

第136研究部会
船用ディーゼル機関燃焼室壁部材の
強度設計法に関する研究
報 告 書

昭和48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47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136研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員は次のとおりである。

第136研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

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）	永井将（日立造船）	
委員	本岡隆雄（三菱重工業）	森下璋夫（船舶技術研究所）	
	山田敏郎（京都大学）	山本成（三菱重工業）	
	池田和夫（日本郵船）	今井次郎（三菱重工業）	
	大井利継（三井造船）	岡田宗一（大阪商船三井船舶）	
	奥村克二（名村造船）	河津威信（住友重機械工業）	
	小泉磐夫（金沢大学）	孝橋謙一（阪神内燃機工業）	
	坂本襄（白杵鉄工所）	佐藤義一（函館ドック）	
	新実高保（神戸製鋼所）	恒屋礼二郎（三菱重工業）	
	原三郎（日本船用機器開発協会）	葉山真治（東京大学）	
	東園安憲（大阪造船所）	村上和夫（日本鋼管）	
	本吉英一（ヤンマーディーゼル）	弓削正博（石川島播磨重工業）	

目 次

1. 燃焼室壁部材の実働条件下における重畳疲労の研究	1
1.1 応力波形と周波数比の疲労強度に及ぼす影響	1
1.1.1 はじめに	1
1.1.2 供試材	1
1.1.3 疲労試験	2
1.1.4 疲労損傷に関する検討	2
1.2 シリンダ・カバー材の疲労強度線図の設定	6
1.2.1 はじめに	6
1.2.2 供試材	6
1.2.3 疲労試験	6
1.2.4 考 察	7
1.3 まとめ	8
参考文献	9
図 表	10
2. 燃焼室壁部材の疲労寿命の研究	22
2.1 緒 言	22
2.2 試験装置と試験方法	22
2.3 実験結果(正弦波単独)	24
2.4 実験結果(重畳波A)	26
2.5 結果に対する考察	28
2.6 まとめ	31
参考文献	31
3. 触火面部材の破損の研究	33
3.1 触火面部材の破損に及ぼすクリープの影響	33
3.1.1 高温材料試験装置	33
3.1.2 クリープ損傷に関する予備的検討	36
3.1.3 まとめ	37
3.2 排気弁の寿命に影響を及ぼす伝熱条件の検討	38
3.2.1 概 要	38
3.2.2 実験機関による排気弁温度の測定	39
3.2.3 細隙を流れる高温高圧気体の流力抵抗および熱伝達	40
3.2.4 排気弁温度の計算	45
3.2.5 まとめ	49
文 献	50
図 表	51
付 録	68

1. 燃焼室壁部材の実働条件下における重畳疲労強度の研究

1.1. 応力波形と周波数比の疲労強度に及ぼす影響

1.1.1. はじめに

ディーゼル機関の燃焼室壁すなわちピストン、クラウン、シリンダ・カバー、シリンダ・ライナには、機関の発停の際に生ずる熱応力の繰返し（低周波成分）と燃料の燃焼ガス圧力によって生ずるガス圧応力の繰返し（高周波成分）が同時に作用している。これらの疲労強度は、二つの応力成分の相互干渉によって著しく疲労強度の低下が起るので、重畳疲労強度として信頼性を検討せねばならないことは周知の通りである。(1)~(5)

重畳疲労強度についてはSR100, SR113, などでデータを蓄積して来たが、本研究では、応力波形と周波数比の重畳疲労強度に及ぼす影響を検討した結果をまとめた。

応力波形の問題に対しては、実際の燃焼室壁の機関始動時の負荷上昇、停止時の負荷降下、機関稼働中の負荷の変動によって熱応力波形が異なって来るので、この波形が疲労強度にどのような効果をもたらすかを明らかにしようとしたもので、今年度は、矩形波、三角波、正弦波の典型的な波形によって実験を行った。

周波数比の問題に対しては、熱応力サイクル1周期の中で、ガス圧応力サイクルの繰返し回数が異なった場合に、疲労強度はどうなるかと云うことである。すなわち、実船に搭載されている機関が10日連続航海すれば、大型機関（100 r.p.m）で 1.44×10^6 回、中型機関（600 r.p.m）で 8.44×10^6 回のオーダとなる。しかるに実験室的にはこのような大きな周波数比の実験は困難なので、実験の容易な $10^2 \sim 10^3$ 前後の周波数比をもつ標準的な実験結果から、実船で使用される実働条件での疲労強度を推定する必要が起って来る。このために本研究では周波数比を200, 667, 4000の3種にかえて重畳疲労試験を行った。

この二つの問題に対して、熱応力サイクルに対応する疲労損傷とガス圧応力の変動に対する疲労損傷とを計算し、検討した結果を取まとめた。

1.1.2. 供試材

船用ディーゼル機関のピストンに使用される $\frac{1}{2}$ Mo鋳鋼を供試した。化学組成を表1.1.1.に示した。素材は厚さ40mm, 長さ300mm, 高さ120mmの舟型に鋳造し、上部の押湯部を約80mmがスカットして、底部を使用した。

熱処理は、900°C × 3.5^H保持後、油焼入れ、700°C × 3.5^H保持後空冷を行っ

たものである。

引張試験結果を表 1.1.2 に示した。試験片は標点間距離 50mm 、ゲージ径 $14\text{mm}\phi$ 、の JIS 4 号である。これによれば、引張強さ 50kg/mm^2 クラスの材質である。引張試験は、RT、 300°C 、 500°C で実施した。素材からの試験片採取位置は前記鑄造素材 1 ケより、縦方向に 1 ケずつ採取した。

1.1.3. 疲労試験

使用した試験装置は 10Ton の高温変動塑性疲労試験装置で、電気油圧型のサーボ方式のものである。⁽¹⁾ 応力条件は引張圧縮の定応力条件で行った。試験温度は RT である。破壊サイクル数は試験片が完全に二つに分離した時を破壊サイクル数とした。試験片の形状は図 1.1.1 に示すように、標点間距離 30mm 、ゲージ径 $10\text{mm}\phi$ の中実円筒型試験片である。試験片の仕上げ状況は旋削のあと #320 ペーパーでみがいた。

実験した応力波形は図 1.1.2 に示す形を基本にした。熱応力サイクルに相当するものを一次波とし、ガス圧応力サイクルに相当するものを二次波とした。

すなわち一次波が矩形波、三角波、正弦波の 3 種を使用し、それに重畳する二次波は正弦波で 2000C.P.M を基準にした。

今後使用する記号をとりまとめたものが表 1.1.3 である。

実験条件ならびに試験結果を表 1.1.4 に示した。

高サイクル疲労に関しては疲労耐久限は 23.0kg/mm^2 である。重畳疲労強度については、二次波は疲労耐久限の 1.0rw (23.0kg/mm^2) と 0.4rw (9.2kg/mm^2) の二種を行った。

波形の影響については図 1.1.5 に示すように σ_{a1} が高くなれば波形の影響が大きくなり、 σ_{a1} が低くなるに従ってこの影響は小さくなって来る傾向がある。

一般的に重畳疲労強度には三角波、正弦波、矩形波の順で強度が低下していることがわかる。

周波数比の影響に対しては、図 1.1.6 および 1.1.7 に示した。実験は周波数比 $n=200, 667, 4000$ の 3 種を実施したが、 $\sigma_{a2}=23.0\text{kg/mm}^2$ (疲労耐久限) のように比較的大きい場合には、 σ_{a1} が大きな領域で周波数の影響が顕著で、小さくなるに従って影響がなくなる。又 $\sigma_{a2}=9.2\text{kg/mm}^2$ (0.4rw) のように小さな場合には、 σ_{a1} が大きな領域で逆に周波数の影響が表れず、 σ_{a1} が小さな領域で影響が大きくなる傾向があるが、これらは 1.1.4 項で検討する。

1.1.4. 疲労損傷に関する検討

本問題のように低サイクル疲労と高サイクル疲労強度とが重畳して作用する場合の疲労損傷を本格的に検討した論文は数少ないが、一般的な変動応力振中

での疲労損傷の考え方は代表的なものとして、Miner⁽⁶⁾、Grover⁽⁷⁾、Marco-Starkey⁽⁸⁾、Shanley⁽⁹⁾、Corten-Dolan⁽¹⁰⁾、Freudenthal-Heller⁽¹¹⁾ などがある。これらは一長一短があり、未だ明確な考え方に統一出来るものはない。ここではエンジニアリング的な立場から出来るだけ単純な仮定のもとに疲労損傷を計算して実験的なデータをとり入れて重畳疲労寿命を推定するための検討結果をまとめた。

重畳疲労強度の疲労損傷は最大応力 σ_a による低サイクル成分と、 σ_{a1} が変動する平均応力成分として作用した σ_{a2} の高サイクル疲労の成分がある。

計算結果を表 1.1.5 (1)~(4) に示す。 σ_a に対する低サイクル成分の疲労損傷は各実験点に対する最大応力振中 ($\sigma_a = \sigma_{a1} + \sigma_{a2}$) に対して図 1.1.3 から N_{f10} を定めて、この逆数をとることによって一次波 1 サイクル分の疲労損傷率 $\textcircled{10} D_1/\text{cycle}$ とした。

また、 σ_{a2} に対する高サイクル成分の疲労損傷は次の方法によって計算した。各実験点に対する σ_{a1} による平均応力は、正弦波、矩形波、三角波などの波形に従って変動するので、重畳疲労 1 サイクルを 12 等分しその区間に入る二次波の数だけ一定の平均応力がかかるものとした。すなわち、各波形を 12 段階の波形の平均応力として計算した。これらの平均応力に対して σ_{a2} の効果は、Goodman 線図をもとにした図 1.1.8 に従って平均応力 0 の効果になおした相当二次波応力振中 σ_e を算出した。 $\textcircled{6} \sigma_e$ にはその最大値を示した。

$$\sigma_e = \frac{\sigma_{a2} \times \sigma_T}{\sigma_T - \sigma_m} \quad (1.1.1)$$

図 1.1.4 の横軸には真破断力 σ_T を使用した。 σ_m は次式で算出した。

$$\left. \begin{aligned} \text{正弦波} & \quad \sigma_m = \sigma_{a1} \sin \theta \\ \text{三角波} & \quad \sigma_m = \sigma_{a1} \times \frac{90^\circ - \theta}{90^\circ} \quad (0 \leq \theta < 180^\circ) \\ & \quad = \sigma_{a1} \times \frac{\theta - 270^\circ}{90^\circ} \quad (180^\circ \leq \theta < 360^\circ) \\ \text{矩形波} & \quad \sigma_m = +\sigma_{a1} \quad (0 \leq \theta < 180^\circ) \\ & \quad = -\sigma_{a1} \quad (180^\circ \leq \theta < 360^\circ) \end{aligned} \right\} (1.1.2)$$

このあと、図 1.1.8 によって各 12 段階の σ_e に相当する N_{f20} を求めその逆数の 1 周期分の和をとって二次波による疲労損傷 $\textcircled{10} D_2/\text{cycle}$ (一次波 1 周期分の損傷) とした。この場合図 1.1.4 の疲労耐久限以下には時間強度を延長した。

$\textcircled{7} D_1$ および $\textcircled{8} D_2$ は実験データからの一次波で数えた破壊サイクル $\textcircled{4} N_{f1}$ 倍したものであり、 $\textcircled{9} D$ は D_1 と D_2 の和すなわち試験片が破断するまでに吸収した全疲労損傷である。

表 1.1.5 によれば、重畳疲労の一次波で数えた 1 サイクルあたりの疲労損傷は σ_{a2} を固定して考えれば、 D_1/cycle 、 D_2/cycle 共に σ_{a1} が小となるに伴って減少して来るにもかかわらず、試験片データの破断までの累積された損傷を考

えると、一次波に関する D_1 はある所に極小点があり、途中から再び増大する所がある。二次波に関する D_2 は、一様に増加する。試験片が破断するまでの全体の疲労損傷④ $D = D_1 + D_2$ に対しては、これら二つの疲労損傷に支配され一様に単純に変化する傾向は認められず、又線型損傷で云っているように、 $D=1.0$ で破壊する法則はこのままでは成立しがたいことがわかる。

重畳疲労に関する図 1.1.5 の波形効果を検討すると、⑪ D_2/cycle によれば、同じ σ_{a1} 、 σ_{a2} の組合せ (R-1, T-1, C-2-2 など) では疲労損傷量⑪は矩形波が最も大きく、三角波が最も小さく、正弦波はその中間に来ていることから、波形効果としては、矩形波、正弦波、三角波の順で疲労強度の低下が著しいことがわかる。これは σ_{a1} が平均応力として働く場合に、波形によって (1.1.2) 式のように 1 周期中に高い応力に留る期間の大小によって差が出たものと考えられる。

次に波形効果が、 σ_{a1} の大きくなるに従って顕著で、小さくなるに従ってあまり差がなくなることについては、 σ_{a1} の大きな領域では D/cycle の各波形間の差がかなりあるのに反して σ_{a1} が小さくなるに従って各波形間の差が縮まって来ることから定性的に説明できる。すなわち σ_{a1} が小さければ、 σ_{a2} の平均応力としての影響が小さくなって来て、一次波の波形の影響は少なくなって来ることを示している。

周波数の影響については表 1.1.5 について説明すると周波数比 $n=200, 667, 4000$ の三種を実験しているが、 $\sigma_{a2} = 23.0 \text{ Kg/mm}^2$ の場合には σ_{a1} が大きい領域は周波数の影響が顕著で、 σ_{a1} が小さくなるに従って周波数の影響が小さくなることがわかる。これは σ_{a1} が大きくなると、 σ_{a2} の平均応力成分としての利き方が大きくなり、そのために二次波による疲労損傷の割合が増大して重畳疲労強度が周波数比 n によって大きく変わって来ることになる。

逆に σ_{a1} が小さくなれば、 σ_{a2} の平均応力成分としての利き方が、小さくなるので、周波数比 n が変わっても重畳疲労強度には大きな差が出ないためと考えられる。

一方 σ_{a2} が小さい場合 (図 1.1.7, $\sigma_{a2} = 9.2 \text{ Kg/mm}^2$) のように疲労耐久限度の 4 割前後になると、 σ_{a2} の疲労強度に及ぼす影響が小さい上に、一次波応力 σ_{a1} の影響の方が圧倒的に大きくなるために周波数比 n の影響は σ_{a1} の大きな領域ではあまり表れないことになる。また σ_{a1} が小さくなって来ると、一次波のための低サイクル強度の疲労寿命に及ぼす割合が減って来て相対的に二次波の影響が表れ n の影響が出て来る。さらに σ_{a1} が小さくなれば、 σ_{a2} の平均応力としての効果を考えてもそれ程大きな影響をもたず、最大応力振幅 $\sigma_a = \sigma_{a1} + \sigma_{a2}$ の低サイクル強度に近くなって来ることになる。今回の実験では (2)(4)(5) 図 1.1.7 の長寿命側のデータがないが、以前のデータによれば、重畳疲労強度

は σ_{a1} の低い所で下に凸に弯曲して来ることが確かめられているので、この領域では最大応力 σ_a としての低サイクル疲労強度によって疲労寿命が決定され、周波数比の影響は少なくなつて来るものと考えられる。

このように波形効果と周波数比の影響は共に σ_{a1} と σ_{a2} の疲労損傷の立場である程度まで解析出来ると考えられるので、次にこれに関する検討を行った。

表 1.1.5 の ⑫には低サイクルによる疲労損傷の割合を示してある。これは 1.0 からこの項に示す数字の差が二次波の存在のために失われたことになる。

各実験条件によって破断した試験サイクルの中で、低サイクル疲労によって等価的にまとめて疲労損傷を受けると考えたサイクル数は ⑬に示す。一方、⑭ + ⑮の逆数をとることによって、従来の Miner 則による重畳疲労の破壊サイクル数が求められる。これを N_{fi} として ⑯に示した。⑬と同様にこのサイクル数の中で低サイクル疲労損傷がまとめて受けたと考えたサイクル数は ⑫ × ⑯として求められる。この量は重畳疲労試験をやらないでも低サイクル疲労強度と高サイクル疲労強度のデータがあれば、前述の D_1, D_2 を求めることにより計算出来る。今仮定として ⑫ × ⑯のサイクルだけで低サイクル疲労破壊するような等価な低サイクル単独の疲労強度を図 1.1.3 より求め、これを相当最大応力振巾 σ_{are} とする。すなわち σ_{are} は σ_{a1} と σ_{a2} の組合せによる重畳疲労強度が等価な σ_{are} の低サイクル疲労強度におきかえられたことを意味する。

このようにして σ_{are} と ⑬をプロットすることによって低サイクル疲労強度を中心にした線図を作ることが出来る。図 1.1.9 にはこのグラフを示す。

この中には周波数比 $r = 200$ の標準的な重畳疲労試験結果（一次波と二次波の組合せをかえたもの）と同波数をかえた場合、一次波形が変わったものなど一緒にまとめて示してある。実線は図 1.1.3 の低サイクル疲労強度である。

若干バラツキはあるが、大体実線のまわりに分布していると思わせるようである。このことは $N_{fi} \times D_1 / D_1 + D_2 = \sigma_{are}$ 線図を作るならば、 D_1 と D_2 を計算することによって低サイクル疲労強度をもとに一次波と二次波の組合せ、周波数比、波形などの条件での重畳疲労強度が推定出来ることになる。ただし、二次波応力振巾の小さい場合の周波数比の影響と波形の影響については若干バラツキが大きい。これは一次波による低サイクル疲労損傷は二次波によって塑性流動を伴った変化すなわち *Cycle dependent Stress Relaxation* や *Coaxing* 効果などの形で影響するので、今後の検討すべき問題と考える。このためには大きな塑性変形を伴う一次波の下で、高い周波数で作用する二次波の変形を試験片のゲージ部より直接計測出来る高精度の歪検出装置の開発と、応力履歴による金属組織や物性の変化による基礎的な検討を行って材料の疲労損傷仮定を検討しなおす必要がある。

1.2 シリンダ・カバー材の疲労強度線図の設定

1.2.1 はじめに

燃焼室壁の信頼性は重畳疲労強度をもとに検討する必要がある。燃焼室壁の場所によって、一次応力波や二次応力波の大きさ、比率が異なっており、その条件での重畳疲労強度が異ってくるので、低サイクル疲労強度 ($\sigma_{a2}=0$) から高サイクル疲労強度 ($\sigma_{a1}=0$)、も含めた総合的な疲労強度線図が必要である。とくにシリンダ・カバーに多く使用される鋳鋼・ノジュラ鋳鉄の重畳疲労強度線図は作製されていないので、実験検討を行った結果をまとめた。

1.2.2 供試材

供試した材料は、鋳鋼とノジュラ鋳鉄（フェライト系）である。ディーゼル機関のシリンダ・カバーに最も多く使用されている材質を選定した。ほかに鋳鉄（FC25）も使用されることもあるが、比較的小型の機関に多く、ガス圧の応力成分が小さくなるために重畳疲労強度は考慮しなくてもよい場合が多い。

鋳鋼材の化学組成を表1.2.1に示した。熱処理は $900^{\circ}\text{C} \times 6^{\text{H}}$ F.C.によった。鑄造素材は厚さ40mm、長さ300mm、高さ120mmの舟型に鑄造し、上部の押湯部を約80mmガスカットして下部を使用した。

試験片は鑄造の底部より縦方向に一本ずつ採取した。

機械的性質は表1.2.2に示した。試験片はJIS4号を使用した。

ノジュラ鋳鉄（フェライト系）材の化学組成を1.2.3に示した。熱処理は $900^{\circ}\text{C} \times 6^{\text{H}}$ F.C.によってフェライト組成とした。鑄造は直径45mm ϕ 、長さ300mmの円筒形に鑄造し、押湯部をガスカットして下部を使用した。試験片は底部より縦方向に一本ずつ採取した。

機械的性質は表1.2.4に示した。試験片はJIS4号を使用した。

1.2.3 疲労試験

使用した試験機は、1.1節で使用したものと同一電気油圧サーボ方式の10Ton型高温変動塑性疲労試験機を使用した。

応力条件は引張圧縮定応力で、R.Tと 400°C で実施した。シリンダ・カバーのクラック発生の可能性ある所は、冷却面と触火面に大別できるが、冷却面では大体 200°C 以下である場合が多く、この範囲ならR.Tのデータを使用してよいと考えられる。また触火面では殆んどのディーゼル機関のシリンダ・カバーの温度は 400°C 前後が多いのでこの温度で試験することにした。

試験片形状は前節で使用した図1.1.1と同じものであり、旋削のあと#32

0ペーパーで研磨している。

破壊サイクル数はこの試験片が二つに分離した所をとった。

実験条件を表1.2.5に示した。

実験結果として、鋳鋼の低サイクル疲労試験の結果を図1.2.1に示した。

また高サイクル疲労試験の結果を図1.2.2に示した。

ほかに重畳疲労試験も各温度4本ずつ実施した。

この両者の実験共に400℃の疲労強度がR.Tの疲労強度に比して、大きい結果になっている。これは時々このような結果が得られることがあるが、青熱脆性がこの温度まで及んでいたためと考えられる。疲労耐久限はR.Tで 15 kg/mm^2 、400℃で 18 kg/mm^2 である。

ノジュラ鋳鉄の低サイクル疲労試験結果を図1.2.3に示した。また高サイクル疲労強度を図1.2.4に示した。ほかに重畳疲労試験は各温度4本ずつ実施した。

これらのデータによれば、R.Tではノジュラ鋳鉄の方が強度が高いが、400℃となると鋳鋼の方が強度が高いようである。

1.2.4 考察

低サイクル疲労と高サイクル疲労を含んだ重畳疲労強度のデータを設計に使いやすい形でまとめるには、SR113で行ってきたような縦軸に二次波応力を横軸に一次波応力をとり、破壊サイクル数をパラメータとして表示する疲労強度線図の方法⁽²⁾⁽⁵⁾によることにした。

この方法は横軸には低サイクル疲労強度 ($\sigma_{a2} = 0 \text{ kg/mm}^2$) をとり、縦軸には高サイクル疲労強度 ($\sigma_{a1} = 0 \text{ kg/mm}^2$) をとっている。縦軸と横軸にはさまれた領域は重畳疲労強度を示している。パラメータは N_{f1} 、つまり一次波の周期で数えた破壊サイクルを示している。従って周波数比が200で実験しているの、二次波周期で数えたサイクルは $N_{f1} \times 200$ となる。よって縦軸の二次波単独の高サイクル疲労のデータは図1.2.2、図1.2.4の N_{f20} のデータを200で割った値をパラメータとしている。

両軸にはさまれた重畳疲労強度の曲線は次のように決定した。SR113の検討結果によれば、横軸は引張強さ比、縦軸は疲労耐久限比で表示すると、熱処理を多少かえても曲線の形は大きな相違はないことが確かめられているので、一応その漸近的な曲線を引き、重畳疲労試験を各4本ずつ行っているの、原点よりその実験点に直線を引いて、その線上でパラメータの N_{f1} にしたがって補正しあいながら確定させたものである。鋳鋼材はR.Tを図1.2.5に、400℃を図1.2.6に示した。

また、ノジュラ鋳鉄材はR.Tを図1.2.7、400℃を図1.2.8に示した。

この線図によって、シリング・カバー材に発生している一次波応力 σ_{a1} と、二次波応力 σ_{a2} とがわかれば、重畳疲労強度を推定することができる。

なお、この線図には標準試験のデータとして正弦波で周波数比 200 の場合を実験しているが、実際の周波数比の場合、波形の相違等に関しては 1.1 節で述べた方法を使用して、実働条件下の重畳疲労強度を推定することができる。

なお、シリング・カバーの冷却面の強度については、冷却水を使用している場合、腐食疲労強度を考慮することが必要であり、温度の高い時の防錆剤の挙動、沸騰条件下の腐食疲労強度など、今後検討して行くことになっている。

1.3 まとめ

$1/2 M_o$ 鋳鋼を供試材として、波形、周波数比の重畳疲労強度におよぼす影響を実験検討した。また従来データのなかったシリング・カバー材（鋳鋼、ノジュラ鋳鉄）について重畳疲労を含めた疲労強度全般を把握する疲労強度線図を実験を行って作製した。主な結果は次の通りである。

- (1) 波形の影響では、一次波を三種の波形で実験したが、最も強度の低下するのは、矩形波であり、次が正弦波、三角波の順である。また、二次波 σ_{a2} を一定と考えると一次波応力が小さくなるにつれて波形の影響はなくなってくる。
- (2) 周波数比の影響については、二次波 σ_{a2} が比較的大きい ($\sigma_{a2} = 1.0 \sigma_w$ 前後) では一次波応力振中が小さくなる程、影響がなくなってくるが、二次波応力 σ_{a2} が小さな所 ($\sigma_{a2} = 0.4 \sigma_w$) では一次波応力が小さくなる程影響が出るがさらに一次波が小さくなれば低サイクル疲労強度に近づく。
- (3) 上記のことは、疲労損傷率を計算し検討することによって定性的に説明できる。
- (4) 重畳疲労強度の疲労寿命損傷を利用することによって、ある程度まで定量的に重畳疲労強度を推定できることを示した。
この結果、標準状態の重畳疲労試験を行うか、あるいは低サイクル疲労と高サイクル疲労のデータがあれば、波形の相違、周波数の影響、一次波と二次波の相互干渉などある程度の重畳疲労強度が算出できるものと考えられる。今後二次波の塑性変形に及ぼす影響についてさらに検討の必要がある。
- (5) シリング・カバー材として多く用いられる鋳鋼、ノジュラ鋳鉄について重畳疲労を含めた総合的な疲労強度線図を R.T と 400℃ について実験して作製した。前(4)項と合せ、従来よりシリング・カバーの信頼性検討に一

段の精度が期待できるものと考えられる。

参考文献

- (1) 造船研究協会 SR 100 研究部会
「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」
研究資料 NO. 77 (昭和43年3月)
- (2) 同上 NO. 97 (昭和44年3月)
- (3) 造船研究協会 SR 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」
研究資料 NO. 115 (昭和45年3月)
- (4) 同上 NO. 130 (昭和46年3月)
- (5) 同上 NO. 148 (昭和47年3月)
- (6) M. A. Miner ; J. Appl. Mech (1945, 2)
- (7) H. J. Grover ; ASTM, STP NO. 274 (1960)
- (8) S. M. Marco and W. L. Starkey ; ASME, vol 76 (1954)
- (9) F. R. Shanley ; RAND, P. 350 (1952, 11)
- (10) H. T. Corten and T. J. Dolan ; Proc. Int. Conf. on Fatigues of Metals,
ASME, (1956)
- (11) A. M. Freudenthal and R. A. Heller ; J. Aerospace Sci. vol 26 (1959)

表1.1.1 化学成分(重量%)及 α 熱処理

C	Si	Mn	P	S	Al	Mo
0.10	0.63	0.66	0.008	0.006	0.011	0.51

900°Cx3.5^H 0.Q, 700°Cx3.5^HA.C

表1.1.2 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	ヤング率 kg/mm ²	伸 α %	絞り %	カリシ硬度 HB
R.T	34.4	49.7	120.3	20.800	38.8	74.2	143
	35.1	49.7	120.1	21.000	37.2	75.0	140
	34.3	48.0	116.6	20.600	39.0	75.5	137
300°C	28.9	49.8	109.9	18.000	29.0	69.2	146
	27.2	47.7	106.1	18.500	28.6	70.1	137
500°C	21.1	39.7	92.4	13.300	34.0	78.4	134
	22.2	39.9	89.0	13.000	31.8	77.2	140

表1.1.3 実験に使用した記号

記号	内容	単位
σ_{a1}	一次波応力振中	kg/mm ²
σ_{a2}	二次波応力振中	kg/mm ²
σ_{ur}	疲労耐久限(10 ⁷ サイクル) $\sigma_{a1}=0$ の値	kg/mm ²
σ_a	最大応力振中 $\sigma_a = \sigma_{a1} + \sigma_{a2}$	kg/mm ²
σ_e	σ_{a2} は Goodman 線図で補正した $\sigma_m=0$ の応力振中	kg/mm ²
n_1	一次波周波数	C.P.M
n_2	二次波周波数	C.P.M
Nf_{10}	一次波単独の破壊サイクル(低サイクル疲労 $\sigma_{a1}=0$)	サイクル
Nf_{20}	二次波単独の破壊サイクル(高サイクル疲労 $\sigma_{a1}=0$)	サイクル
Nf_1	重畳疲労の一次波で数えた破壊サイクル数	サイクル
Nf_2	$\frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2)$ とした仮の重畳疲労強度	サイクル
n	周波数比 $n = n_1/n_2$	
D_1	σ_a の低サイクル強度より求められる疲労損傷	
D_2	σ_{a1} は平均応力として σ_{a2} より求められる高サイクル疲労損傷	

表 1.1.4 実験条件および試験結果

実験項目	n_1 CPM	n_2 CPM	σ_{az} kg/mm ²	一次波形	試験結果
低サイクル疲労	—	2000	0	正弦波	図 1.1.3
高サイクル疲労	10	—	変更	—	図 1.1.4
重畳疲労 基本条件	10	2000	23.0	正弦波	図 1.1.5
波形の影響	10	2000	9.2	正弦波	図 1.1.5
			23.0	三角波	
			23.0	矩形波	
周波数の影響	10	2000	23.0	正弦波	図 1.1.6
	3				
	0.5				
	10	2000	9.0	正弦波	図 1.1.7
	3				
	0.5				

表 1.1.5 重畳疲労損傷計算表 (1)

試験記号	① σ_{az} kg/mm ²	② σ_{a1} kg/mm ²	③ n	④ Nf_1 7174	⑤ σ_a kg/mm ²	⑥ σ_e kg/mm ²	⑦ D_1	⑧ D_2	⑨ D	備考
R-1	23.0	15.0	200	65	38.0	33.12	0.3170	0.0488	0.3618	矩形波
R-2		7.0	200	682	30.0	26.82	0.0703	0.1886	0.2589	
R-3		3.0	200	5760	26.0	24.50	0.0944	1.2493	1.3437	
T-1	23.0	15.0	200	146	38.0	33.12	0.7122	0.0682	0.7804	三角波
T-2		7.0	200	1493	30.0	26.82	0.1538	0.3899	0.5438	
T-3		3.0	200	20036	26.0	24.50	0.3285	4.2997	4.6282	
C-2-2	23.0	15.0	200	212	38.0	33.12	1.0341	0.1159	1.1501	正弦波
C-4		7.0	200	900	30.0	26.82	0.0928	0.2448	0.3376	
C-6		3.0	200	16000	26.0	24.50	0.2622	0.5504	3.8126	

表11.5 重疊疲勞損傷計算表—(2)

試驗記号	① σ_{a2} kg/mm^2	② σ_{a1} kg/mm^2	③ n	④ N_{f1} ^{+17}N	⑤ D_1/cycle	⑥ D_2/cycle	⑦ D_1/D_1+D_2	⑧ $N_{f1} \cdot D_1/D_1+D_2$	⑨ N_{f1} ^{+17}N	⑩ σ_{ae} kg/mm^2
R-1	23.0	15.0	200	65	4.878×10^{-3}	6.905×10^{-4}	0.876	56.94	180	38.3
R-2		7.0	200	682	1.031×10^{-4}	2.766×10^{-4}	0.271	185.09	2634	35.3
R-3		3.0	200	5760	1.639×10^{-5}	2.169×10^{-4}	0.0703	404.93	4286	37.2
T-1	23.0	15.0	200	146	4.878×10^{-3}	4.673×10^{-4}	0.913	133.24	187	38.0
T-2		7.0	200	1496	1.031×10^{-4}	2.612×10^{-4}	0.283	422.22	2746	35.0
T-3		3.0	200	20036	1.639×10^{-5}	2.146×10^{-4}	0.071	1422.56	4329	37.0
C-2-2	23.0	15.0	200	212	4.878×10^{-3}	5.470×10^{-4}	0.899	190.62	184	38.0
C-4		7.0	200	900	1.031×10^{-4}	2.72×10^{-4}	0.274	246.96	2666	35.0
C-6		3.0	200	10000	1.639×10^{-5}	2.219×10^{-4}	0.069	1100.48	4197	37.3

表11.5 重疊疲勞損傷計算表—(3)

