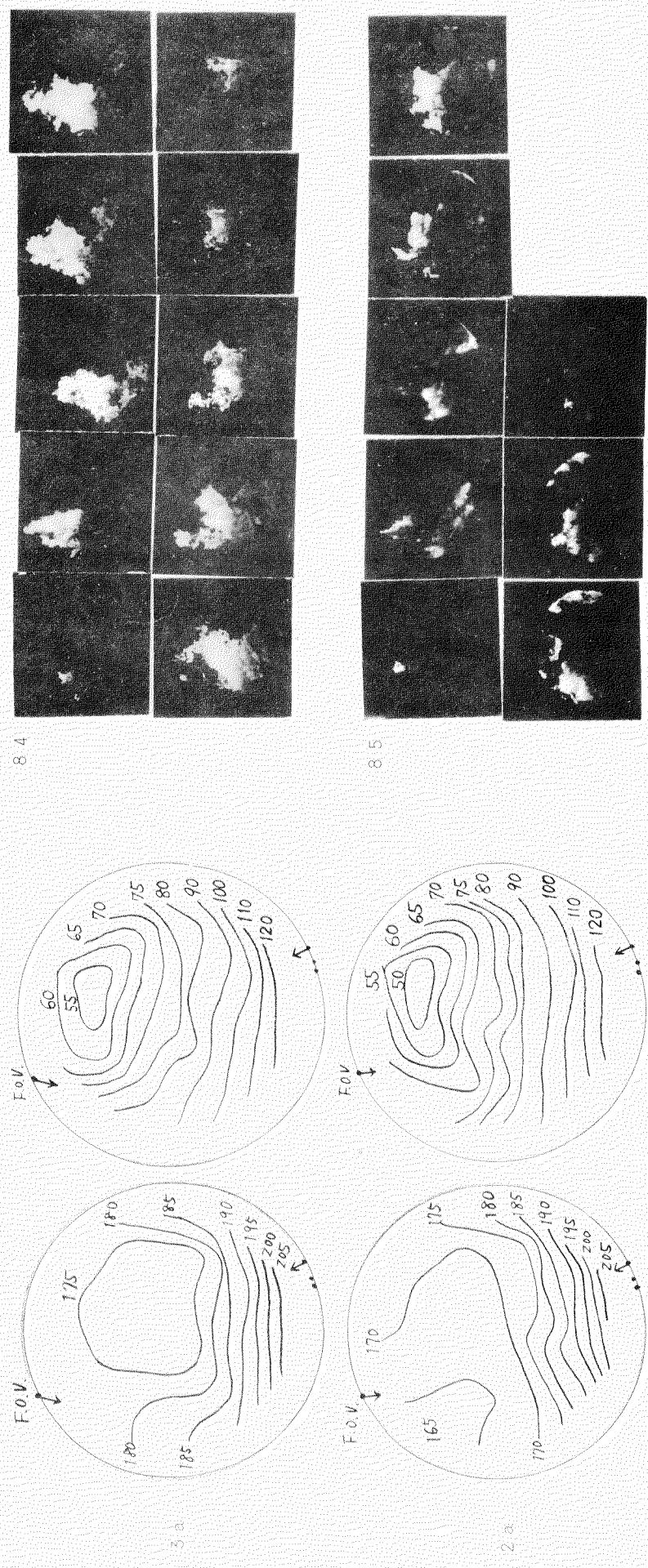


第5, 4, 7 (b) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側一冷却側温度差分布 ($\theta = 13^\circ$, $F = 30.4 \text{ m}^2$)

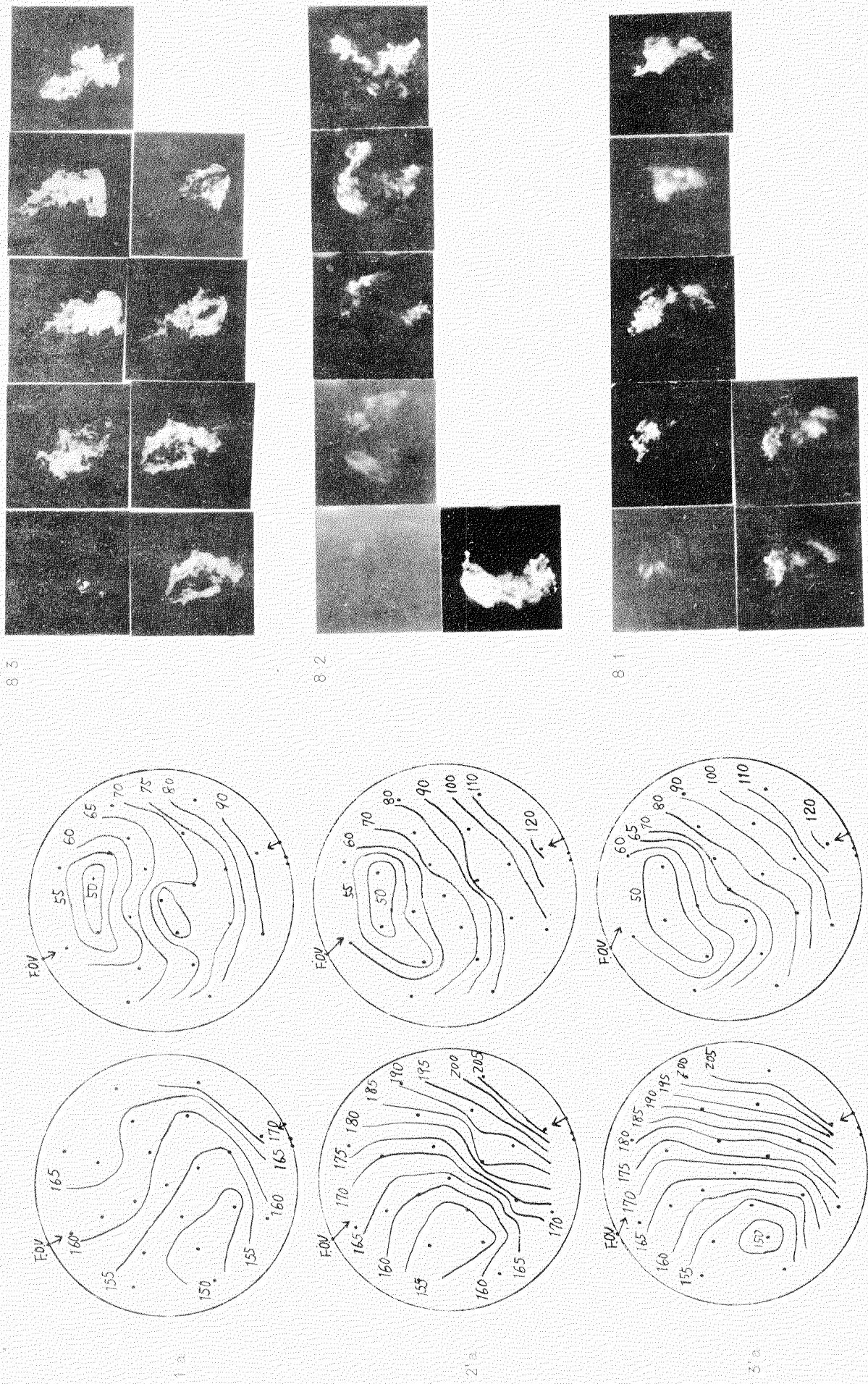
図5.4.7 (b) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側冷却部温度差分布 ($\theta = 13^\circ$, $F = 3.0 \text{ m}^2$)

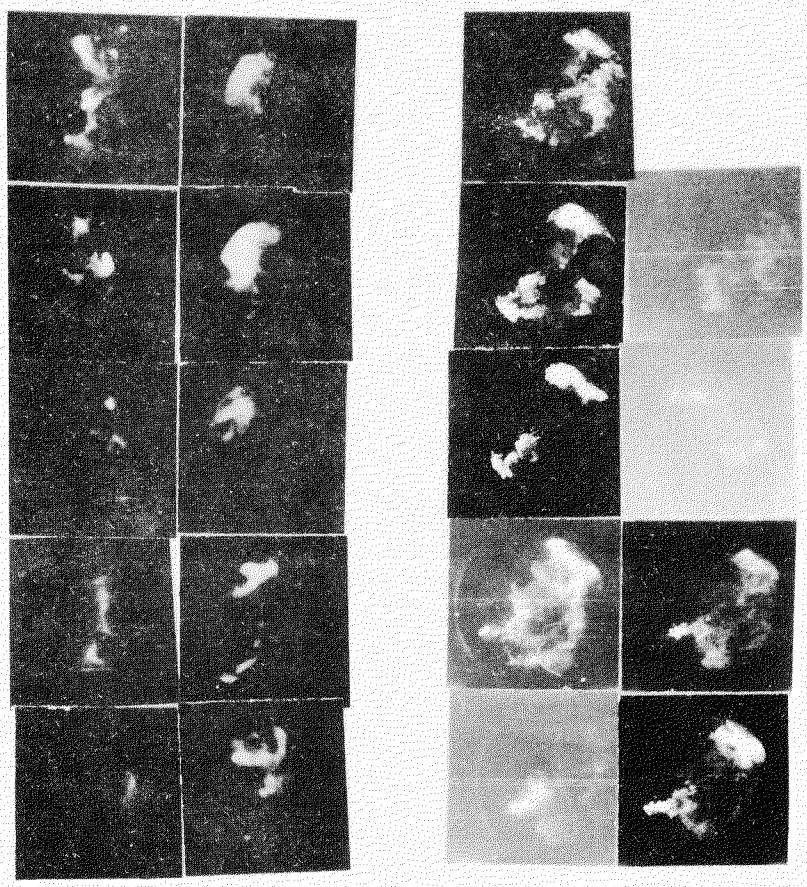


第 5.4.8 図(a) 人眼写真とガス側表面温度およびガス側一冷却側温度差分布 ($\theta = 0^\circ$, $f = 30.4 \text{ mm}$)



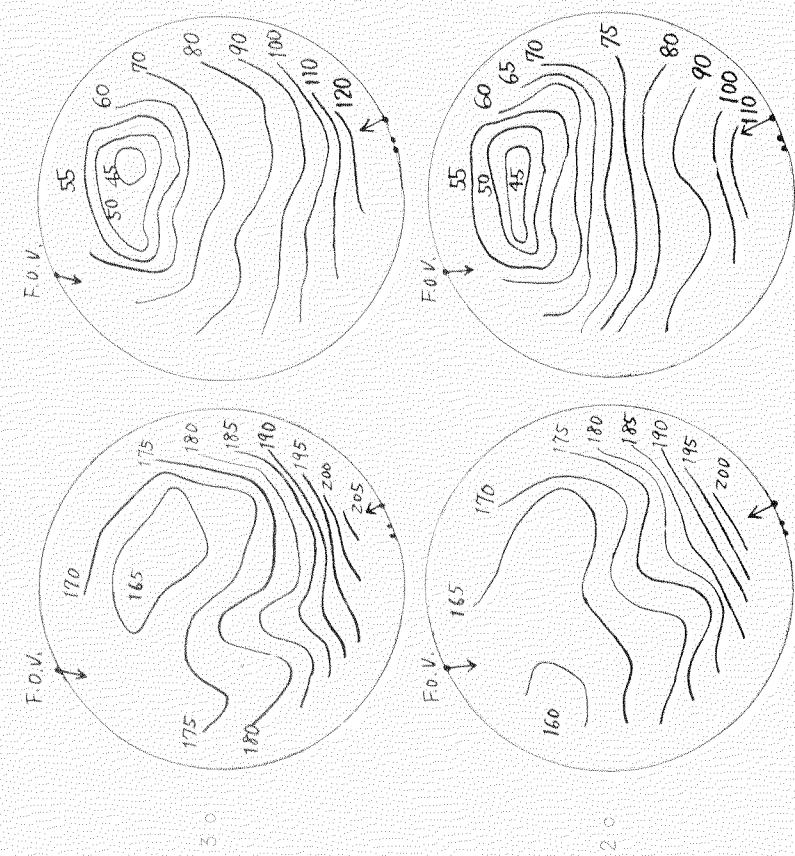
第5.4.8 図(a) 火炎写真とガス側表面温度差分布 ($\theta = 0^\circ$, $f = 30.4 \text{ mm}$)





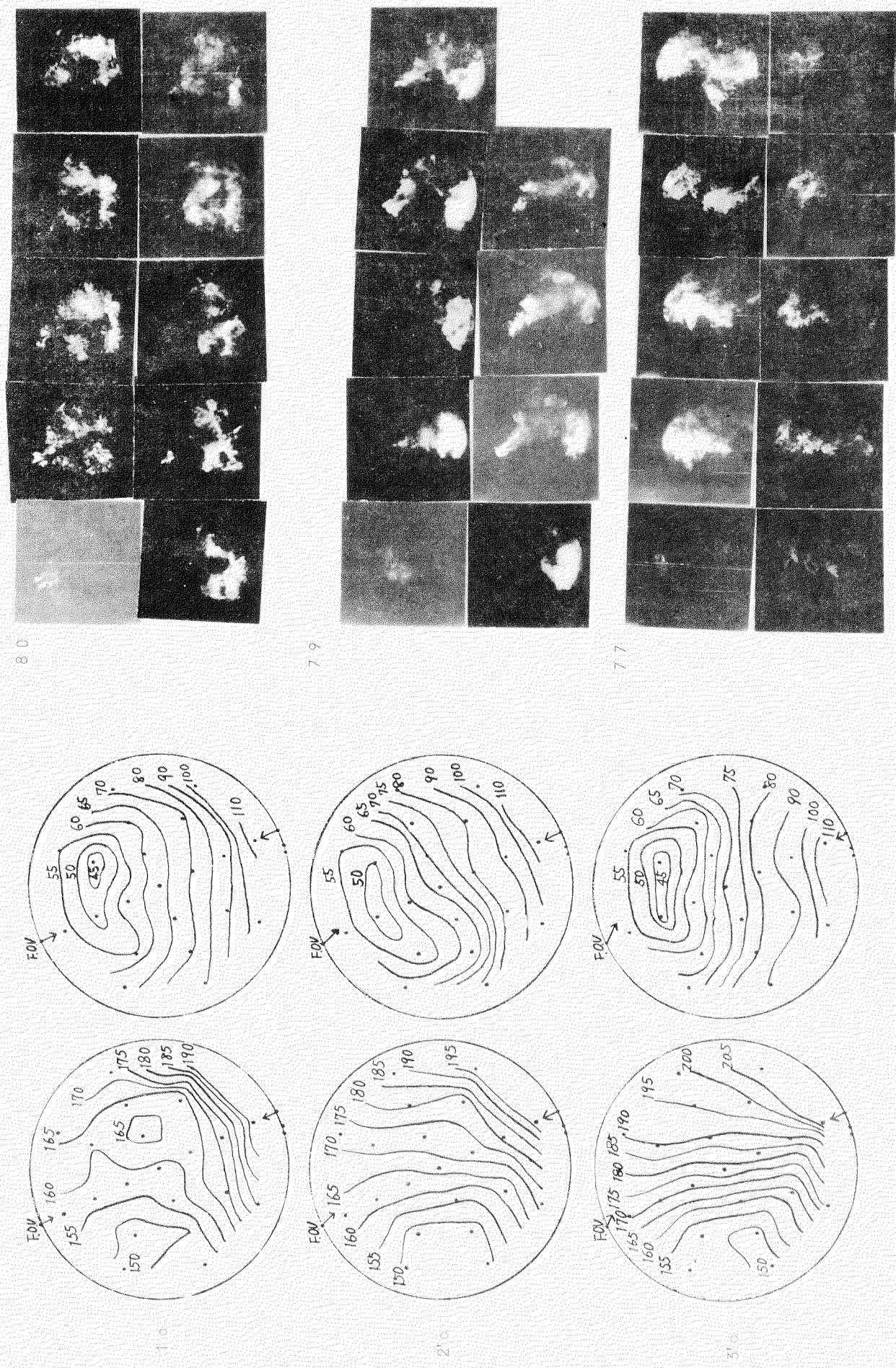
7.6

7.8



第5, 4, 8 図(b) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側一冷却側温度差分布 ($\theta = 0^\circ$, $f = 30.4 \text{ m}^2$)

図5.4.8 (b) 火炎厚さとガス側表面温度によるガス燃焼速度分布 ($\theta = 0^\circ$, $F = 30.4 \text{ mm}^2$)



第5.4.9図(a) 人炎写真とガス側表面温度および冷却側温度等分布 ($\theta = 13^\circ$, $F = 5.30 \text{ m}^2$)

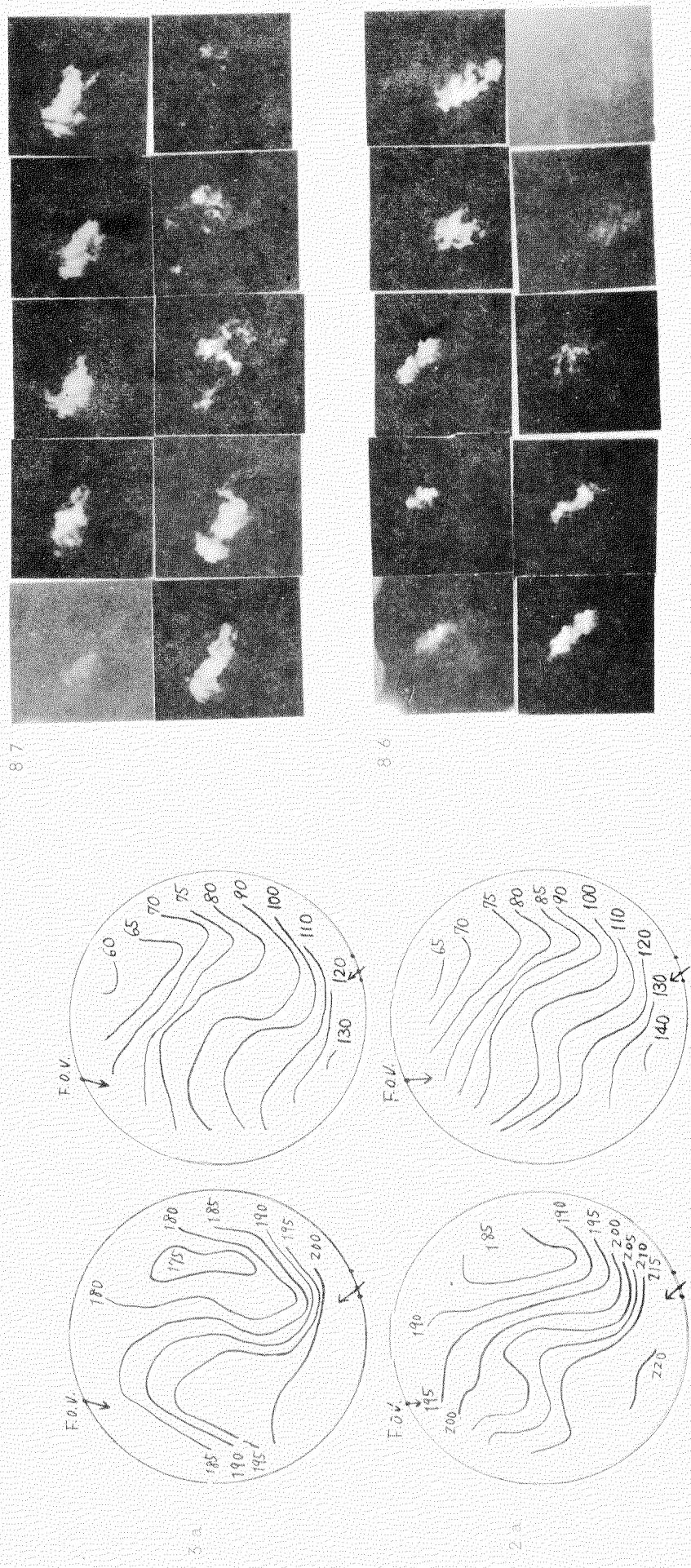
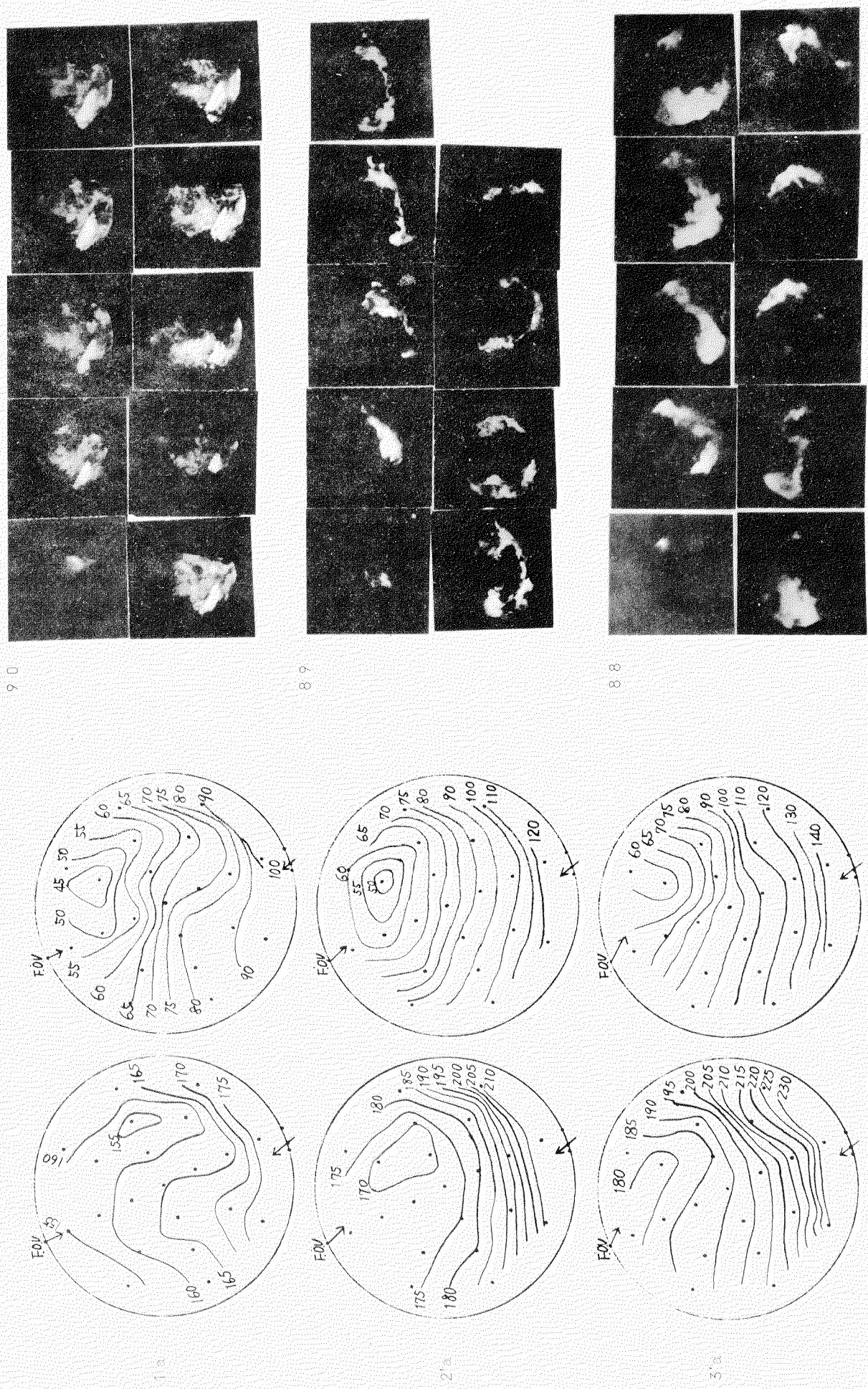
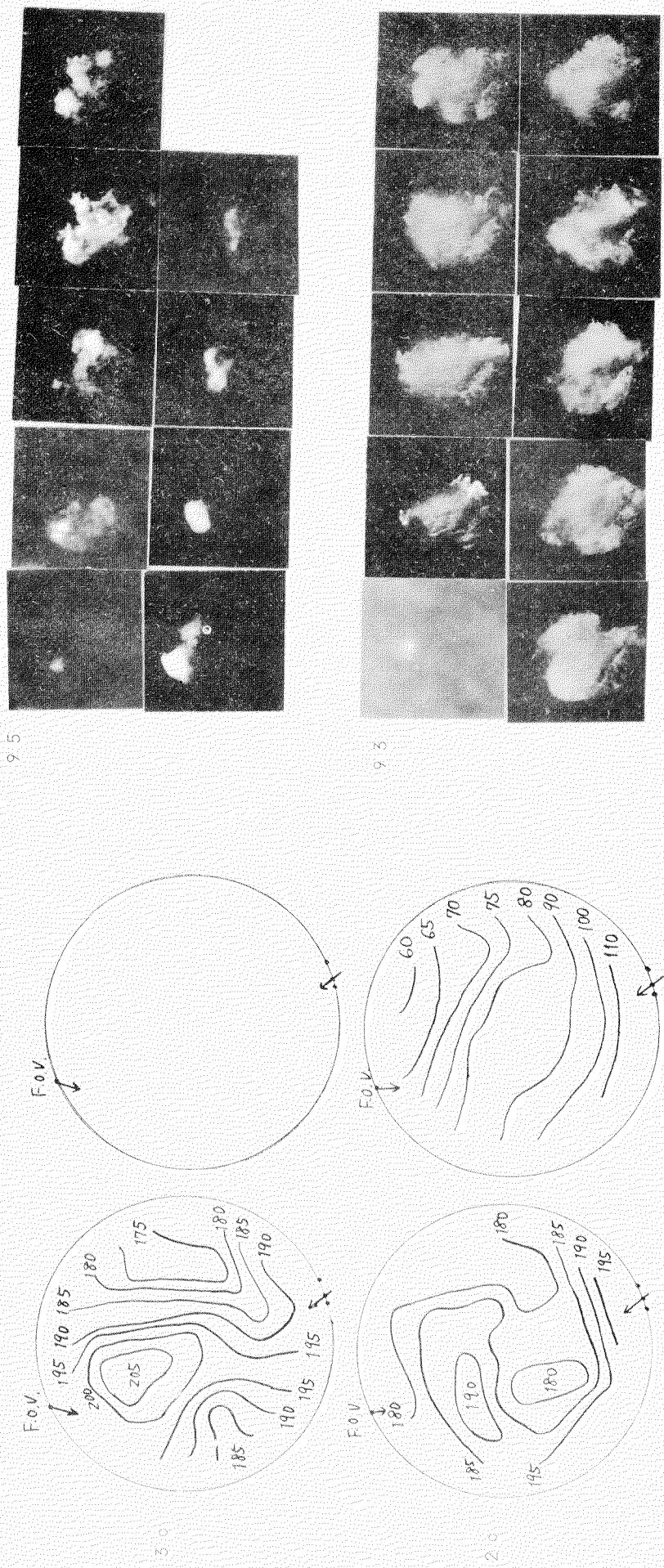


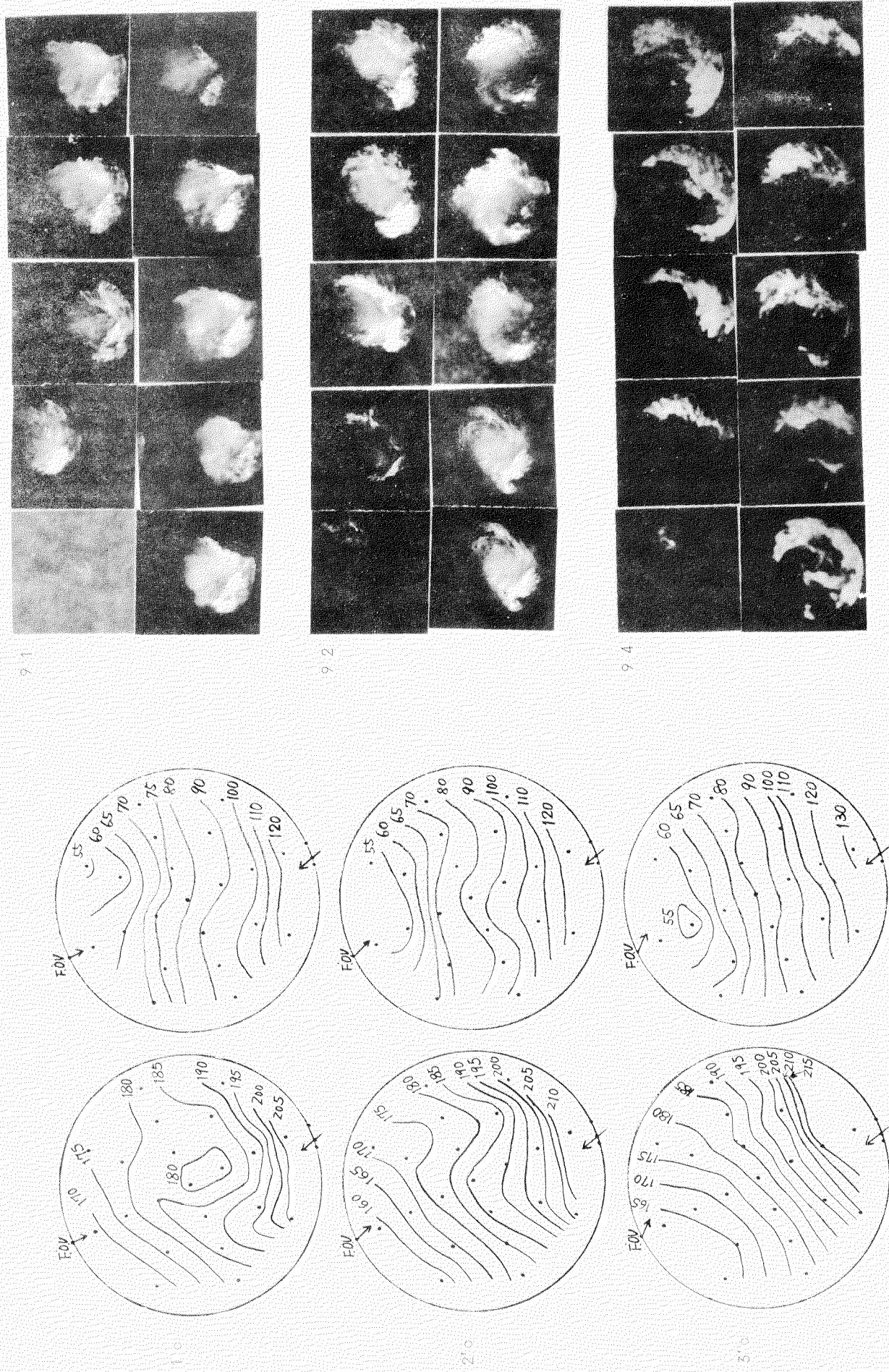
図 5.4.9 (a) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側冷却側温度差分布 ($\theta = 13^\circ$, $f = 5.3 \text{ mm}^2$)

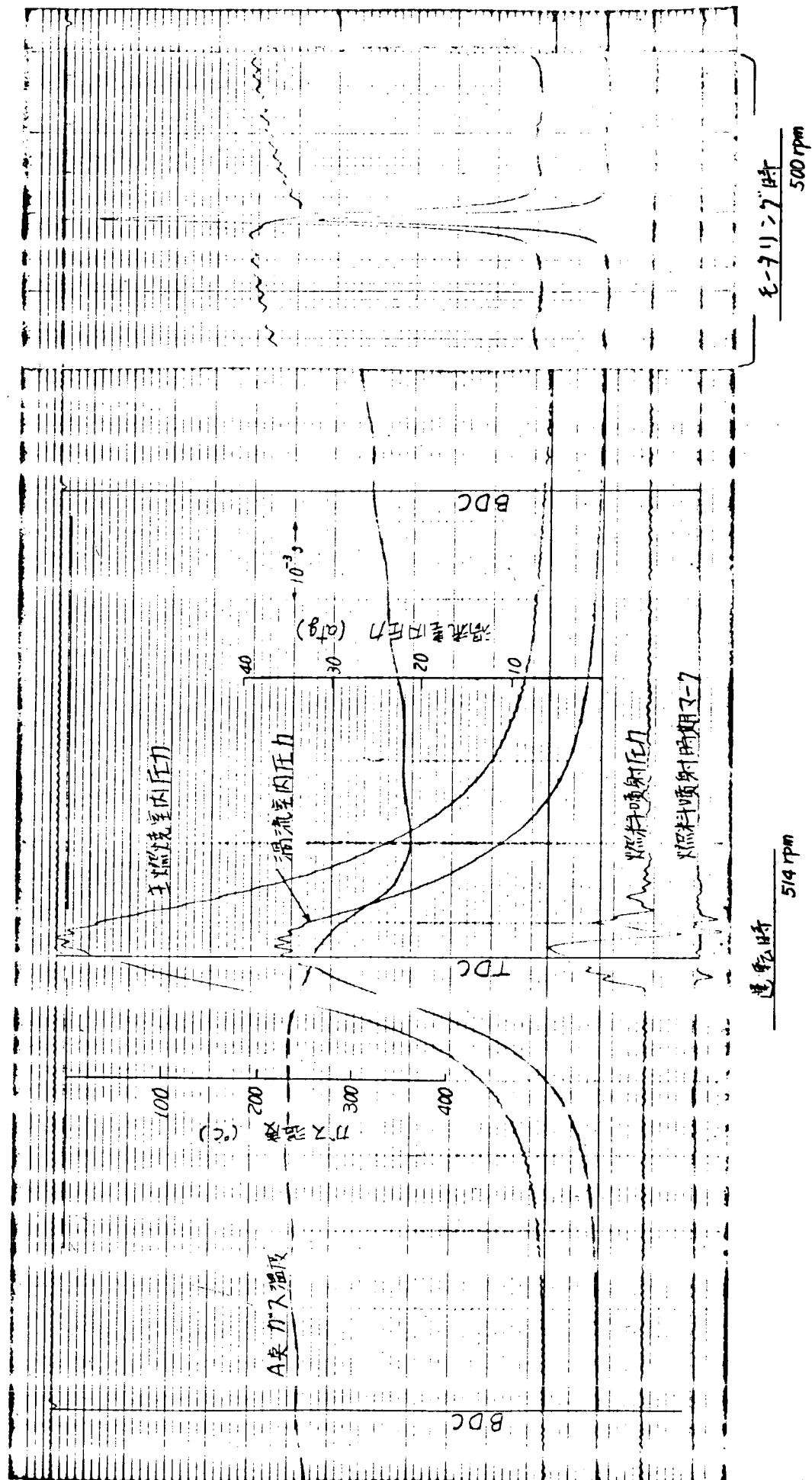


第5.4.9 図(6) 火炎写真とガス側表面温度分布及びガス側-冷却側温度差分布 ($\theta = 13^\circ$, $t = 53.0 \text{ ms}$)

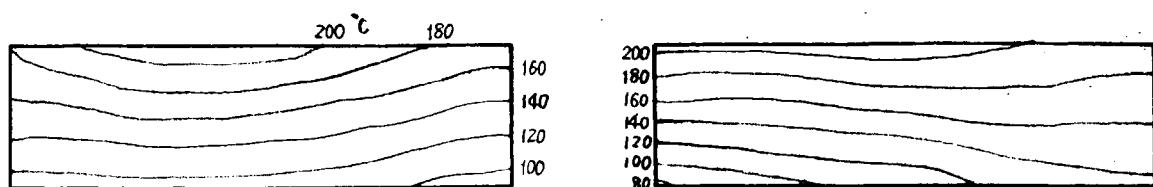


第5.4.9 図(b) 火炎写真とガス側表面温度およびガス側一冷却温度差分布 ($\theta = 13^\circ$, $f = 5.30$ 駆程)





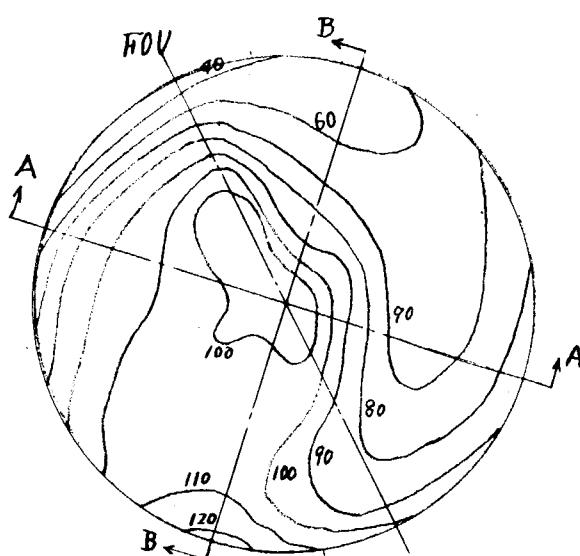
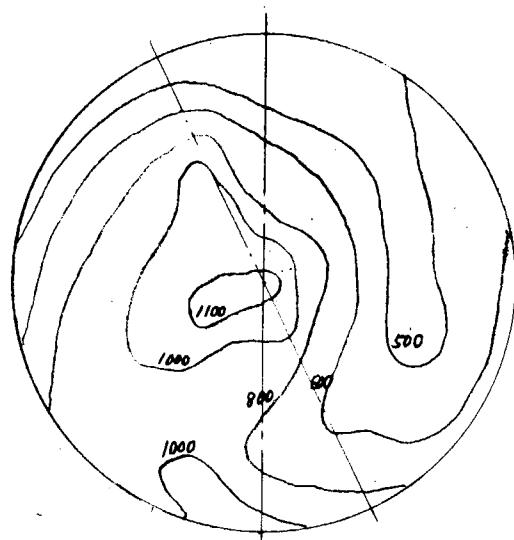
第5.4.10図 インジケータ線図の1例(実験No.68)



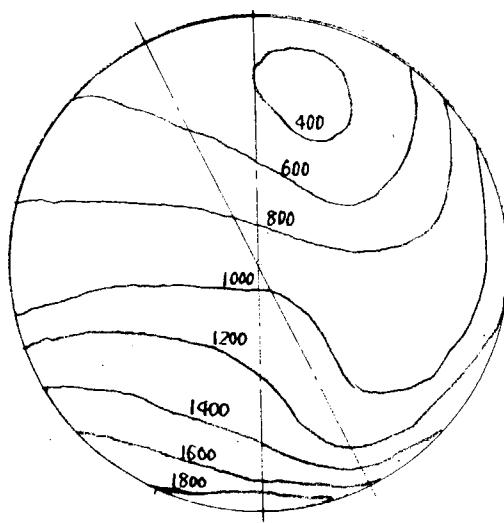
A - A断面

B - B断面

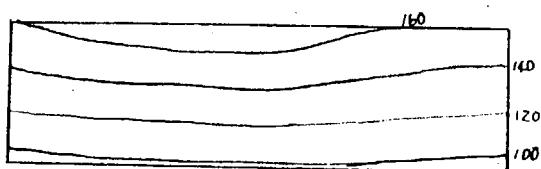
断面温度分布

ガス側表面流入熱量 $q_g (\times 10^3 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h)$ ガス側熱伝達率 $\alpha_g (\text{Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$

ただし、ガス温度 $t_g = t_{gm}$ (第5.4.11図)
とする。

冷却側熱伝達率 $\alpha_c (\text{Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$

第5.4.11図(a) 热伝達計算結果の一例 (実験No.67)

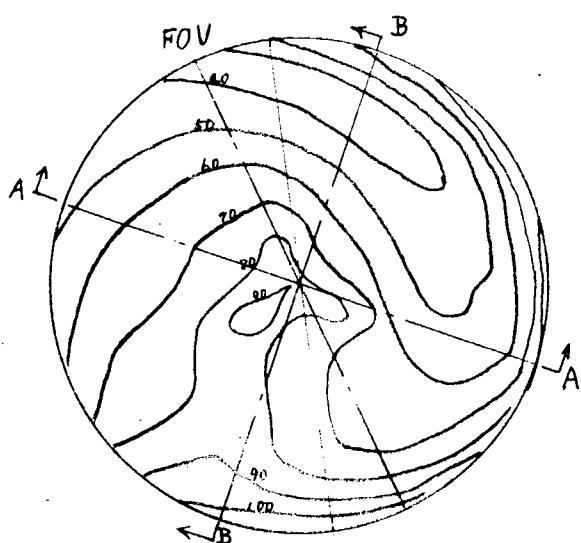


A - A断面

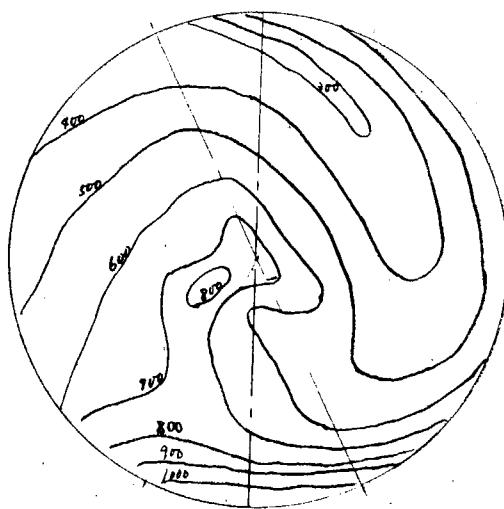


B - B断面

断面温度分布

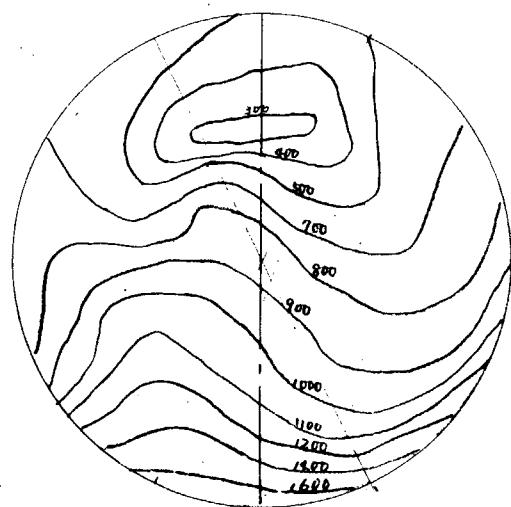


ガス側表面流入熱量 q_g ($\times 10^3 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}$)



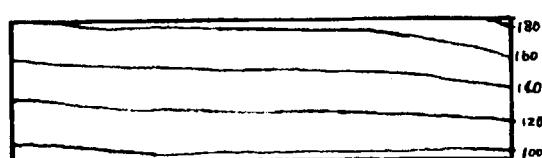
ガス側熱伝達率 α_g ($\text{Kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)

ただし、ガス温度 $t_g = t_{gm}$ (第 5.4.11 図)
とする。

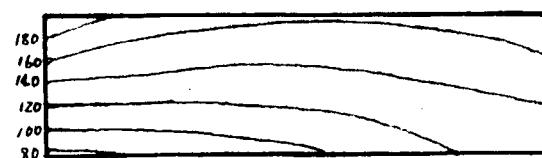


冷却側熱伝達率 ($\text{Kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)

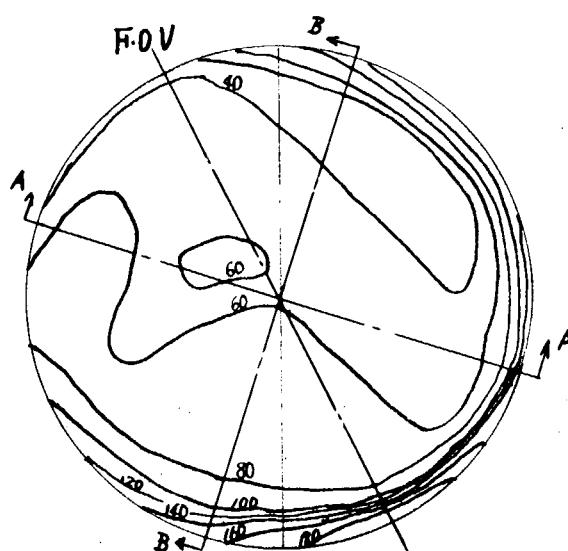
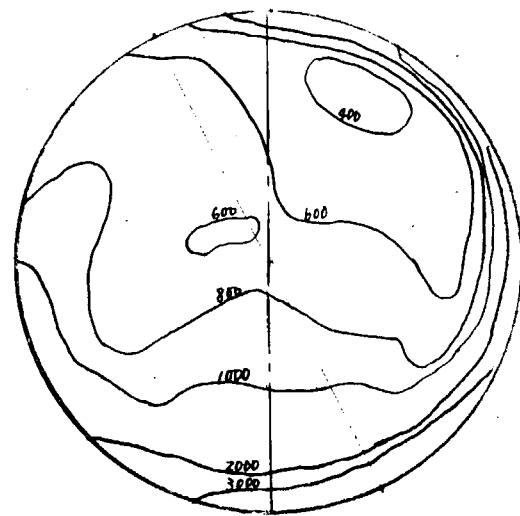
第 5.4.11 図(b) 热伝達計算結果の 1 例 (実験 No. 68)



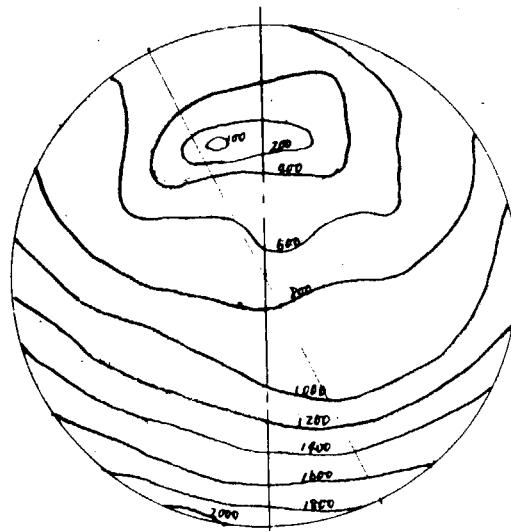
A - A断面



断面温度分布

ガス側表面流入熱量 q_g ($\times 10^3 \text{ Kcal}/m^2\text{h}$)

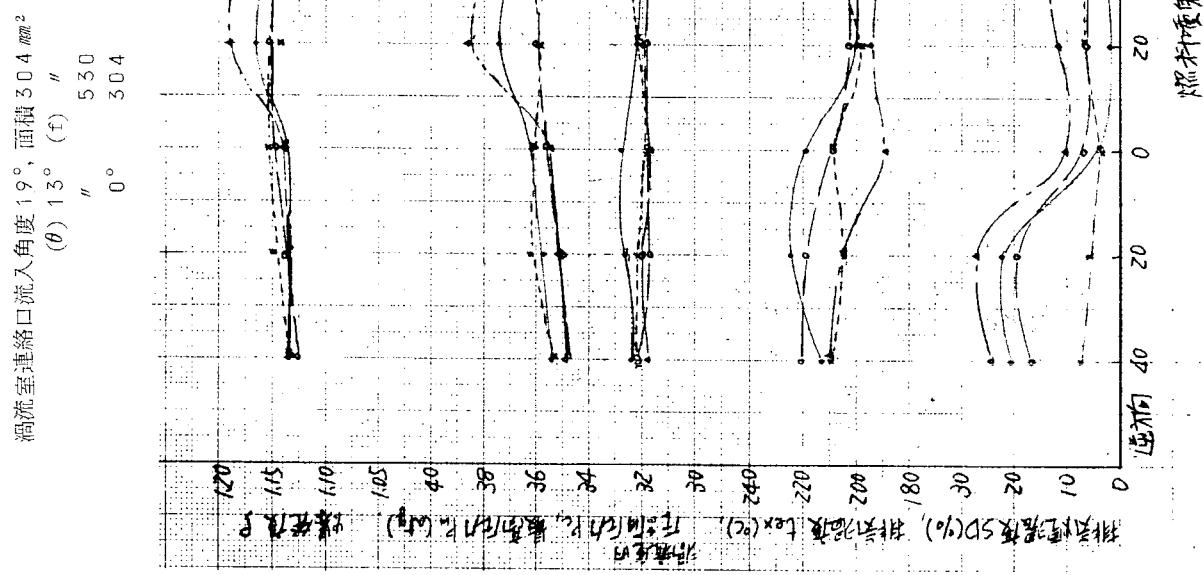
ガス側熱伝達率 α_g ($\text{Kcal}/m^2\text{h}^\circ\text{C}$)
ただし、ガス温度 $t_g = t_{gm}$ (第5.4.11図)
とする。

冷却側熱伝達率 α_c ($\text{Kcal}/m^2\text{h}^\circ\text{C}$)

第5.4.11図(c) 热伝達計算結果の1例 (実験No.69)

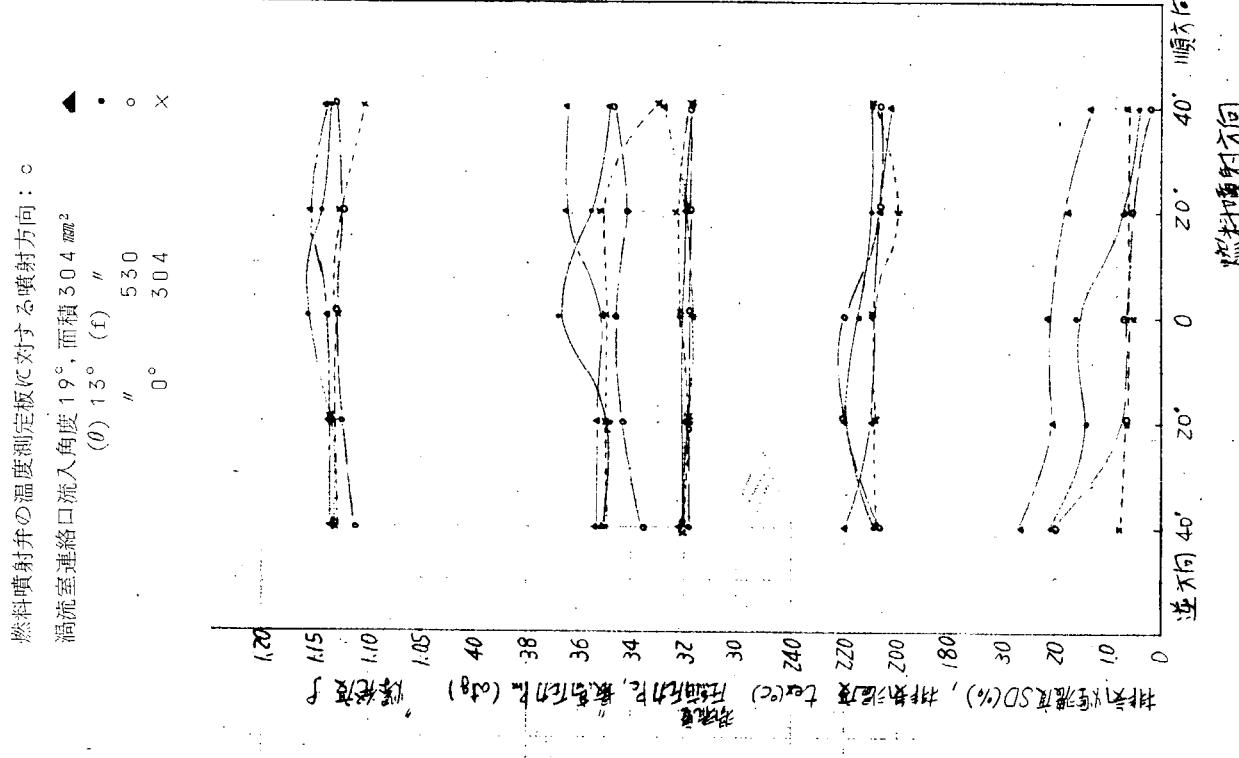
燃料噴射弁の温度測定板に対する噴射方向： α

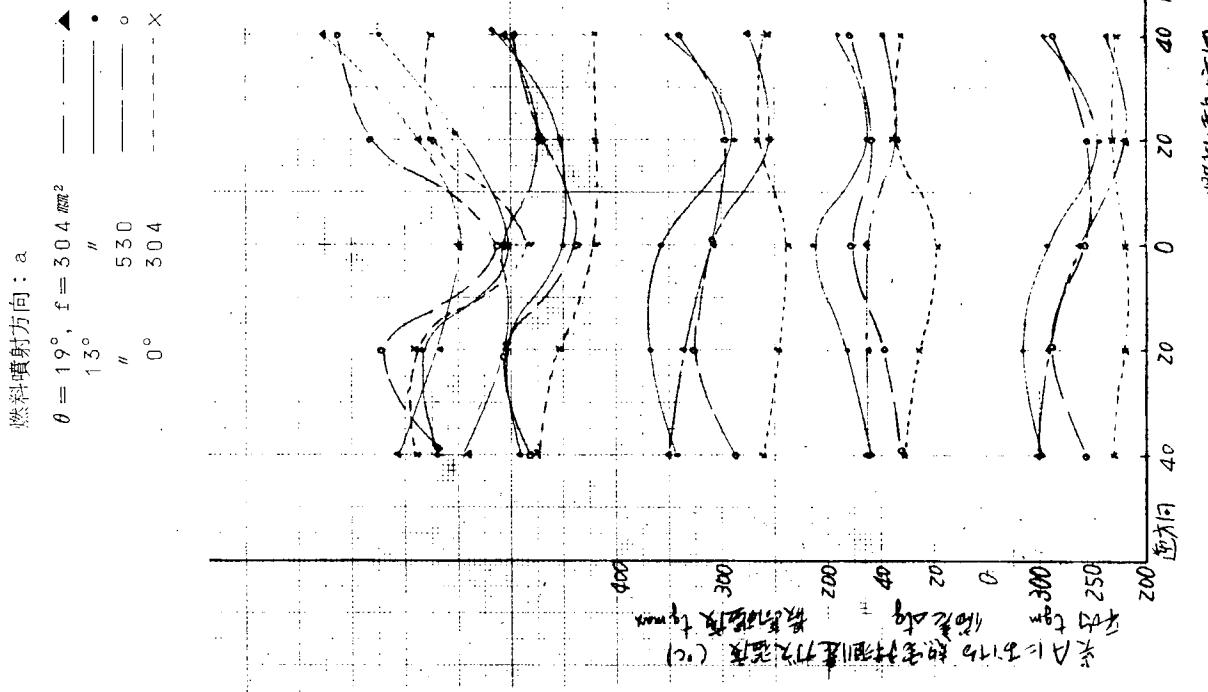
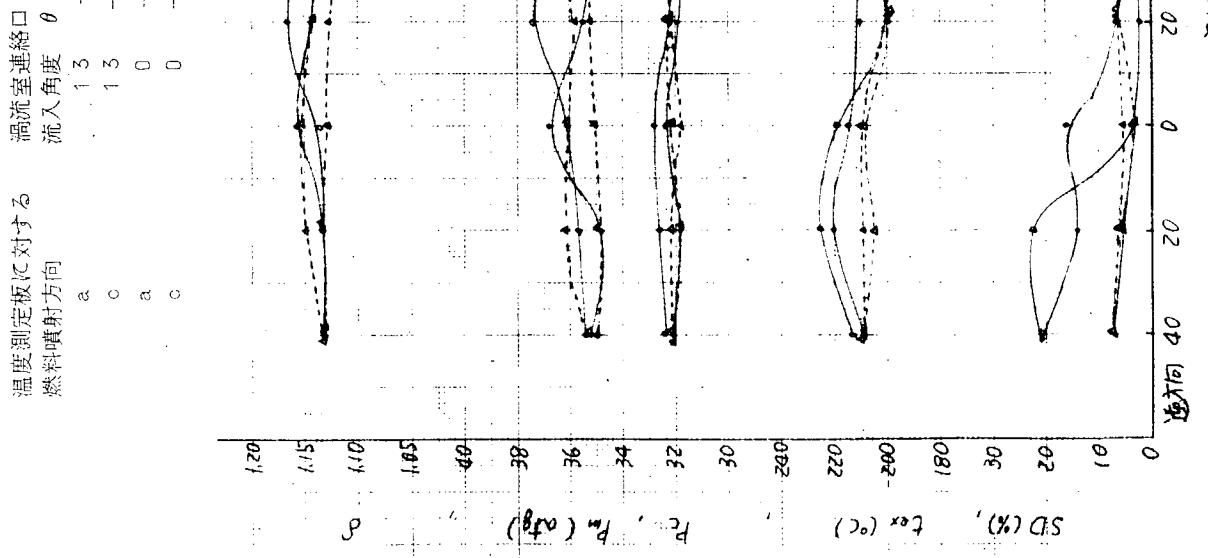
燃料噴射弁の温度測定板に對する噴射方向：○



第5.4.1 2 図(2) 沿流室実験における燃焼特性 - 1

第五章 混凝土的基本性质与应用

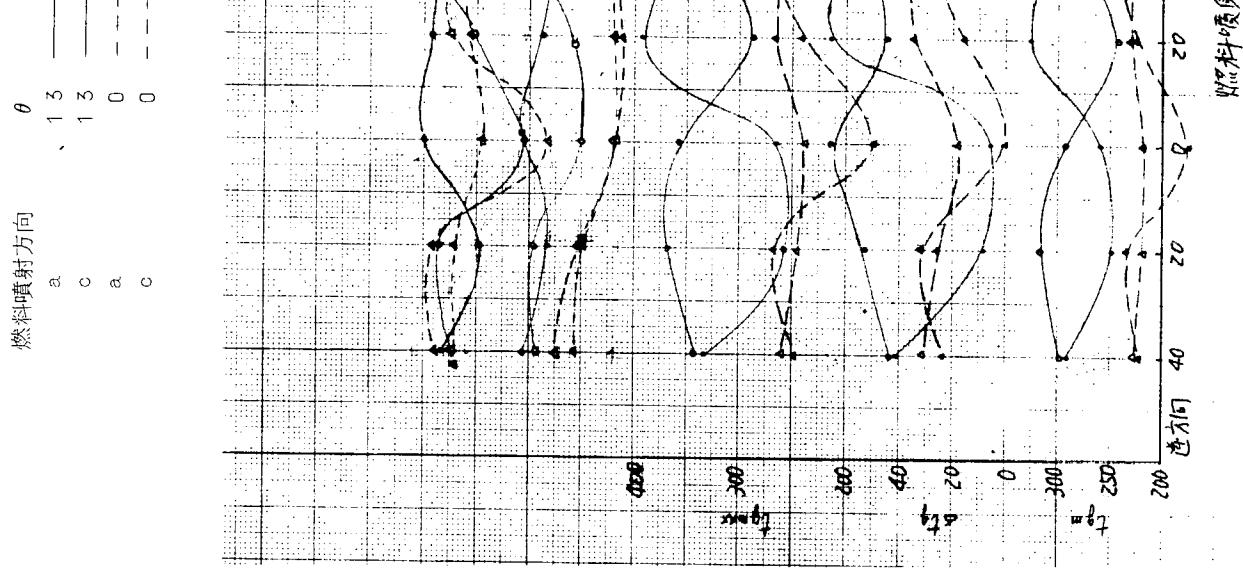
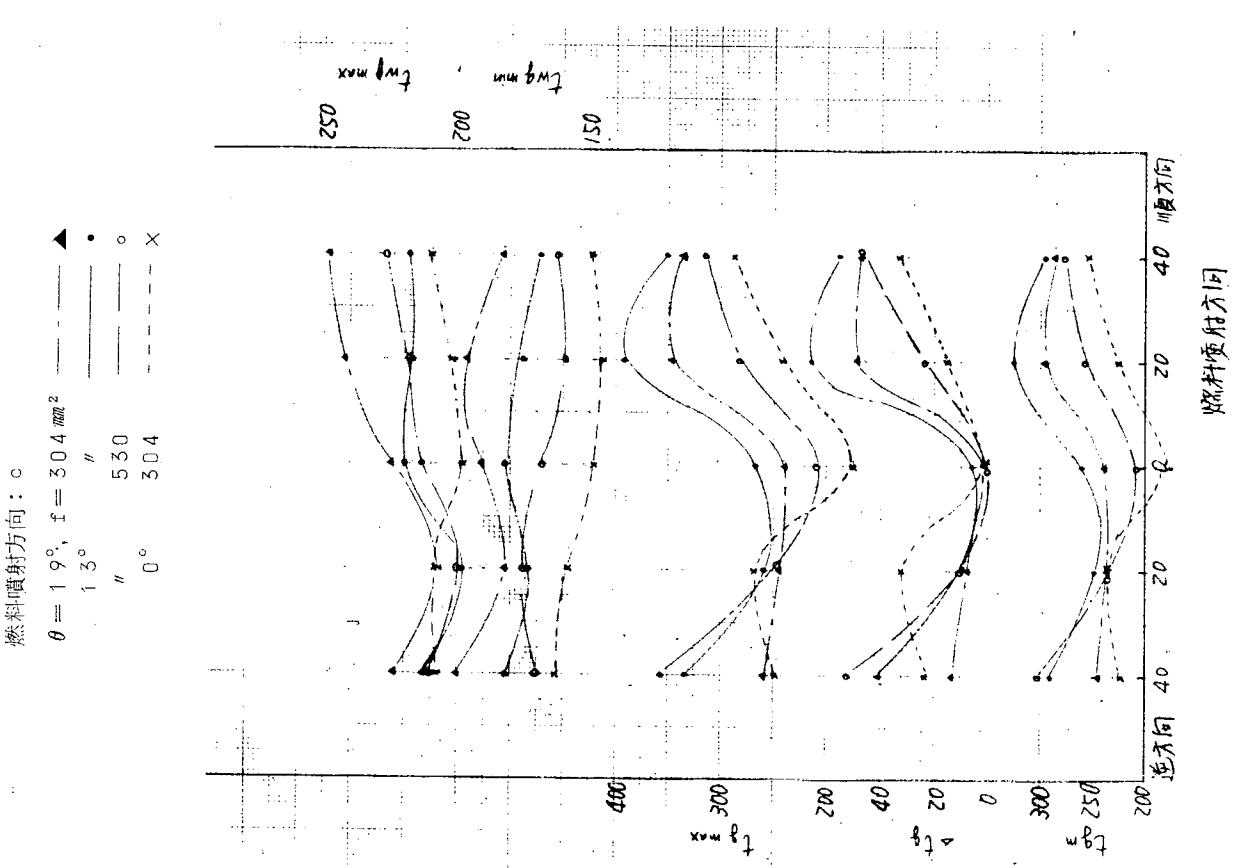




燃費調整装置による熱量 (W)
燃費調整装置による熱量 (W)

