

第113研究部会
船用ディーゼル機関の故障防止
対策に関する研究

報 告 書

昭和46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45年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会が第113研究部会においてとりまとめたものである。

本研究の委員は次のとおりである。

第113研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	藤田秀雄（明治大学）	
幹事	明石源一郎（川崎重工業）	新井淳一（日本海事協会）
	井ノ内一雄（船舶技術研究所）	今井次郎（三菱重工業）
	小泉磐夫（東京大学）	後藤寿穂（日立造船）
	西木戸実（三井造船）	
委員	泉修平（三菱重工業）	岩城正夫（石川島播磨重工業）
	岩松政治（大阪商船三井船舶）	岡本連（船用工業会）
	奥村克二（名村造船所）	尾崎久（川崎汽船）
	大坪昇（日立造船）	大町進（佐世保重工業）
	河津威信（住友重機械工業）	木下勝（三菱重工業）
	孝橋謙一（阪神内燃機工業）	坂本襄（臼杵鉄工所）
	佐藤義一（函館ドック）	佐伯庄吾（三井造船）
	白石邦和（日本鋼管）	高田寿（神戸製鋼所）
	田中兵衛（昭和海運）	葉山真治（東京大学）
	原野二郎（三井造船）	東園安憲（大阪造船所）
	堀之北克朗（運輸省）	真砂宏（大阪商船三井船舶）
	村松省吾（三保造船所）	本岡隆雄（三菱重工業）
	森川卓（日本船主協会）	山田敏郎（京都大学）

目 次

第1章 燃焼室壁の強度の研究	1
1. 切欠材の定応力引張圧縮重畳疲労試験	1
1.1 はじめに	1
1.2 供試材	1
1.2.1 試験片素材	1
1.2.2 基礎試験	1
1.2.3 引張試験	1
1.3 重畳疲労試験	2
1.3.1 試験片形状	2
1.3.2 実験条件	2
1.3.3 試験結果	2
1.4 考察	3
1.4.1 比例振巾の方法による重畳疲労強度の推定	3
1.4.2 重畳疲労における α - β 線図	4
1.4.3 塑性計算の切欠底歪による検討	5
1.5 今後の問題点	6
1.6 結言	6
参考文献	6
2. 常温、高温および両者を組合せた場合の定歪平面曲げ重畳疲労試験	22
2.1 緒言	22
2.2 供試材	22
2.3 実験方法	22
2.3.1 試験機	22
2.3.2 応力波形	22
2.4 実験結果	23
2.5 破れ寿命推定法	23
2.6 温度変動実験結果	25
2.7 結言	26
参考文献	26
第2章 燃焼室壁部材熱負荷の経年変化の研究	43
1. 緒言	43
2. 従来の各種機関条件および運転条件と熱負荷との関連の実験研究	43
3. 热負荷シミュレーションのフローチャート	44
3.1 热負荷シミュレーションの基本型式	44
3.1.1 热負荷関連システム	44
3.1.2 热的境界条件	44
3.1.3 热負荷シミュレーションのフローチャート	46
3.2 実験データによる热的境界条件計算法	47

3. 2. 1 実験データによるサイクル温度計算法	47
3. 2. 2 壁温測定データによる温度分布と熱的境界条件の計算	54
3. 2. 3 実験データによる熱的境界条件計算例	58
3. 2. 4 ま　と　め	67
4. 冷却方式変更実験	67
4. 1 実験内容	67
4. 2 計測内容および計測方法	67
4. 3 運転条件	69
4. 4 実験結果とその検討	72
4. 4. 1 運転条件および実験条件の比較	72
4. 4. 2 カクテルシェーカ方式による実験	73
4. 4. 3 速度方式による実験	74
4. 4. 4 冷却油流量の影響	74
4. 4. 5 ジェット噴流方式の影響	74
4. 4. 6 冷却方式の影響	74
5. 結　　言	80

第1章 燃焼室壁の強度の研究

1. 切欠材の定応力引張圧縮重畠疲労試験

1.1 はじめに

ディーゼル機関の燃焼室壁の強度を検討するにあたり、機関発停に伴う熱疲労強度とガスの爆発圧力に伴う機械疲労強度が問題となり、しかもそれら二つの相互干渉を考慮する必要がある。

日本造船研究協会、第100研究部会は昭和41年度の超大型機関の試設計(UEC105/200型)を行なったときに本問題を討議し、今後のディーゼル機関が大型、高出力化されるに従って、本問題はますます重要性を増して来るものと判断された。昭和42年度に熱応力に相当する一次波と機械的応力に相当する二次波が重畠して負荷できる試験装置⁽¹⁾を製作して以来、船用ピストン・クラウン材である $\frac{1}{2}$ Mn鉄鋼を供試材として一次波と二次波の相互干渉、周波数、平均応力、試験温度定歪条件下の挙動、曲げ応力勾配の影響⁽²⁾などの実験を行ない、その結果従来の設計法による燃焼室壁の信頼性評価には問題があることがわかり、これら相互干渉を考慮した設計法を検討しつつある。

昭和45年度研究は、この一環として、切欠きのある場合の重畠疲労強度に対する実験検討を行なった。

ディーゼル機関の燃焼室壁は複雑な形状をしており、多くの切欠き形状、すなわち、応力集中部を有している。燃焼室壁の亀裂事故はこれら応力集中部を起点にしているものが多い。切欠きに対する疲労強度の特性は Low Cycle 疲労、または High Cycle 疲労の単独に対するものなら多くの知見がある。しかしながら一次波と二次波とが重畠して作用する疲労強度特性を体系的に検討した知見は少なく従来の単独疲労強度と比較して、実際の設計にあたっての適用を検討する必要があった。

今回の実験は供試材として、船用機関ピストン・クラウン材、 $\frac{1}{2}$ Mn鉄鋼を使用して環状切欠試験片二種について、定応力重畠疲労試験を室温で行なって整理検討したものである。

1.2 供 試 材

1.2.1 試験片素材

供試した材料は、大型船用機関ピストン・クラウンに使用される $\frac{1}{2}$ Mn鉄鋼である。鋳造素材形状は図1.1に示すように舟型に鋳込み、押湯部分を約75mmガス・カットし、試験片は縦方向に1素材から1本ずつ削り出した。鋳造の際使用した溶解炉は 5 Ton 型塩基性エル一式電気炉であり、鋳造温度は取鍋で 1580°C 前後である。

鋳型は鋳鋼用 CO₂ 肌砂を使用し鋳型表面にジルコン・フラワを塗布した。

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

1.2.2 供試材の基礎的性質

供試材の化学分析結果を表1.1に示す。この級の材料にとってはきわめて標準的な化学組成をもっている。図1.2には素材の硬度分布を計測した結果を示す。ブリネル硬度計(3000Kg Load, 10mmφ 鋼球)にて計測した。これによれば鋳造素材としてはかなり均一な硬度分布をもっている。図1.3には300倍の顕微鏡組織を示した。ほぼ均一な初析フェライトを含むソルバイト地組織を呈している。

図1.4には素材のマクロ写真を示す。これは素材厚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って腐食したもので鋳造組織全般として均一であり、良好である。

1.2.3 引張試験

機械的性質の基礎データを得るために引張試験を行なった。試験片は平滑なJIS4号で行ない、切欠きのついた試験片は、A切欠、B切欠きとして後述する重畠疲労試験片と全く同じ形状で実験を行なった。

実験結果は表1.2に示すが、平滑のデータから、抗張力 σ_B がおよそ 62Kg/mm² 前後であり、前項の基礎試験結果と合

せ、このクラスの材料にしては標準的な素材であることがわかる。

1.3 重畠疲労試験

1.3.1 試験片形状

今回の実験に使用した重畠疲労試験片を図 1.5 に示す。

平滑試験片は円筒型で、ゲージ径 10ϕ 、ゲージ長さ 30mm であり、例年使用して来た標準形状である。

切欠試験片は、切欠底を、 10ϕ として平滑材のゲージ径と同一として、切欠き外径は 14.5ϕ として、二種の切欠きとも変化せず共通寸法にした。最小曲率半径は $\rho = 3.20\text{mmR}$ 、 $\rho = 1.02\text{mmR}$ の環状切欠きである。二種の切欠きを A 切欠き、B 切欠きと称することにする。それぞれの応力集中係数はピータソンの応力集中係数から見れば $\alpha = 1.55$ 、 $\alpha = 2.30$ である。試験片の仕上げ状況は、施削のあと、#320 ペーパーにて磨いた。切欠き部は、万能投光機で検査した。

今回使用した切欠形状は、内燃機関燃焼室壁につけられる切欠きの中で、ピストン・リング溝に多用される曲率半径を内外挿できるような範囲を選んだ。

1.3.2 実験条件

実験の目的は前年度まで実験検討を行なって来た平滑試験片での重畠疲労強度の特性と、切欠きの試験片での重畠疲労強度の特性がどのように異なっているか、切欠きのある部材の重畠疲労強度に対する設計はどのように考えたらよいか、を取りまとめることがある。

重畠疲労特性といつても多くの項目がある。今年度はこの中で、相互干渉効果を調べることに重点をおいた。

実験条件として、表 1.3 にまとめた。平滑試験片の実験には R 記号をつけ、A 切欠きの実験には RA、B 切欠きの実験には RB を付した。

その後につづく数字は高サイクル疲労を 1、低サイクル疲労を 2 とした。重畠疲労試験に對しては二次波の大きさを 25 、 15 、 10Kg/mm^2 のものを実施し符号は 3、4、5 とした。

周波数の条件は、一次周波数は 10c.p.m 、二次周波数は 2000c.p.m とし、周波数比は 200 である。

破断サイクルとしては試験片が完全に二つの分離した所をとった。

使用した実験機は、昭和 42 年度研究で製作した重畠疲労試験機⁽¹⁾である。

又本文に使用した記号の説明を 8 頁に示す。

1.3.3 試験結果

高サイクルの疲労強度として、平滑試験片 (R-1)、A 切欠き (RA-1)、B 切欠き (RB-1) の実験結果を図 1.6 に示す。疲労耐久限は平滑では 25.0Kg/mm^2 、A 切欠きは 18.0Kg/mm^2 、B 切欠きは 12.6Kg/mm^2 である。

低サイクル定応力疲労試験の強度として、平滑試験片 (R-2)、A 切欠き (RA-2)、B 切欠き (RB-2) の実験結果を図 1.7 に示す。これに示すように 10^3 サイクル前後以内では切欠き強化の傾向が著しい。

平滑試験片の重畠疲労強度を図 1.8 に示す。今回の実験には平滑材の重畠疲労試験は行なっていないので、後述する方法で推定した結果を載せる。縦軸は一次波応力振巾で示しており、最大応力とするためには、重畠させた二次応力振巾を縦軸の値に加える必要がある。横軸は、一次波で数えた破断までのサイクル数で示してある。

A 切欠き試験片の重畠疲労強度を図 1.9 に示す。比較のために平滑試験片のデータも表示した。

B 切欠き試験片の重畠疲労強度を図 1.10 に示す。比較のために R-2 のデータも表示した。

1.4 考 察

1.4.1 比例振巾の方法による重畠疲労強度の推定

切欠きに対する疲労強度の特性は Low Cycle 疲労または、 High Cycle 疲労の単独疲労に対するものは多くの知見がある。しかしながら一次波と二次波とが重畠して作用する疲労強度特性を切欠きをもつものに対して体系的に検討した知見は少ない。

従来の知見としては High Cycle 疲労強度の切欠きがある場合の推定は切欠き感度係数 γ と切欠底の最小曲率半径 R との関係を基礎にして応力集中係数 α と切欠係数 β を求める方法が一般である。

Low Cycle 疲労に対しては ASME pressure Vessel Code III⁽⁴⁾ にあるように、 B.F. Langer の関係を骨子として応力集中係数 α をそのまま使用するものである。また High Cycle 疲労の切欠き係数 β に相当する塑性歪集中係数 k_e を定めるため S.S. Manson と M.H. Hirshberg⁽⁵⁾ の組立てた方法も実際の設計には使用されている。

いざれにしても、切欠きの幾何形状で決る応力集中係数 α と切欠きがあるために平滑材の強度より低下する割合 β 、(重畠疲労強度の場合も切欠き係数として同様の記号を使用することにする)との関係を求めておくことが設計上有益である。

この目的のために、今回実験を省略した平滑材の重畠疲労強度を推定する必要がある。この推定の結果を図 1.1.1 に示す。このグラフは縦軸に二次波応力振巾 σ_{a2} 、横軸に一次波応力振巾 σ_{a1} の関係をもとに、一次波で数えた破断繰返数 $N_f 1$ をパラメータにして表示してある。(破断までの二次波のサイクルは $N_f 1 \times 200$)。

推定の方法は昭和 43 年度に実験したデータ⁽²⁾ ($\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼、定応力条件、平滑) をもとに、次のように行なった。

まず、図 1.1.1 の $K = \infty$ (二次波単独 $R - 1$) と $K = 0$ (一次波単独 $R - 2$) のデータは今回の実験値をそのまま使用した。昭和 45 年度研究で使用した材料に対する重畠疲労強度の推定にあたって、次の仮定を行なった。重畠疲労強度は破壊サイクル $N_f 1$ によって定まる一次波応力と二次波応力の組合せに対して、 $N_f 1$ ごとに一次波と二次波それぞれ一定の定数で影響するとするものである。すなわち

$$\begin{aligned} \text{一次応力波} \quad L_{a1} &= \frac{\sigma_{a1\ 45}}{\sigma_{a1\ 43}} & \text{at } N_f 1 \\ \text{二次応力波} \quad L_{a2} &= \frac{\sigma_{a2\ 45}}{\sigma_{a2\ 43}} \end{aligned} \quad , \quad , \quad , \quad , \quad , \quad \dots \quad (1)$$

$\sigma_{a1\ 45}$: 45 年度研究の $N_f 1$ での一次波単独応力振巾 ($R - 2$)

$\sigma_{a1\ 43}$: 43 " " "

$\sigma_{a2\ 45}$: 45 " " 二次波 " ($R - 1$)

$\sigma_{a2\ 43}$: 43 " " "

とすればある任意の $N_f 1$ で破断する重畠疲労試験結果の組合せを昭和 43 年度の場合、 $\sigma_{a1} (45)$ 、 $\sigma_{a2} (45)$ とし、本年度材料の強度 $\sigma_{a1} (43)$ 、 $\sigma_{a2} (43)$ は次のようになる。

$$\begin{aligned} \sigma_{a1} (45) &= L_{a1} \times \sigma_{a1} (43) \\ \sigma_{a2} (45) &= L_{a2} \times \sigma_{a2} (43) \end{aligned} \quad , \quad , \quad , \quad , \quad , \quad , \quad \dots \quad (2)$$

このようにして推定したものが図 1.1.1 である。図 1.8 はこの結果をもとに $\sigma_{a1} - N_f 1$ 線図にひきなおしている。

切欠の重畠疲労強度について同様の方法で行なったものが図 1.1.2、図 1.1.3 である。図には実験データを白丸で示し推定したものを破線で示した。応力として切欠底の公称応力を使用している。これによれば、上述の「比例振巾の方法」

は切欠きに対する挙動にも大むね適用でき、一次波単独 (Low Cycle) 疲労試験、および二次波単独 (High Cycle) 疲労試験を行なえば、図 1.11, 1.12, 1.13 の精度で重畠疲労強度を推定することが可能のようである。ただし、材質が変わったとき (FC 系など)、どの程度適用できるか確認の必要がある。

これらの線図によれば、 $K = 0$ 、つまり一次波単独の疲労強度は、切欠き底の公称応力で表示すると、平滑材の強度より大きくなる所があり、 N_f の小さな領域ではこの傾向が著しい。この現象は重畠疲労強度では三次波応力振巾と一次波応力振巾の比である K が小さい領域 (横軸に近い部分) には平滑材より切欠きがある場合の方が強くなるすなわち切欠き強化の領域がある。

この原因は三軸応力が静水圧の状態に近くなったときに塑性流動が阻止されるためと考えられ、塑性変形の著しい状態 (負荷応力が大きい場合)、やわらかい材料に起りやすいと考えられる。

1.4.2 重畠疲労における $\alpha - \beta$ 線図

重畠疲労強度の切欠き係数 β をどのように定義すべきかが問題となる。単独の疲労強度であれば、同一寿命を有する平滑材の強度を切欠材の強度で割ることによって求められるが、重畠疲労強度の場合には平滑材と切欠材の同一寿命を有する強度とは一次波応力 σ_{a1} と二次波応力 σ_{a2} との二つのパラメータがあって、これらの組合せを決める必要がある。

このために、図 1.11～図 1.13 で K の値で決めることにした。すなわち $K = \text{一定}$ の線上で、一次波で数えた N_f の強度の比をとることにした。図 1.14 のようにして β を定義した。

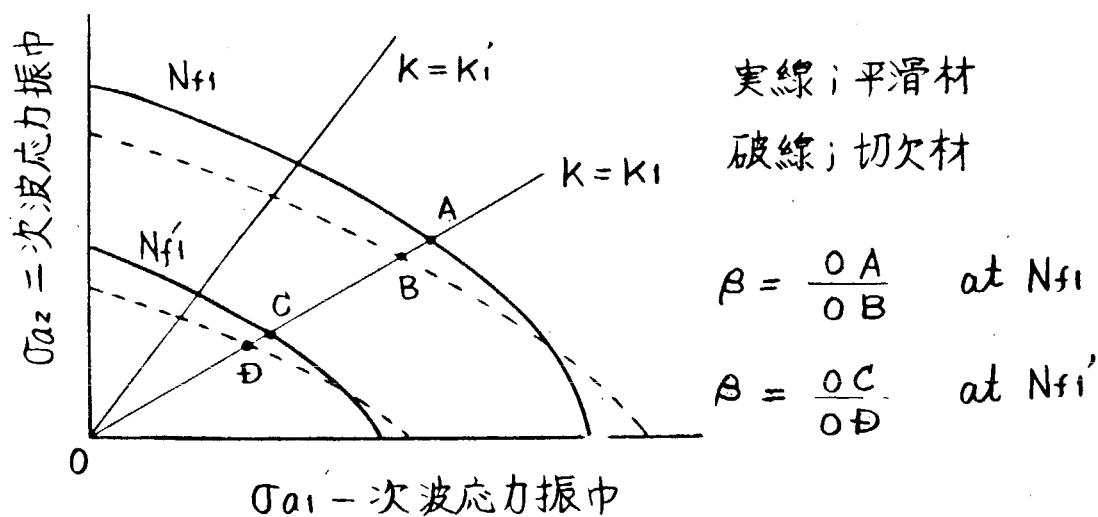


図 1.14 重畠疲労における β の定義

このようにして求めた重畠疲労強度の切欠き係数をグラフに $\alpha - \beta$ 線図として表示すると図 1.15～図 1.18 となる。これらより重畠疲労強度の β は次の特徴をもっていることがわかる。

- (1) 破断サイクル数 N_f の小さくなるに従って β は小さくなり、切欠き強化となる領域がある。 $(\beta = 1.0 \text{ 以下となる領域})$
- (2) 一次波と二次波応力振巾の比 k が大きくなるに従って β は大きくなる。
- (3) 重畠疲労強度の β は Low Cycle 疲労の特性と High Cycle 疲労の特性と中間にある。

これら線図によって設計にあたっては応力解析によって熱応力振巾とガス爆発応力から K を決定して、 K の値の近いグラフを選び横軸の α とパラメータの耐久寿命 N_f とから β を決定し、平滑材の強度を基準にしてそれぞれに耐える一次波応力振巾を求めることができる。ここで注意すべきは、機関発停の耐久サイクルを求める場合に、従来は単独な Low

Cycle Fatigue の β を使用して来たが、重複疲労強度の場合には、この値より大きな値となっていること（強度的に弱い）である。

次に切欠材の重複疲労強度の場合に平滑材と比較した相互干渉の度合を調べるために、寿命比 γ と二次波割合 α との関係を示したもののが図 1.19、図 1.20 である。これらの図から傾向的に、集中係数の大きな切欠きのものほど一次波と二次波の相互干渉の程度は小さくなることがわかる。

1.4.3 塑性計算による切欠底歪の検討

切欠きまわりの応力分布を知り、重複疲労強度との関連をつけるために FEM（有限要素法）による塑性計算を行なった。

切欠試験片を軸対称体とみなし、A 切欠の分割図を図 1.21 に B 切欠きの分割図を図 1.22 に示す。

A 切欠 接点数 139 要素数 105

B 切欠 接点数 149 要素数 109

使用した応力一歪曲線は、平滑材の試験片を 10 cpm で応力を負荷しながら応力振巾（両振）を漸次大きくして、そのときに示す歪の値を計測して応力一歪曲線を決定したもので次式で近似している。

$$\epsilon = \frac{\sigma_y}{E} + L (\sigma - \sigma_y)^n \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

$$\sigma_y = 37.5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$E = 21200 \text{ Kg/mm}^2$$

$$L = 0.00015$$

計算の結果として図 1.23、図 1.24 に弾性計算の結果を示した。

図中 σ_{eq} および ϵ_{eq} とは、Mises-Henkey の応力説を基にした等価応力および等価歪であり次式で表示される。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{eq} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2} \\ \epsilon_{eq} &= \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\epsilon_z - \epsilon_r)^2 + (\epsilon_r - \epsilon_t)^2 + (\epsilon_t - \epsilon_z)^2} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

塑性計算の結果として切欠底公称応力 40 Kg/mm^2 の場合を代表的に図 1.25（A 切欠き）図 1.26（B 切欠き）にものを示した。

これらの計算結果から切欠底に発生しているであろう歪振巾を内外挿して推定し（計算は公称応力 $\sigma_n = 15, 40, 50, 55, 70 \text{ Kg/mm}^2$ を A 切欠、B 切欠について行なった。）、重複疲労試験結果を最大歪振巾 ($\epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}$) と破断線返数で表示したものが図 1.27～図 1.31 である。

この結果によれば、次のことがわかる。本研究で用いた計算方法（正八面体剪断応力説を主体とした等価応力と等価歪の仮定を使用し、dynamic stress-strain 曲線をもとに計算）によって、切欠き底の歪によって整理すると、Low Cycle 疲労試験、High Cycle 疲労試験結果は、平滑材の疲労強度とほぼ、同一曲線で表示される（図 1.27、図 1.28）ことがわかる。

次に重複疲労試験結果を歪振巾で整理する場合を考える。今回の実験は、平滑、切欠きともに二次波応力振巾 $\sigma_{a2} = 25, 15, 10 \text{ Kg/mm}^2$ （公称応力）の三種類を行なっている。これらが切欠によって歪集中を起し、切欠きによって実際の歪振巾が異なっており、この分を補正する必要がある。

この目的のために図 1.32 には、一次波で数えた破壊サイクル数 $N_f = 10^2, 3 \times 10^2, 10^3, 3 \times 10^3, 10^4$ をパラメータにして縦軸に二次波歪振巾（平滑はそのまま、切欠は切欠底の歪振巾） ϵ_{a2} をとり、横軸には最大歪振巾（一次波応力と二次波応力振巾の和に相当する歪振巾） $\epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}$ をとって示してある。

これによれば、平滑、A切欠、B切欠、ともに重複疲労強度についても、切欠底の歪に着目して整理すれば、一本の曲線に表示し得ることがわかる。

このことは、ある切欠が与えられ、塑性計算による切欠き底の等価歪が算出されれば、平滑試験片の重複疲労強度をもとに、破壊サイクル数を推定できることになる。(ただこの関係が本実験で供試した切欠き以外にも適用できるか否か、検討する必要がある。)

すなわち、歪振巾で整理できることは、歪エネルギーで表示し、検討できる可能性を示すものであり、重複疲労強度を基礎的に解明する方向を示すものと考えられる。

1.5 今後の問題点

今回の実験によって切欠き部材の重複疲労強度の特性を系統的にデータを蓄積し得た。とくに切欠きある場合の重複応力波の相互干渉について集中的に実験検討を加えた。

一般的な疲労試験である高サイクル疲労試験と低サイクル疲労試験結果から重複疲労強度を求めるため、最も単純な「振巾比例の方法」を平滑ならびに切欠き二種について適用した結果、かなりの精度で推定できることがわかった。ディーゼル機関燃焼室は $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼以外に FC 25 材など他種の材質も使用されているので、これらの材質にもあてはまるか否か検討の必要がある。

また塑性計算による切欠底の歪によって重複疲労強度を推定することは今回の実験結果では可能であることが確認されたが、もう少し鋭い切欠きがある場合への適用、高温(塑性流動が激しい場合)や、材質(名軸条件式、すなわち剪断応力説とか主応力説に従う材料の別ならびに加工硬化、軟化のはげしい材料など。)が異なった場合などを検討する必要がある。複雑で、高い費用を必要とする塑性計算を行なわないで、切欠き底の歪を推定しこれを重複疲労強度に結びつける方法の検討が必要である。

いずれにせよ、塑性計算による歪によって重複疲労強度を単一に整理できることは確認されたことは亀裂の発生、伝播を分けて考えるとともに今後の重複疲労強度の破壊条件式の確立に方向を与えたものと考える。

1.6 結 言

ピストン・クラウン用 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼について室温での平滑および A切欠 ($\alpha = 1.55$)、B切欠 ($\alpha = 2.3$)にて、重複疲労試験を行なった。

この結果次のことが明らかになった。

- (1) 重複疲労強度における切欠き係数 β を定義して特性を明らかにした。この結果、重複疲労強度の切欠き係数は Low Cycle 疲労と High Cycle 疲労の場合の中間にある。
- (2) Low Cycle 疲労と High Cycle 疲労の実験データから重複疲労強度を推定することは、「振巾比例の方法」によれば、切欠きある場合もおむね可能であることがわかった。
- (3) 塑性計算を行なった結果、切欠き底の歪を求めて整理したところ重複疲労強度も一本の曲線にまとまることが明らかになった。(塑性計算は正八面体剪断応力説を主体とした等価応力をとっている。)
- (4) 今後重複疲労強度の破壊条件式の確立には、負荷歪又は塑性歪エネルギーによる方法が有望と考えられる。

参 考 文 献

- (1) 日本造船研究協会 第100研究部会 昭和42年度研究報告書 研究資料 第77号(1968)
- (2) 同 上 昭和43年度研究報告書 研究資料 第97号(1969)
- (3) 同 上 第113研究部会 昭和44年度研究報告書 研究資料 第115号(1970)
- (4) ASME Boiler and pressure Vessel Code, Sec III "Rules for Construction"

(5) S.S. Manson & M.H. Hirschberg; NASA Tech. Memo TMX-52126 (1965)

表 1.1 供試材の化学分析 (重叠 %)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.14	0.43	0.70	0.006	0.010	0.10	0.48

表 1.2 供試材の引張試験結果

試験片 形狀	試験 温度°C	σ_y Kg/mm^2	σ_B Kg/mm^2	σ_T Kg/mm^2	δ %	ψ %	E Kg/mm^2	H_B
平滑	室温	47.3	64.1	105.0	25.0	52.4	21500	197
		44.6	58.1	100.6	27.0	55.5	21000	167
		48.4	62.9	103.5	23.0	52.0	21300	187
切欠 A $\alpha = 1.55$	室温		82.8	115.0		33.8	—	183
			80.6	117.2		36.8	—	174
			82.1	112.2		31.7	—	183
			83.0	112.5		27.9	—	192
切欠 B $\alpha = 2.30$	室温		91.4	109.8		23.2	—	183
			86.0	107.5		26.6	—	179
			92.7	121.6		28.5	—	183
			93.2	118.2		25.2	—	192

表 1.3 実験条件一覧 (試験温度は室温)

実験符号	二 次 波 $\sigma_{a2} Kg/mm^2$	一 次 波 周 波 数 n_1 (c.p.m)	二 次 波 周 波 数 n_2 (c.p.m)	試 片 形 状
R - 1	高サイクル疲労	—	2000	平滑
R - 2	低サイクル疲労	10	—	"
R A - 1	高サイクル疲労	—	2000	A切欠 $\alpha = 1.55$
R A - 2	低サイクル疲労	10	—	"
R A - 3	25.0	10	2000	"
R A - 4	15.0	10	2000	"
R A - 5	10.0	10	2000	"
R B - 1	高サイクル疲労	—	2000	B切欠 $\alpha = 2.30$
R B - 2	低サイクル疲労	10	—	"
R B - 3	25.0	10	2000	"
R B - 4	15.0	10	2000	"
R B - 5	10.0	10	2000	"

使用記号一覧

σ_y : 降伏応力	N_{f10} : 一次波単独の破断サイクル
σ_B : 抗張力	N_{f1} : 一次波で数えた破断重複サイクル
σ_T : 真破断応力	N_{f2} : 二次波 " "
δ : 破断伸び	σ_{a1} : 一次波応力振巾
ψ : 破断絞り	σ_{a2} : 二次波応力振巾
E : 弹性率	K : $\sigma_{a2} / \sigma_{a1}$
H_B : ブリネル硬度	γ : $\sigma_{a2} / (\sigma_{a1} + \sigma_{a2})$
σ_w : 疲労耐久限(二次波単独)	η : N_{f1} / N_{f10}
α : 応力集中係数	n_1 : 一次波周波数
β : 切欠係数	n_2 : 二次波周波数
平滑疲労強度／切欠疲労強度	σ_r : 半径方向応力
ϵ_{a1} : 二次波歪振巾(塑性計算による)	σ_t : 円周方向応力
ϵ_{a2} : 二次波歪振巾(")	σ_z : 軸方向応力
ϵ_a : 最大歪振巾 $\epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}$	

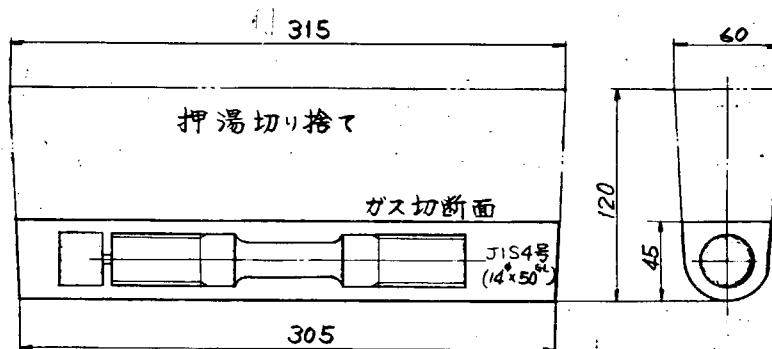


図 1.1 鋳造素材形状および試験片採取要領

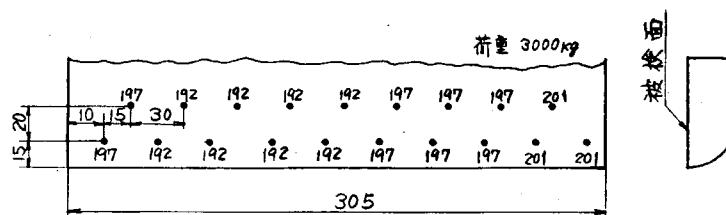


図 1.2 硬度分布(ブリネル)

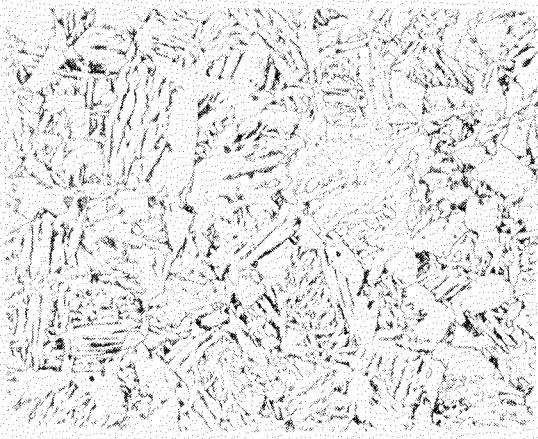


図 1.3 頭微鏡組織 ($\times 300$)