試驗記号	① σ_{a2} kg/mm^2	② σ_{a1} kg/mm^2	③ n	④ N_{f1} ^{+17}N	⑤ σ_a kg/mm^2	⑥ σ_e kg/mm^2	⑦ D_1	⑧ D_2	⑨ D
C-1	23.0	17.0	200	145	40.0	35.18	1.7261	9.912×10^{-2}	1.8252
C-2-1		15.0	200	215	38.0	33.12	1.0341	1.147×10^{-1}	1.1635
C-2-2		15.0	667	105	38.0	33.12	0.5122	1.860×10^{-1}	0.6982
C-2-3		15.0	4000	46	38.0	33.12	0.2244	4.908×10^{-1}	0.7152
C-3		12.0	200	390	35.0	30.44	0.4481	1.569×10^{-1}	0.6077
C-4		7.0	200	900	30.0	26.82	0.0928	2.448×10^{-1}	0.3758
C-5-1		5.0	200	3700	28.0	25.61	0.1542	8.865×10^{-1}	1.0407
C-5-2		5.0	667	870	28.0	25.61	0.0363	6.956×10^{-1}	0.7318
C-5-3		5.0	4000	1170	28.0	25.61	0.0488	5.605×10^0	5.6542
C-6		3.0	200	16000	26.0	24.50	0.2660	3.550×10^0	3.8170
C-7-1	9.2	27.0	200	850	36.2	20.44	1.6346	8.964×10^{-5}	1.6346
C-7-2		27.0	667	600	36.2	20.44	1.1538	2.069×10^{-4}	1.1540
C-7-3		27.0	4000	385	36.2	20.44	0.7404	7.998×10^{-4}	0.7411
C-8-1		23.0	200	4000	32.2	17.31	1.2240	3.167×10^{-4}	1.2243
C-8-2		23.0	667	2700	32.2	17.31	0.8262	7.167×10^{-3}	0.8269
C-8-3		23.0	4000	770	32.2	17.31	0.2362	1.219×10^{-3}	0.2368
C-9		20.5	200	11500	29.7	15.79	1.04545	4.472×10^{-4}	1.0456

表 1.1.5 重疊疲労損傷計算表-(4)

試験記号	① σ_{a2} kg/mm^2	② σ_{a1} kg/mm^2	③ n	④ N_{f1} $\times 10^4$	⑤ D_1/Cycle	⑥ D_2/Cycle	⑦ D_1+D_2	⑧ $N_{f1} \frac{D_1}{D_1+D_2}$	⑨ N_{f1} $\times 10^4$	⑩ σ_{a1e} kg/mm^2
C-1	23.0	17.0	200	145	1.190×10^2	6.836×10^4	0.9466	137.12	79	40.2
C-2-1		15.0	200	215	4.878×10^3	5.335×10^4	0.9014	193.80	185	38.7
C-2-2		15.0	667	105	4.878×10^3	1.771×10^3	0.7336	77.03	150	39.3
C-2-3		15.0	4000	46	4.878×10^3	1.067×10^2	0.3137	14.43	64	43.0
C-3		12.0	200	390	1.143×10^3	4.093×10^4	0.7373	287.55	642	36.3
C-4		7.0	200	400	1.031×10^4	2.720×10^4	0.2749	247.37	2667	35.3
C-5-1		5.0	200	3700	4.167×10^5	2.396×10^4	0.1481	548.16	3555	36.0
C-5-2		5.0	667	870	4.167×10^5	7.995×10^4	0.0495	43.07	1119	40.8
C-5-3		5.0	4000	1170	4.167×10^5	4.791×10^3	0.0086	10.09	207	47.3
C-6		3.0	200	16000	1.639×10^5	2.219×10^4	0.0688	1100.48	4196	37.3
C-7-1	9.2	27.0	200	850	1.923×10^3	1.054×10^7	0.9999	849.93	520	36.2
C-7-2		27.0	667	600	1.923×10^3	3.449×10^7	0.9998	599.89	520	36.2
C-7-3		27.0	4000	385	1.923×10^3	2.078×10^6	0.9985	384.44	520	36.2
C-8-1		23.0	200	4000	3.067×10^4	7.918×10^9	0.9997	3998.97	3267	32.7
C-8-2		23.0	667	2700	3.067×10^4	2.655×10^7	0.9991	2698.66	3265	32.5
C-8-3		23.0	4000	170	3.067×10^4	1.584×10^6	0.9949	766.04	3251	32.3
C-9		20.5	200	11500	9.090×10^5	3.889×10^5	0.9996	11495.06	10496	28.6

表 1.21 鋳鋼の化学成分(重量%) 及u熱処理

C	Si	Mn	P	S
0.19	0.32	0.78	0.012	0.015

900°C × 6" F.C

表 1.22 鋳鋼の機械的性質

試験温度	降伏点 kg/mm^2	引張強さ kg/mm^2	真破断力 kg/mm^2	ヤング率 kg/mm^2	伸び %	絞り %
R.T	16.7	40.4	74.1	20,800	40.0	58.2
	16.8	42.3	72.5	20,600	39.6	54.0
400°C	14.5	35.4	62.3	18,400	42.0	63.8
	14.4	35.7	59.1	18,400	37.2	58.7

表 1.23 ノジュラ-鋳鉄の化学成分(重量%) 及u熱処理

C	Si	Mn	P	S	Mg
3.71	2.40	0.62	0.012	0.012	0.061

900°C × 6" F.C

表 1.24 ノジュラ-鋳鉄の機械的性質

試験温度	降伏点 kg/mm^2	引張強さ kg/mm^2	真破断力 kg/mm^2	ヤング率 kg/mm^2	伸び %	絞り %
R.T	27.6	44.9	55.0	15,800	23.6	22.2
	27.9	44.9	55.6	15,800	23.0	22.6
400°C	20.7	33.0	35.1	14,800	7.2	6.0
	21.0	33.8	36.5	14,500	7.6	8.3

表1.2.5. 実験条件

試験記号	試験温度	n_1	n_2	波形	材質
SC-1	RT	10	—	正弦波	鑄鋼
SC-2	おしむ 400°C	—	2000 CPM	—	—
SC-3	—	10	2000	—	—
FD-1	RT	10	—	正弦波	ジュロ
FD-2	おしむ 400°C	—	2000	—	鑄鉄
FD-3	—	10	2000	—	—

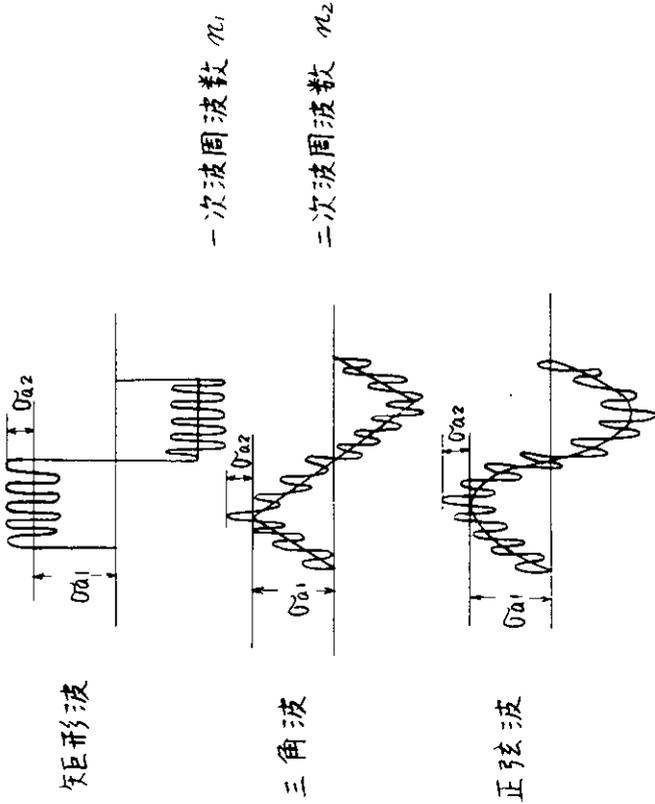


図1.112 実験波形

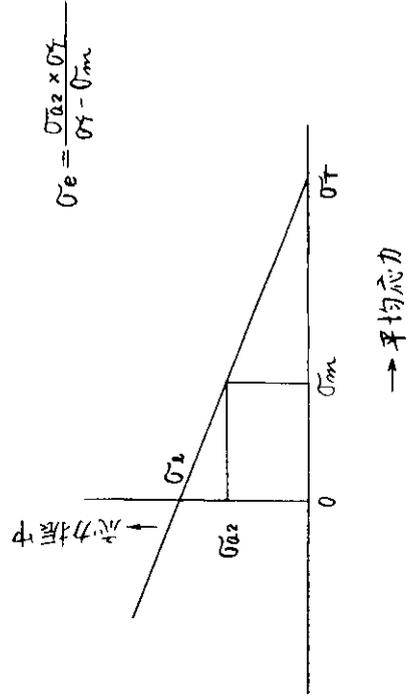


図1.118 二次波の平均応力推定

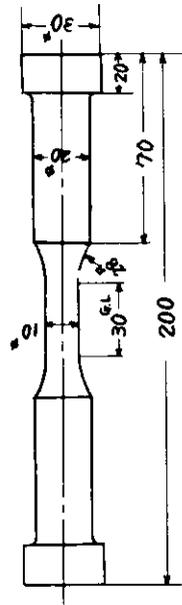


図1.111 試験片形状

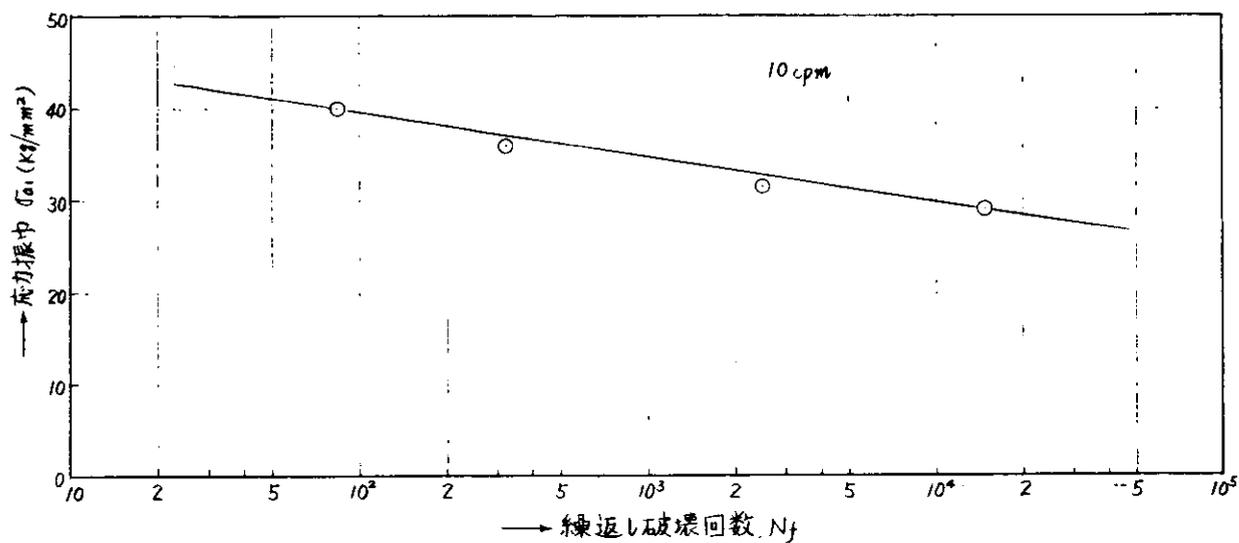


図 1.13 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼低サイクル疲労試験結果

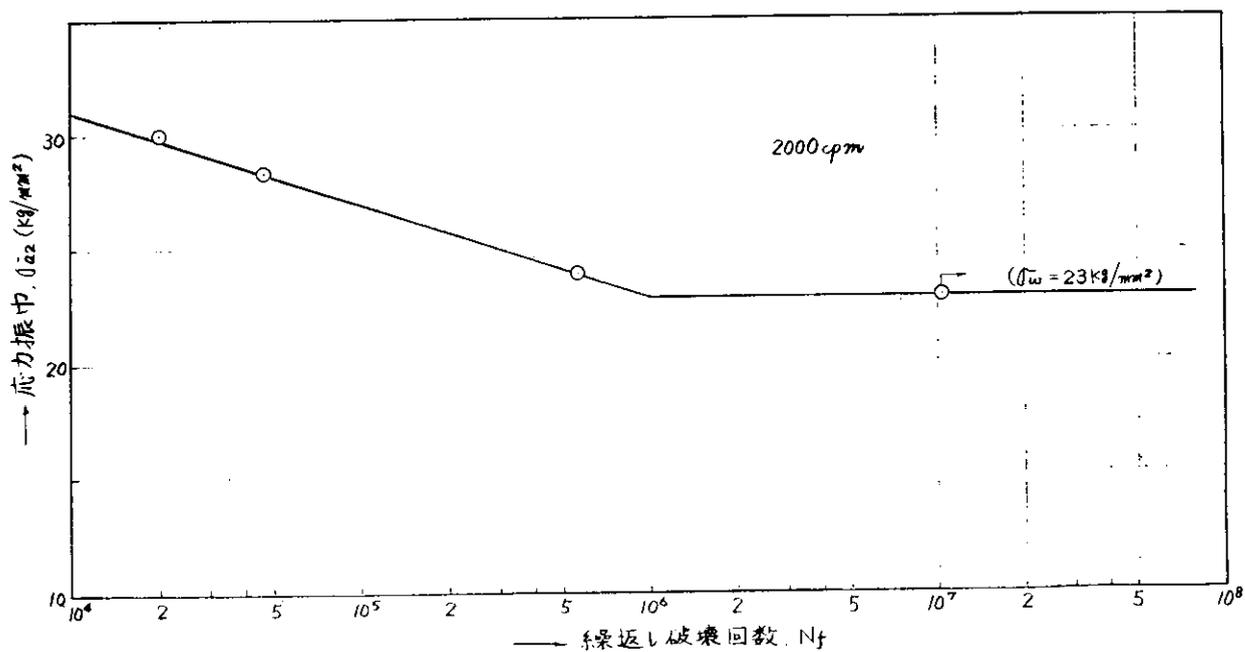


図 1.14 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼高サイクル疲労試験結果

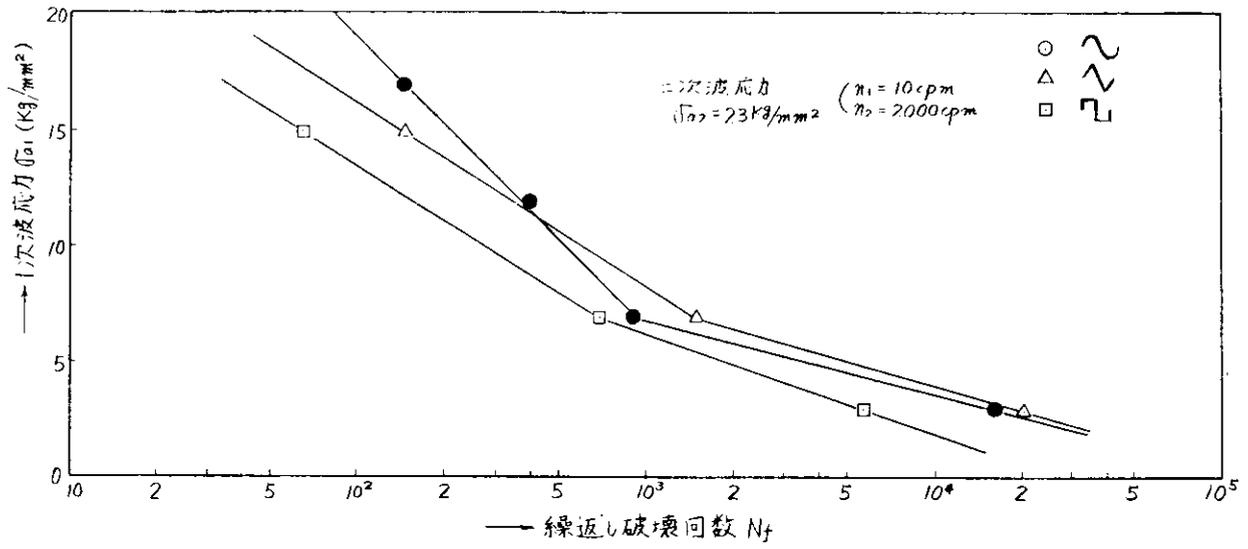


図11.5 1/2 Mo 铸鋼の重畳疲労に及ぼす波長の影響

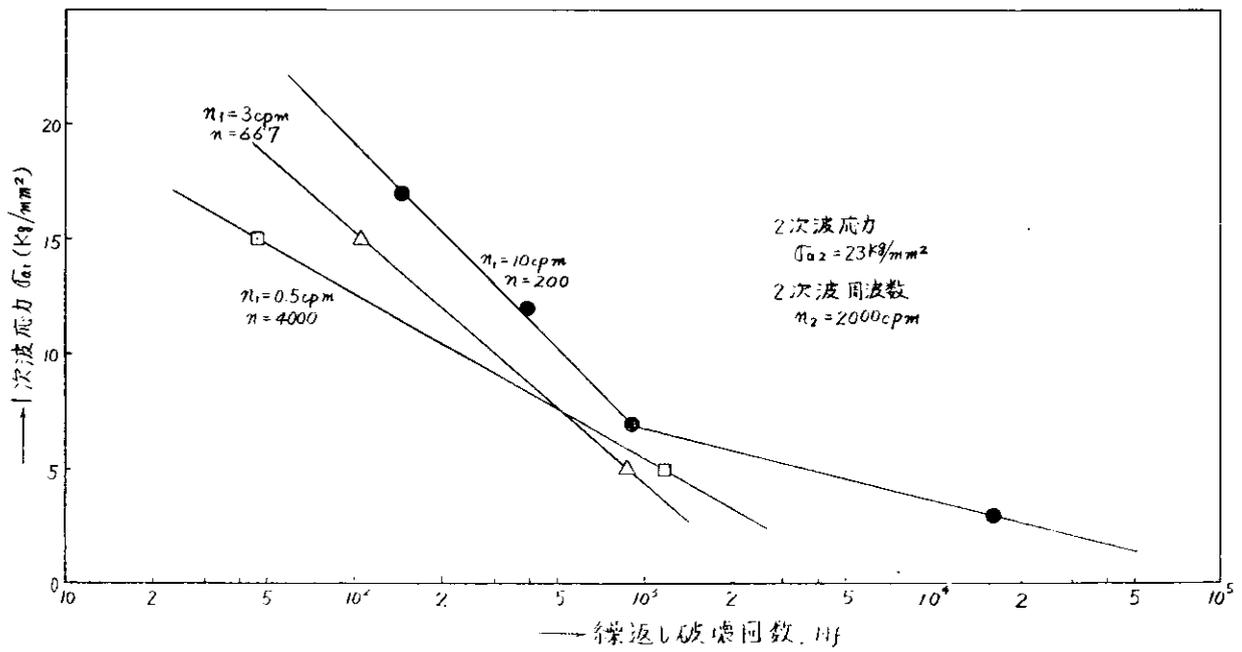


図11.6 1/2 Mo 铸鋼の重畳疲労に及ぼす周波数比の影響

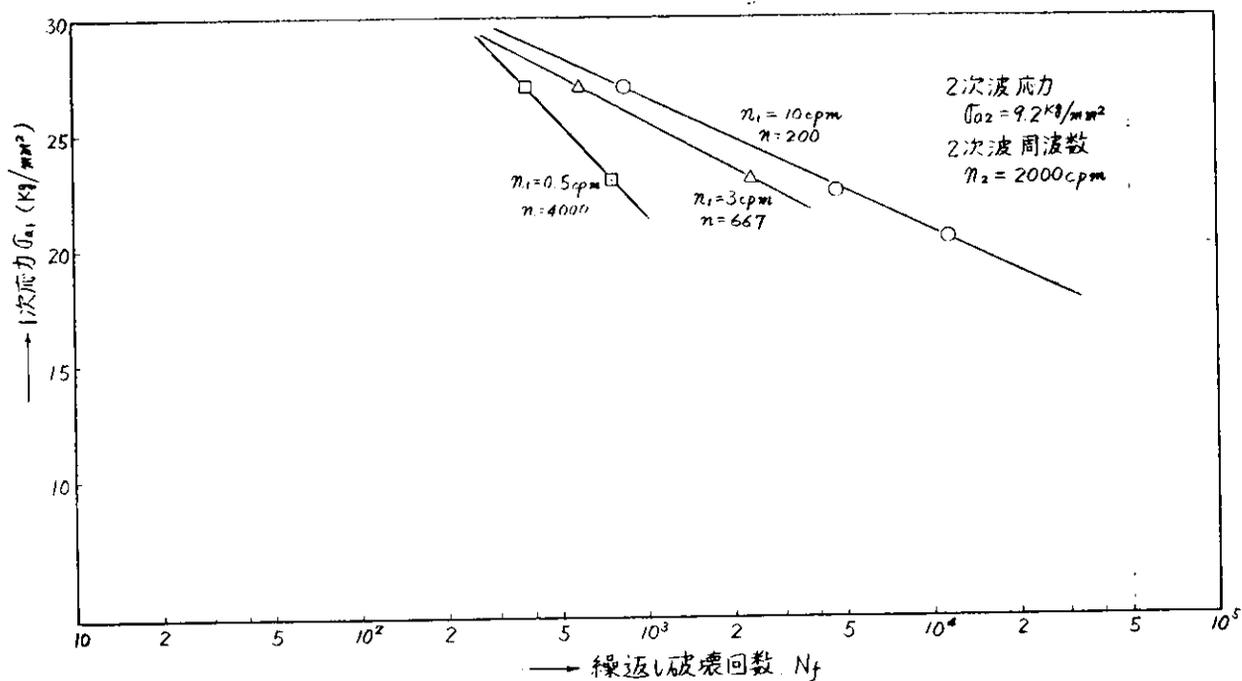


図1.1.7 $\frac{1}{2}$ Mo 铸鋼の重畳疲労に及ぼす周波数比の影響

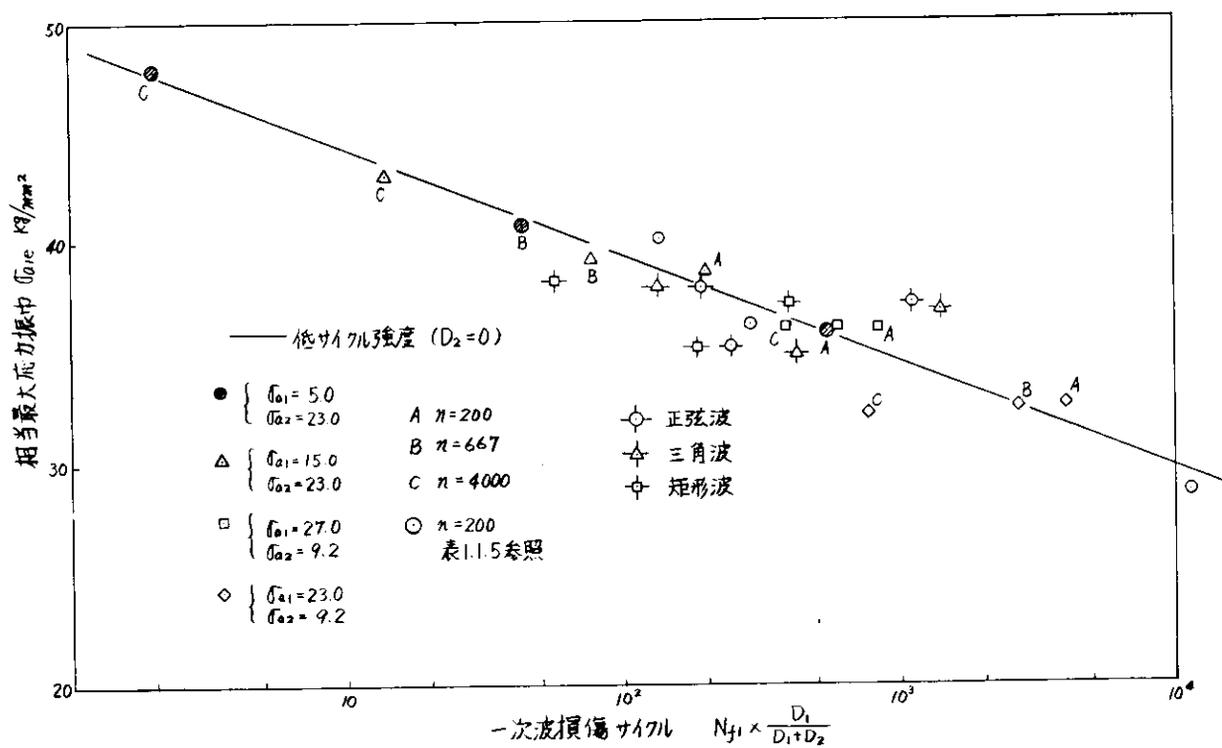


図1.1.9 重畳疲労強度の相互干渉. 波形. 周波数比の影響

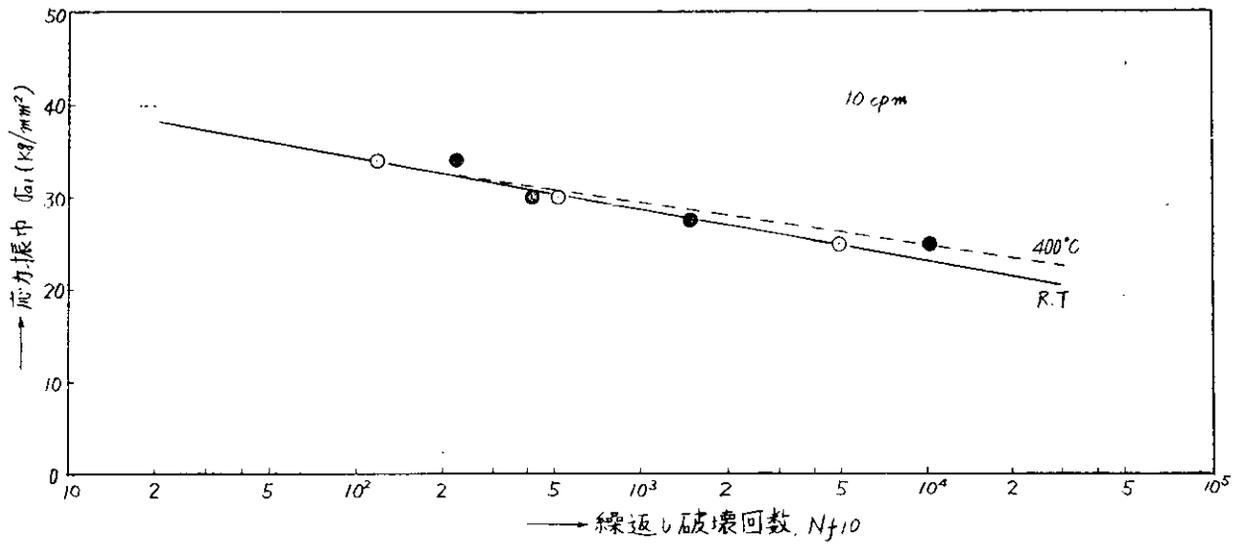


图 1.21 铸钢低サイクル疲労試験結果

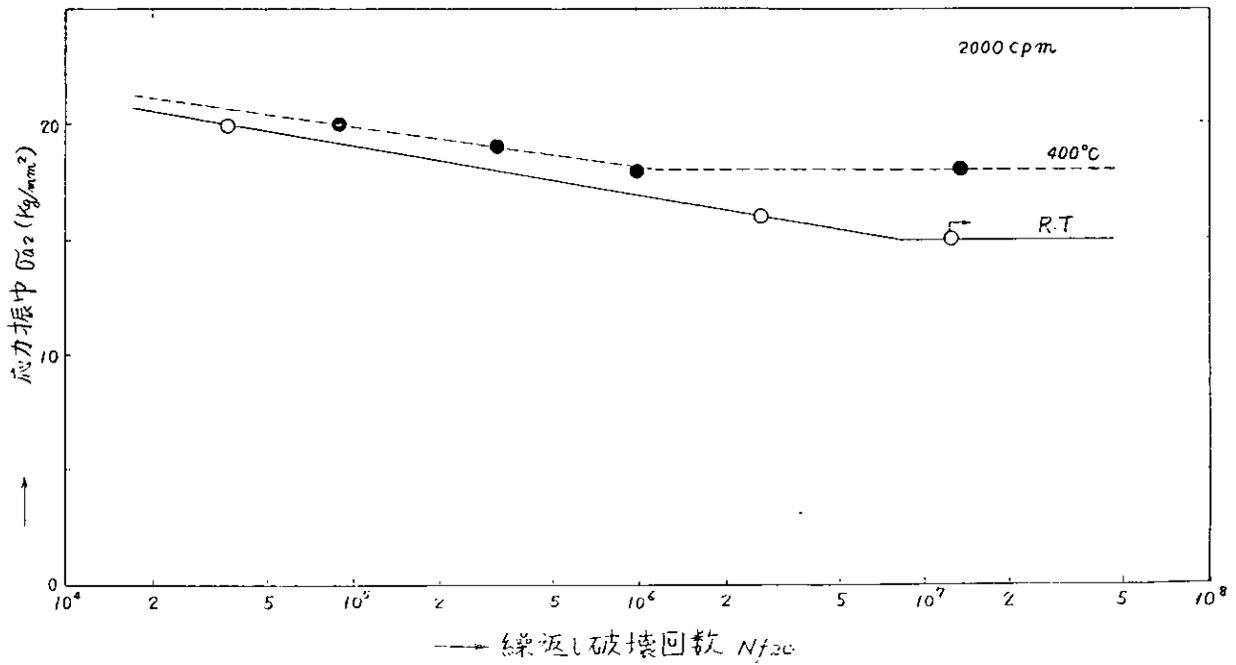


图 1.22 铸钢高サイクル疲労試験結果

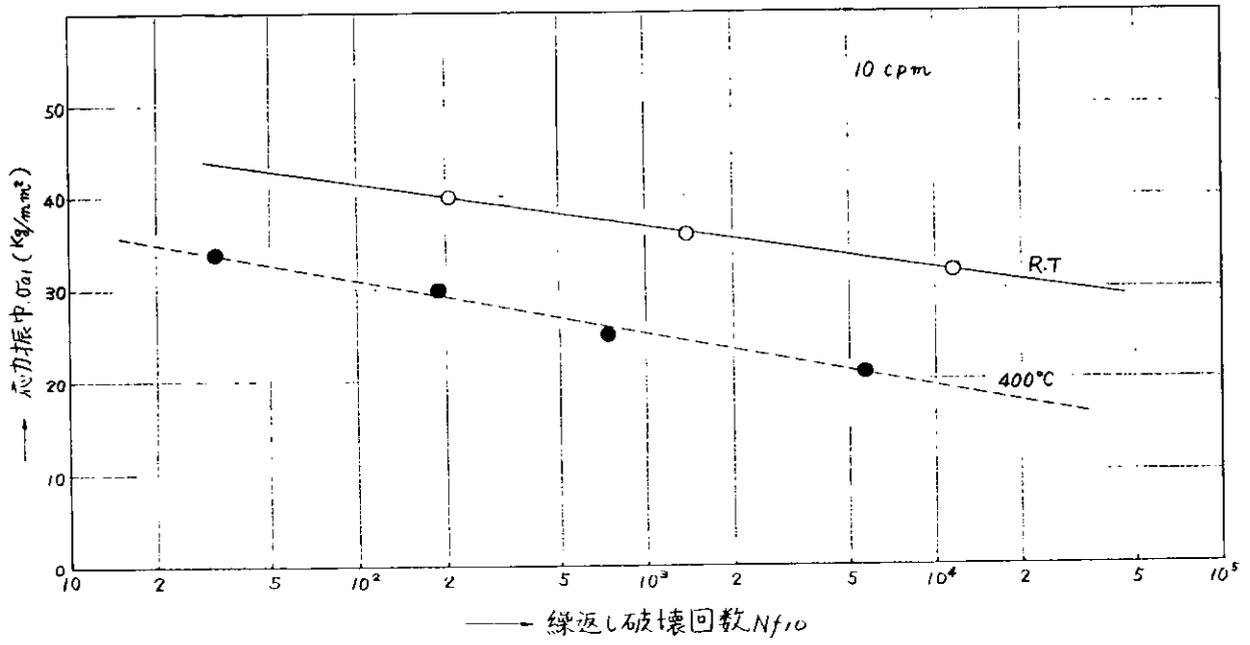


図 12.3 インバ-鋼鉄の低サイクル疲労試験結果

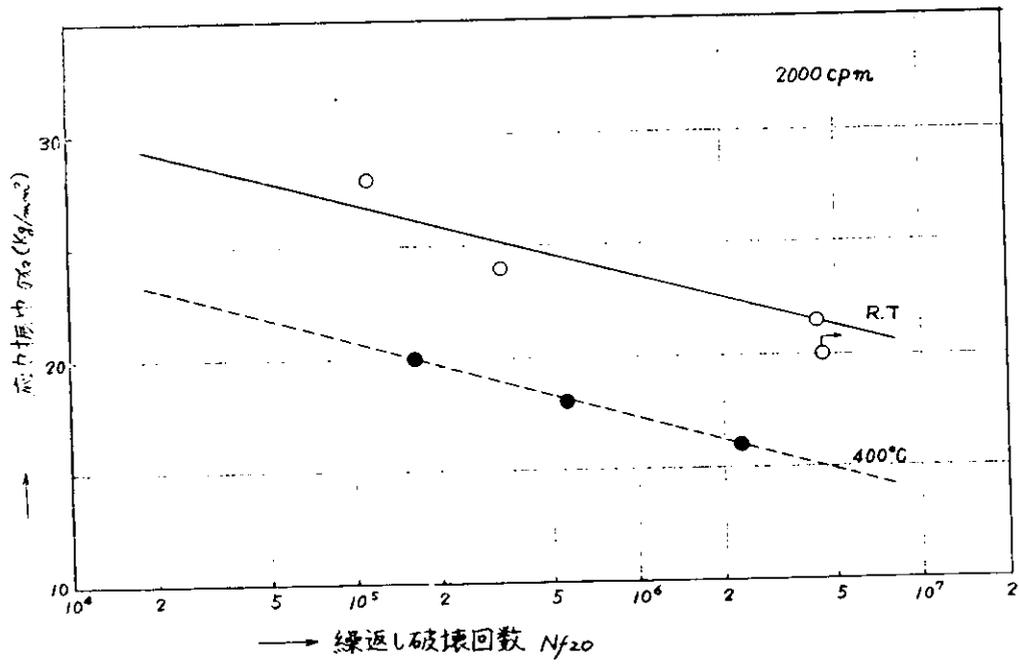


図 12.4 インバ-鋼鉄の高サイクル疲労試験結果

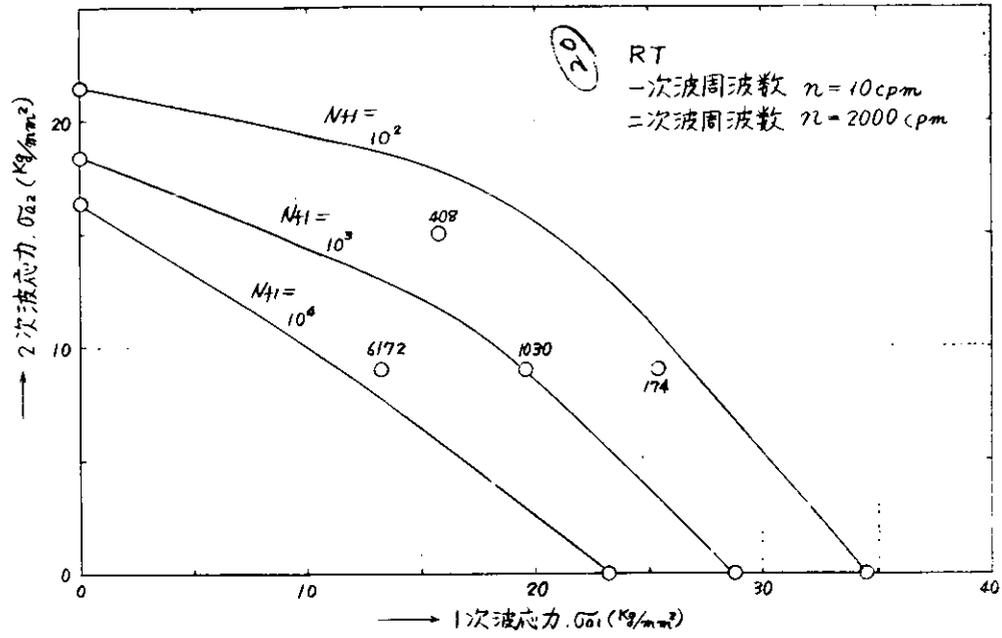


图1.25 铸钢材疲劳强度线图 (R.T)