第5.4.12図(C) 涡流室実験におけるガス燃焼特性-3

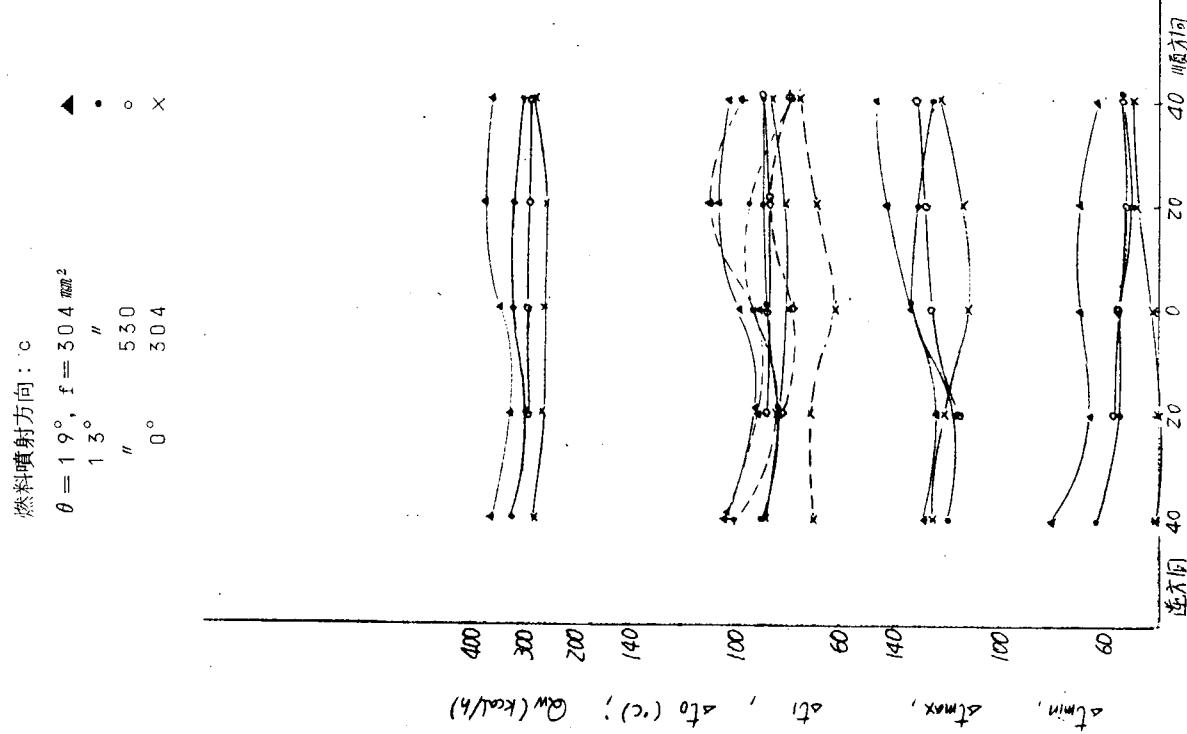
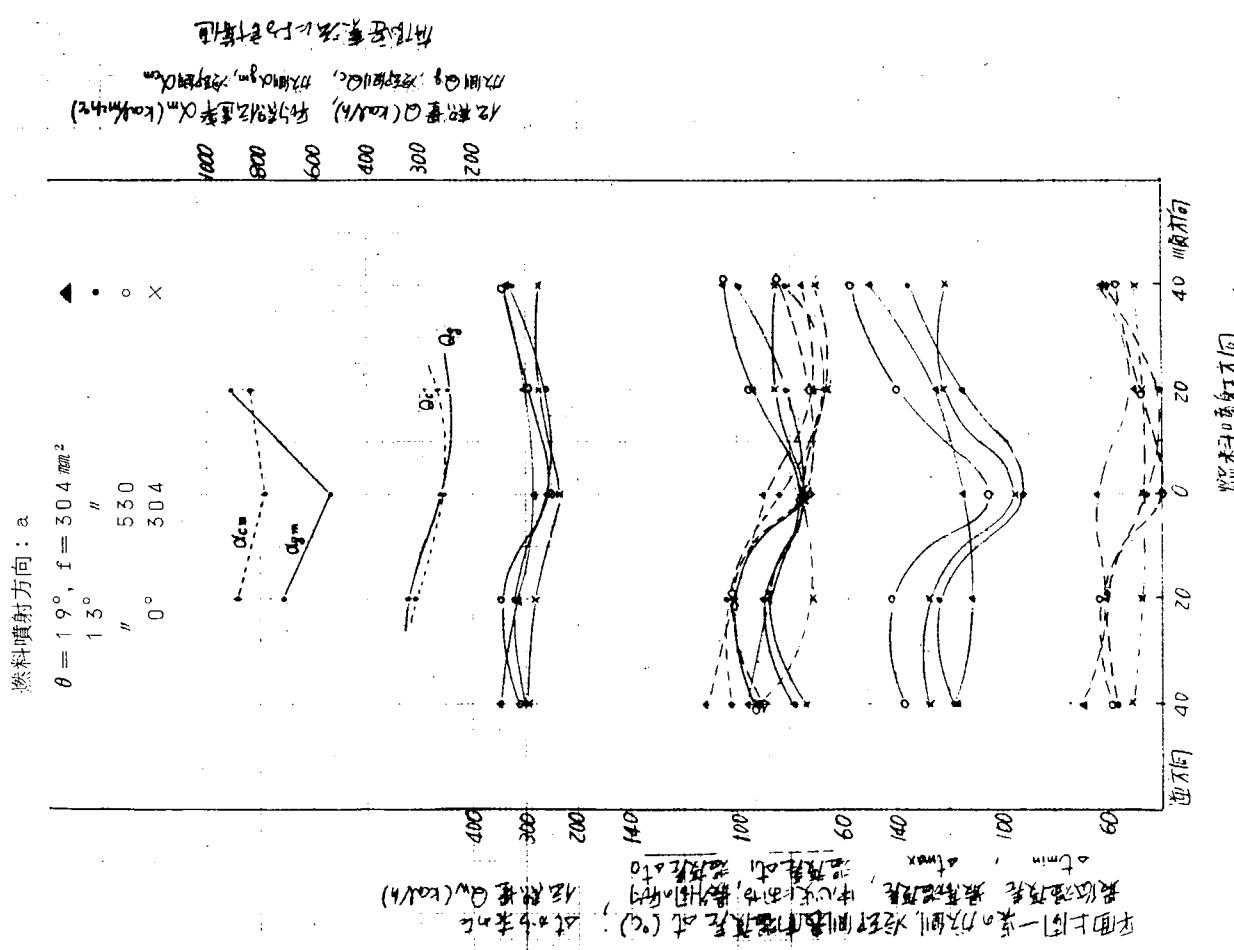
第5.4.13図(a) 涡流室実験におけるガス燃焼特性-1



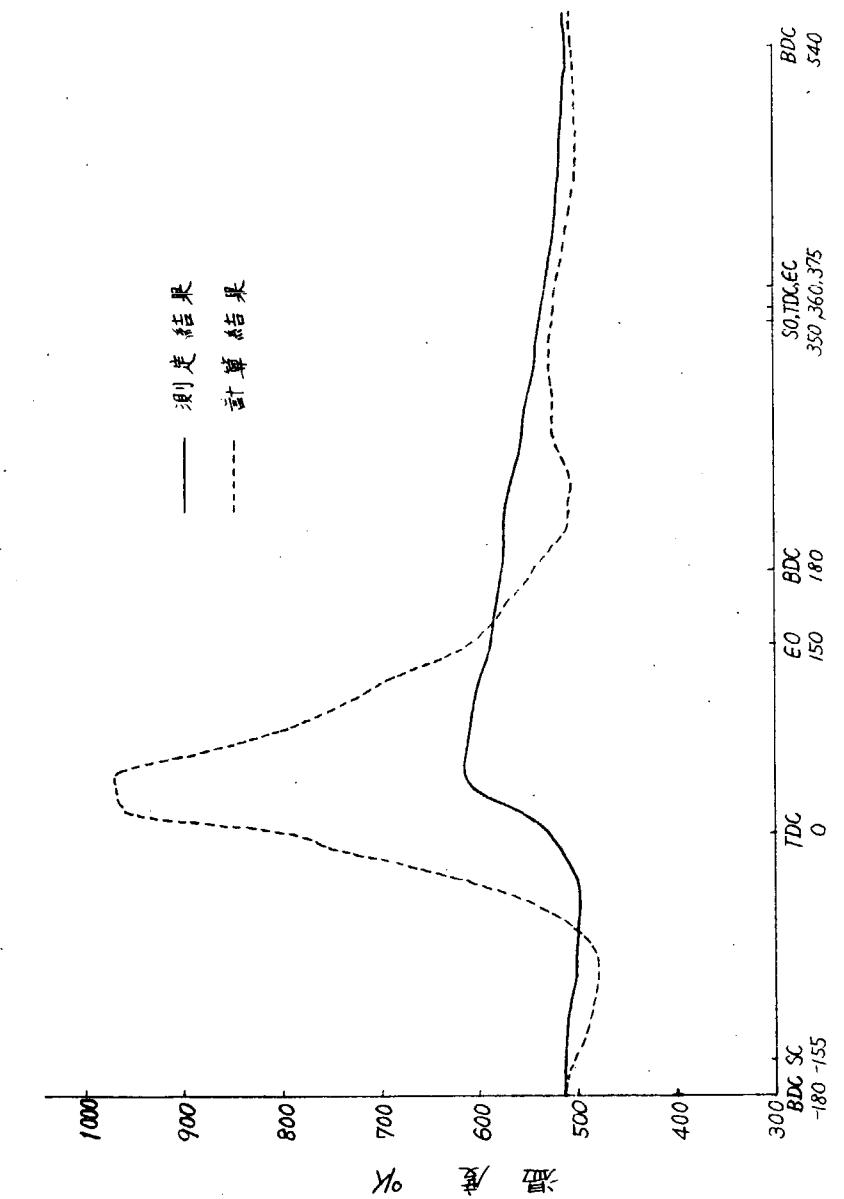
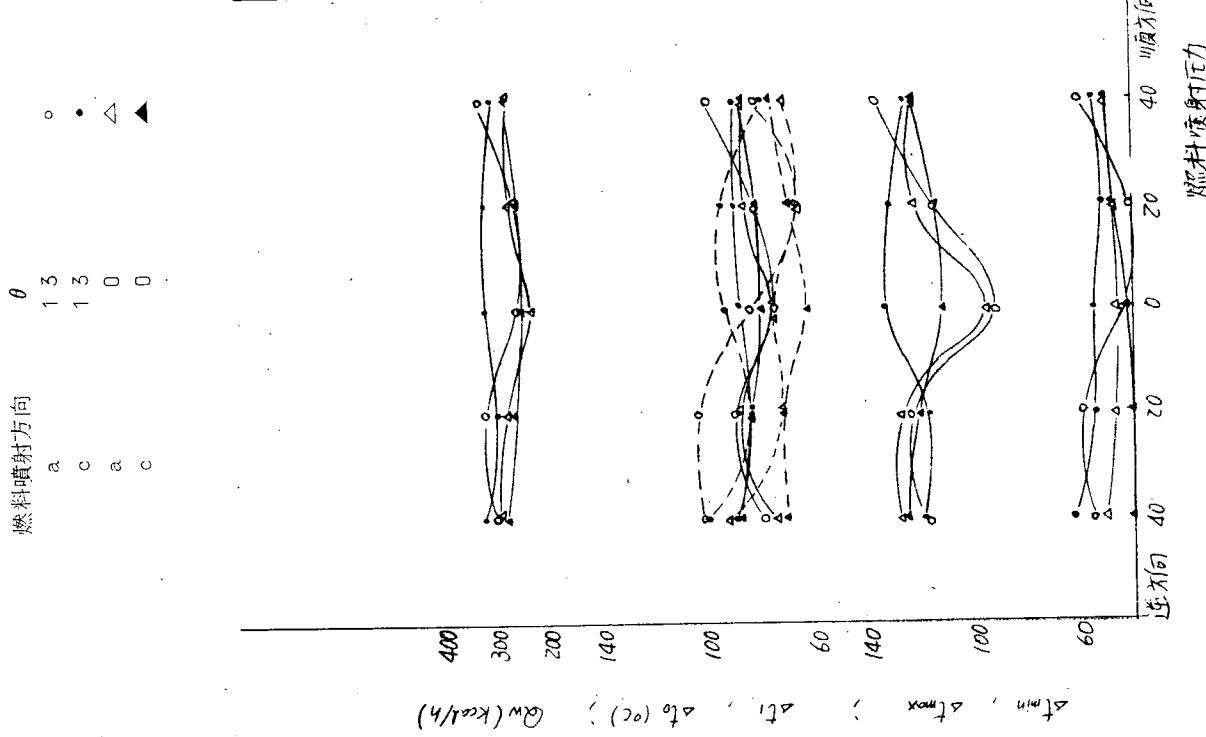
第5.4.1.3図(c) 涡流室実験におけるガスおよび壁温 - 2

第5.4.1.3図(c) 涡流室実験におけるガスおよび壁温 - 3

第5.4.1.4 図(6) 漩渦室実験における熱負荷-2



第5.4.1.4 図(a) 漩渦室実験における熱負荷-1



(3) 実験および計算結果の検討

(a) 測定板に対して平行に噴射する場合（噴射方向： α ）の渦流に対する噴射方向の影響：まず渦流室 $\theta = 13^\circ$, $f = 30.4 \text{ mm}^2$ の場合を見ると第 5.4.7 図(a), (a') に見られるように渦流に逆つて 40° (3'a) に噴射すると火炎は渦流によつて押しもどされ渦流室中央から燃料弁（左上）にかけてとどまり局部燃焼をもたらす。それを 20° (2'a) にするとその傾向はいく分緩和されるが中央部における火炎群はかえつて大きい。そして中央噴射 (1'a) にすると火炎は燃焼室全体に拡がり局部燃焼の傾向はなくなる。ついで渦流にそつて 20° (2'a) にて噴射すると火炎は初め右下外周部に、後期は全外周部に分布し外周部局部燃焼の傾向を示し、それを 40° (3'a) にするとその傾向が増大する。そして壁温分布もその火炎分布と全く同じ傾向を示している。温度差分布を見るとガス側表面温度分布といく分異なる傾向を示すが、これは冷却室の構造上冷却水が下部から層流をなして流入するため下部の冷却性が良く、冷却側壁温が下部から上部にかけて温度上昇をもたらせているためである。それは第 5.4.1.1 図(a)～(c)の冷却側熱伝達率によく現われている（この傾向は冷却水温度一定として計算しているので実際のそれよりも顕著になっている）。この図に記されているガス側表面流入熱量 q_g 分布と熱伝達率 α_g 分布はきわめてよく似ており、かつ火炎分布ともよく合致しており、また第 5.4.6～5.4.9 図のガス側表面温度分布と温度差分布の中間的傾向を示している。つぎに噴射方向とガス温度の関係を見ると第 5.4.1.3 図(a) に示すように平均温度、最高温度は逆 20° で最高、順 20° で最低を示し、この計測点が中央点であることを考えるとよく火炎分布を表わしている。ただ順 40° の場合、順 20° より高くなっているが火炎分布を詳細にみると外周壁に当つた火炎が反転して中央部に達していることがわかる（なお温度変動は 0° 噴射が最も大きくなっている）。この傾向は壁温および温度差によく現われており第 5.4.1.4 図(a) に示すように中央点の温度差はそのガス温の傾向と同じ傾向を与え、外周部の温度差は順方向 20° , 40° にて増大を示している。したがつて最高壁温、最高温度差は中央噴射が最も低くなっている（ただ逆 40° が逆 20° より低い）。したがつて全伝熱量もそれとほぼ同じ傾向を示すが、順 20° が比較的小さく中央 0° とほぼ同じくらいである。なお参考として第 5.4.1.2 図に見られるように順 20° が爆発度が高く、排気温度、煙濃度が低い。反対に逆 20° の排気温度、煙濃度が最も高い。

つぎに連絡孔の面積を大きくして渦流の強さを弱めると上述の傾向がいく分弱まる程度で大差ない。そして渦流の強さを 0 にすると噴射された燃料はその場所で燃焼する傾向をもつが、 20° の場合火炎が周辺部に群がるが、 40° 噴射の場合は壁にぶつかつて反転する傾向が見られ、また中央 0° の場合は最も広く分布している。したがつて中央点でのガス温度は大差ないが、壁温温度を見ると中央点では 20° が低く、外周部で 20° が低くなつており最高温度、温度差、全伝熱量とも中央 0° が最も小さいほかは大差ない。爆発度、排気温度、煙濃度とも大差ない。

一方連絡孔角度を大きくして渦流の強さを約 50% 増加させると、 $\theta = 13^\circ$ の場合の傾向が大きくなるのであるが、 $\theta = 13^\circ$ の場合、渦流に対し逆方向 40° が 20° より熱負荷低下の傾向があつたが、 $\theta = 19^\circ$ の場合はその傾向がなくなり、中央 0° を最低にして、逆、順いずれも角度が増大するにつれてその熱負荷も増大する。

(b) 測定板に向つて噴射する場合の空気渦流と噴射方向の影響：渦流 13° において測定板に向つて 30° の角度で噴射する場合の火炎挙動は第 5.4.7 図(b), (b') に見られるように逆方向 20° の場合、測定板に衝突した火炎はそれによつて反転するが、その反転火炎が渦流によつて右上方へ押し上げられ火炎分布が均一化される。一方、中央 0° に噴射すると衝突反転火炎は渦流によつてそのまま右下に押下げられ、そこに局部火炎を作る。その傾向は順方向 20° の場合最も顕著になつて右下にて局部燃焼する。しかし逆、順方向いずれも 40° の場合は渦流の影響がきわめて大きいため測定面に衝突しても、しなくても全く変わらない。したがつて第 5.4.1.2 図(c), 第 5.4.1.3 図(c), 第 5.4.1.4 図(c) に示すように熱負荷に対する噴射方向の影響は、測定面に対する平行噴射の場合と比べると噴射方向 40° にてほぼ等しく、その中間では全く逆の傾向を示し、中央 0° , 順 20° 噴射がその熱負荷を最も高くし、逆 20° の噴射が最も低い熱負荷を与える。一方渦流の強さが 0 の場合は、平行噴射で見られた中央噴射が

最も低い熱負荷を与えるが、その程度はきわめて小さくなる。したがつて第5.4.1.2図(b), 第5.4.1.3図(b), 第5.4.1.4図(b)に示すようにどの噴射方向においても渦流の強さが大きくなるにつれて熱負荷が増加し(平行噴射の場合はそれほど顕著ではなかつた)、かつ順方向 20° が最もその影響を受けることがわかる。なおこの場合、順方向噴射による燃焼特性の良くなる傾向も、平行噴射の場合より小さい。

(c) サイクル温度の検討：サイクル温度の計算結果(第5.4.1.5図)をみると、渦流室の掃気ができぬいため圧縮行程中の主燃焼室からの新気流入によつて温度降下をもたらすが、その最低温度は高く 207°C である。また最高温度は主燃焼室の大きい容積のため低く 700°C である。中央点での計測結果と比べると計測結果がいく分低い目であり、かつ計測結果の最低点、最高点が計算ガス温度と一致していない。これは熱電対感温部および線径が大きいため母材との間に熱の授受が存在するためと考えられる。熱の授受をある程度小さくすれば一致するはずである(長尾教授によれば 50μ 以下)から、今後この方向でガス温度測定法を検討したい。

5.5 結 言

以上燃焼室内火炎挙動と熱負荷との関連を実験的に解析したが、定常火炎においては火炎の温度、流速、量、位置が壁の熱負荷に与える影響を明らかにし、一方ディーゼル機関渦流室においては渦流の強さ、それと燃料噴射方向との関係および壁面に対する噴射方向が燃焼特性および熱負荷特性に与える影響を明らかにし、燃焼室内火炎挙動の制御によつて燃焼室壁熱負荷低減方策を得ることができた。

なお、サイクル温度による燃焼室壁の伝熱機構については、今後検討を進める予定である。

参 考 文 献

- 1) 柚植益男、和栗雄太郎他：ディーゼル機関ピストン冠の焼損防止について(特に燃料噴霧による熱伝達)、日本機械学会前刷集No.150(‘66-4、第43期通常総会講演会)
- 2) 永井将、平野進作、鈴木暁他：大型ディーゼル機関における燃料噴射方向と燃焼室壁温度、日本船用機関学会、第4回講演会前刷(昭42.11)
- 3) 永井将、平野進作、鈴木暁他：大型ディーゼル機関における燃料噴射弁と燃焼室壁熱負荷、日本船用機関学会、第5回講演会前刷(昭43.5)

6. クランク軸の振動付加応力に関する研究

まえがき

ディーゼル機関の強度部材としてもつとも重要なクランク軸については、昭和42年度にクランク軸の強度算定法として、機関台板の剛性および機関全体と船底構造を含めた曲げ剛性を考慮したクランク軸すみ内部応力の解析的計算法を樹立した。また一方、クランク軸の縦振動については振動防止用ダンバを試作するとともに、その効果を確認する目的で実船計測を実施した。

昭和43年度はクランク軸縦振動およびねじり縦連成振動によりすみ内部にどの程度の付加応力を生ずるかを具体的に検討するため、クランク軸実体についての静的応力および変位計測を行なうとともに、アナログ計算機を用いた強制減衰振動の解析法を確立し、従来第100研究部会で実施した縦振動実測結果と対比してプロペラおよびダンバの減衰係数の推定、プロペラからの起振力が縦振動に及ぼす影響およびスラスト軸受の支持剛性が非線形的に変化する影響などを解明し、クランク軸縦振動の変位振幅およびすみ内部曲げ応力振幅を算定するための基本的手法を確立した。

昭和43年度の研究実施に際しては、日本造船研究協会の利点である各会社および研究機関の共同作業という特徴を十分に発揮し、第100研究部会内に第3小委員会として、クランク軸関係を集約してN.K.、三菱、三井、川重、I.H.I.、神戸製鋼が参加した。その結果として、実体クランク軸の静的応力および変位計測に際しては、神戸製鋼でクランク軸の焼ばめを行なつた直後の状態でN.K.および川重が計測を行ない、計測結果は、第94研究部会の研究項目としてすでに解析法を確立している三井造船が担当するという流れ作業で実験から解析までを直結させることができ、比較的少額の経費で多大の成果を得ることができた。

なお、この実体クランク軸の静的応力および変位計測はつきの「7. クランク軸デフレクションとすみ肉応力との対応性に関する研究」として川崎重工が計画実施したもの一部であるが、その計画に若干の計測点を補足するとともに他の研究部会で得られている成果を活用してきわめて有益な結果を導き得たものと考える。

このように具体的な研究成果を挙げるためには、少なくとも数社の共同作業がきわめて有効であり、とくに参加各社が従来実施して来た研究の実績を十分に活用できる方法を考えれば、基礎研究に対する研究投資も効率よくフィードバックされるわけであり、今後の研究計画の立案に際してはこのような点まで細かく配慮することが望ましい。

6.1 縦振動系のバネ定数の決定

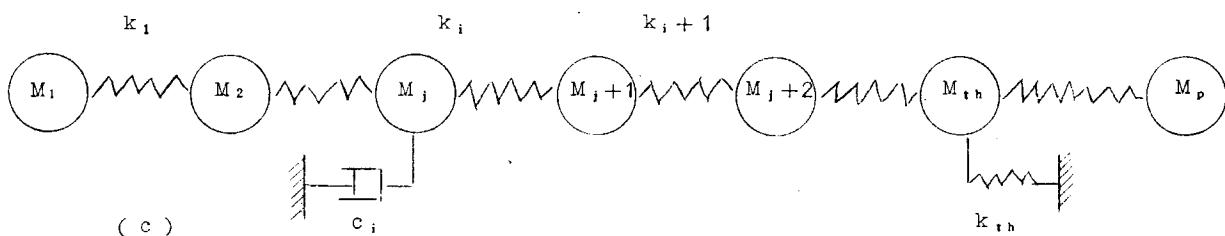
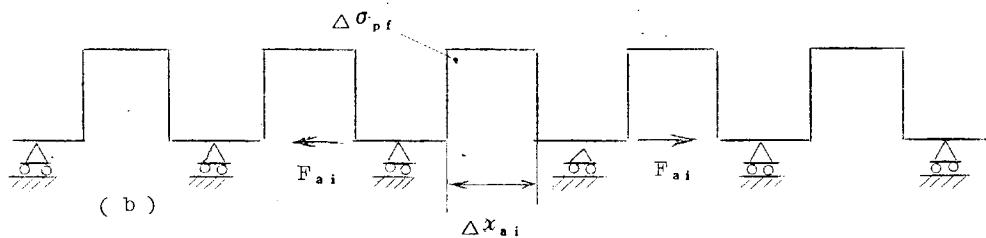
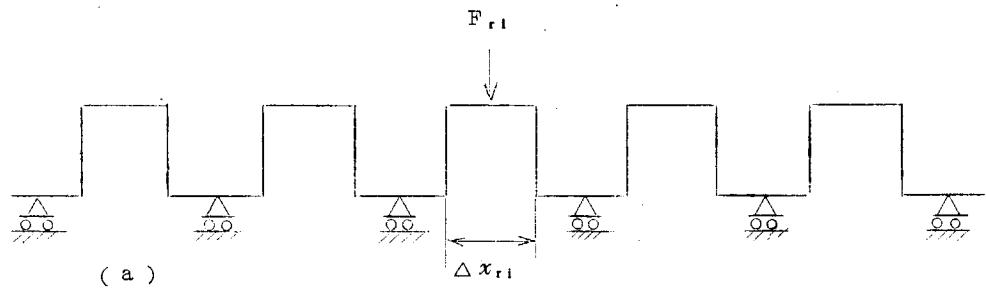
ディーゼル船のクランク軸からプロペラまでの主軸系の縦振動については多くの文献が発表されており、クランクスローバネ定数の算定式も S.F.Dorey, G.Andersson および Guglielmotti 等によつて与えられている。

ただここで問題となることは、縦振動の場合にはクランクスローの縦剛性とスラスト台板の支持剛性の二者によつて自然振動数および振動モードが決定されるため、前者の算定法に誤差があつても台板の支持剛性（この値を正確に求めることは不可能である）を適当に選べば、基本振動形（1st mode, 0節形とも呼ぶ）の自然振動数を実測値と合致させることは可能であり、通常の計測では基本振動系の共振のみが求められるため、自然振動数の実測値と計算値とが合致してもクランクスローの剛性算定法が正しいという裏付けにはならない。

また一方、縦振動の振幅を推定する方法は現在まで世界各国を通じて確立されておらず、従来の研究はいずれも自然振動数の推定に止まつている。その理由はクランク軸に作用する半径方向力によつて腕の開閉運動が生じ、これが起振源となつて縦振動を起振するため、半径方向力を軸方向力に換算する必要があるにもかかわらずこの換算係数が求められていないことによる。

いま、クランク軸の等価縦振動系を第6.1.1図(a), (b)のように表わし、 i 番目のスローに半径方向力 $F_{r,i}$ が作用した場合の腕開閉量を $\Delta x_{r,i}$ 、 i 番目のスローに軸力 $F_{a,i}$ が作用した場合の開閉量を $\Delta x_{a,i}$ 、すみ内部の曲げ応力を $\Delta \sigma_{p,i}$ とすれば、縦振動の強制減衰振動方程式は(6.1.1)式となる。

$$\left. \begin{aligned} M_i \ddot{x}_i + C_i \dot{x}_i + k_{i-1} (x_i - x_{i-1}) - k_i (x_{i+1} - x_i) &= F_{ri} + \frac{q_{2i}}{q_{1i}} \\ q_{1i} = F_{ri} / \Delta x_{ri} \\ q_{2i} = F_{si} / \Delta x_{si} \end{aligned} \right\} \quad (6.1.1)$$



第 6.1.1 図

すなわち、実験によつて (q_{2i} / q_{1i}) を求めておけば、後に述べる方法によつて縦振動系をアナログ計算機にシミュレートして強制減衰振動の解を求めることができる。また同時に実験によつて ($\Delta\sigma_{pt} / \Delta x_{ai}$) を求めておけば、振動の解として得られる腕開閉量（質点の相対変位）からすみ肉部の付加応力を算定することができる。

なお、あらゆる形状のクランク軸について q_{1i} 、 q_{2i} および ($\Delta\sigma_{pt} / \Delta x_{ai}$) を求める実験式を導くには、今回実施したような実験を今後さらに数例について実施する必要がある。

実験の方法は 7 章において詳述するように、焼ばめ終了後の直立したクランク軸を垂直に吊り上げた場合の腕開閉量（ジャーナル中心の値）とすみ肉応力を計測する（縦吊り試験）。

つぎにクランクを水平に置き両端の支点で支持し、 30° ずつ回転して腕開閉量とすみ肉応力を計測する（横支え試験）。

さらに、水平に置いた状態で端部のクランクピンを吊上げた状態で計測する（ピン吊り試験）。

第 6.1.1 表はこれらの計測結果を三井造船が開発したクランク軸鏡性試験解析法を用いて解析した結果を示す。

第 6.1.1 表

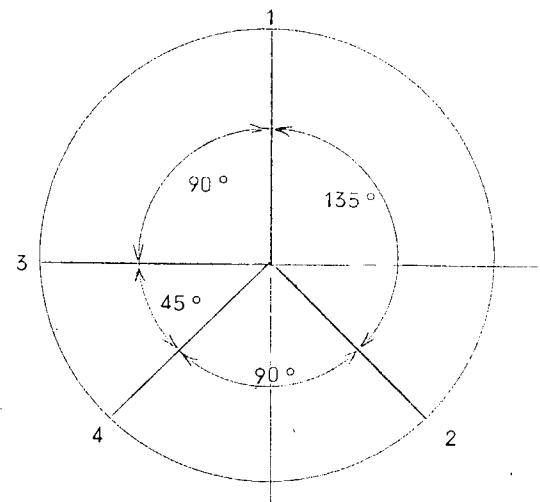
MAN KZ70 / 120 型 クランク軸	$q_2 \times 10^6 \text{ cm/Kg}$	q_2 / q_1	$\Delta\sigma_{pt} / \Delta x_a \frac{\text{Kg/mm}^2}{\text{mm}}$
	0.796	0.339	22.5

今回の計測に用いたクランク軸は第 6.1.2 図に示すような位相角を有し、従来のバネ定数算定式では前後のスローとの位相角によつて大巾にバネ定数が変化するという結果が得られている。しかし今回の測定結果では第 6.1.2 表に示す

ように相隣るスローの位相角の影響は従来の計算値とかなり異なる。

第 6.1.2 表 $q_1 \times 10^6 \text{ cm} / \text{kg}$

隣接スローの位相角			計測値	Andersson	Gugulel
	船首側	船尾側			
M.2スロー	135°	135°	0.796	0.540	0.439
M.3スロー	135°	45°	0.723	0.410	0.336
M.4スロー	45°	—	0.580	0.540	0.439



船尾側より見て

第 6.1.2 図

6.2 縦振動および連成振動の起振力の精密計算

6.2.1 縦振動の起振力

(6.1.1) 式および第 6.1.1 図の縦振動等価系においては、

あるスローに作用する半径方向力 F_{ri} についての起振力を考へているが、これは等価系についての便宜的表示であり、実際には他のスローに作用する荷重の影響を連続梁として考慮しなければならない。

すなわち、クランク軸を第 6.2.1 図に示すように、各ジャーナルが k_c なる剛さを有するバネで支持された連続梁と考えると i 番目のスローの腕開閉量は (6.2.1) 式で表わすことができる。

$$\Delta x_i = \sum_{i=1}^m F_i \cdot \alpha_{ni} \quad \dots \quad (6.2.1)$$

ここで

Δx_i : i スローの腕開閉量

F_i : i スローに作用する力

α_{ni} : i スローの力と n スローの腕開閉量との影響関数

m : クランクスローの総数

$$F_i = \frac{1}{\cos \phi_i} \left[\frac{\pi D^2}{4} P(\theta + \tau_i) - R \omega^2 - \frac{M_{ri}}{g} \left\{ \cos(\theta + \tau_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\theta + \tau_i) \right\} \right]$$

D : シリンダ直径

$P(\theta + \tau_i)$: シリンダ内のガス圧

θ : M.1 スローの回転角

τ_i : M.1 スローを起点とした M.i スローの位相角

R : クランクの回転半径

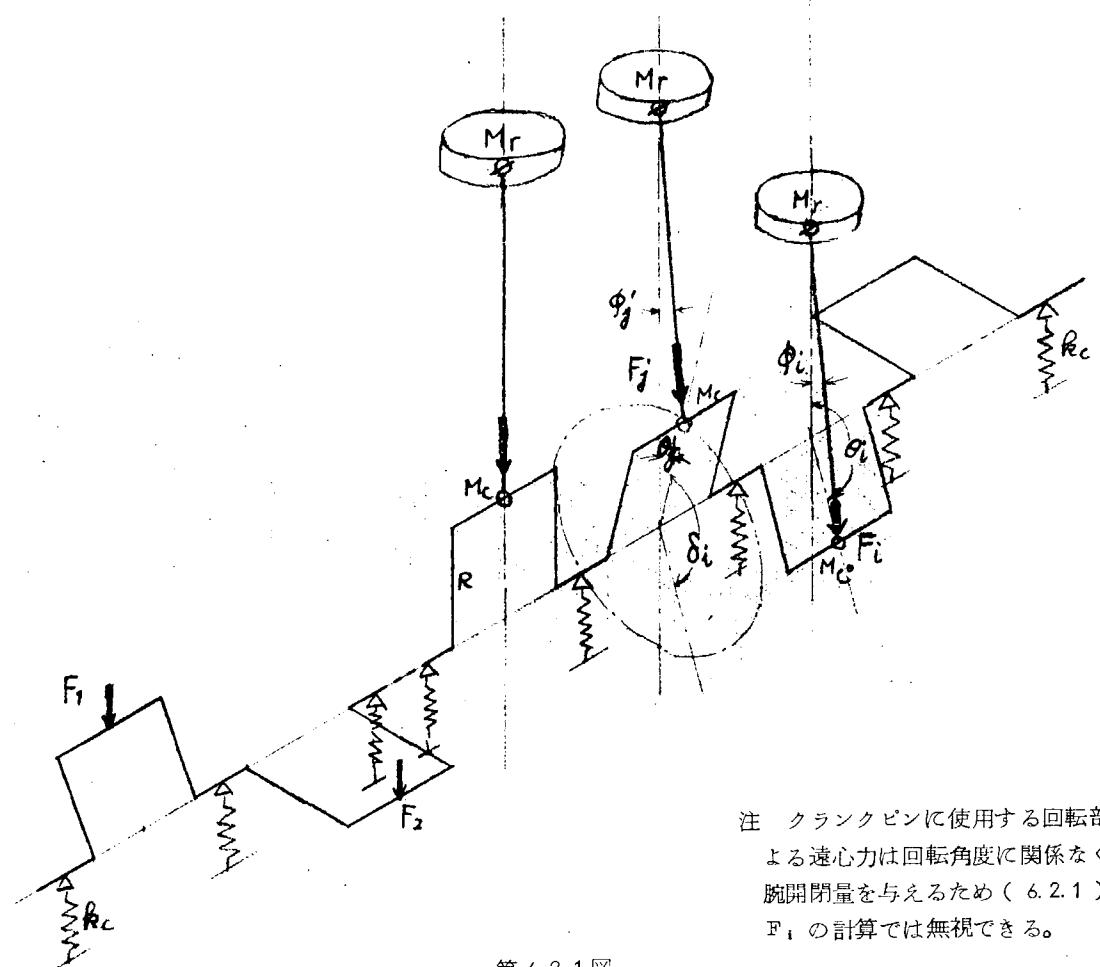
ω : クランクの角速度

M_{ri} : M.i スローの往復部重量

λ : 速比

また (6.2.1) 式をマトリックスで表示すれば (6.2.2) 式となる

$$\begin{matrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1i} & \cdots & a_{1n} & \cdots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2i} & \cdots & a_{2n} & \cdots & a_{2m} \\ \vdots & \vdots \\ a_{ii} & a_{i2} & \cdots & a_{ii} & \cdots & a_{in} & \cdots & a_{im} \\ \vdots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{ni} & \cdots & a_{nn} & \cdots & a_{nm} \\ \vdots & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \cdots & a_{mi} & \cdots & a_{mm} & \cdots & a_{mn} \end{matrix} \times \begin{matrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_i \\ \vdots \\ F_n \\ \vdots \\ F_m \end{matrix} = \begin{matrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \vdots \\ \Delta x_i \\ \vdots \\ \Delta x_n \\ \vdots \\ \Delta x_m \end{matrix} \quad \dots \quad (6.2.2)$$



第 6.2.1 図

ここで、 $j \neq i$ の場合は

$$a_{ji} = \cos(\theta_j - \phi_i) \cdot q_3 + g_{ji} \quad (6.2.3a)$$

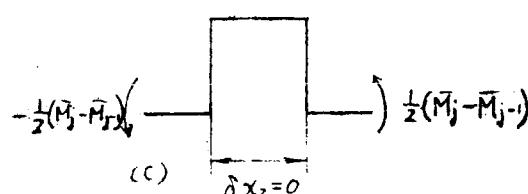
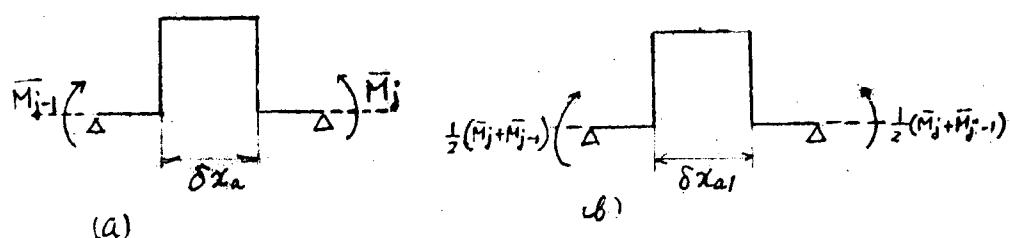
$j = i$ の場合は

$$a_{ii} = \cos(\theta_j - \phi_i) \cdot (q_2 + q_3 \cdot g_{ii}) \quad (6.2.3b)$$

なお、 q_3 は第 6.2.2 図(a)に示すように、1 スローの両端に M_j と M_{j-1} の平均値に相当する曲げモーメント (\bar{M}_j) スローのクランク平面内の成分) が作用したときの撓性(バネ定数の逆数)であり、 q_2 は前に第 6.1.1 図(a)で示したように、1 スローの中央にピニ平面内の荷重が作用したときの撓性である。

g_{ii} は \bar{M}_i スローに作用する \bar{M}_j スロークランクピン平面内の単位荷重によつて \bar{M}_j スローの両端に生ずる曲げモーメントの平均値を表わす。

すなわち



第 6.2.2 図
-242-

$$\left. \begin{array}{l} q_3 = \frac{\delta x_a}{G_{11}} \\ \delta x_a = \delta x_{a1} + \delta x_{a2} \\ \delta x_{a2} = 0 \\ G_{11} = \frac{1}{2}(\bar{M}_1 + \bar{M}_{1-1}) \end{array} \right\} \quad (6.2.30)$$

つぎに、クランク軸の各支点に作用する単位荷重による曲げモーメント \bar{M}_i は第 100 研究部会 4-2 年度報告書（研究資料 No.77）の 205 頁の（4.1.7）式で計算することができる。ただし、（4.1.7）式において

$$W_m = \cos(\theta_i - \phi_i)$$

$$\delta \phi_i = 0$$

をそれぞれ代入する。

上に述べた方法で a_{ij} を求めれば、起振力の 1 サイクルにおける腕開閉量は（6.2.4）式で表わすことができる。

$$\begin{aligned} & \left| \begin{array}{cccc} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2m} \\ a_{31} & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & & & \vdots \\ a_{m1} & \dots & & a_{mm} \end{array} \right| \\ & \times \left| \begin{array}{cccc} (F_1)_0 & (F_1)_5 & \dots & (F_1)_{360} \\ (F_2)_0 & (F_2)_5 & \dots & (F_2)_{360} \\ (F_3)_0 & \dots & \dots & (F_3) \\ \vdots & & & \vdots \\ (F_m)_0 & \dots & & (F_m)_{360} \end{array} \right| \\ & = \left| \begin{array}{cccc} (\Delta x_1)_0 & (\Delta x_1)_5 & \dots & (\Delta x_1)_{360} \\ (\Delta x_2)_0 & (\Delta x_2)_5 & \dots & (\Delta x_2)_{360} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ (\Delta x_m)_0 & (\Delta x_m)_5 & \dots & (\Delta x_m)_{360} \end{array} \right| \quad (6.2.4) \end{aligned}$$

ここに、括弧外のサフィックスは No.1 クランクスローの回転角を示す。

クランク軸縦振動の起振力は、（6.2.4）で求めた開閉量 Δx_j を調和解析し、パネ定数 q_2 を乗じたものであり（6.2.5）式で示される。

$$(F_{ex})_j = q_2(\Delta x_j) = \sum_{h=1}^7 q_2 A \sin(h \omega t + \varphi_h) \quad (6.2.5)$$

ここに

h : 調和成分の次数

A_h : 各調和成分の振幅

φ_h : 各調和成分の位相角

したがつてアナログ計算機にシミュレートした縦振動系に加える起振力は、各スローについて（6.2.5）式の調和解析を行ない、各次数の振幅と位相とを求め、これらをそれぞれの質点に加えなければならない。このように考えると、縦振動の起振力としてあるスローの半径方向荷重の調和成分のみをとることはかなり精度の悪い近似となることがわかる。また一方クランクスローの位相角の影響は、縦方向のパネ定数に現われずに、起振力の調和成分の振幅と位相に顕著に現われるのも同時に知られる。

6.2.2 連成振動の起振力

クランク軸系に発生するねじり縦連成振動については従来若干の研究結果が発表されており、日本造船研究協会においても第9.4研究部会において三井造船の分担研究として本年度に実施されている。

クランク軸系の連成振動の場合にはねじり振動から縦振動への連成は顕著であるが、その逆の縦振動からねじり振動への連成はほとんど認められないことが各種のクランク軸ピンすみ肉部の応力実測結果から確認されている。このことから考えるとクランク軸系について連成振動と呼ばれている現象は振動系自体における連成、すなわちねじり変位があればクランクが伸縮する（この量は若干あるが一般にきわめて小さい）とかあるいはクランクが伸縮すればねじり変形が生ずるというような現象ではなく、ねじり振動によつて生じた慣性力によつて強制縦振動が生ずるものと近似的に考えることができる。

このような考え方のもとに、第6.1.1図に示したような縦振動にねじり振動によつて生ずる慣性力を加えて起振する場合の起振力の算定法を検討した結果をつぎに述べる。

クランク軸を第6.2.3図のように示した場合、クランクピンに作用する力は連接棒からの力 F_i と回転部重量の遠心力 F_c である。

$$F_i = \frac{1}{\cos \phi_i} \left[\frac{\pi}{4} D^2 P(\theta + \gamma_i) - R \omega^2 \frac{M_r}{g} \{ \cos(\theta + \gamma_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\theta + \gamma_i) \} \right] \quad (6.2.6a)$$

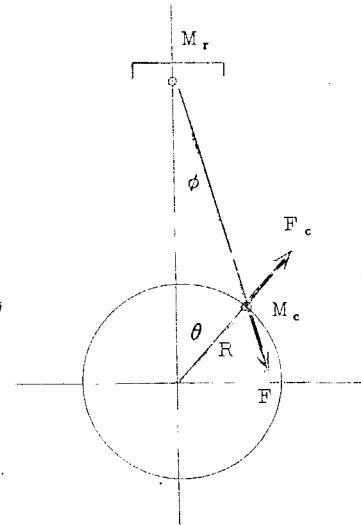
$$F_c = R \omega^2 \frac{M_c}{g} \quad (6.2.6b)$$

記号は(6.2.1)式と同じ。

いまクランク軸の α_i スロー β_i radianの振幅で n 次のねじり振動がある場合を考えると(6.2.6)式は(6.2.7)式となる。

$$F_i = \frac{1}{\cos \phi_i} \left[\frac{\pi}{4} D^2 P(\theta + \gamma_i) - \frac{RM_r}{g} \{ \omega_0 + n\beta_i \cos(n\omega_0 t + \delta) \}^2 \times \{ \cos(\omega_0 t + \gamma_i + \beta_i \sin n\omega_0 t + \delta) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \gamma_i + \beta_i \sin n\omega_0 t + \delta) \} \right] \quad (6.2.7a)$$

$$F_{ci} = \frac{RM_c}{g} \{ \omega_0 + n\beta_i \cos(n\omega_0 t + \delta) \} \quad (6.2.7b)$$



第6.2.3図

なお、ここではシリンダ内圧の変化は回転角の変動によつて影響されないものと考えている。

(6.2.7a)式を展開すれば

$$F_i = \frac{1}{\cos \phi_i} \left[\frac{\pi}{4} D^2 P(\theta + \gamma_i) - \left\{ \frac{RM_r}{g} \omega_0^2 - \frac{2RM_r \omega_0 n \beta_i}{g} \cos(n\omega_0 t + \delta) + \frac{RM_r}{g} n^2 \beta_i^2 \cos^2(n\omega_0 t + \delta) \right\} \times \{ \cos(\omega_0 t + \gamma_i + \beta_i \sin n\omega_0 t + \delta) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \gamma_i + \beta_i \sin n\omega_0 t + \delta) \} \right]$$

となり、 β_i^2 を含む項および $\beta_i \sin n\omega_0 t + \delta$ を省略すれば

$$F_i = \frac{1}{\cos \phi_i} \left[\frac{\pi}{4} D^2 P(\theta + \gamma_i) - \frac{RM_r}{g} \omega_0^2 \{ \cos(\omega_0 t + \gamma_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \gamma_i) \} + \frac{1}{\cos \phi_i} \left\{ \frac{2RM_r \omega_0 n \beta_i}{g} \cos(n\omega_0 t + \delta) \times \{ \cos(\omega_0 t + \gamma_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \gamma_i) \} \right\} \right] \quad (6.2.7a')$$

また(6.2.7 b)式も同様に

$$F_{ci} = \frac{RM_r}{g} \omega_0^2 + \frac{2RM_r\omega_0 n \beta_i}{g} \cos(n\omega_0 t + \delta) \quad \dots \quad (6.2.7 b')$$

(6.2.7 a)式において最初の大括弧内の値は縦振動の起振力として考えたものであるので連成振動起振力としては不要であり、また(6.2.7 b)式においては第1項は一定の力であるため起振力としては除外しうる。したがつて連成振動の起振力としてはつきのような F_i と F_{ci} を考ればよい。

$$F_i = \frac{1}{\cos \phi_i} \cdot \frac{2RM_r\omega_0 n \beta_i}{g} \cos(n\omega_0 t + \delta) \left\{ \cos(\omega_0 t + \gamma_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \gamma_i) \right\} \quad \dots \quad (6.2.8 a)$$

$$F_{ci} = \frac{2RM_r\omega_0 n \beta_i}{g} \cos(n\omega_0 t + \delta) \quad \dots \quad (6.2.8 b)$$

また、回転変動がある場合にはクランクピンの切線方向にも慣性成分 F_{ti} が生じ(6.2.8 c)式で示される。

$$F_{ti} = -\frac{RM_r}{g} n^2 \beta_i \sin(n\omega_0 t + \delta) \quad \dots \quad (6.2.8 c)$$

いま、 F_i 、 F_{ci} 、 F_{ti} によつて $\text{No. } j$ スローに生ずる腕開閉量をそれぞれ Δx_{aj} 、 Δx_{cj} 、 Δx_{tj} とすれば(6.2.2)式と同様につきのマトリックスで表示される。

Δx_{aj} については(6.2.2)式とまつたく同一であり、

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \cdots & a_{mm} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_m \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Delta x_{a1} \\ \Delta x_{a2} \\ \vdots \\ \Delta x_{am} \end{vmatrix} \quad \dots \quad (6.2.9 a)$$

ただし、 a_{ij} は(6.2.3 a)および(6.2.4 b)式と同じ、 Δx_{ci} は荷重 F_i と F_{ci} との方向が異なるため(6.2.9 b)のマトリックスで示される。

$$\begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} & \cdots & b_{1m} \\ b_{21} & b_{22} & \cdots & b_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ b_{m1} & b_{m2} & \cdots & b_{mm} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} F_{c1} \\ F_{c2} \\ \vdots \\ F_{cm} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Delta x_{c1} \\ \Delta x_{c2} \\ \vdots \\ \Delta x_{cm} \end{vmatrix} \quad \dots \quad (6.2.9 b)$$

ここに、 ζ_{ji} を $\text{No. } j$ スローに対する $\text{No. } i$ スローワイド角として

$$b_{ji} = \cos \zeta_{ji} + q_3 \cdot G_{ji} \quad \text{ただし } j \neq i$$

$$b_{jj} = q_3 + G_{jj} + q_2 \quad \text{ただし } j = i$$

つぎに Δx_{ti} は切線方向の荷重に対するクランク腕の開閉量であるため、 F_{ti} が作用している $\text{No. } i$ スローに対してはまつたく影響がなく、(6.2.9 c)のようなマトリックスとなる。

$$\begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} & \cdots & c_{1m} \\ c_{21} & c_{22} & \cdots & c_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ c_{m1} & c_{m2} & \cdots & c_{mm} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} F_{ti1} \\ F_{ti2} \\ \vdots \\ F_{tim} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Delta x_{t1} \\ \Delta x_{t2} \\ \vdots \\ \Delta x_{tm} \end{vmatrix} \quad \dots \quad (6.2.9 c)$$

注 $\cos(\omega_0 t + \gamma + \beta \sin n\omega_0 t + \delta)$ なる関数は第1種Bessel関数を用いて展開することができ、 β が小さい場合にはほぼ $\cos(\omega_0 t + \gamma)$ と等しいと考えてよい。S R 94部会43年度報告書参照

ここに

$$c_{ji} = \sin \zeta_{ji} + q_3 + G_{ji} \quad j \neq i$$
$$c_{jj} = 0$$

なお、(6.2.9a)、(6.2.9b)式において、 q_2 は(6.1.1)式で、 q_3 、 G_{ji} は(6.2.3c)式でそれぞれ表わされる値である。

縦振動の起振力で述べたように、クランク軸の各支点に作用する単位荷重による曲げモーメント \bar{M}_j は S R 1 0 0 部会の 42 年度報告に述べられている解析法で求めることができる。

すなわち、(6.2.9a)式については、42 年度報告の(4.1.7)式で

$$W_m = \cos(\theta_j - \phi_i), \quad \delta_0 = 0$$

(6.2.9b)式については、前報(4.1.7)式に

$$W_m = \cos \zeta_{ji}, \quad \delta_0 = 0$$

(6.2.9c)式については、前報(4.1.7)式に

$$W_m = \sin \zeta_{ji}, \quad \delta_0 = 0$$

として、それぞれ \bar{M}_j を算定する。

このようにして(6.2.9a)、(6.2.9b)、(6.2.9c)の算式によつて Δx_{aj} 、 Δx_{cj} 、 Δx_{tj} が求められれば、各スローに対する起振変位はこれらのベクトル和であり、(6.2.10)式で示される。

$$\Delta x_j = \Delta x_{aj} + \Delta x_{cj} + \Delta x_{tj}$$

$$|\Delta x_j| = [a_{ji}] \times |F_i| + [b_{ji}] \times |F_c| + [c_{ji}] \times |F_t| \quad \dots \quad (6.2.10)$$

ここに

[] は影響関数の正方マトリックス

| | は荷重の列マトリックス

をそれぞれ示す。

したがつて連成振動の起振力としては、(6.2.4)式と同様に、

$$[(\Delta x_j)_g] = [a_{ji}] \times [(F_i)_g] + [b_{ji}] \times [(F_c)_g] + [c_{ji}] \times [(F_t)_g]$$

となり、各スローの変位をフーリエ解析して

$$\Delta x_j = \sum_{h=1}^H B_h \sin(h \omega t + \xi_h) \quad \dots \quad (6.2.11)$$

ここに、

θ : M6.1 スローの回転角

h : 調和成分の次数

ξ_h : 各調和成分の位相角

B_h : 各調和成分の振幅

アナログ計算機にシミュレートされた縦振動系に加える起振力は(6.2.11)式の調和成分のうちの一つに q_2 (縦バネ定数) を乗じたものであり、各スローについてそれぞれ(6.2.11)式で求めた振幅と位相角を有する調和成分を加えればよい。

6.3 縦振動のアナログ計算機による解析

計算の対象とした主機関軸系は、昨年度 S R 1 0 0 部会において、縦振動防止用オイルダンパ装置の研究、開発が行なわれた。川崎重工業株式会社製作による、川崎 M.A.N. K10Z 86/160E (115 rpm × 23,000 PS) である。

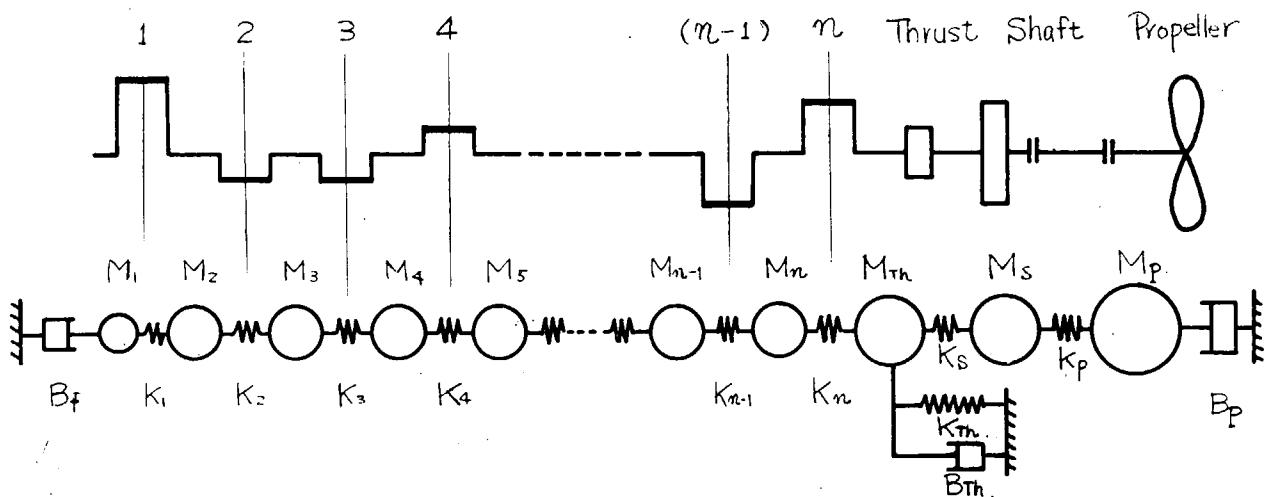
6.3.1 アナログ計算機へのシミュレーション

(1) シミュレーションの手法について

アナログ計算機においては、すべての物理量、たとえば、振動における変位、速度および加速度などを、電気量、たとえば、電圧や電流におきかえる。

そして、もとの物理系と全く等価な電気系を考え、計算機の中に模擬回路を作つて計算を行なう。このような方法を、シミュレーションと呼ぶ。

クランク軸の縦振動系は、第 6.3.1 図に示すような、集中質点系と考える。



第 6.3.1 図 縦振動等価質点系

$M_1 \sim M_n$ 各クランクスローの質量

M_{n+1} スラスト部の質量

M_s 中間軸の質量

M_p プロペラの質量(付加水重量も考慮)

B_f 船首端につけたオイルダンパー

B_{Th} スラスト部のダンピング

B_p プロペラのダンピング

$K_1 \sim K_p$ 各質点間のバネ定数

本年度に購入したアナログ計算機、日立 ALS 505 型を用いた場合、質点数は 14 まで可能である。

起振力は、本年度購入した sin 波移相器 2 台、および N K 技研手持ちの超低周波発振器 1 台および移相器 1 台を用いて、振幅および位相がそれぞれ異なる 8 種の正弦波を作り、これをクランク軸質点およびプロペラに、力または変位として加えることができる。

8 種類の波形で起振しうる範囲は、つきのとおりである。

8 シリンダ以下 全次数

9 シリンダ 2. 3. 6. 9. 1 2. 1 5. 1 8 次

10 シリンダ 2. 4. 6. 8. 1 0. 1 2. 1 4. 1 6 次

12 シリンダ 2. 3. 4. 6. 8. 9. 1 0. 1 2. 1 4. 1 5. 1 8 次

第 6.3.1 図より、各質点について運動方程式を力起振としてたてるとつきのようになる。

$$M_1 \ddot{x}_1 + B_f \dot{x}_1 + K_1 x_1 - K_1 x_2 = F_{a1}$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + (K_1 + K_2) x_2 - K_1 x_1 - K_2 x_3 = F_{a2}$$

⋮

$$M_j \ddot{x}_j + (K_{j-1} + K_j) x_j - K_{j-1} x_{j-1} - K_j x_{j+1} = F_{aj}$$

∴ [$j = 2 \sim (n - 1)$]

$$\begin{aligned} M_n \ddot{x}_n + (K_{n-1} + K_n) \dot{x}_n - K_{n-1} x_{n-1} - K_n x_{Th} &= F_{a_n} \\ M_{Th} \ddot{x}_{Th} + B_{Th} \dot{x}_{Th} + (K_n + K_{Th} + K_s) x_{Th} - K_s x_s - K_p x_p &= 0 \\ M_s \ddot{x}_s + (K_s + K_p) \dot{x}_s - K_s x_{Th} - K_p x_p &= 0 \\ M_p \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + K_p x_p - K_p x_s &= F_p \end{aligned} \quad (6.3.1)$$

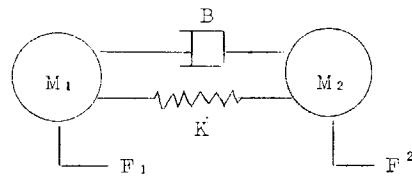
上式より、信号伝達線図を書く。信号伝達線図とは、ある系が、どのような相対関係によつて、構成されているのかを、いくつかの Node (節) を基準にしてその節と節の間に、伝達子 (Transmitter) を表示して示すものである。

[例]

この振動系について信号伝達線図を作る。

振動方程式は

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -\frac{B}{M_1} \dot{x}_1 - \frac{K}{M_1} x_1 + \frac{B}{M_1} \dot{x}_2 + \frac{K}{M_1} x_2 + \frac{F_1}{M_1} \\ \ddot{x}_2 &= -\frac{B}{M_2} \dot{x}_2 - \frac{K}{M_2} x_2 + \frac{B}{M_2} \dot{x}_1 + \frac{K}{M_2} x_1 + \frac{F_2}{M_2} \end{aligned}$$



ラプラス変換において、複素変数 s を用いれば、ある関数 $f(x)$ のラプラス変換関数が $F(s)$ であるとすると、 $\mathcal{L}[f(t)dt] = \frac{1}{s} \times F(s)$ で表わされる。ゆえに 1 度積分することを $1/s$ で表わせば前式の信号伝達線図は第 6.3.2 図のように表わすことができる。

第 6.3.1 図の系に対する信号伝達線図は、式 (6.3.1) より、船首部 (クランク軸自由端)、中央部 (クランク軸の中央部) および船尾部 (スラスト軸受部からプロペラまで) に分けて、それぞれ、第 6.3.3 図および第 6.3.4 図に示す。

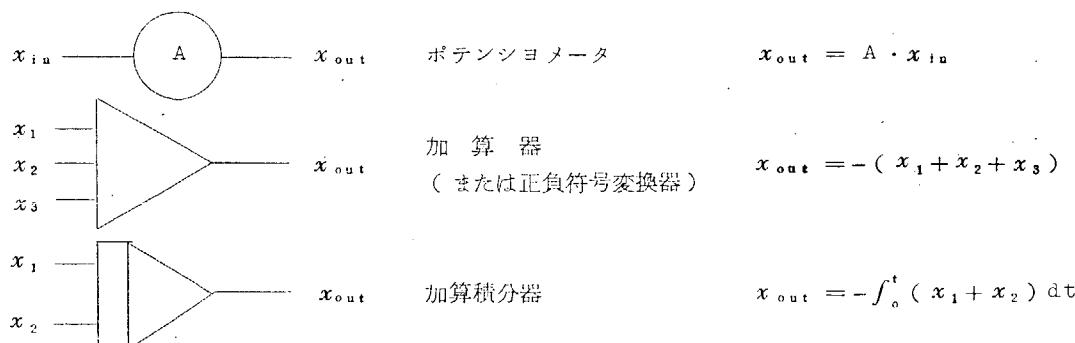
演算回路図は、これら第 6.3.3 図および第 6.3.4 図に示した信号伝達線図より直接求めることができ、第 6.3.5 図に船首部および中央部を、第 6.3.6 図に船尾部を示す。

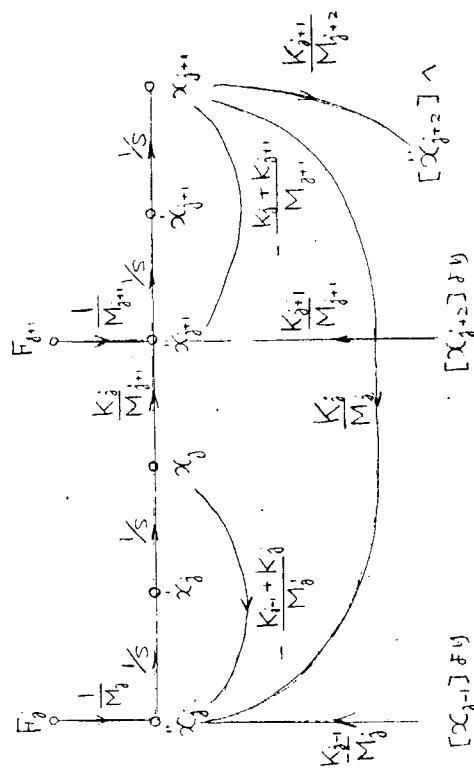
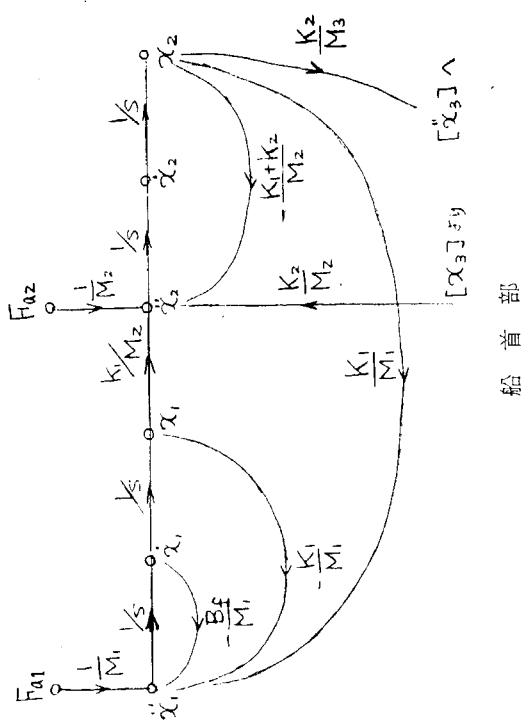
第 6.3.5 および第 6.3.6 図に示した演算回路図にてつて回路を構成し、質量、減衰係数、バネ定数

第 6.3.2 図 [例] の信号伝達線図

を対照とする機械系に合致させて各ポテンショメータをセットし、 $F_{a1} \sim F_{an}$ および F_p に同じ周波数を有し、振幅および位相の異なる起振力を与える。その結果として、求めようとする質点の加速度、速度および変位を計測することによつて、ある次数の起振力についての強制減衰振動を解析することができる。次数の異なる場合については、同一の回路構成で、起振力の振幅および位相をかえて同じような方法で求められる。

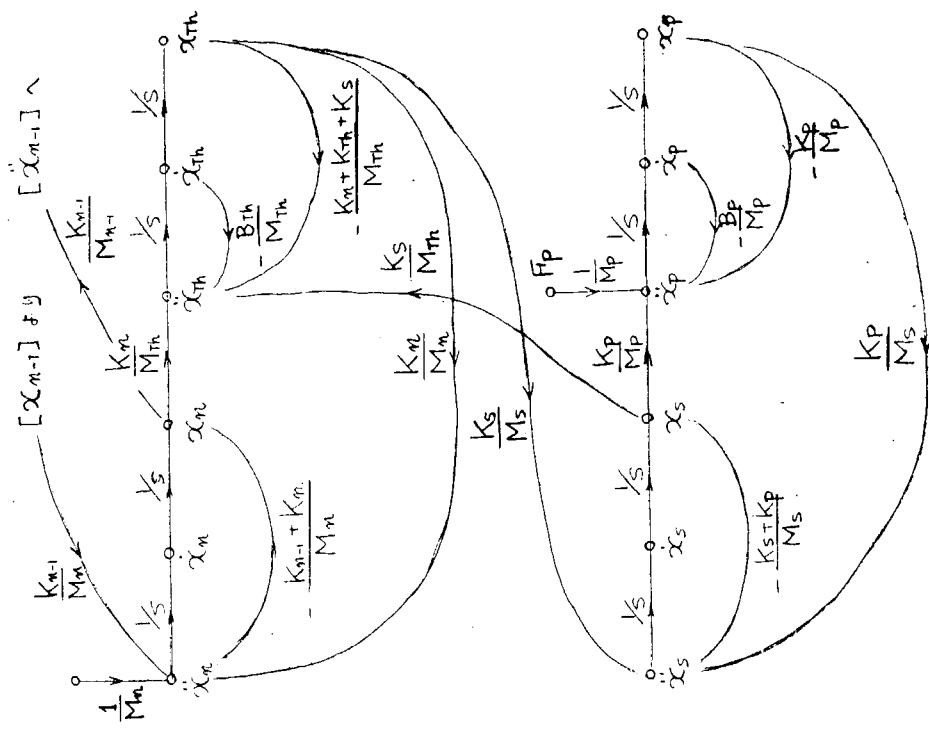
なお第 6.3.5 図および第 6.3.6 図に示した記号は以下のとおりである。





第6.3.3図 信号伝達線図(その1)

第6.3.4図 信号伝達線図(その2).