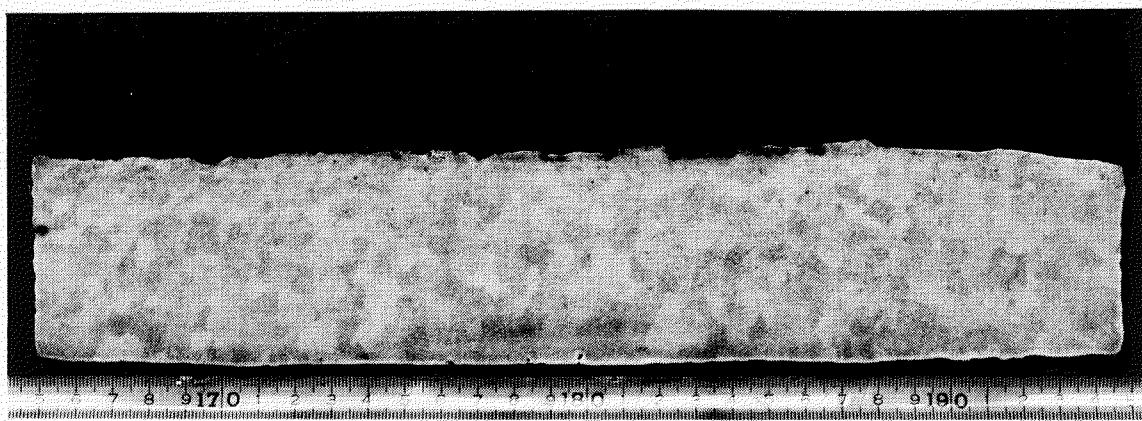


図 1.4 マクロ組織

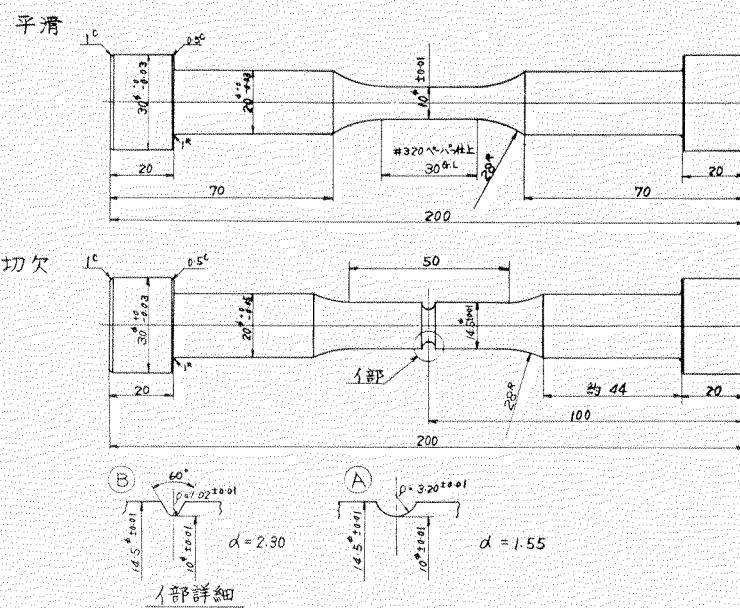


図 1.5 試験片形状

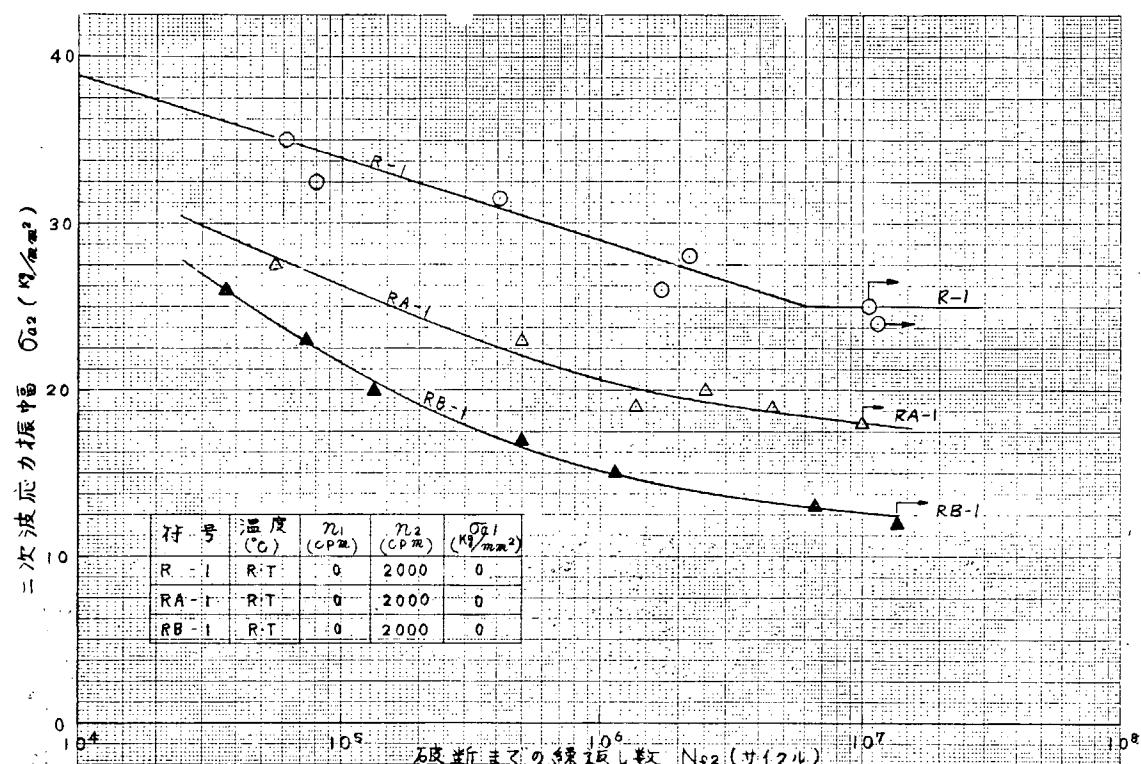


図 1.6 高サイクル疲労試験結果

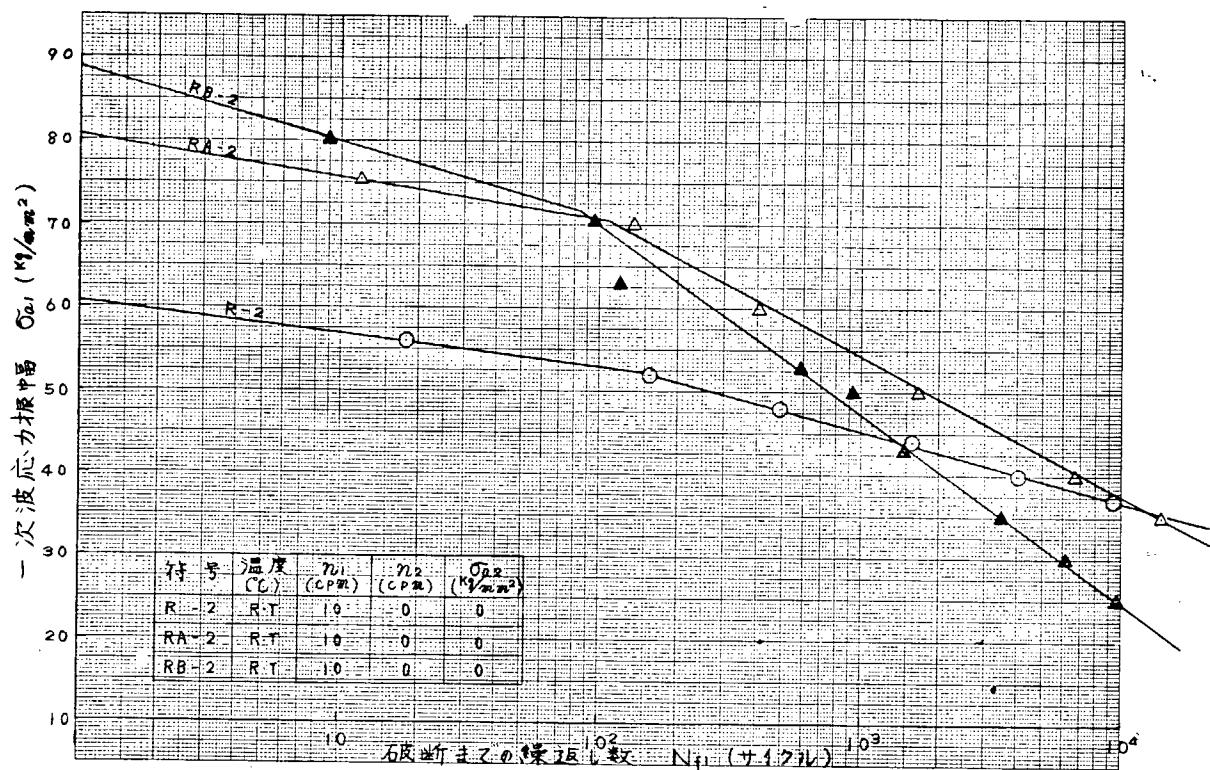


図 1.7 低サイクル疲労試験結果

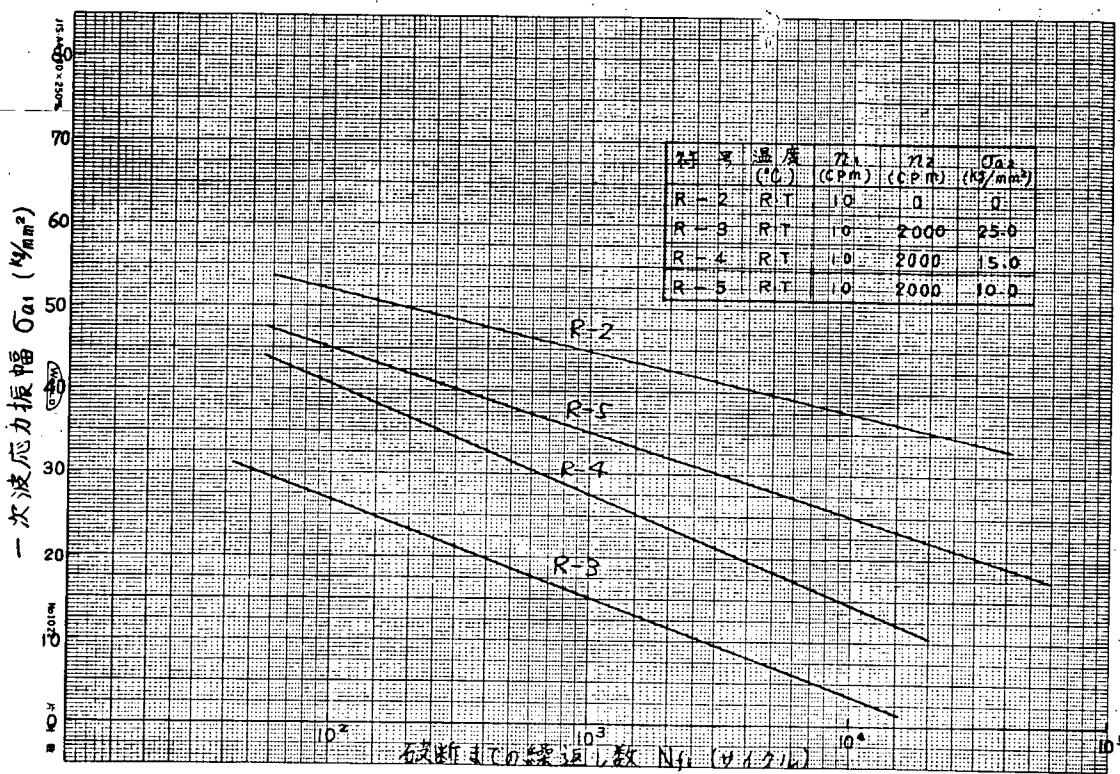


図 1.8 平滑材の重畠疲労試験結果（推定値）

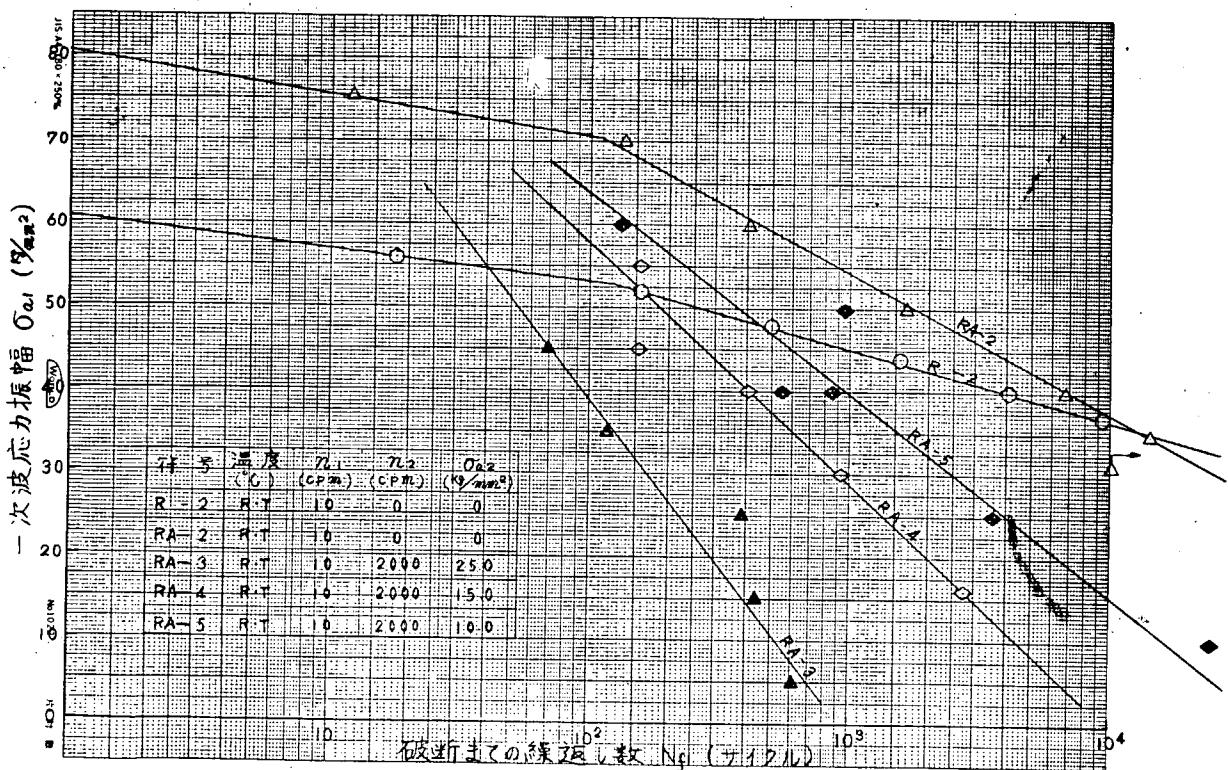


図 1.9 A 切欠の重畠疲労試験結果

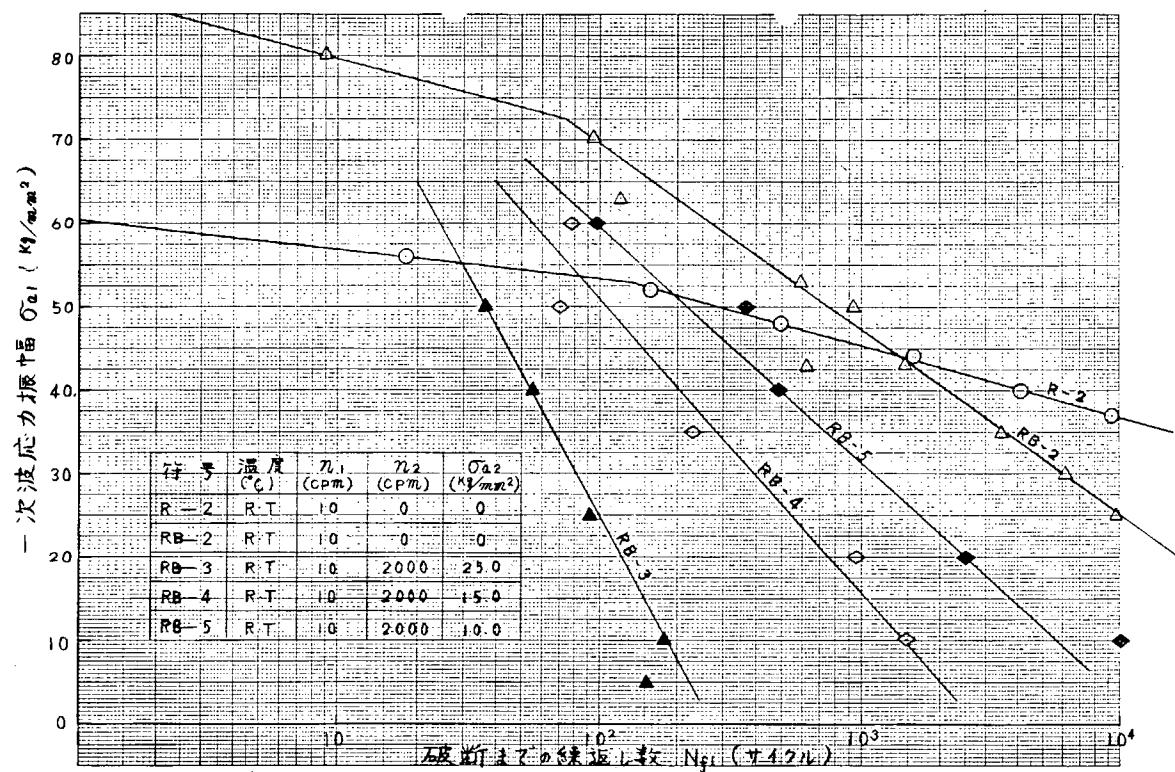


図 1.10 B 切欠の重複疲労試験結果

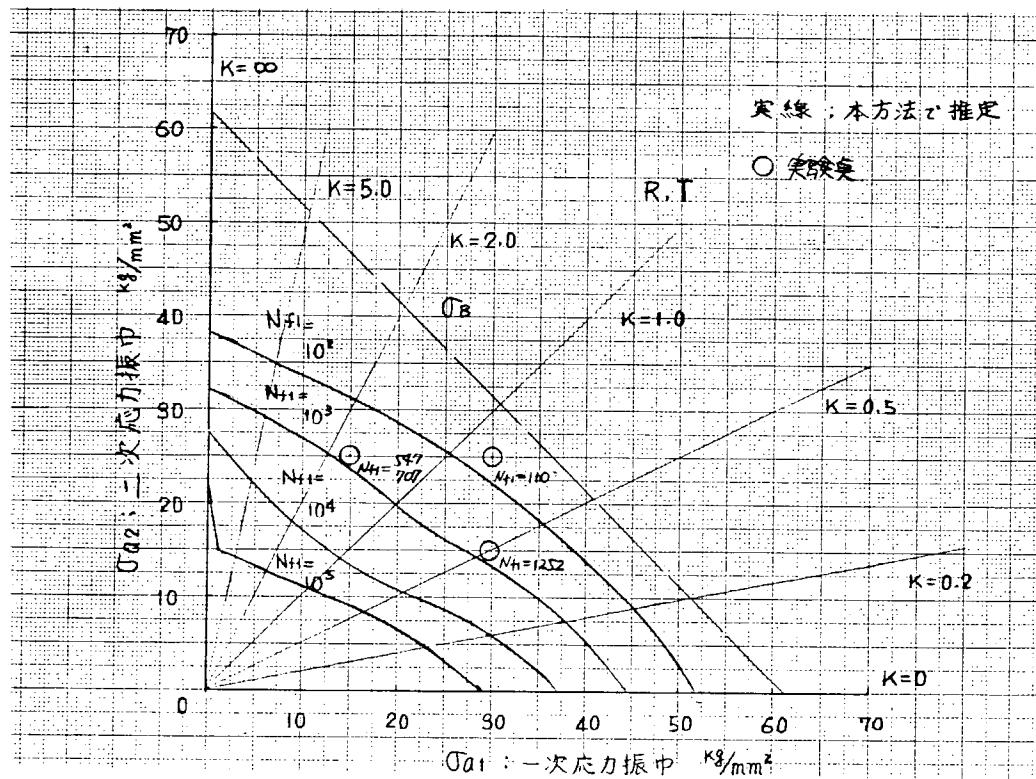


図 1.11 平滑材の重複疲労強度 (室温)

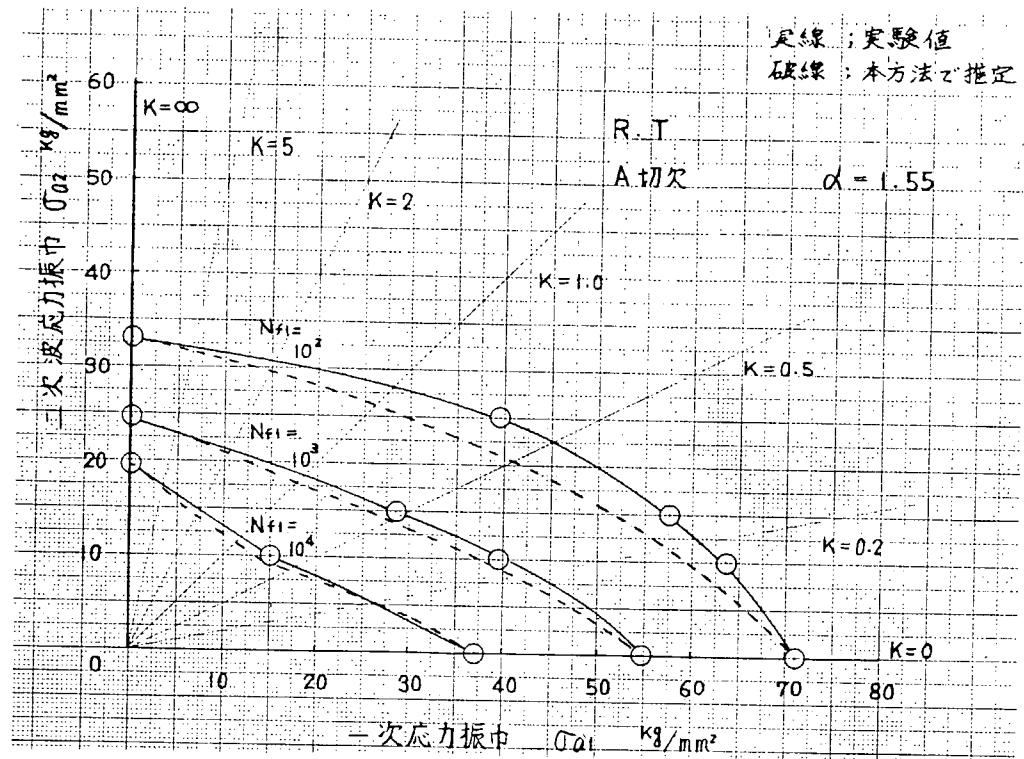


図 1.1.2 A 切欠の重畠疲労強度 (室温)

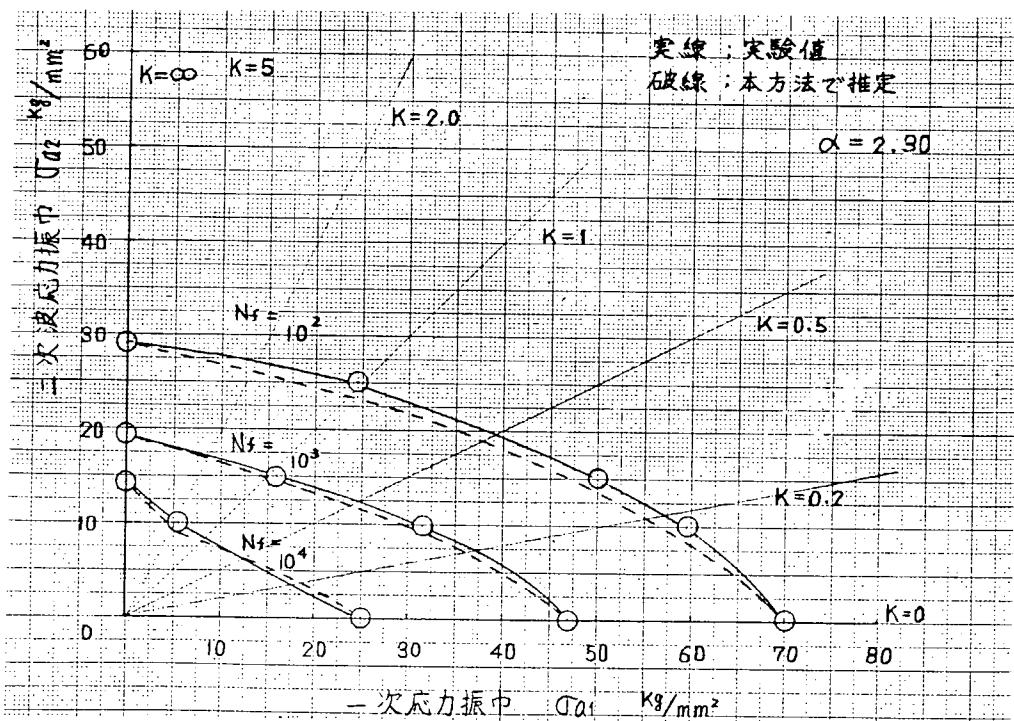


図 1.1.3 B 切欠の重畠疲労強度 (室温)

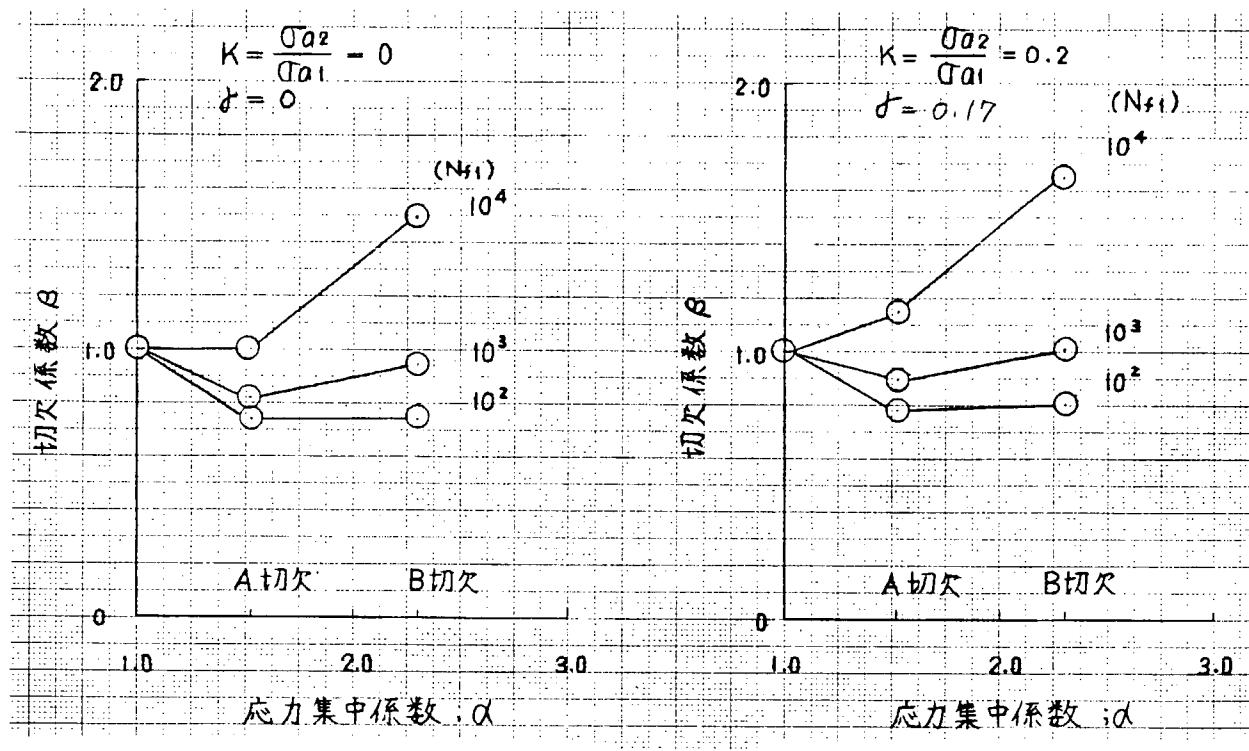


図 1.15 重疊疲労における α — β 線図

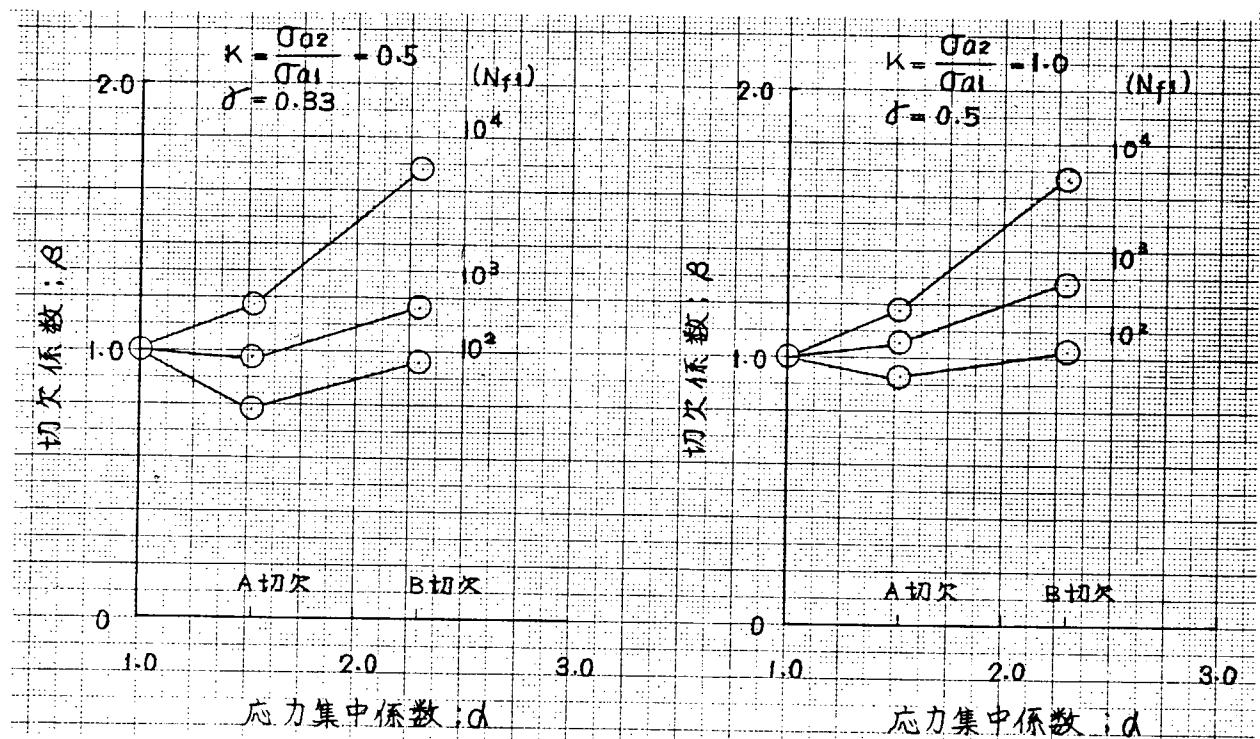


図 1.16 重疊疲労における α — β 線図

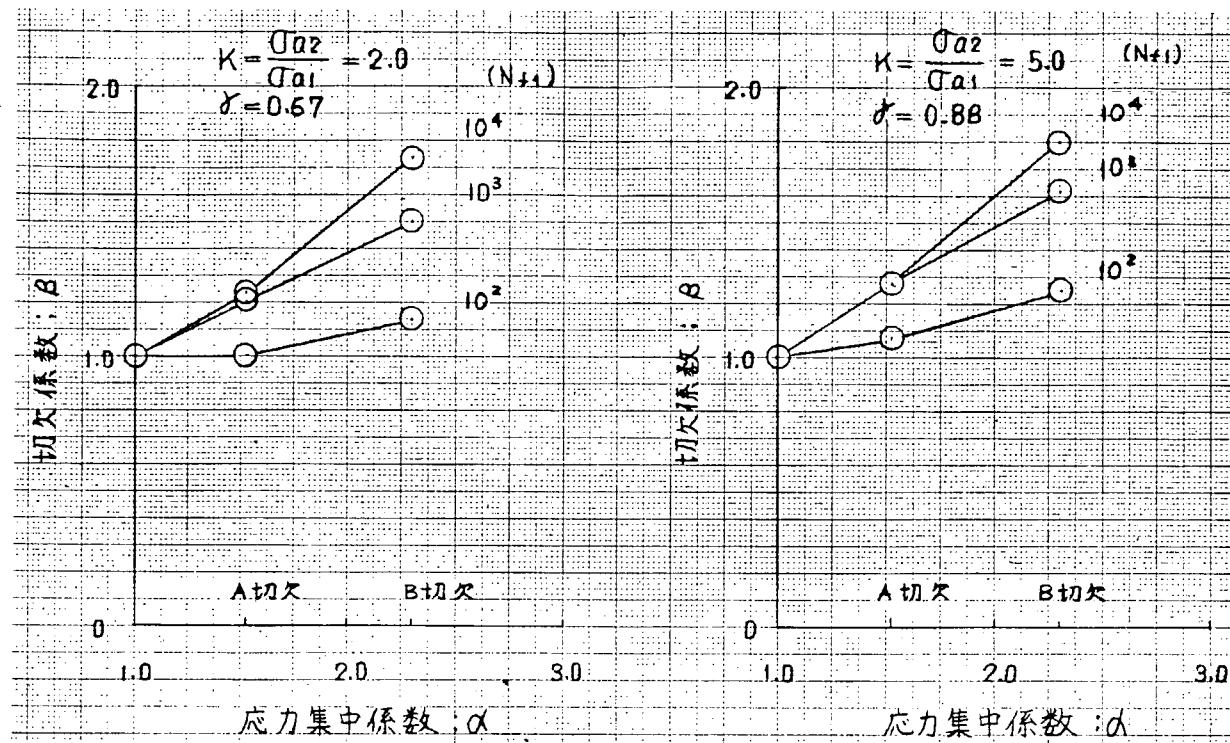


図 1.17 重層疲労における α — β 線図

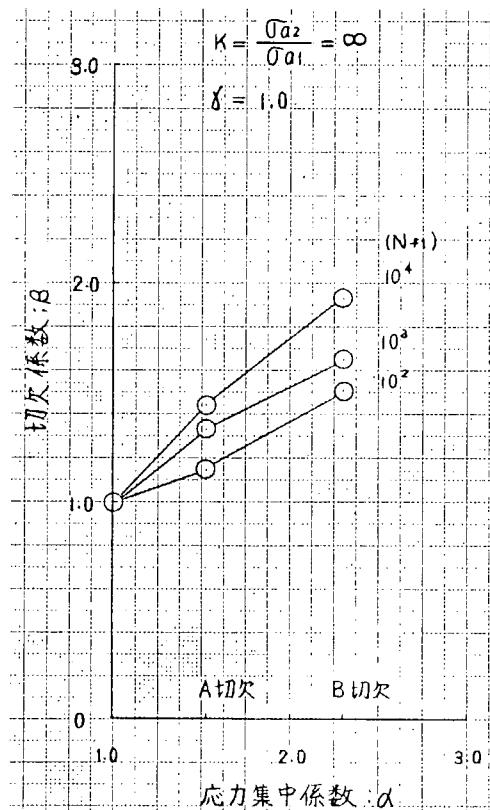


図 1.18 重層疲労における α — β 線図

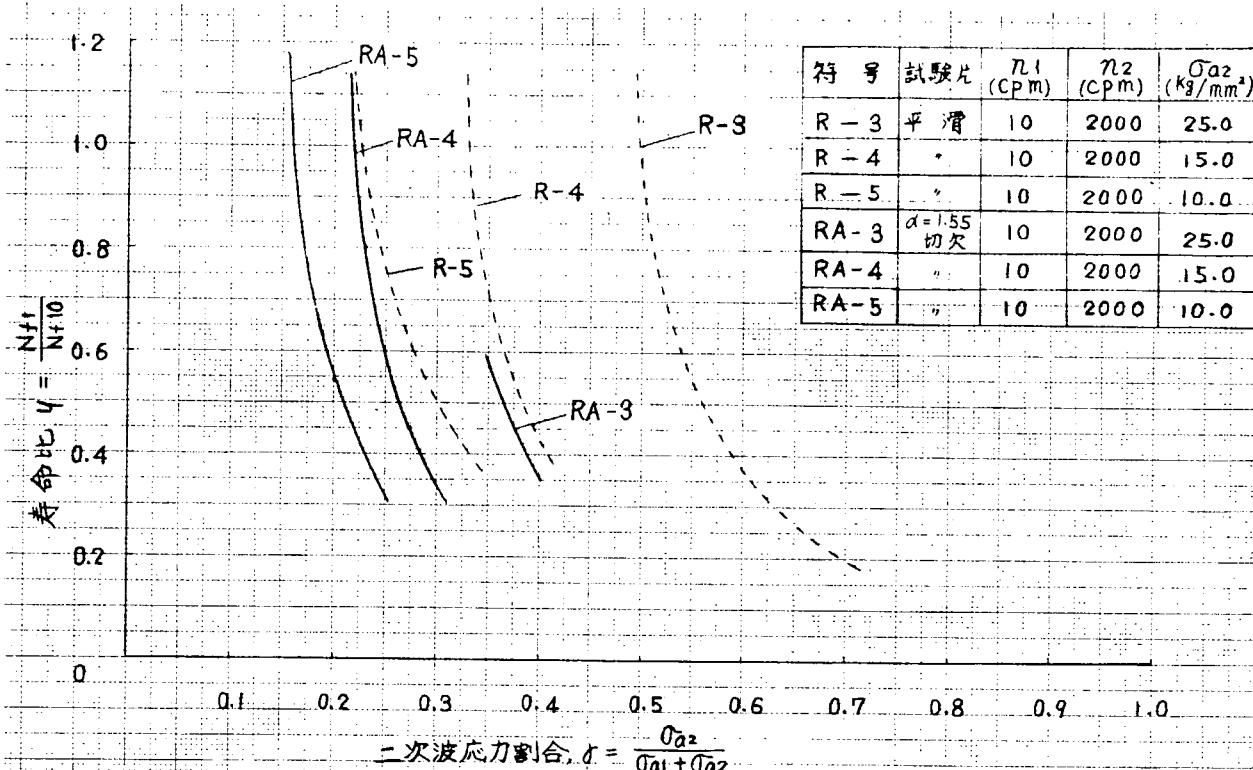


図 1.19 A 切欠材の $r - \eta$ 線図

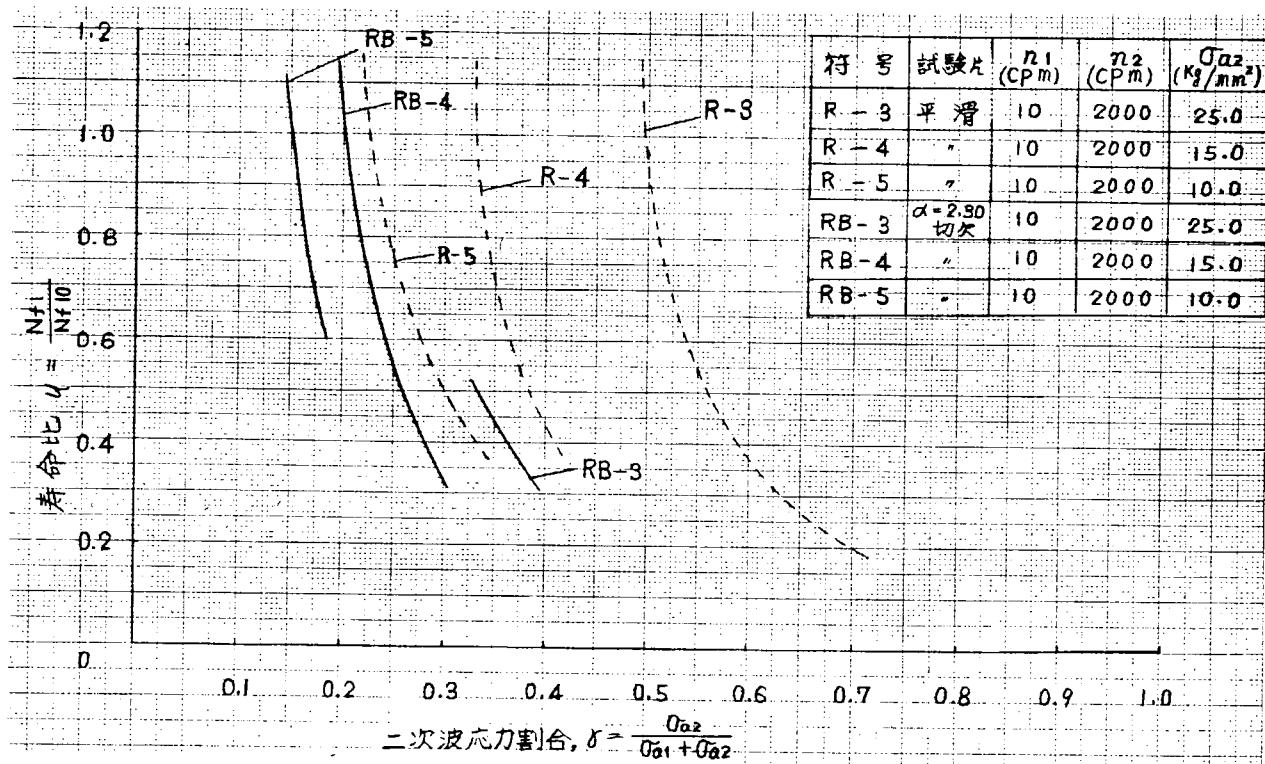


図 1.20 B 切欠材の $r - \eta$ 線図

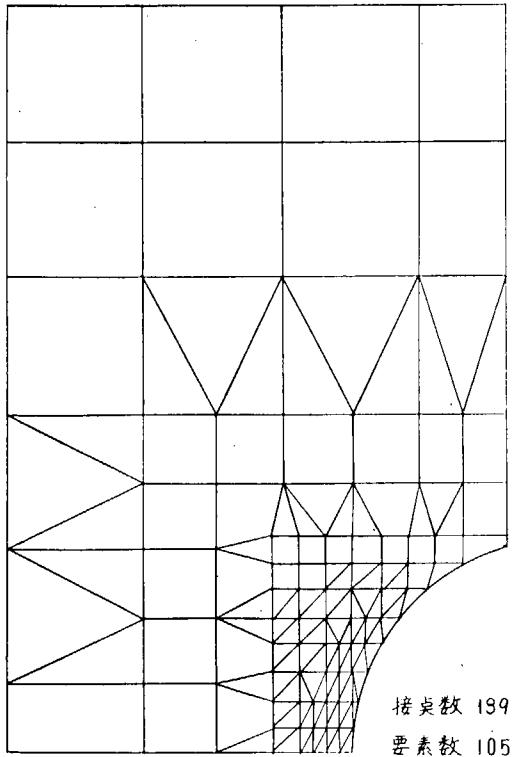


図 1.2.1 A 切欠の分割図

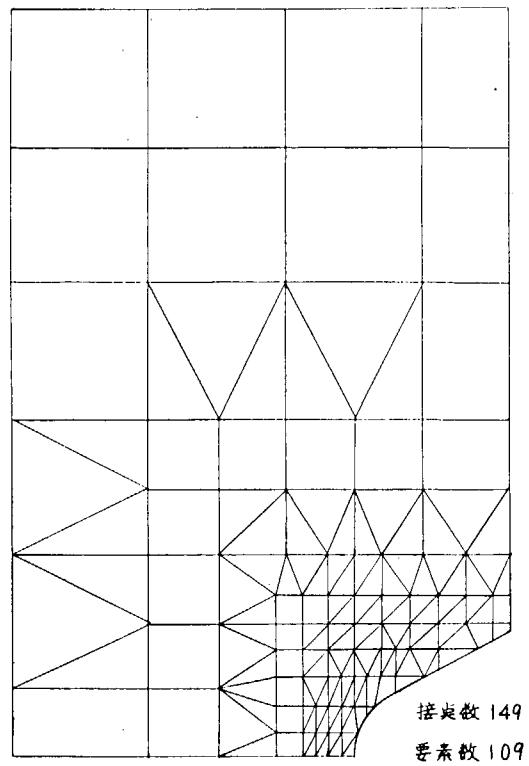


図 1.2.2 B 切欠の分割図

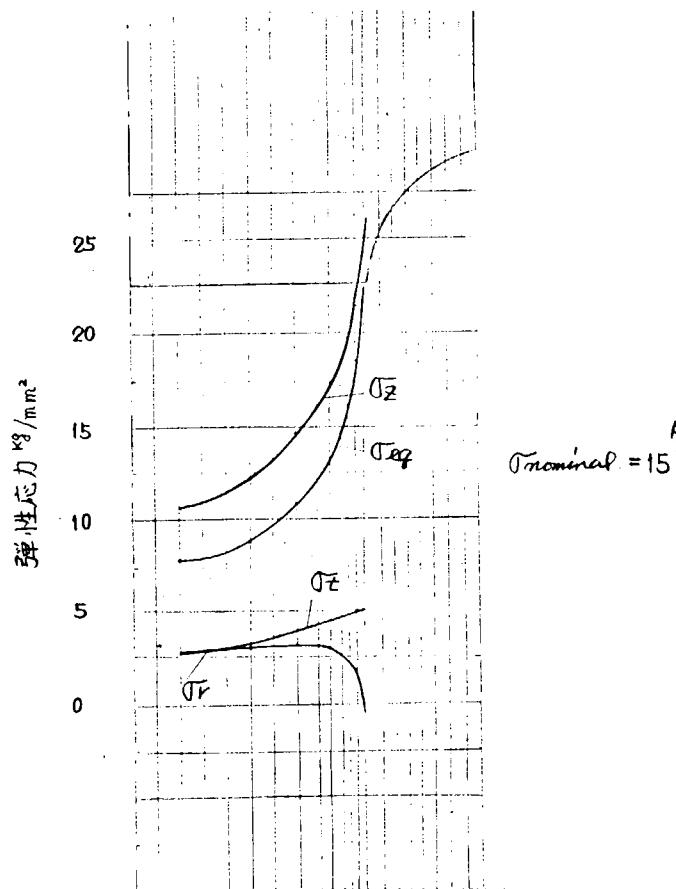


図 1.2.3 切欠底の弾性応力分布 (A 切欠き)

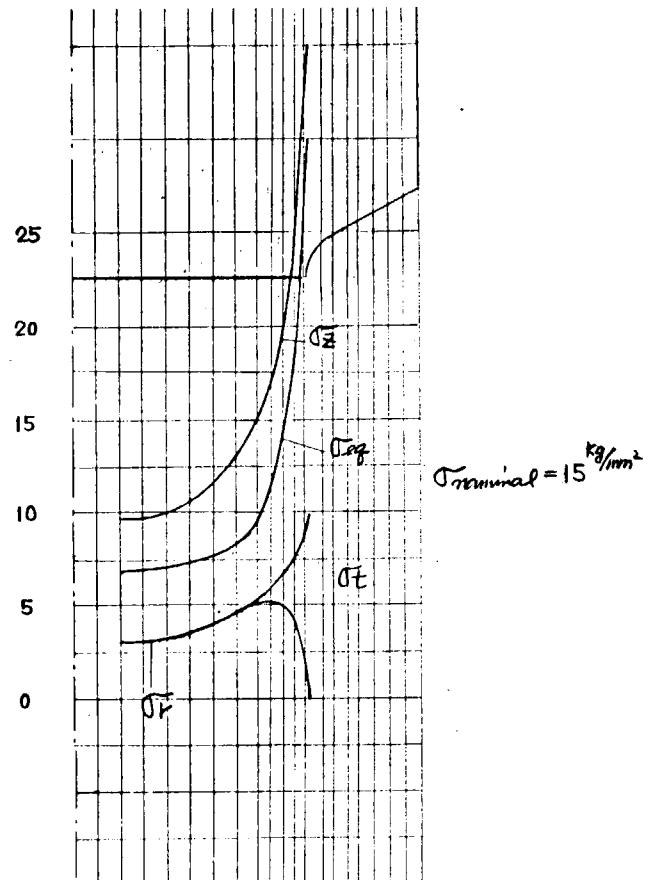


図 1.2.4 切欠底の弾性応力分布 (B 切欠き)

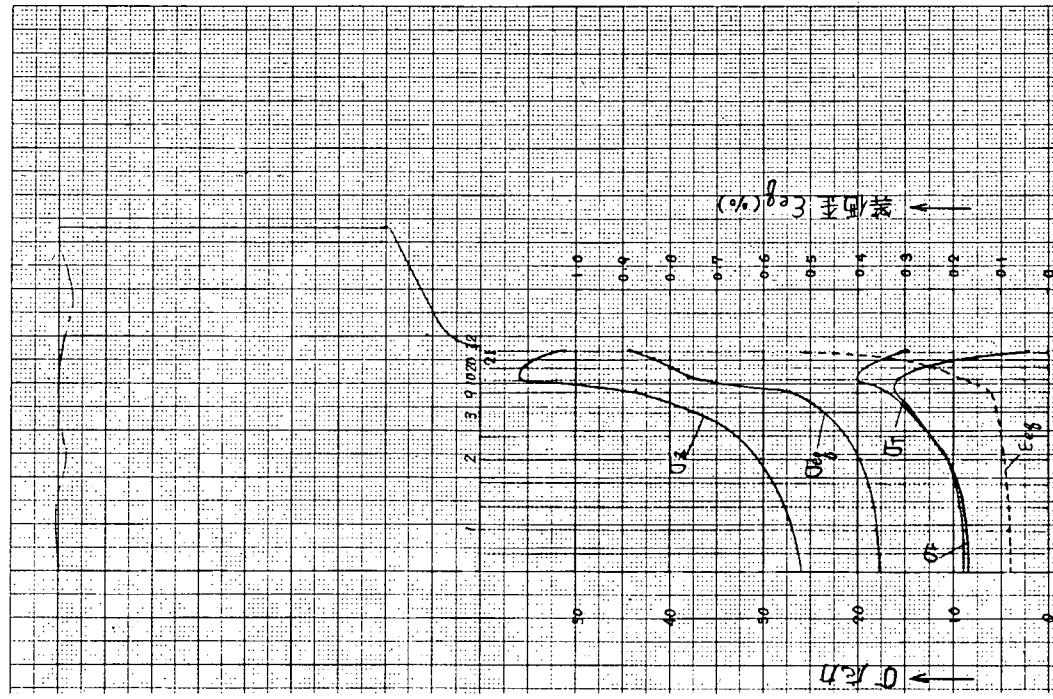


図 1.2.6 B 切欠の塑性応力分布 (平均応力 4.0 Kg/mm)

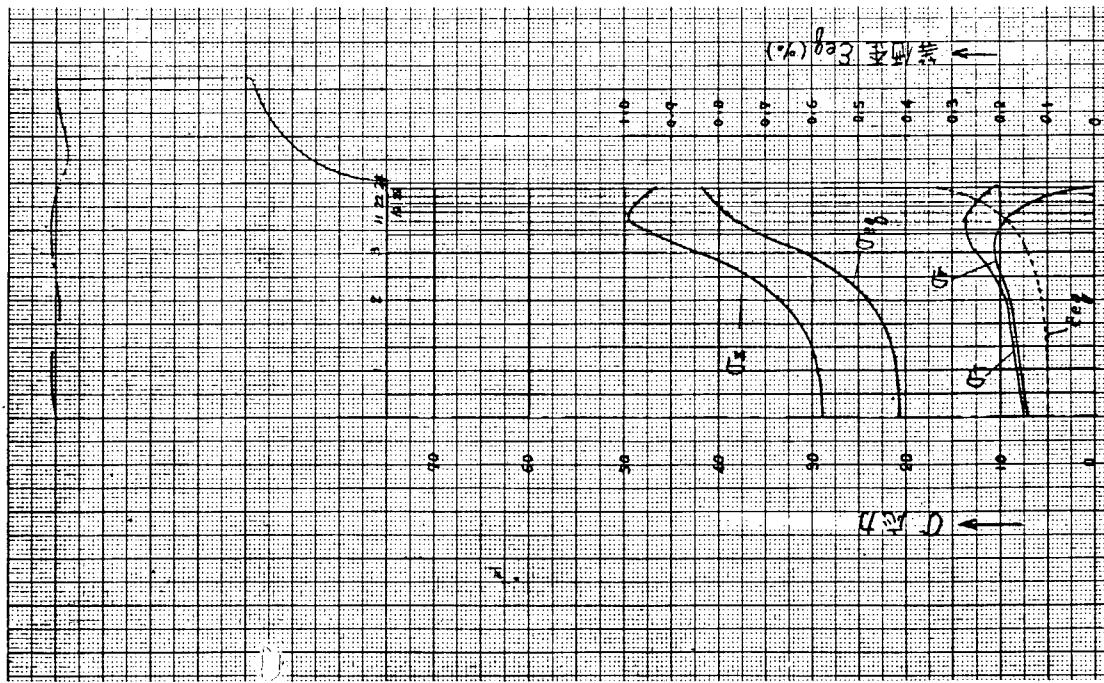


図 1.2.5 A 切欠の塑性応力分布 (平均応力 4.0 Kg/mm)