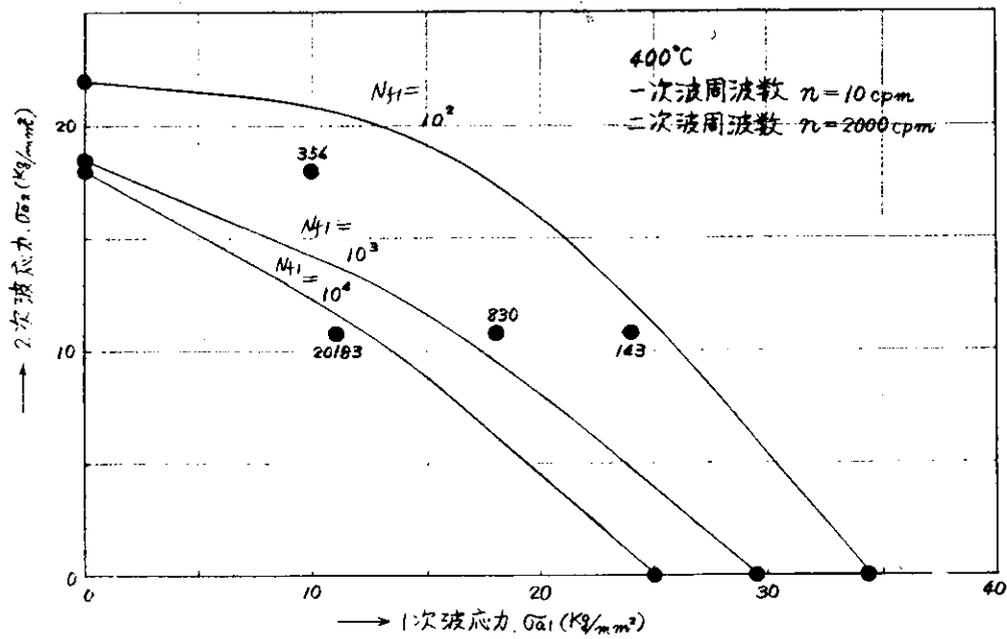


图1.26 铸钢材疲劳强度线图 (400°C)

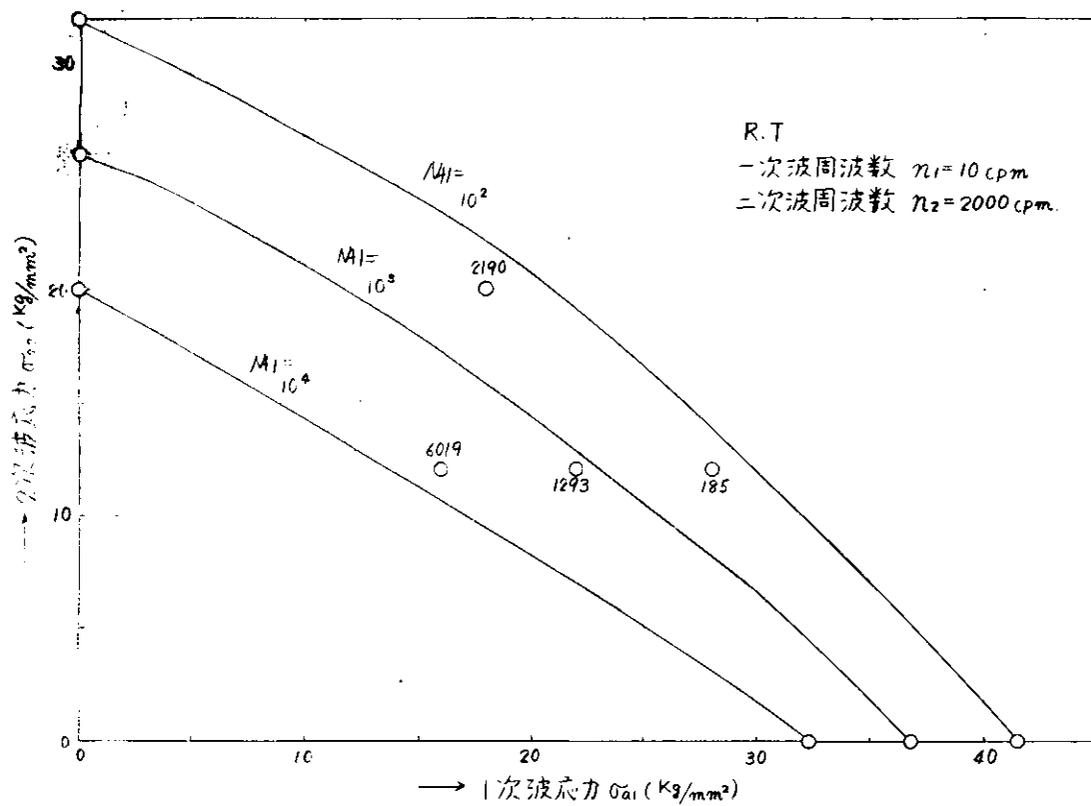


図 1.27 ノズラ-鑄鉄疲労強度線図 (R.T)

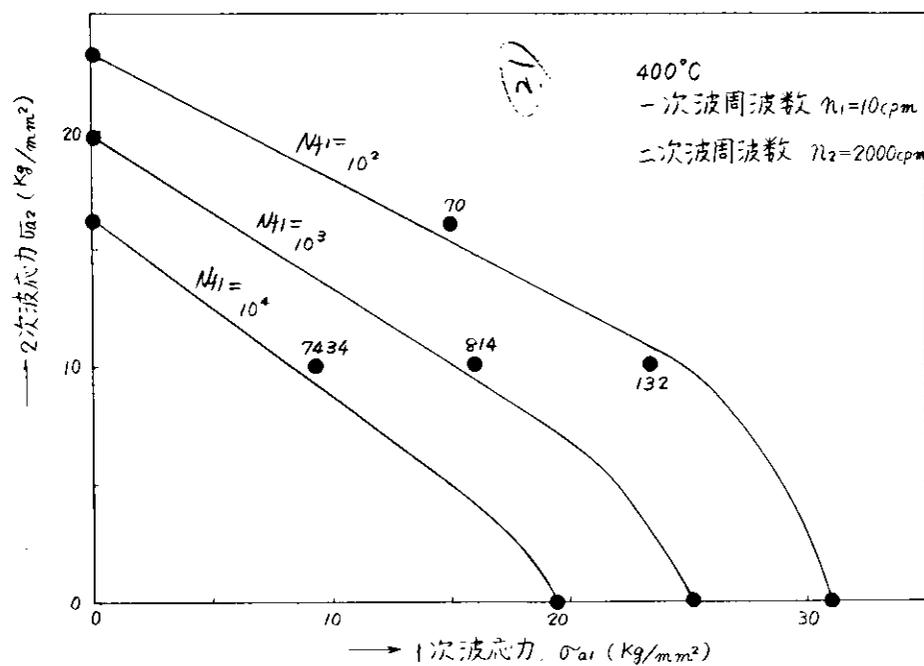


図 1.28 ノズラ-鑄鉄疲労強度線図 (400°C)

2. 燃焼室壁部材の疲労寿命の研究

2. 1 緒言

船用ディーゼル機関の燃焼室壁部材の疲れ寿命の問題は船舶の大型化、高速化、無人化の傾向が強くなった現在において最重要事項となっている。燃焼室壁部材の設計に疲れ試験結果を反映させることにより大部分の事故を防ぐことができると考えられる。

本委員会において、実験室での疲れ試験結果を実際問題に適応する工学的な便法を報告したが、¹⁾²⁾本年度は板厚についての検討及び応力波形に関する問題の検討を行なうべく、新しく試験機を製作して実験研究を行なった。以下にその結果を報告する。

2. 2 試験装置と試験方法

新しく製作した試験装置は電気油圧サーボ式平面曲げ疲労試験機であり、負荷容量は±10トンである。図

2. 2. 1 に試験機の概観を示す。

板厚40mmの試験片の疲れ試験はこの試験機を用いて行なった。

板厚3.5mmの試験片による疲れ試験はシエック式曲げ振り疲れ試験機を改造した試験機により行なった。

供試材はCrMo鋳鋼であり、図2. 2. 2 に示す鋳造方案により行

なった。図2. 2. 3 に供試材のマクロ写真を、図2. 2. 4 にミクロ写真を示す。表2. 2. 1、表2. 2. 2 に供試材の機械的性質及び化学成分を示す。なお、下欄にJISの規格値を示す。これらの値及び組織写真等より本材料は適切であると考へ供試材とした。なお引張試験はJIS4号試験片により行なった。

疲労試験は大型(板厚40mm)小型(板厚3.5mm)の二種類の板厚で、試

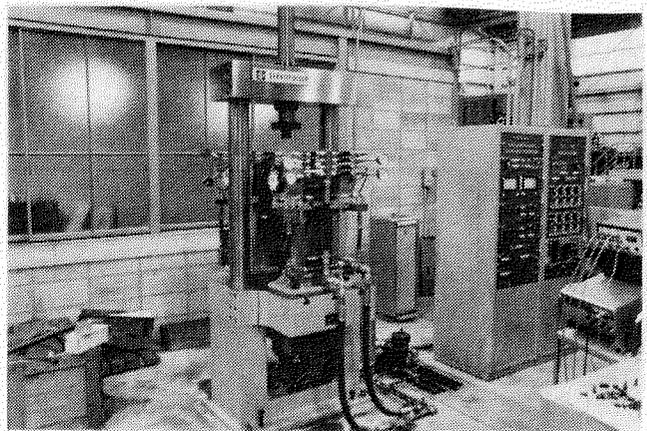


図2. 2. 1 試験機の概観

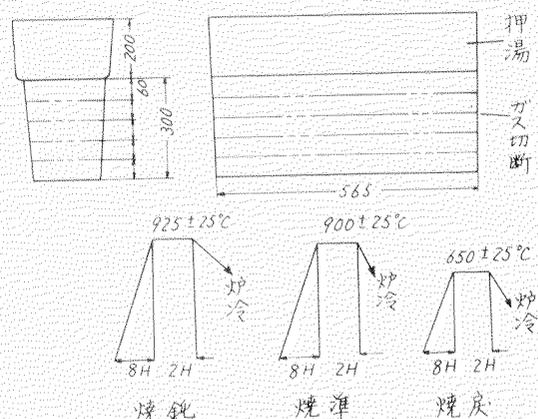


図2. 2. 2 鋳造方案

試験部表面を研削

・ グラインダー
(粒度 60 番)

・ 及び錆肌つき
の三種類に仕上

げたものを用いた。^{*}

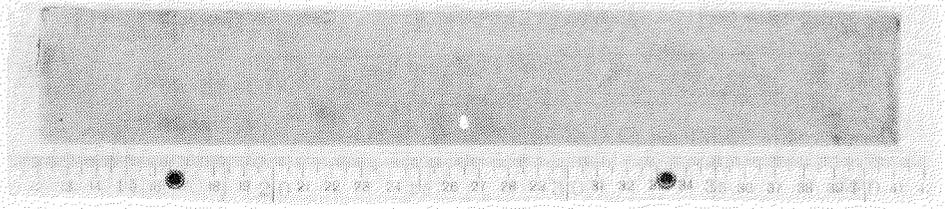


図 2. 2. 3 素材のマクロ写真

表 2. 2. 1 供試材の機械的性質

降伏点	抗張力	伸び%	絞り%	硬さHV
36.4 $\frac{kg}{mm^2}$	67.7 $\frac{kg}{mm^2}$	19.0	38.3	197
36.7	68.2	18.0	42.7	荷重10kg
36.7	67.7	26.0	49.0	20gの
37.7	68.0	25.0	51.0	平均
35以上	60~75	18以上	35以上	

表 2. 2. 2 供試材の化学成分 (%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mn
0.28	0.44	0.69	0.009	0.005	0.95	0.26
0.22 ~0.28	0.20 ~0.50	0.50 ~0.80	0.0357	0.0257	0.80 ~1.20	0.20 ~0.30

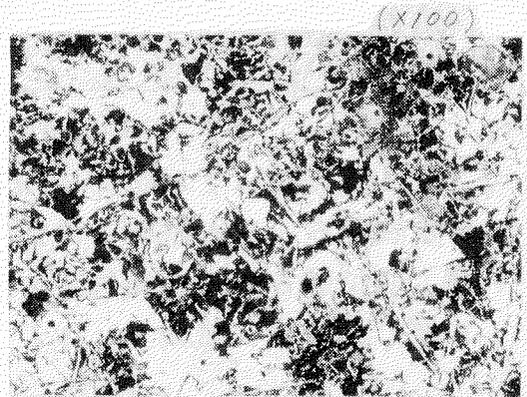


図 2. 2. 4 素材のミクロ写真

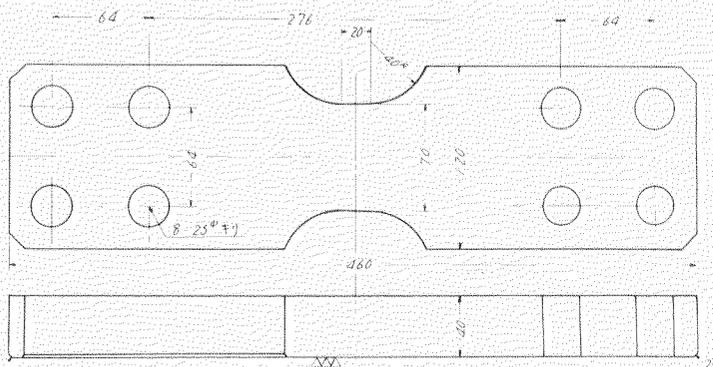


図 2. 2. 6 大型試験片

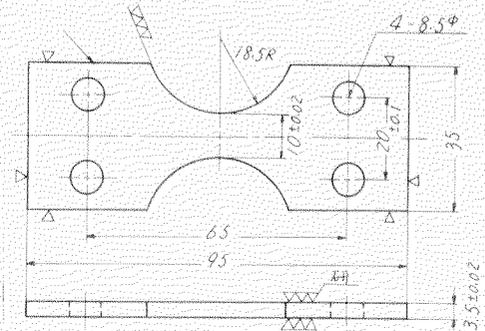


図 2. 2. 5 小型試験片

と示す。試験部の断面はそれぞれ 3.5×10 、 40×70 の矩形である。

図 2. 2. 7 に本実験に用いた疲れ試験の応力波形を示す。正弦波両振り、正弦波片振り、重畳波形 (A)、重畳波形 (B) の四種類の波形であり、これらと試験片との組合せにより各種の項目について実験を行なったが、表 2. 2. 3 表にまとめて示してある。"○"印が実験を行なった部分である。大型試験片の両振り、片振りは 20 c/s で、小型試験片のそれは 60 c/s で行なった。なお、小型試験片にて 2 c/s の試験も参考までに行なった。一方重畳波形については大型試験片の場合 (A)、(B) 両波形で、小型試験片の場合は (A) 破形で実験を行なった。大型、小型の試験片について必ずしも試験項目が一致してい

^{*} 図 2. 2. 5 及び図 2. 2. 6 にそれぞれの試験片形状、寸法を示す。

表 2. 2. 3 実験項目一覧表

試験片	試験波形	正弦波両振り			正弦波片振り		重畳波		正弦波両振り 300°C
		2c/s	20c/s	60c/s	20c/s	60c/s	A	B	
大型	研削		○		○		○	○	
	鑄肌		○		○				
	クランク		○		○				
小型	研削	○		○	○		○	○	○
	鑄肌			○	○				○
	クランク			○	○				

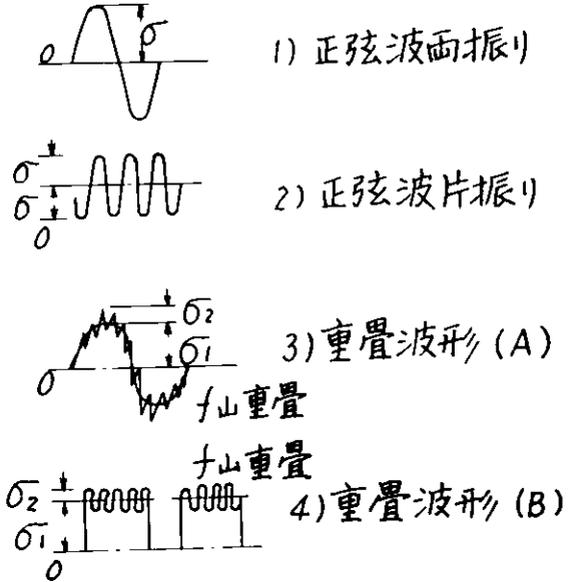


図 2. 2. 7 試験波形

ないのは試験機による制約からである。

大型試験片による試験は荷重制御で行ない、小型試験片による試験は変位一定に近い条件（試験機の機構による）で実験を行なった。

2. 3 実験結果（正弦波単独）

図 2. 3. 1 に小型試験片による正弦波単独での疲れ試験結果を両対数線図で示す。両振り研削の場合は 60 c/s で約 22 kg/mm² 程度疲れ限を示す。これと 2 c/s での実験結果と比較すると、2 c/s の結果は同一応力レベルに対して約 1/2 ~ 1/3 の時間寿命であり、繰返し速度による差が認められる。60 c/s で研削と鑄肌つきを比較すると、疲れ限で約 6 kg/mm²、

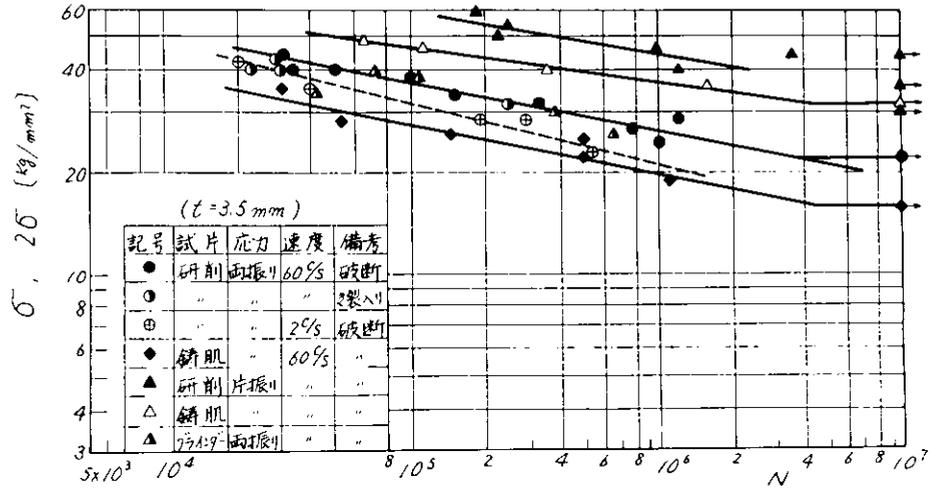


図 2. 3. 1 S - N線図（正弦波単独）

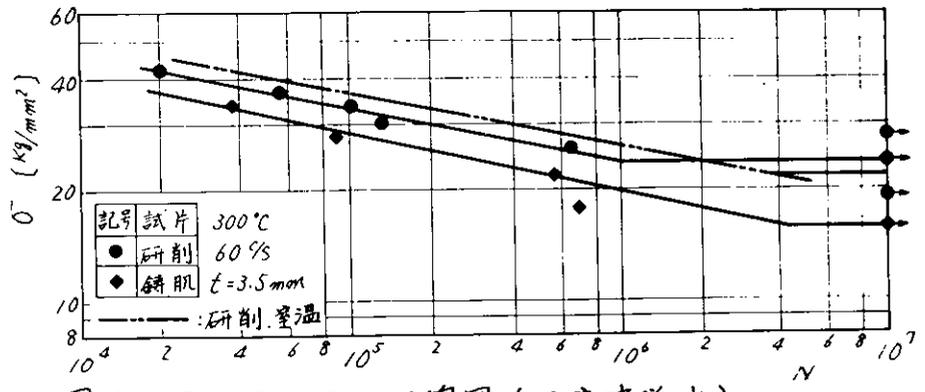


図 2. 3. 2 S - N線図（正弦波単独）

、時間寿命で約 $1/8$ だけ錆肌つきは強度が低下している。一方表面をグラインダー仕上げすると研削したものとはほとんど強度はかわらなくなっていて、グラインダー仕上げの効果が認められる。

完全片振り（図 2. 2. 7. 2）の波形）の場合研削と錆肌つきの試験片で実験を行なった。この場合も両振りの場合と同様に研削と錆肌つきで強度の差が認められる。なお片振りの場合は全振幅で応力値を表わしている。

図 2. 3. 2 に 300°C での両振り疲れ試験結果を示す。この場合も研削と錆肌つきの試験片について実験を行なって比較した。錆肌つきは研削に比して疲れ限、時間寿命ともに低くなっている。図中の一点鎖線は研削した試験片の室温での結果である。比較すると 300°C では時間寿命は短くなるが、疲れ限はむしろ高くなっている。

錆肌つきの室温での結果を比較すると、両者の $S-N$ 線図は一致し、温度を上げたことによる寿命低下は認められなかった。

図 2. 3. 3 に大型試験片による疲れ試験結果を両対数線図で示した。試験速度は 20 c/s である。この場合は 10^7 回まで繰返すには約 1 週間かかるため、 10^6 で実験を打ち切った。

実線は研削した試験片の $S-N$ 線

図を示す。錆肌つき、グラインダー仕上げの各試験片による結果を比較すると、この場合は時間寿命の低下は認められず、小型試験片による結果と異なった傾向を示す。試験片の板厚が厚いため、錆肌の影響が小型試験片ほど大きく効かなかったものと考えられる。

グラインダー仕上げの試験片で "N" 印をつけたものは研削面からき裂が入って破断したことを示す。これは試験片のとりつけの都合上一面が平坦でなければセットできないので、錆肌つき、グラインダー仕上げと言っても片面は研削してある。従ってこれらの "N" 印をつけた結果ではグラインダー仕上げ面の真の疲れ強さは得られていなく、実際にはもっと強いと考えられる。

図中の破線は小型試験片の錆肌つきの $S-N$ 線図であり、比較のために示した。これで見ると大型試験片の時間寿命は小型試験片の錆肌つきにほぼ一致す

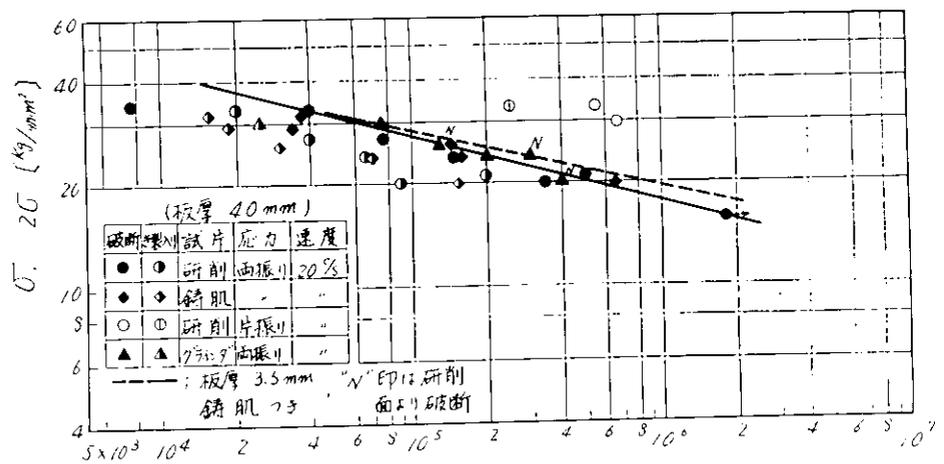
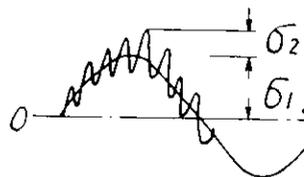


図 2. 3. 3 $S-N$ 線図 (正弦波単独)

るとみなして良い。



2.4 実験結果 (重畳波 A)

図 2.4.1 に示すように重畳波 (A) による実験結果について説明する。なお図に示すように図 2.4.1 重畳波
 応力振幅 σ_1 の一次波の上に応力振幅 σ_2 の二次波が重畳した波形で実験を行なった。ここで各波形の周波数を f_1, f_2 c/s とし、一次波に重畳している二次波の山数は f_2/f_1 となる。一方、 σ_1, σ_2 を σ_{max} で表わし、応力比 m を次式で表わす。

$$m = \frac{\sigma_2}{\sigma_{max}} \quad (2.4.1)$$

本実験では f を 30, 100 の二種類、 m を 0.7, 0.5, 0.3 の三種類、 σ_{max} を適宜選んで実験を行なった。

図 2.4.2 に $f = 30$, 小型試験片での実験結果を示す。 σ_{max} と一次波での破断繰返し回数 n_1 の両対数線図で示す。各記号で左向き矢印はその回数より前で破断したことを示す。これは試験機の停止装置が作動しなかったためである。

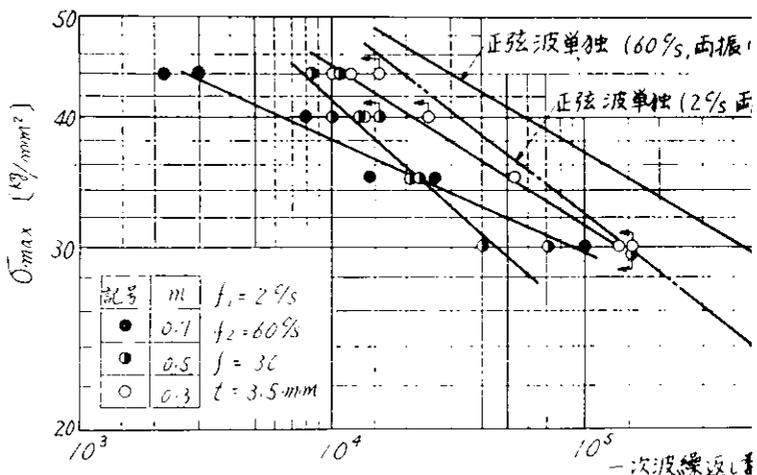


図 2.4.2 重畳波形下の実験結果 (重畳波 A)

実験結果はかなりばらついているが、 m をパラメータにして σ_{max} と n_1 の関係を直線で結んだ。 $m = 0.5$, $\sigma_{max} = 30 \text{ kg/mm}^2$ の場合が著しく疲れ寿命が短くなった。二点鎖線は一次波の繰返し速度である 2 c/s の正弦波単独での結果である。

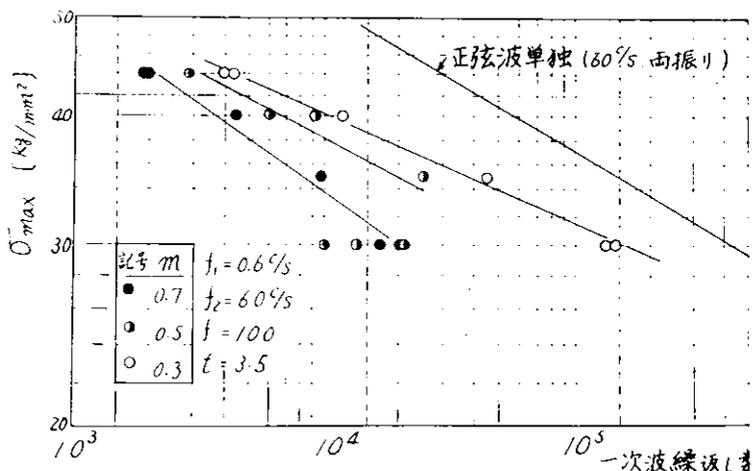


図 2.4.3 重畳波形下の実験結果 (重畳波 A)

図 2.4.3 に $f = 100$

小型試験片の結果を示す。この場合は $m = 0.5$, $\sigma_{max} = 30 \text{ kg/mm}^2$ の点を除くと σ_{max} と n_1 はほぼ直線的関係がある。 $m = 0.5$, $\sigma_{max} = 30 \text{ kg/mm}^2$ の場合が著しく寿命が短くなった原因ははっきりしない。

図 2. 4. 4 に $f = 30$, 大型試験片による結果を示す。この場合も $m = 0.7, 0.5, 0.3$ の三種類にとって実験を行なった。破断寿命は $m = 0.7 \sim 0.3$ につれて長くなっている。

図 2. 4. 5 に $f = 100$, 大型試験片による結果を示す。この場合は $m = 0.5$, $\sigma_{max} = 30 \text{ kg/mm}^2$ の場合は破断寿命が $m = 0.7$ に比して短くなった。

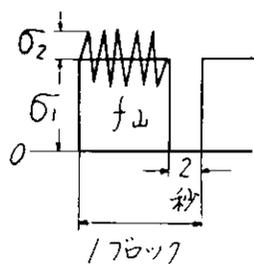


図 2. 4. 6 重畳波 (B)

図 2. 4. 6 に重畳波 (B) を示す。この場合は一次波 σ_1 は矩形波状に変化し、その上に正弦波 σ_2 が重畳する。二次波の繰返し速度は 20

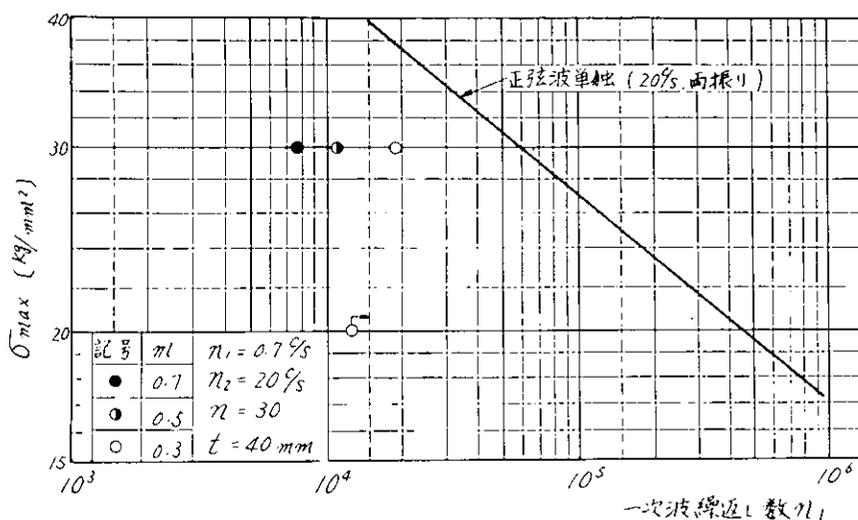


図 2. 4. 4 重畳波形下の実験結果 (重畳波 A)

