

## 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 52 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51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 1 6 4 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)	鳥 田 武 久	(太平洋海運)
	滝 野 宗 作	(日本ビラー工業)	田 中 紘 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)

### 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 紘 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)		

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)	
	奥 田 将 徳	(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 紘 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 嶋 茂	(川崎重工業)	前 原 二 郎	(三菱重工業)	
	光 武 章 二	(三菱重工業)			
オブザーバ	鹿 島 実	(日本石油)	高 井 義 郎	(三菱石油)	
	森 芳 男	(日本ビストンリング)			

# 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

## 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 寸法効果及び錆肌の影響についての平面曲げ腐食疲労試験	1
1.1.1 はじめに	1
1.1.2 実験方法	1
(1) 供試材および試験片	1
(2) 腐食水およびインヒビター	3
(3) 試験片の表面仕上げ	3
(4) 腐食疲労試験方法	1
1.1.3 均一曲げ荷重装置の製作	6
1.1.4 実験結果および考察	9
(1) 腐食水の分析結果	9
(2) 腐食疲労試験結果	9
(3) 試験片表面の腐食状況	12
(4) 破断面の電子顕微鏡観察	14
1.1.5 む す び	14
1.2 重畳実働波形下の腐食疲労強度についての軸荷重腐食疲労試験	15
1.2.1 緒 言	15
1.2.2 試験方法	15
(1) 供試材および試験片	15
(2) 試験波形	17
(3) 試験条件	17
(4) 試験機および腐食疲労試験方法	18
1.2.3 試験結果および考察	19
(1) 使用水道水の成分分析結果	19
(2) 温水投入後の腐食電位および試験片伸びの変化（無負荷時）	20
(3) 疲労試験結果	20
1.2.4 緒 言	37
1.3 重畳実働波形下の高温強度についての平面曲げ疲労試験と軸荷重疲労試験およびインヒビターの濃度効果についての回転曲げ腐食疲労試験	38
1.3.1 緒 言	38
1.3.2 実験方法	38
1.3.3 実験結果と簡単な考察	41
(1) 重畳波疲労試験結果	41
(2) 腐食疲労試験結果	46
1.3.4 結 言	49
1.4 高温ガス雰囲気中の軸荷重疲労試験	50
1.4.1 はじめに	50
1.4.2 試験方法および試験装置	50

(1) 疲労試験 .....	50
(2) 亜硫酸ガスSO <sub>2</sub> 供給法 .....	50
(3) アルゴン供給法 .....	51
(4) 試験片材料の化学組成、機械的性質、形状寸法 .....	51
1.4.3 試験結果 .....	52
(1) 繰返し速度が寿命に与える影響 .....	52
(2) 亜硫酸ガス1000 ppm 中の圧縮片振り疲労強度 .....	52
(3) アルゴンガス中の圧縮片振り疲労強度 .....	53
1.4.4 ま と め .....	57
(1) Cr-Mo 鋳鋼 .....	57
(2) 球状黒鉛鋳鉄FCD45 .....	57
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 .....	58
2.1 ま え が き .....	58
2.2 第1年次(昭和51年度)の実施内容 .....	58
2.3 ライナ、リング、ピストンの潤滑性苛酷さの実態調査と解析結果 .....	60
2.3.1 調査アンケート項目、調査対象と調査回答数 .....	60
2.3.2 各種エンジンのライナ、リング、油の使用条件とライナ、リング摩耗の現状調査 .....	62
(その1. 主として、ライナ、リングの定常摩耗率について)	
(1) エンジンの作動条件と定常摩耗との相関 .....	62
(2) トップリングの潤滑油膜厚条件と定常摩耗との相関 .....	66
(3) ライナ、リングの材料、リングプロフィール、ライナ表面仕上げと定常摩耗との相関 .....	71
(4) 潤滑油の条件と定常摩耗との相関 .....	73
2.3.3 各種エンジンのライナ、リング、油の使用条件とライナ、リング摩耗の現状調査 .....	75
(その2. 主として異常摩耗、スカッフなどのトラブル状況について)	
2.3.4 ライナ、リング、ピストン仕様に関する特徴の調査結果 .....	77
2.3.5 今後Power upするエンジンの性能、作動条件及び摩耗率などの予想値の調査結果 .....	82
2.3.6 今後のライナ、リング、ピストンのトライボロジ問題に対する研究の必要性の調査結果 .....	84
2.4 潤滑油シミュレート試験機の改造設計について .....	87
2.5 ま と め .....	90

# 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 寸法効果および銹肌の影響についての平面曲げ腐食疲労試験

### 1.1.1 はじめに

シリンダーカバーやピストンなど燃焼室壁部材の清水冷却面は、清水の腐食作用によって疲労強度が低下するいわゆる腐食疲労を生じ、部材破損の大きな要因となっている。ディーゼル機関の信頼性・耐久性向上の一環として、燃焼室壁部材の腐食疲労強度の評価法および腐食疲労防止対策を確立することが、重要な課題であると考えられる。

現状では機関冷却水系の腐食環境、とくに沸騰やそれに近い高温水中における腐食疲労強度について、実機の設計に適用できる実用データなどはほとんど無い。さらに清水腐食を防止するために冷却水中にインヒビターを添加することが考えられ、一部の機関に実用されているが、これらインヒビターの腐食疲労防止効果についても充分には解明されていない。

S R 1 3 6 部会では、昭和 4 8、4 9 年度に腐食疲労に関する共同研究を行ない一応の成果を得た。たとえば直径 8 ~ 1 2 mm の平滑試験片を用いた回転曲げ腐食疲労試験を行なった結果、水温 9 0 °C、回転速度 1 0 0 c p m での 1 0<sup>7</sup> 回腐食疲労強度は大気中の約半分にも低下するが、亜硝酸イオンインヒビターを適量添加することによって、腐食疲労は充分に防止でき、大気中とほぼ等しい耐久限を示すことが明らかとなった。

しかし、以上の研究は小型試験片による回転曲げ腐食疲労であって、その試験条件は実機とはかなり異なっており、この結果をそのまま実機に適用することは危険である。実機の腐食疲労破損の防止対策を確立するには、実機の稼動条件すなわち腐食環境、材料、表面状態、寸法効果、応力負荷条件などを再現できる腐食疲労試験を実施して燃焼室壁部材の腐食疲労強度を評価し、さらに冷却水室内におけるインヒビターの防食効果をも充分に確認しておかなければならない。

本研究は実機環境の内でもとくに腐食疲労強度に大きな影響をおよぼすと想定される①清水冷却面の表面仕上げ状態、②腐食疲労試験片の肉厚、および③冷却水の水質の三つの因子に着目して、これらの因子が温水腐食疲労強度ならびに亜硝酸塩系インヒビターの防食効果におよぼす影響を実験的に解明することを目的としている。

### 1.1.2 実験方法

#### (1) 供試材および試験片

大型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現用されている Cr - Mo 鋳鋼を供試材として用いた。その化学組成、熱処理条件および機械的性質を表 1.1.1 ~ 1.1.3 に、顕微鏡組織を図 1.1.1 に示す。また鑄造要領並びに腐食疲労試験片の採取位置を図 1.1.2 に示す。図 1.1.2 a のように試験すべき R 部を銹肌のまゝ残したものとおよび図 1.1.2 b のように鑄造後丸棒に機械加工するものと 2 種類である。

腐食疲労試験片の形状、寸法を図 1.1.3 に示す、本実験では清水腐食疲労における試験片の寸法効果をできるだけ避けるために、燃焼室壁の壁厚に近い大型試験片を用いた。例えば 9 8 型機関シリンダーカバーの肉厚はおよそ 6 0 ~ 9 0 mm である。これに対して本実験では直径 5 0 mm の試験片とした。その重量は約 8 k g である。従来腐食疲労試験にこのような大型の試験片を用いた例は非常に少ない。



表 1.1.1 供試材の化学組成

成分	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
重量%	0.18	0.45	0.77	0.011	0.011	0.73	0.36

表 1.1.2 供試材の熱処理条件

焼入れ	1050℃	2HR 保持	油焼入れ
焼戻し	690℃	2HR 保持	炉冷

表 1.1.3 供試材の機械的性質

0.2%耐力	抗張力	伸び	絞り	硬度 HB	衝撃値 (5Uノッチ)
36.0 kg/mm <sup>2</sup>	52.0 kg/mm <sup>2</sup>	30%	59%	149	13.0 kg·m/cm <sup>2</sup>

(2) 腐食水およびインヒビター

鋼の腐食速度やインヒビターの防食効果はともに冷却水の水質に依存する。したがって腐食疲労試験を行なうに際して水質の選定が大切である。特に船用機関では海塩粒子や燃焼廃ガスから硫酸イオンや塩素イオンなどの有害物質が混入する可能性を考慮しておかなければならない。

本実験では、自動車用など小型内燃機関材料の防食剤性能試験<sup>1)</sup>などに広く用いられているASTM腐食水<sup>2)</sup>を採用した。この腐食水はその組成を表1.1.4に示すように、硫酸イオン、塩素イオンをそれぞれ100ppm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は亜硝酸塩系のポリクリン（商品名）を用いた。これは亜硝酸ソーダ約90%、水のpHをアルカリ側に保つための硼砂約10%、それにアルカリ水から銅合金を保護するための少量のベンゾトリアゾール系化合物からなっている。インヒビターの添加濃度は3000ppm一定とした。

表 1.1.4 ASTM. 腐食水の配合組成

水	純水 (イオン交換水)
腐食性物質	硫酸ソーダ ; 100ppm SO <sub>4</sub> <sup>2-</sup>
	塩化ナトリウム ; 100ppm Cl <sup>-</sup>
	重炭酸ソーダ ; 100ppm HCO <sub>3</sub> <sup>-</sup>

(3) 試験片の表面仕上げ

亜硝酸塩系インヒビターは鋼の表面に $\gamma$ -Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>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と考えられる。したがって鋼の表面状態すなわち錆肌の有無や、表面粗度などがインヒビターの防食効果を左右する可能性も予想される。実機環境における亜硝酸塩系インヒビターの防食効果を確認するためには、実機清水冷却面と類似の表面状態をもつ試験片による腐食疲労試験が不可欠である。

本実験では①精密仕上げされた試験片（以下精仕上試験片と呼ぶ）の他に、②鑄造の際に生じる鑄肌をそのまま残した試験片（鑄肌付試験片）および③実機冷却面の表面仕上げとして部分的に施工されている粗い研削加工と類似の加工を施した試験片（粗仕上試験片）の計3種の試験片を用いた。なお、各試験片は熱処理後サンドブラストをかけた状態で試験した。

各試験片の表面粗度は図1.1.4に例示するように、精仕上試験片では $H_{max} 2\mu$ 、粗仕上試験片では肉眼的な凹凸が存在するが、局部的には図1.1.4Cに示す程度の粗度になっている。

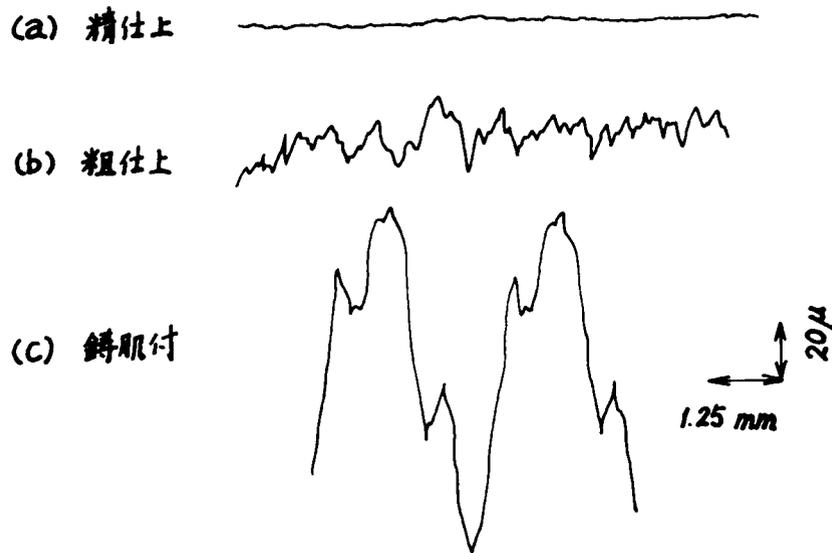


図1.1.4 試験片の表面粗度

#### (4) 腐食疲労試験方法

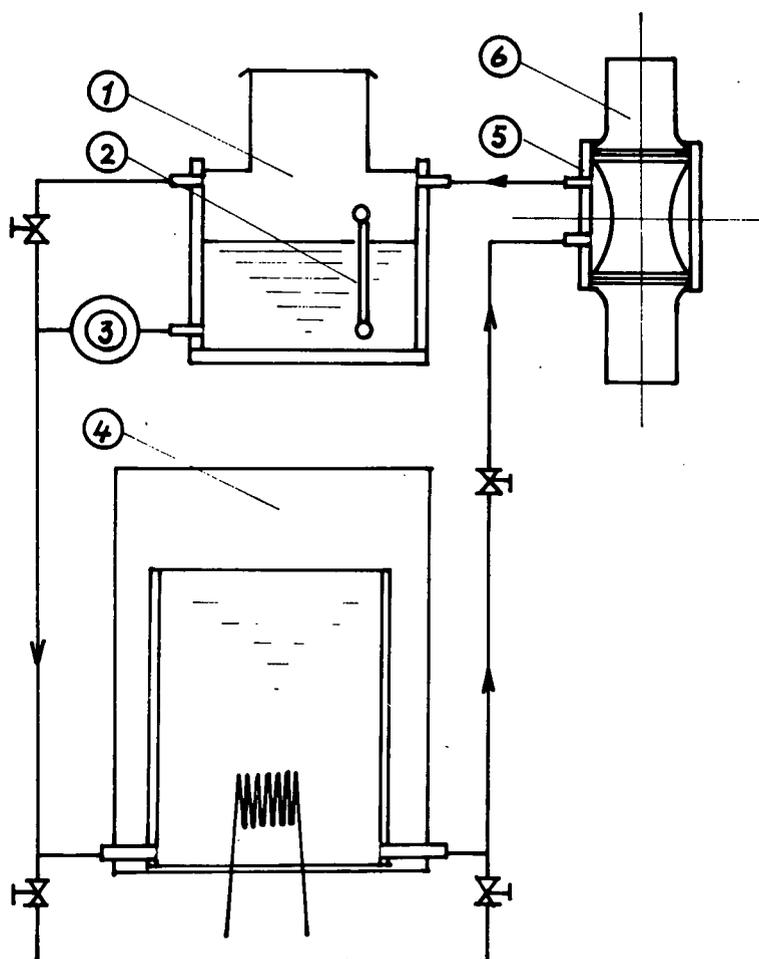
容量5トンの油圧サーボ型アクチュエーターを取付けた均一曲げ荷重装置を製作して、均一曲げ腐食疲労試験を行なった。図1.1.5に示すように、試験片にゴム製の腐食槽をかぶせ、温水循環装置により $80 \pm 2^\circ\text{C}$ に加熱した腐食水を連続的に流した。腐食水の流量は約 $2\ell/\text{min}$ である。温水循環装置はその系統図を図1.1.5に示すように、電気温水器、ポンプおよび上部タンクからなっている。上部タンクは腐食槽から戻る水を受けるもので、上部に円筒を付け、さらに金属製の蓋をしたのでこの部分が蒸気のコンデンサーとして働き、水の蒸発はほとんど生じなかった。したがって試験片の交換に際してこぼれる僅かの水を除き試験中の減量は無視でき、水の自動補給装置は不要であった。一方蓋の隙間を空気は自由に通るので、腐食水中の溶存酸素は $80^\circ\text{C}$ における飽和濃度 $4.5\text{ppm}$ に近い値になっていると思われる。

次に腐食疲労試験条件を表1.1.5に示す。精仕上、粗研削および鑄肌付きの3種の試験片を用い、それぞれ大気中、 $80^\circ\text{C}$ ASTM腐食水中およびインヒビター $3000\text{ppm}$ を添加した腐食水中の3種の環境で試験を行なった。応力繰返し速度は $600\text{cpm}$ であるが、大気中試験において $70\text{kg}/\text{mm}^2$ を超える高応力を負荷した場合のみ $360\text{cpm}$ とした。

また装置に試験片を取付けた後、無負荷で $80^\circ\text{C}$ 腐食水を1時間循環させ、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。

表 1.1.5 腐食 疲労試験条件

腐食環境	応力繰返速度	試験片表面状態
大 気	600 c p m (一部 360 c p m)	鋳肌付、粗仕上、精仕上
80℃ASTM腐食水	600 c p m	鋳肌付、精仕上
同上腐食水にインヒビター 3000 p p m 添加	600 c p m	鋳肌付、精仕上



①	上部タンク
②	レベルゲージ
③	ポンプ (約 2.0 l/min)
④	温水器 (水量 40 l)
⑤	腐食槽 (ネオレンゾ製)
⑥	試験片

図 1.1.5 温水循環装置の系統図

### 1.1.3 均一曲げ荷重装置の製作

製作した均一曲げ荷重装置の構造を図1.1.6に、また腐食疲労試験装置全体の外観を図1.1.7に示す。荷重装置はその原理図を図1.1.8に示すように、丁度シエンク式板曲疲労試験機のトルクバー側を固定し、駆動軸を両持ち形に変えた構造に相当する。FC25の鋳造フレームにアクチュエーター本体および試験片の一端を固定し、試験片の他端は連接棒およびロードセルを介して、アクチュエーターで駆動する。

アクチュエーターの許容ストロークは±25mm以下である。試験片に生じた疲労き裂が進展するにつれて試験片の撓みも増大し、き裂が試験片断面のほぼ中央に達したとき、アクチュエーターのストロークが限界となり、装置は停止する。装置が停止するまでの応力繰返し数Nを破断繰返し数Nfと表示した。仮に試験を続け得たとしても、試験片の残り断面が完全に破断するまでの繰返し数Nfに比してかなり小さいと推測されるので、 $N \simeq Nf$ として大きな誤差にはならないであろう。またき裂発生位置が試験片の最小断面部からずれる場合もあるが、そのずれは小さいので応力計算では無視した。

次に試験片に作用する曲げモーメントの検定を行なった。試験片の中央すなわち最小断面部とそこから±20mm軸方向に離れた所の合計3箇所の裏表に歪ゲージを貼り、繰返し応力を負荷した状態で各点の歪を測定した。測定値を次式に代入して曲げモーメントを算出した。結果を表1.1.6に示す。

$$M = \frac{\pi}{32} E d^3 \epsilon$$

但し、E=ヤング率(=21000kg/mm<sup>2</sup>)、d=測定箇所の直径、ε=測定した歪である。

試験片中央部の曲げモーメントをM<sub>0</sub>、軸方向に±20mm離れた所の曲げモーメントをM+20、M-20とすれば、M<sub>0</sub>に対するM+20およびM-20の誤差はおよそ±3%以下であった。すなわち±3%以下の誤差で試験片に均一曲げモーメントが作用していると言える。

表1.1.6 曲げモーメントの検定結果

試料中心部 応力σ <sub>0</sub> (kg/mm <sup>2</sup> )	試料中心部 曲げモーメントM <sub>0</sub> (kg・m)	中心から+20mm部 曲げモーメントM+20 (kg・m)	誤差 (e+20) (%)	中心から-20mm部 曲げモーメントM-20 (kg・m)	誤差 (e-20) (%)
12.8	157	157	(-0)	162	(+3.2)
16.3	210	204	(-2.9)	203	(-3.3)
26.3	323	313	(-3.1)	327	(+1.2)
36.6	444	440	(-0.9)	447	(+0.7)

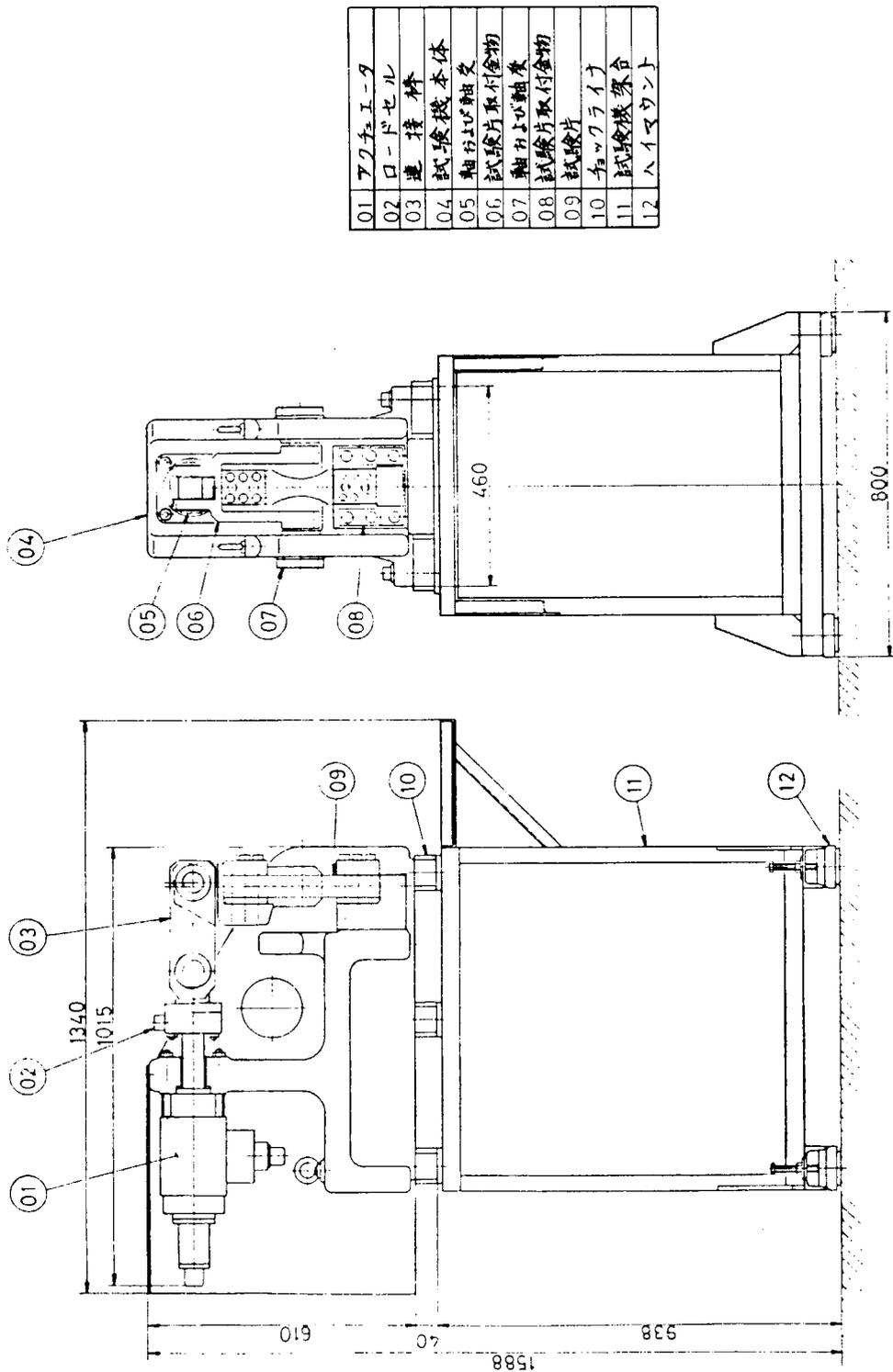


図 1.1.6 均一曲げ荷重装置の構造

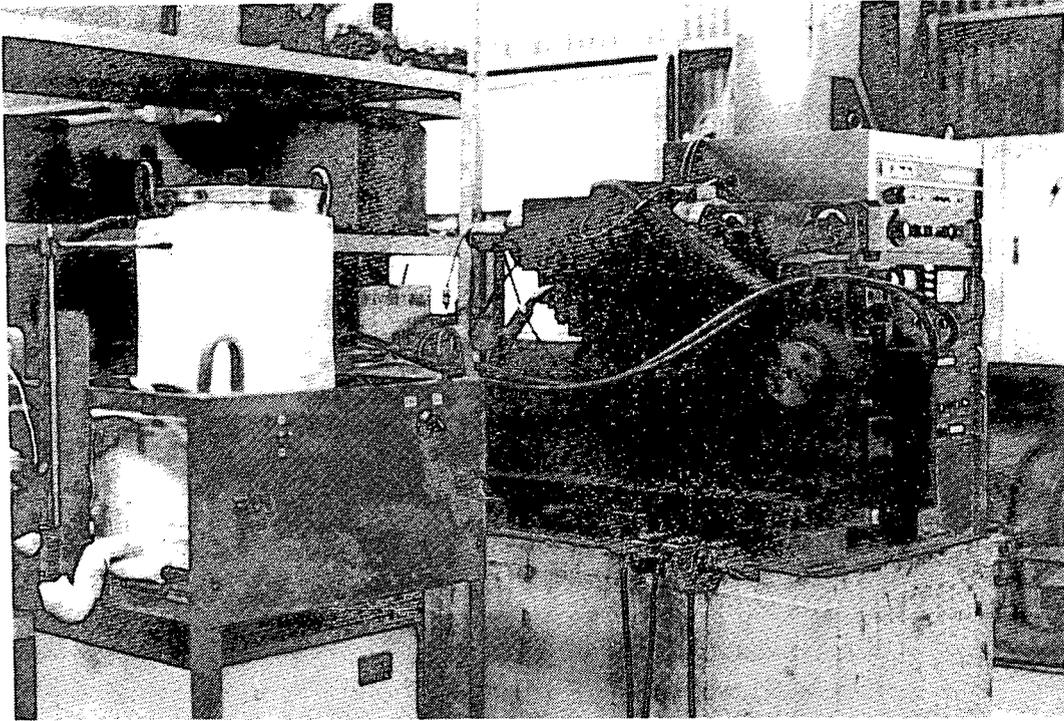


図 1.1.7 均一曲げ腐食疲労試験装置の外観

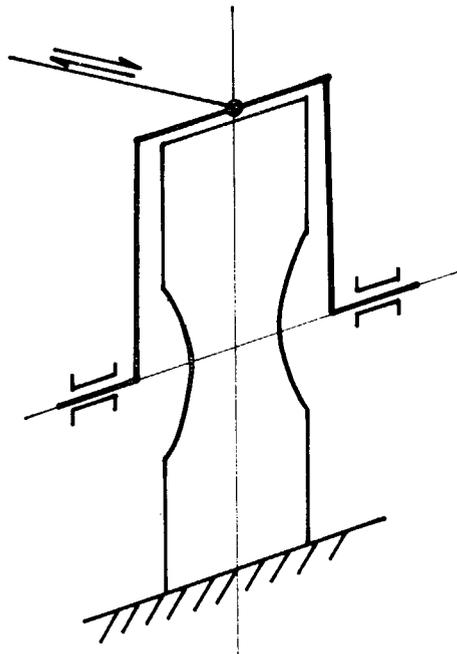


図 1.1.8 均一曲げ荷重装置の原理図

### 1.1.4 実験結果および考察

#### (1) 腐食水の分析結果

腐食疲労試験に用いた腐食水の試験前後の分析結果を表 1.1.7 に示す。腐食疲労試験を行なっている間水の交換は行なわなかった。試験片の腐食につれて、鉄分が増え、pH が若干上昇している。しかし硫酸イオン、塩素イオンなどはほぼ一定に保たれており、したがって水の腐食性は試験期間中余り変わっていない。なお、インヒビターを添加した腐食水の分析例を表 1.1.7 に併記した。

表 1.1.7 腐食疲労試験に用いた腐食水の分析

試験項目	試験条件	80°C ASTM 腐食水		80°C ASTM 腐食水 +
		開始時	終了時	インヒビター、開始時
pH (25°C)		8.0	9.4	9.0
導電率 (25°C) $\mu\text{V}/\text{cm}$		705	695	4970
$\text{Cl}^-$ ppm		98.3	100.1	108.6
$\text{SO}_4^{2-}$ ppm		106.5	99.1	148.5
$\text{HCO}_3^-$ ppm		96.1	(分析中)	(分析中)
全鉄 ppm		<0.05	1.94	—
全硬度 ppm		0	0	—
$\text{NaNO}_2$ ppm		—	—	2773

#### (2) 腐食疲労試験結果

表面仕上げの異なる3種の試験片を用いて大気中疲労試験した結果を図 1.1.9 に示す。Hmax20 $\mu$ の粗仕上げ試験片は、Hmax2 $\mu$ の精仕上げ試験片に比べて疲労強度が低く、表面粗度の影響が明らかに認められる。しかし鋳肌付試験片は、図 1.1.4 および後述の図 1.1.13 a に示すように表面の凹凸がかなり激しいにもかかわらず、疲労強度が精仕上げ試験片よりかなり強くなっており、耐久限は  $\sigma_{\text{max}} = 45 \text{ kg}/\text{mm}^2$  である。従来このように鋳肌付材料の疲労強度に関するデータは非常に少なく<sup>3)</sup>、詳細は明らかではないが、平滑材より強いとする報告は見当たらないようである。たゞ鋳物の表面層は一般に緻密であり、内部より強度が高いとも言われている。本実験では、試験片の直径が大きいので鋳肌の凹凸が寸法精度にあまり影響しないこと、抗張力がさほど高くなく延性の良い材料を用いたため切欠感受性が小さいであろうことなどの結果として、鋳肌付試験片の方が強くなったものと思われる。

次に精仕上げ試験片の腐食試験結果を図 1.1.10 に示す。80°C ASTM 腐食水中の疲労強度は破断繰返し数  $1 \sim 4 \times 10^5$  回において大気中強度より低い。また亜硝酸塩系インヒビター 3000 ppm を添加して防食した場合も、 $10^5$  回付近では腐食水とほぼ同じ強度を示しているが、 $5 \times 10^5$  回以上で大気中強度に次第に近づくようである。

先に SR136 部会で実施した  $\phi 8 \sim \phi 12$  の小型試験片を用いた回転曲げ腐食疲労試験において、 $10^5$  回程度の少ない繰返し数ではインヒビター効果は認められなかったが、 $10^6$  回以上で明瞭な差を生じ、 $10^7$  回腐食疲労強度はインヒビター添加によって大気中耐久限とほぼ同じ値に回復するという結果を得た<sup>4), 5)</sup>。したがって本実験において、 $10^7$  回までの試験を行なうことによって、インヒビターの効果がより明瞭になるものと予想される。

図 1.1.11 は鋳肌付試験片の腐食疲労試験結果を示したものである。80°C ASTM 腐食水中の疲労

強度は大気中よりかなり低く、特に  $1 \times 10^5$  回近傍の低下率が  $1 \times 10^6$  回近傍より大きいという結果になっている。測定点が少ないためこれだけで断定はできないが、鋳肌付試験片の腐食疲労強度は、前述の精仕上げ試験片やSR136部会の測定結果と比べてかなり異なった挙動を示す可能性が高い。鋳肌付試験片は薄い酸化皮膜や緻密な表面層および内部組織など異質な組織が互いに連なっているため、均質な材料に比べて局部腐食が生じ易い構造であると考えられる。したがって腐食疲労強度もその影響を受けると思われるが、定量的な検討は今後の課題である。

インヒビター防食した場合、腐食水中より疲労強度が幾分向上しているが、大気中よりまだかなり低い。インヒビター効果を確認するには、精仕上げ試験片の場合と同様に  $10^7$  回までの試験が必要と思われる。

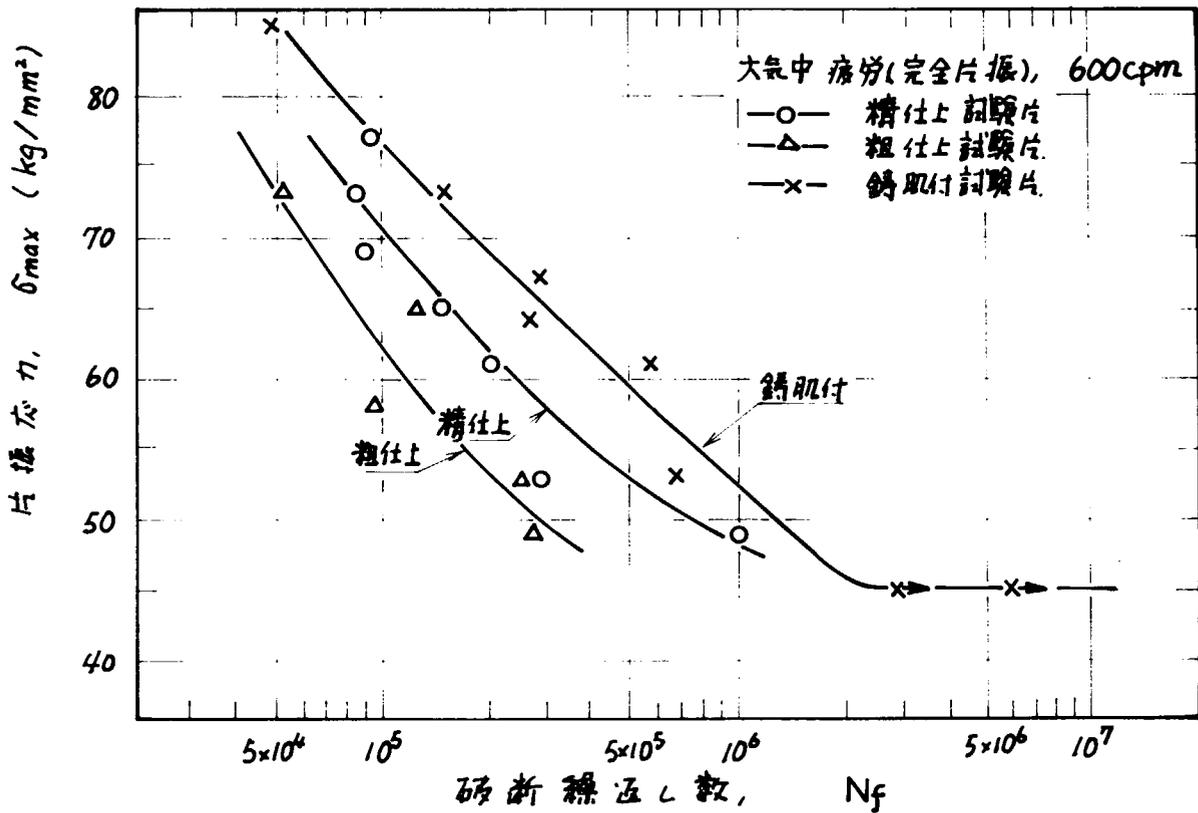


図 1.1.9 大気中疲労試験結果

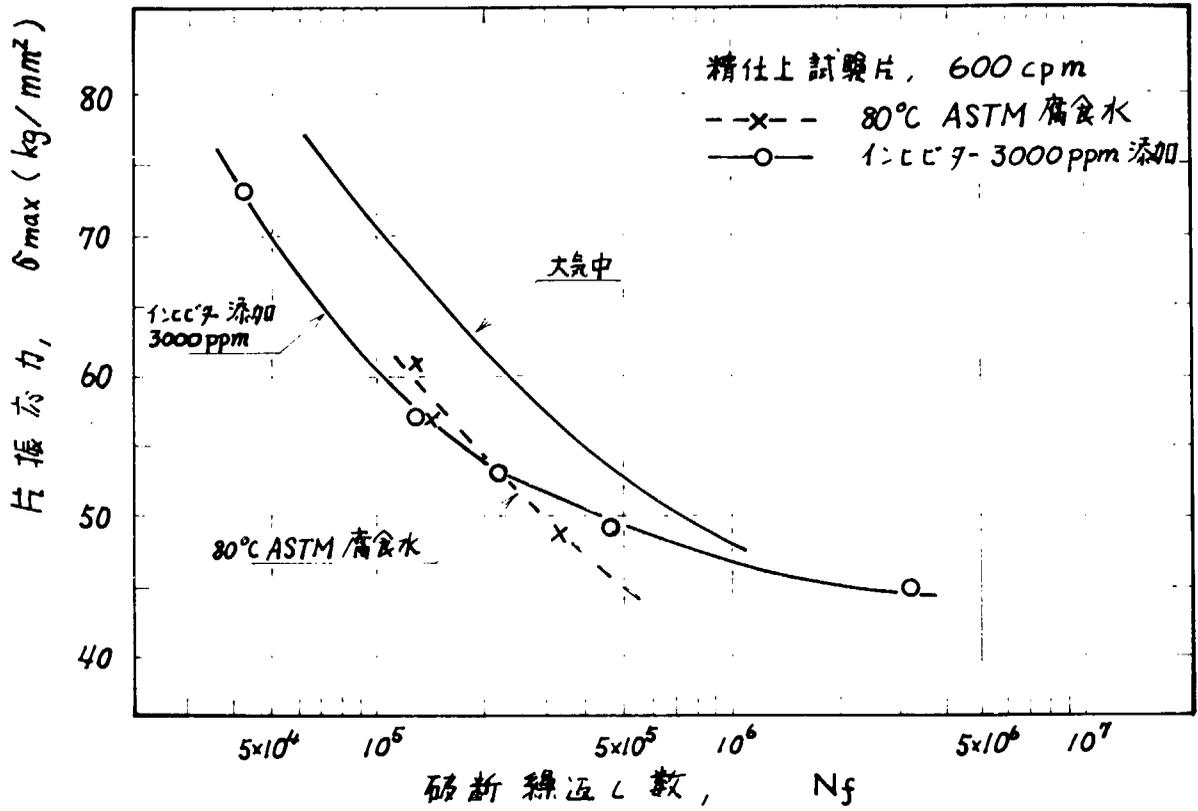


図 1.1.10 精仕上試験片の腐食疲労試験結果

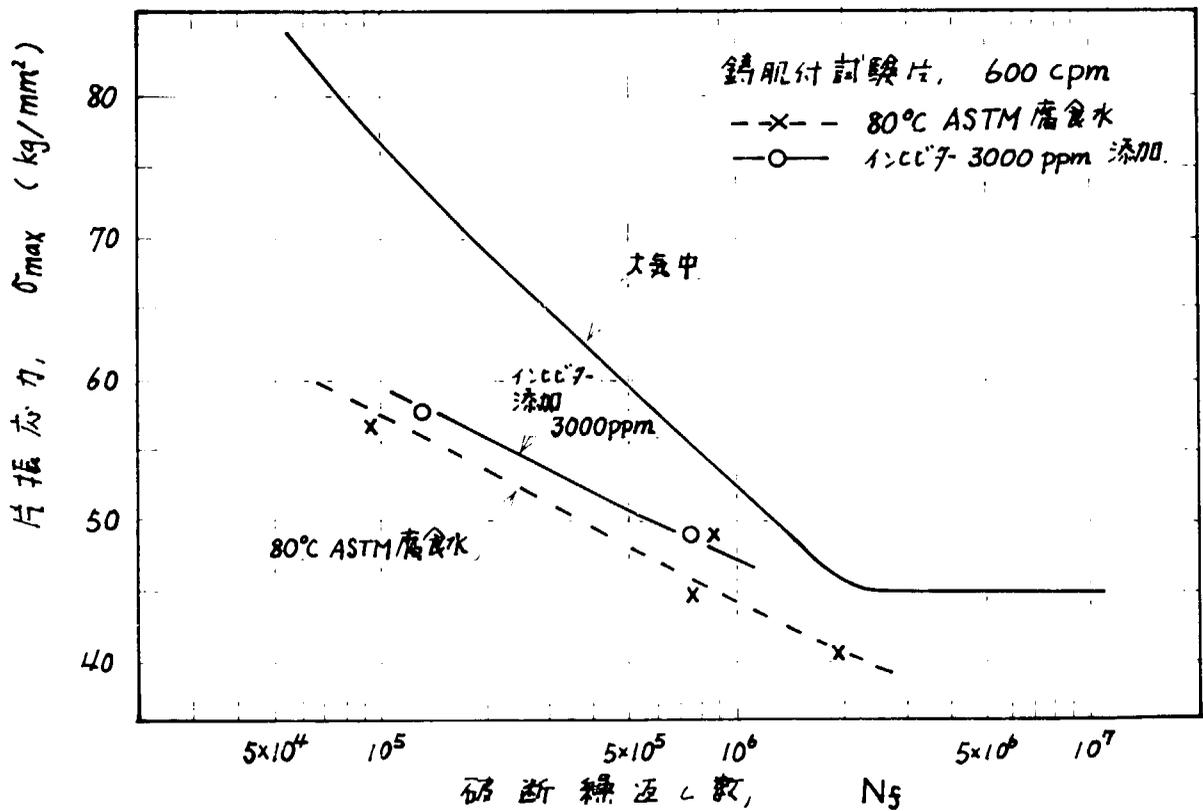
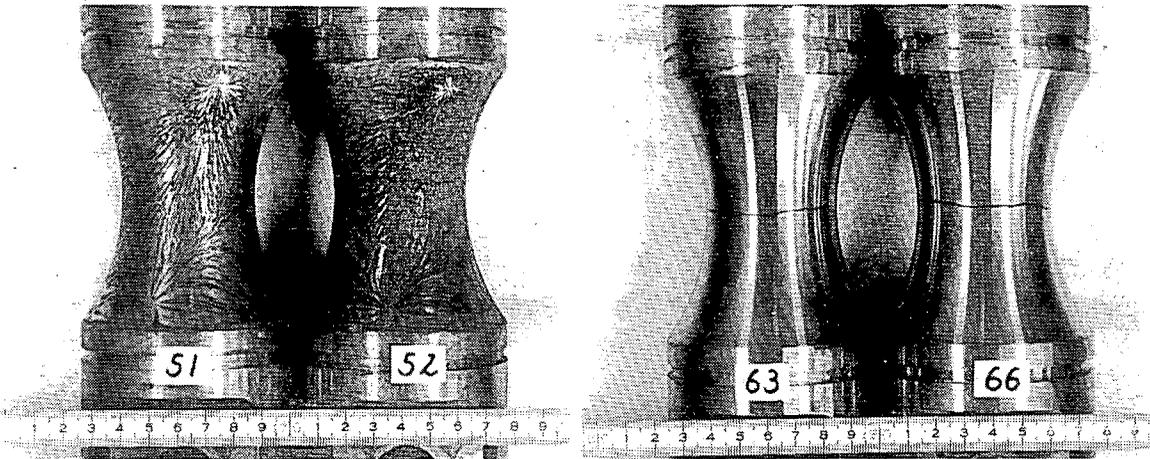