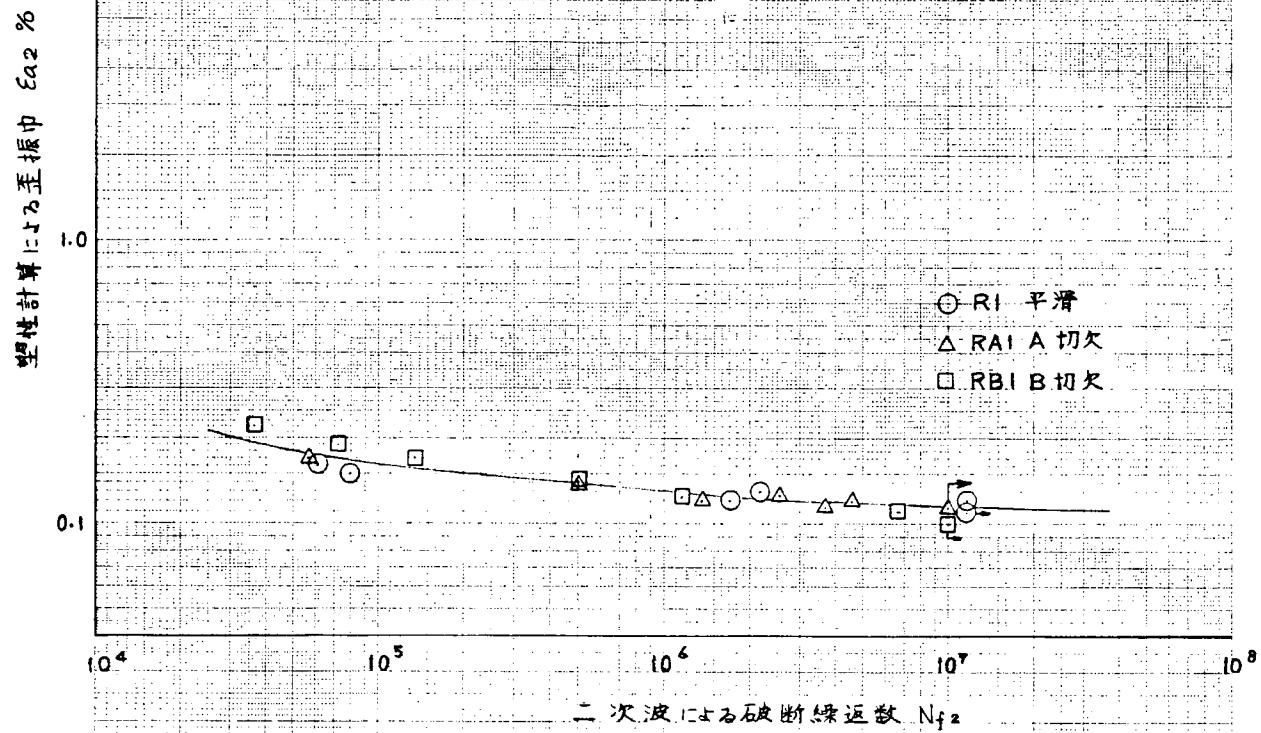


図 1.2.7 二次波単独疲労試験結果

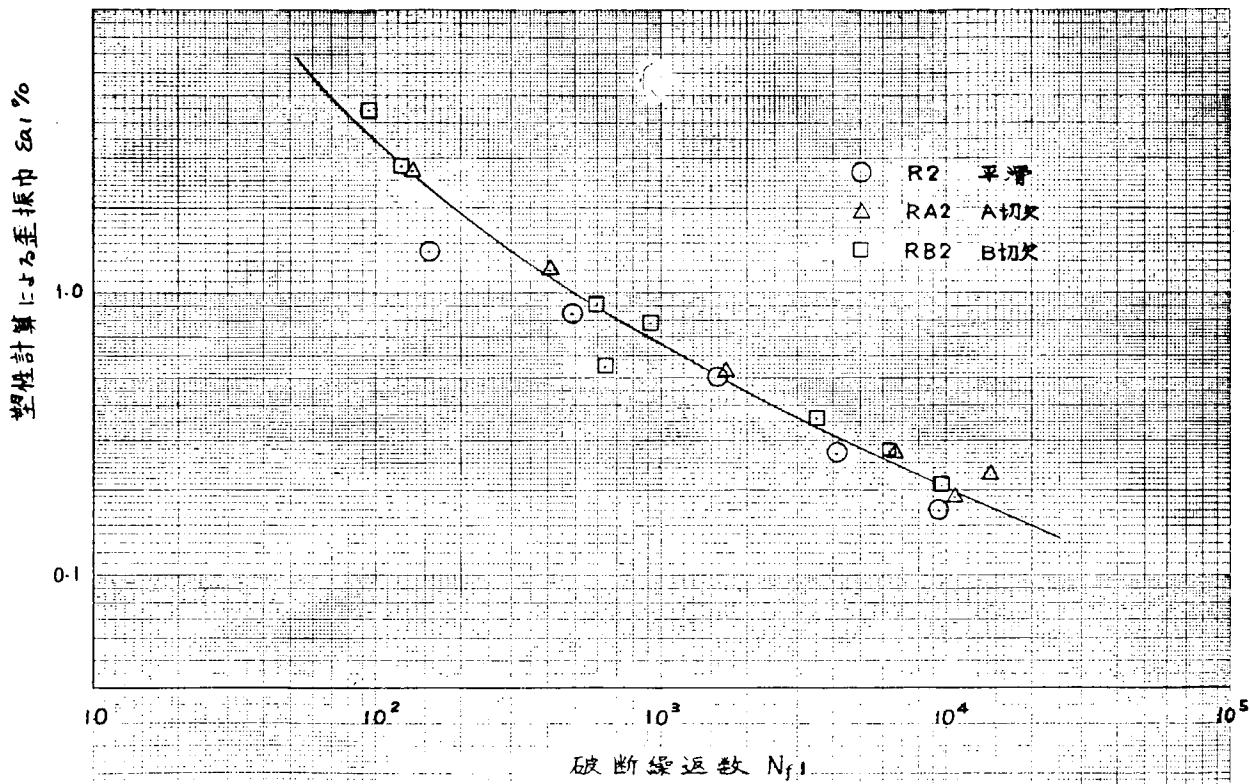


図 1.2.8 一次波単独疲労試験結果

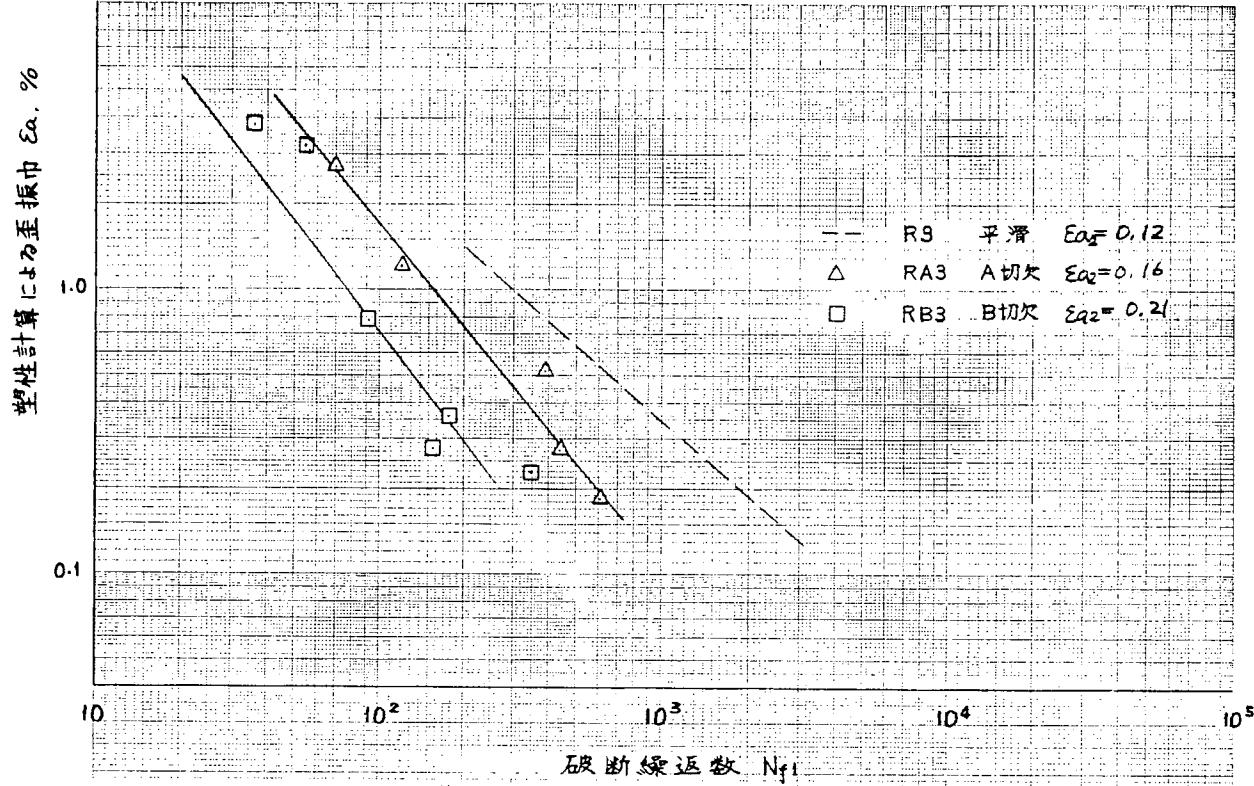


図 1.29 重疊波応試験結果 (二次疲労力振巾 2.5 Kg/mm^2)

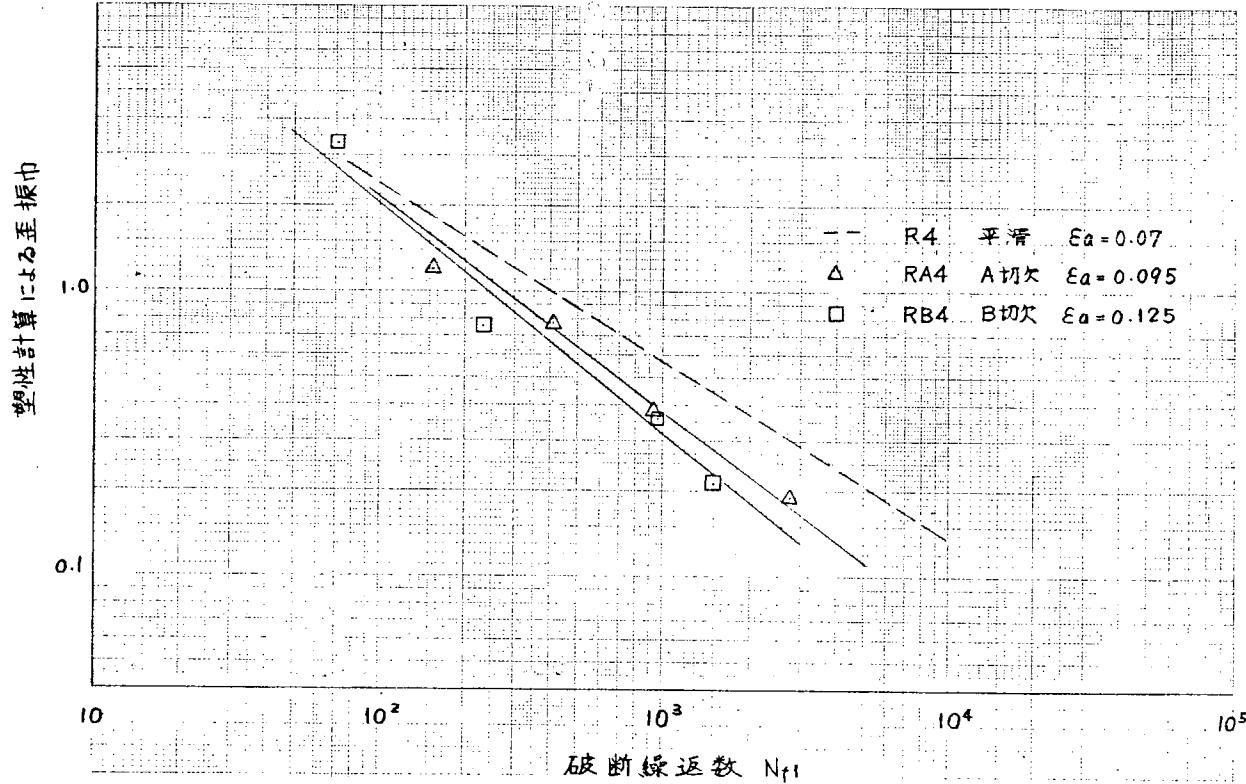


図 1.30 重疊疲労試験結果 (二次波応力振巾 1.5 Kg/mm^2)

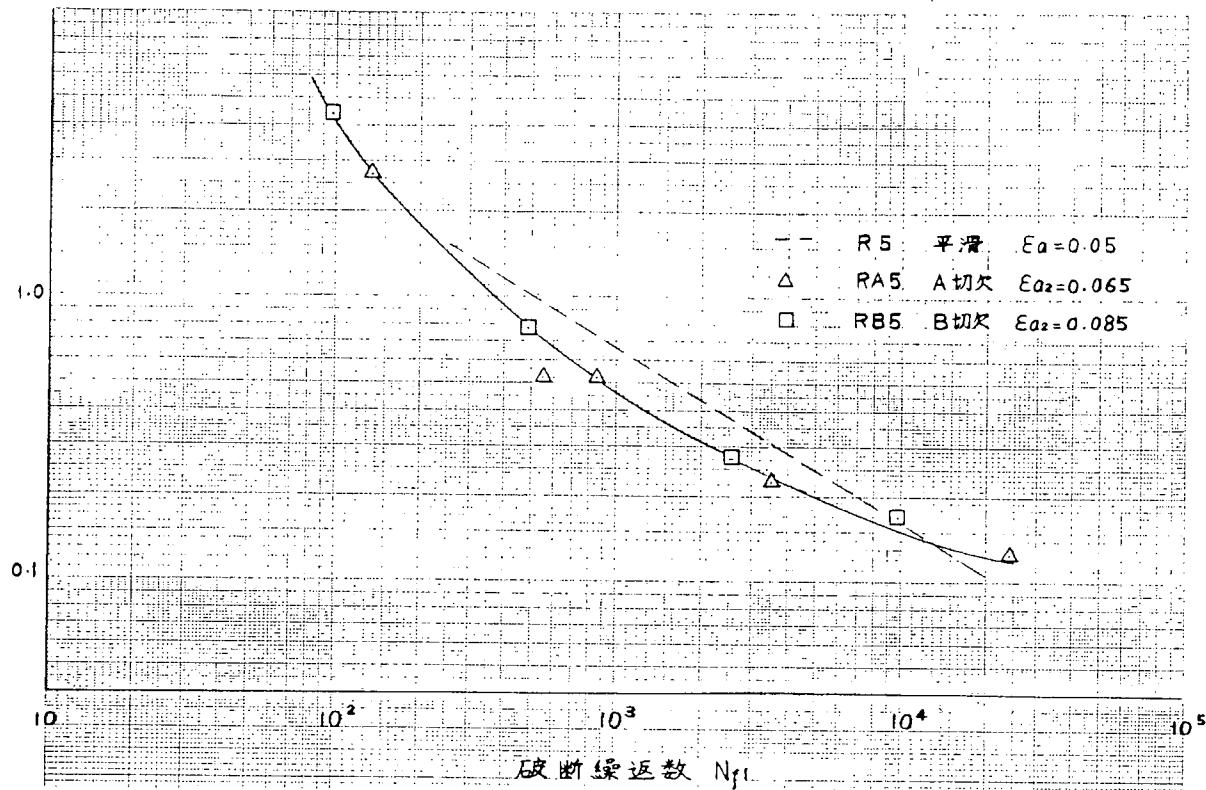


図 1.3.1 重畠疲労試験結果 (二次波応力振巾 10 Kg/mm^2)

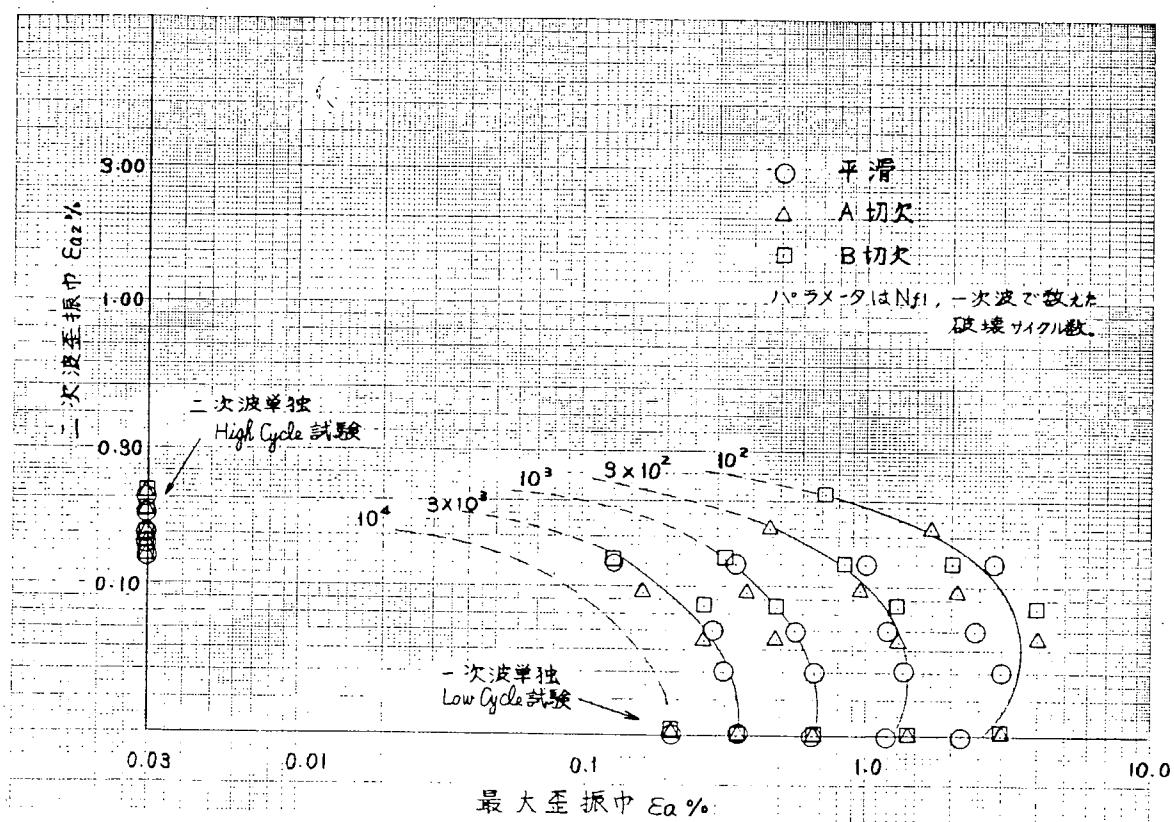


図 1.3.2 異表示による重畠疲労強度

2. 常温、高温および両者を組合せた場合の定歪平面曲げ重複疲労試験

2.1 緒 言

近年、船舶の大型化、高速化、高度の無人化の傾向は船用ディーゼル機関の大型化、性能の向上、高度の信頼性を要求する。特に合理化される輸送方法の遂行のためにも、故障が少なく信頼性の高い主機関の要求はますます強くなる。

しかしながら現実には、機関の故障が相当の数になり、特に、機関の燃焼室壁の故障が大多数を占め、そのうちでも疲労強度上の問題を解明し、この結果を機関の設計、工作法、材料の選定などに反映することにより、大部分の故障を防ぐことができると考えられる。

上記の思想のもとに疲れの研究にたずさわる研究者は材料、形状、寸法、熱処理法及び疲労寿命推定法などについて有益な資料を提供するべく努力している。

昭和44年度には常温での二重重複波での疲れ試験を $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼を用いて行なった。これに対し本年度はCr-Mo 鋳鋼、普通鋳鋼(SC49)、Mo 鋳鋼の3種類の材料につき、常温ならびに300°Cでの二重重複波による疲れ試験を行なった。なお、常温と高温を組合せた実験は昭和46年度に主に行なうことにして、本年度は予備実験の範囲にとどめた。

得られた結果はまだ十分とは言い難く、種々の問題点を含んでいるので、すぐ設計に役立てるには危険であるが、参考資料としては充分活用できると考えている。

2.2 供 試 材

実験に供した材料はCr-Mo 鋳鋼、普通鋳鋼、Mo 鋳鋼の3種類である。

供試材の化学成分は表2.1に示す。供試材のマクロ組織及びミクロ組織は図2.1、図2.2に示す。なお、ここでAはCr-Mo 鋳鋼、Bは普通鋳鋼(SC49)、CはMo 鋳鋼である。各材料とも不純物が割合が多い材料である。

静的試験結果を表2.2に示す。試験片はCr-Mo 鋳鋼については図2.3(a)に示す素材より(b)に示す形状の試験片を切り出した。普通鋳鋼、及びMo 鋳鋼は図2.4(a)に示す素材より(b)に示す形状の試験片を切り出した。

疲れ試験片は図2.5、図2.6に示す位置から採取し、その形状寸法は図2.7に示す。この試験片は、昭和44年度のものと同一である。

2.3 実験方法

2.3.1 試験機

使用した試験機は、シエンク式振り曲げ疲れ試験機を改良して重複波形による疲れ試験ができるようにしたものであり¹⁾、その原理は、昭和44年度の報告に詳細に述べてある²⁾。本年度は、高温度下で実験ができるように試験片を加熱するため、加熱装置を取りつけた試験機を新規に購入して実験を行なった。

2.3.2 応力波形

図2.8に本実験で用いた二重重複波形を示す。実際の機関に作用する応力波形は、昭和44年度の報告にて説明したように、複雑であり、図2.8に示す波形とは異なるが、実験の都合上、この波形を採用した。

温度条件として、常温と、300°Cを選んだ。300°Cは当社で行なったピストン・クラウンの温度測定の結果³⁾より、冷却側の最大応力が生ずる位置の温度にはほぼ相当する。

二重重複波形については、昭和44年度の報告にて詳細に述べてあるが、後述の理解のために、簡単に説明する。

図2.8において、 Σ を一次波応力(熱応力に相当)、 σ を二次波応力(機関の爆発による機械的応力に相当)とし、各の繰返し周波数を n_1 、 n_2 とする。

ここで、二重重畠波を表わす変数として、サイクル比と応力比 m を次式の如く定める。

$$\text{サイクル比} = n_1 / n_2 \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

$$\text{応力比 } m = \sigma / (\sigma + \Sigma) \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

サイクル比は $1/20$ にとった。本年度は 300°C での実験を主として行ない、常温での実験は前年度と比較する程度にとどめた。

2.4 実験結果

図2.9、2.10、2.11に一定応力振巾での $S-N$ 線図を示す。縦軸に応力振巾 σ_a をとり、横軸に繰返し数 N をとって示した。応力振巾は、常温の時は試験片表面にはりつけた歪計と振り棒より得られる公称歪を比較した結果、両者の間に大差がなかったこと、及び 300°C の実験では歪計をはりつけることができないので振り棒からの公称歪によらざるを得ないため、実験結果の応力振巾はすべて振り棒より算出した応力である。

Cr-Mo鍛鋼の場合、非常にばらつきが大きく、特に材質的に不均一な部分から切り出した試験片（“N”印）は時間寿命が非常に小さくなっている。普通鍛鋼、Mo鍛鋼はいずれも、ばらつきが少ない。疲れ限をまとめて、表2.3に示した。 300°C の方が常温よりも若干高い疲れ限を示した。

平均応力（ σ_m ）と応力振巾（ σ_a ）との関係をみてみるために行なった実験結果を図2.12、2.13、2.14、2.15、2.16、2.17に示す。常温のCr-Mo鍛鋼の場合は、両振りでの疲れ限を示す点Aと、真破断力を示す点Bを結んだAB線よりも幾分強くなっているが、ほぼ平均応力の影響はAB線で表わされるとみて良い。普通鍛鋼の場合は、AB線よりも強くなり、この場合平均応力の影響はあまりないことを示している。Mo鍛鋼の場合はAB線にのっていると考えて良い。

300°C においてCr-Mo鍛鋼の場合はAB線よりも若干弱くなっている。普通鍛鋼の場合もAB線より幾分弱くなっているが、この場合は、ほぼAB線になると考えても良い。Mo鍛鋼は、実験点が少ないので、明確ではないが、大体においてAB線で表わされると考えられる。

二重重畠波を受ける場合の実験結果を図2.18、2.19、2.20に示した。実験結果の整理方法は昭和44年度にて述べた等価繰返し数法によった。この方法について簡単に説明すると、縦軸に応力比 m を真数目盛りで、横軸に次式で表わされる寿命比 α を対数目盛りでとる。

$$\alpha = \frac{\text{重畠波を受ける時の寿命}}{\text{振巾}(\Sigma + \sigma) \text{の一定応力を受ける時の寿命}} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

$(m, \alpha) = (0.1, 1.0, 1/20)$ の点A, Bを結ぶ線ABにより重畠波の寿命を推定する方法である。

実験結果は常温の場合、ほぼAB線のまわりに実験点がばらついている。この結果は昭和44年度の研究結果とほぼ一致する。

300°C の場合、Cr-Mo鍛鋼は一般にAB線よりも短かめに出ているが、図2.9の $S-N$ 線図に示すばらつきの範囲を点線のように示す時、実験点はこの範囲に入る。普通鍛鋼及びMo鍛鋼の場合、一定応力の $S-N$ 線図のばらつきは大きくなかった点を考えると、実験結果はAB線よりも長寿命側となっている。 $m = 0.2$ において、いずれも $\alpha < 1$ となり、微少波が重畠することにより時間寿命が長くなることを示す。

2.5 疲れ寿命推定法

昭和44年度研究報告において、等価繰返し数法を用いたピストン・クラウン材の疲れ寿命推定法につき、その大筋を述べた。本年度の研究にては累積エネルギー的⁴⁾見地から等価繰返し数法を発展させ、Corten-Dolanの方法⁵⁾と結びつけた疲れ寿命推定法について述べる。

図2.21に示すように等価繰返し数法の横軸を N_0 倍して直線ABの式を求める。

N_0 : ($\Sigma + \sigma$) の一定振巾での破断又はき裂入り寿命

N^+ : 重畠波での寿命

n : 一次波にのっている二次波の数

$m = \sigma / (\Sigma + \sigma)$, α : 寿命比

とすると、

$$\frac{1-m}{1} = \frac{CD}{OA} = \frac{\log N^+ - \log (N_0/n)}{\log N_0 - \log (N_0/n)}$$

$$N^+ = \alpha N_0$$

この二式より

$$\begin{aligned} 1-m &= \{ \log(\alpha N_0) - \log(N_0/n) \} / \{ \log N_0 - \log(N_0/n) \} \\ &= (\log \alpha + \log n) / \log n \\ \therefore m &= -\log \alpha / \log n \end{aligned} \quad (4)$$

材料の $S-N$ 曲線 \otimes から

$$N_2 \sigma^\alpha = N_1 \Sigma^\alpha = N_0 (\Sigma + \sigma)^\alpha = K \quad (5)$$

(N_1 、 N_2 は Σ 、 σ の一定振巾での寿命)

二重重畠波形において、一次波、二次波の振巾及び一次波に含まれている二次波の数を与えれば、波形は一応決定できるから、二重重畠波の場合は次式により疲れ挙動を説明できると仮定する。(累積エネルギー及びレンジ・ペア法的考え方)

$$N^+ \{ (\Sigma + \sigma)^\alpha + k(n-1)\sigma^\alpha \} = K \quad (6)$$

(k は修正係数)

(5)、(6)式を用いて

$$\alpha \left\{ 1 + k(n-1) \frac{N_0}{N_2} \right\} = 1 \quad (7)$$

$$N_0/N_2 = \{ \sigma / (\Sigma + \sigma) \}^\alpha = m^\alpha \text{ を代入して}$$

$$\alpha \{ 1 + k(n-1)m^\alpha \} = 1 \quad (8)$$

α 、 n 、 a 、 N_0 、 N_2 などを実験的に求めれば、修正係数 k が求められる。

図 2.2.2 に示すようにもとの $S-N$ 線 P を $NS^\alpha = K$ とし、 k により、 N_2 を修正した $S-N$ 線図 AC を $N^+ S^{a'} = K'$ とする A($\Sigma + \sigma$ 、 N_0)、B(σ 、 N_2)、C(σ 、 N_2/k) を各 $S-N$ 線図を表わす式に入れて

$$N_0 (\Sigma + \sigma)^\alpha = N_2 \sigma^\alpha = K$$

$$N_0 (\Sigma + \sigma)^{a'} = N_2/k \cdot \sigma^{a'} = K'$$

これより、 a 、 a' を求めると

$$a = (\log(N_2/N_0)) / \log((\Sigma + \sigma)/\sigma)$$

$$a' = (\log(N_2/k N_0)) / \log((\Sigma + \sigma)/\sigma)$$

これらの式より、Corten-Dolan の修正係数 β は

※ $s \sim m$ 線図の時間寿命を疲れ限以下まで延ばして考える。

$$\beta = \frac{a'}{a} = (\log N_2 / k N_0) / \log (N_2 / N_0) \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

$N_0/N_2 = m^a$ を代入して

(8)式より

$$\log k = \log(1-\alpha) - \log \alpha - \log(n-1) - a \log m$$

これを(10)式に代入して

$$\beta = 1 + \{ \log(1-\alpha) - \log \alpha - \log(n-1) \} / a \log m - 1$$

$$\therefore \log(1-\alpha) - \log \alpha - \log(n-1) = \beta a \log m$$

$$\therefore m^{\beta \alpha} = (1-\alpha) / \alpha (n-1)$$

$$\therefore \alpha = 1 / \{ 1 + (n - 1) m^{\beta a} \} \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

(11) 式により α 、 n 、 m 、 β の関係を求めることができる。

図2.18、2.19、2.20に300°Cの場合の β =一定の曲線を示した。Cr-Mo鍛鋼の場合、実験点は $\beta=0.1$ に近くになっている。普通鍛鋼は $\beta=0.5$ 、Mo鍛鋼は $\beta=0.4$ に近い値でS-N線図の傾斜を修正して寿命計算に用いれば良い。

しかるに、 m が小さい範囲で $\alpha > 1$ の場合には、上記の方法では都合が悪い。

図2.23(a)、(b)は昭和44年度の研究結果を同様にして整理した結果である。図2.24は図2.23(a)、(b)の結果を最大応力と β の関係でみたものであり、 β の平均は約0.62である。

図2.2.5(a)、(b)、(c)、(d)は昭和43年度のS.R.100部会の研究結果で、三菱、長崎研究所で行った引張の場合である。

図2-2-6(a)、(b)に最大応力と β の関係を示した。 β の平均は常温で約0.34、500°Cで約0.63となった。

β の値は最大応力及び応力比 m が種々異なっているのに、割合にはばらつきが少ないといえよう。

2.6 温度変動実験結果

前年度の報告にて述べたように、実際の機関では応力変動の他に温度変動をともなう。従って、この点についての検討を行なう必要がある。本年度は、次の昭和46年度研究の予備段階として、簡単な実験を行なった。

疲れ実験パターンは、図2.2.7に示すように、300℃で重複波の実験を行ない、応力 $\Sigma = \sigma = 0$ にして温度を常温に下げて約30分間保持する。これを1ブロックとして、このブロックを破断までに3～4ブロック繰返して実験を行なった。

実験結果は、図2.18、2.19、2.20に等価繰返し数法で整理を行なって、“◇”印で示した。この結果からみる限り温度変動の影響は現われていない。温度変動のプロックが少ないので即断はできないことはいうまでもない。実際は一次波の1サイクルごとに温度を変動するのが好ましい。

2.7 結 言

ディゼル機関燃焼室壁の強度に関する研究の一部分を依頼され、その第2年度として行なった実験結果より次の結論を得た。

- (1) 一定応力振巾の疲れ試験で、疲れ限は Cr-Mo 鍛鋼が他の 2 種よりも強い値を示した。特に 300°Cにおいては 10 Kg/mm²以上、常温に比べて疲れ限が上昇した。
- (2) 平均応力下の疲れ挙動では、普通鋳鋼が常温にて平均応力の影響がほとんどなかった。他の場合は平均応力下の挙動は両振りの疲れ限と真破断力の点を結んだ A-B 線で説明がほぼ出来ることがわかった。
- (3) 二重重疊波の疲れ試験では、前年度とほぼ同じく等価線返し数法による、A-B 線で大体の説明がつくが、300°Cにおける Cr-Mo 鍛鋼の場合は A-B 線よりもかなり寿命が短かくなつた。
- (4) 等価線返し数法を拡張し、累積エネルギー法及びレンジ・ペア法的観点から、応力比 m 、寿命比 α とコルテン・ドーランの係数 β の間の関係を求め、この β によって、S-N 線図を修正して、疲れ寿命を推定する方法を述べた。

参 考 文 献

- 1) 中村、伊藤、西村、堀川；機講論、関西支部第 222 回(昭 44-6) P. 31
- 2) 日本造船研究協会 S R 113 部会 昭和 44 年度研究報告書(45-3)
- 3) 未公表
- 4) 中村、堀川、鎌田；機講論、No 700-12(70-10) P. 137
- 5) H.T.Corten & T.J.Dolan, Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals. (1956).

235

表 2.1 材料の化学的性質

材 料	C	Si	Mn	P	S	Mo	Cr
Cr-Mo 鍛鋼	0.25	0.31	0.64	0.016	0.012	0.44	0.25
普通鋳鋼	0.27	0.43	0.67	0.028	0.023	—	—
Mo 鋳鋼	0.26	0.22	0.63	0.019	0.019	0.54	—

表 2.2 材料の機械的性質

材 料	温 度	降伏点	引張強さ	真破断力	伸 び	絞 り	硬 さ※
Cr-Mo 鍛鋼	室 温	42 Kg/mm ²	60 Kg/mm ²	113 Kg/mm ²	2.2%	5.8%	194±3
普通鋳鋼	〃	28	52	79	2.8	4.2	147±3
Mo 鋳鋼	〃	31	50	89	2.7	5.4	146±3
Cr-Mo 鍛鋼	200°C	44	54	120	1.9	6.2	
普通鋳鋼	〃	23	47	65	2.0	3.1	
Mo 鋳鋼	〃	24	46	87	2.2	5.1	
Cr-Mo 鍛鋼	300°C	38	69	128	2.5	6.1	
普通鋳鋼	〃	20	51	73	2.4	3.8	
Mo 鋳鋼	〃	17	52	78	2.1	3.3	
Cr-Mo 鍛鋼	500°C	31	48	92	2.3	7.0	
普通鋳鋼	〃	13	30	59	3.8	6.9	
Mo 鋳鋼	〃	17	37	70	2.5	6.0	

※ ブリネル硬さ、荷重 3000 Kg、10 点の平均

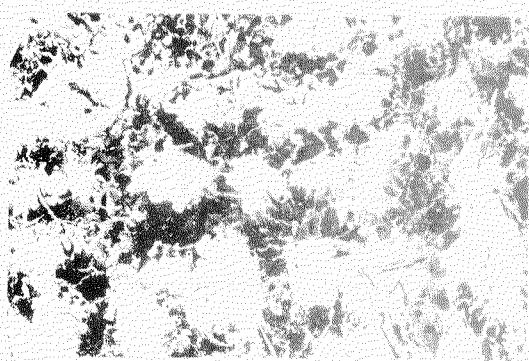


図 2.1 供試材のマクロ組織

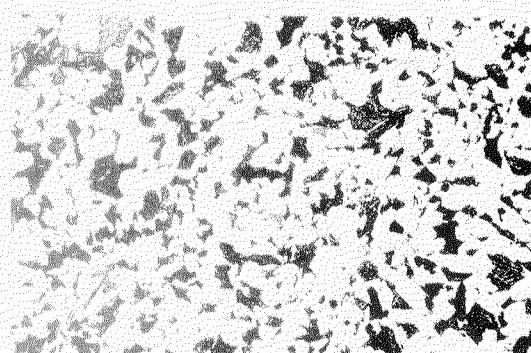
- A : Cr—Mo 鋼鉄
- B : 普通 鋼鉄 (B C 4 9)
- C : Mo 鋼鉄



(a) Cr—Mo 鋼鉄

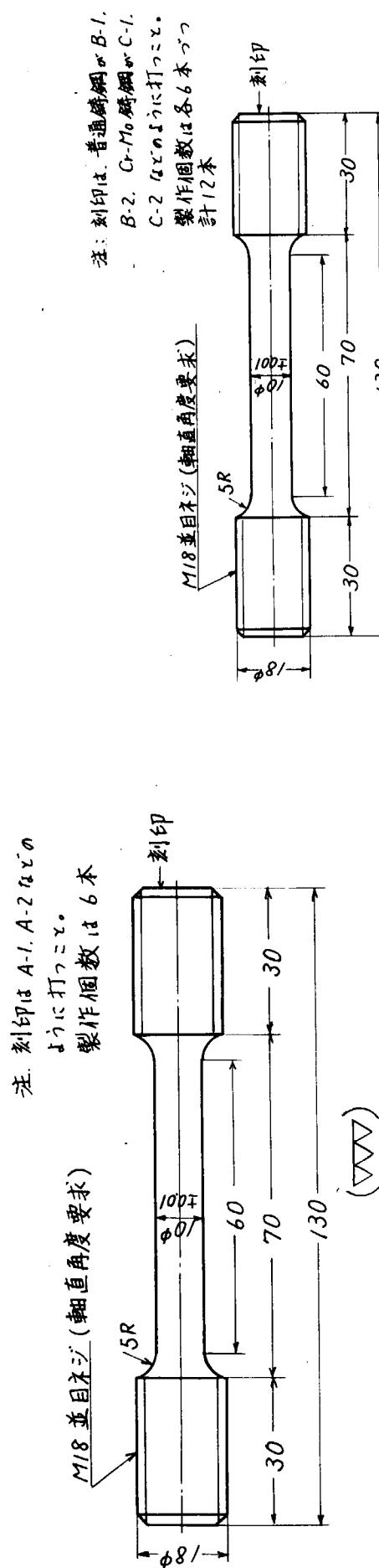


(b) 普通 鋼鉄 (B C 4 9)



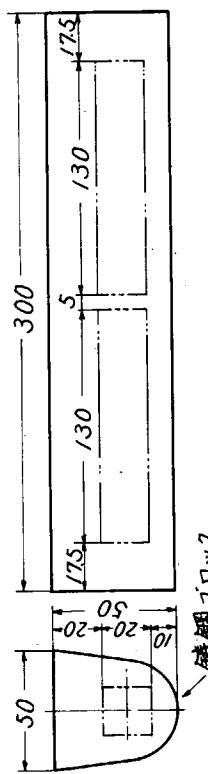
(c) Mo 鋼鉄

図 2.2 供試材のミクロ組織 ($\times 100$)



b) 引張試験片

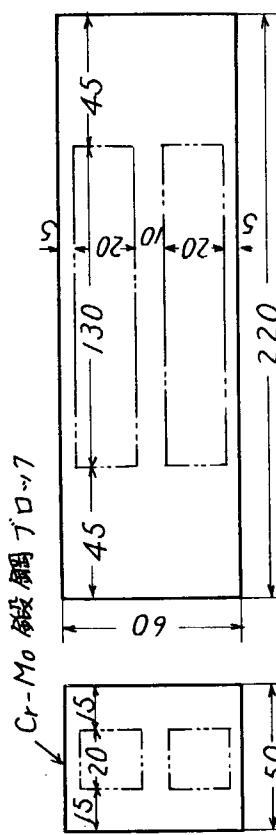
M18 並目ネジ(軸直角度要求)
刻印



b) 引張試験片

a) 試験片採取位置

図 2.4 静的引張試験片形状と採取位置
(普通鋼鉄および Mo 鋼鉄)



a) 試験片採取位置

図 2.3 静的試験片形状と採取位置
(Cr-Mo 鋼鉄)

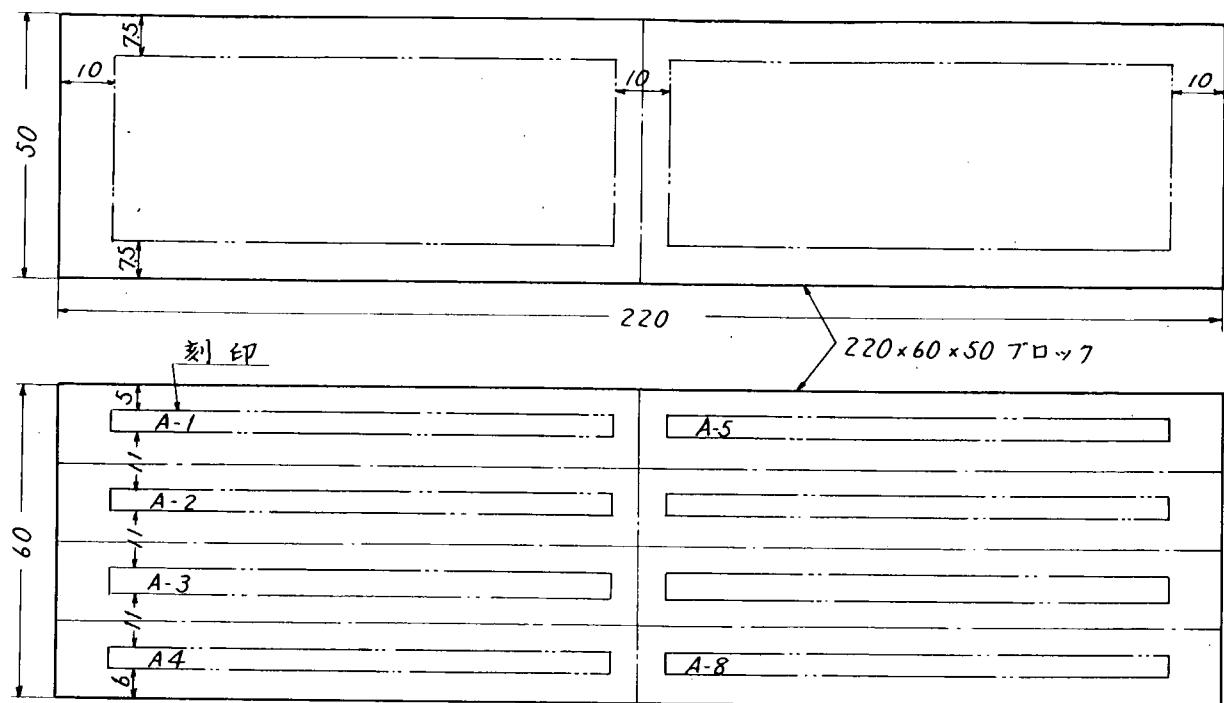


図 2.5 Cr-Mo 鋳鋼試験片採取位置

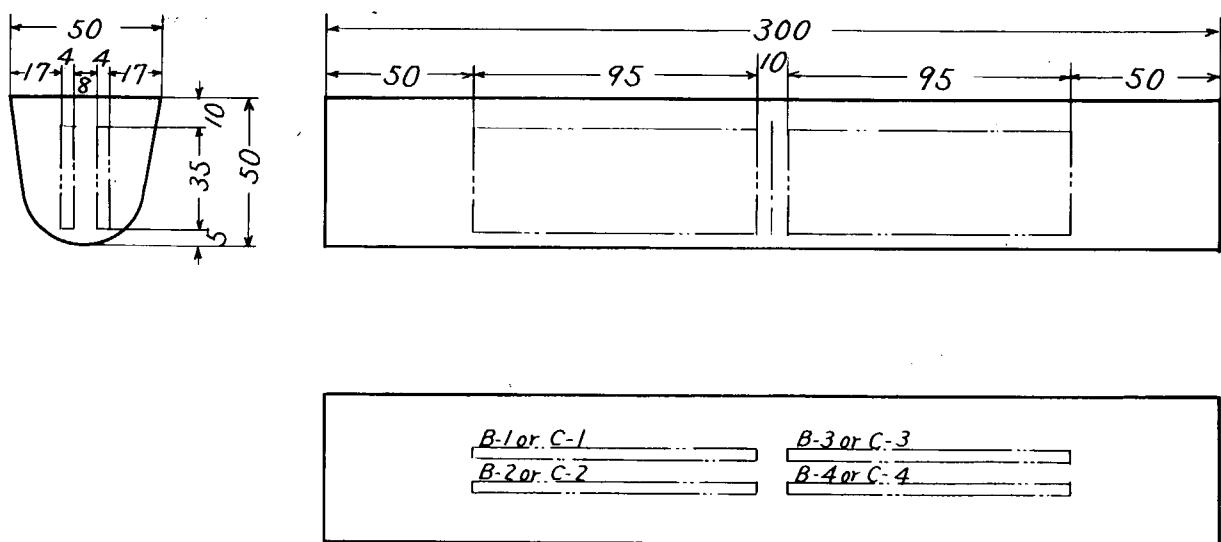


図 2.6 平面曲げ試験片採取図
(普通鋳鋼およびMo鋳鋼)