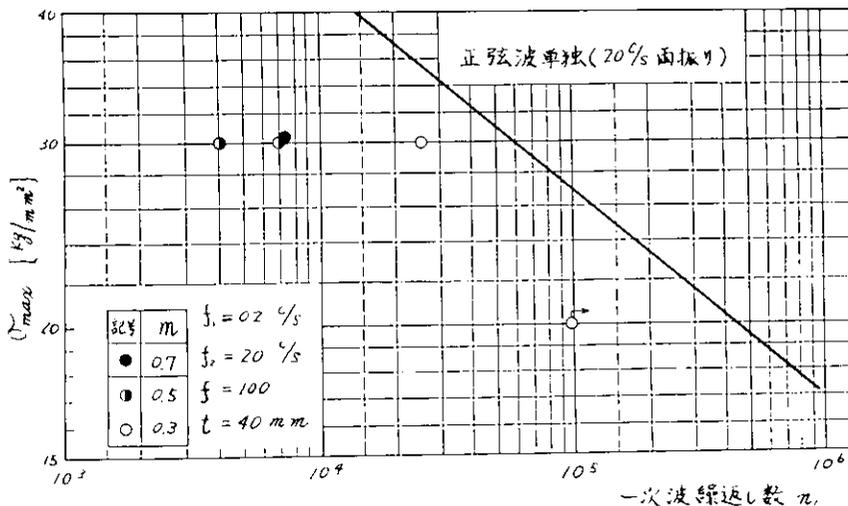


図 2. 4. 5 重畳波形下の実験結果 (重畳波 A)

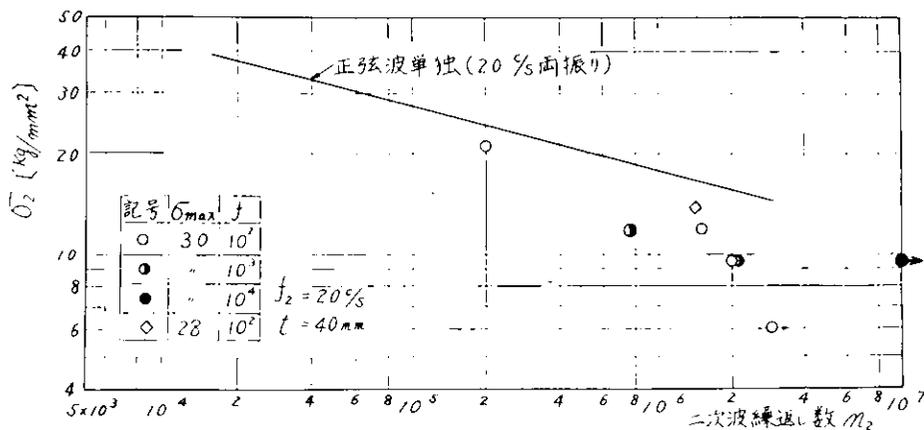


図 2. 4. 7 重畳波形下の実験結果 (重畳波 B)

σ/S である。なお、 m と σ_{max} は重畳波(A)の場合と同様である。

図2.4.7に実験結果を示す。 f , σ_{max} をパラメータにとり、 σ_2 と二次波の破断繰返し数 n を両対数軸にとり示した。

2.5 結果に対する考察

S-N線図を両対数線図上にプロットすると応力振幅と破断繰返し数の関係は時間寿命の部分で直線となり、次式で表わされる。

$$N \sigma^a = K \quad (2.5.1)$$

これまでに行なってきた本研究でのS-N線図をまとめて表2.5.1に示した。^(1,2)大部分は平面曲げの結果である(表中P.B)が、引圧(T.C)と比較すると a は引圧の方が大きく、一般にS-N線

図の勾配がゆるやかなことを示す。 K の値は材料が破断するまでの損傷値の累積値に相当するものであり、もし a が同一ならば K の大きい材料は破断までの寿命が長いことを示す。疲れ寿命推定に際してS-N線図を疲れ限以下まで直線をのぼして考える場合(後述する)は a , K ともに大きい材料が有利になる。

正弦波単独と重畳波を受けた場合との疲れ寿命比について考える。いま重畳波を受けた時の疲れ寿命を一次波の繰返し数で n_1 とし、同一の σ_{max} に対する正弦波単独の疲れ寿命を N とする((2.5.1)式より求まる)。この時、寿命比を α とすると、 α は次式で表わせる。

$$\alpha = \frac{n_1^{(1,2,3)}}{N} \quad (2.5.2)$$

正弦波単独でのS-N線図として、各材料の二次波の繰返し数のものをもって整理したのが図2.5.1と2.5.2である。 $f=30$ 山重畳の場合、ばらつきはあるが、傾向としてはAB線で示す傾向であり、この傾向は板厚にはよらない。図2.5.2は $f=100$ の場合であるが、 $\sigma_{max}=30$, $m=0.5$ の場合以外は $n=30$ の結果と同一の結果が得られた。図2.5.3は $f=30$ の結果を

表2.5.1 S-N線図の比較

材料	応力	a	K	σ_w	試験片	温度	速度
GMo 鉄鋼	P.B	6.98	8.50×10^{15}	22	研 10x3.5	R.T.	60%/s
"	"	7.21	3.03×10^{15}	16	研 "	"	"
"	"	5.33	1.07×10^{13}	-	研 "	"	2%/s
"	"	4.89	1.01×10^{12}	-	研 70x40	"	20%/s
"	"	6.19	2.90×10^{14}	24	研 10x3.5	300°C	60%/s
"	"	5.00	1.78×10^{12}	16	研 "	"	"
GMo 鋁鋼	"	8.60	2.35×10^{19}	31	研 10x4	R.T.	"
普通鉄鋼	"	7.65	3.78×10^{16}	21	"	"	"
1/2Mo 鉄鋼	"	9.46	2.03×10^{19}	"	"	"	"
"	"	5.87	5.35×10^{14}	32	"	"	"
GMo 鋁鋼	"	17.4	2.64×10^{24}	42	"	300°C	"
普通鉄鋼	"	7.25	4.17×10^{15}	23	"	"	"
1/2Mo 鉄鋼	"	8.26	1.79×10^{17}	22	"	"	"
"	T.C	11.6	1.31×10^{21}	18	切 d=10 ^φ	R.T.	2000 RPM
"	"	14.6	1.54×10^{24}	25	"	R.T.	"

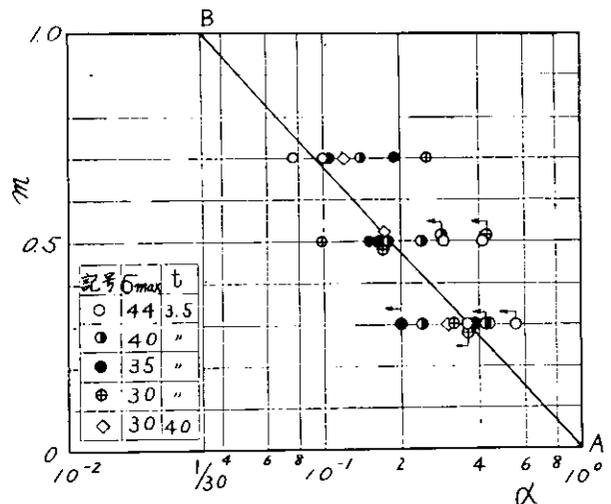


図2.5.1 m- α ($f=30$)

正弦波単独の $S-N$ 線図として 2 % の線を用いて計算した結果である。図 2.5.1 に比してすべて AB 線の右側となり、 AB 線による α の推定値は安全側となる。

図 2.5.4 は重畳波 (B) の場合の結果である。この場合の N としては完全片振りの時の結果を用いた。これで見るといずれも AB 線よりも α は小さめにでるようである。

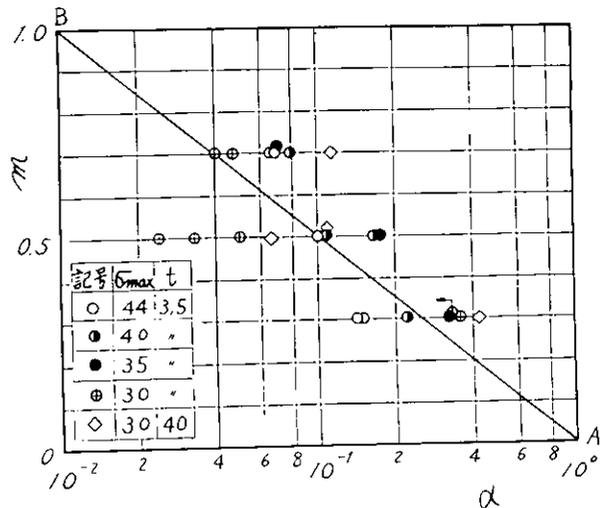


図 2.5.2 $m-\alpha$ ($f=100$)

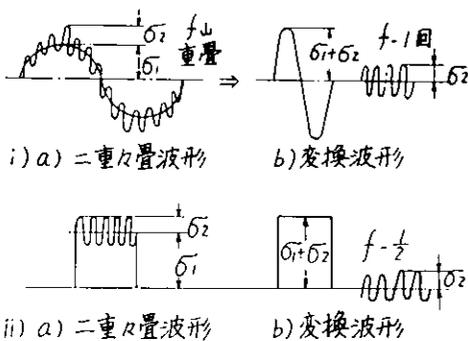


図 2.5.5 応力波形の読みとり方法

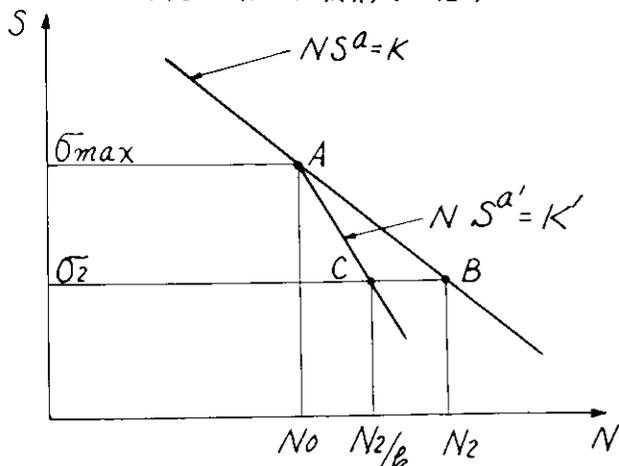


図 2.5.6 $S-N$ 線図の修正

重畳波形下の寿命推定法は幾つか提案されている⁴⁾。上述した $m-\alpha$ 線図を用いるのも一方法である³⁾。これらとは別にたとえば変動荷重下での疲れ試験を行なって実験結果を整理すると、もとの $S-N$ 線図を疲れ限以下まで直線でのばすか、あるいは短寿命側におりまけて考えると良い場合がある⁵⁾。

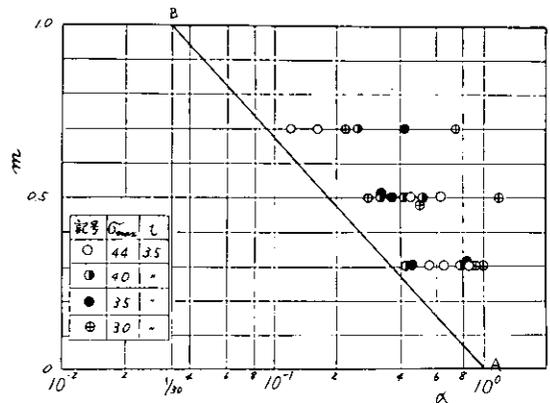


図 2.5.3 $m-\alpha$ ($f=30$)

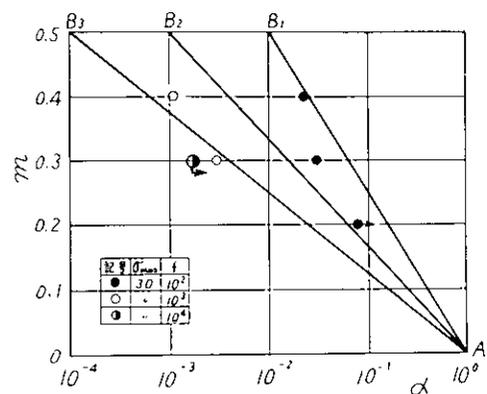


図 2.5.4 $m-\alpha$ (重畳波 B)

図2. 5. 5に示すように重畳波形の応力頻度を読みとり、図2. 5. 6のように実験結果に合うようにもとのS-N線図ABをACのように修正するとき、これらの直線の勾配 a 、 a' の比を β とすると、材料の重畳波形下の疲れ挙動を β で表わすことができる。⁶⁾この考え方に立ってこれまでの研究結果を報告したが、²⁾本年度の実験結果も整理してみる。

図2. 5. 7は重畳波形(A)で $f=30$ の場合の結果である。 m が小さくなるにつれて β も小さくなる傾向であり、これは試験片の板厚によらず同一の傾向である。

図2. 5. 8は重畳波形(A)で $f=100$ の場合の結果である。この場合も $f=30$ と同様な傾向であるが、 $\sigma_{max}=30$ 、 $m=0.5$ の場合は β が著しく小さくなっている。重畳波形(B)の結果も併記してあるが、 β の値としては大差ないと考えられる。以上の結果をみると、小型試験片による結果は一般的に大型試験片の β の値よりは小さめになっているようである。すなわち寿命推定に際して板厚だけについてみると安全側の β を与えることになる。また重畳波(A)、(B)についても β の値が大差ないことは、これまで行なってきた小型試験片による重畳波の実験方法をも支持するものと考えても良いであろう。ただ学問的には問題点を残しているので厳密には今後の研究にまたねばならない。

図2. 5. 9は重畳波(A) $f=30$ の場合の結果と2C/SのS-N線図を用いて β を計算した結果である。図2. 5. 7と比較すると当然のことながら β は大きくなっている。 β が1より大きい場合がかなりあるが、これはS-N線図を図2. 5. 6とは反対に長寿命側におりまげることの意味する。

図2. 5. 10は実例について検討した結果である。 β の値は m 、 σ_{max} などによって変化するのであるが、 $\beta=0.6$ 程度であると仮定して航海数 L と σ_{max} 、 σ_2 の関係を求めたものである。⁷⁾当時は板厚の厚い結果及び重畳波(B)による結果が十分でな

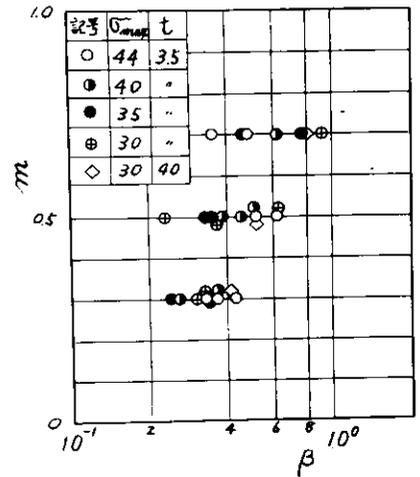


図2.5.7 $m - \beta (f=30)$

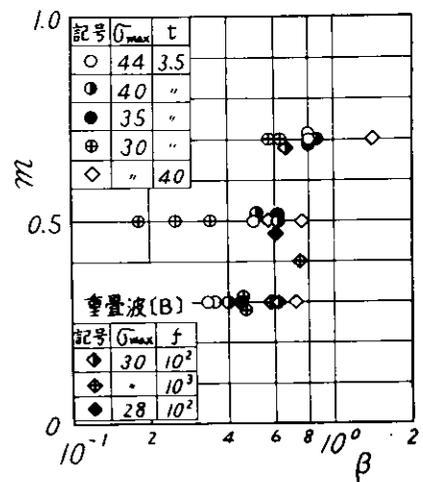


図2.5.8 $m - \beta (f=100)$

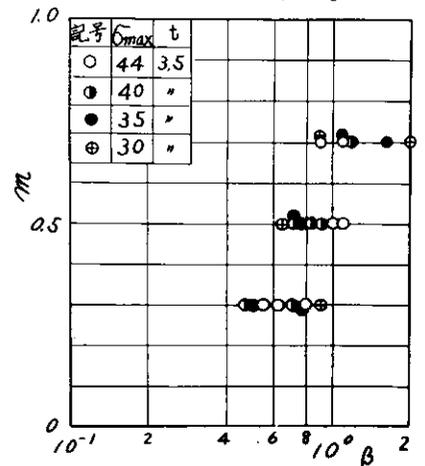


図2.5.9 $m - \beta (f=30)$

かつたので、板厚 3.5mm の鑄肌っきの S-N 線図及び重畳波 (A) の結果を用いて推定した。S-N 線図を鑄肌っきのものを用いた場合は“●”印となり、これは実例、“▲、△”よりは高い推定となり、一方 S-N 線図を疲れ限の 7割、8割にとって推定した場合は“◐”、“◆”となり、8割にとつた S-N 線図の場合が実例に近い。この S-N 線図は今回得られた板厚 40mm の S-N 線図とほぼ一致する。また β の値も図 2.5.8 からするとほぼ妥当な値であり、当時の推定としては良い推定であつたと言えよう。

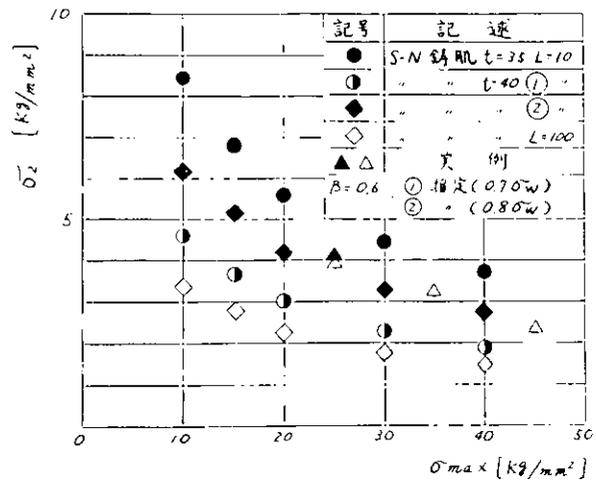


図 2.5.10 L , σ_{max} , σ_m の関係

2.6 まとめ

昭和 47 年度研究について説明を加えたが、簡単にとりまとめると次のようになる。正弦波単独の試験については、

- 1) 小型試験片について研削、鑄肌、グラインダー仕上げの影響についてみると、鑄肌っきの試験片では約 8割程度に疲れ限が低下し、時間強度も約 1/8 程度短かくなる。グラインダー仕上げは研削と同程度の時間強度を有し、グラインダー仕上げの効果が認められた。
- 2) 大型試験片について研削、鑄肌、グラインダー仕上げの影響についてみると、これらの間には時間強度に差は認められず、表面粗さの影響は大きく表われなかった。

重畳波形下の試験結果についてみると

- 1) 試験片の板厚によらず $m-\alpha$ の関係は同一傾向を示した。
- 2) $m-\beta$ の関係で大型試験片は小型試験片の β より大きくなる傾向である。
- 3) 重畳波形 (A) と (B) について β を比較すると両者に大差ないことがわかった。

簡単にとりまとめると以上のようなになるが、今後、重畳波 (B) についての系統的な実験を行なつて設計資料を蓄積する必要がある。

参考文献

- 1) SR113 研究部会昭和 45 年度報告書
- 2) SR113 研究部会昭和 46 年度報告書
- 3) 中村, 堀川, 鎌田; 機誌 75-637 (昭 47-2) P.207

- 4) たとえば山田, 北川; 材料 13 - 131 (昭39 - 8) P. 619
- 5) 中村, 堀川, 鎌田, 山地; 機論 39 - 318 (昭48 - 2) P. 472
- 6) 堀川, 中村, 鎌田; 機講論関西支部 (昭46 - 6) P. 34
- 7) 中村, 堀川; 材料学会シンポジウム前刷集 (昭47 - 12) P. 41

3. 触火面部材の破損の研究

3-1 触火面部材の破損に及ぼすクリープの影響

ディーゼル機関のピストンクラウン、シリンダカバー、シリンダライナなどの燃焼室壁部材は、機関の発停にともなう熱応力の繰返しと燃焼に伴う機械的応力の繰返しを受ける。従来、本会の研究部会においてはこれらの燃焼室壁部、とりわけ重大な損傷に発展する可能性のつよい冷却面側の疲労に対する強度設計の考え方として熱応力と機械的応力の重畳疲労効果を最重要視し、これにもとづく材料の疲労試験を行い多くの知見を提供している。これに反して燃焼がストロークされるいわゆる触火面側の損傷については比較的軽微な損傷に発展することが少ないと考えられるため、触火面部材の損傷に影響をもつ因子を考慮した材料試験は行われなかった。しかしながら触火面上に発生する亀裂は事例も多く、かつ機関点検時にたゞちに視認できる性質上、この亀裂発生が機関の信頼性を損なうものでないことを説明できる必要がある。さらに、冷却面側部材の疲労をシミュレートした重畳疲労試験を行う場合にも、その一次級に相当する定常熱応力の値は機関の運転時間の経過とともに変化する可能性がある。すなわち、従来の知見で推定される熱応力はかなり大きく、高温に与る触火面側部材ではクリープを起す可能性があり、ピストンクラウン、シリンダカバー内では運転時間の経過にともない応力再配分が生じることに伴う。したがって冷却面側部材の破損を重畳疲労モデルで取扱う場合にも、こうした面から触火面部材の破損を検討することは意味がある。

本章の研究は火炎および燃焼ガスにさらされ、温度および荷重の繰返し変化を受ける触火面部材の破損に影響を及ぼすいくつかの因子のうち、クリープ損傷効果と高温雰囲気による劣化作用効果をとりに上げて検討する。とくにクリープ損傷を考える場合に部材が与える実働荷重状況から繰返しクリープ(cyclic creep)による累積クリープ損傷(cumulative creep damage)モデルを想定する。

以上の検討の基礎資料を得るため本年度は保持時間が長い範囲にとり、かつ試験片がさらされる雰囲気と比較的に容易に変えられる高温疲労試験機を製作した。

3-1-1 高温材料試験装置

前述のように触火面部材の破損に及ぼすクリープ効果を累積クリープ損傷にモデル化して検討するとすれば、まず始めに部材と同一材料の試験片により繰返しクリープ試験を行う必要がある。そのためには荷重あるいは変位の上限が

よび下限における保持時間や試験片に加える荷重あるいは変位の昇降早さを及範囲に変えることができ、定荷重および定変位試験が行われる引張り圧縮型の高温疲労試験機が必要になる。すでに本会報100研究部会報告書(研究資料オク号)で検討したように、こうした機能をもつためには精度よくかつ取扱いが容易な電気油圧式が適当である。

クリープ効果と高温における雰囲気の影響作用を区別して検討するためには、真空を含めて各種の雰囲気中で疲労試験を行う必要がある。そのため本装置は試験片部を外界と隔離する隔離槽が装着できるようにになっている。

試験片をいろいろな雰囲気によらして高温における試験を行うためには、電気炉や誘導加熱炉などによる加熱方式は取扱いにくいので低電圧・大電流の交流を試験片に直接通電する加熱方式を採用した。

(1) 装置の性能

表3.1.1に本試験装置の性能に関する主な仕様を、図3.1.1に本装置で可能な実験条件を示した。図3.1.2に本装置に使用する標準的な試験片寸法を示す。

(2) 装置の構成

本試験装置は主として次のものから構成される。

- (1) 試験装置本体
- (2) 油圧サーボアクチュエータ
- (3) 油圧ユニット
- (4) 制御装置および検出器
- (5) 加熱装置(既設装置兼用)
- (6) 温度制御装置(既設装置兼用)

各構成機器間の関係を図3.1.3に示す。

(a) 試験装置本体

試験装置本体の組立概略図を図3.1.4に示す。試験機本体は下部支持板2と上部支持板13に最大撓み 2μ 以内の剛性をもたせ、その間を最大歪が試験片のそれの0.5%以内になるような2本の支柱3で結合し全体として十分な剛性と組立て精度が保てる構造になっている。

荷重用のアクチュエータ1は支持板下面に上向きに取り付けてあり、その先端には試験部からの熱伝導を防ぐための水冷下部中間軸4がとりつく。中間軸の先には直接通電加熱の試験片の軸方向温度分布をなるべく均一に保つため、最大500W発熱量をもつカートリッジヒータを内蔵している下部試験片受け本体5がとりつく。

試験片はニッ割りの締り付け具6で上下の試験片受け本体にとりつけられる。試験片より上部は下部と等しい構造の上部試験片受け本体10、中間軸11を介して荷重検出用のロードセル12につながる。ロードセルは標準試験片より

+200mm, -100mmの範囲の長さの寸法の試験片がとりつけられるように調節できる台形ねじ軸14とナットを介して上部支持板に結合されている。

各種雰囲気中の試験を行うため下部および上部試験片受け本体にはそれぞれ下部・中部隔離槽7,8と上部隔離槽9が必要に応じてねじ込み装着できるようになっている。中部隔離槽と上部隔離槽はOリング装着により周囲と試験部との気密を保ちつつ滑動できるようになっている。

試験片の伸びは、上下の試験片受け本体の中空部に石英製の検出棒を挿入し本体上端および下端から伸び取り出し機構を介して外部にとり出し差動トランスにて検出する。

(b) 油圧サーボアクチュエータ

アクチュエータはピストン、シリンダ、サーボ弁からなる。本試験装置は比較的低サイクルの試験機であるのでサーボ弁は油圧ユニット部に取付けられている。試験片破断時や停止操作をした場合にはソレノイド弁の作動によりピストン上下面に働く油圧がシャットされ、試験片に停止に伴ういちぢるしい変形を生じないようにしてある。

(c) 油圧ユニット

アクチュエータを駆動するための油圧動力源であり、主な仕様を表3.1.2に、油圧回路図を図3.1.5に示す。油温が規定温度以上になった場合には警報がでる。

(d) 検出器および制御装置

表3.1.3に検出器および制御装置の主な仕様を示す。図3.1.6に制御系統図を示す。

荷重の検出はロードセル(ストレインゲージ式)で行なう。現在は低荷重実験時の実験精度を得るために±5Tonの容量をもつロードセルを使用しているが、高荷重の実験を行なう場合には装置を改造することなく±10Tonのロードセルを装着することができる。

変位の検出は差動トランスで行なう。現在±2mmの変位を検出できる差動トランスを使用しているが、これも差動トランスのみを交換することにより±25mmまでの変位を検出できる。

制御装置は関数発生器、荷重および変位信号増中器、制御・自動停止装置、記録装置、手動アクチュエータ微動装置で構成される。

関数発生器はすべてデジタル方式で、荷重および変位の上限設定および下限設定をそれぞれ独立に0~999段階に設定できる。たとえば荷重は上限値も下限値も0kgから5kgおつ4995kgまで設定できる。昇降早ても同様に最大荷重あるいは変位に達するまでの時間を0.1secから99.9secまで0.1sec毎にデジタル的に設定できる。上限保持時間および下限保持時間は4桁のディジ

タルスイッチとレンジスイッチを組み合わせてそれぞれ独立に 0.1 sec から 999.9 sec まで 0.1 sec ごとに、1 sec から 999.9 sec まで 1 sec ごとに、10 sec から 999.9 sec まで 10 sec ごとに、100 sec から 9999.00 sec まで 100 sec ごとに設定することが出来る。

荷重および変位信号の増中器、サーボ増中器は信号の周波数が比較的低いので通常の増中器を使用している。

自動停止装置は長期の保持時間を含む試験を安全に行うための試験片の破断時に作動するばかりでなく、次の場合に作動するようにした。荷重制御の場合、(イ) 変位が+または-2 mm 以上の時、(ロ) 周数発生器からの信号が荷重検査設定値に当たったらロードセルからの信号を荷重遮断設定値と比較して小さい時(二つの設定値は引張りまたは圧縮荷重について 0~100%まで任意の値に設定できる)、変位制御の場合は荷重が+または-5 Ton 以上の時。

記録装置は市販の 2チャンネルレコーダで変位と荷重を記録する。

(e) 加熱装置および温度制御装置

既設の東京衡機製の機械的荷重重畳型 3 トン熱疲労試験装置から切換えて使用する。最大加熱電力は約 10 kW で、試験片の温度を 100°C から 900°C まで任意の温度に温度設定器、自動温度調整器、SCR 装置により保持する。

3.1.2 クリープ損傷に関する予備的検討

触火面部材の破損に影響を及ぼすクリープ効果をいかなる観点から取り上げるかを述べ、従来の文献を参照しつつ前節で述べた高温材料試験装置による次年度以降の実験計画を検討する。

(1) 概要

本会沖 100 および沖 113 研究部会その他の研究によれば、ディーゼル機関の触火面部材に生じる熱応力はかなり高いことが推定される。この熱応力は機関の発停および出力増減時に部材内に生じる過渡的温度分布に起因する過渡的熱応力と一定出力時に部材内に生じる定常温度分布にもとづく定常熱応力とがある。

ピストンクラウン、シリンダカバ、排気弁の触火面部材では高温下での定常熱応力の影響が大きいと考えられる。たとえば機関の種類や運転条件によっても異なるがピストンクラウンの触火面部では温度 450~500°C で 40 kg/mm² 前後の定常圧縮熱応力が生じることがある。この温度、応力条件では現用のピストンクラウン材では圧縮のクリープが生じることが容易に考えられる。これは機関の停止時(あるいは軽負荷時)には引張りの残留応力を発生することになり、その大きさによっては塑性変形を生じることがある。以上の過程は機関の発停にともなって(あるいは出力変動)繰り返される。

排気弁の弁周辺部材などでは機関の始動時に生じる過渡的温度分布にもとづく

過渡的圧縮熱応力により塑性変形を生じ、機関の定常運転時にはこれが引張り応力に転化しその上にかかり高い定常引張り熱応力¹⁾が重なり高温下でクリープを起すこともありうる。

以上のように触火面部材の破損を考える場合、熱応力の繰返しとそれの保持によるクリープの繰返しによる影響を検討する必要がある。さらに爆発その他による機械的応力がこれらに重畳されるが、これについては従来から本会研究部会で取扱ってきた。

疲労とクリープによる破損を検討する場合に基礎となるのは、周波数および保持時間を変えて行なう高温疲労試験結果である。それに関する研究に対しては Ellison²⁾ や Esztergar³⁾ の評論があるが、図 3.1.7 に一例を示すように線形加算法による予測値と実際の値とは多くの場合かなり大きく異なる。この差異は線形加算そのことの適否と、疲労およびクリープ損傷の計算法の内容に問題がある。たとえば「クリープ損傷の割合を求める場合に規準とすべきクリープ破断寿命(または破断伸び)を単純クリープ破断試験結果を用いるのは不適当で³⁾、繰返しクリープ試験結果を使用することを勧めている報告⁴⁾がある。

燃焼壁部材の強度設計という立場からは、破損の機構そのものよりも、なるべく単純で実行容易な基礎試験結果を用いて、論理的矛盾やあいまいさのない計算法を見出すことが重要である。従来の研究は主として耐熱鋼および耐熱合金についてであり、材料の種類や試験条件によっては実験結果はよく整理されている場合もあるので、次年度以後は鋳鉄、鋳鋼、鍛鋼などのディーゼル機関用材料について従来の実験方法にもとづいて保持時間や繰返し周波数をかえて高温疲労試験を行なう予定である。とくに従来あまり資料のない圧縮時の保持時間の影響を明らかにすることは重要な課題と考えられる。

(2) 雰囲気の影響

雰囲気の影響をしらべた研究はいまのところあまり多くはないが、高温疲労寿命に及ぼす影響はクリープ効果に劣るすかたりあるようである。

図 3.1.8 は空気中および真空中で試験温度と保持時間を変えて 1/2 M₀ 鋳鋼の平面曲げ疲労試験をした結果で、非常に示唆的内容をもっている。すなわち真空中での高温疲労において保持時間のある場合の寿命がない場合のそれより低下しているのはクリープ効果の影響として従来どおりの解釈が下せるが、空気中の疲労実験では高温下はもとより室温下においても真空中における寿命より著しく低下することは注目すべきである。原著者は「寿命に及ぼす影響はクリープ効果より酸化作用効果の方が大きい」と結論づけているが、ディーゼル機関の燃焼壁部材の疲労強度の研究をすすめる上で、鋳鉄、鋳鋼、鍛鋼の試験片を真空中、空気中、燃焼ガス中、温水中などの雰囲気中で室温を含めて各種試験温度で疲労試験を行ない材料の疲労寿命に及ぼす雰囲気の影響作用を明

