

第164研究部会

船用ディーゼル機関燃焼室及びその周辺の 信頼性向上に関する研究

報 告 書

昭和53年3月

社 団 法 人
日 本 造 船 研 究 協 会

就航した船舶において各種機器の補修・点検の労力を減らし、稼働率を高めるには船を形成している各要素がその機能を十分に発揮し、信頼性が十分に高いことが必要である。この目的を達成するには主機の耐久性・信頼性の向上が重要な課題の一つであり、本研究は主機のうち従来から問題が多かった燃焼室壁部材強度の信頼性・耐久性の向上及びシリンダライナとピストンリングの潤滑性能向上を取り上げ研究を行った。

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和52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164研究部会においてとりまとめたものである。

第164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)		
委員	明石 源一郎	(川崎重工業)	朝鍋 定生	(三菱重工業)
	新井 淳一	(日本海事協会)	池田 和夫	(日本郵船)
	井ノ内 一雄	(東海大学)	宇於崎 滋	(大阪造船所)
	大井 利継	(三井造船)	岡部 博行	(三井造船)
	奥村 克二	(名村造船所)	鬼鞍 彰二	(ジャパンライン)
	加藤 猛雄	(赤阪鉄工所)	川崎 昭久	(富士ディーゼル)
	川元 満生	(新潟鉄工所)	木村 熙	(ダイハツディーゼル)
	小山 陽一	(住友重機械工業)	佐藤 準一	(東京商船大学)
	佐山 昭彦	(川崎汽船)	島田 武久	(太平洋海運)
	滝野 宗作	(日本ビラー工業)	田中 絃一	(石川島播磨重工業)
	谷内 武	(山下新日本汽船)	津田 公一	(東京大学)
	豊田 裕至	(神戸製鋼所)	永井 将	(日立造船)
	藤田 茂	(昭和海運)	堀 雄一	(阪神内燃機工業)
	三浦 富雄	(かもめプロペラ)	村上 和夫	(日本鋼管)
	本岡 隆雄	(三菱重工業)	本吉 英一	(ヤンマーディーゼル)
	森川 卓	(日本船主協会)	森下 輝夫	(船舶技術研究所)
	山田 敏郎	(京都大学)	和栗 雄太郎	(九州大学)
	堀川 武	(川崎重工業)	森 芳男	(日本ビストンリング)

第1分科会委員名簿

分科会長	井ノ内 一雄	(東海大学)		
委員	明石 源一郎	(川崎重工業)	新井 淳一	(日本海事協会)
	池田 和夫	(日本郵船)	遠藤 吉郎	(京都大学)
	宇於崎 滋	(大阪造船所)	大井 利継	(三井造船)
	奥村 克二	(名村造船所)	加藤 猛雄	(赤阪鉄工所)
	川崎 昭久	(富士ディーゼル)	川元 満生	(新潟鉄工所)
	木村 熙	(ダイハツディーゼル)	小山 陽一	(住友重機械工業)
	田中 絃一	(石川島播磨重工業)	津田 公一	(東京大学)
	豊田 裕至	(神戸製鋼所)	永井 将	(日立造船)
	堀 雄一	(阪神内燃機工業)	村上 和夫	(日本鋼管)
	本岡 隆雄	(三菱重工業)	本吉 英一	(ヤンマーディーゼル)
	森下 輝夫	(船舶技術研究所)	山田 敏郎	(京都大学)
	山本 成	(三菱重工業)	堀川 武	(川崎重工業)

第 2 分 科 会 委 員 名 簿

分科会長	藤 田 秀 雄	(三 菱 重 工 業)		
委 員	赤 根 晴 雄	(日 立 造 船)	岡 部 博 行	(三 井 造 船)
	高 松 邦 夫	(日 本 郵 船)	小 山 陽 一	(住 友 重 機 械 工 業)
	佐 藤 準 一	(東 京 商 船 大 学)	田 中 絃 一	(石 川 島 播 磨 重 工 業)
	津 田 公 一	(東 京 大 学)	中 村 敏 行	(大 阪 商 船 三 井 船 舶)
	西 川 隆 史	(日 本 鋼 管)	堀 雄 一	(阪 神 内 燃 機 工 業)
	前 昌 茂	(川 崎 重 工 業)	高 崎 潔	(三 菱 重 工 業)
	光 武 章 二	(三 菱 重 工 業)	森 芳 男	(日 本 ビ ス ト リ ン グ)
	和 栗 雄 太 郎	(九 州 大 学)		
オブザーバ	鹿 島 実	(日 本 石 油)	高 井 義 郎	(三 菱 石 油)

目 次

1. 燃焼室壁周辺部材の実働環境下における疲労強度の研究	1
1.1 インヒビターの防食効果についての平面曲げ重畳腐食疲労試験	1
1.1.1 はじめに	1
1.1.2 実験方法	1
1.1.3 実験結果と考察	4
1.1.4 結 言	16
1.2 実機の応力繰返し速度相当の重畳実働波形による軸荷重腐食疲労試験	17
1.2.1 緒 言	17
1.2.2 試験方法	17
1.2.3 試験結果および考察	20
1.2.4 温水腐食環境下の重畳疲労寿命推定法および実機シリンダカバーの 疲労寿命推定	38
1.2.5 結 言	41
1.3 インヒビター防食効果についての軸荷重重畳腐食疲労試験及び長時間領域で の回転曲げ腐食疲労試験	42
1.3.1 はしがき	42
1.3.2 実験方法	42
1.3.3 実験結果及び考察	45
1.3.4 あとがき	65
1.4 不活性ガス及び酸素過剰雰囲気中のCr-Mo 鋼、球状黒鉛鋳鉄 FCD45の高温疲労強度	66
1.4.1 はじめに	66
1.4.2 試験方法及び試験装置	66
1.4.3 試験結果	68
1.4.4 ま と め	68
2. シリンダライナとピストンリングの潤滑性能向上の研究	73
2.1 ま え が き	73
2.2 ライナ、リング潤滑性シミュレート試験機の改造製作について	73
2.3 油の供給条件と潤滑性能向上試験	78
2.3.1 シリンダ油の吐出状態及び吐出おくれに関する基礎試験	78
2.3.2 透明シリンダによる油の挙動観察	84
2.3.3 油の広がり性の試験	91
2.4 実機での注油条件と摩耗率との相関	93
2.5 ま と め	94

1. 燃焼室周辺部材の実働環境下における疲労強度の研究

1.1 インヒビターの防食効果についての平面曲げ重畳腐食疲労試験

1.1.1 はじめに

船用ディーゼル機関の耐久性、信頼性向上の一環として、燃焼室壁清水冷却面における腐食疲労損傷の防止対策を確立することは、重要な課題である。造研第136部会における共同研究¹⁾の結果、腐食疲労防止法として亜硝酸塩系インヒビターの添加が、実験室的にはかなり有効であるとの結論が得られた。ただこれらの研究は、小型試験片を用いた回転曲げによるものでありその試験条件は実機とはかなり異っている。

そのため実機のような複雑な腐食環境下でもインヒビターの良好な腐食疲労防止効果が、尚期待できるかどうかは明らかでない。

本研究は、実機の腐食疲労環境にできる限り近い条件で疲労試験を行い、実機における亜硝酸塩系インヒビターの腐食疲労防止効果を実験的に確かめることを主目的としており、51年度から3カ年計画で実施中である。

まず51年度は、実機清水冷却面の表面仕上げが、亜硝酸塩系インヒビターの腐食疲労防止効果に及ぼす影響を調べるために、平滑仕上げ、粗研削仕上げ、および鋳肌付の各種試験片を用いた腐食疲労試験を実施した。²⁾

本年度は、51年度の継続として表面仕上げの影響についての追加実験を行なうと共に、引続きインヒビター防食した腐食水中で重畳疲労試験を行なって、重畳応力が作用した場合の腐食疲労防止効果を検討した。以下にこれらの結果を報告する。

1.1.2 実験方法

(1) 供試材および試験片

供試材は、大型船用ディーゼル機関のシリンダーカバーおよびピストンクラウンなどに用いられているCr-Mo 鋳鋼であり、その化学組成、熱処理条件、ならびに機械的性質を表1.1.1～1.1.3に示す。

表中No.1で示した供試材は、表面仕上げの影響の実験に用いたもので、51年度の実験と同じ材料である。またNo.2の供試材は重畳疲労の実験に用いたものである。

試験片の形状、寸法を図1.1.1に示す。実機の壁厚に近い50mm径の比較的大型の試験片を採用した。

表面仕上げの影響を調べるための試験片は、通常の平滑試験片と同様に $H_{max} \cdot 2 \mu$ に加工したもの（精仕上げ試験片）の他に $H_{max} \cdot 20 \mu$ の粗さに研削したもの（粗仕上げ試験片）、鋳造の際に生じる鋳肌を残したもの（鋳肌付試験片）を用いた。なお、精仕上げおよび粗仕上げ試験片は熱処理後に機械加工し、鋳肌付試験片は熱処理後、軽くサンドブラストをかけた状態で試験に供した。また、重畳疲労試験には、全て精仕上げ試験片を用いた。

表 1.1.1 供試材の化学組成 (Wt%)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
NO.1	0.18	0.45	0.77	0.011	0.011	0.73	0.36
NO.2	0.17	0.54	0.81	0.012	0.008	0.72	0.38

表 1.1.2 供試材の熱処理条件

焼入れ	1050°C, 2hr 保持, 油冷
焼戻し	690°C, 2hr 保持, 炉冷

表 1.1.3 供試材の機械的性質

	0.2%耐力 kg/mm ²	抗張力 kg/mm ²	伸び %	絞り %	硬さ HB	衝撃値 _{5U} kg·m/cm ²
NO.1	36.0	52.0	30	59	149	13.0
NO.2	46.0	62.0	26	63	187	13.0

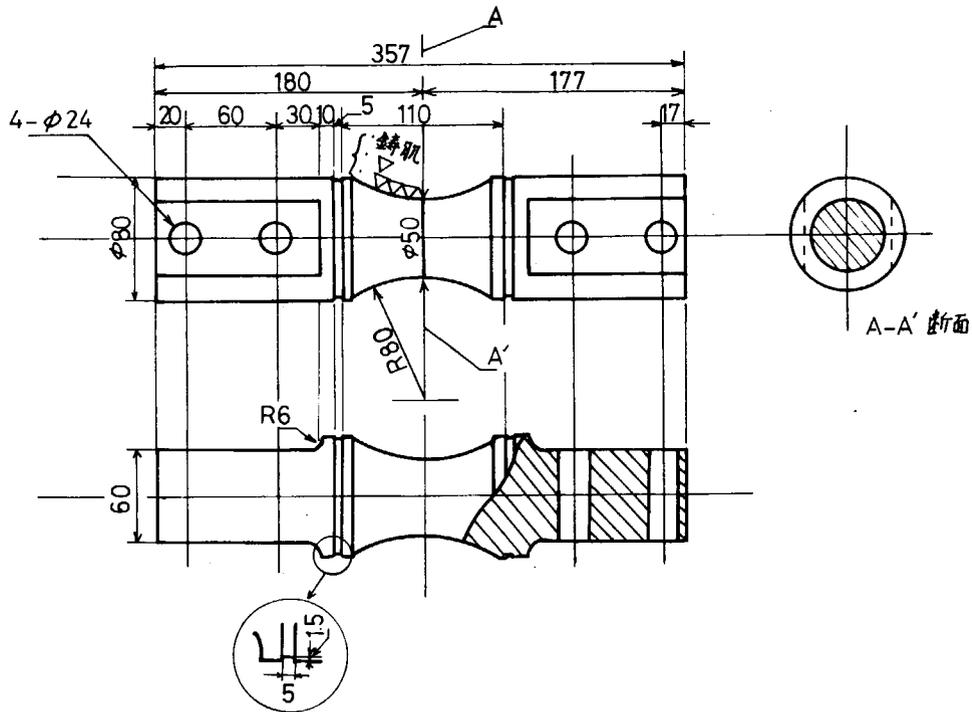


図 1.1.1 腐食疲労試験片

(2) 腐食疲労試験方法

腐食疲労試験機として、51年度に製作した平曲げ型の試験装置を引続き使用した。この装置は容量5トンの油圧サーボ型アクチュエータを装備しており、最大1250 kg・mの均一曲げモーメントを試験片に加えることができる。

腐食疲労試験を行う場合には、図1.1.2に示すように試験片にゴム製の腐食槽を装着し、温水循環装置により80±2℃に加熱した温水を2ℓ/minの流量で連続的に流した。腐食疲労試験装置に試験片を取付けた後、無負荷で約1時間温水を循環させ、試験片の温度および表面の腐食が安定するのを待って、腐食疲労試験を開始した。

腐食疲労の試験水として、自動車用など小型内燃機関材料の防食剤性能試験³⁾に広く用いられているASTM 腐食水⁴⁾を用いた。船用機関では燃焼ガスあるいは海塩粒子から、硫酸イオンや、塩素イオンなど冷却水の腐食性を促進し、さらに亜硝酸系インヒビターの防食効果を著しく阻害する有害な物質が混入する恐れが強い。ASTM 腐食水は表1.1.4に示すようにこれらのイオンを各100 ppm含んでおり、船用機関材料の腐食疲労試験にも適した水質と考えられる。インヒビターとして亜硝酸塩系のポリクロン（商品名）を用い、添加量は3,000 ppm一定とした。

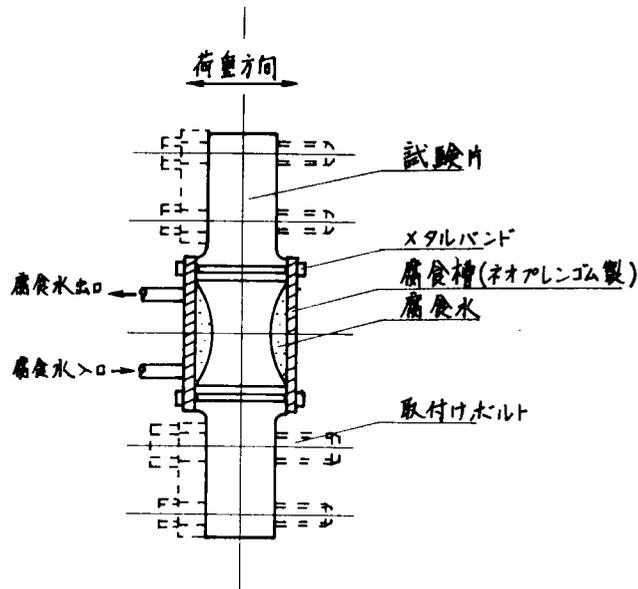


図1.1.2 腐食槽装着の概観

表1.1.4 ASTM腐食水の配合組成

純水(イオン交換水)	
硫酸ソーダ: SO_4^{2-}	100ppm
塩化ナトリウム: Cl^-	"
重炭酸ソーダ: HCO_3^-	"

(3) 応力波形

今回の実験に用いた応力波形を図 1.1.3 に示す。

表面仕上の影響についての実験は、全て(b)の片振り正弦波を用いて行なった。重畳波形は(c)に示すように、両振りの台形波を1次波とし、正弦波を2次波とする波形である。2次波の重畳山数 n は、 $n = 10^4$ とした。応力の上昇時間 T_u および下降時間 T_D はともに 20 秒とし、圧縮側の保持時間 T_o は 30 秒とした。また2次波の繰返し速度は 600 cpm としたので、1次波の1サイクル当り 17 分 50 秒を要する。

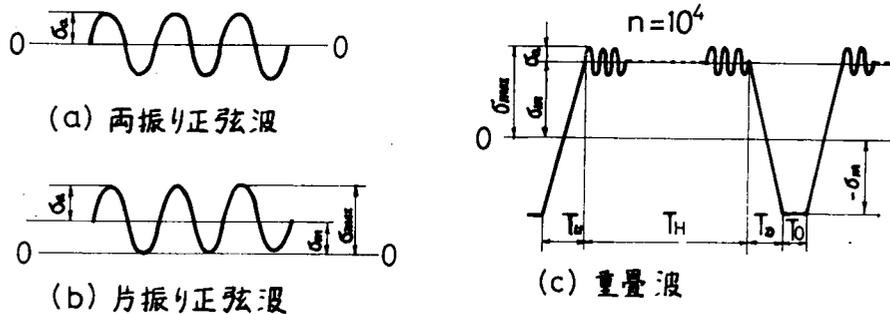


図 1.1.3 応力波形

(4) 試験片の観察

ASTM 腐食水中で、腐食疲労試験した試験片は、試験後その表面および断面を肉眼或いは光学顕微鏡観察して、腐食の発生状況を調べた。

一部の試験片は、その最大応力部近傍から小片を切出し、液体窒素中で脆性破断させ、その破面に現われた微視疲労き裂を観察した。また大気中破断の場合に、疲労き裂の進展途中で幾つかのビーチマークを人為的に付与し、破断後、破面に現われたビーチマークの形状から、き裂進展過程を検討した。

なおビーチマークは、試験片表面に微視き裂の発生を認めただ後、 $(1 \sim 5) \times 10^4$ 回毎に $(1 \sim 5) \times 10^3$ 回宛片振応力の最小値 (σ_{min}) を、最大値 (σ_{max}) の $1/2$ まで上昇させることによって発生させた。

1.1.3 実験結果と考察

(1) 表面仕上の影響について

亜硝酸塩系インヒビターは鋼の表面に $\sigma - Fe_2 O_3$ からなる酸化皮膜を形成し、鋼を不動態化することによって防食するものであり、その防食効果は鋼の表面状態、すなわち錆肌の有無や表面粗度によって、左右される可能性がある。そこで、実機清水冷却面と類似の表面状態を有する試験片を用いて、腐食疲労試験を行なった。本研究は 51 年度に既に報告を行なっているが、その後 $10^6 \sim 10^7$ 回のデータを若干追加し、腐食疲労 S-N 曲線の長時間側の挙動を再検討したので、ここに改めて報告する。

実験結果を図 1.1.4 ~ 1.1.9 に示す。まず図 1.1.4 は、大気中疲労試験の結果をまとめたものである。繰返し数 10^6 回以下での粗仕上材の疲労強度(時間強度)は、精仕上材より幾分低くなっており、一般に云われているように、表面粗度の影響によるものと思われる。しかし、耐久限はあまり変わらないようである。一方錆肌材は、表面仕上げした場合よりかなり強い。この原因は 51 年度報告にも述べたように、鑄造に際して生じた緻密な表面層によるものと思われる。

精仕上げ材と粗仕上げ材のASTM 腐食水中でのS-N曲線は、図1.1.5に示すように典型的な腐食疲労挙動を呈しており、 5×10^6 回強度はおよそ 10 kg/mm^2 以下に低下している。これに対して鋳肌材は極めて特異な挙動を示している。すなわち 10^5 回強度は大気中で著しく低下し、表面仕上げ材と同程度になっているが、 10^6 回以上では依然として表面仕上げ材よりかなり強い。

一般に腐食疲労強度は、短時間試験では大気中疲労強度とあまり変わらず、長時間になるほど大きく低下すると言われているが、鋳肌材の場合は、全く逆の傾向にある。

図1.1.6は、ASTM 腐食水に3000ppmのインヒビターを添加して防食した場合の試験結果である。

鋳肌材のS-N曲線は図1.1.5とほとんど同様の特異な形になっており、 10^5 回近傍の強度低下が単なるデータのバラツキであるとは思われない。また試験後の試験片表面に、錆は全く認められず、従って腐食の効果が大きいとも考え難い。このような特異な挙動を示す原因は、現在のところ不明である。

一方図1.1.6において精仕上げ材と粗仕上げ材の 5×10^6 回強度は、ともに大気中耐久限とほぼ同じ値にまで回復している。精仕上げ材の 10^6 回以下での時間強度が、粗仕上げ材より強くなっていることも、大気中と同じ傾向であり、ASTM 腐食水中においても亜硝酸インヒビター3000ppmの添加によって十分に防食できることが確かめられた。

また図1.1.7～1.1.9は、同一の表面状態での大気中疲労強度と腐食疲労強度の関係を見るために、データを再整理したものである。

図1.1.9から鋳肌材の 5×10^6 回腐食疲労強度は、インヒビター防食を施した場合でも大気中疲労強度より低く、図1.1.7、1.1.8の表面仕上げ材におけるような耐久限は認められない。またASTM 腐食水中でのデータのバラツキは、大気中の場合よりかなり大きくなっている。さらに部分的に鋳肌が除去された場合に、局部電池作用によって耐食性が低下する恐れがあることなどを考慮すれば、鋳肌材は強度的に、かなり不安定な材質であると見なすことができるであろう。図1.1.6において、 5×10^6 回以下の短時間強度は、鋳肌材の方が表面仕上げ材より大きくなっているが、実機の場合に重要な 10^7 回以上での長時間側の強度も同じ傾向を示すときは断定できない。今後、実験的に確かめるべき課題の一つであろう。現時点では、腐食疲労強度が問題となる箇所では、少なくとも、 $H_{max} 20 \mu$ 程度に表面仕上げしておくのが望ましい。そうすれば、図1.1.7、1.1.8から判るように、表面仕上げ材の大気中耐久限と、ほぼ等しい腐食疲労強度が期待できるであろう。

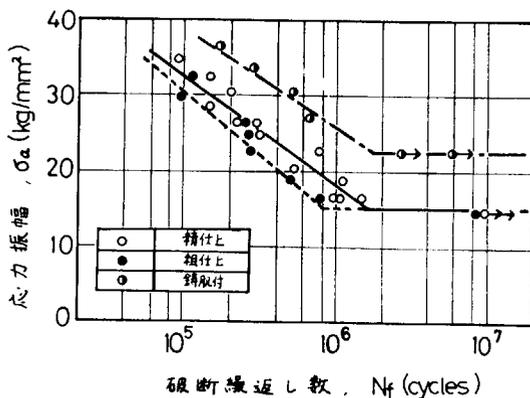


図1.1.4 大気中疲労試験結果(片振正弦波)

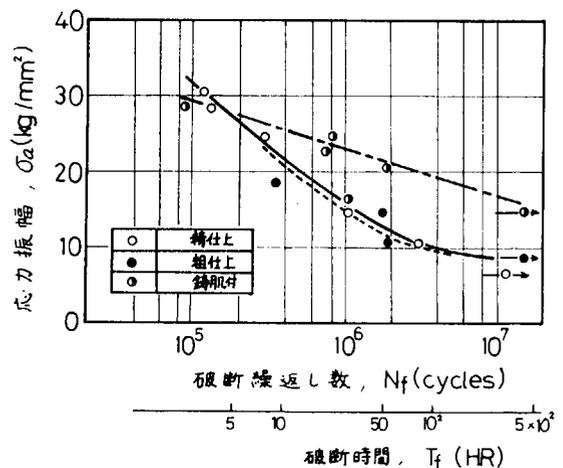


図1.1.5 腐食疲労試験結果

(80°C ASTM 腐食水中片振正弦波)

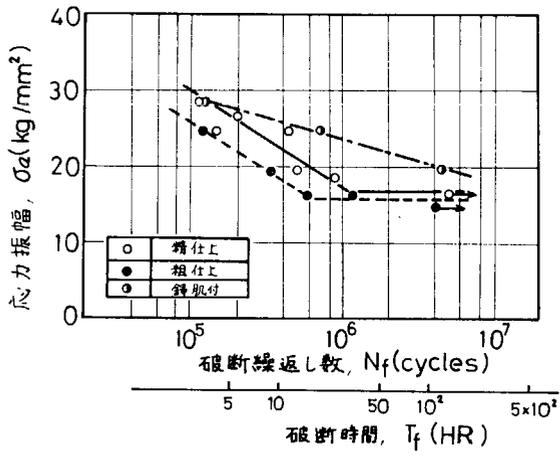


図 1.1.6 腐食疲労試験結果
(3000ppm NaNO₂ 片振正弦波)

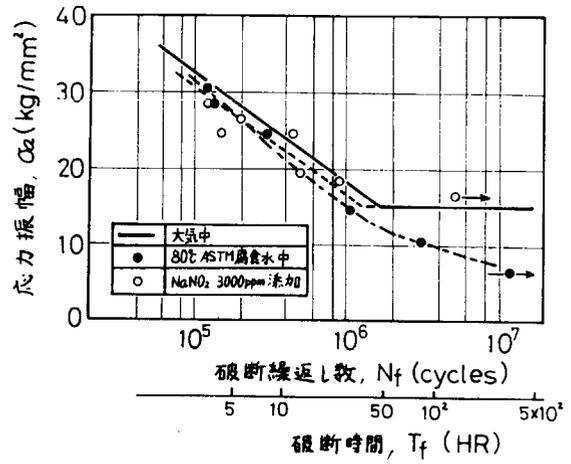


図 1.1.7 精仕上試験片の腐食疲労試験結果
(片振正弦波)

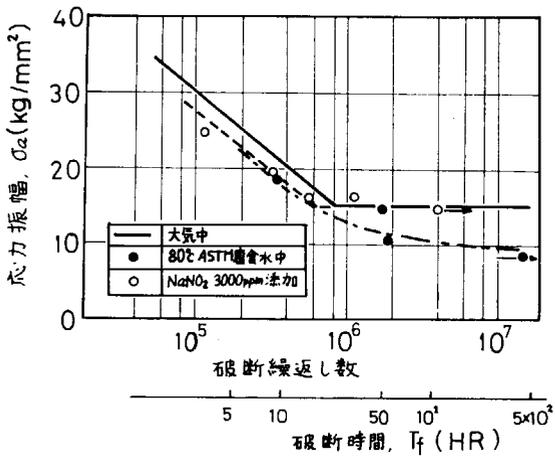


図 1.1.8 粗仕上試験片の腐食疲労試験結果
(片振正弦波)

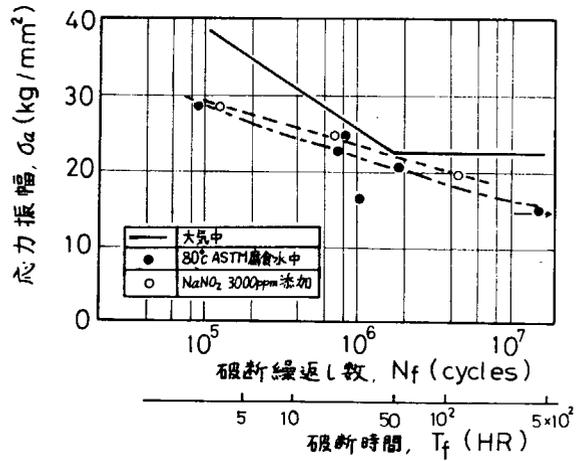


図 1.1.9 鋳肌付試験片の腐食疲労試験結果
(片振正弦波)

(2) 重畳疲労試験結果

重畳疲労試験の試験条件ならびに結果を表 1.1.5 および図 1.1.10、1.1.11 に示す。まず重畳疲労寿命を推定するための基礎データとして、大気中で両振正弦波単独の S-N 線図を求めた。その結果は図 1.1.10 の◎印で示すようであり、耐久限は約 31 kg/mm^2 また直線の方程式として次式を得た。

$$N_f \cdot \sigma_a^{13.545} = 4.276 \times 10^{26}$$

次に大気中で重畳波疲労試験を行った結果を同じ図 1.1.10 に併記した。図の横軸、縦軸は、2 次波の破断繰返し数および応力振巾に相当する。図中の測定点を示す各記号は、表 1.1.5 の右端の欄に記した記号と同一である。 σ_{\max} は 56 kg/mm^2 から 64 kg/mm^2 まで 4 kg/mm^2 ごとに変え、応力比 $m \equiv \sigma_a / (\sigma_a + \sigma_m)$ は、0.4 および 0.5 とした。図では σ_{\max} の等しい点どうしを破線で結んで示した。また比較のため、1 点だけではあるが、片振の連続正弦波を負荷した場合の実験も行なっている。実験期間の都合上測定点数が少なく、とくに σ_{\max} が 56 kg/mm^2 より低い場合や、 m が 0.4 より小さい場合のデータが欠けているが、これらは今後逐次実験を追加して、補なっていく予定である。

ASTM 腐食水に、亜硝酸塩系インヒビター 3,000 ppm を添加した 80℃ 温水中での重畳疲労試験結果を図 1.1.1 に示す。 σ_{\max} は 52 kg/mm^2 まで変化させ、 m は 0.3, 0.4, 0.5 の 3 段階とした。

図中の各データはかなりばらついており、大気中の場合と比較して短い寿命で破断したものや、逆に長寿命のものが混在している。

図 1.1.10, 1.1.11 のままでは、温水中重畳疲労試験におけるインヒビター防食の効果が判然としないので、正弦波 S-N 線図をもとに、推定寿命と実験寿命の比較を行なった。その結果を図 1.1.12, 1.1.13 に示す。

重畳疲労の寿命推定法については、すでに詳細な報告⁵⁾がある。したがって推定法の説明は省略するが、ここで用いた手法を簡単に述べると次のようである。

- 1) 応力波形の読取りは、レンジベアミン法による。
- 2) 基準となる S-N 線図として、両振正弦波を用いる。
- 3) 平均応力の評価法は、山田の方法を用いる。
- 4) 疲労損傷は直線被害則で表わされるものとし、損傷の累積が 1 に達した時をもって疲労寿命とする。

3) の平均応力の評価法には、等価繰返し数法、修正グッドマンの方法および山田の方法が良く知られているが、本実験の各データについて比較検討した結果、山田の方法が最もよく適合することが判ったので、ここでは山田の方法による計算結果のみを示す。

山田の方法による平均応力の修正式

$$\begin{aligned}\sigma_t &= \sigma_a + q \cdot \sigma_a^r \cdot \sigma_m \\ r &= 0, \quad q = 0.4\end{aligned}$$

において

すなわち

$$\sigma_t = \sigma_a + 0.4 \sigma_m$$

とするのが一般的である⁵⁾が、 $q = 0.25$ の方が良いとする報告もある。本実験においても、 $q = 0.25$ の方がより良い一致が得られたので、図 1.1.12, 1.1.13 では $q = 0.25$ の場合のみを示した。

図 1.1.12 は、大気中重畳疲労の推定寿命と実験寿命の相関図である。 σ_{\max} が 64 kg/mm^2 の重畳波および片振連続波では、寿命比 (≡ 実験寿命 / 推定寿命) は 5 倍から 20 倍もの大きな値を示した。

これは、見掛上本実験に用いた試験片の抗張力 62 kg/mm^2 を越える σ_{\max} を加えたため、試験片が塑性変形して、実際の σ_{\max} が低下したことに原因するものと思われる。 $\sigma_{\max} = 56, 60 \text{ kg/mm}^2$ 、 $m = 0.4, 0.5$ の各試験片は、寿命比が0.5から2の間に入っており $q = 0.25$ の場合の山田の式が極めてよく適合することが判る。

図 1.1.13 は、インヒビター添加 ASTM 腐食水の場合の相関図である。寿命比は、およそ0.1から5まで大きくばらついているが、よく見れば3つのグループに大別できることが判る。第1は σ_{\max} が 64 kg/mm^2 の場合の3点である。mが0.5では大気中と等しい大きな寿命比を示すがmが0.4, 0.3と小さくなるにつれて急激に低下する。第2のグループは σ_{\max} が52および60 kg/mm^2 で、mが0.5の2点である。2点とも寿命比が1と2の間に位置しており、大気中とほぼ同等である。

第3グループは σ_{\max} が56, 60 kg/mm^2 で、mが0.3から0.5の間の6点である。図中の黒塗りの点群がこれに相当し、寿命比は0.4から0.1以下にまで低下している。

第1のグループは、大気中と同様に σ_{\max} が過大であったことに起因するものと思われる。しかし、第2と第3のグループの実験条件には、とくに有意差が見出せず、寿命比がこのように大きく異なる原因は判らない。第3のグループの寿命比は、ほぼ一つの曲線に乗っているように見え、寿命比の低下が単に実験のばらつきであるとは考えにくい。mの低下、すなわち破断繰返し数（破断時間）の増加につれて寿命比も低下しているので、あたかも腐食疲労が生じているかのようである。しかし、破断した試験片には腐食の兆候は見当らず、外観検査からは寿命比の大きい第2グループの方が妥当なようにも思われる。

実験条件を再検討したところ、第3グループは、ほぼ同じ時期、厳寒期に試験していることが判った。

この時期には、昼夜の気温差は 20°C 以上にもなる。一方試験片は 80°C 一定に保持しているため、試験機の荷重治具の熱膨張によって、試験片に大きな引張・圧縮力が作用し、そのため寿命低下を引起したとも考えられる。

重畳疲労の場合に、インヒビター 3000 ppm を添加した ASTM 腐食水中で、実際に局所的な腐食作用が生じているのかどうか、あるいは上述のような試験機の構造に起因する現象であるのかどうかについては、今後、フラクトグラフィーや応力計測によって、確認する予定である。

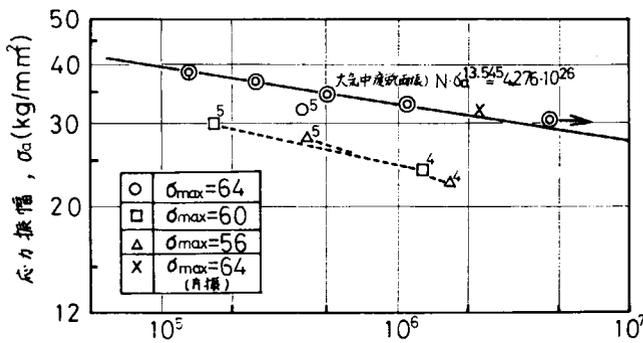


図 1.1.10 両振正弦波 S-N 線図並びに重畳波疲労試験結果（大気中）

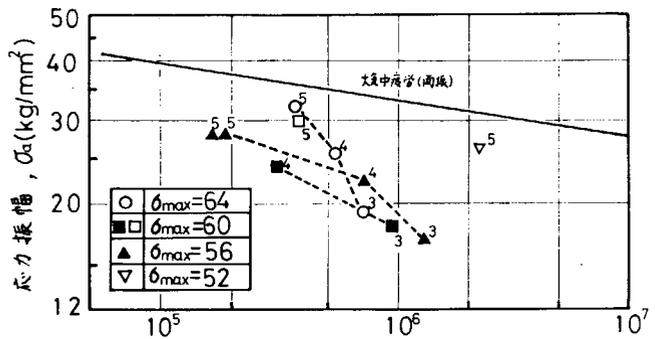


図 1.1.11 重畳波疲労試験結果（亜硝酸塩系インヒビターを 3000 ppm 添加した 80°C ASTM 腐食水中）

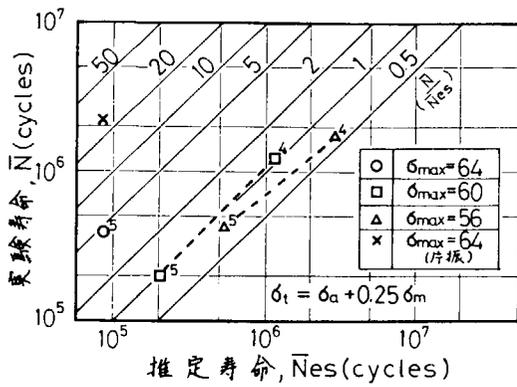


図 1.1.12 推定寿命と実験寿命の相関
(大気中)

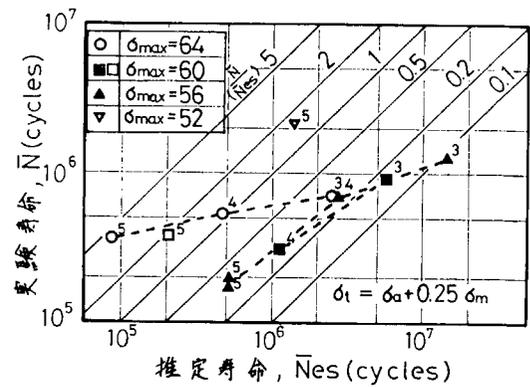


図 1.1.13 推定寿命と実験寿命の相関
(インヒビター添加 ASTM腐食水中)

表 1.1.5 重畳波疲労試験結果

$$(n=10^4, \sigma_t = \sigma_a + 0.25\sigma_m)$$

環境	σ_{max} kg/mm ²	m	σ_a kg/mm ²	σ_m kg/mm ²	実験寿命 \bar{N} (2次波)	推定寿命 \bar{N}_{es} (2次波)	寿命比 \bar{N}/\bar{N}_{es}	図示記号
大気中	両振 (基準値)		3.9	0	12.7x10 ⁴	—	—	◎
			3.7	0	24.9	—	—	◎
			3.5	0	50.2	—	—	◎
			3.3	0	110.7	—	—	◎
			3.1	0	>500	—	—	◎→
大気中	片振(連続)		3.2	3.2	217.1x10 ⁴	8.55x10 ⁴	25.39	×
大気中	64	0.5	3.2	3.2	39.7x10 ⁴	8.52x10 ⁴	4.66	○ ⁵
	60	0.5	3.0	3.0	19.9	204	0.98	□ ⁵
	60	0.4	2.4	3.6	130.7	111.6	1.17	□ ⁴
	56	0.5	2.8	2.8	41.5	51.8	0.80	△ ⁵
	56	0.4	2.2.4	3.3.6	171.1	284.1	0.60	△ ⁴
インヒビター 添加 ASTM 腐食水中	64	0.5	3.2	3.2	37.4x10 ⁴	8.52x10 ⁴	4.40	○ ⁵
	64	0.4	2.5.6	3.8.4	54.6	465	1.17	○ ⁴
	64	0.3	1.9.2	4.4.8	71.0	2488	0.29	○ ³
	60	0.5	3.0	3.0	38.3	204	1.88	□ ⁵
	60	0.4	2.4	3.6	30.9	111.6	0.28	■ ⁴
	60	0.3	1.8	4.2	94.0	5780	0.16	■ ³
	56	0.5	2.8	2.8	19.6	51.8	0.38	▲ ⁵
	56	0.5	2.8	2.8	17.0	51.8	0.33	▲ ⁵
	56	0.4	2.2.4	3.3.6	70.6	284.1	0.25	▲ ⁴
	56	0.3	1.6.8	3.9.2	124.3	1455.6	0.09	▲ ³
52	0.5	2.6	2.6	220	141.4	1.56	▽ ⁵	