船尾部

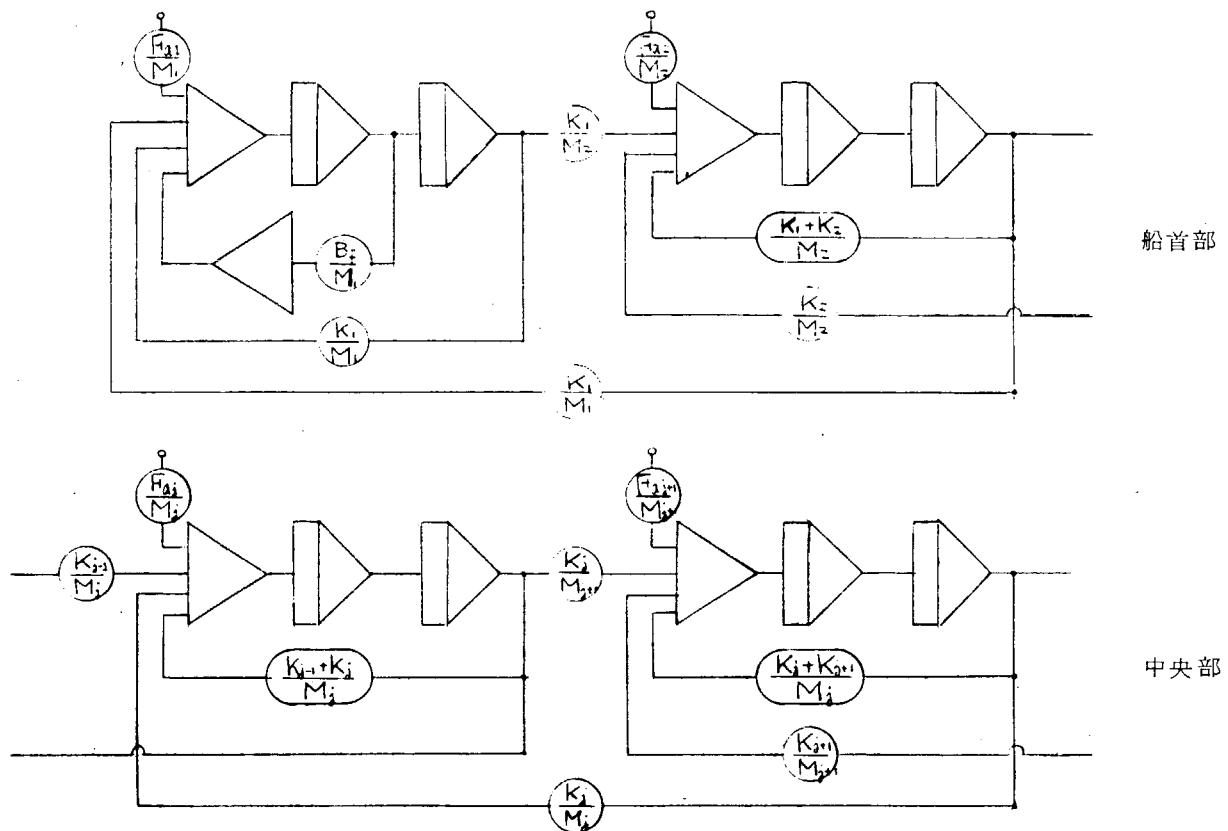
$[\alpha_{j+2}] \rightarrow$

$[\alpha_{j+1}] \rightarrow$

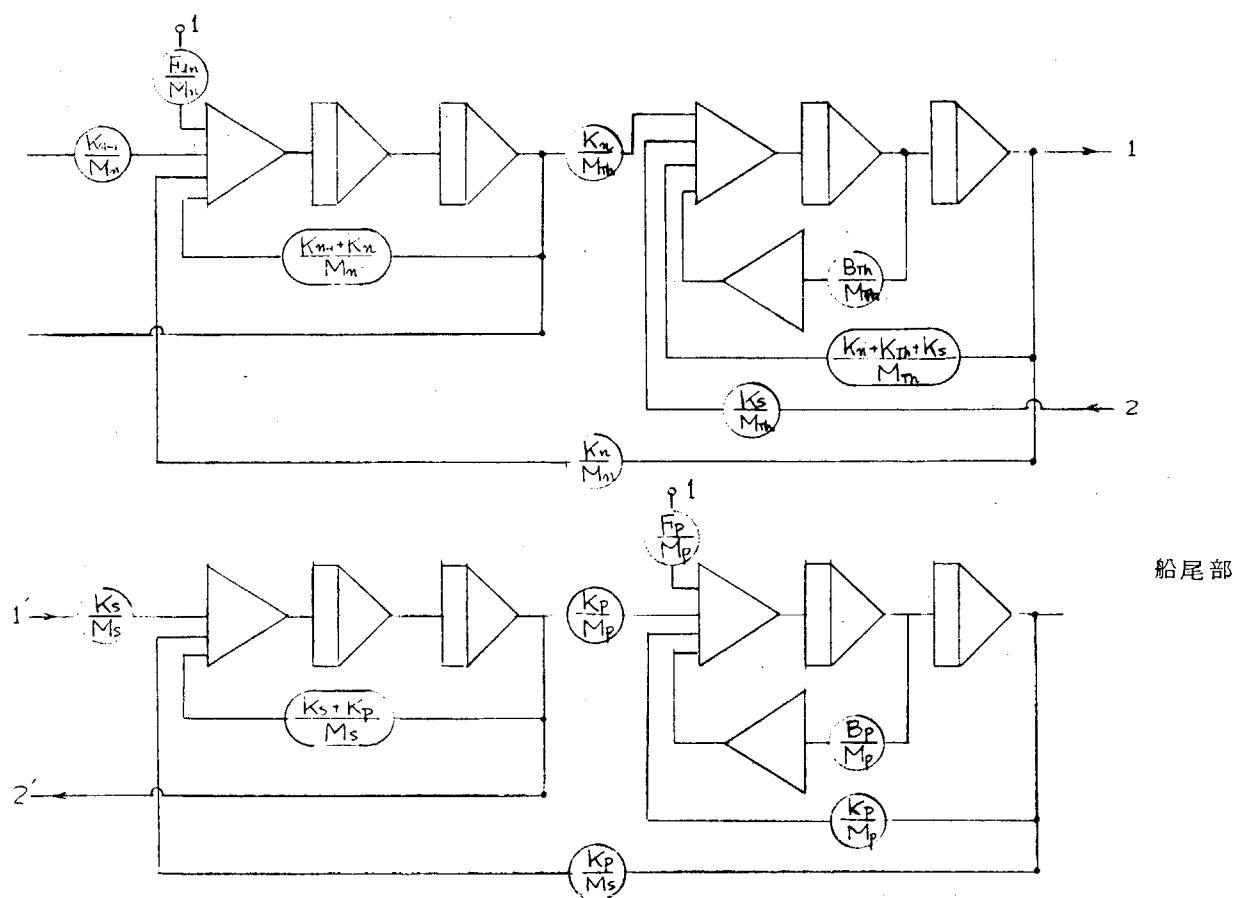
$[\alpha_{j-1}] \rightarrow$

$[\alpha_n] \sim$

$[\alpha_{n-1}] \sim$

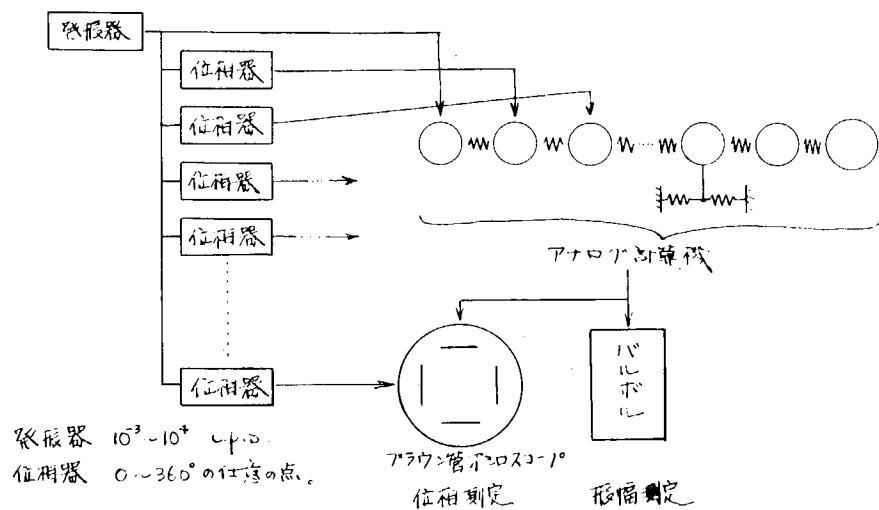


第 6.3.5 図 演算回路図(その 1)



第 6.3.6 図 演算回路図(その 2)

第6.3.7図にアナログ計算機による計算結果の測定法を示す。振幅については交流電圧計でr.m.s.値を、位相についてはブラウン管オシロスコープにより測定を行なつた。



第 6.3.7 図 測定方法

(2) 等価集中質点系について

本主機関軸系縱振動を解析するため、第 6.3.1 図に示すように、クランク軸については各スロー単位に、また船尾部については、スラスト軸受部（勢車を含む）、中間軸、プロペラ部（60 % の付加水重量を含む）の計 13 質点にわけた。

また、各質点間のバネ定数は Andersson 等の式によつて算出し、スラスト軸受部の剛性については、従来の実測データから経験的に算出したものである。第 6.3.1 表におのおのの値を示す。

第 6.3.1 表に示めされた各定数を (6.3.1)

第 6.3.1 表

に示した振動方程式に代入し、アナログ計算機の各ボテンショメータの定数を決定した。

また、第 6.3.1 表に示めした値を用いて、デジタル計算機を用いて得られたホルツアーベイを、第 6.3.2 表に示す。

(3) 強制力と次数

アナログ計算機への外部強制力として、超低周波発振器を1台、可変位相器7台を使用して、10質点およびプロペラに加振した。このため1、3、7次については、加振器がたりないため計算は行なっていない。

質量 (Kg · s ² · cm ⁻¹)	バネ定数 (Kg · cm ⁻¹)
1	6.426
2	11.266
3	11.266
4	11.266
5	11.266
6	16.144
7	11.266
8	11.266
9	11.266
10	11.266
Th.	26.569
S.	23.191
P.	54.950
	$K_{Th} = 2.210 \times 10^6$
	6.605
	9.407

また、起振力の振幅および位相は、前の 6.2 節に述べた計算方法で求めたものを使用すべきであるが、本機関については、爆発指圧線図が示されていないため計算不能であり、やむをえず起振力振幅は各スローについてすべて同一とし、位相は、それぞれのスローのクランクアングルを用いてつぎの計算を行なつた。本機関の着火順序は、前進において、1-8-6-5-3-10-4-2-9-7である。ゆえに、各次数の強制力の位相関係は第 6.3.8 図のようになる。

第 6.3.2 表

N o.	1st Mode 11.00 cps	2nd Mode 22.94 cps	3rd Mode 38.91 cps
1	1.0000	1.0000	1.0000
2	0.9879	0.9494	0.8483
3	0.9597	0.8347	0.5274
4	0.9191	0.6762	0.1347
5	0.8637	0.4721	-0.2852
6	0.8015	0.2605	-0.6104
7	0.7226	0.0263	-0.7772
8	0.6231	-0.2364	-0.8062
9	0.5135	-0.4832	-0.6725
10	0.3814	-0.7235	-0.3705
T h.	0.2461	-0.9041	0.0049
S.	0.2612	-1.2177	0.1791
P.	0.2687	-1.3781	0.2750

6.3.2 計算結果

(1) 計算結果の読み方

(a) 直角グラフの場合

横軸はすべて周波数で、単位は c.p.s. である。縦

軸は、変位振幅で、 $100 = 10\text{mm}$ の割合で示してあり値は正弦波に対する r.m.s. 値である。

たとえば、第 6.3.9 図について、No.1 の質点（自由端）は、11 c.p.s. に 1st Mode の共振点があり、8 次成分の強制力の場合には、変位振幅が $74 = 7.4\text{mm}$ あるということになる。

(b) 円グラフの場合

半径方向に 6.3.1 項の場合と同様に変位振幅の r.m.s. 値を示し、円周方向には、位相の遅れ角を示し、その角度は、No.1 の質点に加えられた力からどのくらい、位相がおくれているかを示した。また、各点の小さな数字は、その点における周波数を示し、単位は同じく c.p.s. である。

たとえば、第 6.3.2.2 図において、No.1 の質点は 6 次の強制力をうけた場合、11 c.p.s. の 1st Mode の共振点では、振幅は、 $61 = 6.1\text{mm}$ あり、位相は 46° おくれているということになる。

(c) 強制力の大きさについて

クランク軸部およびプロペラ部に加えられた強制力の大きさはすべて等しく、計算の都合上、 $5 \times 10^4 \text{ kg}$ 相当に統一した。

(2) 強制力の次数と変位振幅の関係

第 6.3.9 ~ 6.3.14 図に計算結果を示す。

第 6.3.9 図 No.1 質点について

第 6.3.10 図 No.4 " "

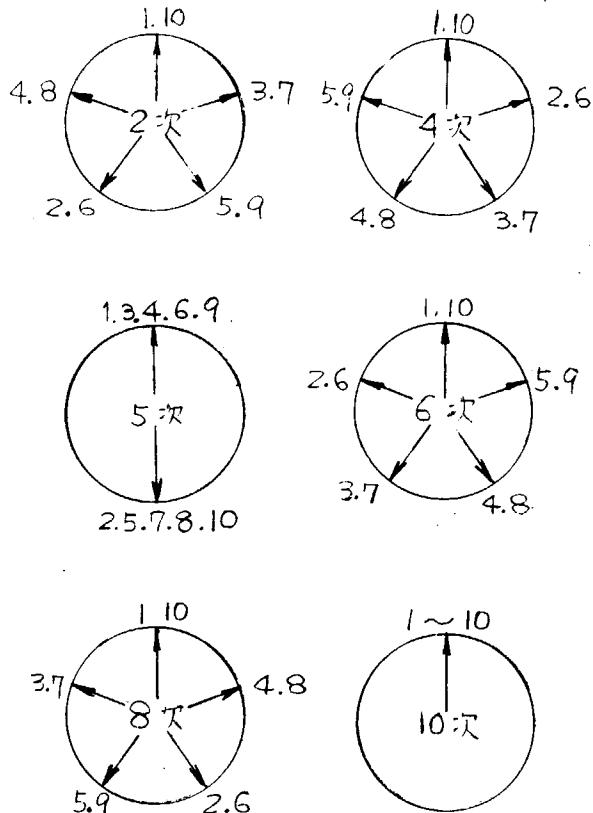
第 6.3.11 図 No.7 " "

第 6.3.12 図 No.9 " "

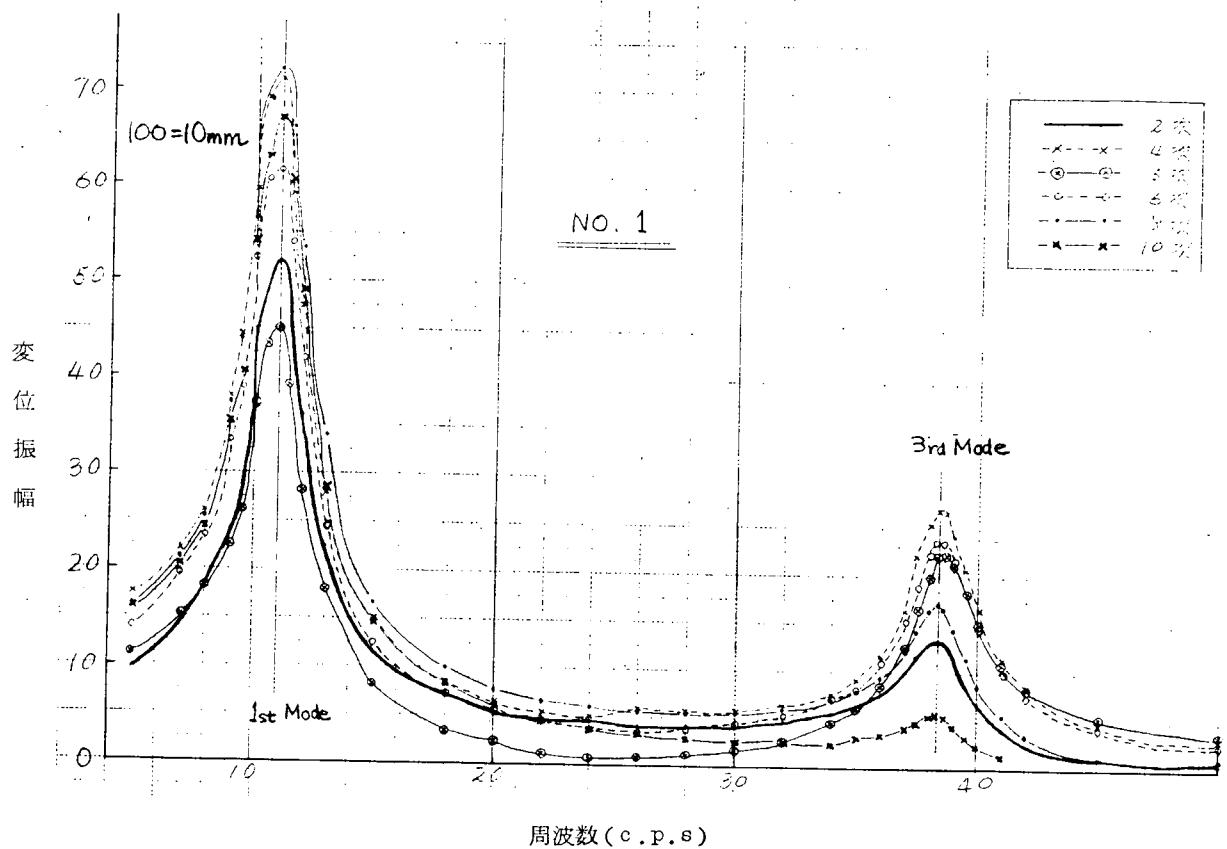
第 6.3.13 図 Thrust 部質点について

第 6.3.14 図 Propeller 部質点について

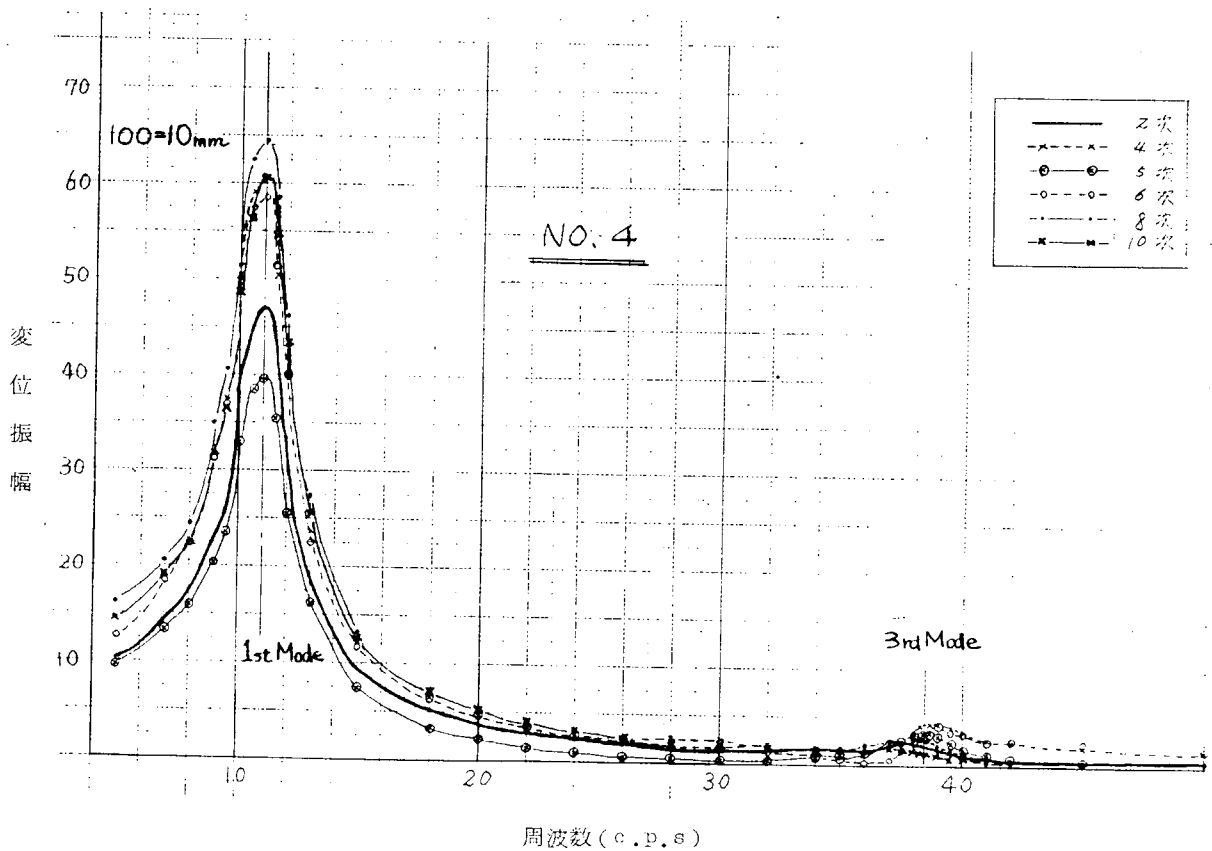
第 6.3.9 ~ 6.3.14 図は、クランク軸部の No.1 ~ No.10 の質点に強制力を加えて、プロペラ部には強制力を加えていない。



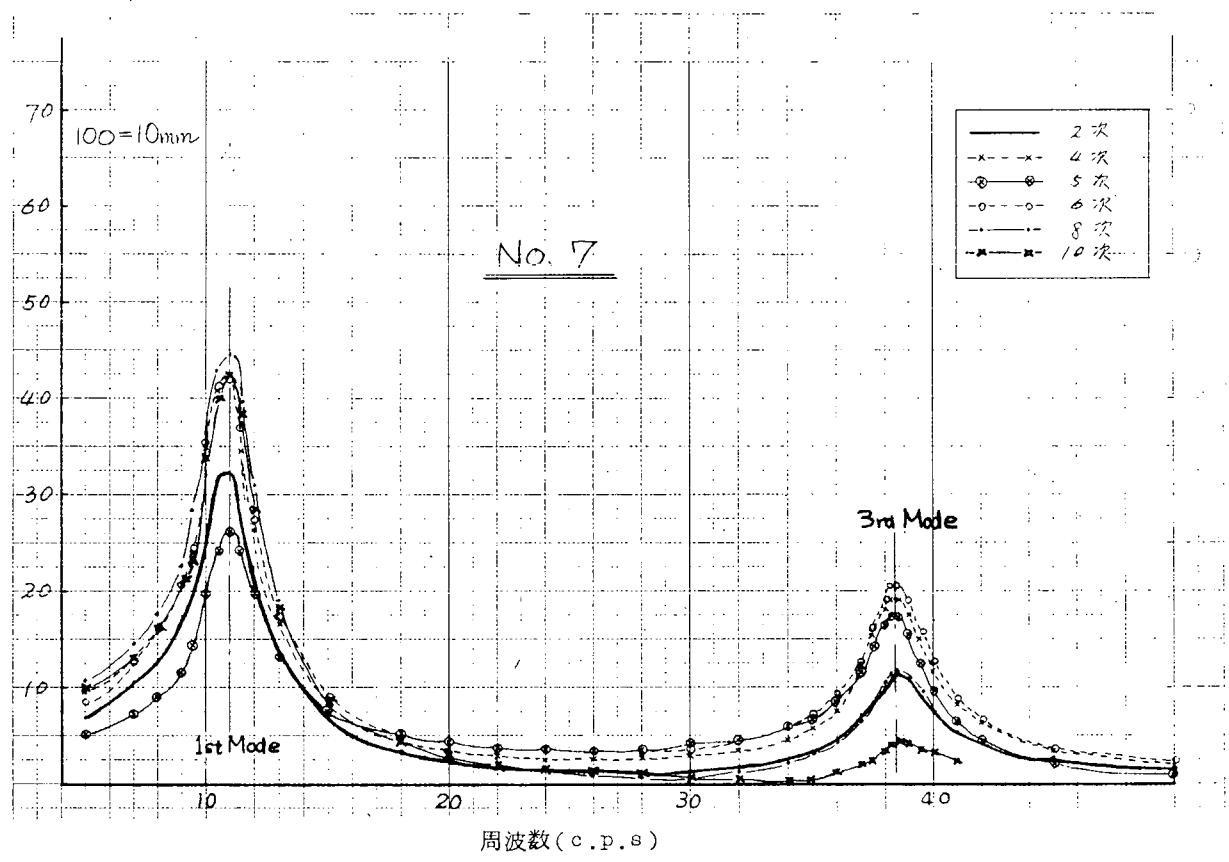
第 6.3.8 図



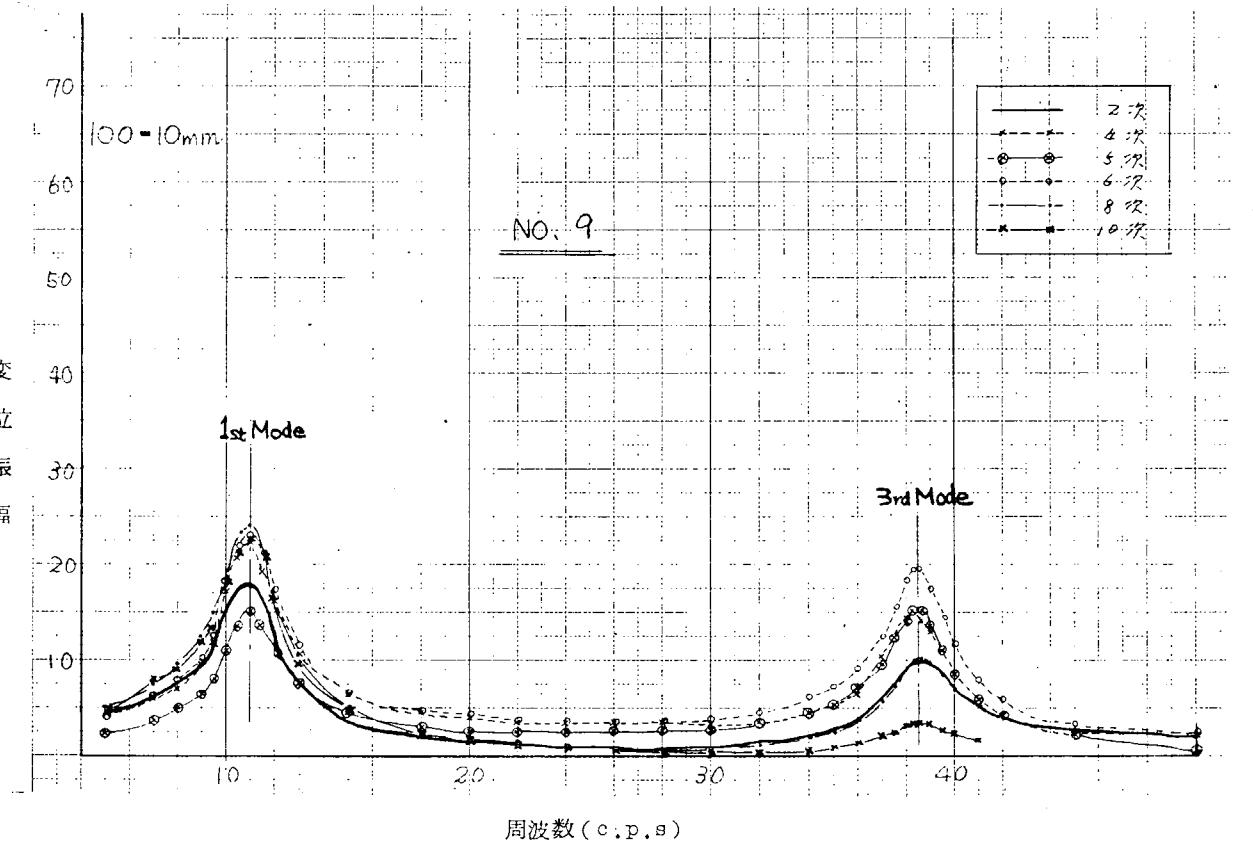
第 6.3.9 図



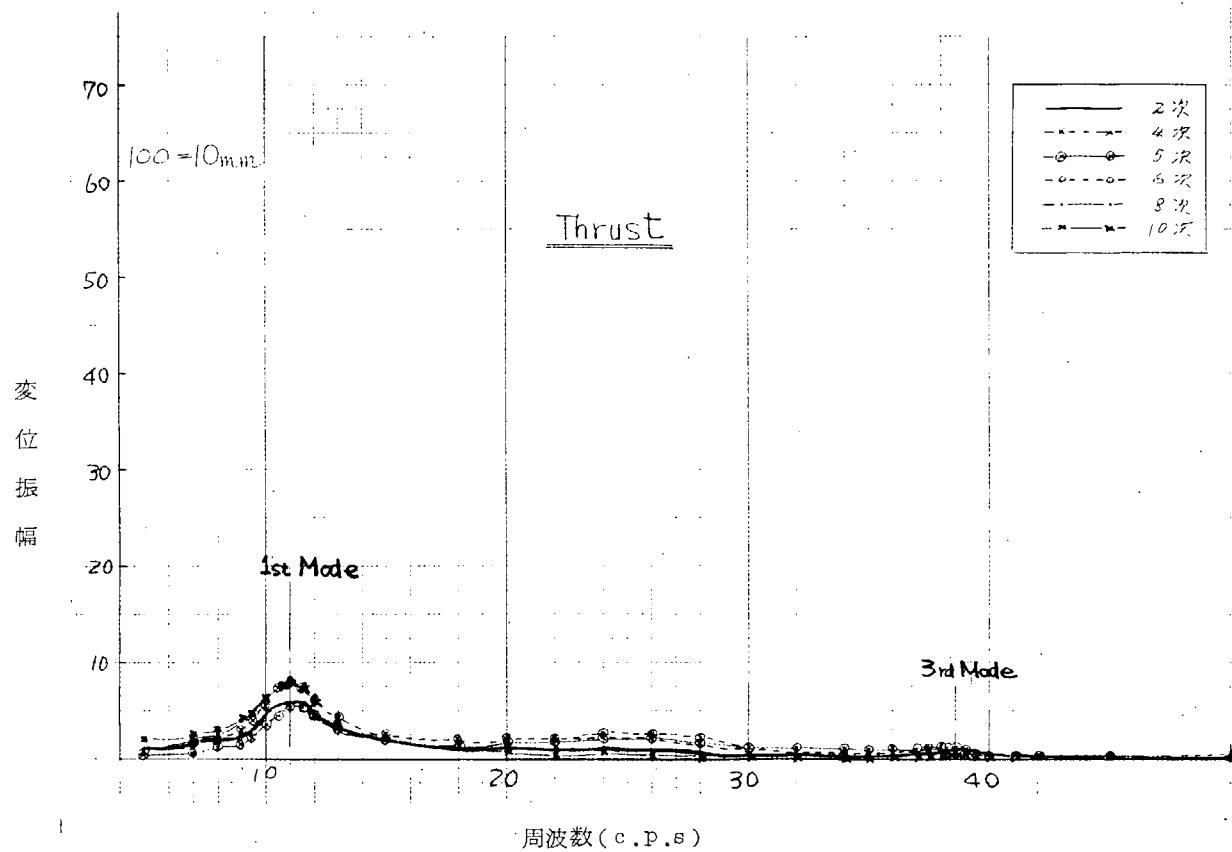
第 6.3.10 図



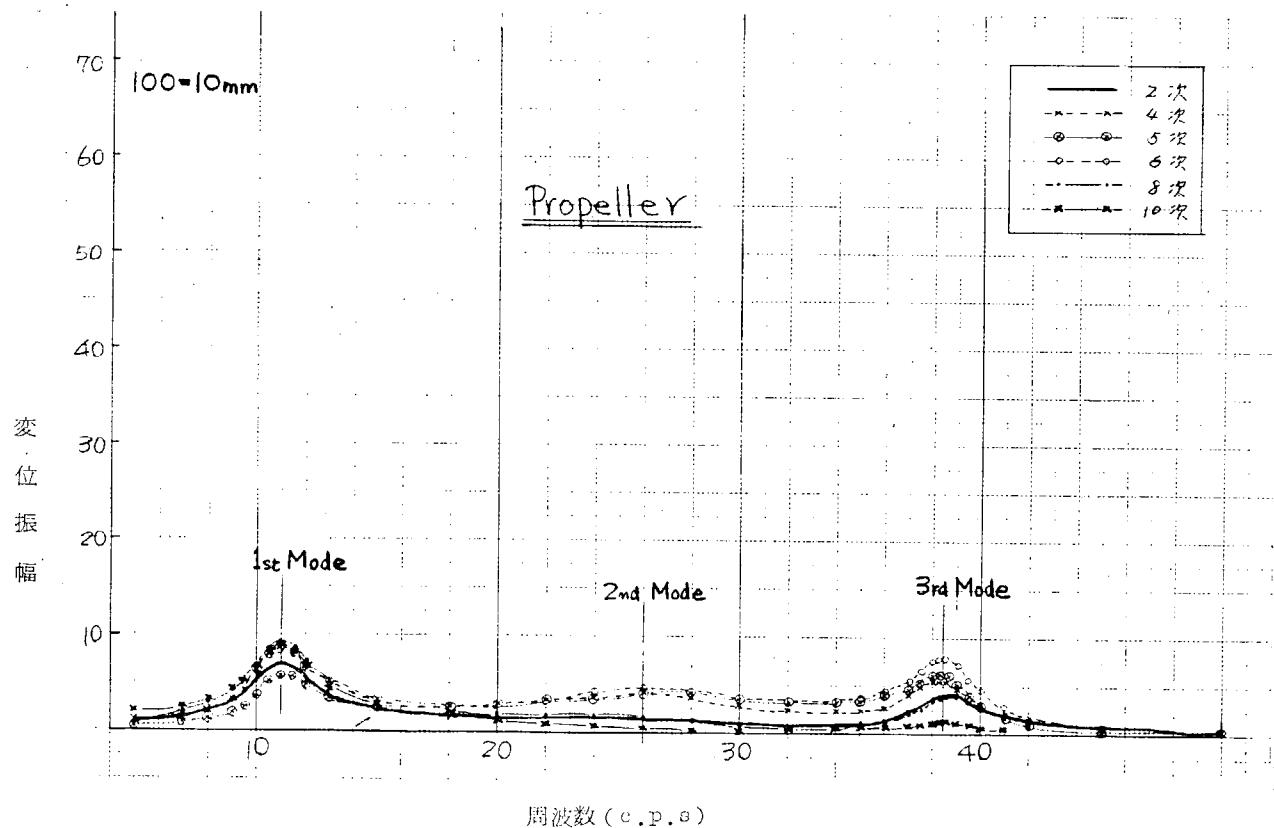
第 6.3.1.1 図



第 6.3.1.2 図



第6.3.1.3図



第6.3.1.4図

第 6.3.9～第 6.3.14 図について考えると、1st Modeについて、8 次成分の場合が一番大きく、3rd Modeについては、4 次あるいは、6 次成分の場合に大きくなる。なお実際には、これらの図の値に、ハーモニック係数の比を乗じたものが、実振幅となるわけである。

ここで一番注目されるのは、ホルツァー表に見られる 2nd Mode の共振は、プロペラ部およびスラスト部にややそれと思われる現象が出ているだけで、他の位置にはほとんど認められないということである。これは、本機関は、船尾機関型のため、スラスト軸受部が、軸系の後端部に近いため、2nd Mode のように、スラスト部の振幅が、自由端振幅のほぼ 90% に相当するほど振れる場合には、プロペラおよびスラスト部の減衰が大きくなり、強制振動させた場合でもほとんど生長しなくなるためと思われる。

第 6.3.15～6.3.20 図は、各次数の共振点における弾性曲線と位相関係を示したものである。

第 6.3.15 図 2 次式成分強制力の場合

第 6.3.16 図 4 次 "

第 6.3.17 図 5 次 "

第 6.3.18 図 6 次 "

第 6.3.19 図 8 次 "

第 6.3.20 図 10 次 "

ただし、10 次成分の計算については、強制力の大きさを、他の次数の場合に与えた強制力の大きさの 1/6 にした。これらの図から、3rd Mode の場合には、スラスト部は、他の質点とは、90° 位相のずれた方向を向いているのがわかるが、これは、スラスト部がほとんど動かず、ちょうど節 (Node) になつていることを示す。

(2) 6 次成分強制力についての各種比較

(a) クランク軸部のみ起振した場合

第 6.3.21 図に、6 次成分強制力の場合の、 No.1 、 No.4 、 No.7 、 No.9 、スラスト部、プロペラ部の各質点の周波数特性のうち、振幅特性を比較して示す。また、第 6.3.22～6.3.27 図に振幅および位相特性の両方を示す。

第 6.3.22 図 No.1 質点について

第 6.3.23 図 No.4 "

第 6.3.24 図 No.7 "

第 6.3.25 図 No.9 "

第 6.3.26 図 スラスト部 "

第 6.3.27 図 プロペラ部 "

これらの図のうち、第 6.3.27 図のプロペラ部の変位振幅についてみると、24～26 c.p.s. 附近に 2nd Mode の影響とおもわれる振幅の増加が顕著である。しかし振動全体としてみると、2nd Mode の現象はほとんど認められない。

また、これらの図から、振動問題を取り扱う上において非常に大切な位相の動きが明らかになり、特に共振点附近では位相の動きが著しく、わずか ± 0.5 c.p.s. の周波数のちがいで $\pm 25^\circ$ にも及んでいる。

(b) 自由端に総振動防止用オイルダンパ装置を考慮した場合について

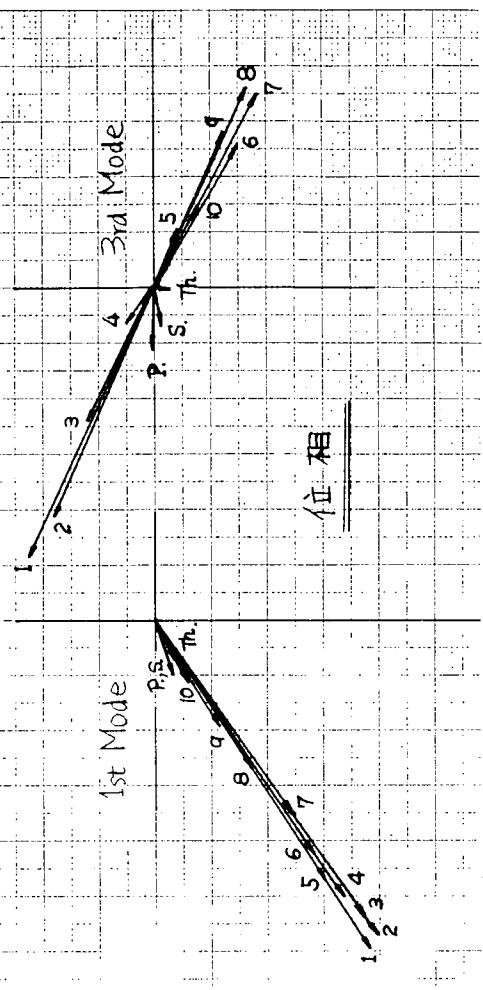
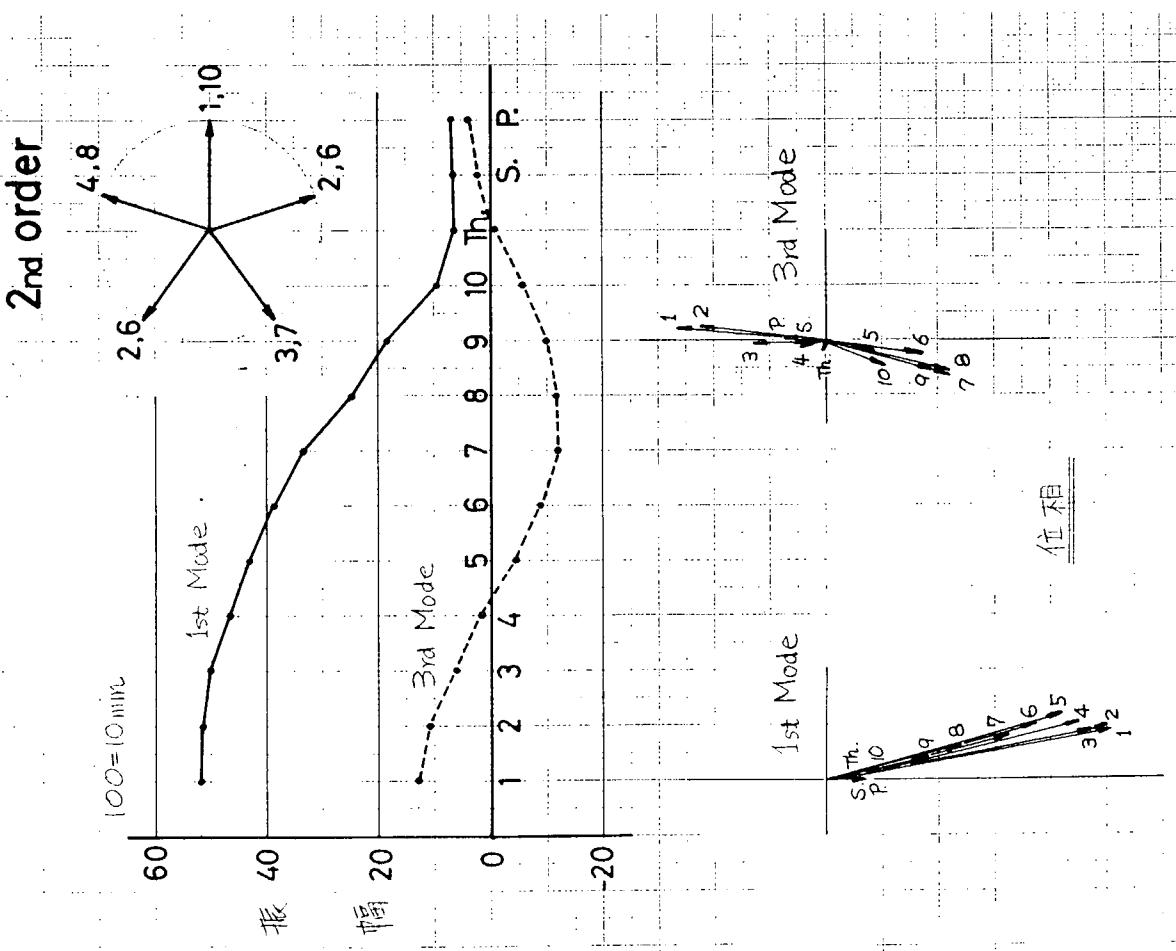
本機関については、軸系船首端にオイルダンパ装置をとりつけ、装置のノズルの開閉度をかえることにより、減衰係数がかえられるような装置の設計であった。この装置の等価減衰係数は約 $20 \sim 2,000 \text{ kg} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1}$ と推定される。（42 年度報告書参照）

アナログ計算機においては、ポテンショメータの値をかえることにより、この減衰係数をかえることができる。

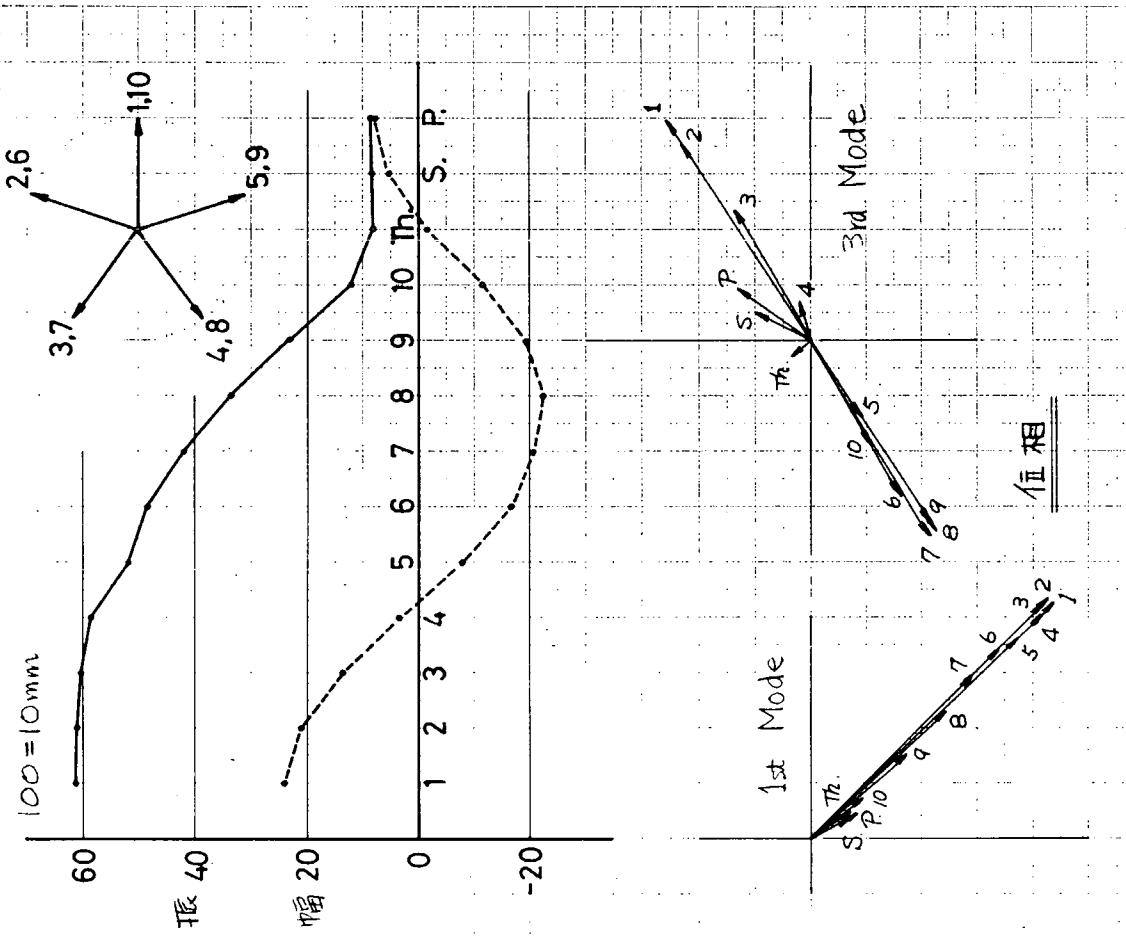
第 6.3.28 図は、1st Mode の共振点において、ダンパ装置の減衰係数をかえた場合の弾性曲線の比較を示す。また、第 6.3.29 図および第 6.3.30 図は、各質点の共振点近傍における変位振幅および位相の変化状態を示し、

第6.3.16図

第6.3.15図

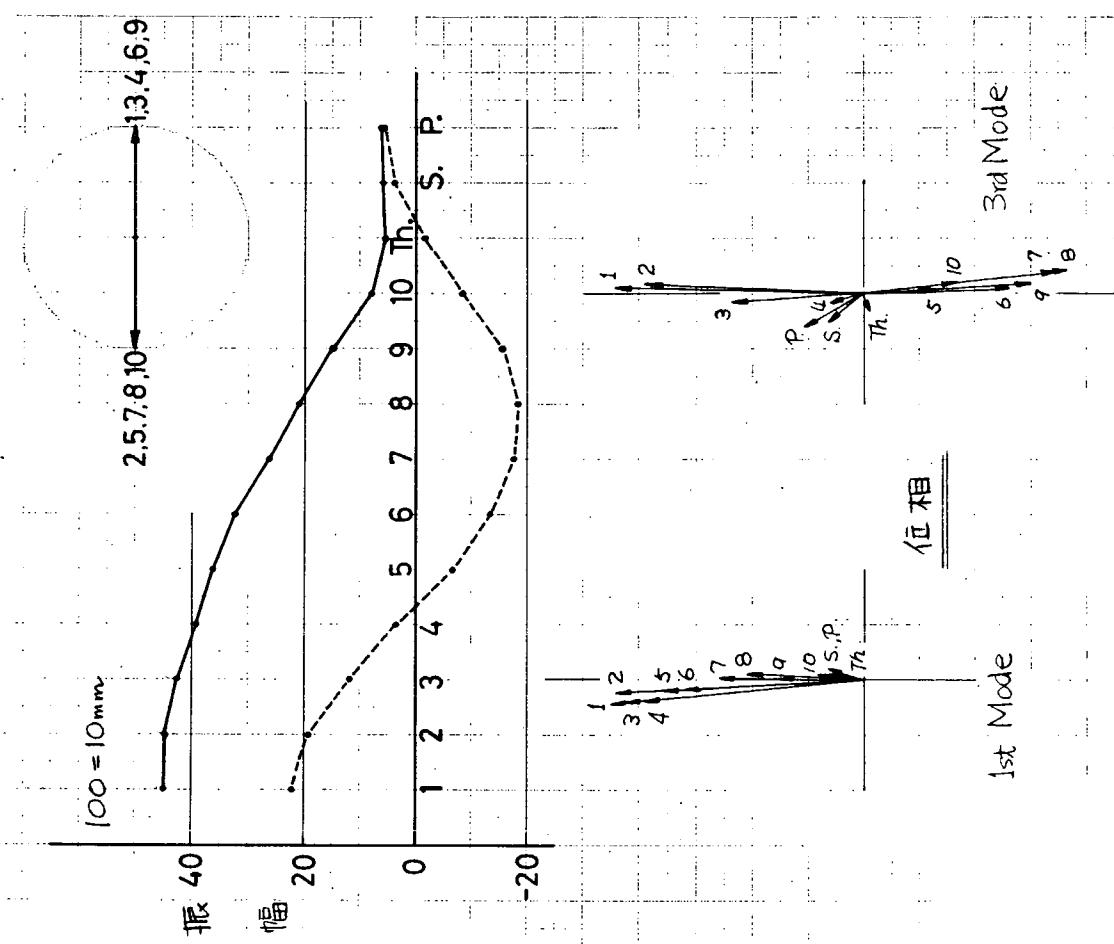


6th Order

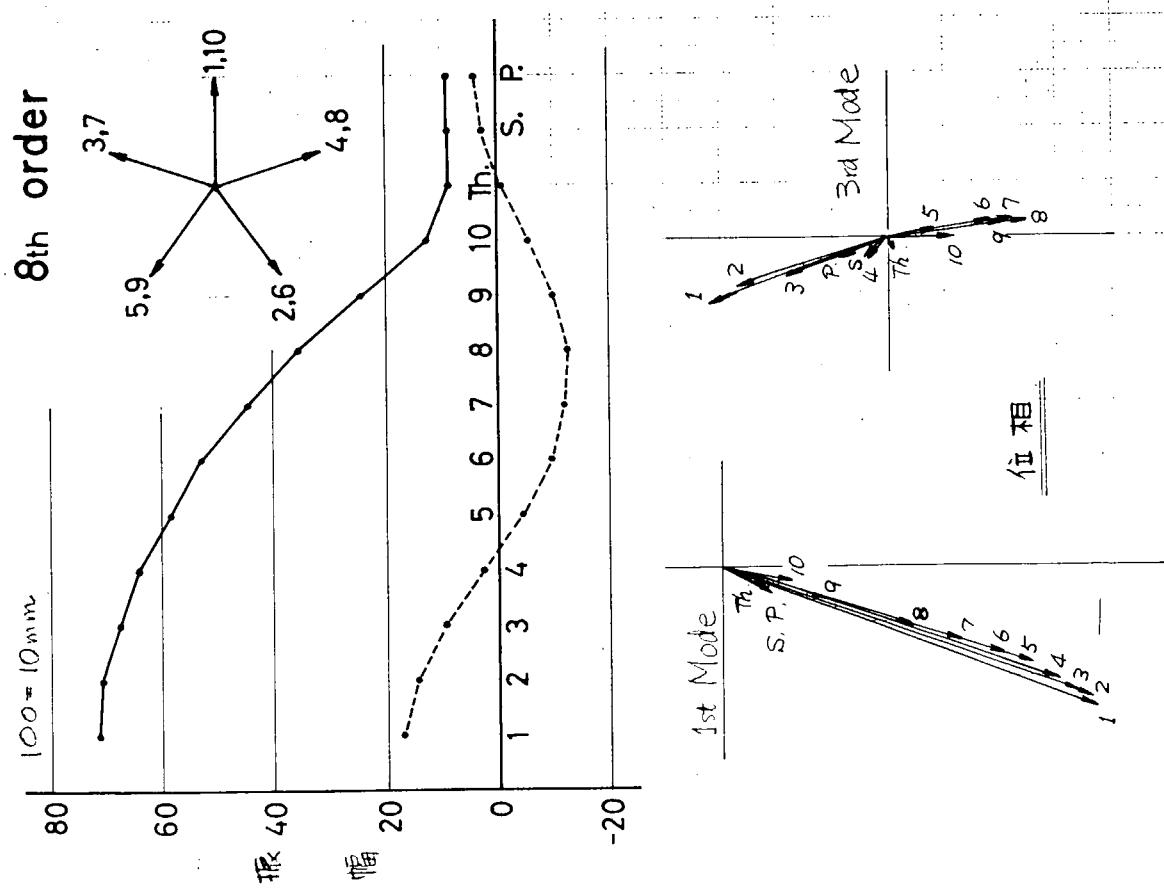
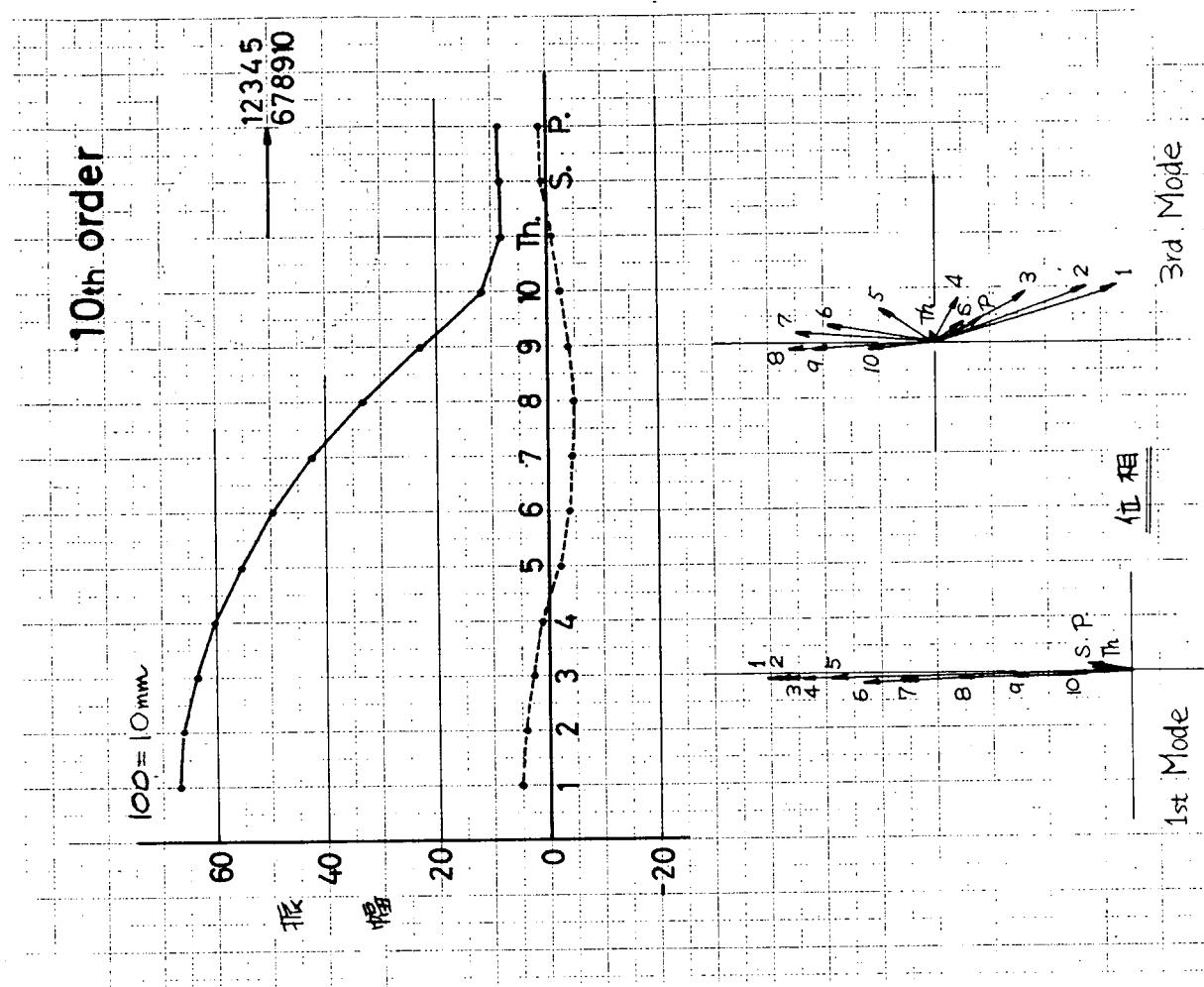


第6.3.18図

5th Order

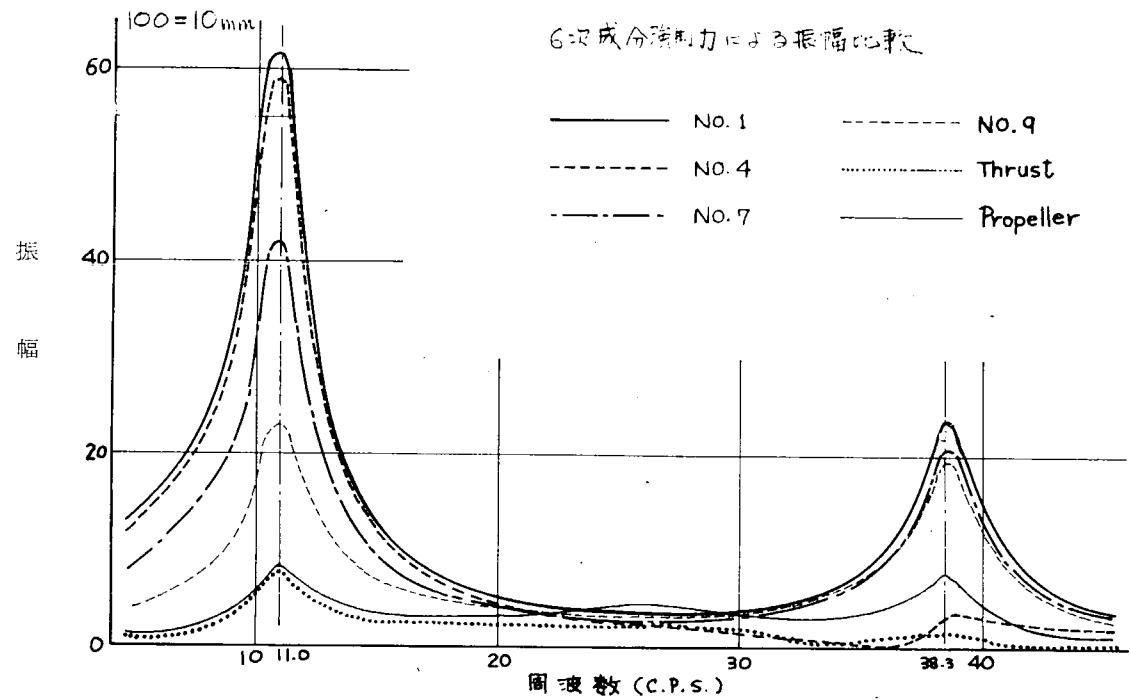


第6.3.17図



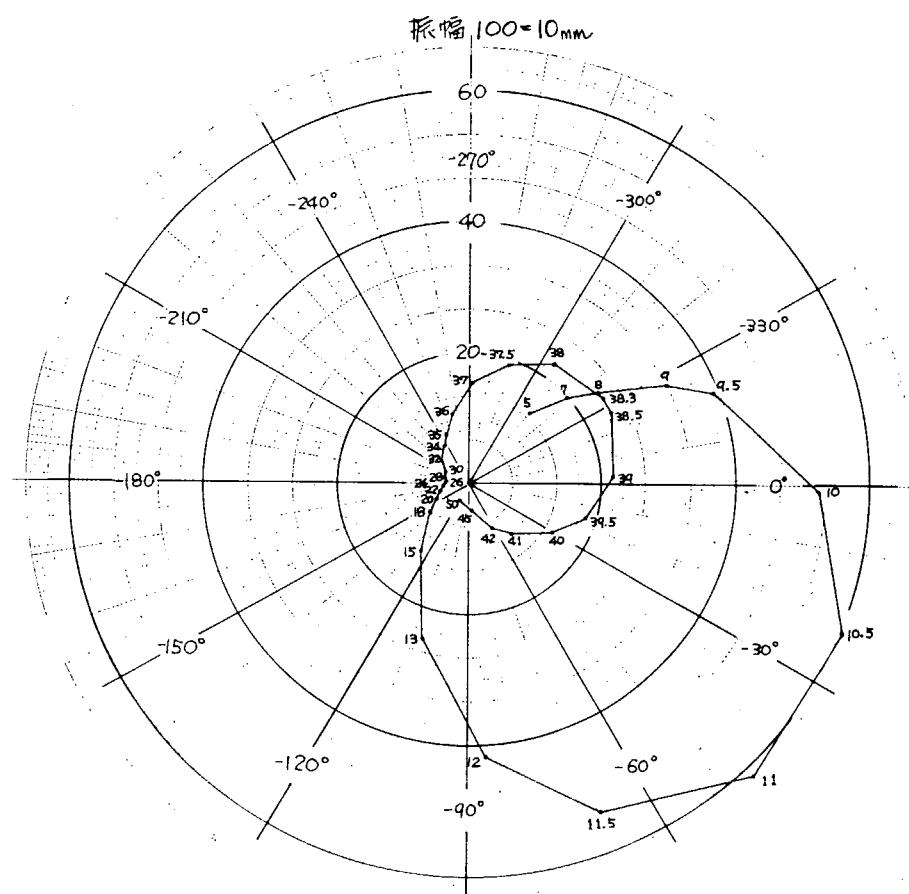
第6.3.19図

第6.3.20図

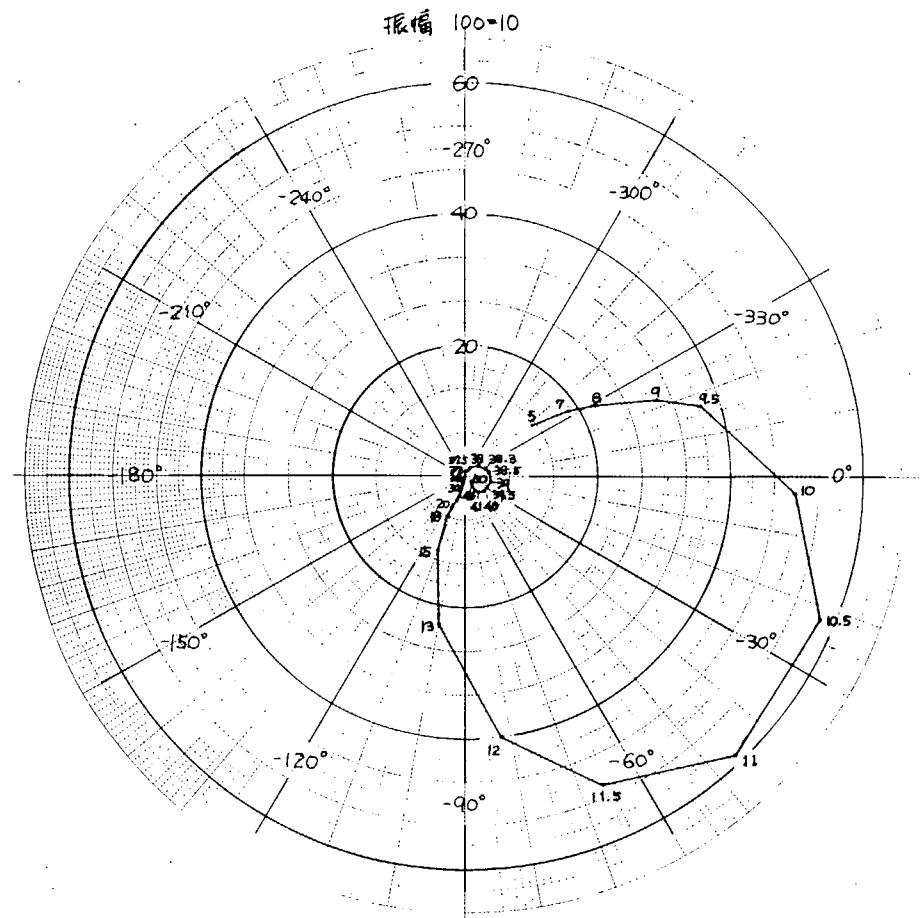


周波数 (c.p.s.)