試験片番号刻印の位置

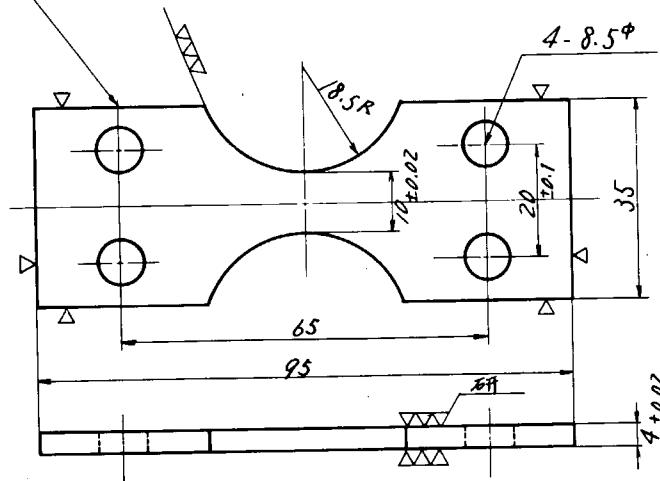


図 2.7 平面曲げ試験片

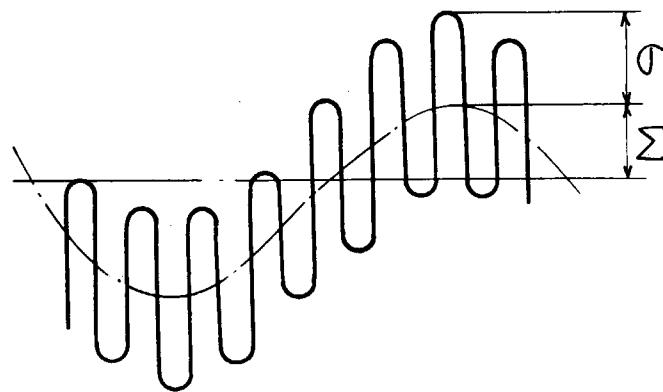


図 2.8 二重重畠波形

表 2.3 一定振巾での疲れ限

材料	条件		疲れ限 K_{q/mm^2}	
			室温 300°C	
Cr-Mo 鋼	31	40		
普通 鋼	21	23		
Mo 鋼	21	22.5		

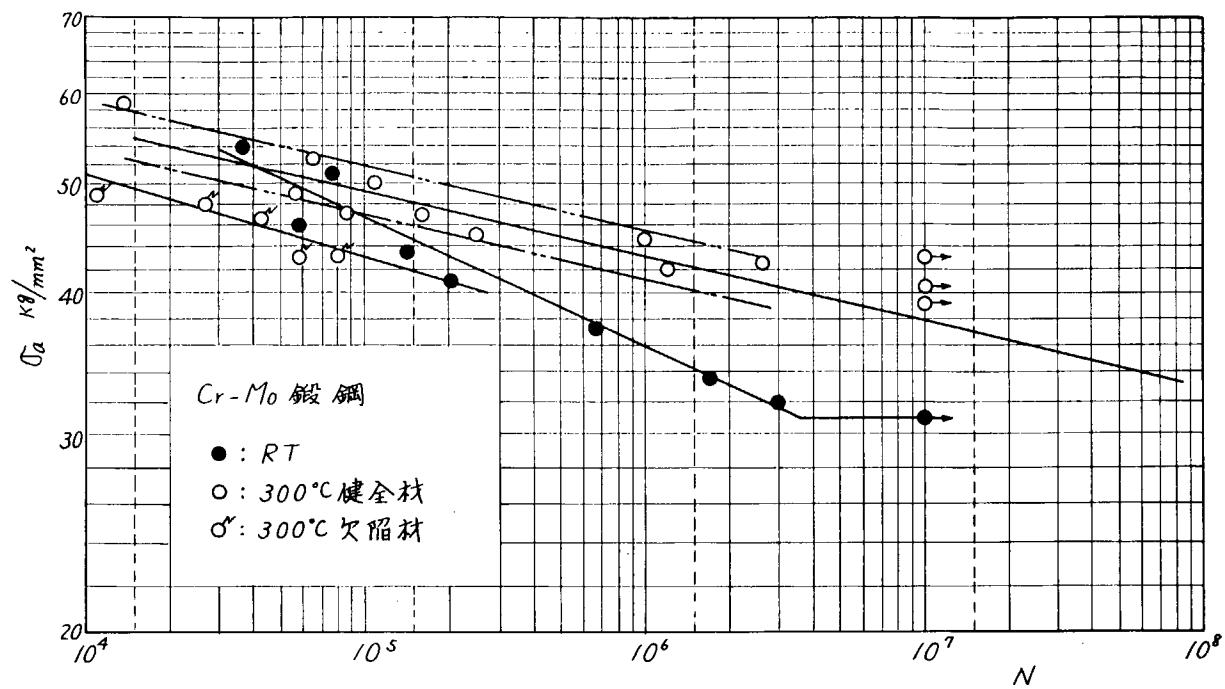


図 2.9 S — N 線 図

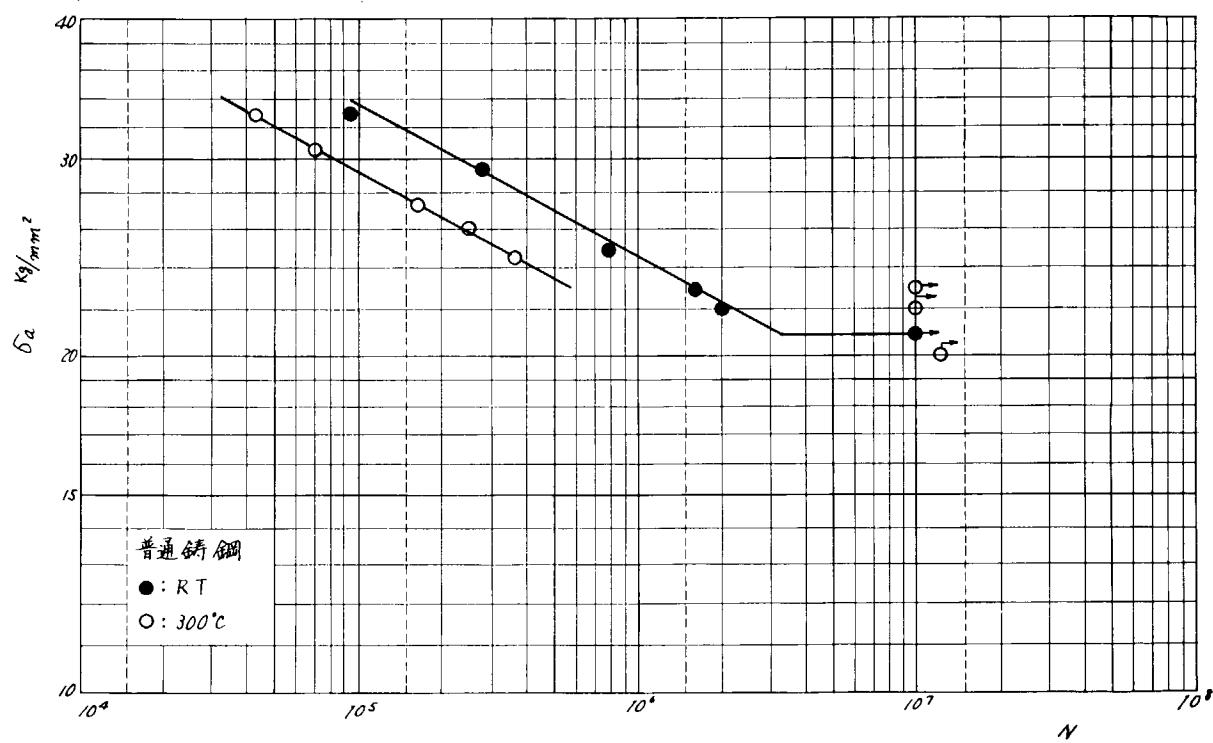


図 2.10 S — N 線 図

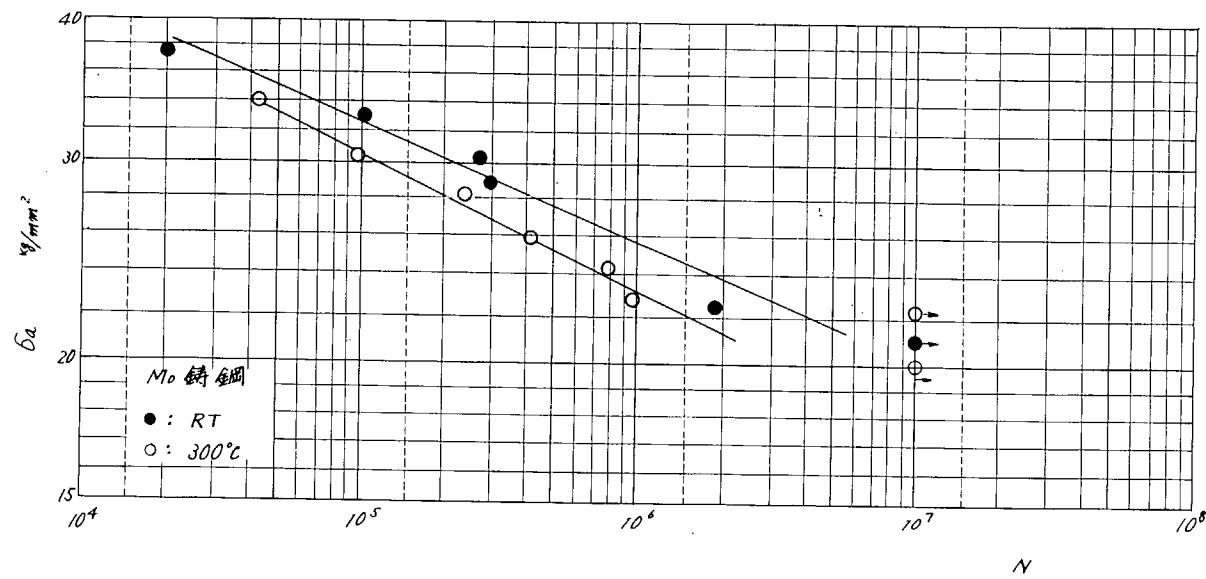


図 2.11 S — N 線 図

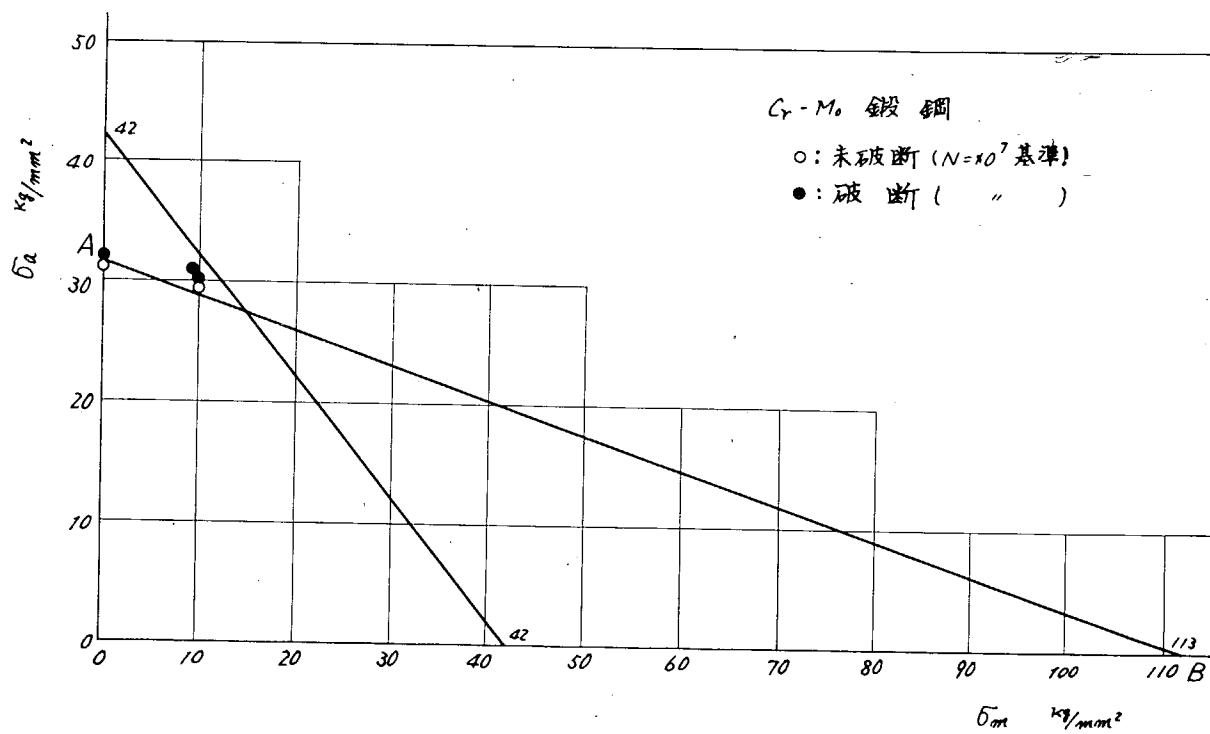
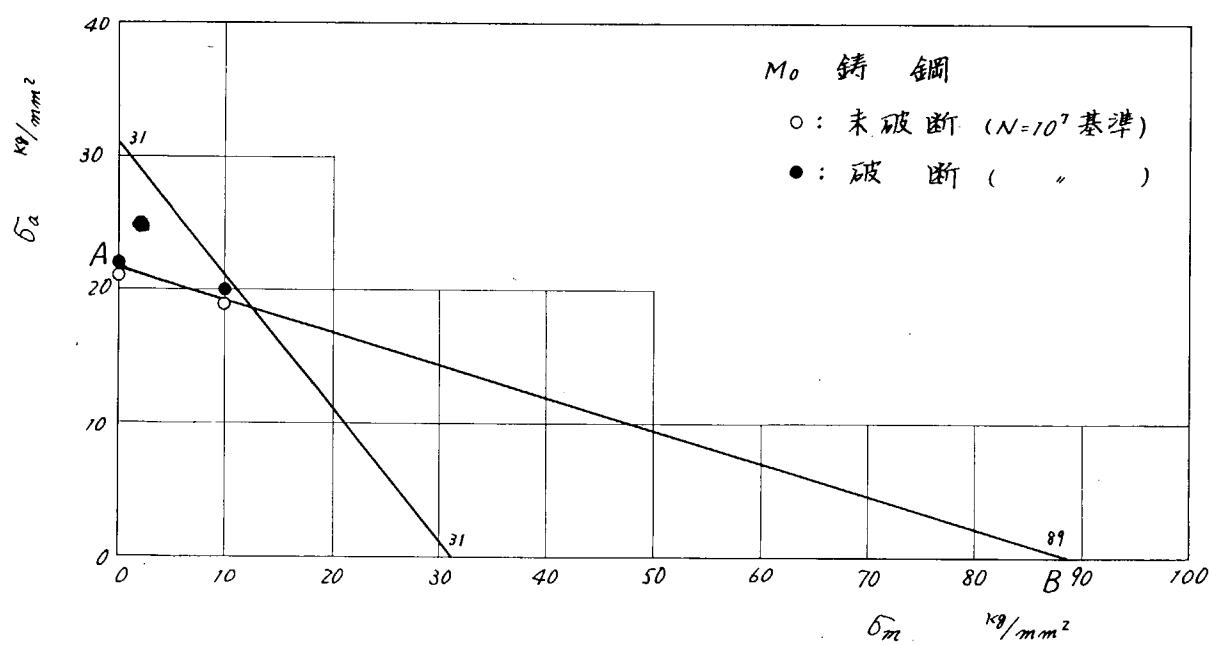
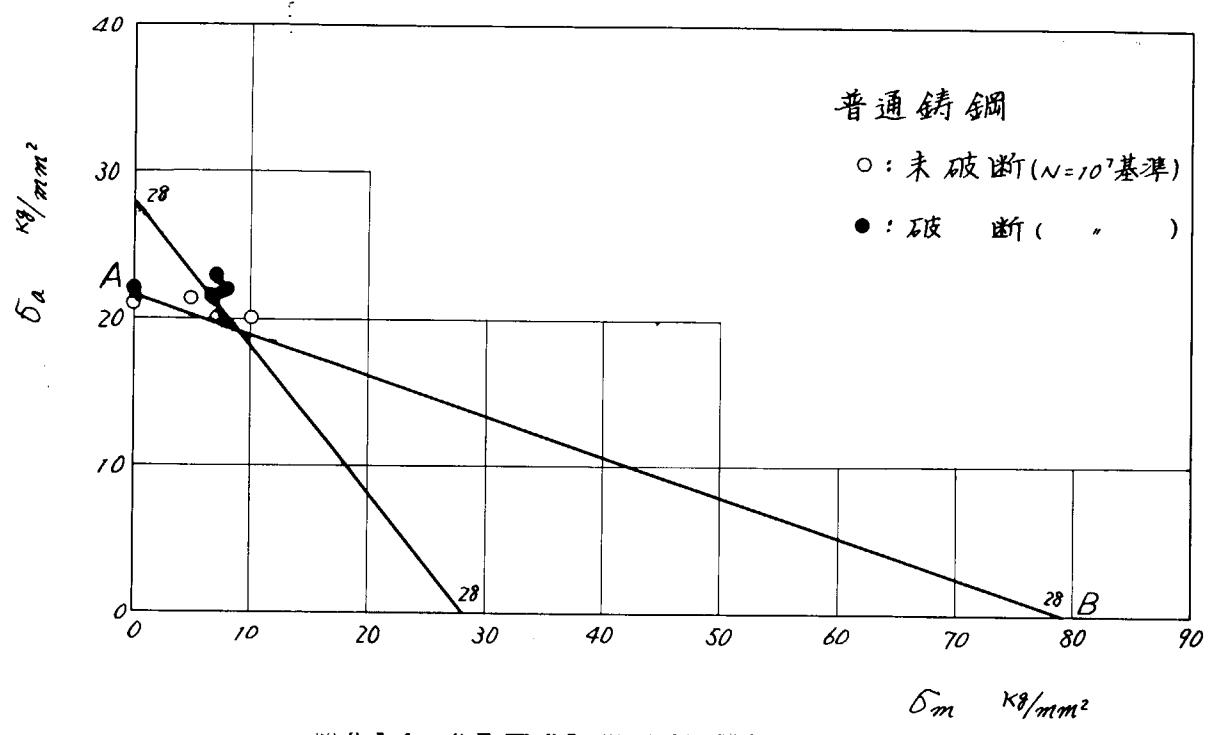


図 2.12 σ_m — σ_a 線 図 (室温)



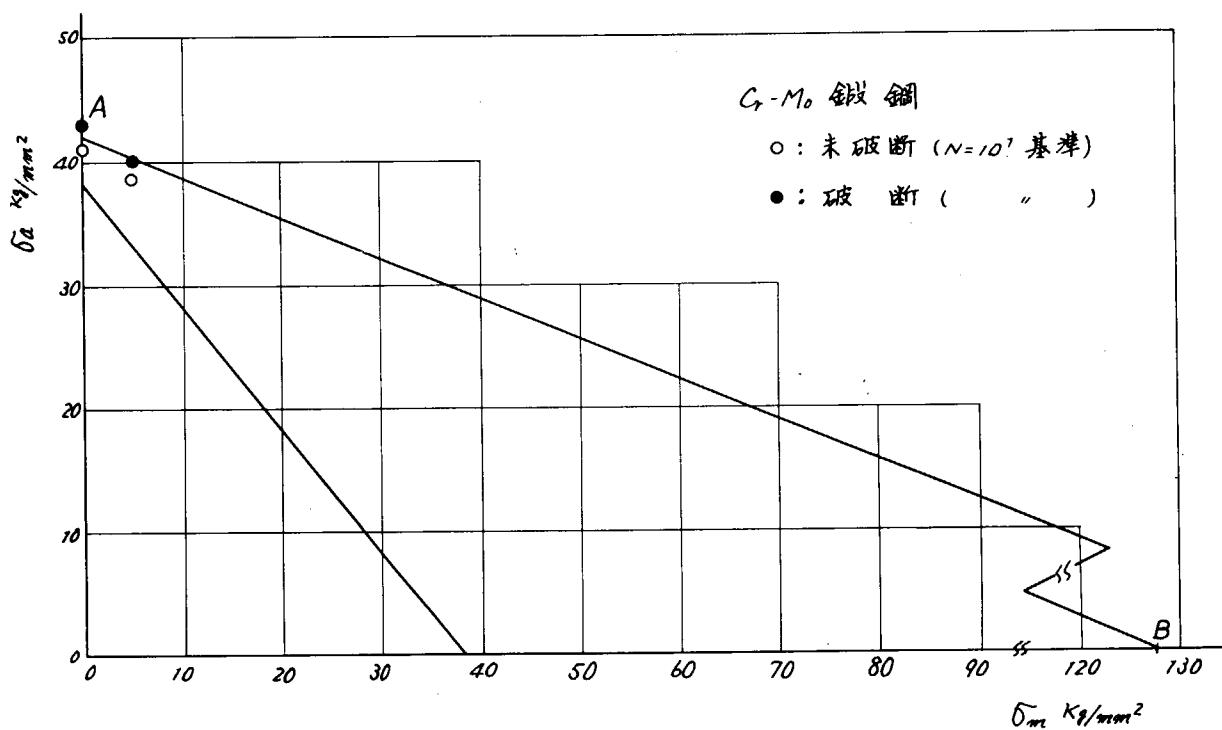


図 2.1 5 $\sigma_m - \delta_a$ 線図 (300°C)

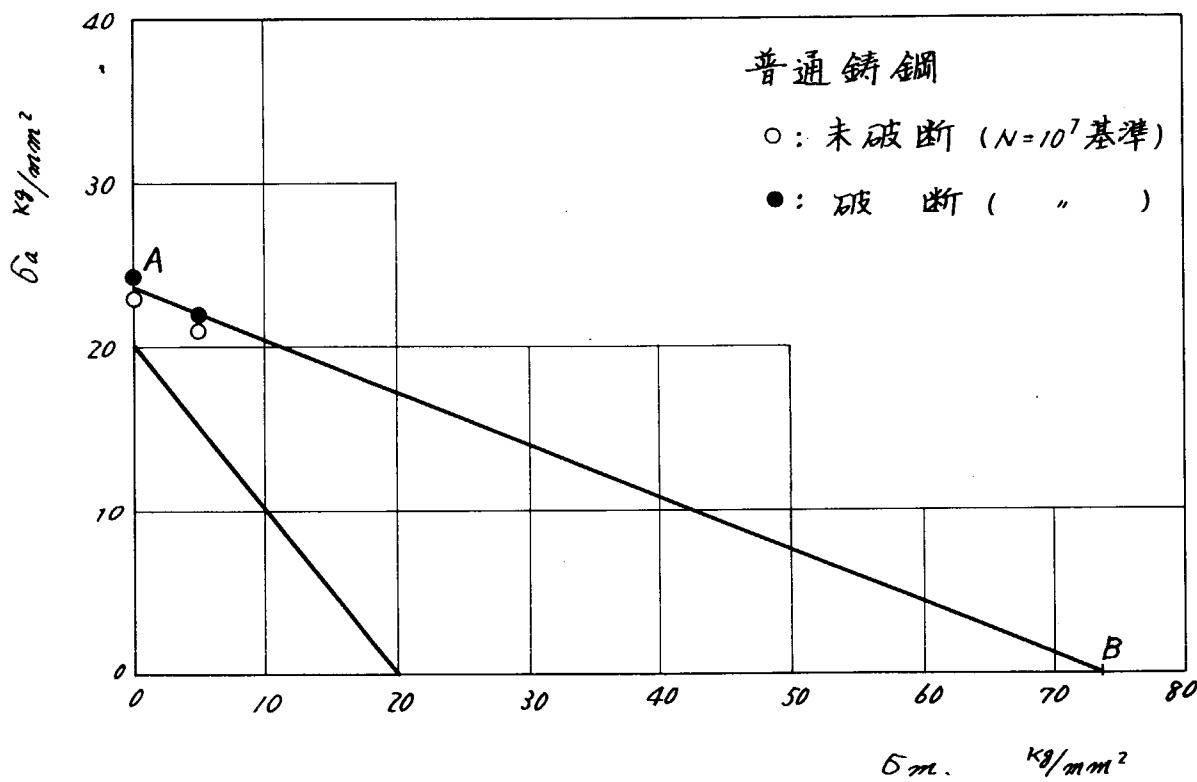


図 2.1 6 $\sigma_m - \delta_a$ 線図 (300°C)

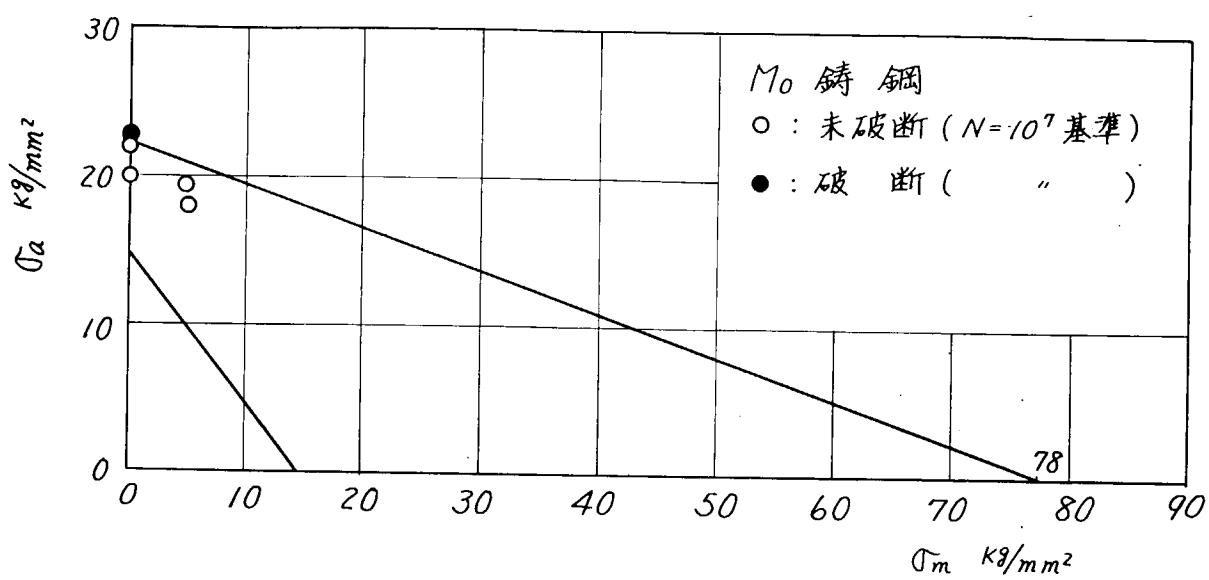


図 2.17 $\sigma_m - \sigma_a$ 線図 (300°C)

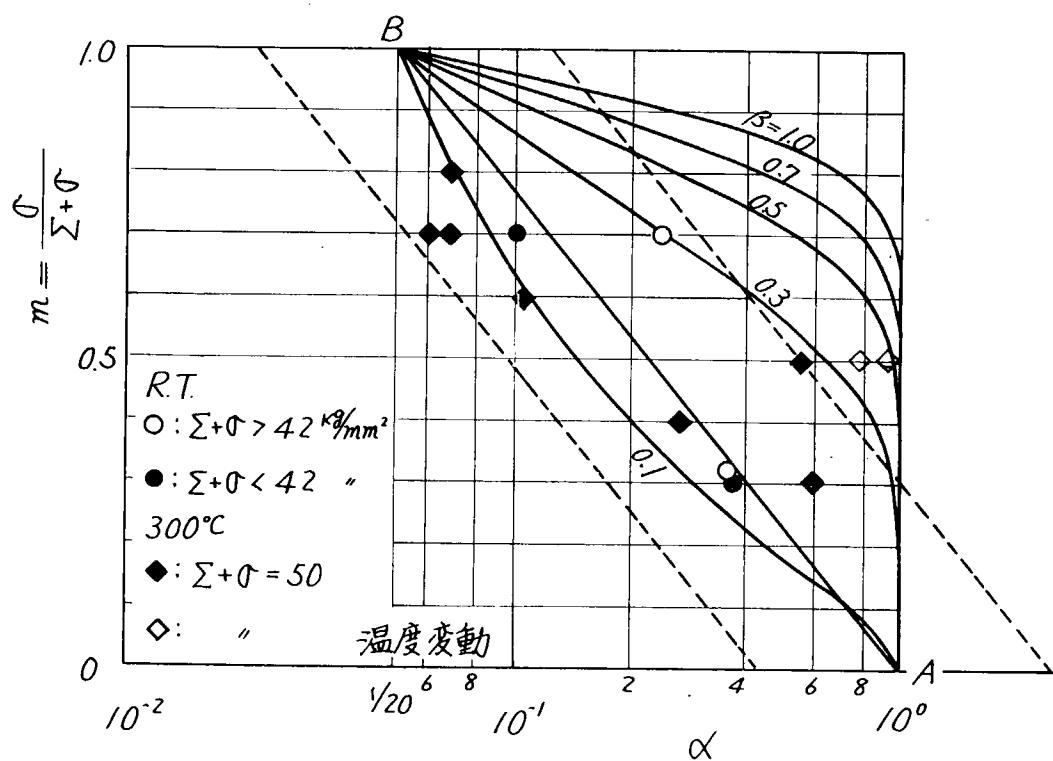


図 2.18 Cr-Mo 鍛 鋼 二重重疊波平面曲げ試験結果

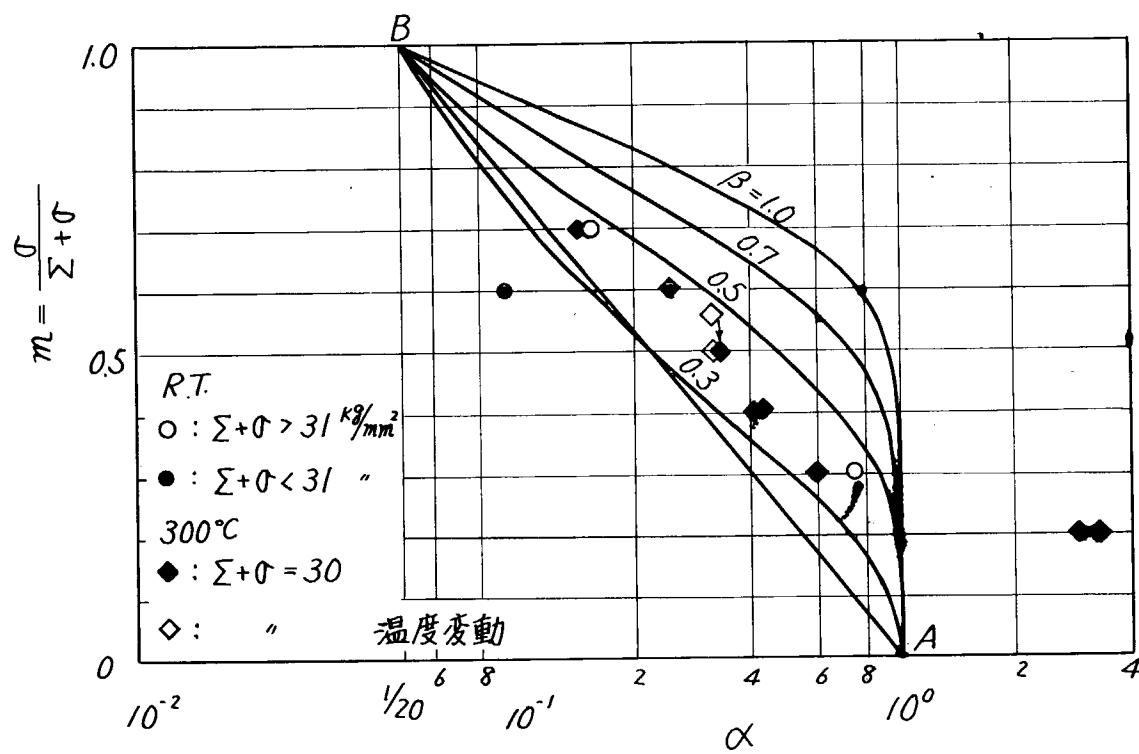


図 2.19 Mo 鋳鋼ニ重重層波平面曲げ試験結果

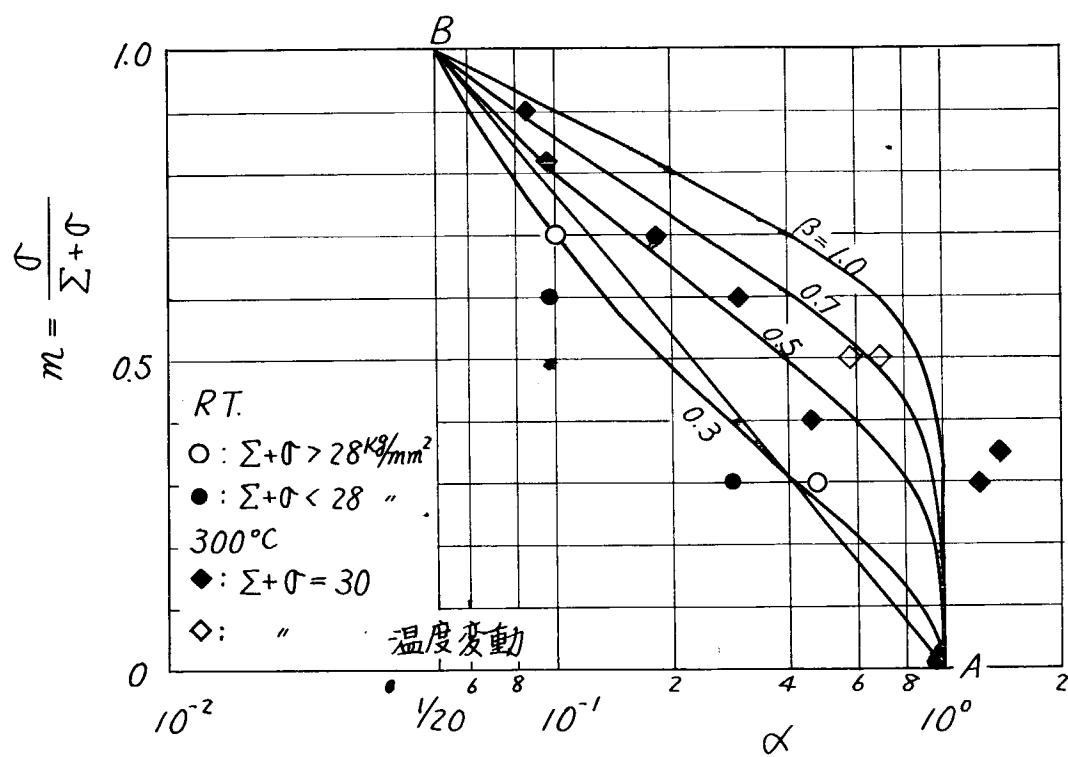


図 2.20 普通鋳鋼ニ重重層波平面曲げ試験結果

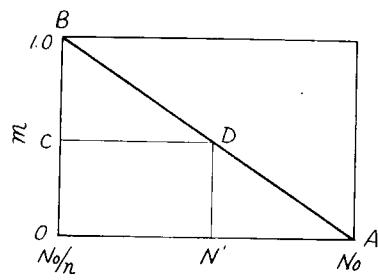


図 2.2 1

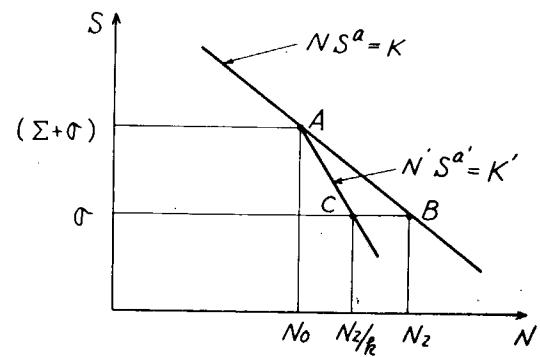


図 2.2 2

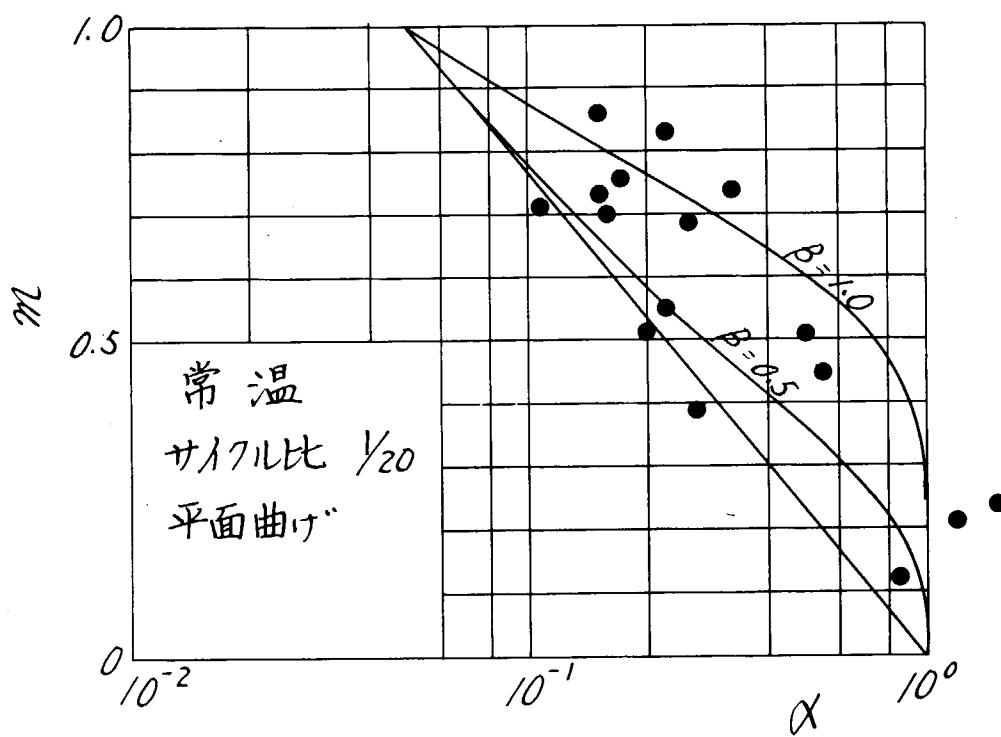


図 2.2 3 (a) $1/2$ Mo 鋳鋼二重重層波実験結果

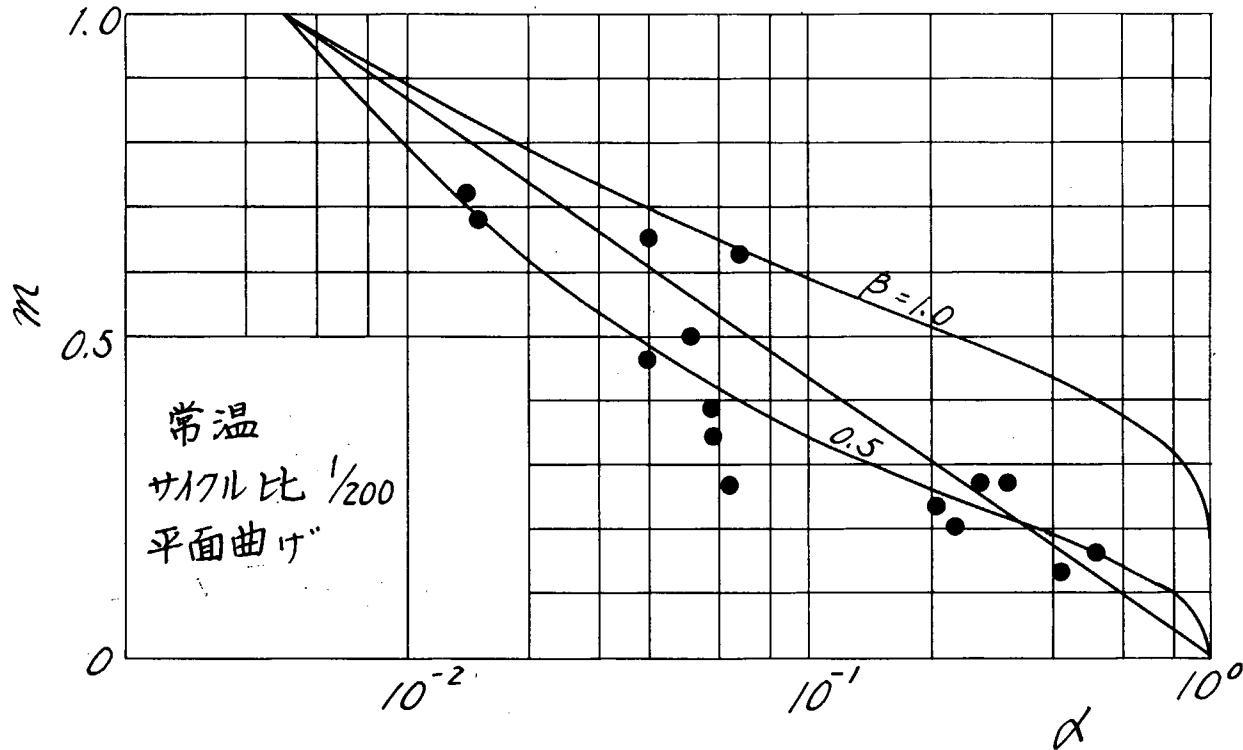


図 2.2.3 (b) 1/2 Mo 鋳鋼二重重疊波試験結果

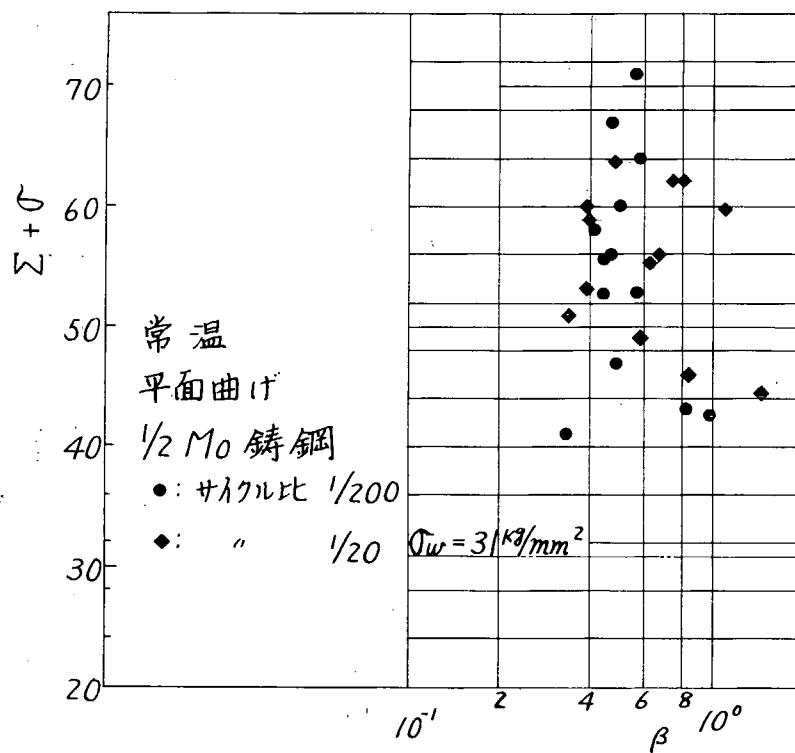


図 2.2.4 二重重疊波整理結果
(S R 113 昭和44年度研究)

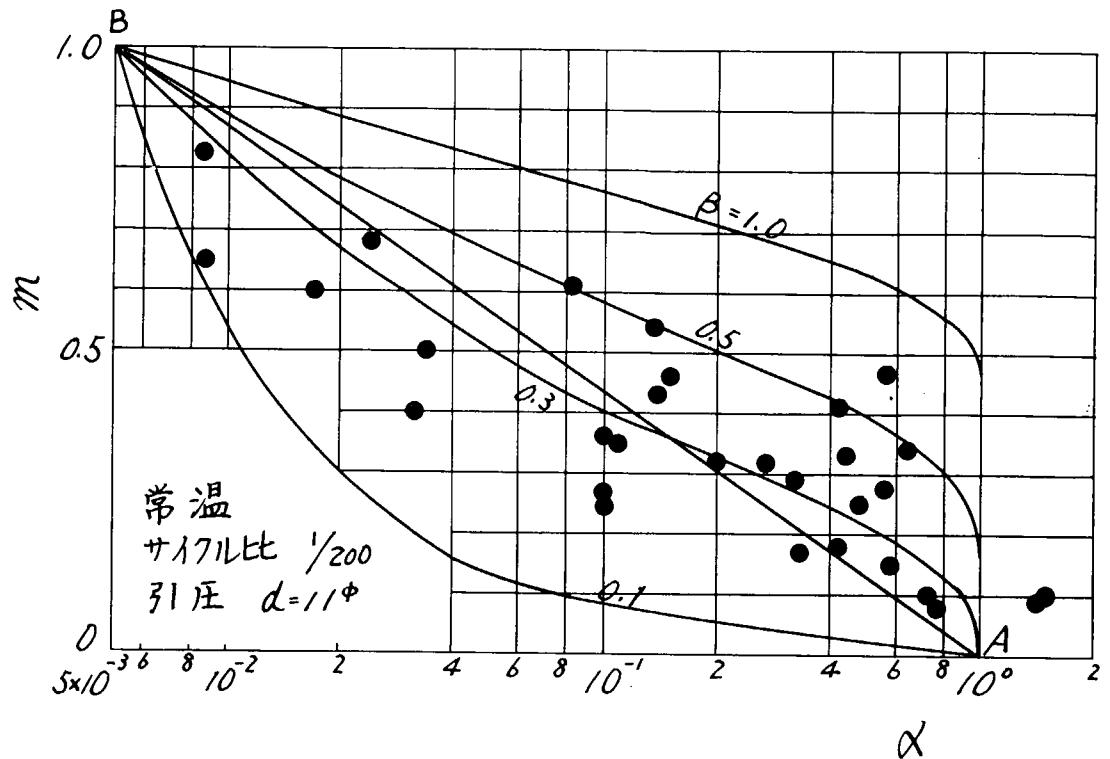


図 2.2.5 (a) $1/2$ Mo 鋳鋼二重重畠波試験結果

(S R 100 昭和 43 年度研究)