(3) 試験片の腐食状況ならびに疲労破面の観察結果

(a) 腐食ピットの観察結果

80℃ ASTM 腐食水中で疲労試験した試験片はいずれも全面に赤錆が発生していた。濃塩酸で極く短時間(数秒間)酸洗いして赤錆を除去した後、表面及び断面の腐食状況を調べた。その結果の若干例を図1.1.14, 1.1.16 に示す。各図とも(a)は試験片表面の最大応力部(破断部)近傍を走査型電子顕微鏡で観察したもの、(b)はその部分の縦断面の光学顕微鏡写真である。図1.1.14 は短かい繰返し数(1.3×10^5 回)で破断した場合の一例であるが、少量の小さな腐食ピットが生じているだけで、微視き裂は存在していない。図1.1.15, 1.1.16のように応力繰返し数が約 10^6 回から 10^7 回まで増加すれば、腐食ピットの数が増すとともに、多数の微視き裂が発生するようになる。この場合図1.1.16に見られるように、半球状に大きく成長した腐食ピットは必ずしも微視き裂の発生源にはなっていない。また微視き裂は、幾つかが合体して一つのき裂に成長したように見えるものも多い。以上は先に図1.1.5に示した精仕上試験片の観察結果であるが、粗仕上試験片の場合もほとんど同じ腐食様相を呈している。一方インヒビター防食した試験片の表面には腐食の兆候は全く認められず、仕上加工のバイト目がそのまま残っている。

図1.1.17は、図1.1.14～1.1.16に示した試験片における腐食ピットの周方向分布を測定した結果である。応力繰返し数が、およそ 10^6 回以下の試験片は、腐食ピット数が $10 \sim 20$ 個/ mm^2 程度と少なく、周方向の変化も少ない。しかし繰返し数が 10^7 を越えれば、腐食ピット数は著しい応力依存性を示すようになる。すなわち、変動応力零の中立軸付近の腐食ピット数は、低繰返し数の場合とほぼ同じであるが、変動応力が加われば次第に増加し、引張変動応力最大の箇所では、腐食ピット数はおよそ 70 個/ mm^2 にも達している。またその反対側の圧縮変動応力最大の箇所にも 30 数個のピットが生じており、圧縮応力の場合にもピット数の増加することが判る。これらの結果から、変動応力が作用する場合の動的な腐食は、単に腐食時間だけでなく、応力の種類と大きさ、および繰返し数をも加味した総合的な評価が必要なことを示すものと云えよう。

(b) 腐食疲労における微視き裂の形状

次に腐食疲労試験片表面の引張変動応力最大の箇所(破断開始点近傍)から数mm巾の小片を幾つか切出し、これを液体窒素中で冷却後、脆性破断して、その破面に現われた微視き裂の形状を調べた。

その結果を図1.1.18, 1.1.19に示す。ともに図1.1.5中の粗仕上試験片を調べた結果である。

破断繰返し数が、約 2×10^6 回の試験片では、微視き裂は半楕円状になっており、後述する大気中疲労の場合と類似の形をしている。このことは、最初動的腐食に起因して生じた微視き裂が、その後切欠きとして作用し、主に機械的な疲労によって成長したことを示すものと思われる。

しかし、繰返し数 1.3×10^7 回(未破断)の試験片に生じた微視き裂は、図1.1.15のように表面に沿って細長く伸びたものがほとんどであり、内部への進展はあまり見られない。負荷応力が低く、機械的作用が腐食効果より、かなり小さかったためと思われる。また図1.1.16の説明にも述べたように、幾つかのき裂が合体した複合き裂のように見えるものも多い。

次に図1.1.20は、大気中疲労試験片の破断面に付したビーチマークを示したものである。各ビーチマークは、それが生じた時点(繰返し数)でのき裂先端をあらわすものであるから、ビーチマークの形状と繰返し数から、疲労き裂の進展過程を評価することができる。

図1.1.18; 1.1.19の微視き裂および図1.1.20のビーチマークについて、その表面長さ(2c)と、深さ(a)を測定して、 a/c の値を調べた結果を図1.1.21に示す。 大気

中疲労の場合、 $\frac{a}{c}$ 値はき裂の大きさによって変化するが、き裂が小さくなれば一定値（およそ 0.87）に収束するようになる。一方腐食疲労の場合の $\frac{a}{c}$ 値は、試験条件によって大きく異なり、図 1.1.19 に示した微視き裂は $\frac{a}{c} \approx 0.8$ 前後で、大気中より僅かに小さい程度であるが、繰返し数の長い図 1.1.20 の場合は $\frac{a}{c} < 0.2$ となり、極めて小さい。このように、腐食疲労における $\frac{a}{c}$ 値は、機械的作用の相対的な強さによって変わるように思われるので、今後、腐食疲労の度合を表わす一つの尺度として、活用できる可能性がある。

尚、図 1.1.22 は、参考のため図 1.1.20 のピーチマークの測定値から、き裂進速度と ΔK_I の関係を求めた結果を示したものである。 ΔK_I の計算には、A. S. Kobayashi らの式⁶⁾を用いた。ただこの式では矩形断面を仮定しており、本実験とは一致しないが、同様の算式を円形断面（ $\phi 6$ ）の軸荷重試験片に適用した実例⁷⁾があるので、それにしたがった。図 1.1.22 中の各点は比較的よく直線に乗っていることが判る。また、図から Paris の関係として次式が得られた。

$$\frac{da}{dN} = c (\Delta K_I)^m = 2.4 \times 10^{-12} (\Delta K_I)^{3.84}$$

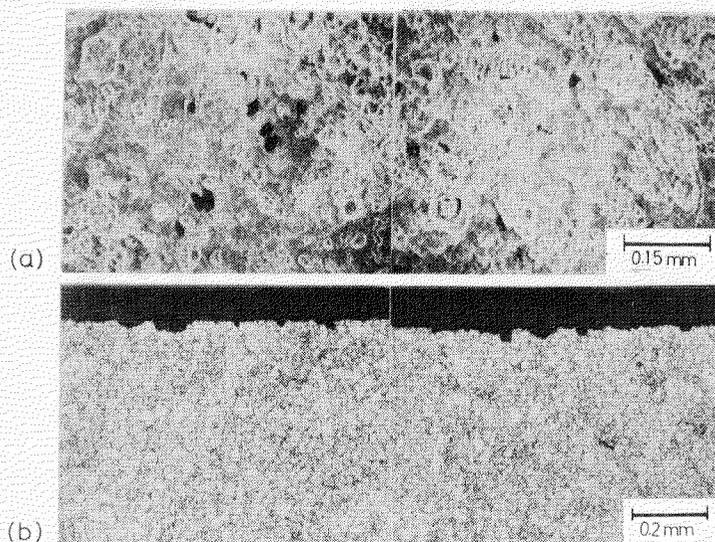


図 1.1.14 腐食疲労試験片に生じた腐食ピット（主き裂近傍）
片振正弦波 $\sigma_a = 30.5 \text{ Kg/mm}^2$, $N_f = 1.31 \times 10^5 \text{ cycles}$
(a) 表面 (b) 断面

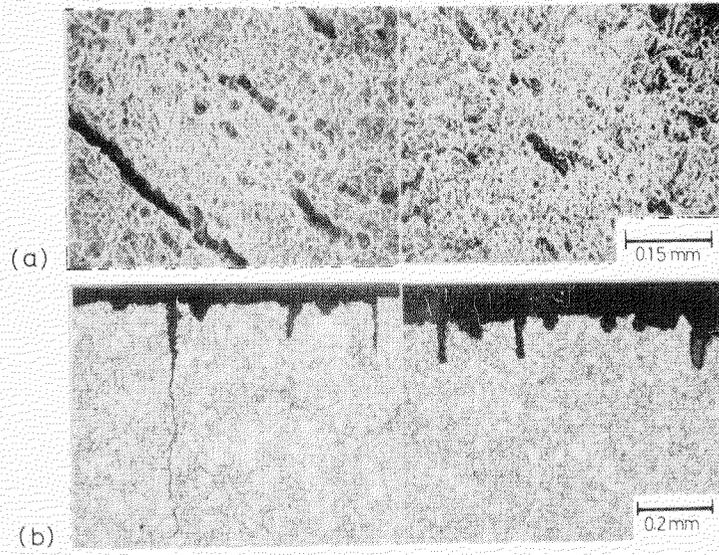


図 1.1.15 腐食疲労試験片に生じた腐食ピットおよび微視き裂(主き裂近傍)
片振正弦波 $\sigma_a=14.5 \text{ Kg/mm}^2$, $N_f=1.11 \times 10^6$ cycles
(a) 表面 (b) 断面

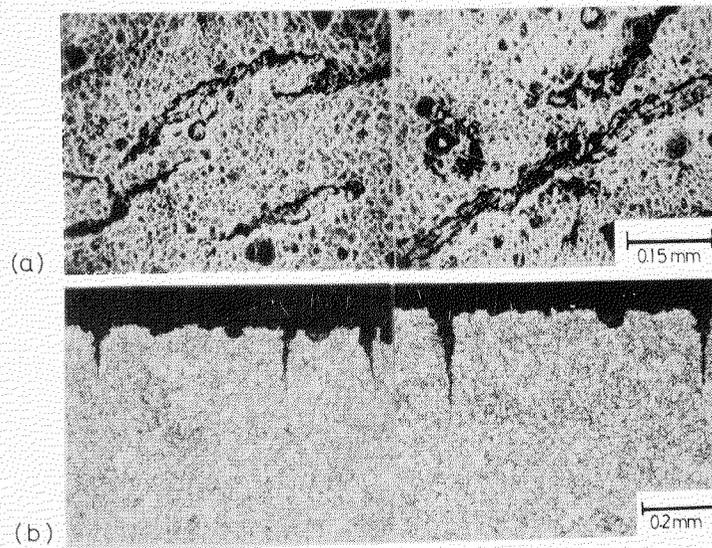


図 1.1.16 腐食疲労試験片に生じたピットおよび微視き裂
片振正弦波 $\sigma_a=6.5 \text{ Kg/mm}^2$, $N=1.07 \times 10^7$ cycles(未破断)
(a) 表面 (b) 断面

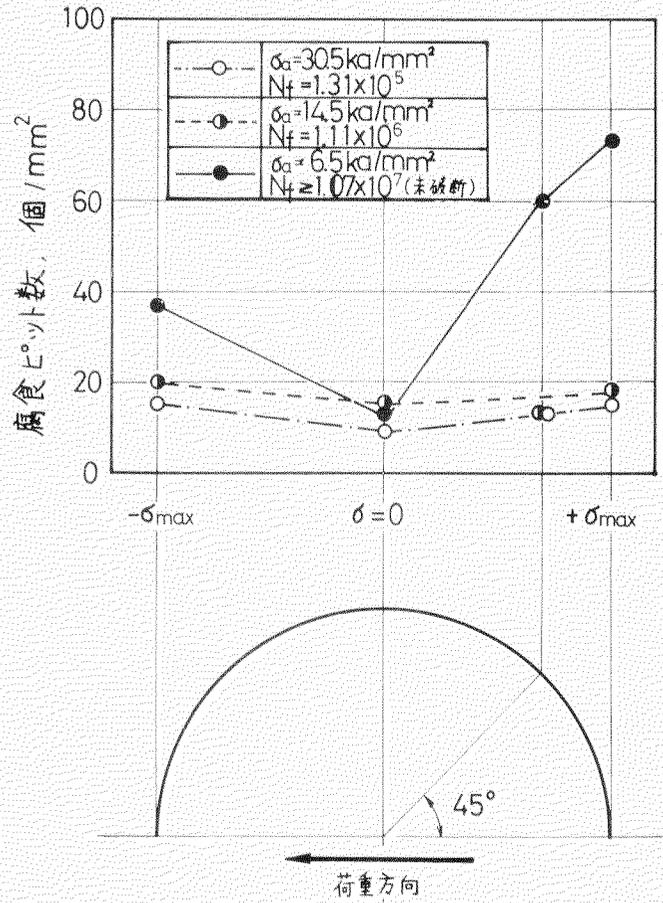


図 1. 1. 17 腐食疲労試験片表面における腐食ピットの発生状況

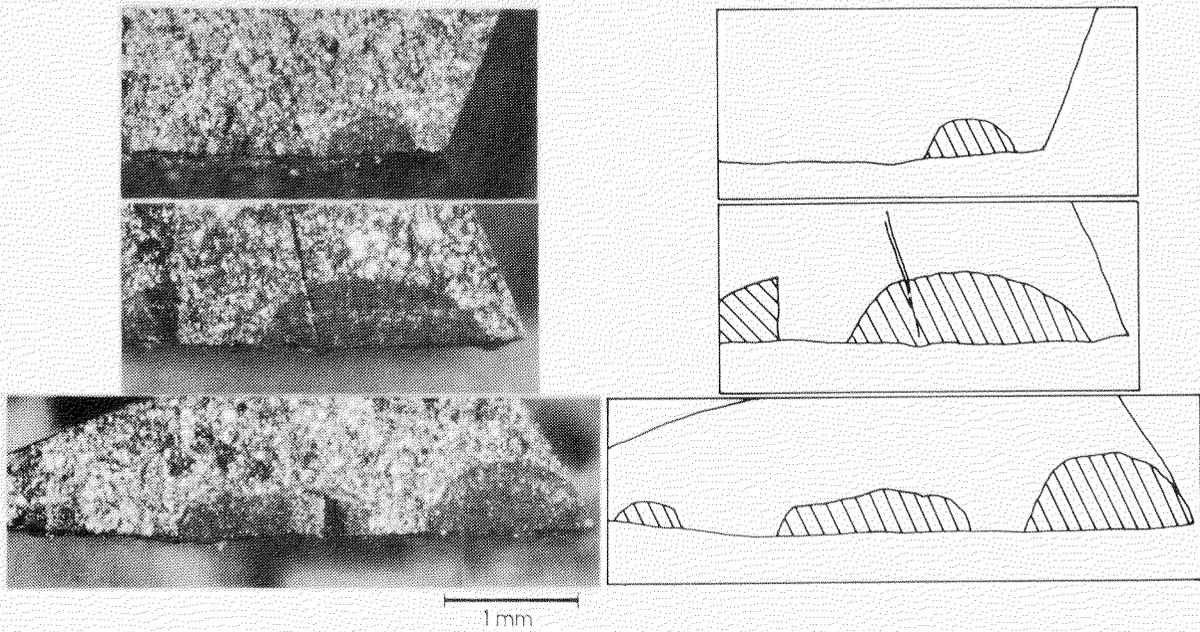


図 1. 1. 18 腐食疲労によって生じた微視き裂の観察例
片振正弦波 $\sigma_a = 10.5 \text{ kg/mm}^2$
 $N_f = 1.95 \times 10^6 \text{ cycles}$

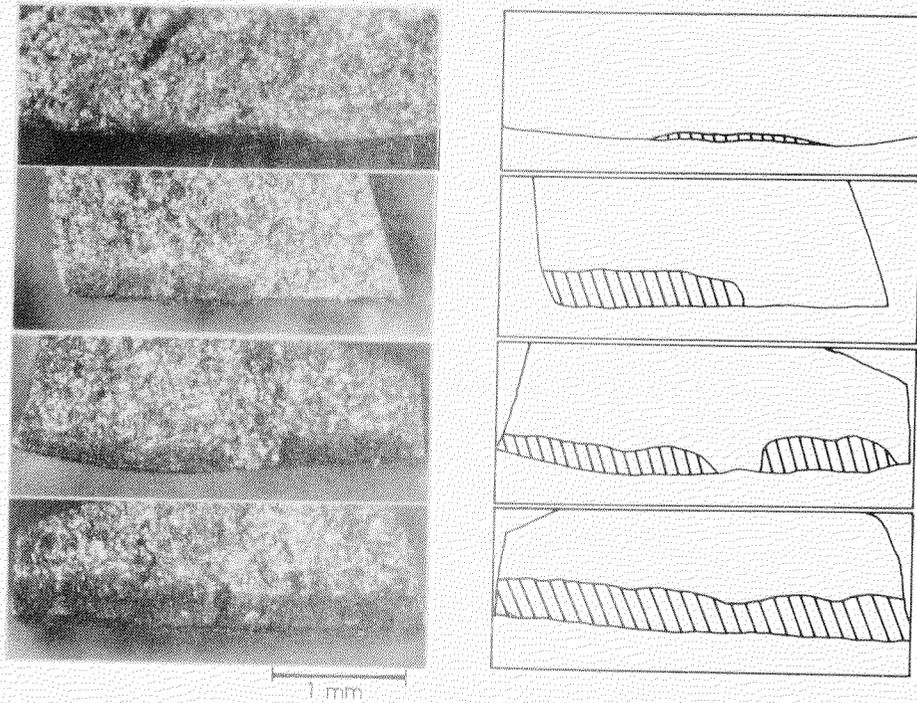


図 1.1.19 腐食疲労によって生じた微視き裂の観察例
 片振正弦波 $\sigma_a = 8.5 \text{ kg/mm}^2$
 $N = 1.33 \times 10^7 \text{ cycles}$ (未破断)

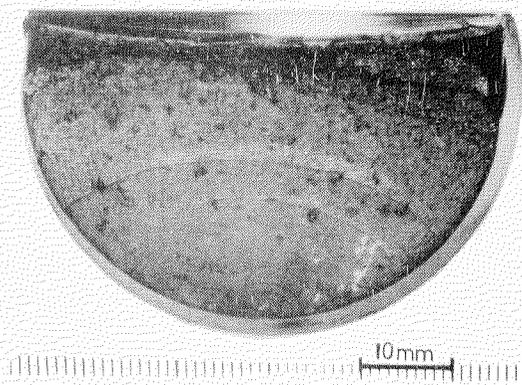


図 1.1.20 大気中疲労試験片における
 き裂進展状況の観察 (ピー
 チマーク法による) 片振正
 弦波 $\sigma_a = 16.5 \text{ kg/mm}^2$
 $N_f = 9.48 \times 10^5 \text{ cycles}$

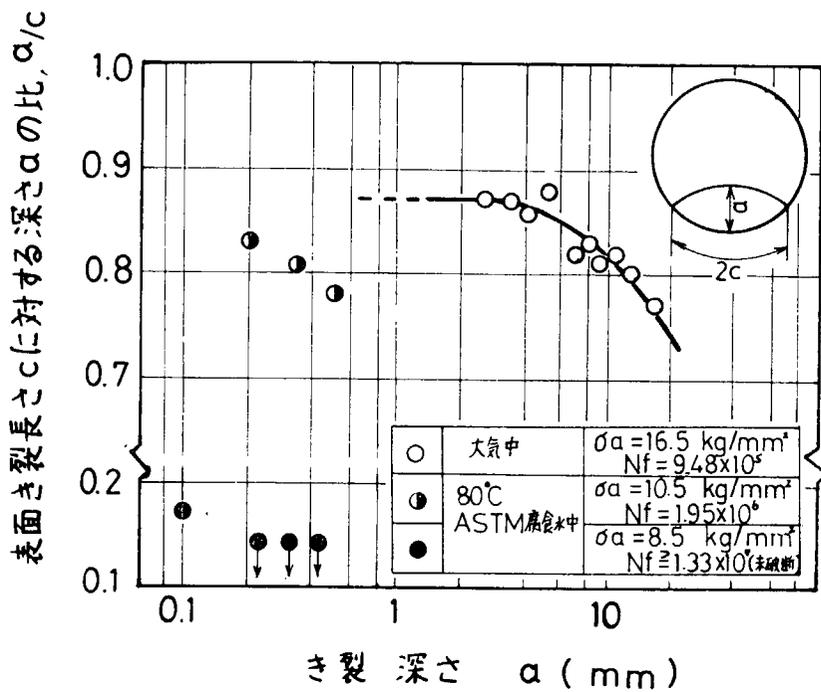


図 1.1.21 表面き裂長さ c と深さ a の関係
(片振正弦波)

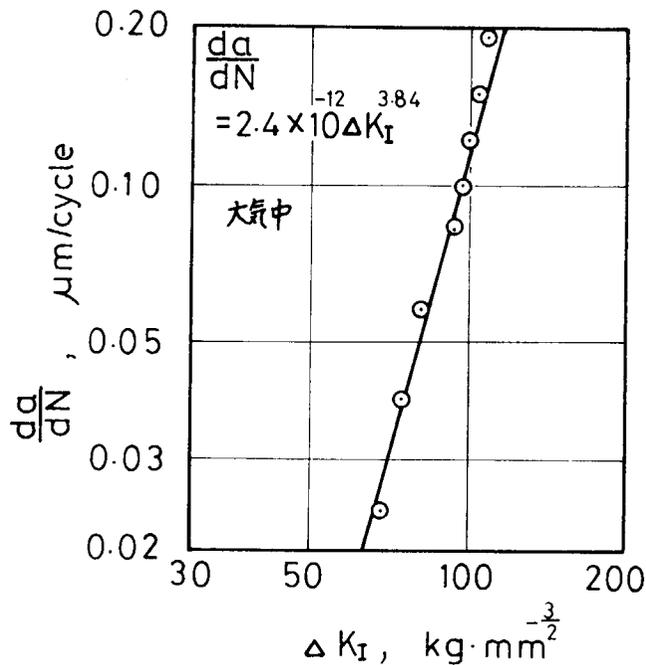


図 1.1.22 き裂進展速度と ΔK_I の関係
(片振正弦波, $\sigma_a = 16.5 \text{ kg/mm}^2$)

1.1.4 結 言

実機環境における亜硝酸塩系インヒビターの腐食疲労防止効果を実験的に確認することを目的として、亜硝酸ソーダ3,000 ppm を添加した80℃ASTM腐食水中で、平曲げ腐食疲労試験を行なった。試験片の表面仕上げの影響および重畳応力の影響を調べ、次のような結果を得た。

- 1) 精仕上試験片、粗仕上試験片はともにインヒビターの添加によって、十分に防食されており、 5×10^6 回疲労強度は、大気中耐久限とほぼ同じ値にまで回復する。
- 2) 鋳肌付試験片の疲労強度は特異な挙動を示す。インヒビター添加の場合の腐食疲労強度は、 5×10^6 回以下では精仕上試験片、粗仕上試験片より大きい。S-N曲線は水平にならない。そのため繰返し数 10^7 回以上の長時間強度の推定が困難である。
- 3) 大気中重畳疲労の寿命推定に際して、平均応力の評価法は $q = 0.25$ とした山田の式 $\sigma_t = \sigma_a + 0.25 \sigma_m$ が良く合うようである。
- 4) インヒビター添加ASTM 腐食水中での重畳疲労試験において、実験寿命と推定寿命の比が大気中と同様にほぼ1になる場合と、0.4以下に低下する場合の相反する2つの結果が得られた。この原因が試験水の腐食作用によるものか、あるいは試験機の構造上の問題なのかは、現在の所不明である。
- 5) 試験片の腐食状況、および疲労破面の観察を行なって、腐食ピット数の応力依存性や、繰返し数依存性を調べ、さらに微視き裂の形状などについても調査した。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会 第136部会報告書(1974) P.90, P.103
- 2) 日本造船研究協会 第164部会報告書(1977) P.1
- 3) J I S K 2234-1975
- 4) A S T M D 1384-1970
A S T M D 2570-1973
- 5) 日本造船研究協会報告 第83号、P.4
- 6) A S M E ; The Surface Crack : Physical Problems and Computational Solutions (1972)、P.79
- 7) 小林英男、中沢一ら； 圧力下における表面き裂の進展挙動、日本機械学会講演論文集、No.770-2 (1977) P.87

1.2 実機の応力繰返し速度相当の重畳実働波形による軸荷重腐食疲労試験

1.2.1 緒言

燃焼室壁部材の強度設計法を確立するには、他の一般構造物の場合と同様に、部材がさらされている環境や応力状態を十分考慮した条件下での材料の疲労強度を明らかにしておく必要がある。この観点から本研究の昭和51年度研究においては、これまで燃焼室壁部材の中でも特に問題のあったシリンダカバー清水冷却面を対象に、従来の高温水中正弦波単独試験および大気中重畳疲労試験をさらに一歩進め、より実機に近い片振台形波+正弦波（重畳小波数 $n = 10^4, 10^5$ 重畳波繰返し速度 $1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \}$ ）によるCr-Mo 鋳鋼の高温水中腐食疲労試験を行ない、材料の腐食疲労強度におよぼす重畳応力の影響を調べた。

52年度は前年度の研究をもとに重畳応力繰返し速度が実機ガス圧応力相当の $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ の場合について、腐食疲労強度におよぼす重畳応力の影響について試験するとともに高温水中腐食疲労強度におよぼす平均応力の影響、さらにはき裂発生寿命について検討した。ここではこれらの結果について述べるとともに温水腐食環境下の重畳疲労寿命推定法さらには実機疲労寿命推定結果について述べる。

1.2.2 試験方法

(1) 供試材および試験片

供試材は大型船用ディーゼル機関のシリンダカバーおよびピストンクラウンに用いられているCr-Mo 鋳鋼である。表1.2.1、表1.2.2に化学成分および機械的性質を示す。試験片素材の鑄造方法および試験片採取位置は51年度と同様である。図1.2.1に試験片形状・寸法を示す。（51年度と同じ）

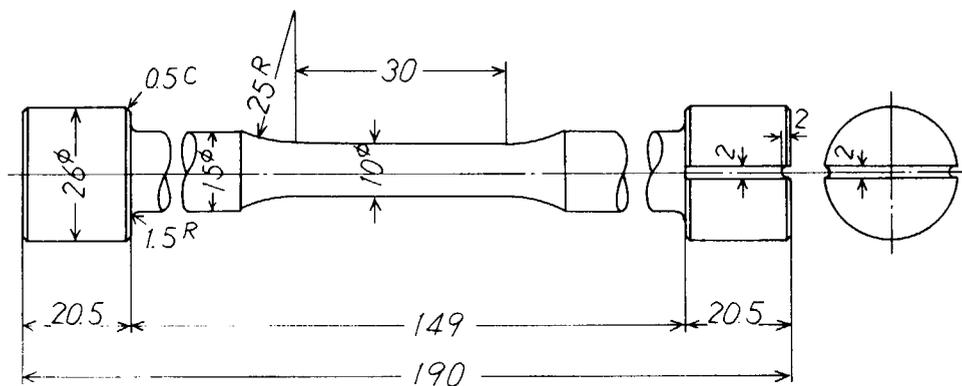


図1.2.1 試験片形状寸法

表1.2.1 化学成分

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
分析値	0.17	0.36	0.57	0.013	0.005	0.62	0.33
規格値	0.16 ~0.20	0.30 ~0.50	0.60 ~0.90	<0.04	<0.04	0.60 ~0.90	0.30 ~0.40

表 1.2.2 供試材の機械的性質

NO	$\bar{\sigma}_y$ kgf/mm ² {MPa}	$\bar{\sigma}_B$ kgf/mm ² {MPa}	δ %	φ %
1	37.5 {367.7}	54.1 {530.5}	27.7	66.4
2	39.4 {386.4}	55.6 {545.2}	26.8	67.7
3	38.8 {380.5}	55.4 {543.3}	27.4	69.1
4	38.2 {374.6}	54.9 {538.4}	26.8	70.2
5	37.7 {369.7}	54.7 {536.4}	26.7	70.8
平均	38.3 {375.6}	54.9 {538.4}	27.1	68.8
規格	≥ 30	50~64	≥ 19	≥ 60

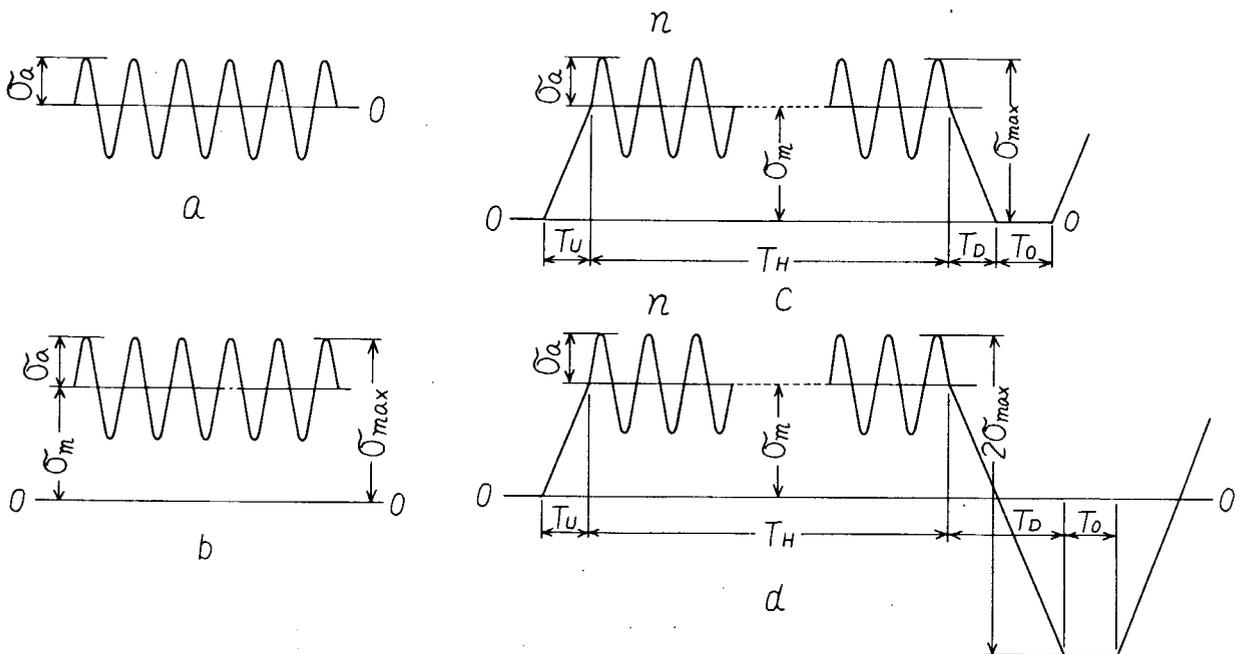


図 1.2.2 試験応力波形

(2) 試験応力波形

図 1.2.2 に本研究で用いた応力波形を示す。図中 a, b は正弦波両振り (平均応力 $\sigma_m = 0$) および片振り ($\sigma_m \neq 0$) の応力波形を示し、c, d はシリンダカバー清水冷却面の応力状態を想定した、片振り台形波および両振り台形波に正弦波が重畳した応力波形を示す。c, d の波形で正弦波は台形波の最大応力が正弦波の平均応力となるように重畳させた。波形 a, b はファンクションジェネレータで、波形 c, d はランプユニットとウェーブコンポーザを組合わせた特殊台形波発生器により発生させた。

(3) 試験条件

表 1.2.3 に高温水中腐食疲労試験の試験条件一覧表を示す。S-N 曲線を求めるための波形 a では $\sigma_a = 20 \text{ kgf/mm}^2 \{ 196.1 \text{ MPa} \} \sim 30 \text{ kgf/mm}^2 \{ 294.2 \text{ MPa} \}$ の範囲で疲労試験を行なった。一方平均応力の影響を調べる波形 b では $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ 一定で σ_a を変化させた場合、および $\sigma_a = 20 \text{ kgf/mm}^2 \{ 196.1 \text{ MPa} \}$ 一定で σ_{\max} を変化させた場合について各々疲労試験を行なった。次に片振り台形波に正弦波が重畳した波形 c による疲労試験では $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ 一定で、 σ_a を $5.0 \{ 49.0 \} \sim 15.0 \{ 147.1 \} \text{ kgf/mm}^2 \{ \text{MPa} \}$ の範囲で変化させ、さらに重畳山数 n を $10^3 \sim 10^5$ に変化させた条件で行なった。最後に両振り台形波に正弦波が重畳した波形 d では $\sigma_{\max} = 40.0 \text{ kgf/mm}^2 \{ 392.3 \text{ MPa} \}$ 、 $\sigma_a = 12 \text{ kgf/mm}^2 \{ 117.7 \text{ MPa} \}$ および $n = 10^4$ の一条件のみについて行なった。なお、これらの試験で正弦波の繰返し速度はいずれも $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ であり、波形 c, d における台形波の応力上昇、下降速度は $12.5 \text{ kgf/mm}^2/\text{min} \{ 122.6 \text{ MPa}/\text{min} \}$ 、零応力保持時間、 $-\sigma_{\max}$ 保持時間は各々 30 秒である。また重畳波形時の正弦波作用時間 T_H は $n = 10^5, 10^4, 10^3$ に対して各々 833.3 分、83.3 分、8.3 分である。

表 1.2.3 試験条件一覧表

波形	σ_{\max} kgf/mm ² {MPa}	σ_a kgf/mm ² {MPa}	σ_m kgf/mm ² {MPa}	n	台形波 応力上昇 下降速度 kgf/mm ² /min {MPa/min}	正弦波 繰返し 速度 CPM {Hz}
a	—	20.0 ~30.0 {196.1 ~294.2}	0	—	—	120 {2}
b	50.0 {490.3}	8.0 ~25.0 {78.5 ~245.2}	42.0 ~25.0 {411.9 ~245.2}	—	—	"
	40.0 30.0 {392.3 294.2}	20.0 {196.1}	20.0 10.0 {196.1 98.1}	—	—	"
c	50.0 {490.3}	5.0 ~15.0 {49.0 ~147.1}	45.0 ~35.0 {441.3 ~343.2}	10^3 10^4 10^5	12.5 {122.6}	"
d	40.0 {392.3}	12.0	28.0 {117.7}	10^4	"	"

波形 C, D の T_0 は 30 sec

(4) 試験機および高温水中腐食疲労試験の方法

疲労試験は10Ton引張・圧縮型電気油圧式疲労試験機を用いて行なった。

腐食疲労試験は試験片にポリカーボネイト製の腐食槽を固定し、85℃～90℃の温水(大阪市水道水)を毎分約1800cc循環させて行なった。(詳細は昭和51年度報告書参照)なお、試験片は機械加工後#400エメリーパーで機械加工目がなくなるまで表面を仕上げた後、アセトンで清浄し試験に供した。疲労試験では主として破断回数を求め、試験中にはチャック間の伸びの変化を計測するとともに破断後については腐食減量の測定、腐食ピットおよびき裂の発生状況などを調査した。

なお破断回数は試験片が4～5mm伸びた繰返し数とした。

1.2.3 試験結果および考察

(1) 正弦波120cpm{2Hz} 温水中腐食疲労強度および引圧腐食疲労強度と回転曲げ腐食疲労強度の関係

表1.2.4に正弦波単独の疲労試験結果(波形a, b)を示す。図1.2.3、図1.2.4には平均応力 $\sigma_m = 0$ の結果を応力振幅と破断繰返し数および破断時間との関係で示す。120cpm{2Hz}の破断繰返し数は1200cpm{20Hz}のそれに比べいずれも低下し、逆に破断時間は一部を除いて長くなり、通常の腐食疲労における速度効果の傾向を示している。試験速度が1/10に低下したことによる寿命低下は破断繰返し数に対し $\sigma_a < 25 \text{ kgf/mm}^2 \{ 245.2 \text{ MPa} \}$ の範囲で約1/4である。なお、120cpm{2Hz}の高応力側寿命が低応力側の寿命傾向に比べ短くなっているが、これは本年度使用材の降伏応力が低く、この影響がたものと思われる。(51年材に比べ σ_y で約 $60 \text{ kgf/mm}^2 \{ 58.8 \text{ MPa} \}$ 、 σ_B で約 $25 \text{ kgf/mm}^2 \{ 24.5 \text{ MPa} \}$ それぞれ低い。) 図1.2.3において120cpm{2Hz}の応力振幅 σ_a と破断寿命 N_f との間に $\sigma_a < 25 \text{ kgf/mm}^2 \{ 245.2 \text{ MPa} \}$ の範囲で両対数で直線関係があるものとするときS-N曲線は(1.2.1)式のようになる。

$$N_f \cdot \sigma_a^{6.91} = 1.05 \times 10^{15} \dots\dots\dots (1.2.1) \quad]$$

図1.2.5, 1.2.6はCr-Mo 鋳鋼の温水中引・圧腐食疲労強度と回転曲げ腐食疲労強度の関係を知る目的でSR136, SR164で実施した結果をとりまとめたもので、図1.2.5は破断繰返し数で、図1.2.6は図1.2.5で繰返し速度が実機の高圧繰返し速度に近い100～170cpm{1.7～2.783Hz}の結果を破断時間で示している。

図1.2.5, 1.2.6から明らかなように実機の高圧繰返し速度にほぼ相当する100～170cpm{1.7～2.8Hz}の寿命は引・圧の高応力側を除けば、負荷方法、試験片直径および σ_y , σ_B など機械的性質の差にかかわらず、試験のパラッキを考えるとほぼ同等の寿命になるようである。図1.2.7はCr-Mo 鋳鋼の温水中腐食疲労強度におよぼす試験速度の影響を 10^6 回強度についてまとめたものであるがこの場合も引・圧と回・曲に大差なくほぼ一本の直線で表わされる。

空中でのS-N曲線が引・圧と回・曲では明らかに異なるのに比べ、温水中のS-N曲線がほぼ等しくなる理由としては次のようなことが考えられる。

すなわち、平滑試験片を用いた空中試験では、き裂発生までの寿命が破断寿命の大半を占め、したがって引・圧と回・曲のき裂発生寿命の差がS-N曲線の差となって現われるのに比べ、腐食環境下では、腐食疲労き裂の発生源である腐食ピットの発生が、負荷方法に依存せず主として応力振幅と繰返し速度に依存し、かつ腐食疲労き裂の進展も大差がなく、したがって破断寿命がほぼ等しくなったものと考えられる。

表 1. 2. 4 波形 a, b による疲労試験結果 (Cr・Mo 鋼正弦波 1200c.p.m., 85°C~90°C 温水中)