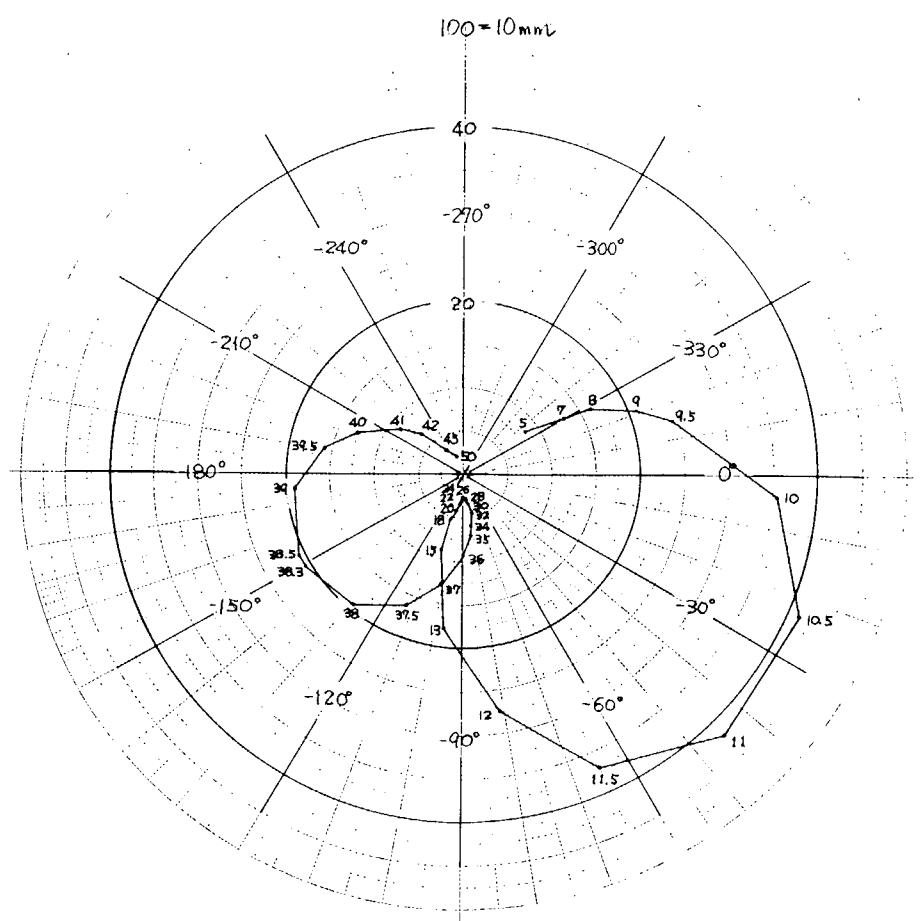
第 6.3.2.1 図



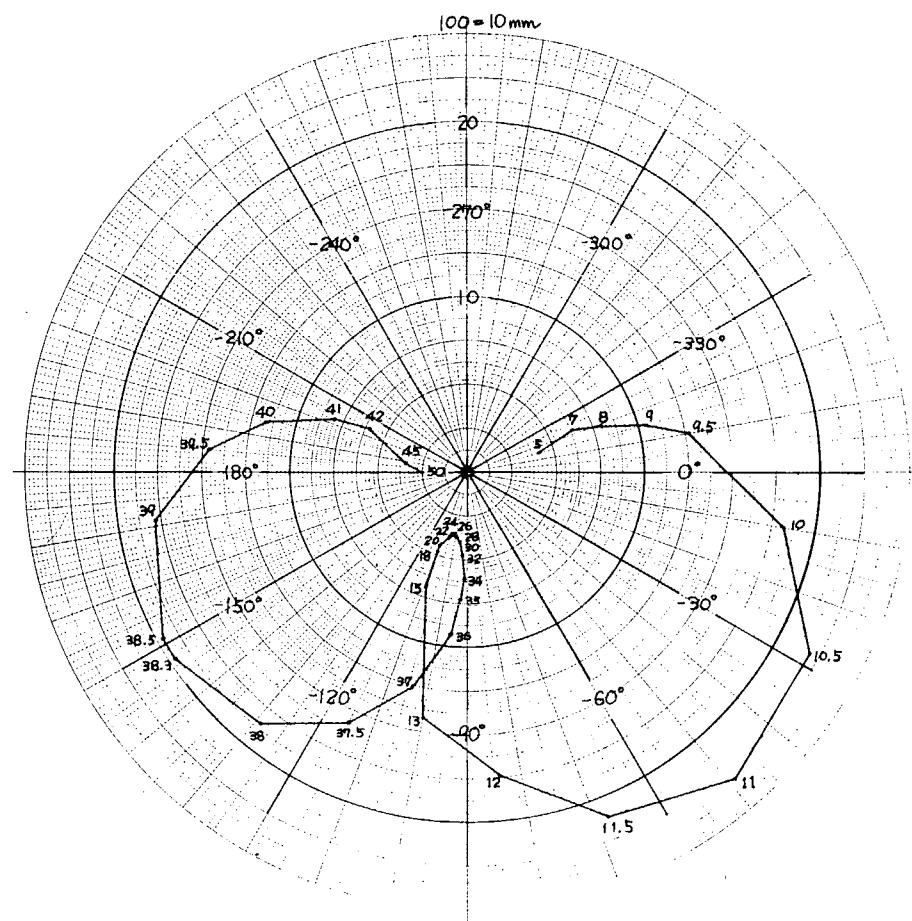
第 6.3.2.2 図 M_1 質点について



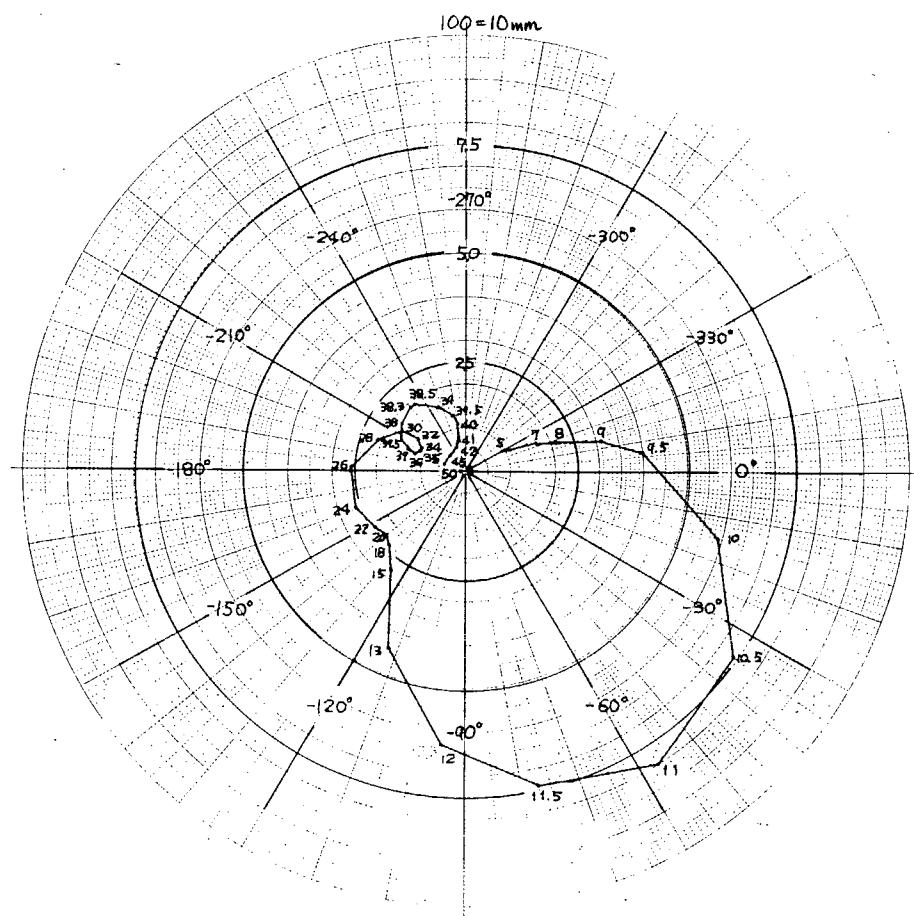
第6.3.2.3図 M6.4質点について



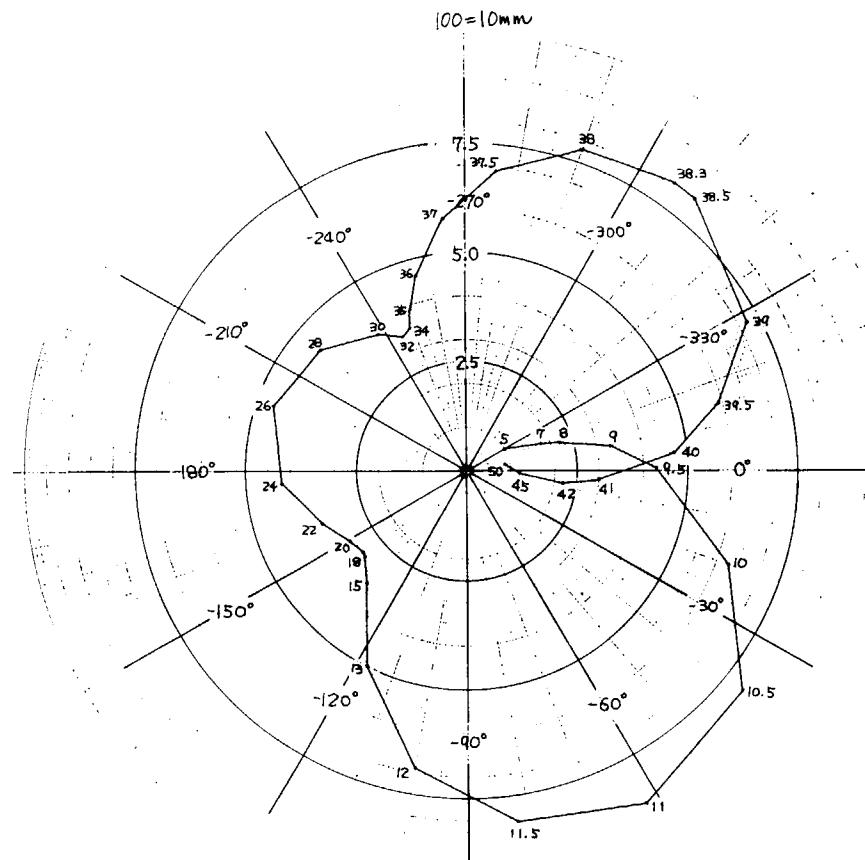
第6.3.2.4図 M6.7質点について



第 6.3.25 図 16.9 質点について

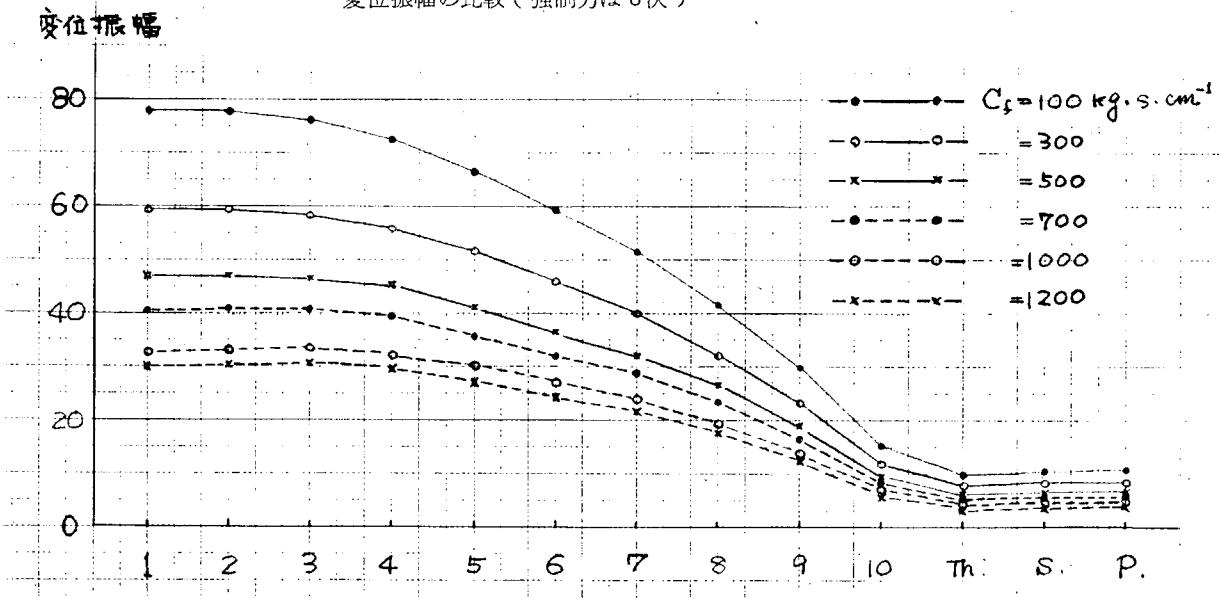


第 6.3.26 図 Thrust部について

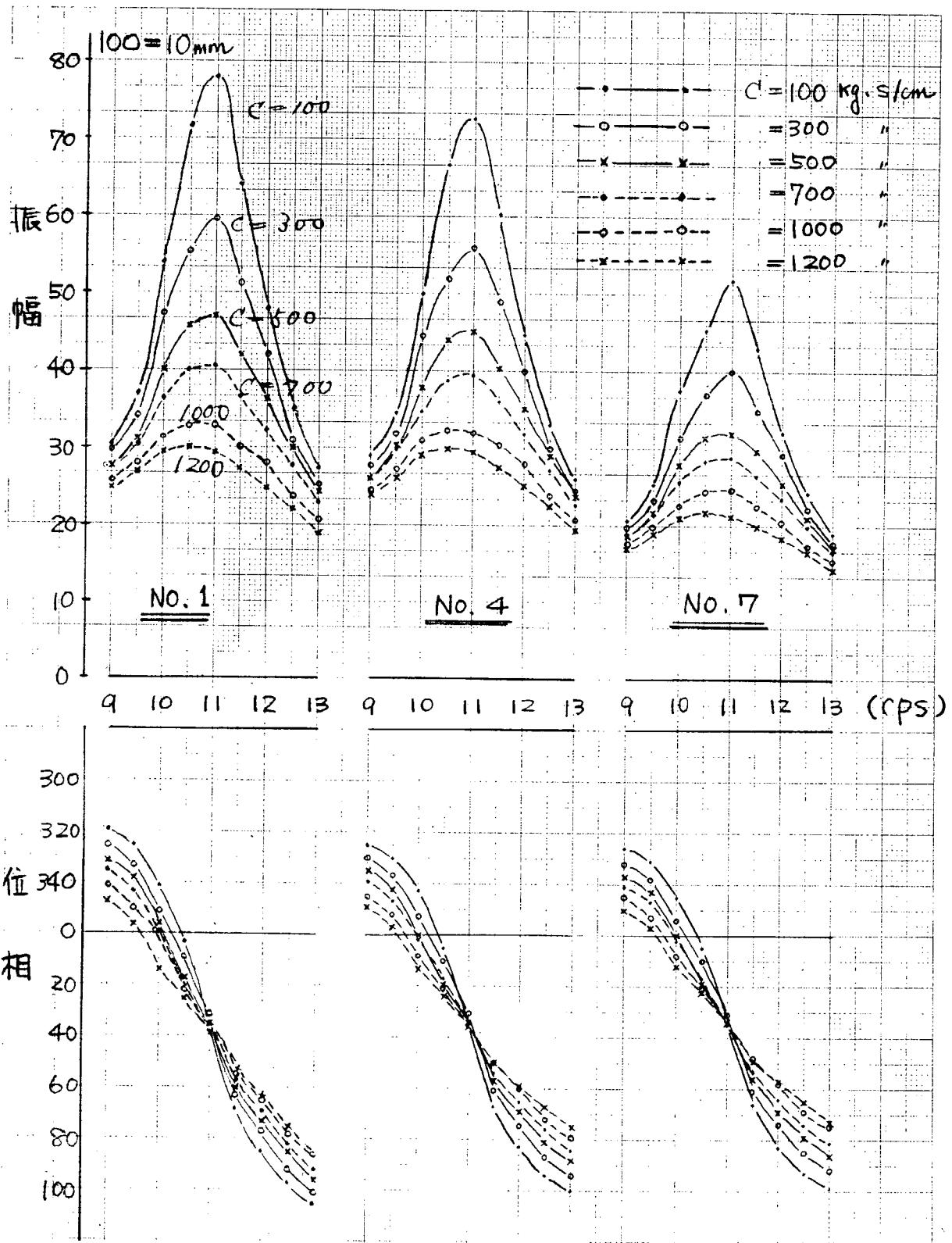


第6.3.27図 Propeller部について

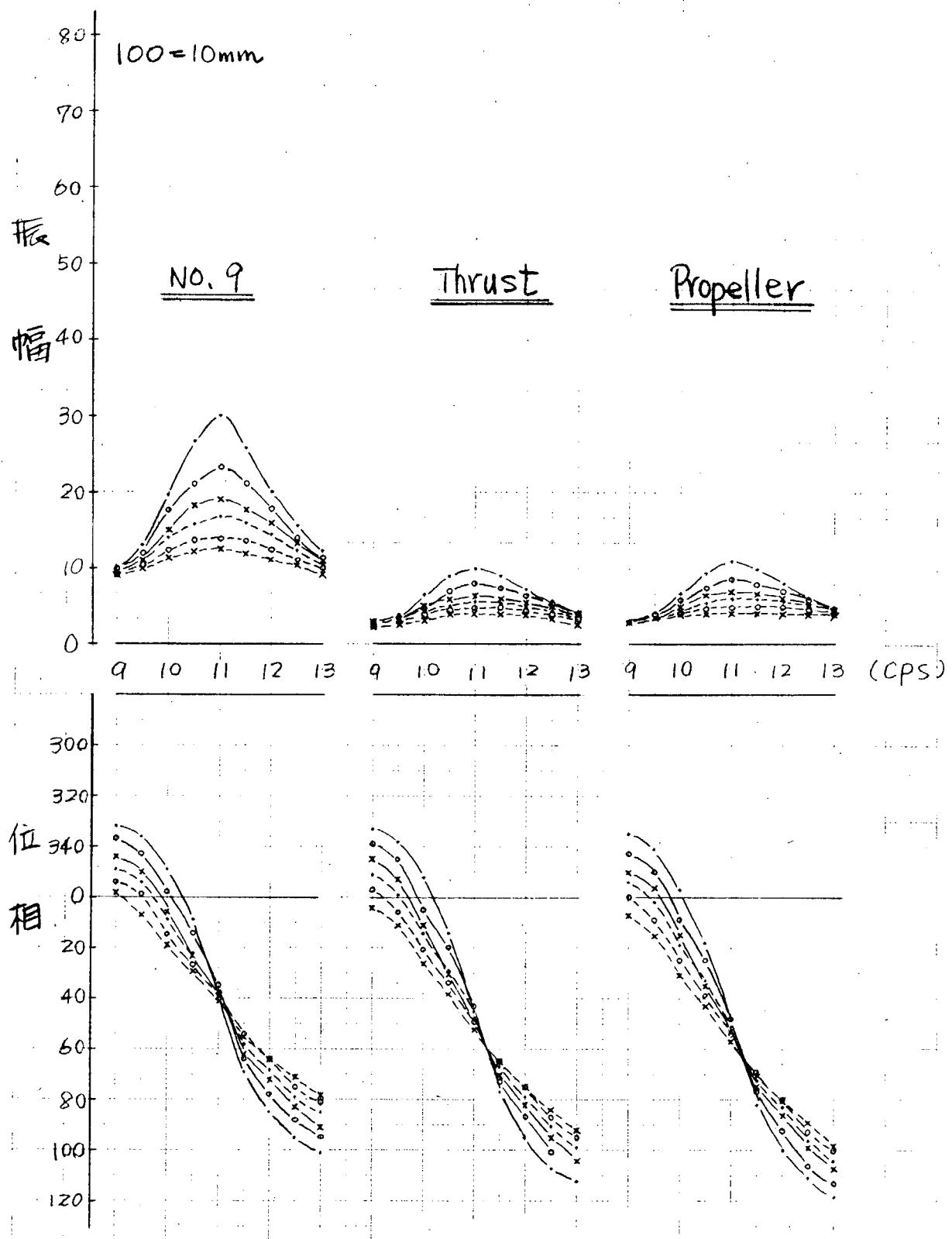
縦振動防止用ダンパ効果と共振点における
変位振幅の比較（強制力は6次）



第6.3.28図



第 6.3.2.9 図 縦振動防止用ダンバの減衰係数の変化と振幅・位相の変化
(強制力は 6 次)



第 6.3.30 図

第6.3.3 1図はM.1質点について同じ結果を円グラフ表示したものである。

第6.3.2 8図についてみると、減衰係数を $100 \text{ kg} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1}$ から $500 \text{ kg} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1}$ に増加させることにより、自由端振幅を約40%減少させることができる。しかし、減衰係数をさらに $1,000 \text{ kg} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1}$ にふやしても、振幅はあと約20%減少するだけで、さらに減衰係数を大きくしても、変位振幅はあまりかわらず、ダンパ効果が得られない。これらのことから、縦振動防止用オイルダンパ装置としては、減衰係数が約 $500 \sim 700 \text{ kg} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^{-1}$ の容量を有するダンパ装置を設計すれば十分で、それ以上のものを作ることは、オイルの温度上昇、装置の構造上の強度や剛性の問題など設計上の困難が増えるだけで、効果はあまりえられないといふことがわかる。

(c) クランク軸部への強制力と、プロペラ部への強制力の両方を考慮した場合

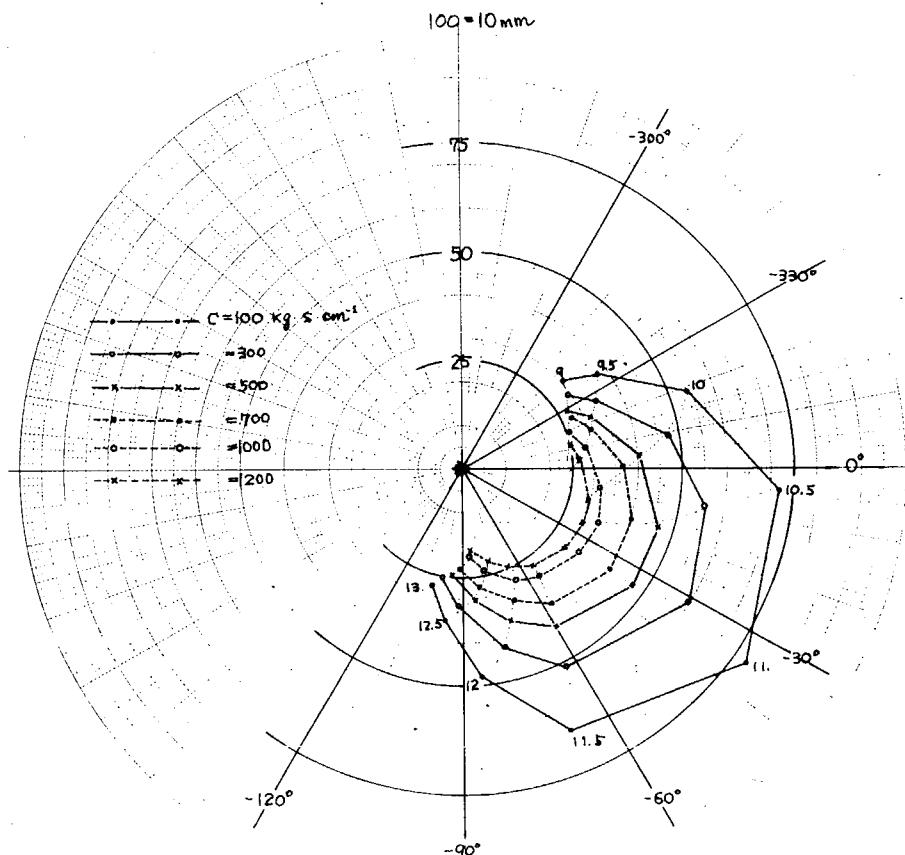
実際の軸系縦振動においては、クランク軸のみならず、プロペラのスラスト変動によつて大きな影響を受けるものと思われる。

第6.3.3 2図は、プロペラ部にも強制力を加え、その位相をかえることにより、共振点における変位振幅がどのような変化をするのかを示したものである。

第6.3.3 3～6.3.3 8図は、各質点の1st Modeの共振点近傍における変位振幅と、位相変化の状態を比較したものである。これらの図から、プロペラから受ける力の位相の変化は、縦振動の変位振幅および位相に、いかに大きな影響を与えるかがわかる。

また、第6.3.3 2図において、プロペラ起振力の位相が、 0° と 300° の場合を比較すると、自由端では、前者の場合と比べて後者の場合の振幅が約半分になつてゐるのに対し、プロペラ部では、後者の場合の振幅は、前者のそれの約20%増となつてゐる。

実際の船の場合には、船尾部の流れの状態や、プロペラのスリップ等により、プロペラによつて生じるスラスト変動は、非常に複雑なものと推定される。しかし、スラスト変動の位相が大きく変わらないものとすれば、縦振動の変位振幅を減少させるのにダンパ装置をつけなくとも、プロペラの取付角を適当に選ぶことにより、自由端の振幅をかなり減少させることができるのでないだろうか。

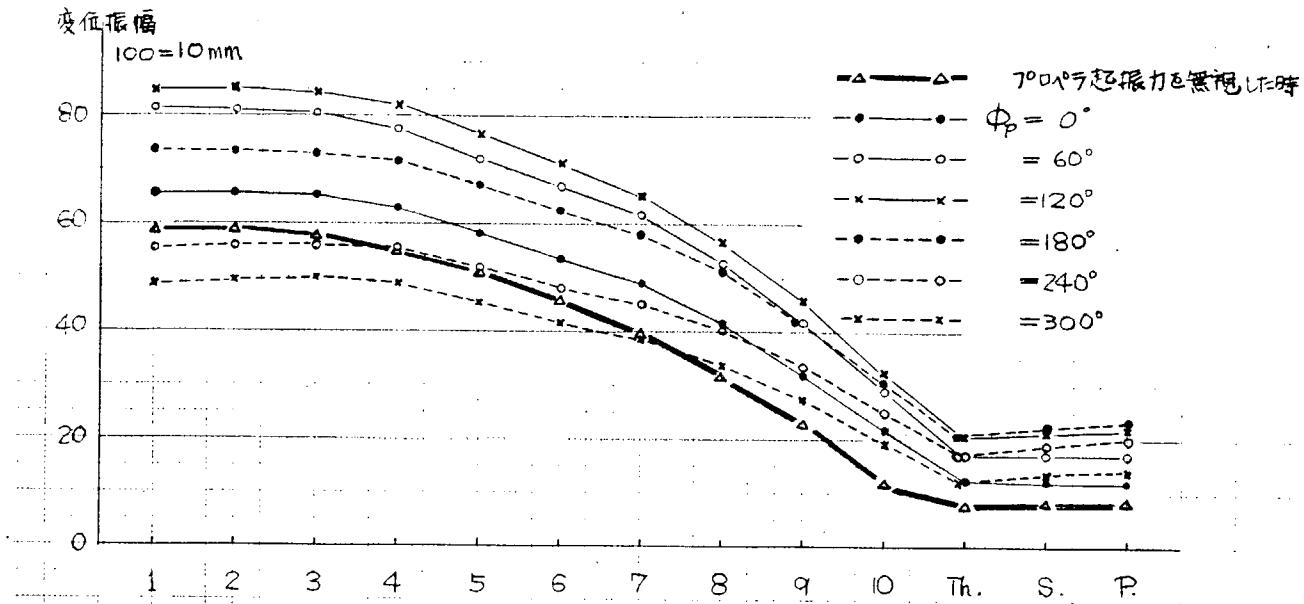


第6.3.3 1図 M.1質点について
-266-

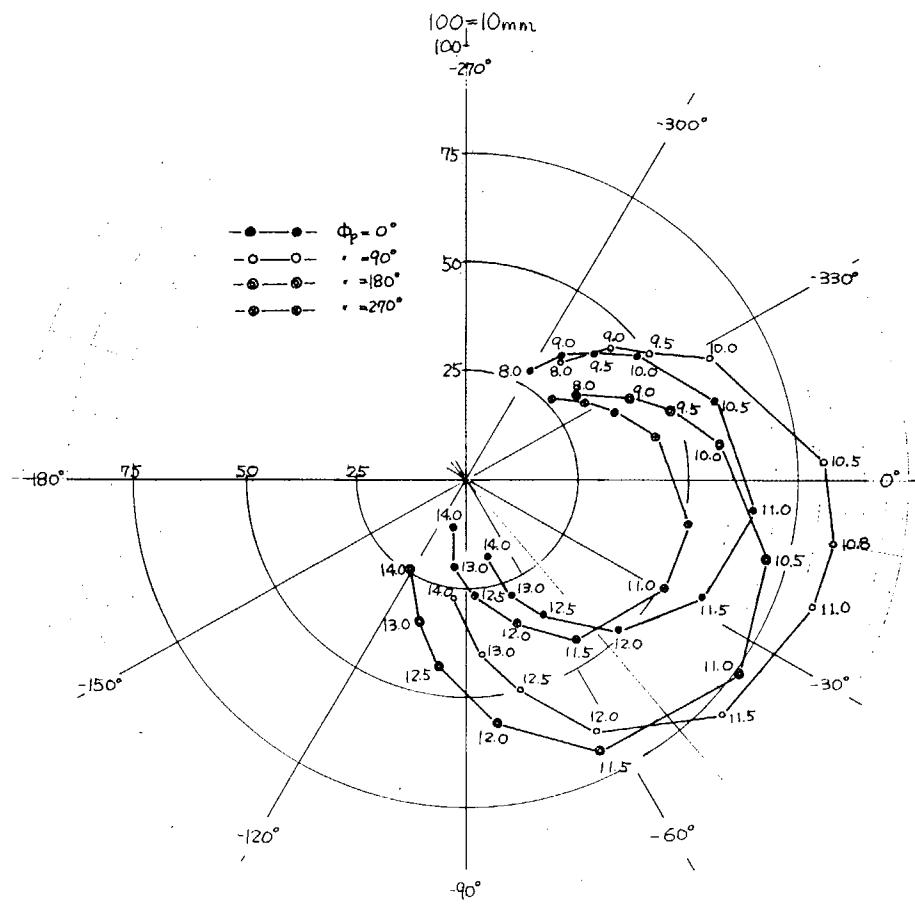
プロペラからの起振力位相と共振点における変位振幅の比較

(強制力は6次、位相は F_1 に対するもの)

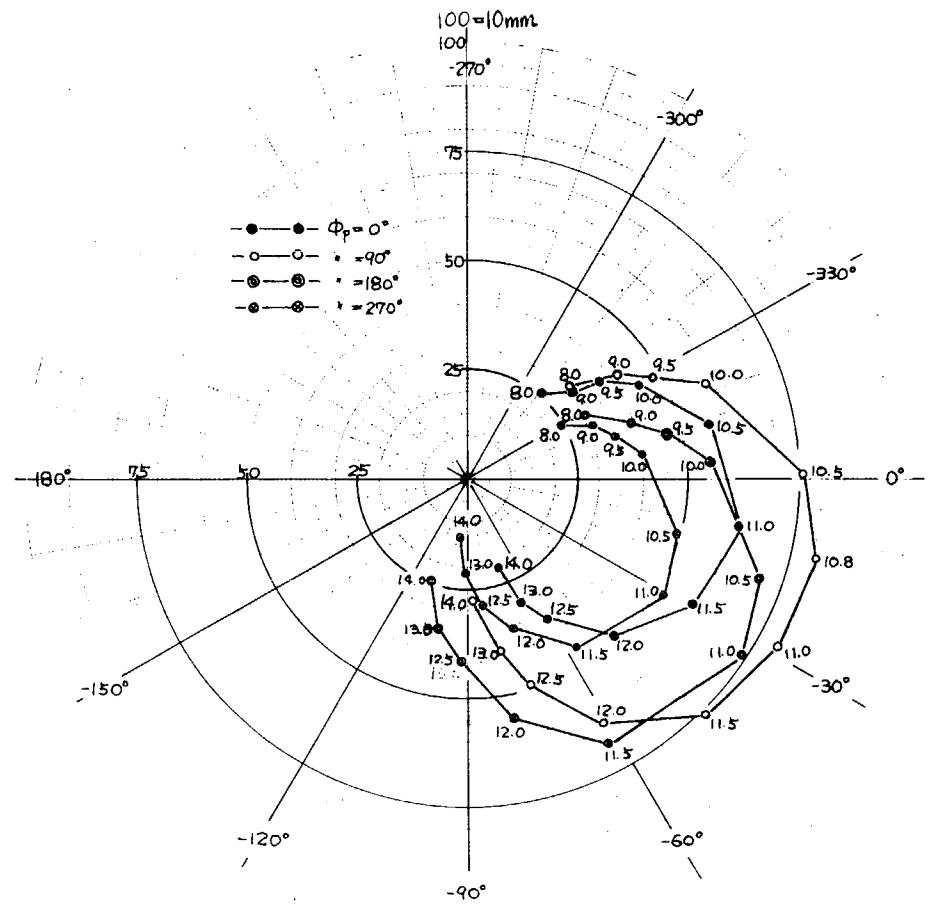
$$F_p = F_0 \sin(\theta - \phi_p)$$



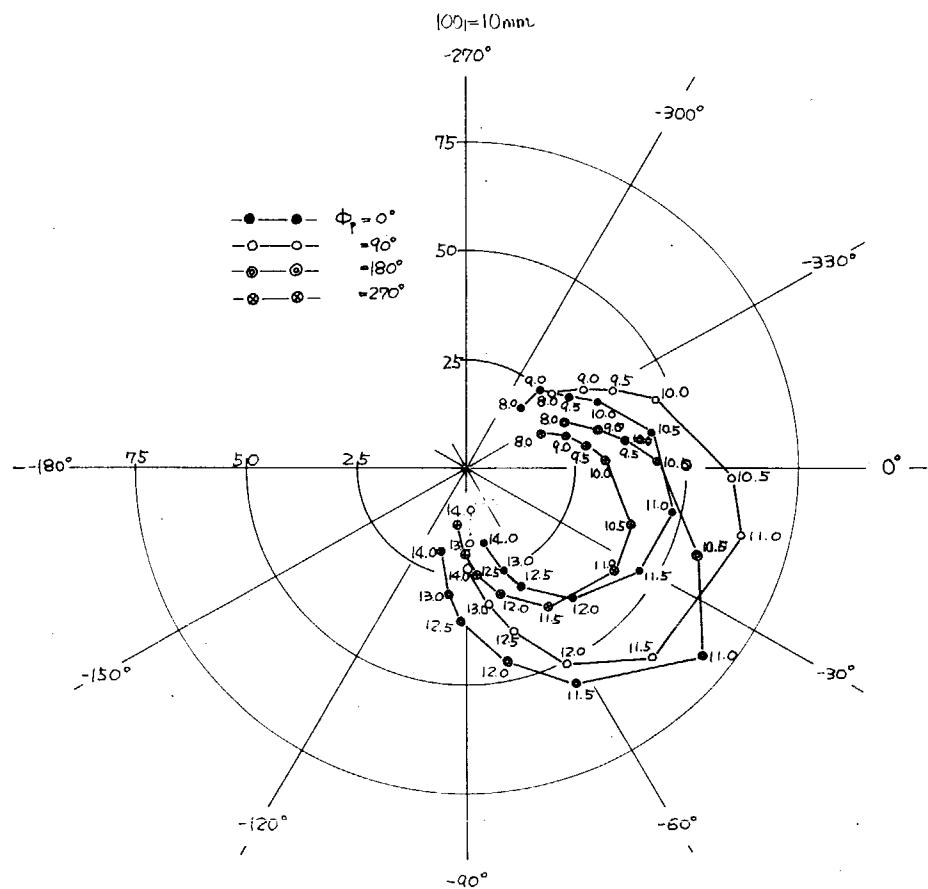
第6.3.3.2図



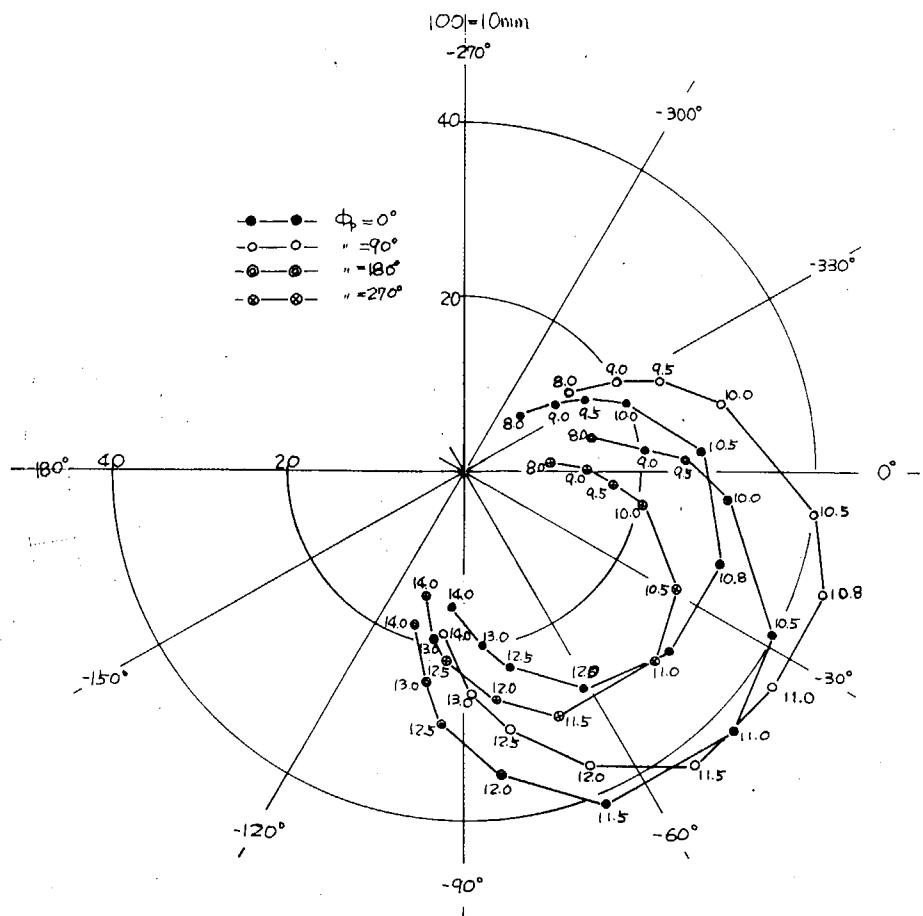
第6.3.3.3図 M.1質点について



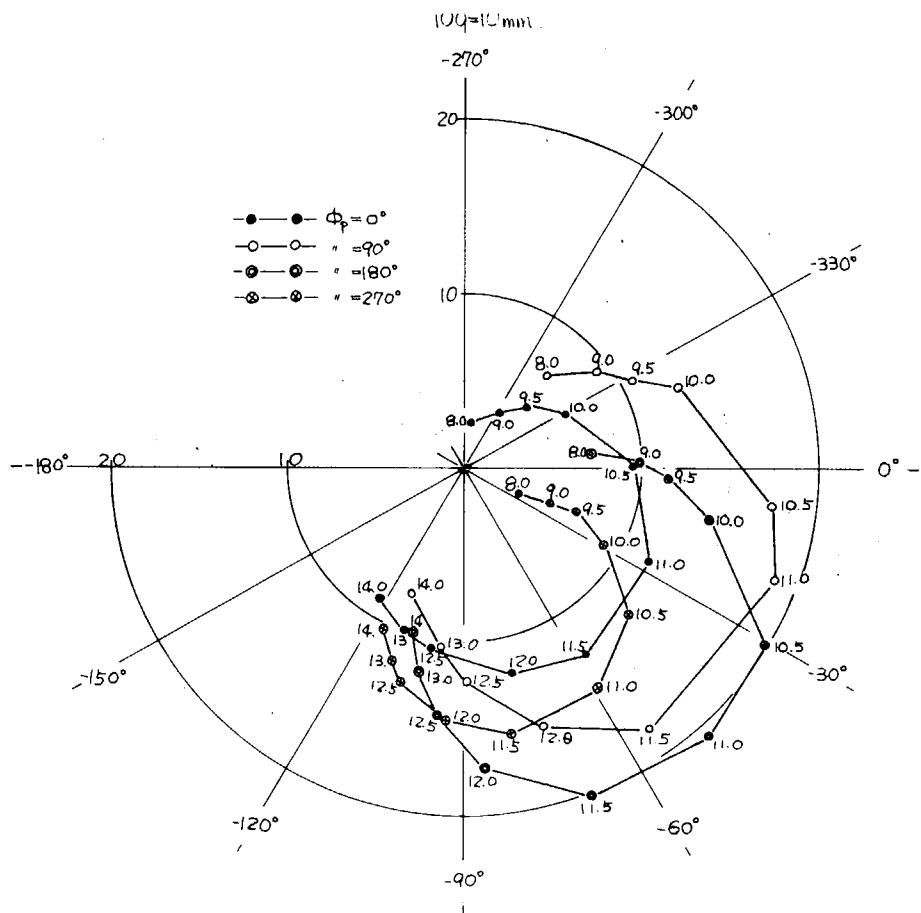
第6.3.3 4図 N6.4質点について



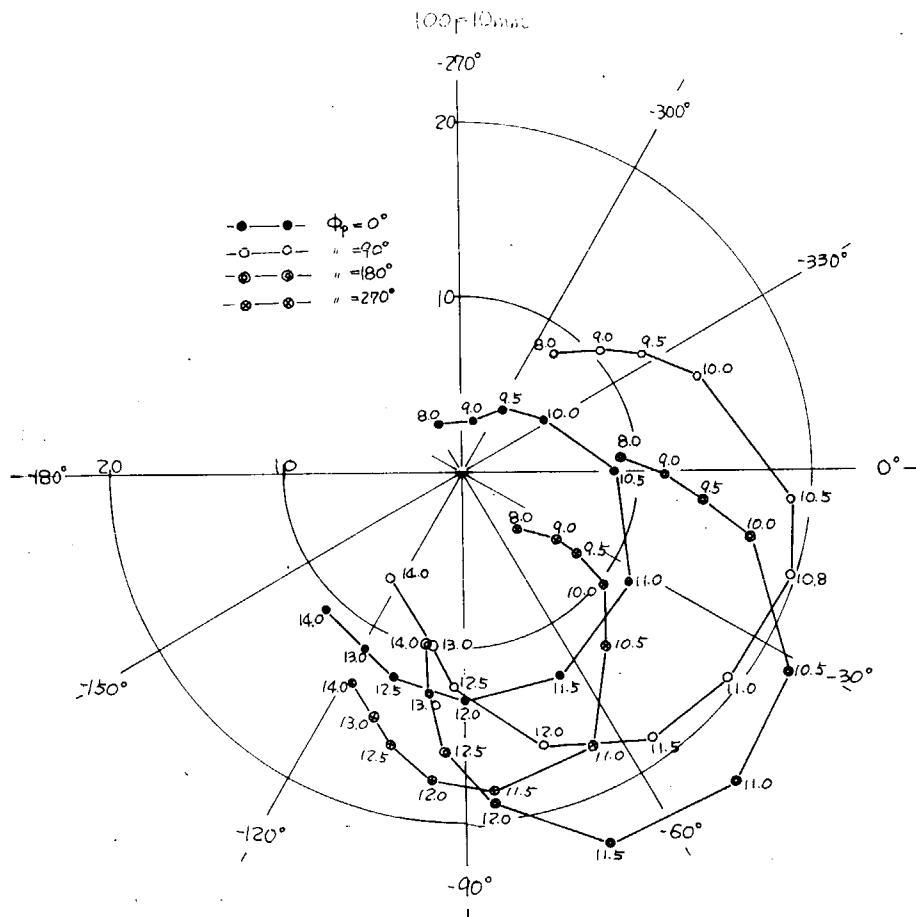
第6.3.3 5図 N6.7質点について



第6.3.3 6図 N6.9 質点について



第6.3.3 7図 Thrust部について



第 6.3.3-8 図 Propeller 部について

(d) スラスト軸受部に不感要素を考慮した場合

実機のスラスト部には、スラスト軸受とスラストパッドとの間に、わずかではあるが不感帯があり、縦振動の振幅が軸の静的スラストによる変位より小さい間は線形振動となるが、共振点において、振幅が静的変位よりも大きくなると、この不感帯が、振動系を非線形振動にかえてしまうおそれがあり、このような場合には数多くの問題点が生じる。

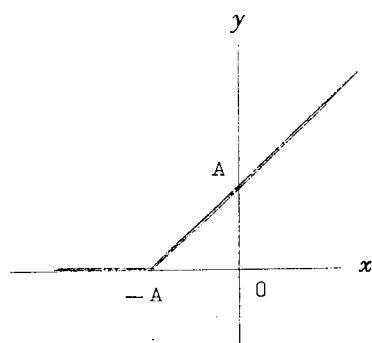
ここでは 1 例として、下の示すような不感要素を考えて、これをスラスト部にシミュレートして計算を行なつてみた。

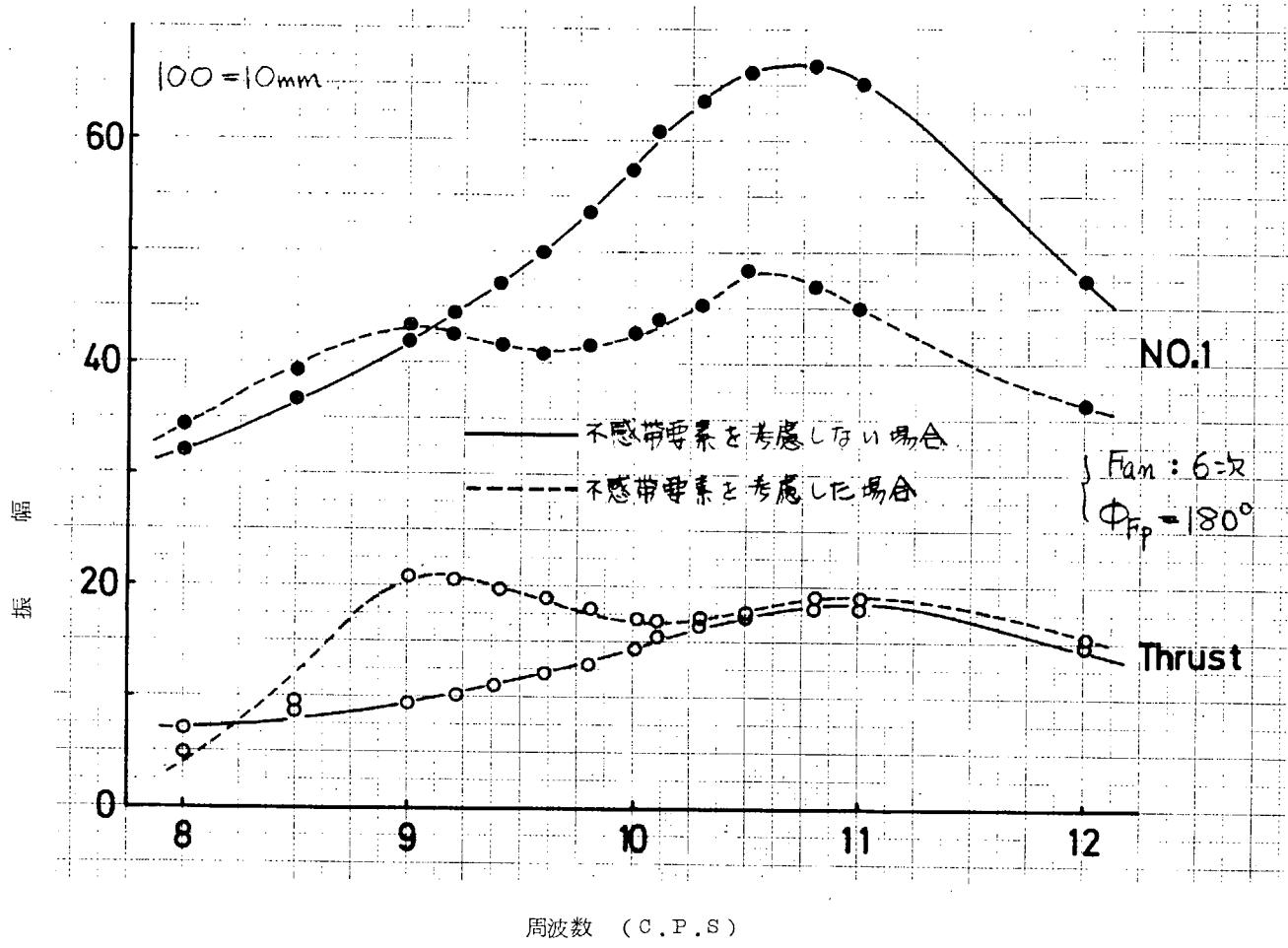
第 6.3.3-9 図は、 $A = 20$ (2 mm 相当)

とした場合の計算結果と不感要素がない場合の振幅特性の比較である。この結果からみると、不感要素を考慮した場合には、共振点のすぐ近傍で一度振幅が減少し、その後再び増加して共振点に至り、その後は減少するという非常に複雑な振動形態となつている。

6.4 クランクスローの変位とすみ肉部付加応力の関係

クランクスローの縦方向変位、いいかえれば腕開閉量とすみ肉部付加応力との関係を求めることは、クランク軸の芯出し際してクランクデフレクションをすみ肉部の応力に換算する手法として静的に利用されるとともに、縦振動において各質点間の相対変位（腕開閉量）をクランクピンのすみ肉部応力に変換する手段としても用いられる。





第 6.3.3-9 図

これらのうち、芯出しにおけるデフレクションとすみ肉応力は関係はつきの 7 章で示されるため、ここでは縦振動における腕開閉量とすみ肉応力との関係について述べる。

腕開閉量 Δx とすみ内部の応力との関係は、1 スロー内のモーメント分布によつてそれぞれ相違しており、第 6.1.1 表のような係数はある特定の荷重方法に対して定義される。

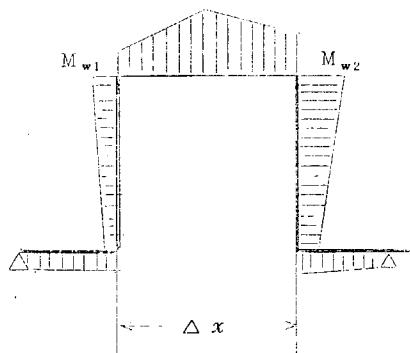
すなわち、第 6.4.1 図のようにクラシクスローをラーメン構造と考えると、腕開閉量 Δx はピン部と腕部に作用する曲げモーメントの分布によつて決定され、ピンすみ肉部の曲げ応力 σ_{pt1} 、 σ_{pt2} は腕厚さの中心における曲げモーメント M_{w1} 、 M_{w2} によって与えられる。

$$\sigma_{pt1} = \frac{M_{w1}}{Z} \cdot \alpha_k$$

ここに

Z : クランクピンの断面係数

α_k : すみ内部の形状係数



第 6.4.1 図

しかしながら、縦振動のようにシャーナル部に軸方向力が作用する状態については $\sigma_{pt1}/\Delta x$ は一定値となるため、6.3 節で示したようにアナログ計算機を用いて多点起振の強制減衰振動の解として各スローの腕開閉量が求められた場合には、これに $\sigma_{pt}/\Delta x$ を乗ずればすみ肉部の付加応力を求めることができる。

ただし、クラシク軸の軸方向変位またはすみ肉部応力を実測し、これからすみ肉部応力または軸方向変位の振動次数成分を分離しようとする場合にはつきのような点が問題になる。

6.4.1 軸方向変位実測値とすみ肉応力の関係

クランク軸の実働状態における縦方向変位には強制振動状態の各次数の成分が数多く重畠しているため、ここでは特定の次数の成分のみについて考える。

いま(6.2.4)式の Δx_j を調和解析して得られた h 次の起振変位を $(\Delta x_{sh})_j$ 、 M_j スローの振幅変位の実測値を $(\Delta x_{dh})_j$ とすれば

$$(\Delta x_{sh})_j / (\Delta x_{dh})_j = Q_j \quad \dots \dots \dots \quad (6.4.1) \text{式}$$

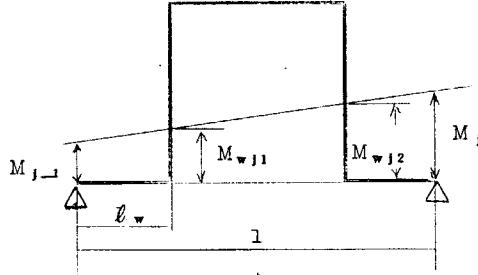
ここで

Q_j ：見掛けの振動倍率

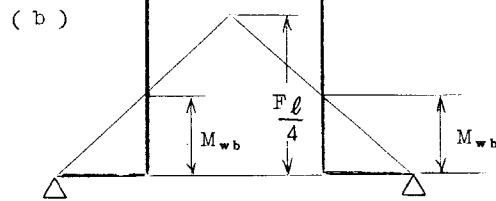
(a)

一方、 M_j スローピンすみ肉部の応力 σ_{pt1} 、 σ_{pt2} は第6.4.2図において

$$\begin{aligned} (\sigma_{pt1})_j &= \frac{\alpha_k}{Z_e} (M_{w,j1} + M_{w,b1}) \\ &= \frac{\alpha_k}{Z_e} \left\{ l_w M_j + (l - l_w) M_{j-1} + \frac{1}{4} F_j l l_w \right\} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (6.4.2a)$$



$$(\sigma_{pt2})_j = \frac{\alpha_k}{Z_e} \left\{ (l - l_w) M_j + l_w M_{j-1} + \frac{1}{4} F_j l l_w \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (6.4.2.b)$$



それゆえピングすみ肉応力の h 次成分 $(\sigma_{pt1h})_j$ 、 $(\sigma_{pt2h})_j$ を考えると

$$\begin{aligned} (\sigma_{pt1h})_j &= \frac{\alpha_k}{Z_e} \left[l_w M_j + (l - l_w) M_{j-1} + \frac{1}{4} F_j l l_w \right] h \\ &\quad + (\Delta x_{dh})_j \cdot C_1 \quad \dots \dots \dots \quad (6.4.3a) \end{aligned}$$

第6.4.2図

$$(\sigma_{pt2h})_j = \frac{\alpha_k}{Z_e} \left[(l - l_w) M_j + l_w M_{j-1} + \frac{1}{4} F_j l l_w \right] w + (\Delta x_{dh})_j \cdot C_1 \quad \dots \dots \quad (6.4.3b)$$

ここで

[]_h：括弧内の値の h 次成分

$$C_1 = \Delta \sigma_{pt} / \Delta x_s \quad (\text{第6.1.1図参照})$$

となり、変位実測値の h 次成分に C_1 を乗じたものではなくなる。しかし、第2項が第1項に比して十分に大きい、すなわち比較的高次の振動成分に対してはすみ肉応力は変位振幅に比例すると考えてよい。また、さらに精度のよいすみ肉応力推定をする場合には $(\Delta x_{dh})_j \cdot C_1$ IC S R 1 0 0 部会42年度報告によつて、その回転数における M_j スローのピングすみ肉応力を計算しその h 次成分を加味すべきである。

6.4.2 すみ肉応力の実測値から変位振幅を推定する方法

縦振動の実態を把握するための実測方法としては、クランク軸各スローの軸方向変位を動的に計測する方法と、クランク軸のピングすみ内部の応力を計測する方法があり、前者は、振動形態を把握するには便利であるが現状では適当なピックアップがないため、板バネの変位計でクランク腕の端面を摺動される方法が用いられるが、板バネの固定振動が重畠し高次成分の解析は困難である。また、変位計測は通常クランク軸の自由端のみで行なわれるが、縦振動のようにスラスト軸受で固定されている振動系では自然振動のモードカーブの形状が複雑に変化するとともに、起振力の挙動もきわめて複雑であるため、自由端振幅の大小から各スローの腕開閉量（すみ肉応力）を推定することは不可能である。一方、クランク軸のすみ肉応力を直接測定する方法は、縦振動に付加応力と振動以外の応力を同時に検出し、強度

との対応を検討することができるが、その反面多点計測が困難であること、およびつぎに述べるように実測値から縦振動の成分を分離することが難しいなどの欠陥がある。

クランク軸すみ肉部の応力実測値の h 次成分を $(\sigma_{pfdh})_j$ 、前年度の報告で示されている解法を用いて求めた計算応力の h 次成分を $(\sigma_{ptch})_j$ 、縦振動による付加応力を $(\Delta\sigma_{pth})_j$ とすれば

$$(\sigma_{pfdh})_j = (\sigma_{ptch})_j + (\Delta\sigma_{pth})_j \quad \dots \quad (6.4.4)$$

すなわち

$$(\Delta\sigma_{pth})_j = (\sigma_{pfdh})_j - (\sigma_{ptch})_j \quad \dots \quad (6.4.5)$$

したがつて、実測値の h 次調和成分から計算値の h 次成分を引いたものが振動付加応力である。また、この値から j スローの腕開閉量を求めるには C_1 で割ればよい。

6.4.3 連成振動における変位振幅とすみ肉応力の関係

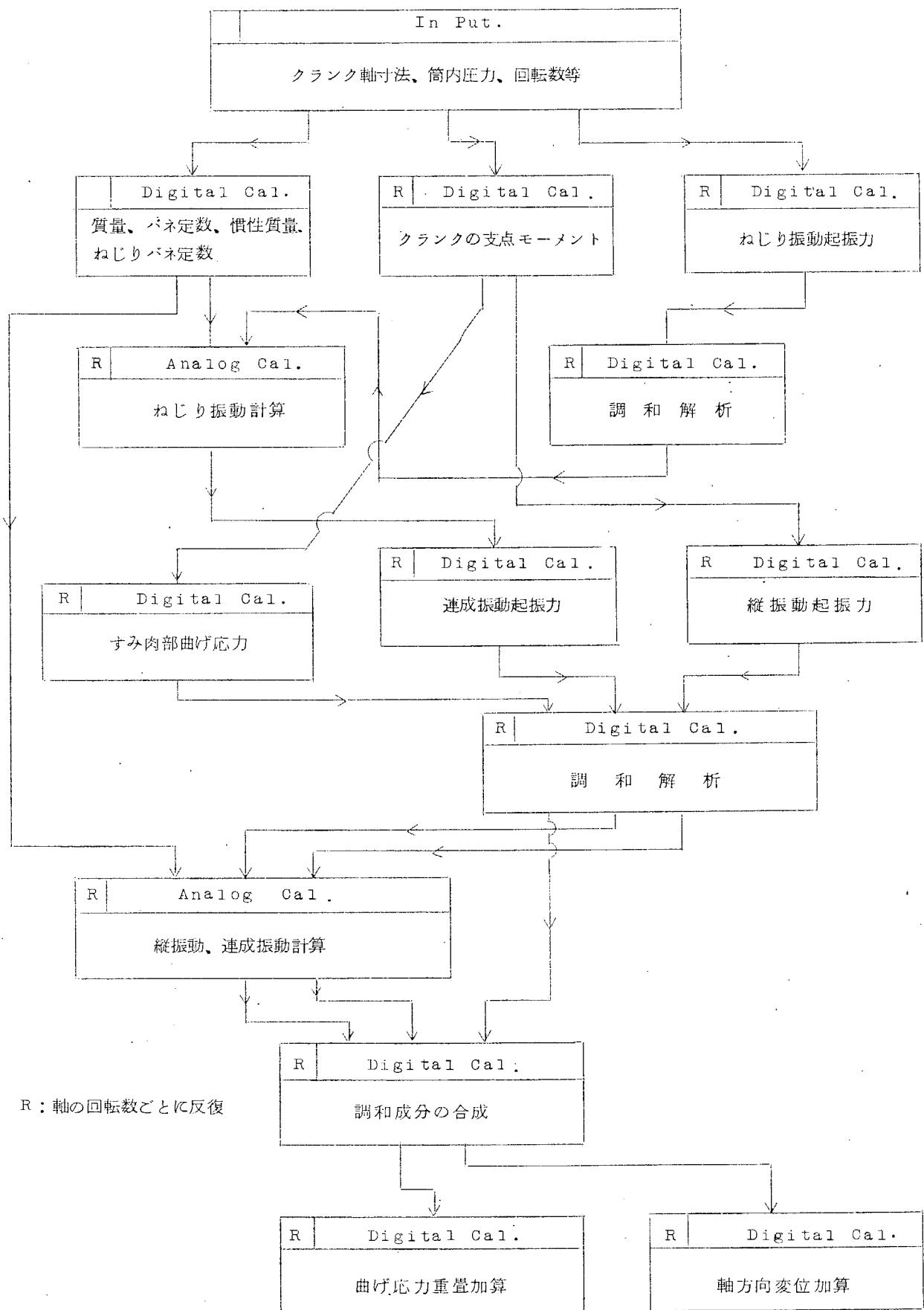
ねじり振動の共振点付近において誘導されるピンすみ肉部の曲げ応力および腕開閉変位についても、各スローの変位を計測すれば上に述べた方法によつて軸方向変位とすみ肉応力との関係を求めることができる。ただ、連成振動の場合には自由端の変位によつて検出されるものは、各スローの変位の総和であるため、1節ねじり振動のように各スローの変位位相が同一なる場合には検出能力があるが、2節ねじり振動のように、各スローの変位の位相が逆になる場合には検出不能となる。また、連成振動の場合には、回転重量による遠心力が起振力の一部になるため、バランス重量の大きさが大きく影響する。