らかにすることは次年度以降の重要な課題の一つである。

3.1.3 まとめ

ディーゼル機関の触火面部材の破損に関する研究の必要な所以を述べ、部材材料の高温疲労寿命に及ぼすクリープ効果と雰囲気による劣化作用効果を調べるために製作した高温材料試験装置の概要を説明し、かつ次年度以降の実験方針について検討した。

3.2 排気弁の寿命に影響を及ぼす伝熱条件の検討

3.2.1 概要

大型船用ディーゼル機関の排気弁の破損の原因は、クリープ、熱疲労、触火面の熱的機械的繰返し衝撃、高温高压燃焼ガスの吹まぬぐ焼損など種々が考えられるが、いずれの場合においても排気弁および弁座の伝熱条件と温度は排気弁の破損に大きな影響を与える。排気弁の耐久性、信頼性を高めるためには、機関寸法、構造、運転条件その他の種々の要因が排気弁まわりの伝熱条件、排気弁温度に与える影響を明らかにすること、次に伝熱条件、排気弁温度と破損の関係を明らかにすることがまず必要である。本会が100研究部会では「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」において、大型排気弁温度の詳細な測定を行った。またが122, 137研究部会では機関運転条件や排気弁形状が排気弁焼損に与える影響を実験的に調べた結果を報告している。これらの排気弁に関する研究から、排気弁損傷と排気弁温度の間に図3.2.1に示すような関係を考えることができる。

排気弁当り面の汚れにより、あるいは何らかの原因で排気弁からの放熱が阻害されるとき、あるいは排気弁や弁座の変形あるいは当り面に溝が発生するなどで局所的に大きな熱流入が生じるとき、排気弁全体のサイクル平均温度は上昇し、同時に大きな温度不均一が生じる。また燃焼室内の燃焼ガスの1サイクル中の温度および圧力の変化に伴ってガスもれを生じつつある部分では局所的に限られる部分ではあるが瞬間的に非常に大きな加熱を受け高温に達することも考えられる。これらのサイクル平均温度上昇、温度不均一、局所的瞬間的の温度上昇が単独であるいは重なり合って一層変形を増大させ、あるいはクリープ、熱疲労、表面層の酸化や熱割れを導き、最終的に排気弁を損傷させると考えられる。排気弁損傷に及し以上のような過程を考えると、次の二つの面から排気弁の伝熱問題を考える必要がある。

(1) 正常な弁およびごく初期の損傷の生じている排気弁のサイクル平均温度および温度不均一を量的に明らかにすること

(2) サイクル平均温度の上に加わる1サイクル間の瞬間的の局所温度変化を量的に明らかにすること

われわれはこのように考えにもとづいて排気弁損傷の過程における伝熱条件の役割りを量的に解明するための研究を昭和47年度より3ヶ年計画で開始し初年度は次のことを行った。

(1) 正常な排気弁の表面における伝熱条件を求めるため小型2サイクルディーゼル機関の排気弁温度測定を行った。

(2) 何らかの原因で生じた排気弁と弁座間のすきまがガスもれは排気弁損傷の1つの重要な原因と考えられるので、細隙を高温高圧ガスが流れる際の伝熱量を知る必要がある。このため一定温度の平行壁からなる細隙における伝熱量と細隙寸法の関係を計算で求めた。細隙長さ l と高さ h の比が小さい場合伝熱量を解析的に求めることは困難であるので、細隙流小を可視化してその性質を把握するとともにその流力抵抗と伝熱量を測定する実験装置を製作した。

(3) 排気弁当り面の熱抵抗が燃焼生成物の堆積により増大する、あるいはガスもれが生じ局所的に多量の熱が排気弁に流入する、あるいは機関運転条件が変ると排気弁の伝熱条件が変化した場合の排気弁温度を解析する方法を確立するため、この解析に必要な2つのプログラム、すなわち排気弁表面温度から伝熱量分布および内部温度を計算するプログラムおよび排気弁表面の伝熱量分布から温度を計算するプログラムを作成し、さらに吹き抜け初期のガスもれ部の中、長さ、長さか手えられた場合の排気弁のサイクル平均温度分布を計算する一連の計算プログラムを作成し試計算を行った。

3.2.2 実験機関による排気弁温度の測定

(1) 実験装置

実験に使用した機関は2サイクル、ユニフロ-掃気方式のバンク形、単シリンダの実験用ディーゼル機関で、高出力、高圧過給実験ができるように排気弁は4弁をもつとともに、予圧フロアおよび排気タービン過給機を付設している。同機関の全景写真を図3.2.2に、主要目・寸法および運転設定条件を表3.2.1に示す。

排気弁シート温度計測位置を図3.2.3に示す。熱電対導入孔は3mmφで、水路を避けて図回S₁~S₆に導いた。

排気弁の寸法および温度計測位置を図3.2.4 a, bに示す。温度計測用熱電対はシース外径1.0mmφ、素線の径0.25mmφのアルメル・クロメル線を使用した。表面温度の計測はシート、排気弁とも表面より0.5mm深さのところに接点を溶接し行った。弁棒の径が小さく、1本の弁で全温度分布を計測することは困難のため、1本の弁で4点ずつ、6本の弁を用いて図3.2.4に示した24点の計測を行う。熱電対は各測定点から6mmφの弁棒中心孔に導き、弁棒頂

部から外部に引き出し補償導線に接続、計測器に導いた。各計測弁は熱電対引き出し孔により大きな熱伝導の差を生じないように、6 mm 中の中心孔については同じ弁あるいは加工を施している。熱電対、リード線を装着した排気弁の外観を図 3-2-5 に、排気弁組立図を図 3-2-6 に示す。

(2) 実験結果

図 3-2-3 に示す $V_1 \sim V_4$ の 4 弁のうち V_3 および V_4 はクランプの形式上、弁棒から熱電対の引き出しが困難のため、温度計測に V_1 および V_2 を使用する。最初に、同じ位置に熱電対をとりつけた 2 つの No. 1 形配置の排気弁を V_1 、 V_2 位置に装着し、両者間にどの程度の差があるかを確かめた。排気ガス温度は V_2 側の方が V_1 側より常に高く、全力時で 40°C 程度の差を示し、そのため弁 V_1 、 V_2 の間に各負荷に応じて温度差のあることがわかった。そのため計測弁は V_2 位置 1 本とすることにし、 V_1 は各運転毎のモータ用とした。

機関運転条件は 400 rpm、 $P_{me} 10 \text{ kg/cm}^2$ を全力として、部分負荷は $P_{me} 2.5, 5.0, 7.5 \text{ kg/cm}^2$ 、回転数は船用特性の回転数とした。冷却水、潤滑油、掃気空気の温度、圧力、流量は各運転ともできるだけ同じになるように注意し、運転中の負荷変更後は各部温度が安定してからシートおよび排気弁温度を測定した。

(4) 機関性能

各運転テストランは外部条件を一定に保っているため、各回ともその機関性能に大差はない。表 3-2-2 にテストラン No. 3 における性能を示す。図 3-2-7 は燃料噴射率および燃焼率の一例である。

(a) シートおよび排気弁温度

各運転テストランのシートおよび排気弁温度を表 3-2-3 および表 3-2-4 に示す。シート温度に見られるように、各運転ごとに同一測定箇所の温度は 10°C 程度の差があるが、この程度の差はやむを得ないものと思われる。以後の伝熱計算の資料として使用に耐えるものと思われる。

3-2-3 細隙を流れる高温高压気体の流力抵抗および熱伝達

排気弁と弁座の間に何らかの原因で細隙が生じた場合、圧縮・燃焼・膨張過程のシリンダ内の高温高压気体はこの細隙を通り漏出し、この漏れ出る気体からの熱により排気弁全体のサイクル平均温度が上昇するとともに、1 サイクル中のシリンダ内気体の圧力、温度の変化に応じて、ガスもれが生じている細隙付近の弁枝料は瞬間的には非常に高温に達することも考えられる。したがって排気弁の吹抜け、焼損を熱的方面から検討を加えるには、ディーゼル機関燃焼室内の高温高压気体が細隙を通して漏れ出す際の伝熱量の瞬間値およびサイクル平均値を知る必要がある。

一般に排気弁と弁座間に細隙が生じる原因は単純でなく細隙形状は多様であ

り、焼損が進むにつれて表面は粗く、かつ流路形状もますます複雑となる。細隙も水量および伝熱量は細隙形状および表面の状態によりいろいろと変るが、細隙形状や流れが複雑な場合は実験的に、単純な流路や流れについては解析的に取り扱うことにし、本年度は次のことを行った。

① 仮想最大伝熱量の定義およびディーゼル機関のサイクル平均および瞬間仮想最大伝熱量の計算

② 温度一定の平行壁面で構成される細隙の一次元定常流れによる伝熱量の計算

③ 細隙流れ実験装置の製作

(1) 仮想最大伝熱量

図3-2-8に示すように、圧力 P_0 、温度 T_0 の気体の充滿してゐる高圧室と圧力 P_e の低圧室が壁温 T_w の細隙により結ばれてゐるものとする。この細隙を流れる気体について

① 流量は損失のない断熱管細ノズルの流量に等しい

② 気体は壁温まで冷却される

と仮定し、細隙単位断面積あたりの仮想最大伝熱量 Q_{max} を次式で定義する。

$$Q_{max} = \psi \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \int_{T_w}^{T_0} C_p dT \quad (3-2-1)$$

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_e}{P_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_e}{P_0}\right)^{(k+1)/k} \right\}} & 1 < \frac{P_0}{P_e} < 1.89 \\ \sqrt{gk \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} & \frac{P_0}{P_e} \geq 1.89 \end{cases}$$

ここで R 気体のガス定数, C_p 定圧比熱, k 比熱比

実際の伝熱量 Q と Q_{max} の比 $\eta_r = Q/Q_{max}$ は、細隙の形状、寸法やレイノルズ数などにより変るもので、実験あるいは計算により種々の条件における η_r を求める必要がある。

ディーゼル機関燃焼室の高温高圧気体の流れによる仮想最大伝熱量はクランク角 θ の関数であり、クランク角と燃焼室内気体の温度、圧力の関係を式(3-2-1)に代入し求めることができる。サイクル平均仮想最大伝熱量 \bar{Q}_{max} は、圧縮過程の始まり θ_1 から膨張過程の終了 θ_2 まで、クランク角の関数である瞬間仮想最大伝熱量 $Q_{max}(\theta)$ を積分し、式(3-2-2)により求めることができる。

$$\bar{Q}_{max} = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_2} Q_{max}(\theta) d\theta \quad (3-2-2)$$

ディーゼル機関燃焼室内気体の1サイクル中の圧力、温度をよく知られてゐる方法で計算し、式(3-2-1)および式(3-2-2)により $Q_{max}(\theta)$ 、 \bar{Q}_{max} を計算するプログラムを作成した。付録3-2-1にプログラムリストを示す。

ピストン径 740 mm, 行程 1600 mm の機関を考へ、2種の圧力比, 図 3-2-9 に示す3種の燃焼率分布, 排気弁当り面温度 $T_w = 450^\circ\text{C}$ を仮定し計算した結果を図 3-2-10 および図 3-2-11 に示す。表 3-2-4 に計算に用いた入力データを示す。本計算では中100研究部会が排気弁温度測定を行った機関とほぼ同じ機関寸法、条件を想定しており、燃焼率分布は永井ら⁶⁾の実験結果を近似したものである。図 3-2-10 はクランク角 θ に対する気体の圧力 P , 温度 T および瞬間仮想最大伝熱量 Q_{max} kcal/m²s の関係の一例を示す。図 3-2-11 は平均有効圧力 P_{me} kg/cm² とサイクル平均仮想最大伝熱量 \bar{Q}_{max} kcal/m²s の関係を示す。

(2) 平行壁間の高温高圧流れの定常一次元的取り扱ひによる伝熱量の計算

細隙流による実際の伝熱量 Q と仮想最大伝熱量 Q_{max} との比 β_r は流路形状により著しく変わるほか、気体の圧力、温度や壁温によつても変わるものと考えられる。ここでは温度が一様で2つの平行壁にはさまれた流路を高温高圧気体が流れる場合の伝熱量の計算を行い、細隙の高さ h と長さ l および気体の圧力、温度が β_r に与える影響を調べた。計算では細隙の長さ l と高さ h の比 l/h が大きく、流路内流れを発達した乱流あるいは層流管内流と見做すことのできる範囲を扱う。断面内の温度および速度分布は無視し、流れを一次元的に扱う。

(a) 細隙流れの基礎式

図 3-2-12 に示す流路の微小区間を考へる。気体が dx 進む間の気体の状態式、連続の式、エネルギーの式および運動量式はそれぞれ次のようになる。

$$P/\rho = RT \quad (3-2-3)$$

$$\rho v h = \text{const.}, \quad h = \text{const.} \quad (3-2-4)$$

$$\left(\frac{A}{2g} \frac{dv^2}{dx} + C_p \frac{dT}{dx} \right) \cdot v \rho h + Q = 0 \quad (3-2-5)$$

$$\rho v h \frac{dv}{dx} + h \frac{dP}{dx} + F = 0 \quad (3-2-6)$$

ここで P 圧力 kg/cm², T 温度 °K, ρ 密度 kg s²/m⁴
 γ 比重量 kg/m³, R ガス定数 kg m/kg °K, h 細隙高さ m
 v 速度 m/s, C_p 定圧比熱 kcal/kg °C, A 1/427 kcal/kg m
 Q 流体が単位長さ進む間に壁に対して失う熱量 kcal/m²s
 F 単位長さの両壁面から受ける摩擦力 kg/m²

ここで摩擦力 F は摩擦係数 λ_f を用いて

$$F = h \cdot \lambda_f \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 = \frac{\lambda_f}{4} \rho v^2 \quad (3-2-7)$$

伝熱量 Q は気体の全温 T_t と壁温 T_w の間で定義される熱伝達率 α を用いて次のように表わす。

$$Q = 2\alpha(T_t - T_w) = \frac{\lambda}{\delta} Nu (T_t - T_w) \quad (3.2.8)$$

ここで $Nu = 2\alpha\delta/\lambda$ をセルト数, λ 熱伝導率 $Kcal/m^2h^\circ C$
以上から式(3.2.9)が導かれる。

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \frac{dv}{dx} + a_{12} \frac{dT}{dx} &= b_1 \\ a_{21} \frac{dv}{dx} + a_{22} \frac{dT}{dx} &= b_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.2.9)$$

$$\begin{aligned} \text{ここで } a_{11} &= 1 - \frac{1}{\rho_0 v_0} \cdot \frac{P}{v}, & a_{12} &= \frac{1}{\rho_0 v_0} \frac{P}{T}, & a_{21} &= \frac{A}{g} v, & a_{22} &= C_p \\ b_1 &= -\frac{\lambda t}{4\delta} \cdot v, & b_2 &= -\frac{\lambda}{\delta v} \frac{Nu}{\delta^2} (T_t - T_w) \end{aligned}$$

流路の任意の点における流体の温度 T , 圧力 P , 速度 v が与えられるとき、温度および速度の長さ x に関する変化率は次式により求められる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{dT}{dx} &= (a_{11} b_2 - a_{21} b_1) / (a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}) \\ \frac{dv}{dx} &= (a_{22} b_1 - a_{12} b_2) / (a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}) \end{aligned} \right\} \quad (3.2.10)$$

式(3.2.10)の分母 $(a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21})$ は流れのマッハ数が1以下のとき0にはならない。

(b) 細隙流れ計算プログラム

前述の方法により図3.2.8の細隙を通して気体が流れる際の伝熱量を計算するプログラムを作成した。付録3.2.6にプログラムリストを示す。

気体(空気)の定圧比熱 C_p , 熱伝導率 λ , 粘性係数 η , 比熱比 κ は気体の温度 $t^\circ C$ の関数として式(3.2.11)で表わす。

$$\left. \begin{aligned} C_p(t) &= 0.24 + 0.4 \times 10^{-6} t \quad Kcal/kg \\ \lambda(t) &= 0.025 + 4.3 \times 10^{-5} t \quad Kcal/mh^\circ C \\ \eta(t) &= 2.0 \times 10^{-6} + 3.0 \times 10^{-9} t \quad Kgs/m^2 \\ \kappa(t) &= 1.4 - 0.77 \times 10^{-6} t \end{aligned} \right\} \quad (3.2.11)$$

管摩擦係数 λ_f は、レイノルズ数 $Re = 2vR/\nu$ により

$$\left. \begin{aligned} Re < 2000 \quad \text{のとき} & \quad \lambda_f = 64 / Re \\ Re \geq 2000 \quad \text{のとき} & \quad \lambda_f = \lambda_{f0} \end{aligned} \right\} \quad (3.2.12)$$

と表わした。 λ_f は乱流範囲ではレイノルズ数と表面粗さの関数となるが、簡単なため一定値 λ_{f0} とする。本計算では $\lambda_{f0} = 0.07$ とおいた。

管内流のヌセルト数 $Nu = 2dh/\lambda$ は

$$\left. \begin{array}{ll} Re < 2000 \text{ のとき} & Nu = 7.5 \\ Re \geq 2000 \text{ のとき} & Nu = 0.020 Re^{0.8} \end{array} \right\} \quad (3.2.13)$$

とした。ここで物性値は気体温度における値を用い、熱伝達率は気体の全温と壁温の向で定義されているものとする。

燃焼室の圧力 P_0 、温度 T_0 の気体は損失なく断熱的に変化し細隙に流入するものとする。細隙の高さと長さ、燃焼室気体の温度・圧力を定めると、細隙出口で流速が音速に等しくなるか、出口の管内圧力と排気室圧力 P_e が等しくなる量の気体が細隙を流れる。細隙長さをきめて流量を計算するのは計算時間を多く必要とするため、本プログラムでは流量を与え細隙長さを計算した。細隙長さの計算間隔 Δx は計算を能率的に行うための細隙高さおよび流れのマッハ数に応じて変えた。計算結果は細隙長さ L に対し、流量 Q 、仮想最大流量との比 Q_R 、伝熱量 Q 、仮想最大伝熱量との比 Q_R (q_r と同じ) が印字される。

(c) 計算結果

燃焼室圧力 $P_0 = 5, 50 \text{ kg/cm}^2$ 、排気室圧力 1 kg/cm^2 、燃焼室温度 $t_0 = 1500, 1000, 700 \text{ }^\circ\text{C}$ 、壁温 $500 \text{ }^\circ\text{C}$ の条件で細隙高さを $0.01 \sim 1.0 \text{ mm}$ まで変えられたときの伝熱量計算を行った。計算結果の一例として、図 3.2.13 に細隙高さの影響を、図 3.2.14 および図 3.2.15 に圧力 P_0 および温度 t_0 の影響を示す。

(d) 計算結果の応用例

3.2.3 (1) および (2) の計算結果からディセル機関運転中の気体の流れにより排気弁が受ける熱量のおおよその値を次のように計算することができ。

[例] 才 100 研究部会で温度測定を行った大型排気弁において、全周の $1/8$ にわたり弁座との間に深さ 0.1 mm 、長さ 20 mm のすきまが生じたとき、ガス流れにより排気弁が受ける熱量はいくらか。 $P_{me} = 10 \text{ kg/cm}^2$ とする。

(i) 図 3.2.11 において、圧縮比 14.7、発熱量分布 b 、 $P_{me} = 10 \text{ kg/cm}^2$ で

$$\bar{Q}_{max} = 2.42 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2\text{s} = 872 \text{ kcal/mm}^2\text{s}$$

(ii) 図 3.2.13 において $h = 0.1 \text{ mm}$ 、 $L/h = 200$ 、 $P_0 = 50 \text{ kg/cm}^2$ 、 $t_0 = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$ で、

$$q_r = 0.478$$

なお q_r は P_0 、 t_0 で異なるがこの変化量は小さく、図 3.2.10 に示すように P_0 、 t_0 の高いときの $Q_{max}(\theta)$ が \bar{Q}_{max} に非常に大きな割合を占めることは明らかであるので、上記の P_0 、 t_0 における q_r をサイクル平均値として用いて差しつかえない。

(iii) 当り面平均直径 $d = 380 \text{ mm}$ とすると細隙断面積は

$$a = \frac{1}{8} \pi d \times 0.1 = 15 \text{ mm}^2$$

(iv) 排気弁と弁座との伝熱量が等しいと考えると排気弁受熱量 Q_v は

$$Q_v = \frac{2}{a} \cdot g_r \cdot \bar{\theta}_{\max} = 3150 \text{ kcal/h}$$

(3) 細隙流れ実験装置

細隙を高温高压気体が流れる際の伝熱量は流路形状によつて依存し、特に細隙長さ l と高さ h の比が小さいとき流路は二次元的になり伝熱量を解析的に求めることは困難となる。このため、主として l/h が小さい流路の高速流れの性質を把握し、流力抵抗および伝熱量を測定するための実験装置を製作した。

図 3.2.16 に実験装置を示す。100 馬力空気圧縮機からの高压空気（圧力 5 kg/cm²）は管路 ①、②、③ および箱 ④、入口流路 ⑤ を通り、測定部 ⑥ の中に 2 つのブロック ⑦ で構成されている細隙を通り出口流路 ⑧ から排出される。図 3.2.17 に測定部を示す。細隙ブロック ⑦ を交換することにより、平行壁流路および弁当り面断面と相似な入口、出口をもつ斜の流路を作ることができ、主計測装置としてマッハツェンダ-干渉計を用い流体の密度分布を可視化し、流れの性質を把握する。

3.2.4 排気弁温度の計算

(1) 排気弁温度計算プログラム

実測した排気弁温度から排気弁表面の伝熱量を知るための、あるいはガスもれなどにより排気弁に局所的な熱流入がある場合の排気弁温度を計算するための、

(i) 排気弁表面温度から伝熱量分布および内部温度を計算するプログラム

(ii) 排気弁表面の伝熱量分布から排気弁温度を計算するプログラムを作成した。

(a) 計算の方法

排気弁の軸を含む断面で、断面が長方形または三角形の環状の要素に排気弁を分割、三次元計算が必要な場合には必要な環状要素をさらに周方向に分割する。各要素の温度は図 3.2.18 に示すように適当な代表点の温度で表し、表面に接する要素 k が外部に放出する熱量を Q_k とする。要素 i, j 間の熱伝導による熱移動量 Q_{ij} を

$$Q_{ij} = \pm \frac{t}{l} \lambda (T_i - T_j) = \pm a_{ij} \lambda (T_i - T_j)$$

と表わすと、 n 個の要素の各々の熱バランスの関係から、 $\{T_i\}$, $\{Q_k\}$ に関する n 個の連立方程式 式 (3.2.14) が得られる。ここで n は分割要素の数、 $a_{ii} = \sum_j a_{ij}$ 、表面要素以外で $Q_i = 0$ とする。

$$\sum a_{ij} T_j + \frac{q_i}{\lambda} = 0 \quad i = 1 \sim n \quad (3.2.14)$$

(i) 表面分割要素の温度から表面伝熱量と内部温度を計算する場合
 内部要素の温度および表面要素の外部との伝熱量を $\{X_i\}$ とするとき、式
 (3.2.14) より

$$\sum b_{ij} X_j = Y_i \quad i = 1 \sim n \quad (3.2.15)$$

ここで $b_{ij} = 0, 1$ または a_{ij} , $Y_i = -\sum a_{ik} T_k$ (k : 表面要素)
 排気弁の分割要素の位置・寸法から b_{ij} はすべて定まるので、行列 $[b_{ij}]$ の
 逆行列 $[b_{ij}]^{-1}$ を一度計算しておけば $\{X_i\}$ は任意の表面要素温度分布 $\{T_k\}$
 に対し連立方程式を解くことなく容易に次式で計算できる。

$$\{X_i\} = [b_{ij}]^{-1} \{Y_i\} \quad (3.2.16)$$

(ii) 表面伝熱量分布から温度分布を計算する場合

排気弁全体の熱バランスが成り立つためには表面伝熱量の総和 $\sum Q_k$ は
 $\sum Q_k = 0$ を満足しなければならない。また式(3.2.14)の n 次の係数行列
 $[a_{ij}]$ の値は 0 となり $\{Q_k\}$ を与えただけでは $\{T_i\}$ は不足となる。したがっ
 て温度分布を一義的に定めるためには適当な点 ia の温度 T_a を与える必要が
 ある。 $[a_{ij}]$ から n 行 n 列を抜いた $n-1$ 次の小行列 $[a_{ij}]_{n-1}$ の逆行列を
 $[a_{ij}]_{n-1}^{-1}$ とすると $\{T_i\}$ は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \{T_i\} &= [a_{ij}]_{n-1}^{-1} \{Q_i\} + T_0 \quad i = 1 \sim n \\ T_n &= T_0 \end{aligned} \right\} \quad (3.2.17)$$

ただし $T_{ia} = T_a$ とするよう T_0 を定める。

分割要素の位置および寸法を与え、 $[a_{ij}]_{n-1}^{-1}$ を一度計算しておくと、任意の
 伝熱量分布 $\{Q_k\}$ に対し温度分布 $\{T_i\}$ は連立方程式を解くことなく容易に計
 算できる。排気弁全体の熱バランスが成り立たない場合、誤差は分割要素 n に
 集中的に現れる。

(b) 計算プログラムおよび計算例

排気弁表面温度から表面伝熱量を計算するプログラム VTQ1 および排
 気弁表面伝熱量から温度を計算するプログラム VTT1 を作成した。いずれ
 のプログラムも式(3.2.14)の係数 a_{ij} を読みこみ $[b_{ij}]^{-1}$ あるいは $[a_{ij}]_{n-1}^{-1}$
 を計算(あるいはすでに計算し磁気テープに収めてあるこれらの逆行列を読み
 こみ)、プログラム VTQ1 においては表面温度分布 $\{T_k\}$ および熱伝導率 λ を
 入力として表面伝熱量分布および内部温度を計算し、プログラム VTT1 におい
 ては表面伝熱量分布 $\{Q_k\}$, 分割要素 ia の温度 T_a , 熱伝導率 λ を入力として

温度分布を計算する。

造研が100研究部会で行った大型排気弁の温度測定結果に対しこれらのプログラムを用い、排気弁表面における伝熱量分布を求めると共に、三次元温度を計算する場合の精度をたしかめた。図3.2.19に排気弁形状および要素分割方法を示す。伝熱量計算プログラムVTQ1では温度分布は軸対称であると考え、排気弁を42分割した。温度分布計算プログラムVTT1においては斜線の環状要素をさらに周方向に8等分した。図3.2.20に計算結果の一例を示す。排気弁中の等温線は100研究部会報告書研究資料No.77, 3.2.47図に示されたもので、同図から読み取った表面要素温度を入力としプログラムVTQ1で伝熱量分布を計算、これをプログラムVTT1の入力とした。図3.2.20の要素中心点に記した数字はプログラムVTT1の計算結果を示し、これは原報告の等温線とよく一致する。図3.2.21に排気弁表面の単位面積あたりの伝熱量分布も $\text{kcal}/\text{m}^2\text{s}$ を示す。

(2) もれを生じている排気弁温度の計算法

ガスもれを生じている排気弁では、サイクル平均温度分布および1サイクル中の局所的瞬間温度変化を問題にする必要があるが、ここではサイクル平均温度計算に問題を限定し、1サイクル中の瞬間温度の変化は次年度に扱う。

弁と弁座の間に局所的にガスもれが生じたとき、排気弁から弁座への熱伝導による放熱が阻害されるとともに、排気弁はもれ出る高温ガスから局所的に強い加熱を受ける。ガスもれを生じているときの寸法、機関運転条件と排気弁温度から3.2.3に示した方法によりおおよその伝熱量は推定されるので、このような局所的加熱により変化する排気弁温度を計算する1つの方法を以下に提案する。

(a) ガスもれの無い場合の伝熱量分布とガスもれのある場合の伝熱量分布の関係

ガスもれの無い正常弁の伝熱量分布 $\{Q_k\}$ は正常弁の温度を測定し計算プログラムVTQ1により計算され、ガスもれによる局所的加熱量は3.2.3の方法で計算される。ガスもれのある排気弁温度および伝熱量は漏れガスから直接加熱を受け無い部分においても正常弁の温度・伝熱量とは異なり、排気弁は新しい熱的平衡状態に達する。この新しい平衡状態の温度を計算するため、ガスもれ部以外の伝熱量変化は排気弁表面温度の変化にのみ依存し、ガスもれは機関運転条件を含む他の条件を全く変えないものと仮定する。

排気弁の表面を図3.2.22に示すようにA, B, C, Dの4部分に分け、各部の表面温度変化と伝熱量変化の関係を次のように考える。

A面：外部との伝熱は燃焼室からの放射伝熱と対流伝熱から成り、

$$Q_a = 4.88 E \left\{ \int \left(\frac{T_b}{100}\right)^4 d\tau - \left(\frac{T_a}{100}\right)^4 \int d\tau \right\} + \int \alpha (T_g - T_a) d\tau$$

右2項は量的によくわからぬが一応省略すると

$$\frac{\partial Q_a}{\partial T_a} = -4.88 E \cdot \frac{\partial}{\partial T_a} \int \left(\frac{T_a}{100}\right)^4 d\tau \quad (3.2.18)$$

B面: 弁座Aの熱伝導による放熱 Q_{b1} , 高温排気ガスおよび低温掃気空気による対流伝熱 Q_{b2} , Q_{b3} にかけて考えられ、冷却水温度, ガス温度, 空気温度をそれぞれ T_{water} , T_{gas} , T_{air} とおいて, これらについて次のように考えることにする。

$$Q_{b1} \propto -(T_b - T_{water})$$

$$Q_{b2} \propto -(T_b - T_{gas})$$

$$Q_{b3} \propto -(T_b - T_{air})$$

ここで Q_{b2} は Q_{b3} にくらべかなり小さく, T_{water} と T_{air} はほぼ等しいので

$$Q_b = Q_{b1} + Q_{b2} + Q_{b3} \propto -(T_b - T_{air})$$

したがって

$$\frac{\partial Q_b}{\partial T_b} = -\frac{Q_b}{T_b - T_{air}} \quad (3.2.19)$$

C面: 高温ガスおよび低温空気による対流熱伝達が主で, B面と同じく低温空気による冷却が支配的と思われる。したがって

$$Q_c \propto -(T_c - T_{air})$$

$$\frac{\partial Q_c}{\partial T_c} = -\frac{Q_c}{T_c - T_{air}} \quad (3.2.20)$$

D面: 弁棒からシリンダカバーを通り冷却水という熱伝導による放熱が支配的と考えられる。したがって

$$Q_d = -(T_d - T_{water})$$

$$\frac{\partial Q_d}{\partial T_d} = -\frac{Q_d}{T_d - T_{water}} \quad (3.2.21)$$

以上の式(3.2.18)から式(3.2.21)を用いてガスもれのある排気弁各部の伝熱量を正常弁の伝熱量(添字0で示す)から求めることができる。以下の計算では $T_{water} = T_{air} = 100^\circ\text{C}$ と仮定した。

(b) ガスもれによる局所的熱流入がある場合の排気弁温度の計算法

図3.2.19に示すような排気弁の一部にガスもれにより $DQ \text{ kcal/}\tau$ の熱量が流入する場合の排気弁温度を計算するための次の2つのサブプログラムを使用する。

(1) 表面伝熱量分布を入力として3次元温度分布を計算するサブプログラム

(2) 表面温度の正常弁との差から (1) に示した方法により伝熱量の差を計算するサブプログラム

伝熱量分布がわかっている正常弁にガスもれにより DQ の熱量が局所的に入り込んだときの新しい温度分布は、上記の2つのサブプログラムを用い逐次近似により計算する。収束の判定に (1) 要素 ia の温度 T_a の変化が一定限度内に入る、(2) 排気弁全体の熱バランスの誤差が一定限度内に入る、(3) 全体の計算誤差は最後の n 番要素に集中するので、この要素の熱バランスの誤差が一定限度内に入る、の3条件を用いる。

(3) 計算プログラムおよび計算結果

付録3-2-3 に局所的に熱流入がある場合の排気弁温度を計算するプログラムリストを示す。計算プログラムは入力として、正常排気弁の伝熱量分布、要素 ia の温度 T_a 、熱伝導率 λ および局所熱流量 $DQ \text{ kcal/h}$ を与える。

図3-2-19 に示した排気弁において、局所熱流 DQ が弁・弁座当り面のうち全周の $1/8$ にあたる部分 (要素 No. 18) に加えられるものとするときの計算例を図3-2-23 より図3-2-26 までを示す。正常弁の伝熱量分布としては図3-2-21 に示した計算結果を用いた。図3-2-23 は局所伝熱量 DQ とガスもれ部に面する要素 No. 18 の温度の関係を示す。3-2-3 (2) (d) の計算によれば、全周の $1/8$ にわたり深さ 0.1 mm 、長さ 20 mm のすきまが生じたとき、ガスもれにより約 3200 kcal/h の熱量が排気弁に流入するので、このすきまに面する要素の表面温度は正常弁より約 160°C 上昇する。図3-2-24 は $DQ=5000 \text{ kcal/h}$ における排気弁温度の周方向分布の一例を示す。局所熱流入により比較的せまい範囲で大きな温度変化を生じており、局所温度の最高値を正確に計算するためにはガスもれ部近くで要素分割を密にする必要がある。図3-2-25 および図3-2-26 は局所熱流量 DQ を変えたときの半径方向および周方向温度分布の一例を示す。