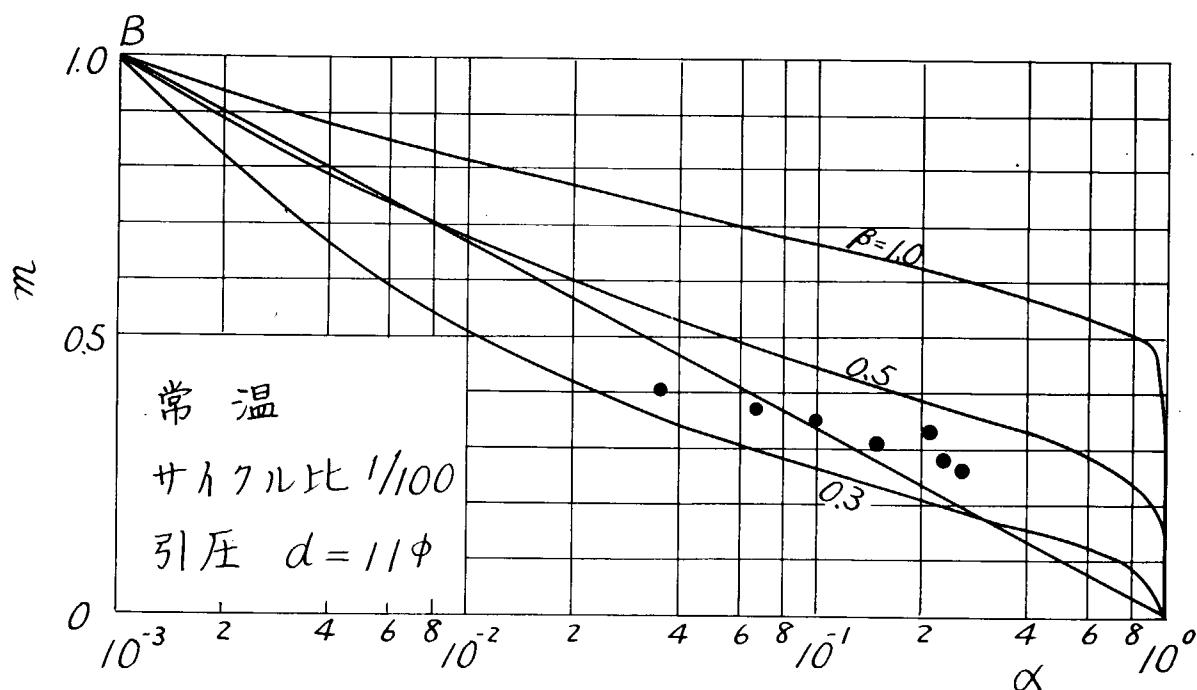


図 2.2.5 (b) $1/2$ Mo 鋳鋼二重重畠波試験結果

(S R 100 昭和 43 年度研究)

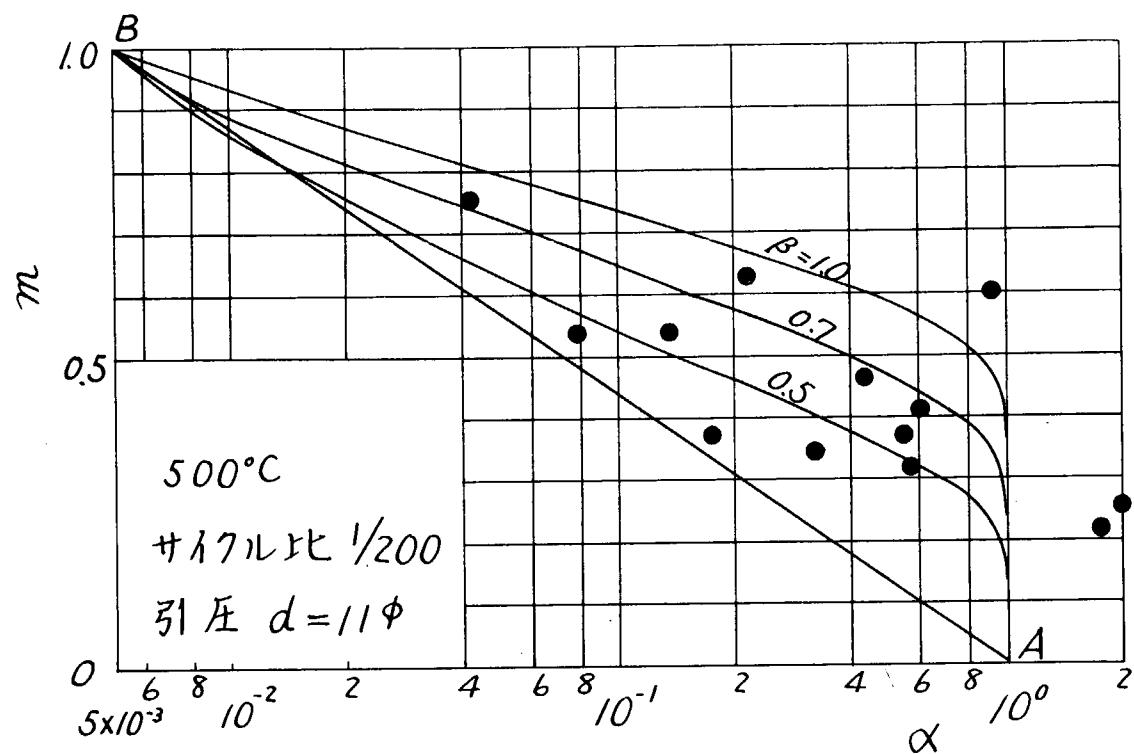


図 2.25 (c) $1/2$ Mo 鋳鋼二重重畠波試験結果
(S R 100 昭和43年度研究)

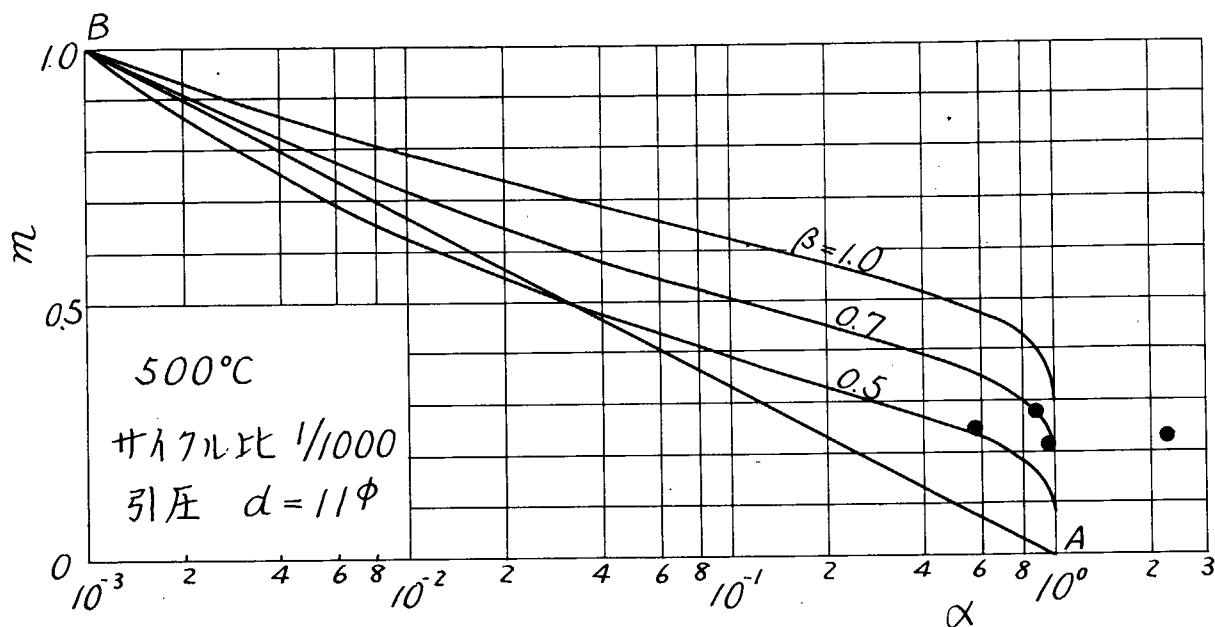


図 2.25 (d) $1/2$ Mo 鋳鋼二重重畠波試験結果
(S R 100 昭和43年度研究)

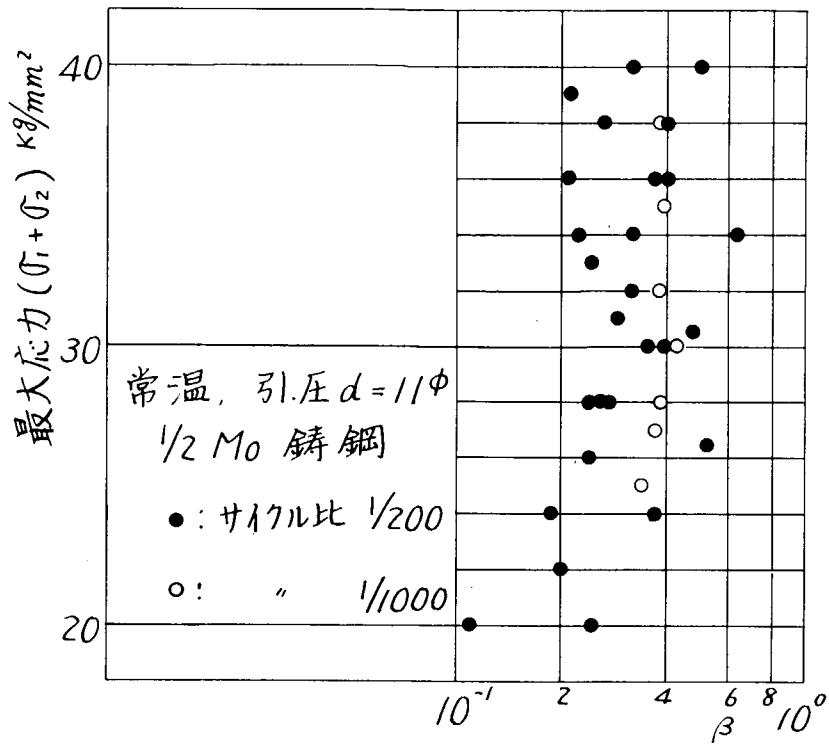


図 2.2.6 (a) 二重重疊波整理結果
(SR100 昭和43年度研究)

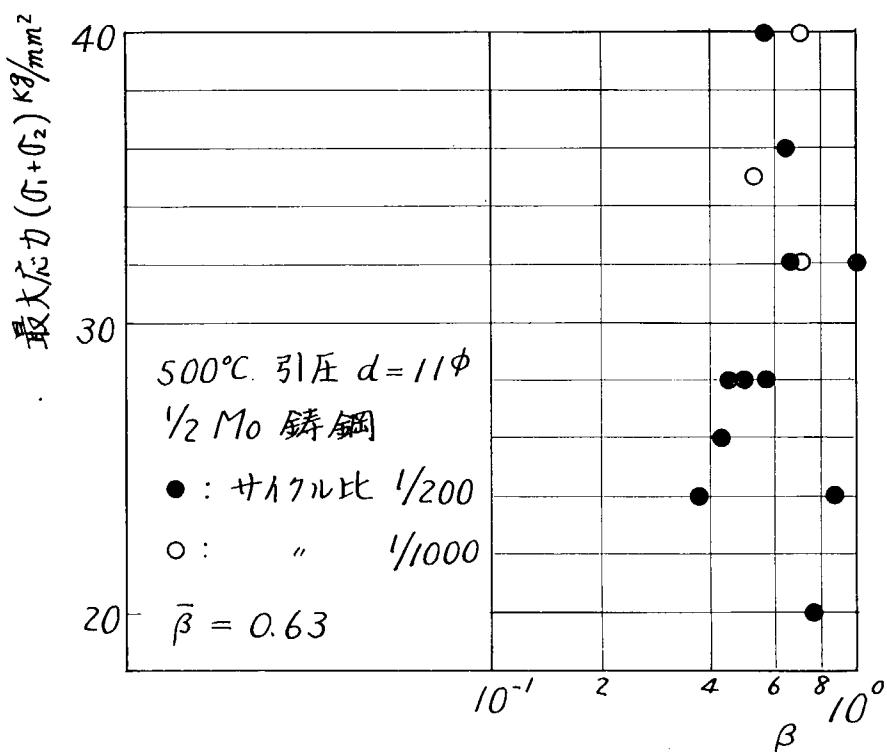


図 2.2.6 (b) 二重重疊波整理結果
(SR100 昭和43年度研究)

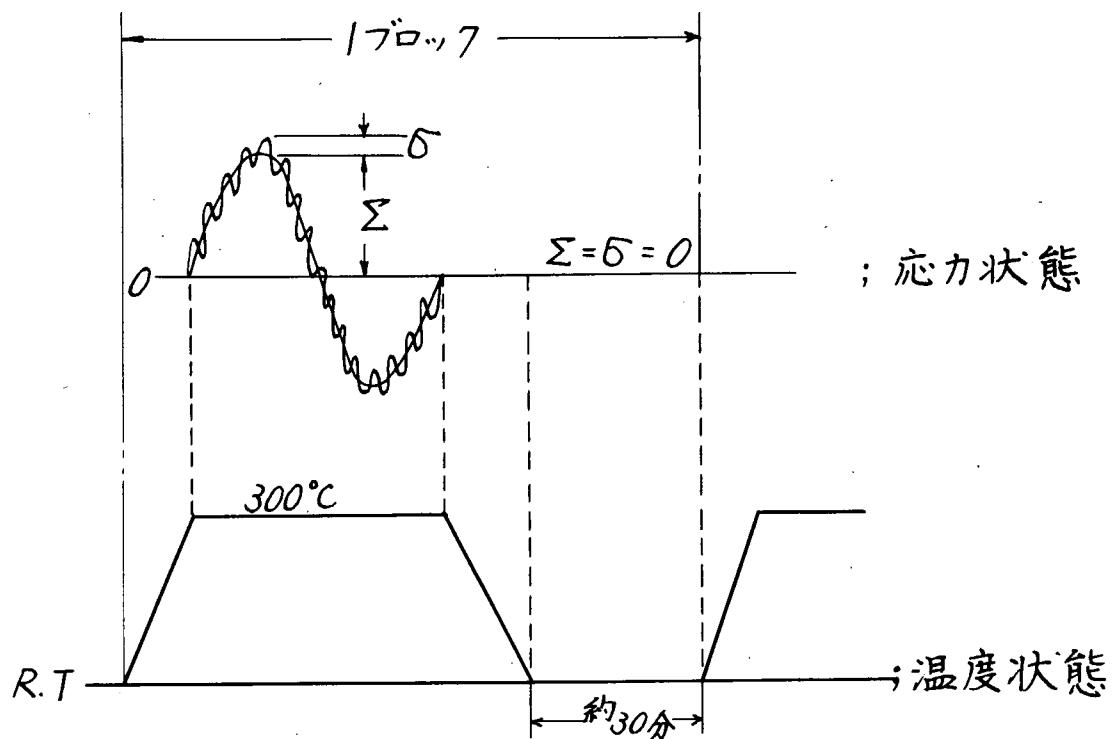


図 2.2.7 温度変動実験のパターン

第2章 燃焼室壁部材熱負荷の経年変化の研究

1. 緒 言

ディーゼル機関の故障低減、耐久性向上をはかるためには、機関の経年変化を把握し、さらにそれを極力軽減する必要がある。現在、ディーゼル機関の最大の問題点の一つは、燃焼室壁部材の熱負荷に起因する事故であり、将来機関の高出力化、高性能化に伴って熱負荷の条件はますます苛酷になり、その防止は、機関の大形化、高出力化のみならず、現在計画されている機関の高度集中制御において欠かせない要因である。本研究は、この燃焼室壁部材の熱負荷による故障を防止するため、その経年変化について検討し、その予知方法および軽減方法を解明することを目的とするものである。

そこで、昭和44年度は、実験機関により機関各部の経年変化と熱負荷との関係を再現実験によって解明したが、本年度は、これらのデータおよび、これまでSR100部会などで得てきた各種機関条件および運転条件と熱負荷との関係などの実験データをもとにして、経年変化を含めた各種機関条件および運転条件による熱負荷への影響を電算機シミュレートするためシミュレーションのフローチャートを作成するとともに、従来、データの不足している冷却方式と熱負荷との関係について実験研究を行なう。

2. 従来の各種機関条件および運転条件と熱負荷との関連の実験研究

従来、日立造船にて実施した機関および運転条件と熱負荷との関連に対する実験研究の数例を次に示す。

(1) 4サイクルディーゼル機関における過給機の汚れと燃焼室壁熱負荷

舶用機関学会第3講演会前刷(昭42.5)、日立造船技報第30-1(昭44.2)

過給機プロアおよびターピンの経年汚れ再現実験(供給空気量と熱負荷の関係)

(2) 大形ディーゼル機関における燃料噴射弁と燃焼室壁熱負荷

舶用機関学会第4講演会(昭42.1.1)、第5講演会(昭43.5)、日立造船技報第32-1(昭46.2)

燃料噴射弁の噴孔径、数、面積、長さ、噴射弁構造、使用時間および噴射方向の系統的変更実験

(3) 2サイクルディーゼル機関の回転数および平均有効圧に対する燃焼室壁熱負荷

舶用機関学会第6講演会(昭43.1.1)

機関回転数およびトルクの系統的変更実験

(4) 2サイクルディーゼル機関における供給空気量と燃焼室壁熱負荷

舶用機関学会第7講演会(昭44.5)、舶用機関学会誌第5巻、第7号(昭45.7)、造船研究協会研究資料

第77(SR100 昭43.3)

ターピンノズル面積、ディフューザ径、掃気放出、掃気温度、燃料噴射時間および燃料油の系統的変更実験

(5) ディーゼル機関の燃焼室における火炎挙動と燃焼室壁熱負荷

舶用機関学会第9講演会(昭45.5)、舶用機関学会誌第6巻第2号(昭46.2)、造船研究協会研究資料第97

(SR100 昭44.3)

火炎観察可能な渦流燃焼室における渦流強さ、燃料噴射方向、燃料噴射弁噴孔径、燃料噴射時期、噴射率、機関回転数、空気過剰率などの系統的変更実験

(6) 各種形式、ボア2サイクルディーゼル機関における燃焼室壁熱負荷

社内報

日立B&W、42、62、74、84-VTE、2BF、K62、84形機関に対する熱負荷計測

一部では過給機、燃料弁、回転数／トルク、燃料噴射時期、排気時期および冷却系統の変更実験

(7) 4サイクルディーゼル機関における機関および運転条件と燃焼室壁熱負荷

社内報

ターピンノズル面積、燃料噴射弁、噴射時期、吸排気時期、給気温度、冷却系統、機関回転数／トルクなどの変更実験

(8) 試験用 2 サイクル機関における経年変化再現実験(本部会 44 年度研究)

造船研究協会研究資料 No.115 (S.R.113 昭45.3)

シリンダ径／ピストン行程 = 170 mmφ / 280 mm のトランク形 4 サイクルディーゼル機関を同径／同行程のクロスヘッド形 2 サイクルディーゼル機関に改造し、

燃料噴射系の経年変化：噴孔摩耗拡大、噴射率低下、噴射遅れ増大、開弁圧低下、スピンドルのステイック

冷却系の経年変化：冷却水量減少、冷却油量減少、冷却油温度の上昇

燃焼室構成部材の経年変化：ピストンリング切損、除去、排気弁吹抜け、ライナ注油量減少

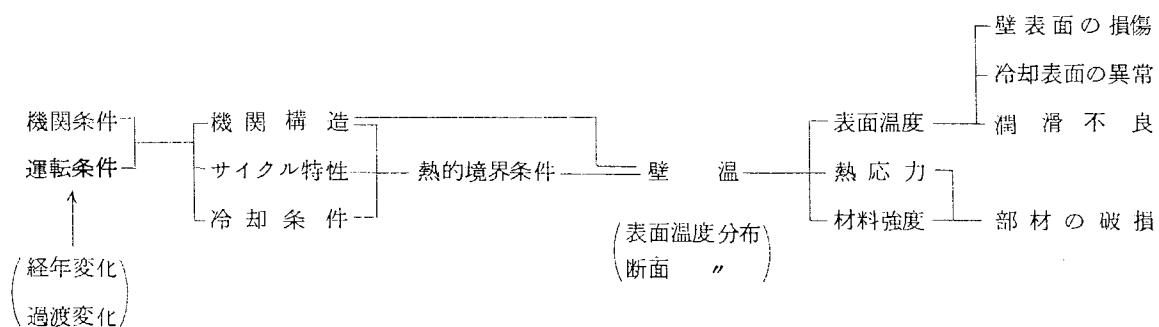
などの経年変化再現実験を行なった。

3. 热負荷シミュレーションのフローチャート

3.1. 热負荷シミュレーションの基本形式

3.1.1 热負荷関連システム

機関条件および運転条件と熱負荷およびその波及因子との関連のシステムは



と考えられる。ここで、本シミュレーションでは機関条件および運転条件から壁温までをシミュレートするのであるが、このうち

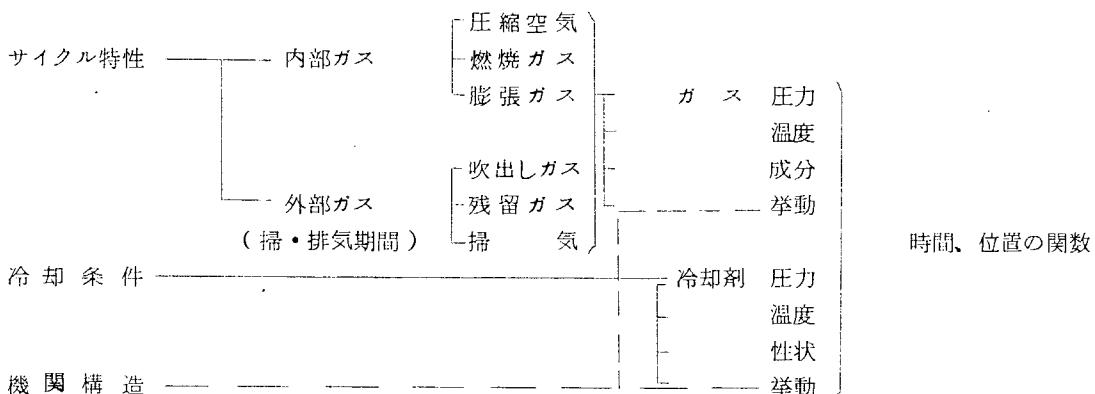
(a) 機関条件、運転条件からサイクル特性へのシミュレーションは、サイクルシミュレーションとして別の研究でシミュレートしなければならない

(b) 热的境界条件から壁温分布へのシミュレーションはマトリックス法または差分法にて可能になっている。

そして、定量的に把握することの困難な因子は熱的境界条件であり、機関構造、サイクル特性、冷却条件からそれをシミュレートしなければならない。

3.1.2 热的境界条件

热的境界条件の支配因子は次のものが考えられる。



したがって、熱的境界条件は燃焼室壁の内／外のガス／冷却剤の圧力、温度、成分、性状および挙動によって支配されるが、それは時間および位置の関数である。それらを完全に把握しなければ、熱的境界条件を完全にシミュレートすることはできないが、それは極めて困難であり不可能に近い。そこで、熱負荷シミュレーション上での熱的境界条件すなわちガスおよび冷却剤の温度および熱伝達率を時間または位置に対してつきのように等価する。

(1) ガス温度および熱伝達率

機関条件および運転条件によって定まるサイクル特性によって得られるガス温度、圧力（時間の関数、ガス成分は圧力と温度を関係づけ、熱伝達率に影響すると思われるが省略する）、ガス挙動を代表する機関回転数またはピストン速度、掃気圧力／掃気量（掃気流速を代表）および燃焼室形状に対する燃料噴射方向、噴霧貫徹力などによって等価温度および等価熱伝達率として求める。すなわち

- (a) ガス温度 T_g は厳密には位置の関数であるが、それを無視し時間のみの関数とする。すなわち $T_g(t)$
- (b) ガス側熱伝達率 $\alpha_g(t, r, \theta)$ は次のような関数とする。

$$\alpha_g(t, r, \theta) = f_1(p_g, T_g) \# f_2(p_s, G_s, C_m) \# f_3(\alpha, \beta, \varphi) \dots \quad (1)$$

ただし、 t ：時間、 r ：半径方向または軸方向位置、 θ ：周方向位置

f_1 ：ガス圧力 p_g 、温度 T_g の関数で時間 t の関数とする。

f_2 ：掃気圧力 p_s 、掃気量 G_s 、ピストン速度 C_m の関数で、運転条件によって定まる定数項で、 p_s 、 G_s は掃気による渦流、冷気流効果を表現し、場合によっては掃気流速 v_s 、掃気体積 V_s 、掃気温度 T_s を用いる。また、 C_m はガス流動効果を表現する。

f_3 ：燃焼室形状に対する燃料噴射方向 α （垂直面内方向）、 β （水平面内方向）および噴霧貫徹力の指數 φ （たとえば噴霧群中の空気過剰率が 1 となる噴射弁からの距離）による位置の関数

#：加減乗除を意味する。

ここで、微小時間 dt におけるガスと壁との伝熱量を dq とすると（単位面積当たり）

$$dq = \alpha_g(T_g - T_{wg})^2 dt$$

ただし T_{wg} ：ガス側壁表面温度

であるから、1サイクル中（1サイクル周期 t_0 ）の伝熱量 q は

$$\begin{aligned} q &= \oint_0^{t_0} \alpha_g(T_g - T_{wg}) dt \\ &= \left\{ \oint_0^{t_0} \alpha_g T_g dt - T_{wg} \oint_0^{t_0} \alpha_g dt \right\} \end{aligned} \quad (2)$$

と表わせる。ゆえに等価ガス温度 T_{gm} 、等価熱伝達率 α_{gm} を

$$T_{gm} = \frac{1}{t_0} \oint_0^{t_0} \alpha_g T_g dt / \frac{1}{t_0} \oint_0^{t_0} \alpha_g dt \quad (3)$$

ただし、この場合の α_g は位置の影響項を無視して T_{gm} を定数とする。なお、場合によっては $\alpha_g(t, r, \theta)$ とし $T_{gm}(r, \theta)$ とする。

$$\alpha_{gm}(r, \theta) = \oint \alpha_g dt / \oint dt = \oint \alpha_g dt / t_0 \quad (\text{平均熱伝達率}) \quad (4)$$

と定めると (2)式は

$$q = \alpha_{gm}(T_{gm} - T_{wg}) \cdot t_0 \quad (2)$$

となる。したがって(3)、(4)式の T_{gm} 、 α_{gm} をガス温度、熱伝達率の代表値として扱うことができる。

(2) 冷却剤温度および熱伝達率

冷却剤の性状 (ξ)、機関入口、出口の温度圧力 (T_c , p_c) およびその挙動を代表する冷却剤速度 (v_c : 速度式冷却の場合)、ピストン速度および冷却剤体積比 (C_m および ζ : シエーカー式冷却の場合) によって、冷却剤熱伝達率 α_c を、位置の関数のみとして等価する。

$$\alpha_{cm}(r, \theta) = f(p_c, T_c, v_c, C_m, \zeta, \xi)$$

ここで、冷却剤の等価温度 T_{cm} は入口、出口の平均温度とするか、または各位置で熱量 q をうけその分だけ温度上昇を見込み、位置の関数とする。

(3) 実測値による熱的境界条件の定量化

§ 2 に示した、S R 100, 113 部会その他で実施した機関条件、運転条件に対するサイクル値および壁温測定結果のうち

- ① 平均有効圧 p_e 、ピストン速度 C_m (機関回転数) の系統的変更
- ② 掃気圧力 p_s 、掃気量 G_s の系統的変更
- ③ 掃気温度 T_s 、燃料噴射時期、燃料油性状変更、経年変化再現
- ④ 燃料噴射弁噴孔、噴射方向系統的変更 その他

に対して、おのおの実測データをもとにして

- ① サイクル温度 $T_g(t)$
- ② 壁の熱流量 $q(r, \theta)$ 、ガス側、冷却側表面温度 T_{wg} 、 $T_{wc}(r, \theta)$ を求め、まず、ガス側に対しては

$$r \sum_{\theta} q = r \sum_{\theta} \{ \alpha_{gm}(T_{gm} - T_{wg}) \}$$

によって、①～④のデータに対して $f_1(p_g, T_g) \# f_2(p_s, G_s, C_m)$ を定量化し、位置の関数化に対しては全データ特に②、④によって $f_2(p_s, G_s, C_m) \# f_3(\alpha, \beta, \varphi)$ を定量化する。

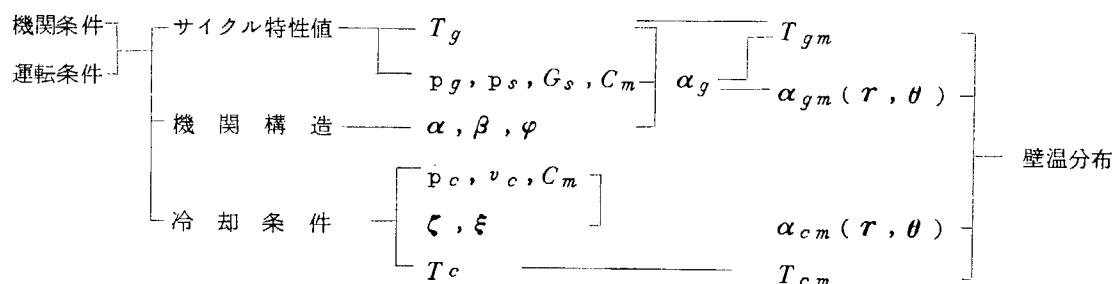
つぎに、冷却側については、上記のデータおよび § 4 にて述べる冷却系変更実験結果をもとにして $\alpha_{cm}(r, \theta)$ を定量化する。

なお、 $f_1 \# f_2$ の定量化においては

- ① 従来発表されている G. Eichelberg, W. Pflaum などの各種熱伝達式^注を評価し
- ② それを改良する方法をとる。

3.1.3 熱負荷シミュレーションのフローチャート

§ 3.1.2 にて求めた熱的境界条件 T_{gm} , α_{gm} , T_{cm} , α_{cm} の一般式を用いると、マトリックス法または差分法によって壁温分布が得られる。そのゼネラルフローチャートは次のとおりである。



なお、機関条件、運転条件に対するサイクルシミュレーションは別途研究による。

注) 各種の熱伝達率計算式

W. Nusselt	(1923)	$0.99(1 + 1.24C_m)\sqrt[3]{p^2T}$
B. Briling	(1931)	$0.99(1 + 0.185C_m)\sqrt[3]{p^2T}$: Gasoline Engine $0.99(2.45 + 0.185C_m)\sqrt[3]{p^2T}$: Diesel Engine
G. Eichelberg	(1939)	$2.1\sqrt[3]{C_m}\sqrt{pT}$
Van. Tijen	(1959)	$(3.19 + 0.885C_m)\sqrt[3]{p^2T}$
W. Pflaum	(1962)	$f(C_m) \cdot K(p_s) \cdot \sqrt{pT}$
		$f(C_m) = 3 \pm 2.57(1 - \text{EXP}(\pm 1.5 - 0.416C_m))$; $C_m < 3.6$; $C_m > 3.6$
		$K(p_s) = 1.10 + 0.366(p_s/p_1 - 1)$; piston & cyl. head $= 0.36 + 0.120(p_s/p_1 - 1)$; cyl. liner
C. Woschni	(1967)	$110 \cdot D^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.53} (C_1 C_m + C_2 V_s T_1 (p - p_0)/p_1 V_1)^{0.8}$ $C_1 = 6.18$; Scavenging stroke $= 2.28$; comp. & Exh. stroke $C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$ m/s.deg

Symbols

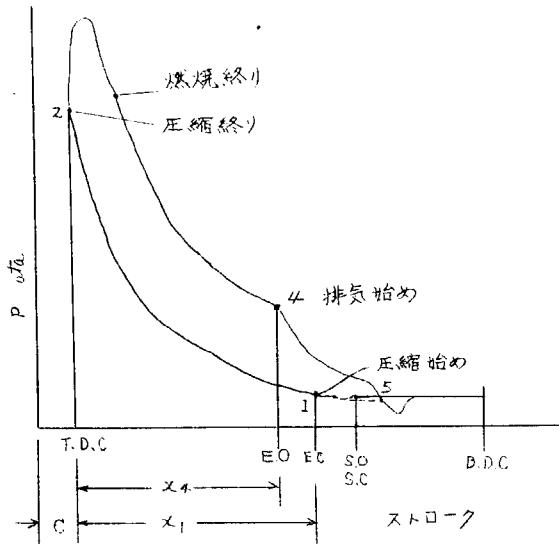
C_m	:	piston speed	m/s
p	:	cylinder pressure	Kg/cm ²
T	:	" temperature	K
V_s	:	" volume	m ³
D	:	" bore	m
p_s	:	charging pressure	Kg/cm ²
T_1, p_1, V_1	:	initial gas state	

3.2 実験データによる熱的境界条件計算法

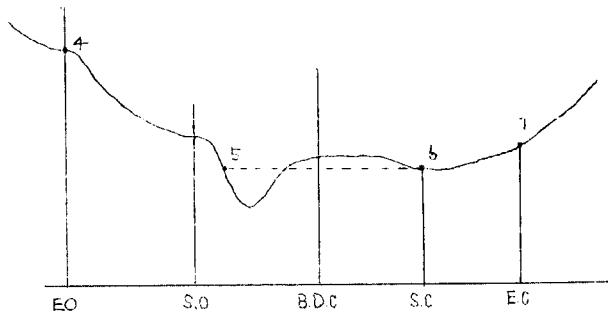
§ 3.1にて述べたように、燃焼室壁熱負荷シミュレーションにおいては、熱的境界条件特に熱伝達率の一般式を得ることにつきるといつても過言ではない、そこで、本章では実験データによる熱的境界条件計算法を確立する。

3.2.1 実験データによるサイクル温度計算法

熱的境界条件の計算において、まず把握しなければならないのがサイクル温度であるが、その実測は实际上不可能である（たとえ測定したとしても、シリンダ内全体の温度を測定しているとは限らず、特に大型機関の場合は困難である）ので、インジケータ線図から求める方法をとった。



(a) 燃焼室内インジケータ線図



(b) シリンダ内低圧部インジケータ線図

図 1 インジケータ線図

(1) 使用した記号

使用した記号および添字はつきのとおりである(図1参照)。

D, S	: シリンダ直径、ピストン行程	m, m
x	: T.D.C. からの任意のピストン位置	m
C, V_c	: 間げき長さ、間げき体積	m, m^3
V_s, V_z	: 行程体積、任意のシリンダ体積	m^3, m^3
ϵ, ϵ'	: 有効圧縮比 ($(C+x_1)/C$)、有効膨張比 ($(C+x_4)/C$)	
b_e	: 正味燃料消費率	$g/PS/h$
n	: 機関回転数	$r p m$
N_e	: 1シリンダあたりの正味馬力	$PS/cyl.$
Q_s	: " の給気量 (20°C 760mmHg 換算)	$N^1 m^3/sec, cyl.$
p_s	: 飽和蒸気圧	Kg/m^3
H_u	: 燃料の低位発熱量	$Kcal/Kg$
L_o	: 燃焼に要する理論的空気量	Kg/Kg
V_{go}	: 理論空気量 ($\lambda = 1$)における燃料 1Kg による燃焼ガスの 標準状態における体積	$N m^3/Kg$
R, p, T	: ガス定数、圧力、温度	$Kg-m/Kg^\circ K, Kg/m^3, ^\circ K$
C_p, C_v, γ	: ガスの定圧、定積比熱、比熱比	$Kcal/Kg^\circ C, " , "$
γ, ν	: 比重量、比体積	$Kg/m^3, m^3/Kg$
X	: 大気の関係湿度	
G_s	: 吹込給気量	$Kg/sec.cyl$
G_ℓ	: 掃気に使用した全給気量	$Kg/cycle.cyl$
G_{sz}	: p_z, T_s で行程体積を占める給気量 (ここでは $p_z=p_6=p_5$)	"
G_1	: 燃焼前シリンダ内全ガス量	"

G_{tr}	: 掫気後シリンダ内にとどまつた新気量	Kg/cycle, cyl.
G_A	: シリンダに残つた純空気量	"
G_a	: 吹抜け空気量 ($G_e - G_{tr}$)	"
B	: 噴油量	"
V_s	: p_s, T_s における掃気体積	$m^3/cycle, cyl.$
V_a	: p_a, T_a における吹抜け空気体積	"
α	: 吹抜け率 (G_a/G_e)	
δ	: 燃焼によるガスの体積増加比	
ϕ	: 掫気終り 温度係数 (T_a/T_s)	
α_s	: 圧縮始め圧力係数 (p_1/p_s)	
λ	: 任意の空気過剰率	
λ_A	: G_A に対する見かけの空気過剰率 ($G_A/B L_o$)	
η_p	: 空気純度 (G_A/G_1)	
η_s	: 掫気効率 (G_{tr}/G_1)	
l_z	: 給気比 (G_e/G_{sz})	
η_{tr}	: 給気効率 (G_{tr}/G_e)	

添字 数字 — 図 1 の各点

S 掫気

z シリンダ内

$s.c. (=6)$ 掫気終りの状態

o 大気状態

(2) 計算式

給気比 l_z はここでは全給気量 G_e と p_s, T_s で行程体積を占める給気量 G_{sz} の比で表わされ、次のように計算される。

$$l_z = G_e / G_{sz} \quad (5)$$

$$G_e = Q_s r_o \cdot 60/n \quad (6)$$

$$G_{sz} = p_s \cdot V_s / R_s T_s \quad (7)$$

ただし、 r_o は $20^\circ C$ 、 760 mmHg における値である。

次に、掃気終り温度係数 ϕ_s は l_z を用いて次のように求められる。

$$\phi_s = 1 + \varrho \frac{1 - T_s/T_5}{e^{l_z} - 1 + T_s/T_5} \quad (8)$$

ただし、掃気始めから掃気終りまで（掃気期間）のシリンダ体積 V_z 、シリンダ内圧力 p_z 、ガス定数 R_z 、比熱 $C_p z$ を一定とし、かつ $V_z = V_s, R_z = R_s, C_p z = C_p s$ と仮定し、シリンダ壁とガスの間の熱交換はないものとする。 ϱ は掃気と燃焼ガスとの混合および熱交換の状態に対する係数で、熱交換の程度を ϱ' とすると掃気の吸込みの瞬間に熱交換が行なわれる場合 $\varrho' = 1$ 、 $l_z > 1$ の完全掃気でしかも掃気の終りに熱交換を行う場合 $\varrho' = 0$ である。そこで、 Π だけが完全混合（瞬間熱交換 $\varrho' = 1$ ）し、混合しない部分 ($1 - \Pi$) の熱交換の程度を ϱ' とすると、混合および熱交換に対する程度 ϱ は $\varrho = \Pi \times 1 + (1 - \Pi) \varrho'$ となる。ここでは、混合および熱交換の両者の影響を、おのおの 50% 、すなわち $\Pi = 0.5$ 、 $\varrho' = 0.5$ として、 $\varrho = 0.75$ をとった。

また掃気効率 η_s は次式で与えられる。

$$\eta_s = 1 - \Pi \frac{T_s/T_5}{e^{Lz} - 1 + T_s/T_5} \quad (9)$$

ここで Π は排気と掃気の混合の程度による係数で、完全混合で、しかも $C_{ps} = C_{pz}$, $R_s = R_z$, $V_s = V_z$ の場合 $\Pi = 1$ 、また完全離層で $Lz > 1$ の場合(掃気と排気の掃気の終りで熱交換)は $\Pi = 0$ であり、この計算では $\Pi = 0.5$ とした。

つぎに、各点における空気過剰率 $\lambda_{s.c.}, \lambda_1, \lambda_3, \lambda_5$ および G_A に対する見かけの空気過剰率 λ_A は残留ガス中の燃料分の重量を無視し、掃気終りから圧縮始めまでのシリンダ内ガスの組成が変わらないとすると

$$\lambda_1 = \lambda_{s.c.} = \frac{1}{1 - \eta_p} \quad (10)$$

$$\lambda_3 = \lambda_5 = \frac{\lambda_A}{(1 - \eta_p) \lambda_A + \eta_p} \quad (11)$$

$$\lambda_A = \frac{6 \times 10^4 \cdot n \cdot \alpha_s \cdot p_s \cdot V_c \cdot e \cdot \eta_p}{R_1 \cdot T_s \cdot \phi \cdot L_o \cdot b_e \left\{ (p_1/p_6)^{1 - \frac{1}{K_e}} \right\}} \quad (12)$$

ここで、 K_e は点 6 ~ 1 間の $\lambda = \lambda_{s.c.}$ における平均比熱比で、また、圧縮始め圧力係数 α_s は

$$\alpha_s = p_1/p_s \quad (13)$$

そして、空気純度 η_p は

$$\eta_p = \frac{\lambda_A \eta_s}{1 + \lambda_A \eta_s - \eta_s} \quad (14)$$

また、掃気のガス定数 R_s は大気のガス定数と等しいとして

$$R_s = \frac{29.27}{1 - 0.378 \cdot X \cdot p_r/p_o} \quad (15)$$

で与えられるので各点のガス定数 $R_{s.c.}, R_1, R_3, R_5$ は(10)式における仮定を用いて

$$R_1 = R_{s.c.} = 1.293 R_s / \frac{1 + L_o \lambda_{s.c.}}{V_{go} + L_o (\lambda_{s.c.} - 1) / 1.293} \quad (16)$$

$$R_3 = R_5 = 1.293 R_s / \frac{1 + L_o \lambda_5}{V_{go} + L_o (\lambda_5 - 1) / 1.293} \quad \text{※1.} \quad (17)$$

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

$$\delta = \frac{1 + \frac{1.293 V_{go} - L_o}{L_o \lambda_3}}{1 + \frac{1.293 V_{go} - L_o}{L_o \lambda_1}} \quad (18)$$

※1. サイクルガス温度計算には直接関係ない参考値

そこで各点の温度および各区間の温度 T は次のように計算される。

$$1 \sim 2 \text{ 間: } T = T_1 \frac{p}{p_1} \frac{C+x}{C+x_1} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (19)$$

$$2 \sim 4 \text{ 間: } T = T_1 \frac{p}{p_1} \frac{C+x}{C+x_1} \frac{1}{\delta} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (20)$$

ただし 点 2においては $\delta = 1$

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

点 3～4 " $\delta = \delta$

4～5 間:

$$T = T_4 \left(\frac{p}{p_4} \right)^{1-K_g} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (21)$$