図 1.1.11 鋳肌付試験片の腐食疲労試験結果

(3) 試験片表面の腐食状況

破断した精仕上げ試験片表面の腐食状態を図 1.1.12 に示す。(a)は腐食水中で破断した場合であるが、破断寿命が短かかったにもかかわらず赤錆が生じている。錆が放射状に見えるのは、腐食水の流れに沿って発錆したためと思われる。試験期間がさらに長くなれば全面赤錆で被われるであろう。これに対してインヒビター添加の場合は、(b)のように錆は全く生じておらず、十分に防食されている。

次に鋳肌付試験片の腐食状況を図 1.1.13 に示す。試験前(a)のようであった表面が、腐食水中で試験することによって(b)のように発錆している。しかしインヒビター添加の場合には(c)の示すように錆は無く、精仕上げ試験片の場合と同様インヒビターの防食効果が認められた。



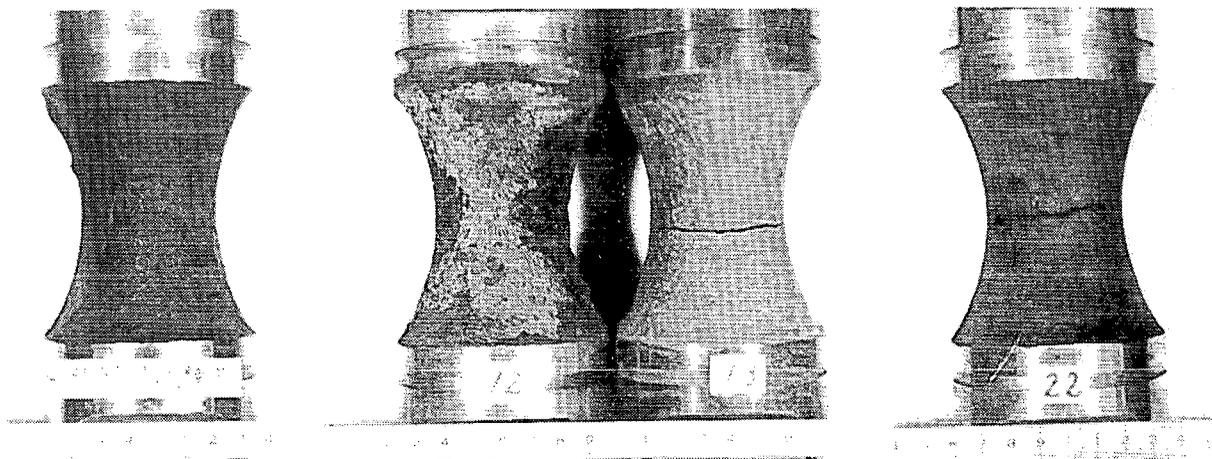
(a) ASTM 腐食水中

No. 51:  $\sigma_{max} = 57 \text{ kg/mm}^2$ ,  $N_f = 1.35 \times 10^5$   
 No. 52:  $\sigma_{max} = 49 \text{ kg/mm}^2$ ,  $N_f = 3.21 \times 10^5$

(b) ASTM 腐食水 + インヒビター

No. 63:  $\sigma_{max} = 57 \text{ kg/mm}^2$ ,  $N_f = 1.30 \times 10^5$   
 No. 66:  $\sigma_{max} = 49 \text{ kg/mm}^2$ ,  $N_f = 4.38 \times 10^5$

図 1.1.12 精仕上げ試験片の腐食状況



(a) 振動試験前

(b) ASTM 腐食水中

No. 12:  $\sigma_{max} = 41 \text{ kg/mm}^2$ ,  $N_f = 1.81 \times 10^6$   
 No. 13:  $\sigma_{max} = 45 \text{ kg/mm}^2$ ,  $N_f = 7.37 \times 10^5$

(c) ASTM 腐食水 + インヒビター

No. 22:  $\sigma_{max} = 57 \text{ kg/mm}^2$   
 $N_f = 1.26 \times 10^5$

図 1.1.13 鋳肌付試験片の腐食状況

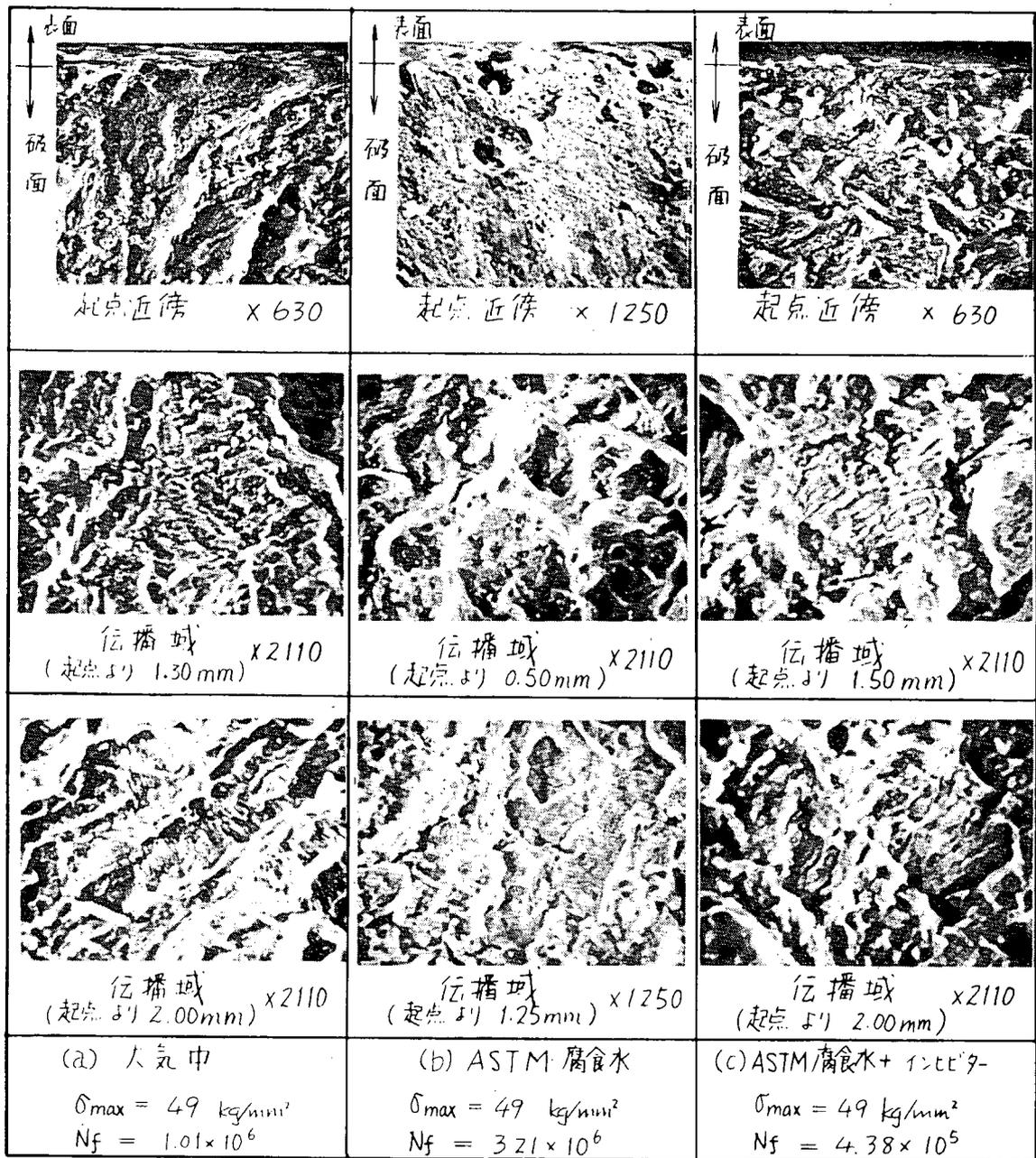


図1.1.14 破断面の走査電顕写真

<付記> 実際の倍率は(上記の各倍率) × 0.86

#### (4) 破断面の電子顕微鏡観察

精仕上げ試験片の破断面を走査型電子顕微鏡で観察した結果の若干例を図1.1.14に示す。まず大気中で破断した場合、図1.1.14(a)のようにき裂発生点付近は迂りを伴った第1段階(1st stage)、き裂伝播域には延性ストライエーションが存在し、ごく一般的な疲労破断の様相を呈している。

A S T M腐食水中で破断した場合は、大気中と著しく異なった様相を示す。起点付近には図1.1.14の(b)上に示すように、腐食ピット状の孔が生じていた。ただこの腐食孔が原因でき裂が生じたのか、き裂が生じた後に腐食孔が生じたのかは、現在の所不明である。き裂伝播域にはストライエーションがほとんど認められない。図1.1.14の(b)中の写真は、サブクラックが多く発生した脆性破面である。一見粒界割れのように見えるが腐食の影響が強く、不明瞭なパターンになっている。また(b)下にやゝ塑性変形を伴った粒界割れの様相を示す。これは粒界ディンプルと呼ばれており、先に98型機関シリンダーカバー破損部の破面を電子顕微鏡観察した際にも、これと類似の粒界ディンプルがしばしば観察された。

これに対してインヒビターを添加した場合は、図1.1.14の(c)上に示す第1段階がやや脆性的に見える他は全体的に大気中破面と類似しており、(c)中および下に示すように延性ストライエーションが生じている。

#### 1.1.5 む す び

容量5トンの油圧サーボ型アクチュエータを装備した均一曲げ腐食疲労試験装置を製作した。次いで表面仕上げの異なる大型試験片を用いて、80℃ASTM腐食水中でCr-Mo 鋳鋼の腐食疲労試験を行い、さらに亜硝酸塩系インヒビターの防食効果を調べた。実験は未だ継続中であるが、現在までの結果をまとめると次のようである。

- 1) 鋳肌付試験片の大気中疲労強度および腐食疲労強度は、ともに精仕上げ試験片の場合と異なった挙動を示す。
- 2) 直径50mmの比較的大型の試験片であっても、S-N曲線の高サイクル域でインヒビターの腐食疲労防止効果が認められた。
- 3) 試験片表面の腐食状況の観察および破面の走査型電子顕微鏡観察から、低サイクル域でもインヒビターの防食効果が認められる。

なお今後は引続きデータを蓄積することによって、定量的な検討を行なう予定である。

#### 文 献

- 1) J I S K 2 2 3 4 - 1 9 7 5
- 2) A S T M D 1 3 8 4 - ' 7 0  
A S T M D 2 5 7 0 - ' 7 3
- 3) 日本機械学会「疲れ強さの設計資料Ⅱ 表面効果」(1973), P 6
- 4) 日本造船研究協会第136部会報告書(1974), P 9 0
- 5) 同 上 , P 1 0 3
- 6) 大井 : 日本船用機関学会誌, V o l . 1 1 ( 1 9 7 6 ), N o . 5 , P 3 3 5

## 1.2 重畳実働波形下の腐食疲労強度についての軸荷重腐食疲労試験

### 1.2.1 緒言

日本造船研究協会は船用ディーゼル機関燃焼室壁部材の強度設計法を確立する目的でSR100、113およびSR136部会において燃焼室壁部材の重畳疲労強度および腐食疲労強度の研究を進めてきた。これらの研究により部材の疲労強度に関する多くの知見が得られ、最近ではこれまでの研究成果をもとに燃焼室壁部材の疲労寿命推定法が提案され<sup>1)</sup> 実用設計にも応用されるようになってきた。しかしながらまだこれまでの事故例を十分説明するまでに至っていないのが現状である。

燃焼室壁部材の強度設計法を確立するには実機の条件を十分考慮した研究が必要であるが、これはまだ問題を残している。すなわち、これまでの研究では部材の疲労強度におよぼす重畳応力や環境の影響は各々独立に試験され、かつ重畳する応力数も $10^2 \sim 10^3$ の範囲で行なわれてきたことから、実機の条件(腐食環境下で重畳応力数 $10^0$ 回以上)とはまだ隔たりがあり、したがって現在のところ推定寿命もまだ相当の誤差を伴うと予想される。特に重畳応力と環境の影響が同時に作用する条件下での部材の強度はこれらが単独に作用する場合とは異なる現象が起こることも考えられ、燃焼室壁部材の強度設計法を確立するにはより実機に即した条件下での研究が必要である。

そこで本研究では燃焼室壁部材の実働環境下における疲労強度を明らかにする目的で、部材の中でもこれまで特に問題の多いシリンダーカバー-清水冷却面を対象に、片振り台形波+正弦波の重畳波形(重畳応力数 $10^4$ 、 $10^5$ )によるCr-Mo 鋳鋼の高温水中腐食試験を行ない、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。なお本年度は第1段階として重畳応力の繰返数は $1200 \text{ cpm} \{20 \text{ Hz}\}$ とした。

### 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ー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、試験片素材は図1.2.1に示す方法により鋳造し、試験片は鋳造素材の図1.2.2に示す位置から採取し、所定の寸法に仕上げた。表1.2.1、表1.2.2に供試材の化学成分および機械的性質を示し、図1.2.3に試験片の形状・寸法を示す。

表1.2.1 供試Cr-Mo 鋳鋼の機械的性質

NO.	0.2%耐力 Kgf/mm <sup>2</sup> {MPa}	引張強さ Kgf/mm <sup>2</sup> {MPa}	伸び %	絞り %	硬度 HB
1	46.2 {453.1}	57.9 {567.8}	25.7	66.6	183
2	42.1 {412.9}	55.6 {545.3}	23.3	63.2	170
3	42.9 {420.7}	57.5 {563.9}	21.9	65.3	183
4	43.6 {427.6}	57.9 {567.9}	22.2	66.4	179
5	45.6 {447.2}	59.0 {569.9}	26.0	68.1	179
平均	44.1 {432.5}	57.4 {562.9}	23.8	65.9	179

表1.2.2 供試Cr-Mo 鋳鋼の化学成分

wt%						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.18	0.38	0.70	0.017	0.006	0.67	0.34

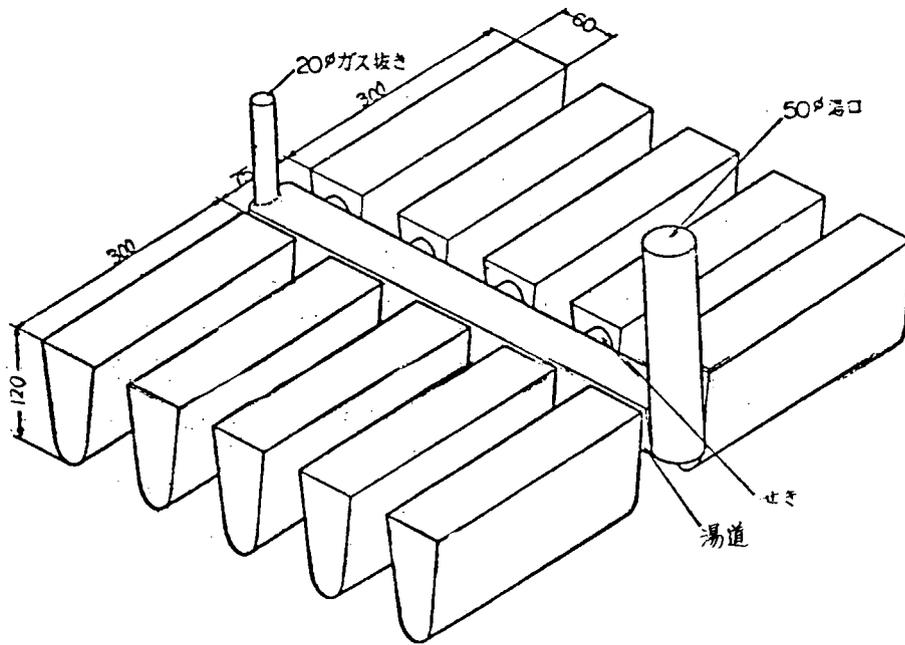


図1.2.1 試験片素材鋳造方法

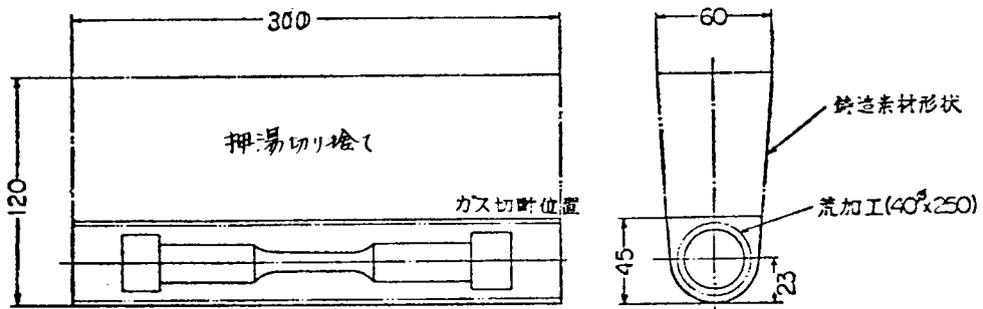


図1.2.2 試験片採取位置

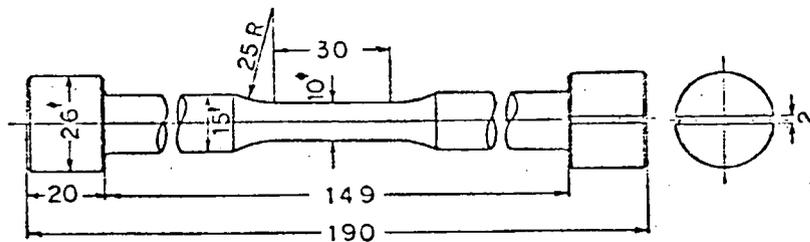


図1.2.3 試験片形状・寸法

(2) 試験波形

図 1.2.4 に本研究で用いた試験波形を示す。図中 a、b は正弦波で両振り（平均応力  $\sigma_m = 0$ ）と片振り（平均応力  $\sigma_m \neq 0$ ）の波形を示し、c は片振りの台形波を d はシリンダーカバー 潜水冷却面の応力状態を想定した片振り台形波に正弦波が重畳した重畳応力波形を示す。d 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。これらの波形はすべて電氣的に発生させ、波形 a、b はファンクションジェネレータを用い、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せた特殊台形波発生器を用いた。

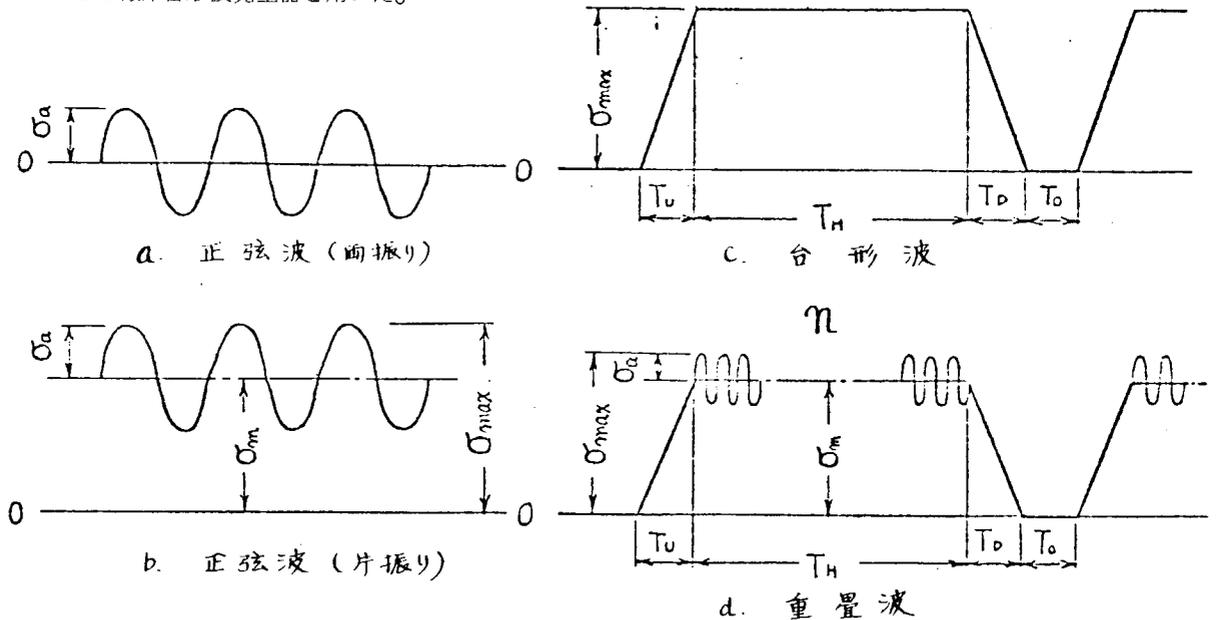


図 1.2.4 試験波形

(3) 試験条件

図 1.2.4 波形 a は空中および  $85^\circ\text{C}$  温水中の S-N 曲線を用いるために用い、空中試験では試験片の発熱を考慮して  $600\text{c}/\text{min}$  {  $10\text{Hz}$  } の繰返し数で、温水中では正弦波の繰返し速度はすべて  $1200\text{c}/\text{min}$  {  $20\text{Hz}$  } とした。次に図 1.2.4 波形 b ~ d では最大応力  $\sigma_{\text{max}}$  を  $\sigma_{\text{max}} = 50\text{kgf}/\text{mm}^2$  {  $490.3\text{MPa}$  } 一定とし、波形 b、d では正弦波の応力振幅  $\sigma_a$  を、 $15\text{kgf}/\text{mm}^2$  {  $147.1\text{MPa}$  }、 $10\text{kgf}/\text{mm}^2$  {  $98.1\text{MPa}$  } および  $5\text{kgf}/\text{mm}^2$  {  $49.0\text{MPa}$  } とした。なお波形 b では  $\sigma_a = 25\text{kgf}/\text{mm}^2$  {  $245.2\text{MPa}$  } の場合についても試験した。波形 c の台形波は空中と温水中の試験に用い、空中での試験速度は、応力上昇時間  $T_U$  および下降時間  $T_D$  を 1 秒に、最大応力保持時間  $T_H$  および無応力時間  $T_O$  を 3 秒とした。一方高温水中でのこれらの条件は実機の熱応力の繰返し速度を考えるときわめて長時間になるが、繰返し速度が極めて小さい範囲では、鋼の腐食疲れ寿命に対する速度効果は著しくない<sup>2), 3)</sup>と考えられること、および遠藤・駒井らの高力鋼 HT-50 の 1% NaCl 中腐食疲労強度におよぼす重畳小波の影響に関する試験を参考に  $T_U$ 、 $T_D$  を 4 分（応力上昇、下降速度  $12.5\text{kgf}/\text{mm}^2/\text{min}$  {  $147.10\text{MPa}/\text{min}$  }）および  $T_H$ 、 $T_O$  を各々 1.5 分、0.5 分とした。なお、台形波では空中と同一時間条件の場合についても試験した。最後に重畳波では、応力上昇、下降速度および無応力時間を台形波の場合と同様に  $12.5\text{kgf}/\text{mm}^2/\text{min}$  {  $147.10\text{MPa}/\text{min}$  } および 0.5 分とし、台形波の最大応力時に  $\sigma_{\text{max}}$  が  $50\text{kgf}/\text{mm}^2$  {  $490.3\text{MPa}$  } になるように正弦波を  $10^4$  回、 $10^5$  回重畳させた。重畳波形時の  $T_H$  は 8.3 分 ( $n = 10^4$ )、83.3 分 ( $n = 10^5$ ) である。

(4) 試験機および腐食疲労試験方法

疲労試験は10 t引張・圧縮型電気油圧式疲労試験機を用いた。腐食疲労試験は図1.2.5に示すように試験対象部のみ高温水に暴露させる目的で試験片の一部をビニールテープおよびフロンマスクで覆い、その後ポリカーボネイト製の二つ割り腐食槽をリングテフロンパッキンを介して試験片に固定し、85℃の温水（大阪市水道水）を毎分約1800cc循環させて行なった。図1.2.6に腐食疲労試験の状況を示し図1.2.7に温水循環装置系統図を示す。<sup>5)</sup>なお、試験片は機械加工後#400エメリペ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。疲労試験では破断回数を求めるとともに、温水投入後の腐食電位、およびチャック間の伸びの変化を測定するとともに、腐食疲労試験前後の腐食液の成分分析、さらには試験片の腐食減量の測定、また一部の試験片については疲労試験後の腐食ピットおよびき裂の発生状況についても調査した。

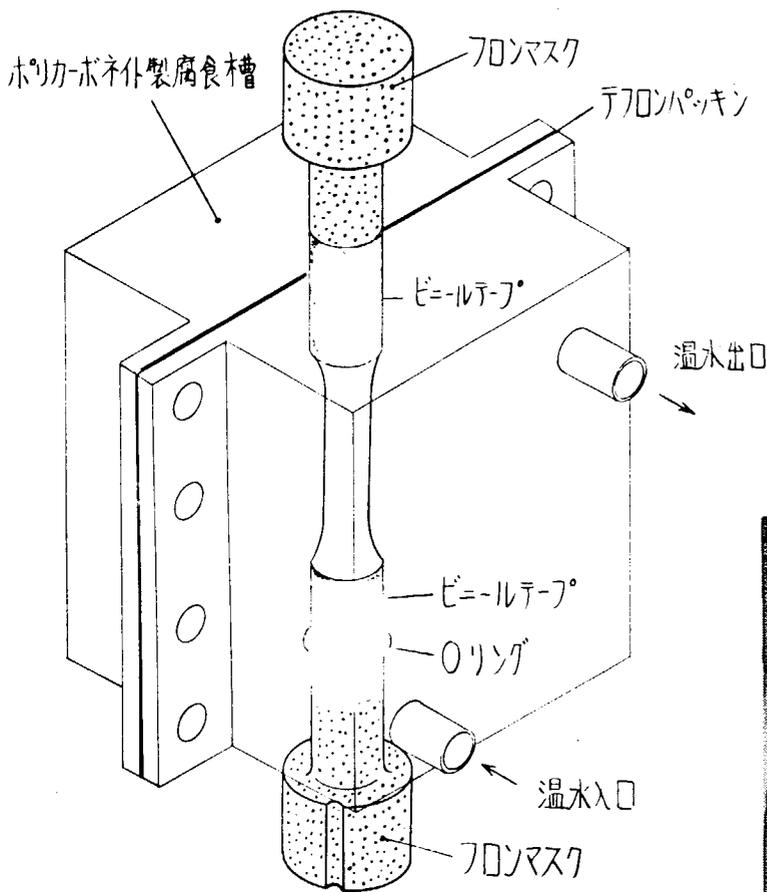


図1.2.5 腐食槽

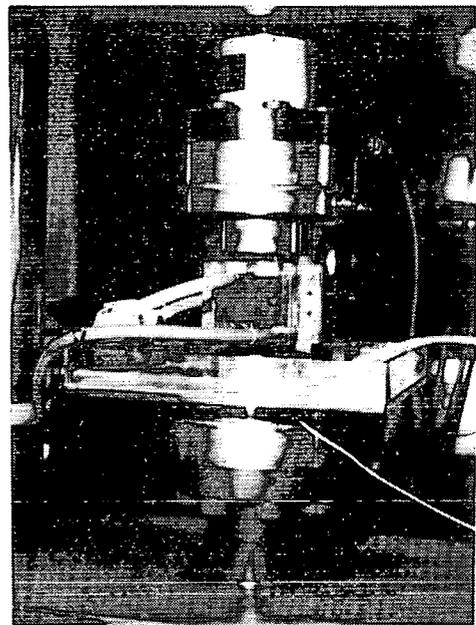


図1.2.6 腐食疲労試験状況

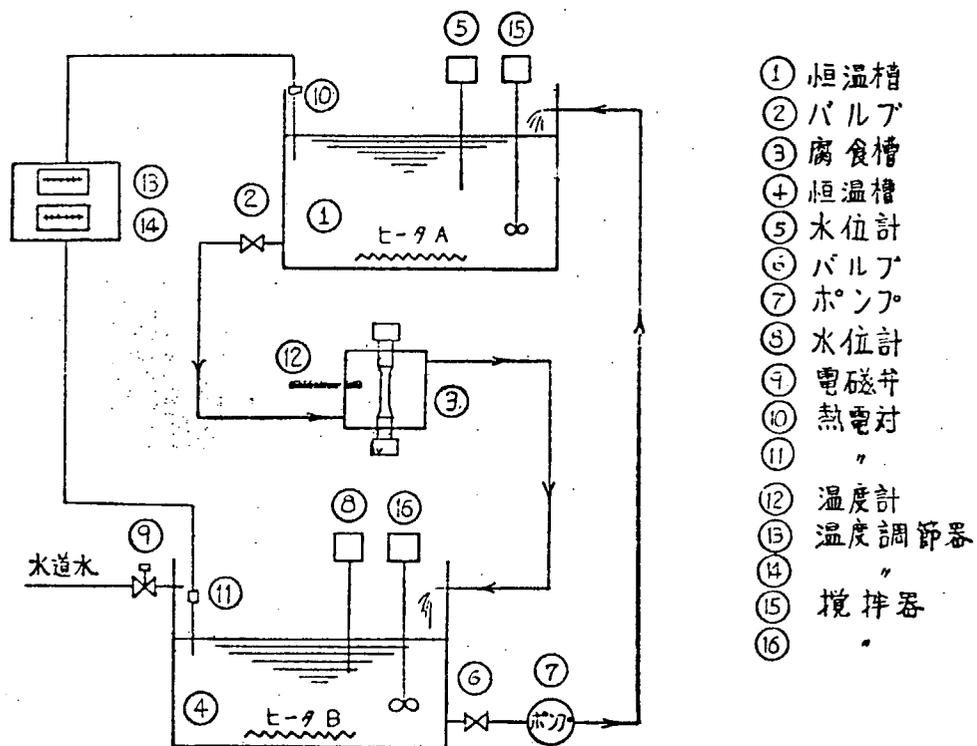


図 1.2.7 温水循環装置系統図

### 1.2.3 試験結果および考察

#### (1) 使用水道水の成分分析結果

表 1.2.3 に試験水の使用前（昭和 51 年 12 月大阪市水道水、常温）と同月に約 1 週間腐食疲労試験を実施した後の試験水の分析結果を示す。なお表 1.2.3 では参考までに実船の分析例<sup>6)</sup>も合わせて示した。表 1.2.3 から明らかなように試験前後の各成分値は全鉄を除いては、ほとんど変化がなく、鋼の腐食を促進する  $Cl^-$ 、 $SO_4^{--}$  についても大差がない。また実船分析例と比較すると、 $Cl^-$ 、 $SO_4^{--}$  は最大値に比べると小さいが分析例の範囲内にある。

表 1.2.3 試験水分析結果

分析水項目	PPm								
	PH	M7硬度	全硬言	全鉄	Zn	Cl <sup>-</sup>	SO <sub>4</sub> <sup>--</sup>	NH <sub>4</sub> <sup>+</sup>	SiO <sub>2</sub>
試験前	6.5	22	43	0.58	0.23	34	17	N-D	4.9
試験後	7.0	24	48	1.80	0.33	31	22	N-D	5.3
実船分析例	8.63 ~10.0	70.3 ~263.8	0.7 ~22.3	0.05 ~2.75	0.1 ~18.55	2.4 ~45.0	4.1 ~90.8	3.6 ~17.13	4.4 ~15.3

- 注) 1. 試験前は昭和51年12月の常温水道水を示す。  
 2. 試験後は 1. の水道水について約1週間試験後を示す。  
 3. 実船分析例は三井造船の12分析例の最小~最大を示す。

(2) 温水投入後の腐食電位および試験片伸びの変化（無負荷時）

キャピラリを試験片中央部に位置させ、飽和甘こう電極と比較して温水投入後の腐食電位の変化を測定した。また同時に試験片チャック間の伸びの変化を測定した。これらの測定結果を図1.2.8に示す。図1.2.8から明らかなように、まず腐食電位は投入直後に $-480\text{mV}$ となり、その後20分程度で $-620\text{mV}$ に達する。その後徐々に低下し経過時間40分以後では $-600\text{mV}\sim-610\text{mV}$ に安定する。つぎにチャック間の試験片伸びについてみると、温水投入後約3分で $0.9\text{mm}$ まで達し、その後は70分まで徐々に変化し、つづいて $0.14\text{mm}$ 付近に安定する。これらの計測結果をもとに温水投入後疲労試験の開始は腐食電位がほぼ安定し、試験伸びの変化もあまり大きくない30~40分から行なった。

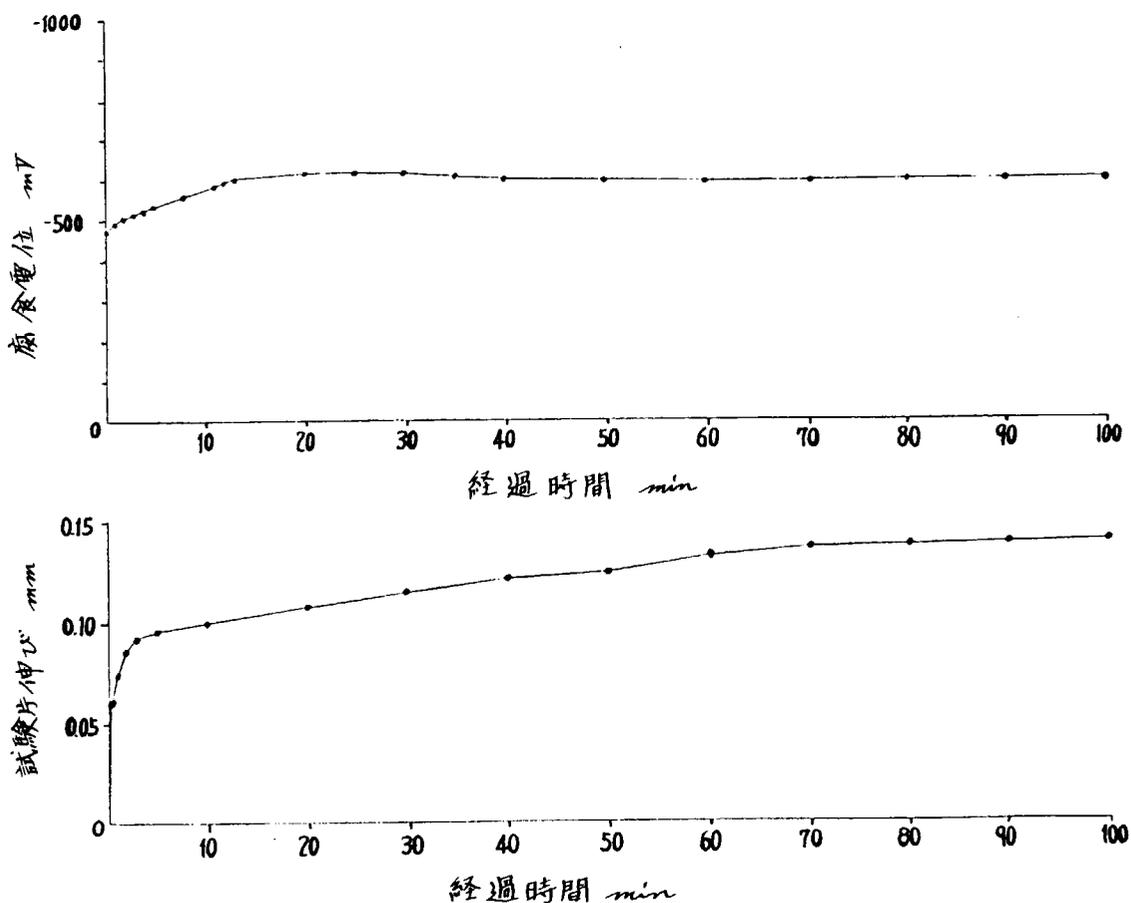


図1.2.8 温水投入後の腐食電位および試験片伸びの変化

(3) 疲労試験結果

表1.2.4、図1.2.9に疲労試験結果をまとめて示す。表1.2.4で、 $f_1$ 、 $Nf_1$ は台形波の繰返し速度および破断繰返し数を示し、同様に $f_2$ 、 $Nf_2$ は正弦波の繰返し速度および破断繰返し数を示す。なお、図1.2.9において台形波単独の破断寿命は $Nf_1$ で、正弦波および重畳波の破断寿命は正弦波の破断繰返し数 $Nf_2$ で示した。