No	波形	$\bar{\sigma}_{max}$ kgf/mm ² {MPa}	$\bar{\sigma}_a$ kgf/mm ² {MPa}	$\bar{\sigma}_m$ kgf/mm ² {MPa}	破断 繰返し 数 N_{f_2}	破断 時間 hr
1	a	30.0 {294.2}	30.0 {294.2}	0	1.57×10^4	2.2
2	"	"	"	"	2.22×10^4	3.1
3	"	28.0 {274.6}	28.0 {274.6}	"	5.60×10^4	7.8
4	"	25.0 {245.2}	25.0 {245.2}	"	2.49×10^5	34.6
5	"	22.0 {215.7}	22.0 {215.7}	"	9.74×10^5 4.52×10^5	135.3* 62.3
6	"	20.0 {196.1}	20.0 {196.1}	"	1.02×10^6	141.7
7	b	50.0 {490.3}	25.0 {441.3}	25.0 {441.3}	5.91×10^2	0.1
8	"	"	20.0 {196.1}	30.0 {294.2}	1.38×10^5	19.2
9	"	"	15.0 {147.1}	35.0 {343.2}	3.74×10^5	51.9
10	"	"	10.0 {98.1}	40.0 {392.3}	9.53×10^5	138.4
11	"	"	8.0 {78.5}	42.0 {441.9}	1.65×10^6	229.2
12	"	40.0	20.0 {196.1}	20.0 {196.1}	2.53×10^5	35.1
13	"	30.0	"	10.0 {98.1}	5.35×10^5	74.31

* 試験中一時温水なし。上段は破断に対する繰返し数および時間を示し、下段は温水中のみの繰返し数と時間を示す。

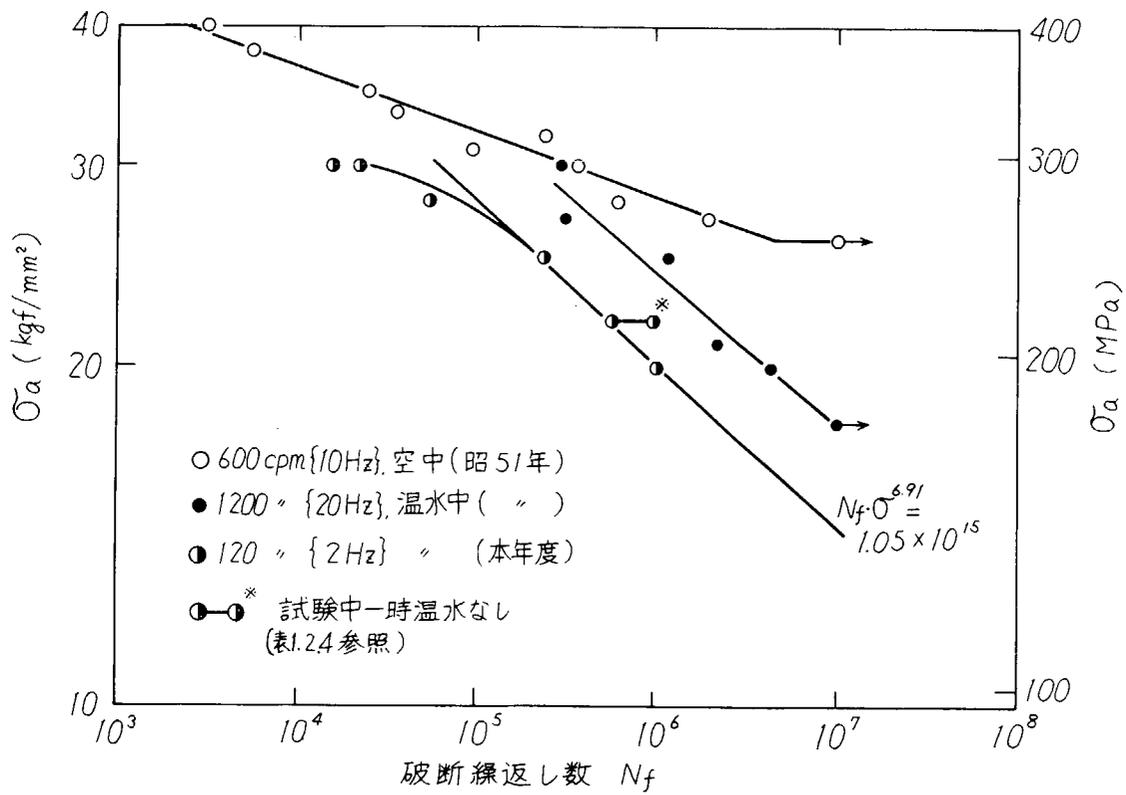


図1.2.3 疲労試験結果 (Cr-Mo 鑄鋼, 正弦波 $\sigma_m=0$, 85°C~90°C 温水中, 引・圧)

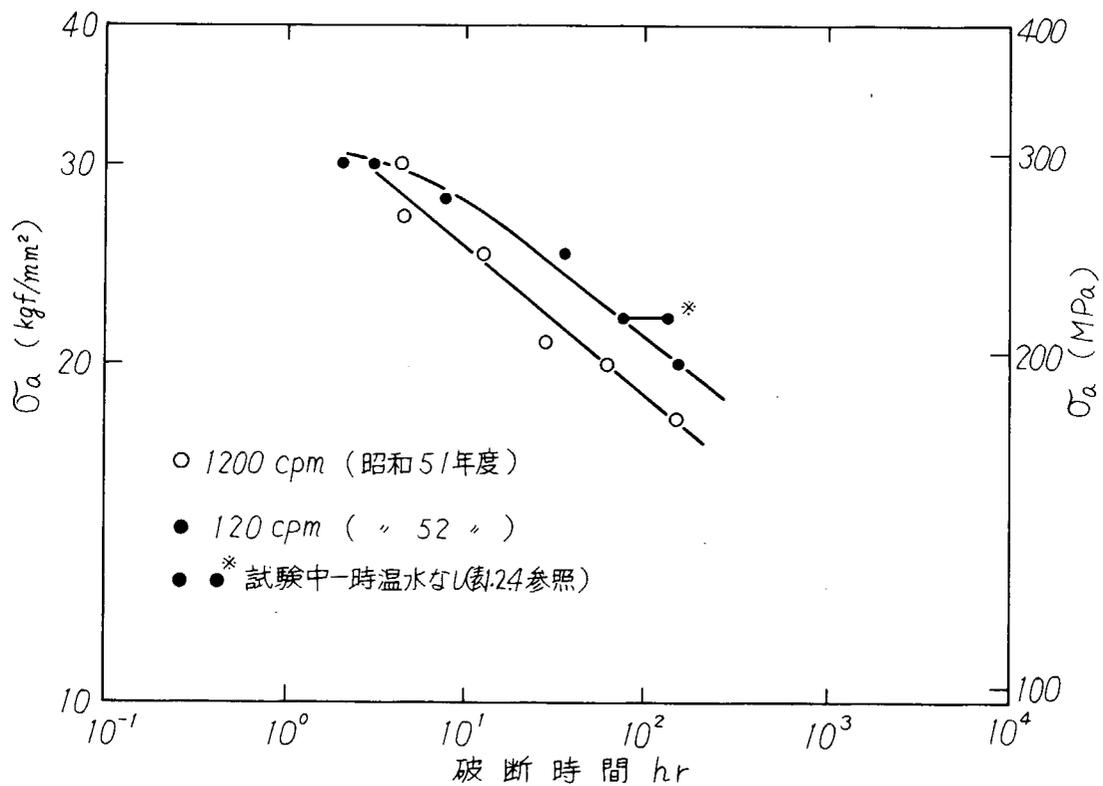


図1.2.4 疲労試験結果 (Cr-Mo 鑄鋼, 正弦波 $\sigma_m=0$, 85°C~90°C 温水中, 引・圧)

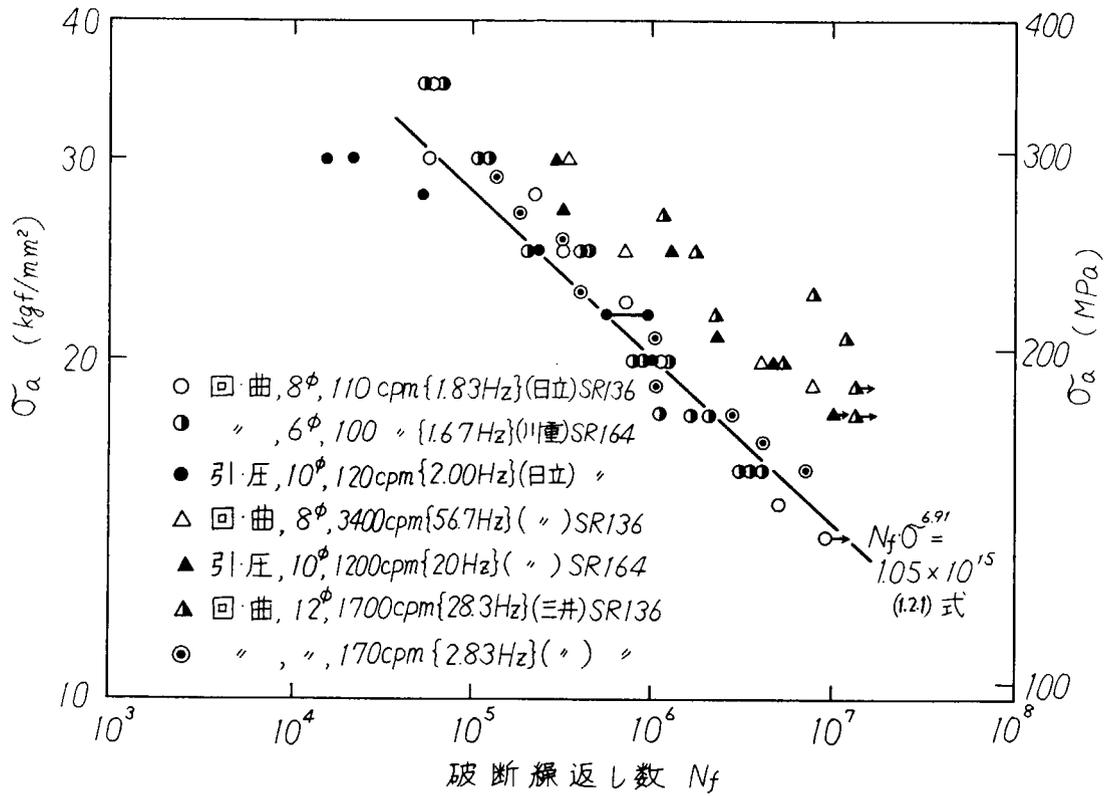


図 1.2.5 引・圧腐食疲労強度と回・曲腐食疲労強度の比較 (Cr-Mo 鋳鋼, 正弦波 85°C~90°C 温水中)

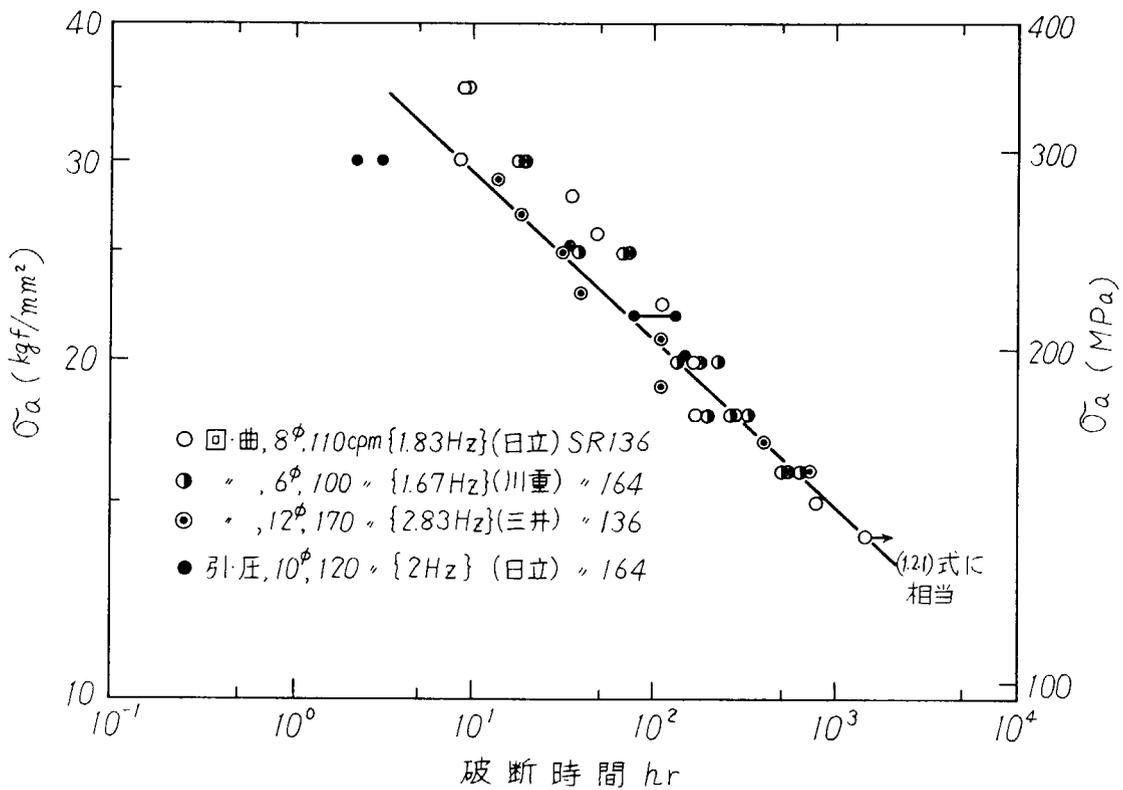


図 1.2.6 引・圧腐食疲労強度と回転曲げ腐食疲労強度の比較 (Cr-Mo 鋳鋼, 正弦波 85°C~90°C 温水中)

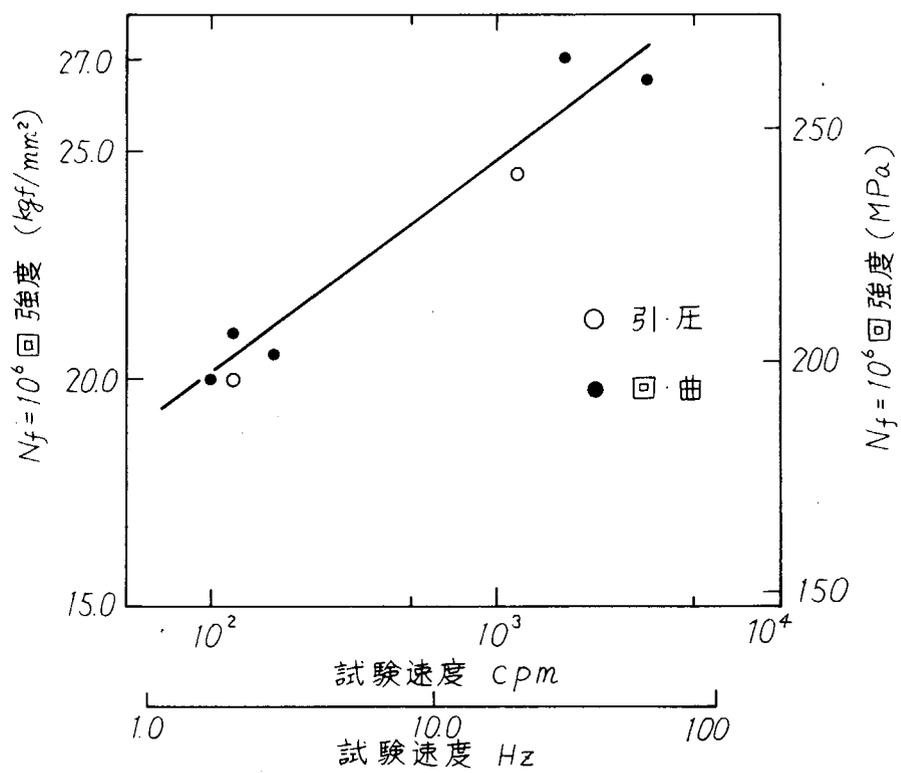


図 1.2.7 腐食疲労強度におよぼす試験速度の影響

(2) 温水中腐食疲労強度におよぼす平均応力の影響

図 1.2.8 に $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ 一定の試験結果を示す。図 1.2.8 から明らかなように $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ で平均応力のある場合も 120 cpm の破断寿命は 1200 cpm に比べ低下し、 $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ と $1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \}$ の S-N 曲線は $\sigma_m = 0$ の場合と同様にほぼ平行になっている。

$\sigma_m = 0$ の場合、 $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ の寿命は $1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \}$ の寿命の約 $1/4$ に低下しているが、平均応力のある場合は約 $1/2.5$ で、平均応力のある場合の速度効果は平均応力のない場合に比べ若干小さくなっている。図 1.2.9 は図 1.2.8 の結果をもとに $N_f = 10^6$ に対する耐久限度線図を示したものである。

図 1.2.9 から明らかなように、 1200 cpm に比べ 120 cpm の直線の傾斜は若干ゆるやかになっており、図 1.2.8、図 1.2.9 の結果から温水中腐食疲労におよぼす平均応力の影響には試験速度依存性のあることがわかる。

図 1.2.10 は $\sigma_a = 20 \text{ kgf/mm}^2 \{ 196.1 \text{ MPa} \}$ で平均応力を変化させた時の試験結果を示したものであり、試験結果は両対数でほぼ直線で表わされる。

腐食疲労における平均応力の影響についての評価式を求めることは設計上重要であるが、評価式の多くは耐久限度についてであり、¹⁾ 時間強度について空中強度における修正グッドマン式のような等価応力換算式を提案しているのは Webb らのプロベラの応力評価²⁾ にみられる程度である。腐食疲労においては時間強度におよぼす平均応力の影響を、空中試験におけるような等価応力換算式で表わすことは、腐食が本来電気化学的な現象であることを考えると問題がないわけではないが、燃焼室壁部材の設計にあたって平均応力の評価法が問題となることが少なくない。そこで、いま平均応力の影響が便宜的に (1.2.2) 式で評価されるとして、平均応力 σ_m の係数 k を実験結果から求めることにする。

$$\sigma_e = \sigma_a + k \cdot \sigma_m \quad \dots\dots\dots (1.2.2)$$

ここで、 σ_e …… 等価応力振幅
 σ_a …… 平均応力のあるときの応力振幅
 σ_m …… 平均応力
 k …… 実験定数

図 1.2.11 に図 1.2.8 および図 1.2.10 の実験結果を (1.2.2) 式で整理した結果を示す。ここで k は次のような手順で求めた。すなわち応力振幅 σ_a で平均応力が σ_m の破断寿命を求め、この破断寿命に等しい応力振幅 σ_e を平均応力が零の S-N 曲線から求め、(1.2.2) 式から k を算出した。

図 1.2.11 から明らかなように、繰返し速度が $1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \}$ の k は σ_a にかかわらずほぼ 0.3 であるが、 $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ では若干小さく $k = 0.2 \sim 0.25$ の間にあり、 σ_a が $10 \text{ kgf/mm}^2 \{ 98.1 \text{ MPa} \}$ 以下では k はほぼ 0.25 で、 σ_a が大きくなるほど小さくなる傾向にある。SR136 で行なった空中での結果および温水中の $1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \}$ および $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ の結果をまとめて表 1.2.5 に示す。

表 1.2.5 平均応力の係数 k

条 件		k 値
空 中		0.4
温 水 中	1200 cpm { 20 Hz }	0.3
	1200 cpm { 2 Hz }	0.2~ 0.25

$$\sigma_e = \sigma_a + k \cdot \sigma_m$$

燃焼室壁部材の設計に 1.2.2 式の平均応力の評価式および k 値を応用する場合、厳密には破断までの寿命が比較的長い場合の k 値を知る必要があるが、腐食疲労においては破断までの寿命が長くなるほど平均応力の影響が小さくなる傾向にあるから³⁾、表 1.2.5 の k 値は安全側の値を与えることになるので、等価応力を求める場合の有力な手がかりとなる。

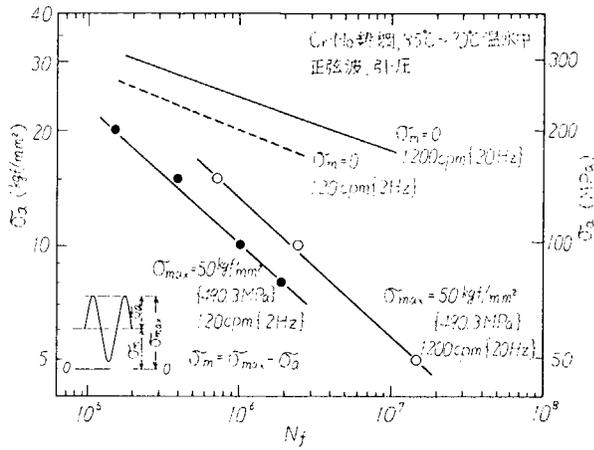


図 1.2.8 温水中腐食疲労強度におよぼす平均応力の影響 (σ_{max} 一定)

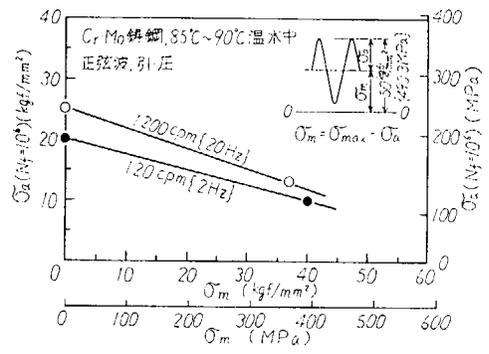


図 1.2.9 耐久限度線図 ($N_f=10^6$ に対する)

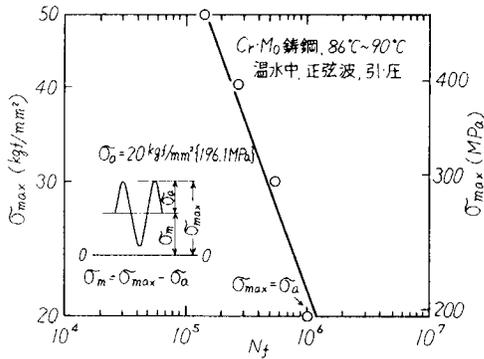


図 1.2.10 温水中腐食疲労強度におよぼす平均応力の影響 (σ_a 一定)

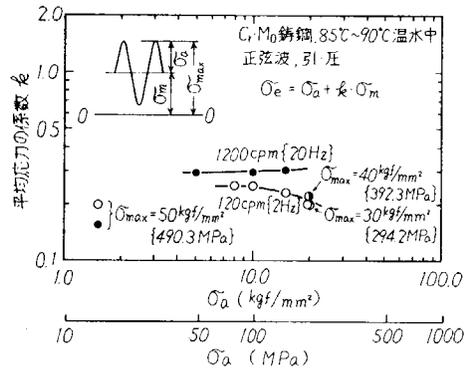


図 1.2.11 温水中腐食疲労における平均応力の係数

(3) 温水中腐食疲労強度におよぼす重畳応力の影響

表 1.2.6 に重畳波による疲労試験結果を示す。

(a) 重畳波応力振幅と破断繰返し数および破断時間の関係

図 1.2.12 は重畳波の応力振幅と重畳波（正弦波）の破断繰返し数との関係を示したものである。

重畳波（正弦波）で数えた破断繰返し数 N_{f2} は重畳山数 n が少ないほど、すなわち正弦波の平均応力の変動応力の変動回数が多いほど減少し、減少の割合は $n = 10^3$ の場合が $n = 10^5$ 、 $n = 10^4$ に比べて最も大きい。これは n が小さいほど一次波（台形波）による疲労損傷が増加するためである。

図 1.2.13 は重畳波による疲労試験結果を破断時間との関係で示したものである。図中の実線は $\sigma_a = 0$ 、すなわち $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ の台形波単独寿命と $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ および $1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \}$ の $\sigma_a = 25 \text{ kgf/mm}^2 \{ 245.2 \text{ MPa} \}$ における実験寿命を結んだもので、等価繰返し数法に相当する寿命推定線を示す。 $\sigma_a = 25 \text{ kgf/mm}^2 \{ 245.2 \text{ MPa} \}$ の実験寿命をもとにした寿命推定線は重畳波の実験寿命に比べかなり安全側となっている。一方破断は

$$\sigma_a = 25 \text{ kgf/mm}^2 \{ 245.2 \text{ MPa} \} \quad \sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$$

$\sigma_{\min} = 0$ の試験であったため、速度効果により予想に比べきわめて低繰返し数で破断したので

(1.2.2) 式で $k = 0.25 \text{ } 120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ 、 $k = 0.3 \text{ } (1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \})$ として等価応力振幅 σ_e を求め (1.2.1) から推定した寿命と台形波単独の寿命を結んだものである。この推定法によると推定寿命はほぼ実験寿命に近い値となる。

遠藤、駒井⁴⁾らの高力鋼 HT-50 の 1% NaCl 中の腐食疲労強度におよぼす重畳波の影響に関する実験で、特定の重畳応力振幅で腐食が促進され疲労寿命が激減する結果を示しているが、本実験では実機ガス圧繰返し速度相当の $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ の場合もそのような現象は認められなかった。なお、図 1.2.12 において $n = 10^3$ 、 $\sigma_a = 8 \text{ kgf/mm}^2 \{ 78.5 \text{ MPa} \}$ 、 $n = 10^3$ の他の実験点の傾向に比べ低寿命となっているが、この理由は明らかでない。

図 1.2.14 は $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ の片振り重畳波による疲労寿命と $2\sigma_{\max} = 80 \text{ kgf/mm}^2 \{ 784.5 \text{ MPa} \}$ の両振り重畳波による疲労寿命を重畳山数 $n = 10^4$ の場合について比較したものである。 $\sigma_a = 12 \text{ kgf/mm}^2 \{ 117.7 \text{ MPa} \}$ の場合、両振り重畳波の寿命 N_{f2} は片振りの約 1.4 倍であるが、正弦波単独の寿命比（推定値）2.1 倍に比べて若干小さくなっている。両波形による寿命比較については以後の章で再検討する。

表1. 2. 6 重量波形による疲労試験結果 (Cr-Mo 铸鋼 85°C~90°C 温水中, 引圧)

No	波形	σ_{max} kgf/mm ² {MPa}	σ_a kgf/mm ² {MPa}	σ_m kgf/mm ² {MPa}	σ_a/σ_{max}	n	T_u, T_D min	T_H min	T_0 min	f_1 c/hr	f_2 c/min {Hz}	1次波 破断繰返 し数 N_{f1}	2次波 破断繰返 し数 N_{f2}	破断 時間 hr
1	C	50.0 {490.3}	15.0 {147.1}	35.0 {343.2}	0.30	10^5	2.8	833.3	0.5	0.07	120 {2}	3.36×10^0	3.36×10^5	47.0
2	"	"	"	"	"	10^4	"	83.3	"	0.67	"	2.75×10^1	2.75×10^5	41.0
3	"	"	"	"	"	10^3	"	8.3	"	4.17	"	2.46×10^2	2.46×10^5	59.0
4	"	"	10.0 {98.1}	40.0 {392.3}	0.20	10^5	3.2	833.3	"	0.07	"	8.80×10^0	8.80×10^5	123.9
5	"	"	"	"	"	10^4	"	83.3	"	0.67	"	8.89×10^1	8.89×10^5	156.9
6	"	"	"	"	"	10^3	"	8.3	"	4.95	"	5.89×10^2	5.89×10^5	149.5
7	"	"	8.0 {78.5}	42.0 {411.9}	0.16	10^5	3.4	833.3	"	0.07	"	1.33×10^1	1.33×10^6	187.3
8	"	"	"	"	"	10^3	"	8.3	"	4.85	"	4.61×10^2	4.61×10^5	129.1
9	"	"	5.0 {49.0}	45.0 {441.3}	0.10	10^3	3.6	8.3	"	4.75	"	1.18×10^3	1.18×10^6	248.4
10	d	40.0 {392.3}	12.0 {117.7}	28.0 {274.6}	0.30	10^4	4.5	83.3	"	0.65	"	7.48×10^1	7.48×10^5	115.1

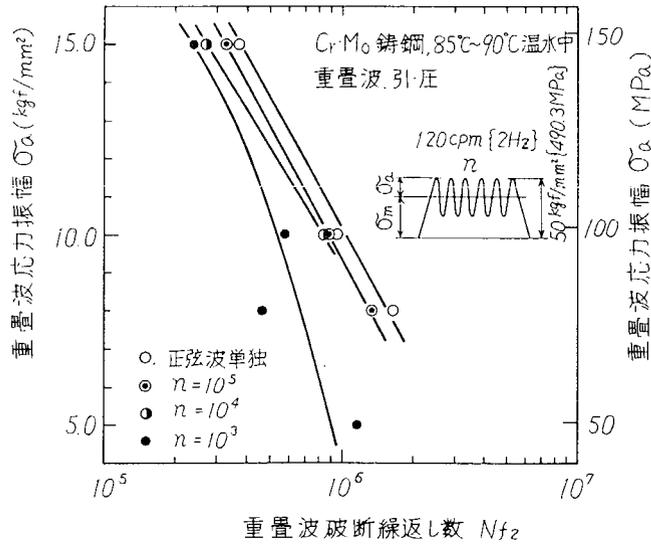


図 1.2.12 重畳波応力振幅と破断寿命の関係

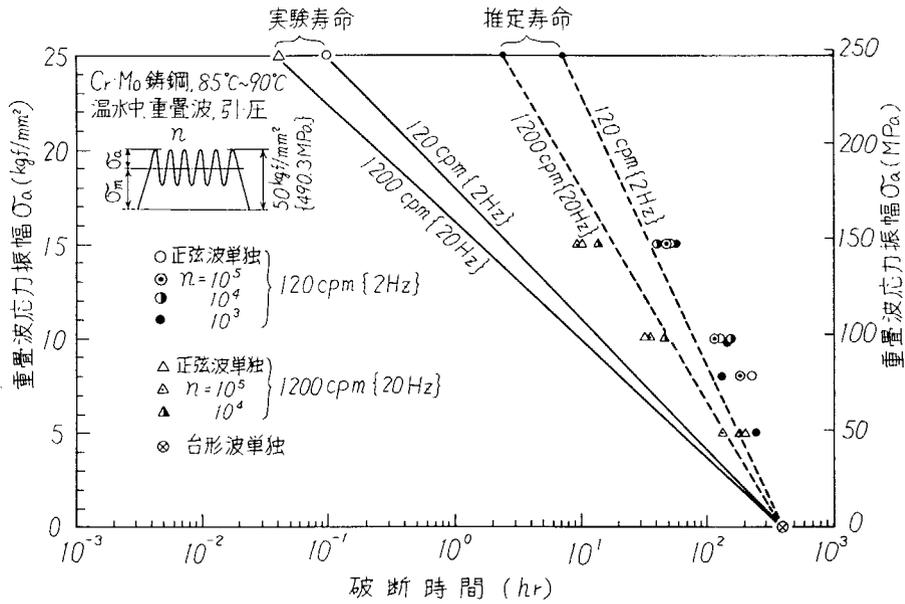


図 1.2.13 重畳波応力振幅と破断時間の関係

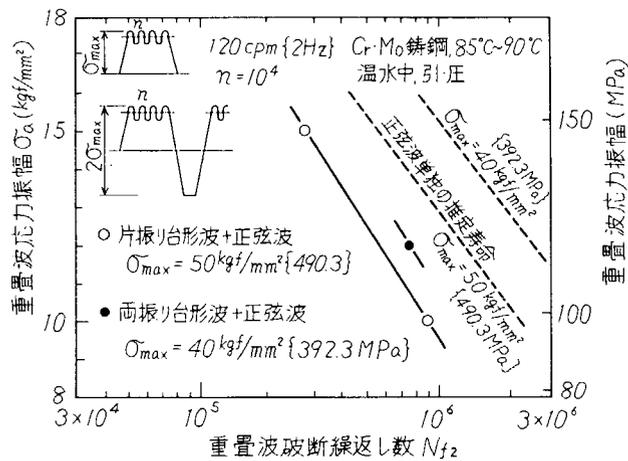


図 1.2.14 片振り重畳波寿命と両振り台形波寿命の比較

(b) 重畳小波数と破断寿命の関係

図 1.1.15 に重畳山数 n と一次波（台形波）破断寿命 N_{f1} との関係を示す。図 1.2.15 で平均応力が変動しない σ_a 単独の寿命 N_{f2} は一次波破断寿命 $N_{f1} = 1$ に相当するとした。

また図中の破線は $N_{f1} = N_{f2} / n$ 、すなわち一次波による影響がない場合の $n - N_{f1}$ の関係を示すもので、したがって破線と実験点との差は一次波による寿命低下の割合を示す。図 1.2.15 から明らかのように一次波破断寿命 N_{f1} は n が少ないほど、すなわち破断までの一次波変動回数が多いほど寿命低下の大きい様子がよくわかる。また n と N_{f1} との間には $\sigma_a = 8 \text{ kgf/mm}^2 \{ 78.5 \text{ MPa} \}$ で $n = 10^3$ の実験点を除くと両対数でほぼ直線関係があり、しかも σ_a が変化しても $n - N_{f1}$ 線図は互いに平行となり、重畳波繰返し数 $1200 \text{ cpm} \{ 20 \text{ Hz} \}$ と同様な結果が得られた。

この結果から $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ の片振り重畳波の場合、応力振幅 σ_a 、重畳山数 n が与えられた時の一次波破断寿命はほぼ次式で与えられる。

$$N_{f1} = 3.67 \times 10^7 \cdot n^{-0.927} \cdot \sigma_a^{-2.06} \dots\dots\dots (1.2.3)$$

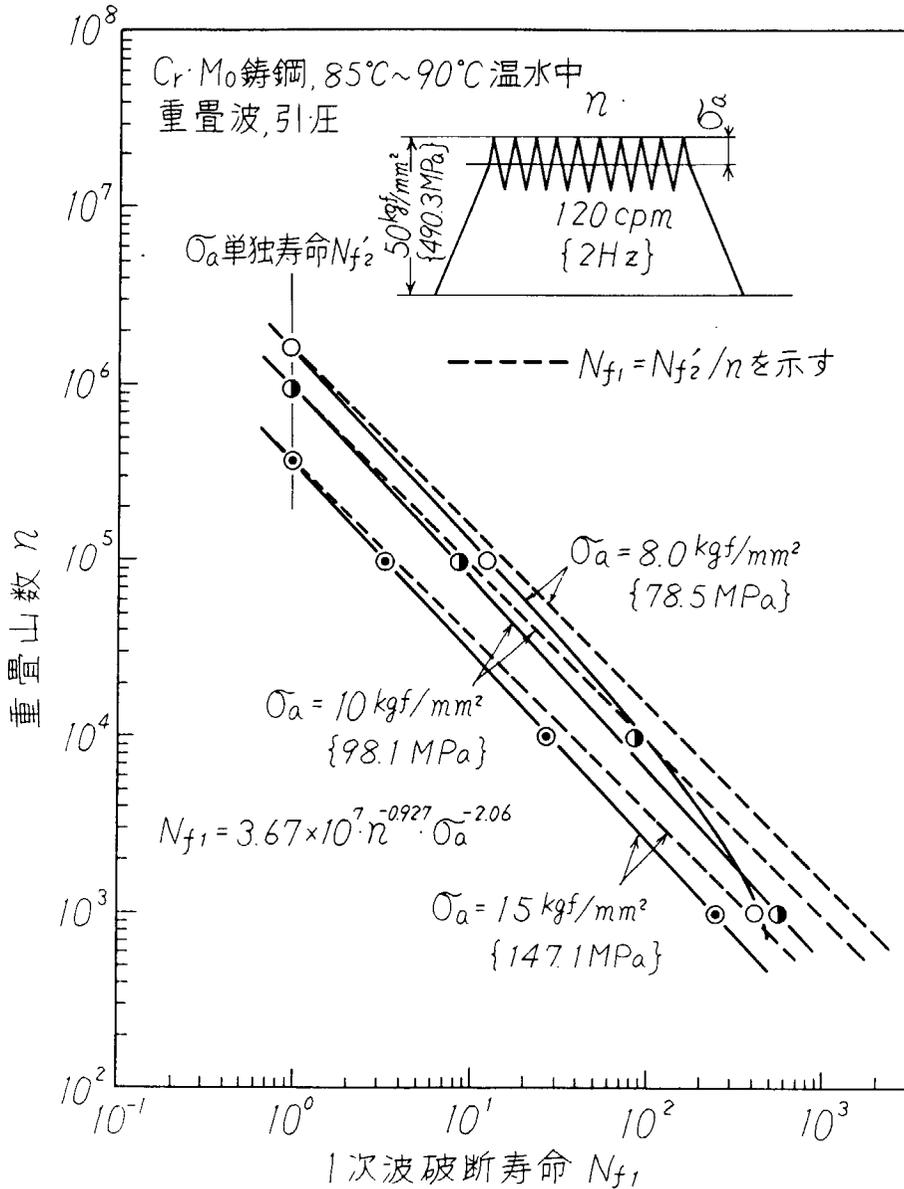


図 1.2.15 重畳山数と一次波破断寿命の関係

(c) 寿命比および修正マイナー則による結果の整理

片振り重畳波形および両振り重畳波形を図 1.2.16 のように台形波 1 回と正弦波 $n - 1/2$ 回に
力変換し、次式から累積損傷値 D を求めた。

$$N f_1 \left(\frac{1}{N_1} + \frac{n - 1/2}{N_1} \right) = D \quad \dots\dots\dots (1.2.4)$$

- ここで、 $N f_1$ …………… 重畳波形下の台形波破断寿命
 N_1 …………… 台形波単独の寿命
 N_2 …………… 正弦波単独の寿命
 n …………… 重畳小波数
 D …………… 累積損傷値

なお、(1.2.4) 式で D を求めるにあたり、 N_1 および N_2 の値には片振り重畳波で $\sigma_a \cong 8 \text{ kgf/mm}^2 \{ 78.5 \text{ MPa} \}$ についてはすべて実験値を用いた。 $(N_1$ の値は昭和 5 2 年度に求めた 2.45×10^3 を用いた) 一方、片振り重畳波で $\sigma_a = 5 \text{ kgf/mm}^2 \{ 49.0 \text{ MPa} \}$ および両振り重畳波で $\sigma_a = 12 \text{ kgf/mm}^2 \{ 117.7 \text{ MPa} \}$ の正弦波単独寿命は 1.2.2 式で $k = 0.25$ とし、(1.2.1) 式より推定した。また $\sigma_{\text{max}} = 40 \text{ kgf/mm}^2 \{ 392.3 \text{ MPa} \}$ の両振り寿命は次のような方法で推定した。