ただし K_g は 4～5 間の $\lambda = \lambda_s$ における平均比熱比

5～6 間: 掃気孔が開き掃気が流入を始めると、ライナ下部、ピストンは掃気温度に接するが、排気弁、弁座、カバー、ライナ上部は掃気期間の初期には燃焼ガスと掃気の混合ガスに接し、後期には吹抜け空気が接し、サイクル温度が定まる。一方掃気終りのシリンダ内温度は掃気終り温度係数 ϕ_s によって

$$T_6 = \phi_s T_s \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (22)$$

となる。したがって、5～6 間のサイクル温度は各部材に対して

ピストン: 掃気孔が開いてもシリンダ内圧力が掃気圧力より高い場合があり、その場合はシリンダ内燃焼ガスが掃気室へ逆流し、シリンダ内圧力が掃気圧力より低くなり逆流ガスが再流入してのち掃気が流入し始める。したがって掃気流入時期はシリンダ内圧力が掃気圧力より、いくぶん低下したときとしてよい。ここでは $p_z = p_{s.c.}$ の点 5 とする。そこでピストンに対するサイクル温度は点 5 にて $T_{5p} = T_4 (p_5/p_4)^{1-K_g}$ から $T_{5p} = T_s$ に急変し、それから点 6 の温度 T_6 まで時間に対して 1 次的に変化する。

その他 : ライナ下部はピストンと同じ取扱いをしなければならないが、その熱負荷は余り問題とならない。したがって上部のみを対象にしてライナ、カバー、排気弁、弁座に対して点 5 にて

$$T_{5o} = T_4 (p_5/p_4)^{1-K_g} \text{ から点 6 の温度 } T_6 \text{ まで時間に対して 1 次または 2 次的に変化する} \quad \text{※ 2}$$

6～1 間:

$$T = T_6 \left(\frac{p}{p_6} \right)^{1-K_e} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (23)$$

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

つぎにサイクルガス温度の計算には直接関係ないが、熱負荷影響サイクル因子を参考のために求めると、まず圧縮始めのシリンダ内ガス量 G_1 は

※ 2 燃焼ガスと掃気との混合、熱交換を考慮に入れた厳密解析は別の研究によって実施されているが、ここでは、その結果を用いて簡単のためこのように定める。

(永井、水島、浅田“2 サイクルディーゼル機関における掃気過程のシミュレーション”：日本船用機関学会第 10 回講演会前刷)

$$G_1 = \frac{p_1 V_1}{R_1 T_1} \quad \dots \quad (24)$$

で与えられ、シリンダ内残留新気量 G_{tr} は(10)式における仮定によって

$(\eta_s)_1 = \eta_s$ として

吹抜け空気量 G_a は

$$G_a = G_e - G_{tr} \quad \dots \dots \dots \quad (26)$$

吹抜け率 a は

$$a = G_a/G_L \quad \dots \quad (27)$$

シリンダ内にとどまったく純空気量 G_A は

残留ガス量 G_r は

$$G_T = (1 - \eta_s) G_L \quad \dots \quad (29)$$

給気効率 η_{tr} は

$$\eta_{tr} = G_{tr}/G_e \quad \dots \quad (30)$$

となる。また、掃気孔閉時(点 $s.c.$)の状態における吹抜け空気体積 V_a は

$$V_a = G_a \cdot R_{s,c} \cdot T_{s,c} / p_a \quad \dots \dots \dots \quad (31)$$

掃気体積 V_s は

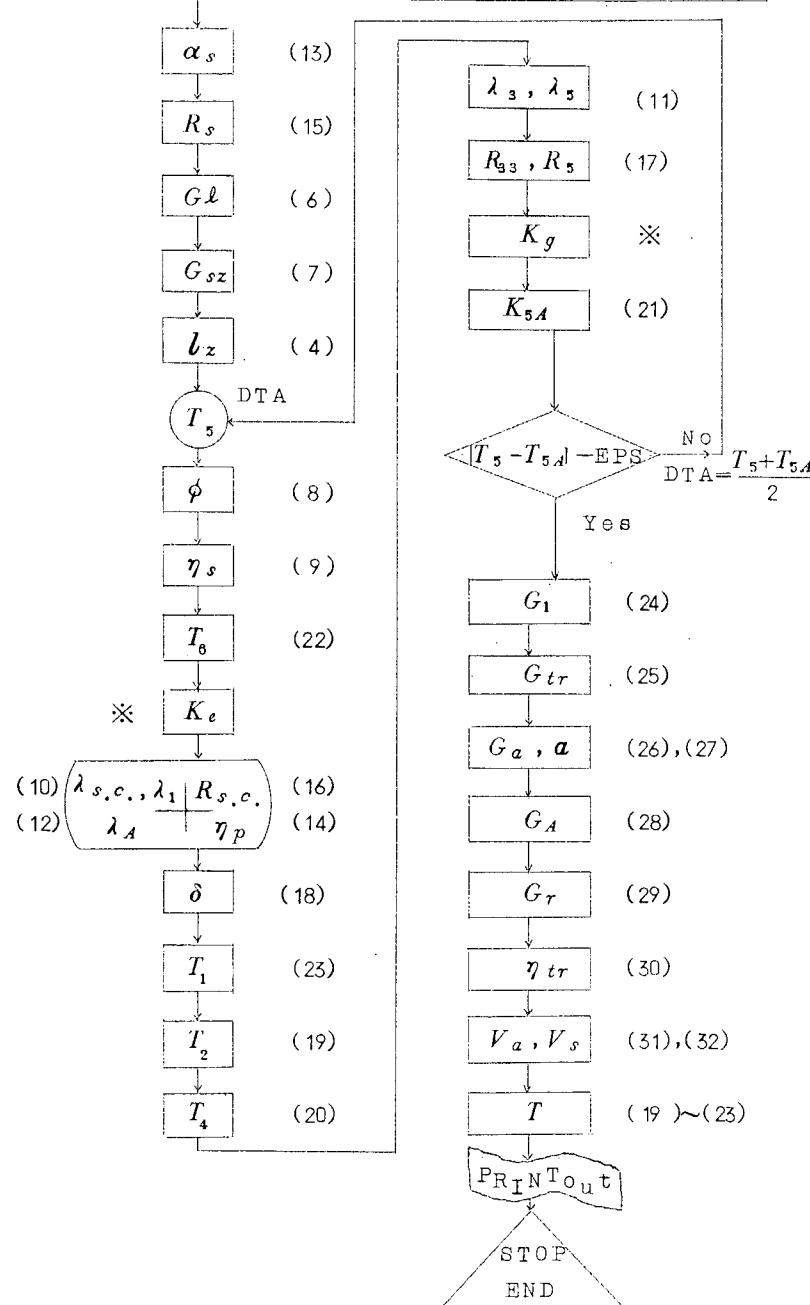
$$V_s = G_L R_s P_s / \mathbf{p}_s \quad \dots \quad (32)$$

として計算される。

(3) 計算方法

計算は、連立方程式を解き、収束するまで繰り返し計算せねばならない。デジタル電子計算機を使用して行った。計算のフローチャートを図2に示す。

機関固有値	$D, S, V_c, C, \alpha_1, \alpha_4$
一般測定結果	$b_e, n, N_e, p_o, T_a, p_s, p_o, Q, r_o, p_v$
燃料分析結果による定数値	H_u, L_o, V_{go}
設定値および仮定値	$X, e, \pi, DTA, EPS, Q, \Pi$
燃焼室内インジケータ線図	p
シリンドラ低圧部インジケータ線図	\dot{p}



(注)

- (1) ※の K_e, K_g は Justice の数値を Lagrange の内挿公式を用いてサブルーチンに内蔵させて計算を行なった。
- (2) 判別の温度差は 1°C である。
- (3) 図中の () 内の数字は本文の式番を示す。

○ 印は仮定値

□ 印は連立方程式

◇ 印は判別をそれぞれ表わしている。

図 2 計算のフローチャート

3.2.2 熱測定データによる温度分布と熱的境界条件の計算

機関燃焼室壁部材の熱的境界条件を実測することは非常に困難であるため、従来から部材内部の温度を測定して温度分布を求め、表面の熱収支から境界条件を求める方法がとられてきたが労力と精度の点で問題が多く、電算機などによる解法が検討されてきた。その結果 S R 100 部会 42、43 年度の研究によって、熱的境界条件を実測値から電算機を用いて求める方法が開発された。

本研究での熱的境界条件の解析にはその方法に改良を加えて用いた。

(1) 計算式

(a) 境界条件による内部温度の計算

物体内部および表面を図 3 に示すように分割する。任意の格子点 n のまわりの格子点を n_i とし、 n と n_i 間の温

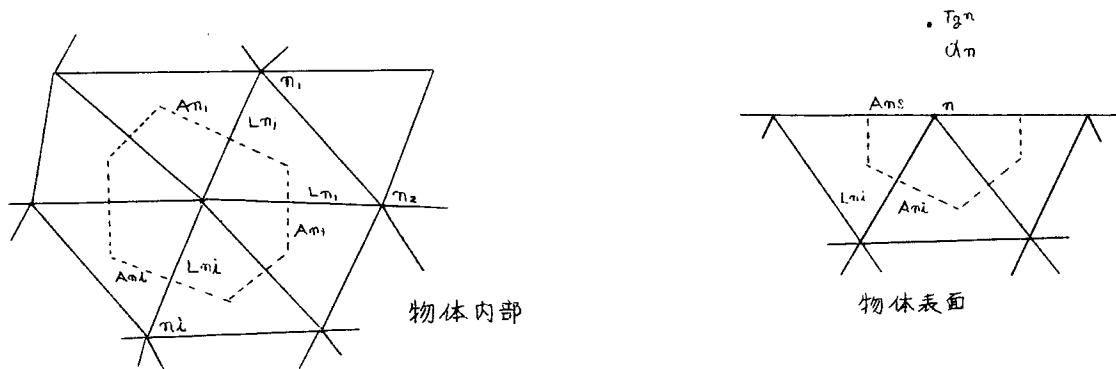


図 3 物体の分割

度勾配は一定、物体の物性値は温度によらず一定、また温度は時間に対して変化しないとして、熱流路長さを L_{ni} 、熱通過断面積を A_{ni} となるならば物体内部の各格子点においては次式が成立する。

$$\sum_i \frac{A_{ni}}{L_{ni}} (T_n - T_{ni}) = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (33)$$

また、物体表面においては、外部温度を T_{gn} 、熱伝達率を α_n 、熱伝導率を λ 、受熱面積を A_{sn} とすれば、

$$\sum_i \frac{A_{ni}}{L_{ni}} (T_n - T_{ni}) + \frac{A_{sn} \cdot \alpha_n}{\lambda} (T_n - T_{gn}) = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (34)$$

が成立する。したがって未知数 T_n の n 個に対して n 個の式が成り立つから連立方程式として解くことにより T_n は求まる。

(b) 測定値による温度分布の計算

物体の表面にそって図 4 のように原点 0 から任意の長さ S をとり、その全長を l とする。また内部には測定点が m 点あるとする。

ここで物体表面の温度分布が軸対称であればフーリエ級数の余弦の項だけで近似できるから、表面の温度 T_{su} を

$$T_{su} = \sum_{j=1}^N a_j \cos \left\{ (j-1) \frac{\pi}{l} \right\} \quad (j=1 \sim N) \quad \dots \dots \dots \quad (35)$$

とおく。(35) 式中の a_j は測定値 T_{Mk} から次のようにして求められる。すなわち、熱伝導の基礎式が線形の微分方程式であるから、種々の境界条件に対する解の和も解であることから、表面温度 T_{su} を

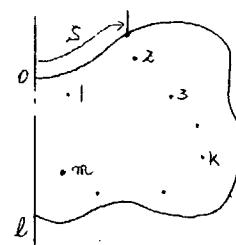


図 4 表面温度のとり方

$$T_{su} j = \cos \left\{ (j-1) \frac{\delta}{L} \pi \right\} \quad (j=1 \sim N) \quad \dots \dots \dots \quad (36)$$

とした場合の測定点 k における値を t_{kj} として、各測定点における測定温度 T_{Mk} に対して次式が成立する。

$$T_{Mk} = \sum_{j=1}^N a_j \cdot t_{kj} \quad (j=1 \sim N, k=1 \sim m) \quad \dots \dots \dots \quad (37)$$

この式から最小二乗法によって a_j を求める。求められた a_j を (35) 式に代入して、境界温度を与えることにより内部温度を求めることができる。

(c) 温度分布による熱的境界条件の計算

(a) の (34) 式において T_{gn} を与えることにより α_n は次のように求められる。

$$\alpha_n = \frac{\lambda}{A_{s,n} (T_{gn} - T_n)} \cdot \sum_i \left\{ \frac{A_{ni}}{L_{ni}} (T_n - T_{ni}) \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (38)$$

(2) 計 算 方 法

さて、実際に測定された温度 T_{Mk} から温度分布を前述の方法で求める場合問題になることは、測定誤差の影響と、限られた測定点数から満足すべき結果が得られるか否かである。測定誤差の影響については今後検討するとして、前述の方法が開発された際の実例からもわかるように、(35) 式の近似次数 $N-1$ を測定点数 m の範囲内で幾次に設定するかである。本報ではこの問題に対してピストンクラウンを対象にして次のように検討した。

まず、筆者らが従来得た測定結果をもとに代表的な温度分布を描き、その場合の表面温度分布を調和解析した。温度分布の代表例を図 5 に、表面温度分布の一例を図 6 に、調和解析結果の一例を図 7 に示す。その結果、従来求めたような温度分布を得るためにには相当高次 (23~27 次) の級数で近似しなければならないことがわかった。一方、少ない測定点 m にて、次数 $N-1$ を多くとった場合、測定点における計算温度と測定値の差は小さくなるが、測定点以外の表面温度は高次の変動をもつ分布となるため、その次数 $N-1$ は、測定点数 m の約 $\frac{1}{2}$ 以下にならなければならない。したがって、測定点数 m は約 50 点必要になるが、これは実際上不可能である。

ここで、物体を三角形要素に分割するさい、表面に近い測定点を包含する面を表面とする仮想の物体を考え（分割図を図 8 に示す）、その表面上の温度分布を測定値をもとに人為的に描き、図 9 に示した。それは手で描いた温度分布図における仮想表面上の値とよく一致する。一方、測定値から仮想表面上の温度を Lagrange の補間公式を用いて 2~3 次式で補間した値を調和解析したものと、人為的に結んだ曲線の調和解析結果の比較を図 10 に示すが、高次の項までよく一致している。すなわち、補間法にて十分精度のある温度分布を得ることができる。

このような補間法によって仮想表面上に無数の準測定点を得、この値を計算に用いることにより、表面温度の近似次数 $N-1$ を多くすることができる。筆者らは、この方法で $N=26$ 次までとり、満足な計算法とすることができた。しかし測定点が表面の近くにあるため、格子点数が多くなり、計算機容量、計算時間で制限をうけることとなる。

以上の方で求めた温度分布から熱的境界条件を (38) 式にて計算する。その場合の冷却剤の温度は、一般に出口温度 t_o と入口温度 t_i の平均値を用いるが壁温と冷却剤の温度差が少ない場合、平均値を用いることによる熱伝達率への影響が进出口近辺において大きくなるため次のようにして冷却剤温度を決定した。すなわち冷却剤が入口から出口までの間を壁面にそって流れる間に $\Delta t = t_o - t_i$ だけ温度上昇するとし、その温度上昇割合は壁面からの放熱量に比例するとして、入口、出口間の冷却剤温度を

$$t = t_i + \frac{\Sigma q}{q_{all}} (t_o - t_i)$$

ただし q_{all} : 壁面の全放熱量 (Kcal)

Σq : 格子点間の放熱量の入口からの和

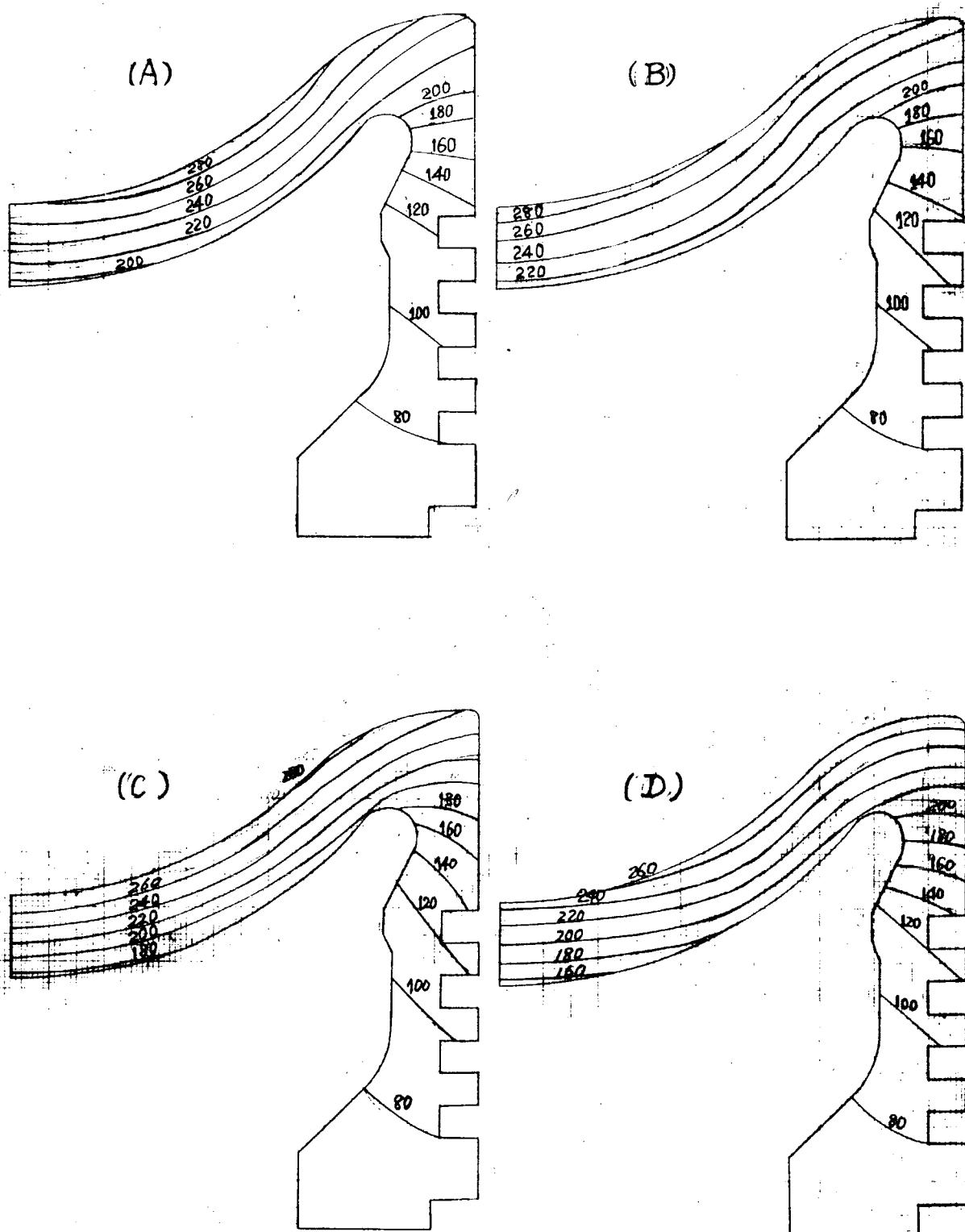


図 5 ピストン温度分布代表例

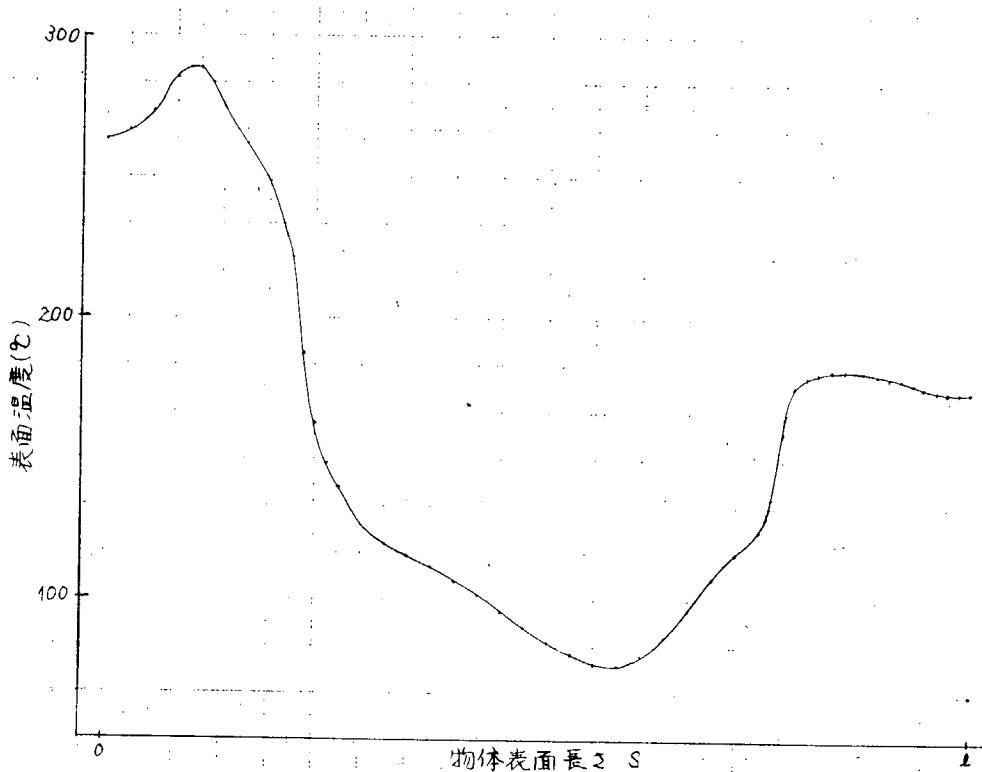


図6 表面温度分布 (TYPE:C)

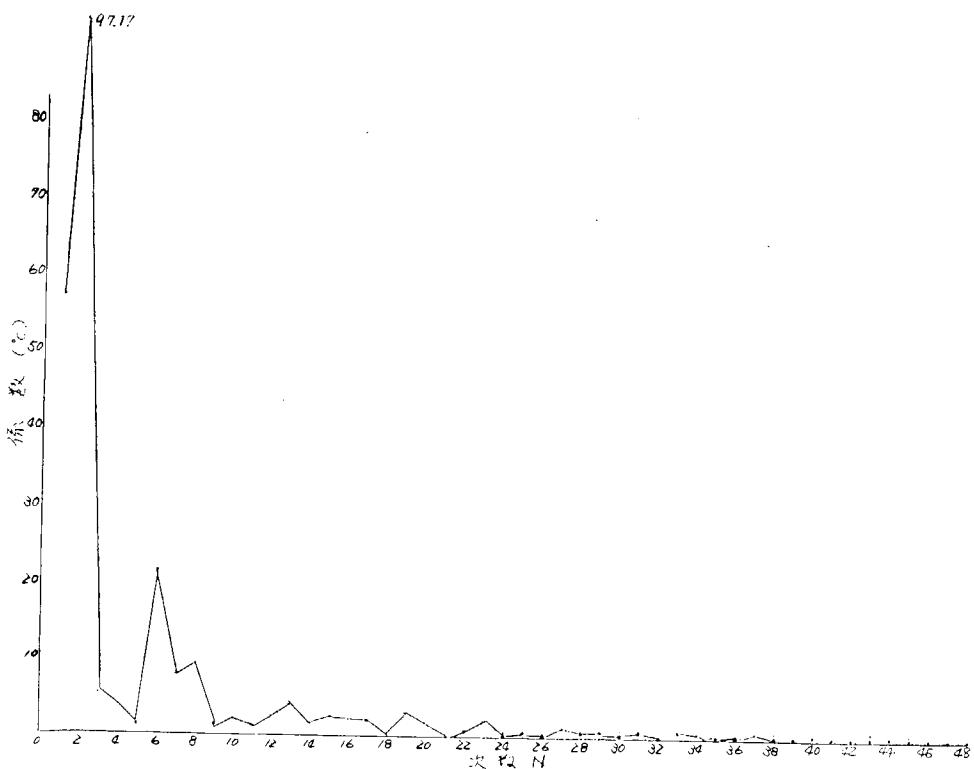


図7 表面温度の調和解析結果 (TYPE:C)

$$t : \text{入口、出口間の冷却剤温度}$$

求めた。

また温度分布、熱伝達率の分布などの計算結果は印刷とともに Calcomp Plotter 563/750 を用いて作成（図 13～16 参照）した。

なお、以上の解析法、作図のフローチャートの概略図を図 11 に示す。

3.2.3 実験データによる熱的境界条件計算例

§ 3.2.1、§ 3.2.2 で述べた計算法を用いて大形 2 サイクルディーゼル機関を例として熱的境界条件を計算し、従来の G. Eichelberg, W. Pflaum 氏の式を検討する。

(1) サイクル温度の計算

供試機関の燃焼室内圧力を図 12 に示すが、それを用いて、§ 3.2.1 の計算法でガス温度を求め図 12 に付記した。圧縮始めの温度 $T_1 = 373^{\circ}\text{K}$ 、圧縮温度 945.1°K 、最高温度 1610°K である。なお、掃気期間（点 5～点 6）のサイクル温度としては時間的 1 次変化とした。また、時間的平均温度は $\bar{T}_g = 811.9^{\circ}\text{K}$ である。

(2) ガス一壁間の熱伝達

§ 3.1.3 注) に示すように、機関のガスと壁の間の熱伝達率の理論式、実験式が多く発表されているが、それは、機関の形式、燃料噴射方式、掃気方法、過給の有無および程度、空気過剰率および燃焼室形状などによって著しく異なるため、いかなる機関にも適用できる汎用性のある熱伝達率の一般式は求めにくい。現在発表されており、多くの人によって応用、検討されている § 3.1.3 注) の実験式および理論式の中で最も代表的 G. Eichelberg および W. Pflaum の実験式を対象にして検討する。

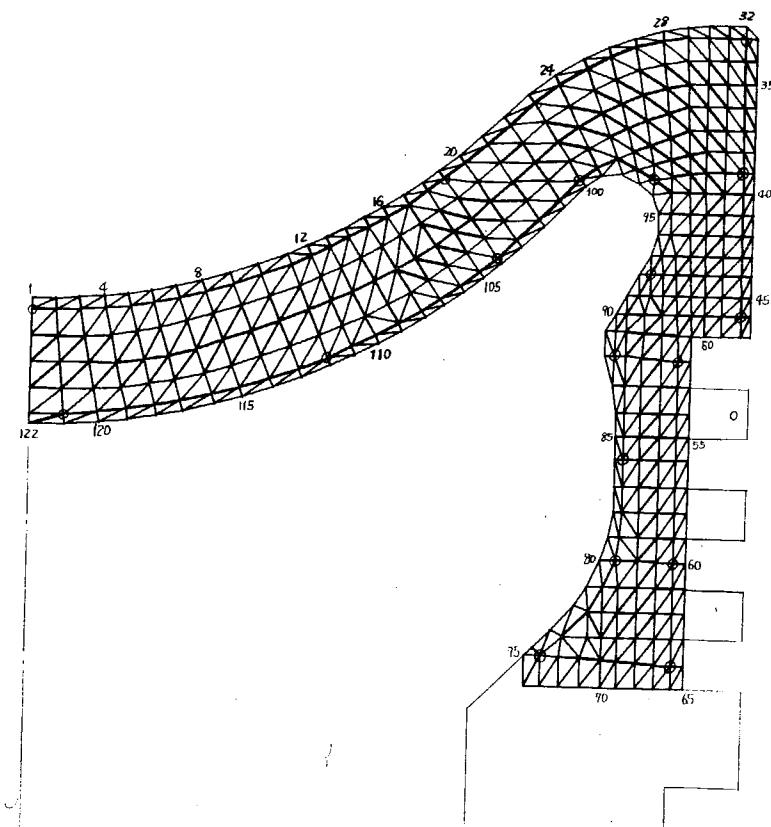


図 8 ピストン分 割 図

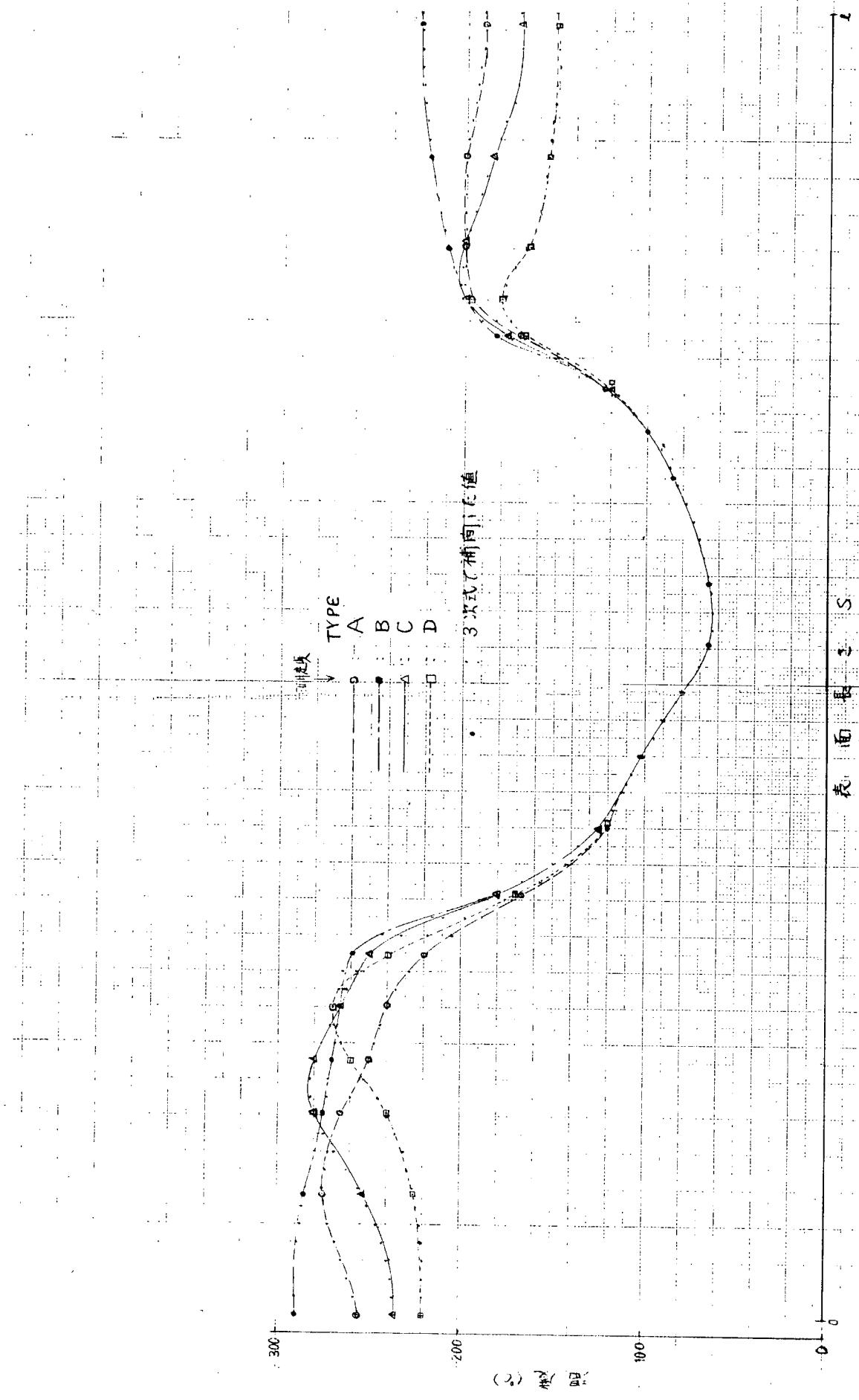


図9 測定点を結ぶ温度分布

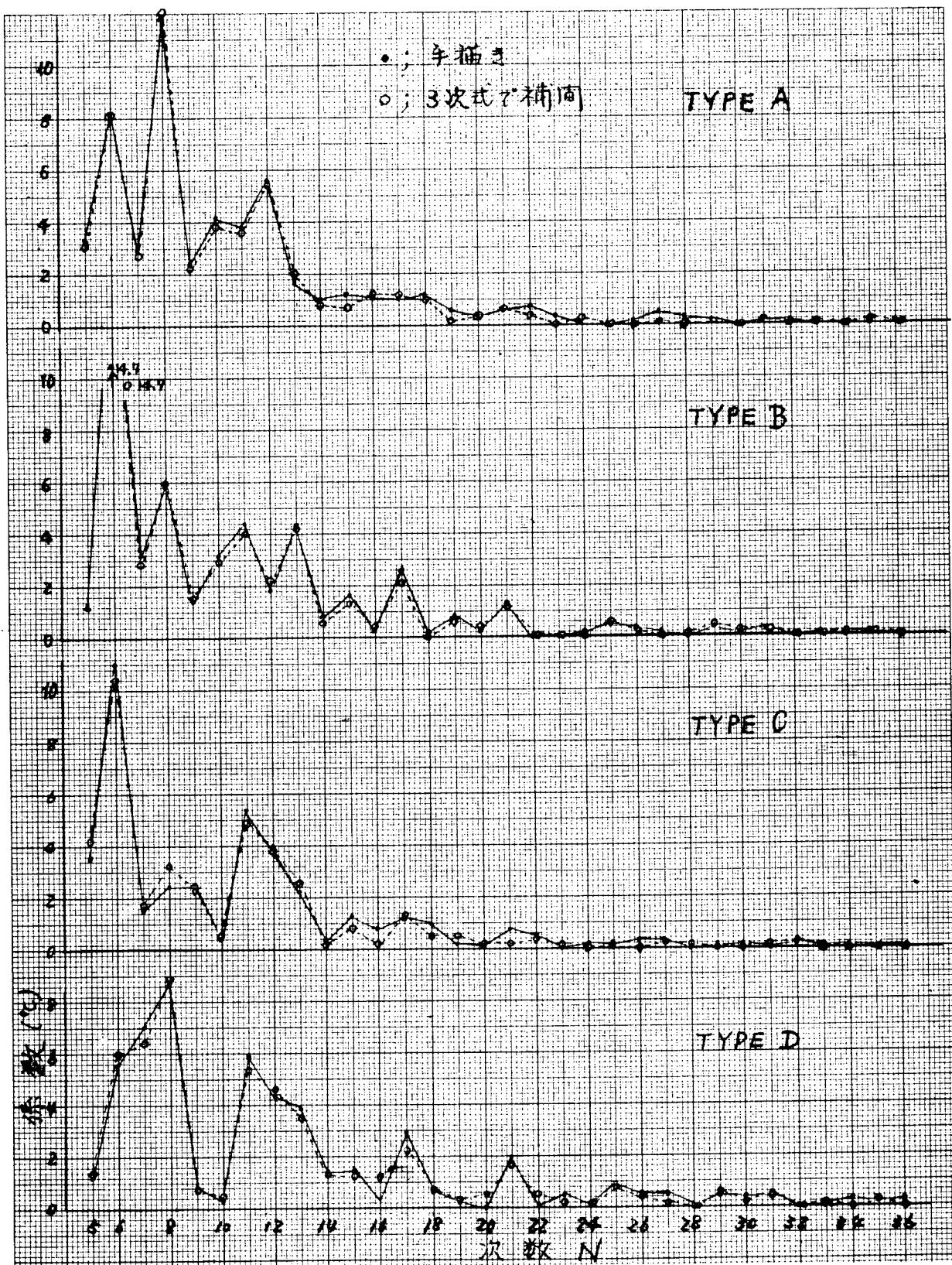


図 10 表面温度分布調和解析結果

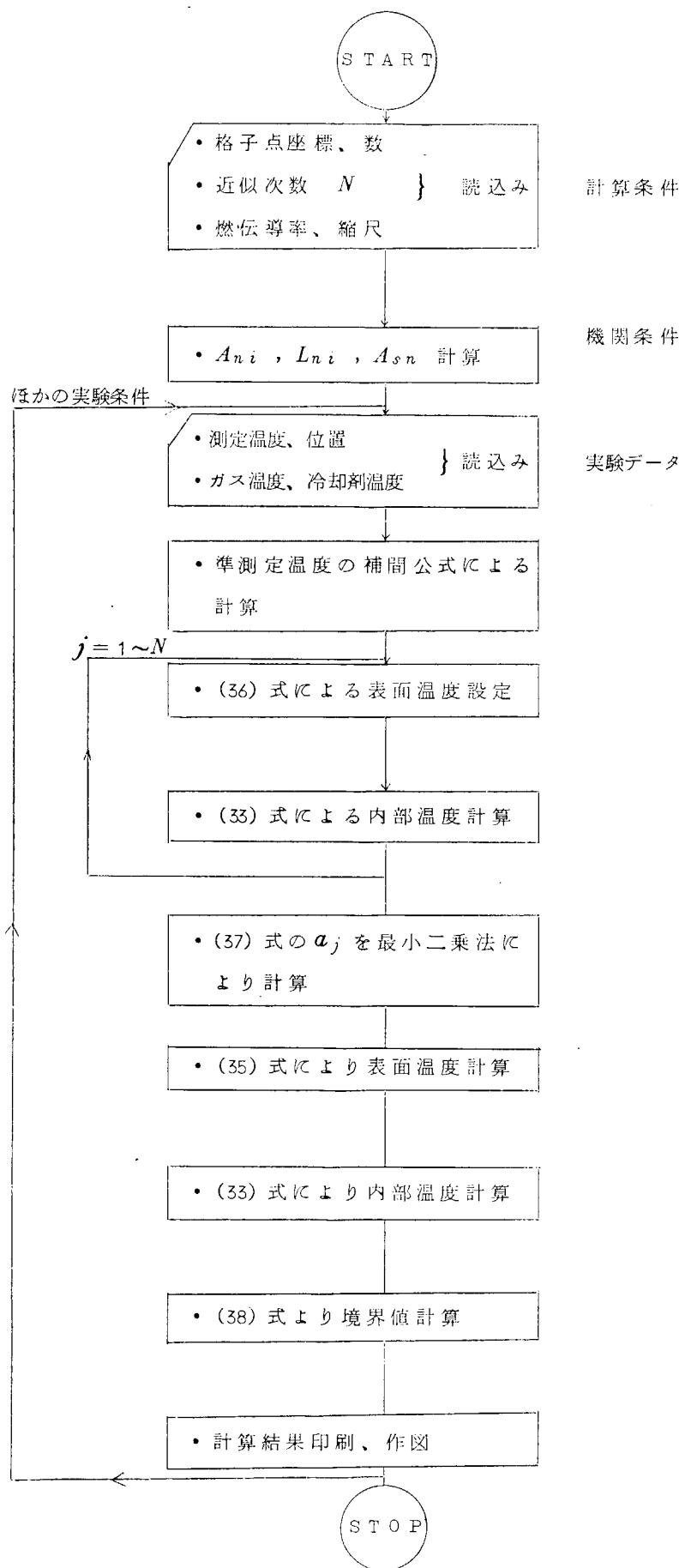


図 1.1 計算のフローチャート

まず、G. Eichelberg の式は

ここで、比例定数 $K = 2.1$ である。

また、W. Pflaum は、高過給機関について G. Eichberg の式の精度が落ちることから、掃気圧力の影響を加味し、(39) 式の係数を修正し平均ピストン速度に対して別の関係を与え熱伝達率を次のように表わした。

$$\alpha_{gp} = K_{\text{DK}}, z f(C_m) \sqrt{p_g T_g} \quad \dots \dots \dots \quad (40)$$

ここで、 K_{DK} 、 K_z は掃気圧力 p_s に対する係数： $K_{DK} = 1.10 + 0.366 \frac{p_s - p_o}{p_o}$ (ピストン、カバー)

$$K_z = 0.36 + 0.12 \frac{p_s - p_o}{p_o} \quad (\text{ライナ})$$

$$f(C_m) = 3.00 \pm 2.57 [1 - e^{\pm(1.5 - 0.416C_m)}]$$

ただし、+ : $C_m > 3.6 \text{ m/s}$, - : $C_m < 3.6 \text{ m/s}$

図12に、W. Pflaumの実験式によって計算されたピストン、カバーにおけるクランク角に対する熱伝達率を付記した。

(3) 等価ガス温度および熱伝達率

G. Eichelberg および W. Pflaum の実験式(39), (40)において、時間関数項は同一であるので、その積分値を α_{gmt} とすると

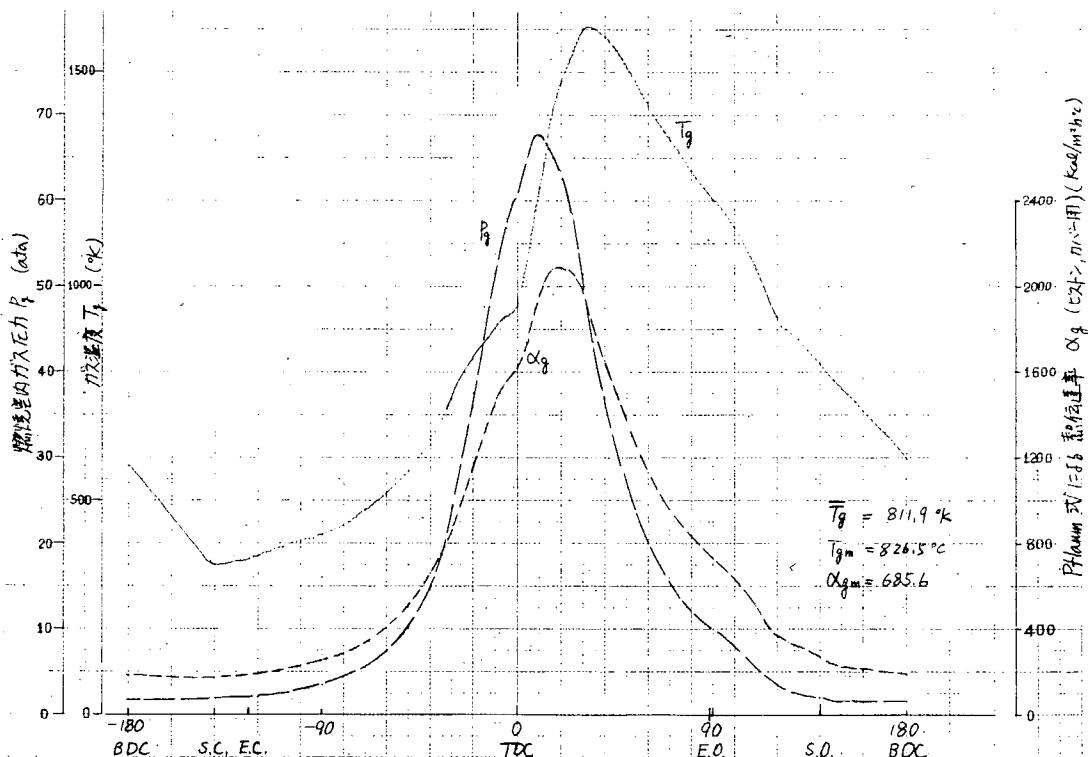


図 1-2 ガス温度および熱伝達率の計算例

$$\alpha_{gmt\ r} = \frac{1}{t_0} \oint \sqrt{p_g T_g} dt = 101.8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \quad (41)$$

したがって、等価熱伝達率は

$$\alpha_{gmE} = 2.1 \sqrt[3]{C_m} \alpha_{gmt\ r} = 407.7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \quad \text{G. Eichelbergの式}$$

$$\alpha_{gmP, DK} = K_{DK} f(C_m) \alpha_{gmt\ r} = 685.6 \quad " \quad \begin{matrix} \text{W. Pflaumの式} \\ \text{:ピストン、カバー} \end{matrix}$$

$$\alpha_{gmP, z} = K_z f(C_m) \alpha_{gmt\ r} = 224.3 \quad " \quad \text{:ライナ}$$

なお、等価ガス温度 T_{gm} は

$$T_{gm} = \frac{1}{t_0} \oint \sqrt{p_g T_g} dt / \alpha_{gmt\ r} = 828.5^\circ\text{C}$$