6.5 クランク軸すみ肉部応力についての機械的応力と振動付加応力との合成法

クランク軸すみ肉部の機械的応力とは理論計算によつてのみ求められるものであり、実際の運転状態ではなんらかの振動の何次のかの振動が振動系によつて増幅されている。したがつて理論計算と実測計算を比較する場合に大きな障害となる。しかしながら、前に述べたように、すべて調和解析した結果について各調和成分の合成、分解を行なえばまつたく問題はない。

しかしながら、実際に上に述べるような手法で現段階で考えられ厳密解析を行なうには第6.5.1図に示すようなフローチャートによつてデジタル計算機とアナログ計算機とを駆使する必要があり、多大の演算費用と労力とを要することになる。

したがつて、船用ディーゼル機関の軸系というような類形的な構造に対しては、より簡単に結果を推定しうるような実験的手法を検討する必要がある。



第 6.5.1 図

7. クランク軸デフレクションとすみ肉応力の対応性に関する研究

7.1 緒 言

ディーゼル機関のクランク軸は、元来その形状のゆえにフレクシビリティに富んだものであつて、機関台板の変形や、主軸受中心線の狂い、あるいは船体の撓みなどにより、大きな曲げモーメントを生じ、場合によつては、これがクランク軸崩損の原因ともなる。そこで、これまで新造機関、修繕機関を問わず、クランク軸のデフレクションを目安としたアライメントの調整に、多大の労力が払われてきた。また機関の高出力化にともない、クランク軸はきわめてきびしい条件にさらされるようになつてきている。

従来、クランク軸の強度に関する研究は数多くなされており、クランク軸デフレクションの理論計算やすみ肉応力に対する研究も数多く存在する。

これまでのデフレクションの理論計算は、クランク軸に

- 1) 一様曲げモーメントの作用した場合
- 2) 軸力が作用した場合
- 3) クランク腕のジャーナル側に反対向きの曲げモーメントが作用した場合

などについて、材料力学的方法によりジャーナル中心位置における胸開閉量を計算し、クランクピン中心またはクランク腕中心の応力と関連づけ、適当な修正係数を用いて実際との対応をはかつたものが多く、各船級協会の規則などもこれらの考え方へ従つている。

一方、クランク軸すみ肉応力に関しては、クランクピン中心の応力、腕部の応力、腕部のモーメントをピンの断面係数で割った値などを基準とし、種々の形状のクランク軸に対して、形状係数としてまとめたものが多い。

ところが、実際の機関では、曲げモーメントや軸力、集中荷重、さらに種々の振動などの複雑な組合せでデフレクション、すみ肉応力が生じており、与えられたデフレクション分布より、厳密にすみ肉応力を求めるためには、6章「クランク軸の振動付加応力に関する研究」で述べてあるように、デジタル計算機やアナログ計算機を駆使してきわめて煩雑な計算をする必要があり、多大の労力と時間を要する。したがつて、より簡単にデフレクションとすみ肉応力の対応を推定する方法を検討する必要があろう。

本研究では、さまざまな状態におけるクランク軸のデフレクション、曲げモーメント分布、すみ肉応力等について、当部会42年度研究報告第6章「台板の曲げ剛性を考慮したクランク軸強度算定法」にもとづき、理論的な検討を行ない、あわせて実体クランク軸における測定を行なつて、デフレクションとすみ肉応力の対応を明らかにし、かつ、クランク軸撓性試験（縦吊り、水平支持、ピン中央荷重試験）の結果を、三井造船漆原氏によつて開発された「クランク軸撓性試験解析法」により解析し、あらゆる荷重状態におけるクランク軸の軸方向剛性を求め、デフレクションの推定ならびにクランク軸系縦振動の解析の資料を得ようとするものである。

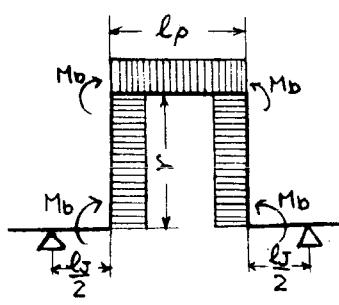
その結果、クランク軸縦振動の解析に必要な半径力の軸力への変換係数がまとまり、また、デフレクションとすみ肉応力の対応が明らかとなりクランク軸のデフレクション調整の労力が軽減されれば、大きな利益をもたらすであろう。

7.2 クランク軸デフレクションとすみ肉応力に関する理論的考察

7.2.1 曲げモーメント分布とデフレクションについて

クランク軸の一つのスローにかかる曲げモーメント分布は、ジャーナルの部分を無視すると基本的には第7.2.1図のように五つの場合にわけられるであろう。実際にはこれらの重ねあわせで、複雑なモーメント分布を生じているものと考えられる。従来の考え方へ従い、それぞれの場合のデフレクションを計算するとつきのようになる。ただしデフレクション計測位置は、クランクピン中心とジャーナル中心を結ぶ線上で、焼ばめしたジャーナルの外周上とする。

- 1) 均一曲げモーメントの作用する場合



(a) 均一曲げモーメント

$$k_1 = \frac{r}{E I_p} \int_0^{l_p} M dx = \frac{M_b}{E I_p} l_p r$$

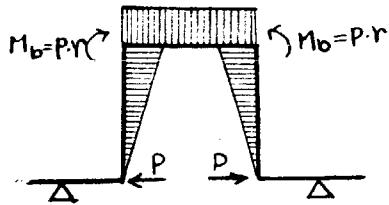
$$k_2 = 2 \cdot \int_0^r \left\{ \int_0^x \frac{M}{M I_w} dx \right\} dx = \frac{M_b}{E I_w} r^2$$

$$k = k_1 + k_2 = \frac{M_b r}{E} \left(\frac{l_p}{I_p} + \frac{r}{I_w} \right)$$

$$\Delta a = 2k = \frac{2M_b r}{E} \left(\frac{pl_p}{I_p} + \frac{r}{I_w} \right)$$

ここで P は Dorey 氏の penetration factor

(b) 軸力が作用した場合

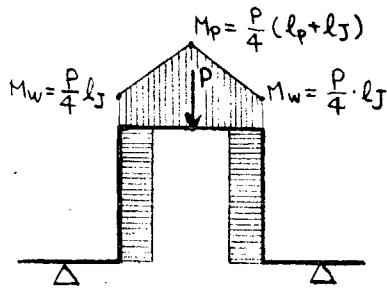


$$k_1 = \frac{M_b}{E I_p} l_p \cdot r , \quad k_2 = \frac{2}{3} \cdot \frac{M_b}{E I_w} r^2$$

$$k = \frac{M_b \cdot r}{E} \left(\frac{l_p}{I_p} + \frac{2}{3} \cdot \frac{r}{I_w} \right)$$

$$\Delta a = \frac{2 \cdot M_b \cdot r}{E} \left(\frac{pl_p}{I_p} + \frac{2}{3} \cdot \frac{r}{I_w} \right)$$

(c) 集中荷重がかかつた場合



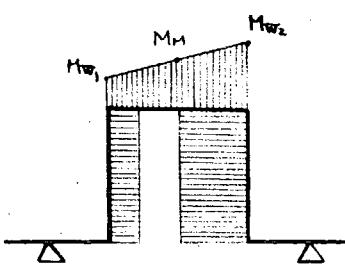
$$k_1 = \frac{2r}{E I_p} \int_0^{\frac{l_p}{2}} M dx = \frac{r}{E I_p} l_p \cdot \frac{(M_p + M_w)}{2}$$

$$k_2 = \frac{M_w}{E I_w} r^2 \quad \frac{M_w}{M_p} = \frac{l_p}{l_p + l_J}$$

$$k = \frac{M_p}{2E} r \left\{ \left(\frac{l_p + 2l_J}{l_p + l_J} \right) \frac{l_p}{I_p} + 2 \frac{l_J}{l_p + l_J} \cdot \frac{r}{I_w} \right\}$$

$$\therefore \Delta a = \frac{2M_p \cdot r}{E} \left\{ \left(\frac{1 + l_p / 2l_J}{1 + l_p / l_J} \right) \cdot \frac{l_p}{I_p} + \frac{1}{1 + l_p / l_J} \cdot \frac{r}{I_w} \right\}$$

(d) アライメントの狂いなどによる線形のモーメント分布



$$k_1 = \frac{r}{E I_p} \int_0^{l_p} M dx = \frac{r}{E I_p} l_p \cdot \frac{M_{w1} + M_{w2}}{2} = \frac{M_M}{E I_p} \cdot r \cdot l_p$$

$$k_2 = \frac{r^2}{E I_w} \cdot \frac{M_{w1} + M_{w2}}{2} = \frac{M_M}{E I_w} r^2$$

$$\therefore \Delta a = \frac{2 \cdot M_M \cdot r}{E} \left(\frac{pl_p}{I_p} + \frac{r}{I_w} \right)$$

(e) 分布荷重のかかつた場

近似的に………のように考えれば (d) に等しくなり———のよう
に考えれば (c) と (d) の組合せとなる。

ここで、

- k_1 : クランクビンによつて生ずるクランク腕中心の軸方向開閉量
 k_2 : クランク腕によつて生ずるクランク腕中心の軸方向開閉量

第 7.2.1 図 基本的な曲げモーメント分布とデフレクション

$$\Delta x_a = \frac{2 M_b (r + d/2)}{E} \left(\frac{pl_p}{I_p} + \frac{r}{I_w} \right)$$

2) 軸力の作用する場合

$$\Delta x_b = \frac{2 M_b (r + d/2)}{E} \left(\frac{pl_p}{I_p} + \frac{2}{3} \cdot \frac{r}{I_w} \right)$$

3) 集中荷重の作用した場合

$$\Delta x_c = \frac{2 M_p (r + d/2)}{E} \left(\frac{1+l_p/2 \cdot l_j}{1+l_p/l_j} \cdot \frac{pl_p}{I_p} + \frac{1}{1+l_p/l_j} \cdot \frac{r}{I_w} \right)$$

4) アライメントの狂いなどによる線形のモーメント分布

$$\Delta x_d = \frac{2 M_M (r + d/2)}{E} \left(\frac{pl_p}{I_p} + \frac{r}{I_w} \right)$$

5) 分布荷重のかかつた場合

(この場合近似的には、4) または3)と4)の組合せと考えられる。)

ここで、

$\Delta x_a \sim \Delta x_e$; デフレクション

d ; クランクピンおよびジャーナル半径 (400 mm)

r ; クランク半径 (60 mm)

l_p ; クランクピン長さ (364 mm)

p ; Dorey 氏による修正係数、Penetration factor (組立 1.65)

I_p ; クランクピン 2次慣性能率 ($2.6058 \times 10^9 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^4$)

I_w ; クランク腕 2次慣性能率 ($1.54057 \times 10^9 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^4$)

E ; 弾性係数 ($21,000 \text{ Kg/mm}^2$)

M_b ; クランクピンにかかる一様曲げモーメント

M_p ; 集中荷重を受ける場合のクランクピン中心の曲げモーメント

M_M ; 軸受中心間で線形に変化する曲げモーメントを受けた場合のクランクピン中心の曲げモーメント

なお、括弧内の数値は、実機による計測に用いた K7Z70/120C 型機関のクランク軸の値を示す。

以上の結果から明らかなように、1)より4)までのいずれの場合でも、デフレクションはクランクピン中心の曲げモーメントに比例することになる。これらが重ね合わさつた場合には、それぞれの係数を考慮して加え合わせればよいことになる。実際の計算に用いたクランク軸の諸元を用いて、もう一度モーメントとデフレクションの関係を整理すると

$$\begin{aligned}\Delta x_a &= 0.08 \times (2.30486 + 3.89466) \times 10^{-7} \times M_b = 0.49596 \times 10^{-7} \times M_b & (\text{Kg} \cdot \text{mm}) \\ \Delta x_b &= 0.08 \times (2.30486 + 2.59618) \times 10^{-7} \times M_b = 0.39208 \times 10^{-7} \times M_b & (\text{Kg} \cdot \text{mm}) \\ \Delta x_c &= 0.08 \times (1.69831 + 1.84482) \times 10^{-7} \times M_p = 0.28345 \times 10^{-7} \times M_p & (\text{Kg} \cdot \text{mm}) \\ \Delta x_d &= 0.08 \times (2.30486 + 3.89466) \times 10^{-7} \times M_M = 0.49596 \times 10^{-7} \times M_M & (\text{Kg} \cdot \text{mm})\end{aligned}$$

また一方、三井造船漆原氏の「クランク軸撓性試験解析法」にもとづいて、クランク軸縦吊り、水平支持、ピン中央荷重試験の結果を解析して、純粹縦撓性 A_1 、剪断荷重縦変形撓性 A_2 、曲げモーメント縦変形撓性 A_6 、自重縦変形撓性 A_7 、ピン中央荷重縦変形撓性 F_{12} の値を求めているので、これを用いてデフレクションを求める事もできる。

ここで、「クランク軸撓性試験解析法」の概略を述べる。この方法は、クランクスローにおいて荷重点の外力とモーメントを、それぞれジャーナル中心から向い側のジャーナル中心に向う軸に平行な座標、ウェブ長軸に平行で回転中心からピン中心に向う座標、それらと右手直交系を形ちずくる座標の3成分 F_i , F_j , F_k , M_i , M_j , M_k にわけ、また一方、測定期点の平行移動量と微小回転角を同様に、それぞれ u_i , u_j , u_k , θ_i , θ_j , θ_k の3成分にわけ、それらの

間を 6 行 6 列の撓性行列で結び、撓性行列の諸要素を実験によつてもとめようとするものである。すなわち外力のベクトルを Ψ 、変位のベクトルを ϕ 、撓性行列を Φ であらわすと次式のようになる。

$$\begin{array}{l} \Psi = \Phi F \cdot \phi \\ \left[\begin{array}{c} u_i \\ u_j \\ u_k \\ \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_k \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} f_{11}, f_{12}, \dots, f_{16} \\ f_{21}, f_{22}, \dots, f_{26} \\ \dots \\ \dots \\ f_{61}, f_{62}, \dots, f_{66} \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{c} F_i \\ F_j \\ F_k \\ M_i \\ M_j \\ M_k \end{array} \right] \end{array} \quad (7.2.1)$$

クランクスローが左右対称性をもつということから、撓性行列 Φ の各要素のうち 0 となるものが生じ、(7.2.1) 式はつぎのようになる。

$$\begin{array}{l} \left[\begin{array}{c} u_i \\ u_j \\ u_k \\ \theta_i \\ \theta_j \\ \theta_k \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} f_{11} f_{12} 0 0 0 f_{16} \\ f_{21} f_{22} 0 0 0 f_{26} \\ 0 0 f_{33} f_{34} f_{35} 0 \\ 0 0 f_{43} f_{44} f_{45} 0 \\ f_{51} f_{52} 0 0 0 f_{56} \\ f_{61} f_{62} 0 0 0 f_{66} \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{c} F_i \\ F_j \\ F_k \\ M_i \\ M_j \\ M_k \end{array} \right] \end{array} \quad (7.2.2)$$

また、前後対称性ということから、撓性行列の諸要素につぎのような関係がある。

$$\begin{array}{l} f_{51} = f_{15} = 0 \\ 2f_{12} - l_1 f_{16} = 2f_{21} - l_2 f_{61} = 0 \\ 2f_{62} - l_1 f_{66} = 2f_{26} - l_2 f_{66} = 0 \\ 2f_{53} + l_1 f_{55} = 2f_{35} + l_2 f_{55} = 0 \end{array} \quad (7.2.3)$$

ここで l_1 は前後対称の位置にある両荷重間の距離、 l_2 は前後対称の位置にある両測定点間の距離である。

また、半クランクスローと全クランクスローの関係より、半クランクスローの諸要素がわかれば、全クランクスローの諸要素から半クランクスローの要素のすべてを求ることはできないこともわかる。必要な要素の値を求めるためにクランク軸縦吊り試験、水平支持試験を行なつたが、上述の方法をこれらの試験に適用するとつぎのようになる。なお、半クランクスローの撓性行列を区別するために、以下では全クランクスローの撓性行列の諸要素を A_{ij} であらわす。

(1) クランク軸水平支持試験

クランク軸を水平に両端で支持し、回転させながら測定するものとする。クランク軸の軸方向の変位 $\Delta x_i = u_{xi}$ のみに着目すると (7.2.2) 式はつぎのようになる。(第 7.2.2 図(b)参照)

$$\Delta x_i = u_{xi} = (A_{11} A_{12} 0 0 0 A_{16}) \times \left[\begin{array}{c} 0 \\ F_{Yi} \cos \beta_i \\ F_{Yi} \sin \beta_i \\ M_{Xi} \\ M_{Zi} \sin \beta_i \\ M_{Zi} \cos \beta_i \end{array} \right] - A_{17} W_i \cos \beta_i + A_{18} W_i \sin \beta_i \quad (7.2.4)$$

7.2.4 式において、 F_{Yi} は他のクランクスローの重量および支点反力などが測定するスローにかかる Y 軸方向の力であり、 M_{Zi} は同様に測定するクランクスローにかかる Z 軸方向のモーメントである。また A_{17} , A_{18} の項はクランクスローの自重による成分であるが左右対称性によつて A_{17} , A_{18} は 0 となる。したがつて 7.2.4 式はつぎのようにならざる。

$$\Delta x_i = A_{12} \cdot F_{Yi} \cos \beta_i + A_{16} \cdot M_{Zi} \cos \beta_i - A_{17} \cdot W_i \cos \beta_i \quad (7.2.5)$$

(7.2.5)式において F_{Yi} , M_{zi} , w_i , β_i は既知であるので、3つのスローにつきデフレクションを計測すれば、 A_{12} , A_{16} , A_{17} を知ることができる。

(2) クランク軸縦吊試験

第7.2.2図(c)に示すように、クランク軸を鉛直方向に吊り上げた場合と下に据えた場合のデフレクションを計測するものとし、軸方向の変位に着目すると(7.2.2)式はつきのようになる。

$$\begin{array}{l} \triangle x_1 = u_x = (A_{11} A_{12} 0 0 0 A_{16}) \\ \quad \left[\begin{array}{c} F_x \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_y \\ M_z \end{array} \right] + u_{x_0} \end{array} \quad (7.2.6)$$

ここで u_{x_0} は自重による撓みである。(7.2.6)式を変形すると

$$\triangle x_1 = A_{11} \cdot F_x + A_{16} \cdot M_z + u_{x_0} \quad (7.2.7)$$

u_{x_0} は吊つた状態と据えた状態で同一の値をとるので両者の差を考える場合には考慮する必要はない。したがつて両者の差をとつて次式を得る。

$$\triangle x_1(\text{吊}) - \triangle x_1(\text{据}) = A_{11} (F_x(\text{吊}) - F_x(\text{据})) + A_{16} (M_z(\text{吊}) - M_z(\text{据}))$$

ゆえに、 $F_x(\text{吊}) - F_x(\text{据})$ と $M_z(\text{吊}) - M_z(\text{据})$ の比が等しくないような2スローについて測定すれば A_{11} , A_{16} が求まる。なお、 A_{16} は水平支持試験で求まつてゐるので、当試験で求まるのは A_{11} のみである。

(3) ピン中央集中荷重試験

(1)および(2)の試験でもとまるのは、第7.2.2図(e)の左の図のように均一な曲げモーメントがかかつた場合の A_{16} の値であつて、同図右側の集荷重をうける場合の f_{16} の値とは異なる。そこで、水平支持試験において第7.2.2図(d)のように端のスローのピン中心を吊り上げて、片側の支点がすこし浮くようにすれば、 f_{16} が求まる。

以上のような方法によつてクランク軸の撓性試験の結果を解析した結果つぎのような結果を得た。なお簡単のため、 A_{ij} の添字のうち、はじめの1を省略する。

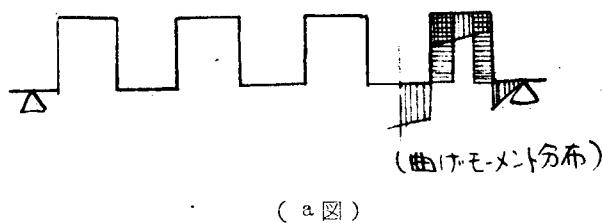
純粋縦撓性	$A_1 = 0.796 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg}$
剪断荷重縦変形撓性	$A_2 = 0.974 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg}$
曲げモーメント縦変形撓性	$A_6 = 0.154 \times 10^{-7} \text{ mm/Kg} \cdot \text{mm}$
自重縦変形撓性	$A_7 = 0.490 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg}$
ピン中央荷重縦変形撓性	$f_{12} = 0.270 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg}$

なお、クランク軸撓性試験は、K8Z70/120C型機関のクランク軸で、ピンおよびジャーナル径50.0mm(実際には荒削りの状態で測定したので50.6mmである)、クランク腕めがね部の半径は47.0mmであるが、実機において測定したクランク軸はK7Z70/120C型機関のクランク軸で、ピンおよびジャーナル径48.0mm、クランク腕めがね部の半径は46.0mmである。そこで、すでに述べた従来の方法によつて計算したデフレクションと、クランク軸撓性試験の結果とを比較するために、後者のそれぞれの値を、クランクピンおよび腕の2次慣性モーメントの変化を考慮して、ピン径48.0mm、めがね部半径46.0mmのクランク軸の値にひきなおし、それぞれの記号にダツシユをつけて表示すると、

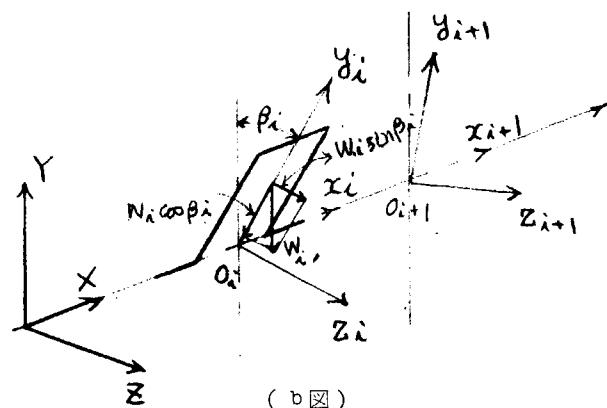
$$\begin{aligned} A_1' &= 1.2380 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg} \\ A_2' &= 1.4487 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg} \\ A_6' &= 0.2356 \times 10^{-7} \text{ mm/Kg} \cdot \text{mm} \\ A_7' &= 0.7626 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg} \\ f_{12}' &= 0.4202 \times 10^{-5} \text{ mm/Kg} \end{aligned}$$

となる。これらの値を用いてデフレクションを計算し、従来の方法で求めたデフレクションを比較すると第7.2.1表のようになる。表より明らかのように、曲げモーメント軸力などが単一にかかっている場合には、従来の考え方で求めたデフレクションの値は、比較的信頼性が高いことがわかる。以下の検討においては、従来の方法により求まつた値を重畠して、実際のデフレクションを推定することにする。

1) クランク軸水平支持試験



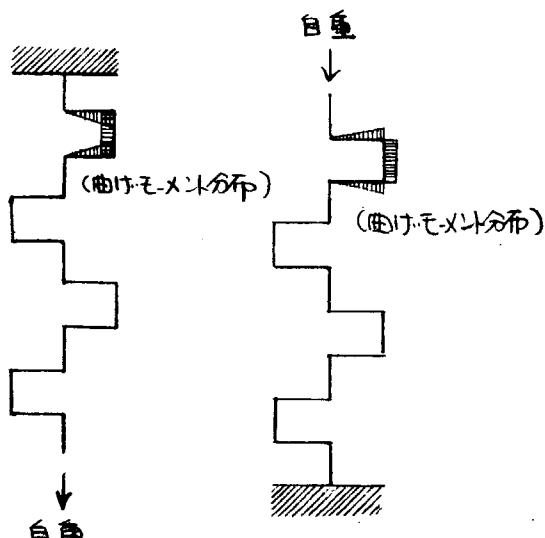
K 8 Z 70/120 C型クランク軸の船側4箇分を水平に両端で支持し、 30° おきに回転してデフレクションすみ肉応力その他を計測する。



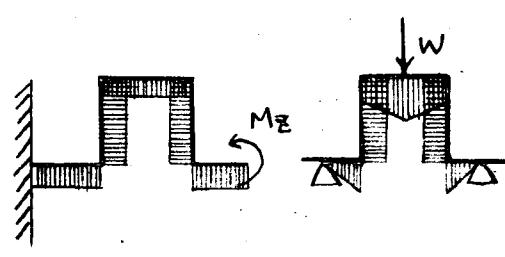
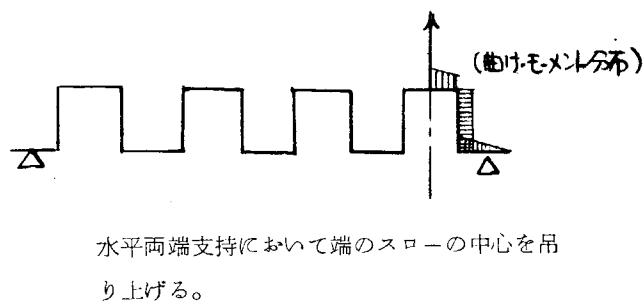
X Y Z 座標系；それぞれ軸方向、鉛直方向、水平方向をもつ固定座標系

x_i, y_i, z_i 座標系；i番目のクランクスローと共にまわる座標系

2) クランク軸縦吊試験



ハ) ピン中心集中荷重試験



第7.2.2図 クランク軸撓性試験

第7.2.1表 デフレクション算定法の比較

軸力の作用する場合	$\Delta a = \alpha_1 \cdot M_p = 600 \cdot \alpha_1 \cdot P_a$	$\Delta a = 2 \cdot A'_1 \cdot P_a$
剪断力の作用する場合	$\Delta a = \alpha_2 \cdot M_M = 625 \cdot \alpha_2 \cdot P_r$	$\Delta a = 2 \cdot A'_2 \cdot P_r$
曲げモーメントの作用する場合	$\Delta a = \alpha_3 \cdot M_b$	$\Delta a = 2 \cdot A'_3 \cdot M_b$
自重を考慮した場合	$\Delta a = \alpha_4 \cdot M_w = \alpha_4 \cdot 505W$	$\Delta a = 2 \cdot A'_4 \cdot W$
集中荷重をうけた場合	$\Delta a = \alpha_5 \cdot M_c = \alpha_5 \cdot 312.5 \cdot P$	$\Delta a = 2 \cdot f'_p \cdot P$

	従来の方法による係数	撓性行列の考え方による係数
軸力の作用する場合	$\Delta a^{(従来)} = 0.39208 \times 10^{-7} \times M_p \text{ (kg・mm)}$ $= [2.352 \times 10^{-5}] \times P_a \text{ (kg)}$	$A_1 = 0.796 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $A_1' = 1.238 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $\Delta a^{(撓性)} = [2.476 \times 10^{-5}] \times P_a \text{ (kg)}$
剪断力の作用する場合	$\Delta a^{(従来)} = 0.49596 \times 10^{-7} \times M_M \text{ (kg・mm)}$ $= [3.100 \times 10^{-5}] \times P_r \text{ (kg)}$	$A_2 = 0.947 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $A_2' = 1.4487 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $\Delta a^{(撓性)} = [2.898 \times 10^{-6}] \times P_r \text{ (kg)}$
曲げモーメントの作用する場合	$\Delta a^{(従来)} = [0.4960 \times 10^{-7}] \times M_b \text{ (kg・mm)}$	$A_3 = 0.154 \times 10^{-7} \text{ mm/kg}$ $A_3' = 0.2356 \times 10^{-7} \text{ mm/kg}$ $\Delta a^{(撓性)} = [0.4712 \times 10^{-7}] \times M_b$
自重を考慮した場合	$\Delta a^{(従来)} = 0.28345 \times 10^{-7} \times M_w$ $= [1.431 \times 10^{-5}] \times W$	$A_4 = 0.490 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $A_4' = 0.7626 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $\Delta a^{(撓性)} = [1.4252 \times 10^{-5}] \times W$
集中荷重をうける場合	$\Delta a^{(従来)} = 0.28345 \times 10^{-7} \times M_c$ $= [8.858 \times 10^{-6}] \times P_c$	$f_{12} = 0.270 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $f_{12}' = 0.4202 \times 10^{-5} \text{ mm/kg}$ $\Delta a^{(撓性)} = [8.404 \times 10^{-6}] \times P_c$

軸力の作用する場合の差 : 約 1 %

剪断力の作用する場合の差 : 約 7 %

曲げモーメントの作用する場合の差 : 約 5 %

自重を考慮した場合の差 : 約 0.4 %

集中荷重をうける場合の差 : 約 6 %

7.2.2 クランク軸系の種々の状態における曲げモーメント分布とデフレクションすみ肉応力について

すでに述べたように、実際のクランク軸はアライメントの狂いによる曲げモーメントや、爆発力、慣性力などの集中荷重、さらには隣接シリンダの影響や振動による付加応力など、複雑な荷重状態で作動している。したがつて、クランク軸デフレクションとすみ肉応力の静的、ならびに動的な対応を厳密に求めるには、つきのような手順をふまねばならない。まず、与えられたデフレクション分布より、すみ肉応力および軸受支点の上下量を知るには、3番目のクランクスローにかかる荷重、自重、軸受支点の上下量の、3番目のクランクスローのデフレクション、すみ肉応力に対する影響係数のすべてを、当部会4.2年度研究報告「台板の曲げ剛性を考慮したクランク軸の強度算定法」および、クランク軸の各種縦変形撓性よりもめておき、連立方程式を解く必要がある。すなわち、

$$[a_{ij}] |F_{pj}| + [b_{ij}] |F_{wj}| + [c_{ij}] |\delta_j| = |\Delta x_i| \quad (7.2.9)$$

$$[d_{ij}] |F_{pj}| + [e_{ij}] |F_{wj}| + [f_{ij}] |\delta_j| = |\sigma_{ptfi}| \quad (7.2.10)$$

$$[g_{ij}] |F_{pj}| + [h_{ij}] |F_{wj}| + [k_{ij}] |\delta_j| = |\sigma_{ptai}| \quad (7.2.11)$$

ここで、 $a_{ij} \sim k_{ij}$: j 番目のスローにかかる荷重その他の、 i 番目のスローのデフレクションに対する影響係数

F_{pj} ; j 番目のスローにかかる荷重

F_{wj} ; j 番目のスローの自重

δ_j ; j 番目のスローの軸受支点の上下量

Δx_i ; i 番目のスローのデフレクション

σ_{ptfi} ; i 番目のスローの軸側すみ肉応力

σ_{ptai} ; i 番目のスローの軸側すみ肉応力

i, j ; 1よりシリンダ数 n までの整数

なお〔〕は n 行 n 列の正方マトリックス、| |は n 列の列マトリックスを示す。(7.2.9)式において、デフレクション分布 Δx_i が与えられると、未知量の δ_j がまとまり、その δ_j を(7.2.10)、(7.2.11)式に適用すれば、すみ肉応力が求まることになる。

ここで荷重 F_p が、爆発力や慣性力などの変動荷重の場合には、各クランク角に対して方程式をたてねばならず、さらに、縦振動やねじり縦連成振動などの振動による付加応力も検討しなければならない。振動による付加応力については6章「クランク軸の振動付加応力に関する研究」で詳細に論じられているので、ここでは、主として、デフレクションとすみ肉応力の静的な対応に問題を限定することとし、さらに、比較的簡単に扱うために、クランク軸の種々の状態における曲げモーメント分布とすみ肉応力を前年度報告の「台板の曲げ剛性を考慮したクランク軸の強度算定法」にもとづいて求め、求まつた曲げモーメント分布より、既述の方法によつてデフレクションを計算し、デフレクションとすみ肉応力の対応の検討を行なつた。なお、以下の解析には、実測値との対応を知るために、実機による測定を行なつたK7Z70/1200型機関のクランク軸の諸元を用いた。(第7.2.18図参照)

(1) 軸系アライメントの影響について

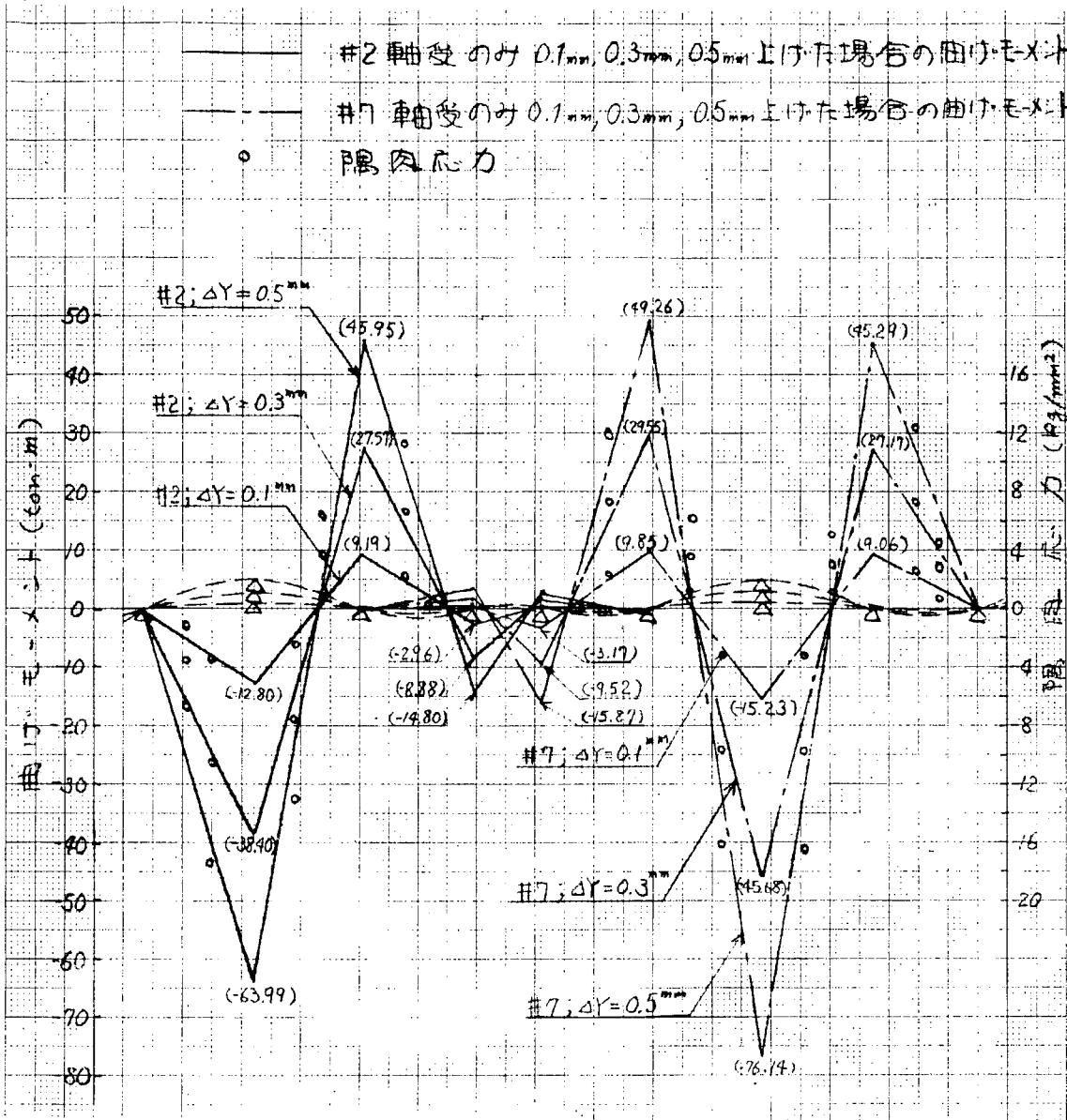
第7.2.3図、第7.2.4図に、K7Z70/1200型機関のクランク軸に相当する連続梁において、第2または第7軸受支点を0.1mm、0.3mm、0.5mm上げた場合の曲げモーメント分布とすみ肉応力を示す。ここで、第7.2.3図は8スパンの連続梁であつて、両端自由の場合、すなわち、クランク軸摺合せ時などのように、勢車、水動力計または中間軸等のつながつていない場合に相当する。第7.2.4図は水動力計などの接続した、1端自由で他端の撓み角が0に近い状態を想定して、9スパンとした。なお、クランクスローを上に凸にする向きの曲げモーメントを正とし、デフレクションはT.D.Cで開がり、B.D.Cで縮むようなものを負とした。

第7.2.3図、第7.2.4図より、1個の軸受支点の上下量と、それによつて発生する曲げモーメントの大きさが、ほぼ比例することがわかる。したがつて、この場合、単位量の軸受支点の上下量を比較すれば、あらゆる場合の結果を推定できる。また同図より、一つの支点の高低の影響は両側の三つ目の支点までしかおよばないことがわかる。

たとえば、第7.2.4図において、第7軸受支点を0.5mm上げた場合の、その支点上の曲げモーメントは、-77.15 ton·mであり、16.5シリンダ中心の曲げモーメントはおよそ27.62 ton·mであつて、デフレクションは1.375 mmとなり、この種のクランク軸にとつてきわめて大きな軸心の狂いといつてよいが、第7軸受支点より三つ前の第4軸受支点上の曲げモーメントは3.3 ton·mに減少する。

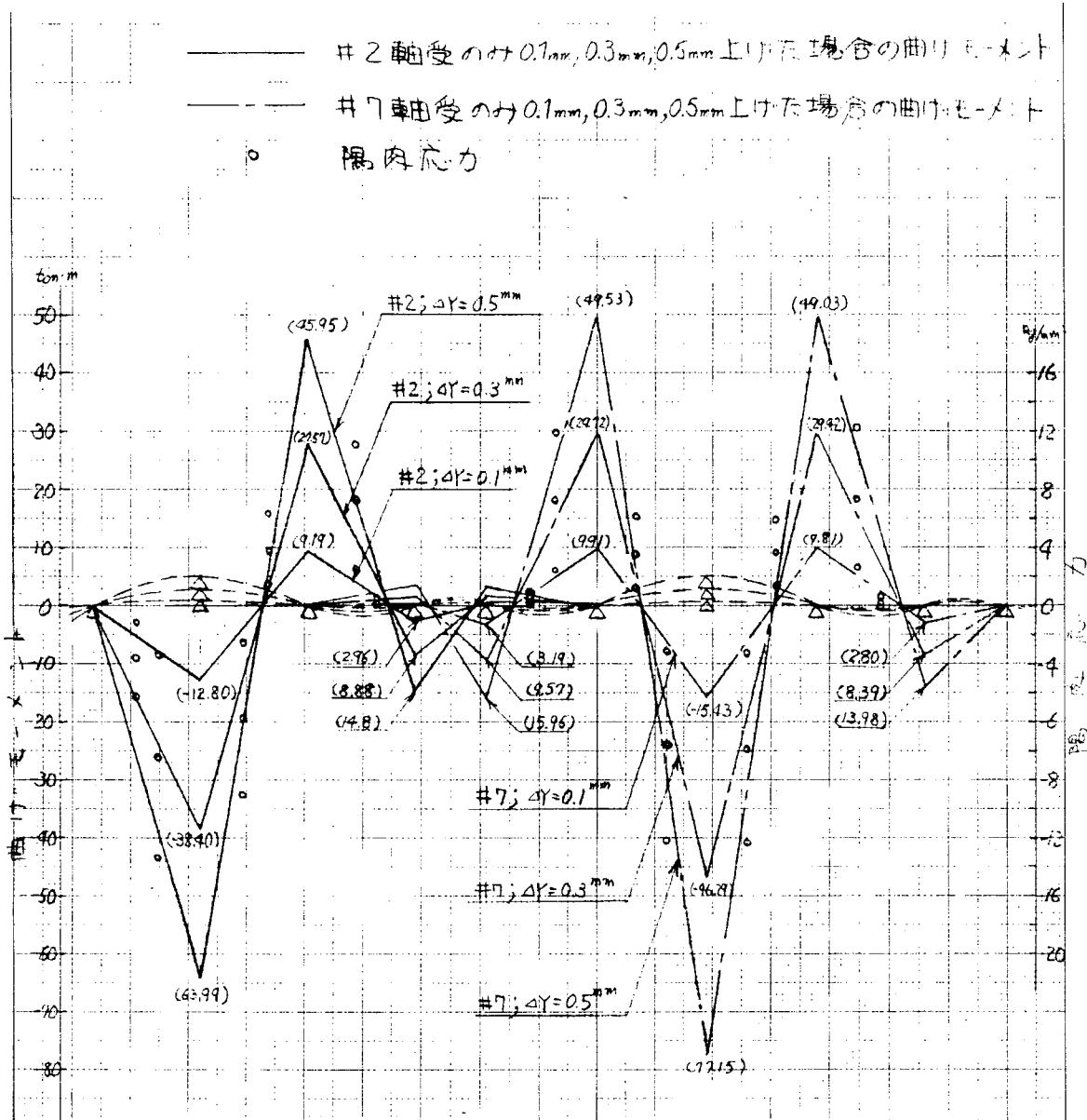
つぎに、第7.2.5図より第7.2.7図、および第7.2.8図より第7.2.11図に各軸受支点を順次0.1mmずつ上げた場合の曲げモーメント分布、すみ肉応力およびデフレクションを示す。前と同様の理由により第7.2.5図より第7.2.7図までを8スパンとし、第7.2.8図より第7.2.11図までを9スパンとした。

ここでも、いずれの軸受を上げた場合でも、その影響は三つ目の支点までしか及ばないことがわかる。また、同図



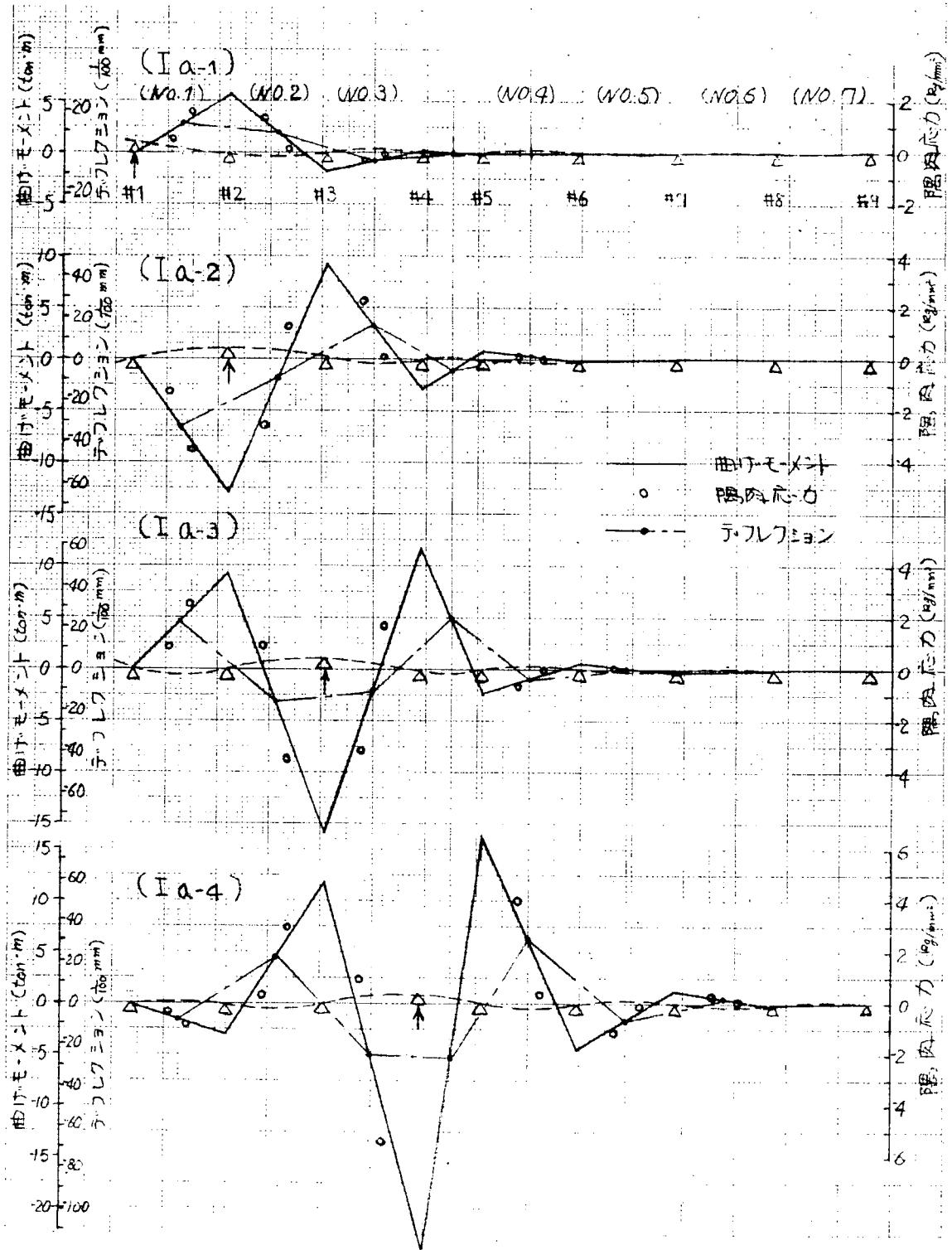
第7.2.3図 A6.2またはA6.7軸受を上げた場合(8スパン)

(梁はK7Z 70/120C型クランク軸に相当、形状係数:
 4.00、応力係数 0.3685 (kg/mm²)/ton·m)



第7.2.4図 №.2 または №.7 軸受を上げた場合(9スパン)

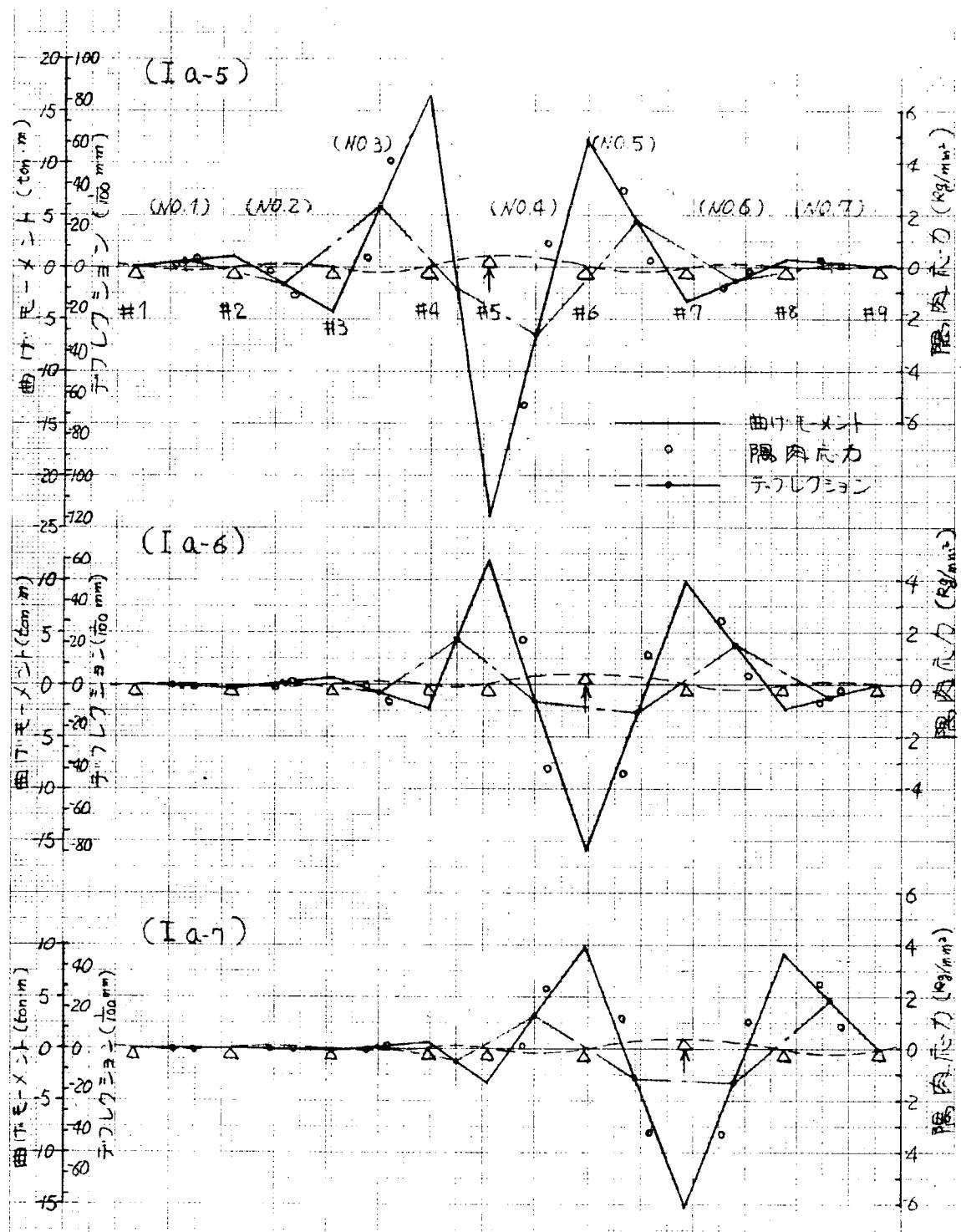
(梁は K7Z-70/120 C型クランク軸に相当、形状係数:
4.00、応力係数 $0.3685 (\text{kg}/\text{mm}^2)/\text{ton}\cdot\text{m}$)



第7.2.5図 各軸受を 0.1 mm 上げた場合(8スパン) その1

(梁は K7Z 70/120 C 型機関のクランク軸に相当)

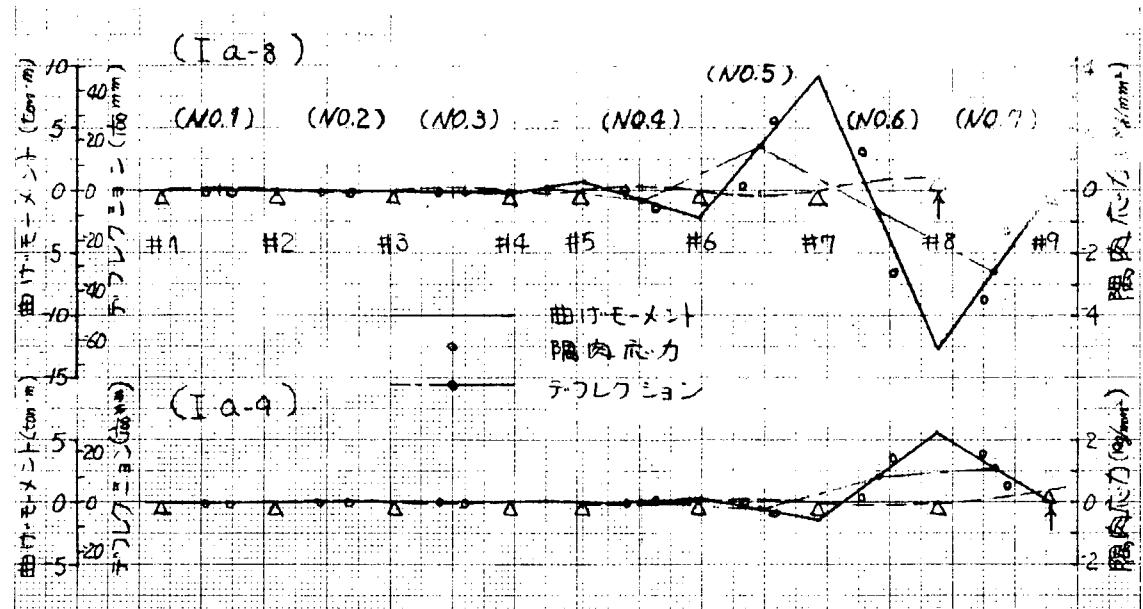
形状係数: 4.00、応力係数 0.3685 (kgf/mm^2) / $\text{ton}\cdot\text{m}$



第7.2.6図 各軸受を0.1mm上げた場合(8スパン) その2

(梁はK7Z 70/120C型機関のクランク軸に相当)

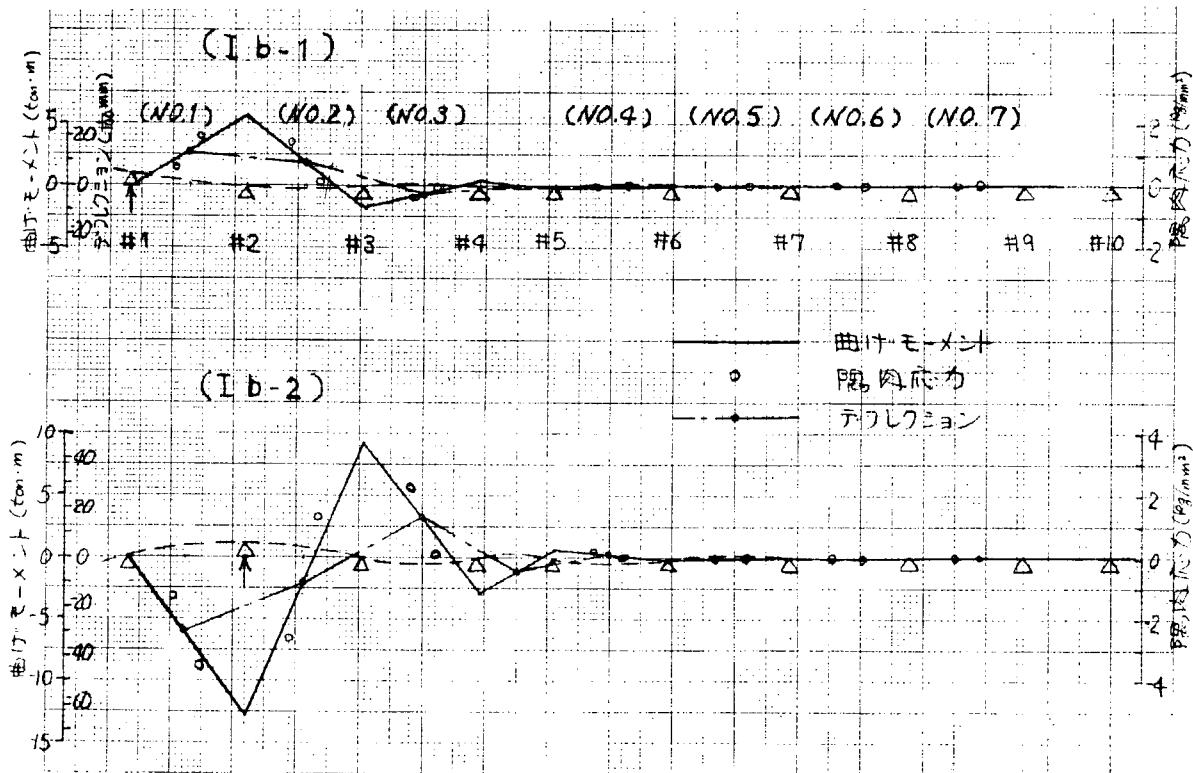
形状係数: 4.00、応力係数: $0.3685 (\text{kg}/\text{mm}^2)/\text{ton} \cdot \text{m}$



第7.2.7図 各軸受を0.1mm上げた場合(8スパン) その3

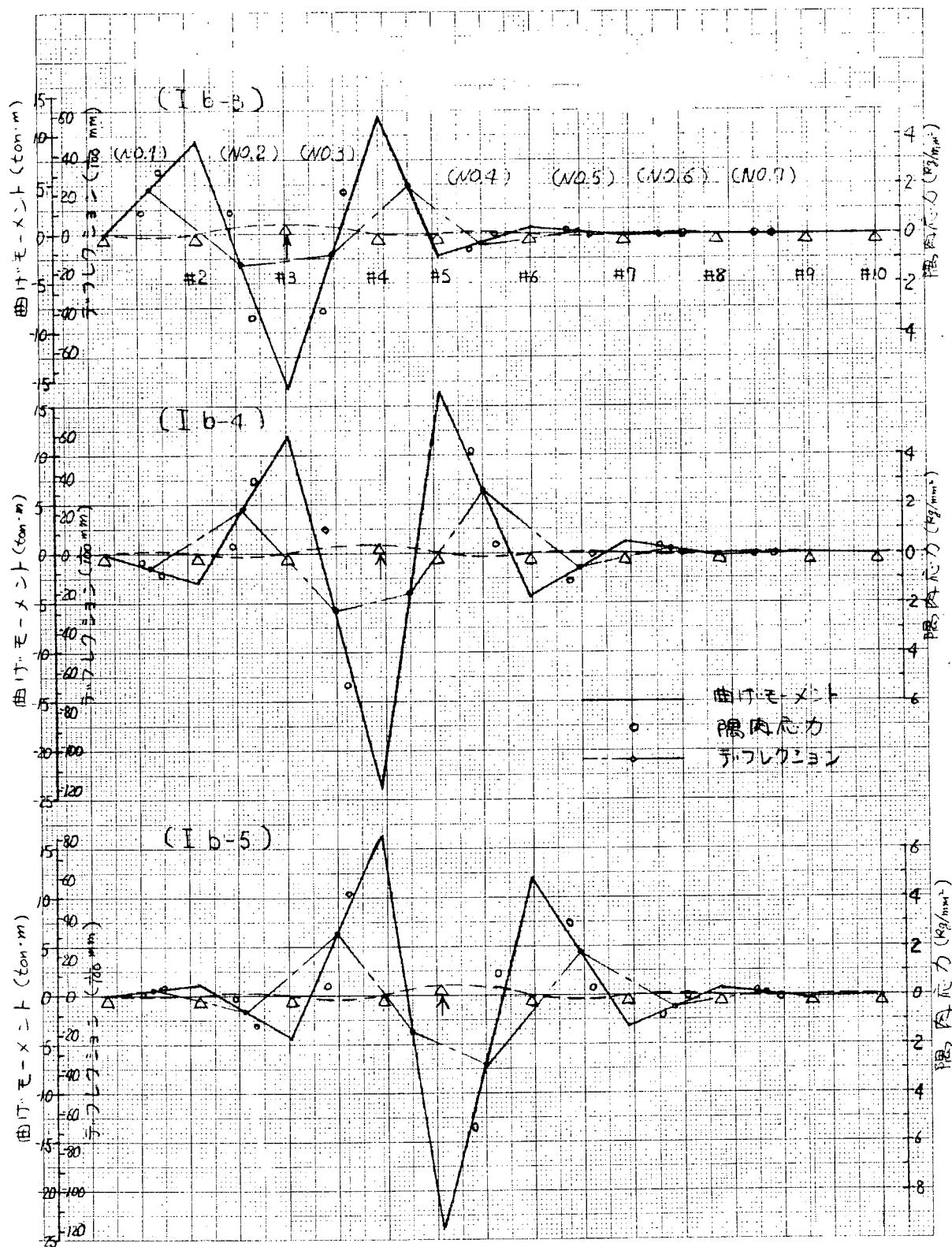
(梁はK7Z 70/120C型機関のクランク軸に相当)

形状係数: 4.00、応力係数: 0.3685 (kg/mm^2) / $\text{ton}\cdot\text{m}$

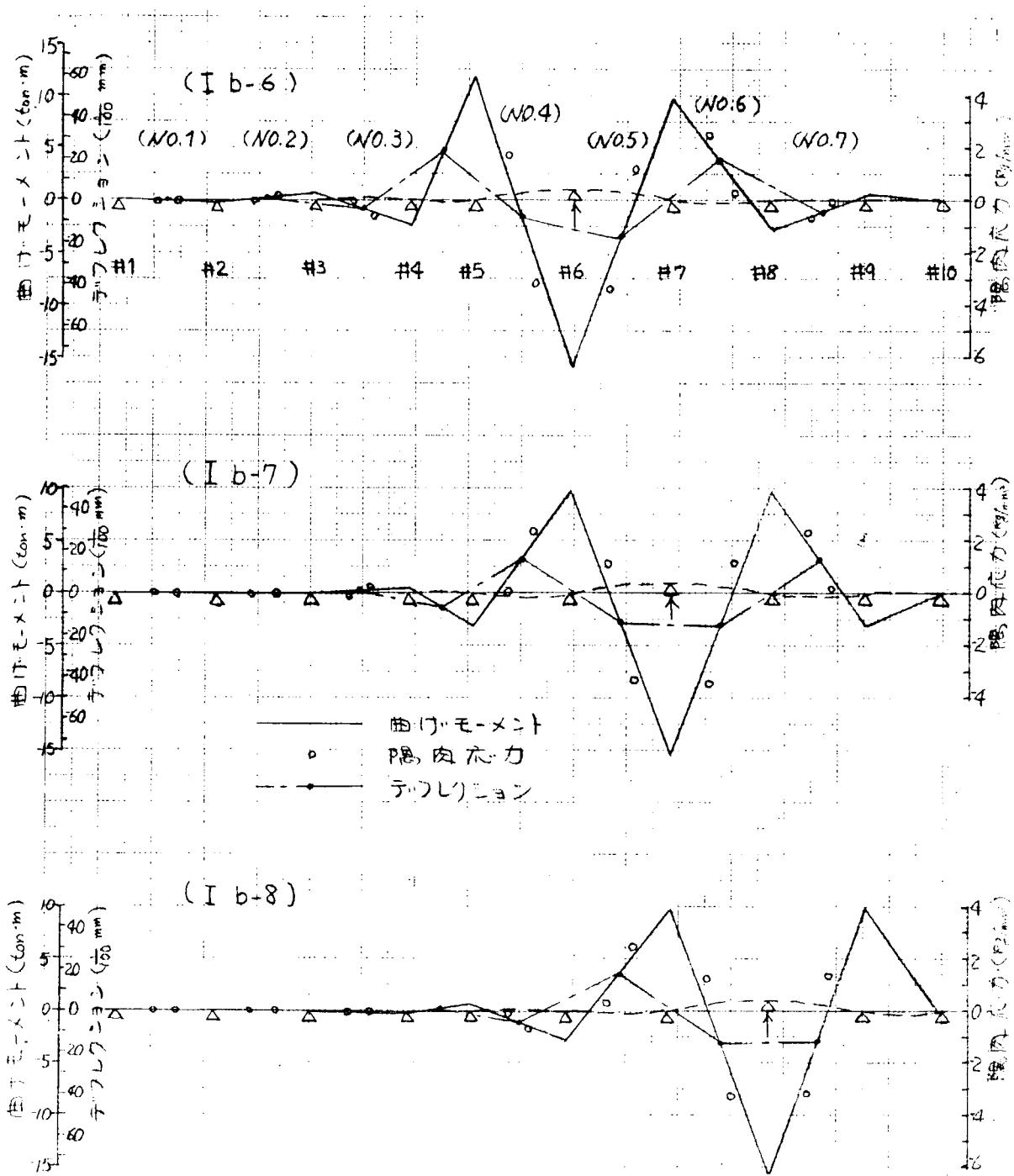


第7.2.8図 各軸受を0.1mm上げた場合(9スパン) その1

(梁はK7Z 70/120C型機関のクランク軸に相当)