(a) 空中疲労強度 (図1.2.9○、□印)

正弦波 $600\text{cpm}\{10\text{Hz}\}$ による供試材の疲労限は $\sigma_w=26\text{kgf}/\text{mm}^2\{255\text{MPa}\}$ である。S-N曲線の時間強度部(破断寿命域)を式で表わすと

$$N_f \sigma_a^{17.05} = 5.66 \times 10^{30} \quad (1.2.1)$$

となる。ここに  $N_f$  は破断繰返し数を示し、 $\sigma_a$  は応力振幅を示す。図 1.2.9 中の破線は (1.2.2) 式の等価応力換算式<sup>7)</sup>と (1.2.1) 式より求めた片振り台形波の推定寿命を示したものであり、推定寿命  $N_f = 10^3$  付近の一点を除くとほぼ実験寿命と一致している。このことから片振り台形波についても (1.2.2) 式の等価応力換算式が適用できることがわかる。

$$\sigma_e = \sigma_a + 0.4 \sigma_m \quad (1.2.2)$$

ここに  $\sigma_e$  は等価応力振幅を、 $\sigma_a$ 、 $\sigma_m$  は応力振幅および平均応力を示す。

(b) 正弦波温水中腐食疲労強度および腐食疲労強度におよぼす平均応力の影響 (図 1.2.9 ●、◎)

正弦波 1200 cpm { 20Hz } による  $10^7$  回強度は  $18 \text{ kgf/mm}^2$  {  $176.5 \text{ MPa}$  } であり、空中強度に比べ  $8 \text{ kgf/mm}^2$  {  $78.5 \text{ MPa}$  } に低下している。

なお図 1.2.9 中の※印の実験値は表面付近の材料欠陥が起点となって破断したもので、健全材に比べて寿命が約 1/3 に低下している。

腐食疲労では、 $10^7$  回の強度についてみると、疲労強度におよぼす引張平均応力の影響は小さく、応力振幅の影響が支配的であるとする説があるが、<sup>8)</sup>本実験では  $\sigma_m = 0$ 、 $\sigma_a = 18 \text{ kgf/mm}^2$  {  $176.5 \text{ MPa}$  } の条件では  $10^7$  回で未破断となったものが、 $\sigma_m = 45 \text{ kgf/mm}^2$  {  $441.3 \text{ MPa}$  } 時には  $\sigma_a = 5 \text{ kgf/mm}^2$  {  $49 \text{ MPa}$  } でも  $1.44 \times 10^7$  で破断する結果が得られるなど  $85^\circ \text{C}$  温水中では  $10^7$  回時においても平均応力の影響が大きいことがわかる。図 1.2.10 は  $85^\circ \text{C}$  温水中腐食疲労試験時の耐久限度線図を示したものである。破断回数をパラメータにとった耐久限度線図は、破断回数が  $N_f = 2.84 \times 10^3$  を除いてはほぼ平行となっている。

北川<sup>9)</sup>は軟鋼の 1500 c/min 食塩水中の腐食疲労試験において、引張の平均応力が腐食疲労強度におよぼす影響は顕著であることを示す図 1.2.10 と同様の耐久限度線図を示し、この中で  $N=10^6 \sim 5 \times 10^7$  までの耐久限度線図の勾配が破断回数の増加とともにゆるやかとなり、 $N=5 \times 10^7$  でほぼ水平 (平均応力の影響がなくなる) になる結果を示している。北川らの実験が塩水中であり、高温水中に比べ腐食性も高いことを考えると  $1.44 \times 10^7$  回においてもまだ平均応力の影響が顕著である本実験結果は妥当な結果であると考えられる。

腐食疲労においては疲労強度におよぼす平均応力の影響を、平滑材の空中試験におけるような等価応力換算式で表わすことに問題があるが、いま便宜的に (1.2.2) 式のように表わされるとして、温水中  $\sigma_m = 0$  の実験値からの推定寿命を求めた。図 1.2.11 に推定寿命を示す。図 1.2.11 から明かなように本実験の範囲では実験値は  $k = 0.2 \sim 0.3$  の間にあり、空中での  $k = 0.4$  に比べると平均応力の影響が低下していることがわかる。

(c) 台形波の温水中強度 (図 1.2.9 ■、▣)

台形波で  $6 \text{ c/h}$  の実験点は  $N = 2.45 \times 10^3$  (408 時間) で未破断であるが、チャック間の試験片のひは図 1.2.12 に示すように  $N = 2 \times 10^3$  付近から増加を始め試験中止前から急増している。したがって試験中止時の回数を台形波  $6 \text{ c/h}$  の破断回数とみなしても大差ないと考えられる。

図 1.2.13 は台形波  $6 \text{ c/h}$  および  $450 \text{ c/h}$  の試験結果を比較したものである。繰返し速度  $6 \text{ c/h}$  の破断繰返し数は  $450 \text{ c/h}$  の実験点に比べ半分、逆に破断時間は約 3.5 倍となり、腐食疲労における速度効果が現われている。

(d) 重畳波形の温水中腐食疲労強度 (図 1.2.9 ⊗、⊙)

図 1.2.9 に示したように正弦波の繰返し数で示した重畳波形の高温水中腐食疲労寿命は、平均応力が変動しない場合に比べ重畳出数が少なくなるほど、したがって 1 次波の変動回数が増えるほど低下している。正弦波の繰返し数で表わした寿命比 (重畳波形下の正弦波破断繰返し数/平均応力が変動しない時の正弦波破断繰返し数) は図 1.2.14 に示すように  $\sigma_a = 5 \text{ kgf/mm}^2$  {  $44.1 \text{ MPa}$  }、 $n =$

10<sup>4</sup> の場合でも約0.5であり、1次波の変動の影響はあまり顕著でない。次に図1.2.15は重畳波の試験結果を破断時間で示したものである。破断時間で整理すると正弦波片振り ( $\sigma_{m \approx 0}$ ) と重畳波の寿命はほとんど差がないが、 $n=10^5$  の結果が若干短くなっている。これらの実験点を結ぶ直線と横軸との交点は、 $\sigma_a=0$  すなわち6c/hの台形波の寿命とほぼ一致しており応力振幅  $\sigma_a$  と破断時間との関係は直線で与えられることがわかる。図中の台形波単独の寿命と正弦波完全片振り ( $0-\sigma_{max}$ ) の寿命を結ぶ破線は等価繰返し数法による推定寿命線を示すが、本実験結果はこの推定寿命に比べて若干高寿命側にあり、この試験結果では等価繰返し数法は安全側の寿命を与える。

遠藤、駒井は腐食疲労における重畳応力の効果に通常の疲労の効果とは別に腐食を促進させ疲労寿命をより低下させる効果と腐食を阻害し疲労寿命を向上させる効果のあることを高力鋼HT-50の1%NaCl中の試験<sup>4)</sup>の中で示しているが本実験結果ではそのような傾向はみられなかった。これらは遠藤らの実験に比べ材料、腐食液等の相違によるものと思われる、本実験では疲労の効果が支配的であったと考えられる。

図1.2.16は腐食疲労における重畳山数nと1次波破断寿命の関係を示したもので、平均応力が変動しない正弦波単独の疲労寿命は1次波破断寿命  $N_{f1} = 1$  に相当すると考えると、nと  $N_{f1}$  との間に両対数で直線関係があり、しかも  $\sigma_a$  が変化しても互いに平行になっている。

この結果から応力振幅  $\sigma_a$ 、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。

$$N_{f1} = 2.04 \times 10^8 \cdot n^{-0.91} \cdot \sigma_a^{-2.53} \quad (1.2.3)$$

したがって  $\sigma_{max}=50 \text{ kgf/mm}^2$ 、 $f_2=1200 \text{ c/min} \{20 \text{ Hz}\}$  時の寿命は(1.2.3)式より求めることができる。

(e) マイナー則による検討

台形波単独の寿命および平均応力の変動しない正弦波単独寿命がわかっているので次式から、すなわち累積損傷値Dを求めた。

$$N_{f1} \left( \frac{1}{N_1} + \frac{n-1/2}{N_2} \right) = D \quad (1.2.4)$$

ここで  $N_{f1}$  は重畳波形下の一次波破断寿命を、 $N_1$ 、 $N_2$  は台形波6c/hおよび正弦波単独 ( $\sigma_{m \approx 0}$ ) の寿命を示し、nは重畳山数を示す。なお、重畳波形の包絡線の波形は台形波の最大応力が正弦波の平均応力となっているので完全な台形波でなく、しかも  $\sigma_a$  が変化するとともに変化したが、1次波単独の寿命は図1.2.15の台形波の寿命を用いた。表1.2.5に計算結果を示す。累積損傷値Dは0.76~0.99の範囲にあり、この実験の範囲ではほぼマイナー則 ( $D=1.0$ ) が成立するようである。

(f) 腐食減量、腐食ピットおよびき裂の測定結果

腐食試験後の試験片を5%塩酸に0.3%のインヒビターを添加した溶液中で洗浄し、試験前と試験後の重量から腐食減量を求めた。測定結果を図1.2.17に腐食時間との関係で両対数で示す。図から明らかなように腐食減量は応力振幅波形にかかわらず腐食時間との間にほぼ直線関係がある。

このことは重畳波形による腐食疲労試験において、重畳波が腐食を促進または阻害する要因にならず、疲労による効果が支配的であったこととも対応する。

図1.2.18、図1.2.19は試験後の試験片をすべて同一位置で長手方向に切断し研磨した後破断位置から5mmはなれた位置から1.5mmの断面にある腐食ピットおよびき裂について、個数とTotal深さ(長さ)について測定した結果を示したものである。

ピットの深さと個数は腐食時間とともに増加する傾向にあり、腐食減量の測定結果とも対応するが、き裂の数については応力振幅  $\sigma_a$  との間に明確な対応が得られなかった。試験片表面のピットおよび

き裂を正確に測定することにより、腐食疲労における重畳応力の役割を知ることができると思われるが、これについては問題を残した。

(g) 試験片表面および断面の観察

図 1.2.2 0 ~ 1.2.2 2 に試験後の試験片表面写真の一例を示す。図 1.2.2 0 は台形波 6 c/h の表面状態を示したものであるが、試験片表面にはきれつはほとんどみられず、腐食によるくぼみが多数みられる。一方図 1.2.2 1、1.2.2 2 は重畳波の正弦波による試験片の表面状態の一例を示したもので、表面には微細なきれつが多数みられ、腐食疲労の特徴ある表面状態を呈している。一方図 1.2.2 3 ~ 1.2.2 5 は試験片、断面写真の一例を示したもので、台形波 6 c/h では写真のようなピ、トが多数発見されたが、観察した断面内ではピ、ト底からき裂が発生しているものはほとんどみられなかった。

一方正弦波、重畳波による試験片のほとんどのピ、ト底には図 1.2.2 3 および図 1.2.2 4 に示すようにき裂が発生しており、このき裂は結晶粒内を貫通し、き裂先端も鈍化しているなど、腐食疲労の特徴あるきれつの状態を呈している。またこの他に、図 1.2.2 6 に示すように一見ピ、トを伴わないき裂も若干発見された。

(h) 重畳波形による疲労寿命と空中推定寿命の関係

最後に温水中寿命と空中データによる推定寿命の関係について述べる。図 1.2.2 5 は重畳波の温水中実験寿命と空中データによる推定寿命との比を示している。ここで推定寿命は重畳波形をレンジ・ベア・ミーン法で応力変換し、変換した台形波、正弦波について (1.2.2) 式で等価応力  $\sigma_e$  に換算のち (1.2.1) 式で  $\sigma_e$  に相当する寿命から、(1.2.4) 式で  $D=1$  とした式から求めた。図 1.2.2 5 で明らかなように  $\sigma_a = 15 \text{ kgf/mm}^2 \{ 147.1 \text{ MPa} \}$  では両者の寿命にほとんど差がないが、 $\sigma_a$  が小さくなるにつれて両者の寿命に差が生じ、 $\sigma_a = 5.0 \text{ kgf/mm}^2 \{ 49.0 \text{ MPa} \}$  で  $n = 10^4$  の場合で温水中寿命は空中推定寿命の約 1/5 になっている。本年度は正弦波の繰返し数を 1200 c/min { 20 Hz } としたが実験相当の 120 c/min { 2 Hz } ではこの差はもっと大きくなると予想される。

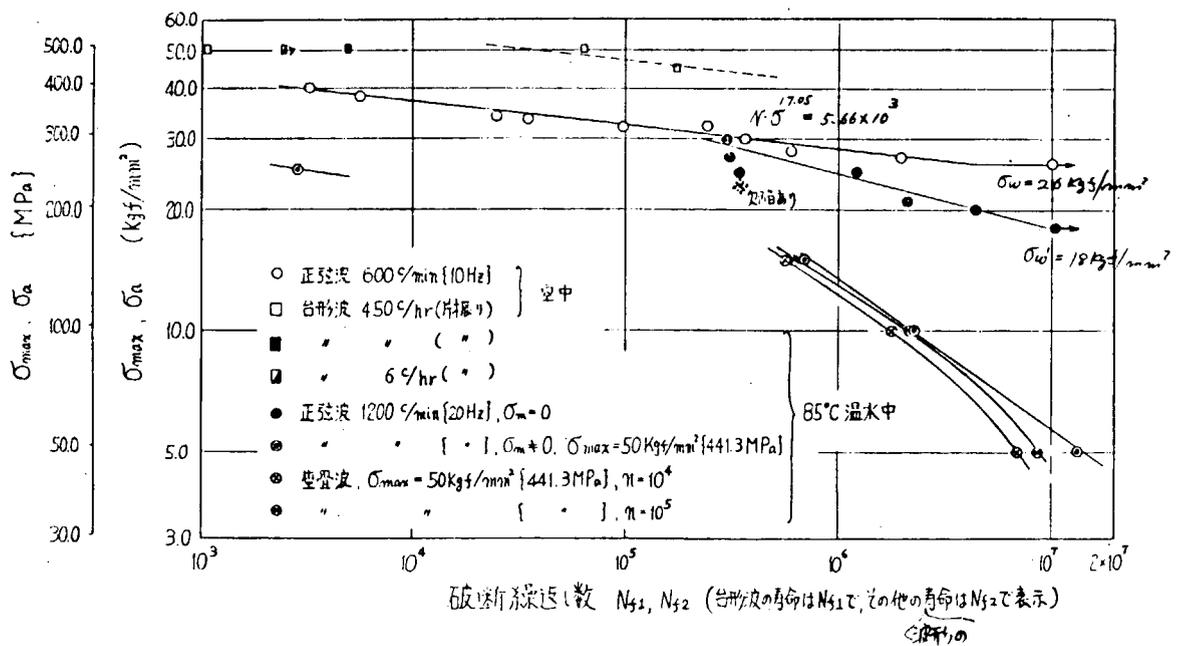


図 1.2.9 疲労試験結果

表 1.2.4 疲 勞 試 験 結 果

NO.	波形	環境	$\sigma_{max}$ kgf/mm <sup>2</sup> {MPa}	$\sigma_a$ kgf/mm <sup>2</sup> {MPa}	$\sigma_m$ kgf/mm <sup>2</sup> {MPa}	$\sigma_a/\sigma_{max}$	$n$	$T_0, T_D$ min	$T_H$ min	$T_0$ min	$f_1$ %/hr	$f_2$ %/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	a	空中	—	30.0 {294.2}	0	—	—	—	—	—	—	600 {10}	—	$3.67 \times 10^5$	—
2	"	"	—	40.0 {392.3}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$3.22 \times 10^3$	—
3	"	"	—	55.0 {543.2}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$2.44 \times 10^4$	—
4	"	"	—	32.0 {313.8}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$2.42 \times 10^6$	—
5	"	"	—	38.0 {372.7}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$5.60 \times 10^3$	—
6	"	"	—	33.5 {328.6}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$3.43 \times 10^4$	—
7	"	"	—	28.0 {274.6}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$6.02 \times 10^5$	—
8	"	"	—	32.0 {313.8}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$9.69 \times 10^4$	—
9	"	"	—	26.0 {255.0}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$1.0 \times 10^7$ 破断せず	—
10	"	"	—	27.0 {264.8}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$1.94 \times 10^6$	—
11	c	"	45.0 {441.3}	—	—	—	—	1/60	3/60	3/60	450	—	$1.63 \times 10^5$	—	—
12	"	"	50.0 {490.3}	—	—	—	—	"	"	"	"	—	$1.03 \times 10^3$	—	—
13	"	"	"	—	—	—	—	"	"	"	"	—	$6.28 \times 10^4$	—	—
14	a	85°C温水	—	25.0 {245.2}	0	—	—	—	—	—	—	1200 {20}	—	$3.47 \times 10^5$ *	4.8
15	"	"	—	30.0 {294.2}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$3.06 \times 10^5$	4.3
16	"	"	—	25.0 {245.2}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$1.24 \times 10^6$	17.2
17	"	"	—	20.0 {196.1}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$4.46 \times 10^6$	61.9
18	"	"	—	21.0 {205.9}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$2.13 \times 10^6$	29.6
19	"	"	—	27.0 {264.8}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$3.17 \times 10^5$	4.4
20	"	"	—	18.0 {175.5}	"	—	—	—	—	—	—	"	—	$1.06 \times 10^7$ 破断せず	146.8
21	c	"	50.0 {490.3}	—	—	—	—	1/60	3/60	3/60	450	—	$4.94 \times 10^3$	—	11.7
22	"	"	"	—	—	—	—	4.0	1.5	0.5	6	—	$2.45 \times 10^3$ 破断せず	—	408.3
23	b	"	50.0 {490.3}	5.0 {49.0}	45.0 {441.3}	0.1	—	—	—	—	—	1200 {20}	—	$1.44 \times 10^7$	200.0
24	"	"	"	10.0 {98.1}	40.0 {392.3}	0.2	—	—	—	—	—	"	—	$2.33 \times 10^6$	32.3
25	"	"	"	15.0 {147.1}	35.0 {343.2}	0.3	—	—	—	—	—	"	—	$7.00 \times 10^5$	9.7
26	"	"	"	25.0 {245.2}	25.0 {245.2}	0.5	—	—	—	—	—	"	—	$2.84 \times 10^3$	0.04
27	d	"	50.0 {490.3}	5.0 {49.0}	45.0 {441.3}	0.1	$10^5$	3.6	83.3	0.5	0.66	1200 {20}	$8.62 \times 10^4$	$8.62 \times 10^6$	130.6
28	"	"	"	"	"	"	$10^4$	"	8.3	"	3.76	"	$6.93 \times 10^2$	$6.93 \times 10^6$	184.3
29	"	"	"	10.0 {98.1}	40.0 {392.3}	0.2	$10^5$	3.2	83.3	"	0.67	"	$2.30 \times 10^4$	$2.30 \times 10^6$	34.5
30	"	"	"	"	"	"	$10^4$	"	8.3	"	3.95	"	$1.80 \times 10^2$	$1.80 \times 10^6$	45.6
31	"	"	"	15.0 {147.1}	35.0 {343.2}	0.3	$10^5$	2.8	83.3	"	0.67	"	$6.31 \times 10^0$	$6.31 \times 10^5$	9.4
32	"	"	"	"	"	"	$10^4$	"	8.3	"	4.17	"	$5.69 \times 10^4$	$5.69 \times 10^5$	13.7

\*印は欠陥より破断

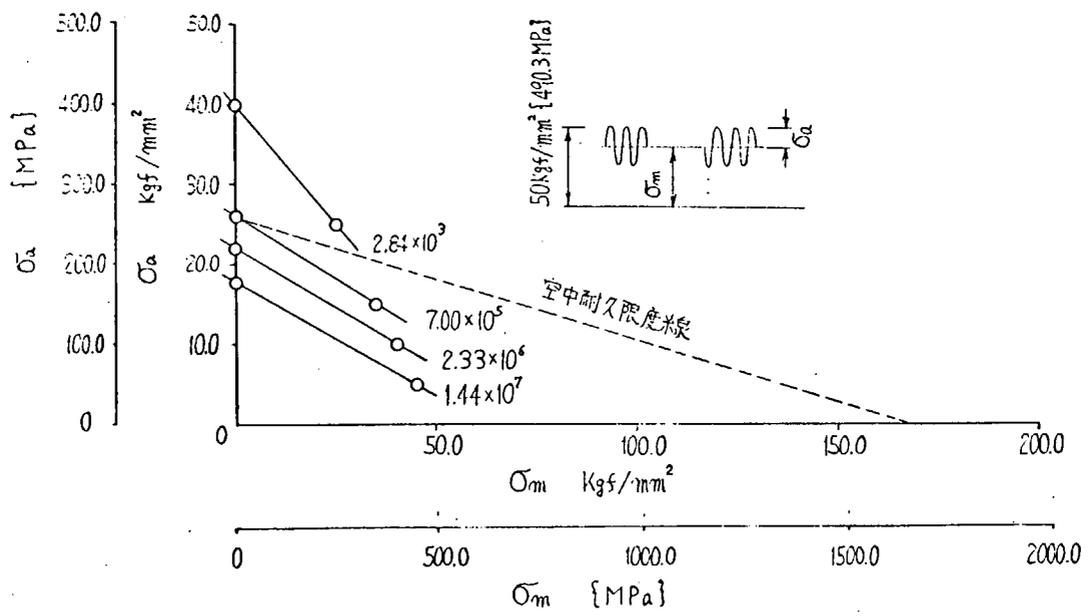


図 1.2.10 耐久限度線図 (85°C 温水中)

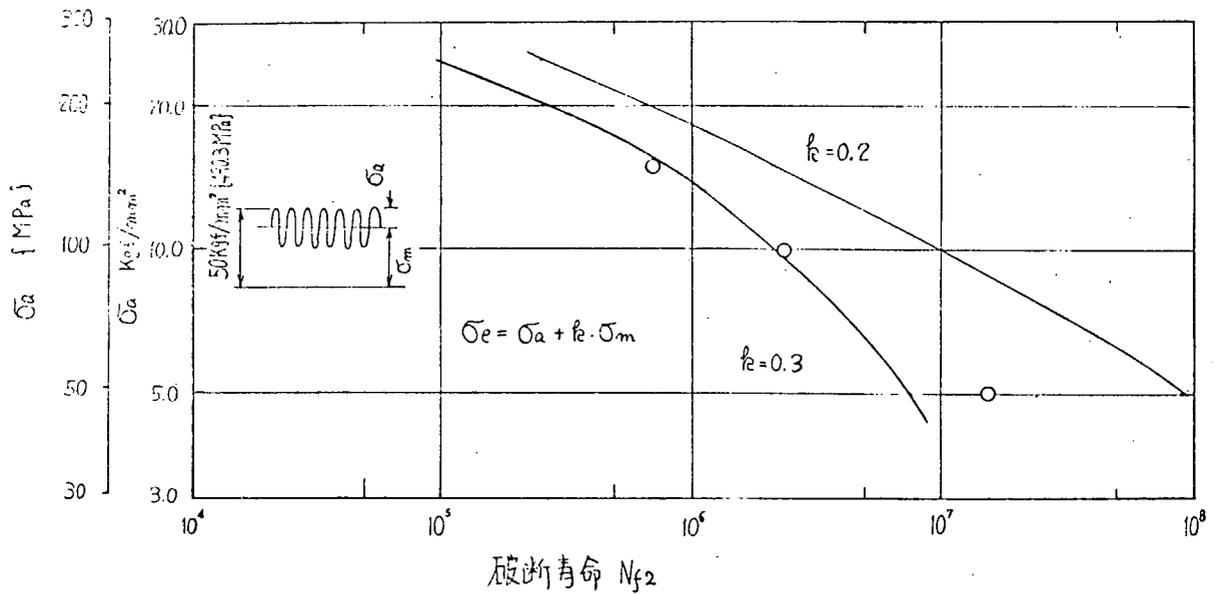


図 1.2.11 腐食疲労におよぼす平均応力の影響

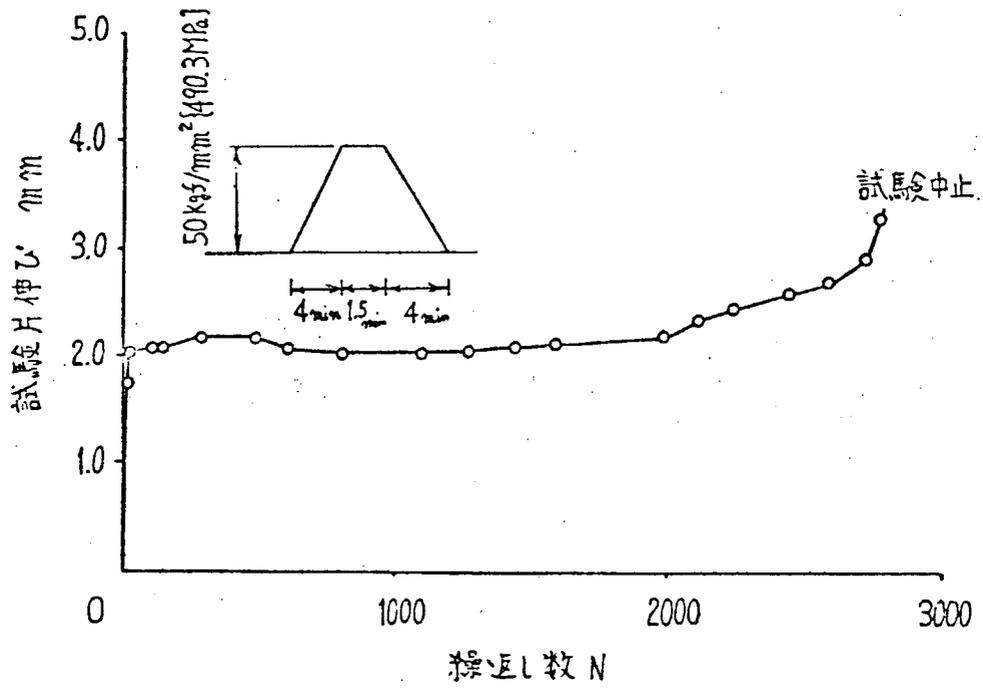


図 1.2.12 試験片伸びの変化 (6c/hr)