一方、壁温測定結果から、§ 3.2.2 の方法によって求めたピストン温度分布を図 13 に、測定点上仮想表面温度分布を図 14 に示すが、測定温度と計算温度はよく一致している（最大 6°C の誤差）ことがわかる。そして、それより熱流量 q_g, q_c 、表面温度 T_{wg}, T_{wc} を求め、それらと上の等価ガス温度 T_{gm} によって求めた等価熱伝達率 α_{gm} 、 α_{cm} を求めて図 15、図 16 に示す。また、シリンダライナについても同様の計算を行なったが、その結果を図 17 に示す。なお、シリンダカバーについても 1 点についてのみ計算したが、数値のみを次に示す。これらの α_{gm} をみると

ピストン頂面（ガス側） $200 \sim 500 \text{ K cal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

ライナガス側（ピストン上死点時第 1 リング以上） $100 \sim 180 \quad "$

カバーガス側 $517 \quad "$

であり、 α_{gm} が位置によって大きく変るが、Eichelberg や Pflaum の式はそれを全く考慮していない（これらの式は全熱量平衡の式である）から、それらは熱負荷のシミュレーションには利用できないことがわかる。なお、Pflaum の式は全体的に大きすぎ、Eichelberg の方がかえって平均的な値を示している。

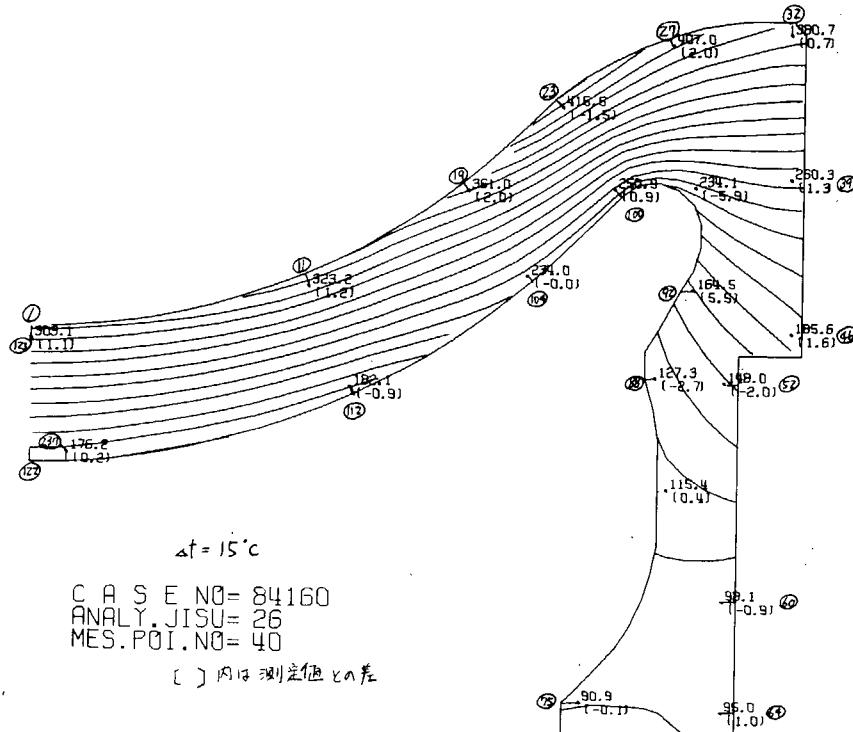


図 13 ピストン 温度 分布

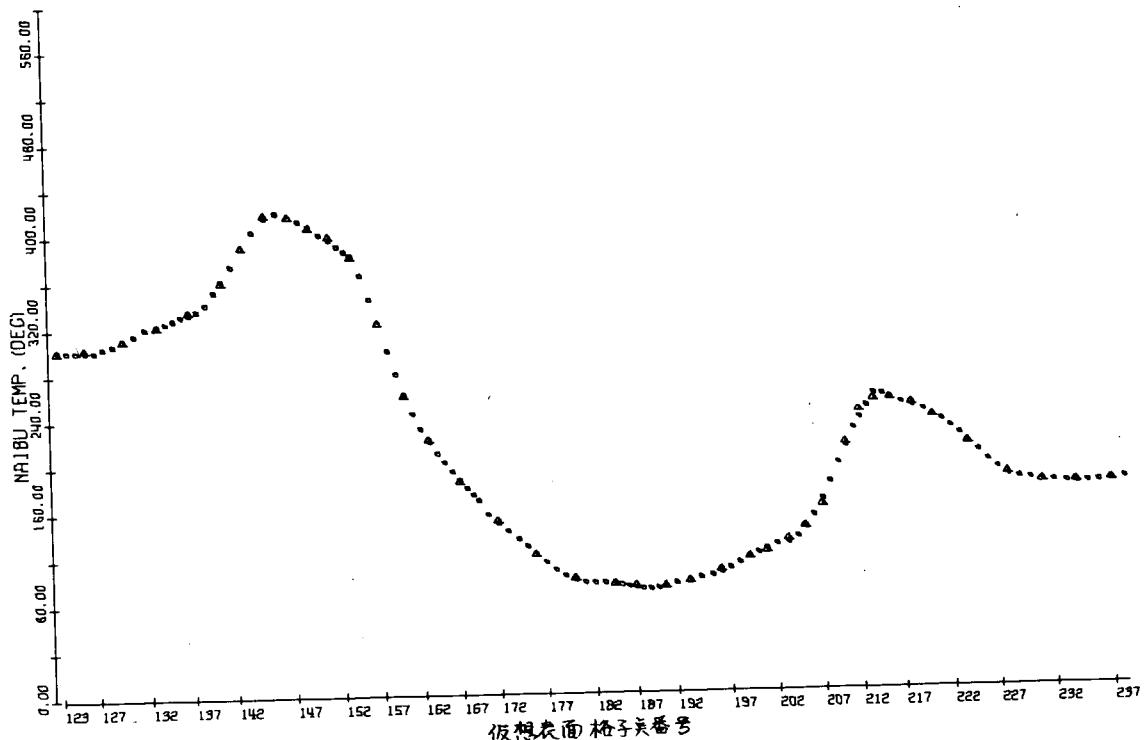


図 1-4 測定点上仮想表面温度分布

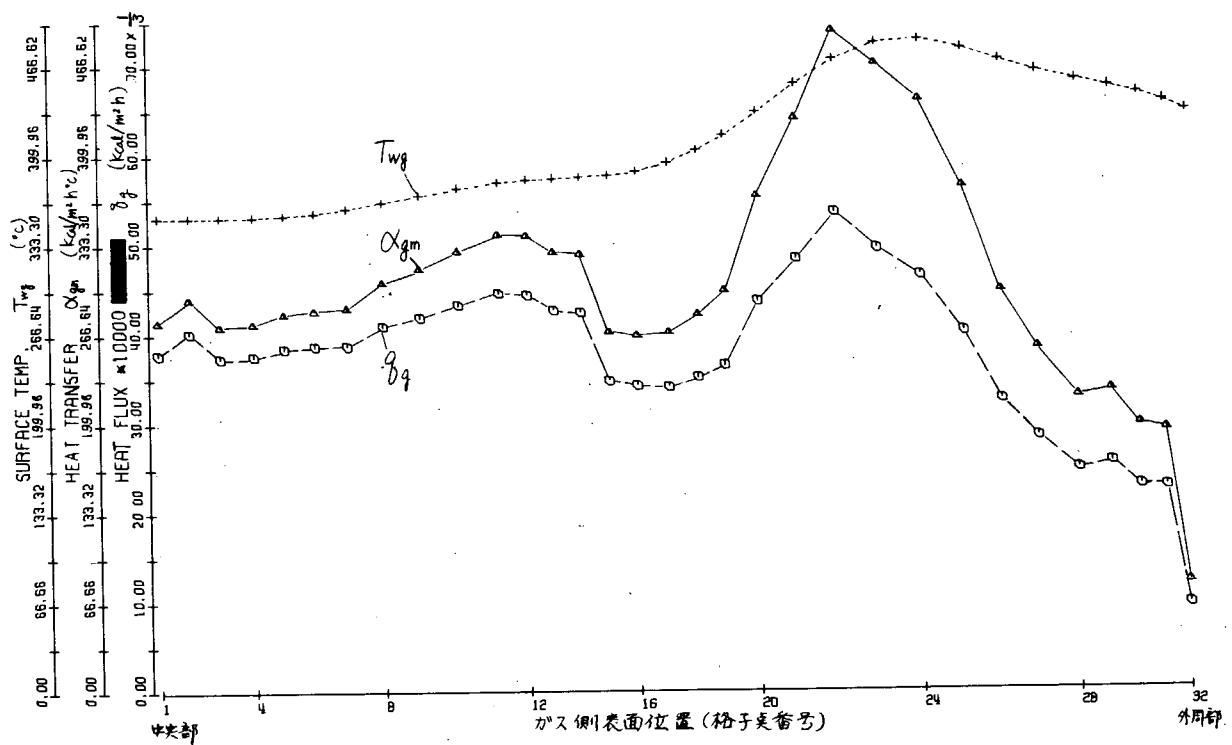


図 1-5 ガス側熱的境界条件

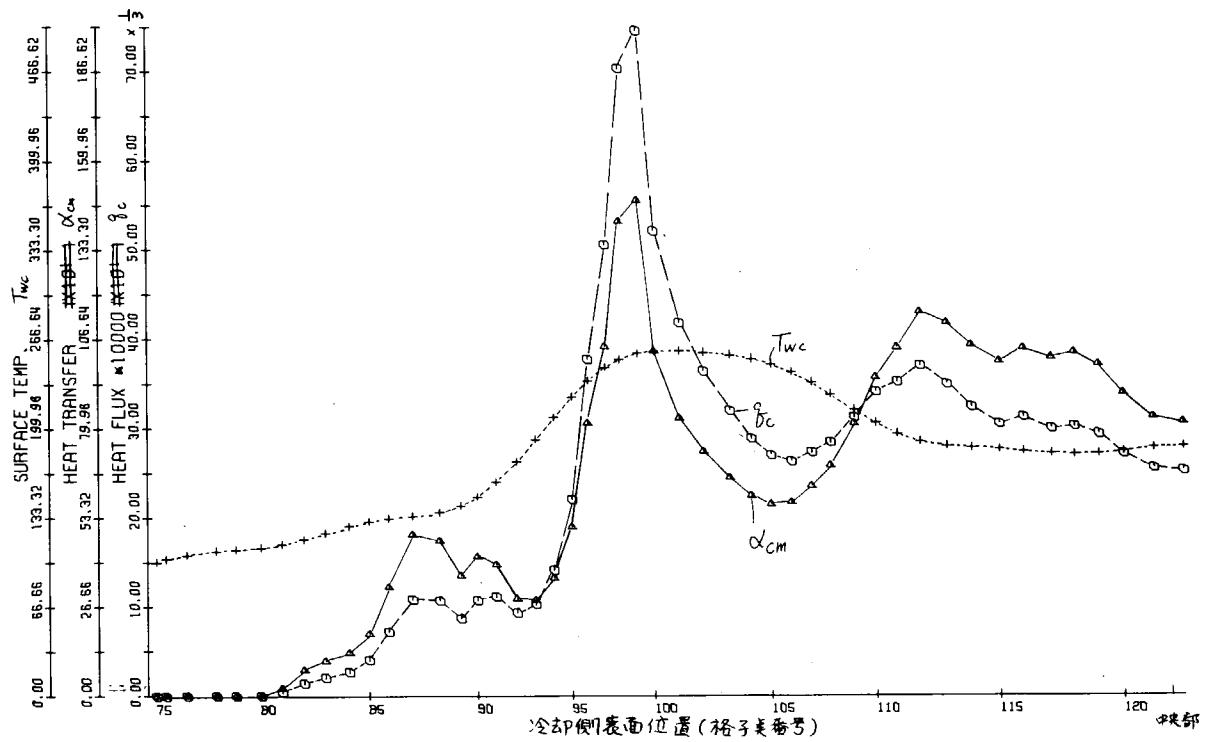


図 1-6 冷却側熱的境界条件

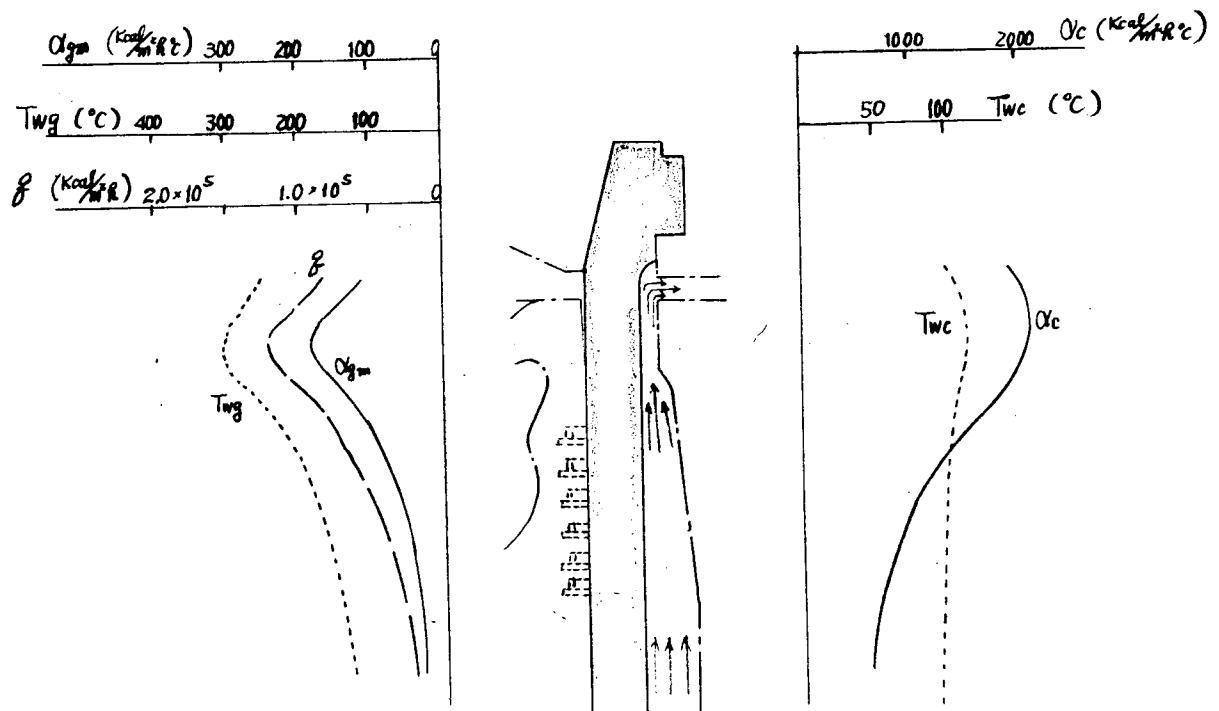


図 1-7 シリンダライナの熱的境界条件

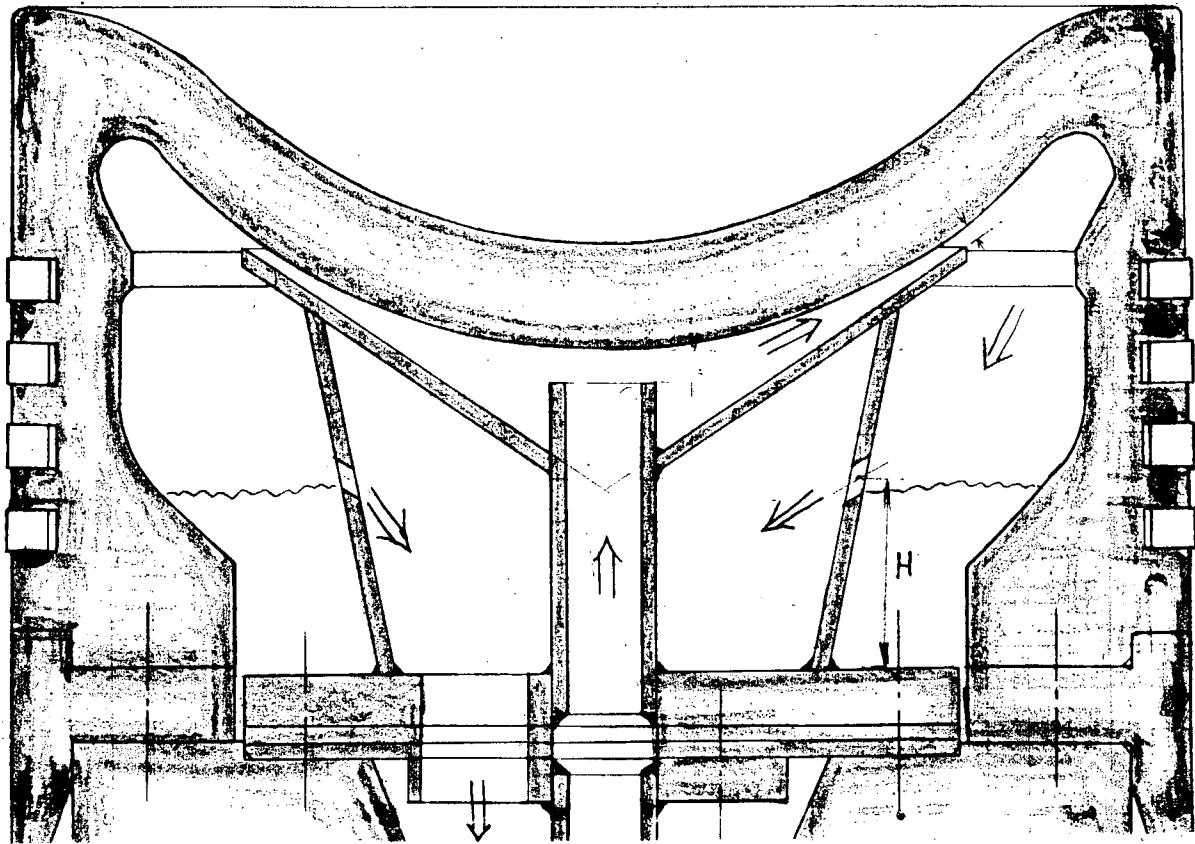


図 18 冷却室構造 (II)

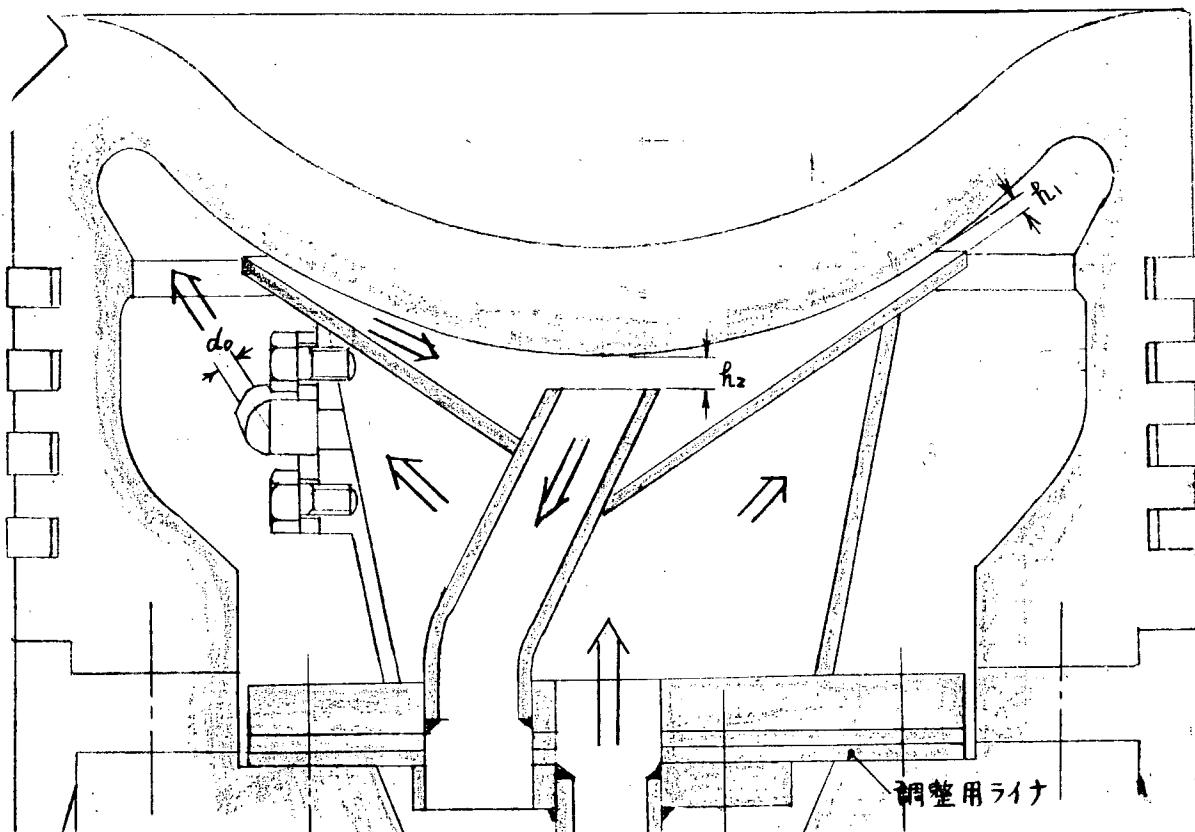


図 19 冷却室構造 (I)

3.2.4 まとめ

以上のように実験データによって§ 3.2.1および§ 3.2.2のサイクル温度および熱伝達計算法を用いると熱的境界条件が得られるので、§ 3.1に示したように、各種条件に対してそれらを求め、§ 3.1の形式によって熱的境界条件の一般式を46年度に作成する予定である。

4. 冷却方式変更実験

燃焼室壁部材の熱負荷をシミュレートする場合、燃焼室側境界条件の設定と同様に、冷却側の境界条件の設定も不可欠である。一方、それらは、シリンドライナおよびカバーにおいては冷却水流路形状に対する冷却水の流れおよび壁部材と冷却水との熱伝達を従来の多くの実験式を適用して検討できるのに対して、ピストンにおいては冷却油流路形状が複雑であるとともにピストンの運動による冷却油の動きも考慮に入れなければならないため、ライナやカバーのようには従来の実験式を適用することが困難である。そこでS R 1 1 3 部会44年度研究で改造したシリンドラ径/ピストン行程 170/280mm のクロスヘッド形2サイクル機関を用いて、ピストンの冷却方式と熱負荷の関係について実験を行なった。

4.1 実験内容

ピストンの冷却方式は

- (a) ピストンの運動を利用したカクテルシェーカ方法
- (b) ガイドによる速度方式
- (c) ノズルによるジェット噴流方式

に大別できるが、実際は各方式を併用した形式がとられ、また現象面でも冷却油の流動様式が複雑であることが考えられるので、各方式の効果を分離して把握することは困難である。そこで部分的にその効果をみるために次の要領で実験した。

(1) カクテルシェーカの効果

図18において、ピストンのB.D.C時に冷却油は排油孔より排出され冷却室には排油孔高さHに比例した冷却油が残ると思われる所以図18に示す冷却室を採用する。そして冷却油量と空間を変化させるために、排油孔高さを4.5mm(ジェット噴流方式におけるノズル位置相当、シェーカ油量100)、2.5mm(シェーカ油量45)、5mm(シェーカ油量9)の3段階変更する。

(2) 速度方式の効果

ピストン冷却壁とガイドとの間隙を変更することによって、流路断面積すなわち流速を変化させる。そのため図19において調整用ライナによって h_1 および h_2 を4.4mm(面積100)、6.4mm(面積145)、8.4mm(面積190)および4.9mm(面積100)、6.9mm(面積140)、8.9mm(面積182)の3段階変更する。

(3) ジェット噴流方式の効果

図19において噴口径 d_0 を7mmφ(面積100)、6mmφ(面積72)、4.8mmφ(面積47)の3段階変更とともに、噴口を除去して試験する。

(4) その他

冷却油量の影響をみるために、冷却油供給圧力を3atg、2.2atg、1.8atgの3段階変更する。また図19の冷却室構造(B&W形)および油流を逆にした図18の冷却室構造の比較検討を行なう。

4.2 計測内容および計測方法

(1) ピストン温度の測定

ピストン温度は図20に示すように断面温度分布を知るために主断面を中心 ± 2.5 点、周方向 ± 1.0 点、合計35点測定した。熱電対は1.0mmφクロメルアルメルシース熱電対を用い、表面から1mmの深さに直接銀ロウ付けした。また、熱

電対の熱起電力はピストンのB,D,C時にC接触する図21に示す接触片を介して直流増巾器に導き電磁オシログラフに記録した。なお、接触片の温度が異った場合の測定誤差について、接触片の材料を熱電対材料および軟鋼の場合について検討した。接触片の温度は図22に示すヒーターで調整し、測定は図22に示す各点の表面に熱電対(0.3mm C・A)をスポット溶接機で溶接し、接触片をモーターによって回転するカムにより開閉させ、その起電力をコンデンサーを介してデジタル記録計で測定して行なった。そして、接触片を介して測定した値と直接測定した値との差を ΔT 、接触片AとDの温度差を Δt として比較した。全測定結果と ΔT 、 Δt の値を表1、2に示した。

その結果、熱電対材料を使用した場合は Δt の値にかかわらず ΔT は±1°Cであり、軟鋼を $\oplus\ominus$ 両極に使った場合は $\Delta T = -|\Delta t|$ の差を生ずる。

したがって一般材料を両極に使う場合は両接触片の温度を測定して補正しなければならないが、その測定が容易でないため熱電対材料を使用した。

(2) インジケータ線図

インジケータ線図としては

シリンド内低圧力(注油孔にて計測)抵抗線式圧力計による

シリンド内圧力 " "

燃料噴射圧力 " "

クランク角度マーク 光電管による

を電磁オシログラフにて計測した。

(3) その他

・圧 力：掃気圧力を水銀マノメータで計測し、排気圧力およびその他の圧力をブルドン管圧力計にて計測した。

・温 度：冷却油入口、出口、掃気温度、冷却水入口、出口温度を0.2°C目盛の水銀温度計にて測定し、他は熱電対で測

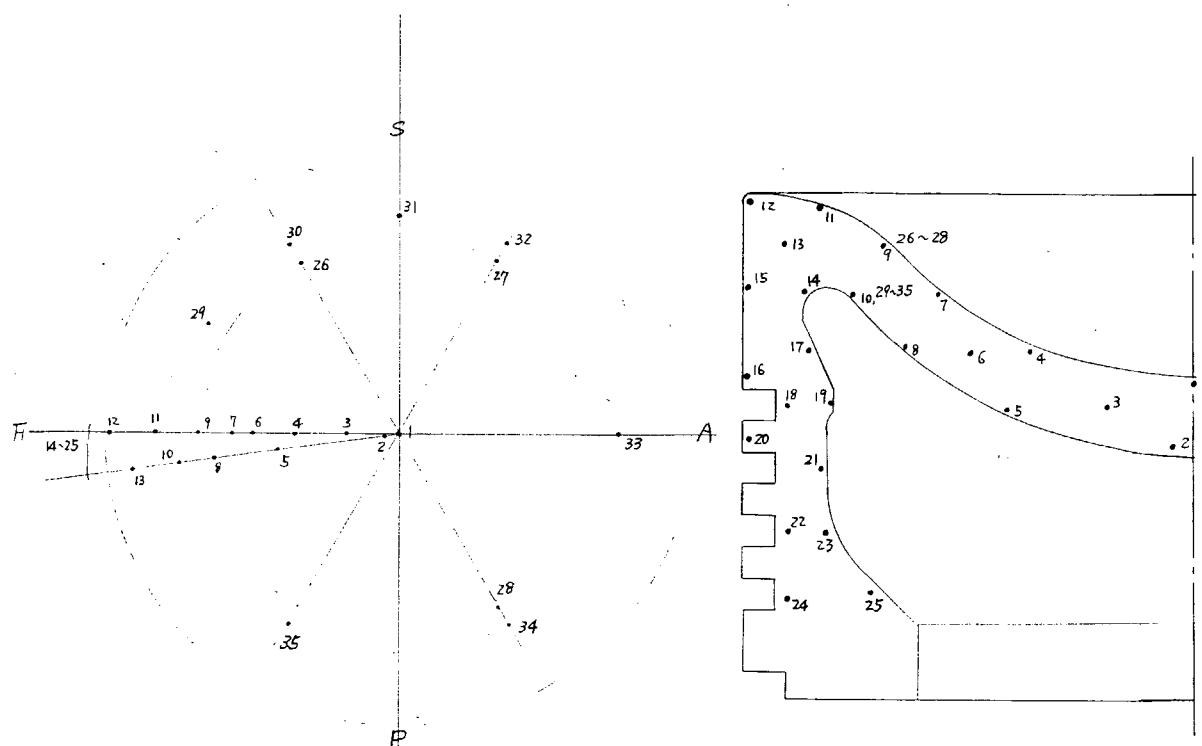


図 20 ピストン温度測定点

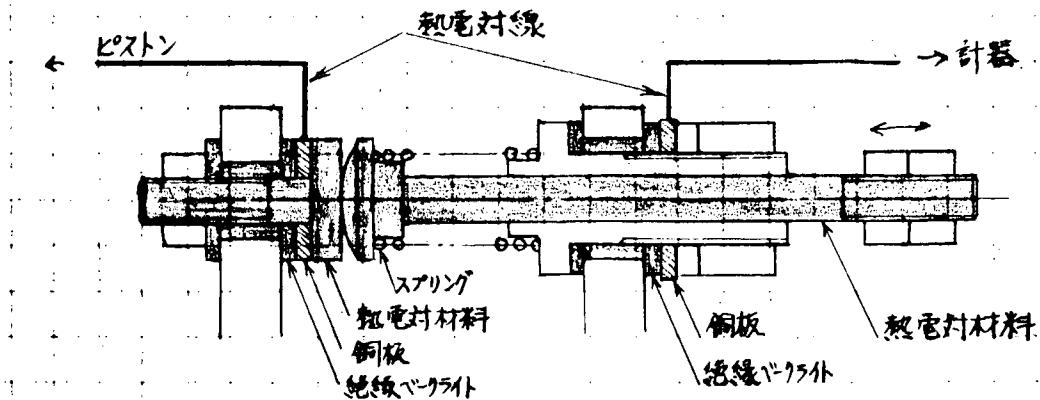


図 2-1 接触片構造

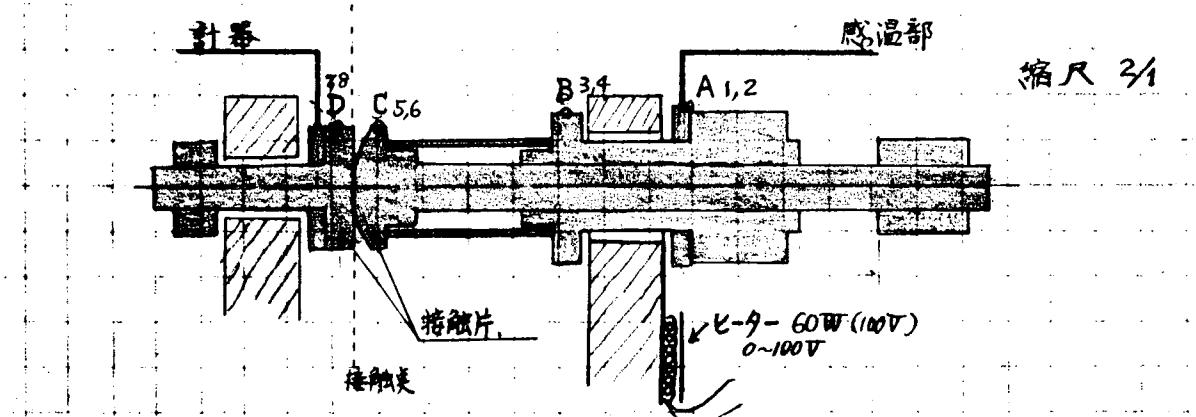


図 2-2 接触片温度測定装置

定した。

・冷却油、燃料油流量：メスシリンダにて測定した。

4.3 運転条件

シリンダ径／ピストン行程 170mm / 280mm クロスヘッド形 2サイクル機関を用いて昨年度の実験結果を用いて次のように設定した。

・シリンダ数	1シリンダ
・機関回転数	514 r.p.m
・負荷	投入燃料量 0.190 gr/cycle 一定
・燃料弁	中央噴射 $0.25\text{mm}\phi \times 5$ 孔
・燃料ポンプ	プランジャー径 $1.0\text{mm}\phi$
・〃吐出時期	B.T.D.C. 11.5°deg
・開弁圧力	200 atg
・掃気圧力／温度	0.47 atg / 50°C
・冷却油入口温度	35°C

表 1 热電対材料による接触片の場合

測定点 No.	A		B		C		D		感温部直測 9直	接触側 10接	(9-10)	IA-D1
	1+	2-	3+	4-	5+	6-	7+	8-			△T	△t ₁
1	10	10	10	10	10	10	10	10	498	498	0	0
2	26	25	26	25	17	19	11	11	494	493	-1	15
3	40	39	40	39	28	29	13	13	491	490	-1	27
4	44	39	44	37	26	16	19	16	456	455	-1	25
5	48	43	47	41	26	17	17	15	457	456	-1	28~31
6	41	34	39	32	20	14	19	14	456	455	-1	20~22
7	23	15	24	16	17	15	16	14	455	456	+1	1~7
8	53	51	53	52	37	40	20	20	459	458	-1	31~32
9	38	37	39	37	25	26	17	17	14	14	0	21
10	40	39	40	39	26	27	19	19	15	14	-1	20

A~Dの欄で1,3,5,7は⊕側、2,4,6,8は⊖側接触片である。

表 2 軟鋼による接触片の場合

測定点 No.	A		B		C		D		感温部直測 9直	接触側 10接	(9-10)	IA-D1
	1	2	3	4	5	6	7	8			△T	△t ₁
1	14	14	14	14	14	14	14	14	456	456	0	0
2	15	14	15	15	14	14	14	14	456	456	0	1
3	36	35	36	36	24	26	15	15	456	434	-22	21
4	54	53	54	53	36	35	18	21	456	422	-34	34
5	77	76	76	75	50	53	17	22	456	397	-59	57
6	79	78	77	75	48	33	17	19	456	398	-58	61
7	64	42	67	34	36	27	19	19	455	435	-20	23~45
8	41	38	40	38	24	24	18	20	227	194	-33	19~22
9	44	43	43	42	28	27	20	22	44	40	-4	23
10	43	42	40	37	23	17	18	16	29	5	-24	26
11	22	23	22	23	17	18	16	17	19	11	-7	6
12	42	41	41	40	29	28	21	23	14	-5	-19	20
13	44	43	43	42	30	30	22	24	407	389	-18	21
14	28	31	35	35	25	28	20	24	428	423	-5	8
15	25	29	26	63	20	24	18	22	440	438	-2	5~9
16	20	21	21	40	17	20	16	19	447	447	0	3

なお、実験内容の一覧表を表3に示す。表中の計測点分類A、B、Cは接触片が20組分しか取りつけられず、同時計測する測定点を実験内容にあわせて選択したもので、Aは断面分布把握を目的/C、Bは断面と周方向温度分布把握を、Cは周方向温度分布把握を目的として選んだ。A～Cの測定点番号を表4に示す。

表3 実験一覧

実験番号	冷却室構造	調整用ライナ	冷却油ノズル排油孔	冷却油圧力	計測点分類	機関解体	熱電対変更	運転変更	記録用紙
1	II	2	排油孔 45	3	B				1
2		2	"	1	B		○		2
3		2	"	3	A		○	○	3
4		2	"	1	A		○		4
5		2	排油孔 25	3	A	○		○	5
6		2	" 5	3	A	○			7
7									17
8	I	0	ナシ	3	A	○			9
9		1	"	3	A	○			11
10		2	"	3	A	○			14
11		2	"	2	A			○	16
12		2	"	1	A			○	15
13		1	ノズル径 6.0 φ	3	A	○		○	18
14		1	"	3	C			○	19
15		1	" 4.8 φ	3	C	○			20
16		1	" 7 φ	3	C	○			21

表4 測定点分類

接觸片#	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A	○	○	21	○	○	22	○	○	○	○	○	○	○	24	○	○	○	○	○	25
B	○	○	26	○	○	30	○	○	○	○	○	○	○	27	○	○	○	○	32	28 34
C	○	○	26	27	29	30	○	○	○	○	○	○	31	32	○	○	33	○	34	○ 35

○印は接觸片#と同じ

4.4 実験結果とその検討

4.4.1 運転条件および実験条件の比較

運転条件および実験条件として投入燃料量、掃気圧力、掃気温度、冷却油量、冷却油入口、出口温度および排気温度などの実測値を表5に示す。また周方向温度分布の代表例を図23に示す。

それから、全実験における実験条件のはらつきは、投入燃料量 $0.1913 \pm 0.0035 \text{ gr/cycle}$ ($\pm 1.8\%$)、掃気圧力 $1.508 \pm 0.05 \text{ atm}$ ($\pm 3.3\%$ (atm))%、掃気温度 $50 \pm 4^\circ\text{C}$ 、冷却油入口温度 $32.6 \pm 2^\circ\text{C}$ ($\# 1, 2, 4$ を除く)である。したがって、掃気温度が最大 $\pm 4^\circ\text{C}$ のはらつきを示すが他の値のそれは小さく、ガス側条件および冷却油初期条件のはらつきは小さいと考えられ実験結果の比較検討に問題はない。

一方、断面温度分布測定用熱電対を主断面と準主断面の2断面に分散したが、周方向の温度分布によるその誤差は $\pm 1^\circ\text{C}$ で問題なく、同一断面上として扱うことができる。なお周方向温度分布の極大、極小値の差は燃焼室側で 17°C 、冷却室側で 18°C である。

以上の結果から実験結果は何ら補正せずに § 3.2.2 で述べた方法で熱的境界条件を算出した。しかし計算結果の放熱量および熱伝達率が大形低速機関の実験結果より得られたそれらの値より相当大きな値を示している。このことは機関回転数の相違による冷却油挙動の違いと、冷却側温度測定用熱電対による冷却表面積増大のために測定温度が低くなる可能性のためと思われるが、本実験の場合は実験条件に対する比較検討であるため、計算結果を何ら補正せずに図示した。

4.4.2 カク・テル・シエーカ方式による実験

排油孔高さ 4.5 mm の場合の温度分布を図24-1に示す。また排油孔高さを 4.5 mm (シエーカ油量 100)、 2.5 mm (" 45)、 5 mm (" 9)の3段階の変更による冷却側熱伝達率の変化を図24-2、また放熱量を図24-3に、冷却側表面壁温を図24-4に示す。なお、表5に示すようにシエーカ油量を変えても冷却油流量はほとんど変化し

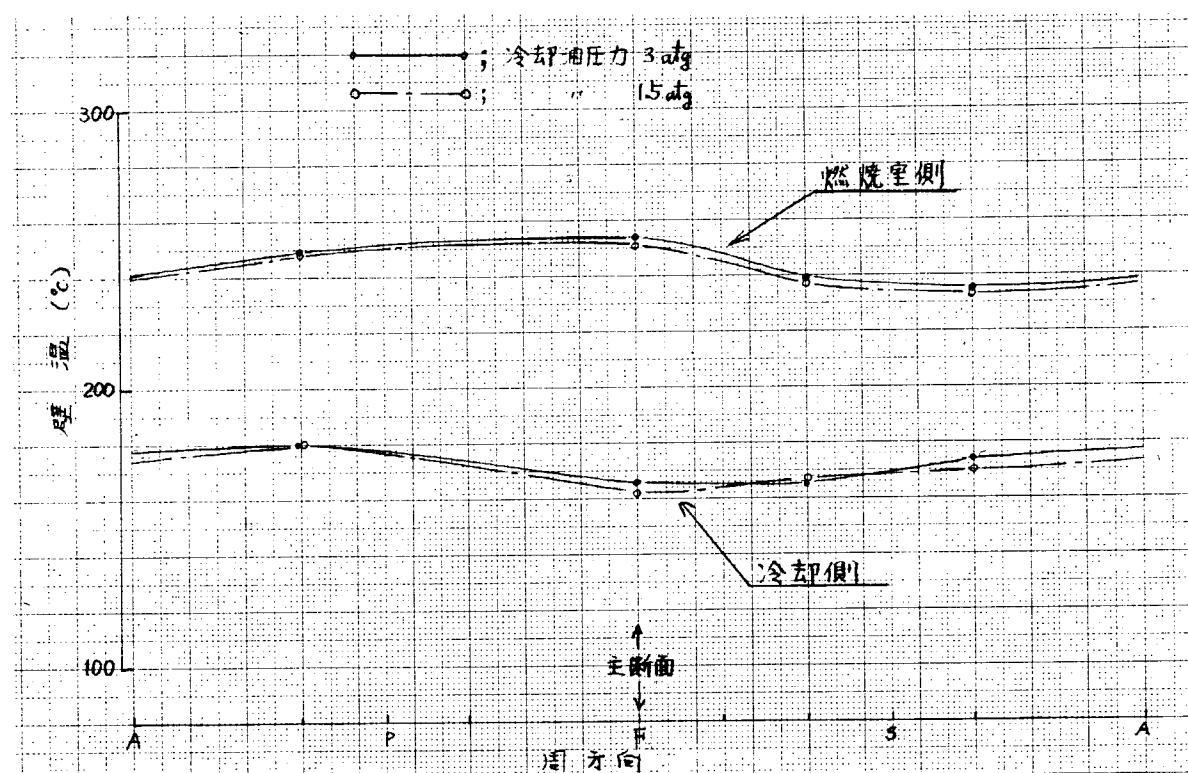


図 23 周方向温度分布

表 5 実験条件のばらつき

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
燃料ボンブマーカ	15.9	16.0	15.9	15.9	15.6		15.8	16.0	15.5	15.5	15.5	15.6	15.6	15.6	15.6	15.6
"投入量(gr/cycle)	0.1903	0.1903	0.1884	0.1878	0.1901	0.1885		0.1923	0.1948	0.1906	0.1901	0.1898	0.1936	0.1909	0.1903	0.1902
排気圧力(atg)	0.08	0.08	0.08	0.08	0.09	0.09		0.069	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
"温度(°C)	25.0	25.9	25.9	24.9	24.5	25.2		25.5	26.2	25.5	26.0	26.0	25.5	26.5	26.0	26.1
掃気圧力(atg)	0.475	0.475	0.475	0.475	0.48	0.48		0.475	0.470	0.475	0.475	0.475	0.475	0.475	0.476	0.475
"温度(°C)	41.7	49.5	46.3	46.9	51.2	51.0		50.4	47.4	51.2	52.8	52.6	49.9	54.2	54.0	51.8
冷却油流量(1/h)	404.6	181.6	469.6	187.2	468	460.3		461.8	452.9	351.8	222.2	147.8	35.00	36.9.5	36.9.5	37.2.4
"出口温度(°C)	55.0	72.0	55.7	72.2	56.1	57.1		58.0	58.6	69.0	74.5	78.7	62.1	63.3	63.9	63.3
"入口"	28.0	26.6	31.7	27.6	32.4	34.0		33.6	34.1	33.2	33.8	30.7	33.8	34.4	34.6	
"出入口温度(°C)	27.0	45.4	24.0	44.6	23.7	23.1		24.4	24.5	35.8	40.7	48.0	28.3	29.5	28.7	
"入口圧力(atg)	3.0	1.5	3.0	1.5	3.0	3.0		3.0	3.0	2.2	1.8	3.0	3.0	3.0	3.0	
その他																
記録用紙	1	2	3	4	5	7		9	11	14	16	15	18	19	20	21

ない。排油孔高さ変更により熱伝達率は冷却室外周部(格子番号76～90)が他の部分にくらべ著しく変化しており、シェーカ油量の影響が大きいことがわかる。しかしその変化はシェーカ油量と一次的な関係ではなく、シェーカ油量45で最大となっており、シェーカ油量100で最小となる。また同じように影響をうけると思われる隅部(格子番号90～105)はほとんど変化していない。