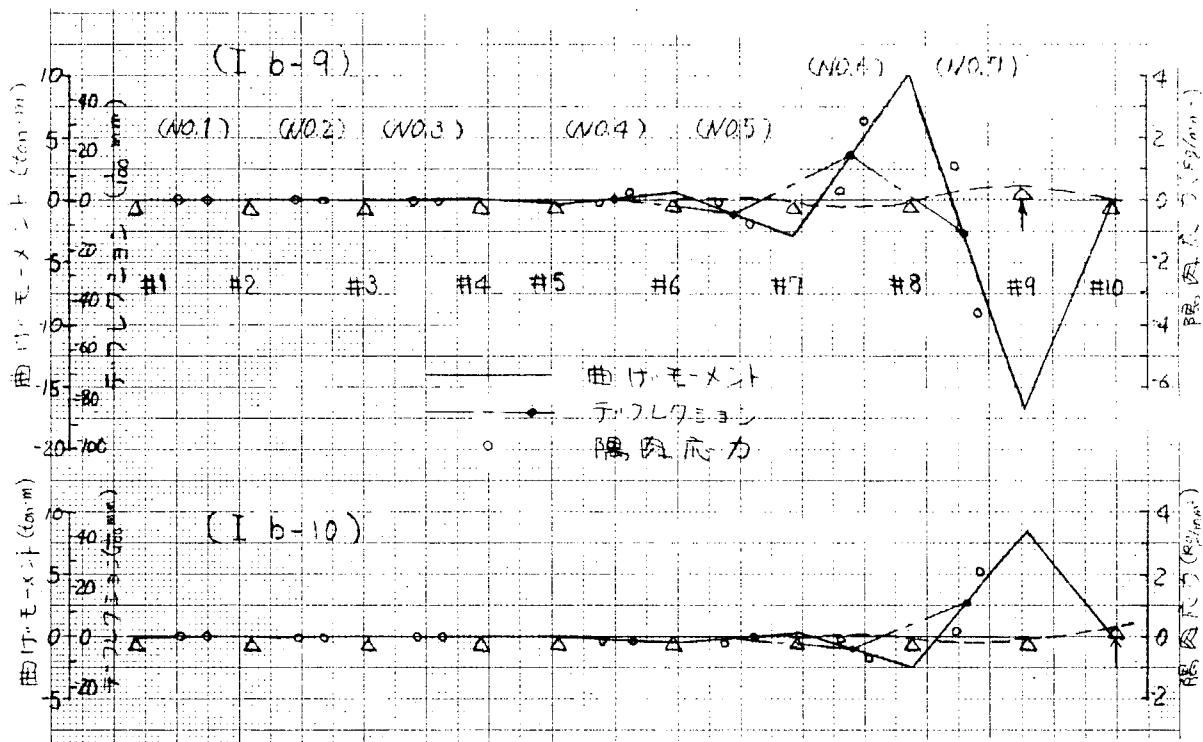
(梁は K7Z 70/120 C 型機関のクランク軸に相当)
 形状係数: 4.00 応力係数: 0.3685 (kg/mm²) / ton·m



第7.2.10図 各軸受を0.1mm上げた場合(9スパン) その3

(榮はK7Z-70/120C型機関のクランク軸に相当)

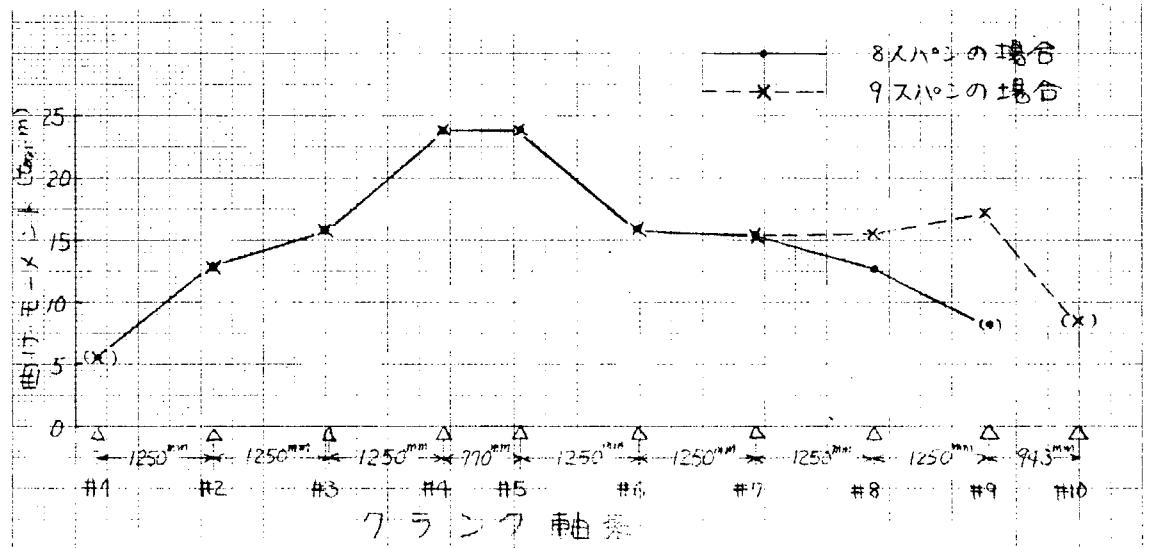
形状係数: 4.00、応力係数: 0.3685 (kg/mm^2) / $\text{ton}\cdot\text{m}$



第7.2.1-1図 各軸受を0.1mm上げた場合(9スパン) その4

(梁はK7Z 70/120C型クランク軸に相当)

形状係数: 4.00、応力係数: 0.3685 (kg/mm^2) / $\text{ton}\cdot\text{m}$

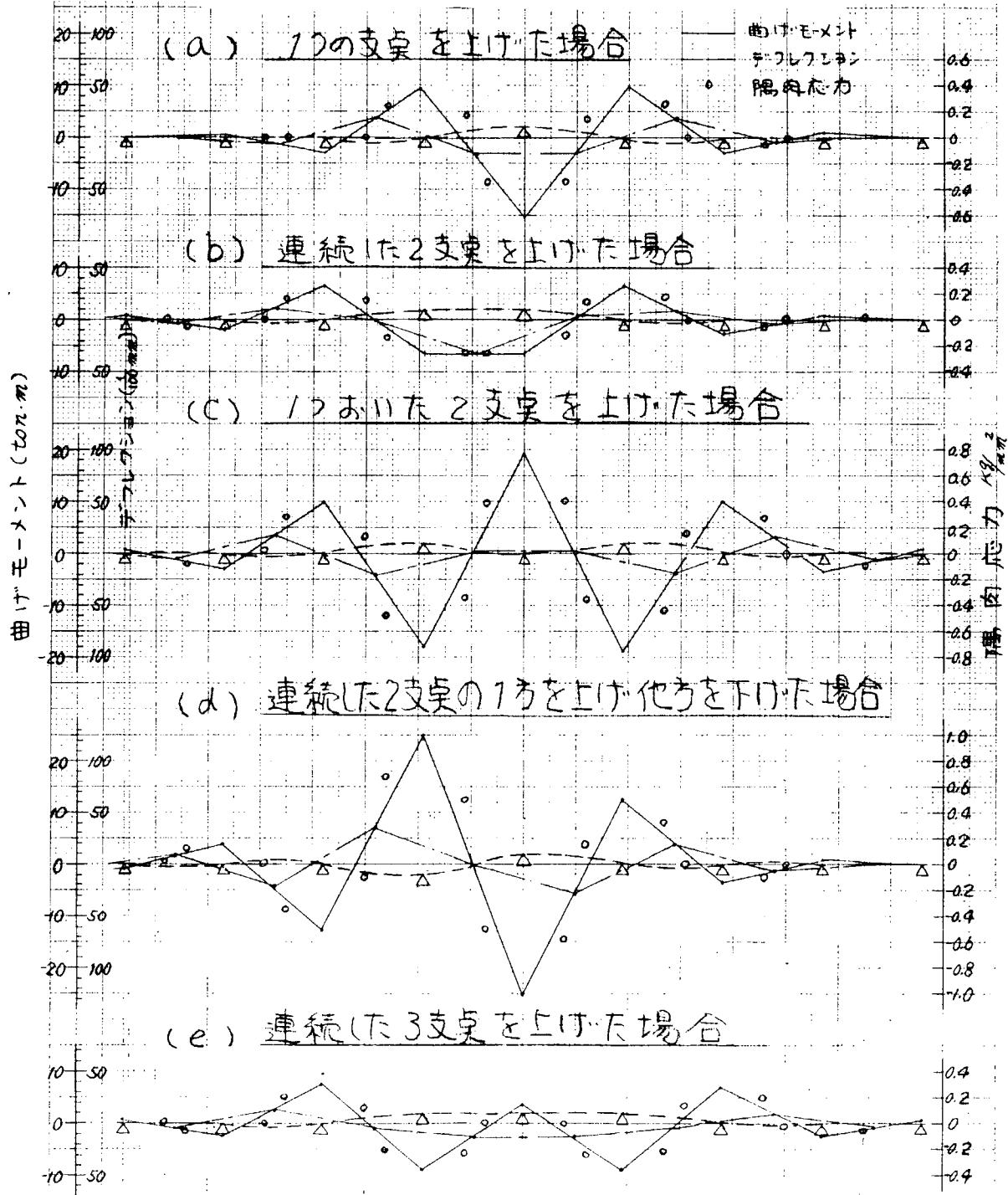


第7.2.1-2図 各軸受を0.1mm上げた場合の曲げモーメントの最大値

より、K7Z 70/120C型機関のクランク軸では、#3スローと#4スローの間に中央継手があり、その部分の軸受支点間隔が短かいので、その近辺で曲げモーメント分布が大きくなっていることがわかる。そこで、各軸受を0.1mmずつ上げた場合の曲げモーメントの最大値をプロットすると第7.2.1-2図のようになる。図中()付の値は、端の支点を上げた場合の隣りの支点上の値を示す。第7.2.1-2図より、曲げモーメントは支点が等間隔で並んでいる付近ではほぼ一定であり、中央継手部で大きくなり、自由端に近い支点で小さくなることがわかる。また、一つの支点を上下した場合の、各支点の曲げモーメントの絶対値の減少量は、上下している支点上の曲げモーメントを M_0 とし、隣接する支点の曲げモーメントを順次 M_1 , M_2 , M_3 , ……とすると、支点が等間隔で並んでいる場合には、 $M_1/M_0 \approx 0.62$, $M_2/M_1 \approx 0.32$, $M_3/M_2 \approx 0.25$ となることがわかる。

以上のように、一つの支点の上下量と発生する曲げモーメントがほぼ比例し、また各支点の単位量の上下に対するモーメント分布がわかつたので、これらの重ね合せにより、あらゆる場合の曲げモーメント分布、したがつてデフレクションとすみ肉応力の分布を知ることができる。

そこで、等間隔に配置された支点の中、1個の支点が0.1mm上がつた場合の曲げモーメント分布を、既述の各支点間の曲げモーメント減小比を用いて図示すると第7.2.1.3図(a)のようになる。これを基準にし、連続した2個の支点が0.1mm上がつた場合、一つおいた2個の支点が0.1mm上つた場合、隣接する2個の支点の一方を0.1mm上げ、他方を0.1mm下げた場合、3個の連続した支点が0.1mm上がつた場合の曲げモーメント分布、デフレクションおよびすみ肉応力を図示すると、同図(b)より(e)のようになる。



第7.2.1.3図 軸受支点の上下と曲げモーメント

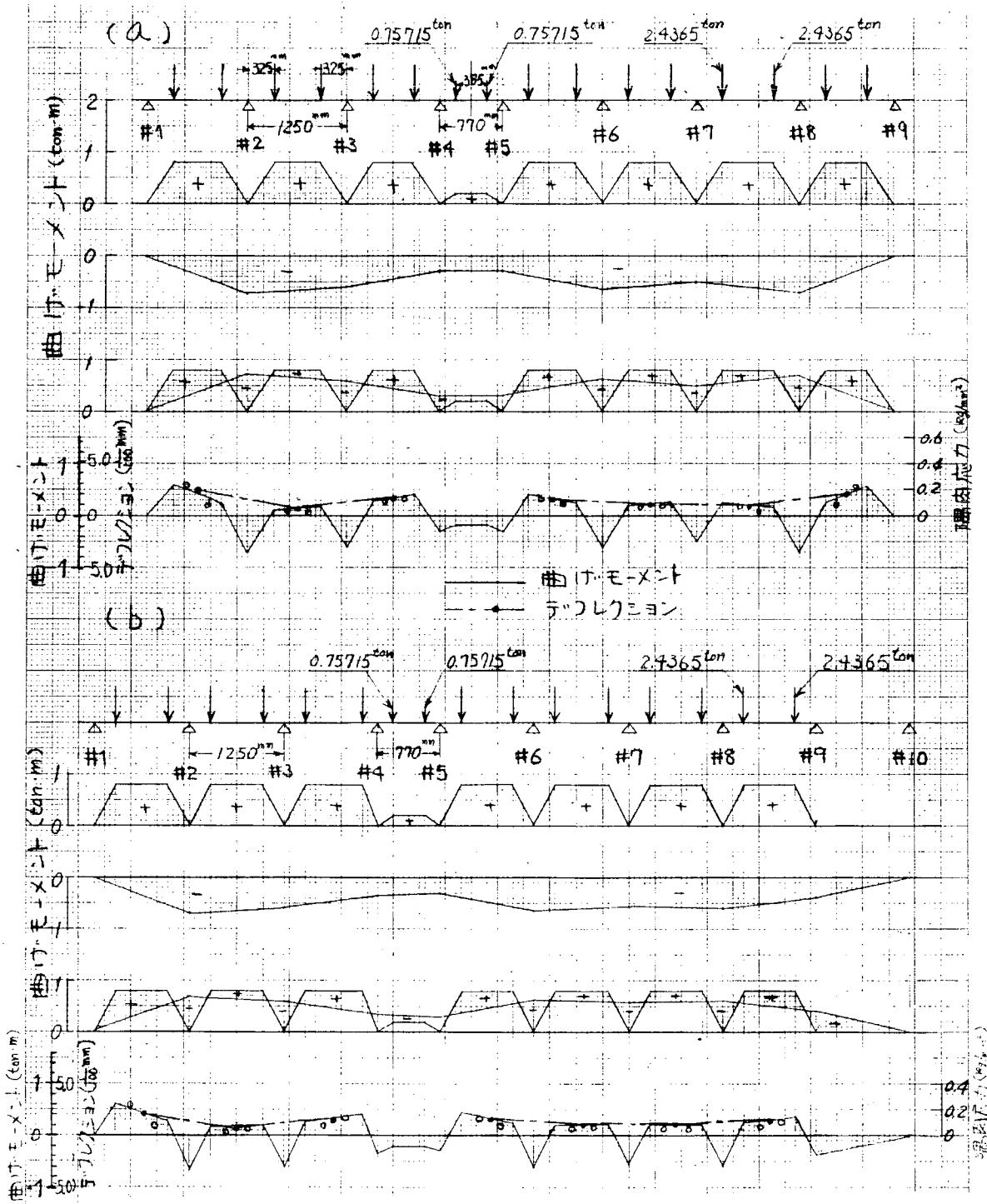
このように、あらかじめ基本的な形のアライメントの狂いに対する、デフレクション、曲げモーメント、すみ肉応力分布の定性的、定量的な傾向を知つておけば、与えられたデフレクション分布よりただちに曲げモーメント分布、すみ肉応力分布、各軸受支点の上下量の推定がつき、クランク軸摺合せの時間が大巾に短縮されよう。

(2) 集中荷重の作用する場合

実測結果と対応させるために、集中荷重としてクランクの自重のみ考慮した場合、往復運動部重量のかかつた場合、往復運動部重量と圧縮圧力の作用した場合の3通りにつき計算を行なつた。

(a) クランク軸の自重を考慮した場合

第7.2.1.4図に、クランク軸の自重が腕中心に2等分されてかかつた場合の曲げモーメント分布とデフレクションおよびすみ肉応力を示す。図中(a)、(b)はすでに述べた理由によりそれぞれ8スパン、9スパンとして計算している。



第7.2.1.4 自重のみ考慮した場合

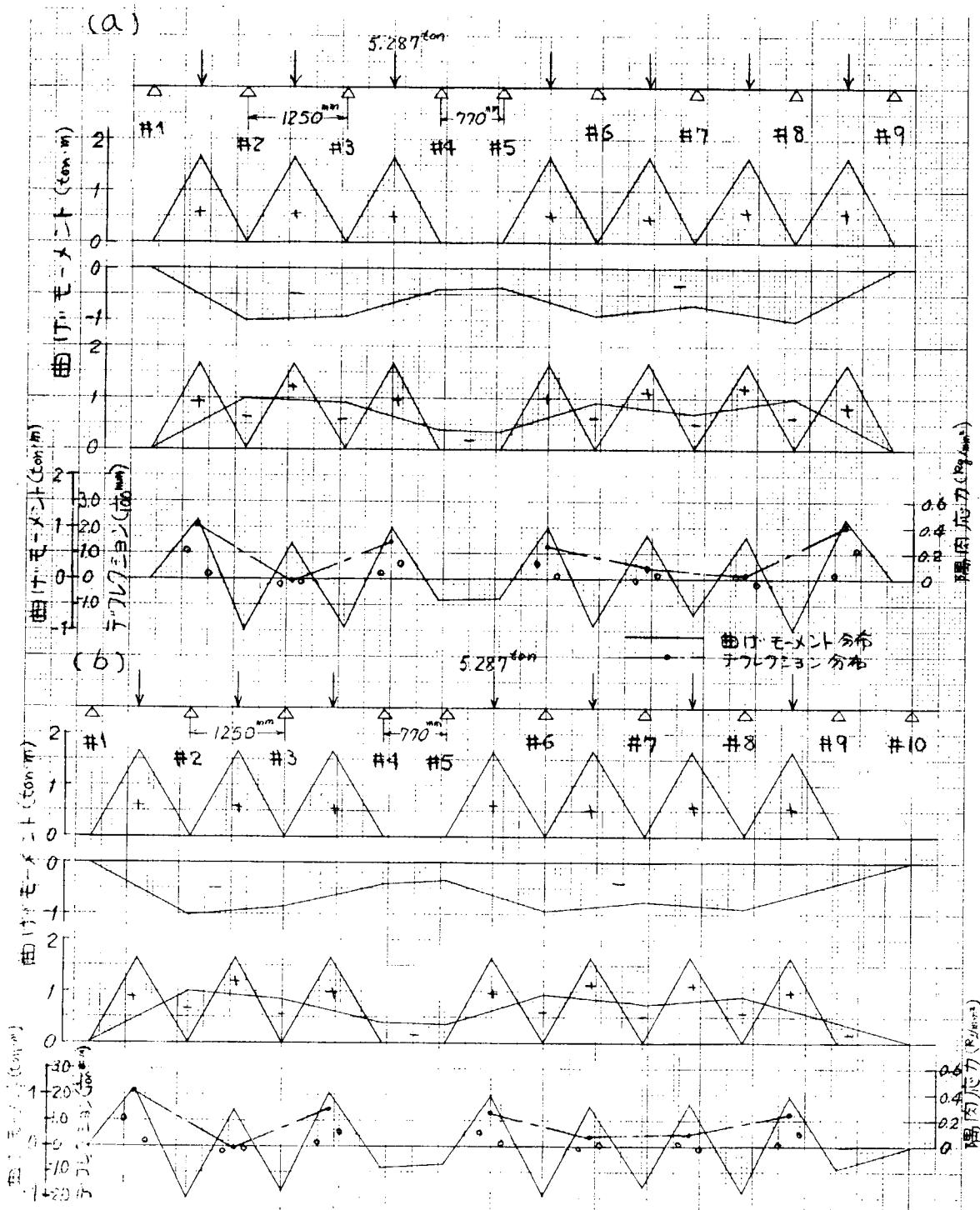
(梁は K7Z 70/120C 型機関のクランク軸に相当、形状係数: 4.00
応力係数: 0.3685 (kg/mm^2) / $\text{ton}\cdot\text{m}$)

同図より、デフレクションとすみ肉応力は、自由端近辺および中央継手付近で若干大きくなること、そして、等間隔の支点が続く部分では両者ともに、ほぼ一定の比較的小さな値をとることがわかる。

いずれにしても、計算を行なつたK7Z 70/120 C型機関のクランク軸では、デフレクションが0.005~0.025 mm、すみ肉応力が0.02~0.22 kg/mm²程度の大きさなので、実動応力を検討する際には自重の項を無視してさしつかえない。

(b) 一定集中荷重の作用した場合

第7.2.15図に往復運動部重量の作用した場合の曲げモーメント分布、すみ肉応力、デフレクションを示す。この場合も、自重のみ考慮した場合と同様に、自由端、中央継手に近いシリンダを除いてきわめて小さい値となつ

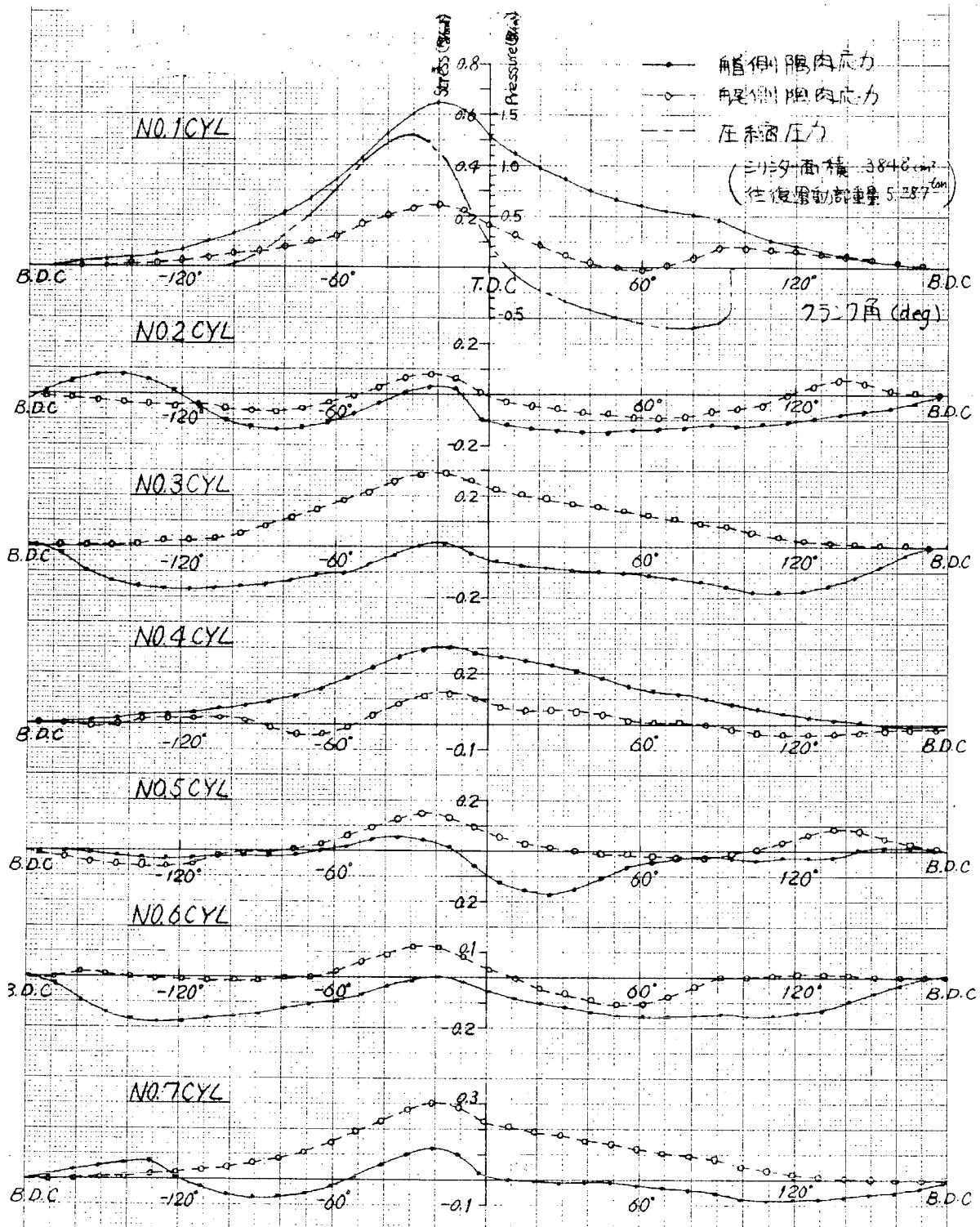


第7.2.15図 往復運動部重量の作用した場合
(梁はK7Z 70/120 C型機関のクランク軸に相当、
形状係数: 4.00、応力係数: 0.3685 (kg/mm²) / ton·m)

ている。集中荷重の場合にも、荷重と発生するモーメントは比例すると考えられるので、同時に一定の集中荷重が作用した場合には、その大きさのいかんにかかわらず自由端に近いシリンダおよび中央継手をはさむシリンダ以外では、すみ肉応力、デフレクションとともに、ほぼ0に近い値となることがわかる。したがつて、自重や往復運動部重量は、爆発力や慣性力にくらべて非常に小さい値であるためばかりでなく、これらが位相差のない一定荷重であることから、実動応力を検討する際には無視してさしつかえない。

(c) 変動集中荷重の作用した場合

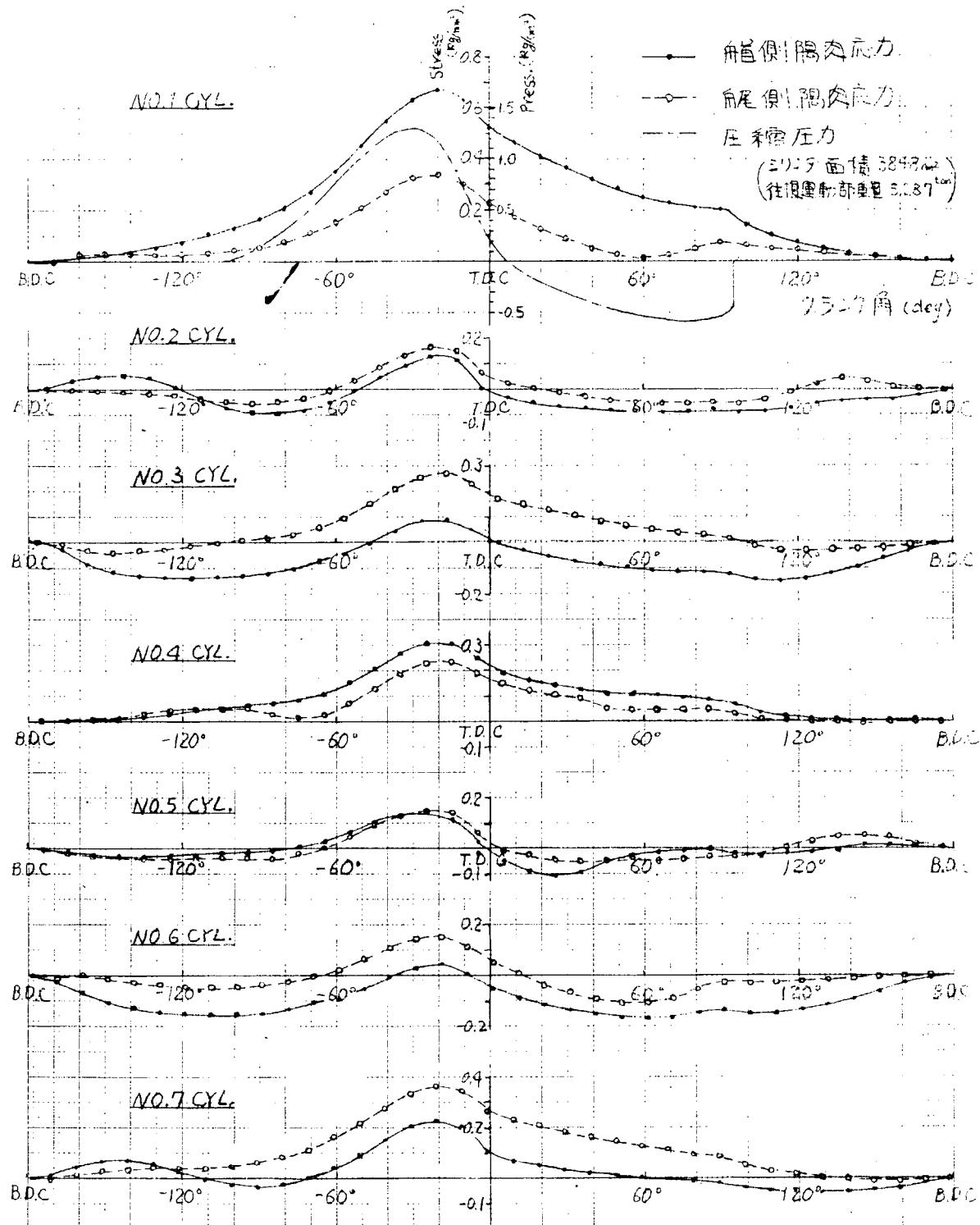
第7.2.16図、第7.2.17図に圧縮圧力および往復運動部重量の作用した場合のすみ肉応力をB.D.Cの値を0と



第7.2.16図 圧縮圧力および往復運動部重量の作用した場合($A = 0$)

(染は K7Z 70/120°C 型 クランク軸に相当)

形状係数: 4.00、応力係数: 0.3685 (kg/mm^2) / ton·m



第7.2.17図 圧縮圧力および往復運動部重量の作用した場合($A = 3.0$)

(梁は K7Z 70/120C 型クランク軸に相当)

形状係数: 4.00、応力係数: 0.3685 (kg/mm^2) / ton·m

して示す。ここで、1スパンの梁を両端で固定し、中央に集中荷重をかけた場合のばね定数と支点のばね定数の比を A とすると、第7.2.16図は $A = 0$ 、すなわち、支点が完全剛な場合、第7.2.17図は $A = 3$ 、すなわち、支点が若干の弾性を持つとした場合を示す。また、圧縮圧力は実際の機関で測定したものを用いた。圧縮圧力の最大値が約 $1.3 \text{ kg}/\text{cm}^2$ で、力に換算すると約 5 ton となり、往復運動部重量 5.287 ton とほぼ等しい値となる。ところで、この計算は一定集中荷重が各スパンに作用している上に、着火順序に従つた位相差をもつ変重荷重が各スパン

ンに作用した場合に相当する。変動荷重として圧縮圧力をとつているが、その最大値が往復運動部重要とほぼ等しい大きさなので、すみ肉応力振巾の分布は、往復運動部重量のみ作用した時と同じように、自由端に近い部分および中央継手部付近以外では比較的小さな値となつてゐる。

以上、クランク軸系アライメントの狂い、一定集中荷重の作用した場合、変動荷重の作用した場合等について検討してきたが、これをまとめると次のようになる。

- 1) アライメントの狂いにより比較的大きなすみ肉応力が発生する。また1個の支点の上下量と発生するモーメント分布の大きさおよびすみ肉応力は、ほぼ直線関係にある。
- 2) 一つの支点の影響はたかだか三つ目の支点までしかおよばない。
- 3) 各支点の上下によつて発生するすみ肉応力は、中央継手をはさむシリンダで大きく、自由端をもつシリンダで小さくなる。
- 4) 当該機関において、軸受支点が等間隔に並んでいる場合の一つの支点の上下により発生するモーメントの他の支点への減少比を知ることができた。これを元にして、あらかじめ、種々の状態のアライメントの狂いに対する曲げモーメント、デフレクション、すみ肉応力分布を求めておけば、与えられたデフレクション分布より、曲げモーメント分布、すみ肉応力分布をただちに知ることができる。
- 5) 自重ならびに往復運動部重量が作用する場合には、自由端を持つシリンダおよび中央継手をはさむシリンダをのぞいて、デフレクション、すみ肉応力ともにはほぼ0に近い値となる。したがつて、実動応力を検討する際には、振動による付加応力を別にすれば、軸系のアライメントの狂いと、爆発力や慣性力などの外力との関連を追求するだけで十分といつてよい。

以上K7Z 70/1200型機関のクランク軸について検討を行なつてきたが、他の型式のクランク軸に対しても、これらの結果は定性的にはあてはまるであろう。しかし、デフレクションとすみ肉応力、あるいは軸受支点の上下量などの関連を知るには、それぞれのクランク軸に対して同様の計算を行なわねばならない。

7.3 実体クランク軸による計測

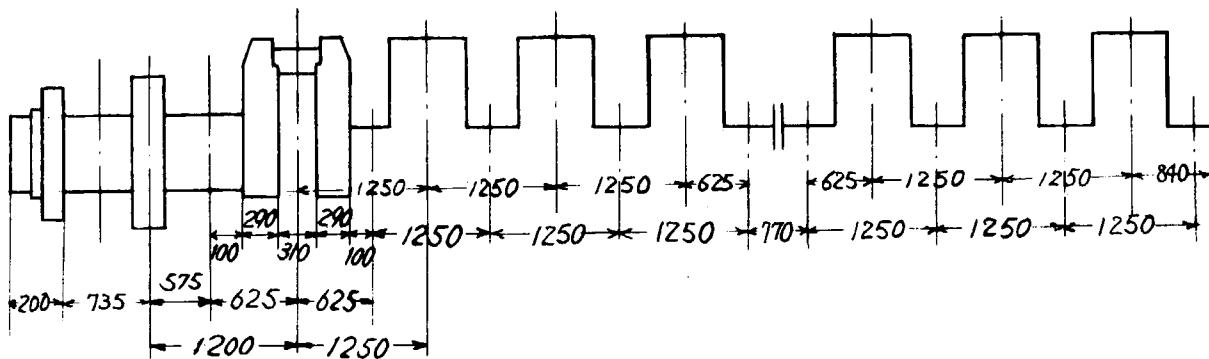
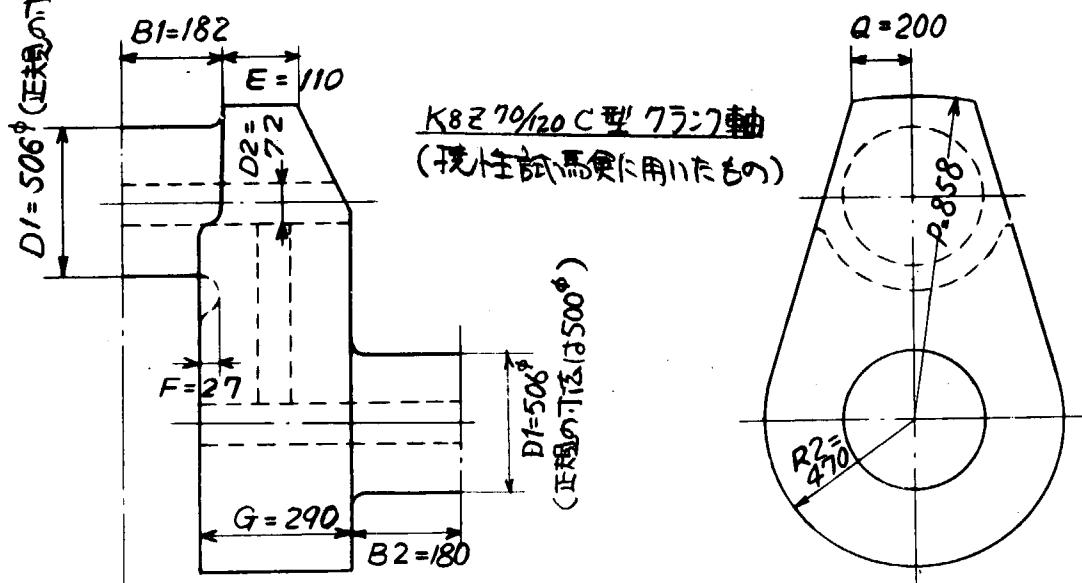
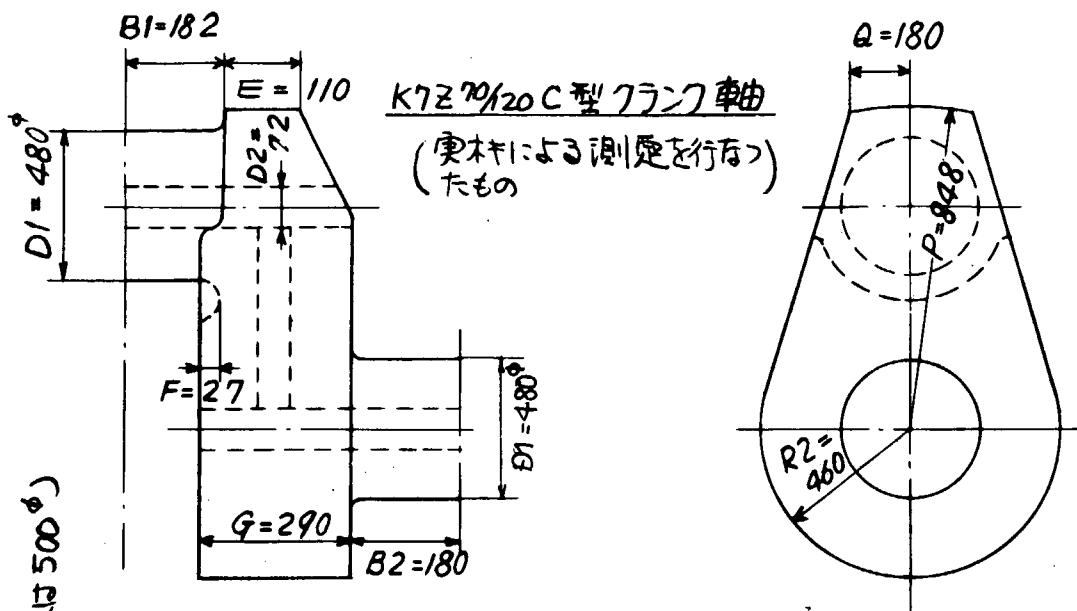
7.3.1 供試クランク軸および測定方法

測定を行なつたクランク軸はKZ 70/1200型機関のクランク軸であり、実機による測定には7筒用クランク軸。撓性試験には8筒用クランク軸の船首側4筒を用いた。各試験に用いたクランク軸の諸元を第7.3.1図に示す。撓性試験を用いたクランク軸のピンおよびジャーナル径の正規の寸法は50.0mmであるが、3mmのこしの荒削りの状態で測定したので50.6mmとなつてゐる。

実機による試験のすみ肉応力は、各スローのピン下のえぐり込部のクランクピン軸のRの起点より55°の点に東京測機製PL-5の歪ゲージ貼付して測定し、デフレクションはピンおよびジャーナルの中心を結ぶ線上のジャーナル焼ばめ部外周上にダイヤルゲージおよび新光電機製DS-36S-M型差動変圧器をセットして測定した。実機によるデフレクションとすみ肉応力の測定要領を第7.3.1表に示す。

なお、デフレクション測定用の差動変圧器は新光通信器製DM102型変位計にみちびき、静歪計は共和電業製SM-60AT型を、動歪計は新興通信製DS6/MTH型、直記式オシログラフは、横河電機製EMO121型を用いた。また、クランク角は、スリットを切つた円板をクランク軸側自由端にとりつけ、ホトトランジスタにより取り出した。

クランク軸撓性試験として、K8Z 70/1200型クランク軸の船首側4筒につき、縦吊り試験、水平支持試験、ピン中央集中荷重試験を行なつた。第7.3.2図に当試験における歪ゲージ貼付位置およびデフレクション測定位を示す。縦吊り試験は#1クランクスローにワイヤーをかけ、鉛直方向に吊上げ、あるいは下据の名状態で、水平支持試験は、両端を水平に支え約30°おきに回転させた状態で、さらに、ピン中央集中荷重試験は水平支持のクランク軸の#1クランクスローのピン中央を片側の支点が浮く程度に吊り上げた状態で、各点の応力およびデフレクションの測定を行なつた。



第7.3.1図 供試クラシク軸の諸元

第7.3.1表 実機によるデフレクションとすみ内応力測定要領
(供試機関: K7Z70/120C型)

試験名称	計測内容その他	
クランク軸据付時試験	軸受取はずし試験 (摺合せ前)	主軸受摺合せ前、 $\text{No.}2$ および $\text{No.}7$ 軸受の下メタルを取はずした状態で、約 25° おきに回転させ(各シリンダのT.D.C、B.D.C、水平などの位置に合す)全筒のデフレクションおよびすみ内応力を、ダイヤルゲージおよび静歪計で測定した。
	摺合せ前試験	軸受下メタルを挿入し、デフレクション調整前の状態で同様の計測を行なう。
	摺合せ後試験	摺合せをおわつた状態で同様の計測を行なう。
タイロッド結め影響試験	タイロッド締付前試験	ピストン挿入後、タイロッド締付前の状態で全筒のデフレクションとすみ内応力の測定を行ない直記式オシログラフに記録した。
	タイロッド締付後試験	タイロッド締付後、同様の測定を行ない、直記式オシログラフに記録すること。
機関組立完了時試験(冷態時)	安全弁開試験	機関組立完了後、安全弁を開いた状態で全筒のデフレクションとすみ内応力の測定を行ない、直記式オシログラフに記録する。
	安全弁閉試験	機関組立完了後、安全弁を閉じ、圧縮圧力をかけて同様の計測を行なう。
機関組立完了時試験(温態時)	安全弁開試験	機関組立完了後、陸上公試などの運転後機関温態時に、安全弁を開いて全筒のデフレクションとすみ内応力の測定を行ない直記式オシログラフに記録する。
	安全弁閉試験	同上の状態で安全弁を閉じ、圧縮圧力をかけて、デフレクションとすみ内応力の測定を行ない、直記式オシログラフに記録する。

7.3.2 測定結果

(1) 実機によるデフレクションとすみ内応力の測定結果

第7.3.3図より第7.3.6図に、軸受取はずし試験、摺合せ前試験、摺合せ後試験の結果を示す。第7.3.3図より第7.3.5図 $\text{No.}7$ シリンダのデフレクションおよびすみ内応力の位相がずれているのは、第9軸受がカム側によつているためで、その調整を行なつた摺合せ後の第7.3.6図では、位相のずれはみられなくなつている。なお、クランク軸の回転をスラスト側フランジにワイヤーをまいてクレーンで吊り上げて行なつてゐるので、各試験結果とともに、 $\text{No.}7$ シリンダのデフレクションおよびすみ内応力が若干大きくなつてゐる。

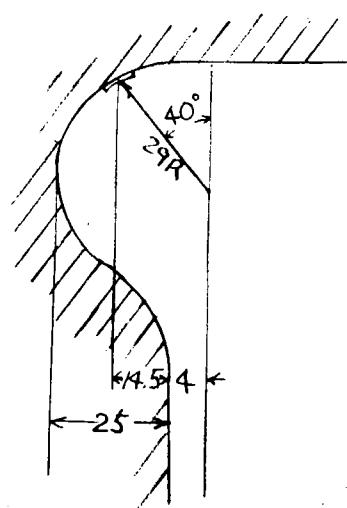
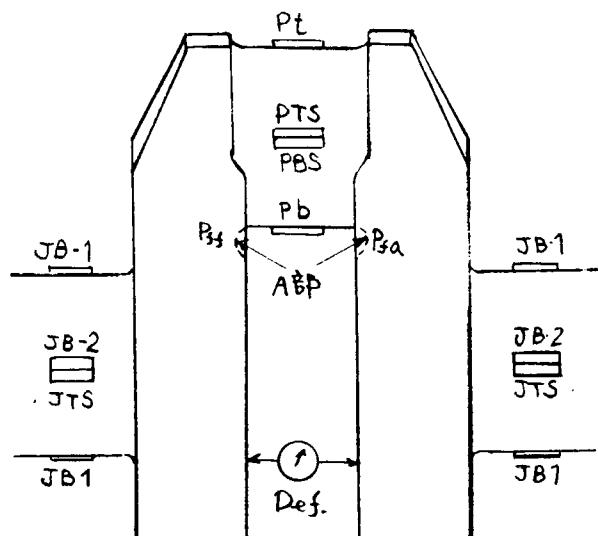
ピストン挿入後のタイロッド締付前後、また、機関組立完了後冷態時に安全弁開閉の状態で全筒のデフレクションおよびすみ内応力を測定しているが、その結果の一部を第7.3.7図より第7.3.10図に示す。また、第7.3.11図より第7.3.24図まで、機関組立完了後温態時の安全弁開、閉の状態で測定した結果を示す。 $\text{No.}6$ 、 $\text{No.}7$ シリンダの波形が汚ないがこれは、船尾側に装備したサイクロ型回転装置によりクランク軸を回転させてゐるので、軸受との摩擦などのために、ステイツク、スリップをおこしてゐるためと考えられる。

(2) クランク軸撓性試験結果

第7.3.25図より第7.3.30図まで、クランク軸水平支持試験の結果を示す。第7.3.25図、第7.3.26図はクランク腕中心付近および下端付近で測定したデフレクションの結果であるが、前者の値は後者の値の約2倍になつてい

ゲージ貼付位置

A部詳細



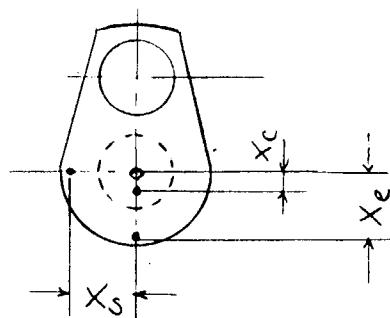
P_t, P_b, P_{ta}, P_{fa} ; シングルゲージ(東京測器PL10)

- | | |
|---|-----------------------|
| (PBS左 - PBS右) | 2ゲージ(東京測器PL10) |
| (JB1上 - JB1下) | ; (JB1とJB2は直角位置、 |
| (JB2左 - JB2右) | JB1はつぎのクランクピンTopの方向) |
| (PTS _{左L} - PTS _{左T} - PTS _{右L} - PTS _{右T}) | 4ゲージ(東京測器PC10) |
| (JTS _{左L} - JTS _{左T} - JTS _{右L} - JTS _{右T}) | |

デフレクション測定位置

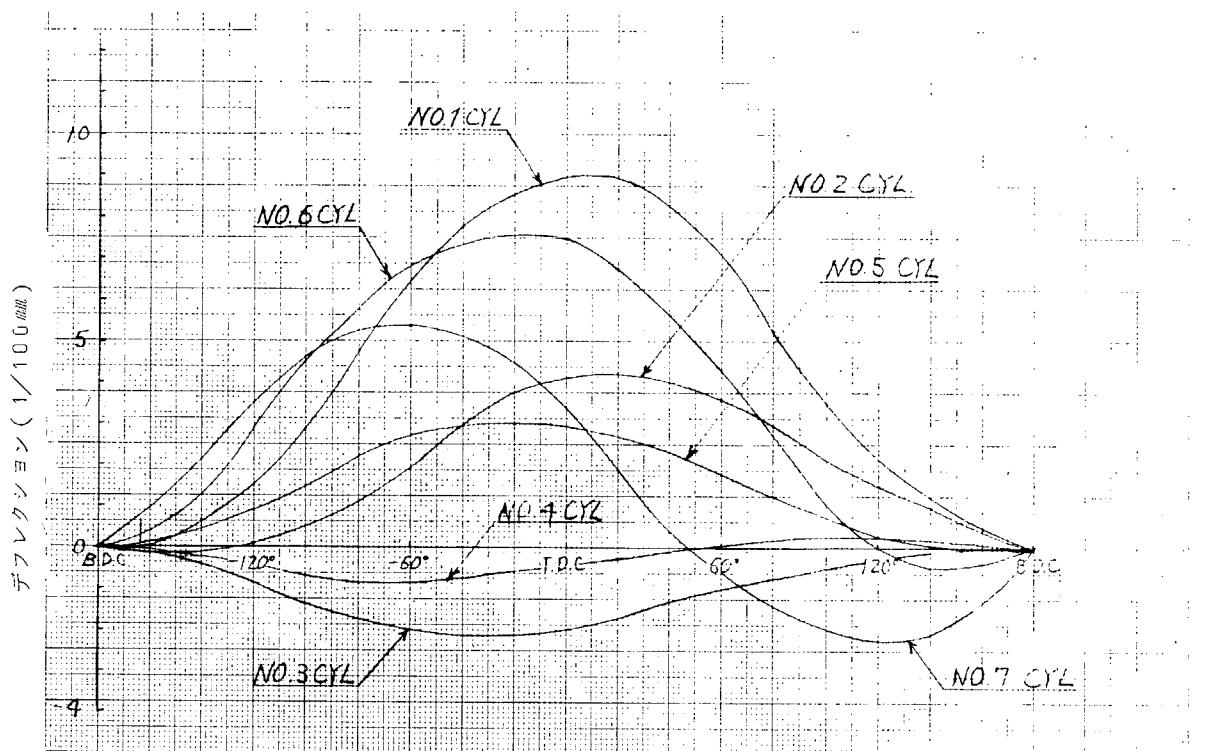
船側よりみる

デフレクションは右図黒丸の3点にダイヤルゲージをセットして測定した。

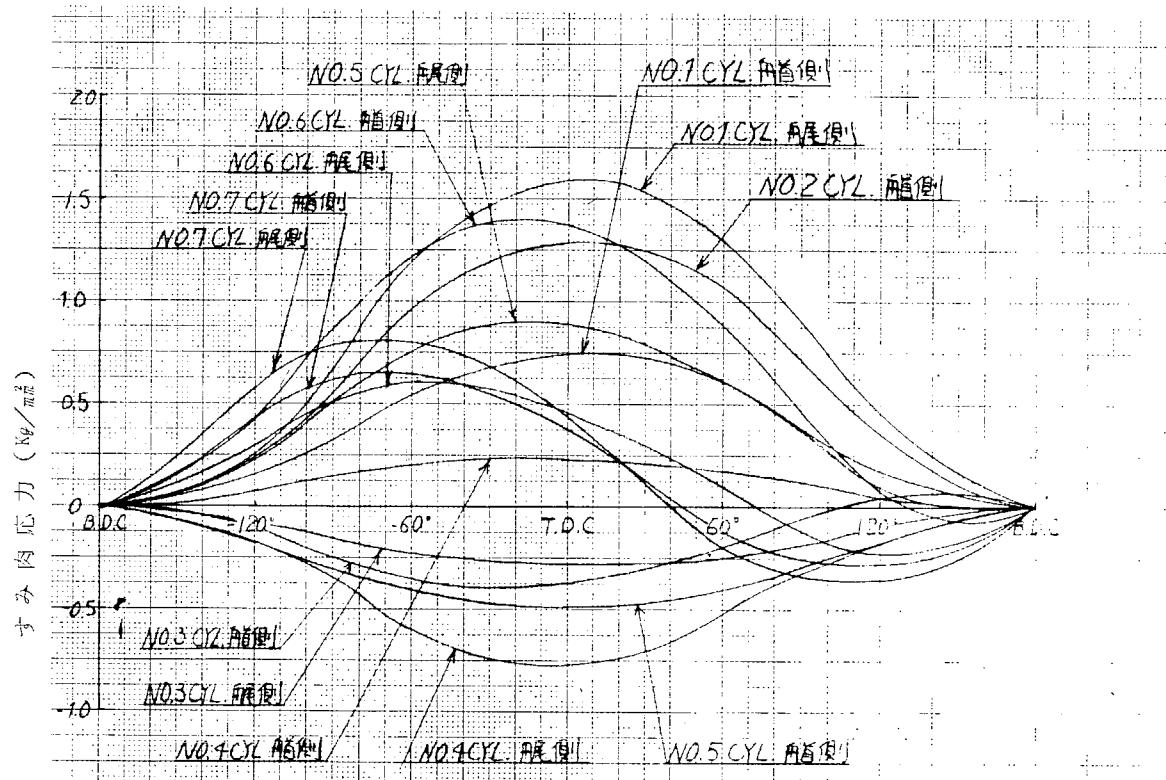


第7.3.2図 ゲージ貼付位置およびデフレクション測定位置

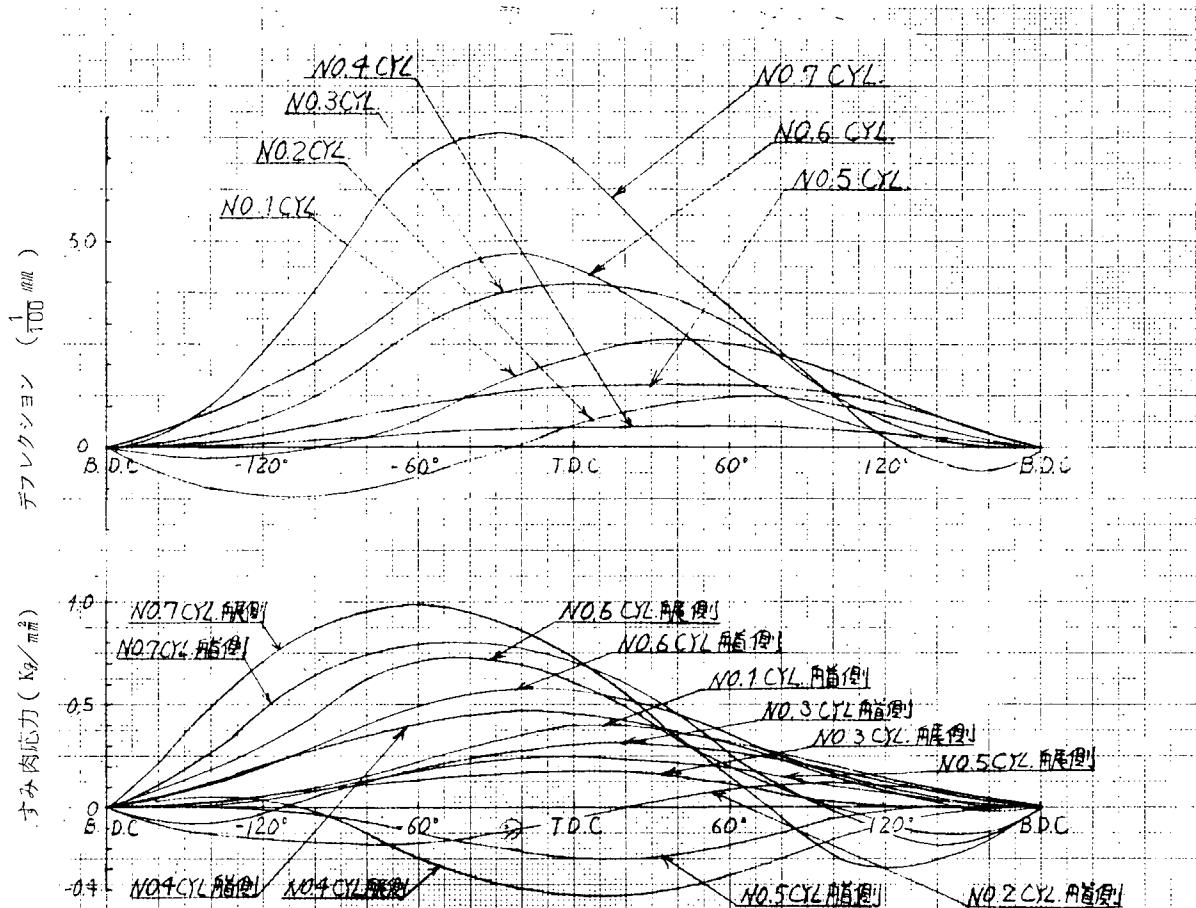
(クランク軸継吊および水平支持試験)



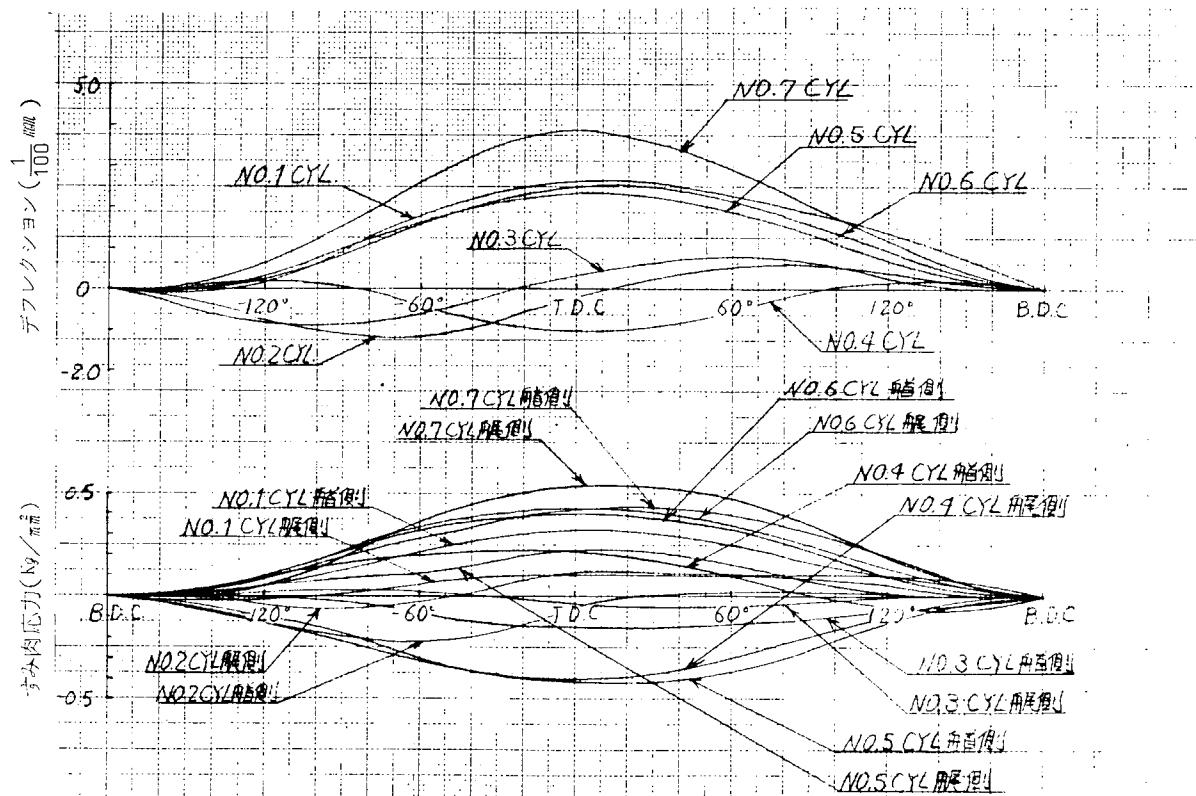
第 7.3.3 図 デフレクション分布 (#2, #7 軸受下メタル取はずし)



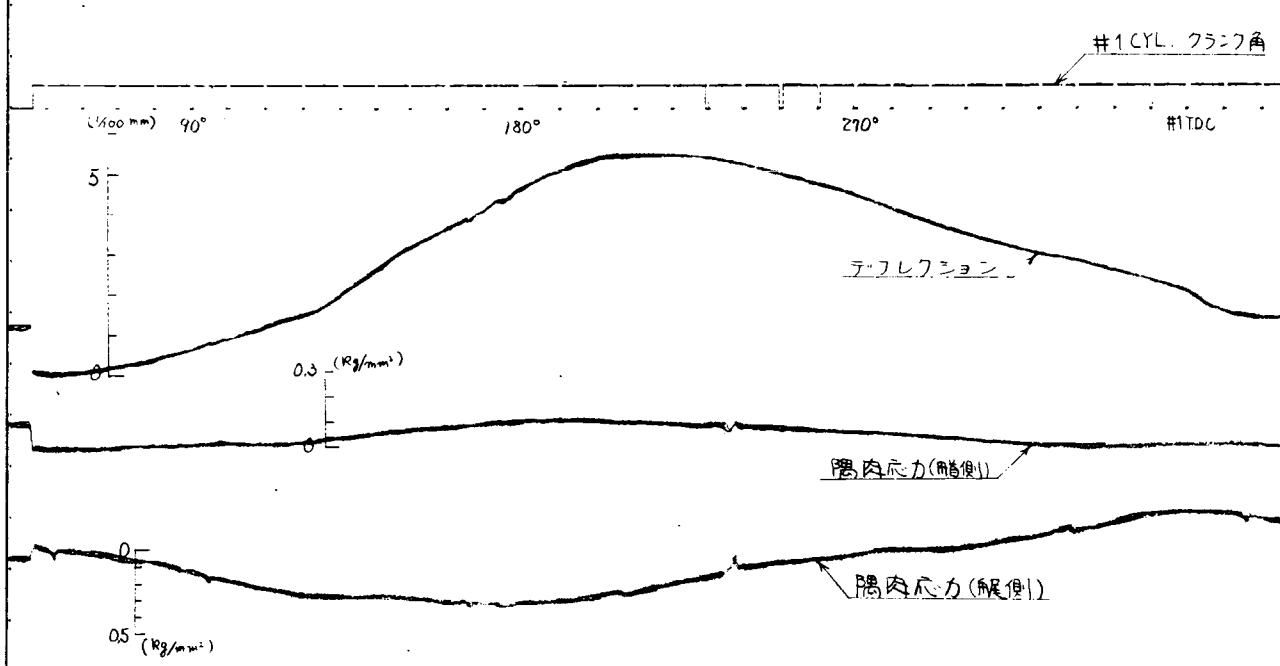
第 7.3.4 図 すみ肉応力分布 (#2, #7 軸受下メタル取はずし)



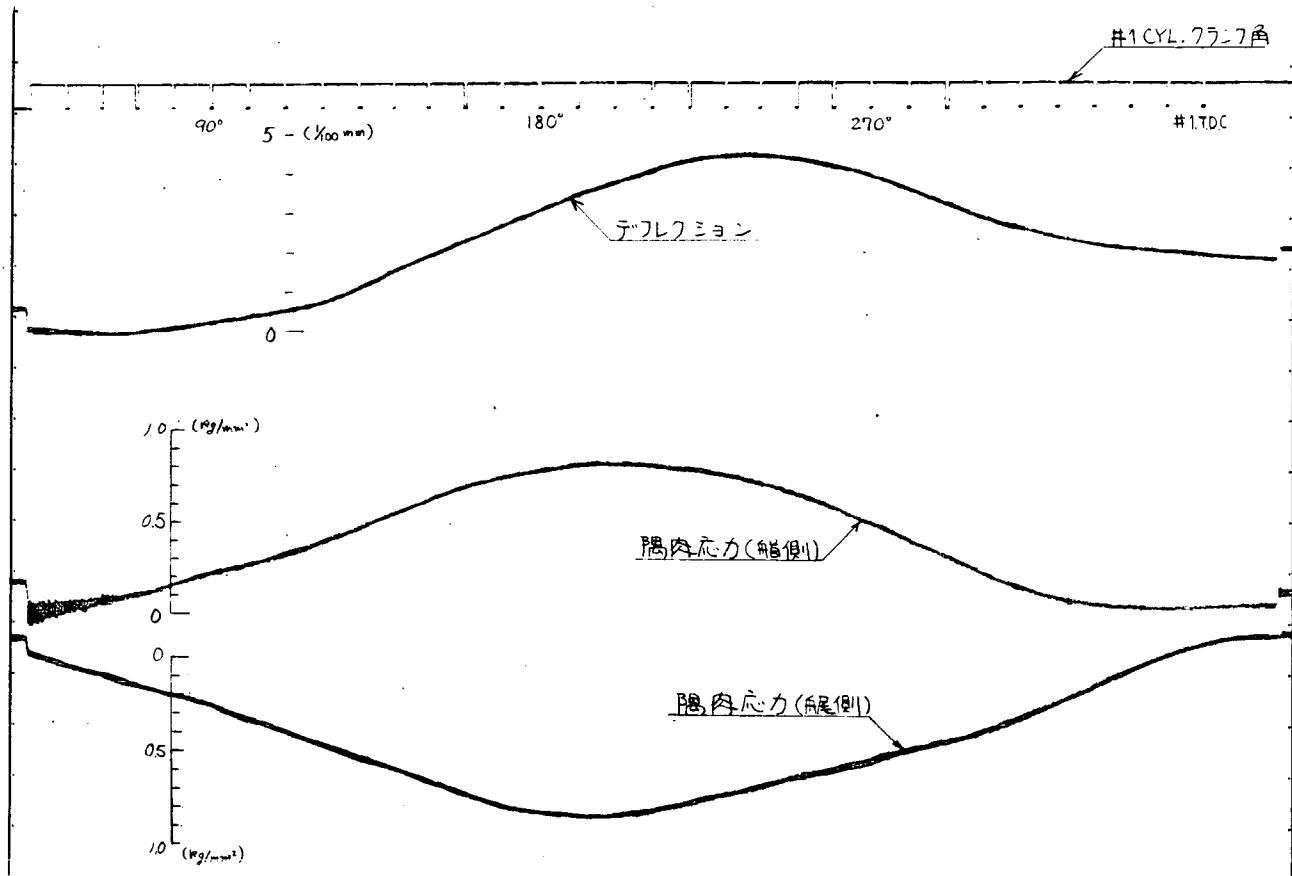
第7.3.5図 デフレクションとすみ肉応力(組合せ前)



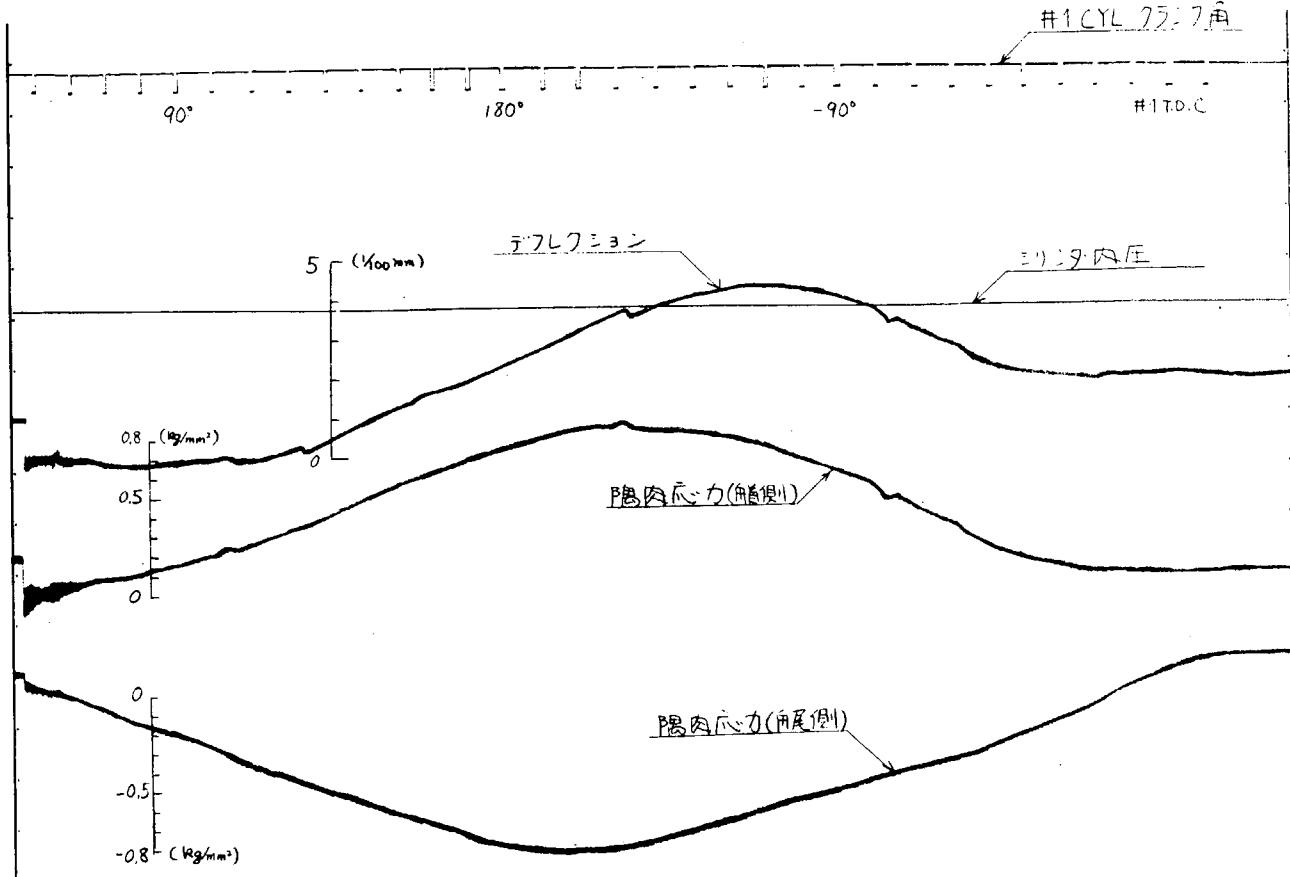
第7.3.6図 デフレクションとすみ肉応力(組合せ後)



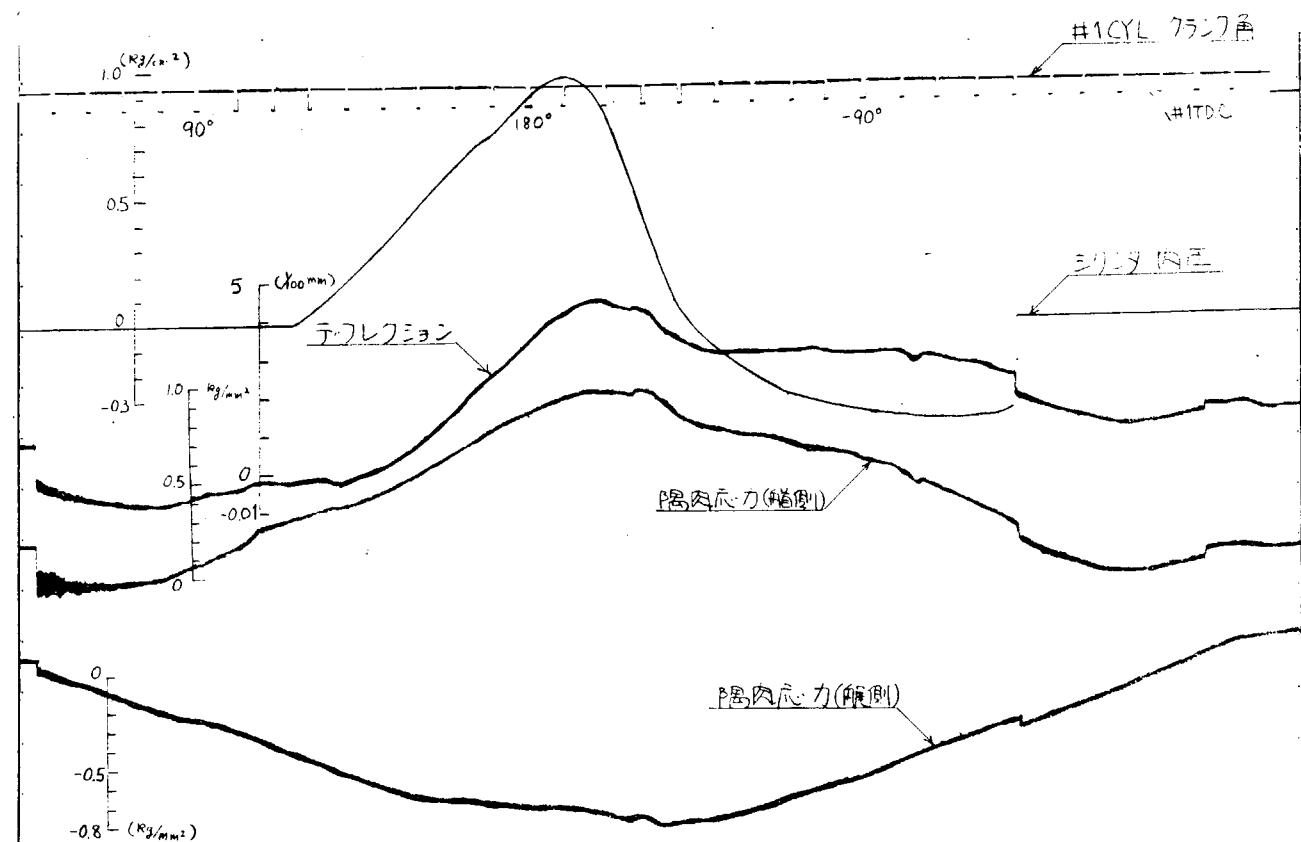
第7.3.7図 タイロッド締付前 #4 CYL.