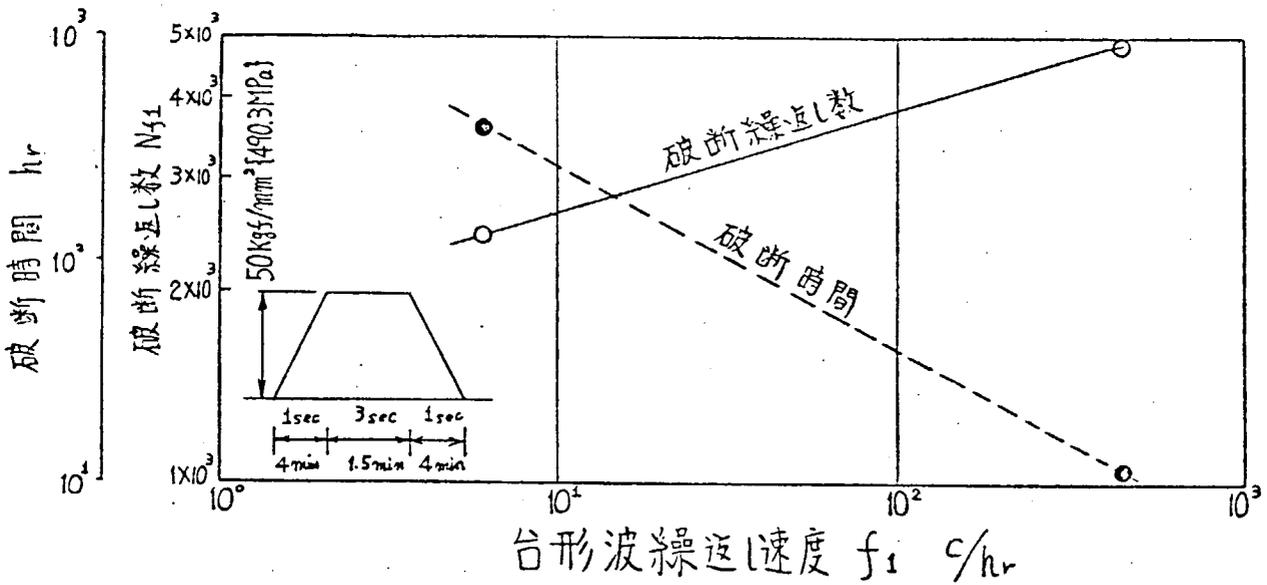


図 1.2.13 台形波温水中の寿命比較

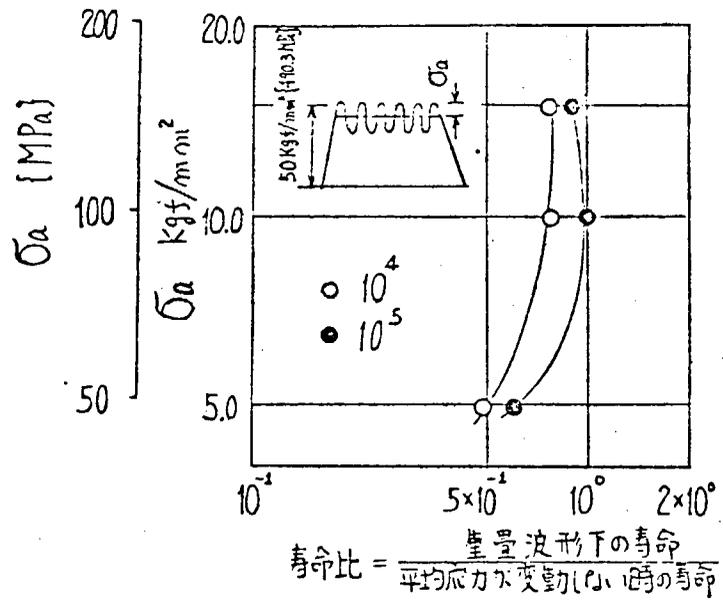


図 1. 2. 14 重畳波形による疲労寿命の正弦波寿命比

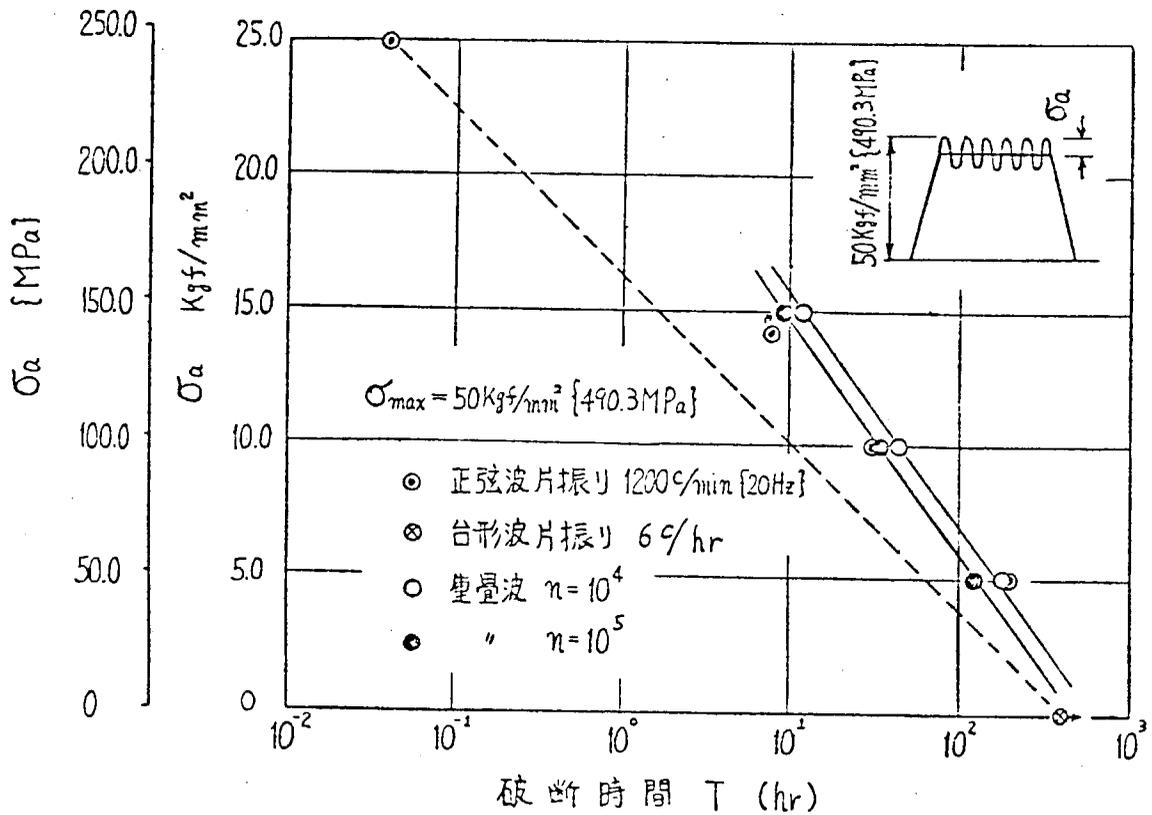


図 1. 2. 15 重畳波形による腐食疲労試験結果

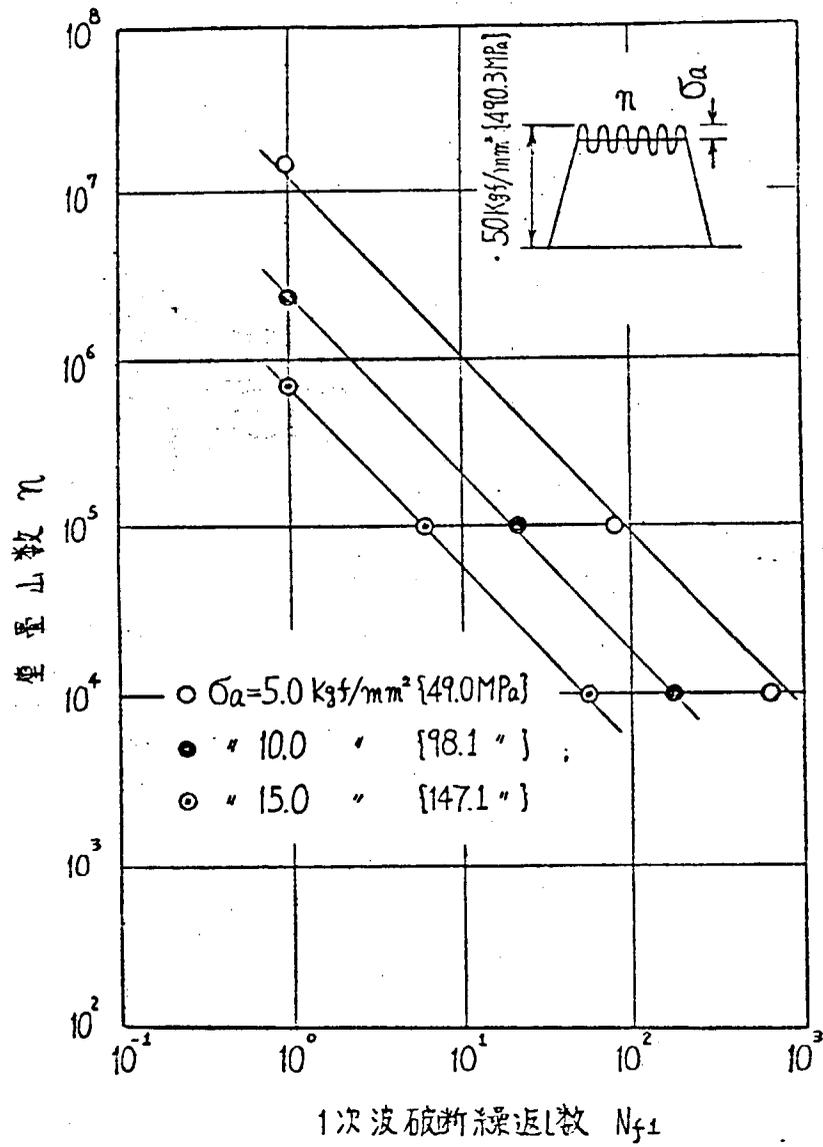


図 1.2.16 1次波破断繰返し数と重畳山数の関係

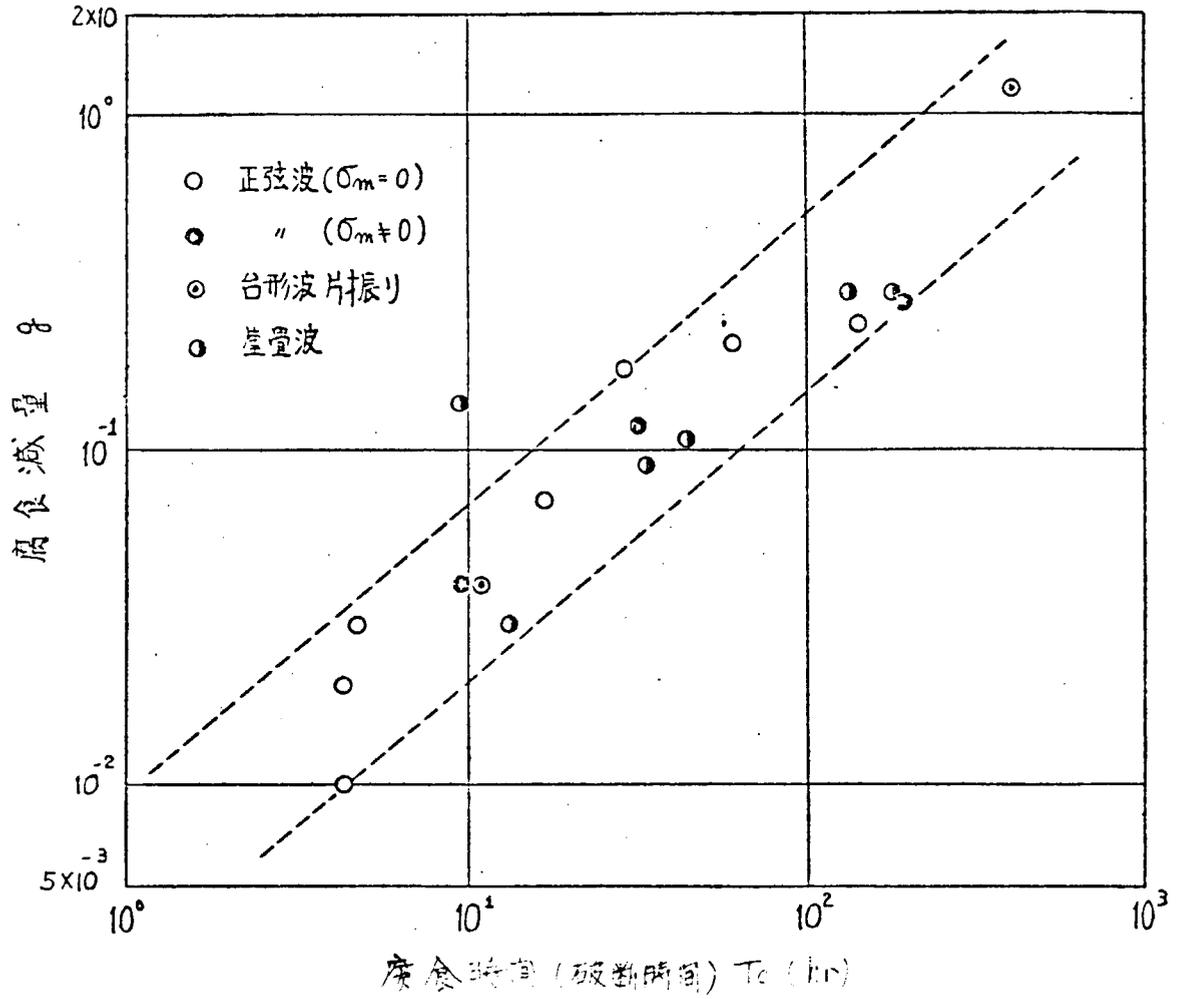


図 1.2.17 腐食減量測定結果

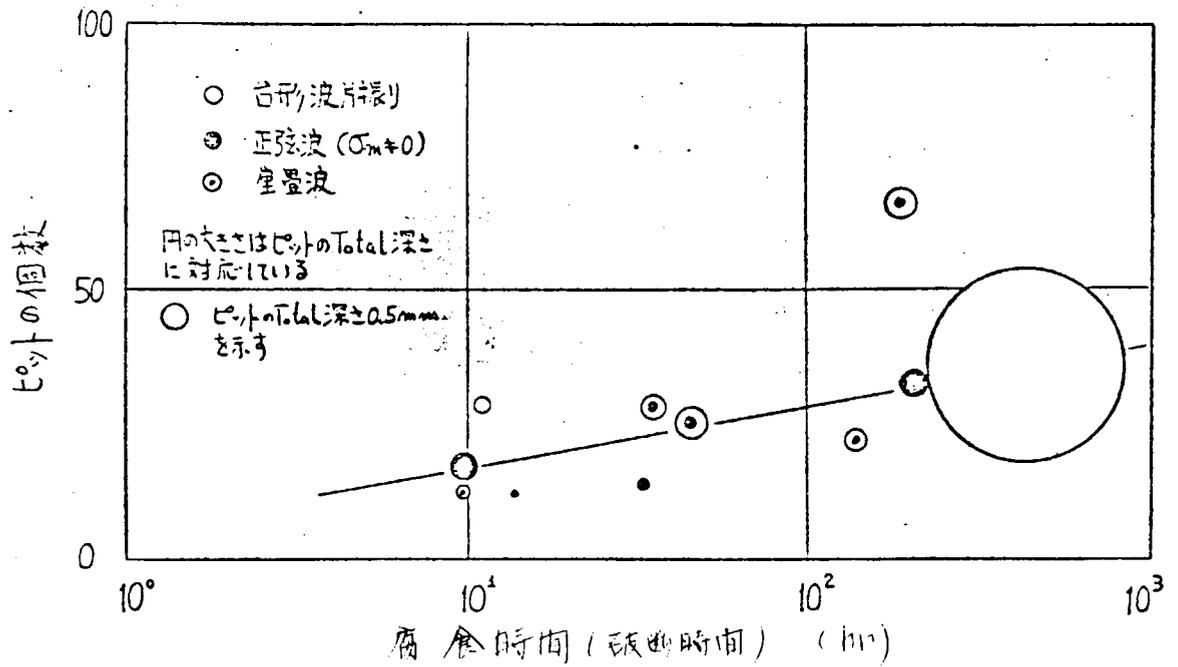


図 1.2.18 腐食ピット測定結果

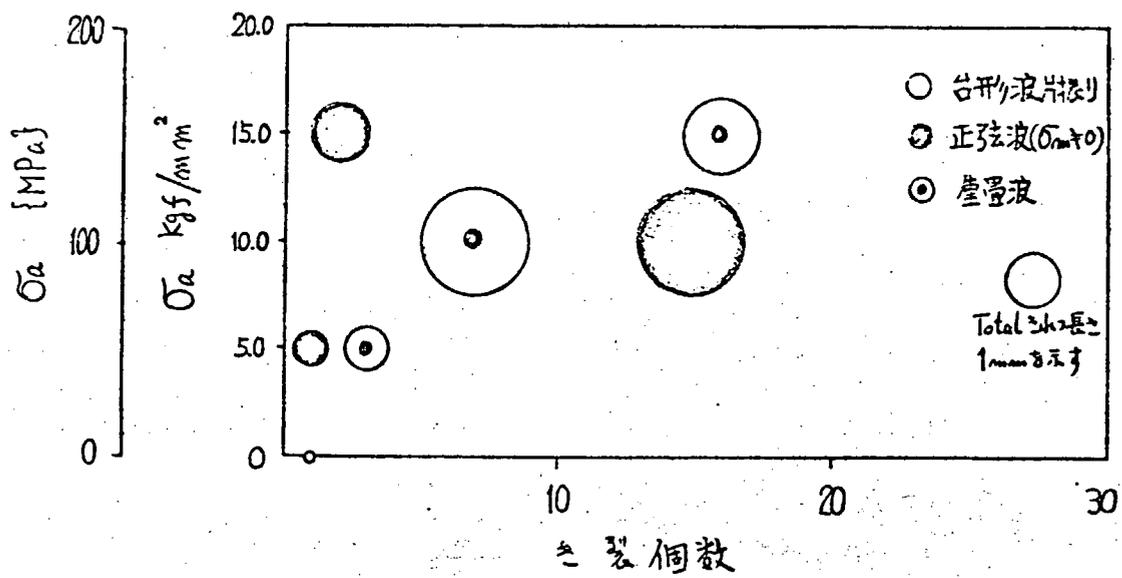
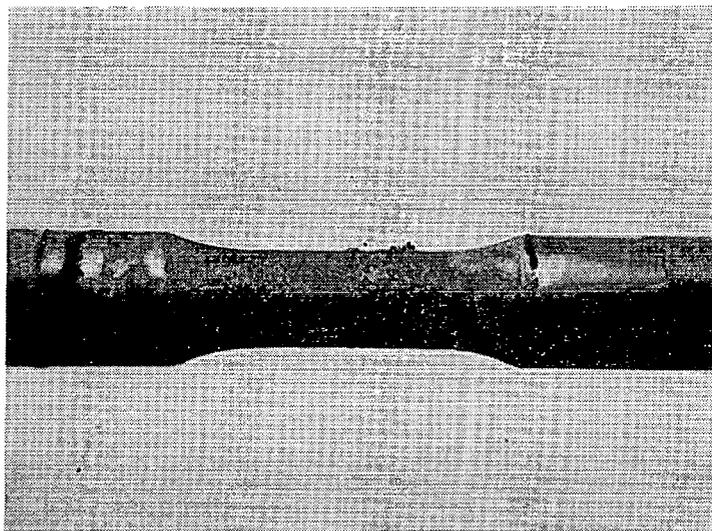
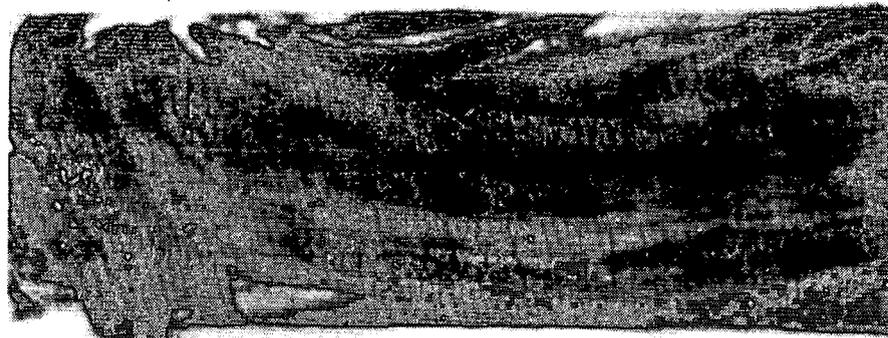


図 1.2.19 き裂測定結果



台形波 6c/h 408.3時間  
 $\sigma_{max} = 50.0 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$

図 1.2.20 試験片表面写真

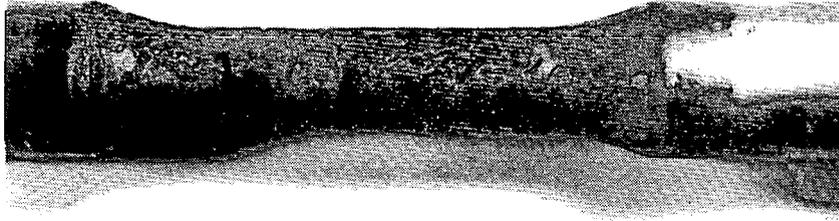


正弦波  $\sigma_a = 18 \text{ kgf/mm}^2 \{ 176.5 \text{ MPa} \}$ 、 $\sigma_m = 0$   
 $N_f = 1.06 \times 10^7$  (未破断)  
 146.8時間

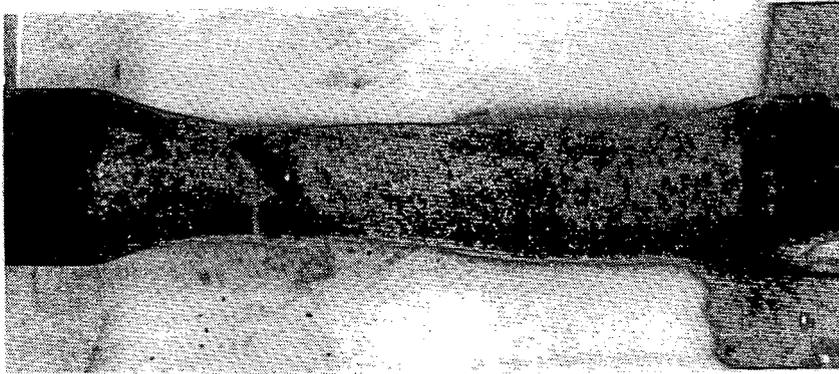
図 1.2.21 試験片表面写真の一例

表 1.2.5 累積損傷 D の計算結果

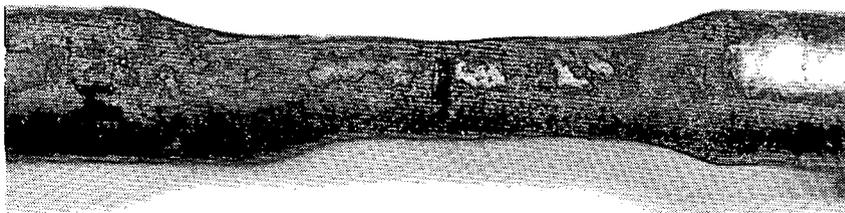
$\sigma_a$ kgf/mm <sup>2</sup> {MPa}	n	$N_{f1}$	$1/N_1$ ①	$n/N_2$ ②	① + ②	D
5.0 {49.0}	$10^5$	$8.62 \times 10^1$	$4.08 \times 10^{-4}$	$6.94 \times 10^{-3}$	$7.35 \times 10^{-3}$	0.63
	$10^4$	$6.93 \times 10^2$	〃	$6.94 \times 10^{-4}$	$1.10 \times 10^{-3}$	0.76
10.0 {98.1}	$10^5$	$2.30 \times 10^1$	〃	$4.29 \times 10^{-2}$	$4.33 \times 10^{-2}$	0.99
	$10^4$	$1.80 \times 10^2$	〃	$4.29 \times 10^{-3}$	$4.69 \times 10^{-3}$	0.85
15.0 {147.1}	$10^5$	$6.31 \times 10^0$	〃	$1.43 \times 10^{-1}$	$1.43 \times 10^{-1}$	0.90
	$10^4$	$5.69 \times 10^1$	〃	$1.43 \times 10^{-2}$	$1.47 \times 10^{-2}$	0.84



$\sigma_m$ 変動なし  $N_{f2} = 1.44 \times 10^7$   
200.0時間

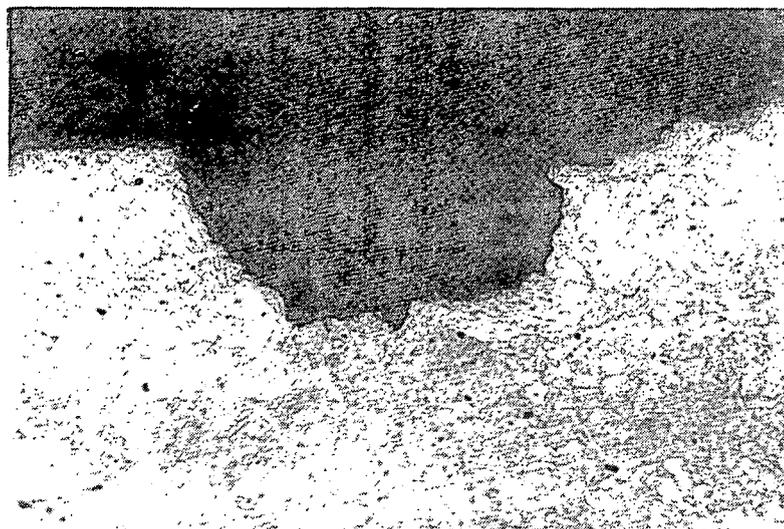


$n = 10^4$   $N_{f2} = 6.93 \times 10^6$   
184.3時間

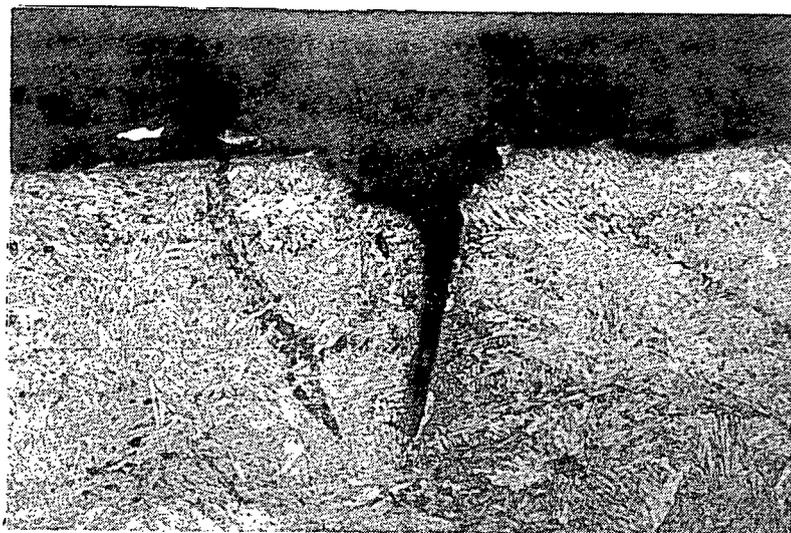


$n = 10^5$   $N_{f2} = 8.62 \times 10^6$   
184.3時間

図1.2.22 試験片表面写真  
(重畳波  $\sigma_a = 5 \text{ kgf/mm}^2 \{ 49.0 \text{ MPa} \}$ )



台形波  $6c/h$  408.3時間  
×100

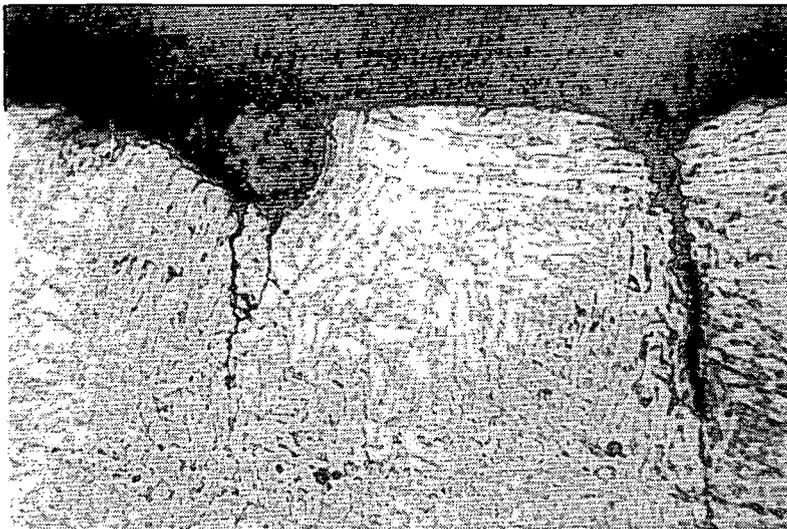


重疊波  $\sigma_a = 5.0 \text{ kgf/mm} \{ 49 \text{ MPa} \}$   
 $n = 10^4$  184.3時間  
×100

図 1. 2. 23 断 面 写 真



重疊波  $\sigma_a = 10 \text{ kgf/mm} \{ 98.1 \text{ MPa} \}$   
 $n = 10^4$  45.6時間  
 $\times 100$



重疊波  $\sigma_a = 15 \text{ kgf/mm} \{ 147.1 \text{ MPa} \}$   
 $n = 10^5$  9.42時間  
 $\times 400$

図 1.2.24 断 面 写 真

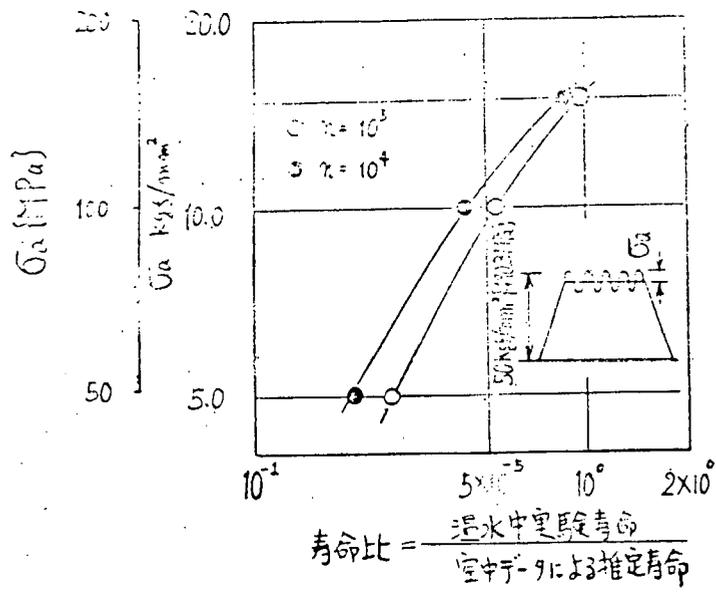
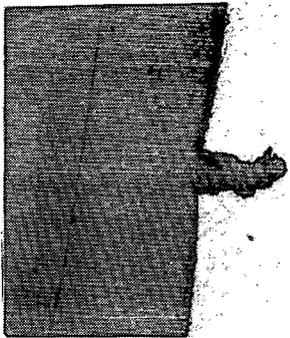


図 1. 2. 25 温水中実験寿命と空中データによる推定寿命の関係



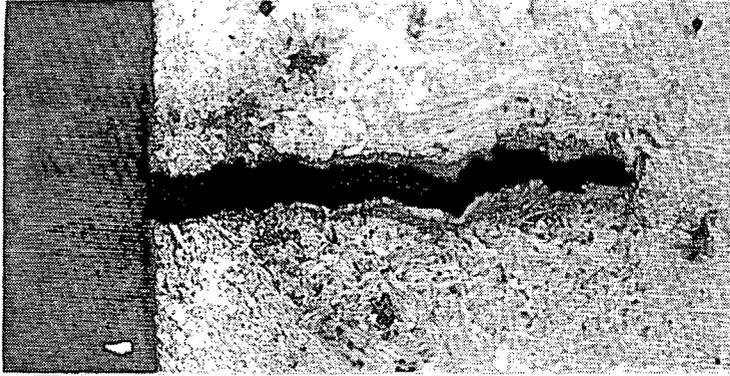
$\sigma_a = 10 \text{ kgf/mm}^2$   
 { 98.1MPa }  
 $n = 10^5$   
 34.5時間  
 ×100



$\sigma_a = 15 \text{ kgf/mm}^2$   
 { 147.1MPa }  
 $n = 10^4$   
 9.4時間  
 ×100



$\sigma_a = 5 \text{ kgf/mm}^2$   
 { 49MPa }  
 $\sigma_m$ 変動なし  
 200時間  
 ×100



$\sigma_a = 10 \text{ kgf/mm}^2$   
 { 98.1MPa }  
 $n = 10^5$   
 34.5時間  
 ×100

図1.2.26 観察されたき裂の例

#### 1.2.4 結 言

Cr-Mo 鋼の温水中腐食疲労強度におよぼす重畳波の影響を明らかにする目的で重畳波を初め各種波形による 85℃ 温水中の腐食疲労試験を実施した。その結果次のことが明らかとなった。

- 1) 腐食疲労におよぼす平均応力の影響は顕著であり、これを無視することはできない。 $\sigma_e = \sigma_a + k \cdot \sigma_m$  で表わした平均応力の係数  $k$  は 0.2 ~ 0.3 の間にあり空中の値  $k = 0.4$  より低下する。
- 2) 正弦波の繰返し数で表わした重畳波形下の疲労寿命は、平均応力が変動しない場合に対する寿命低下率は  $\sigma_a = 5.0 \text{ kgf/mm}^2 \{ 49.0 \text{ MPa} \}$  時で約 1/2 であり、平均応力の変動の影響は顕著ではない。
- 3) 腐食疲労強度におよぼす重畳波の影響は疲労の効果が支配的であり、腐食を促進または阻害する効果は認められなかった。
- 4)  $\sigma_{max} = 50 \text{ kgf/mm}^2 \{ 490.3 \text{ MPa} \}$ 、 $f_2 = 1200 \text{ c/min} \{ 20 \text{ Hz} \}$  の場合、重畳波形下の一次波破断寿命  $N_{f1}$ 、応力振幅  $\sigma_a$  および重畳山数  $n$  の間に次の関係がある。

$$N_{f1} = 2.04 \times 10^8 \cdot n^{-0.91} \cdot \sigma_a^{-2.53}$$

- 5) 累積損傷値  $D$  は 0.76 ~ 0.99 の範囲にあり本実験の範囲では、ほぼマイナー則が成立する。
- 6) 腐食減量と腐食時間は両対数でほぼ比例関係にあり、ピットの発生個数もだいたいこの関係に対応している。
- 7) 重畳波形の温水中実験寿命は空中データによる推定寿命の 0.2 ~ 1.0 の範囲にある。

本年度は第 1 段階として正弦波の繰返し速度を  $1200 \text{ c/min} \{ 20 \text{ Hz} \}$  としたが、52 年度は実機相当の  $120 \text{ c/min} \{ 2 \text{ Hz} \}$  の条件で行ない、より実機に近い条件下での疲労の強度を明らかにするとともに、腐食疲労における平均応力の影響さらには腐食環境中の重畳波形下疲労寿命推定法について検討する予定である。

#### 参 考 文 献

- 1) 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壁部材の強度設計法に関する研究」昭和 51 年 7 月
- 2) 遠藤ほか 2 名、機論、34-257 (昭 43-1)、44
- 3) 遠藤ほか 2 名、機論、37-303 (昭 46-11)、2036
- 4) 遠藤、駒井、黒田、機論、40-340 (昭 49-12)、3267
- 5) 日本造船研究協会報告、研究資料 No. 197 (昭 49-3)、90
- 6) SR164 委員会資料、委 1-6、(昭 51-4)
- 7) 衣川、高尾、永井、船用機関学会誌、12-1 (昭 52-1)、72
- 8) P. Lodwik, Z. Metallkunde, 25-10 (1933-10)、9
- 9) 北川、生産研究、14 (昭 37)、333

### 1.3 重畳実働波形下の高温強度についての平面曲げ疲労試験と軸荷重疲労試験およびインヒビターの濃度効果についての回転曲げ腐食疲労試験

#### 1.3.1 結 言

船用ディーゼル機関の耐久性及び信頼性の向上には、燃焼室壁部材の強度上の問題、とくに疲労強度上の問題解決が重要である。すなわち燃焼室壁の温度勾配に基づく熱応力と、ガス圧の繰返しによる機械的応力とが重畳した応力状態での疲労強度、それに加えて、冷却水による腐食疲労強度を十分に考慮しなければ、燃焼室壁部材の信頼性、耐久性の向上は、はかれない。

上記観点に立ってこれまで研究を実施し、その成果はとりまとめられ、報告されている<sup>1)</sup>。その中で、重畳疲労寿命の考え方、実機への適用法について述べられ、一応の成果が得られている。さらに、腐食疲労強度については、実験結果のとりまとめと、実機への適用に関する若干の知見が得られたが、大部分は今後の実験研究にまたねばならない。

本報告は、i) 重畳山数が $10^5$ 山と、実機に近い場合に、すでに提案している方法の適用性、及び ii) 腐食疲労試験で長時間(500~1000時間)の資料の蓄積及びインヒビター濃度が疲労強度に及ぼす効果の2点について実験した結果をとりまとめたものである。

#### 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に示している。<sup>\*</sup>この材料より、図1.3.1に示す3種の形状寸法の試験片を作成して実験に供している。a)の平面曲げ試験片はシェンク式平面曲げ疲労試験機用であり、図1.3.2 a)に示す正弦波に正弦波が重畳した波形で実験を行なった。図1.3.1 b)の軸荷重試験片は、電気油圧サーボ軸荷重疲労試験機用であり、図1.3.2 b)の波形で実験を行なった。なお、この2種の実験は $300^{\circ}\text{C}$ で行なった。一方、図1.3.1 c)の回転曲げ試験片は、試作した片持式回転曲げ腐食疲労試験機用であり、温水腐食疲労及びインヒビターを含む温水中での疲労試験を行なった。

図1.3.2は実験に用いた重畳波形であり、a)は正弦波の一次波 $\sigma_1$ に、正弦波の二次波 $\sigma_2$ が重畳したものであり、重畳山数は $10^5$ 山とした。この波形で一次波が1回繰返すのに約30分を要する(二次波の繰返し速度が3600cpmである)。b)は片振り矩形波に正弦波の二次波 $\sigma_2$ が重畳した波形を示し、この波形でも重畳山数は $10^5$ 山である。二次波の繰返し速度を1200cpmとしたので、この波形では一次波の1回は約1.5時間を要する。

図1.3.3は試作した片持式回転曲げ腐食疲労試験機であり、温水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。なお、温水の循環系統は図1.3.4に示すようであり、温水タンク中で約 $95^{\circ}\text{C}$ になった温水は自然落下により、試験片にふりかかるようにしている。試験片の温度は $85^{\circ}\text{C}$ ~ $90^{\circ}\text{C}$ の範囲であった。試験片にかかった温水は受水タンクにて受けて、約 $90^{\circ}\text{C}$ に加熱した後、ポンプによって温水タンクに送られる。一方、蒸発による液の減量は、液面計によって検出され、補給タンクから、電磁バルブの開閉によって水道水を補給している。本試験機は同時に10本の疲労試験が行なえるようになっており、繰返し速度は大型機関の回転速度を考慮して100rpmにとった。

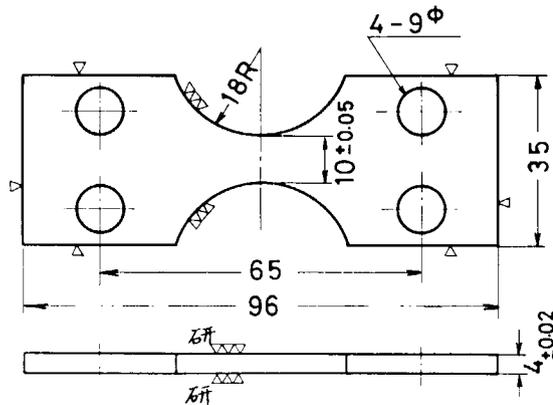
\* 本材料は協同研究者である日立造船(KK)で同時に鋳造したものであり、鋳造方法その他の詳細は1.2節の報告にあるものと同じである。

表 1.3.1 材料の化学成分 (CrMo 鋳鋼)

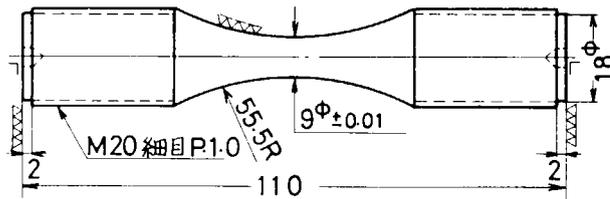
(%)						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.17	0.41	0.67	0.014	0.006	0.68	0.34

表 1.3.2 材料の機械的性質 (CrMo 鋳鋼)

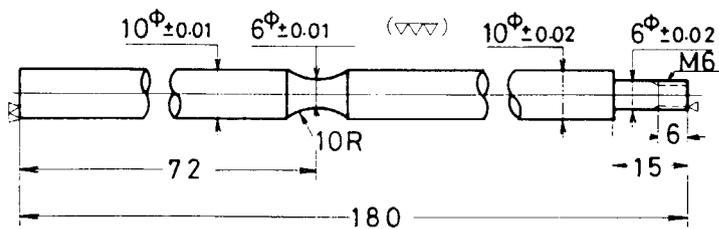
温度 \ 項目	降伏点	引張強さ	伸び	絞り
R.T	41.3 kg/mm <sup>2</sup>	57.8 kg/mm <sup>2</sup>	22.4 (%)	64.9 (%)
300°C	39.6	55.7	17.3	56.0



(a) 平面曲げ試験片



(b) 軸荷重試験片



(c) 回転曲げ試験片

図 1.3.1 試験片の形状寸法

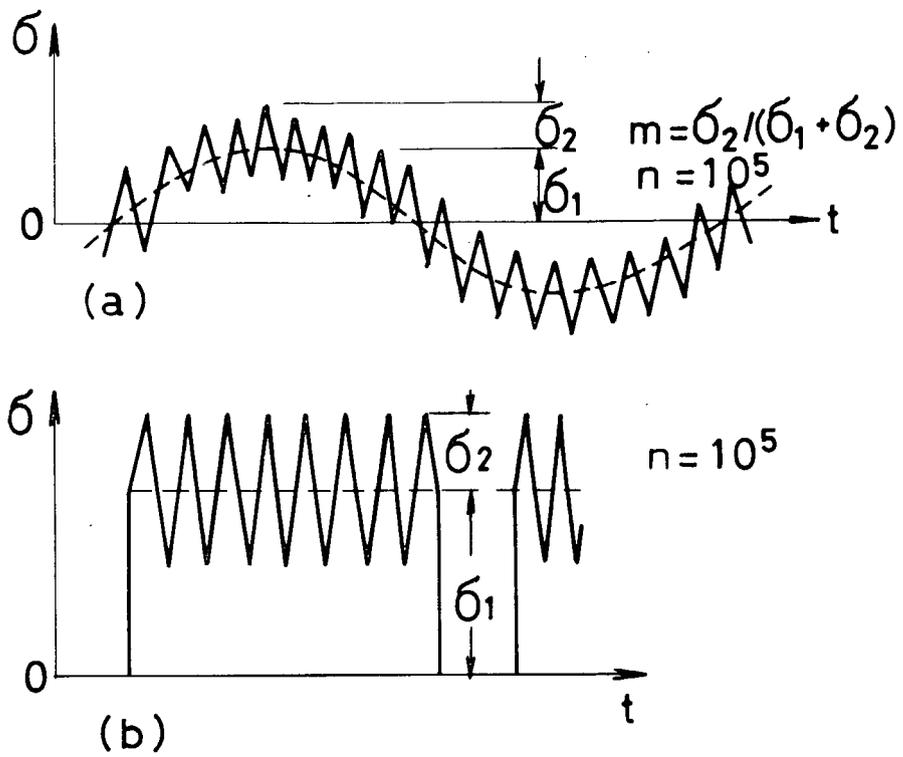


図 1.3.2 重 疊 波 形

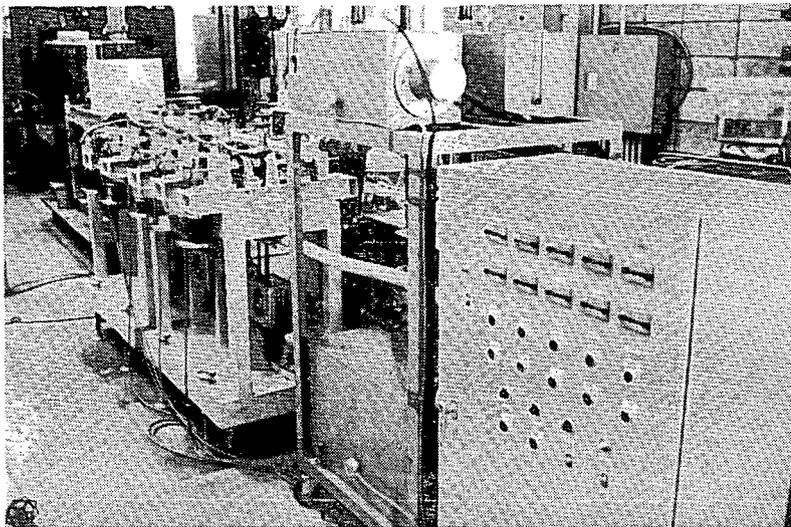


図 1.3.3 試作した回転曲げ腐食疲労試験機

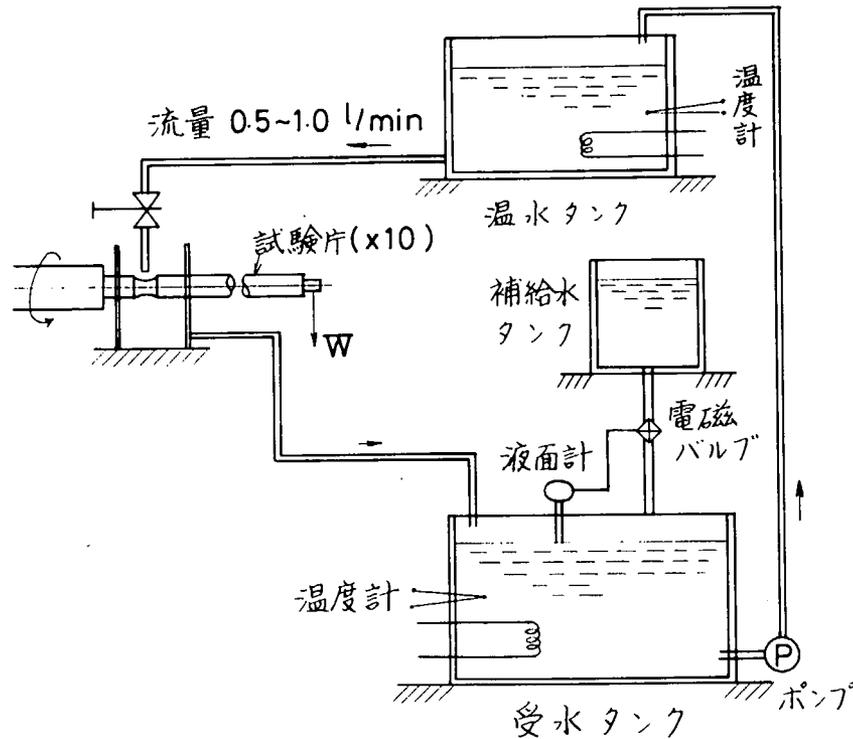


図 1.3.4 腐食疲労試験 温水の循環系

### 1.3.3 実験結果と簡単な考察

#### (1) 重畳波疲労試験結果

重畳波形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での実験結果を図 1.3.5 に示す。軸荷重両振り試験は 1200 cpm (これは図 1.3.2 b) の波形の二次波  $\sigma_2$  の繰返し速度と同一である) で行なった。

"●"印で示すようであり、疲労限は約  $25 \text{ kg/mm}^2$  である。なお、直線の式を求めると、次式となった。

$$N f \cdot \sigma_a^{17.58} = 5.23 \times 10^{31} \quad (1.3.1)$$

軸荷重で完全片振り試験結果を "○" で示す。繰返し速度は 1200 cpm である。なお、矩形波で完全片振りの実験を 30 cpm で行ない、波形効果及び速度効果を検討したのが "◇" 印であり、ばらついているが、正弦波 1200 cpm のものと大差ない結果が得られた。この直線の式を求めると、次の式が得られた。

$$N f (2 \sigma_a)^{11.13} = 5.466 \times 10^{23} \quad (1.3.2)$$

又は

$$N f \sigma_a^{11.13} = 2.44 \times 10^{20} \quad (1.3.3)$$

これらの結果は、これまでに行なった CrMo 鋼の結果に比較して、疲労限、時間強度とも若干高い値である。<sup>2)</sup>

平面曲げの結果を "○" で示すが、疲労限は約  $30 \text{ kg/mm}^2$  であり、この結果もこれまでの結果に比較して若干高い値である。<sup>2)</sup> なお、S-N 線図の直線の式は、次式で表される。

$$N f \cdot \sigma_a^{7.20} = 2.48 \times 10^{16} \quad (1.3.4)$$

重畳波形下の実験結果のうち図 1.3.2 a) に示した波形による実験結果を図 1.3.6 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った。実験結果は一次波の破断繰返し数  $\bar{N}$  と  $\sigma_{max}$  を横、縦軸に対数目盛でとって表示した。m をパラメータにとったとき、 $\sigma_{max} - \bar{N}$  は実験の範囲で直線関係がある。m = 0.7 で  $\sigma_{max}$  が疲労限  $30 \text{ Kg/mm}^2$  に近くなると、直線からはなれて、破断しなくなる。なお、この実験は、時間の都合で途中で打切っている。

図 1.3.2 b) の波形による実験結果を図 1.3.7 に示した。この実験も、m をパラメータにとり、 $\sigma_{max}$  と一次波破断繰返し数  $\bar{N}$  で示した。重畳山数を  $10^5$  山にとっているため、一次波 1 回の繰返しに約 1.5 時間を要し、 $\sigma_{max}$  を実機に近い値にとると、実験時間が著しく長くなるので、ここではかなり高い値としている。実験結果が少ないが、傾向としては、従来の結果と同様であり、 $\sigma_{max} - \bar{N}$  はほぼ直線となる。