また $\sigma_{\text{max}} = 40 \text{ kgf/mm}^2 \{ 392.3 \text{ MPa} \}$ の両振り寿命は次のような方法で推定した。図 1.2.17 は方形波 5 cpm $\{ 0.083 \text{ Hz} \}$ 両振り (波形 A とする) と $\sigma_{\text{max}} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ で応力変動速度が $1.25 \text{ kgf/mm}^2 / \text{min} \{ 12.26 \text{ MPa/min} \}$ および $50 \text{ kgf/mm}^2 / \text{sec} \{ 490.3 \text{ MPa/sec} \}$ の二つの片振り台形波 (昭 5 1 年度) (波形 B, C とする) の疲労試験結果を示したものである。

腐食疲労では応力変動速度の寿命におよぼす影響が大きいとされているが、二つの片振り重畳波 B, C についてみると、応力変動速度が大幅に異なるにもかかわらず、疲労寿命の比はわずかに $B/C \cong 0.5$ である。そこでまず、応力変動速度の遅い片振り台形波 C の寿命は方形波 5 cpm $\{ 0.083 \text{ Hz} \}$ の片振り寿命と等しいと考える。つぎに片振り台形波 B, C の寿命比と両振り台形波の寿命比は等しいと考える。すなわち方形波 5 cpm $\{ 0.083 \text{ Hz} \}$ 両振り寿命と両振り台形波で応力変動速度が $1.25 \text{ kgf/mm}^2 / \text{min} \{ 12.26 \text{ MPa/min} \}$ の寿命比は 0.5 であると考え。片振り台形波の寿命はいずれも $\sigma_{\text{max}} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ について求まっているので、方形波 5 cpm の実験点を通る直線を延長した図 1.2.17 中の a 点について寿命比 0.5 を考慮したものが b 点であり、b 点が $\sigma_{\text{max}} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ での求める両振り台形波の寿命であるとする。試験速度が異なる場合の S-N 曲線は互いに平行である (図 1.2.3 参照) として求めたのが図中の一点鎖線であり、これが求める両振り台形波の S-N 曲線となる。方形波 5 cpm $\{ 0.083 \text{ Hz} \}$ および両振り台形波で応力変動速度 $0.208 \text{ kgf/mm}^2 / \text{sec} \{ 2.04 \text{ MPa/sec} \}$ の寿命はそれぞれ (1.2.5) 式、(1.2.6) 式で与えられる。

方形波

$$N \cdot \sigma^{8.52} = 2.90 \times 10^{16} \quad \dots\dots\dots (1.2.5)$$

台形波

$$N \cdot \sigma^{8.52} = 1.35 \times 10^{16} \quad \dots\dots\dots (1.2.6)$$

表 1.2.7 に累積損傷値の計算結果を、図 1.2.18、図 1.2.19 に片振り重畳波の応力振幅 σ_a と正弦波寿命比 (平均応力変動下の正弦波寿命 / 平均応力一定下の正弦波寿命) の関係および σ_a と累積損

傷値Dの関係を示す。これらの図では1200 cpm{20 Hz}の結果も合せて示した。まず寿命比 α と σ_a の関係は $f_2 = 120 \text{ cpm}\{2 \text{ Hz}\}$ および1200 cpm{20 Hz}の場合もほぼ同様な傾向を示し、寿命比 α はnが小さくなるほど、また σ_a が小さくなるほど低くなる傾向にある。重畳山数nが同じ場合、寿命比 α は120 cpm{2 Hz}の場合が若干小さくなっている。つぎに $\sigma_a - D$ の関係についてみると120 cpm{2 Hz}および1200 cpm{20 Hz}のいずれの場合もほぼ同様で、 $\sigma_a = 10 \text{ kgf/mm}^2\{98.1 \text{ MPa}\}$ で $D = 1$ に近くなりその他 σ_a では小さくなる傾向にある。

この実験の範囲ではDはすべて1より小さく0.47~0.97の範囲にある。

図1.2.20は重畳小波数nと正弦波単独寿命 N_{f_2} 、すなわち1サイクル中の2次波損傷量と正弦波の寿命比の関係を示す。図1.2.20から明らかなように寿命比 α は2次波損傷量が小さくなるほど、すなわち1次波による損傷量が多くなるほど低下し、 α は $n/N_{f_2} < 1 \times 10^{-2}$ では急激に低下する傾向にある。重畳波形下の正弦波単独寿命がわかっている時、または推定できる時、この図から寿命低下のおおよそその検討をつけることができる。

最後に図1.2.21は実験寿命と修正マイナー則による推定寿命の関係を示す。ここで推定寿命のような方法で行なった。まず正弦波単独寿命は、平均応力の影響係数 k を1200 cpm{20 Hz}に対しては0.25を用いて(1.2.2)式で等価応力に変換し、120 cpm{2 Hz}については(1.2.1)式から、1200 cpm{20 Hz}については1.2.7式からそれぞれ求めた。

$$N \cdot \sigma^{6.48} = 1.07 \times 10^{15} \dots \dots \dots (1.2.7)$$

次に $\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2\{490.3 \text{ MPa}\}$ の片振り台形波については実験値を用い、 $\sigma_{\max} = 40 \text{ kgf/mm}^2\{392.3 \text{ MPa}\}$ 両振り台形波寿命は1.2.6式から求めた。

図1.2.21から明らかなように実験寿命は1点をのぞいて(●) $15 N_e \sim 1/1.5 N_e$ の範囲内にあり、これまでの寿命比較の中では最もよい結果となった。したがってこの程度の推定誤差であれば本推定法は燃焼室壁部材の寿命推定法としてきわめて有効であると言える。

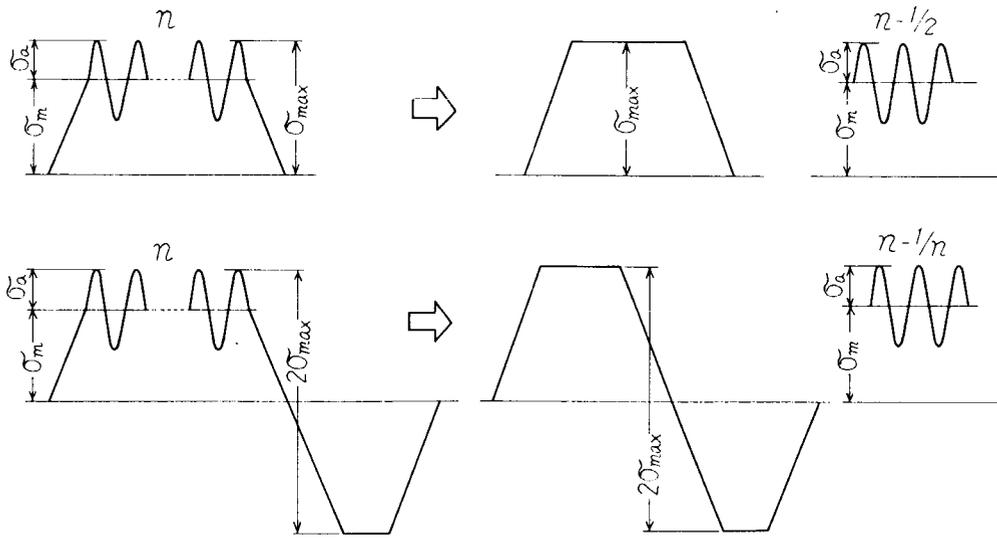


図 1.2.16 重畳応力波形の応力変換法

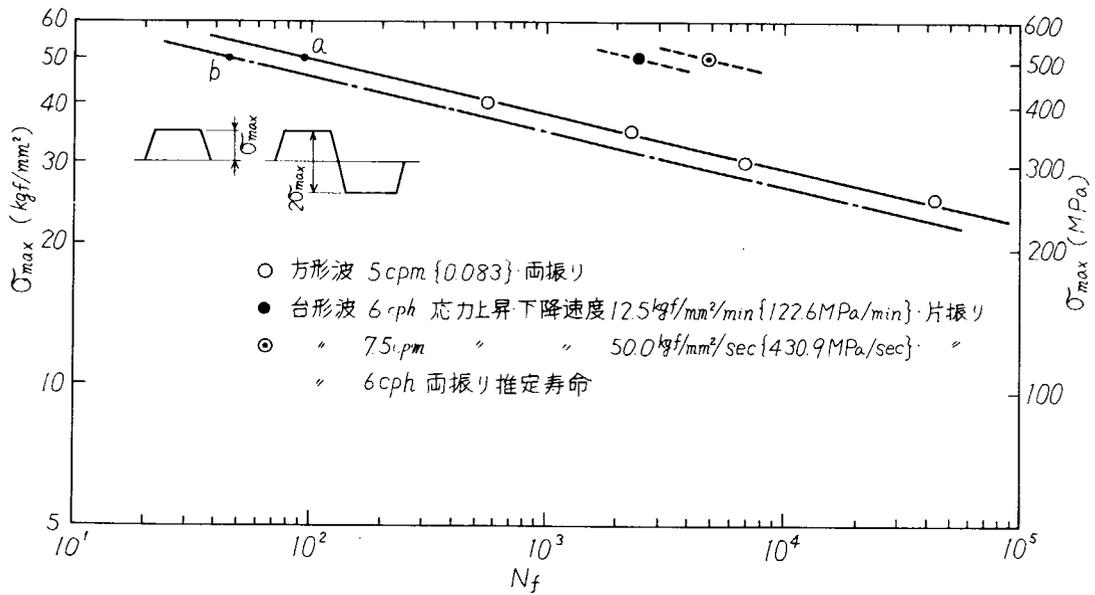


図 1.2.17 台形波片振り寿命と両振り寿命の比較

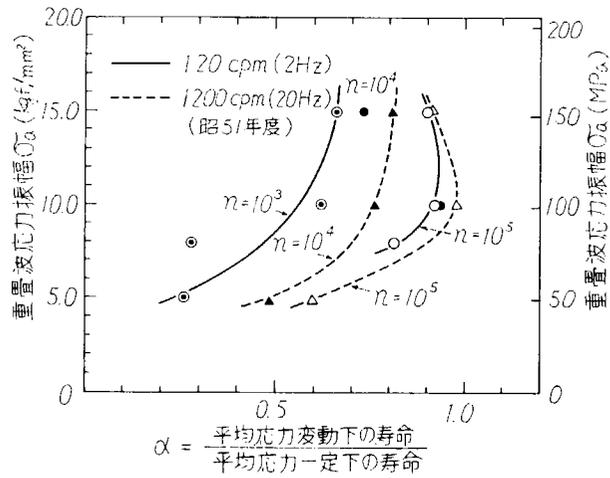


図 1.2.18 寿命比 α

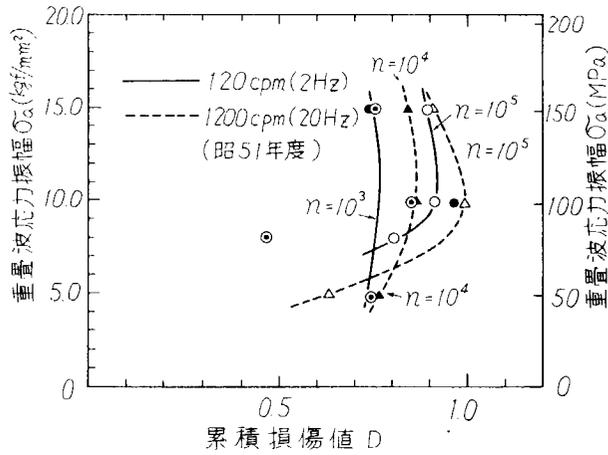


図 1.2.19 累積損傷値 D

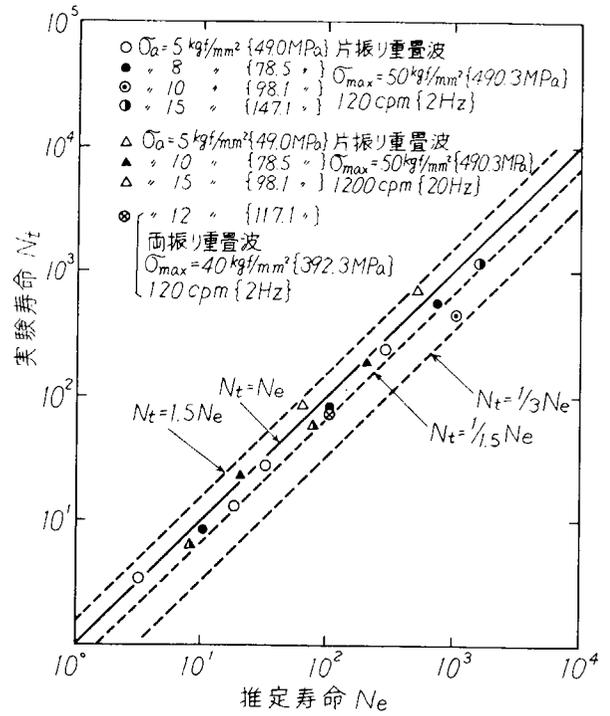


図 1.2.21 実験寿命と推定寿命の比較

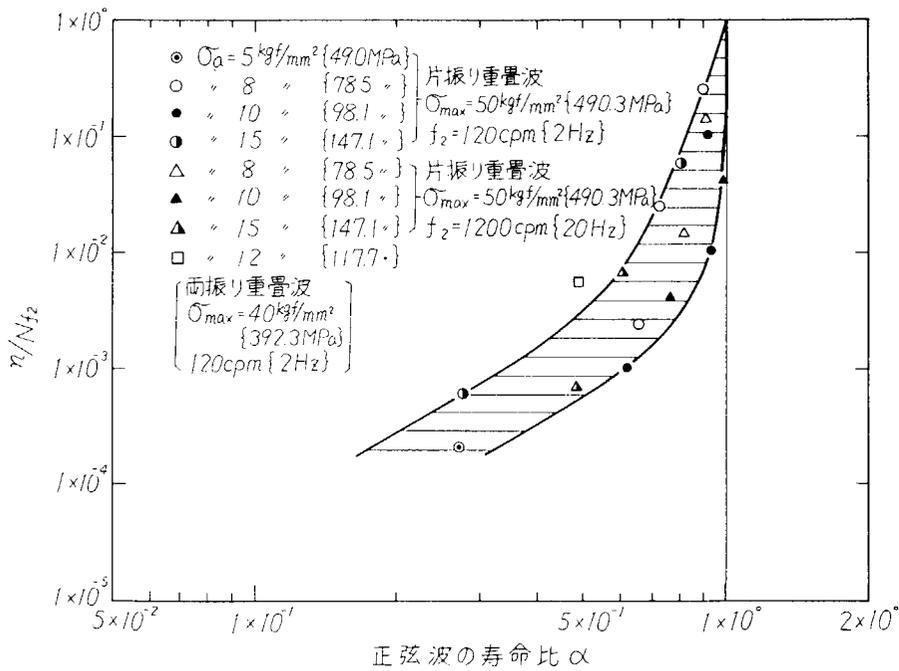


図 1.2.20 寿命比と正弦波損傷量の関係

表 1.2.7 累積損傷値計算結果

波 形	重畳波応 力振幅 σ_a { kgf/mm^2 {MPa}}	重畳小波数 n	1次波破断 繰返し数 N_{f1}	2次波破断 繰返し数 N_{f2}	寿命比 N_{f2}/N_{f2}'	$1/N_1$ ①	n/N_{f2}' ②	①+②	D ③ $\times N_{f1}$
								③	
片 振 り 重 畳 波	15.0 {147.1}	10^3	246×10^2	246×10^5	0.66	4.08×10^{-4}	2.67×10^{-3}	3.08×10^{-3}	0.76
		10^4	2.75×10^1	2.75×10^5	0.73		2.67×10^{-2}	2.71×10^{-2}	0.75
		10^5	3.36×10^0	3.36×10^5	0.90		2.67×10^{-1}	2.67×10^{-1}	0.90
		変動なし	—	3.74×10^5	1.00		—	—	—
	10.0 {98.1}	10^3	589×10^2	589×10^5	0.62	4.08×10^{-4}	1.05×10^{-3}	1.45×10^{-3}	0.86
		10^4	889×10^1	8.89×10^5	0.93		1.05×10^{-2}	1.09×10^{-2}	0.97
		10^5	880×10^0	8.80×10^5	0.92		1.05×10^{-1}	1.05×10^{-1}	0.92
		変動なし	—	9.53×10^5	1.00		—	—	—
	8.0 {78.5}	10^3	461×10^2	4.61×10^5	0.28	4.08×10^{-4}	6.06×10^{-4}	1.01×10^{-3}	0.47
		10^4	—	—	—		6.06×10^{-3}	6.47×10^{-3}	—
		10^5	1.33×10^1	1.33×10^6	0.81		6.06×10^{-2}	6.10×10^{-2}	0.81
		変動なし	—	1.65×10^6	1.00		—	—	—
5.0 {49.0}	10^3	1.18×10^3	1.18×10^6	0.26	4.08×10^{-4}	2.21×10^{-4}	6.30×10^{-4}	0.74	
	変動なし	—	* 4.51×10^6	1.00		—	—	—	
両 振 り {117.7}	10^4	748×10^4	7.48×10^5	0.49	* 3.32×10^{-3}	6.53×10^{-3}	9.86×10^{-3}	0.74	
	変動なし	—	* 1.53×10^6	1.00		—	—	—	

N_{f2}' は平均応力が変動しない2次波単独の寿命を示す。

*印は推定値を示す。(本文参照)

(d) 試験中の試験片伸び

図 1.2.22 は片振り重畳波による疲労試験中の試験片伸びの計測結果の一例を示したものである。

図 1.2.22 から明らかなように試験片伸びは試験開始後急速に増加し、 $N=10^3$ 付近でほぼ一定となり、破断直前で急増し破断に至る。平均応力の変動がその後の変形に与える影響はこの実験の範囲では認められなかった。

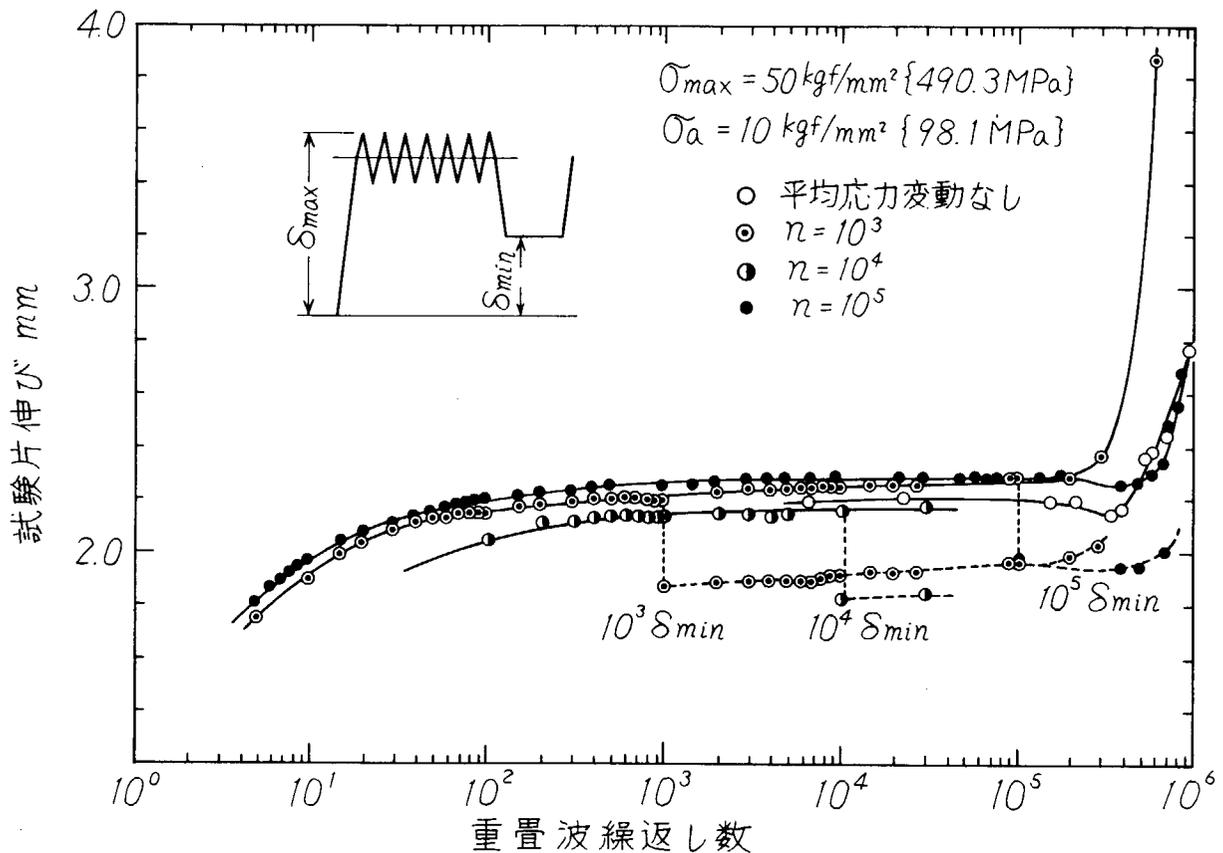


図 1.2.22 試験片伸び計測結果の一例

(5) 破断面写真およびき裂発生寿命に関する若干の検討

図 1.2.23 に片振り重畳波で試験片が 4~5 mm 伸びた繰返し数で温水中試験を停止し、その後空中両振り応力状態で破断させた試験片の破断面の一例を示す。図から明らかなように破断面には長円状の腐食疲労破面が見られ、腐食疲労の場合もき裂が長円形に進行する様子がよくわかる。また試験片を長手方向に切断した断面には 51 年度に報告したと同様な腐食ピットおよび腐食き裂がみられた。

表 1.2.8 は温水中腐食疲労におけるき裂発生寿命に対する検討結果を示す。

ここでは $\sigma_{max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{490.3 \text{ MPa}\}$ 、 $\sigma_a = 8 \text{ kgf/mm}^2 \{78.5 \text{ MPa}\}$ で正弦波単独の場合について、破断寿命の 8, 13, 28 および 44 % の繰返し数で温水中試験を停止し、その後同じ応力レベルで空中 1200 cpm {20 Hz} に切換て疲労試験を行ない、残存寿命からき裂発生寿命を推定した。しかしながら表 1.2.8 に示すようにいずれの場合も 10^7 回でも破断せず、マクロクラックの発生

も認められなかった。このことからこの程度の繰返し数では後の疲労寿命に影響をおよぼすような腐食疲労き裂は発生していないことになる。

図 1.2.23(a) は表 1.2.8 と同じ応力条件で $n = 10^5$ の破断面写真を示しているが、 $N_f = 1.33 \times 10^6$ で最大き裂深さは約 2mm である。表 1.2.8 の結果と合せて考えると、このき裂は 7.2×10^5 以後に発生し、進展したものと判断できる。

これらのことから、当初の予想に反しマクロクラックの発生は遅く、き裂進展は早いと考えられる。温水中腐食疲労におけるき裂発生と進展に関してはさらに今後の検討が必要である。

1.2.4 温食環境下の重畳疲労寿命推定法および実機シリンダカバーの疲労寿命推定

(1) 疲労寿命推定法について

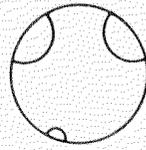
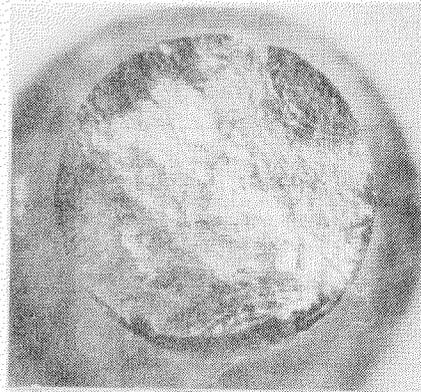
これまでの検討で、Cr-Mo 鋼の高温水中の重畳疲労寿命を推定する手がかりとして三つの方法を示してきた。すなわちこれらは、1) 破断時間を基礎にした等価繰返し法 (図 1.2.12)、2) 1 サイクル中の 2 次波損傷量と寿命比の関係および 3) 修正マイナー則による実験寿命と推定寿命の関係などである。1)、2) の方法では結局台形波単独寿命や正弦波単独寿命を推定する必要があり、これらがわかれば任意の応力条件についての寿命推定では修正マイナー則のような方法が最も便利であり、しかも修正マイナー則による推定寿命はこれまでの寿命推定の中でも最もよい一致を示しているので、ここでは修正マイナー則を用いた寿命推定法を提案する。

修正マイナー則を用いて一般的な応力条件の寿命推定を行なう場合には台形寿命におよぼす平均応力の影響について検討しておく必要がある。

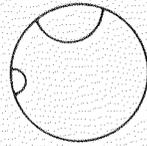
台形波で平均応力を変化させた実験データがないのでここでは次のような方法で台形波寿命におよぼす平均応力の影響について検討する。図 1.2.17 で片振台形波と両振り台形波の関係について考察したが、片振台形波寿命 (●) は両振り台形波の振幅 $\sigma_{\max}/2$ で平均応力 $\sigma_{\max}/2$ の場合の寿命に相当する。そこで 1.2.2 式をもとに同じ破断寿命を与える k をもとめた。この時の k は $k = 0.25$ となり正弦波 $120 \text{ cpm} \{ 2 \text{ Hz} \}$ の k 値と同じ値となった。台形波に対する $k = 0.25$ は任意の応力振幅および平均応力に対しても同じであると仮定する。これで寿命推定に対する基礎的な資料が明らかとなったので実機を想定した寿命推定法を表 1.2.9 にまとめて示す。

(2) 実機シリンダカバー清水冷却面の疲労寿命推定 (8), 9), 10)

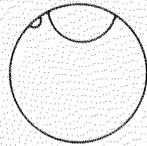
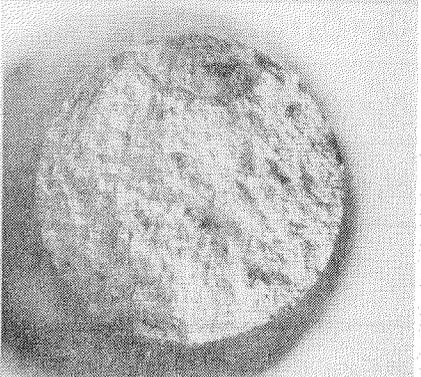
表 1.2.9 の寿命推定法をもとに実機シリンダカバー清水冷却面の寿命推定を行なった。表 1.2.10 に推定結果を示す。なおここで No. 2 の従来法による推定値は平均応力の係数を $k = 0.4$ 、 $N_0 = 1.578 = 1.17 \times 10^{28}$ として計算した。また No. 3 の例は材料が Cr-Mo 鋼であるが温水中の腐食疲労強度は Cr-Mo 鋼と同等であると考えて寿命推定した。表 1.2.10 から明らかなように No. 2 の例については推定値と実機寿命との間にかなり差があるが No. 1、No. 3 の例については実機寿命ときわめて近い値となっており本方法が、実機の疲労寿命を推定する上で有効であることがわかった。



$\sigma_a = 8 \text{ kgf/mm}^2 \{78.5 \text{ MPa}\}$
 $n = 10^5$
 $N_{f_2} = 1.33 \times 10^6$
 187.3 Hr



$\sigma_a = 15 \text{ kgf/mm}^2 \{147.1 \text{ MPa}\}$
 $n = 10^3$
 $N_{f_2} = 2.46 \times 10^5$
 59.0 Hr



$\sigma_a = 15 \text{ kgf/mm}^2 \{147.1 \text{ MPa}\}$
 $n = 10^4$
 $N_{f_2} = 2.75 \times 10^5$
 410 Hr

図 1.2.23 試験片破断面の一例 ($\sigma_{\max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{490.3 \text{ MPa}\}$)

表 1.2.8 き裂発生寿命検討結果

温水中 120 cpm {2Hz}			空 中		
破断寿命 N_{f2}	停止繰返し数 N_{s2}	N_{s2}/N_{f2}	マクロ クラック	1200cpm {20Hz} 10^7	マクロ クラック
1.65×10^6 (229.2 Hr)	1.29×10^5 (17.9)	0.08	なし	未破断	なし
	2.16×10^5 (30.0)	0.13	"	"	"
	4.67×10^5 (64.9)	0.28	"	"	"
	7.2×10^5 (100.0)	0.44	"	"	"

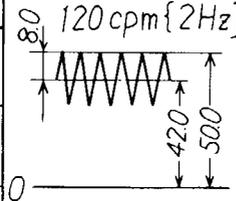
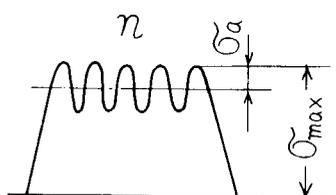


表 1.2.9 Cr-Mo 鋳鋼温水環境下重畳疲労寿命推定法

項 目		評 価 法	備 考
応力変換法		レンジペア・ミン法	図16参照
平均 の 評 価 力	正弦波 120cpm{2Hz}	$\sigma_e = \sigma_a + 0.25\sigma_m$	図11
	台形波	$\sigma_e = \sigma_a + 0.25\sigma_m$	図17
寿命 推 定	正弦波 単独	$N_2 = 1.05 \times 10^{15} \cdot \sigma_a^{-6.91}$	(1)式
	台形波 単独	$N_1 = 1.35 \times 10^{16} \cdot \sigma_a^{-8.52}$	(6)式
重畳波形下 の台形波寿命		$N_{f1} = \frac{N_1 \cdot N_2}{n \cdot N_1 + N_2}$	(4)式

表 1.2.10 実機シリンダカバー寿命推定結果

No	σ_{max} kgf/mm ² {MPa}	σ_a kgf/mm ² {MPa}	n	実機寿命	推定寿命	
					今回	従来
1 ⁽⁸⁾	34.0	3.0	3.2×10^6	80航海 で発見	24.5	192
2 ⁽⁹⁾	21.0	5.0	1.0×10^6	6~60	267	(注1) 245×10^5
3 ⁽¹⁰⁾	53.8	3.9	3.09×10^6	4~6	4.34	(注2) 12



(注1) $\sigma_e = \sigma_a + 0.4\sigma_m$
 $N \cdot \sigma^{15.78} = 1.7 \times 10^{28}$
 として推定した

(注2) Cr-Mo 鋳鋼

1.2.5 結言

燃焼室壁部材の実働環境下における疲労強度を推定する基礎資料を得る目的で、Cr-Mo 鋳鋼を用い、実機応力状態を想定した片振り台形波 + 正弦波 (120 cpm { 2 Hz }) をはじめ各種応力波形による高温水中の腐食疲労試験を行なった。

得られた結果の概要は次の通りである。

- 1) 120 cpm { 2 Hz } の温水中腐食疲労強度は 1200 cpm { 20 Hz } に比べ約 1/4 に低下する。また 120 cpm { 2 Hz } の場合、平均応力の影響係数は 1200 cpm { 20 Hz } に比べ若干小さく $k=0.25$ となった。
- 2) 重畳波形下の疲労寿命の低下度は重畳小波数 n が小さくなるほど大きくなる結果が得られた。また $f_2=120$ cpm { 2 Hz } の場合も、重畳波により腐食が促進される傾向は認められなかった。
- 3) 重畳波形下の 1 次波破断寿命と重畳山数との間には両対数で直線関係がある。
- 4) 重畳波形下の実験寿命は修正マイナー則による推定寿命 N_e の $1/1.5 \cdot N_e \sim 1.5 N_e$ の範囲にあり、これまでの寿命比較では最もよい推定結果となった。
- 5) 実験の結果を得られたデータをもとに実機シリンダカバーの疲労寿命を推定したところ実機の破断寿命にきわめて近い値が得られた。

昭和 51 年度および 52 年度の研究により平滑材の寿命推定についてはほぼ目途がついたと言える。今後長寿命域での疲労寿命および切欠きなどの影響が明らかになればより実機の条件に近い疲労寿命の推定ができると思われる。

参考文献

- 1) IWAMOTO, The effect of mean stress on the corrosion fatigue strength of a carbon steel in pure water, The 13th Japan Congress on materials research, March, 1970
- 2) A.W.O. Webb 他, Factors Affecting Design Stresses in Marine Propellers, SNAME Technical & Research Symposium S-4, Propeller, '75
- 3) 北川、鋼材等の腐食疲れ対策について、生産研究、VOL 14, 昭 33
- 4) 遠藤、駒井、黒田、低サイクル腐食疲れにおける重畳小波の影響、機械学会論文集、VOL 4, No 340 (昭 49-12)
- 5) 衣川、未発表
- 6) 遠藤、駒井、材料、13 (1964) 536
- 7) 例えば衣川、高尾、永井、燃焼室壁部材の実働疲労強度、船用機関学会誌、12-1 (昭 52-1), 72
- 8) SR 報告書、研究資料 No 218, P 50
- 9) 佐伯、琵琶、福田、大形船用ディーゼル機関シリンダカバーの冷却面に発生したき裂事故原因と対策、機誌、77-670, (昭 49-9), 987
- 10) SR 報告書、研究資料 No 197, P 27

1.3 インヒビターの防食効果についての軸荷重重畳腐食疲労試験及び長時間領域での回転曲げ腐食疲労試験

1.3.1 はしがき

船用ディーゼル機関燃焼室壁部材の冷却側における腐食疲労強度に関する問題の解決は、機関の長時間耐久性の向上には不可欠であり、昭和51年度より重点的に実験研究を進めてきた。本年度研究としては、インヒビターの防食効果についての長時間（2000時間）疲労試験、さらに重畳波形疲労試験を行なって重畳疲労寿命に及ぼす腐食の影響ならびに亜硝酸系インヒビターの効果をCrMo 鋳鋼材について実験研究を行なった結果について報告する。

なお、腐食疲労試験の途中での腐食ピット及びき裂の状況、試験片表面の状況の観察結果についても合せて報告する。

1.3.2 実験方法

供試材料はCrMo 鋳鋼であり、その化学成分及び機械的性質を表1.3.1, 1.3.2に示す。

この材料より、図1.3.1に示す2種の形状寸法の試験片を作成した。

図1.3.1(a)の試験片は、電気油圧サーボ軸荷重疲労試験機用であり、図1.3.2に示す波形にて腐食疲労試験を行なった。図1.3.1(b)は回転曲げ試験片でありすでに報告した片持式回転曲げ腐食疲労試験機を用い、温水腐食疲労及びインヒビターを含む温水中での腐食疲労試験を行なった。（繰返し速度は100 r.p.m）

図1.3.2は軸荷重腐食疲労試験に用いた重畳波形で引張り側は一次波 σ_1 に、正弦波の二次波 σ_2 が重畳し、重畳山数は 10^3 山で繰返し速度は1200 c.p.mであり、圧縮側は $\sigma_1 + \sigma_2$ の矩形波で保持時間は5 secとなっている。この波形を1回繰返すのにほぼ1分を要する。

図1.3.3は試作した軸荷重腐食疲労試験用腐食装置の外観である。

(a)は全体写真で腐食装置は①の制御器、②の温水槽 ③のポンプ、④の腐食槽よりなり温水槽中の水は約95℃に加熱されている。

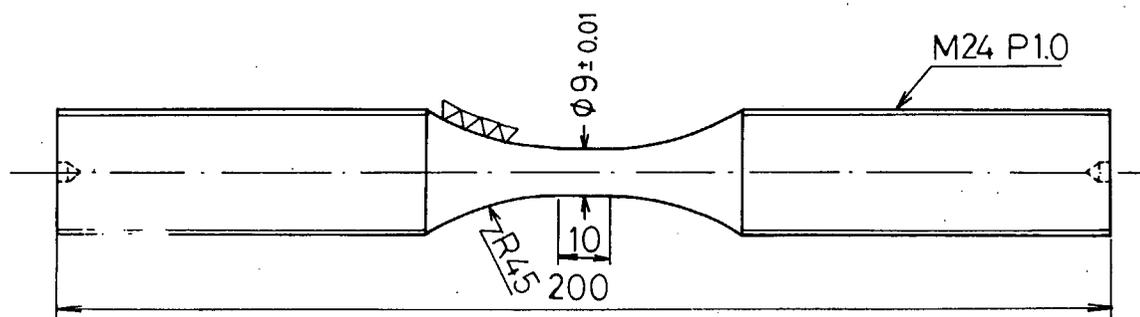
温水は温水槽からポンプにより腐食槽に送られ腐食槽が温水で満たされると温水槽に戻る様になっている。(b)は腐食槽の写真であり、腐食槽は、2ケのフタとゴムパイプよりなり、フタと試験片はシールテープによりシールされ、ゴムパイプとフタの間はOリングを入れバンドにより締めつけられている。なお、腐食疲労試験の試験水の分析結果は、昨年度とほぼ同様であった。

表 1.3.1 材料の化学成分 (CrMo 鋳鋼)

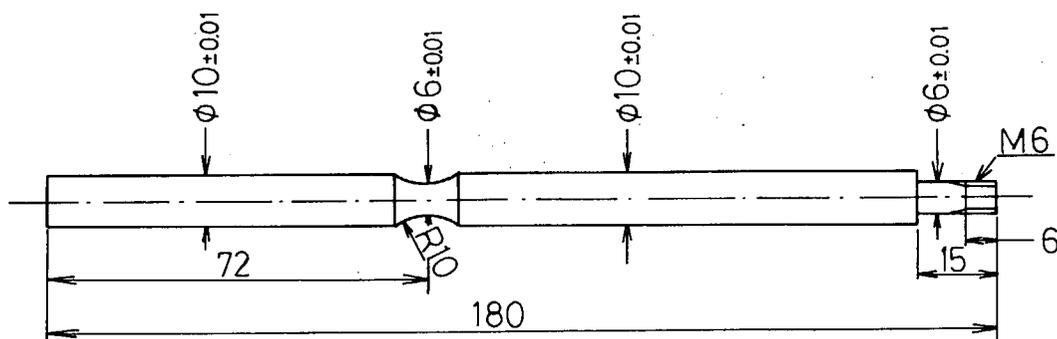
(%)						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.17	0.41	0.67	0.014	0.006	0.68	0.34

表 1.3.2 材料の機械的性質 (CrMo 鋳鋼)

項目 温度	降伏点	引張強さ	伸び	絞り
R.T	41.3 kg/mm ²	57.8 kg/mm ²	22.4 (%)	64.9 (%)
300°C	39.6	55.7	17.3	56.0