3-2-5 まとめ

排気弁に求められる耐久性と信頼性を満足させるように排気弁を設計するためには排気弁の伝熱条件、温度、破損機構の関係を明らかにする必要がある。

排気弁の伝熱条件は排気弁損傷に大きな影響を与えられるので、われわれは主として破損が生じている排気弁の伝熱条件を明らかにするとともに、伝熱条件と破損の機構を結びつけるための研究を3ヶ月計画で開始した。以下に初年度に行ったことを要約する。

(1) 小型ディーゼル機関の排気弁温度測定を行った。大型排気弁の温度測定はすでに中100 研究部員に詳細に行われており、2者の詳細な比較は次年度

に行うが、大型弁と小型弁では温度分布および伝熱量分布に大きな差があることが推測される。

(2) 高温高圧気体が細隙を流れる際の気体から壁への伝熱量を単純化した仮定のもとで計算し、排気弁と弁座の間に細隙が生じた場合、細隙の寸法から排気弁が高温ガス流から受ける熱量を計算する方法を示した。次年度は、本年度製作した実験装置により流路形状と伝熱量の関係を実験的に調査、解析し、用いた多くの仮定を吟味する。

(3) ガスもれにより局所的な熱流入がある場合の排気弁のサイクル平均温度分布を計算する方法を提案し、試計算を行った。次年度は温度計算法を改良するとともに、人為的に細隙をもうけた小型排気弁の温度測定を行い提案した計算法の評価を行う。

文 献

- 1) 造研才100研究部会；「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」，研究資料 No. 77，昭和43年3月
- 2) E. G. Ellison；"A Review of the Interaction of Creep and Fatigue"，*Journal of Mechanical Engineering Science*，Vol. 11，No. 3，1969，p. 318
- 3) E. P. Estjergar and J. R. Ellis；"Cumulative Damage Concepts in Creep-Fatigue Life Prediction"，*Thermal Stresses and Thermal Fatigue (Proceedings of the International Conference at Berkeley Castle, England, September 1969)*，p. 128
- 4) S. S. Manson；"Approaches to Life-Prediction Problems in Creep Rupture and Fatigue at High Temperatures" NASA SP p. 19
- 5) 永井博他3名；「大型サイクルディーゼル機関の性能シミュレーション」，日本機械学会才812講演会論文集 No. 710-17（'71-11-18, 19, 東京）

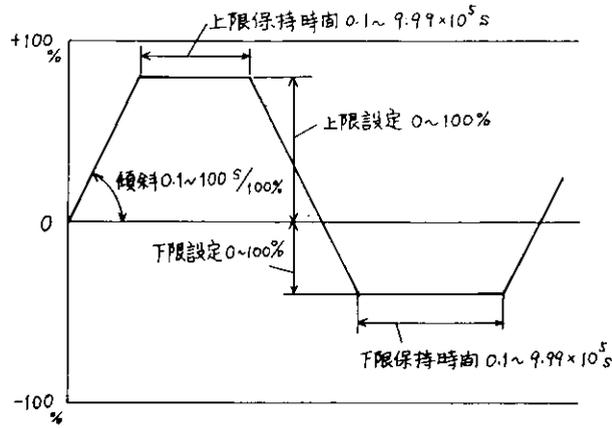


図 3. 1. 1 可能な実験条件

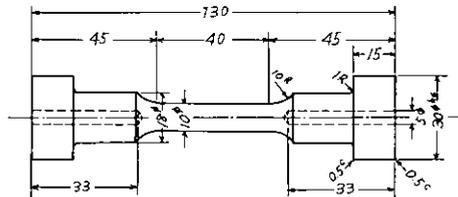


図 3. 1. 2 試験片寸法

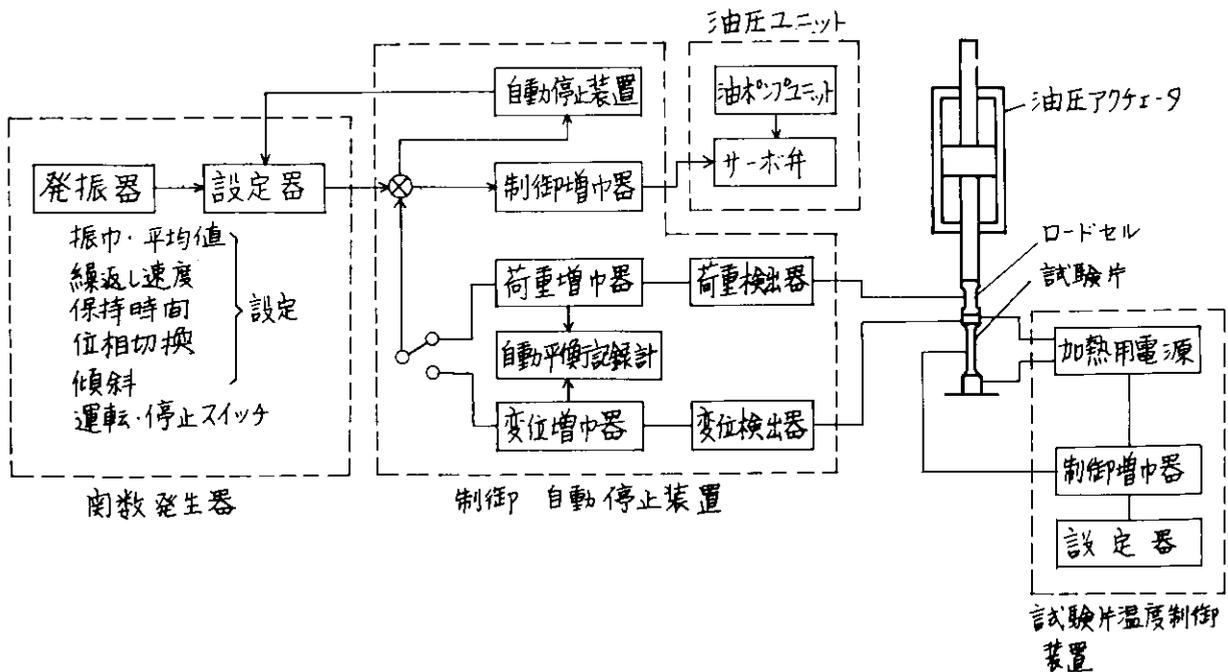
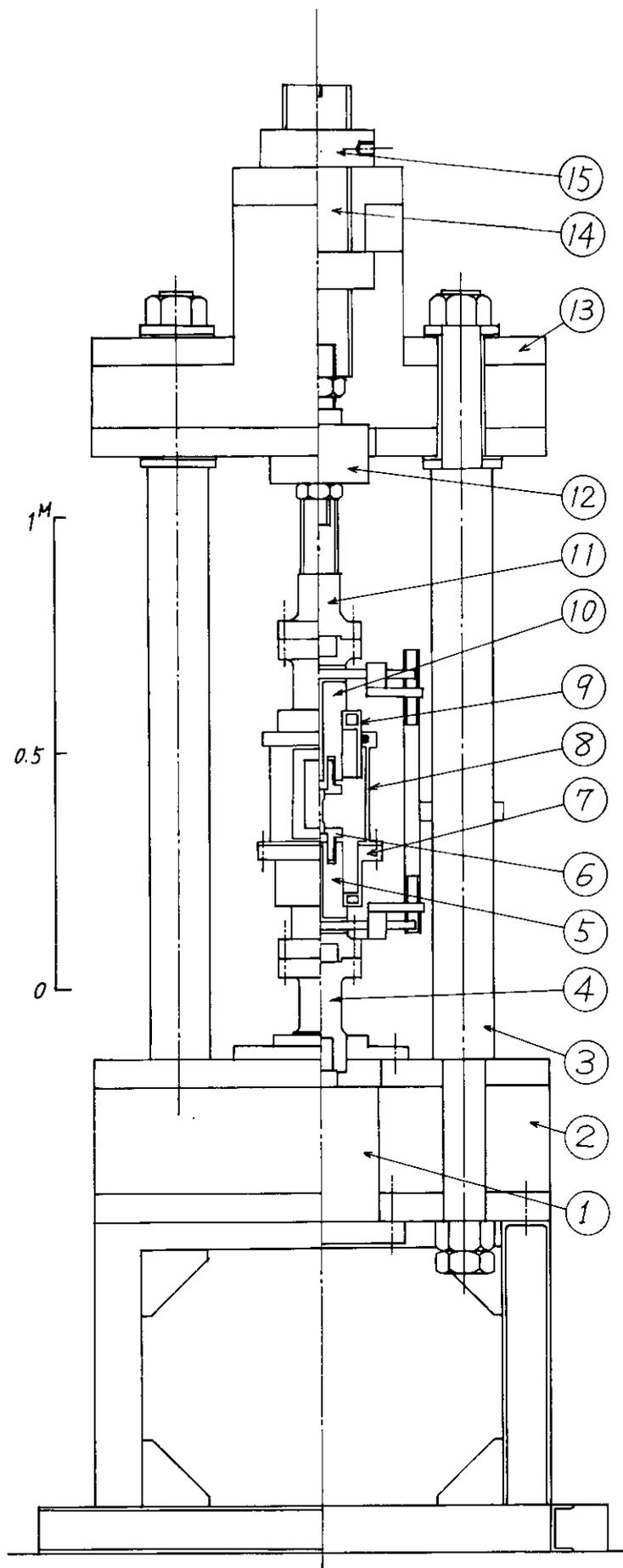


図 3. 1. 3 構成機器間の関係



No	名称	材質	備考
1	油圧アパータ		
2	下部支持板	SS41	
3	支柱	S45C	
4	下部中間軸	13Cr	
5	下部試験片受け本体	SUS27	
6	試験片締め付具	SUS27	
7	下部隔離槽		Crメッキ
8	中部隔離槽		-
9	上部隔離槽		-
10	上部試験片受け本体	SUS27	
11	上部中間軸	13Cr	
12	ロードセル		
13	上部支持板	SS41	
14	台形ねじ軸	S45C	
15	取付ナット	S45C	

図 3.1.4 試験装置本体

番号	名称
1	オイルタンク
2	ストレナー
3	IPポンプ
4	カップリング
5	立形モーター
6	マイクロコンピュータ タイミヤル
7	リリーフバルブ
8	背圧用チェックバルブ
9	ソレノイドバルブ
10	チェックバルブ
11	ダンパー
12	マイクロコンピュータ 検出圧力計
13	ストップバルブ
14	リキムレータ
15	ターボコック
16	圧力計
17	低圧用ストップバルブ
18	ターボバルブ
19	チェックバルブ
20	オイルクーラー
21	温度計
22	サーモスタット
23	バルブシリンダ用アソシエ
24	全開付コムホース

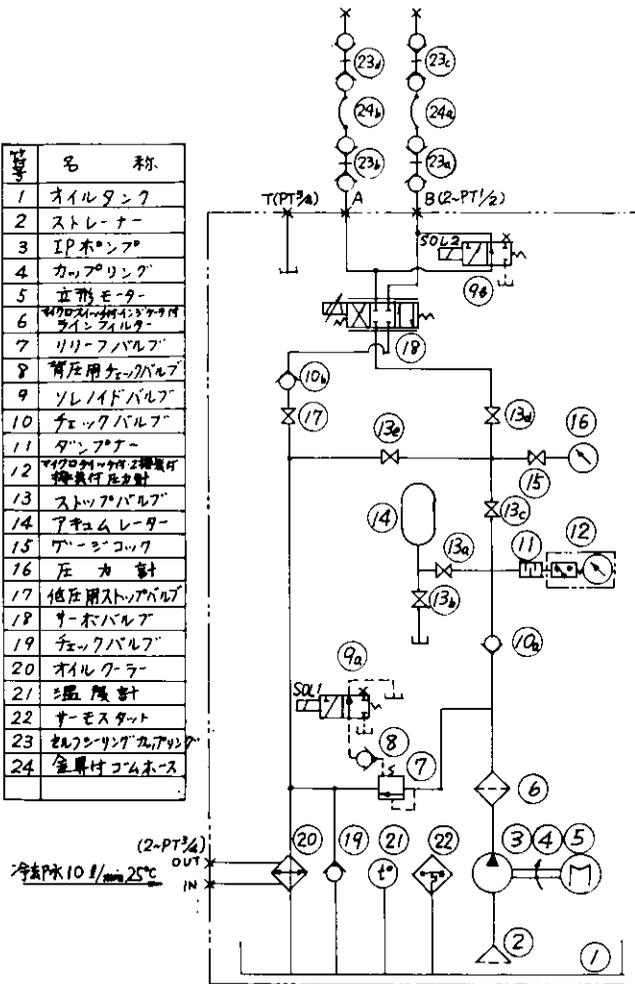


図 3.1.5 油圧回路

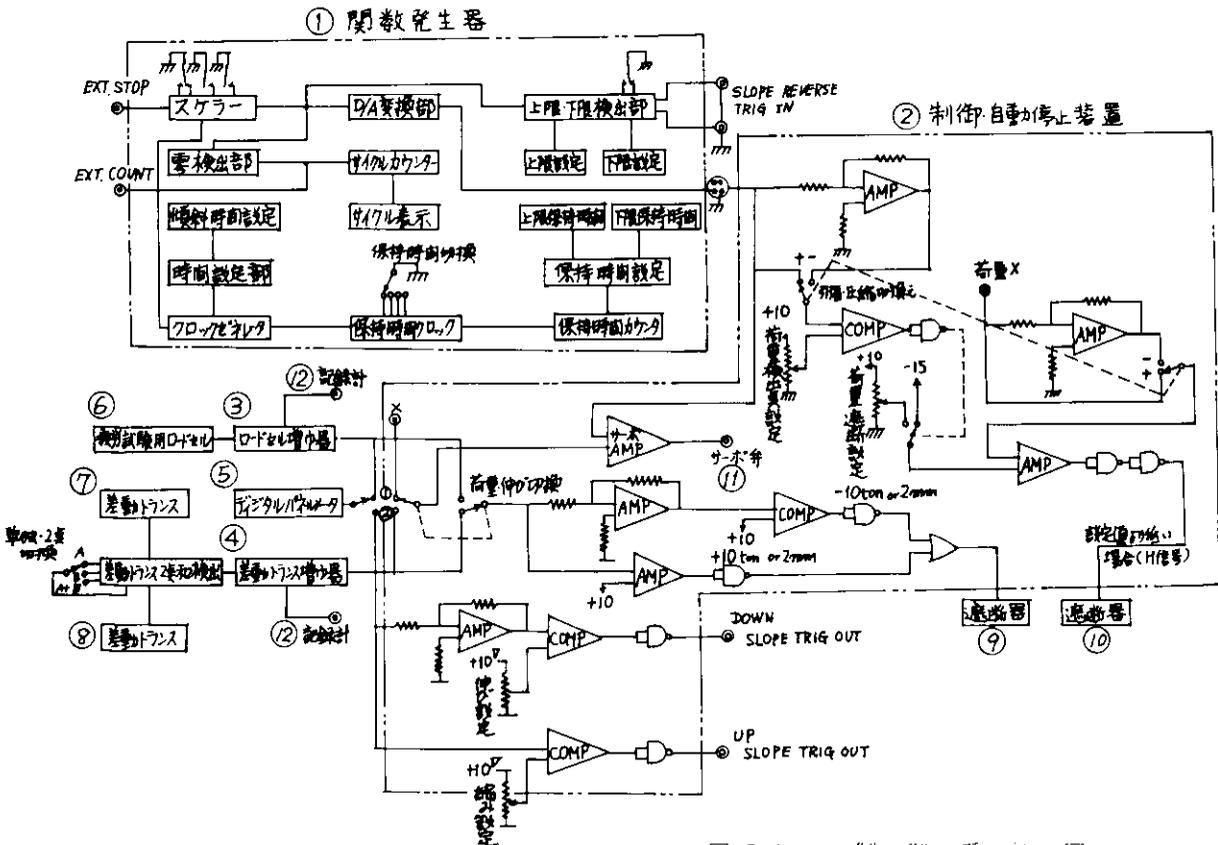


図 3.1.6 制御系統図

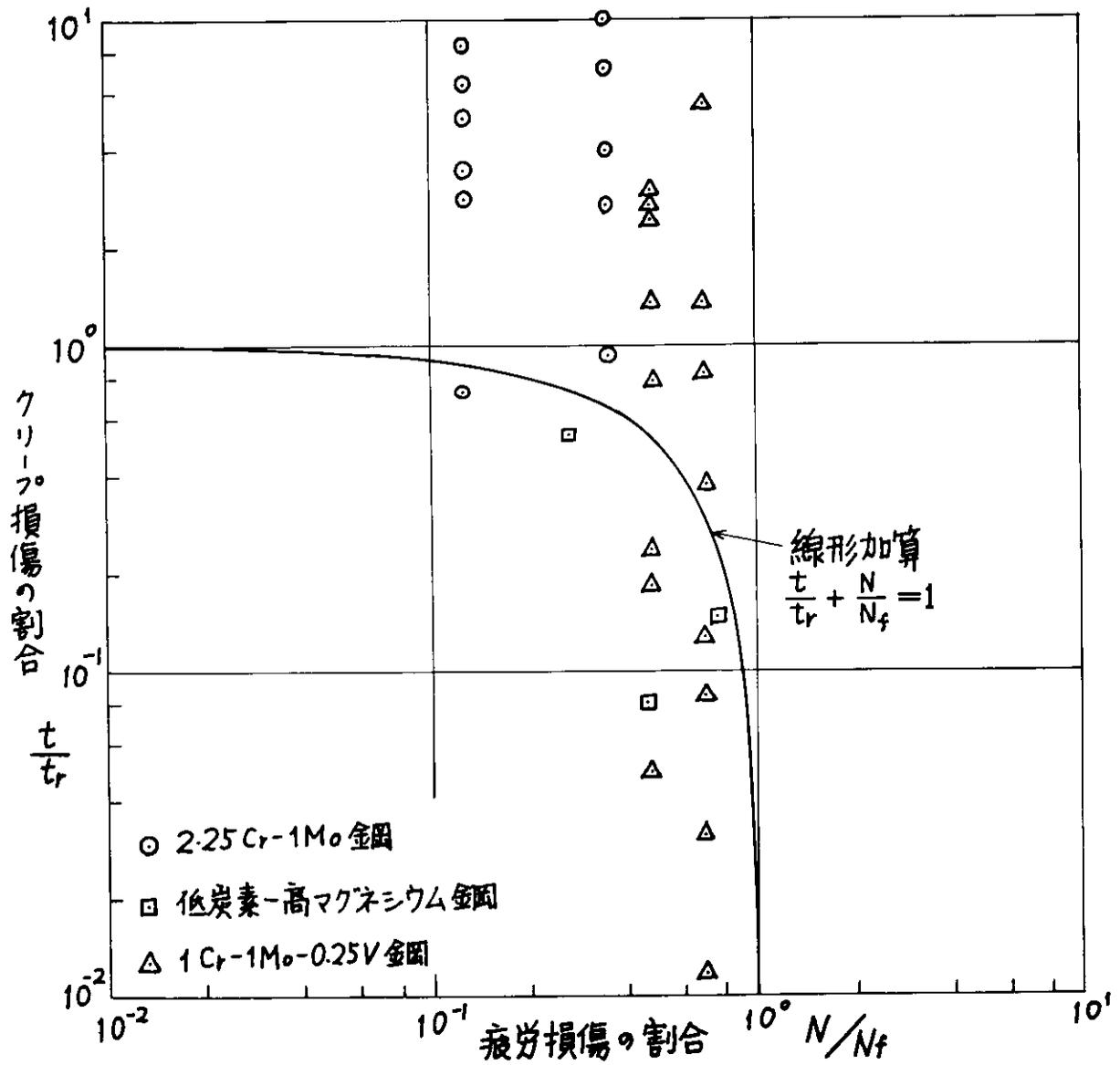


図 3. 1. 7 疲労損傷とクリープ損傷の寄与率

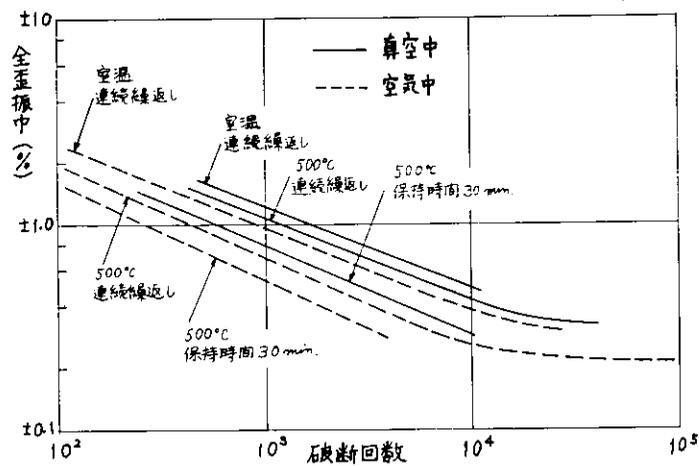


図 3. 1. 8 空气中および真空中の $\frac{1}{2}$ M. 鋼の曲げ疲労

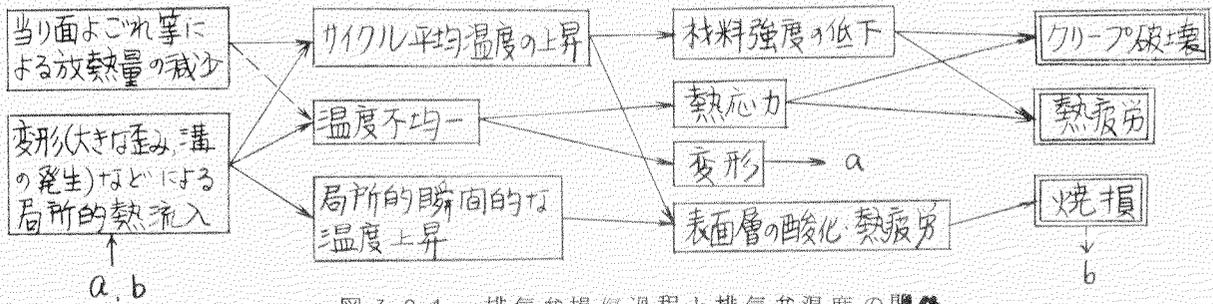


図 3. 2. 1 排気弁損傷過程と排気弁温度の関係

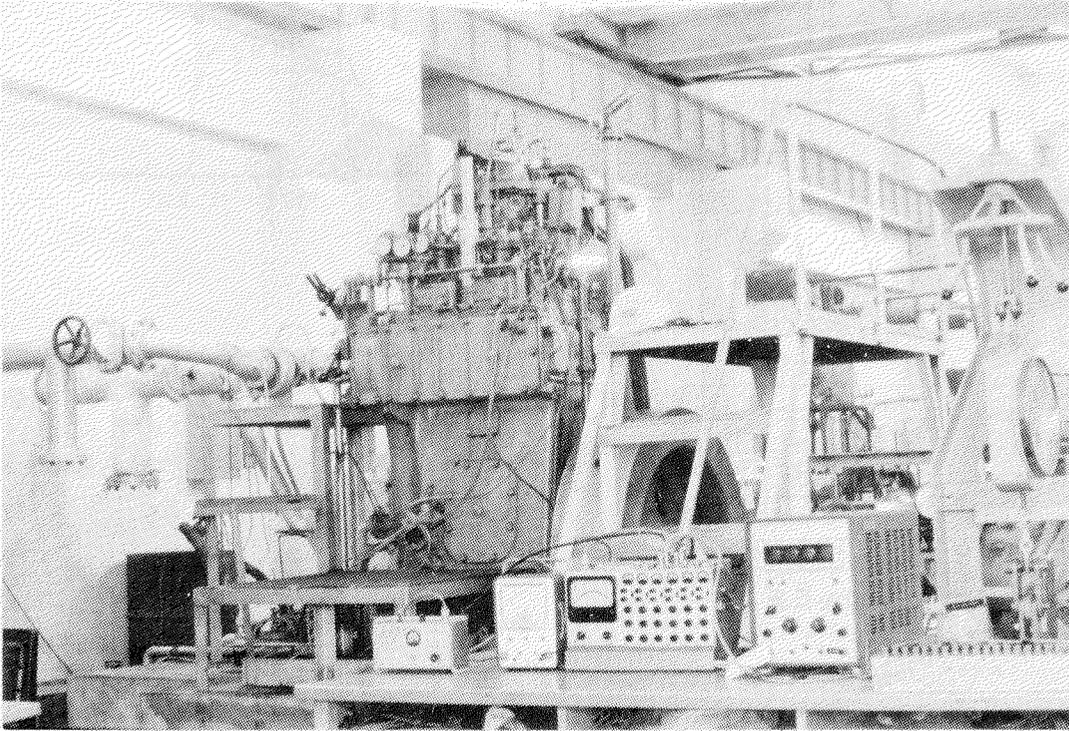


図 3. 2. 2 実験機関

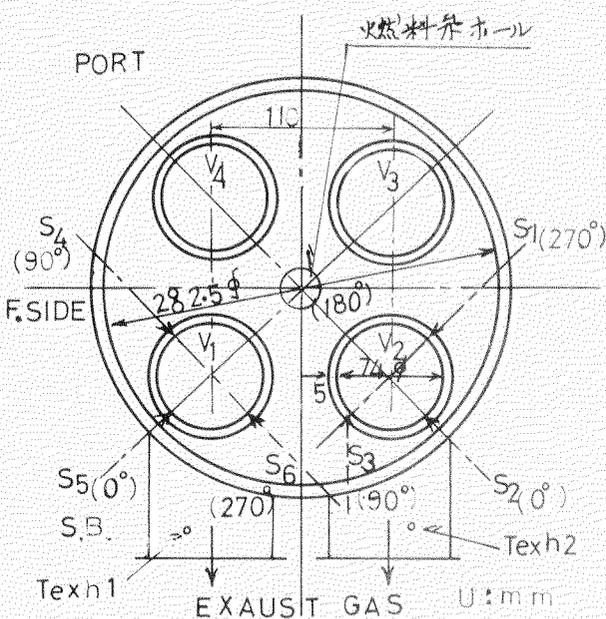


図 3. 2. 3 シート温度計測位置 S1 ~ S6

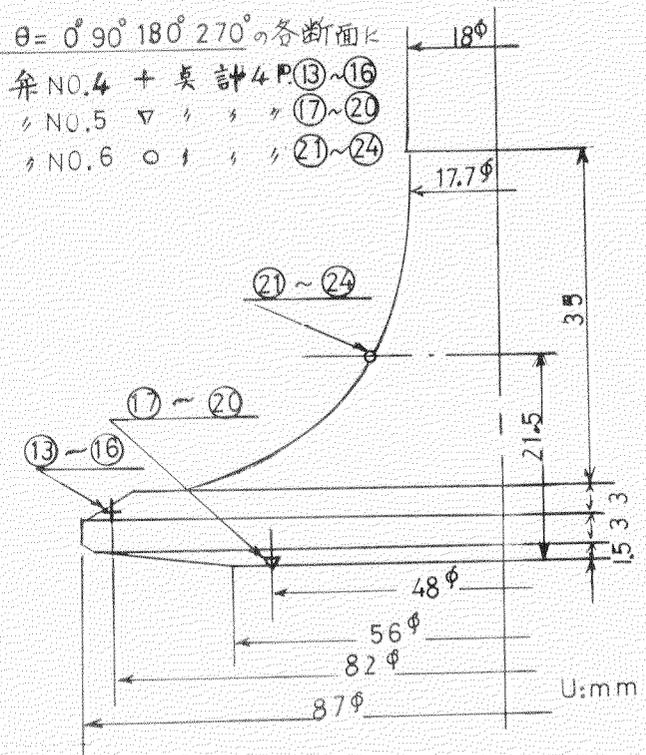


図 3. 2. 4 b 排気弁温度計測位置

図3.2.3において
 $\theta = 0^\circ$ の断面に
 弁NO.1 × 長計4P (1, 4)
 弁NO.2 △ (5, 8)
 弁NO.3 □ (9, 12)

ただし θ は
 排気弁中心と燃料噴射弁中心
 とを結ぶ線の外角を 0° とし
 時計回りに $90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ とする。

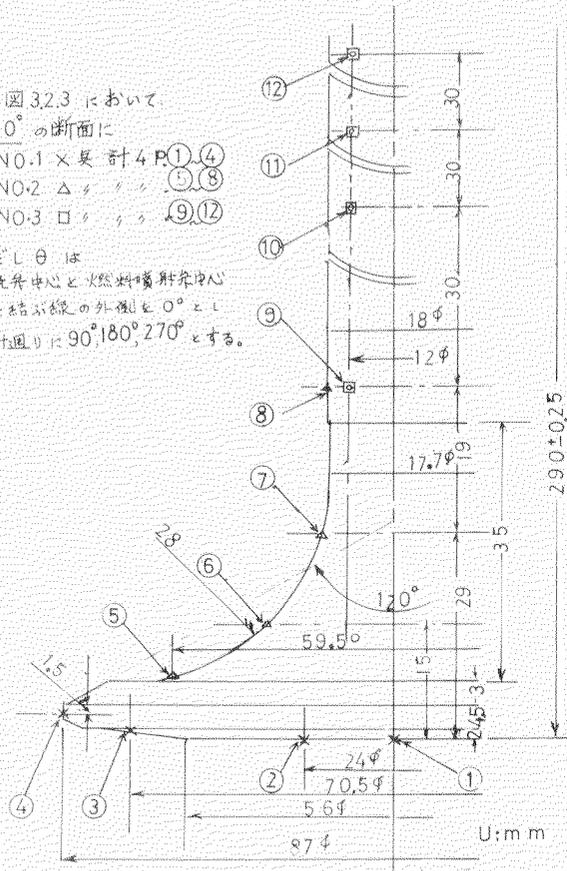


図 3. 2. 4 a 排気弁温度計測位置

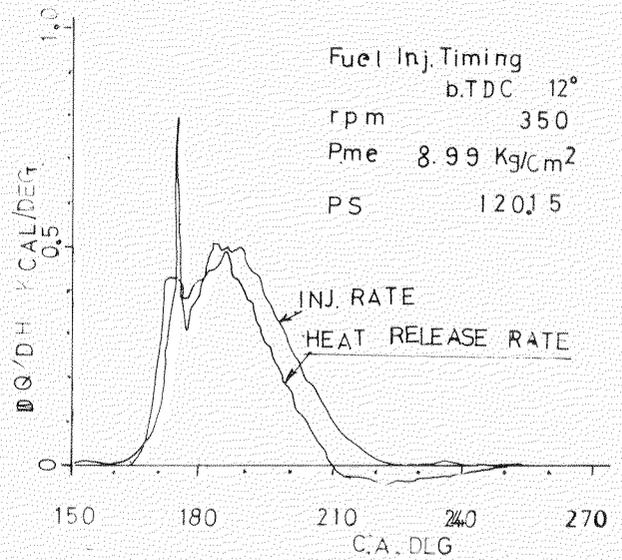
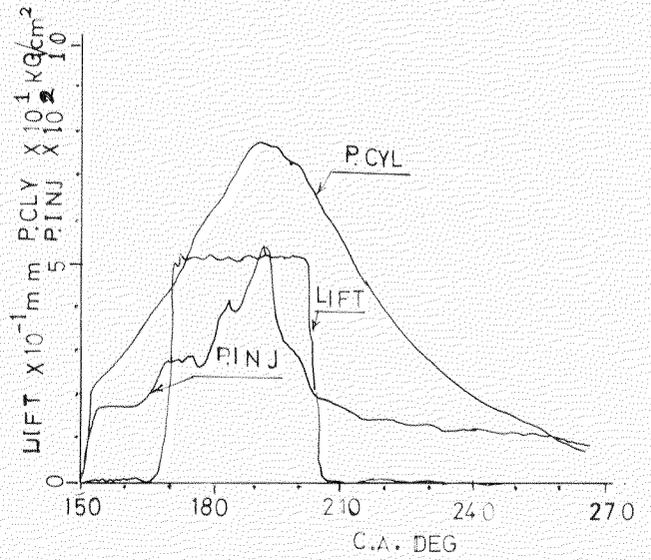