以上、重畳波の実験結果について簡単に述べたが、本実験の主目的である推定寿命と実験寿命の比較を行なってみる。すなわち、すでに報告書<sup>1)</sup>で述べている重畳波形の寿命推定法を、重畳山数が  $10^5$  山と、これまでよりも実機に近い状態となった場合にも適用できるか否かについて検討してみる。寿命推定法の詳細については報告書<sup>1)</sup>を参照していただくとして、ここでは説明の都合上、簡単に述べると、  
i) 応力頻度読み取り法はレンジベアミーン法(全波法)、ii) 平均応力の評価は、次式をそれぞれ用いる。

$$\sigma_t = \sigma_a / (1 - \sigma_m / \sigma_B) \quad (1.3.5)$$

$$\sigma_t = \sigma_a + 0.4 \sigma_m \quad (1.3.6)$$

ここで、 $\sigma_t$  は換算両振り応力振幅

$\sigma_a$  は応力振幅

$\sigma_m$  は平均応力

$\sigma_B$  は材料の抗張力

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し、この値が 1 になったときに疲労寿命であると考える。

図 1.3.8 は図 1.3.2 a) の重畳波形の場合である。横軸に推定寿命  $\bar{N}_{es}$ 、縦軸に実験寿命  $\bar{N}$  をとって示した(なお、両者とも一次波破断回数である)。

また、使用した S-N 線図は (1.3.4) 式を用いた。図 1.3.8 の結果は平均応力の評価式、2 種類を区別して表示した。本結果でみると  $\bar{N} > \bar{N}_{es}$  であり、推定寿命は下限を与えることがわかる。平均応力の評価式として (1.3.6) 式を用いた場合が (1.3.5) 式を用いるより推定寿命は実験寿命に近くなった。

一方、平均応力の評価式 (1.3.5) で  $\sigma_B$  の代わりに真破断力  $\sigma_T$  ( $\approx 120 \text{ kg/mm}^2$ ) を用い、又、(1.3.6) 式で 0.4 の代わりに 0.25 とし、平均応力の評価を若干あまくして  $\bar{N}_{es}$  と  $\bar{N}$  の関係をみたのが図 1.3.9 である。図 1.3.8 に比べて、ばらつきの範囲もせまく、修正グッドマンの方法が、山田の方法より推定寿命と実験寿命の相関性がよい結果となっている。

図 1.3.10 は、図 1.3.2 b) に示した重畳波形について  $\bar{N}_{es}$  と  $\bar{N}$  を比較した結果である。両振り S-N 線図を寿命推定の基準にとり、平均応力の評価を (1.3.5) 式で行なると  $\bar{N}_{es}$  は著しく短くなる(図示はしていない)、安全側すぎる結果となった。これに対して (1.3.6) 式を用いると、図 1.3.10 の「○」印のようにかなり安全側となる実験点もあるが、ほぼ  $\bar{N}_{es}$  は実験値の下限となっている。

なお、基準 S-N 線図として完全片振りである (1.3.3) 式を用い平均応力の評価は次式を用い完全

片振りの応用振幅に換算して $\bar{N}e_s$ を求め $^3)\bar{N}$ との関係をみたのが図1.3.10の $\bullet$ 印である。

$$\sigma_t = \sigma_a / \{ 1 - (\sigma_m - \sigma_a) / \sigma_B \} \quad (1.3.7)$$

この場合は両振りに換算するよりも $\bar{N}e_s$ は $\bar{N}$ に近い結果となった。

一方、平均応力の評価式(1.3.6)で0.4の代りに0.25とし、(1.3.7)式の $\sigma_B$ の代りに真破断力 $\sigma_T$ ( $\approx 120 \text{ Kg/mm}^2$ )を用いて $\bar{N}e_s$ と $\bar{N}$ の関係をみたのが図1.3.11である。図1.3.10の結果よりばらつきは若干狭くなるようである。

以上、重畳波形の実験結果を用いて疲労寿命推定法の検討を行なったが、重畳山数が $10^5$ 山になると提案している方法<sup>1)</sup>による推定寿命は実験値の下限を与え、 $\bar{N}/\bar{N}e_s \approx 100$ になる場合もあることが判った。一方、平均応力の評価式で、抗張力 $\sigma_B$ の代りに真破断力 $\sigma_T$ を、また山田の方法の場合は、係数として0.4の代りに0.25程度にとり、平均応力の評価を幾分あまくするとばらつきの範囲が若干せまくなるようである。

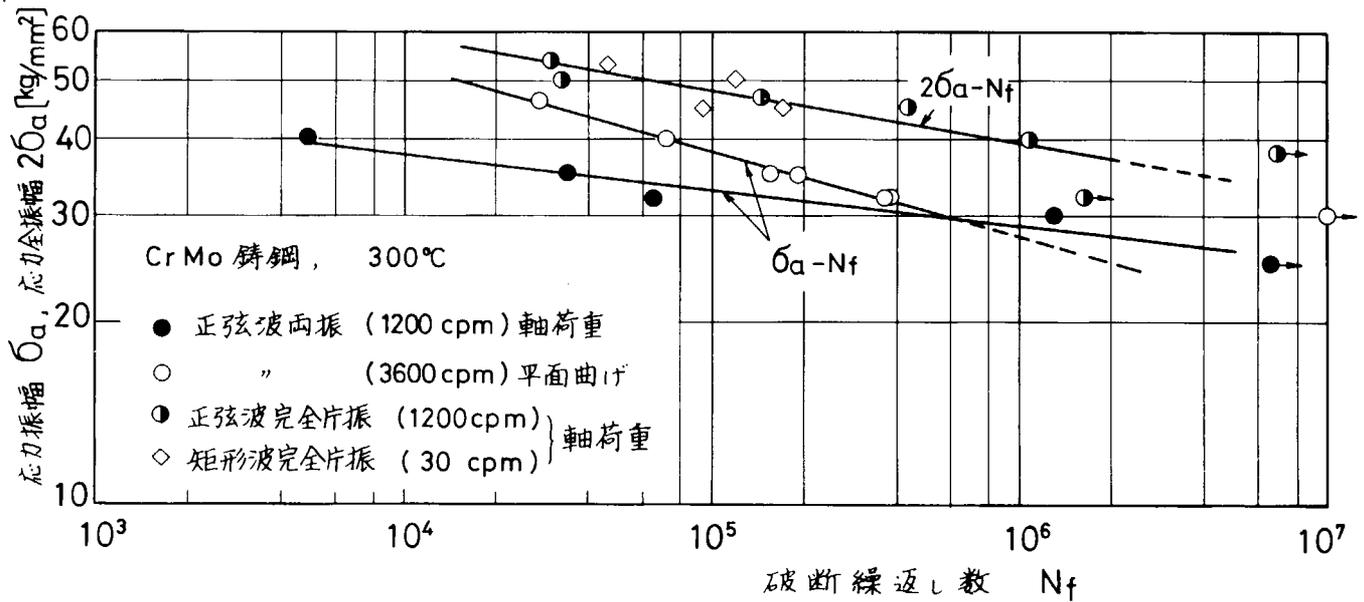


図1.3.5 正弦波単独S-N線図

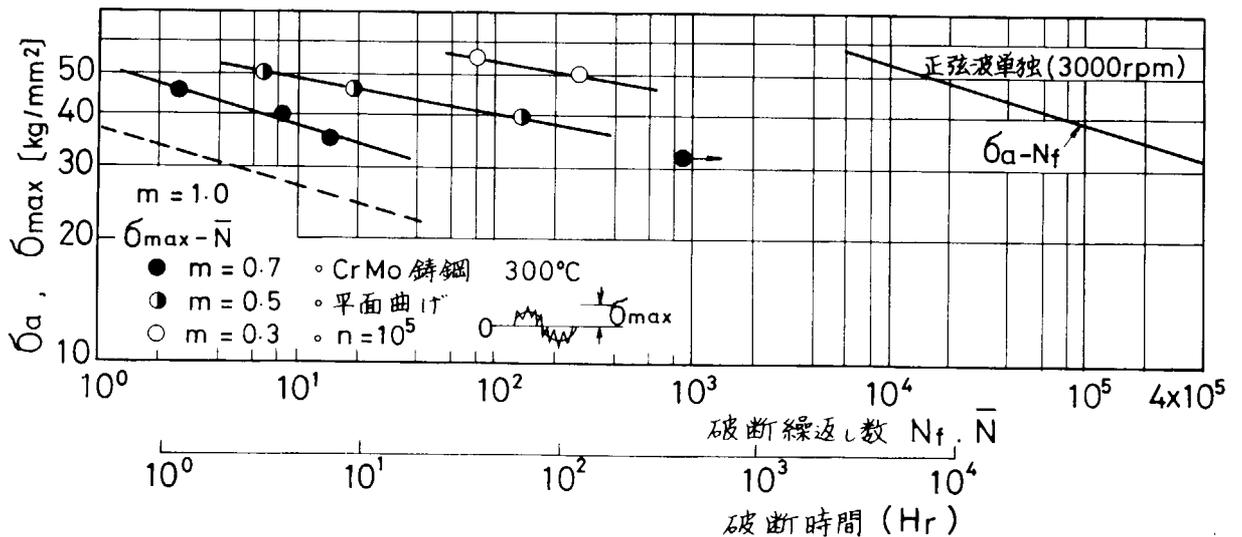


図1.3.6 重畳波疲労試験結果(平面曲げ)

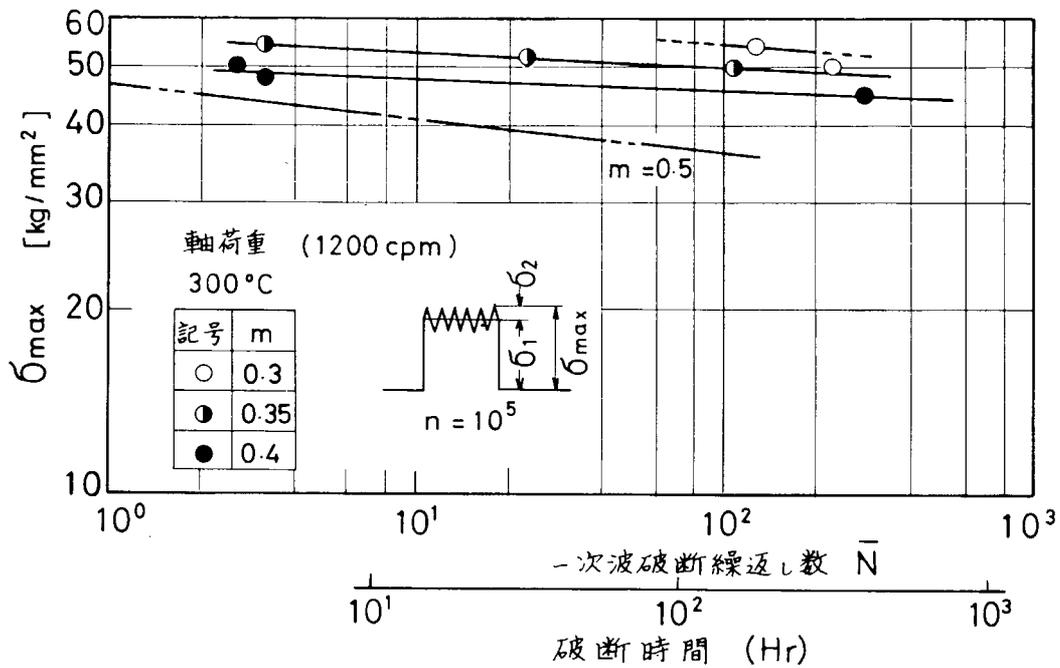


図 1.3.7 重畳波疲労試験結果 (軸荷重)

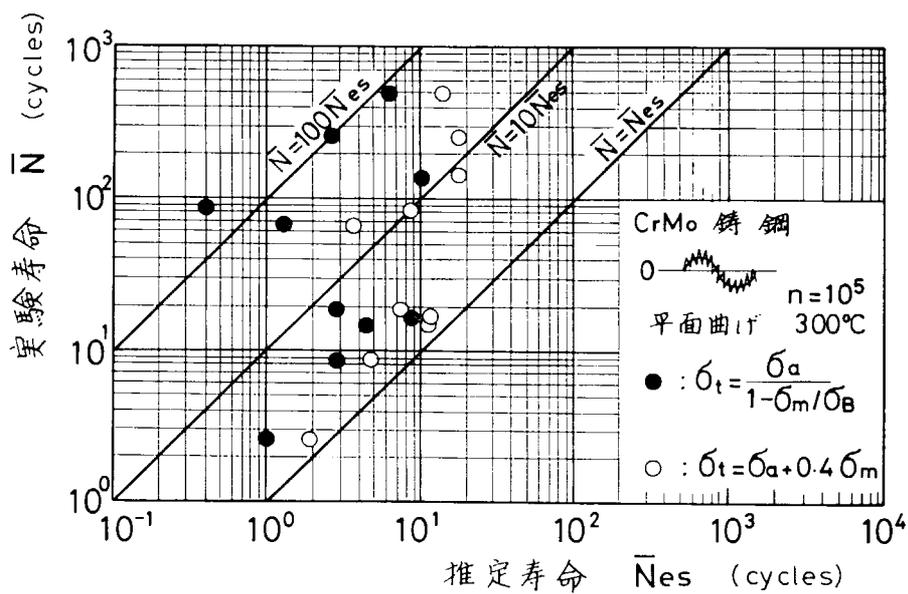


図 1.3.8 推定寿命と実験寿命の相関性

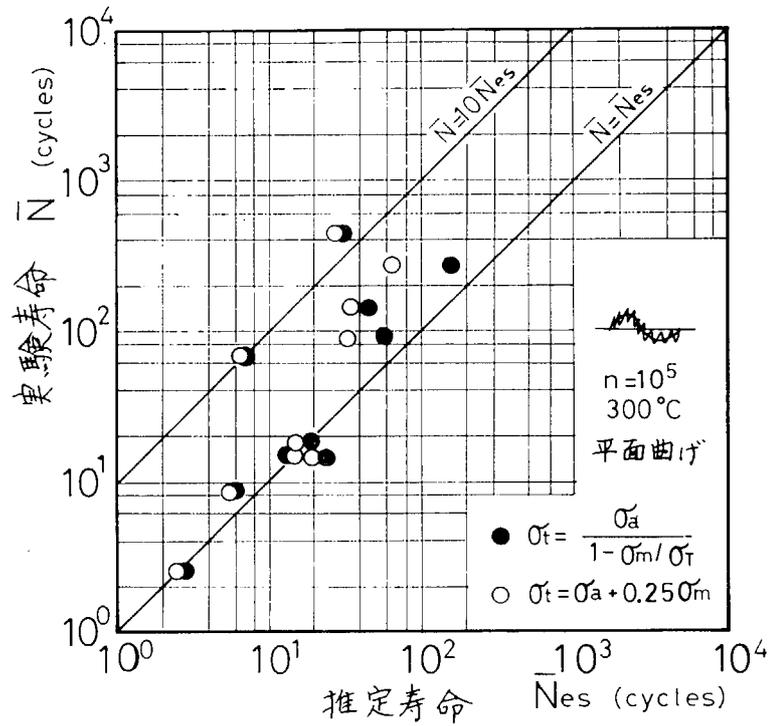


図 1.3.9 推定寿命と実験寿命の相関性

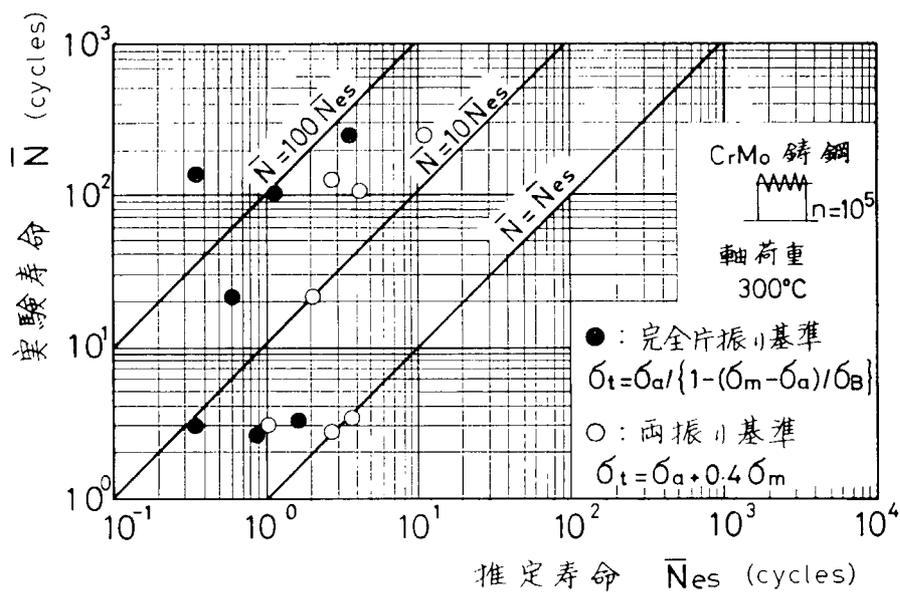


図 1.3.10 推定寿命と実験寿命の相関性

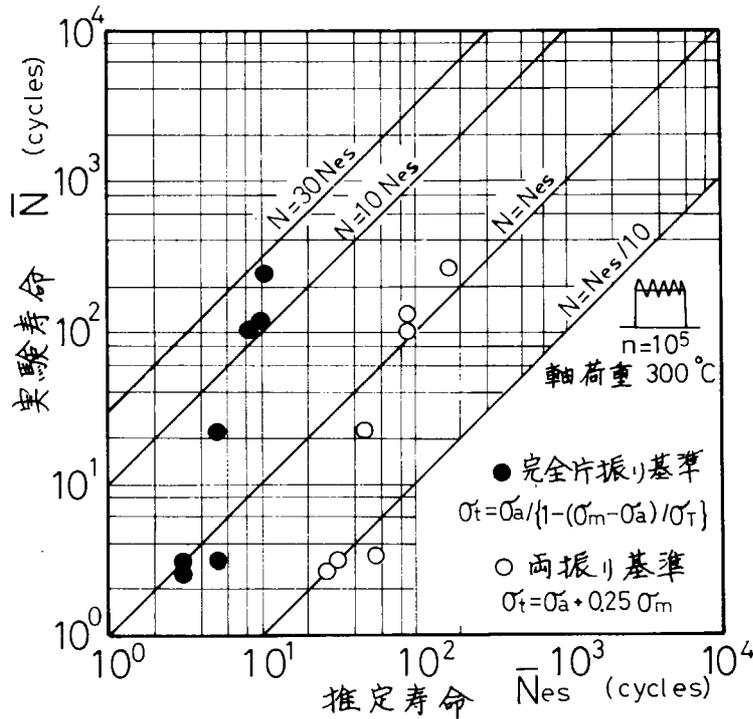


図 1.3.11 推定寿命と実験寿命の相関性

(2) 腐食疲労試験結果

腐食疲労試験は、明石市の水道水を用い、温水（85℃～90℃）及び、亜硝酸塩系のインヒビター（商品名；ラスミン）を500ppm、3000ppm投入した条件で行なった。水道水の分析結果を表1.3.3に示す。腐食疲労試験前と後に分析した。試験後は水の蒸発により各成分が濃縮され、濃度が高くなっている。一方、実船の冷却水を分析した結果を参考のために記した。56件の分析結果の上、下限を示した。この結果でみると、pHが7以下の酸性になっている場合もあり、インヒビターの効果を妨害するCl<sup>-</sup>やSO<sub>4</sub><sup>2-</sup>イオンの濃度がかかなり高くなっているものも実船ではみうけられる。

腐食疲労試験結果を図1.3.12に示す。大気中の疲労限は約26kg/mm<sup>2</sup>であり、温水中でインヒビターを含まないときは時間強度が低下し、600Hr強度は約15kg/mm<sup>2</sup>となった。なお、図中の実験点がのるように滑らかに引いたものであり、この傾向からすれば、時間の増加とともに、さらに強度が低下すると思われる。

インヒビターを500、3000ppm投入すると、大気中に比べ、2kg/mm<sup>2</sup>程度疲労限の低下がみられるが、1000時間程度では、疲労限が現れる。

なお、図1.3.13に試験片の写真を示す。温水だけのものは著しくさびているが、インヒビターを投入したものは500ppmの濃度であっても金属光沢が残っている。しかし局部的な点蝕がみうけられる。

表 1.3.3 腐食疲労試験用水道水の分析結果

分析水	項目	PH	[PPm]							
			M カルシウム	全硬度	全鉄	Zn	Cl <sup>-</sup>	So <sub>4</sub> <sup>-</sup>	NH <sub>4</sub> <sup>+</sup>	SiO <sub>2</sub>
腐食疲労試験前 (明石市水道水)		7.5	67.3	69.0	0.19	0.018	27.0	9.8	<0.1	32.6
温水腐食疲労試験後*		8.85	70.5	91.0	8.7	0.72	174	46.7	0.26	122
実船冷却水分析例(56件)		5.8~ 9.4	—	13~ 240	0.1~ 16.8	—	2~ 1000	6.6~ 362	—	—

\* CrMo 鋳鋼 温水腐食疲労試験後

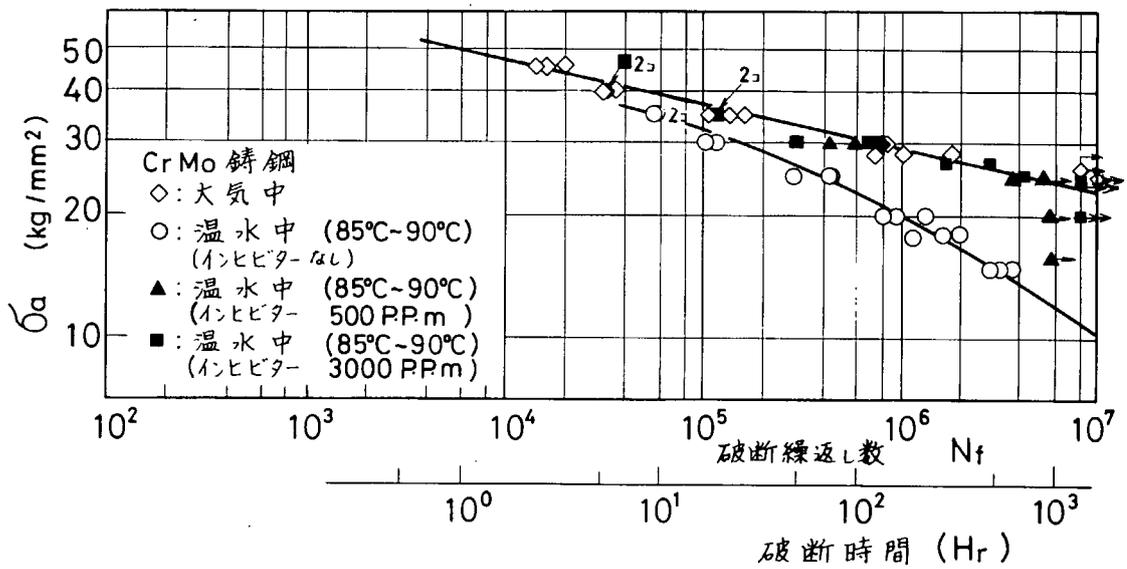


図 1.3.12 片持式回転曲げ腐食疲労試験結果 (100 rpm)



(a)  
温水中  
インヒビターなし



(b)  
温水中  
インヒビター投入  
(500ppm)



(c)  
温水中  
インヒビター投入  
(3,000ppm)

図1.3.11 試験片の表面状況

### 1.3.4 結 言

CrMo 鋳鋼を用い、300℃での重畳波疲労試験（重畳山数 $10^5$ 山）及び温水中、インヒビター投入温水中での腐食疲労試験を実施し、次の結果を得た。

- 1) 重畳波の実験結果から、すでに提案している疲労寿命推定法は重畳山数が実船に近い $10^5$ 山の場合でも適用でき、推定値は実験値の下限を与えた。ただ、実験寿命が推定寿命の100倍程度になる場合もあり、平均応力の評価を若干あまして、修正グッドマンの方法を用いる場合は抗張力 $\sigma_B$ の代りに $\sigma_T$ を、山田の方法を用いる場合には0.4の代りに0.25程度を用いると推定寿命と実験寿命の相関性が幾分よくなることがわかった。
- 2) 腐食疲労試験結果から、亜硝酸系インヒビターを500ppm、3000ppm温水（85℃～90℃）中に投入することにより疲労強度は著しく改善され、1000時間を基準としたとき、疲労限が現れることがわかった。この疲労限は大気中が $26\text{kg/mm}^2$ であったのに対し、 $24\text{kg/mm}^2$ となり、 $2\text{kg/mm}^2$ 程度低下した。

今後の問題点としては、

- 腐食環境下での重畳波疲労試験
- 1000時間以上の長時間腐食疲労試験
- 防蝕に対する妨害イオンである $\text{Cl}^-$ や $\text{SO}_4^{2-}$ イオン濃度の高い環境でのインヒビターの効果の各項目があげられ、これらを解明し、燃焼室壁部材の疲労強度評価法をより普遍性の高いものとしたい。

### 参 考 文 献

- 1) 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壁部材の強度設計法に関する研究」第136部会 昭和51年7月
- 2) SR136研究部会49年度報告書 研究資料No.218（昭50-3）
- 3) 堀川、中村；シンポジウム「疲労における最近の諸問題」材料学会（昭51-11）P.57

## 1.4 高温ガス雰囲気中の軸荷重疲労試験

— 触火面部材 (Cr-Mo 鋳鋼、球状黒鉛鋳鉄 FCD45 ) の破損に及ぼす雰囲気の影響 —

### 1.4.1 はじめに

ディーゼル機関のピストン、シリンダーカバーの燃焼ガスにさらされる触火面に生じる損傷の多くは重大事故に至らないとされるものの、その事例は決して少なくはない。

こうした損傷を解明するためには燃焼室部材に用いられる材料について高、低サイクル疲労、クリープあるいはリラクゼーションなど材料の高温強度の基本的性質が明らかにされる必要がある。同時に機関の実働状態を考慮して低質燃料あるいは海上雰囲気に含まれる塩分によって生ずる腐食性ガス雰囲気および燃焼堆積物が破損に及ぼす影響も同時に考慮する必要があるものと思われる。

本研究は以上の観点に立って、船用ディーゼル機関のピストン、シリンダーカバーに使用される Cr-Mo 鋳鋼、球状黒鉛鋳鉄 FCD45 の高温低サイクル疲労強度が腐食性ガス雰囲気によってどのような影響を受けるかを調べるためのものである。

本年度は亜硫酸ガス、大気、不活性ガス (アルゴン) 中でそれぞれ高温疲労試験を行なった。

高温での損傷や酸化腐食は時間依存性の影響が大きいとされているので最大負荷時での保持時間の影響、繰返し速度の影響を調べる必要があるが本報告ではまず、繰返し速度のみを3通りに変えて高温低サイクル伸び制御疲労試験を行なった。

### 1.4.2 試験方法および試験装置

#### (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熱歪と熱応力が生じるとされている。この熱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試験を行なうのが有効と思われるので、本報告では手始めに最大負荷時に 0.1 秒の保持時間を与えた圧縮側完全片振りの伸び制御疲労試験を行なった。同時に歪負荷速度も3通りに変えて行なった。

用いた疲労試験機は荷重容量 ± 5 トン、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け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 °C に対して最大約 5 °C である。

破断寿命  $N_f$  は引張り側荷重が定常値 (繰返し中大部分を占める荷重) または  $N_f$  の約 1/2 における荷重の 3/4 に達したときの繰返し数とした。

#### (2) 亜硫酸ガス $SO_2$ 供給法

##### (a) 燃焼ガス中に含まれる $SO_2$ 含有量の計算

燃料の燃焼に必要な最低量の空気 (理論空気量) を  $A_o$ 、燃料 1 kg 中の炭素、水素、硫黄、窒素、水の重量 (Kg) を  $c, h, o, s, n, w$  にすると

$$A_o = 8.89c + 26.7 \left( h - \frac{o}{3} \right) + 3.33S \quad [ \text{Nm}^3 / \text{kg fuel} ] \quad (1.4.1)$$

燃料1kgの完全燃焼によって生じる燃焼ガス量G [ Nm<sup>3</sup> / kg ] は固、液体燃料に対して

$$G = (\mu - 0.21) A_o + 1.867c + 1.12h + 0.7s + 0.8n + 1.244w \quad [ \text{Nm}^3 / \text{kg} ] \quad (1.4.2)$$

ここでμ：空気過剰率

原油を構成する各種元素の割合を

C：84% (wt)

H：11

S：5

N：0

O：0

とし、μ=3とすると

$$A_o = (8.89 \times 0.84) + (26.7 \times 0.11) + (3.33 \times 0.05) \\ = 10.567 \quad [ \text{m}^3 / \text{kg} ]$$

$$G = (3.0 - 0.21) \times 10.567 + (1.867 \times 0.84) + (1.12 \times 0.11) + (0.7 \times 0.05) \\ = 32.337 \quad [ \text{m}^3 / \text{kg} ]$$

燃料が完全燃焼したときの燃焼ガスがCO<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>O、SO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub>、N<sub>2</sub> からなるとすれば、(1.4.2)式より

$$G_{CO_2} = 1.867c, \quad G_{H_2O} = 1.12h + 1.244w, \quad G_{SO_2} = 0.7s \\ G_{O_2} = 0.21(\mu - 1)A_o, \quad G_{N_2} = 0.79\mu A_o \quad (1.4.3)$$

となる。

燃焼ガス1Nm<sup>3</sup>中のSO<sub>2</sub>は

$$G_{SO_2} / G = 0.035 / 32.337 = 1.08 \times 10^{-3} \quad \text{m}^3 / \text{m}^3 \quad [ \text{gas} ]$$

となる。

燃焼中に含まれるS量は一般に5%以下であり、実機運転状態ではNa<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>などの化合物を生ずるほかに掃気、吸気により平均濃度は下るなどから燃焼室内のSO<sub>2</sub>の量は上記計算量を下回ると思われるので、実験条件として最大限量の1000ppmを雰囲気濃度とした。

#### (b) 供給法

SO<sub>2</sub>濃度を1000ppmに保つため2台の自動流量調節装置を用いて一台ではオイルフリー小型空気ポンプから7ℓ/minの空気を送り、他の一台を用いてポンベから7c.c/minのSO<sub>2</sub>ガスを雰囲気槽に送った。試験中の槽内雰囲気温度は約65℃であった。

#### (3) アルゴン供給法

現在試験機に取り付けている雰囲気槽では真空ポンプによって引きうる真空度は10torr.までのため、この状態を保ちながらアルゴン(純度99.998%)で直ちに置換し、槽内を大気圧よりやや高めに保ち、以後20c.c/min程度供給を続けながら試験を行なった。アルゴンの供給は制御器のウォーミングアップも兼ねて試験片加熱開始に先立つ約1時間前から行なった。

#### (4) 試験片材料の化学組成、機械的性質、形状寸法

Cr-Mo 鋳鋼材は三井造船玉野、FCD45材は北川鉄工東京工場製である。

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
G-Mo 鋳鋼	0.17	0.41	0.71	0.009	0.008	0.76	0.34	1050°C×2 <sup>H</sup> 0.φ. 690°C×6 <sup>H</sup> A.C.
FCD 45	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 <sup>2</sup>	引張強さ kg/mm <sup>2</sup>	ヤング率 kg/mm <sup>2</sup>	伸び %	絞り %	ブリネル 硬度
G-Mo 鋳鋼	R.T.	37.2	55.5	2.1×10 <sup>4</sup>	23.5	60.5	
	500	25.0	37.5	1.3	17.0	70.0	
FCD45	R.T.	38.0	49.0	1.8	4	4	197
	500	23.0	26.7	1.4	7	13	

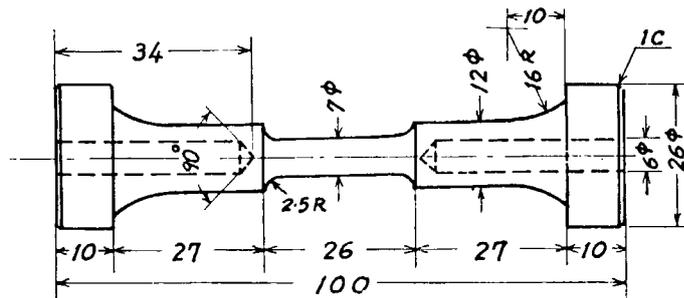


図 1.4.1 試験片形状と寸法

### 1.4.3 試験結果

#### (1) 繰返し速度が寿命に与える影響

大気中で試験温度 500°C にて完全両振りおよび圧縮片振り疲労寿命に及ぼす繰返し速度の影響を調べた。試験結果を表 1.4.3、1.4.4、図 1.4.2、1.4.3 および図 1.4.4、1.4.5 に示す。

歪速度は  $1.2 \times 10^{-2}$ 、 $4.0 \times 10^{-3}$ 、 $1.2 \times 10^{-3}$  (S<sup>-1</sup>) の三種で、この歪速度は歪振幅によって異なるが周波数にして 4~60 cpm の範囲にある。なお、この速度は本試験機で出し得るそれぞれ上、下限の量であって、これらより速いもの遅いものについては実験できなかった。

CrMo 鋳鋼、FCD45 共歪速度の影響はほとんど無いものと考えられる。この結果は歪速度、周波数いづれから見てもこれまで報告されている他の例と大きく異なるものではない。

#### (2) 亜硫酸ガス 1000 ppm 中の圧縮片振り疲労強度

大気中の場合と同様歪速度を 3 種について圧縮片振り伸び制御疲労試験を行なった。試験結果を表 1.4.4、1.4.5、図 1.4.4、1.4.5 に示す。

(a) Cr-Mo 鋳鋼

$\Delta \epsilon$  vs  $Nf$  の関係から見ると  $Nf = 2 \times 10^3$  までは歪速度の如何を問わず、 $SO_2$  の影響はほとんど見られないが  $Nf = 2 \times 10^3$  以上になると歪速度が遅いと寿命が短くなる傾向が見られる。破断後の試験片の表面は、例えば  $\Delta \epsilon = 0.7 \times 10^{-2}$ 、 $Nf = 2 \times 10^3$  についていえばかなり腐食されているが、図上で見られるように大気中のものと比べて寿命に差はない。

(b) FCD45

歪速度の如何にかかわらず  $SO_2$  の影響は全くない。表面も Cr-Mo 鋳鋼の場合と異なり全試験片について腐食は全く見られなかった。

(3) アルゴンガス中の圧縮片振り疲労強度

(a) Cr-Mo 鋳鋼

歪速度は 1 種のみしか行っていないがアルゴン雰囲気での寿命に及ぼす影響は見られない。

(b) FCD45

歪速度は 1 種のみである。アルゴン雰囲気での寿命に及ぼす影響は  $Nf = 10^4$  以下の低寿命側で見られ、大気中におけるより寿命を低下させる。 $10^4$  以上の高寿命側では影響が見られない。

表 1.4.3 Cr-Mo 鋳鋼、球状黒鉛鋳鉄 FCD45：伸び制御疲労試験

	破断繰返数	破断時間	伸び設定量 [0.02mm/0.1]		歪範囲	引張応力	圧縮応力	応力範囲	保持時間 [s]		歪負荷速度	
	$Nf$	$t_f$ (min)	引張側	圧縮側					$\Delta \epsilon$	$\sigma_t$	$\sigma_c$	$\Delta \sigma$ (MPa)
Cr-Mo 鋳鋼	5.986	133	30	30	$0.48 \times 10^{-2}$	29.4	30.4	59.8	0.1	0.1	100	$1.2 \times 10^{-2}$
	>247.805	>4.000	20	20	0.22	21.3	20.8	42.1	↓	↓	↓	↓
	1.743	51	40	40	0.71	31.9	31.9	63.8				
	520	139	40	40	1.00	31.8	33.5	65.3			999	$1.2 \times 10^{-3}$
	17.952	2.000	20	20	0.40	26.0	30.4	56.4			↓	↓
	1.565	315	30	30	0.68	31.2	32.5	63.7				
	5.762	240	20	20	0.60	23.9	28.6	52.5			300	$4.0 \times 10^{-3}$
	1.124	94	40	40	—	30.3	32.1	62.4			↓	↓
	160	20	80	80	—	33.8	37.4	71.2				
	107	27	130	130	3.63	36.8	38.2	75.0				
FCD 45	963	22	30	30	$0.46 \times 10^{-2}$	23.6	25.2	48.8	0.1	0.1	100	$1.2 \times 10^{-2}$
	239	7	40	40	0.74	26.5	29.1	55.6	↓	↓	↓	↓
	101.890	1.416	17	17	0.17	13.0	15.6	28.6				
	14.916	207	17	17	0.23	19.7	7.8	27.5				
	134	34	40	40	1.16	25.5	27.5	53.0			999	$1.2 \times 10^{-3}$
	4.300	430	17	17	0.28	16.1	19.7	36.8			↓	↓
	254	53	30	30	0.81	23.4	25.5	48.9				
	809	90	20	20	0.55	18.2	20.0	38.2				
	16.135	577	17	17	0.28	15.6	19.0	34.6			300	$4.0 \times 10^{-3}$
	>91.944	>3.030	15	15	0.23	13.0	17.3	30.3			↓	↓
	740	46	30	30	0.40	26.0	26.5	52.5				
	321	27	40	40	0.79	27.3	29.6	56.9				
	145	5	50	50	0.96	28.6	31.6	60.2				

表 1.4.4 Cr-Mo 鋁鋼：伸び制御疲労試験

破断回数	破断時間 [min]	伸び設定量 [0.02 <sup>mm</sup> %R]		歪率 [AE]	引張応力 [σ <sub>t</sub> ]	圧縮応力 [σ <sub>c</sub> ]	応力差 [Δσ (kg/mm <sup>2</sup> )]	保持時間 [s]		歪負荷速度		雰囲気
		引張側	圧縮側					引張側	圧縮側	設定量	ε [s <sup>-1</sup> ]	
N <sub>f</sub>	t <sub>f</sub> [min]											
2.416	65	1	70	0.66 × 10 <sup>-2</sup>	22.9	31.4	60.3	0.1	0.1	100	1.2 × 10 <sup>-2</sup>	大気
240	95	1	90	0.29	31.2	32.5	63.7	↓	↓	↓	↓	↓
18.943	373	1	50	0.42	24.7	28.6	53.3					
1.045	80.5	1	80	0.95	30.0	28.0	58.0			300	4.0 × 10 <sup>-3</sup>	
619	62	1	110	1.30	31.2	29.1	60.3			↓	↓	
675	56	1	90	0.94	32.1	31.2	63.3					
100	13	1	150	1.52	35.4	35.6	71.0					
3.400	170	1	50	0.46	29.2	27.4	58.6					
3.921	212	1	50	0.52	29.4	29.6	59.0					
23.395	974	1	40	0.32	24.2	28.6	52.8					
9.150	381	1	40	0.43	27.0	25.5	52.5					
714	178.5	1	80	1.19	28.8	33.8	62.6			900	1.33 × 10 <sup>-3</sup>	
4.034	608	1	50	0.56	28.6	31.2	59.8			999	1.2 × 10 <sup>-3</sup>	
484	165	1	90	0.83	31.2	31.2	62.4			100	1.2 × 10 <sup>-2</sup>	SO <sub>2</sub> :1000 <sup>ppm</sup>
14.120	285	1	50	0.34	23.4	29.6	53.0			↓	↓	↓
687	57	1	80	1.05	31.5	33.0	64.5					
331	28	1	110	1.60	34.5	34.5	69.0					
2.041	130	1	60	0.70	29.6	31.4	61.0			300	4.0 × 10 <sup>-3</sup>	
10.130	446	1	40	0.30	23.4	29.3	52.7			↓	↓	
445	165	1	110	1.50	33.8	36.4	70.2			999	1.2 × 10 <sup>-3</sup>	
3.364	785	1	40	0.37	25.4	27.5	52.9			↓	↓	
14.580	607	1	40	0.42	26.0	27.0	53.0			300	4.0 × 10 <sup>-3</sup>	Ar
11.980	499	1	40	0.34	24.7	27.3	52.0			↓	↓	↓
2.050	129	1	60	0.68	26.0	26.8	52.8					
>125,535	4,830	1	35	0.31	24.2	24.2	48.4					
1.023	96	1	90	1.11	31.4	32.7	64.1					