(a) 軸荷重試験片



(b) 回転曲げ試験片

図 1.3.1 試験片形状

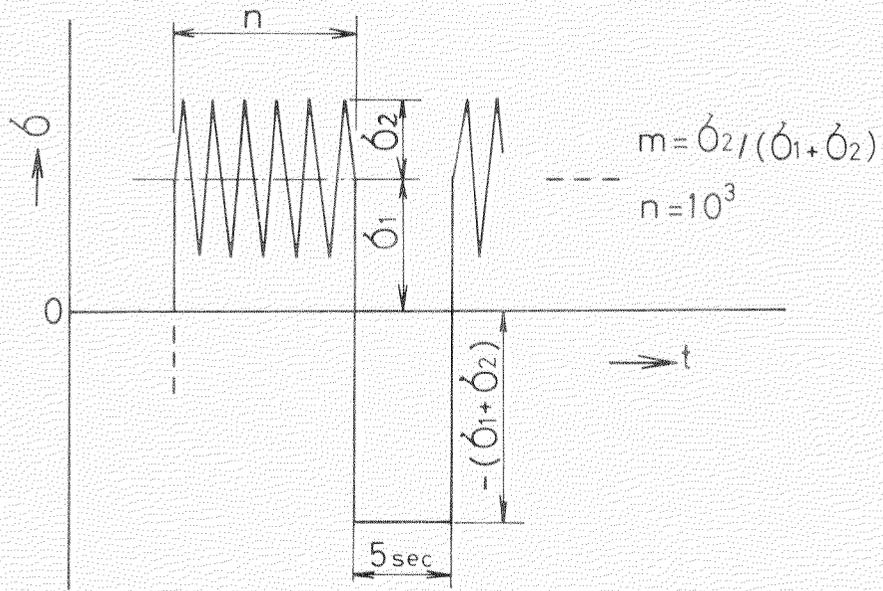
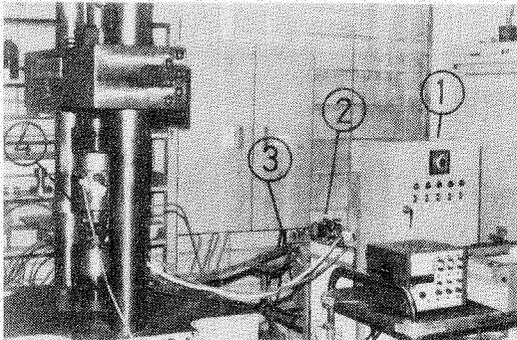
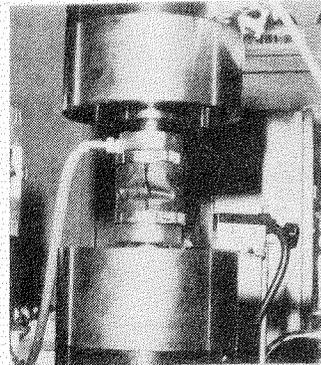


图 1.3.2 重疊波形



(a) 全 体



(b) 腐食槽

图 1.3.3 試驗機外觀 (引張壓縮)

1.3.3 実験結果及び考察

(1) 温水腐食重畳波疲労試験結果

重畳波疲労試験に先立って、疲労寿命推定の基礎となる正弦波単独の実験を行なった。試験は軸荷重両振り1200 c.p.m (図1.3.2の波形の二次波 σ_2 の繰返し速度と同一である) 温水中にて行なった。

実験結果は図1.3.4の“○”印で示すようになり、図中の大気中のS-N線図(昨年度実験分¹⁾)と比べるとかなり疲労強度の低下がみられる。温水中一定応力振幅のS-N線図を直線で考えると、直線の式は次式の様になる。

$$N_f \sigma_a^{8.36} = 3.250 \times 10^{17} \dots\dots\dots (1.3.1)$$

温水中の重畳波疲労試験結果を図1.3.4に示す。応力比 $m = \sigma_2 / (\sigma_1 + \sigma_2)$ を0.3, 0.5, 0.7の3種類にとり $\sigma_{max} (= \sigma_1 + \sigma_2)$ を適宜かえて実験を行なった。実験結果は破断までのブロック数 \bar{N} と σ_{max} の関係で示している。mをパラメータにとったとき、 $\sigma_{max} - \bar{N}$ の関係はばらつきがあるが、傾向としてはmが小さくなるにしたがい、 σ_{max} が小さくなると急激に寿命が短くなる。

なお、図中の $m = 0.3, 0.5, 0.7$ の各直線は実験点を通る様に引いたもの、 $m = 1.0$ の直線は、一定応力振幅のS-N線図を重畳山数 10^3 回で割ったものである。

図1.3.5は、温水中に3000 p.p.mのインヒビターを投入した時の両振り一定応力振幅試験結果(1200 c.p.m)及び重量波疲労試験結果を示したものである。

両振り一定応力振幅試験結果は図中“●”印で示しているが、応力振幅 σ_a と破断繰返し数 N_f は、ほぼ次式で表わすことができる。

$$N_f \sigma_a^{18.02} = 8.24 \times 10^{31} \dots\dots\dots (1.3.2)$$

重畳波疲労試験結果はmをパラメーターに0.3を“△”、0.5を“▲”、0.7を“▲”印で示しているが、実験結果が少なく $\sigma_{max} - \bar{N}$ の関係は明らかではない。

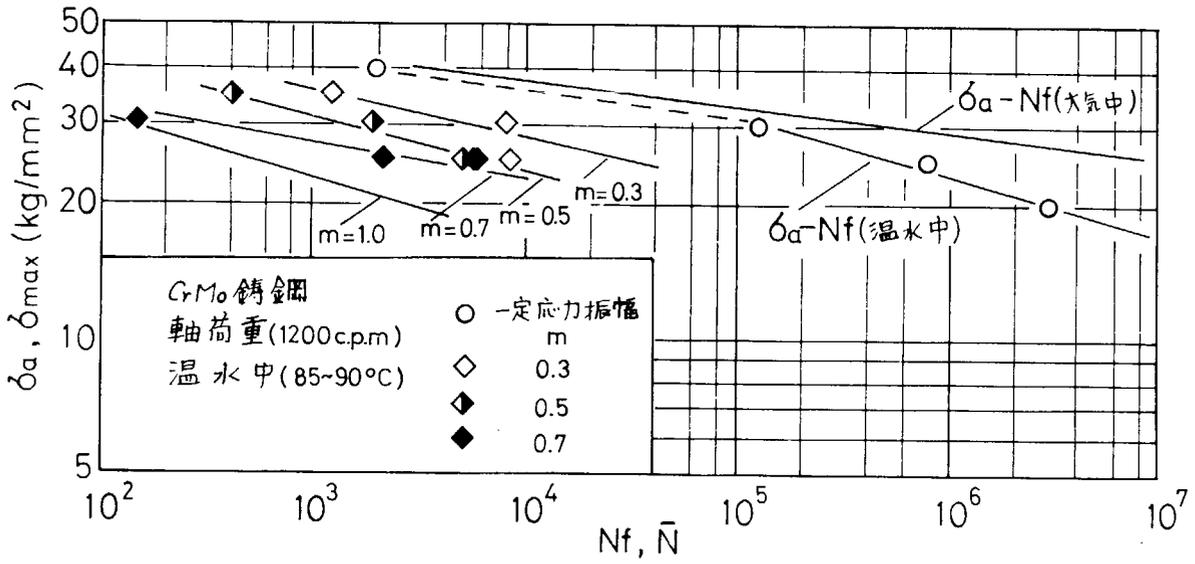


図 1.3.4 温水腐食重畳波疲労試験結果

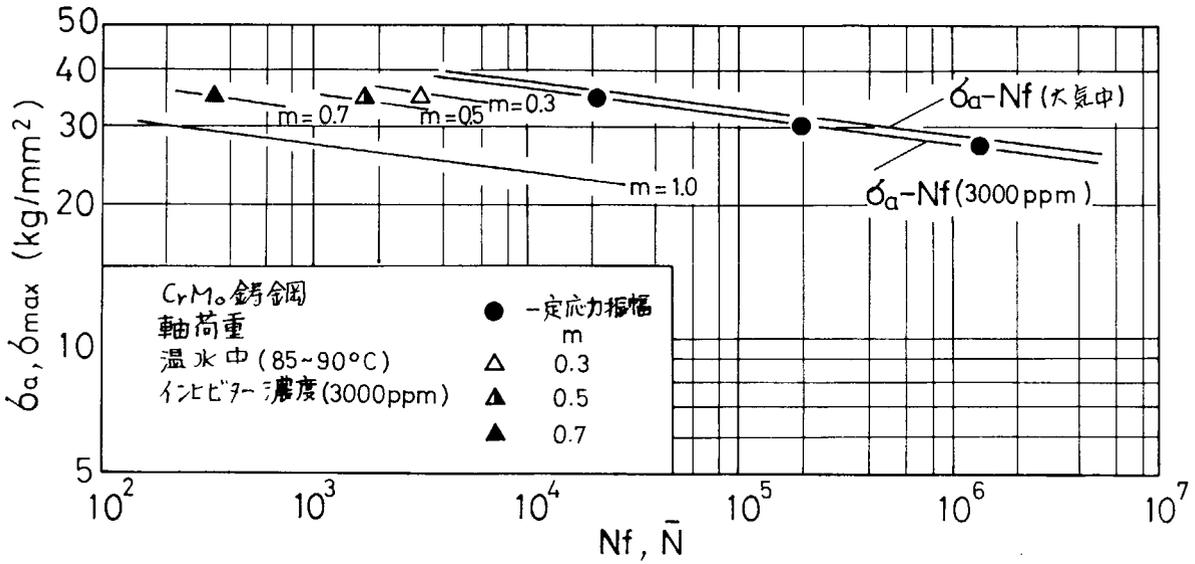


図 1.3.5 インヒビター (3000ppm) 投入温水重畳波疲労試験結果

(2) 回転曲げ腐食疲労試験結果

図 1.3.6 は、回転曲げ温水腐食疲労試験結果で、インヒビターの濃度を 0, 500, 3000 p.p.m と変え、その時のき裂の発生寿命について検討したものである。この実験では 2000 時間の 腐食時間 (100 c.p.m → 1.2×10^7) を対象にしている。

き裂の有無については試験部でビットを確認しそれを軸方向に 2 分し、き裂の調査を行なった。(後述)

インヒビターを入れない温水中の疲労試験結果は、き裂ありを“◊”印、破断を“◆”印で示している。応力振幅 σ_a を 35, 25, 18 kg/mm² について調べているが、 σ_a によらず破断寿命の 20~30% 程度の繰返し数ですでにき裂が入っていることがわかる。

500 p.p.m のインヒビターを投入した温水中の疲労試験結果をき裂なし“○”印、き裂あり“●”印、破断“◐”印で示している。 σ_a を 24, 22, 20 kg/mm² について調べたが、繰返し数がほぼ 2×10^6 回 (3.3×10^2 時間) でき裂が入る様である。また繰返し数 1.2×10^7 回 (2000 時間) では $\sigma_a = 22.20$ kg/mm² の場合、き裂が認められるものの破断しない。 $\sigma_a = 24$ kg/mm² の場合には 10^7 回以前に破断し疲労強度は大気中より若干低下する。インヒビター 3000 p.p.m 投入した温水中の疲労試験結果をき裂なし“△”印、破断“▲”印で示す。 $\sigma_a = 25$ kg/mm² で破断しているが、 $\sigma_a = 26$ kg/mm² の場合には、 10^7 回繰返してもき裂が認められず、疲労限は大気中とほとんど変わらないと思われる。

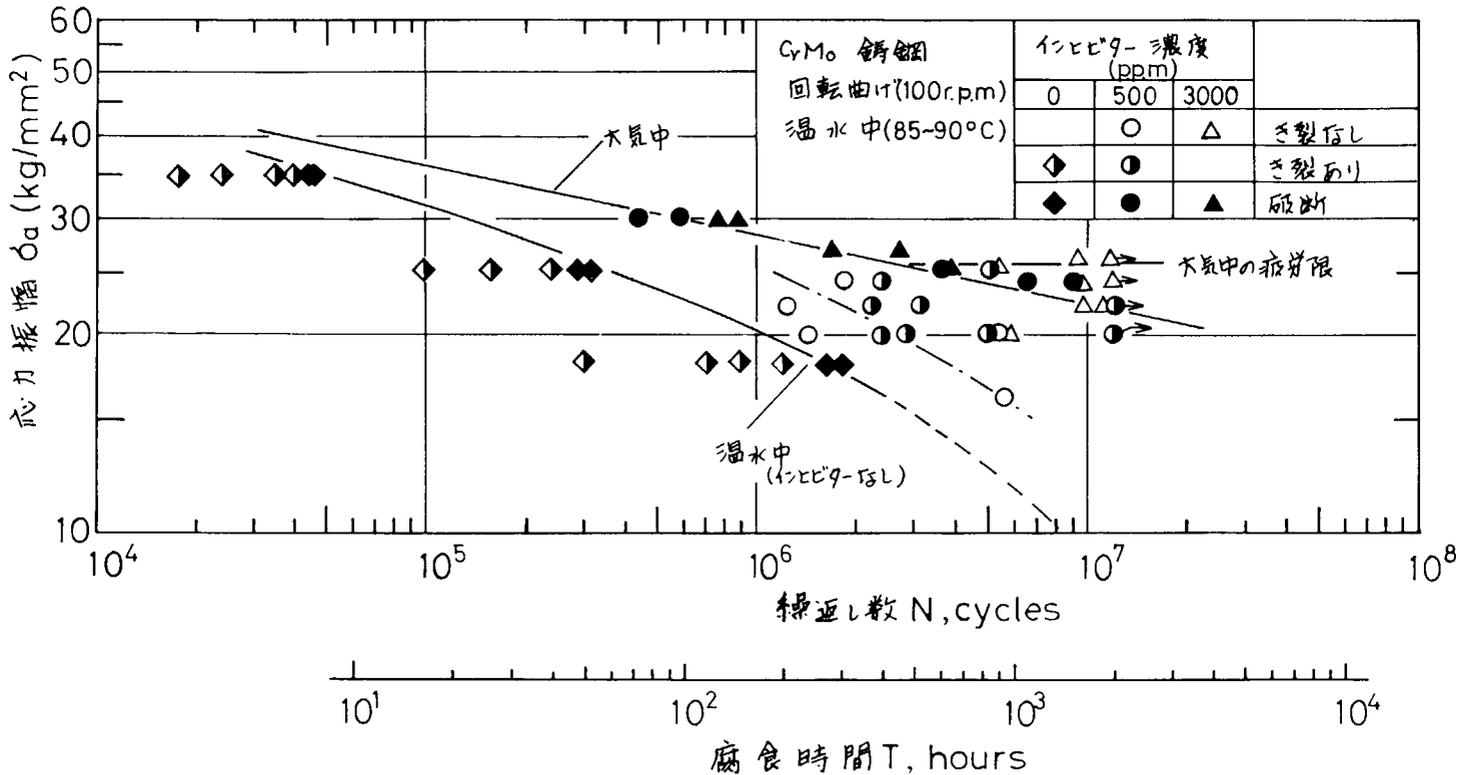


図 1.3.6 回転曲げ腐食疲労試験におけるき裂発生寿命

(3) 軸荷重重畳波疲労試験の寿命推定

(1)に示した温水中及びインヒビター3000 p.p.mを投入した温水中での重畳波疲労試験結果について、推定寿命と実験寿命の比較を行なってみる。ここでは、すでに報告書で1)~3)で述べている重畳波波形の寿命推定法を、温水中、及びインヒビターを投入した温水中の重畳波波形について適用できるか否かについて検討してみる。寿命推定法の詳細は報告書3)を参照していただくこととし、ここでは簡単に説明すると

(i) 平均応力の評価は、次式を用いる。

$$\sigma_t = \sigma_a / (1 - \sigma_m / \sigma_B) \dots\dots\dots (1.3.3)$$

ここで σ_t ; 換算両振り応力振幅

σ_a ; 応力振幅

σ_m ; 平均応力

σ_B ; 材料の抗張力

(ii) 応力頻度読み取り法はレンジペアミン法

(iii) 基準となるS-N線図は両振りを用いる。

(iv) 疲労損傷は繰返し数比の累積で表わし、この値が1になった時が疲労寿命であると考ええる。

温水中の重畳波疲労試験結果について寿命推定を行なった。

この場合基準となるS-N線図を図1.3.7に示す様に両対数で直線として考える(2)の場合と、表面にピットが生ずることにより切欠き効果から疲労強度が低下すると考えた(1)の場合(4)の2つについて寿命推定を行なった。なお、図1.3.7 1)のS-N線図は次式により表わされ、2)のS-N線図は(1.3.1)式により表わされる。

$$\sigma_a N_f^{0.057} \{ 1 + 1.5 \times 10^{-4} N_f^{0.52} \} = 6.372 \dots\dots\dots (1.3.4)$$

基準となるS-N線図を(1.3.1)式で表わす場合の推定寿命 \bar{N}_{es} と実験寿命 \bar{N} との関係を両対数で示すと、図1.3.8の様になる。図より、mが小さくなるにしたがい、実験寿命は推定寿命に比べ短寿命側にずれる傾向にある。

基準となるS-N線図に(1.3.4)式を用いた場合には、 \bar{N} と \bar{N}_{es} の関係は図1.3.9に示す様になり、図1.3.8に比較し、実験寿命と推定寿命の差は少なくなる。しかし、実験寿命は推定寿命より短かめになっている。

次にインヒビター3000 p.p.m投入した温水中の重畳波疲労試験結果について、基準となるS-N線図に(1.3.2)式を用い推定寿命と実験寿命の関係を調べた。図1.3.10はその結果であり、実験点が少ないので明確なことは言えないが、実験寿命は推定寿命の1/3~3倍の範囲にほぼ入っている。

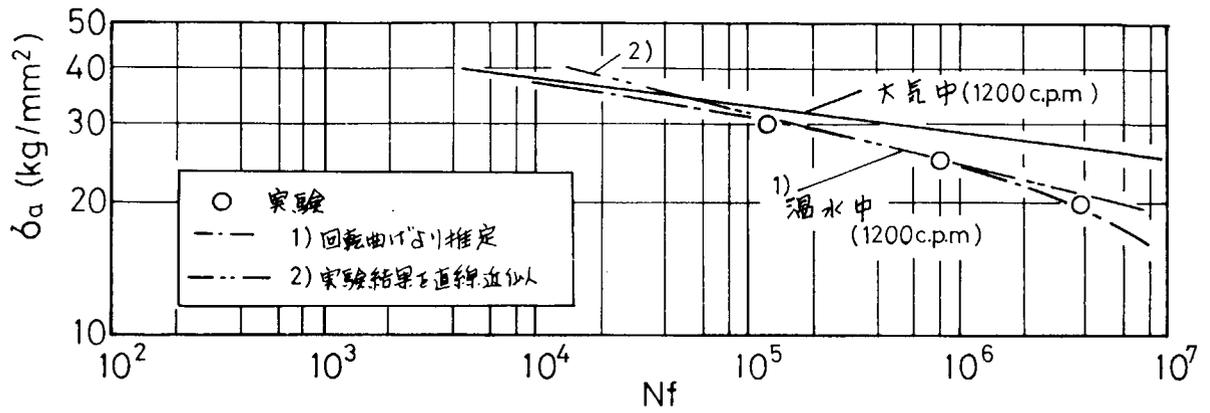


図 1.3.7 寿命推定に用いた S-N 線図

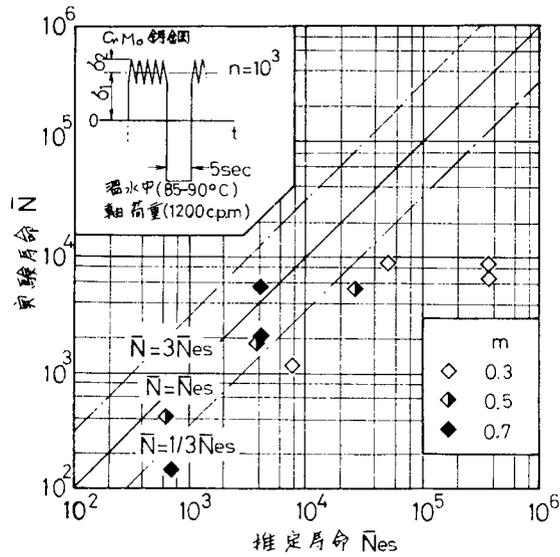


図 1.3.8 直線近似の S-N 線図による推定寿命と実験寿命の比較 (温水中)

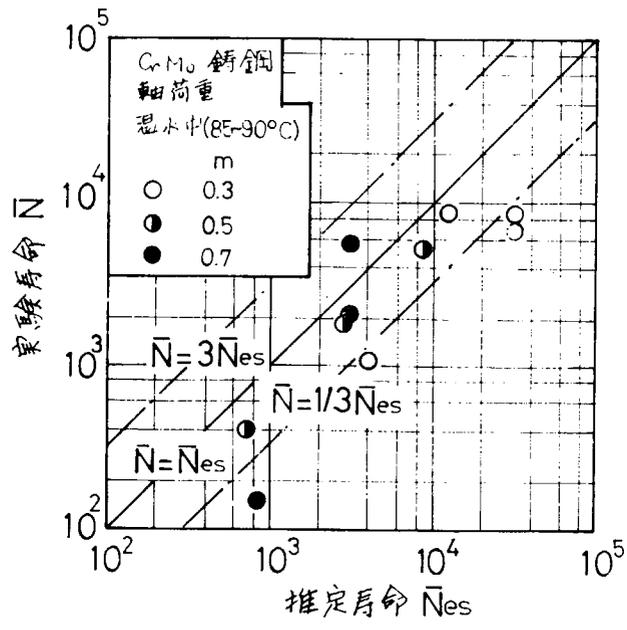


図 1.3.9 推定した S-N線図より求めた推定寿命と実験寿命の関係 (温水中)

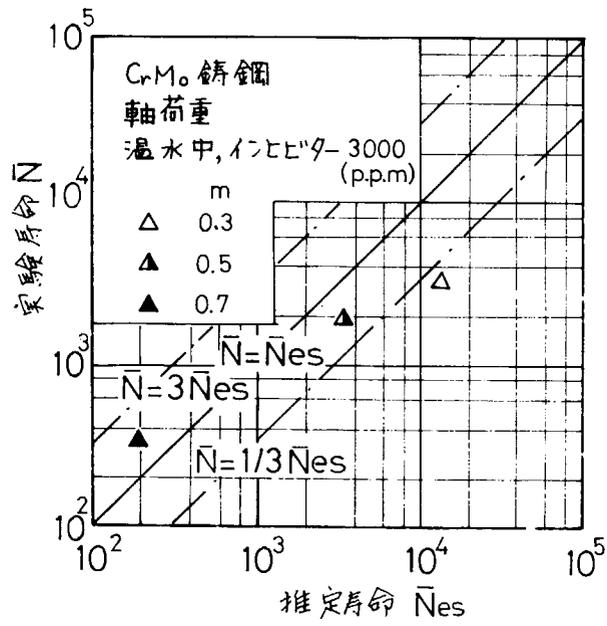


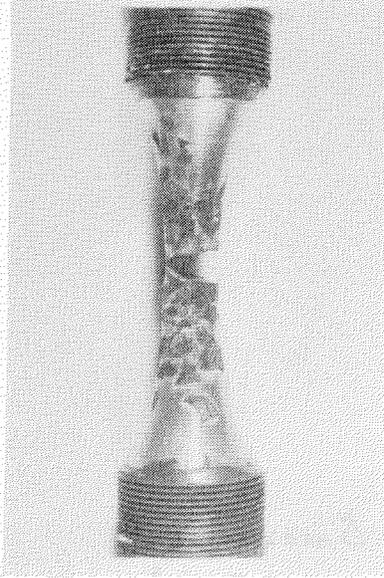
図 1.3.10 インヒビター投入(3000ppm)時の温水重畳波疲労試験の実験寿命と推定寿命の関係



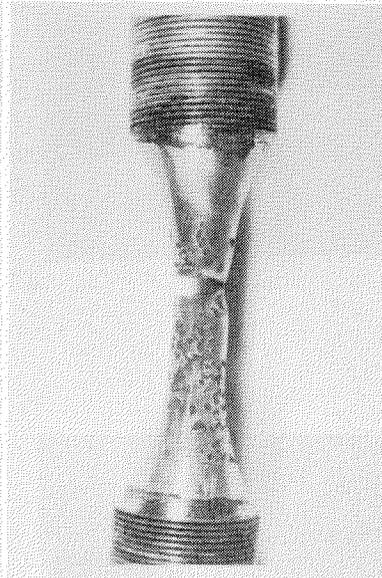
$$\begin{aligned} \sigma_a &= 25 \text{ (kg/mm}^2\text{)} \\ n &= 1.6 \times 10^5 \\ n/N_f &= 0.2 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \sigma_a &= 20 \text{ (kg/mm}^2\text{)} \\ n &= 8 \times 10^5 \\ n/N_f &= 0.2 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= 30 \\ m &= 6.3 \\ \bar{N} &= 8347 \end{aligned}$$



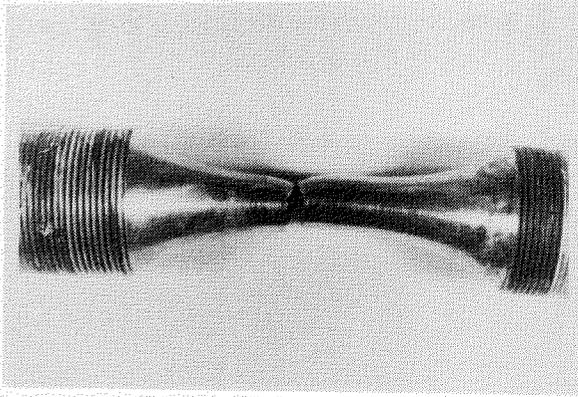
$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= 30 \\ m &= 0.5 \\ \bar{N} &= 1528 \end{aligned}$$



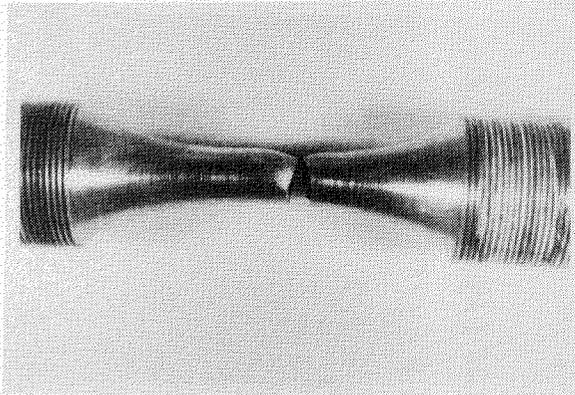
$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= 30 \\ m &= 0.7 \\ \bar{N} &= 149 \end{aligned}$$

图 1.3.11 試驗片表面狀況
(溫水中，軸荷重，一定應力振幅(20Hz))

图 1.3.12 試驗片表面狀況(溫水中，軸荷重疊波)



$$\begin{aligned}\delta_{max} &= 35 \\ m &= 0.3 \\ \bar{N} &= 3039\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\delta_{max} &= 35 \\ m &= 0.5 \\ \bar{N} &= 1704\end{aligned}$$

図1.3.13 試験片表面状況
(温水中, インヒビター 3000ppm投入, 軸荷重重畳波)

(4) 腐食疲労試験中の試験片表面及びき裂の観察

図 1.3.11 に、温水中の軸荷重一定応力振幅試験、破断寿命の 20% の繰返し数で観察した試験片表面の状況を示す。 $\sigma_a = 25$ 、 20 kg/mm^2 の場合について観察したが、 $\sigma_a = 20$ の場合 $\sigma_a = 25$ に比べ表面のピットが多いことがわかる。これは、腐食時間の長さの相違によるものと思われる。

図 1.3.12 は、温水中の重荷重重畳波疲労試験の $\sigma_{\max} = 30 \text{ kg/mm}^2$ で、 m がそれぞれ 0.3, 0.5, 0.7 の場合で m が大きくなるにしたがい破断寿命は短くなり、表面のピットは少なくなっている。

図 1.3.13 は、インヒビター 3000 p.p.m 投入した温水中の軸荷重重畳波疲労試験の場合で、図 1.3.12 の温水中の場合に比べ、ピットがほとんど見られず表面は金属光沢が保たれている。

図 1.3.14 には回転曲げ疲労試験で、温水中のインヒビター濃度を、0, 500, 3000 p.p.m と変えた場合の試験片表面の状況を示している。インヒビターを投入しない場合は、試験片表面が全面的に腐食されている。これに反し、インヒビターを投入した場合にはほとんど腐食されない。ただ後述する様にインヒビター濃度 500 p.p.m の場合には局部的にピットが見うけられる。

図 1.3.15 ~ 1.3.20 に、温水中の回転曲げ疲労試験での表面の腐食状況の微視の様相とピット断面の様子を示した。(試験片表面は、エメリー紙 # 2000 まで磨いた) 図 1.3.15 は $\sigma_a = 35 \text{ kg/mm}^2$ の場合で、ピット自体はあまり大きくはないが $n/N_f = 0.32$ ですでにき裂が入っている。図 1.3.16 ~ 1.3.17 は、 $\sigma_a = 25 \text{ kg/mm}^2$ の場合で、図 1.3.15 に比べピットの大きさはかなり大きくなっている。さらに繰返し数が大きくなるにしたがいピットの大きさも大きくなっている様である。

また $n/N_f = 0.25$ でき裂が入っていることがわかる。図 1.3.18 ~ 1.3.20 は $\sigma_a = 18 \text{ kg/mm}^2$ の場合で、傾向としては前 2 者と変わらない。また $n/N_f = 0.2$ でき裂が入っている。

図 1.3.21 は、温水中の回転曲げ疲労試験で、表面で観察される同一ピットの繰返しにとまう成長の状況を示したものであり、この場合、ピットがある程度の大きさになると、ピット両端から帯状に周方向へ腐食されていることがわかる。これをペーパーで磨くと図 1.3.16 の様になり、帯状の腐食跡はき裂であることがわかる。これをペーパーで磨くと図 1.3.16 の様になり、帯状の腐食跡はき裂であることがわかる。

図 1.3.22 は温水中に 69 時間 ($100 \text{ r.p.m} \rightarrow 4.12 \times 10^5$ 回) 放置した時にできたピットの断面を観察したものであり、ピットは半球状の穴になっていることがわかる。

図 1.3.23 ~ 1.3.29 までは、インヒビター 500 p.p.m 投入した温水中の回転曲げ疲労試験における表面の状況とピット断面の様子を示したものである。インヒビター濃度が 500 p.p.m 程度では局部的にかなり腐食され、き裂が発生することがわかる。

図 1.3.30 は、インヒビター 3000 p.p.m 投入した温水中の回転曲げ疲労試験での表面の状況と断面の様子を示したもので、 $\sigma_a = 26, 24, 22 \text{ kg/mm}^2$ の場合、表面にはピットが見られず断面にもき裂は発見できなかった。図 1.3.31 は、図 1.3.11 に示した温水中の軸荷重一定応力振幅で $n/N_f = 0.2$ 繰返した時の表面の微視の様相とピット断面の様子であり、 $\sigma_a = 25 \text{ kg/mm}^2$ の場合にはき裂が発見されなかったものの、 $\sigma_a = 20 \text{ kg/mm}^2$ の場合には、微小なき裂が観察された。

この結果から、温水軸荷重疲労試験においても比較的早朝に腐食疲労き裂が発生することが予想される。

以上のごとく防錆材の効果により、試験片表面の腐食は、著るしく改善され、それにとまう疲労強度の上昇がみられ、3000 p.p.m 添加した場合には大気中の疲労強度まで回復する。

また先に述べた様に重畳波の寿命の低下の原因は、長時間腐食環境下にあるためと思われる、この様な場合の寿命推定を行なうためには基準となる S-N 線図としてゆっくりとした波形の試験も必要であると思われる。

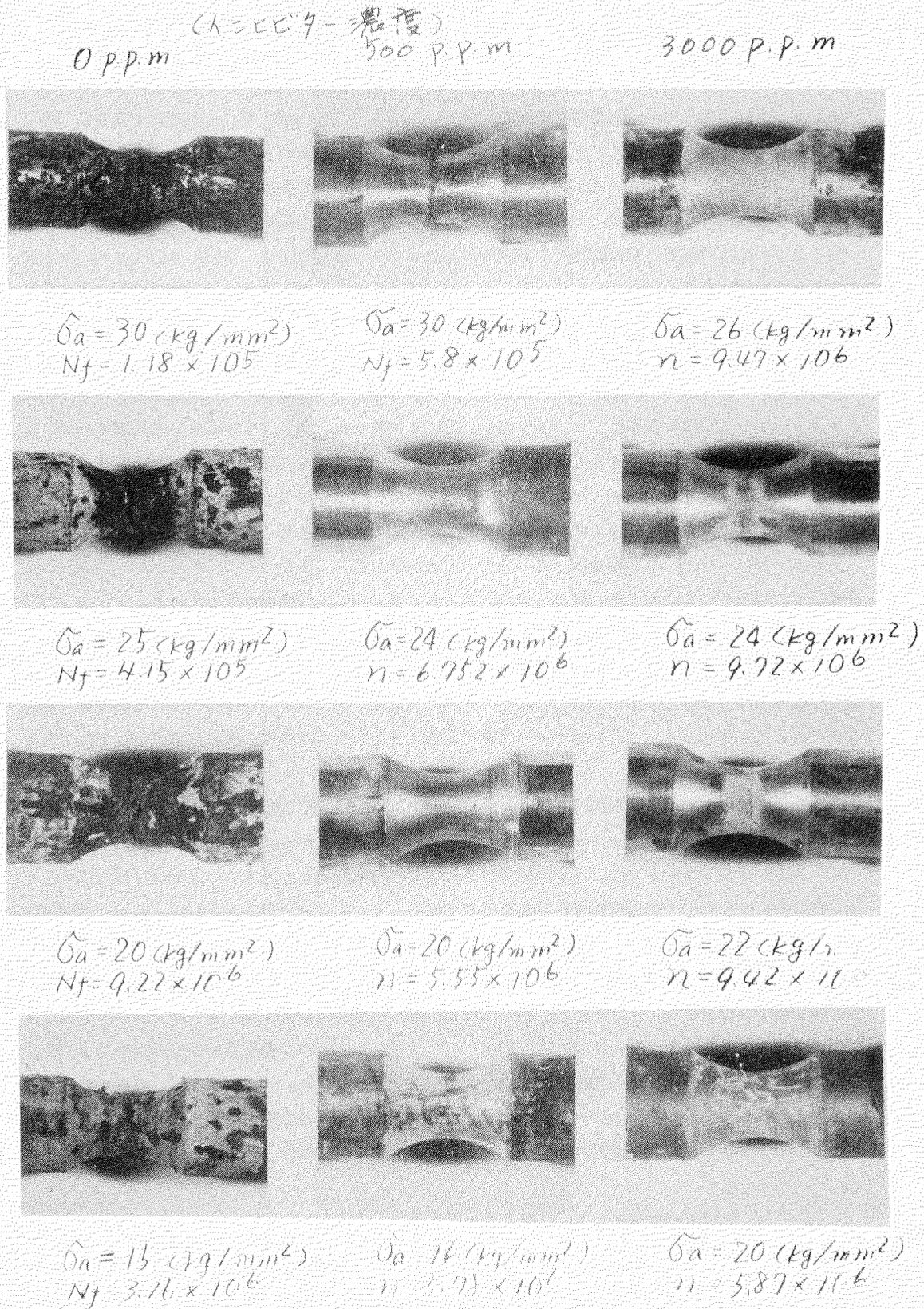


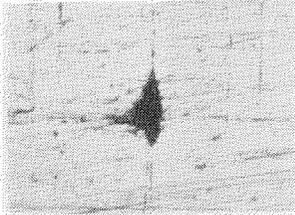
図 1.3.14 試験片の表面状況(回転曲げ, 温水中)

温水中 $\delta a = 25 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

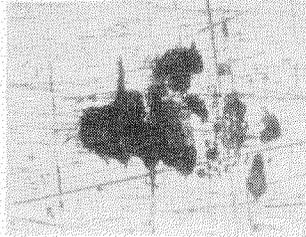
$n = 1.86 \times 10^4$
 $n/N_f = 0.32$

$n = 2.4 \times 10^4$
 $n/N_f = 0.44$

$n = 3.6 \times 10^4$
 $n/N_f = 0.65$



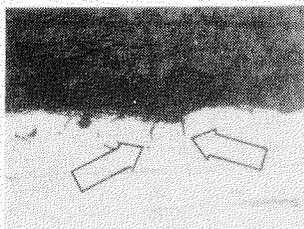
(表面)



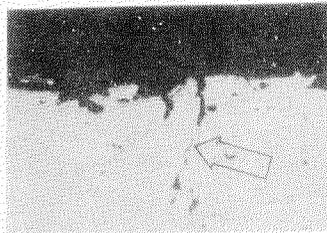
(表面)



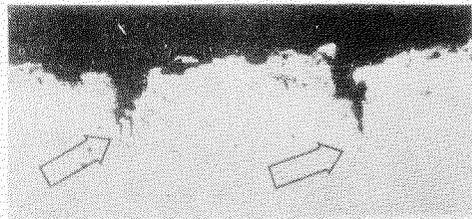
(表面)



(断面)



(断面)



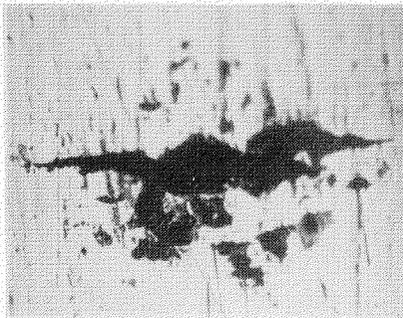
(断面)

図 1.3.15 き裂の発生状況(回転曲げ)

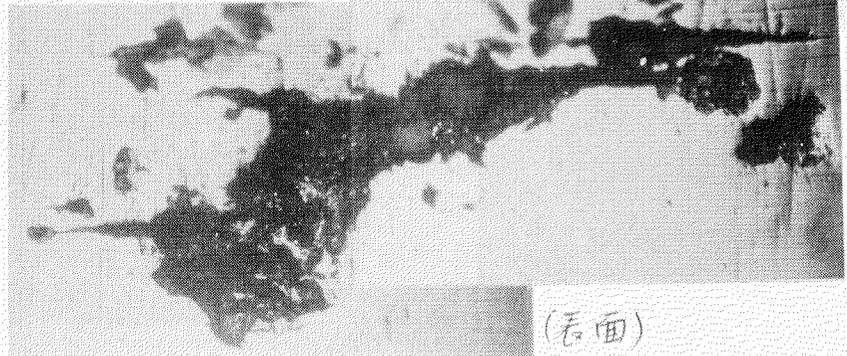
温水中 $\delta a = 25 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