図 3. 2. 7 燃料噴射率と熱発生率

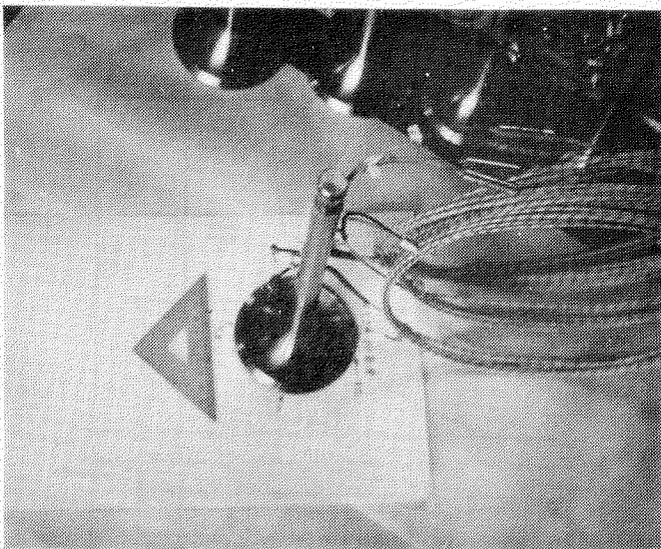


図 3. 2. 5 排気弁

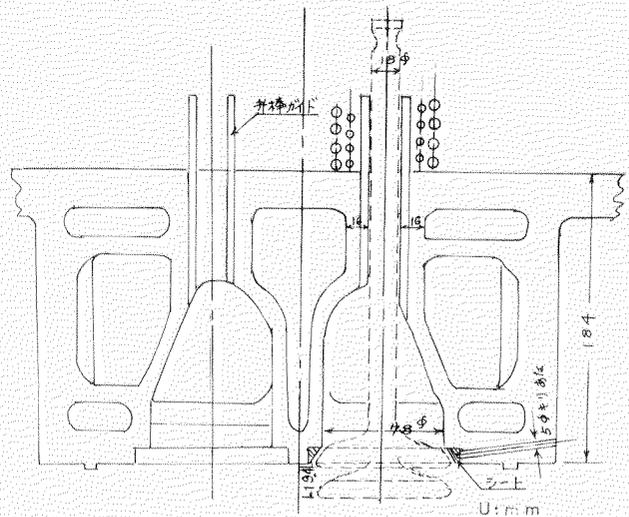


図 3. 2. 6 排気弁組立図

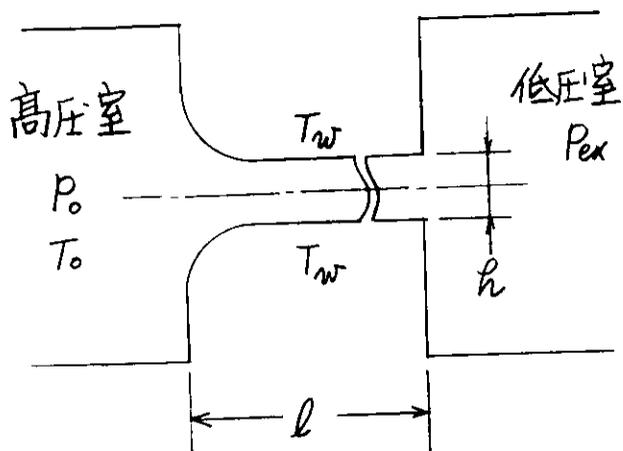


図 3. 2. 8 細 隙

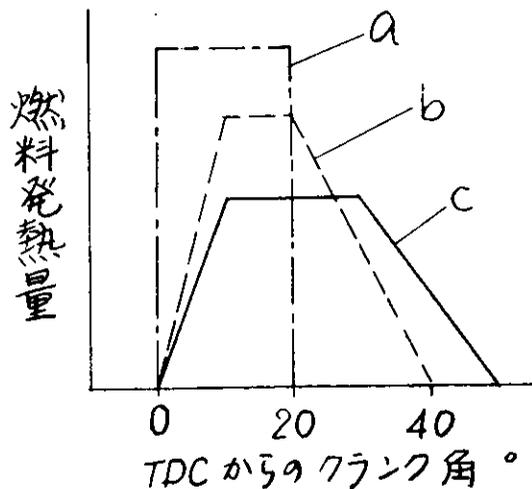


図 3. 2. 9 計算に用いた燃焼率分布

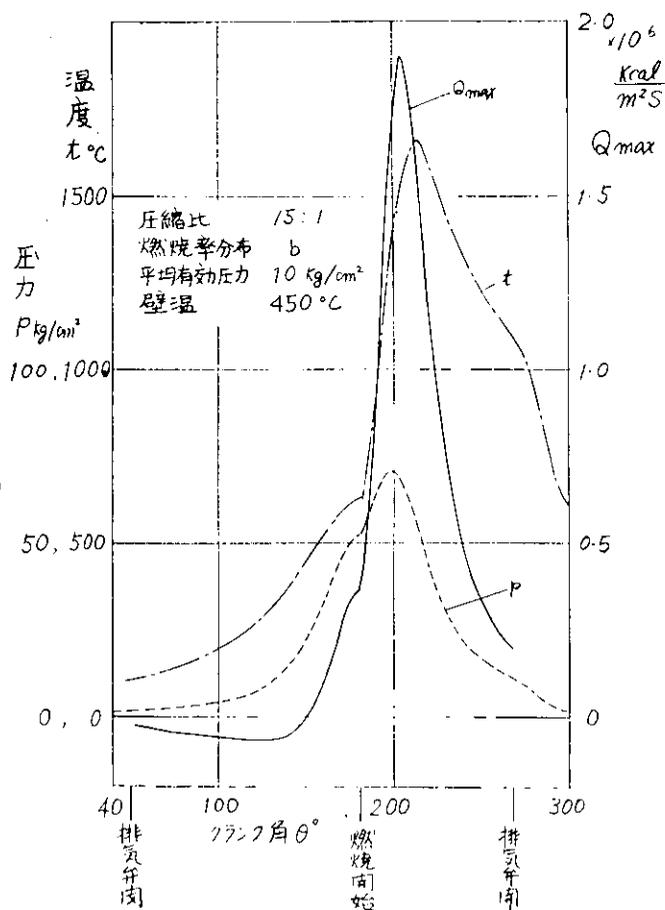


図 3. 2. 10 1 サイクル中の仮想最大伝熱量の変化

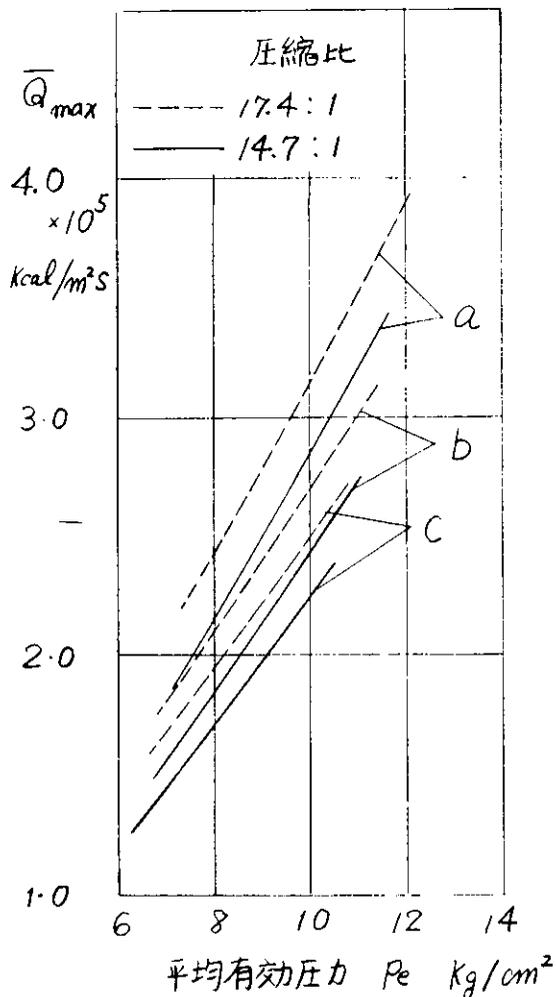


図 3. 2. 11 サイクル平均仮想最大伝熱量と平均有効圧力の関係

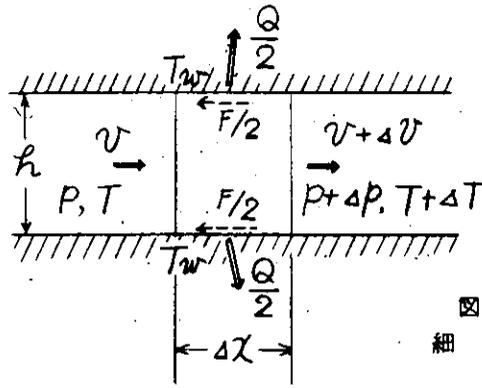


図 3. 2. 12
細 隙 流

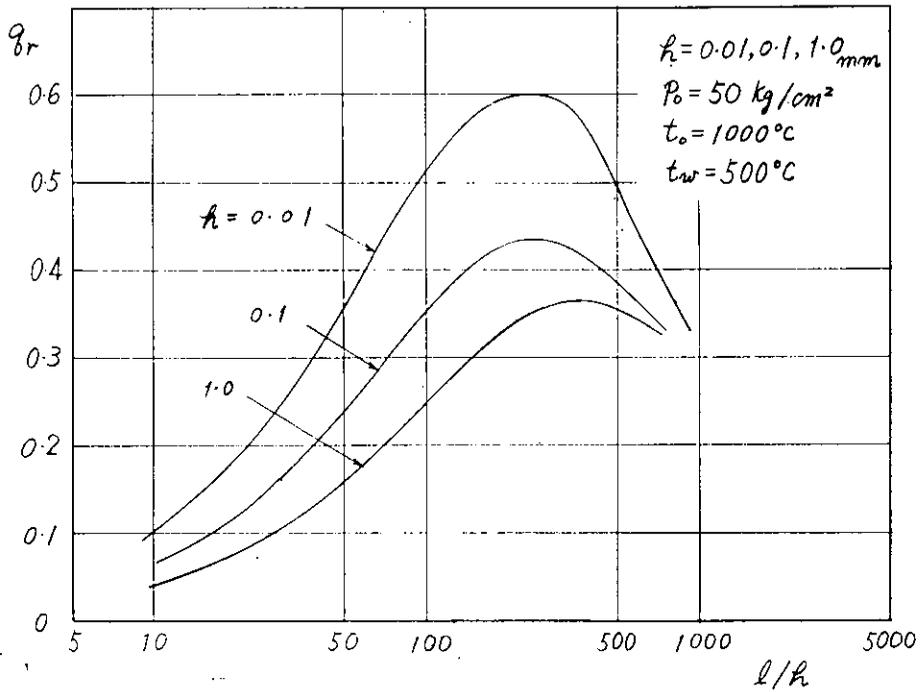


図 3. 2. 13 計算結果—細隙高さの影響

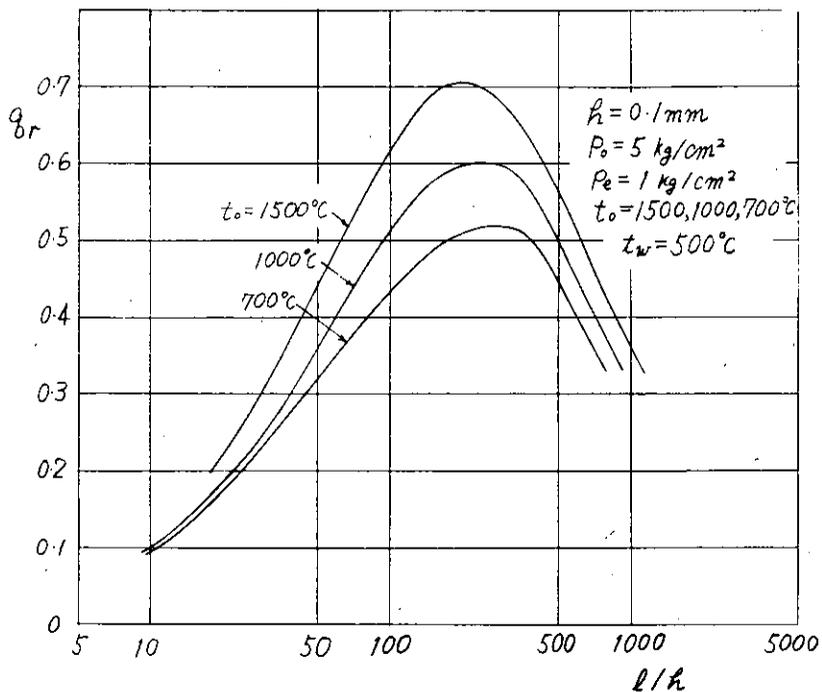


図 3. 2. 14 計算結果—温度の影響、 $p_0 = 5 \text{ kg/cm}^2$

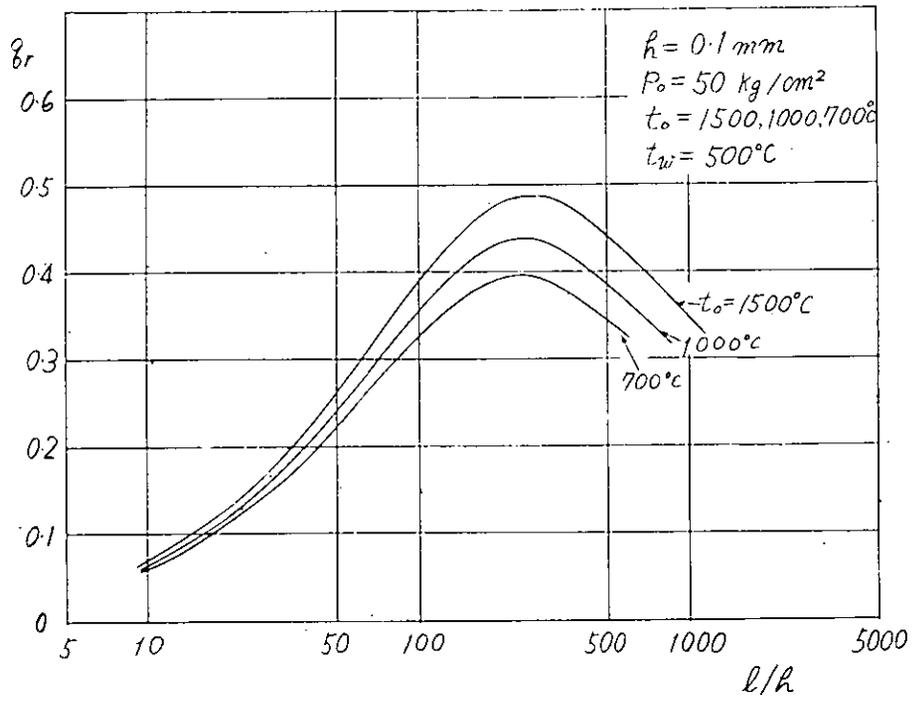


図 3. 2. 15 計算結果一
 温度の影響、 $p_o = 50 \text{ Kg/cm}^2$

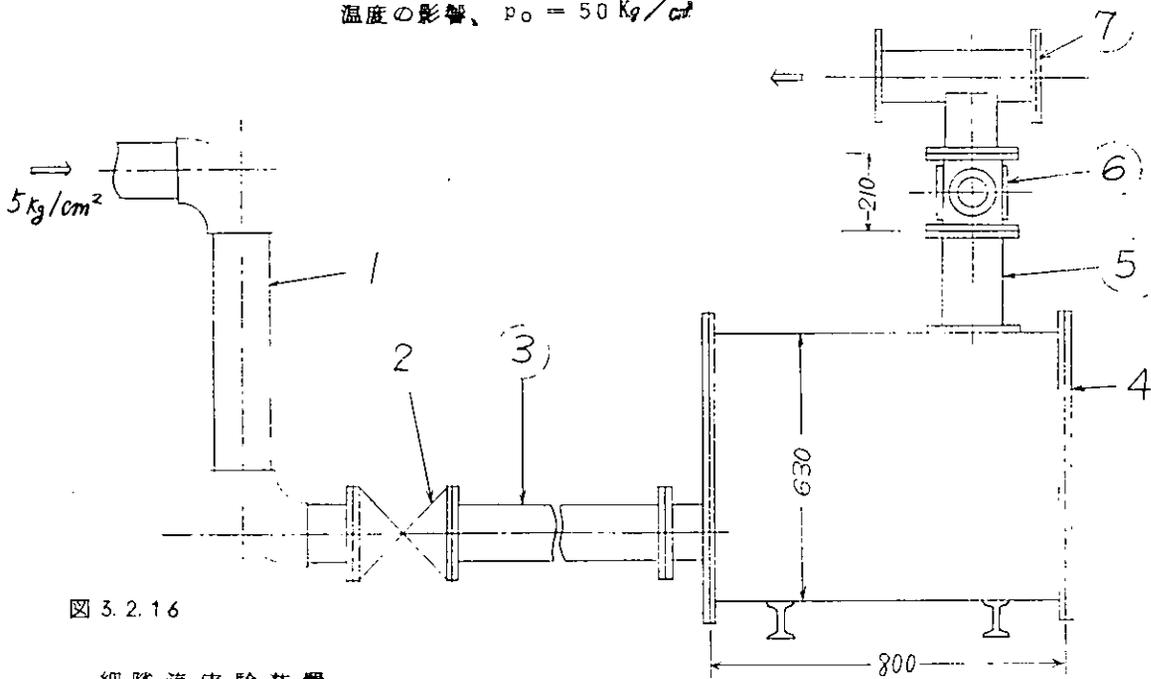


図 3. 2. 16

細隙流実験装置

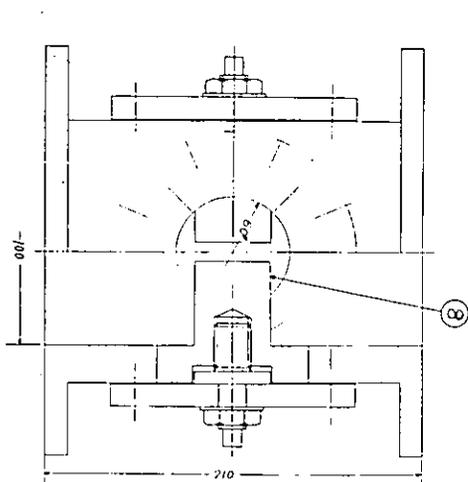


図 3. 2. 17 測定部本体

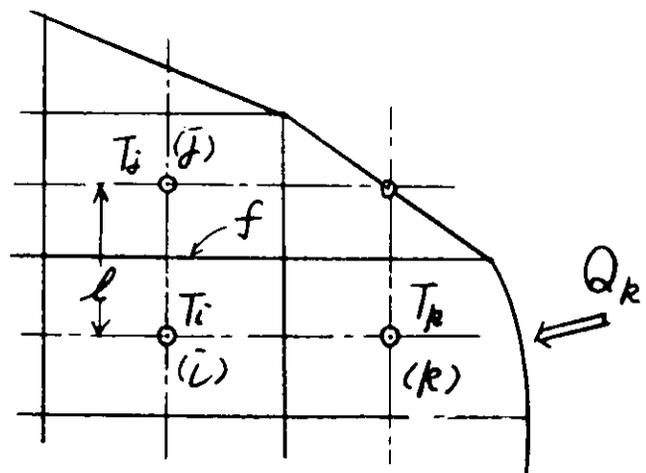


図 3. 2. 18

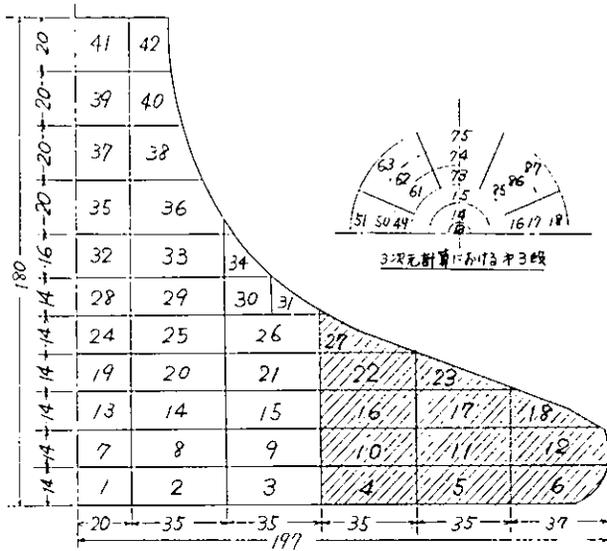


図 3.2.19 排気弁形状および分割要素

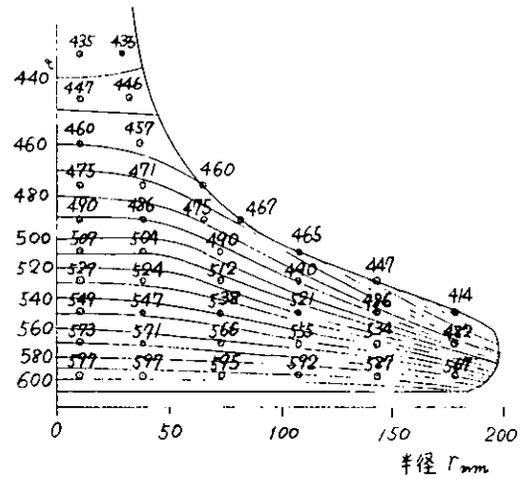


図 3.2.20 排気弁温度の分布

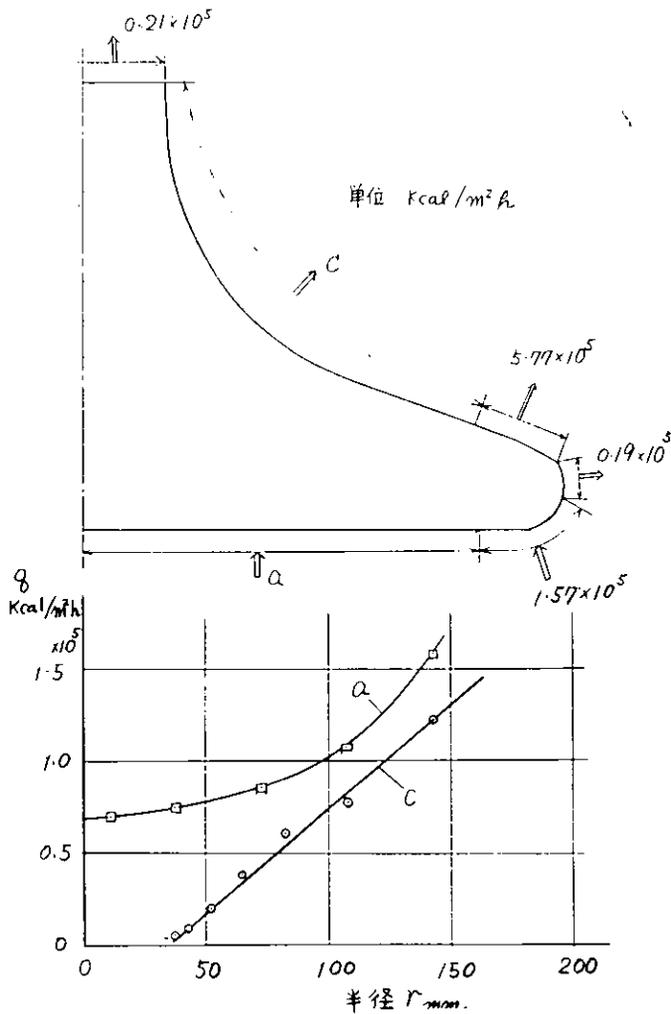


図 3.2.21 排気弁表面の伝熱量分布

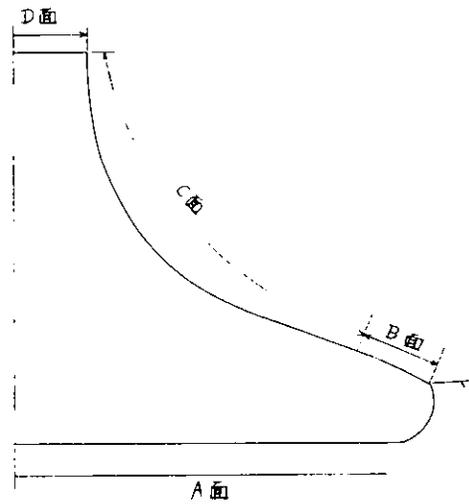


図 3.2.22

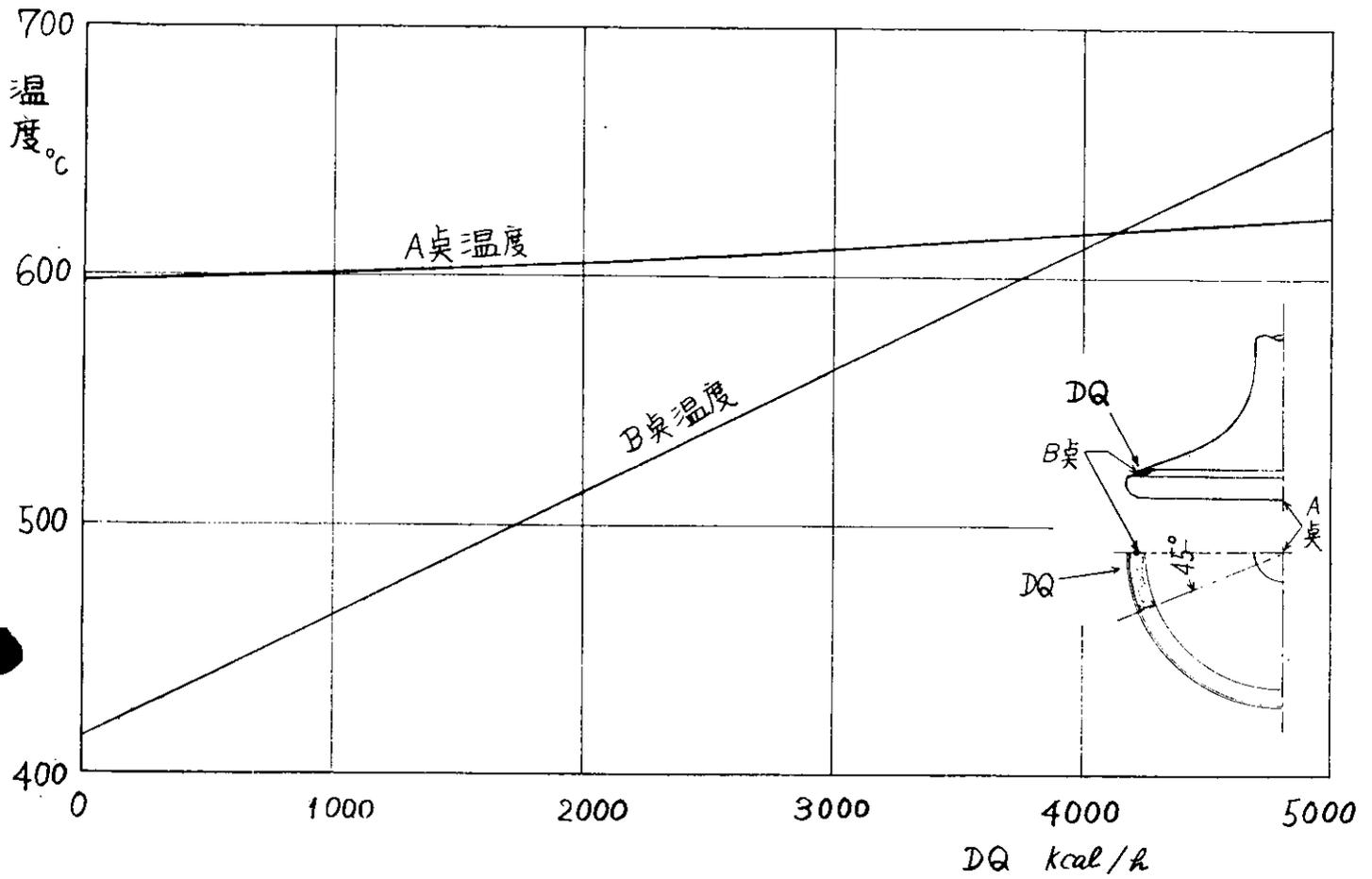


図 3. 2. 23 局所熱流入のある排気弁温度 — 局所熱流入量の影響

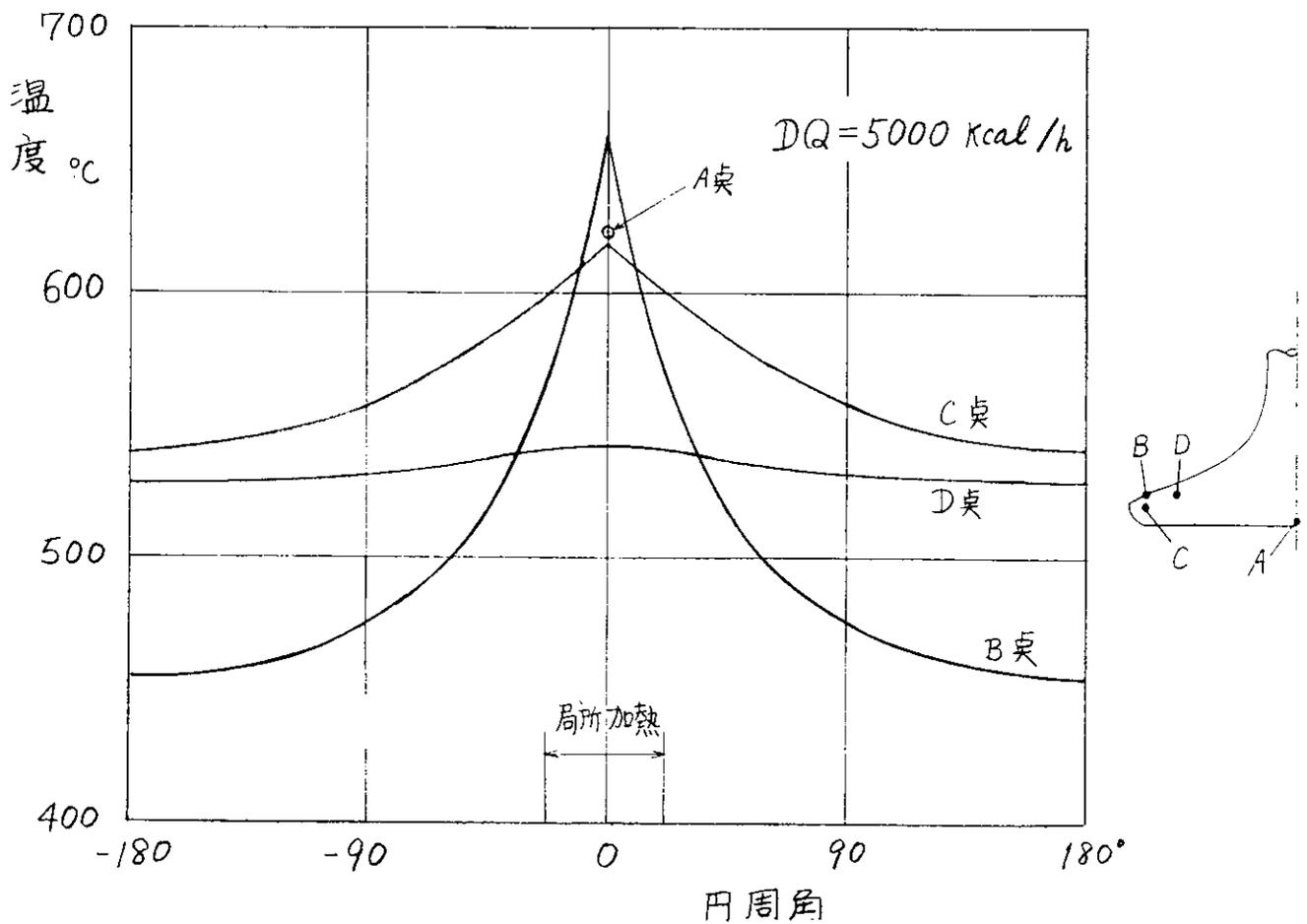


図 3. 2. 24 局所熱流入のある排気弁温度 — 周方向温度分布の一例

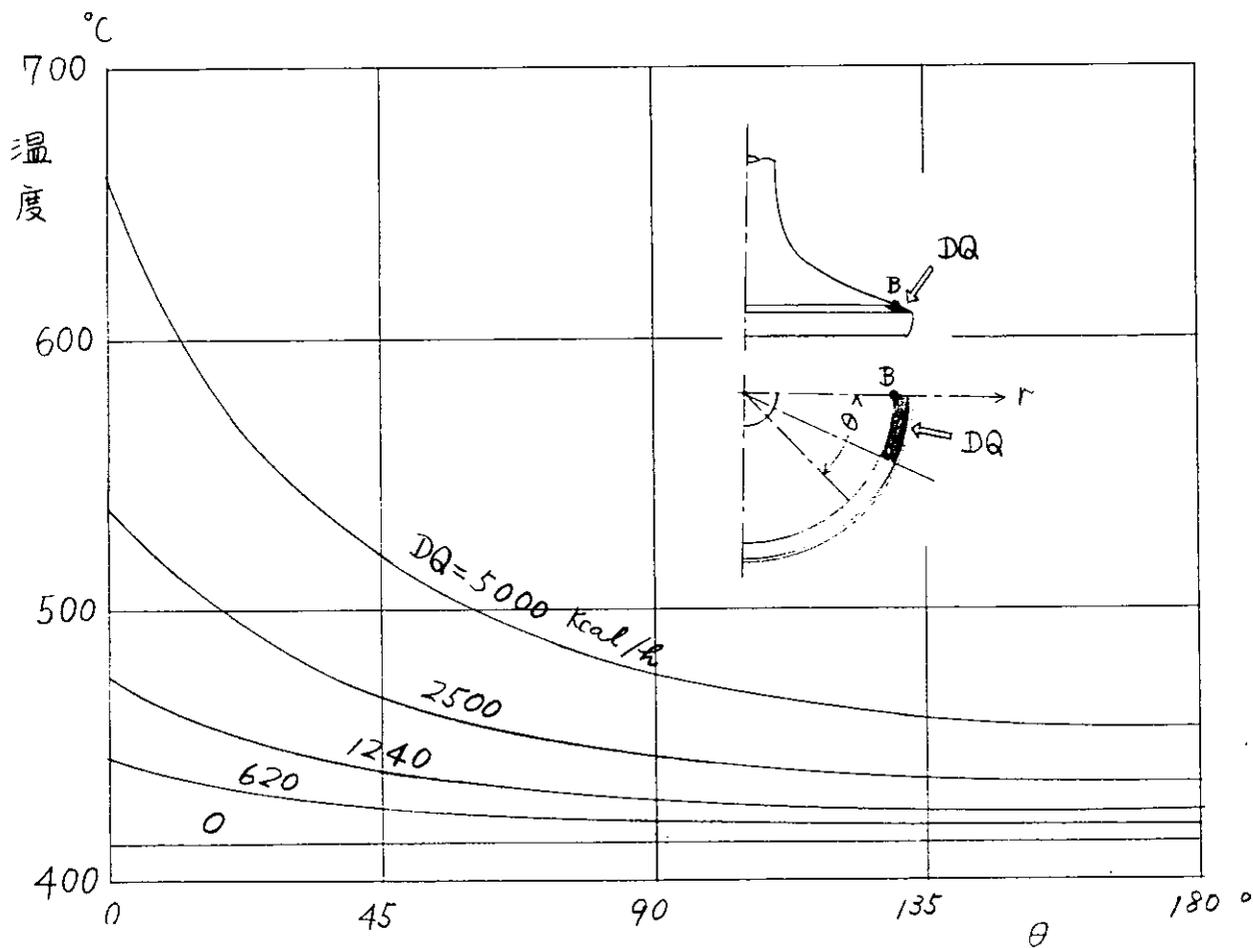


図 3. 2. 25. 局所熱流入のある排気弁温度一周方向温度分布の一例

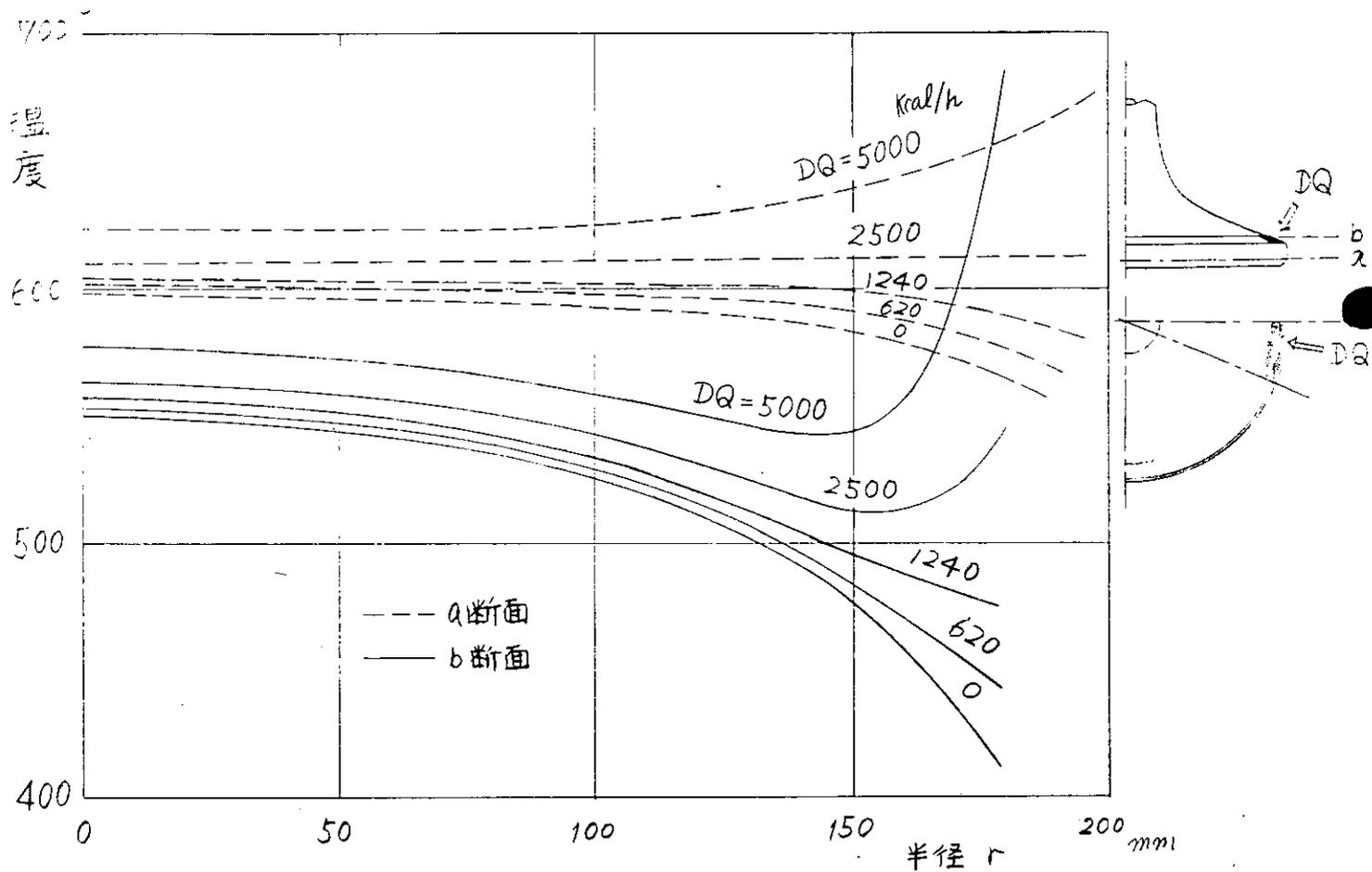


図 3. 2. 26 局所熱流入のある排気弁温度一半径方向温度分布の一例

表 3.1.1 高温材料試験装置の性能仕様

項目	内容
型式	電気油圧サーボ式
制御の種類	荷重制御(ロードセルによる) 変位制御(差動トランスによる) (将来は変位・荷重制御も可能)
最大荷重	振巾±5 Ton 平均荷重 0~±5 Ton (将来は±10 Ton も可能)
最大変位	振巾±2 mm 平均変位 0~±2 mm (ピストンストロークは±25 mm)
試験温度	室温~900°C 任意設定保持
繰返し波形	三角波、台形波
上下限保持時間	9.999×10^5 sec
繰返し昇降速度	1~1000% / sec (F=F _L 100% 荷重=5 Ton, 100%伸ひ=2 mm)
保持時間内の制御精度	±2% Full Scale
記録装置	荷重・変位・温度を10ン書き記録計にて記録

表 3.1.2 アクチュエータ、油圧ユニットの主な仕様

項目	内容
アクチュエータ	
定格出力	±15 Ton のとき有効圧力 100 kg/cm ²
ストローク	±25 mm
サーボ弁	東京精密制御器 3F-30 L-30 型
サーボ容量	30 l/min
油圧ユニット	
型式	キャスト・付移動型
定格吐出圧	140 kg/cm ²
“ “ 流量	5.7 l/min (140 kg/cm ² にて)
電動機	2.2 KW 6P 立形
油冷却器	1000 kcal/h (冷却水量 10 l/min.)
タンク容量	120 l
アキュムレータ	気体容積 5 l
作動油	#140 タービン油相当油
油温範囲	20~50 °C
運転騒音	距離 1 m にて 70 db 以下

表 3.1.3 検出器および制御装置の主な仕様

項目	内容
力量計	
型式	ロードセル (ストレインゲージ式)
定格荷重	± 5 Ton
許容最高荷重	定格値の 150%
直線性	1% 以下
ヒステリシス	0.5% 以下
荷重変動速度	max 100 c/s
定格出力	定格荷重で 1000×10^{-6}
ブリッジ抵抗	350 Ω (ゲージ接続 4ゲージ法)
印加電圧	8V
変位計	
型式	差動トランス
直線範囲	± 3 mm
感度	0.3 V/mm
搬送波	5000 c/s 5V
荷重および変位増中器	
型式	ひずみ記録増中器
入力	ロードセルおよび差動トランスの検出信号
搬送波	5000 c/s
測定範囲	$1 \times 10^{-6} \sim 10,000 \times 10^{-6}$
最大出力	電圧出力 ± 10V, 電流出力 ± 60 mA
増中率調整	100, 200, 500, 1000, 2000, 5000 倍の 6 段切換
直線性	± 1% F.S.
サーボ増中器・電カ増中器	
定格入力	± 10V
出力	30 mA 最大

表 3-1-3 つづき

関数発生器	
型式	
波形	三角波、台形波
波形の傾斜設定	3桁のデジタルスイッチで昇降時とも同時に設定
上限値および下限値の設定	0% から 99.9% まで 0.1% 毎に 3桁のデジタルスイッチで独立に設定
上限保持時間および下限保持時間	4桁のデジタルスイッチとレンジスイッチで独立に設定
出力	$\pm 5V_{max}$ (負荷抵抗 $3k\Omega$ 以上)
記録装置	
型式	2ペン式ペン書き自動平衡記録計
入力抵抗	$1M\Omega$
記録紙幅	240 mm
ペン走行速度	
その他	タイマ-カ回路付

表 3-2-1 実験機関主要目および運転設定条件

項目	内容
呼称	R-124
形式	2サイクル・トランク形単筒
掃気方式	ユ=フロ, 別電動空気源過給
ボア×ストローク	240 mm ϕ × 380 mm
圧縮比	12 : 1
出力×回転数	210 ps ($P_{me} 15 \text{ kg/cm}^2$ 時) × 400 rpm
正味平均有効圧力	10 kg/cm^2
平均ピストン速度	5.07 m/s
過給機名称	RH0-92
噴射圧力	280 kg/cm^2
噴射時期	-TDC 12°
使用燃料油	A重油 $d_{4}^{15} = 0.86$
吸気孔	前 BDC -41° 前 BDC $+41^\circ$
排気弁	前 BDC -85° 前 BDC $+50^\circ$ リフト 19.4 mm

表 3-2-2 機関運転性能

負荷 Pme kg/cm ²	2.5	5.0	7.5	10.0
機関回転数 rpm	252	317	364	400
動力計荷重 kg	47.8	95.5	143	191
出力 ps	24	61	104	153
燃料消費率 g/ps·h	160	155	159	160
掃気圧力 kg/cm ²	0.35	0.4	0.55	0.8
掃気温度 °C	15	17	18	20
排気圧力 排気タービン前 mmHg	132	173	250	410
ブロー出口 mmHg	170	289	385	585
排気温度 1/2 出口 °C		210	310	380
1/2 出口 °C		190	290	340
排気タービン前 °C	93	220	345	415
潤滑油 給油圧 kg/cm ²	2.6	2.8	2.8	2.8
クランク入口温度 °C	36	43	46	48
クランク出口温度 °C	30	40	40	41
冷却水 機関入口温度 °C	25	30	30	45
" 出口温度 °C	34	44	50	56
最高圧力 kg/cm ²	53.0	56.5	64.5	75.0

表 3-2-3 シート温度 °C

	負荷%	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆
テスト ラン No.1	25	111	80	92	118	87	100
	50	189	139	158	200	149	165
	75	232	175	199	246	190	210
	100	285	220	245	300	233	265
No.2	25	90	70	77	72	70	80
	50	102	132	159	196	142	151
	75	246	184	216	248	191	230
	100	291	222	252	290	228	265
No.3	25	115	81	92	118	85	95
	50	180	140	149	189	147	139
	75	246	192	210	250	208	198
	100	286	219	242	278	220	210

表 3-2-4 排気弁温度 °C

テスト ラン No.1	負荷%	V ₁ 測定実位置と温度				V ₂ 測定実位置と温度			
		①	②	③	④	①	②	③	④
No.1	25	219	218	192	156	198	215	211	195
	50	335	335	292	248	328	339	310	280
	75	436	434	360	326	430	445	424	389
	100	550		450	418	575	572	560	520
No.2		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
	25			193	176	220	200	162	126
	50			301	278	329	312	276	244
	75			412	382	443	424	372	317
100			465	417	572	550	528	435	
No.3		①	②	③	④	⑨	⑩	⑪	⑫
	25			170	156	125	93	56	38
	50			290	266	238	200	142	103
	75			417	388	354	310	213	151
100			540	500	416	352	230	146	

表 3-2-5 仮想最大伝熱量計算プログラム入力データ

ピストン径 × 行程	740 mm φ × 1600
圧縮比	14.7 , 17.4
排気弁直径 × 最大リフト	395 mm φ × 89
圧縮開始角	50°
燃焼開始角	180°
排気開始角	268°
回転数	110 rpm
圧縮始めの圧力・温度	1.83 kg/cm ² , 105°C
排気管圧力	1.72 kg/cm ²
吸気効率	65%
空気過剰率	1.5 ~ 4.0
壁温	450°C
比熱比	1.35 (圧縮), 1.29 (膨張), 1.32 (排気)
定積比熱	0.246 kcal/kg°C
定圧比熱	0.300 kcal/kg°C
ガス定数	29.18

付録3.2.1 ディセル機関の仮想最大伝熱量計算プログラム

```

$JOB
$MPXEQ (FORT) PT LIST LP
C 46-026-]] D,CYCLE S,KAN 47,]0,5
  DIMENSION P(450),T(450),V(450),G(450),VA(450),X(450),XX(450)
  DIMENSION TH(5),ND(6),DGV(450),DQV(450),PSY(450)
  DIMENSION VLE(200),VLF(60)
  ] READ(4,]03)
  READ(4,]00) D,ST,C,VAM
  READ(4,]00) R,AKC,AKH,AKE,CV,CP
  READ(4,]0]) NN,NP,TH,NF,NE
  READ(4,]04) (VLF(I),I=],NF)
  READ(4,]04) (VLE(I),I=],NE)
]0 READ(4,]02) RPM,HU,AER,T],TW,P],PS,GS
  T]=T]+273.2
  TW=273.2+TW
  IF(RPM) ]],],]2
  ]] STOP
]2 DO ]3 I=],5
  ND(I)=].0+TH(I)*FLOAT(NN)/360.0
]3 CONTINUE
300 FORMAT(5I8)
  DTH=6.2832/FLOAT(NN)
  TETA=0.0
  X(]=0.0

  DX=360.0/FLOAT(NN)
  DS=60.0/RPM/FLOAT(NN)
  N=ND(])+NN
  DO ]4 I=],N
  X(I+]=X(I)+DX
  XX(I)=].0+COS(TETA)
  V(I)=3.]]4]6/4.0*D*D*(C+ST/2.0*XX(I))
  TETA=TETA+DTH
  VA(I)=0.0
]4 CONTINUE
  N4=ND(4)
  N5=ND(5)
  J=0
  DO ]5 I=N4,N
  J=]+J
  VA(I)=VAM*VLE(J)
]5 CONTINUE

  N]=ND(])
  G(N]=P]*V(N)]/T]/R
  P(N]=P]
  T(N]=T]
  N=]+N]
  N2=ND(2)
  N3=ND(3)
  DO 20 I=N,N2
  T(I)=T(N)]*(V(N)]/V(I))**(AKC-],0)
  P(I)=P(N)]*(V(N)]/V(I))**AKC
  G(I)=G(I-])
30] FORMAT(]0E]2,4)
  20 CONTINUE

  GF=G(N)]/]4,2]/AER
  N=N2+]
  J=0
  DO 2] I=N,N3
  J=]+J
  DGF=GF/FLOAT(N3-N2)*VLF(J)
  DV=V(I)=V(T=])
  DT=].0/G(I-])/CV*(HU*DGF-].0/427,0*P(I-])*DV)
  G(I)=G(I-])+DGF
  P(I)=G(I)*R*(T(I-])+DT)/V(I)
  DT=2.0/(G(I-])+G(I))/CV*(HU*DGF-0,5/427,0*(P(I)+P(I-]))*DV)
  T(I)=T(I-])+DT

```

```

P(I)=G(I)*R*T(I)/V(I)
2] CONTINUE

N=]+N3
DO 22 I=N,N4
T(I)=T(N3)*(V(N3)/V(I))**(AKH-],0)
P(I)=P(N3)*(V(N3)/V(I))**AKH
G(I)=G(I-])
22 CONTINUE
N=N4+]
DO 23 I=N,N5
PR=PS/P(I-])
IF(PR,GE,].0) GO TO 24
FC=(]9.6*AKE/(AKE-],0)*(PR**(2.0/AKE)-PR**((AKE+],0)/AKE))**0.5
IF(PR,LE,0.528) FC=SQRT(9.8*AKE*(2./(AKE+],))**((AKE+],)/(AKE-],
+))
24 IF(PR,GE,].0) FC=0.0
DG=FC*VA(I-])*P(I-]/(R*T(I-]))**0.5*DS
G(I)=G(I-])-DG
P(I)=P(N4)*(V(N4)/V(I)/G(N4)*G(I))**AKE
T(I)=T(N4)*(P(I)/P(N4))**((AKE-],)/AKE)
PR=PS/P(I)
IF(PR,GE,].) GO TO 25

FCC=(]9.6*AKE/(AKE-],)*(PR**(2.0/AKE)-PR**((AKE+],)/AKE))**0.5