Cr-Mo  
鋁鋼

表 1.4.5 球状黒鉛鋁鉄 FCD45：伸び制御疲労試験

破断回数	破断時間 [min]	伸び設定量 [0.02 <sup>mm</sup> %R]		歪率 [AE]	引張応力 [σ <sub>t</sub> ]	圧縮応力 [σ <sub>c</sub> ]	応力差 [Δσ (kg/mm <sup>2</sup> )]	保持時間 [s]		歪負荷速度		雰囲気
		引張側	圧縮側					引張側	圧縮側	設定量	ε [s <sup>-1</sup> ]	
N <sub>f</sub>	t <sub>f</sub> [min]											
4.745	95	1	50	0.30 × 10 <sup>-2</sup>	19.5	24.4	43.9	0.1	0.1	100	1.2 × 10 <sup>-2</sup>	大気
36	5	1	150	1.70	30.7	33.8	64.5	↓	↓	300	4.0 × 10 <sup>-3</sup>	↓
137	13	1	100	1.16	28.6	35.4	64.0			↓	↓	
905	47.5	1	50	0.61	23.4	24.4	47.8					
9.558	354	1	35	0.34	18.2	22.9	41.1					
21.865	782	1	35	0.27	15.8	21.5	37.3					
209	50	1	70	0.77	24.2	28.6	52.8			999	1.2 × 10 <sup>-3</sup>	
336	9	1	79	0.72	27.3	30.7	58.0			100	1.2 × 10 <sup>-2</sup>	SO <sub>2</sub> :1000 <sup>ppm</sup>
5.958	131	1	50	0.33	19.3	24.4	44.2			↓	↓	↓
288	22	1	70	0.73	25.4	29.1	54.5			300	4.0 × 10 <sup>-3</sup>	
31.030	1,210	1	35	0.29	14.0	23.4	37.4			↓	↓	
221	52	1	70	1.01	25.5	27.6	53.1			999	1.2 × 10 <sup>-3</sup>	
6.282	755	1	35	0.33	20.8	22.3	43.1			↓	↓	
5.915	227	1	35	0.28	20.0	16.9	36.9			300	4.0 × 10 <sup>-3</sup>	Ar
265	14	1	50	0.55	18.2	19.8	38.0			↓	↓	↓
52.100	1,875	1	32	0.26	12.2	21.6	33.8					
1.415	57	1	37	0.46	15.6	18.2	33.8					

FCD  
45

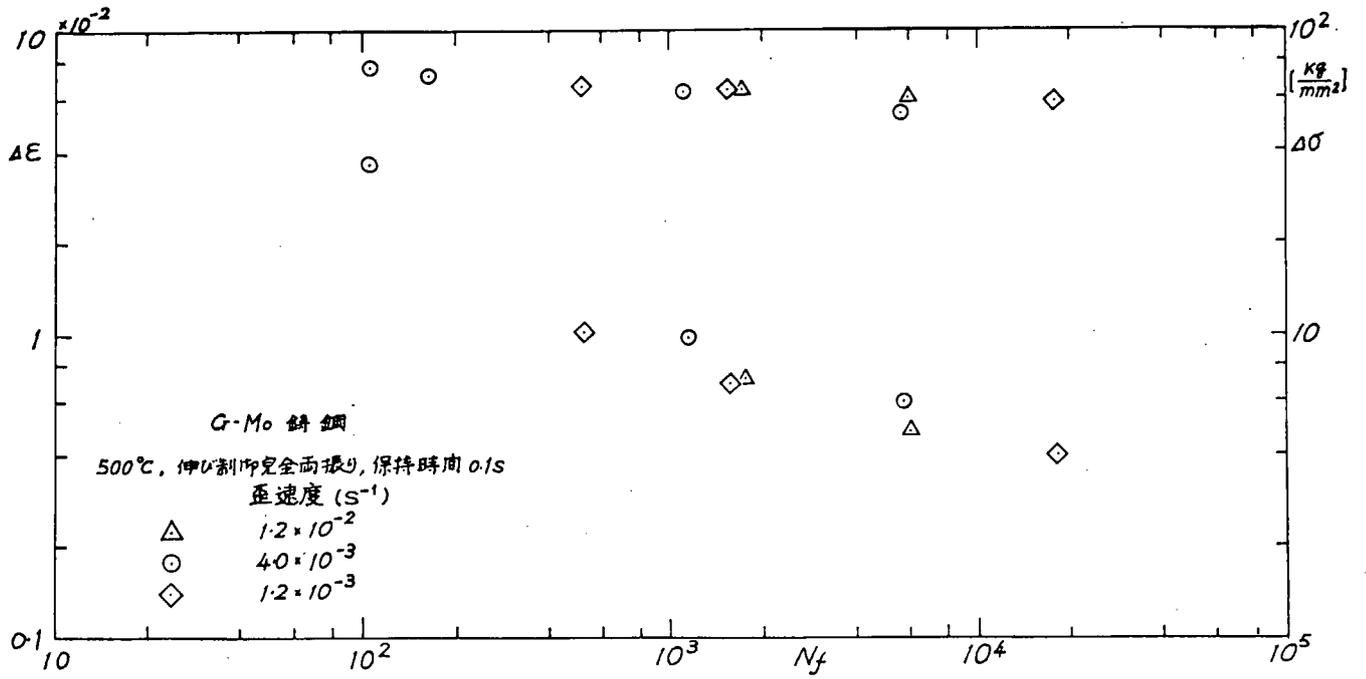


图 1.4.2

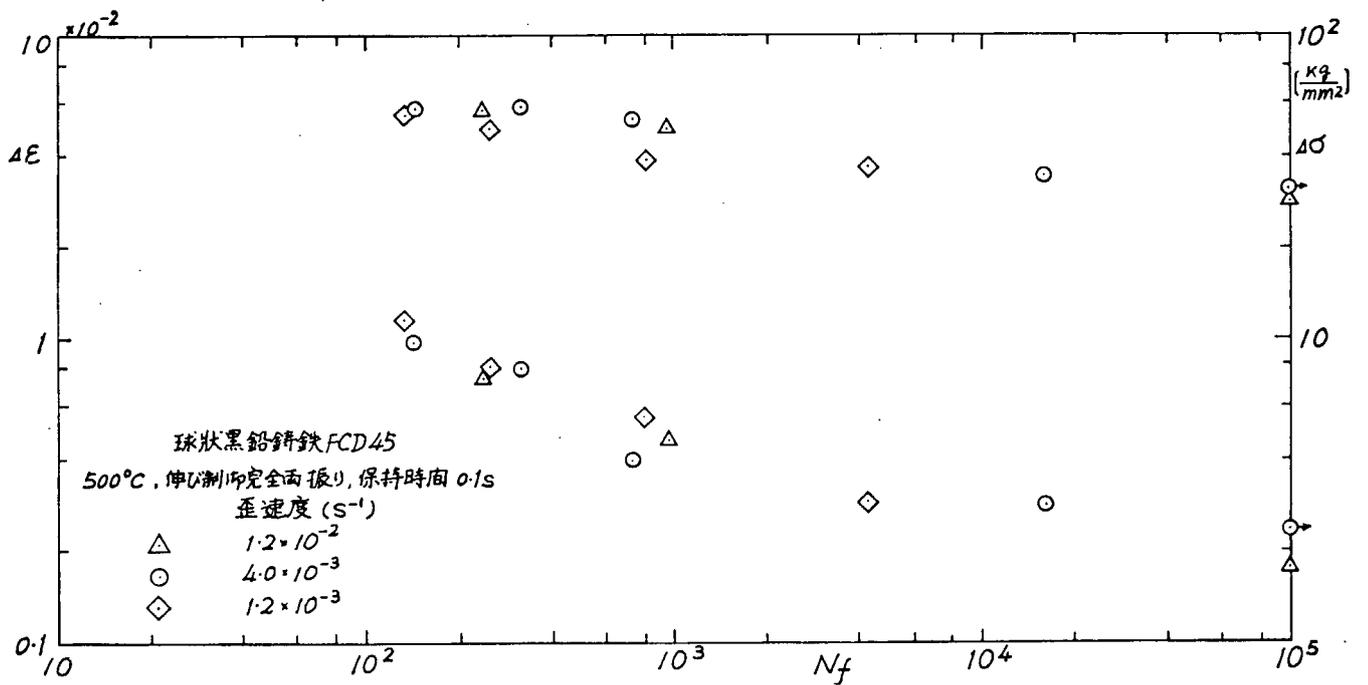


图 1.4.3

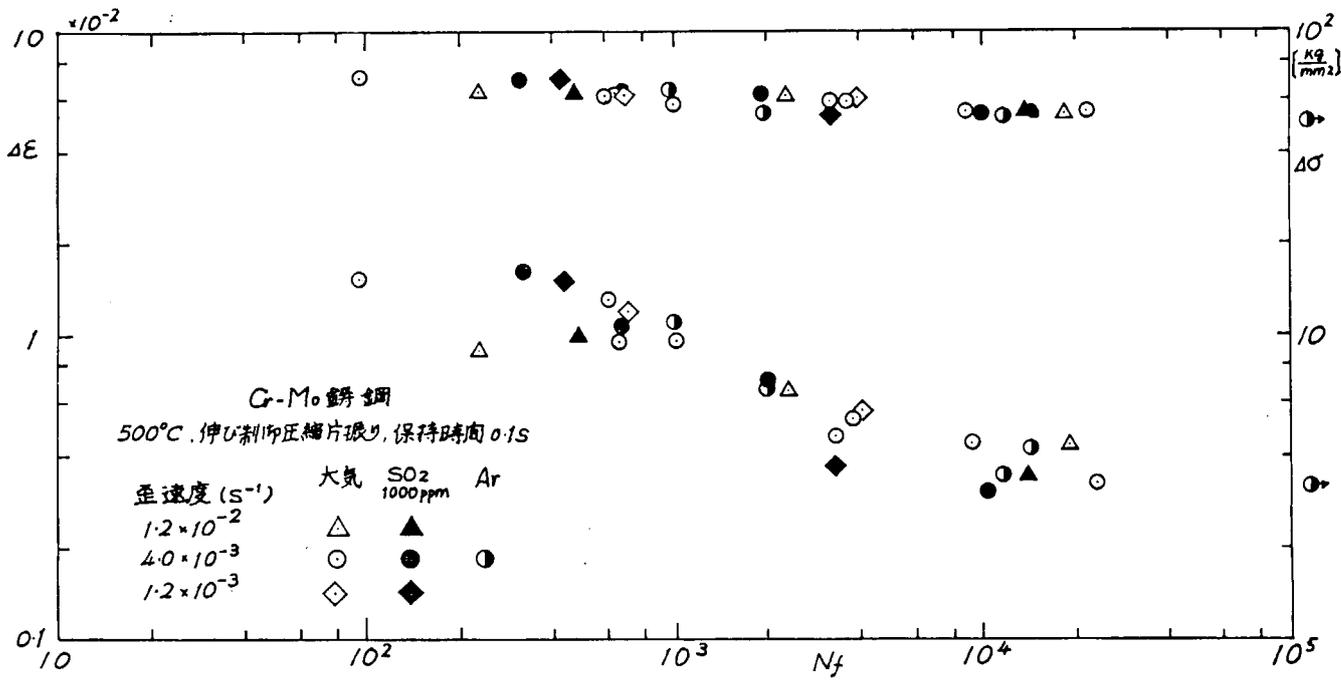


図 1.4.4

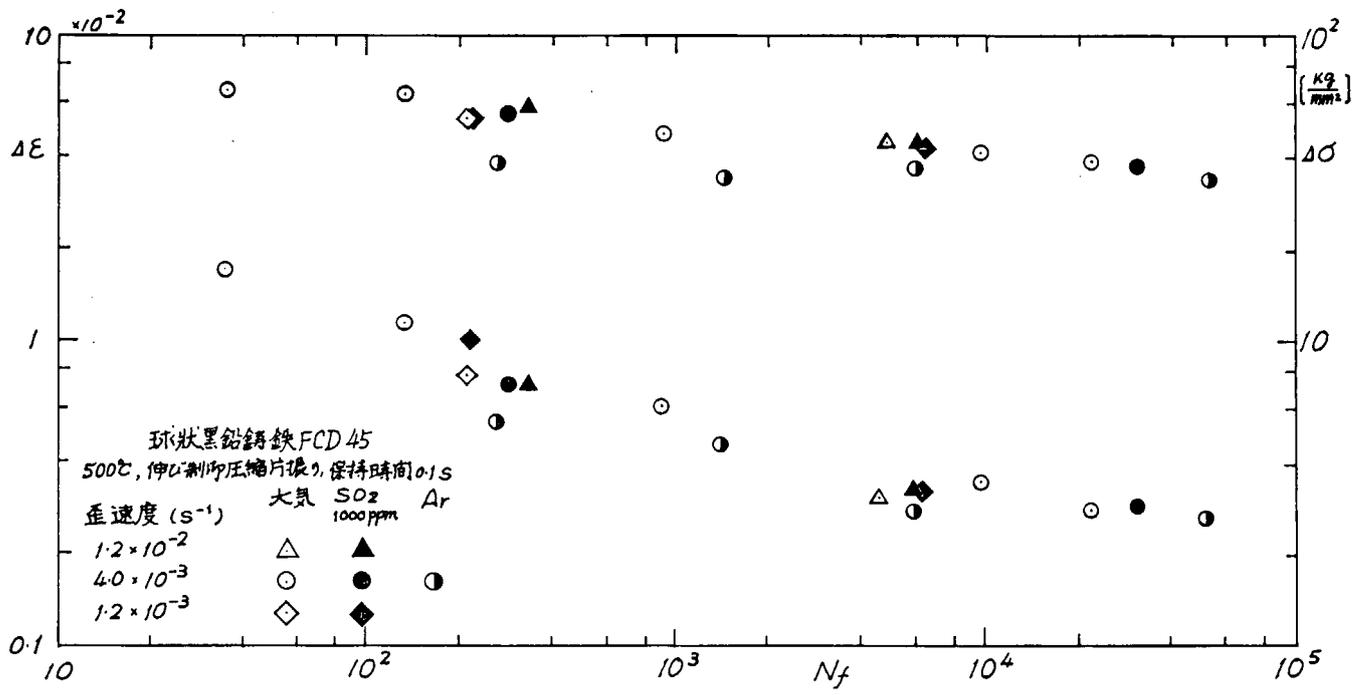


図 1.4.5

#### 1.4.4 ま と め

低質燃料を用いる船用ディーゼル機関の触火面部材の損傷に及ぼす雰囲気の影響を歪速度を3通りに変えて高温低サイクル伸び制御疲労試験を行なった。

用いた雰囲気ガスは濃度1000ppmの亜硫酸ガスと参考データを得るために純度99.998%のアルゴンおよび大気である。

各材料についての試験結果が次のように得られた。

##### (1) Cr-Mo 鋳鋼

- 1) SO<sub>2</sub> ガスにより試験片表面は著しく腐食される。腐食量が直ちに寿命に影響するようには見えな  
いがSO<sub>2</sub> ガス雰囲気は比較的長寿命（低歪範囲）の範囲で歪速度が遅いとき大気中におけるより寿  
命を低下させるように見える。
- 2) アルゴン雰囲気は寿命に影響を与えない。

##### (2) 球状黒鉛鋳鉄 FCD45

- 1) SO<sub>2</sub> ガス雰囲気は歪速度の如何にかかわらず寿命に全く影響を及ぼさない。
- 2) アルゴンガス雰囲気の寿命に及ぼす影響は比較的短寿命の範囲（高歪範囲）で生じ、それは寿命を  
低下させる。長寿命の範囲では影響が見られない。

## 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

船用ディーゼル機関のライナ、リング及びピストンの潤滑は、機関の性能、耐久性とも密接に関係するため極めて重要であるが、長期無開放の達成は、必ずしも十分満足のいく状態でなく、また、現状でもスカッフや異状摩耗などのトラブルは依然として後を絶たない。

さらに、今後のディーゼル主機の超高過給化を考えると、潤滑条件はますます厳しくなってくる。

かかる情勢に対処するには、苛酷な条件にさらされるライナ、リング及びピストンの最適な潤滑設計法の確立が必要である。

そこで、SR164第2分科会では、図2.1の全体研究計画に示すような系統的研究を実施し、エンジンメーカー及びユーザーの命題（メンテナンスフリー、信頼性向上）に答えることにするが、まず、第1年次の研究として、各種主要機関のライナ、リング、ピストンの潤滑性苛酷さの実態調査解析と、潤滑改善の研究に必要な潤滑性シミュレート試験機の改造設計を行ったので、以下概要を報告する。

### 2.2 第1年次（昭和51年度）の実施内容

表2.1に実施項目と実施内容、ねらいをまとめたものを示す。

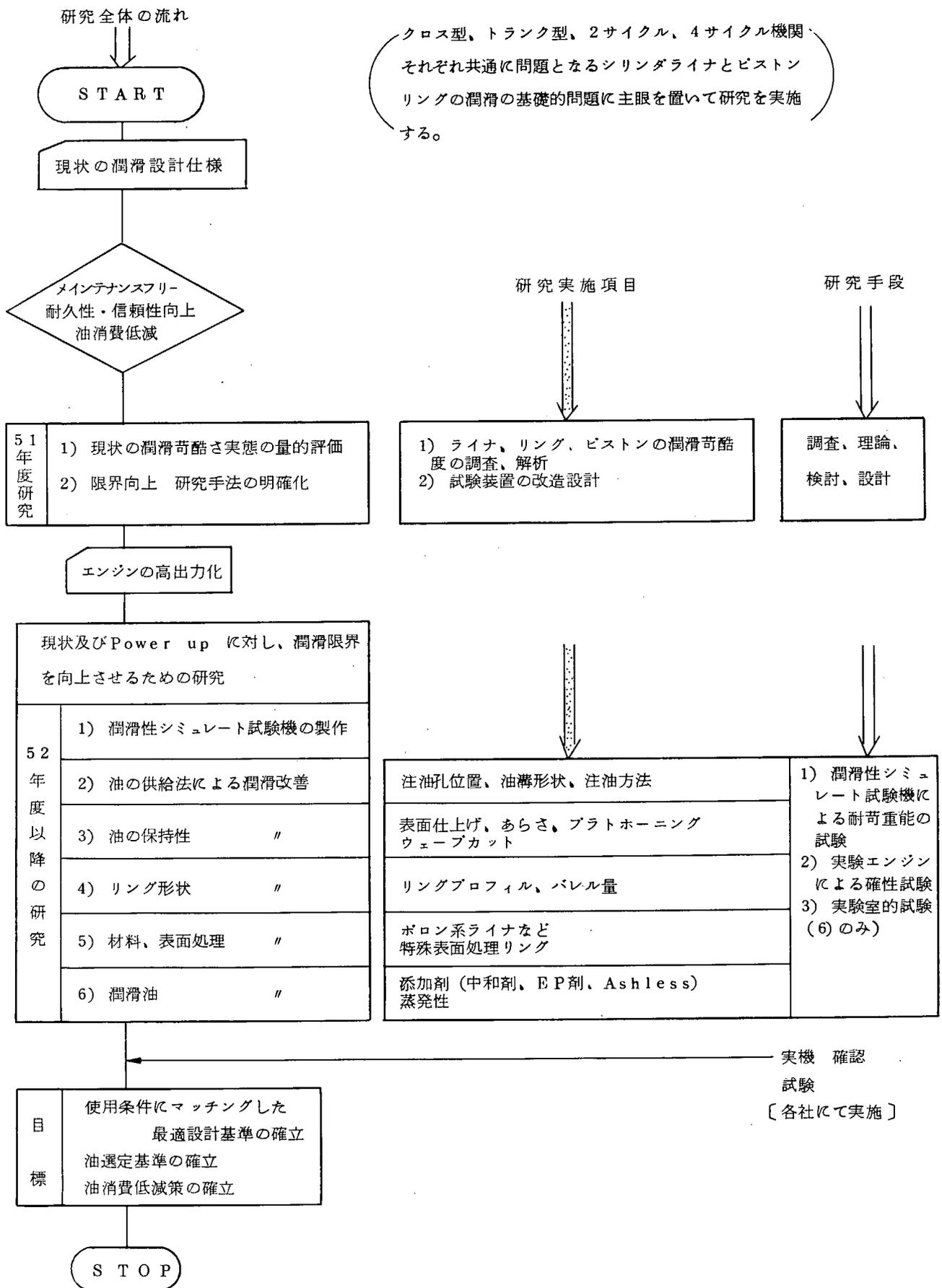


図2.1 全体研究計画

表 2.1 第1年次（昭和51年度）実施内容

実 施 項 目	実 施 内 容 、 ね ら い
(1) ライナ、リング、ピストンの潤滑性苛酷さの実態調査解析	<p>各種主要機関のライナ、リングの仕様、注油条件とライナ、リング摩耗状況、ならびにライナ、リング、ピストンのトライボロジ問題について、アンケートによる調査解析を行なう。</p> <p>さらに、リングの潤滑油膜特性や、油の供給条件などと、上記ライナ、リング摩耗調査結果との対比を行って、現状における潤滑苛酷さの実態を認識すると共に、高出力時の潤滑の苛酷さや、トライボロジ問題についても調査検討を行ない、今後の研究に必要な基礎資料を得る。</p>
(2) 潤滑性シミュレート試験機の改造設計	<p>(1)項の調査結果に基づき、必要な研究項目について検討すると共に、第2年次以降の潤滑改善の基礎研究に使用する潤滑性シミュレート試験機の改造設計を行なう。</p>

## 2.3 ライナ、リング、ピストンの潤滑性苛酷さの実態調査と解析結果について

### 2.3.1 調査アンケート項目、調査対象と調査回答数

表 2.2 に、アンケート調査の項目と調査内容、調査対象及び回収した回答数を示す。

表 2.2 調査アンケート項目、調査対象及び調査回答数

番号	調査項目	調査内容	番号	調査対象(注1)		アンケート回答数	
				エンジンメーカー	船会社他	会社数(注2)	機種数(注3)
(1)	各種エンジンのライナ、リング、油の使用条件とライナ、リング摩擦の現状調査	<ul style="list-style-type: none"> <li>エンジン苛酷度(作動条件) Pme・Cm PS/cyl</li> <li>潤滑、苛酷度 h (理論的油膜厚)</li> <li>潤滑油条件</li> <li>KL(注油率とアルカリ価)</li> <li>ライナ、リング仕様 表面仕上げ、材料</li> <li>トラブル発生状況</li> <li>トラブルに対する対策状況</li> </ul>	(1)				
1.	エンジン仕様の調査	ライナ、リングの 定常摩擦率 の関係を求める の特徴を把握。	-1	○		12	40 (24+16)
2.	リング仕様の調査		-2	○		12	40 (24+16)
3.	ピストン仕様の調査		-3	○		12	38 (22+16)
4.	ライナ仕様の調査		-4	○		12	40 (24+16)
5.	リング、ライナの定常摩擦の調査		-5	○	○	18 (12+6)	91 (61+30)
6.	異常摩擦、スカッフなどのトラブル状況に関する調査		-6	○	○	16 (11+5)	33
(2)	今後 power upするエンジンの性能、作動条件及び摩擦率の調査などの子想値	<ul style="list-style-type: none"> <li>将来の潤滑の苛酷さを推定するため、今後の予想目標値を知る。</li> </ul>	(2)	○	○ (部分のみ)	12 (8+4)	—
(3)	今後のライナ、リング、ピストンのトライボロジ問題に対する研究の必要性調査	<ul style="list-style-type: none"> <li>対象となる問題点</li> <li>ライナ 研究</li> <li>ピストン、ライナ間のスカフティングに関する研究</li> <li>エンジンのオイル消費、その他に関する研究</li> </ul>	(3)				
-1	対象問題点の調査	<ul style="list-style-type: none"> <li>エンジンに関する研究</li> </ul>	-1	○	○	19 (12+7)	—
-2	研究テーマ一例と、その必要性調査	以上に関する、研究の重要度とその必要時期を知る。	-2	○	○	18 (12+6)	—
備考		Pme: 正味平均有効圧力 PS:馬力 Cm: 平均ピストン速度 cyl:シリンダ h: 理論的油膜厚 KL: 注油率とシリンダ油のアルカリ価との積	(注1) 調査対象エンジンは、原則として 1) 数年前以降のもの 2) 比較的Pme、Cmの高いもの 3) 旧型のものを除く 4) 公表されたデータがあれば、そのデータを中心とした。	(注2) (A+B): Aエンジンメーカー、B船会社他 (注3) (C+D): C2サイクル、D4サイクル			

### 2.3.2 各種エンジンのライナ、リング、油の使用条件とライナ、リング摩耗の現状調査

※

(その1. 主として、ライナ、リングの定常摩耗率について)

#### (1) エンジンの作動条件と定常摩耗との相関

##### (a) 使用時間に対するライナ、リングの摩耗率の変化

図 2.2 に、2 サイクルの場合のライナ摩耗率の時間に対する変化を示す。かなりのバラツキがみられるが、最小自乗法による平均値をみると、図中の点線となり、摩耗率の落着く点が、約 15,000 時間と意外に長いことがわかる。

図 2.3 に、4 サイクルの場合のライナ摩耗率の時間に対する変化を示す。2 サイクルと同様に、摩耗率の落着く点が約 15,000 時間と長いことがわかる。

図 2.4、2.5 に、リング摩耗率を示すが、時間に対する変化の特徴は見られない。計測データが 15,000 時間以下のものが多く、これは摩耗率そのものも大きいため、短時間内に取換えられることを示すもので、リング摩耗率の低減が重要といえる。

もっとも、図 2.6 のように、ライナ摩耗率とリング摩耗率との関係はやゝ関連がみられるので、リング摩耗率低減に対し、ライナ摩耗をより低くすることも重要であることは言うまでもない。

なお、今回 2 サイクルと 4 サイクルのデータを示したが、使用条件、負荷条件、などが異なるので両者の比較は意味がないので注意が必要である。

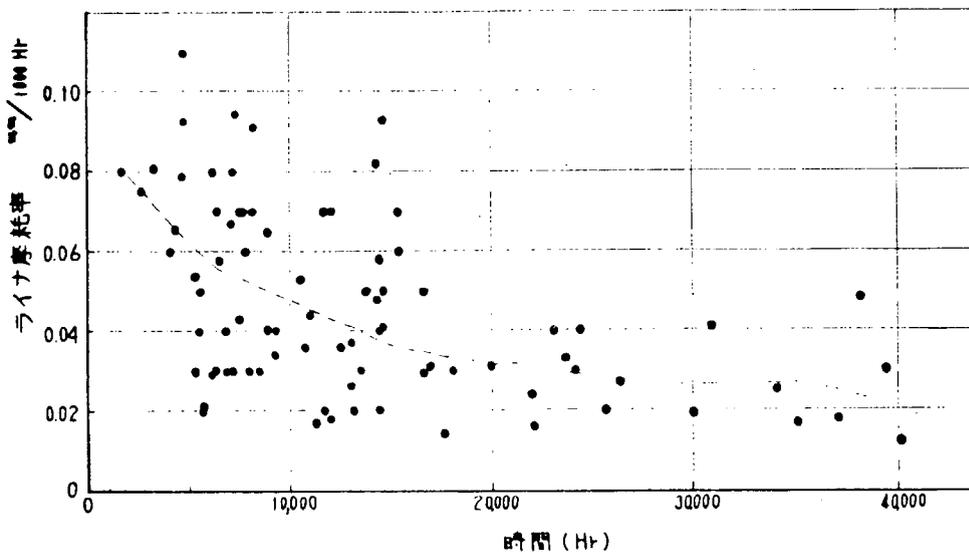


図 2.2 時間に対するライナ摩耗率の変化(2サイクル)

※ ライナは、ライナ縦方向で最も摩耗の多い個所の値、リングはトップリングの平均的な値を、それぞれ対象とした。

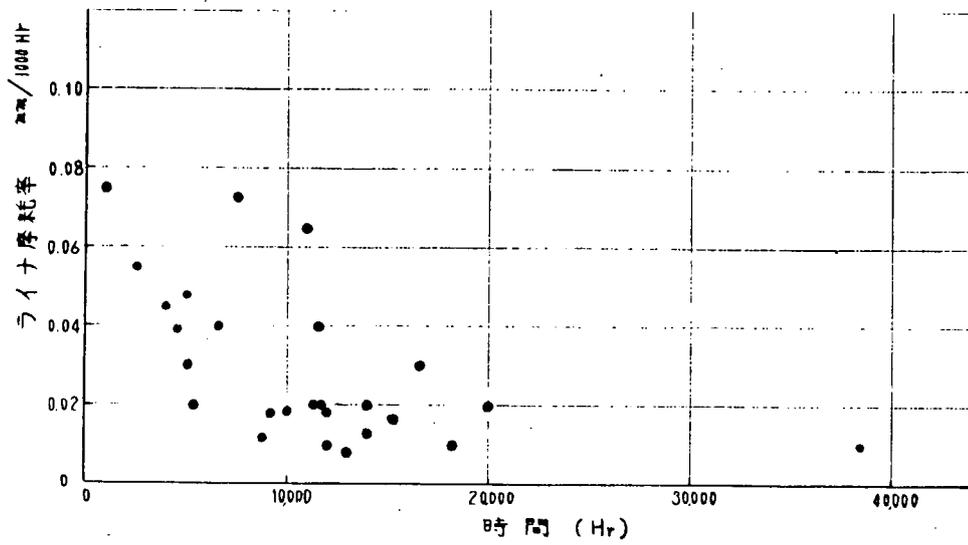


図 2.3 時間に対するライナ摩耗率の変化 (4サイクル)

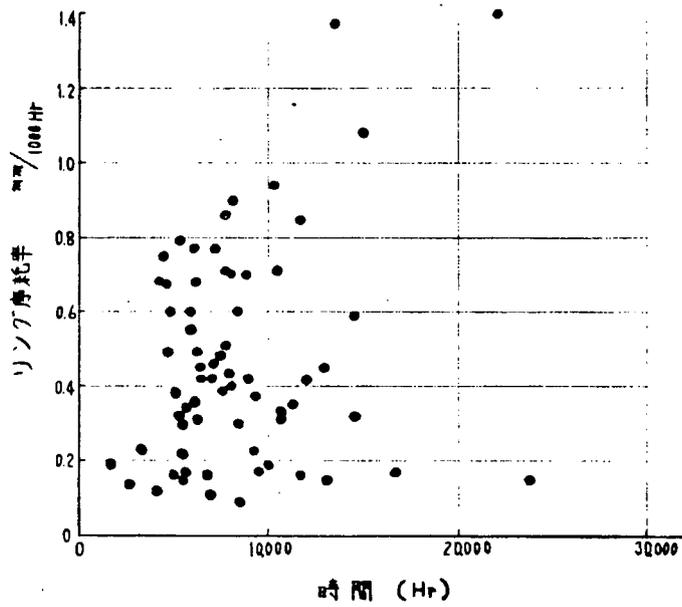


図 2.4 時間に対するリング摩耗率の変化 (2サイクル)

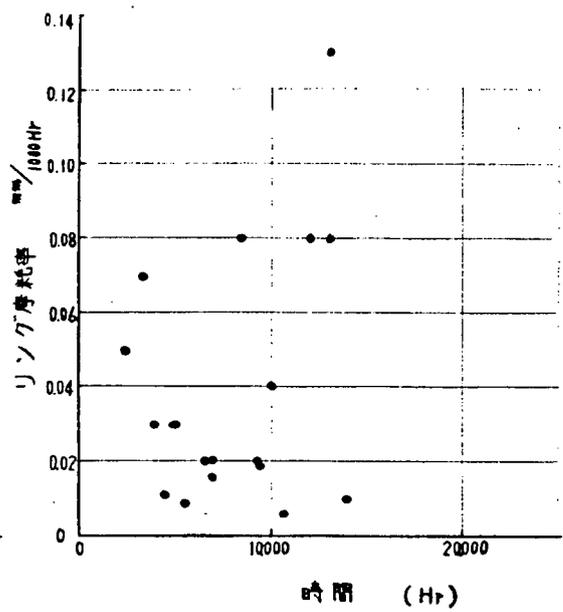


図 2.5 時間に対するリング摩耗率の変化 (4サイクル)

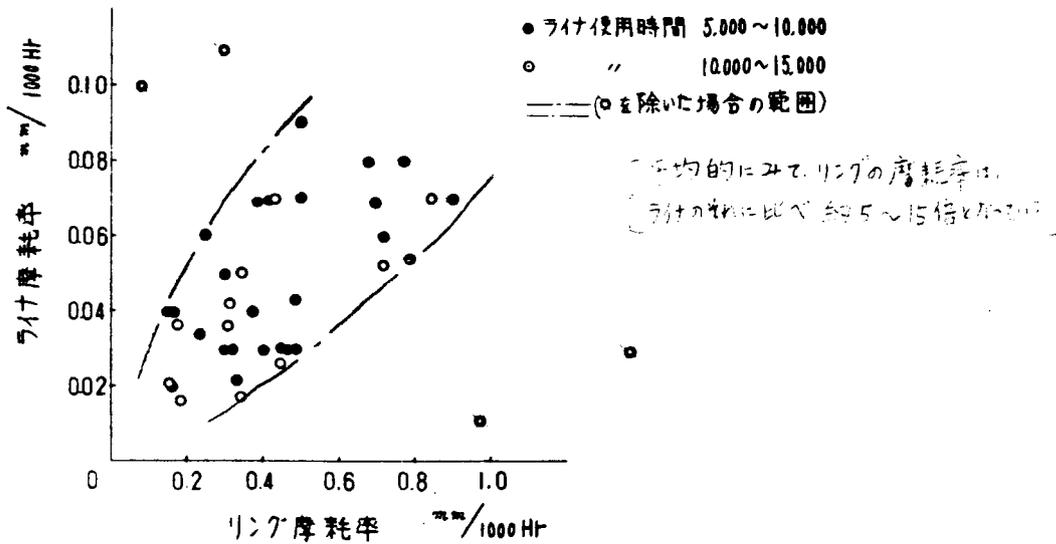


図 2.6 ライナとリングの磨耗率の相関 (2サイクル)

(b) エンジンの出力条件とライナ、リング定常磨耗率との相関

先に示した図 2.2、2.7 のように磨耗率は時間によって変わるので、エンジンの出力条件との相関をみるには、使用時間の範囲を定める必要があるし、さらに、燃料油や注油条件なども極力同じ範囲のものを選ぶ必要がある。そこで、使用時間が 5,000~10,000 時間の範囲、燃料油 C 重油でいおう分約 3%、注油率が表 2.3 の条件、使用負荷率が 75~85% などのライナ、リング磨耗率のデータ (以下、ことわりのない限り、ここに示す条件のものを、データの対象とした) と、エンジンの出力条件、すなわち、シリンダ当りの馬力 (PS/cyl) と、出力率 (Pme · Cm で平均有効出力と平均ピストン速度との積) との相関を各機種につき、総合的に調べてみた。

表 2.3 調査したライナ磨耗データと注油率該当数

注油率 g/PS-Hr	0.6 以下	0.61~0.8	0.81~1.0	1.1~以上
ライナ磨耗データの数 (5,000~10,000Hr)	~ 4	~ 14	~ 7	~ 3

まず、2 サイクルエンジンについて;

図 2.7 に、シリンダ当りの馬力とライナ磨耗率との関係を、図 2.8 に同じくリング磨耗率との関係を、それぞれ示す。いずれも馬力の大きいものほど磨耗率が大きいという相関は、あまりみられない。又図 2.11 に出力率とライナ磨耗率との関係を、図 2.12 に同じくリング磨耗率との関係をそれぞれ示すが、いずれもお互いの相関はあまり見られない。

次に 4 サイクルについて;

図 2.9 と図 2.10 に、シリンダ当りの馬力とライナ、リング磨耗率との関係を示す。いずれも相関はあまりみられない。

以上のように、ライナ、リングの定常磨耗率の大小と、上記の各機種の出力条件とは、必ずしも対応しない。これは、出力条件が苛酷であっても、ライナ、リングの仕様 (形状、材料)、潤滑部の温度条件 (冷却の良否)、油の仕様、などが異なれば、磨耗が低くなる場合があることを示しているもので、したがって、これらの因子を含めた潤滑条件との関連を調べてみる必要がある。

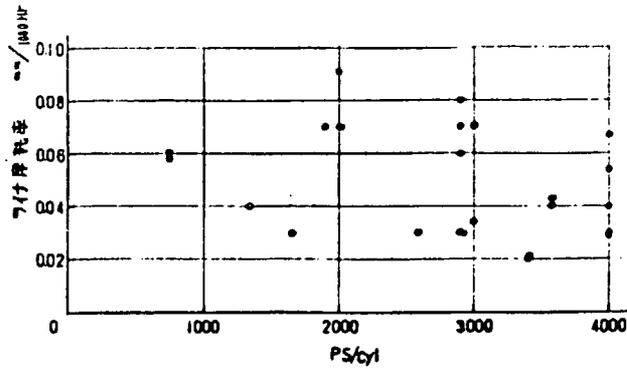


図 2.7 シリンダ当りの出力とライナ摩耗率との相関 (2サイクル)

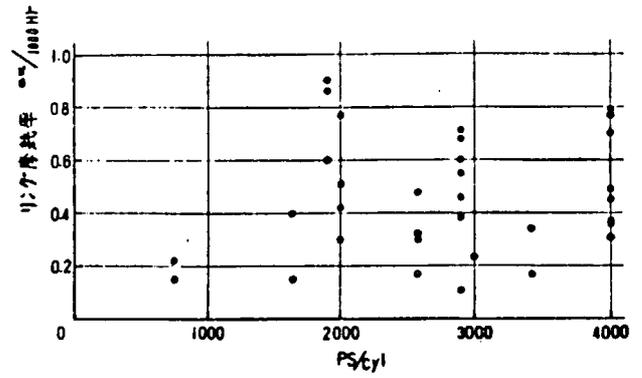


図 2.8 シリンダ当りの出力とライナ摩耗率との相関 (2サイクル)