$n = 1.63 \times 10^5$
 $n/N_f = 0.25$

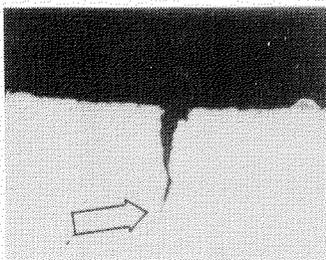
$n = 1.63 \times 10^5$
 $n/N_f = 0.4$



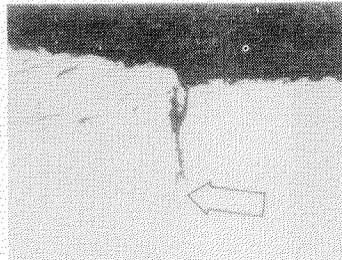
(表面)



(表面)



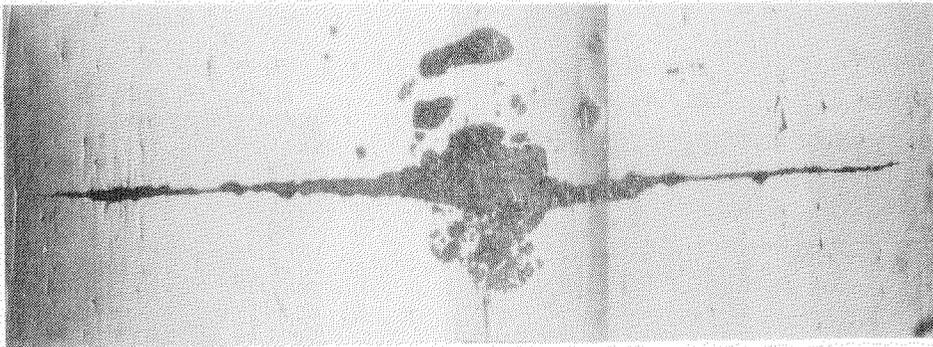
(断面)



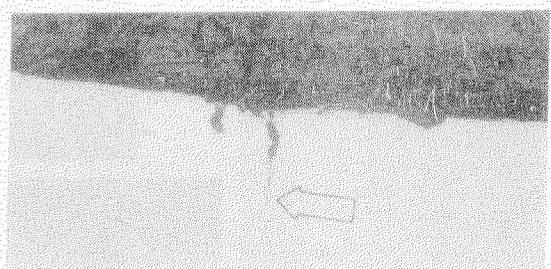
(断面)

図 1.3.16 き裂の発生状況(回転曲げ)

温水中 $\sigma_a = 25 \text{ (kg/mm}^2\text{)}, n = 2.41 \times 10^5, n/N_f = 0.6$



(表面)



(断面)

図 1.3.17 き裂の発生状況(回転曲げ)

温水中 $\sigma_a = 18 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 $n = 30 \times 10^5, n/N_f = 0.2$



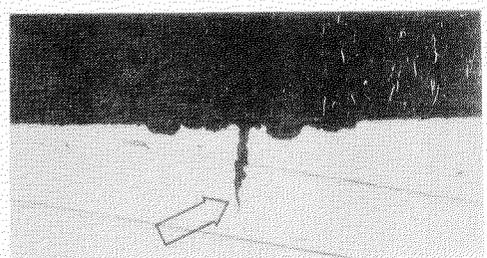
(表面)

0.1 mm

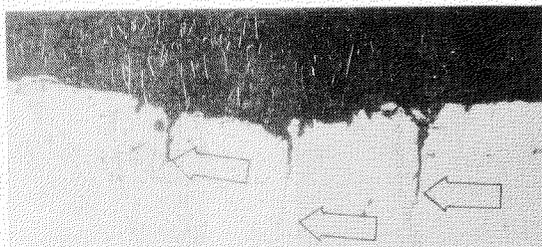
$n = 7.18 \times 10^6, n/N_f = 0.47$



(表面)



(断面)



(断面)

図 1.3.18 き裂の発生状況(回転曲げ)

温水中 $\sigma_a = 18 \text{ (kg/mm}^2\text{)}, N = 9 \times 10^5, n/N_f = 0.6$



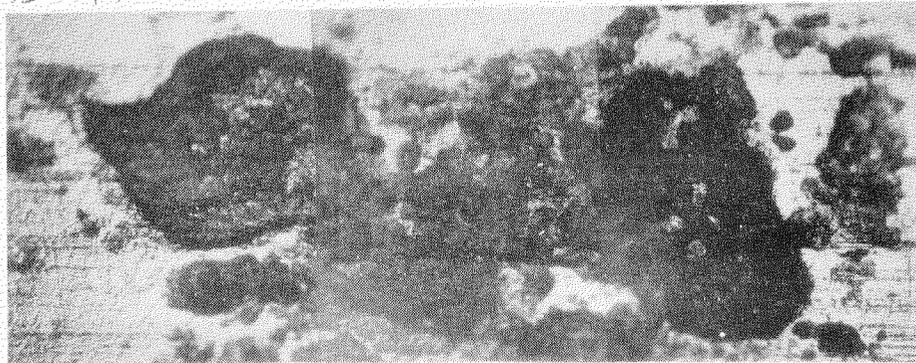
(表面)



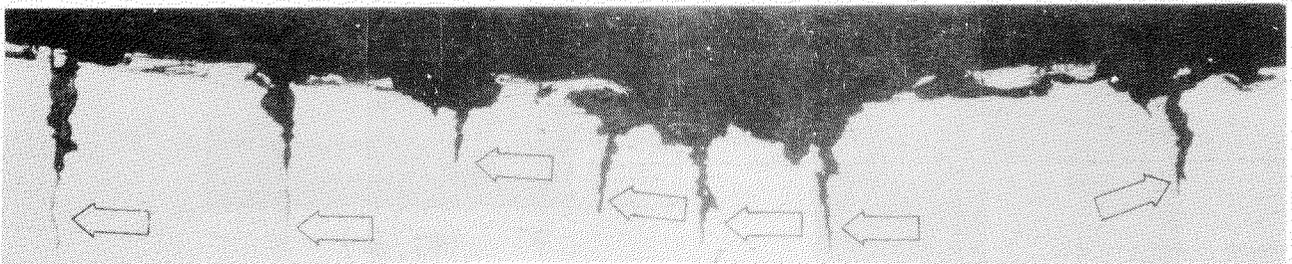
(断面)

図1.3.19 き裂の発生状況(回転曲げ)

温水中, $\sigma_a = 18 \text{ (kg/mm}^2\text{)}, N = 1.2 \times 10^6, n/N_f = 0.5$



(表面)



(断面)

図1.3.20 き裂の発生状況(回転曲げ)

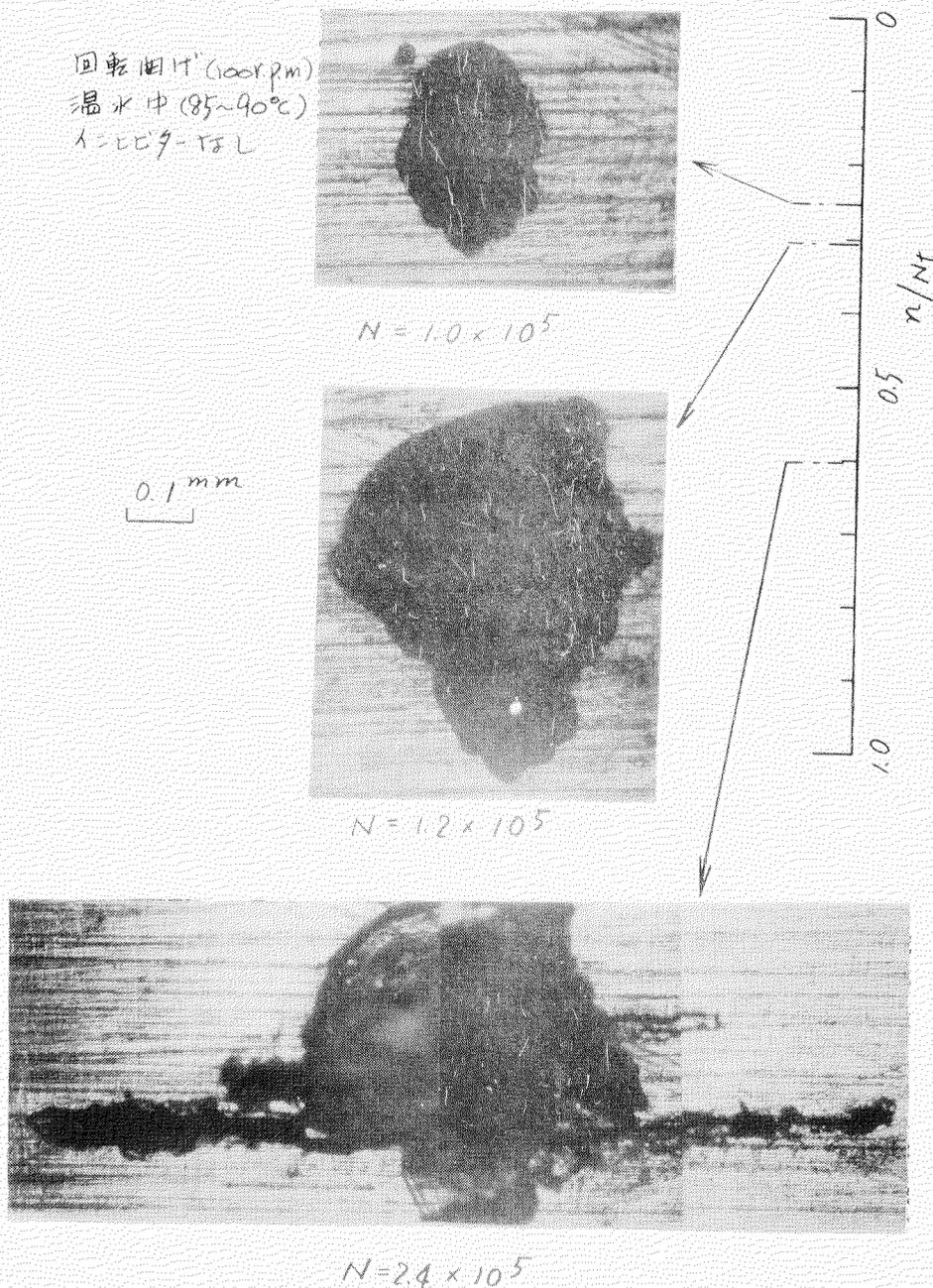


図 1.3.21 表面ピットの成長状況 ($\sigma_a = 25 \text{Kg/mm}^2$)

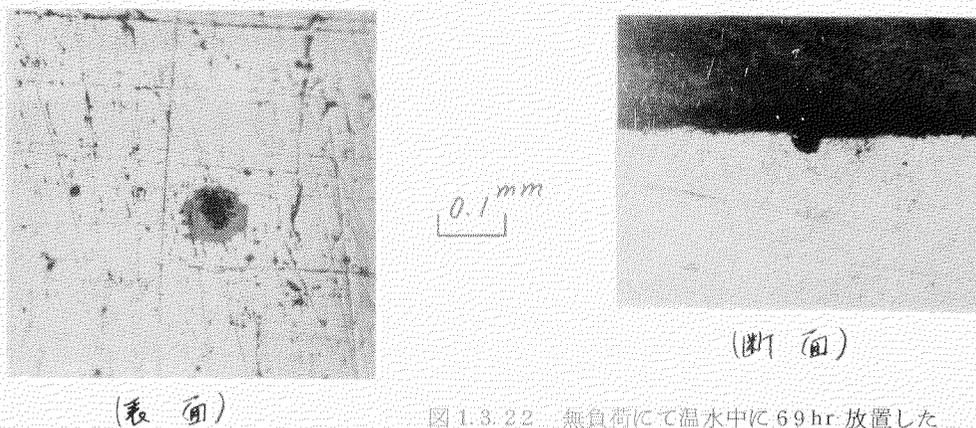
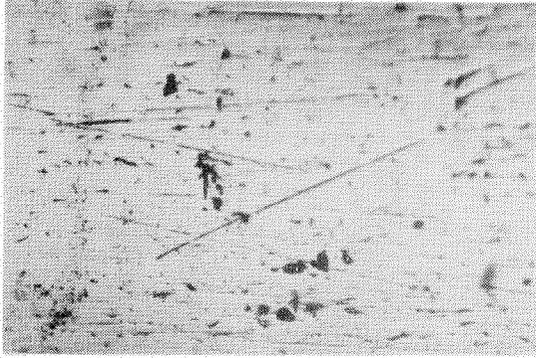
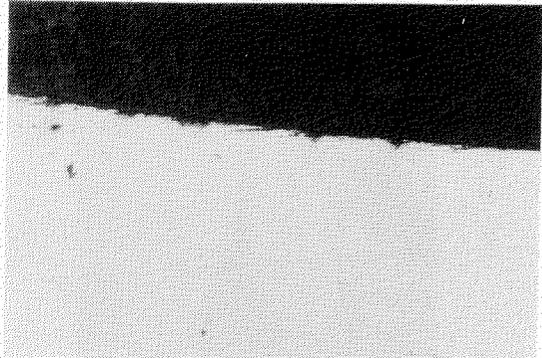


図 1.3.22 無負荷にて温水中に 69hr 放置した時のピットの状況
 (100r.p.m \rightarrow 4.12×10^5 回)

イニビツ-濃度: 500ppm $\sigma_a = 16 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 $n = 5.78 \times 10^6$



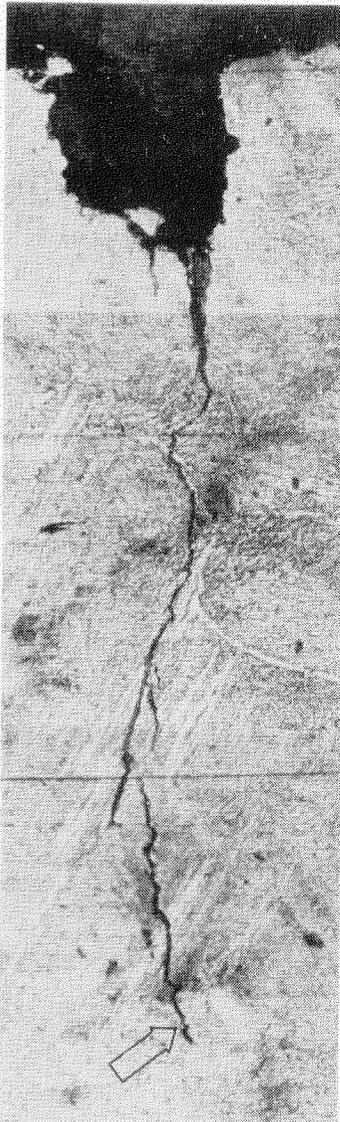
(表面)



(断面)

0.1 mm

図 1.3.23 き裂の発生状況 (回転曲げ)



イニビツ-濃度: 500ppm, $\sigma_a = 25 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 $n = 5.29 \times 10^6$

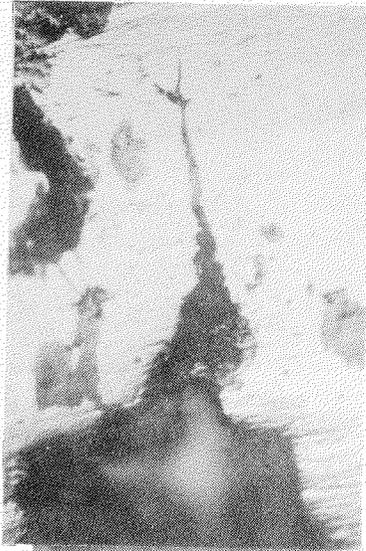
0.1 mm

図 1.3.24 き裂の発生状況 (回転曲げ)

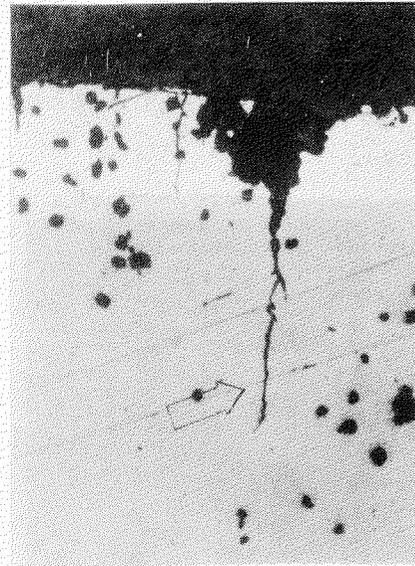
$\lambda = \text{ヒビク}$ 濃度, 500 P.P.M

$\bar{\sigma}_a = 20 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

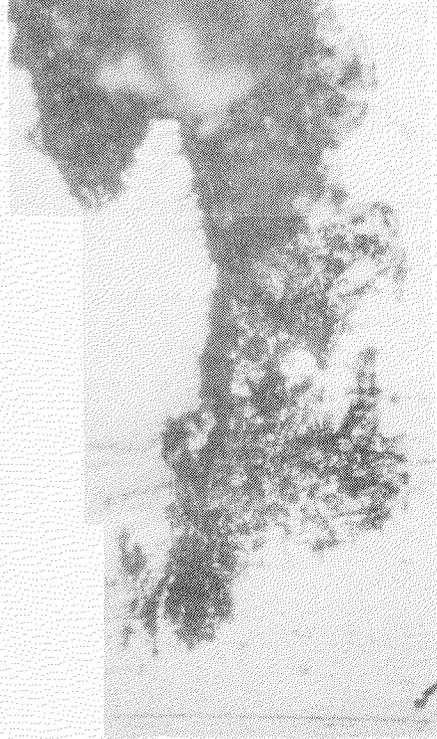
$n = 5.11 \times 10^6$



0.1 mm



(断面)

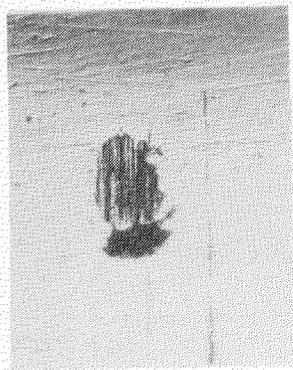


(表面)

図 1.3.25 き裂の発生状況 (回転曲げ)

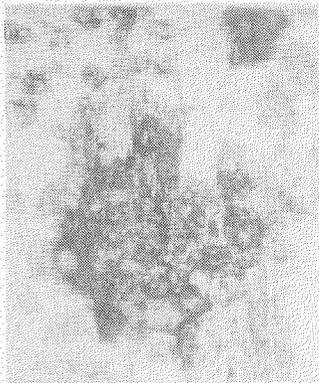
1-25"7-濃度 500 P.P.M. $\sigma_a = 20$ (kg/mm²)

$n = 1.44 \times 10^6$

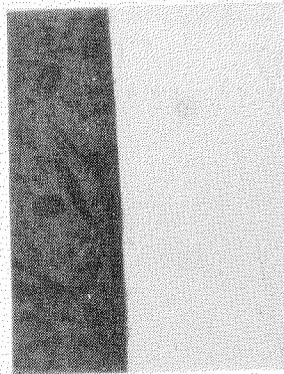


(表面)

$n = 2.29 \times 10^6$



$n = 2.85 \times 10^6$



(断面)

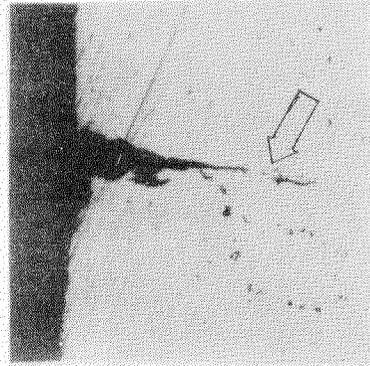
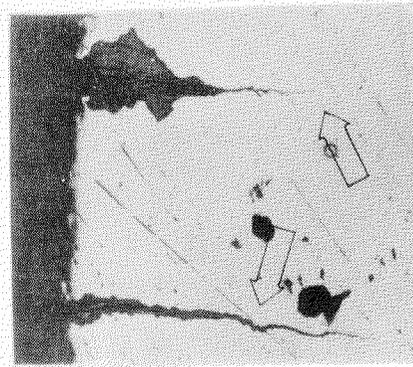


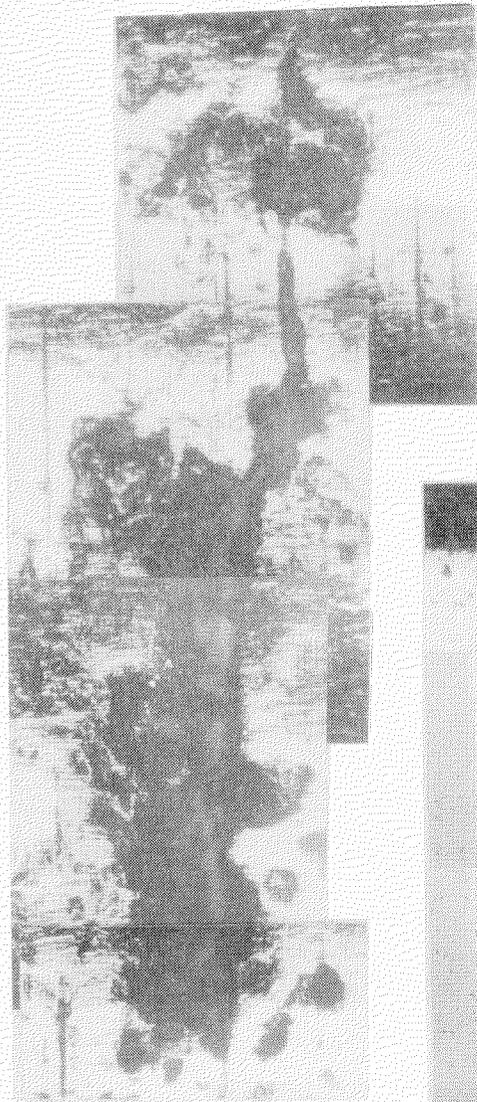
図 1.3.26 き裂の発生状況 (回転曲げ)

$\lambda = 0.9 = \text{濃度 } 500 \text{ p.p.m}$

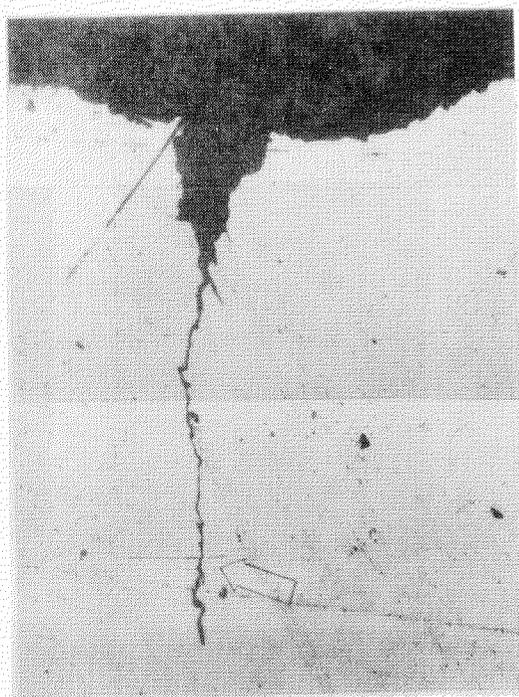
$$\bar{\sigma}_a = 22 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$n = 3.15 \times 10^6$$

0.1 mm



(表 面)



(断 面)

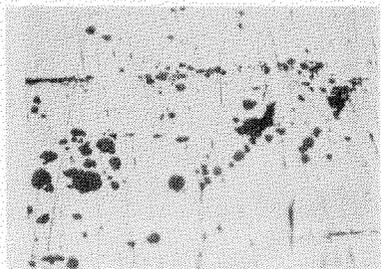
図 1.3.27 き裂の発生状況(回転曲げ)

ハニビタ-濃度; 500pp.m

$\sigma_a = 22 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

$n = 1.26 \times 10^6$

$n = 2.27 \times 10^6$



0.1 mm

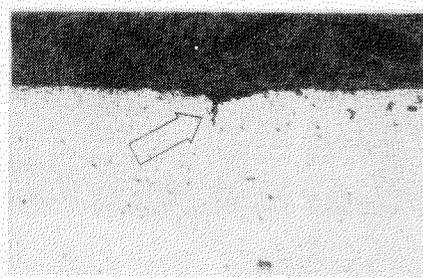
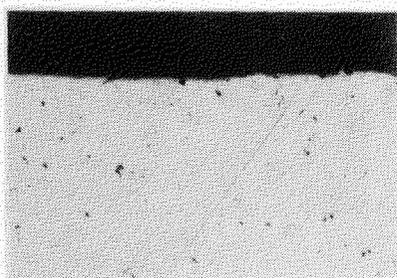


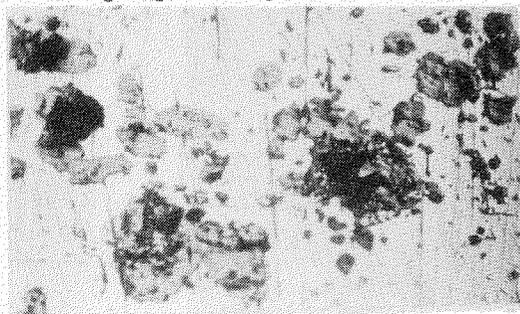
図 1.3.28 き裂の発生状況(回転曲げ)

ハニビタ-濃度; 500pp.m,

$\sigma_a = 24 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

$n = 1.86 \times 10^6$

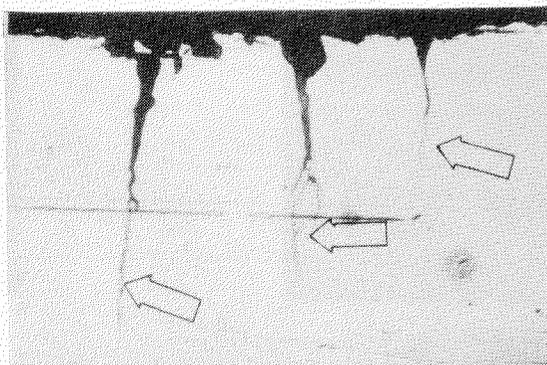
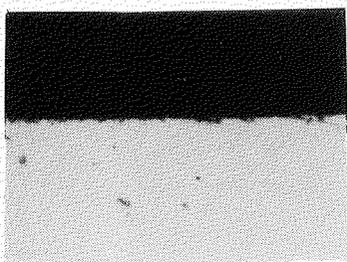
$n = 2.41 \times 10^6$



(表面)

(表面)

0.1 mm



(断面)

(断面)

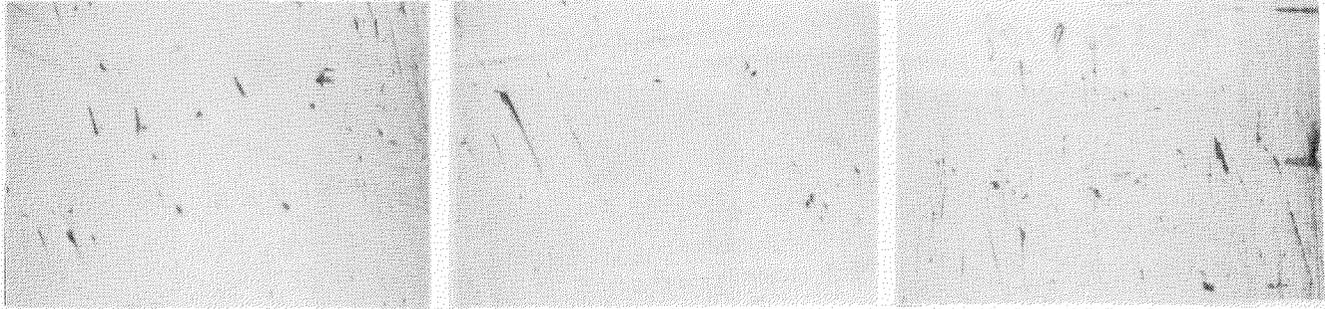
図 1.3.29 き裂の発生状況(回転曲げ)

イソビロゲン濃度 3000 p.p.m

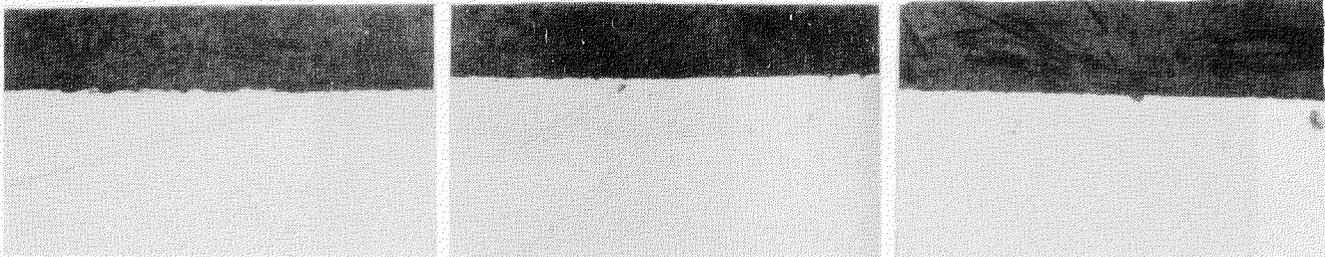
$\bar{\sigma}_a = 26 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 $n = 9.47 \times 10^6$

$\bar{\sigma}_a = 24 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 $n = 9.72 \times 10^6$

$\bar{\sigma}_a = 22 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 $n = 9.42 \times 10^6$



(表面)



(断面)

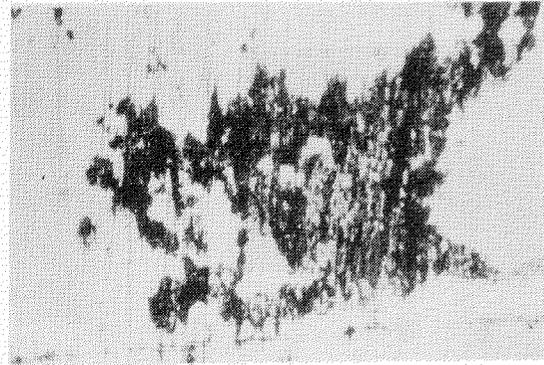
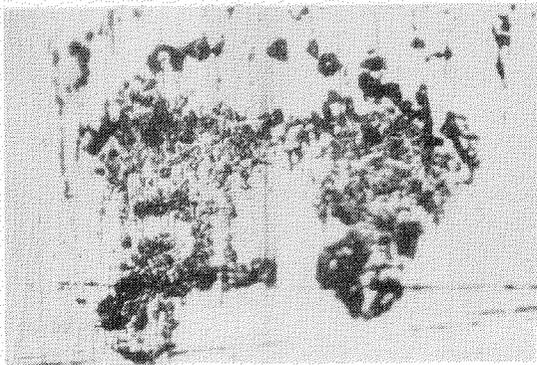
図 1.3.30 き裂の発生状況 (回転曲げ)

0.1 mm

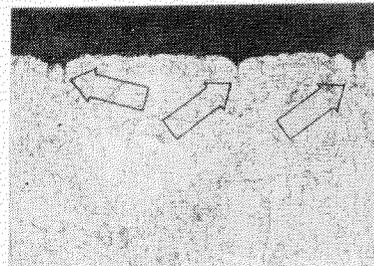
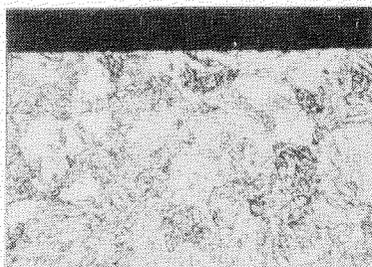
温水中 (イソビロゲン無し), 軸荷重一定, 応力振幅

$\bar{\sigma}_a = 25 \text{ (kg/mm}^2\text{)}, n = 1.6 \times 10^5, n/N_f = 0.2$

$\bar{\sigma}_a = 20 \text{ (kg/mm}^2\text{)}, n = 8 \times 10^5, n/N_f = 0.2$



(表面)



(断面)

0.1 mm

図 1.3.31 き裂の発生状況

1.3.4 あとがき

船用ディーゼル機関燃焼室部材であるCrMo 鋳鋼材を用いて、腐食環境下で疲労試験を行ない、疲労強度に及ぼす腐食の影響、及び防錆材の効果について検討した。その結果をとりまとめると次のようである。

- 1) 温水中での回転曲げ疲労強度は、防錆材を含まぬ場合には大気中に比べて著しく低下し、 10^7 回（1670時間）では10数 kg/mm^2 の差がある。一方、防錆材を500 p.p.m 添加することによりかなり疲労強度は回復し、3000 p.p.m では大気中とほとんど同等の強度となった。
- 2) 回転曲げ試験によるき裂発生は、防錆材を含まない場合には、破断寿命の約2~3割程度、500 p.p.m 防錆材を含む場合には $\sigma_a = 20 \sim 24 \text{ kg}/\text{mm}^2$ で約 2×10^6 回（333時間）程度であった。しかし3000 p.p.m 含む場合は $\sigma_a = 26 \text{ kg}/\text{mm}^2$ を 1.2×10^7 回（2000時間）繰返してもき裂の発生は認められず、その効果の著しいことがわかった。
- 3) 温水中での軸荷重疲労強度は防錆材を含まない場合は大気中に比べて著しく低下するが、3000 p.p.m 防錆材を添加することによって大気中とほとんど同等まで回復することを確認した。
- 4) 重畳疲労強度は、温水中で防錆材を含まない場合に著しく短くなり、大気中での疲労寿命推定法を用いて推定した寿命の最低1/50程度（S-N線図直線近似）になる場合がある。一方防錆材を3000 p.p.m 添加することによって重畳疲労強度はかなり改善され、推定寿命の（1/3~3）倍の範囲に実験結果がほぼ入ることが判った。なお、この場合については長時間の実験点を追加して、防錆材の効果を検討する予定である。
- 5) 温水中の回転曲げ疲労試験中の試験片表面は、インヒビターを添加しない場合には著しくさびが生じ、微視的に観察すると多数のピットが全体的に存在する。またピット断面を見ると、ピット底からき裂が発生していることを確認した。インヒビターを添加すると表面はほとんどさびが生じない。ただ、500 p.p.m 添加の場合には局所的にピットが観察され、断面にき裂を確認した。しかし、3000 p.p.m 添加した場合には表面にピットも観察されず、 10^7 回繰返してもき裂は確認されなかった。

参考文献

- 1) SR 164 研究部会51年度報告書 研究資料No.278 (昭52-3)
- 2) SR 136 研究部会49年度報告書 研究資料No.218 (昭50-3)
- 3) 日本造船研究協会報告 第83号 "船用ディーゼル機関の燃焼室部材の強度設計法に関する研究" 第136 研究部会 昭和51年7月
- 4) 中村、堀川、岡崎；機械の研究 27-5 (昭50)、P 706

1.4 不活性ガス及び酸素過剰雰囲気中のCr-Mo 鋼、球状黒鉛鉄 FCD45 の高温疲労強度

1.4.1 はじめに

疲労強度に及ぼす各種雰囲気の効果の評価し、比較するためには環境の影響を全く受けない基本となる強度が必要である。

とくに酸素はき裂進展に強い影響を及ぼすといわれているので基本となる環境強度を求めめるために真空中、あるいは不活性ガス中での試験が有効とされている。

51年度にはアルゴン中の試験も一部行なったが、雰囲気槽不具合のため完全にアルゴンガス（純度99.998%）で置換することができず精度のよいデータを得ることができなかった。

これらのことより52年度は

- 1) アルゴン中での疲労強度を再確認するため 10^{-6} torr. まで真空可能になるよう雰囲気槽を改造した。
- 2) 酸素はき裂進展に強い影響を及ぼすといわれているので、先ず手始めに空気が酸素過剰となった場合疲労強度にどの程度影響するかを調べた。

1.4.2 試験方法及び試験装置

(1) 疲労試験

従来の応力解析によると触火面部材には機関運転時にかなり大きな圧縮歪は機関運転中は保持され、この間クリープあるいはリラクゼーションを生じ、機関停止時（あるいは軽負荷時）には部材に引張りの残留応力が生じる。

こうした状況は機関の発停にともなって繰返される。このような場合の材料の損傷を検討するには疲労試験機により圧縮の最大歪あるいは最大応力において保持時間を有する高温疲労を行なうのが有効と考えられる。

本報告ではまず、最大負荷時に0.1秒の保持時間を与えた圧縮側完全片振り伸び制御疲労試験を行ない、次いで1000秒保持についても少数ではあるが結果を得た。用いた試験機は荷重容量±5 ton、軸方向最大変位量±2 mm、直接通電加熱の電気油圧サーボ方式のものである。

伸び制御の方法は試験片の両端から軸方向にあげられた丸孔に伸び検出棒を挿入し、棒の動きを差動トランスのコアの動きに変え、ほぼ試験片中央平行部の変位量に相当するものを検出し、これを制御量とした。

試験片の伸びは試験片中央部の温度分布がほぼ一様となる約6 mmへだたった標点の移動距離を測微望遠鏡により光学的に測定した。

標点間の温度不均一の程度は設定温度500℃に対して約5℃である。

破断寿命 N_f は引張側荷重が定常値（繰返し中大部分を占める荷重の3/4）に達したときの繰返数とした。

(2) 酸素供給法

大気中には体積比で21%すでに含まれているので、これをおきなう量を酸素ボンベから供給した。実験は濃度（ V_{O_2}/V_{air} ）を30%、40%の2種について行なった。

所定の濃度を一定に保つために図1.4.2に示すように2台の自動流量調節装置を用いて、一台ではダイヤフラム式空気ポンプから毎分1530 ccの空気を送り、他の一台を用いて毎分30%の場合191 cc、40%の場合490 ccの酸素をそれぞれ供給した。