これらのこととは次の理由によるものと思われる。すなわち、シェーカ油量と空間体積は逆の関係にあり、油量が多い場合は空間が少ないため油は動きにくく、油量が少い場合は、空間が多く油が動きやすいが油の吸熱容量が少なくなり、結局両者の影響によって冷却効果が定まるので、中間点でその効果は最大となる。一方、隅部において油量の効果が少ないとすることは、ピストンのT.D.C付近においては油は図24-1の矢印のように慣性力で上方に移動するが、隅部はガイドとピストン形状(凸部)によってシェーカ油が届きにくく、中央部の油がガイドとピストン面の間より流出して冷却性を支配するためと思われる。したがって外周部はシェーカ油量比45で図24-3に示すように放熱量は増加し、図24-4に示すように壁温は低下する。

なお中央部(格子番号105～122)もシェーカ油量の影響をうけ熱伝達率はシェーカ油量比45において増加している。

4.4.3 速度方式による実験

断面温度分布の一例(流路断面積190)を図25-1に、熱伝達率放熱量および冷却側表面壁面の速度に対する変化を図25-2～図25-4に示す。流路断面積を190から100(μ_1)および182から100(μ_2)に減少すると流動抵抗増大によって流量が約76%になるから流速は45～38%増加する。そのため熱伝達率はガイド末端近辺から中央部(格子点105～122)にかけて増加するが、特に半径方向に対して流路断面積の減少傾向の大きい中央部では、その熱伝達率の増加は著しくなる。しかしピストン隅部(格子点94～104)は流路断面積の減少によって冷却油が流れにくくなるために逆の傾向となり、外周部はシェーカ油量が中間的になりシェーカ効果の大きいと思われる流路断面積145/140の場合に熱伝達率は最大となっている。そして、ピストン下部(格子点75～83)は流路断面積の減少により冷却油が流れにくいためにピストン隅部と同じ傾向になる。

一方冷却油温度および燃焼室側条件が一定であるため、これら各部の熱伝達率の変化に対して放熱量は同じ傾向を、壁温は逆の傾向を示すことが図25-3、図25-4において示されている。

4.4.4 冷却油流量の影響

冷却油流量を入口圧力の調整によって3種類変更した場合の冷却側熱伝達率を図26-1に、放熱量を図26-2に、表面壁温を図26-3に示す。

冷却油量を減少するとピストン外周部において、熱伝達率は減少し、放熱量が減少して壁温は上昇する。しかし隅部から中央部にかけては、熱伝達率の変化は小さく、放熱量の変化も小さい(油量が極く少ない場合は熱伝達率、放熱量とも小さいが、ある程度以上油量が多くなると、変化は小さくなる)が壁温は上昇する。これは、冷却油出口近辺においては、流量の減少による冷却油温度の上昇が著しく、熱伝達率の変化が少ないのでかかわらず壁温は上昇するものと思われる。

4.4.5 ジェット噴流方式の影響

冷却油ノズル径6mmの場合の断面温度分布を図27に示す。ノズル径を7mm、6mm、4.8mmの3種類変更したが(冷却油流量変化はほとんどない)、周方向各点における壁温の変化は小さく計算誤差内であった。これは供試機関のような回転数の機関では、シェーカ効果が大きく、ノズル径の影響はあらわれにくいものと思われる。

4.4.6 冷却方式の影響

冷却室構造の相違、ジェット噴流ノズルの有無による熱伝達率放熱量および壁温の変化を図28-1～図28-3に示す。

冷却室構造IとIIについては、熱伝達率は中央部においては大きな差はないが、ガイド部においてはIIの場合上死点における冷却油の噴出がシェーカ油の隅部密着によって減少して流量が約75%に減少するため、熱伝達率はIに比較して

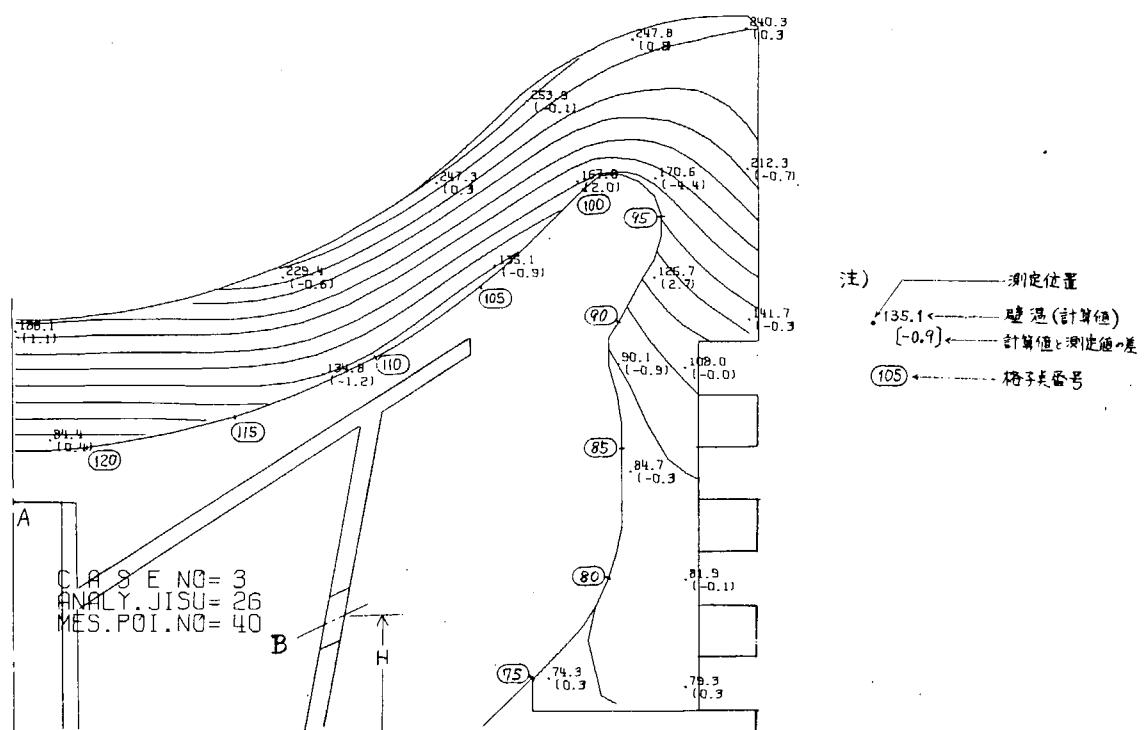


図 24-1 断面温度分布（カクテルシェーカ方式の影響の一例）

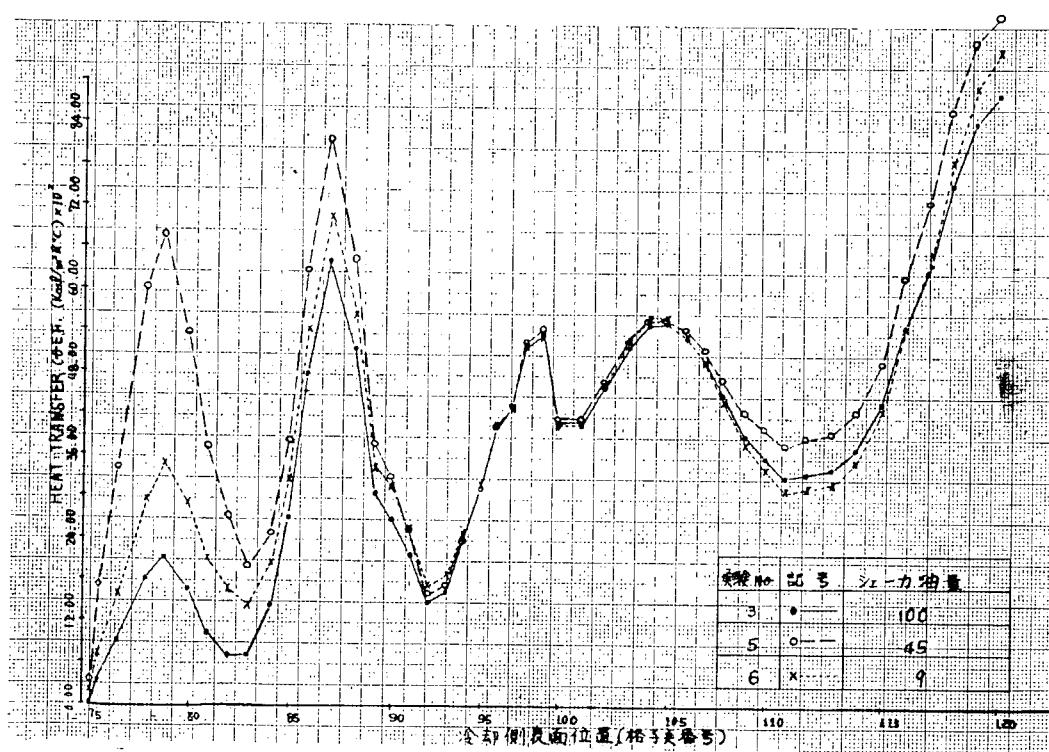


図 24-2 冷却側表面熱伝速率（カクテルシェーカ方式の影響）

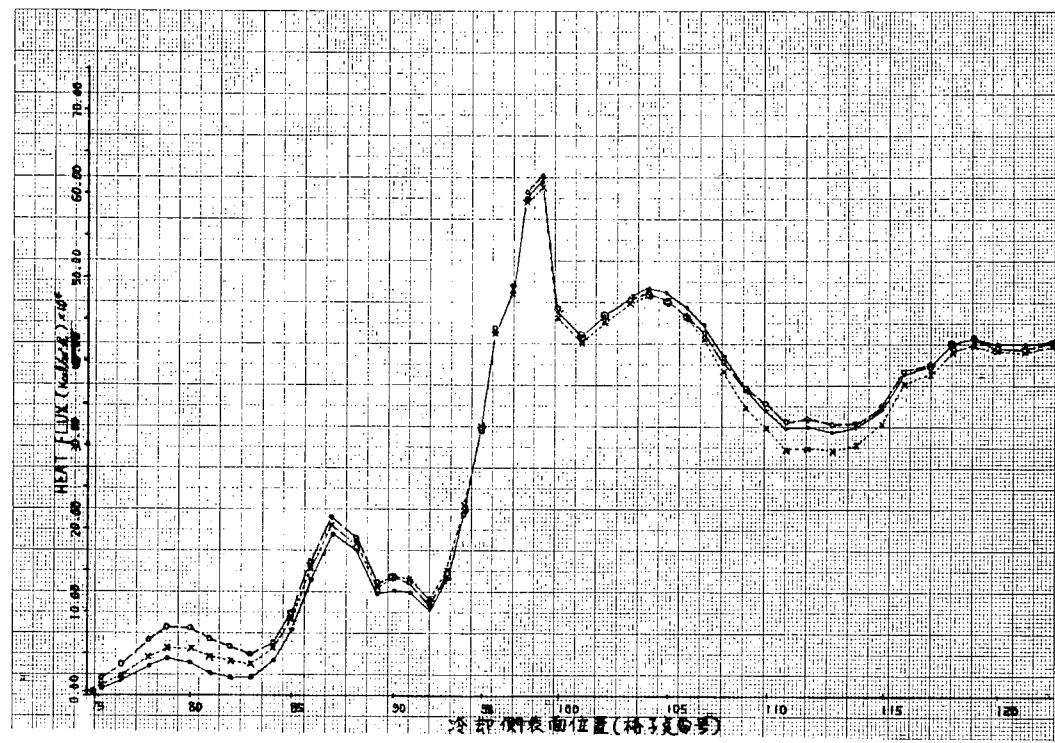


図 24—3 冷却側放熱量（カクテルシェーカ方式の影響）

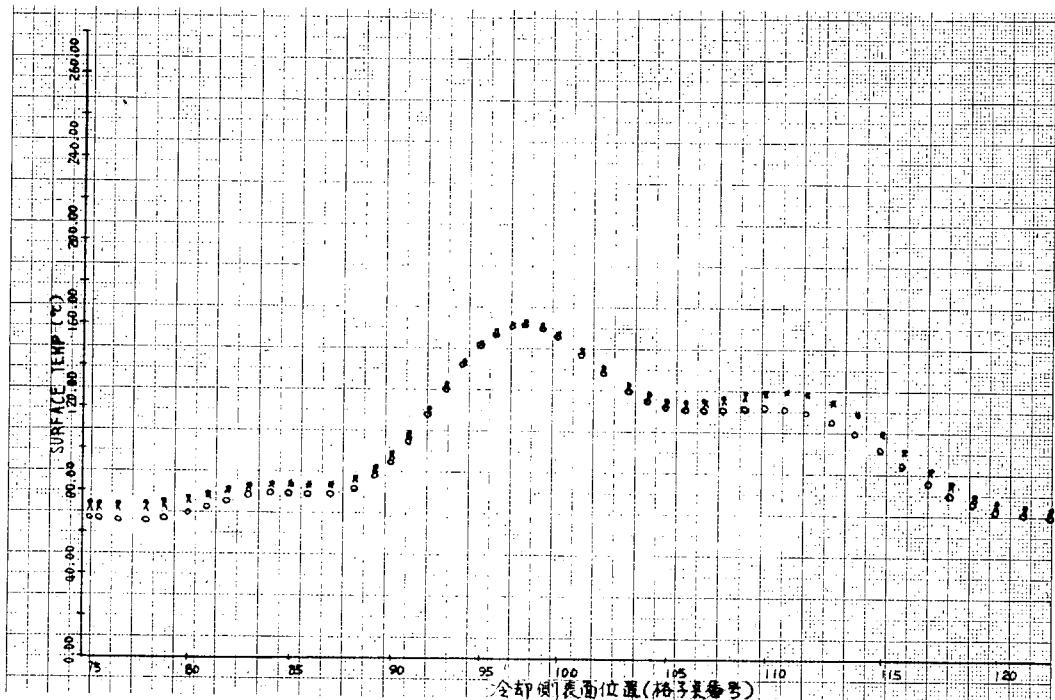


図 24—4 冷却側表面温度（カクテルシェーカ方式の影響）

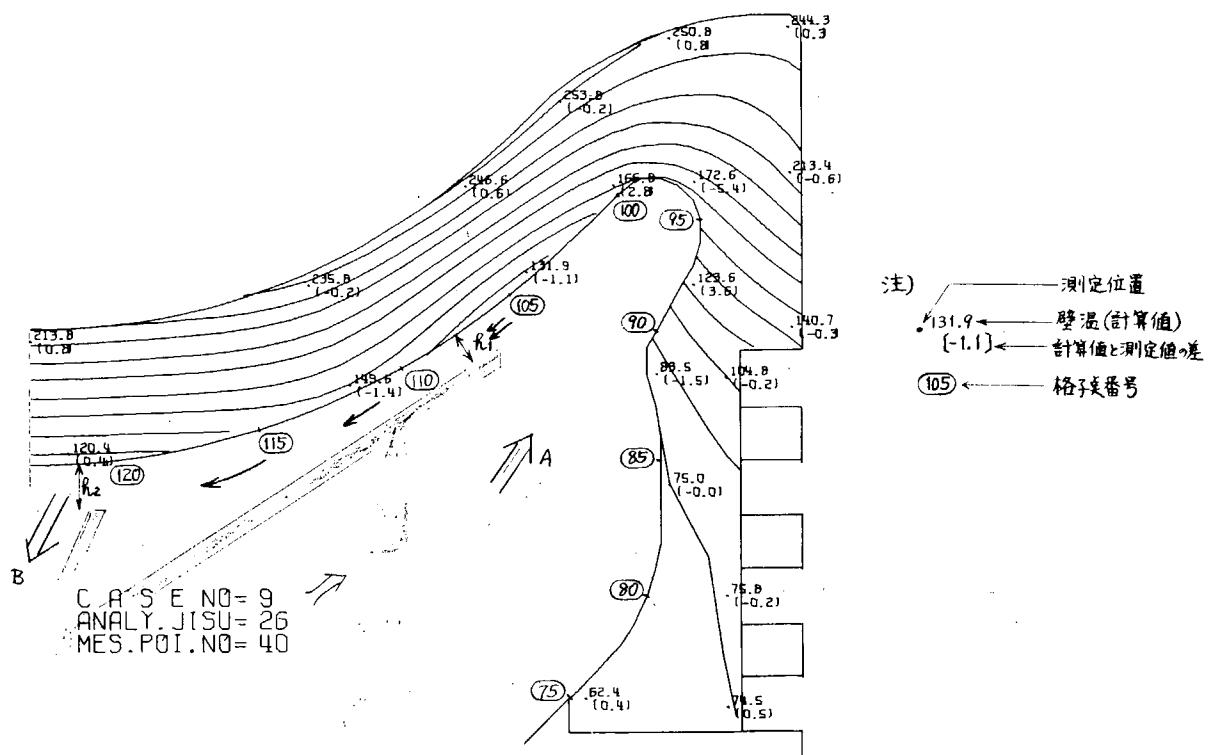


図 25-1 断面温度分布（速度方式の影響の一例）

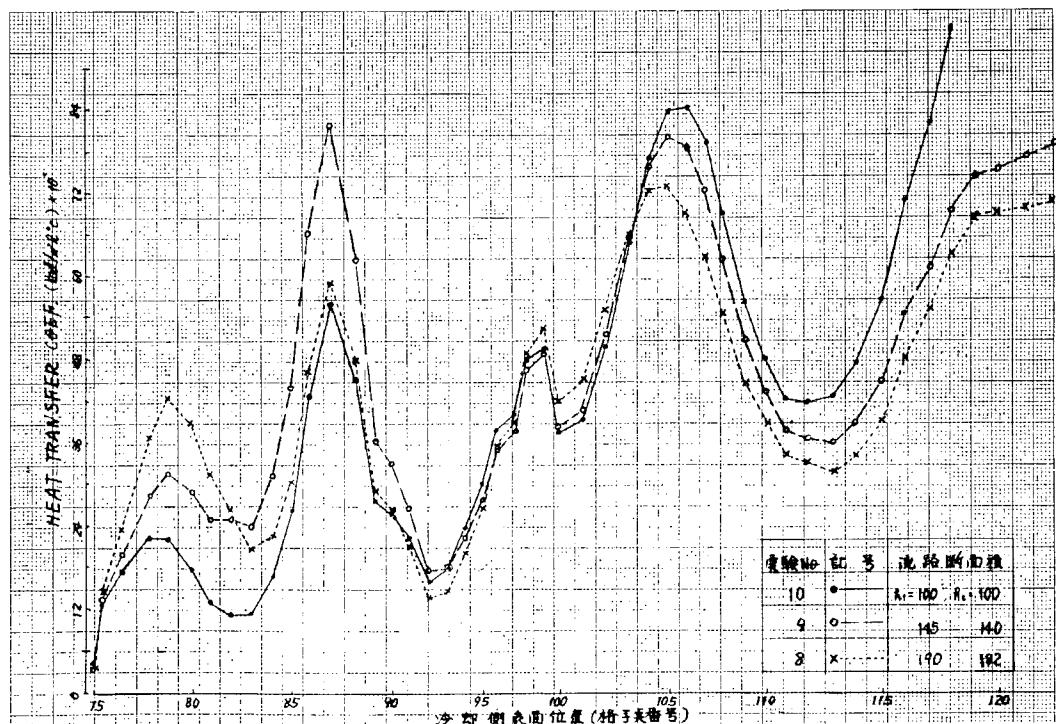


図 25-2 冷却側熱伝達率（速度方式の影響）

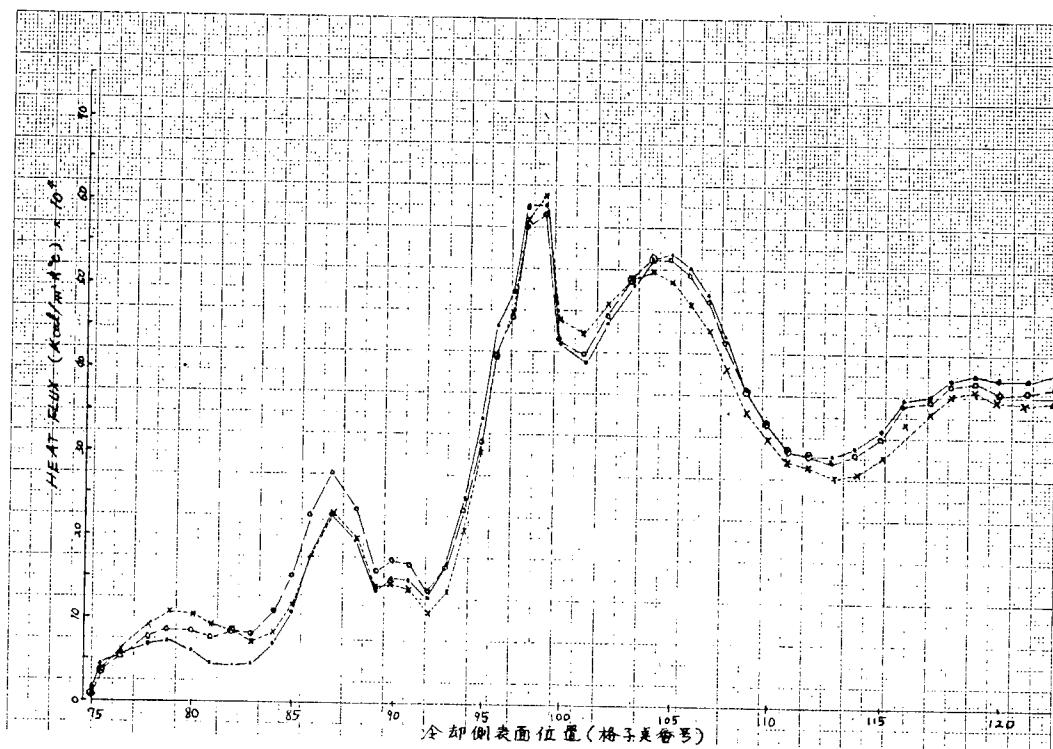


図 25—3 冷却側放熱量（速度方式の影響）

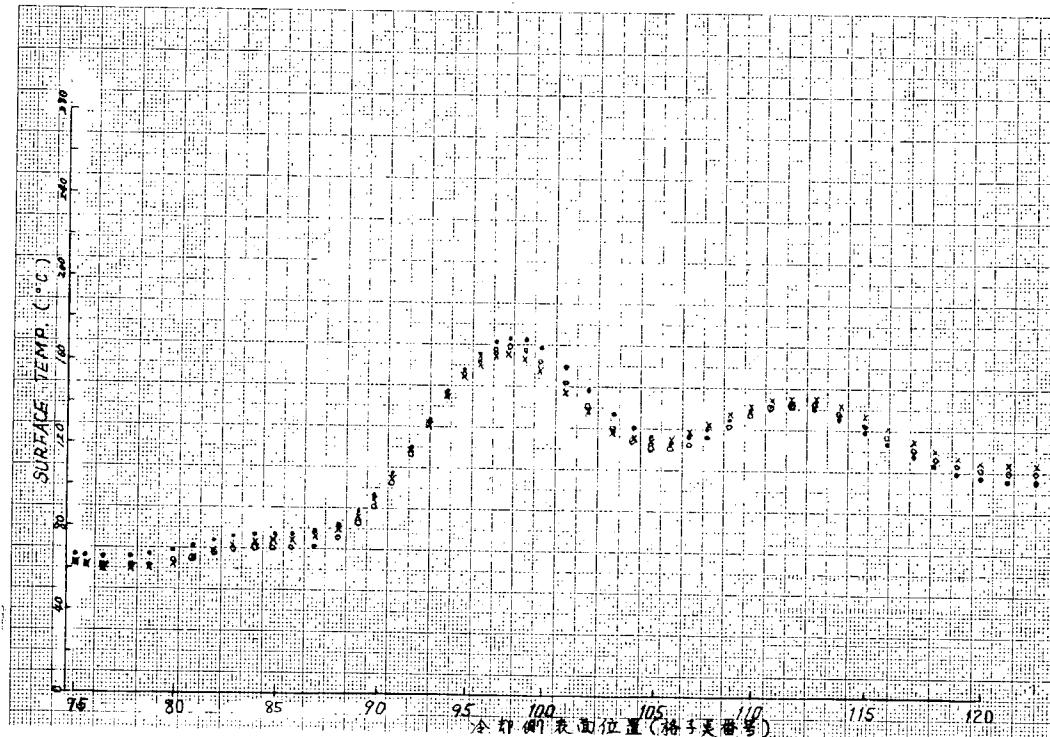


図 25—4 冷却側表面温度（速度方式の影響）

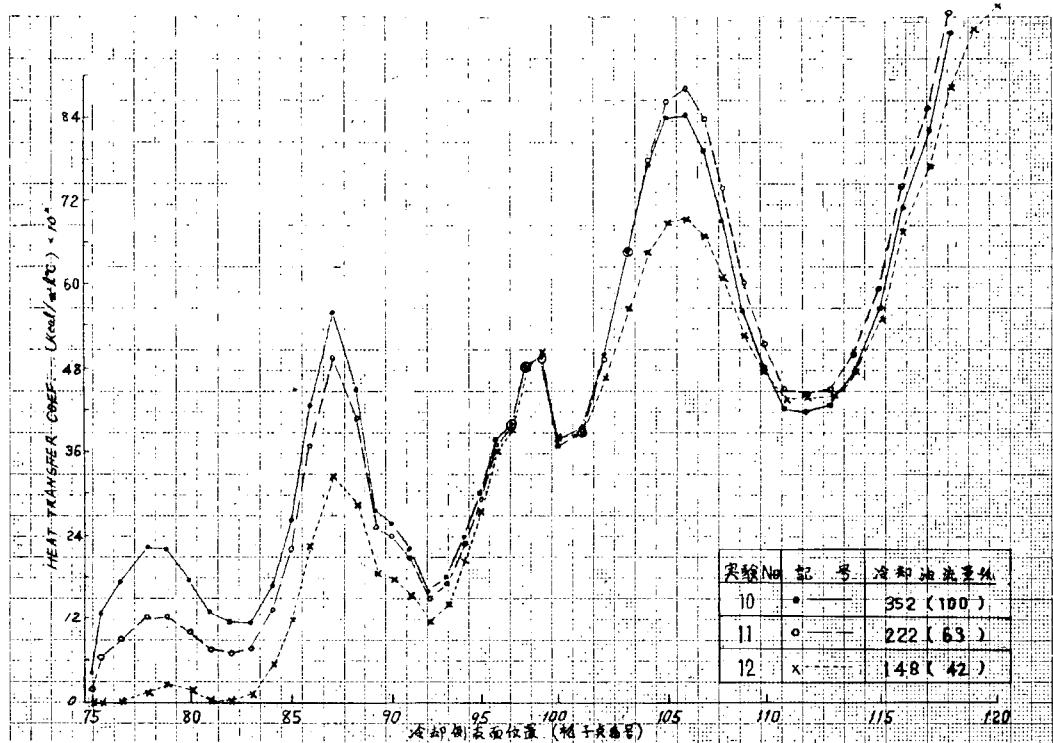


図 26-1 冷却側熱伝達率（冷却油流量の影響）

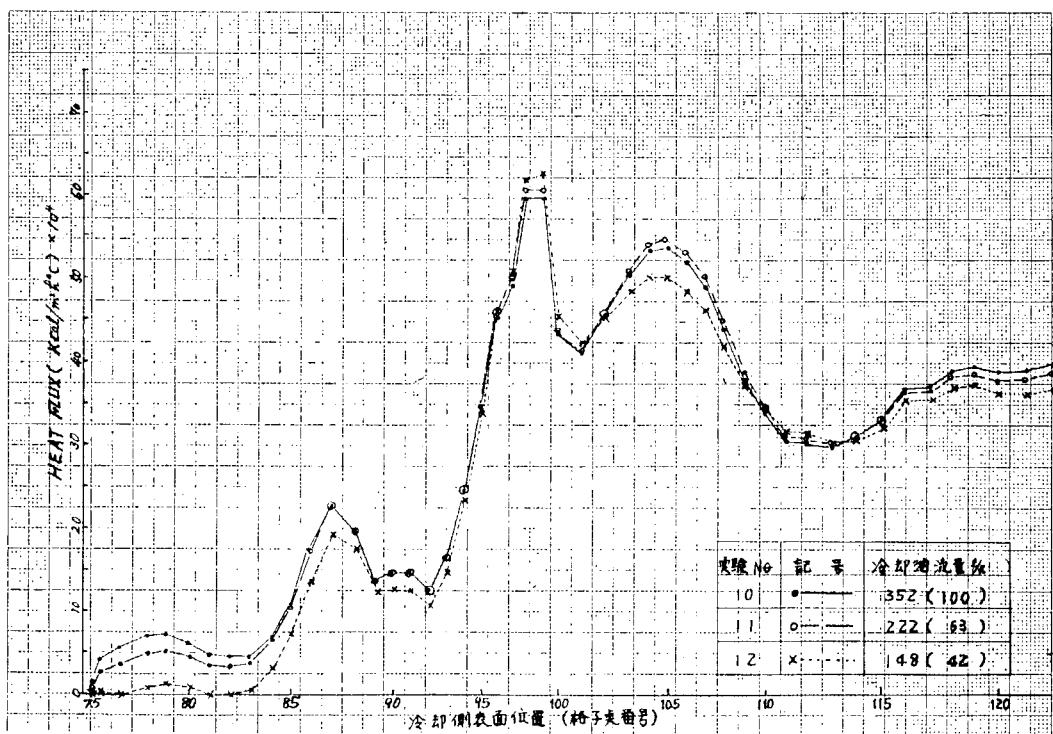


図 26-2 冷却側放熱量（冷却油流量の影響）

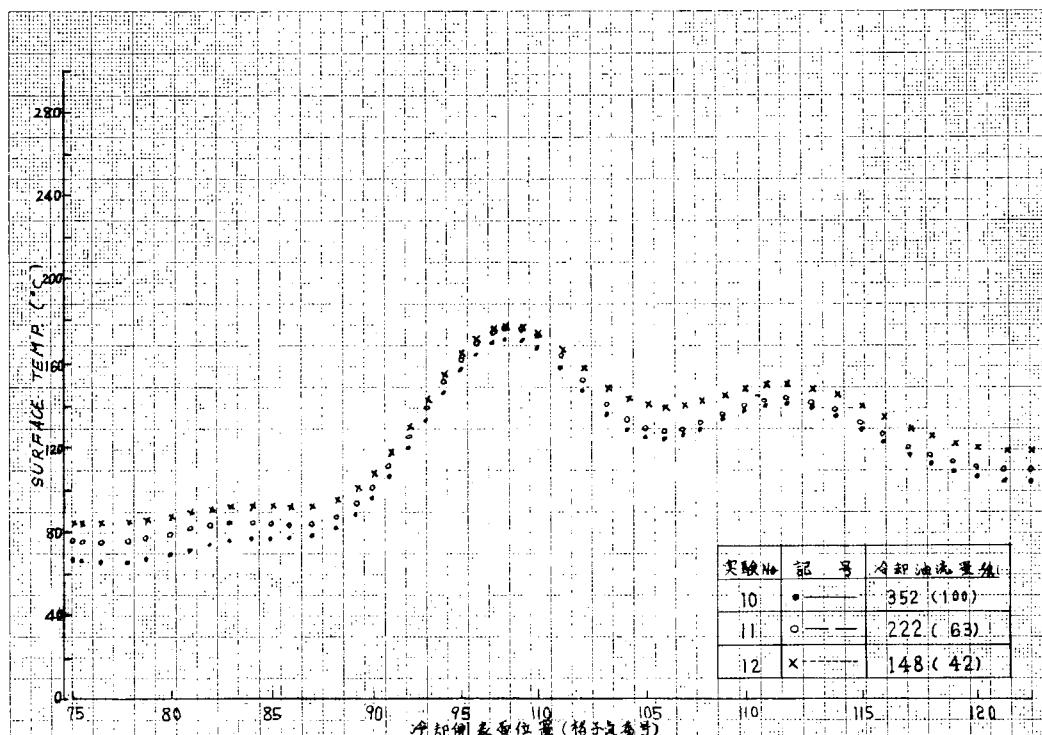


図 26-3 冷却側表面温度（冷却油流量の影響）

減少する。しかし外周部においては、Ⅱの方が冷却油が流れやすいために熱伝達率が大きい。

また放热量はⅠ、Ⅱとも大差ない。しかしⅡの場合、中央部からガイド部にかけて、温度の低い冷却油に接するためⅠより著しく壁温は低くなる。またジェット噴流ノズルの有無（実験№9、13）に対してはノズルを除きシエーカ効果だけの場合より、ノズルを付け噴流による周方向への施回流を与えた場合の方が格子番号90～95の隅部以外のところにおいて全般的に熱伝達率は大きくなる。

5. 結 言

以上燃焼室壁熱負荷の電算機シミュレートのためのフローチャートおよびシミュレーションにおいて最も重要な熱的境界条件を実験データから求める計算方法を検討するとともに冷却方式と熱的境界条件の関係について実験研究を行なった。その結果次のことが得られた。

- (1) 機関条件および運転条件から熱負荷を計算する電算機シミュレートのフローチャートを決定した。
- (2) インジケータ線図などからサイクル温度および従来の各種実験式による熱伝達率の計算方法を確立し電算化した。
- (3) (2)の結果と壁温測定データから熱的境界条件を算出する方法を確立し電算化した。
- (4) 冷却方式変更実験によって、冷却方式と冷却側熱的境界条件の関係を明らかにした。

以上の結果をもとに来年度熱負荷シミュレーションを完成させ、実機に対して応用計算をおこなう予定である。

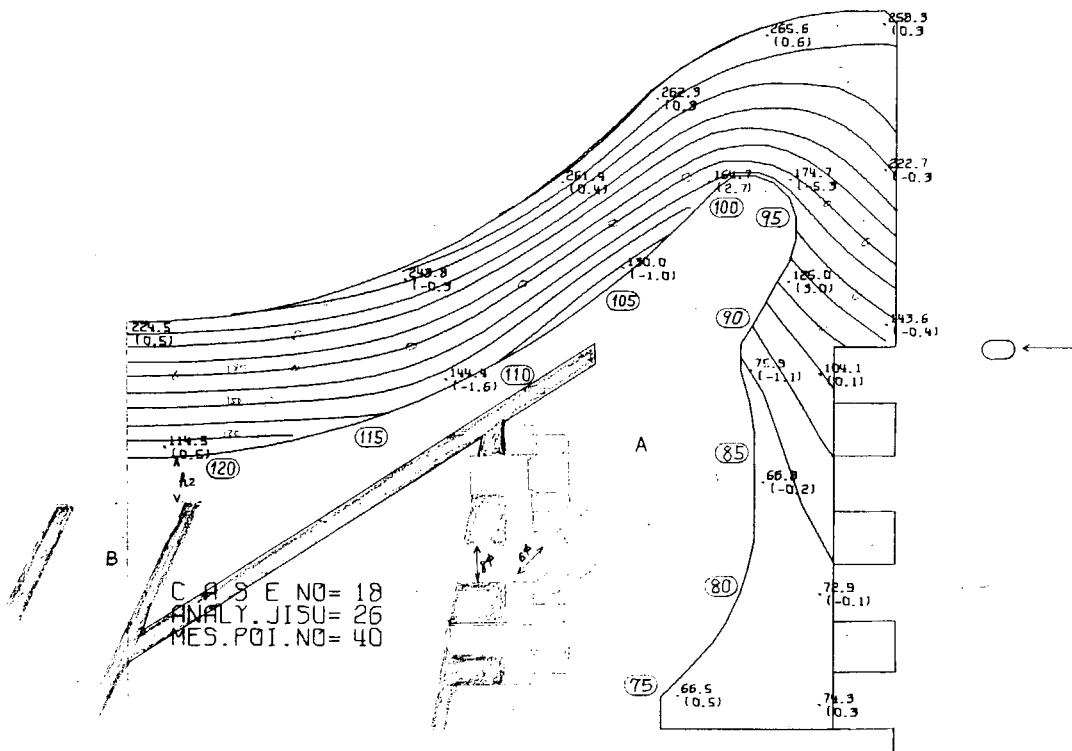


図 27 断面温度分布 (ジェット噴流方式の影響の一例)

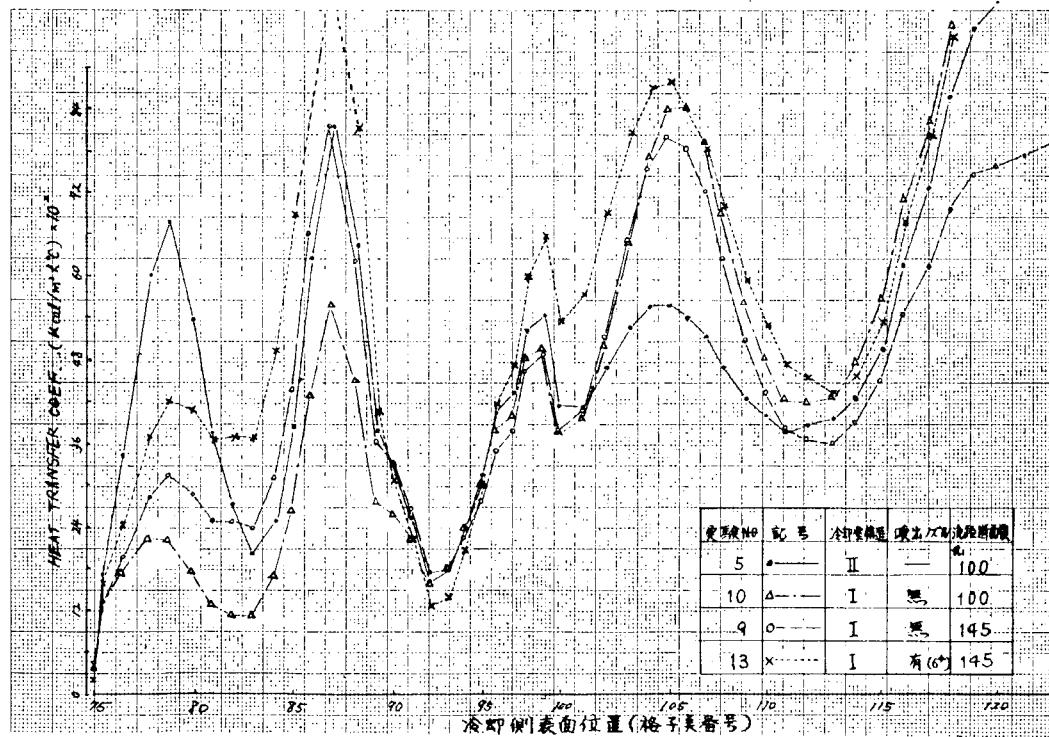


図 28-1 冷却側熱伝達率 (冷却方式の影響)

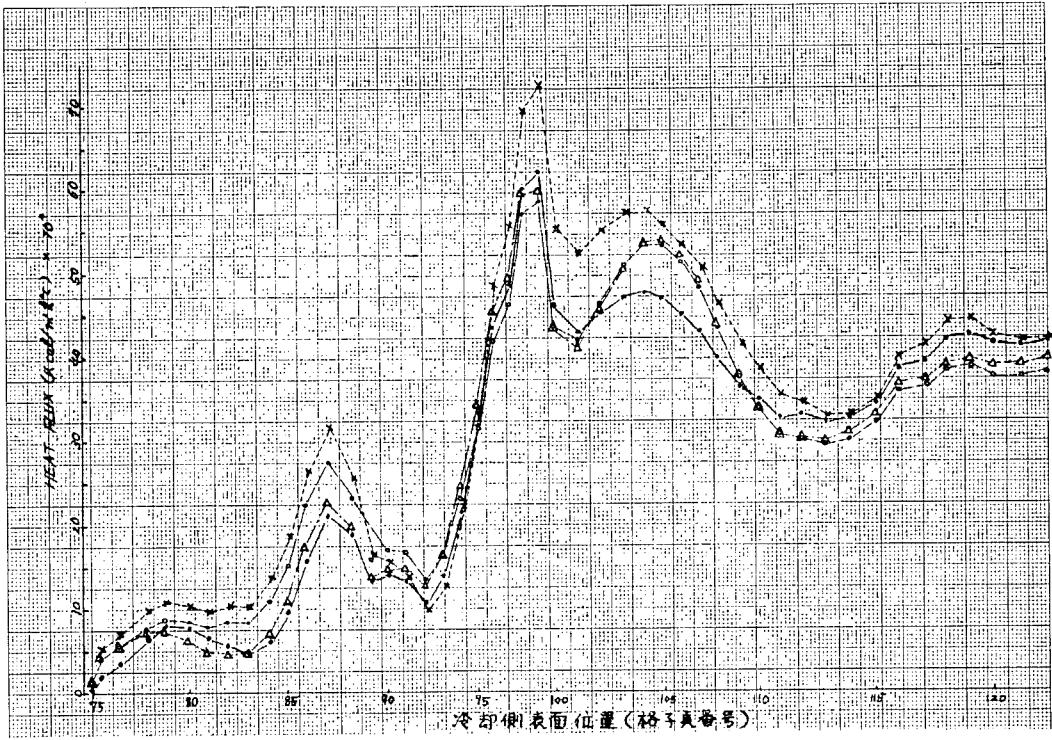


図 28-2 冷却側放熱量（冷却方式の影響）

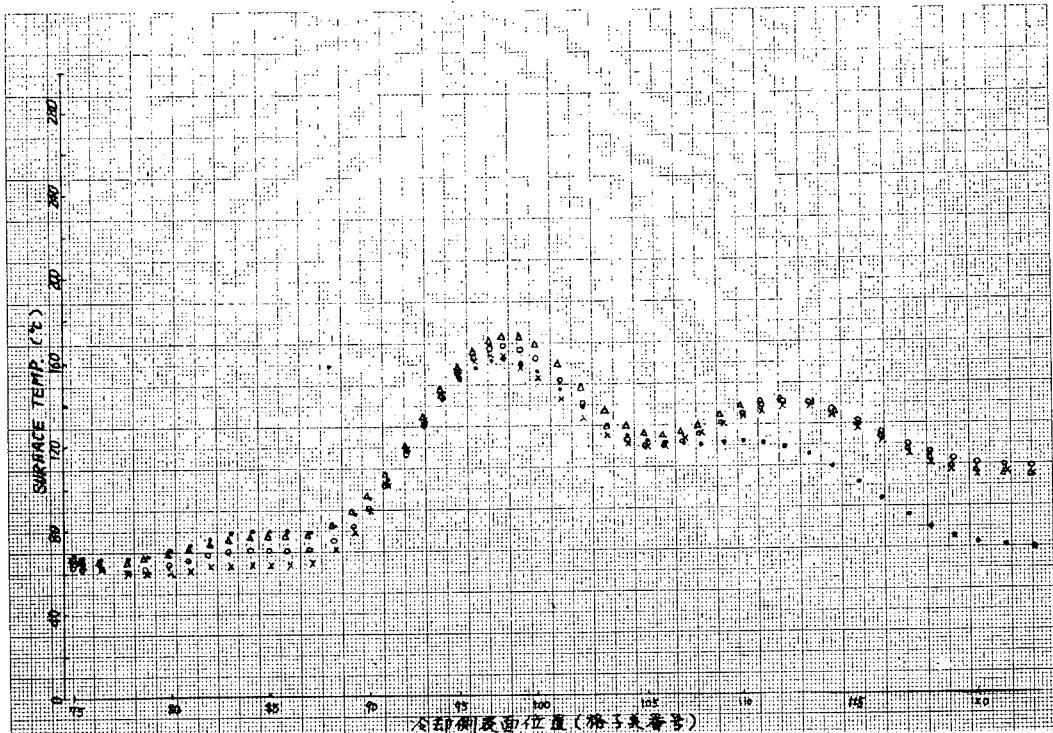


図 28-3 冷却側表面温度（冷却方式の影響）