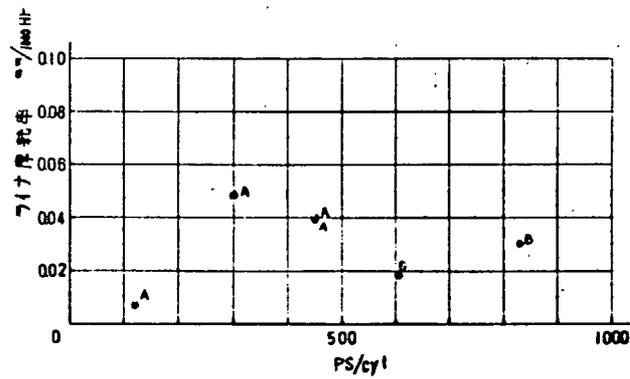


図 2.9 シリンダ当りの出力とライナ摩耗率との相関 (4サイクル)

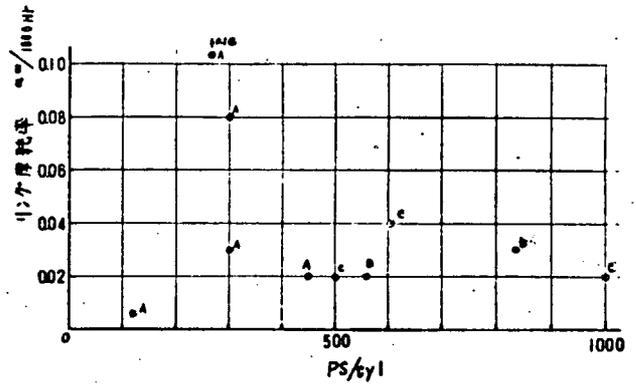


図 2.10 シリンダ当りの出力とライナ摩耗率との相関 (4サイクル)

図 2.9～2.10 での図中 A、B、C はそれぞれ使用燃料油のグレードを示す。

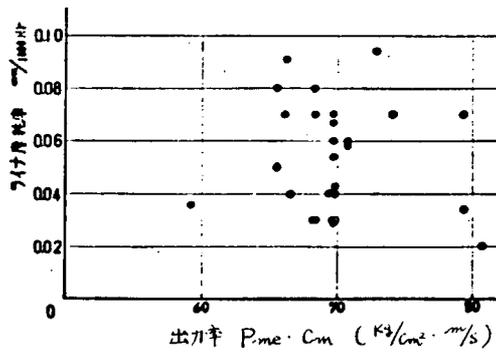


図 2.11 出力率とライナ摩耗率との相関 (2サイクル)

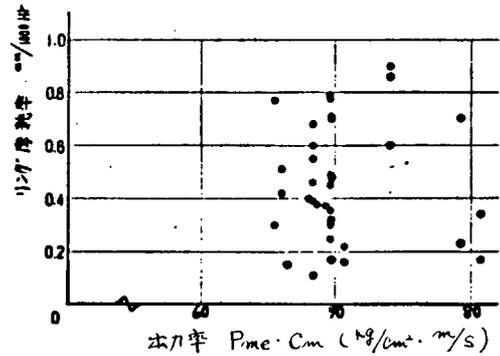


図 2.12 出力率とリング摩耗率との相関 (2サイクル)

図 2.7～2.12 で、対象にしたライナ・リング摩耗率のデータ

- 使用時間 ; 5,000～10,000Hr
- 使用負荷率 ; 75～85%
- 燃料油 ; C重油
- 注油率 ; 0.6～1.1 gr/PS·Hr

(2) トップリングの潤滑油膜厚条件の定常摩耗との相関

ライナ、リングの摩耗は、材質、表面仕上げ、潤滑油、燃料油などの諸因子によって影響を受けるが、リングの負荷能力は、粘性油膜が主体と考えられるため、<sup>1)</sup>潤滑油膜の形成しやすさによって大きく左右されることが予想される。そこで、潤滑条件の苛酷さを示す一つの尺度として、リングの最小油膜厚に着目して解析してみた。

(a) 理論的最小油膜厚  $h_{min}$

2~4)

リングの油膜厚特性については、いくつかの文献でも紹介されているので、ここでは詳細は省くが、基本的な考えは次のとおりである。

油膜厚は、ピストン速度  $U$  ( $mm/s$ )、ライナ・リング温度、すなわち油の粘度  $\mu$  ( $kg-s/mm^2$ )、リング荷重  $W_R$  ( $kg/mm$ )、リングの形状などが与えられると求まる。

$$W_R \text{ は、 } W_R \approx \frac{B}{2} \{ (P_1 - P_2) + 2Pe \} \quad (2.1)$$

ここで、 $B$ : リング幅 ( $mm$ )、 $P_1$ 、 $P_2$ : 図 2.1 3 のリングまわりの圧力 ( $kg/mm^2$ )、 $Pe$ : リング面圧 ( $kg/mm^2$ )

一方、リングすべり面の油膜の負荷容量  $W(t)$  は

$$W(t) = 6\mu U \cdot X - 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \cdot Y \quad (2.2)$$

ここで、 $X \cdot Y$  は、油膜の形 ( $h_1$ 、 $h_2$  の関数) できまる無次元量で与えられる。

油膜厚の計算は、まず、行程中央の Squeeze 効果の少ないときの油膜厚を求め、これをベースに、 $\Delta t$  時間の間油膜厚の変化分  $\Delta h$  を (2.1) = (2.2) として、逐次求める。

$$\Delta h = \left\{ U \cdot X - W(t) / 6\mu \right\} \frac{\Delta \theta}{6N} \cdot \frac{1}{2Y} \quad (2.3)$$

ただし、 $\Delta \theta$  は分割角度、 $N$  は回転数 ( $rpm$ )

以上より、1 サイクル間の油膜厚の変化が求まり、そのなかで最小の値を、理論的最小油膜厚  $h_{min}$  と定義することにする。

$h_{min}$  を求めるのに必要な主たるインプットデータは表 2.4 のとおりである。

表 2.4 最小油膜厚  $h_{min}$  を求めるのに必要なインプットデータ

U (ピストン速度) 関係	回転数、ピストンストローク、連桿比
W (リング荷重) 関係	リング幅、筒内最高圧力、リング面圧、図 2.1 3 の $P_2$ を求めるのに必要な条件 (注 1)
$\mu$ (粘度) 関係	TDC 時のトップリング部のライナ温度及びライナ下部の温度 $100^\circ F$ 及び $210^\circ F$ における油の粘度
リング形状	リング幅、リングすべり面の凸起量 (注 2) (B) (図 2.1 3 の $E_K$ )

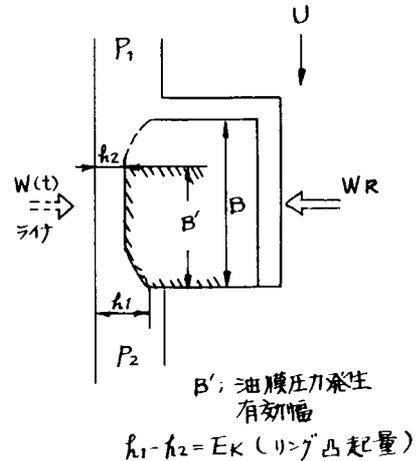


図 2.1 3 リングすべり面形状

なお、以下に示す計算では、表 2.4 の (注 1) は古浜、C. English、<sup>8)</sup> の文献を、(注 2) の EK は実測例などを参照にし、 $\sim 5 B / 10.000$  (mm) とした。又、ライナ平面は平滑とした。

ストロークに対する油膜厚  $h$  の変化モードの例として、2 サイクルの例を図 2.14(a) に、4 サイクルの例を図 2.14(b) に示す。

いずれも、TDC 直後に最小油膜厚  $h_{min}$  があらわれると、また通常、この付近が最も摩耗が多くなる位置であることもわかる。

(b) 油膜厚条件と定常摩耗との相関

調査アンケートでは、定格出力に対するインプットデータを調べているが、使用負荷率に対するデータは不明である。

そこで、まず、定格出力に対する理論的最小油膜厚  $h_{min}$  を求め、それを、エンジン (ライナ、リング) 使用時の負荷率  $\alpha$  で割った値 ( $h_{min} / \alpha$ ) をベースにして、摩耗率との相関を調べた。

1) 図 2.15、2.16 に 2 サイクルの場合の油膜厚条件とライナ、リング摩耗率との相関を示す。

いずれも、ヤバラッキはみられるが、油膜厚の小さい条件ほど摩耗率が大きい傾向がみられる。

2) 4 サイクルの場合を図 2.17 に示す。データも少なく相関は見出し難いが、A 重油使用時のデータをみると、少くとも前述の図 2.10 よりは相関がみられる。

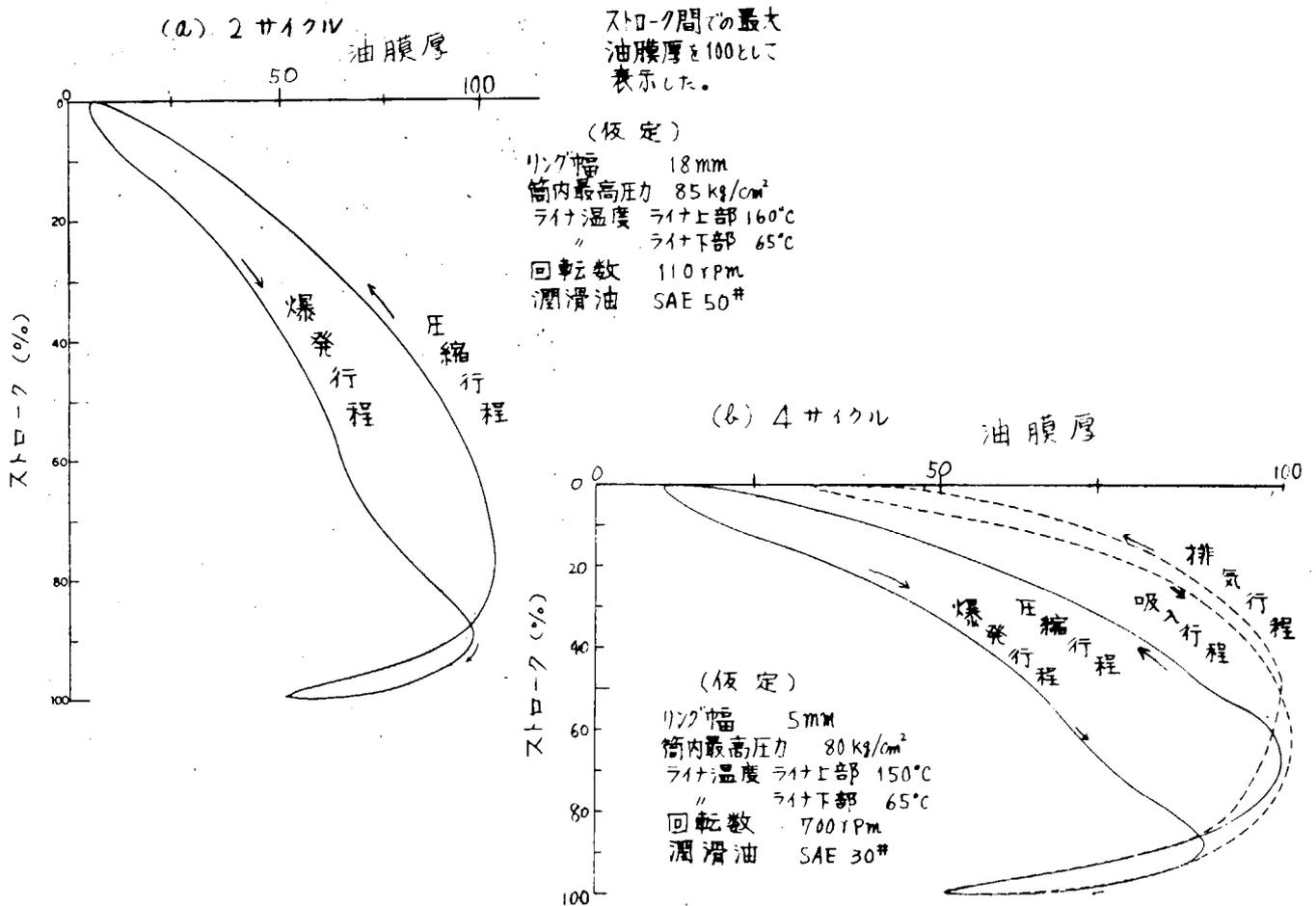


図 2.14 トップリングの理論的油膜厚の変化モード

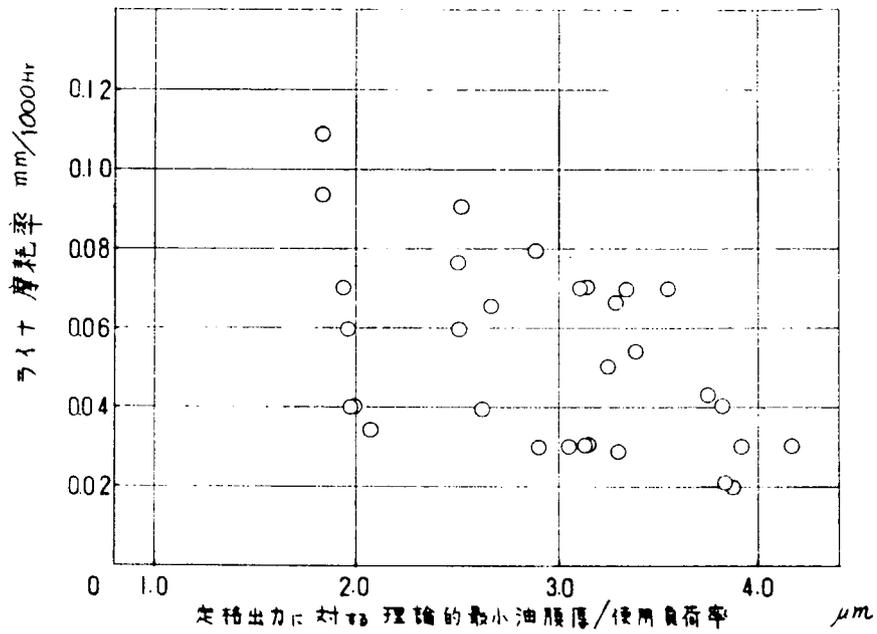


図 2.15 油膜厚条件とライナ摩耗率との相関(2サイクル)

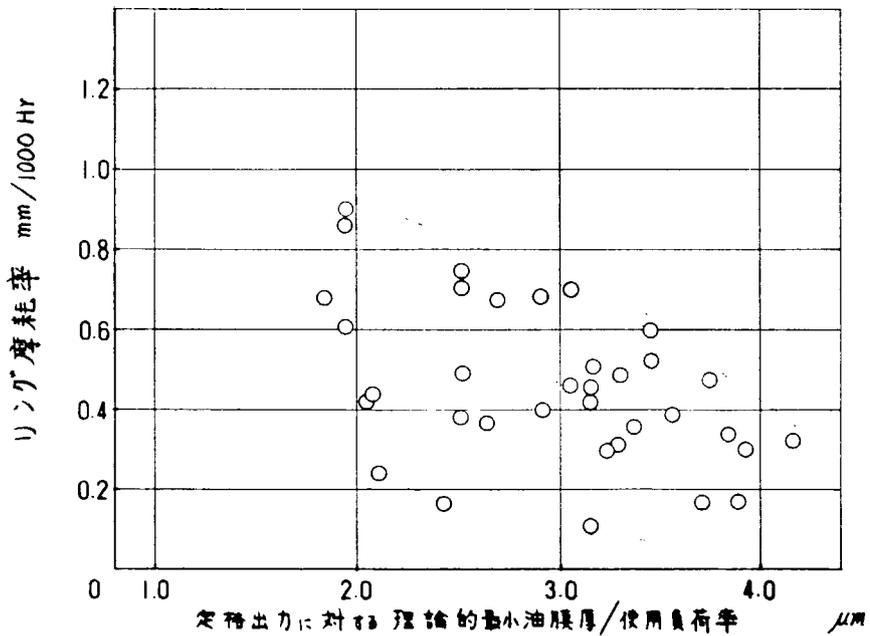


図 2.16 油膜厚条件とリング摩耗率との相関(2サイクル)

図 2.15, 2.16 で対象にしたライナ・リング摩耗率のデータ

- 使用時間 ; 5,000~10,000Hr
- 使用負荷率 ; 75~85%
- 燃料油 ; C重油
- 注油率 ; 0.6~1.1ℓr/PS・Hr

以上の調査結果より、当然のことではあるが理論的最小油膜厚をより大きくすることが、定常摩耗低減にとって一つの重要な因子であるといえる。

エンジンの作動条件と、リング形状を変えたときの理論的最小油膜厚を図 2.1 8 に示す。本図より、i) ライナ最高温度、リング幅の影響が大きいこと。 ii)  $h_{min}$  が最大となるリングすべり面の凸起量があるなどがわかる。

なお、図 2.1 5, 2.1 6 で、同一油膜厚条件でも、ライナ、リング摩耗率の差がみられる。これは、ライナ、リングの材料、リングプロフィール、ライナの表面仕上げ、潤滑油などの差によると考えられる。以下、本件について調べてみた。

図 2.17 油膜厚条件とリング摩耗率との相関 (4 サイクル)

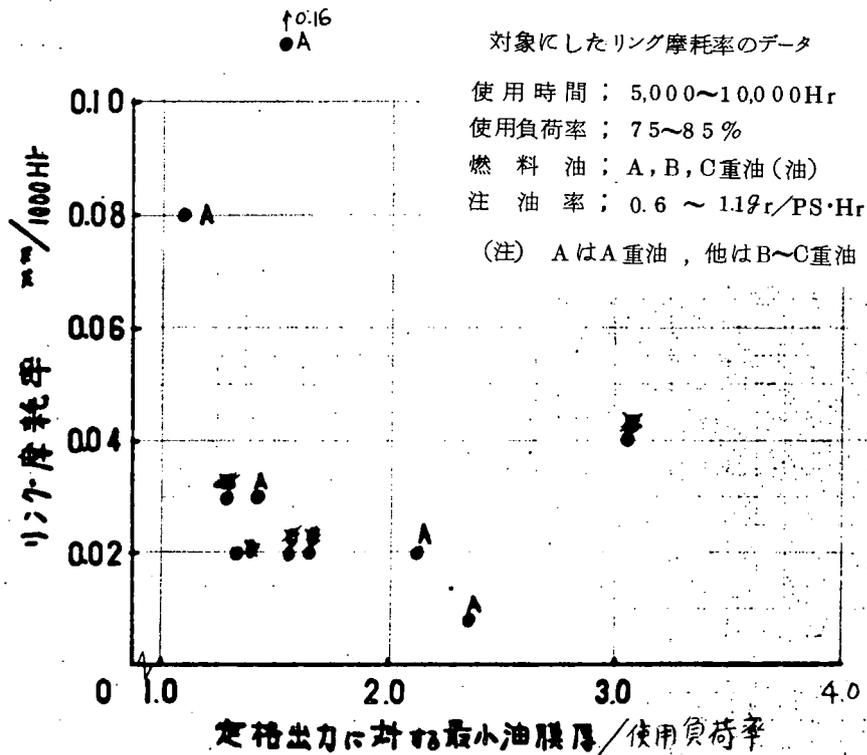
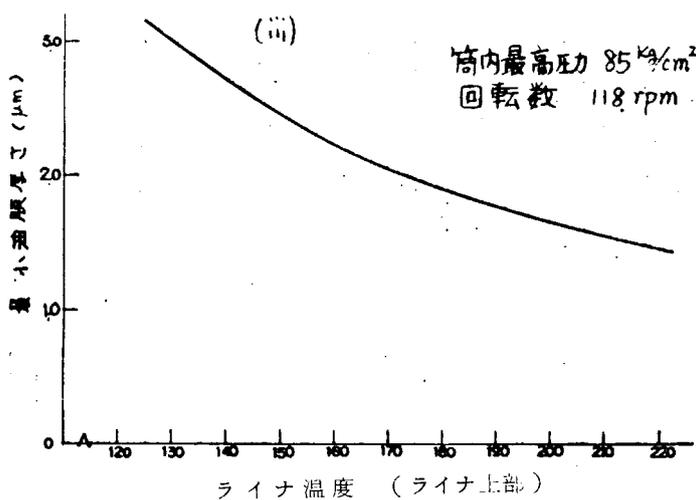
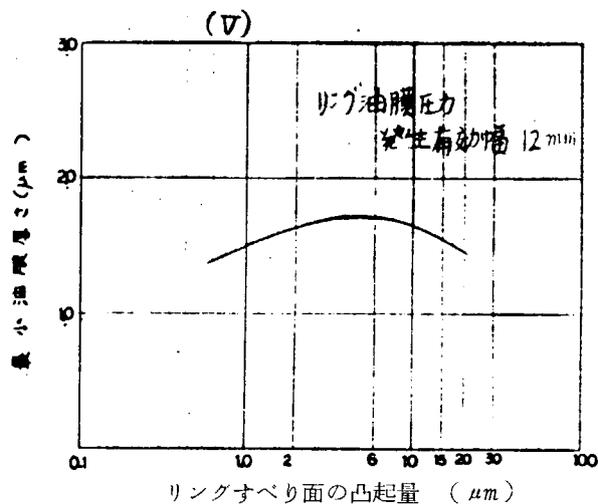
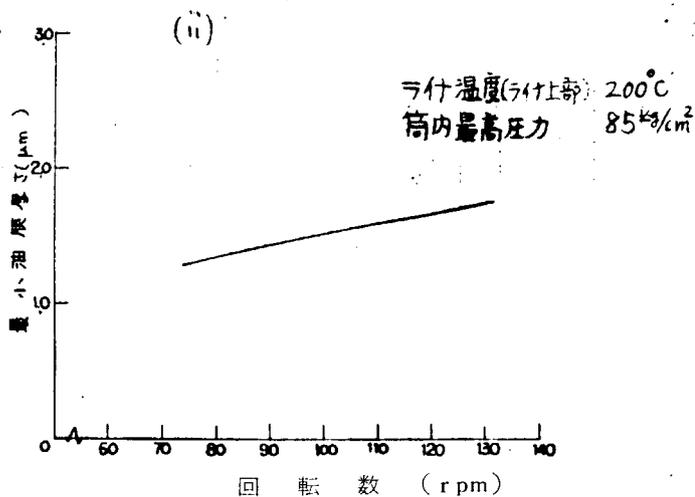
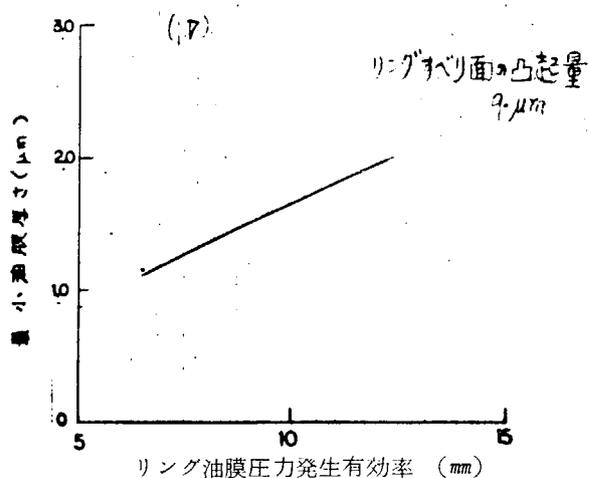
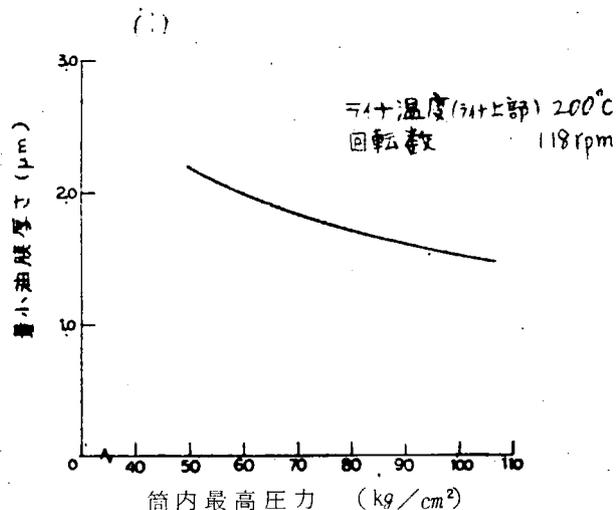


図 2.17 油膜厚条件とリング摩耗率との相関 (4 サイクル)



(i) ~ (iii) の計算仮定

ストローク	1800 mm
リング油膜圧力発生有効幅	12 mm
リングすべり面の凸起量	9 $\mu\text{m}$
ライナ下部の温度	$65^{\circ}\text{C}$
潤滑油	SAE 50#

(iv), (v) の温度, 圧力, 回転数の条件

ライナ温度 (ライナ上部)	$200^{\circ}\text{C}$
筒内最高圧力	$85\text{kg}/\text{cm}^2$
回転数	118 rpm

ライナ温度 (ライナ下部) は, TDCにおける  
トップリング部のライナ温度とした。

図 2.18 理論的最小油膜厚に及ぼす  
作動条件とリング形状の影響 (計算値)

(3) ライナ、リングの材料、リングプロフィール、ライナ表面仕上げと定常摩耗との相関

油膜厚条件のライナ、リング摩耗率との相関図に対し、上記のライナ、リングの材料、リングプロフィール、ライナ表面仕上げなどの諸条件をプロットして、これらと摩耗との関係を調べた。摩耗データ数の関係上2サイクルを対象にした。

(a) ライナ表面仕上げ

図 2.19 のように、ウェーブ（ヘール）とホーニング仕上げとの併用が多いが、摩耗との相関はあまり明確でない、ホーニングとウェーブ（ヘール）とでは、後者のほうが若干、摩耗が少ない傾向にある。これは、油の保持性によるものと考えられる。

(b) リングプロフィール

図 2.20 のように、油膜厚条件 3.0  $\mu\text{m}$  前後では、ウェーブカットリングのほうが、ストレート形よりも若干リング摩耗率が少ないが、全体的にみて、あまり優位差はみられない。

(c) ライナの材料

図 2.21 のように、ライナ材料とライナ摩耗率との相関はあまりみられない。

(d) リングの材料

図 2.22 のように、相手ライナ材にもよるが片状黒鉛リングのほうが、高強度片状黒鉛リングよりも摩耗率が少ない傾向にある。これは、耐折損性を考えて、高強度にすると、若干、摩耗率が増すことを示していると思われる。

なお、ライナ、リングの摩耗は、形状にしる、材料にしる、組合わせによって左右されるので、本来なら、これら総合的な組合わせの影響を調べる必要があるが、今回はデータが不足しているため、十分な関連をみることはできない。そこで、今後、さらに追加調査などにより検討することにした。

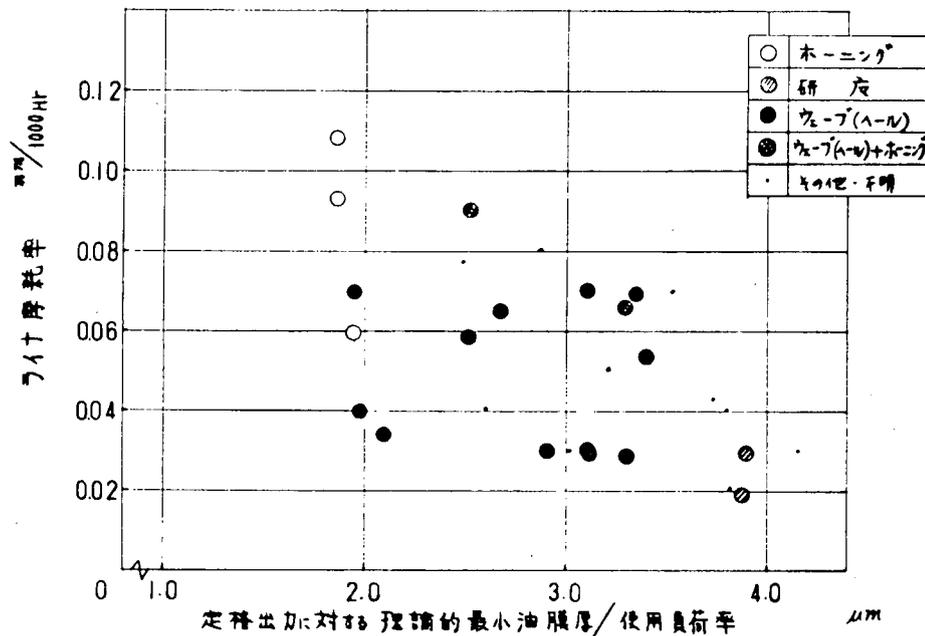


図 2.19 ライナ表面仕上げとライナ摩耗率との相関



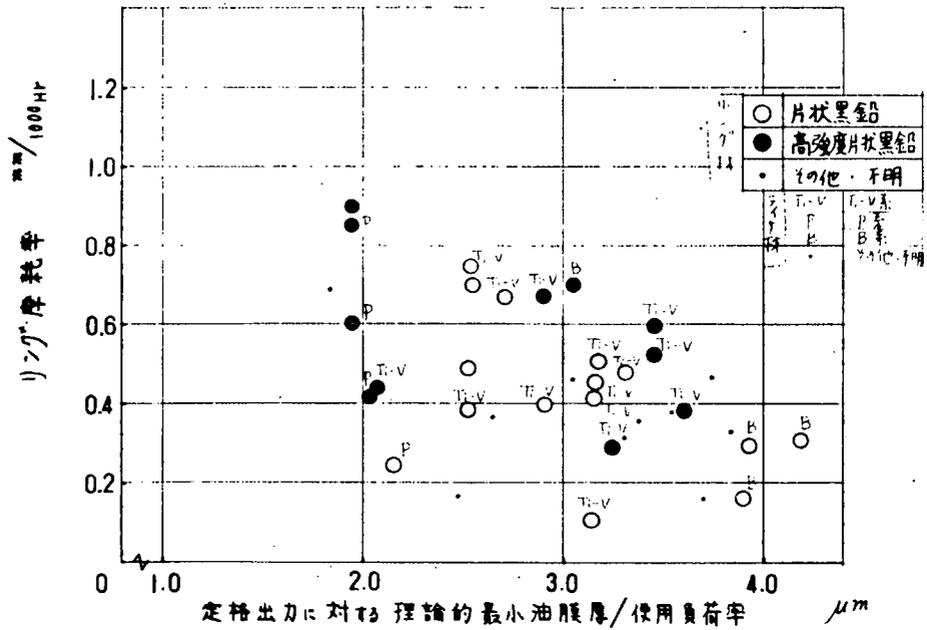


図 2.2.2 リングの材料とリング摩耗率との相関

(4) 潤滑油の条件と定常摩耗との相関

(2)と(3)項では、主としてリングの油膜厚条件をベースに、摩耗との関連をみてきた。しかし、船用ディーゼルでは、とくに粗悪燃油や高アルカリ形シリンダ油が用いられるため、これらのマッチング不良に基づく腐食摩耗や、燃料油 (F・O) や潤滑油 (L・O) の燃焼残渣による abrasive 摩耗などの問題も無視できない。すなわち、燃油とシリンダ油の使用条件と摩耗との相関は、かなり大きなウエイトで評価する必要がある。

しかしながら、調査アンケートで F・O、L・O の残渣の物理的、化学的性質や、使用 L・O の質 (additive など) の内容まで調査解析することは難かしく、自ずと調査内容が限られてくる。

そこで、今回の調査で得られた注油率と使用油のアルカリ価 TBN をとり上げ、その積 ( $K_L$ ) と、リング、ライナの定常摩耗との相関を調べてみた。リング摩耗率の結果を図 2.2.3 に、ライナ摩耗率の結果を図 2.2.4 に示す。いずれも、ややバラツキが見られるが、

- i) リングについて、摩耗の低いゾーンの  $K_L$  値が 40 から 60 付近であること。
- ii) ライナ摩耗については、5.5 以下で摩耗が低いが、5.5 以上では摩耗の高いものと低いものがあることがわかる。

$K_L$  の低いゾーンでは、酸中和不足による腐食摩耗が、また、 $K_L$  が大きくなると、中和にあずからなかった L・O が deposit となり、摩耗に対し悪い影響を与えるようになるものと思われる。ただし ii) のように  $K_L$  が 6.5 ~ 7.0 とやや大きくても、摩耗が少ないものが多いが、これは、ライナ温度、油の質、油の供給法による拡散性、などの影響によるものと考えられる。これらの要因 (含む、燃油油のいおう、ash) と、最適  $K_L$  値との相関性を明確にすることが、今後の重要な課題の一つといえる。

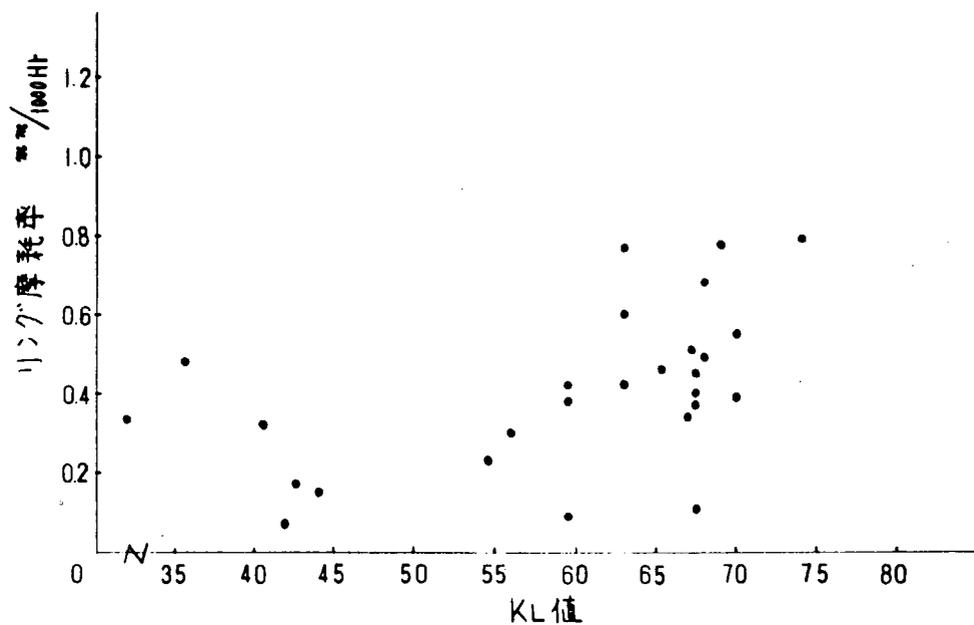


図 2.23  $K_L$  (シリンダ油 TBN × 注油率) とリング摩耗との相関

図 2.23、2.24 で対象にしたライナ・リング摩耗率のデータ

使用時間 ; 5,000 ~ 10,000 Hr

使用負荷率 ; 75 ~ 85 %

燃料油 ; C 重油 (いおう分 3 % 前後のもの)

注油率 ; 0.6 ~ 1.1 gr / PS · Hr

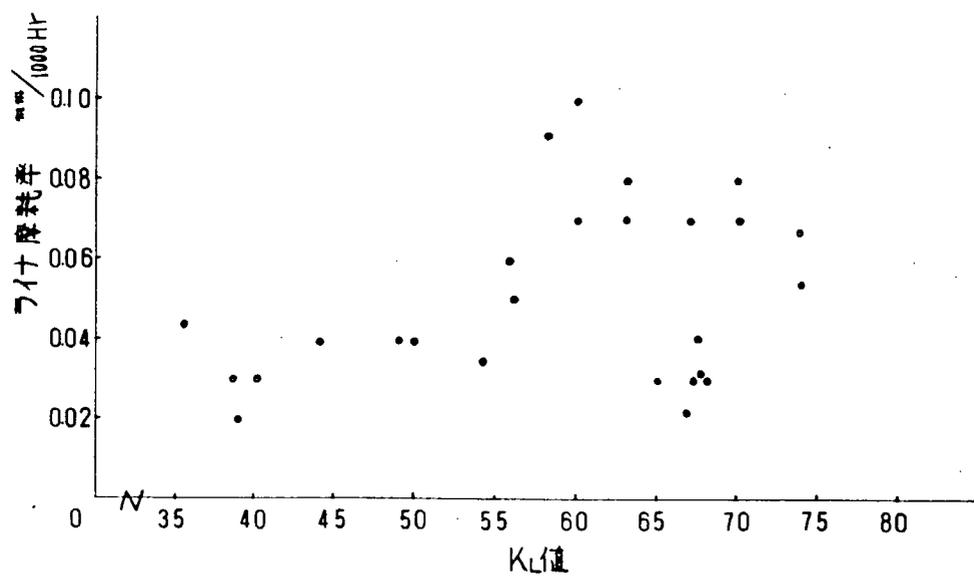


図 2.24  $K_L$  (シリンダ油 TBN × 注油率) とリング摩耗との相関

### 2.3.3 各種エンジンのライナ、リング、油の使用条件とライナ、リング摩耗の現状調査

(その2. 主として、異常摩耗、スカッフなどのトラブル状況について)

#### (1) トラブルの発生状況

トラブル発生の報告が33件あり、その特徴をまとめたものを表2.5、1)に示す。

- i) トラブルの内容は、ライナ、リングの異常摩耗より、スカッフ（ピストンも含む）のほうが多い。
- ii) 発生時期は、5,000Hr以下の、いわゆる初期や一次航でのトラブルが多く、初期段階でのなじみ性が重要なことがうかがえる。
- iii) 負荷条件では、81～90%のものが多く、これはこの範囲で使用される船が多いためである。
- iv) 燃料油もC重油が多いが、これも使用される船が多いためである。

A重油でのトラブルも7件あり、その中でいわゆる、低燃油と高アルカリ油使用によるトラブル報告が1件あった。

- v) ライナ、リングの仕上げでは、ライナのウェーブの場合がやや多い。

#### (2) トラブルに対する対策状況

対策状況の特徴をまとめたものを表2.5、2)に示す。

注油量の変化とライナ、リング、ピストン加工削正関係が16件と圧倒的に多い。その次に、注油方法関係、油種変更、材料関係なども多いことがわかる。

実機でトラブルを生じたとき、その場で解決しなければならないので、対策としてとりやすい油量の変更が最も多くなっている。その他に油種の変更、注油方法などと注油関係がほとんどを占めている。