この場合、雰囲気槽内を一旦真空にして所定濃度の雰囲気に置換する必要はなく、20分送気すれば

30%目標の場合29.8%、40%に対して39.8%までの濃度に達する。

酸素の供給は試験片の加熱開始と同時に、試験開始約2時間前から行なった。

(3) 試験片材料の化学組成、機械的性質、形状寸法

素材のCr-Mo 鋳鋼は三井造船玉野、FCD45は北川鉄工所でそれぞれ製造されたものである。

化学組成を表1.4.1、機械的性質を表1.4.2、試験片の形状寸法を図1.4.1に示す。

表1.4.1 化学成分(重量%)及び熱処理条件

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	熱処理
Cr-Mo 鋳鋼	0.17	0.41	0.71	0.009	0.008	0.76	0.34	1050°C×2H O.G. 690°C×6H A.C.
FCD45	3.81	2.80	0.33	0.018	0.017		0.048 (Mg)	鋳放し

表1.4.2 機械的性質

材料	試験温度 °C	耐力(0.2%) kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	ヤング率 kg/mm ²	伸び %	絞り %	ブリネル 硬度
Cr-Mo 鋳鋼	R.T.	372	55.5	21×10 ⁴	23.5	60.5	
	500	25.0	37.5	13	17.0	70.0	
FCD45	R.T.	380	49.0	18	4	4	197
	500	23.0	26.7	14	7	13	

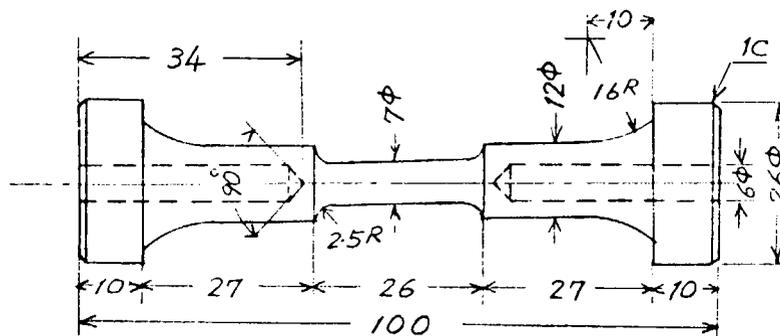


図1.4.1 試験片形状と寸法

1.4.3 試験結果

酸素濃度は大気も含めて30%、40%の3種、それぞれについて歪速度2種の圧縮片張り伸び制御疲労試験を行なった。

結果を表1.4.3に示す。

(1) Cr-Mo 鋼

Cr-Mo 鋼については歪速度1種で、大気と40%の2種である。

図1.4.3, 1.4.4は破断までの繰返数と $\Delta\sigma$, $\Delta\epsilon$ の関係および破断までの時間と $\Delta\sigma$, $\Delta\epsilon$ の関係を示すもので大気中、酸素40%でも歪速度の影響はほとんどない。

また、濃度が高くなっても寿命に及ぼす影響は特に見られない。

圧縮側で1000秒保持の条件では1点しかないが大気中と変わらない。

図1.4.6に負荷開始より破断までの応力範囲 $\Delta\sigma$ の変化を N/N_f 、 $\Delta\sigma_N/\Delta\sigma(N_f/2)$ の関係で示す。

一般にここで行なったような歪範囲では伸び制御の場合圧縮片張りであっても、第1回サイクルは圧縮側から始まる場合応力は圧縮側がやや高いが引張側と圧縮側で等量を振り分けるようになる。

従ってここで $\Delta\sigma$ の変化はそのまま引張応力あるいは圧縮応力の変化とみなして差支えない。

この図で縦軸左端の○, △等の印は第1回サイクルでの値である。

これによるとCr-Mo 鋼は大気中、過剰酸素中とも500℃で繰返し歪硬化し、酸素濃度の高い方が硬化が顕著に現われているが単なるばらつきか本質にかかわる現象なのかかわからない。

ただし、これらの現象が寿命の差となって現われているようには見えない。

(2) 球状黒鉛鋳鉄FCD45

濃度40%、 $\Delta\epsilon = 1.2 \times 10^{-3}$ のものが $\Delta\epsilon$ vs. N_f の関係で $N_f = 10^4$ 以下で大気中のものより寿命が長くなっているようであるが、実験点にばらつきがあるので明確には言い切れない。

図1.4.5に圧縮側で1000秒保持のものを1点示す。大気中と差はないようである。

繰返しにもなう $\Delta\sigma$ の変化を図1.4.7に示す。

Cr-Mo 鋼とは逆に繰返し軟化材であることを示している。また、大気中と酸素40%中とでとくに差は見られない。

1.4.4 まとめ

Cr-Mo 鋼、球状黒鉛鋳鉄FCD45の酸素過剰空気中での伸び制御疲労試験を行なった。

雰囲気濃度は大気中(21%)および30%、40%の酸素を含む3種についてである。

各材料について試験結果が次のように得られた。

(1) Cr-Mo 鋼

酸素40%中でも疲労寿命は大気中とほとんど変わらない。

最大圧縮時に長時間の保持(1000秒)を与えた場合も同じである。

(2) 球状黒鉛鋳鉄FCD45

酸素30%、40%また、それぞれについて歪速度2種について試験したが疲労寿命は大気中と比べ著しい差はない。

最大圧縮時に1000秒の保持時間を与えた場合も同様である。

繰返し歪軟化するが濃度による程度の差はない。

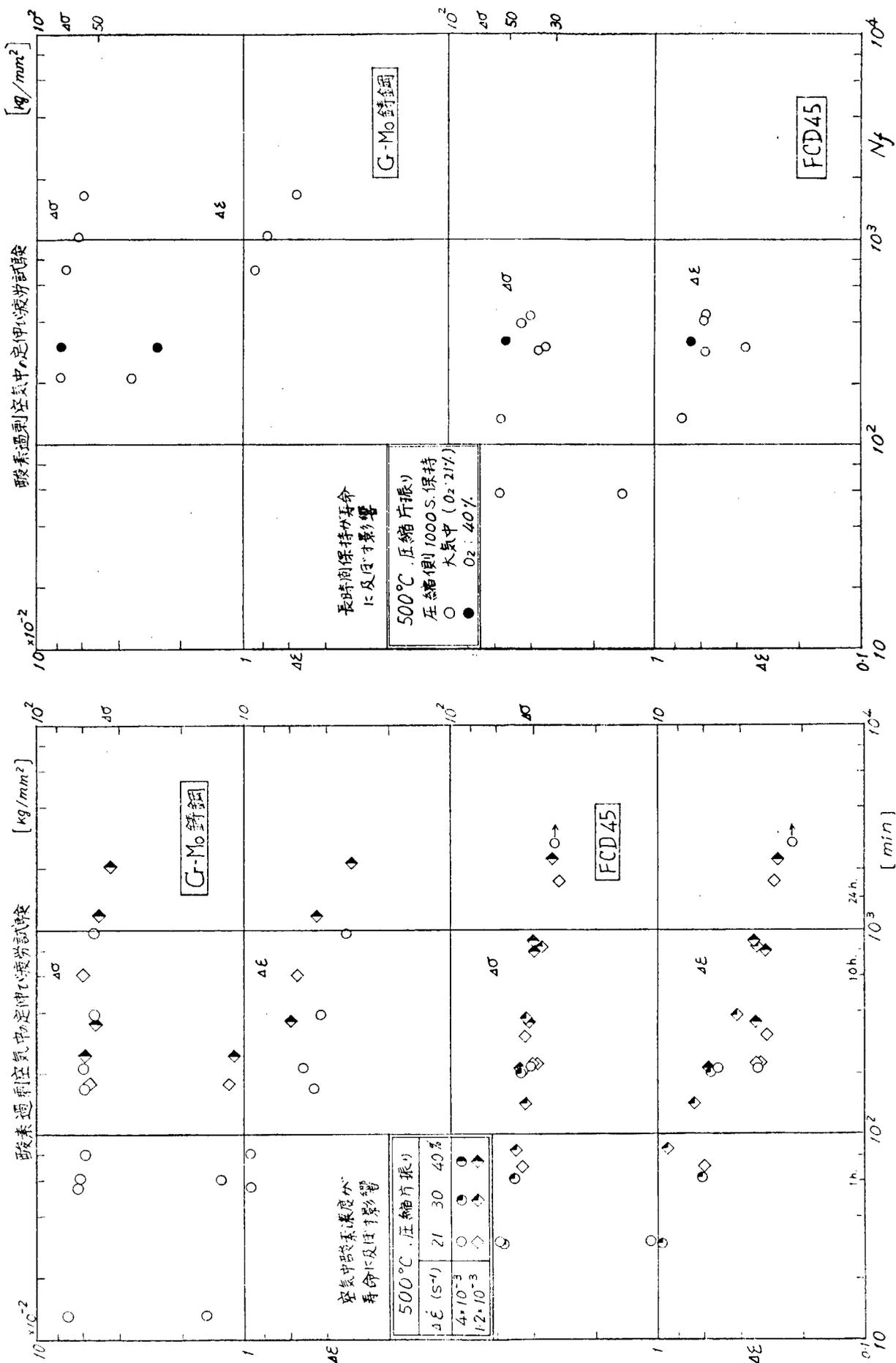


図 1.4.4 破断までの時間と Δσ, Δε の関係

図 1.4.5 破断までの繰返数と Δσ, Δε の関係

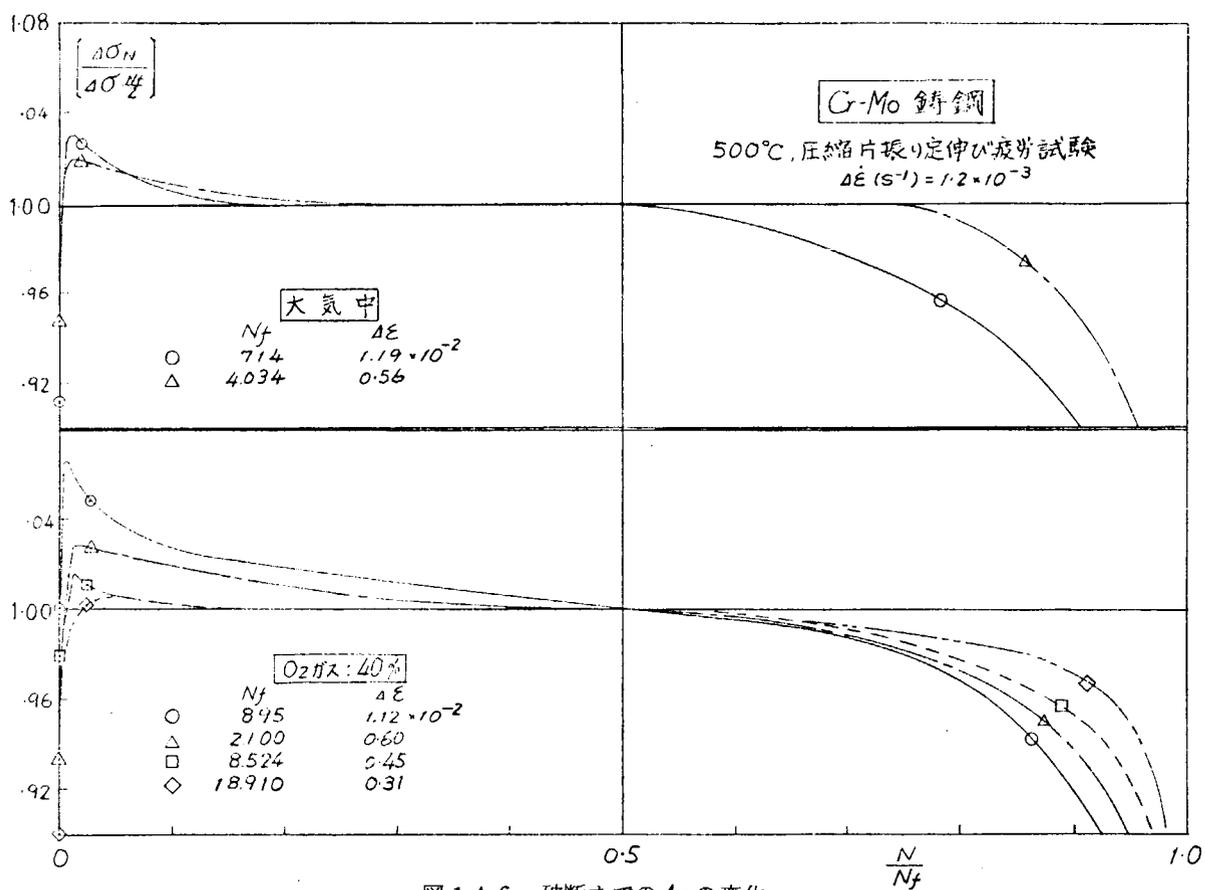


図 1.4.6 破断までの $\Delta \sigma$ の変化

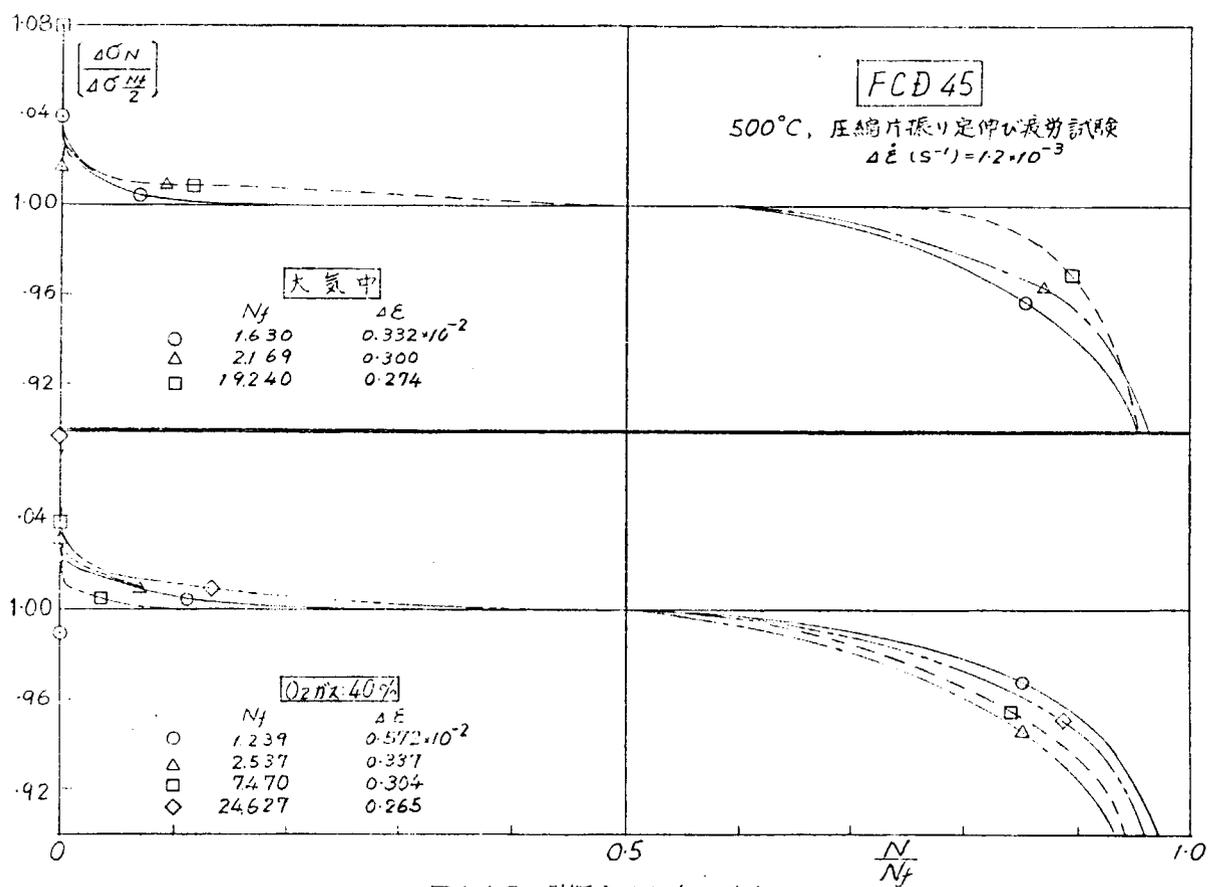


図 1.4.7 破断までの $\Delta \sigma$ の変化

2. シリンダライナとピストンリングの潤滑性能向上の研究

2.1 まえがき

最近の船用ディーゼル主機は、(1)推進効率向上の面から、超高過給化やロングストローク化が、(2)運航経済性の面から使用燃油の低質化や油消費量の低減が、また、(3)主機自動化の面から長期無開放の延長、などが、一層要求されるようになってきた。いずれも、主要摺動部であるライナ、リングの潤滑油を苛酷にするものであり、これに対処するには、定常摩耗率の低減や、異常摩耗、スカuffingなど未然防止のための潤滑設計法の確立が必要である。

SR164 第2分科会では、上記の課題に答えるために、ライナ、リング潤滑性能向上の研究を計画し、まず第1年次では、ライナ、リングの潤滑苛酷さの実態調査、解析を行うとともに、今後の問題点や研究テーマなどを明らかにした。¹⁾ 第2年次では、第1年次の調査結果をもとに、1)ライナ、リングの潤滑性能の改善研究に必要な試験機の製作を行うとともに、2)油の供給条件の問題に主眼を置いて、油の挙動特性の把握と、それに基づく潤滑改善法について、設計指針を得ることとした。

2.2 ライナ、リング潤滑性シミュレート試験機の改造製作について

ライナ、リングの摩耗やスカuff低減などの研究には、できるだけ実際のエンジンを用いるのが理想的であるが、エンジンでは影響する因子が多く、個々の因子について十分な影響度を調べることがむづかしい。

そこで、エンジンの潤滑改善のための個々の基礎特性が把握できるシミュレート試験機が必要である。

本件に関しては、昭和45～47年度 潤滑油適正化研究委員会^(注)にて製作した試験機²⁾があるが、本装置は、リング背圧が1サイクル間一定なため、リングの油膜特性が実機と異なることや、リングの溝内での挙動も異なること、また、ライナの掃気ポートの影響が加味されていない、などの欠点があった。

そこで上記の点を考慮して試験機の改造製作を行なった。試験機の駆動は、従来の試験機と同様に可変速形モーターによる方式とした。試験機の仕様を表2.1に、改造部分の外観を図2.1に、全体の断面図を図2.2に示す。

従来のものとの差異は、前報に示しているが、主要箇所は、筒内圧縮形としたため、シリンダヘッド、動弁系、掃排気系などを設けた点である。ライナ、リング潤滑に関連した主要部品として、シリンダライナの外観と断面図を図2.3に、ピストンの外観と断面図を図2.4に示す。

ライナには、掃気ポートを設け、シリンダ注油孔の位置や数などは変えられるようにした。また、ライナの上部の温度も、ライナ外周のヒーターと、ジャケット部の冷却水によりコントロールできるようにした。

ピストンは、リングの本数やリング幅などの寸法が変えられるように設計した。注油器は、クランク軸付き歯車、シンクロナイズベルト、減速機およびチェーンなどを用いて同期させて駆動できるようにし、シリンダ油は注油棒にて吐出させる方式とした。

表 2.1 試験機の仕様

	仕 様		仕 様
形 式	クロス付筒内圧縮型	回 転 数	MAX. 600 rpm
ポ ア	150 mm	ピストン平均速度	MAX. 6 m/s
ス ト ロ ー ク	300 mm	ラ イ ナ 温 度	300℃ (ヒーター使用時)
駆 動 源	190 KW	筒 内 最 高 圧 力	~ 60 kg/cm ²
		掃 排 気 系	あ り

(注) 日本船用機関学会と日本機械学会の両学会のメンバーで組織した研究委員会

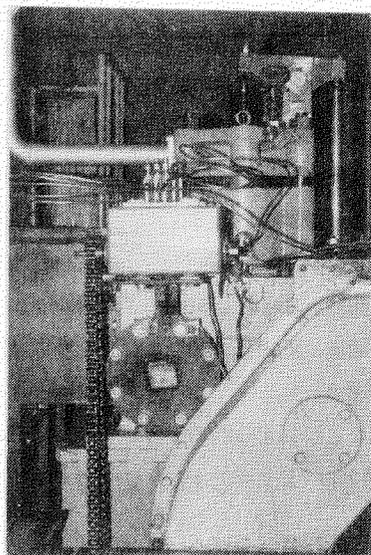
1 サイクル間におけるトップリングの理論的油膜厚の変化例についてみると、従来の試験機では、リングの背圧が一定であるため、油膜厚の変化は図 2.5 (A) に示すように少ないが、今回改造した試験機の場合、図 2.5 (B) のような変化となり、図 2.6 に示す実機のトップリングの理論的油膜厚のモードに、より近いことがわかる。

(注1)
本件を確かめるために、ライナ・リング間の油膜の電気抵抗を計測し、油膜の形成状態を調べてみた。

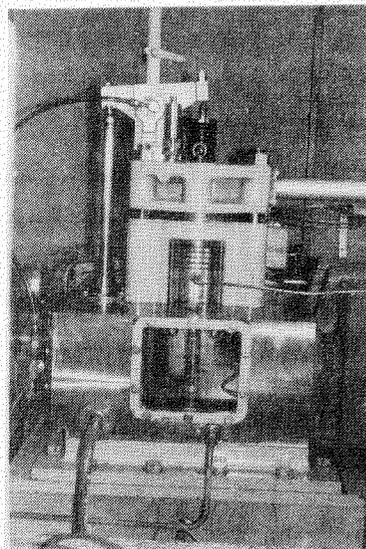
試験条件及び試験結果は図 2.7、2.8 に示すとおりで、従来の試験機では、 50 kg/cm^2 のリング背圧で、1 サイクル間油膜破断がみられるが、(注2) 改造した試験機では、上死点と下死点付近で油膜破断がみられ、ストローク中央部では油膜が形成されていることがわかる。したがって、後者の方が、より実機に近い潤滑特性を示しているといえる。

また、リングのリング溝内での上下運動も、従来の試験機では、リング背圧が一定のため、常に一方に押しつけられているが、改造後の試験機では、各リングの背面の圧力変化、摩擦力、慣性力などの変化により、実機に近い特性が得られる。

以上のことより、改造後の試験機は、従来の試験機に比べ、より実機に近い条件下での潤滑研究（リングの潤滑機構や潤滑改善手法など）に、有効に利用できると思われる。



(a)



(b)

図 2.1 改造後の試験機外観図

(注1) ベークライトにて、リング溝をつくり、リングを絶縁して電気抵抗を計った。なお、油膜の電氣的破壊を避けるため、使用電圧は 0.3 V 以下とした。

(注2) 新品リング使用 30 分後では、リング表面のなじみのため、図 2.7(B) のようにストローク中央付近で油膜が形成される。

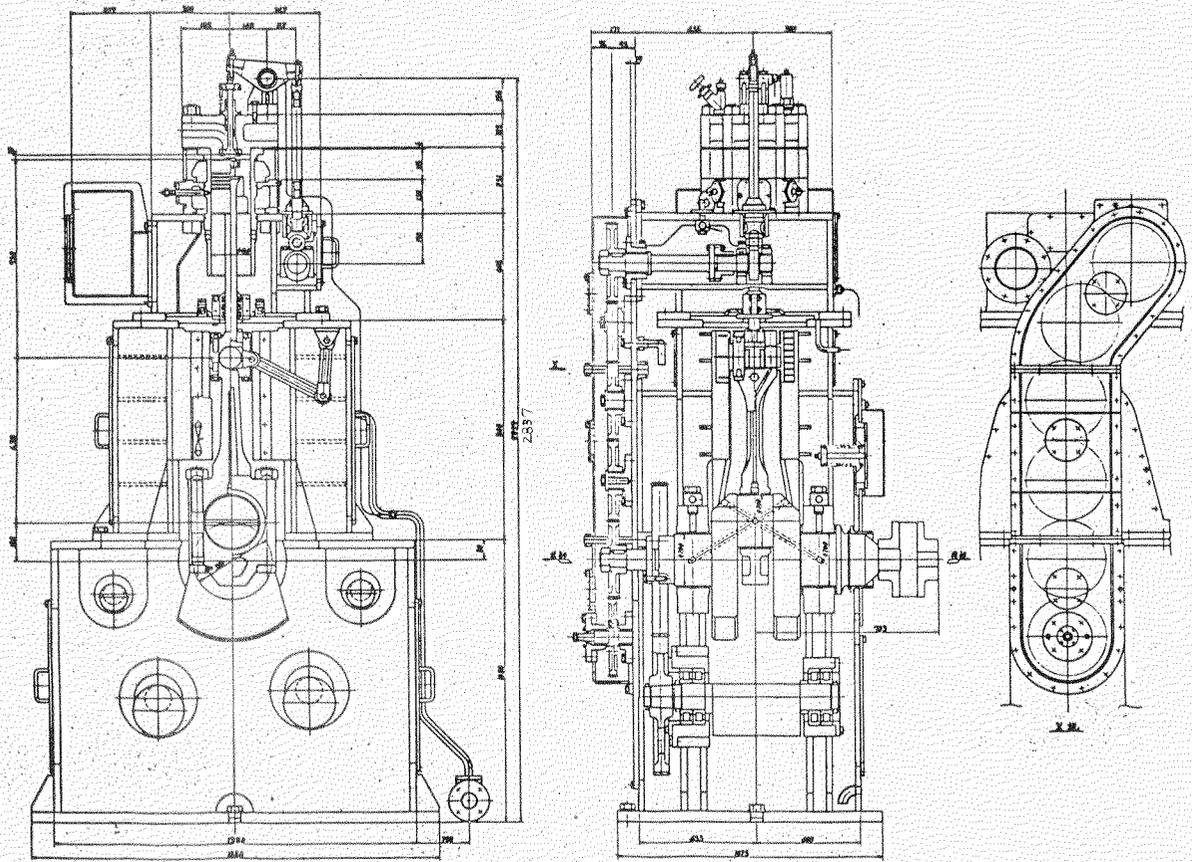


図 2.2 改造後の試験機全体図

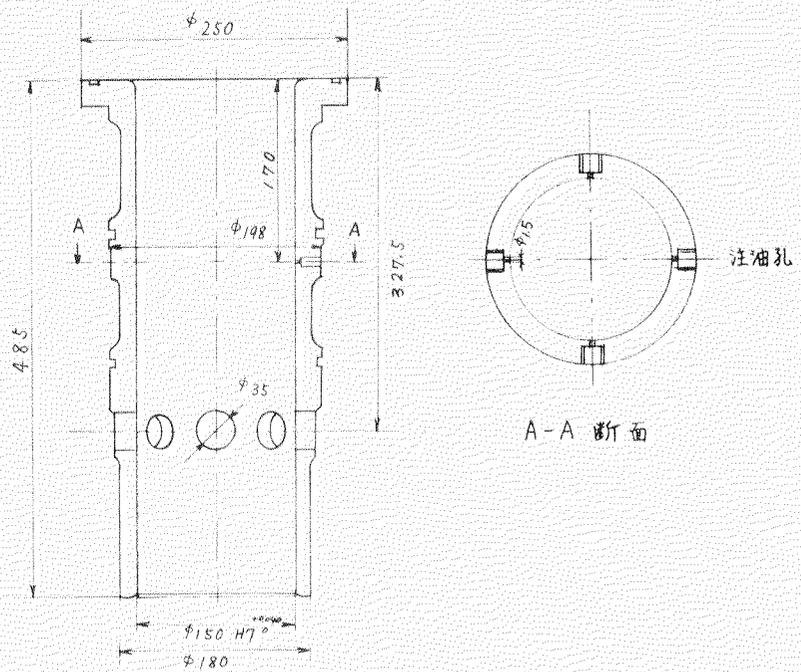


図 2.3 シリンダライナの外觀と断面図

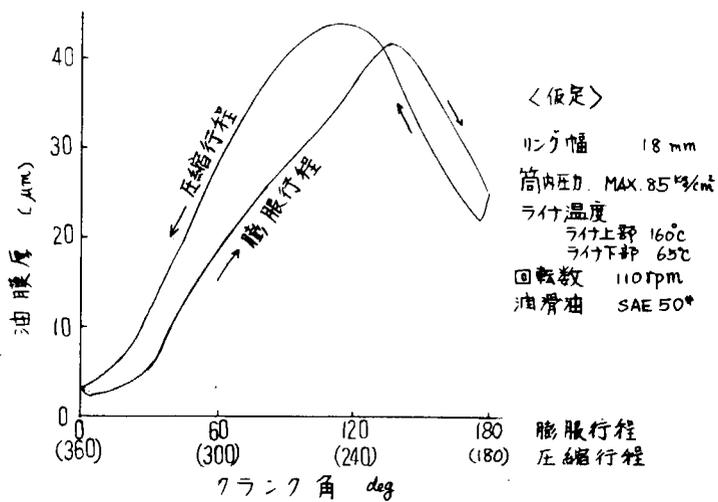


図 2.6 実機のトップリングの理論的油膜厚の例

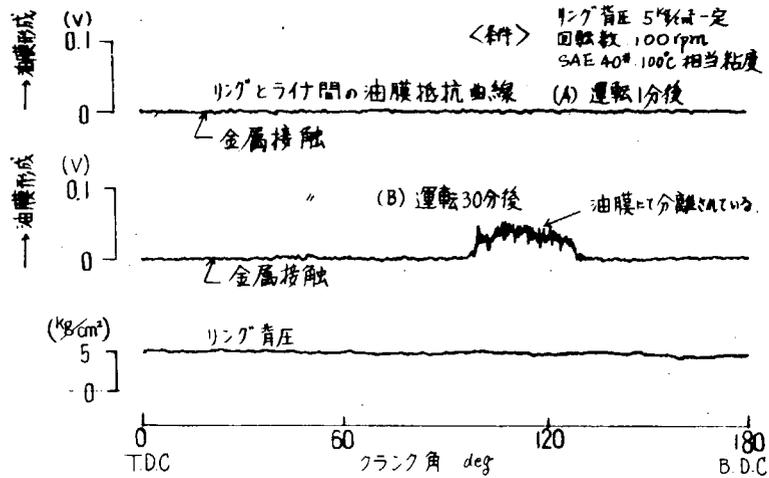


図 2.7 従来の試験機でのトップリングの油膜形成状態

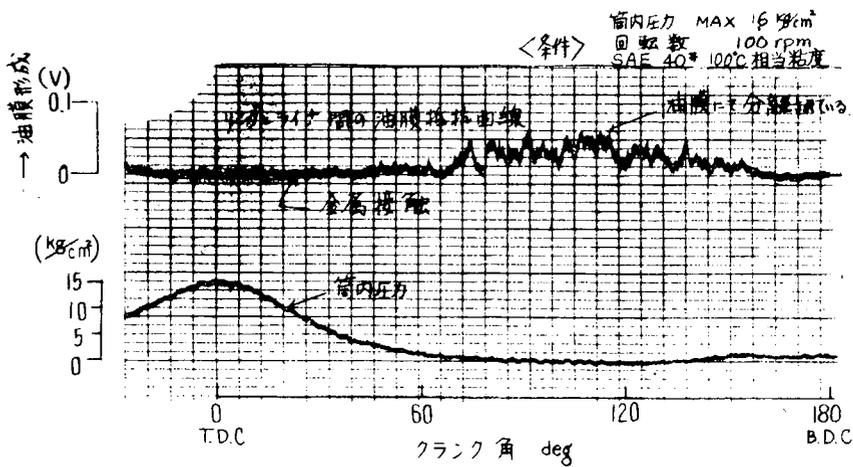


図 2.8 改造後の試験機でのトップリングの油膜形成状態

2.3 油の供給条件と潤滑性能向上試験

ライナリングの摩耗低減に対しては、基本的には流体潤滑膜をできるだけ厚く形成させることや、この油膜を破断させたり、あるいは、アプレシイブとして作用する燃料油の残渣を、極力少くすることが重要である。そのためには、ライナ内面の油を均一に分布させるとともに、燃焼室へ入る余剰油を極力減らすことが重要である。油の供給条件に関するものとしては、①注油方式、②注油時期、③注油孔位置、数、④注油溝形状などがあるが、これらに関して、基礎的な面からの検討は比較的少ない。①②に関して、潤滑油適正化研究委員会にて実施された「油の拡がり性および注油方式に関するモデル機試験（油の挙動観察試験）」があるが、³⁾筒内圧力の影響が加味されてなく、十分な結論を得ていない。また、シリンダ内での油挙動に関して、いくつか観察された例があるが、^{4)~7)}シリンダ注油された油の挙動観察などの例はなく、また、③、④についてもほとんど検討されていない。

そこで、本試験では、前項に示した潤滑性シミュレート試験機（以下、ライナ・リング潤滑性能試験機と称する）を用いて、筒内加圧条件下でシリンダ内に注油された油の挙動観察を実施し、油の拡散性の基本的特徴と、それを改善するための主要設計条件について検討を加えることにした。

以下、

- (1) シリンダ注油における基礎的事項として重要な、(i)注油棒形式と吐出状態との関連、および(ii)シリンダ注油時の吐出おくれ
- (2) 主要な注油条件に対する油挙動観察と特徴把握
- (3) 注油条件とライナ内面での油の拡がり性試験

について述べる。

2.3.1 シリンダ油の吐出状態及び吐出おくれに関する基礎試験

シリンダ注油棒形式、すなわち逆止弁の位置を変えたものについて、筒内圧力を変化させたときの吐出状態と、タイマリ注油時の注油タイミング設定に必要な注油吐出おくれについて、基礎試験にて調べた。

(1) 試験装置および試験条件

吐出状態および吐出おくれの試験装置の概念図を図 2.9 に、供試用シリンダ注油棒を図 2.10 に、使用した注油器を図 2.11 に示す。

吐出状態および吐出おくれの把握のために、下記の計測を行った。

- i) 注油器吐出口の導管内の圧力波形
- ii) 注油棒逆止弁のうごき（差動変位形）
- iii) 光電子による注油棒先端からの油の吐出波形

試験条件は表 2.2 とした。なお、吐出おくれの試験では、注油棒形式は図 2.10 のⒶ形とし、逆止弁の啓開圧力は 20 kg/cm^2 とした。

表 2.2 試験条件

項目	摘要
注油器回転数	30 rpm
シリンダ油の粘度	100°F 1228 210°F 90.8 cSt
油温	10, 20, 30 °C
導管寸法	内径 (mm) 外径 (mm) 長さ (mm) 3 6 5, 10 4 6 7, 12
吐出量	0.045, 0.051 0.064, 0.076 cc/stroke
注油棒啓開圧力	20 kg/cm ²
圧力箱の内圧	大気圧、6 kg/cm ²

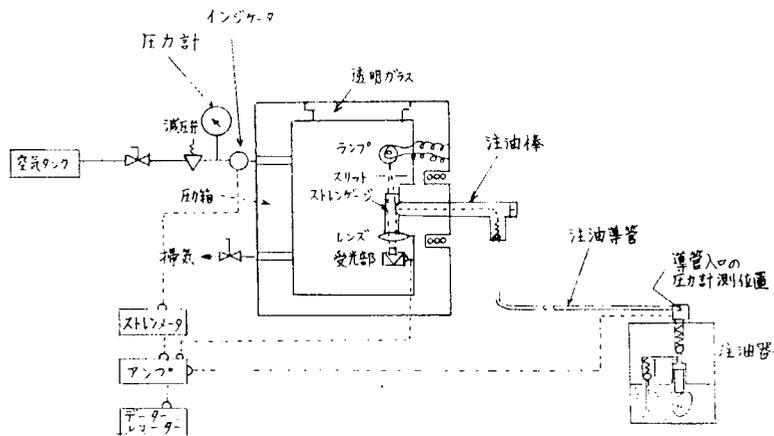


図 2.9 吐出状態検出装置

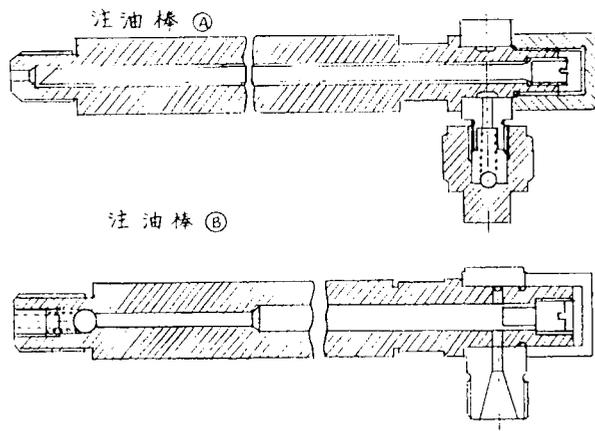
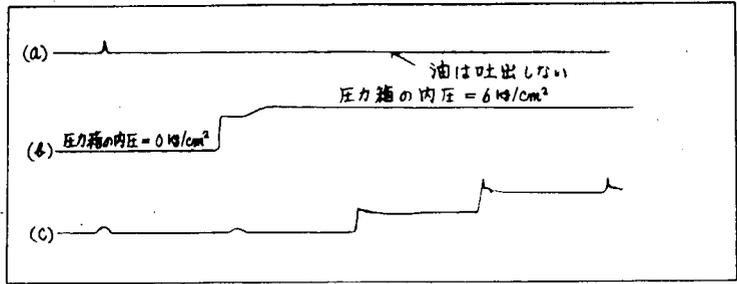
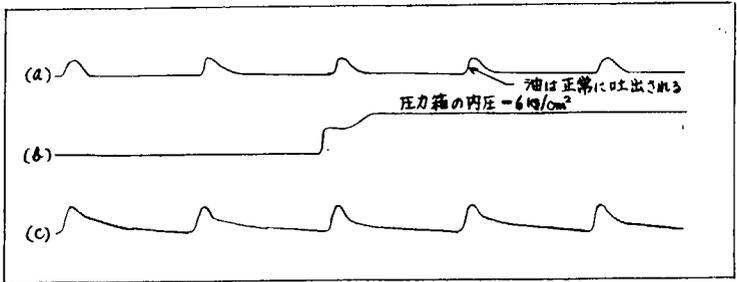