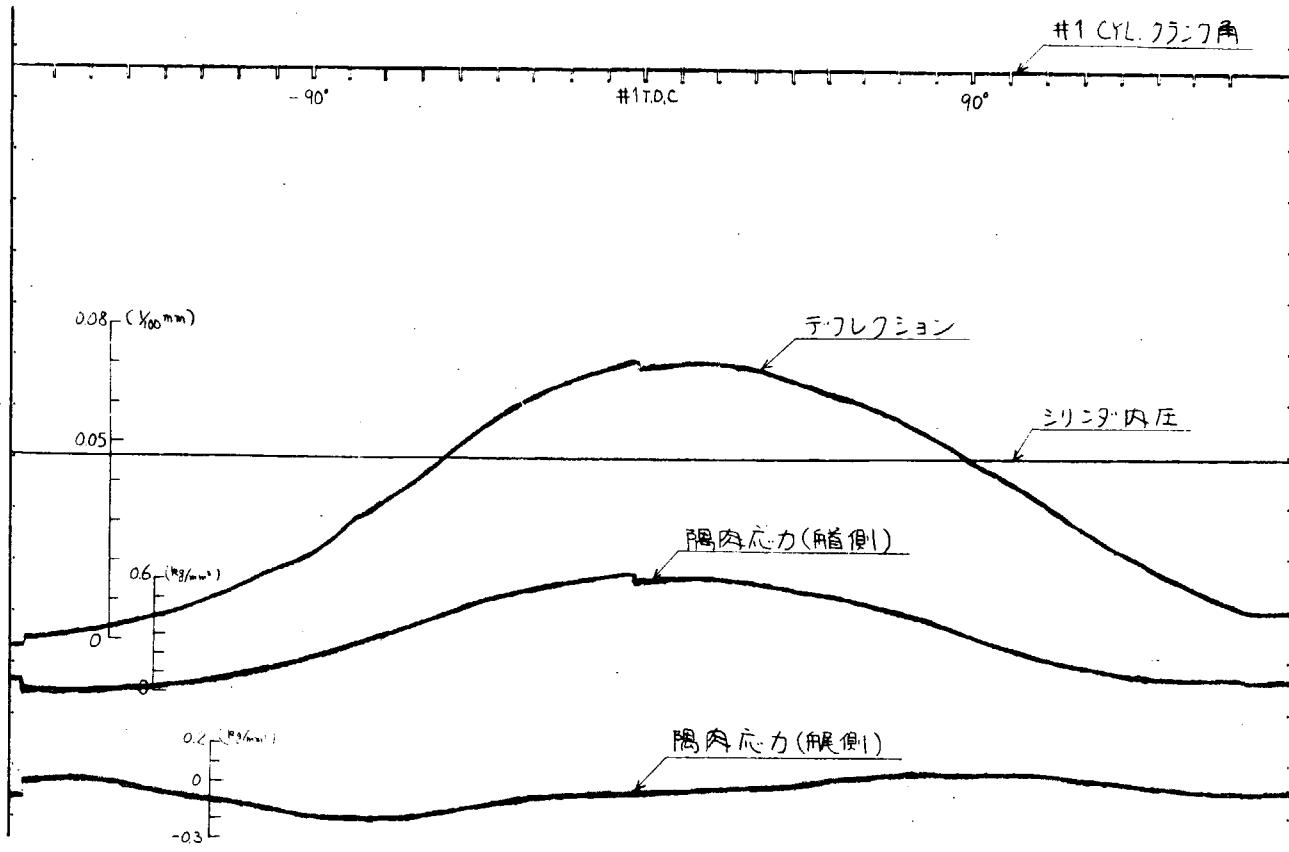
第7.3.8図 タイロッド締付後 #4 CYL.



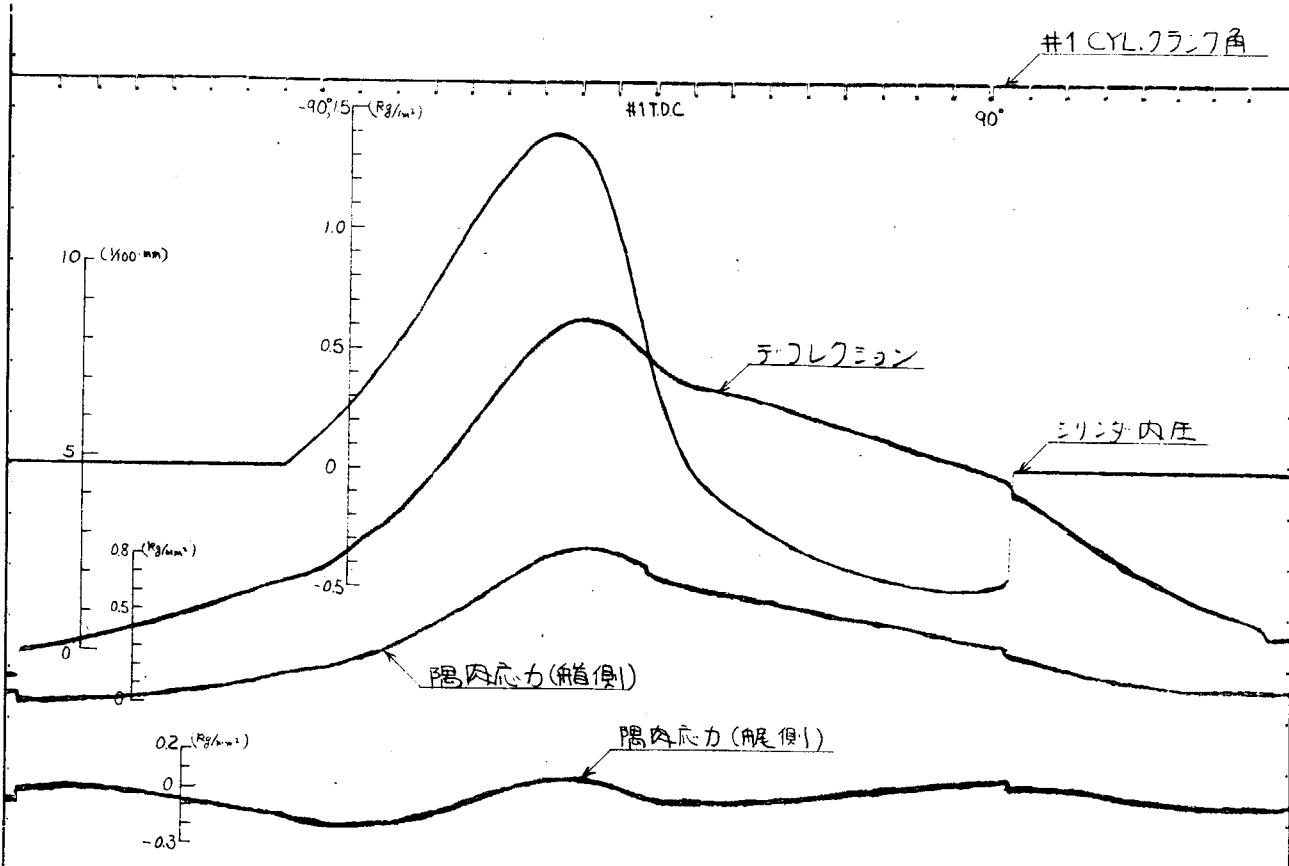
第7.3.9図 機関組立完了後 #4 CYL(安全弁全筒開)



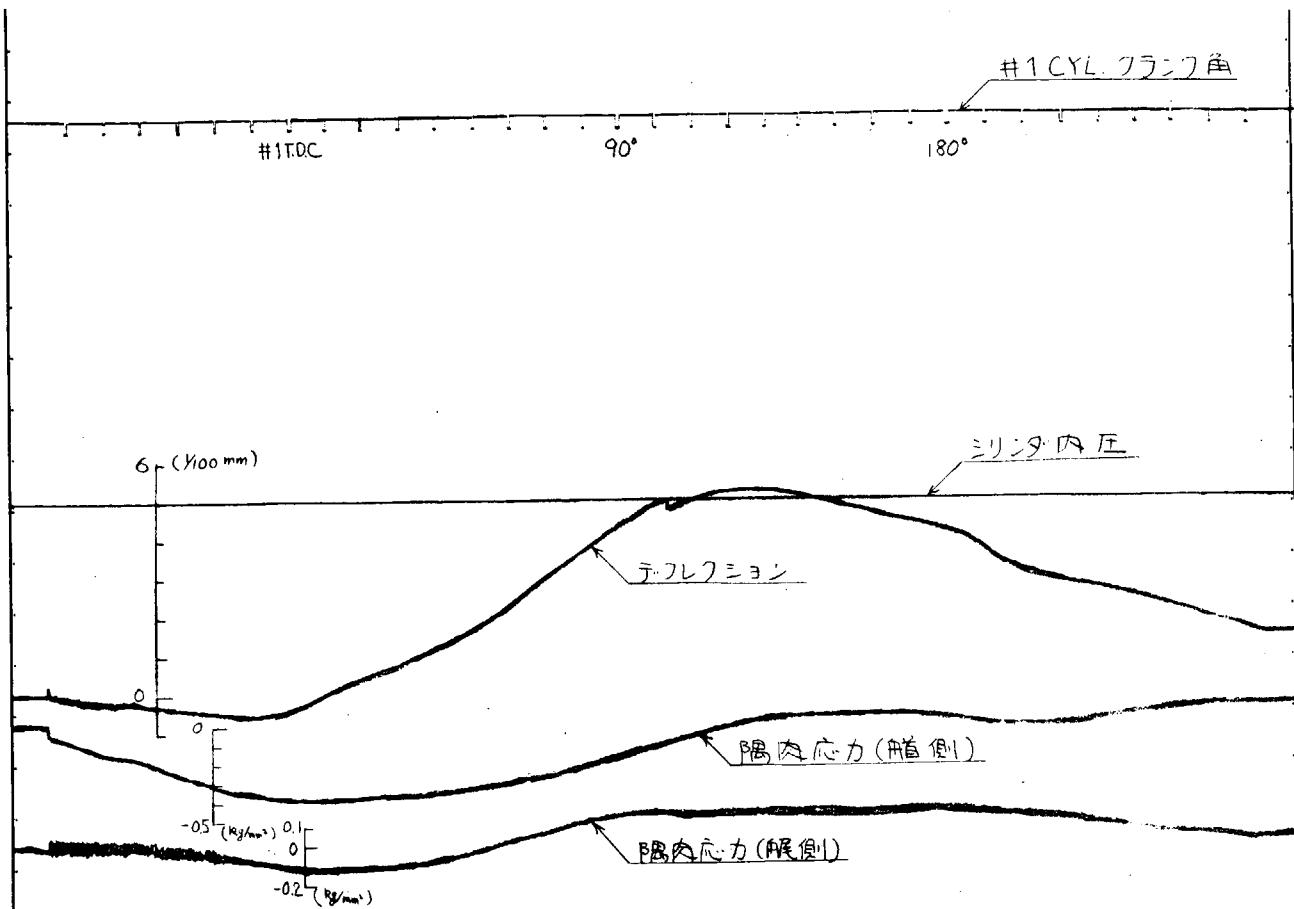
第7.3.10図 機関組立完了後 #4 CYL(安全弁全筒閉)



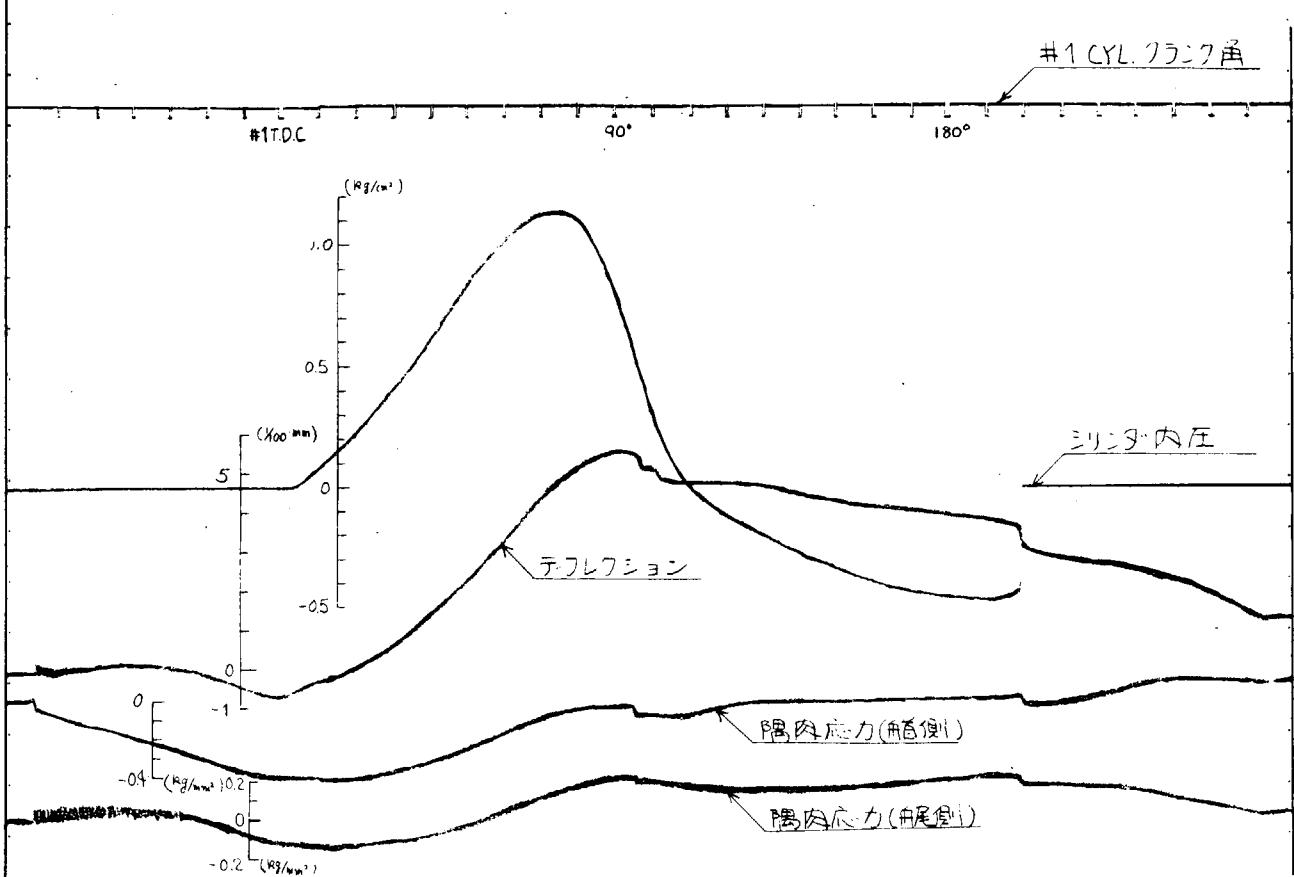
第 7.3.1.1 図 機関組立完了後（温態時）#1 CYL. (安全弁全筒開)



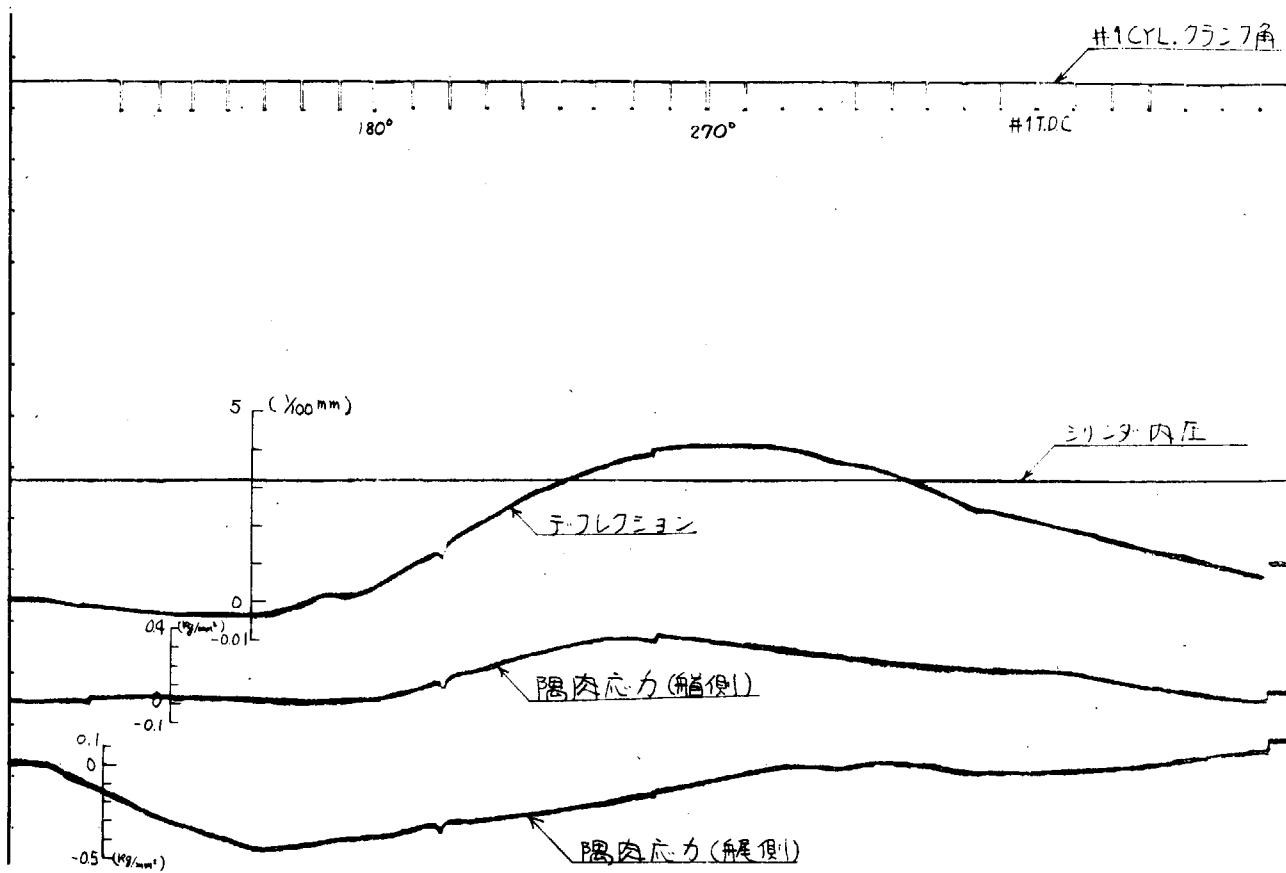
第 7.3.1.2 図 機関組立完了後（温態時）#1 CYL. (安全弁全筒閉)



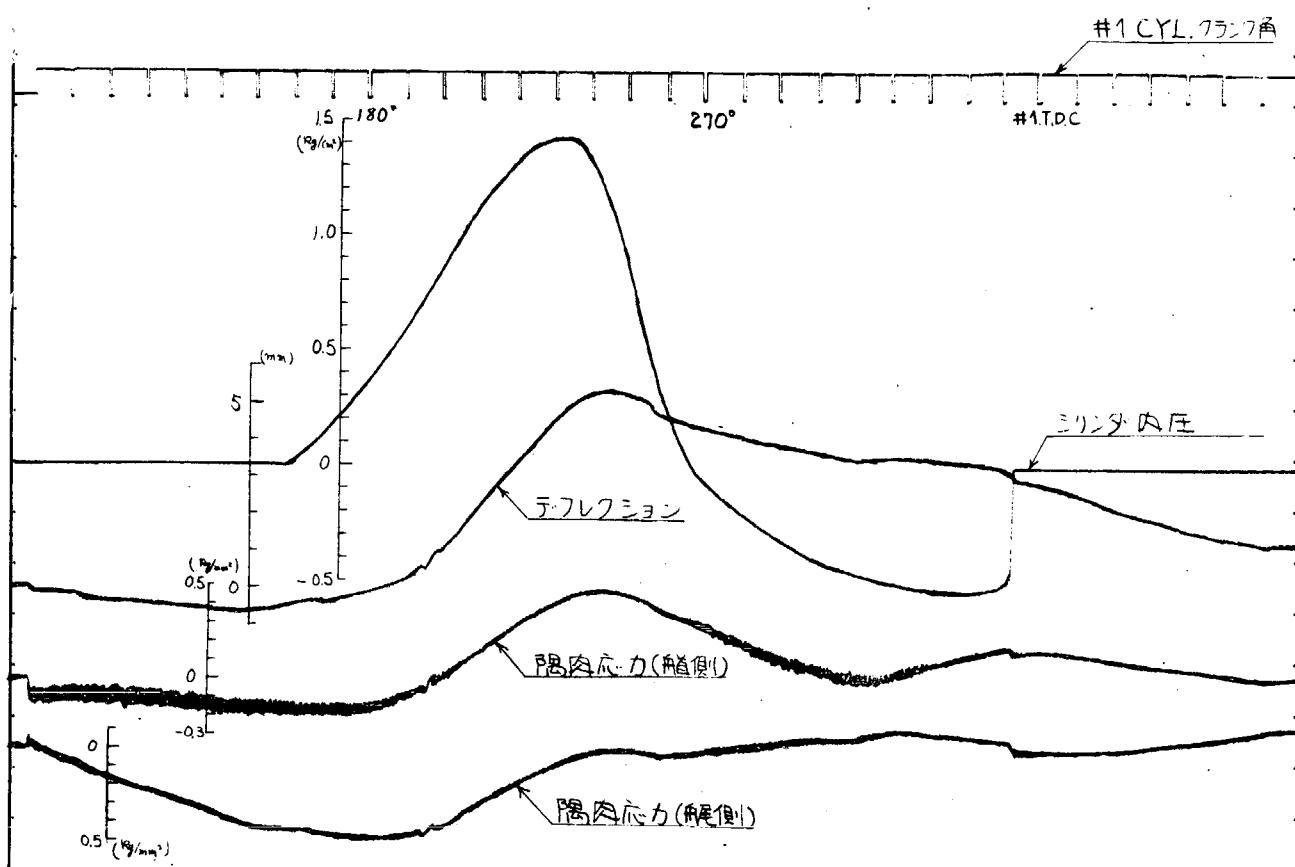
第 7.3.1.3 図 機関組立完了後（温態時）#2 CYL.（安全弁全筒開）



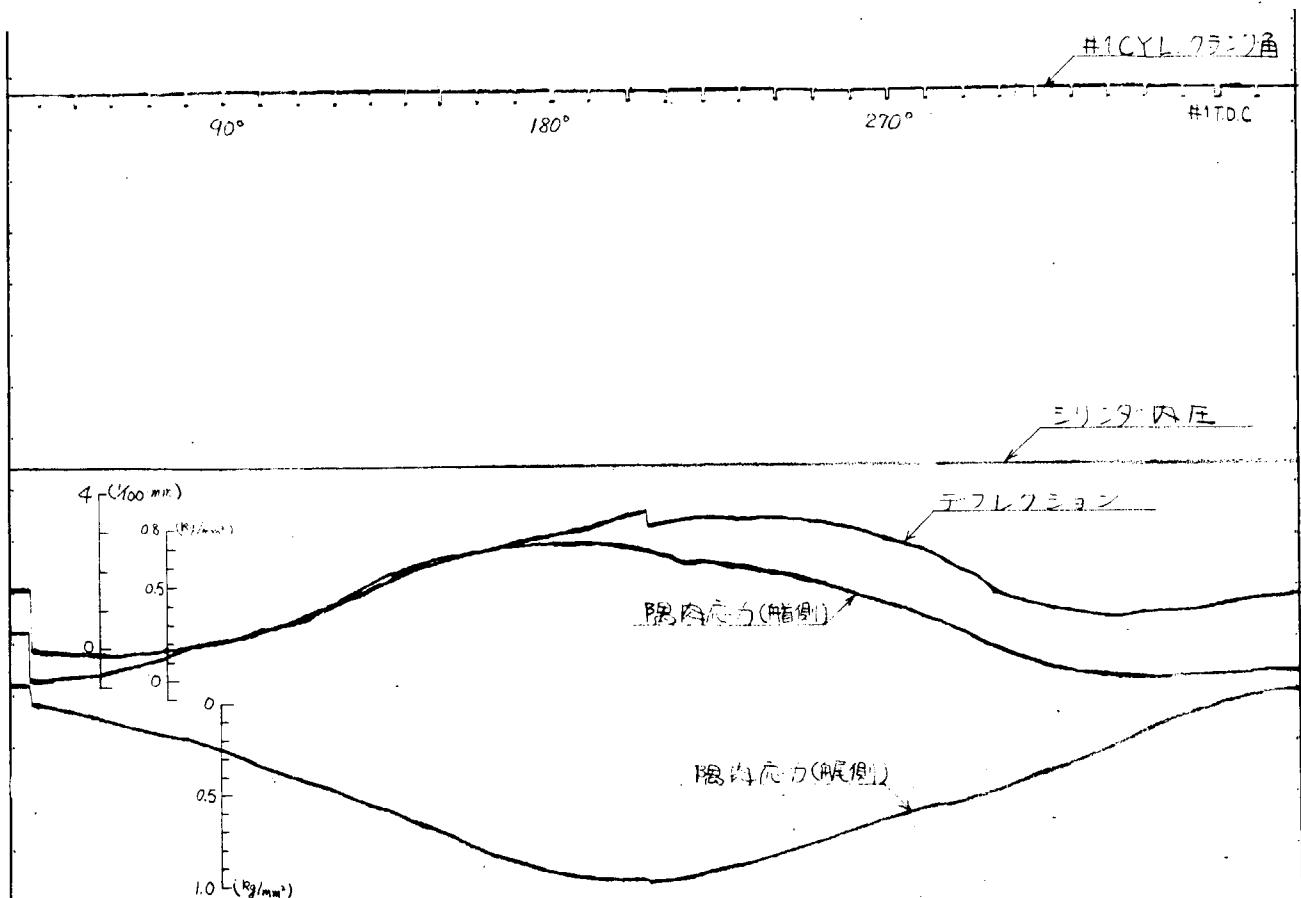
第 7.3.1.4 図 機関組立完了後（温態時）#2 CYL.（安全弁全筒閉）



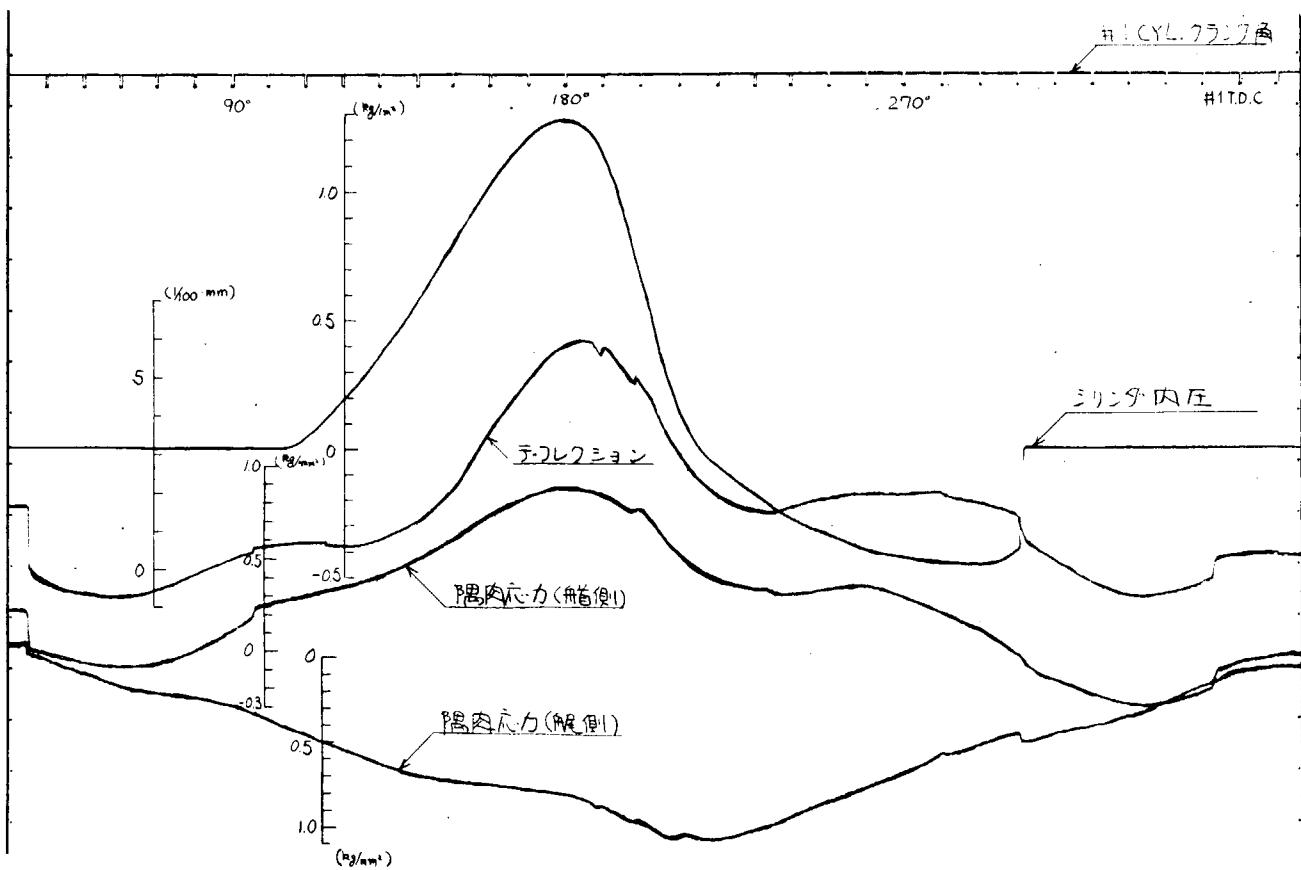
第 7.3.15 図 機関組立完了後(温態時) #30YL. (安全弁全筒開)



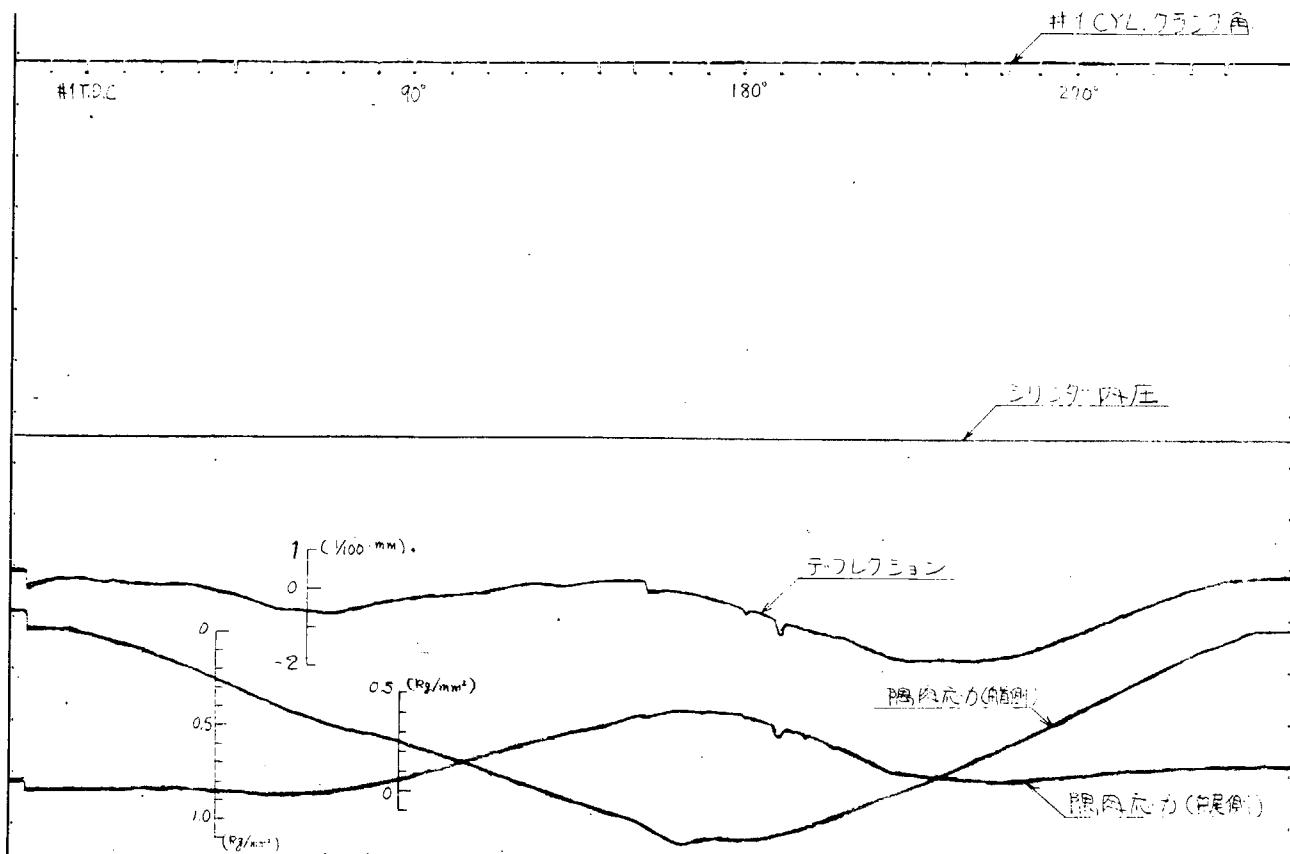
第 7.3.16 図 機関組立完了後(温態時) #30YL. (安全弁全筒閉)



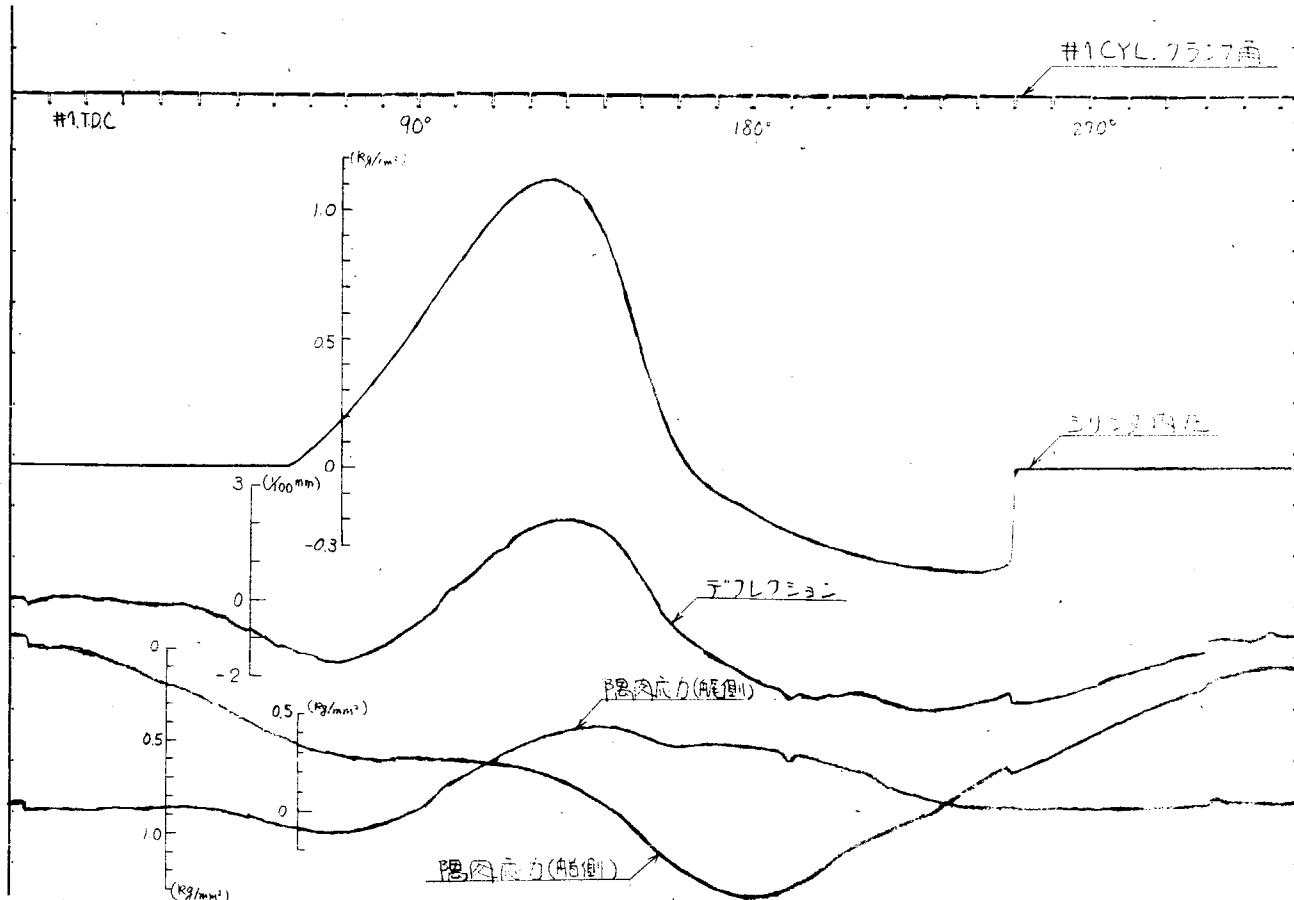
第7.3.17図 機関組立完了後(温態時) #4 CYL. (安全弁全開)



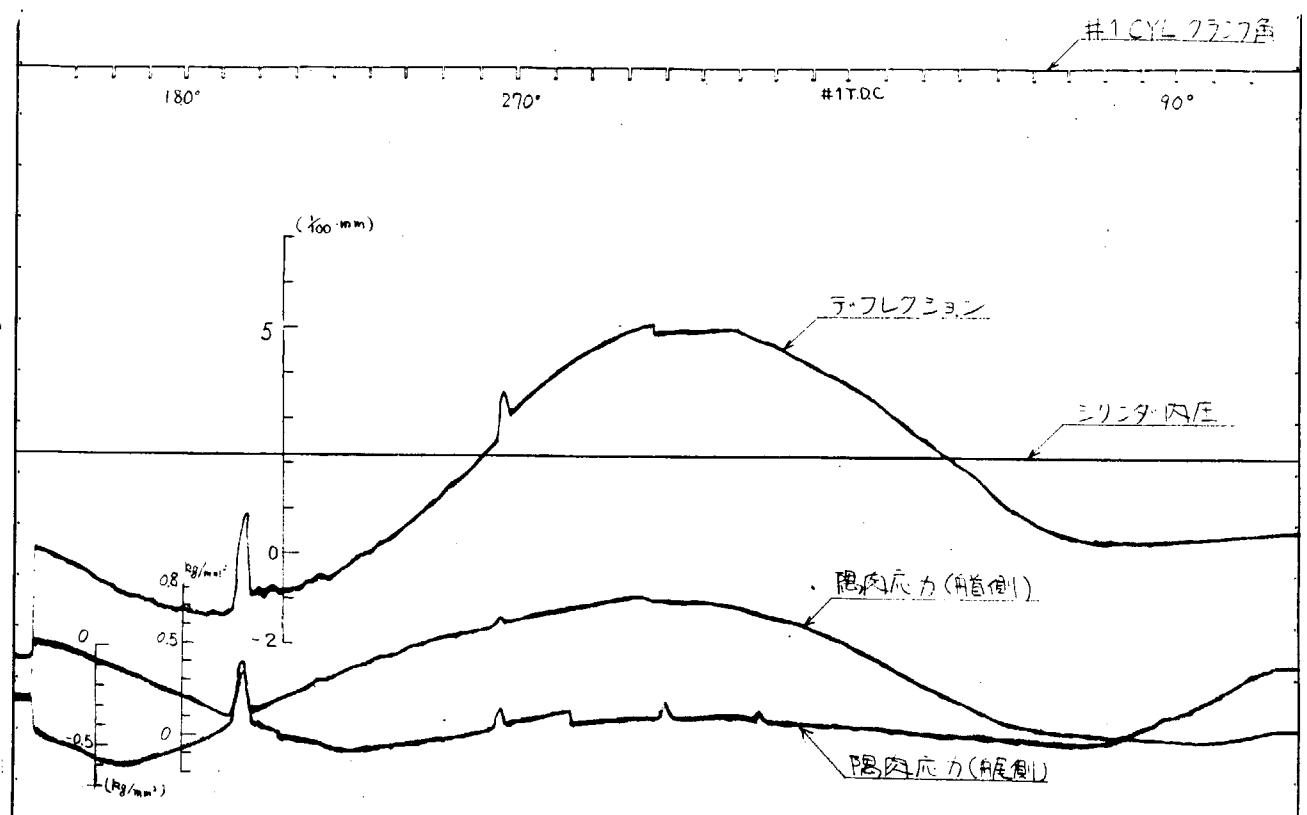
第7.3.18図 機関組立完了後(温態時) #4 CYL. (安全弁全閉)



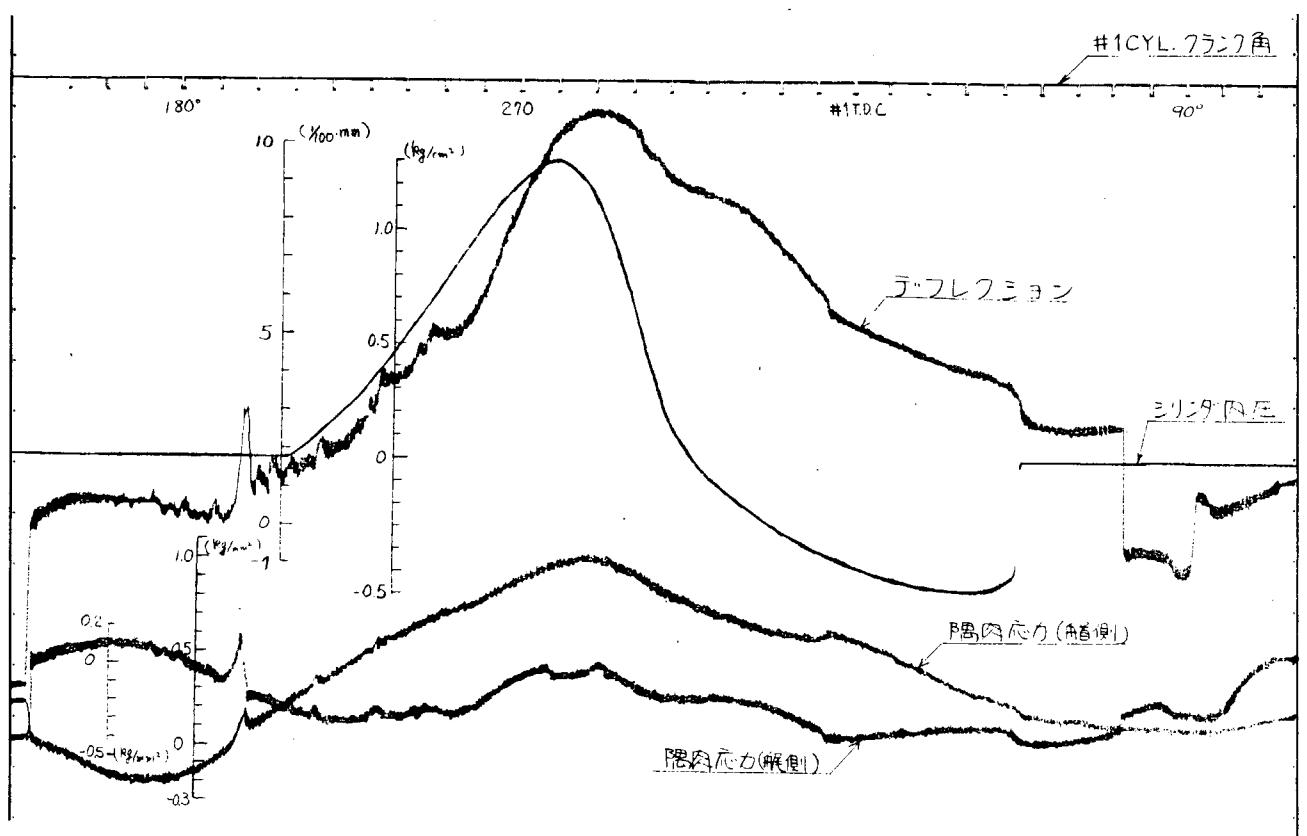
第 7.3.19 図 機関組立完了後（温態時） #5 CYL.（安全弁全筒開）



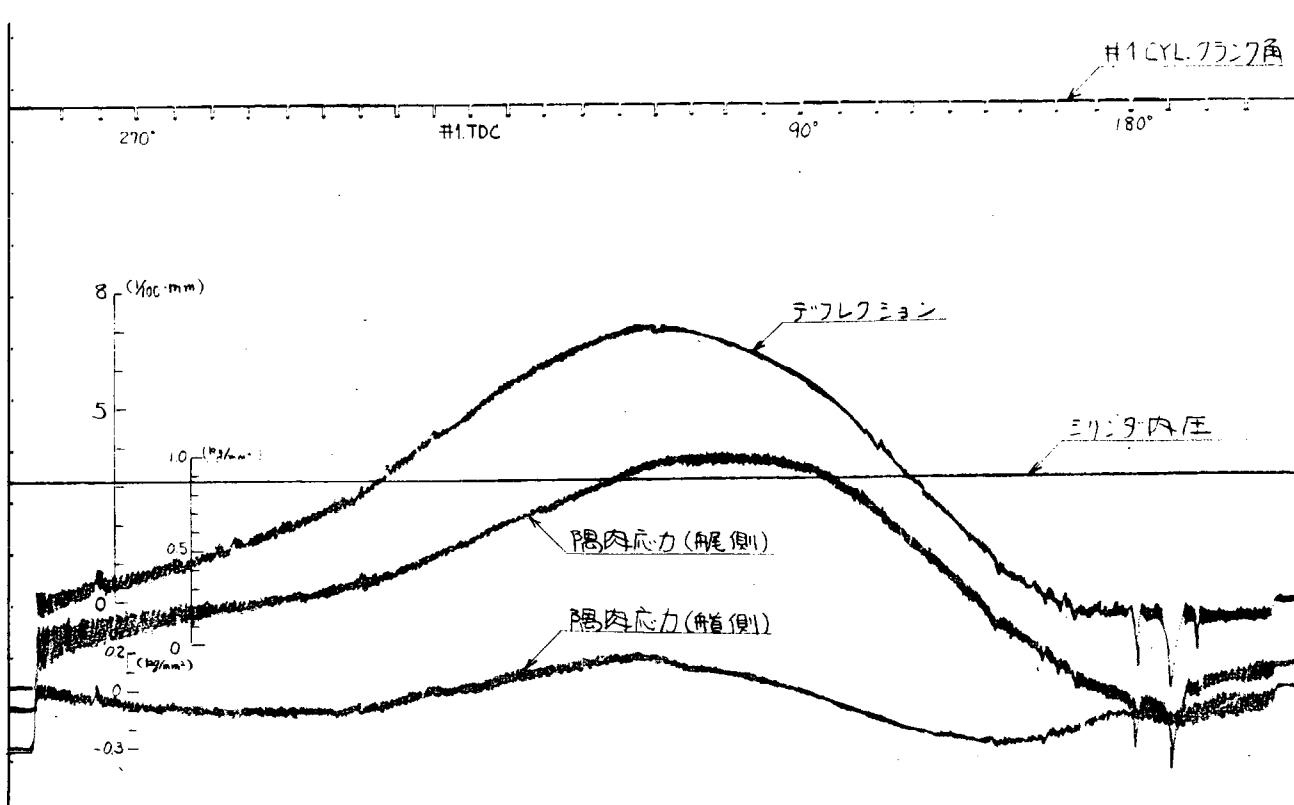
第 7.3.20 図 機関組立完了後（温態時） #5 CYL.（安全弁全筒閉）



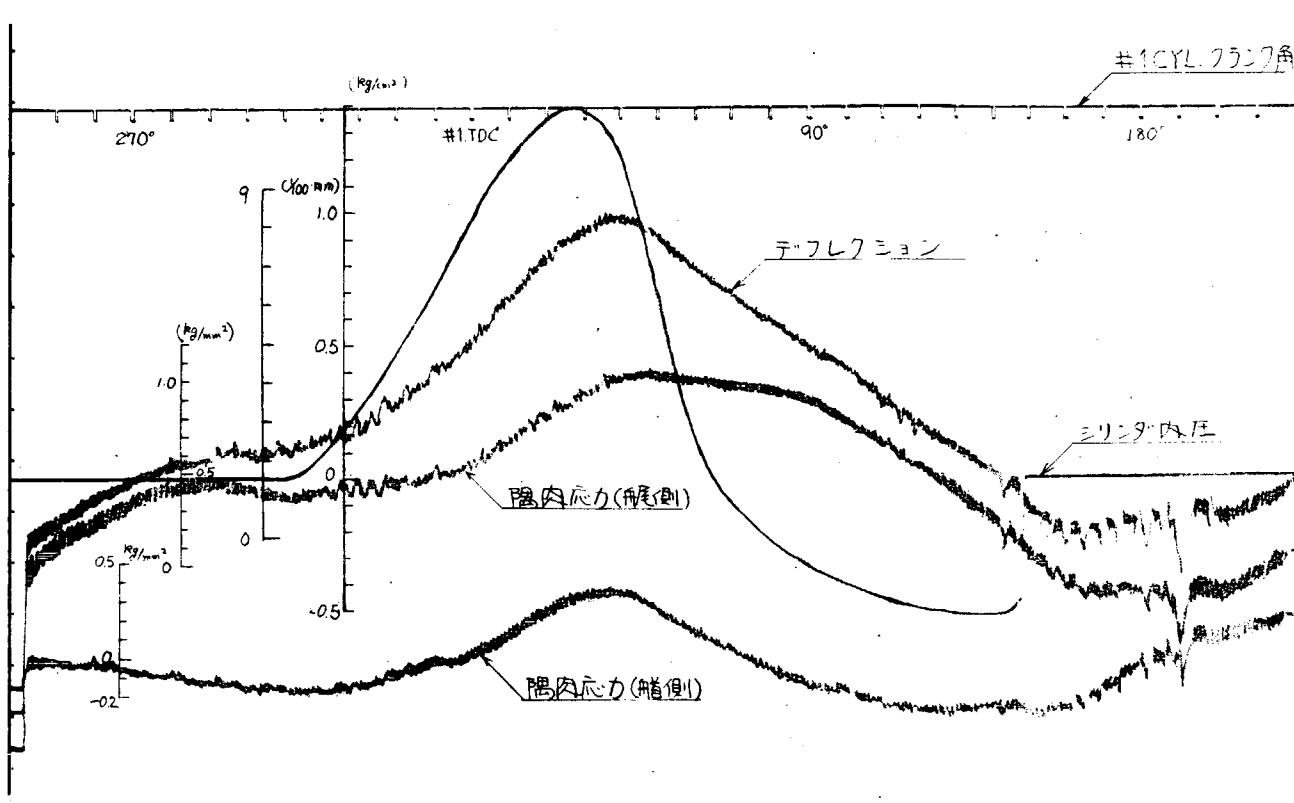
第7.3.2.1図 機関組立完了後(温態時) #6 CYL. (安全弁全筒開)



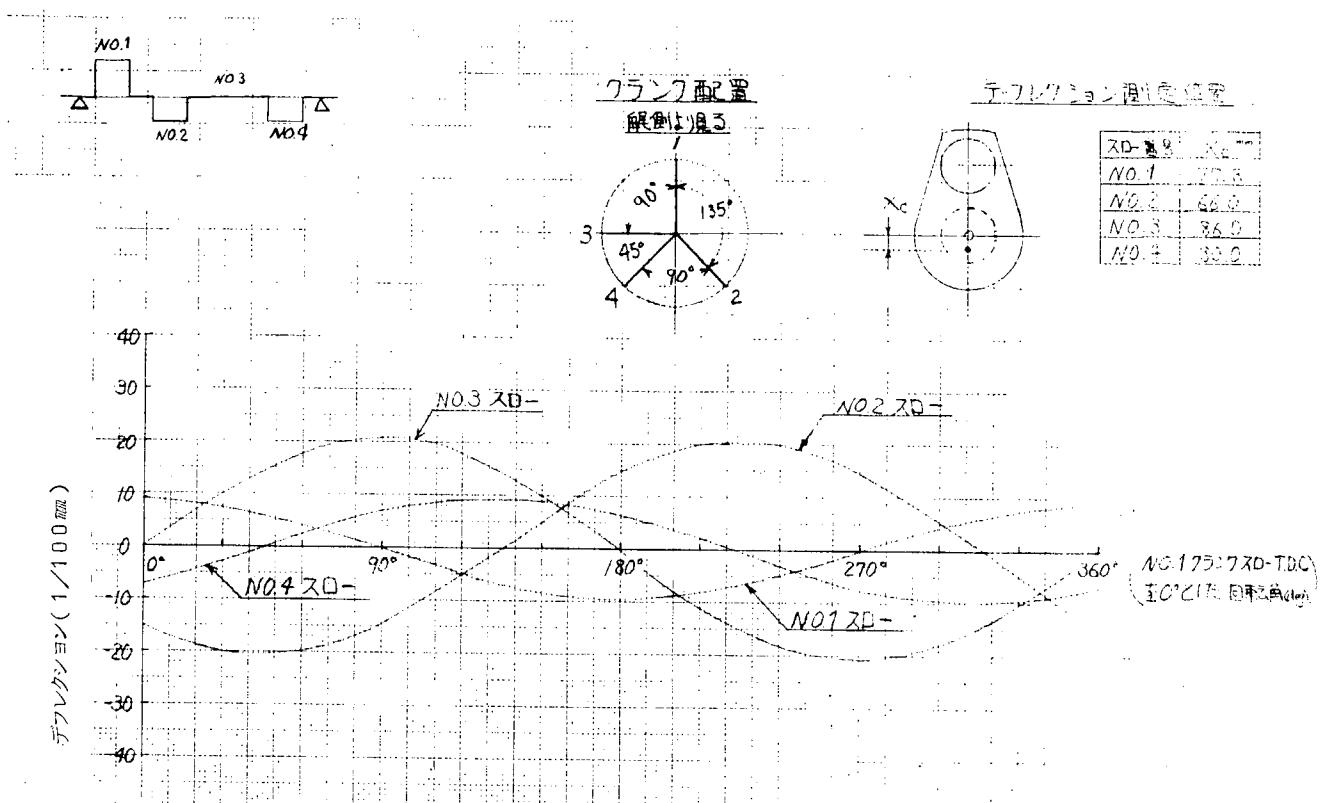
第7.3.22図 機関組立完了後(温態時) #60YL(安全弁全閉)