このことは、スカッフや異常摩耗に対して注油条件が非常に重要なことを示すもので、これに関係した研究が重要だといえる。

また、(1)ii)のように、トラブルは初期段階に多く、なじみ性が重要なため、これに関連したライナ、リングの表面仕上げの問題も重要である。

表 2.5 異常摩耗、スカッフなどのトラブル状況に関する調査結果 例

1) トラブルの発生状況関係

区 分	比 較 内 容	件 数	備 考	
			2サイクル	4サイクル
①調査機種の種類		33	24	9 S47~S51年 発生のもの計32 件
②トラブルの内容	ライナ、ピストン、リングのスカッフ	18	10	8
	ライナ、リングの異常摩耗	12	11	1
	その他折損、ライナ、クラック 掃気火災など	3	3	0
③発 生 時 間	初期~5000Hr	16	10	6
	5001~10000	7	5	2
	10001~15000	2	2	
	15001~20000	0	0	
	20001~	3	3	
④負 荷 条 件	70%以下	2		
	71~80	5		
	81~90	12		
	91~100	3		
⑤燃 料 油	A	7	1	6
	B	2	0	2
	C	17	16	1
⑥ライナ、リング 仕上げ	ライナウエーブ	11		
	// ホーニング	6		
	リングバレル	2		
	// ストレート	5		
	// ウェーブ	5		
⑦そ の 他	F.O、L.Oの管理	良い、普通 11 悪い 3		

2) トラブルに対する対策状況関係

区 分	比 較 内 容	件 数	2サイクル 4サイクル	
			2サイクル	4サイクル
①注油量の増量		16	15	1 注油量の増量の割合 は平均して17%増
②油種変更		6	6	0
③注油方法関係		7	6	1 注油タイミング、注油 孔の位置、数など
④材料関係 ライナ リング		1 5	5	1
⑤ライナ、リング、ピストン 加工削正関係		16	11	5
⑥F.O L.Oの管理		4	2	2
⑦掃気ドレン、設備、掃気 温度コントロール		3	2	1
⑧負荷低下		2	2	0
⑨そ の 他		3	2 負荷step up	1 過給機風量増大、他

### 2.3.4 ライナ、リング、ピストン仕様に関する特徴の調査結果

摩耗やスカッフに影響を与えると思われるライナ、リング、ピストンなどの設計仕様そのものに、いかなる特徴があるか、調査アンケートから、リストアップして調べたので、結果のみを示す。

なお、調査例はエンジンメーカー12社の回答例を対象にしたものである。

#### (1) リング仕様

図2.25に、ピストン1本当りの使用圧縮リングの本数を、図2.26にリングの幅と厚みの寸法を、図2.27にリングのサイドクリアランスCと、リングの幅Bとの比を示す。図2.27より、 $C/B$ は2サイクルでは0.02~0.03、4サイクルでは0.01~0.03となっている。

表2.6に使用されているリングの摺動面プロフィールを、表2.7にリング材料、表2.8に表面処理をそれぞれ示す。リング材料ではノジュラー鋳鉄の例がないこと、表面処理では、4サイクルでメッキしたものが比較的多く用いられていることがわかる。

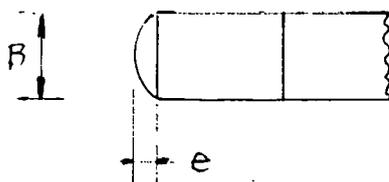
表2.6 リングの摺動面プロフィール (使用機種の数)

( )外は2サイクル、( )内は4サイクル

プロフィール リング段	ストレート	バレル	ウェーブカット	テーパ	その他
1	6 (4)	2 (5)	4 (4)	0	4
2	6 (6)	2	4 (3)	(1)	4
3	10 (5)	2	4 (3)	(2)	0
4	10 (5)	2	4 (2)	(2)	0
5	10 (3)	2	4	0	0

i) ストレートリングの最大のあらさ：6~25  $\mu\text{m}$

ii) バレル量：リング幅Bとバレル凸起量eとの比は、平均して2サイクルで0.002、4サイクルで0.004



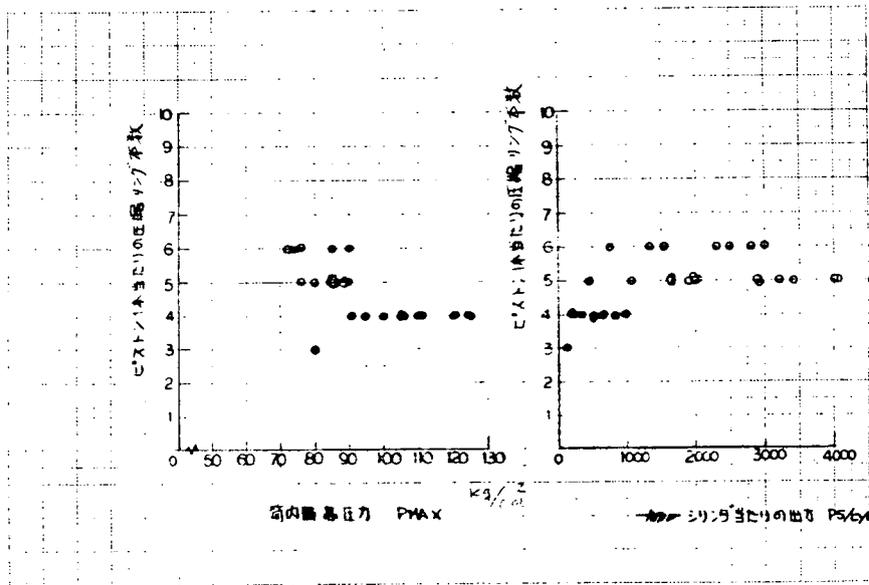


図 2.25 リングの本数

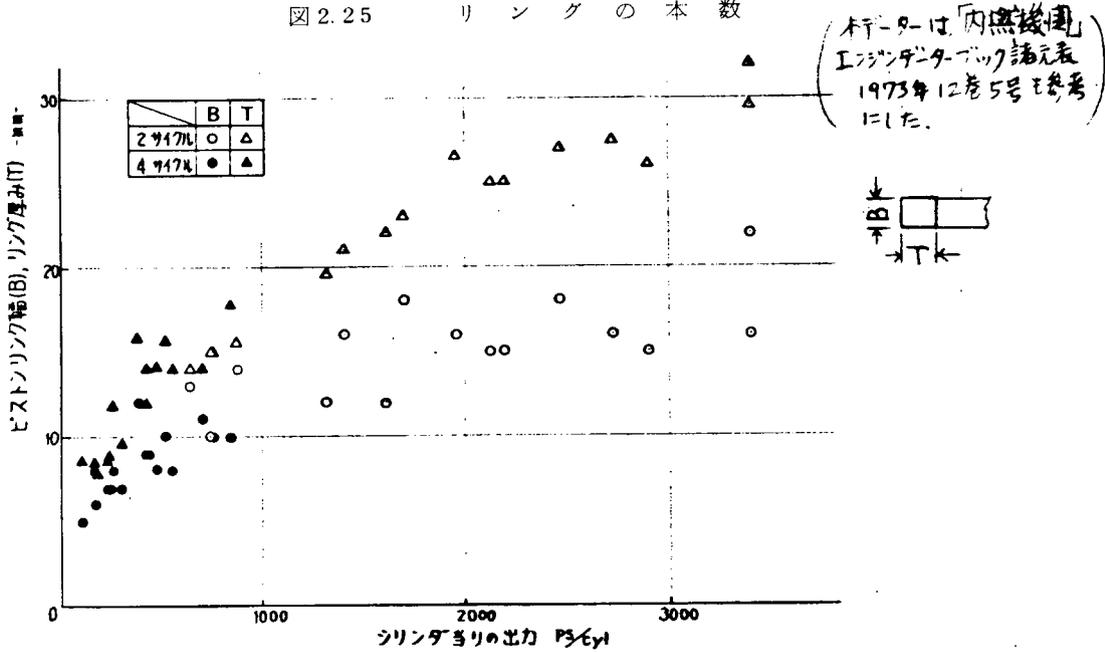


図 2.26 リング幅と厚み

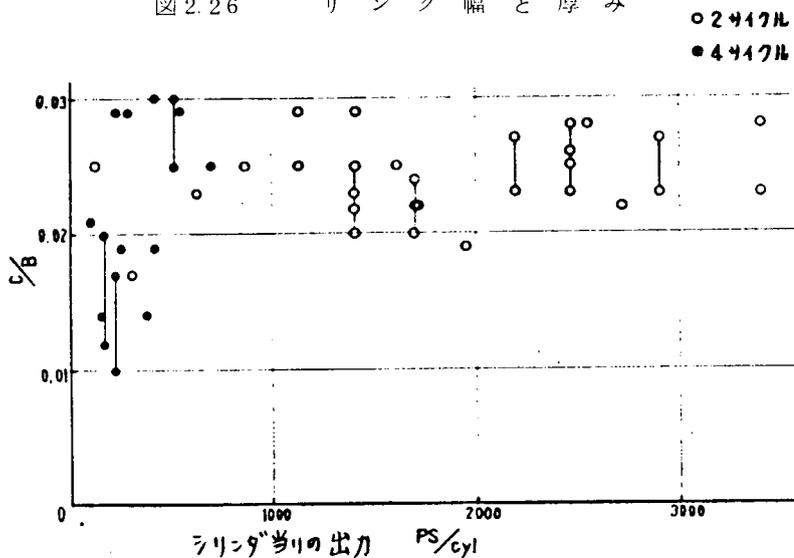


図 2.27 リングサイド クリアランスとリング幅との比

表 2.7 リング材料（使用機種の数）

	2サイクル	4サイクル
片状黒鉛	13	9
高強度片状黒鉛	8	6
ノジュラー	0	0
その他	1	1

表 2.8 リング表面処理（使用機種の数）

表面処理 リング段	なし	リン酸 ヒマク	メッキ	イン サート	その他
1	4	20(3)	(12)	0	(2)
2	4(2)	20(6)	(5)	(1)	(3)
3	4(2)	20(6)	(3)	(3)	(3)
4	4(2)	20(6)	(3)	(3)	(3)
5	4(4)	20(6)	(2)	(1)	(3)

(2) ライナの仕様

まず、注油に関するものとして、ライナ縦方向の注油孔位置と、注油孔間の円周距離の調査結果を図 2.28、2.29 に示す。いずれも、使用されている範囲にかなりの幅がみられ、これらの注油条件（注油も含め）に関する適正値を求めることは、今後の研究課題の一つと考えられる。

次に、ライナ表面仕上げの調査結果を表 2.9 に示す。2サイクルではウエーブ（ヘール）+ホーニング仕上げが、4サイクルではホーニング仕上げが多い。前者について、

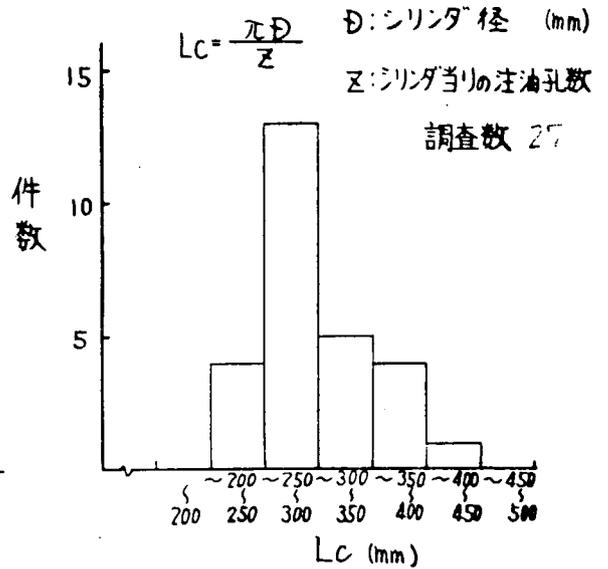
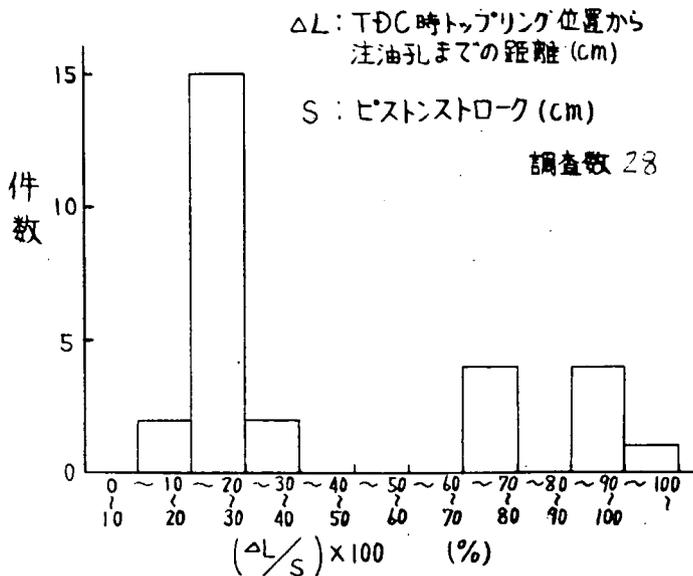
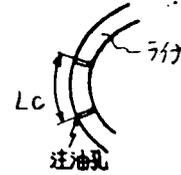
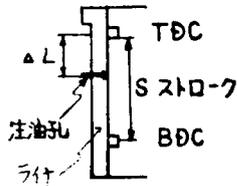


図 2.28 ライナ縦方向の注油孔位置

図 2.29 注油孔間の円周距離

ウェーブ（ヘール）のピッチの深さの値は表 2.1 0 となっており、かなり幅がみられる。このウェーブの適正形状の検討も重要な課題と考えられる。使用されているライナ材は表 2.1 1 のとおりである。

表 2.9 ライナ表面仕上げ（使用機種の数）

	2サイクル	4サイクル
ホーニング	4	10
研 磨	2	2
ウェーブ（ヘール）	10	2
ウェーブ（ヘール）+ホーニング	7	0

表 2.1 1 ライナ素材（使用機種の数）

	2サイクル	4サイクル
Ti-V系	13	2
P系	6	6
B系	5	5
その他	0	2

表 2.1 0 ウェーブ（ヘール）のピッチと深さ

		(mm)			
シリンダ径		~250	250~500	500~750	~750~
ピ ッ チ		3	4~5	4~5 10~12	4~5 10~12
深 さ		0.03~0.01	0.01~0.025	0.01~0.015 0.02~0.03	0.005~0.015 0.03~0.04

### (3) ピストンの仕様

主に4サイクルについての結果を示す。ピストンスカートの直径クリアランスとピストン径の比を表 2.1 2 に、ピストンスカートのプロフィールを表 2.1 3 に、ピストンスカートの表面処理を表 2.1 4 に示す。ピストンスカートの耐スカッフ性の面から、プロフィールや表面処理に十分な配慮がなされていると考えるが、ピストン、ライナの熱変形を十分加味し、潤滑に適したピストンプロフィールを選ぶことが重要で、これに関する研究が必要と思われる。

なお、2、4サイクルのピストンのリング溝の表面処理は表 2.1 5 のとおりで、出力の大きいものに、処理が施こされる例が多いことがわかる。

表 2.1 2 ピストンスカートの冷態時の直径クリアランス/ピストン径

ピストンスカート材	$(\times 10^{-3})$	
	A l 合金	鋳 鉄
ピストンスカート上部	1.5~3.3	1.0~1.4
ピストンスカート下部	1.0~1.5	1.0~1.4

表 2.1 3 ピストンスカートプロフィール (使用機種の数)  
4 サイクル

	形状	A ℓ 合金	鋳 鉄
	軸 断 方 向 面	ストレート	0
テーパー		0	0
バレル		7	0
その他		1	0
軸 断 直 角 面	真 円	0	9
	楕 円	7	0
	そ の 他	1	0

表 2.1 4 ピストンスカート表面処理 (使用機種の数)  
含む 2 サイクル

	A ℓ 合金	鋳 鉄
な し	3	1
固 体 潤 滑 剤	3	4
メ ッ キ	0	0
C u バ ン ド	0	1 9
そ の 他	1	2

表 2.1 5 ピストンのリング溝の表面処理 (使用機種の数)  
2、4 サイクル

シリンダ当りの 出力	0~1,000	1,001~2,000	2,001~3,000	3,001~
	な し	1 1	2	0
メ ッ キ	2	4	8	4
焼 入 硬 化	2	2	1	3
そ の 他	0	1	0	0

### 2.3.5 今後Power Upするエンジンの性能、作動条件及び摩耗率などの予想値の調査結果

1～3年以内の予想値の調査結果を表2.16に示す。表中( )の現状に対する変化率に示すように、それぞれの作動条件の上昇が予想されている。これらのpower upに伴う潤滑条件の苛酷さを、最小油膜厚 $h_{min}$ で推定してみる。

まず、図2.30の実線で示すように、ある機種(2サイクル)の100%までの作動条件に対し、表2.16のようにpower upしたとすると、同図の点線上の○印の位置となる。すなわち、負荷率で～150%となる。作動条件を変えたときの $h_{min}$ の変化は図2.30の $h$ となり、負荷率の～150%の条件下での $h_{min}$ と、定格出力のときの $h_{min}$ を比較すると、約22% $h_{min}$ が減少する。すなわち、潤滑条件がつかなくなる。

(実際は、温度上昇による油のdeposit化などの問題も関係してくるので、さらにつらくなる。)

一方、表2.16の下方に示すようにライナ、リング摩耗率の低減期待値も、現状に対し、15～51%であり、とくに、リングに対する摩耗低減の要望が大きい。そのため、エンジンの無開放期間を、より延長させるには、より適正な潤滑改善法の追求が必要といえる。

表2.16 今後power upするエンジンの性能、動作条件及び摩耗率などの予想値の調査結果例(平均値)

項目 エンジン区分 時期 etc	2 サイクル			4 サイクル		
	現状(注)	1～3年以内 (現状に対する) 変化率%		現状(注)	1～3年以内 (現状に対する) 変化率%	
平均有効圧力 $P_{me}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	10.86	14.2	～31	17.0	20.0	～18
平均ピストン速度 $C_m$ (m/s)	6.35	6.8	～7	7.24	8.3	～15
筒内最高圧力 $P_{max}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	82.7	105.0	～27	108.3	127.4	～17
ピストンTDC時のトップリング位置の ライナ温度上昇率			0～10			10～15
ピストントップリング溝上部の 温度上昇率			0～10			5～15
就航後1年毎のシリンダ 注油率 g/ps-hr	0.82	0.75	～9			
就航後1年毎の ライナ磨耗率 $\mu$ /1000 Hr	0.062	0.053	～15			
リング磨耗率	0.47	0.23	～51			

(注) 1～3年以内の予想値を記入頂いた各メーカーの現状値の平均。

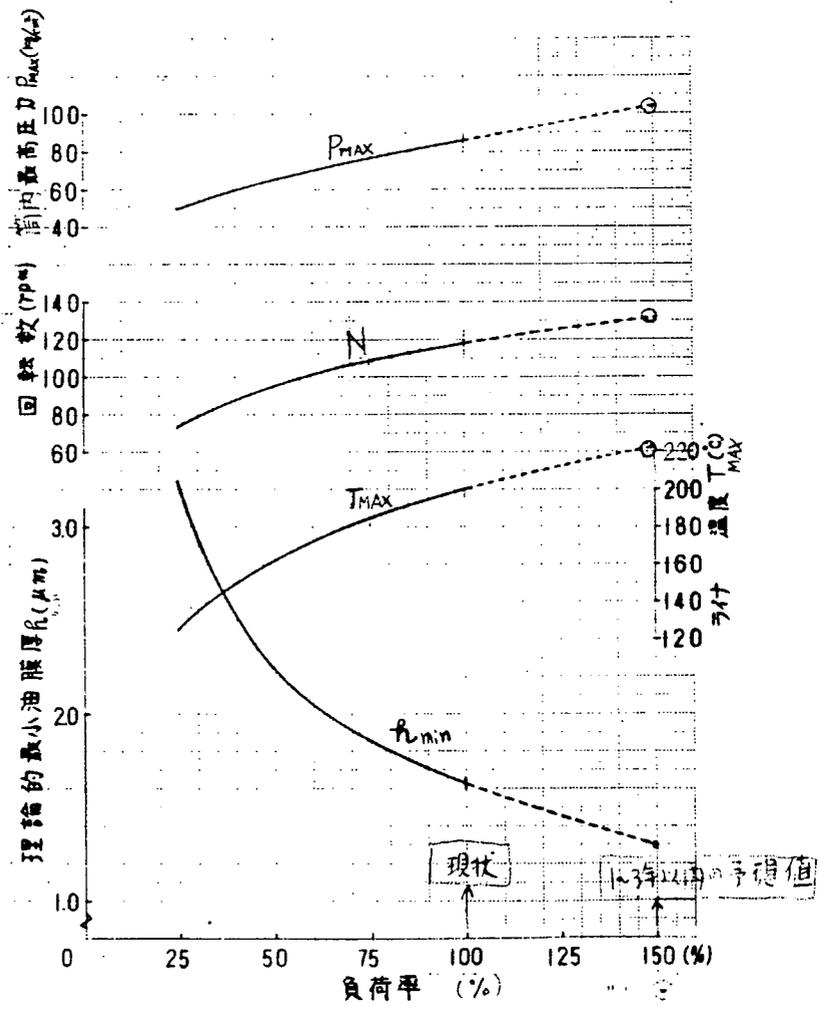


図 2.30 エンジン作動条件と油膜厚条件

## 2.3.6 今後のライナ、リング、ピストンのトライボロジ問題に対する研究の必要性調査結果について

### (1) 対象問題点の調査結果

調査結果を表 2.17 に示す。まず、対象機種別にみると、2 サイクルでは長期無開放（4 年以上）、ライナ、リング、ピストンのスカuffing、注油率の低減とシリンダ油の質の向上が、4 サイクルでもほぼ同様に、長期無開放（2 年以上）ピストンスカuffing、システム油の消費低減などが、それぞれ問題となっている。これらの問題の解決を要する期間は、いずれも 1～3 年以内のものであり、焦点を絞った系統的な研究が早急に必要になることがわかる。

### (2) 研究テーマ例と、その必要性の調査結果

調査結果のまとめを表 2.18 に示す。本表では、各研究テーマの重要度をみるために、備考欄のよう

な要領で、各テーマに対し評価点をつけて判断することにした。

評価点が大きく、研究の Needs の大きなものを見ると、

2 サイクルでは、

- i) 低サルファ燃油と高アルカリシリンダ油の問題
- ii) ピストンを抜かずにリングの寸法を計る方法、要具の開発
- iii) ピストンまわりの油の挙動関係
- IV) 掃排気流れ、圧力による油の挙動、注油時期、注油方法など
- V) Ashless 油や高温潤滑油の問題

4 サイクルでは

- i) 潤滑油消費低減に関して、リング組合わせの問題
  - ii) リング油膜厚把握関係
  - iii) ピストンを抜かずにリングの寸法を計る方法、要具の開発
- などとなっている。

全体的にみると、

- 1) 燃料油と潤滑油のマッチング、油の質の問題
- 2) 油の挙動や拡散性に関連した問題
- 3) 計測技術に関する問題

になる。

1) は、燃料油や潤滑油の残渣の物理的、化学的性質が、ライナ、リング、ピストンの潤滑性能に及ぼす影響の問題であり、とくに粗悪重油や添加剤の多いシリンダ油を用いる船用ディーゼルにとって重要なテーマである。これに関連したものは一部、潤滑適正化研究委員会<sup>(注)</sup>でも実施しているが、未着手の問題も多く、SR164 第 3 年次のテーマとしてとり上げることにした。

2) は、油の残渣を低減させたり、消費率を低減させるには、油の拡散性を機械的によくする必要があり、油の供給条件の面からの検討が重要である。本件は第 2 年次のテーマとしてとり上げることにした。

3) について、油膜厚の実験的把握は、いくつか、試みられているが、油膜厚の絶対値が小さいこともあって、まだ十分なものでない。ピストンを抜かずにリングの摩耗量を計測する手法は、例えば、リング表面に円周溝をつけ、ライナ側へとりつけた変位ピックアップで、リングが横切る間に計るという手法が考えられるが、円周溝内へ摩耗粉が埋ほつすると問題がある。又、超音波や、ラジオアイソトープを使用する方法もある。しかし、いずれも難かしく、これに関しては、まず調査を行い、まとまった段階で実験テーマとしてとり上げたい。

なお、2.3.3 項では、単に研究テーマを列記して重要度を見たが、それぞれのテーマは、基本的には下記の点と関連させて説明していく必要がある。又、ライナ、リングは燃油や潤滑油の残渣など異物の雰囲気下にさらされるので、これらも十分加味した研究が必要と考える。

- a) 粘性油膜の確保、油の適正分布、均一化 .....
  - ・油膜形成に適したリング、ライナ表面形状
  - ・油の供給法による均一拡散、リング構成
- b) 境界潤滑油膜の確保 .....
  - ・油膜の保持能力の向上 (ライナ、リング表面仕上げ)
  - ・潤滑油の物理的、化学的性質の改善
  - ・なじみ性に関する条件の改善
- c) 固体潤滑安全域の確保 .....
  - ・ライナ、リング材料、表面処理

(注) 昭和47～49年実施の日本機械学会と日本船用機学会の共同研究

表 2.17 今後のライナ・リング・ピストンのトライボロジ問題に対する研究の必要性調査、対象問題点の調査結果

エンジン区分 件数	対象機種別								問題解決を要する時期			
	2サイクル				4サイクル				1～3年以内のもの			
	0	3	6	9	0	3	6	9	0	3	6	9
1. 定常応耗の低減と長期無故障 2年以上												
3年以上												
4年以上												
2. ライナ・リング異常応耗												
3. ライナ・リングスカッフング												
4. リングスティック												
5. リング損失(切損)												
6. リング溝応耗												
7. ピストン、ライナ、スカッフング												
8. シリンダ油 油種(質の向上)												
9. シリンダ油 注油率低減												
10. システム油 油種(質の向上)												
11. システム油 消費低減												
12. 機械効率向上												
13. その他												

表 2.18 今後のライナ・リング・ピストンのトライボロジー問題に対する研究の  
必要性調査について、研究テーマママトとその必要性の調査結果

＜研究必要期間 1～3年以内のもの＞

区分	研究内容と テーマ-概要	エンジン区分 評価点		
		2 サイクル	4 サイクル	2 サイクル + 4 サイクル
(I) 研究内容 ピストン スクrap アップ	①ピストン 潤滑改善 2.ピストン表面の潤滑特性 3.ピストンラックル	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	②表面は 1.ピストン表面仕上げ ③表面処理 1.表面処理材	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	④油 1.油性による影響	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	⑤リング 潤滑改善 1.リング形状 状態改善 2.リング組み合わせ	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
(II) 研究内容 潤滑改善 ①ピストン 油膜厚 油膜厚 油膜厚	①ピストン 1.油膜厚形成取付位置 油膜厚	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	②リング 1.リング形状 2.リング材料	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
(III) 研究内容 表面処理 ①ピストン 形状	①ピストン 1.ピストン形状	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	②ピストン 1.ピストン形状	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100

(備考) (注) 評価点のつけ方

研究必要ランク	内容	評価点
A	最も重要	5
B	重要	3
C	あまり重要でない	1
D	その他	0

SRで研究を要するものに○印のものは、A～Dでそれぞれ該当する  
ランクの点を2倍にして評価点とする。

(例として) ～研究で、Aが4、Bが2、Cが1で、SRで研究を要するものにAに2×○印がある場合  
の評価点は下記のとおり。

$$(2 \times 5 \times 2 + 2 \times 2) + (2 \times 3) + (1 \times 1) = 37$$

＜研究必要期間 1～3年以内のもの＞

区分	研究内容	エンジン区分 評価点		
		2 サイクル	4 サイクル	2 サイクル + 4 サイクル
(I) 研究内容 潤滑改善 ①ピストン 潤滑改善 ②リング 潤滑改善 ③リング 潤滑改善 ④リング 潤滑改善 ⑤リング 潤滑改善	1.注油孔位置 2.ライナ油溝形状 3.注油方法 4.注油時期 5.潤滑剤添加 圧力による油の供給	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	①ライナ への油膜 潤滑改善	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	②ライナ 潤滑改善	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	③ライナ 潤滑改善	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	④ライナ 潤滑改善	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
(II) 研究内容 表面処理 ①ピストン 形状 ②ピストン 形状 ③ピストン 形状 ④ピストン 形状 ⑤ピストン 形状	1.ライナ表面仕上げ 2.ライナ表面処理 3.ライナ表面処理	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	①ピストン 形状	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	②ピストン 形状	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	③ピストン 形状	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	④ピストン 形状	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
(III) 研究内容 油膜厚 ①ピストン 油膜厚 ②ピストン 油膜厚 ③ピストン 油膜厚 ④ピストン 油膜厚 ⑤ピストン 油膜厚	1.注油剤の潤滑特性 2. Ashless 油 3. 高温潤滑油 4. 低粘度油 5. 超高圧油 6. 油の供給量の評価	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	①ピストン 油膜厚	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	②ピストン 油膜厚	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	③ピストン 油膜厚	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100
	④ピストン 油膜厚	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100	0 20 40 60 80 100

(注) 評価点が高いほど研究 Needs が大きい。評価点のつけ方は次のページ備考参照下さい。

## 2.4 潤滑性シミュレート試験機の改造設計について

### (1) 改造設計要旨

ライナ、リングの摩耗やスカッフ低減の研究には、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 factor が多く、個々の因子について、十分な影響度を調べることはむづかしい。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47～49年度潤滑適正化研究委員会にて製作した試験機があり、本装置を今回のSR164の研究に流用することも考えられるが、本装置は、

- i) 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。
- ii) ライナに掃気ポートなどがなく、したがって、掃気流による油の拡がり効果などが把めない。などの欠点がある。

そこで、今回、上記のことを考慮して、試験機の一部改造設計を行うことにした。

主たる改造は、筒内圧縮型とするため、シリンダヘッド、動弁系、掃排気系などを設けた点である。

### (2) 試験機仕様及び設計図

試験機的主要仕様は、表2.19のとおり。

表2.19 試験機の仕様

	改造仕様	従来の仕様
形式	クロス付き筒内圧縮型	非圧縮型
ボア	150mm	150mm
ストローク	300mm	300mm
駆動源	～190kW	37kW
回転数	150～600rpm (無負荷時1000rpm)	150～1500rpm
ピストン平均速度	1.5～6(10)m/s	1.5～10m/s
ライナ温度	～300℃	250℃
筒内最高圧力	～60kg/cm <sup>2</sup>	リング背圧一定 ～20kg/cm <sup>2</sup>
掃排気系	あり	なし

改造後の潤滑性シミュレート試験機の全体図を図2.31に示す。比較のために、改造前のものを図2.32に示す。ライナ、リング潤滑関係は次のとおり。シリンダ油は、クランク軸端から同期させて注油器を駆動させ、注油棒より吐出させる。

ライナ潤滑部は、ライナの外側のヒーター及びジェット部の冷却水により温度コントロールができるようにした。又、透明シリンダで筒内の油の挙動が観察できるように、架構部は極力くり抜いた。

なお、本試験機は、いつでも改造前の姿に復旧できるように、設計構造とした。

機械研究所設計部製図課

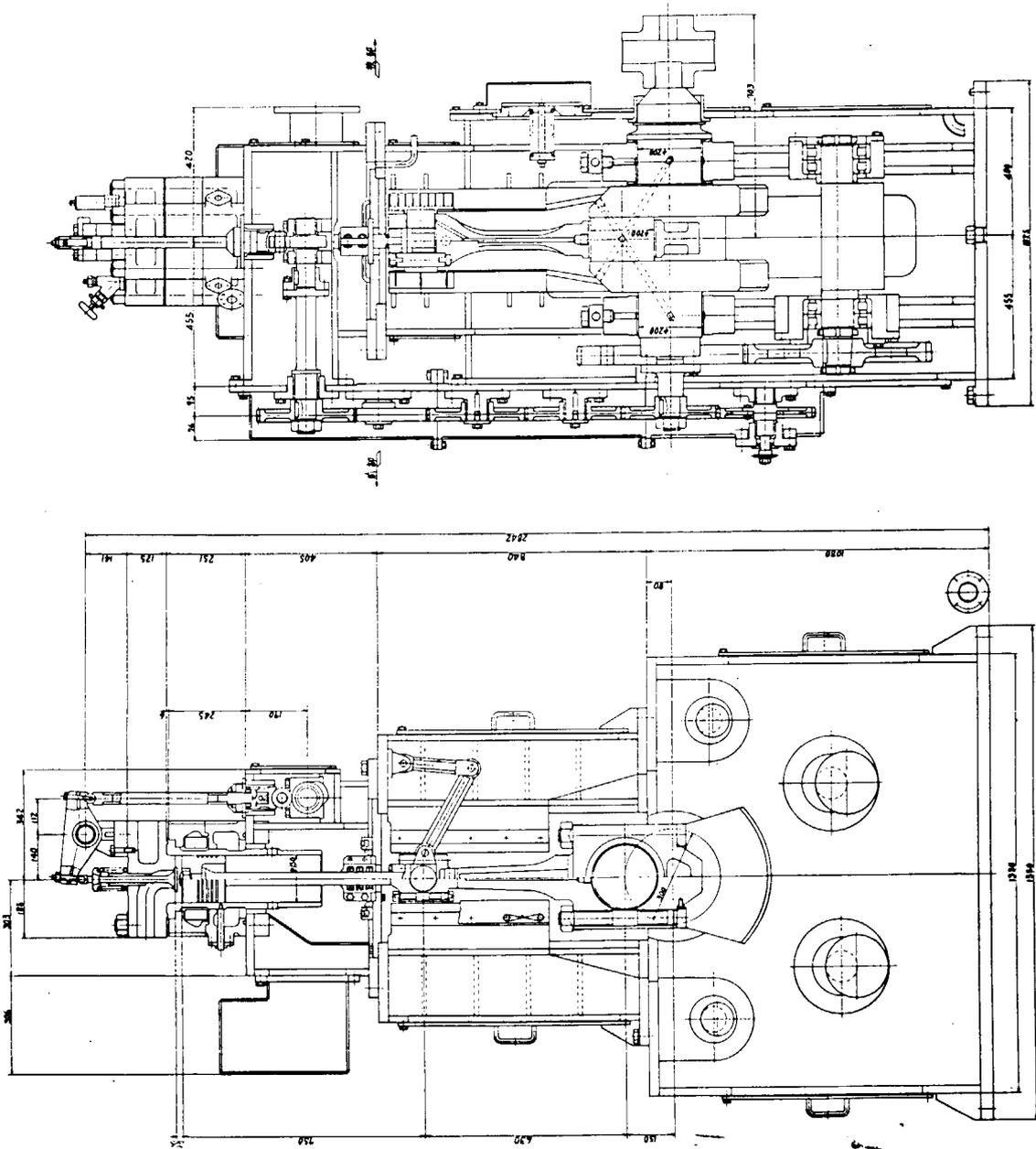


図 2.31 改造後の潤滑システム用試験機



## 2.5 ま と め

以上をまとめると次のとおりである。

- (1) ライナ、リングの定常摩耗について
  - 1) 時間に対するライナ摩耗の変化で、定常摩耗率の落ち着く点は約15,000時間で、意外と長い。リングの定常摩耗率は、ライナのそれに比べ約5～15倍のものが多く、リングの摩耗の低減が重要である。
  - 2) 各種機関を総合してみると、エンジンの出力条件と、定常摩耗率との間の相関性はあまりみられない。
  - 3) 定格出力に対する理論的最小油膜厚を使用負荷率で割った値と、定常摩耗率とは、比較的相関がみられる。したがって、潤滑の苛酷さをみる場合、油膜条件を考慮することも重要といえる。
  - 4) 上記の油膜厚条件を加味し、a) ライナ材、b) リング材、c) リングプロフィール、d) ライナ表面仕上げと、定常摩耗との相関をみると、b) とd) に若干の相関がみられ、リング材では片状黒鉛が、ホーニングとウェーブ（ヘール）仕上げとでは後者が、それぞれ摩耗が少ない傾向にある。
  - 5) シリンダ油の注油率とアルカリ価の積 $K_L$ と、定常摩耗率との相関性をみると、 $K_L$ の増加に対し摩耗の大きくなるものと、あまり変らないものがある。これは使用温度や油の質、油の供給法などの影響によるものと思われる。
- (2) ライナ、リング、ピストンの異常摩耗やスカuffingの状況について
  - 1) トラブルの発生は、5,000時間以下のいわゆる初期や第一次航に多く、初期段階でのなじみ性が重要なことがわかる。
  - 2) トラブル対策のほとんどは、注油量の増加、油種変更、注油方法の変更、など注油関係が圧倒的に多く、次にライナ、リング、ピストンの表面形状である。
- (3) ライナ、リング、ピストン仕様の調査結果について
  - 1) ライナの注油孔位置に関する諸条件は、使用されている範囲にかなり幅がある。上記(1)の5)、(2)の2)とも関連し、注油適正条件の追究が必要である。
  - 2) ピストンスカートは、表面処理されたものが多い。クリアランスとピストン径との比には、かなり幅がみられる。耐スカuff性を向上させるために、ピストン、ライナ系の熱変形の検討とともに、潤滑に適した形状の追究が必要である。
- (4) 今後（1～3年以内）のエンジン性能や作動条件の現状に対する予想上昇率は、平均有効圧力で20～30%、平均ピストン速度で～15%、筒内最高圧力で20～30%、ライナ温度で10～15%となっており、これに対する油膜条件を検討し、かなり苛酷になることがわかった。又、摩耗低減はとくに、リングに対して強く、約50%の低減が期待されている。
- (5) 今後の研究テーマと、その必要性について調査した結果、i) 燃料油と潤滑油のマッチング、油の質の問題、ii) 油の挙動や機械的な拡散性に関連した問題、iii) 計測に関する問題、などが、さらにiv) 初期なじみにおけるライナ、リングのトラブルに関連し、表面仕上げの問題も重要であることがわかり、これらは今後のSR研究でもとり上げてゆきたい。
- (6) 今後の潤滑改善のための基礎研究に使用する潤滑性シミュレート試験機の改造設計を行った。  
おわりに、今回の調査アンケートに御協力頂いた各委員並びに関係各社の各位に対し感謝する。

参 考 文 献

- |                     |                  |                              |
|---------------------|------------------|------------------------------|
| 1) 矢野、和栗、他          | 日本機械学会論文集        | 第29卷、208号(1963) 1932         |
| 2) S. Furuhashi,    | Bull. J. S. M. E | 2 (1959) 423                 |
| 3) T. Loyd,         | Proc. I. M. E    | Vol. 183 Pt3P (1968~1969) 28 |
| 4) Pranab. Das,     | S. A. E.         | 760008 (1976)                |
| 5) C. English,      | CIMAC65          | B-4 (1965)                   |
| 6) G. M. Hamilton 他 | Proc. I. M. E.   | Vol. 188 20/74 (1974) 253    |
| 7) R. D. Wing,      | Proc. I. M. E.   | Vol. 186 1/72 (1972)         |
| 8) 古浜 他             | 日本機械学会論文集        | 第27卷174号(1961) 247           |