IF(PR,LE,0.528) FCC=SQRT(9.8*AKE*(2./(AKE+],))**((AKE+],)/(AKE-],
+))
25 IF(PR,GE,].) FCC=0.0
DGG= FCC*VA(I)*P(I)/(R*T(I))**0.5*DS
G(I)=G(I-])-(DG+DGG)/2.0
P(I)=P(N4)*(V(N4)/V(I)/G(N4)*G(I))**AKE
IF(PR,GE,].) P(I)=PS
T(I)=T(N4)*(P(I)/P(N4))**((AKE-],)/AKE)
IF(PR,GE,].0) GO TO 23]
23 CONTINUE
IF(GS,EQ,0.0) GS=].55*G(N)]
23] N=I
N6=NN+ND(]
N7=(360,-X(N)+X(N)])/(],+SQRT(((T(N)]+273.2)/(T(N)+
+273.2))**3*(GS-G(N)])/G(N)]/DX
N7=N7+N
DO 26 I=N,N6
P(I)=P(I-])
T(I)=T(I-])
IF(I,GE,N7) P(I)=P]

IF(I,GE,N7) T(I)=T]
IF(I,LE,N7) G(I)=G(I-])-G(N)/FLOAT(N7-N)
IF(I,GT,N7) G(I)=G(N)]
26 CONTINUE
DO 27 I=],N]
II=NN+I
T(I)=T(II)
P(I)=P(II)
G(I)=G(II)
27 CONTINUE

ANE=0.0
PMAx=0.0
TMAx=0.0
DO 28 I=],NN
ANE=ANE+(V(I+]-V(I))*(P(I)+P(I+]))/2.0
IF(PMAx,LE,P(I)) PMAx=P(I)
IF(TMAx,LE,T(I)) TMAx=T(I)
28 CONTINUE
N=]+NN/2
PE=ANE/(V(]-V(N))
ANE=(ANE*RPM/4500,)
BE=GF/ANE*RPM*60000,0
AK=(AKC+AKH)/2.0
N=NN+]

```

```

DO 30 I=1,N
DGV(I)=0.0
DQV(I)=0.0
30 PSY(I)=0.0
   QRG=0.0

   GVS=0.
   QVS=0.
   DO 3] I=N],N4
   IF(PS.LT.P(I)) PSY(I)=SQRT([9.6°AK/(AK-],0)°((PS/P(I))
°°(2.0/AK)-(PS/P(I))°°((AK+],0)/AK)))
   IF(PS.LT.0.528°P(I)) PSY(I)=SQRT(9.8°AK°(2./((AK+],.)
°°((AK+],.)
°°((AK-],0)))
   DGV(I)=PSY(I)°P(I)/SQRT(R°T(I))
   DQV(I)=DGV(I)°CP°(T(I)-TW)
   GVS=GVS+DGV(I)
   QVS=QVS+DQV(I)
   QRG=QRG+4.88°(T(I)/]100,+2.732)°°4
3] CONTINUE
   GVS=GVS/FLOAT(NN)
   QVS=QVS/FLOAT(NN)
   QRG=QRG/FLOAT(NN)
   T]=T]-273.2
   TW=TW-273.2
   TMAX=TMAX-273.2

   WRITE(6,200)
   WRITE(6,]03)
   WRITE(6,20] D,ST,C,VAM,R,AKC,AKH,AKE,CV,CP,NN,NP,TH,RPM,HU,
+AER,T],TW,P],PS,GS
   WRITE(6,202) PE,ANE,BE,PMAX,TMAX,G(N)],GF,GVS,QVS,QRG
   WRITE(6,203)
   J=]
   DO 40 I=],NN,NP
   ND(6)=]+NN
   IF(I.LE.ND(J)) GO TO 4]
   WRITE(6,203)
   J=]+J
4] CONTINUE
   T(I)=T(I)-273.2
   WRITE(6,204) X(I),XX(I),P(I),T(I),G(I),DGV(I),DQV(I),PSY(I)
40 CONTINUE
   GO TO ]0
]00 FORMAT(]0°F8.3)
]0] FORMAT(2I4,5F8.],2I4)
]02 FORMAT(5F8.0,-4P2F8.2,0PF8.4)
]03 FORMAT(40H          A          A          A          A)
]04 FORMAT(]6°F5.2)
200 FORMAT(]H] 26H  P AND T OF DIESEL CYCLE/)
20] FORMAT(/]OX,]]HINPUT DATA/,3F8.3,F8.4,]H//2]X,6F8.3,]H//
/2]X,2I4,5F8.],]H//,2F8.0,F8.3,2F8.0,-4P2F8.2,0PF8.4)
202 FORMAT(48H          RESULTS(PE,NE,BE,PMAX,TMAX,G,GF,GVS,QVS,QRG)
//4X,]0E]2.4)
203 FORMAT(/8X,]HX,7X,2HXX,8X,]HP,8X,]HT,8X,]HG,]]X,3HDGV,]]X,
+3HDQV,]]X,3HPSY)
204 FORMAT(F9.0,F9.3,-4PF9.2,0PF9.],F9.4,3E]4.4)
END
¢PRBL STORE
¢X

```

付録3-2-2 細隙流計算プログラム

```

$JOB
$MPXE0 (FORT) PT LIST LP
C 46-026 S.KAN CALC. OF CHANNEL FLOW NO.2-6 47.6.7-12.21
C LAM. AND TURB. FLOW
  DIMENSION HH(10)
  CP(T)=0.24+0.4E-4*T
  TCA(T)=2.5E-2+4.3E-5*T
  VC(T)=2.E-6+3.E-9*T

```

```

AK(T)=1.4-0.77E-4*T
PR=0.7
H=29.27*9.8
1 READ(4,201) HH
2 READ(4,202) T0,TW,P0,P1,FC0
IF(FC0.EQ.0.0) FC0=0.07
IF(T0.LT.0.) GO TO 30
IF(T0.NE.0.) GO TO 3
GO TO 1
30 STOP
3 DO 51 I=1,10
H=HH(I)
IF(H.EQ.0.) GO TO 5
TTTT=T0+273.2
DSV=SQRT(AK(T0)*R*TTTT)/40.0
V0=7.0*DSV
AKT=AK(T0)
RKT=(AKT+1.0)/(AKT-1.0)
GMAX=P0*H*SQRT(AKT*(2.0/(AKT+1.0))*RKT/(R*TTTT))*9.8
QMAX=QMAX*(CP(T0)+CP(TW))*(TU-TW)/2.0
WRITE(6,205) H,P0,T0,TW,GMAX,QMAX,FC
WRITE(6,203)
DO 51 I=1,23
V0=V0+DSV
X=0.
V=V0
T=T0-V*V/8373./CP(T0)
AMA0=v/SQRT(AK(T)*R*(T+273.2))
DX=20.0*H*EXP(-8.4*AMA0)
P=P0*((T+273.2)/(T0+273.2))**(AKT/(AKT-1.0))
G=V*P/(T+273.2)/R
GG=G*H*9.8
DO 6 I=1,1000
DNS=G/V
TT=T+273.2
R=R*TT*DNS
RE=2.*H*V*DNS/VC(T)
IF(AK(T)*TT.LE.0.0) GO TO 9
AMA=y/SQRT(AK(T)*R*TT)
FC=FC0
ANU=(0.020*RE**0.8
IF(RE.LT.2000.0) ANU=4.0
IF(RE.LT.2000.0) FC=64.0/RE
A11=1.-P/V/G
A12=P/TT/G
A21=0.000239*V
A22=CP(T)
B1=-0.25/H*FC*V
B2=-TCA(T)/3600./9.8/((**2/G*ANU*(T-TW+V*V/8373./CP(T))
DV=(B1*A22-B2*A12)/(A11*A22-A21*A12)
DT=(A11*B2-A21*B1)/(A11*A22-A21*A12)
IF(AMA.GT.1.) GO TO 9
IF(P.LT.P1) GO TO 9
TTT=T
VVV=V
PPP=P
XXX=X/H
AAM=AMA
T=T+DT*DX
V=V+DV*DX
6 X=X+DX
9 W=-GG*((CP(T0)+CP(TTT))*(TTT-T0)/2.+(VVV**2)/8373.)
WR=W/QMAX
GR=GG/GMAX
51 WRITE(6,204) V0,AMA0,TTT,PPP,VVV,AAM,XXX,GG,Q,RE,WR,GR
5 CONTINUE
GO TO 2
203 FORMAT(/5X,2HV0,5X,3HMA0,7X,2HT1,6X,2HP1,
16X,2HV1,5X,3HMA1,9X,1HX,10X,2HGG,11X,1HQ,10X,2HRE,6X,
+2HQR,6X,2HGR)
202 FORMAT(0P2F8.2,-4P2F8.2,0PF8.4)

```

```

201 FORMAT(3P10F8.2)
205 FORMAT(/2X,2HH=,3PF5.2,3X,3HP0=,-4PF5.1,3X,3HT0=,
-0PF6.1,3X,3HTW=,F5.1,3X,5HGMAX=,E11.4,3X,5HOMAX=,E11.4,
-3X,3HFC=,F7.4)
204 FORMAT(F8.1,F8.3,F9.1,-4PF8.2,0PF8.1,F8.3,0PF10.2,
-0P3E12.4,2F8.4)
END
$PRBL STORE
$X

```

付録3-2-3 局所熱流入のある掃気弁温度計算プログラム

```

$JOB
$MPXEQ (FORT) PT LIST LP
C 46-026-4 S.KAN VT NON SYM. 47.]0.4
DRUM DIMENSION DMA(90,90)
COMMON T(90),Q(90),TT(90),QQ(90),ND(90),CD(]0,90),ID(]0,90),
+SQ(90),DQ(90),FR(6),SIGQ,IR(90),ALAM
DO ]0 L=],90
READ(4,]00) IR(L),NDR,(ID(I,L),I=],NDR)
]0 ND(L)=NDR
DO ]] L=],90
NDR=ND(L)
READ(4,]0]) (CD(I,L),I=],NDR)
A=0.0
DO ]2 I=],NDR
IF(L.EQ.ID(I,L)) IL=I
]2 A=A-CD(I,L)
CD(IL,L)=A
]] CONTINUE
DO ]3 L=],89
READ(8]) (T(I),I=],89)
DRUM WRITE DMA(],L),(T(I),I=],89)
]3 CONTINUE
READ(4,]08) FR
] READ(4,]04) M,ALAM,IA,TA,IB,TB,DQQ,NN,NP
READ(4,]0]) DTAM,SIGQM,SQM
IF(NN.EQ.0) NN=20
IF(NP.EQ.0) NP=20
IF(M) 5,7,6
5 STOP
6 READ(4,]08) QQ
DO 6] I=],90
Q(I)=QQ(I)/ALAM
6] QQ(I)=Q(I)
Q]8=Q(]8)
M=]
IBB=0
DO 63 I=],90
63 TT(I)=0.0
CALL CTFQ(M,TA,IA)
DO 62 I=],90
62 TT(I)=T(I)
7 IF(DQQ.EQ.0.0) GO TO ]
DO 72 I=],90
72 Q(I)=QQ(I)
Q(]8)=Q]8+DQQ/ALAM
TAA=TA
DTA=DQQ/ALAM
IF(NN.EQ.NP) WRITE(6,]05)
DO 70 J=],NN
JJ=MOD(J,NP)
M=]
CALL CTFQ(M,TAA,IA)
SIGA=SIGQ
M=2
TAB=TAA+DTA
CALL CTFQ(M,TAB,IA)
TAAA=TAA
TAA=TAA-DTA*(DQQ/ALAM+SIGA)/(SIGQ-SIGA)
CALL CTFQ(M,TAA,IA)

```

```

DTA=TAAA-TAA
SIGQ=SIGQ°ALAM
MM=3
IF(ABS(DTA).LE.DATAM) MM=MM-]
IF(ABS(SQ(90)).LE.SQM) MM=MM-]
IF(ABS(DQQ+SIGQ).LE.SIGQM) MM=MM-]
IF(MM.EQ.0) JJ=0
IF(JJ.EQ.0) WRITE(6,]05)
IF(JJ.EQ.0) WRITE(6,]09) IA,TA,DQQ,J,TAA,SIGQ
IF(JJ.EQ.0) WRITE(6,]07)
DO 7] I=],90,2
II=I+]
Q(I)=QQ(I)+DQ(I)
Q(II)=QQ(II)+DQ(II)
IF(I.EQ.]7) Q(II)=Q(II)+DQQ/ALAM
IF(JJ.EQ.0) WRITE(6,]0) I,T(I),TT(I),Q(I),QQ(I),SQ(I),
+II,T(II),TT(II),Q(II),QQ(II),SQ(II)
7] CONTINUE
IF(MM.EQ.0) GO TO ]
IF(MM.EQ.NP) WRITE(6,]09) IA,TA,DQQ,J,TAA,SIGQ,SQ(90)
70 CONTINUE
GO TO ]
]00 FORMAT(]5I3)
]0] FORMAT(]0F6.3)
]04 FORMAT(3(]6,F6.]),F]2.2,2I6)
]08 FORMAT(8F]0.2)
]05 FORMAT(]H])
]09 FORMAT(5X,2HT(,]2,2H)=,F6.],5X,3HDQ=,E]]].3,]0X,2HJ=,I],5X,
+4HTAA=,F6.],5X,7HSIGMAQ=,E]]].3,5X,E]]].3/)
]10 FORMAT(2(]9,2F9.],3F]]].3))
]07 FORMAT(2(8X,]HI,8X,]HT,7X,2HTT,]0X,]HQ,9X,2HQQ,9X,2HSQ))
END
&X LIST LP
SUBROUTINE CTFQ(M,TA,IA)
DRUM DIMENSION DMA(90,90)
COMMON T(90),Q(90),TT(90),QQ(90),ND(90),DMC(]0,90),IDM(]0,90),
+SQ(90),DQ(90),FR(6),SIGQ,IR(90),ALAM
GO TO(]0,]) M
]0 DO 8] L=],89
DRUM READ DMA(],L) ,(SQ(I),I=],89)
T(L)=0.0
DO 8] I=],89
8] T(L)=T(L)+Q(I)°SQ(I)
8 CONTINUE
T(90)=0.0
]] A=].0
B=T(IA)
DO 82] L=],90
T(L)=TA+A°(T(L)-B)
82 CONTINUE
DO 2] L=],90
NDR=ND(L)
SQ(L)=Q(L)
DO 2] I=],NDR
ID =IDM(I,L)
SQ(L)=SQ(L)-T(ID)°DMC(I,L)
2] CONTINUE
2 CONTINUE
DO 3] L=],90
3 DQ(L)=(T(L)-TT(L))/(TT(L)-]00.0)°QQ(L)
DO 4] L=],6
4] DQ(L)=3.90°FR(L)°((T(L)/]00.0+2.732)°°4-(TT(L)/]00.+2.732)°°4)
+/ALAM
DO 43] J=],4
DO 42] I=],3
LL=3+I
L=30+I+]2°J
DQ(L)=3.90°FR(LL)°((T(L)/]00.+2.732)°°4-(TT(L)/]00.+2.732)°°4)
+/ALAM
42 CONTINUE
43 CONTINUE
---SIGQ=0.0---

```

```
DO 44 L=1,90
44 SIGQ=SIGQ+DQ(L)
DO 45 L=55,90
45 SIGQ=SIGQ+DQ(L)
5 RETURN
-----
END
¢PRBL STORE
¢X
```