図 2.10 供試用の注油棒



(1) 注油棒 (A) 使用のとき



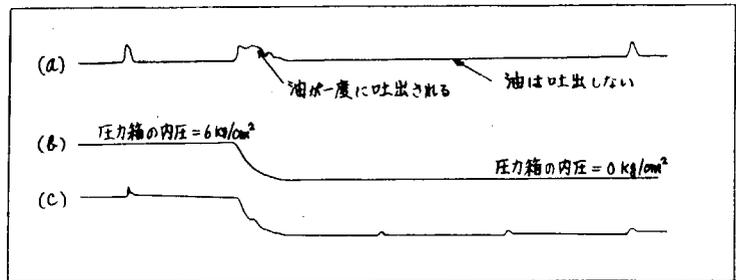
(2) 注油棒 (B) 使用のとき

(a) 注油棒先端よりの油の吐出波形

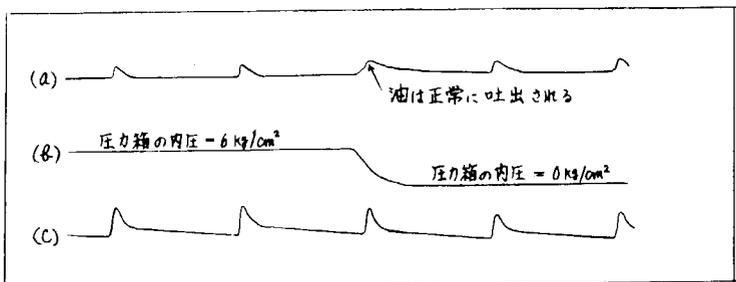
(b) 圧力箱の内圧

(c) 導管入口の圧力波形

図 2.12 吐出状態の計測結果
(その1. 圧力箱の内圧を上昇させたとき)



(1) 注油棒 (A) 使用のとき



(2) 注油棒 (B) 使用のとき

(a) 注油棒先端よりの油の吐出波形

(b) 圧力箱の内圧

(c) 導管入口の圧力波形

図 2.13 吐出状態の計測結果
(その2. 圧力箱の内圧を下降させたとき)

(b) 吐出おくれの試験結果

注油器のカムが突き始めてから、注油孔の先端部より油が吐出するまでの吐出おくれ t は、

t_1 : 注油器のカムが突き始めから、導管入口までのおくれ

t_2 : 導管内を油圧が伝わるのに要する時間

t_3 : 注油棒の吐出おくれ

t_4 : 逆止弁部から、ライナ注油孔の吐出口までの間のおくれ

とすると、 $t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$

で与えられる。

このなかで、 t_1 は比較的小さく、また、 t_4 は、図 2.14 (a) に示すように、ほぼ 0.01 sec 以下であるのに対し、 $t_2 + t_3 = t_e$ は図 2.14 (b) のように比較的大きい。この t_e について、導管長さや吐出量の影響について調べた結果例を図 2.15 に示す。

表 2.2 に示した条件での試験結果を総合的に解析し、吐出おくれ t_e (sec) の実験式を求めると次のとおりとなる。

l : 導管の長さ (cm)

a : 油中の音速 約 1.2×10^5 (cm/sec)

P_0 : 注油棒の啓開圧力 (kg/cm^2)

P_r : 導管内の残留圧力 (kg/cm^2)

v : 導管内の油の平均速度 (cm/sec)

$$v = v_p \cdot \frac{S_p}{S}$$

v_p : 注油器プランジャ平均速度 (cm/sec)
 S_p : 注油器プランジャの断面積 (cm^2)
 S : 注油導管の断面積 (cm^2)

E : 油の縦弾性係数 $1.4 \sim 1.7 \times 10^4$ (kg/cm^2)

K : 定数 1.2 ~ 1.3

とすると、

$$t_e = \frac{l}{a} + \frac{K(P_0 - P_r) - l}{E \cdot v}$$

ただし、 $l < 1200$ cm,
 $v_p < 12$ cm/sec

となる。

例えば、導管の寸法で、長さを 200 cm、内径を 0.4 cm、注油器回転数 25 rpm で吐出量 0.02 cc/stroke のときの導管内の油の平均速度を 3.11 cm/sec、啓開圧力と残留圧力との差が 2.0 kg/cm^2 のときの吐出おくれ t_e は、

$$t_e = \frac{200}{1.2 \times 10^5} + \frac{1.2 \times 2.0 \times 200}{1.6 \times 10^4 \times 3.11}$$
$$\cong 0.011 \text{ (sec)}$$

なお、油中に気泡がある場合には、 E の値が非常に小さくなり、吐出おくれが大となるので、注油導管系からの油もれによる気泡の混入には、十分な注意が必要である。

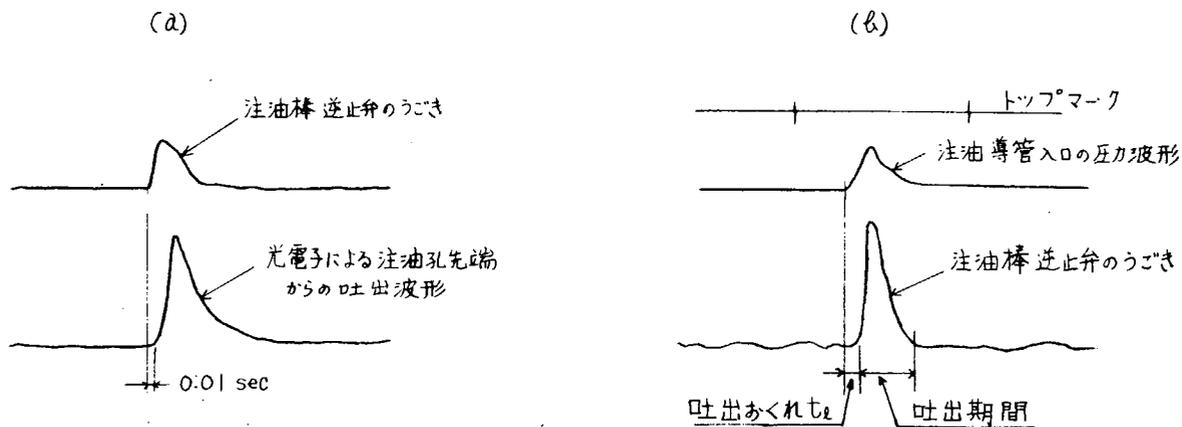


図 2.14 吐出おくれ計測波形 例

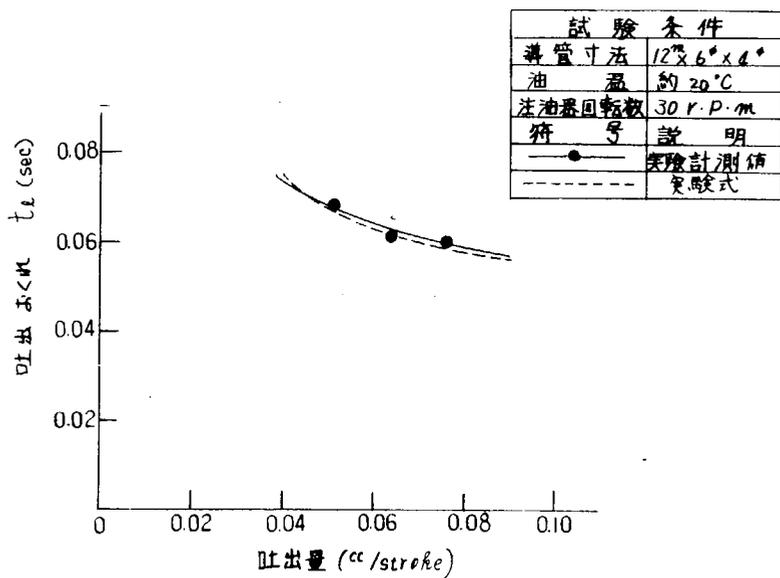
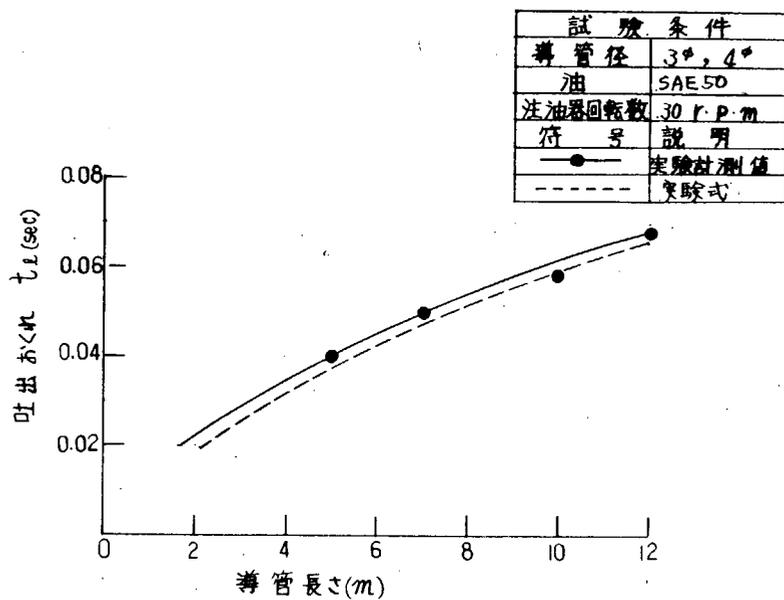


図 2.15 吐出おくれの実験結果 例

2.3.2 透明シリンダによる油の挙動観察

(1) 試験装置

ライナ・シリンダ潤滑性能試験機を使用したか、筒内の油の挙動が観察できるように、ジャケット部をくり抜くとともに、図 2.16 に示すような特殊アクリルのシリンダを用いた。

(アクリルのシリンダを補強するために、鋳鉄製の外筒を使用した)。本シリンダの試験機本体への挿入状態を図 2.1 (b) に示す。

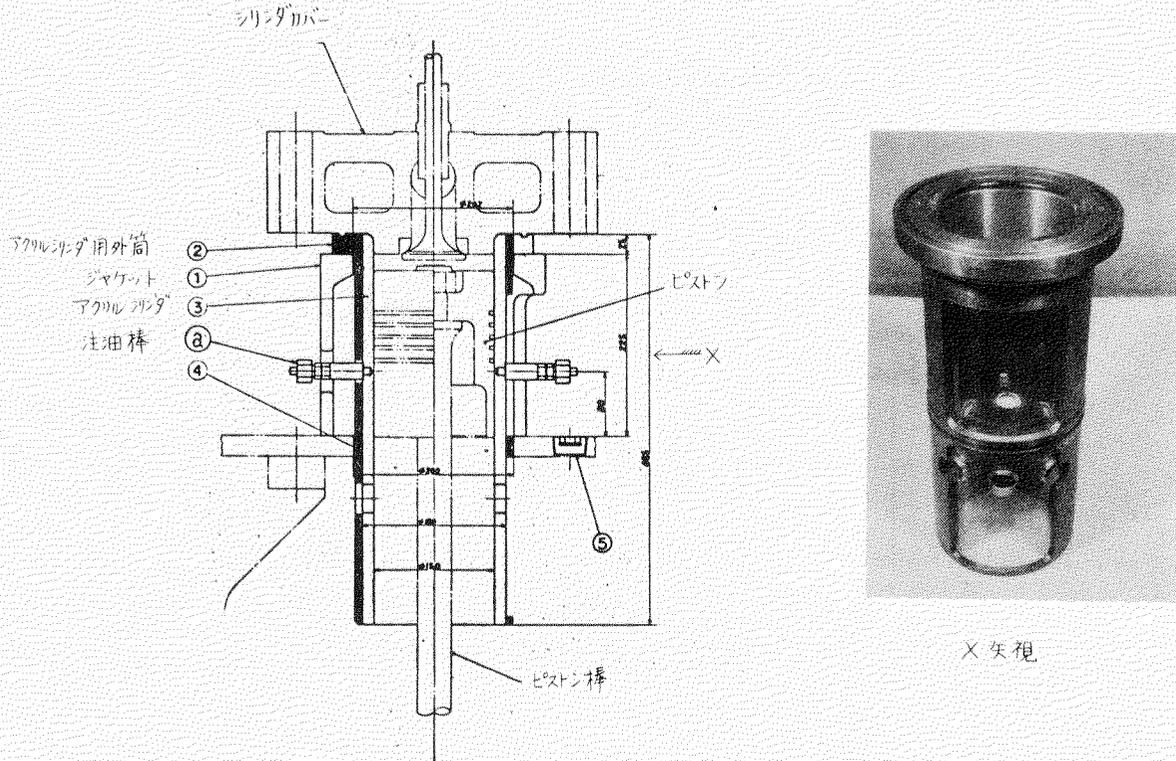


図 2.16 油挙動観察用シリンダライナ

(2) 試験条件

試験条件を表 2.3 に示す。

表 2.3 試験条件

No.	注油方式	吐出方法、注油時期	注油孔の数 注油孔の位置	注油溝の 有 無	筒内加圧 の有無	使用油
1	非タイムリ	ランダム注油	4 ライナ上部	無	無	シリンダ油
2	非タイムリ	ランダム注油	4 ライナ上部	無	有	シリンダ油
3	非タイムリ	ランダム注油	2 ライナ上部	有	有	シリンダ油
4	非タイムリ	ランダム注油	2 ライナ上部	有	有	低粘度油
5	タイムリ	微量、かき上げ	2 ライナ上部	有	有	低粘度油
6	タイムリ	微量、リング間	2 ライナ上部	有	有	低粘度油
7	タイムリ	一括、かき上げ	2 ライナ上部	有	有	低粘度油
8	タイムリ	微量、かき上げ	2 ライナ上部	有	有	低粘度油

注油方式 : 非タイムリ注油は、注油器のプランジャの作動と、ピストンの動きとを同期させずに注油する方式。タイムリ注油は同期させて注油する方式。

吐出方法 : 微量注油は、注油器と試験機との回転比を 1/4 にして、微量を 4 回転に 1 回吐出させる方法。一括注油は、回転比を 1/16 にして、16 回転に 1 回吐出させる方法。筒内への注油量 1 cc/min、注油孔 2 個の場合、前者は、0.02 cc/stroke、後者は 0.08 cc/stroke 吐出させる方法。

注油時期 : かき上げ …… トップリングが注油孔より下方にあるときに注油し、リングでかき上げる方法。

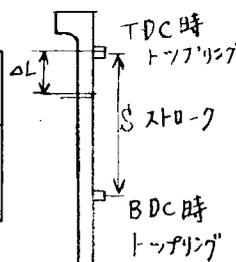
リング間 …… ピストン下降行程で、注油孔の位置をリングが横切る間に注油する方法。

吐出方法	注油時期	吐出始め (TDC 後)、吐出終り	
微量注油 (注)	かき上げ	240°	262°
	リング間	32°	52°
一括注油	かき上げ	130°	262°

2~4 個の注油孔からは、同時に注油した。

注油孔の位置 :

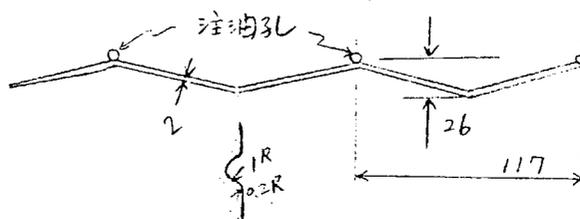
注油孔位置	ΔL mm	$\Delta L/S \times 100$ (%)	(参考) 第 1 年次の調査で 最も多い $\Delta L/S \times 100$ (%)
上部	75	28%	25~30
下部	200	56%	60~80



注油孔の数 : 円周を均一に等分して 2 ケと 4 ケにした。

2 ケの場合の注油孔間の円周距離は 236 mm (実機では 250~300 mm が多い¹⁾)

注油溝形状 :



潤滑油 : シリンダ油 40~60 B 粘度100 F 16.24 cSt TBN60

210 F 15.2 cSt

低粘度油 (マシンオイル) 粘度100 F 9.8 cSt TBN0

210 F 2.4 cSt

油温 約30℃ 低粘度油30℃のときの粘度は、40-60 Bの約100℃のときの粘度に相当する。

観察できるように、オイルレッドを混入した。

回転数 : 100 rpm

筒内圧力 : アクリルの強度、ガス圧力による変形などを考慮し、 $P_{max} = 15.9 \text{ kg/cm}^2$ (実測) にて試験を行なった。

リングの本数 : 5本

リングの寸法 : 4.5 mm (B) 巾 \times 5.2 厚 \times 150.0 呼び径

リング表面 : バレルフェイス (バレル凸起量 0.01 mm)

リング張力 : $2.6 \sim 3.4 \text{ kg}$

リング合い口すきま : 0.6 mm 、両端 0.4 R 落し

リングサイドクリアランス(C) : $0.06 \sim 0.09 \text{ mm}$ 、 $(C)/(B) = 0.013 \sim 0.02$ (実機では $0.01 \sim 0.03$ が多い)¹⁾

リング表面仕上げ : $3 \mu \text{ m}$

ライナ : アクリルライナの表面仕上げ $1 \mu \text{ m}$

(注) 吐出終りは、クランク角で 250° 、 40° にそれぞれセットしたが、導管長さ 2 m であるため、81ページの計算値のように $t_e \cong 0.011 \text{ sec}$ 及び $t_d = 0.01 \text{ sec}$ として、全体の吐出おくれ約 0.02 sec 、試験機・回転数 100 rpm の場合、クランク角で、 $\theta \cong 6 \times 100 \times 0.02$ で 12° の吐出おくれとした。

なお、上記作動条件下におけるトップリングの油膜形成状況は、図 2.8 のとおりである。(ただし、油は低粘度油の場合)

(3) 試験方法

各試験ともに、シリンダライナ、ピストンおよびリングなどの表面は、十分油を拭きとるとともに、ピストスリングの合い口すきまの位置を常に同一個所にセットした。

すなわち、観察する方向 (Fore-Side) に、第 1, 3, 5 段リングの合い口がくるようにし、第 2, 4 段は、それぞれ 120° ずつ左右にずらした。

まず試験機起動後 10 sec 間に、回転数を 50 rpm に設定し、35 mm カメラにて、一分間撮影した。

停止後 1 分たって、再起動し、10 sec 間に 100 rpm とし、30 sec 後に 16 mm 高速度カメラにて撮影した。

(4) 観察結果および考察

シリンダ注油された油の拡散状態の 35 mm カメラによる観察結果例を図 2.17 ~ 2.33 に示す。以下 35 mm カメラと、別途撮影した 16 mm 高速度カメラによる観察結果について、判明した点を述べる。

(a) 筒内圧力の影響

まず、筒内圧力が作用しないときの油の挙動は、図 2.17 に示すとおりで、従来からすでに明らかにされているように、両死点における各段リングの溝内での上、下運動によるポンピング作用によって、リングの背面や側面からの油の出入りが著しい。

すなわち、死点でのピストン各ランド部では、油の上下運動がはっきりみられ、またリング合い口すきまを通過する油も比較的多くみられる。そのため、筒内圧力が作用しない行程では、油の拡散性にすぐれていると同時に、油上がりが多いことがわかる。

筒内圧力を作用させたときには、上死点では、上段のリングほど差圧によるリング下溝への押し付けが大きいため、上記のような上死点での、リング持上がりによる油の押し上げがみられないが、トップランドやリング間の円周方向に比較的油が拡がっている。これは(i)リング背面に入った油が、円周方向に拡がるとともに、ピストン下降行程時のリングの持上がりにより、^(注)油がリングランドへ押し出されたり、(ii)リング合い口付近の背面の油が、合い口すきまからのガスのブローバイとともにキャリ・オーバーされる、などによるものと思われる。

筒内圧力が作用したときの油挙動の大きな特徴は、とくに、リングの合い口付近にみられる。

すなわち、リング合い口部はガスのブローバイのために、合い口すきま部の真下のピストンランド部は、油が比較的少なく、その下方のリングの潤滑油を阻害していることがうかがえる。

また、このブローバイの形跡は、ピストンスカートまで及んでいることがわかる。リングの合い口すきまを 0.3 mm 面取りなしにしたり、シリンダ油 40-60 B 油温 30°C で粘度が高い場合 (図 2.19)、あるいは、注油量を著しく増加させた場合には、合い口からのブローバイによる油不足はあまりみられない。

したがって、ライナ・リングの潤滑性能を向上させるにはブローバイによる油の不足部分をなくすことが極めて重要で、そのためのブローバイ対策、例えばリング合い口すきまの減少、合い口の面取りの減少、ライナの局部変形をなくすこと、ピストンのリング溝部の変形の均一化などが重要といえる。

また、ライナ上部のトップや第 2 段リングの摺動面は油膜がうすい傾向がみられるが、これには、ライナ表面仕上げ形状の面からの潤滑改善が必要といえる。

(注) 各段のリングの背面の圧力を試算すると、図 2.24 となる。アクリルライナとリングとの摩擦係数を 0.01 とし、リングの溝からのとび上がりを求めると、TDC 後 $20 \sim 30^\circ$ となる。

(b) 注油条件の影響

(i) 注油方式 : 非タイマリ注油とタイマリ注油との比較、(図 2.18, 2.20)

非タイマリ注油(表 2.3 の No. 4 の条件)では、下段リングが注油孔より上方にあるときや、トップリングが注油孔より下方にあるとき、すなわち、注油孔位置での筒内圧が低いときに油が吐出されており、そのためか図 2.18 のようにトップランドやスカート部の油が多くリング間の油が比較的少ない。とくに、トップランドの先端への油の付着も多く、油が有効に利用されにくいことがあがる。

これに対し、タイマリ注油(表 2.3 の No. 5 の条件)カキ上げ方式では、ピストントップランドやリングゾーンでの油の拡散が比較的良好であるが、若干スカート部の油が不足気味の傾向がみられた。

(ii) 吐出方向 : 微量吐出と一括吐出との比較(図 2.20, 2.22)

タイマリ注油、かき上げ方式の場合で比較したものであるが、一括吐出の方法、すなわち、試験機 16 回毎にまとめて、注油する方法では、ピストンランドや、リング間へ、十分油が拡散しないうちに、ピストンヘッド部へ油が持上がるのがみられる。これに対し微量吐出の方が、ピストンランド部の油の拡散が比較的良好的ようである。

したがって、まとめて一度に多く吐出させる方法よりも、少量を短かいピッチで吐出させる方が油が有効に利用されやすいといえる。

(iii) 注油時期 : タイマリ注油でのかき上げ方式とリング間方式との比較(図 2.20, 2.21)

両者とも、微量注油の場合であるが、観察の範囲内では、大きな差異はみられない。注油量を 0.1 cc/stroke と増して比較すると、リング間方式の方が、リングゾーンでの油の拡散性が若干良好である。すなわち、注油時期よりも、吐出方法のほうが油の拡がりに対する効果が大きいようにみられる。

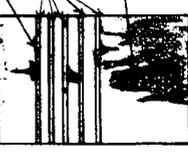
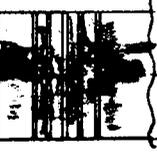
(iv) 注油孔位置 : 上部注油と下部注油との比較(図 2.18, 2.23)

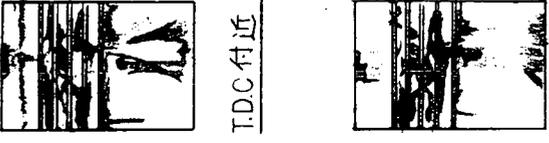
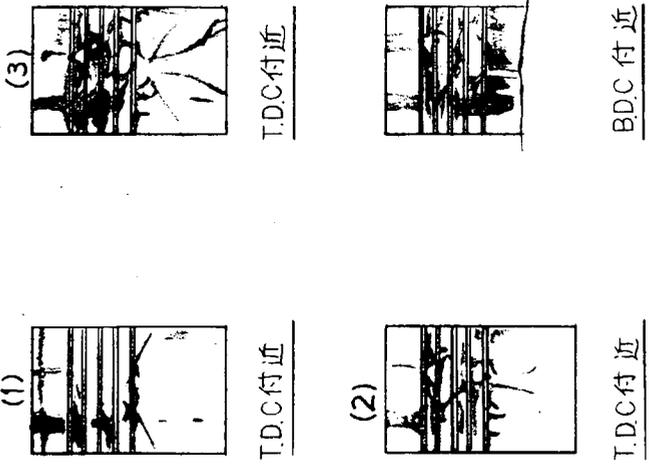
非タイマリ注油の条件での比較であるが、注油孔がライナの下方向にある場合、油の吐出が筒内圧の影響を受けないため、トップランド、リングランド、ピストンスカート部への注油がなされており、上部注油よりは、下部注油のほうが若干有利と思われる。

(v) 注油溝の効果

注油溝部の油は、ガスのブローバイによる油の吹き飛びはあまり見られず、比較的油が残っているのがみられた。これは、図 2.24 からわかるように、リングが油溝を通過するときの、リング間の差圧が低いためと思われる。

さらに、溝断面積の影響などについて、油の挙動の検討を要するが、少なくとも注油孔の位置や、油溝設計に当っては、各リング段の背圧変化などを考慮して決める必要がある。

 <p>I.D.C付近</p>	 <p>B.D.C付近</p>	 <p>I.D.C付近 (運転初期時の)</p>	 <p>I.D.C付近</p>	 <p>B.D.C付近</p>	<p>図 2.17 非タイムリ注油 〈筒内圧縮なし〉</p>
 <p>I.D.C付近</p>	 <p>B.D.C付近</p>	 <p>I.D.C付近</p>	 <p>スロー中央付近</p>		<p>図 2.18 非タイムリ注油</p>
			<p>図 2.19 非タイムリ注油 シリンダ油 40-60B, 30℃の場合</p>		
			<p>図 2.20 タイムリ注油 〈かき上げ，微量〉</p>		

 <p>I.D.C.付近</p> <p>B.D.C.付近</p>	 <p>I.D.C.付近</p> <p>ストローク中央</p>	 <p>(1) I.D.C.付近</p> <p>(2) I.D.C.付近</p> <p>(3) I.D.C.付近</p> <p>B.D.C.付近</p> <p>時間変化 (1)→(2)→(3)</p>	<p>図 2.21 タイムリ注油 ＜リリング間，微量＞</p>	<p>図 2.22 タイムリ注油 ＜かき上げ，一括＞</p>	<p>図 2.23 非タイムリ注油 ＜下部注油＞</p>
---	--	--	---	--	--------------------------------------

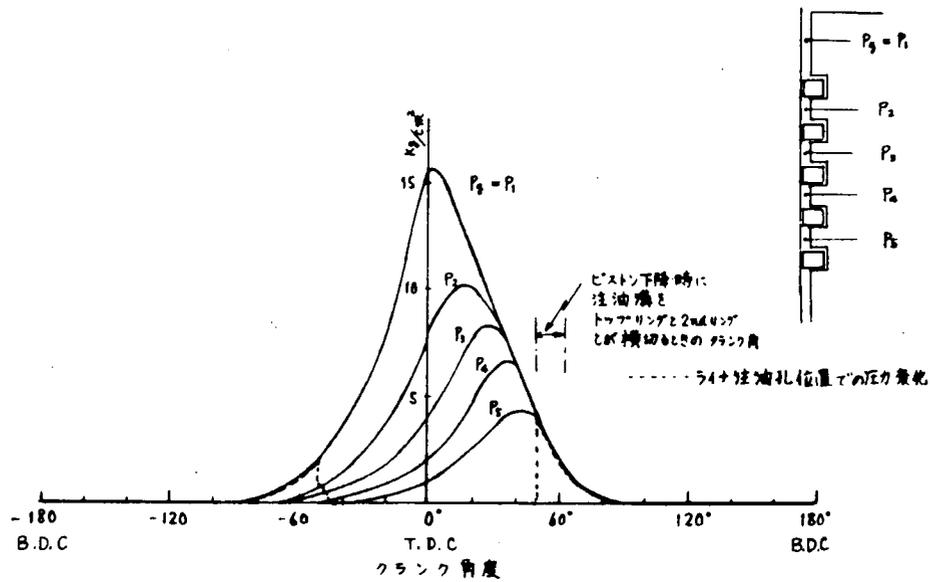


図 2.24 各リング段の圧力変化

2.3.3 油の拡がり性の試験

前項の試験は、アクリルのシリンダを用いたときの油の拡散性の観察結果であるが、ライナ・リングは、通常鋳鉄材が使用される。そこで、油の拡がり試験（その1）として、両者の油の拡がり性がどのように違うか基礎試験で調べた。

また、油の拡がり試験（その2）として、鋳鉄ライナを用い、注油方式を変えたときのピストン・ライナの油の付着状態も調べてみた。

（その1）油の拡がり性試験

(1) 試験方法及び試験条件

シリンダライナに、リング5本を有するピストンを挿入し、シリンダ注油（かき上げ方式と、リング間注油方式）を行ない、1, 4, 10回往復運動させたときのライナ付着油の円周方向の拡がり幅を計測した。往復速度は約 0.3 m/sec で、使用油は前項で使用した低粘度油を、注油量は 0.05, 0.1cc とした。

(2) 試験結果

試験結果を図 2.25 に示す。本図より、アクリルの方が鋳鉄ライナに比べ円周方向への拡がりの方が劣っていることがわかる。これは、ライナ素材と油との親和性にもよるが、鋳鉄ライナのホーニングのクロスハッチによる影響とも考えられる。また、かき上げ方式と、リング間注油方式とでは、若干、後の方が拡がり性が良好であるが、筒内圧力が作用した場合での比較が必要である。

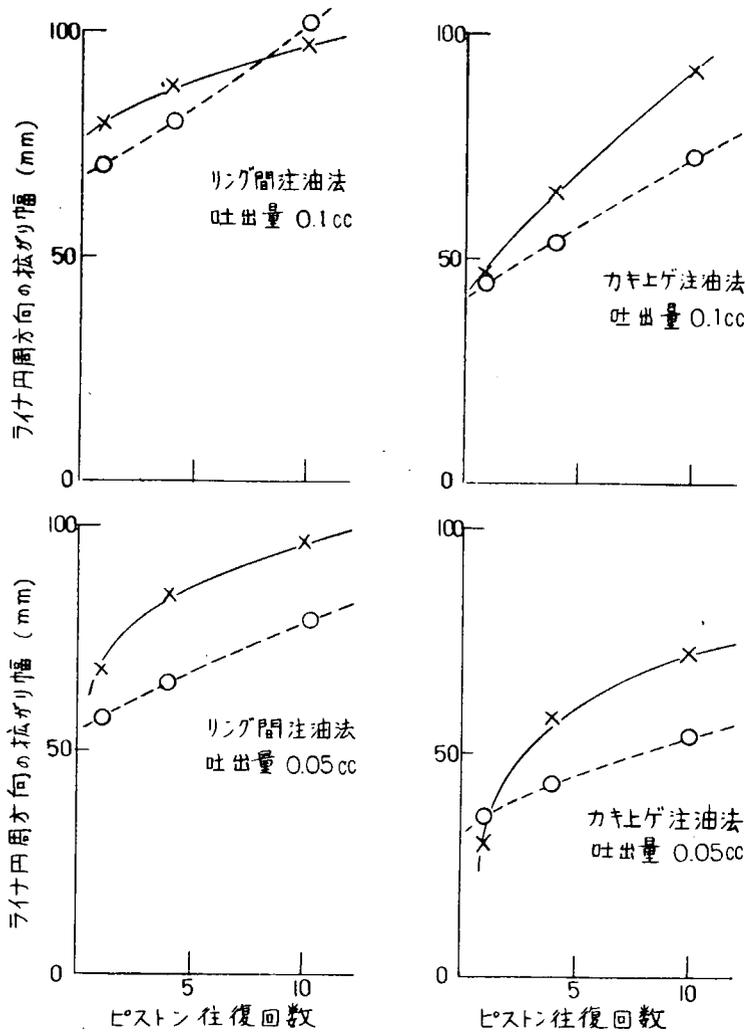


図 2.25 油の拡がり性の試験結果 (---○--- アクリルリング) (—×— 鋳鉄リング)

(その2) 油の拡がり性試験

(1) 試験方法及び試験条件

ライナ・リング潤滑性能試験機を用い、非タイムリとタイムリ注油(かき上げ方式)、低粘度油、微量吐出 0.02 cc/stroke、筒内圧縮 ($P_{max}=16 \text{ kg/cm}^2$)、100 rpm の条件で、3 分間運転し、10 分間でシリンダカバー等を開放し、ライナの注油孔より上部とピストンのトップランドに付着している油、および、ライナ掃気ポートより下方に付着している油を、それぞれ綿にて採取して、重量法で、油の円周方向の分布を調べた。

(2) 試験結果

非タイムリ注油と、タイムリ注油について、ライナおよびピストンに付着した油量の相対比較の結果を表 2.4 に示す。本表より非タイムリ注油では、トップランドやピストンスカートおよびライナ上部と下部での油が比較的多く、リングゾーンでの油が少なく、前項で示した油挙動観察の結果と大体以ていえることがわかる。このように非タイムリ注油では、かき上げか、かき下げ注油の形となりやすく、油が無駄に使用されやすい。

これに対し、タイマリ注油かき上げ方式では、非タイマリに比べ、比較的リングゾーンの油が多く、したがって、油が有効に使用されやすいといえる。

表 2.4 注油方式と付着油量の相対比較

注油方式	非タイマリ注油	タイマリ注油 (かき上げ)
ライナの注油孔より上部と、ピストントップランド部の付着油重量	1.09 (g)	0.70 (g)
ライナ掃気ポートより下方の付着油重量	0.77	0.05

2.4 実機での注油条件と摩耗率との相関

第1年次での実機の調査結果をもとに、注油方式 (非タイマリ注油とタイマリ注油) について、ライナ摩耗率との相関を解析すると図 2.26 となり、同一の油膜厚条件で比較すると、タイマリ注油のほうが摩耗率が低いことがわかる。しかし、さらに摩耗率を低減するには 2.3.2 項に示したような潤滑改善策が必要と思われる。

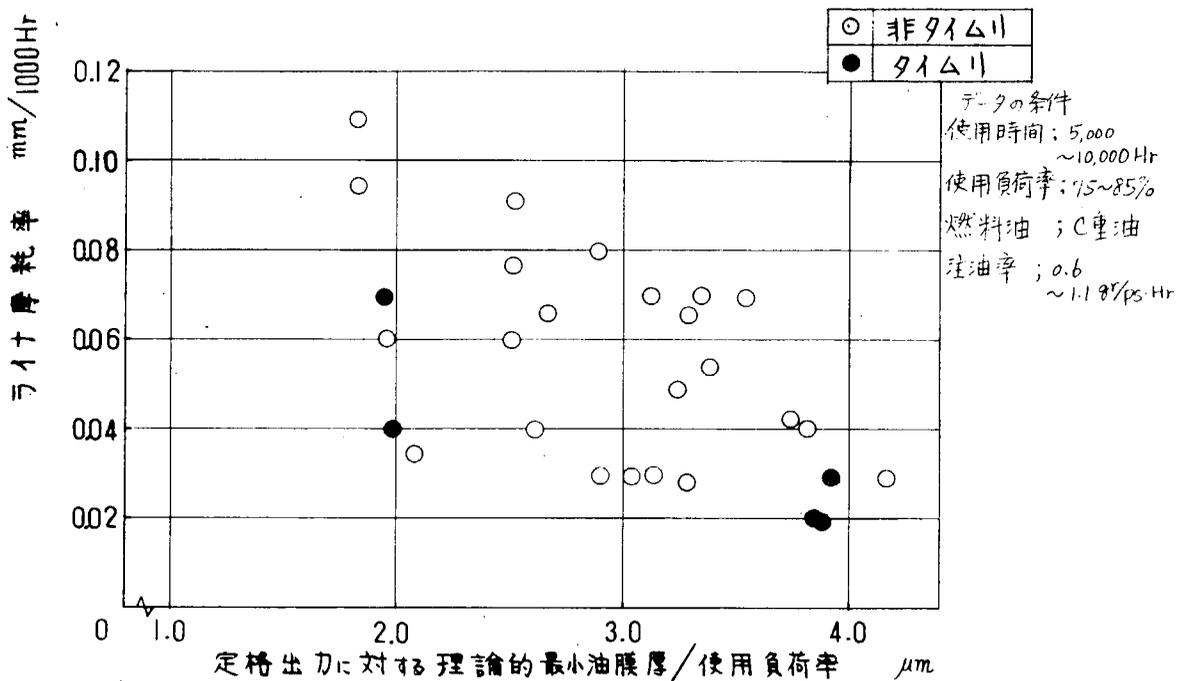


図 2.26 実機での注油条件とライナ摩耗率との相関

25 まとめ

- (1) 実機 ライナ・リングの油膜特性に、より近い条件下で潤滑、摩耗の試験ができる潤滑性シミュレータ試験機の改造製作を行った。今後、リングの潤滑機構や潤滑改善手法などに関する研究のために、本試験機は、十分活用できると思われる。

油の供給条件と潤滑性能の基礎試験において、明らかとなった点は次のとおりである。

- 1) シリンダ内への注油を規則正しくするためには、注油棒の構造が重要で、逆止弁を注油棒の先端に設け、吐出口までの容積を少なくすることや、啓開圧力を、注油孔での筒内最高圧力より大きくする、などが必要である。
- 2) タイムリ注油時のタイミング設定に重要な吐出おくれに関し、実験式を求めた。
- 3) 筒内加圧条件下での油の挙動観察によると、リング合い口部での動きに特徴があり、ガスのブローバイによるリングゾーンの油不足がみられる。
これが、ライナ・リングの潤滑阻害に大きく関係していると思われるため、リングからのガス・ブローバイ対策、たとえばリング合い口すきまの減少、ライナ・ピストンの均一冷却化などが重要といえる。
- 4) 非タイムリ注油と、タイムリ注油とでは、前者のほうが油のかき上げ、かき下げが多く油が有効に利用されていない。
- 5) タイムリ注油でも、一度に多く吐出させる注油法よりも、少しずつ短いピッチで吐出させた方が油の有効な拡散がみられる。
- 6) タイムリ微量注油法では、かき上げ注油法とリング間注油法とでは、目立った差はみられない。
- 7) 注油溝の形状は、各段のリング背圧変化などを十分検討し、ガスのブローバイの影響が少なくなるよう配慮して決める必要がある。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会 第164研究部会
船用ディーゼル機関燃焼室及びその周辺の信頼性向上に関する研究報告書
研究資料 No.278 P.58
- 2) 日本機械学会 日本船用機関学会
船用大形低速ディーゼル機関の潤滑油の適正化に関する研究事業報告 昭和48年3月
- 3) 同上 昭和47年3月 P.20
- 4) S. J. Beaubien, A. G. Cattaneo, SAE J 1946-OCT
- 5) A. B. Green, Wear Vol.13 1969
- 6) 高尾、管原、内燃機関 Vol.10 No.108 1971-3
- 7) 高尾、新、内燃機関 Vol.12 No.140 1973-7