第7.3.2.3図 機関組立完了後（温態時） #7 CYL.（安全弁全筒開）

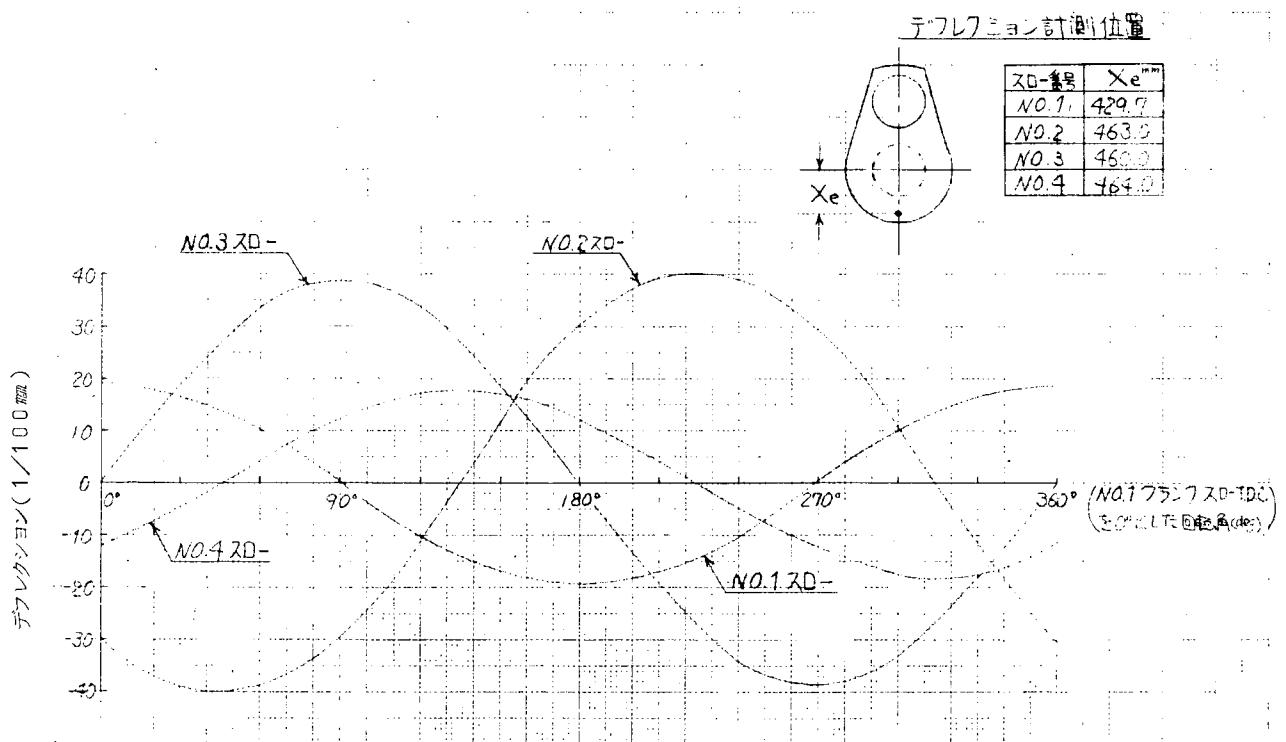


第7.3.2.4図 機関組立完了後（温態時） #7 CYL.（安全弁全筒閉）



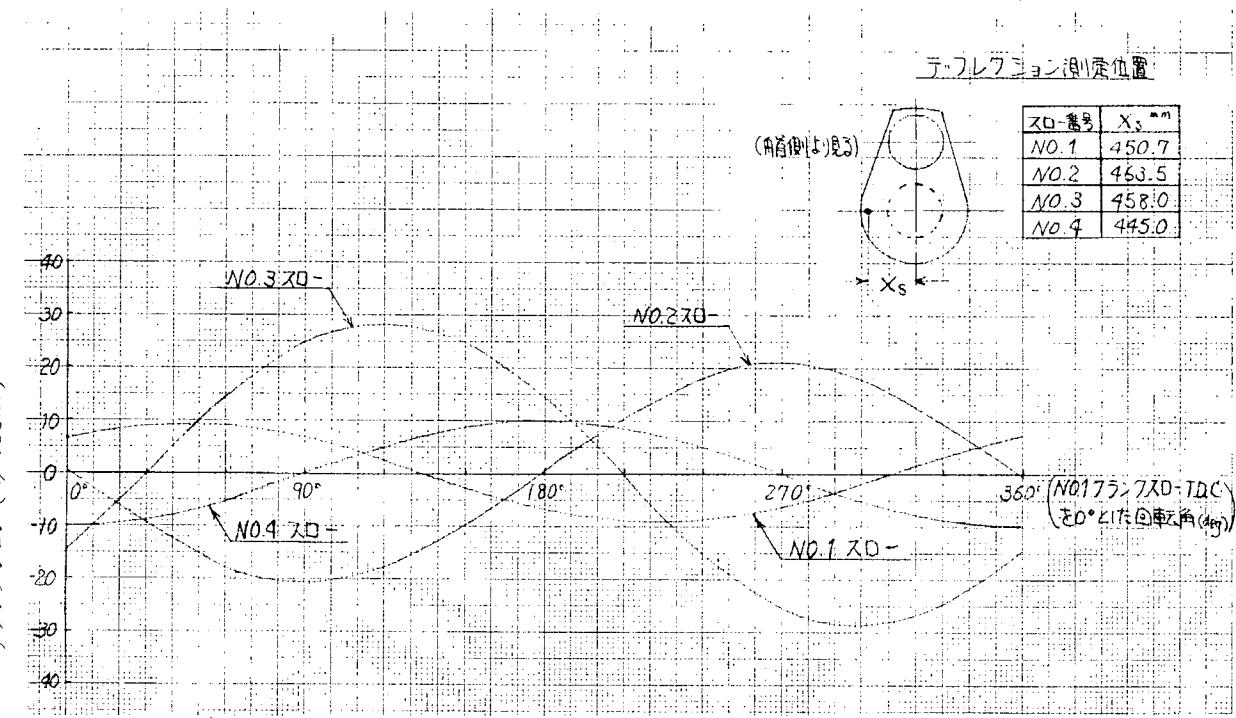
第7.3.2.5図 デフレクション分布(クランク軸水平支持試験) その1

供試クランク軸: K8Z70/120C型頭側4筒

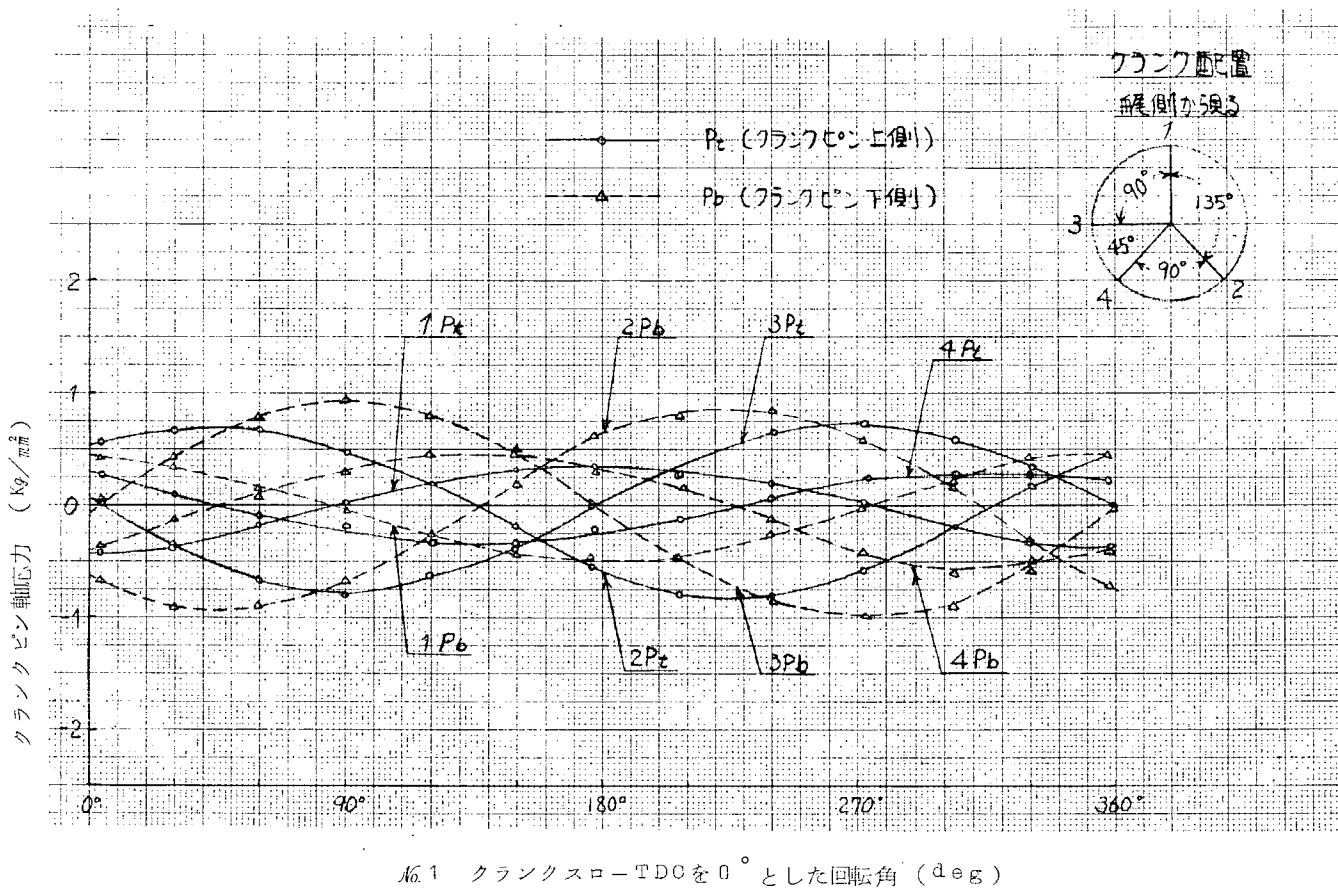


第7.3.2.6図 デフレクション分布(クランク軸水平支持試験) その2

供試クランク軸: K8Z70/120C型頭側4筒



第7.3.27図 デフレクション分布(クランク軸水平支持試験) その3
供試クランク軸; K8Z70/120C型鋸側4筒



第7.3.28図 クランクピン軸応力分布(クランク軸水平支持試験)

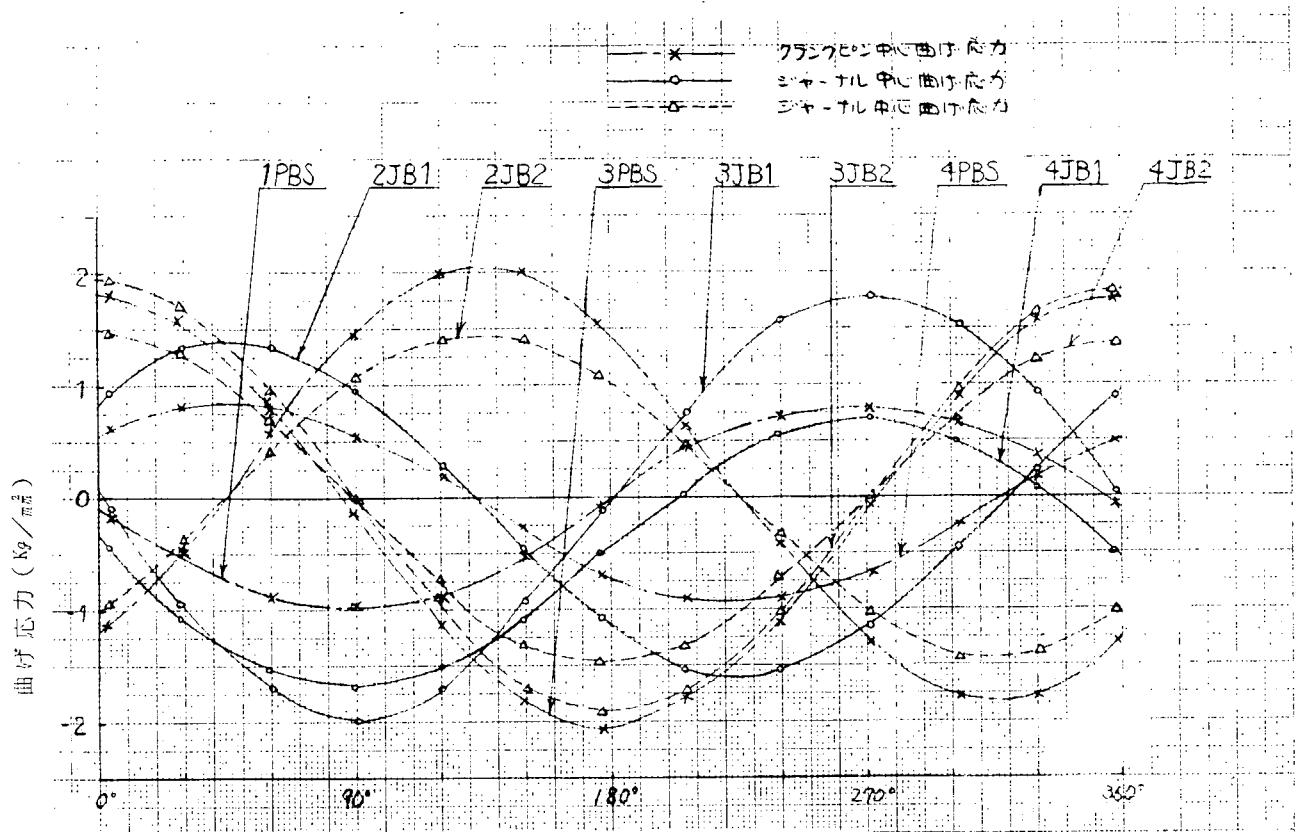


図 7.3.2.9 クランクスロー TDC を 0° とした回転角 (deg)

第 7.3.2.9 図 クランク ピンおよびジャーナル 中心曲げ応力分布 (クランク軸水平支持試験)

供試クランク軸: K8Z 70/120C 型総側 4 筒

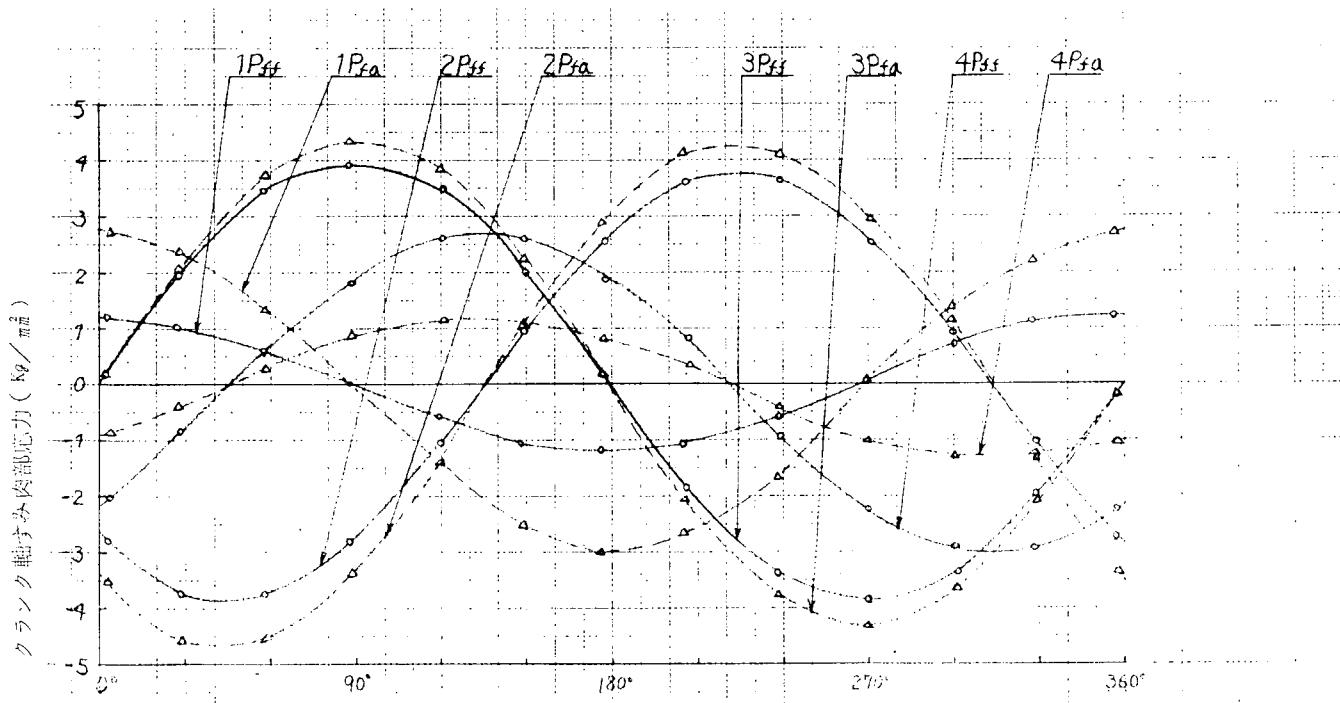
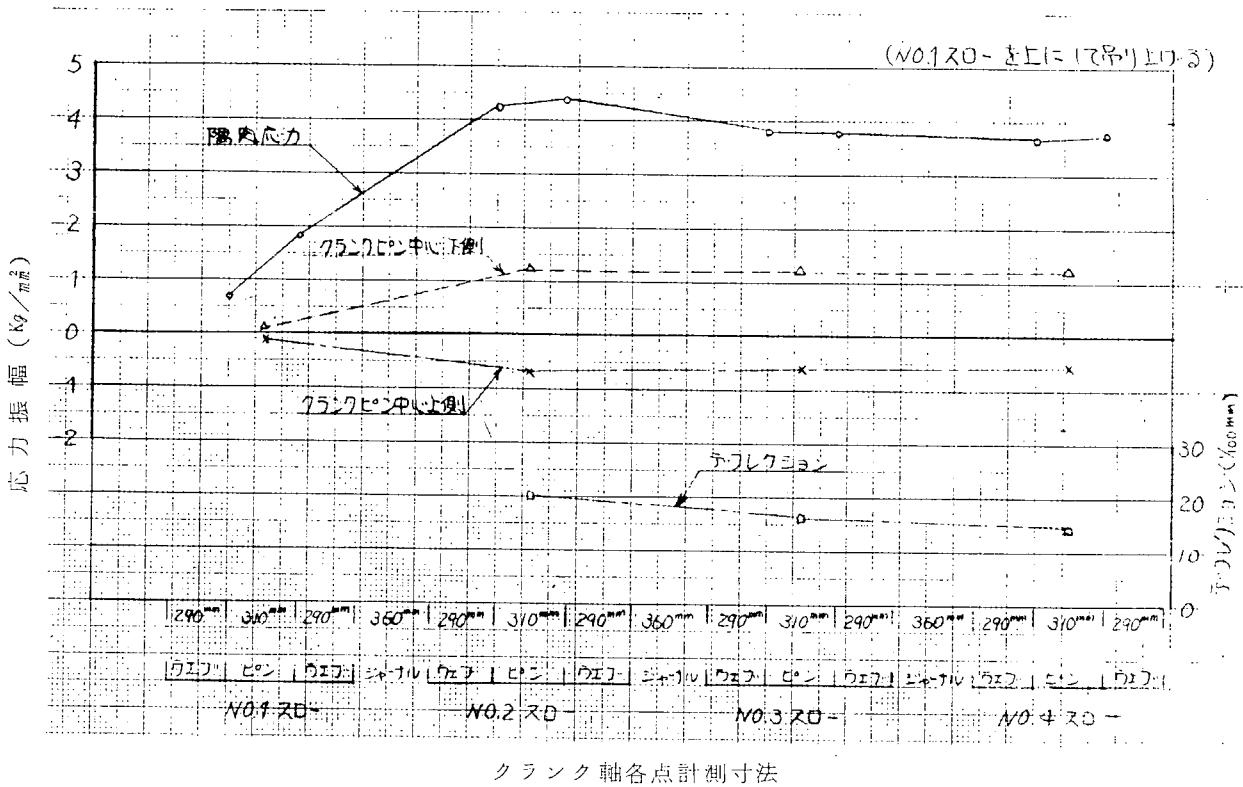


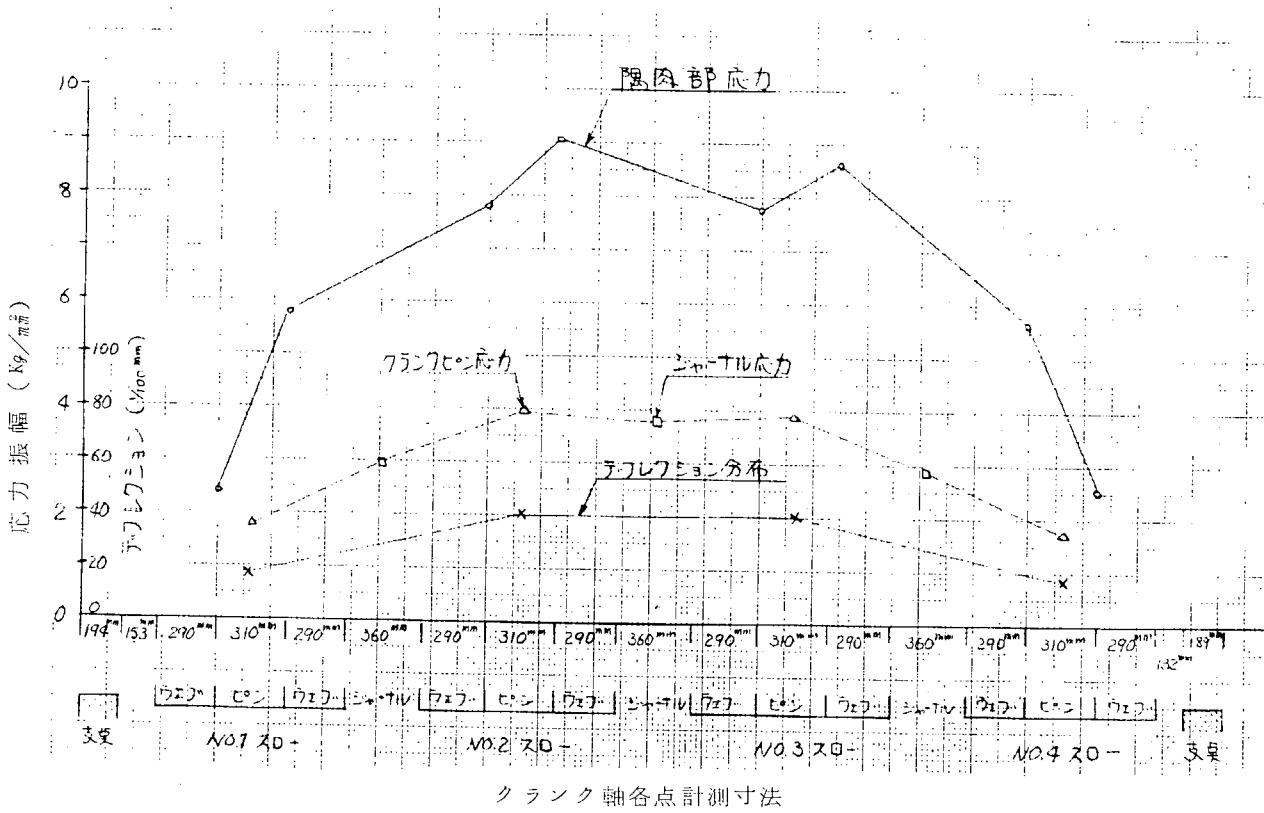
図 7.3.3.0 クランクスロー TDC を 0° とした回転角 (deg)

第 7.3.3.0 図 クランク軸すみ内部応力分布 (クランク軸水平支持試験)

供試クランク軸: K8Z 70/120C 型総側 4 筒



第7.3.3.1図 クランクピン軸応力、すみ肉応力、デフレクション分布(クランク軸綫吊試験)
供試クランク軸：K8Z 70/120C型船側4筒



第7.3.3.2図 クランク軸1回転中の各部応力振幅およびデフレクション分布(クランク軸水平支持試験)
供試クランク : K8Z70/120C型船側4筒

る。したがつて、デフレクションを論ずる際には、測定位置を明確にしておかねばならない。第7.3.27図は、クラシック腕排気側端付近で測定したデフレクションの結果であるが、各スローともにT.D.CおよびB.D.Cより約45°進んだ点で最大値、最小値を持つことがわかる。第7.3.28図はクラシックピング軸応力、第7.3.29図はクラシックピングおよびジャーナル中心曲げ応力、第7.3.30図はすみ肉応力を示す。

第7.3.31図にクラシック軸縦吊り試験の吊上げおよび下吊の測定値の差を示す。この場合、各スローにかかる力は等しくなり、デフレクション、すみ肉応力ともにほぼ等しくなるはずであるが、No.1スローに板木を介してワイヤーをかけて吊り上げているので、No.1スローの値が若干ことなつている。

第7.3.32図に水平支持試験の応力振幅およびデフレクション振幅を示す。すみ肉応力がクラシック腕中心の曲げモーメントに比例すると考えると、すみ肉応力の測定結果より曲げモーメント分布は放物線状になることがわかる。

なお、クラシック軸撓性試験は神戸製鋼高砂工場でおこない、計測はN.Kの技研が担当した。また、撓性試験の結果を三井造船漆原氏の開発した「撓性試験解析法」によつて解析し、7.2.1項すでに述べたような諸結果を得た。

7.4 考 察

すでに述べた理論的な検討と、実測結果にもとづき、主として、クラシック軸のデフレクションとすみ肉応力の静的な対応について検討する。第7.4.1図および第7.4.2図にクラシック軸水平支持試験におけるデフレクション-すみ肉応力線図を示す。図中の細線は、近似的にクラシックスローの自重がクラシック腕中心に2等分されてかかるものとしてモーメント分布を求め、7.2.1項で述べたように、クラシック腕中心間でモーメントが直線的に変化する場合のデフレクションが、クラシックピング中心のモーメントに比例するとして、従来の材料力学的方法を当該クラシック軸にてはめて、それぞれのダイヤルゲージをセットした点でのデフレクションを求め、また、すみ肉応力は、クラシック腕中心の曲げモーメントに応力係数をかけて算出した結果である。図より明らかのように、実測値と計算値はきわめてよく一致する。

第7.4.3図に軸受取はずし試験のデフレクション-すみ肉応力線図を示す。ただし、デフレクション、すみ肉応力ともにB.D.Cの値を0とし、他の軸受支点の上下量の影響を取り除くために軸受取はずし試験と摺合せ前試験の差をとつて示している。図中の細線は、デフレクションがクラシックピング中心のモーメントに比例するものとして、第7.2.3図の曲げモーメント分布より算出したものである。この場合も計算値は実測値と比較的よく一致する。

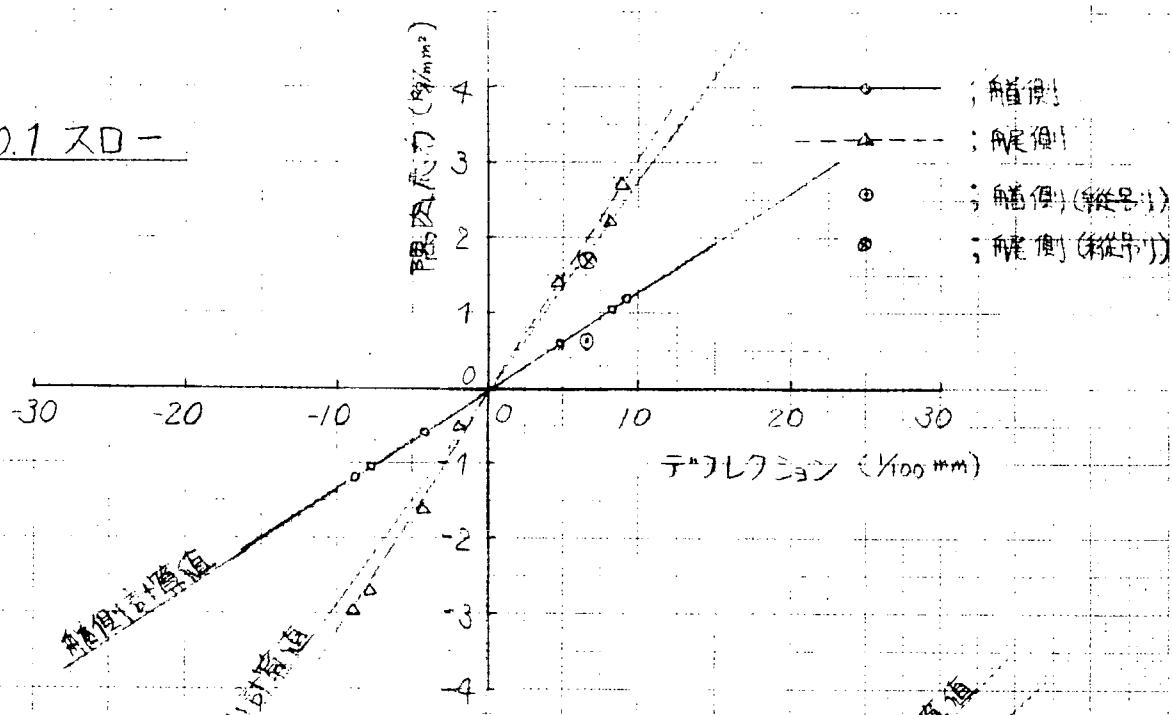
第7.4.4図は軸受取はずし試験と摺合せ前試験の結果の上下死点間の振幅を、軸系に対応させて示したものである。ただし、すみ肉応力をクラシック腕中心の位置に示し、また推定曲げモーメントを実測すみ肉応力を応力係数で割つてもとめている。第2および第3軸受支点を上げた場合の計算結果の第7.2.3図と比較すると、デフレクションおよびすみ肉応力分布が比較的よく一致していることがわかる。なお、No.7シリンドラのデフレクションおよびすみ肉応力が若干大きくなっているが、これは、船尾側フランジに巻いたワイヤーを吊り上げてクラシック軸を回転させているためと考えられる。

第7.4.5図に摺合せ後のデフレクションとすみ肉応力分布を示す。図中の推定曲げモーメントは、すみ肉応力の実測値をもとにして、自重のみ作用した時の計算結果を考慮して求めたものである。第7.2.6図の(Ia-6)と比較することにより、摺合せが終つた状態で第6軸受支点が若干高いことがわかる。デフレクションとすみ肉応力がNo.7シリンドラで大きくなっているのは、前と同様の理由による。

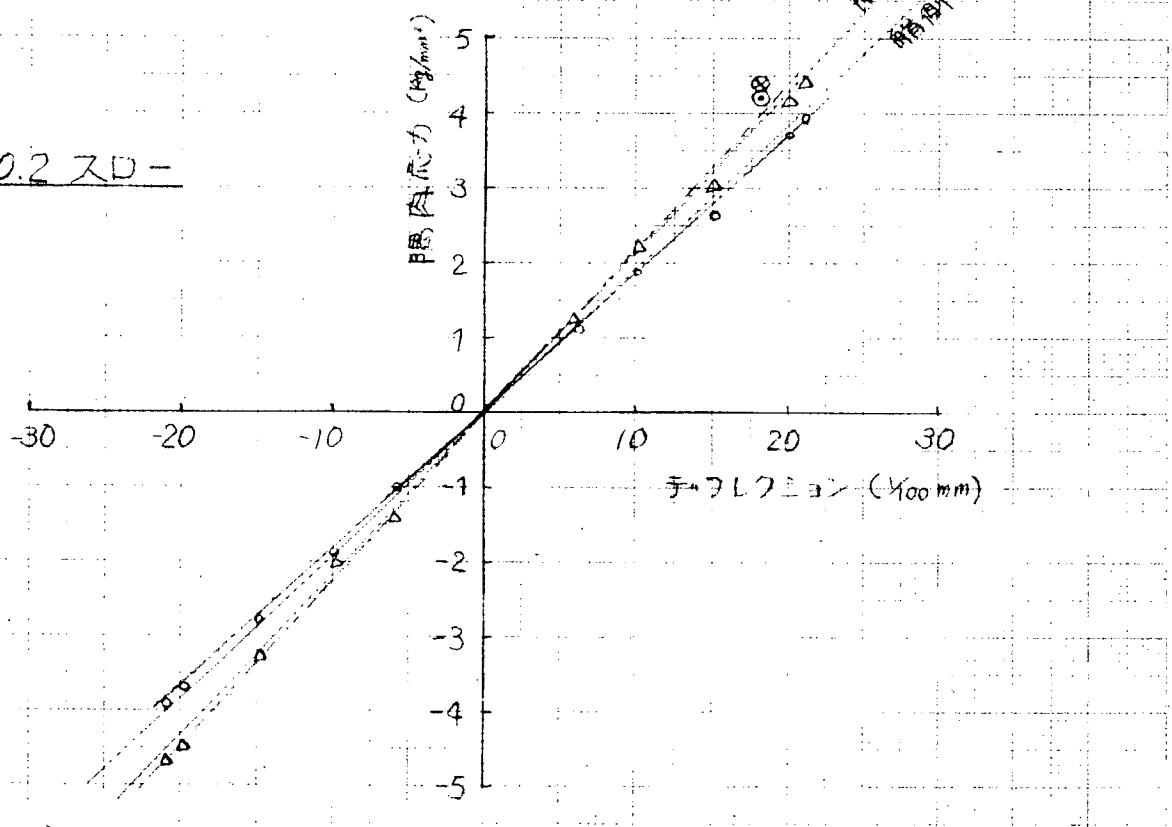
第7.4.6図に、タイロッド締付前後のデフレクション、すみ肉応力分布を示す。推定曲げモーメントは、すみ肉応力の実測値をもとにして、自重および往復運動部重量のかかつた場合の計算結果を考慮して求めたものである。タイロッド締付前のNo.1シリンドラ船首側すみ肉応力、およびNo.2シリンドラの船首側すみ肉応力が測定不能であり、また、タイロッド締付前後ともに、デフレクション、すみ肉応力の絶対値がきわめて小さいので、この測定結果からタイロッド締付の一般的な傾向を論ずるのは危険であるが、タイロッド締付によつて軸受支点に若干の上下が生じ、デフレクション、すみ肉応力が多少変化するが、その影響は比較的小さいと考えてよい。

第7.4.7図に機関組立完了後の冷態時および温体時の計測結果を示す。冷態時に対して温体時の曲げモーメントを比較

NO.1 スロー



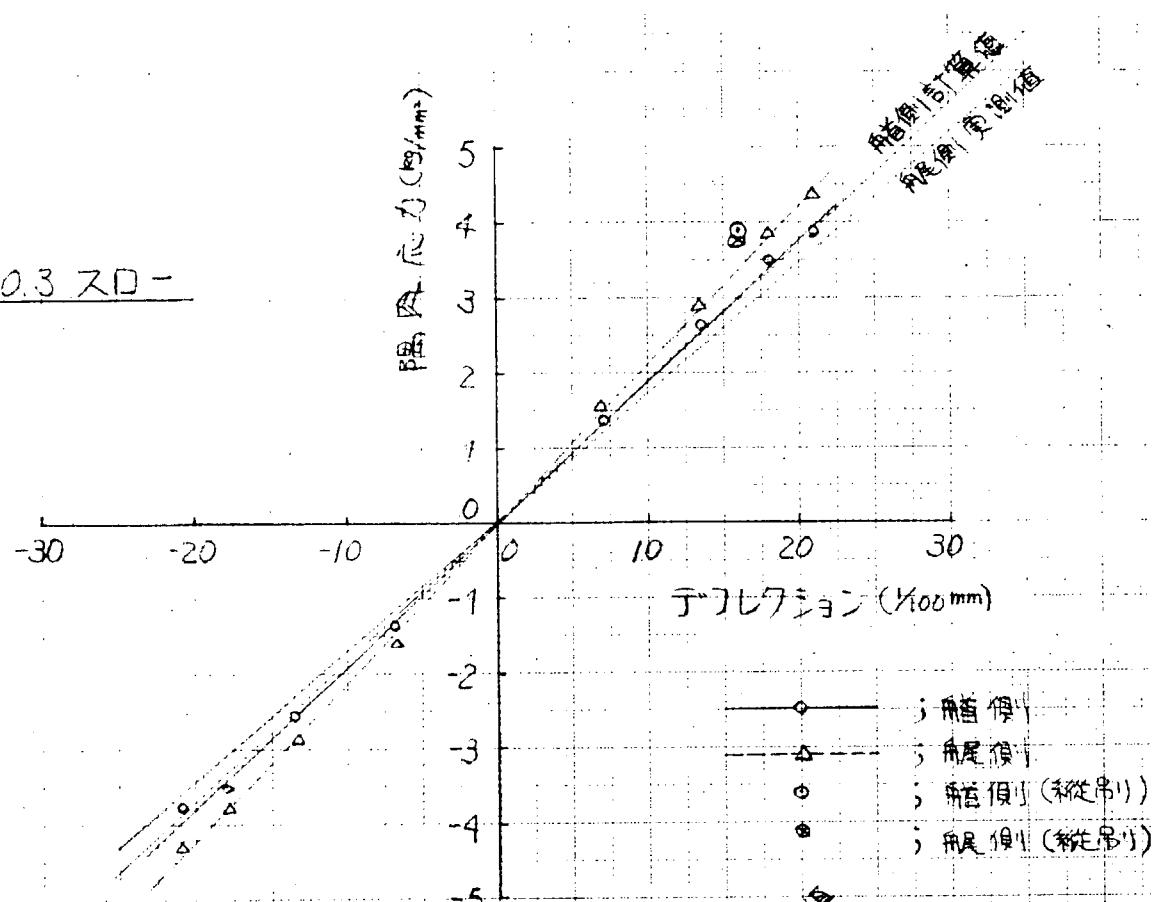
NO.2 スロー



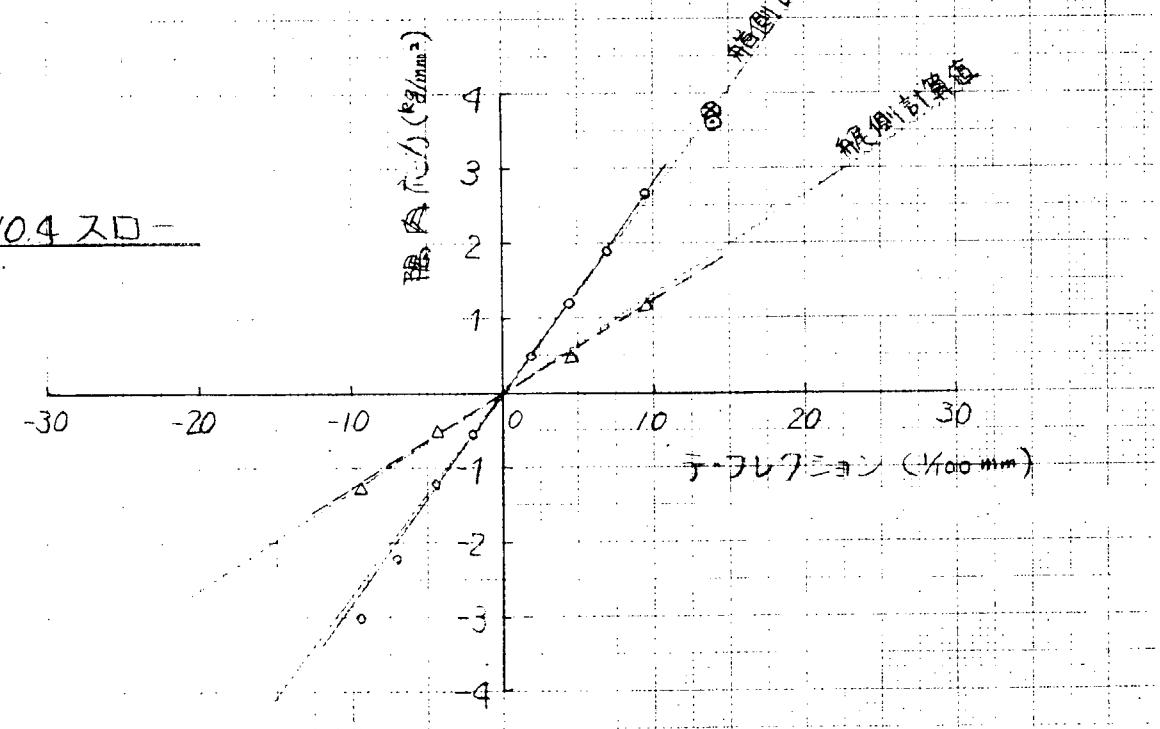
第7.4.1図 デフレクション-すみ肉応力線図 その1

供試クラシク軸: K8Z70/1200型船側4筒

NO.3 スロ-

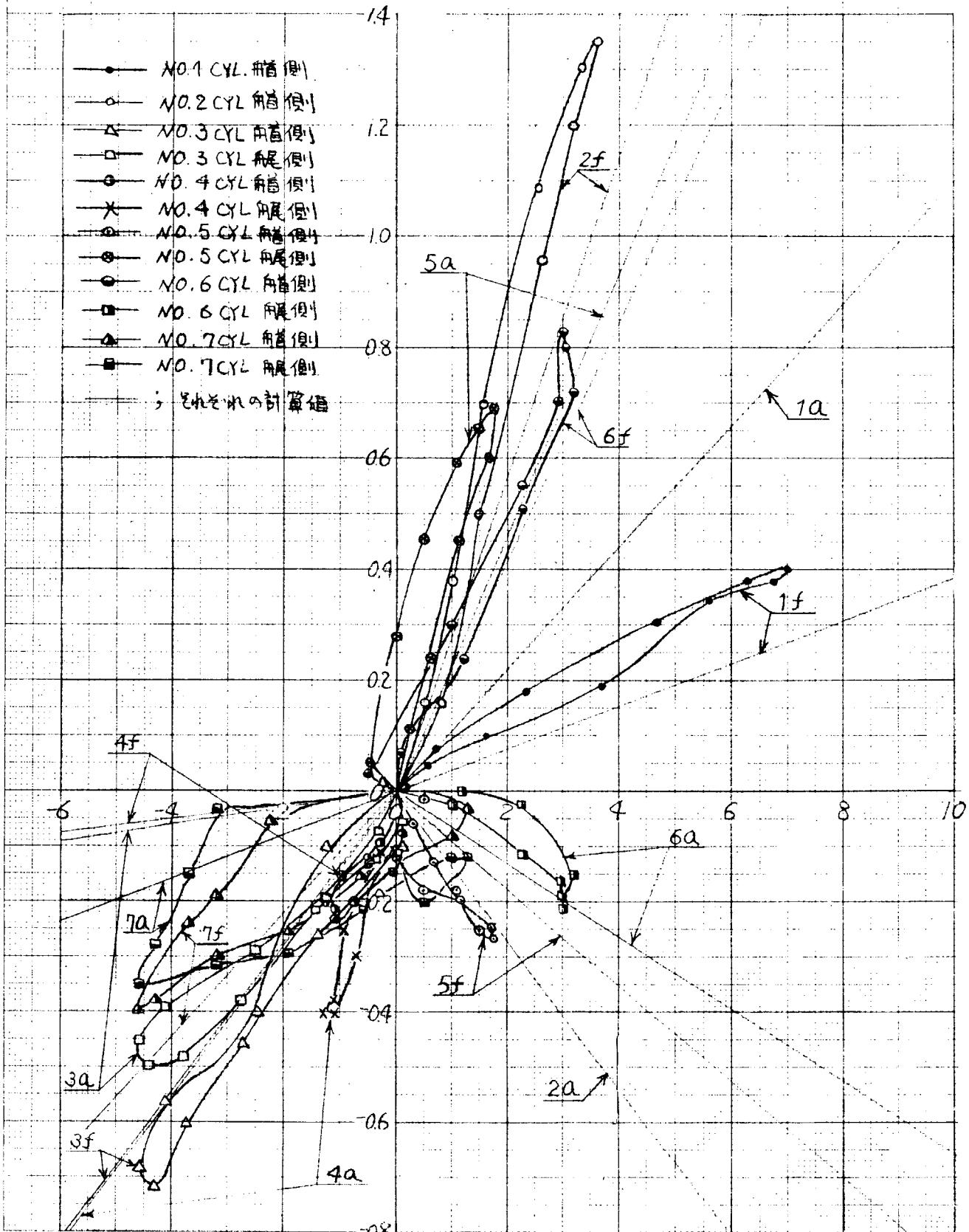


NO.4 スロ-



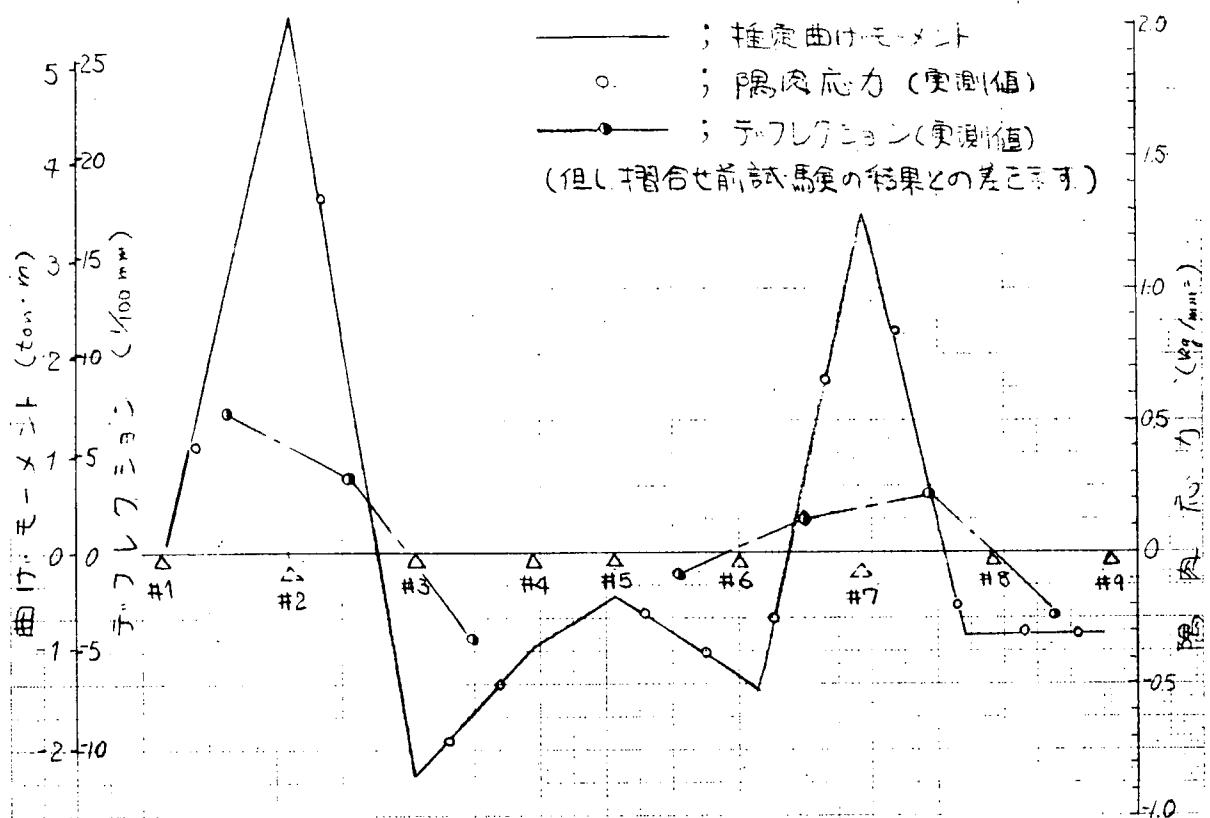
第7.4.2図 デフレクション-すみ肉応力線図 その2

供試クランク軸: K8Z70/120°C型諸側 4筒

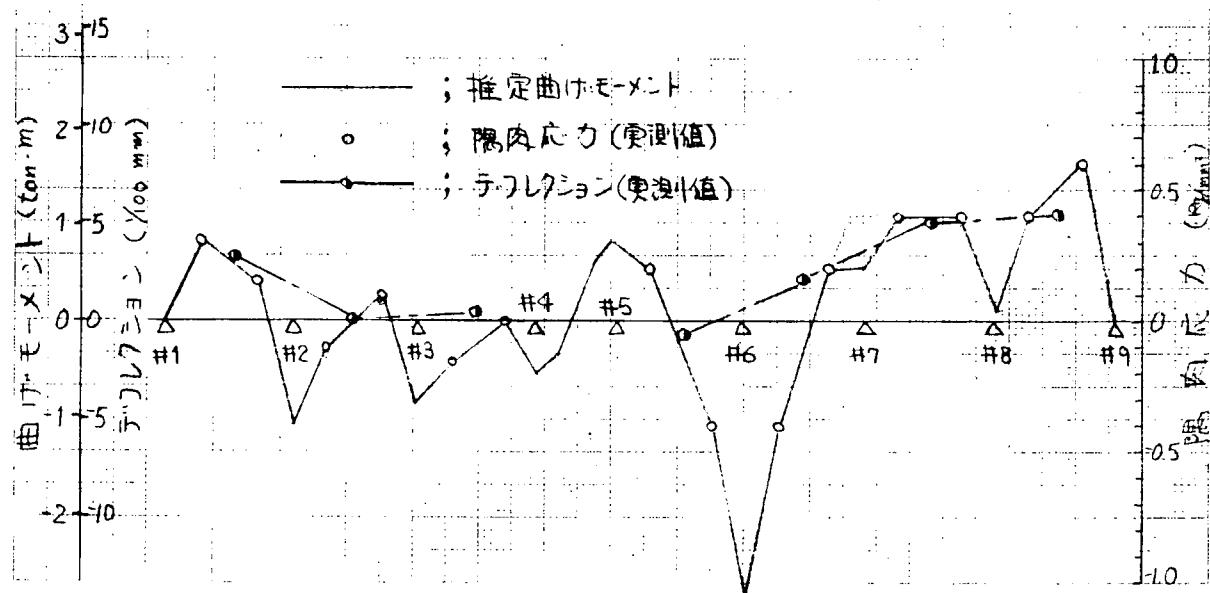


第7.4.3図 デフレクション-すみ肉応力線図(軸受取はずし試験)

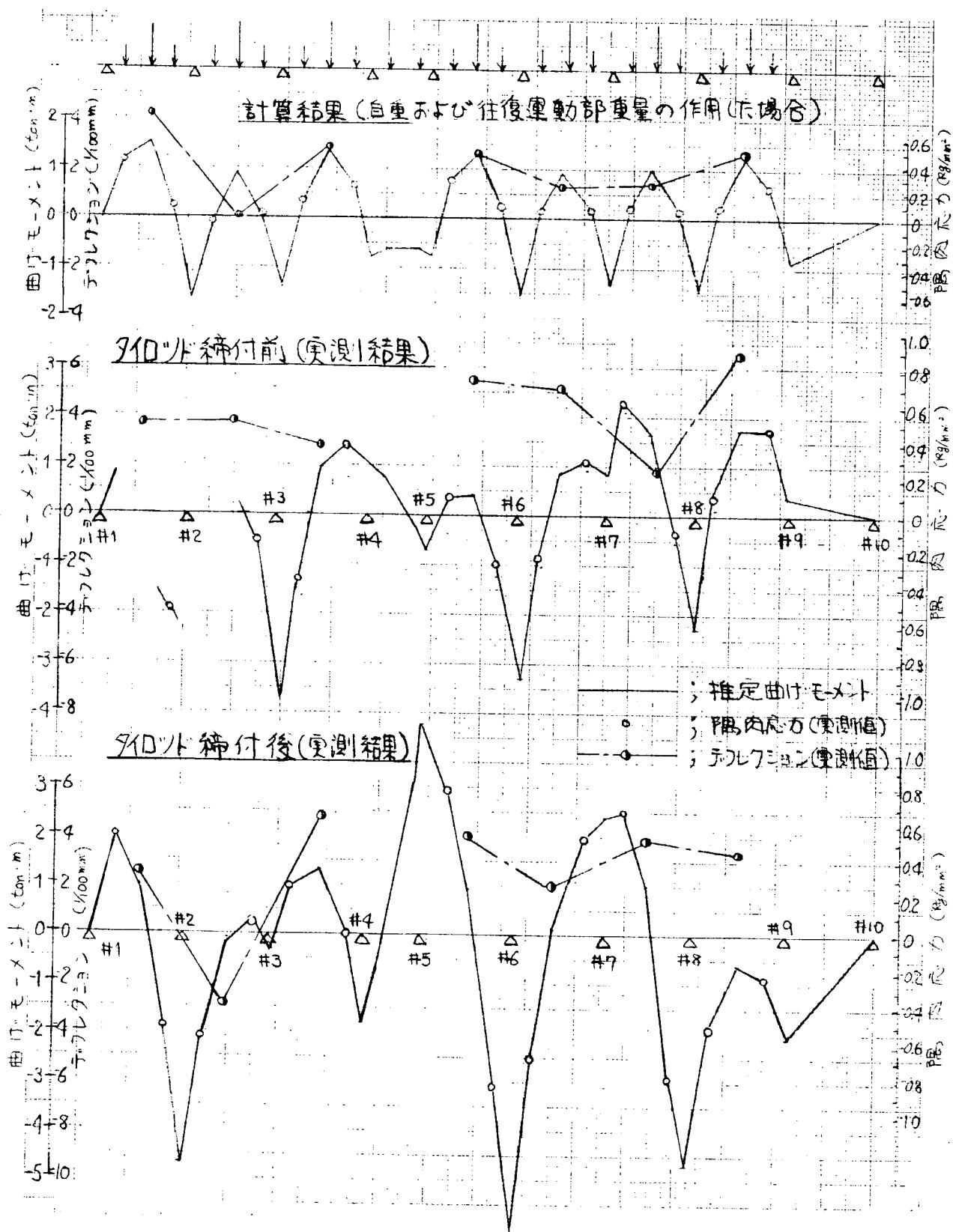
供試クラランク軸: K7Z70/120C型



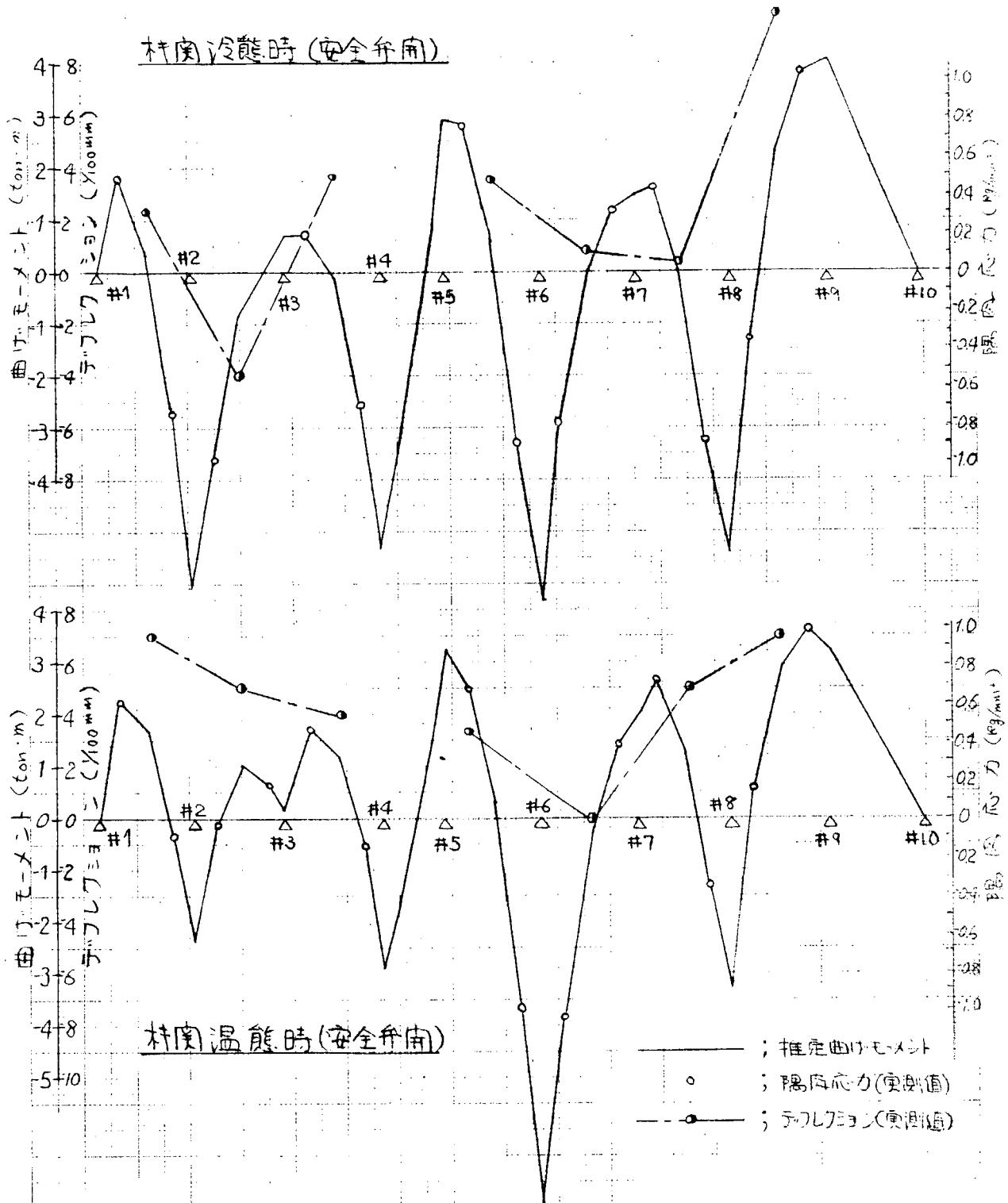
第7.4.4図 デフレクションとすみ肉応力分布(軸受取はずし試験)
 供試クランク軸; K7Z70/120C型



第7.4.5図 デフレクションとすみ肉応力分布(軸受組合せ後試験)
 供試クランク軸; K7Z70/120C型



第7.4.6図 デフレクションとすみ肉応力分布(タイロッド締付影響試験)



第7.4.7図 デフレクションとすみ肉応力分布(機関組立完了後試験)

供試クラランク軸; K7Z70/120°C型

すると第2軸受が若干下り、第6軸受が若干上がつたように考えられるが、その原因は不明である。一般に温態時には機関上部が膨脹し、台板がホギングの状態になると考えられているが、この場合、温態時の計測に15~6時間かかっているので、測定結果にそれほど明瞭な変化が生じなかつたものと思われる。

以上により、理論的な検討において求めたデフレクションとすみ肉応力が、比較的よく実測値とありので、計算結果から推定された事項は實際とよくあうものと考えられる。したがつて種々の機関に対して、あらかじめ各軸受支点が単位量上下した場合の曲げモーメント分布とすみ肉応力を求めておけば、デフレクションとすみ肉応力あるいは軸受支点の上下量を定量的に推定することができ、従来主として経験と勘で行なわれてきたアライメントの調整時間を大巾に短縮することができよう。

以上に、クランク軸デフレクションとすみ肉応力の静的な対応について若干の検討を行なつてきたが、動的な対応については、6章「クランク軸の振動付加応力に関する研究」に述べてあるようにきわめてはん難な計算を行なわねばならず、簡単には論じられないが、単純化して一つのスローについてのみ考え、外力として爆発力と慣性力をとるならば、クランクスローが上に凸になるような曲げモーメントがかかつているほりが、すなわち、デフレクションが負になるように調整したほうが動的付加応力は小さくなるものと考えられる。

実際の組合せにおいては、計算結果や実測値よりわかるように第1シリンダの船首側すみ肉応力が他にくらべて大きくなるので、第1軸受支点を若干下げ気味にすべきであろう。

また、中央継手をはさむ軸受支点の上下により比較的大きなデフレクション、すみ肉応力が発生するので、これらの軸受の調整には十分留意する必要がある。軸受取はずし試験の結果生じたすみ肉応力の最大値が、 1.5 kg/mm^2 程度であり、機関組立の過程で測つたすみ肉応力の最大値も 1 kg/mm^2 程度の比較的小さな値なので、今後さらにデフレクションとすみ肉応力の動的な対応について突こんだ研究をすすめ、工作精度の向上などとともに、将来はクランク軸心調整のための組合せを無くする方向にもついくべきであろう。

7.5 結 言

クランク軸デフレクションとすみ肉応力の対応について、理論的、実験的な検討を行なつた結果つぎのことがわかつた。

- 当部会42年度研究報告第6章“台板の曲げ剛性を考慮したクランク軸強度算定法”にもとづき、クランク軸の種々の状態に対する曲げモーメント分布、すみ肉応力分布を求め、デフレクションはそれぞれの荷重状態に対して、クランクビン中心の曲げモーメントに比例するとして算出した結果は、実測値と比較的よく一致する。
- 一つの軸受支点の上下量と発生する曲げモーメント分布の大きさ、およびすみ肉応力は、実用上比例するといつてよい。また一つの軸受支点の上下によつて発生する曲げモーメントの、隣接する支点への減少比を知ることができた。したがつて、あらかじめ、各軸受支点がそれぞれ単位量上下した場合、あるいは、連続する2支点が上下した場合、一つとびの支点が上下した場合などの基本的なアライメントの狂いに対する曲げモーメント分布、デフレクションとすみ肉応力分布を求めておけば、与えられたデフレクション分布に対してアライメントの狂い、すみ肉応力などをほぼ定量的に推定することができる。また一つの軸受支点の上下量はたかだか三つ目の支点までしか及ばないこともわかつた。
- M6.1シリンダの船側すみ肉応力は、集中荷重によつて大きくなるので、第1軸受支点を若干下げ気味にすべきであろう。また、中央継手をはさむ軸受支点の上下により、比較的大きな曲げモーメント、すみ肉応力が発生するので、当部の軸受の調整には留意する必要がある。
- クランク軸の撓性試験の結果を三井造船漆原氏の開発した「クランク軸撓性試験解析法」によつて解析した結果、クランク軸系縦振動の解析に必要な半径力の軸力への変換係数を求めることができた。また種々の荷重に対するクランク軸の縦変形撓性を求めることができた。単純な荷重状態に対しては、デフレクションがそれぞれの荷重状態に対してクランクビン中心の曲げモーメントに比例するとして計算した結果と、撓性試験の結果とは、比較的よく一致した。

以上のようにKZ70/1200型機関のクランク軸について、理論的、実験的検討を行なつた結果、デフレクションと

すみ肉応力の静的な対応について、定性的、定量的な傾向を概略把握することができた。異なる型式のクランク軸に對しても定性的な傾向はあるであろうが、定量的な傾向を把握するためには、すでに述べたように、基本的な状態のデフレクションとすみ肉応力を計算しておく必要がある。種々のクランク軸に対してこのような計算を行なつておけば、從来主として経験と勘で行なわれていた軸心調整のための摺合せの時間を大巾に短縮できるであろう。さらに、すでに述べたような影響係数を種々のクランク軸について求め、連立方程式をといておけば、デフレクションとすみ肉応力のより厳密な対応を知ることができ、より一般的な結論をひき出せるであろう。また、デフレクションとすみ肉応力の対応について、さらに、理論的、実験的研究がなされるべきであろう。そして、将来、これらの研究にもとづき、軸心調整のための摺合せを中止する方向にもつていくべきであろう。