

# 日本造船研究協会報告

第 83 号

---

舶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 研究部会

---

Design Method of Strength for the Walls  
around the Combustion Chambers of Marine Diesel Engines  
The 136 th Research Committee

---

Report No. 83  
The Shipbuilding Research Association of Japan  
July 1976

昭 和 51 年 7 月

社 団 法 人

日本造船研究協会

第 1 3 6 研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	藤田秀雄（明治大学）	
幹事	明石源一郎（川崎重工業）	新井淳一（日本海事協会）
	岡山透（日本海事協会）	塙原茂司（船舶技術研究所）
	永井将（日立造船）	本岡隆雄（三菱重工業）
	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）	
委員	池田和夫（日本郵船）	井ノ内一雄（東海大学）
	今井次郎（三井重工業）	遠藤吉郎（京都大学）
	大井利繼（三井造船）	岡田宗一（大阪商船三井船舶）
	奥村克二（名村造船所）	河津威信（住友重機械工業）
	小泉磐夫（金沢大学）	孝橋謙一（阪神内燃機工業）
	駒井謙治郎（京都大学）	阪本襄（臼杵鉄工所）
	佐藤義一（函館ドック）	鈴木章（神戸製鋼所）
	恒屋礼二郎（三菱重工業）	中島義雄（石川島播磨重工業）
	新高実保（神戸製鋼所）	葉山真治（東京大学）
	原三郎（日本船用機器開発協会）	東園安憲（大阪造船所）
	福井義典（神戸製鋼所）	村上和夫（日本钢管）
	本吉英一（ヤンマーディーゼル）	弓削正博（石川島播磨重工業）

# Design Method of Strength for the Walls around the Combustion Chambers of Marine Diesel Engines

## Abstracts

For the marine diesel engines, much importance has been placed in recent years especially on their reliability and durability. And the durability of the walls around the combustion chamber is the first problem. As for the strength of the above parts, it is necessary to take into consideration the thermal fatigue strength due to the thermal stress, which is generated by the temperature gradient of the wall of the combustion chamber, being repeated by stopping the operation of the engine, as well as the fatigue strength due to the mechanical stress caused by repetition of the gas pressure. Heretofore, for these two kinds of stresses, the results of the fatigue tests on the materials under the fixed mean stress were employed to determine the safety to each stress, but it was found inadequate to rely on this problem by the above usual method alone. Therefore, at the SR 100 Committee of this Association (in 1966), for the stress of the walls surrounding combustion chambers, we noticed it rational to determine the safety and life of the each parts with the use of the fatigue strength under superimposed stress wave of the materials, by introducing the idea which regards it as the fatigue strength under superimposed stress waves that makes the thermal fatigue to low cycle fatigue on which letting the high

cycle stress by gas pressure be compositely repeated. Thereafter, this problem has been continuously taken up as a theme for research of this Association, and technicians of the companies concerned have cooperated in tackling this research. In this way, we could establish a more remarkably advanced estimation method than in the past, for the strength of the walls around the combustion chamber which had been treated as the most difficult problem before, but not it is possible to give the reasonable guide applicable to the design.

This report is composed of five chapters in all. Chapter 2 deals with the research on the fatigue strength under superimposed stress wave in the case of various conditions changed regarding to the materials; Chapter 3, the research on the thermal fatigue strength and high temperature strength of the materials; Chapter 4, the research on the corrosion fatigue; and Chapter 5, the application to the strength design for the construction of combustion chambers of diesel engines. These were collected compositely in this report from the results achieved during the three years of 1972 to 1974.

(1) Summary of Research on the Fatigue Strength  
under Superimposed Stress Waves

The stress state of wall materials of the combustion chambers of diesel engines varies with the operating condition of the ships, and it is impossible to carry out the fatigue test under the condition corresponding to the all cases of actual ship operating conditions. Therefore, we classified the stress states into a number of patterns and carried out the fatigue test of their modelled typical stress patterns, and established a fatigue strength estimation method having more universality capable to explain that test results. And, this method was applied to the strength estimation of the actual engine in various stress states. Namely, as for the repeat wave, three kinds of superimposed stress waves combined the sine wave on sine wave, the sine wave on the rectangular wave, and the sine wave on the triangular wave, were adopted as the basic stress patterns. Further, eight kinds of stress patterns with addition of the stress varied, such as for the load variation due to the start and stop in ports and oceangoing, and during turbo-charger cleaning for the actual engines were established, and thereby the fatigue tests were carried out.

On the other hand, experiments were done under the repeated load of tension and compression and of plane bending for the materials of  $\frac{1}{2}$  Mo cast steel, Cr-Mo cast steel, ordinary cast steel

and cast iron on the temperature conditions of four kinds, at the normal temperature, 300°C, 400°C and 500°C.

To estimate the fatigue life with the use of the above fatigue test results of the superimposed stress waves, we applied an appropriate counting method of the stress hysteresis on service load and the estimation method for the mean stress, and adjusted the test results by adopting the modified Miner's law. As a result, it was confirmed that the estimated life and the life by tests have a good correlation each other, keeping a good applicability as the life estimation method. It is a new idea for estimation of the fatigue life by the use of the results of the fatigue test under superimposed stress waves, and it is epochal, as compared with the existing method, in the point that the thermal fatigue strength and high cycle fatigue strength can be considered at the same time.

## (2) Summary of Research on the Thermal Fatigue and the High Temperature Strength

In studying the strength of the combustion chamber walls of diesel engines, the high temperature strength becomes a problem. Among the problems, this Chapter deals with the following items:

- 1 Study of the thermal fatigue strength estimation method by thermal fatigue strength coefficient and of the practical use of the perlitic spheroidal graphite cast iron for the cylinder cover
- 2 Effect of the creep on the thermal fatigue strength (FCD45, Cr Mo cast steel)
- 3 High temperature characteristics of SCM3 material for the piston crown.
- 4 Effect of the heat transmission condition on the burned off damage of exhaust valves.

As for the estimation method of the thermal fatigue strength of cast iron materials, the adequate method has not been established yet. Especially, the cast iron materials (FC25, FCD45, FCD55 and FCD70) are complicated in their nature, and when they are used for the actual engines, the strength is sometimes different from the strength of the thermal fatigue test by test pieces. Therefore, we introduced the "thermal fatigue strength coefficient  $L_{th}$ " by taking into consideration the heat transmission rate, Young's modulus, heat expansion coefficient and other physical constant, in addition to the thermal fatigue strength of materials. From the results of the low cycle fatigue test and gas heating type thermal fatigue test by the use of the above coefficient, we confirmed the above-mentioned proposal is correct as a method to

estimate the quality of the materials. Based on this method, it was found that the perlitic spheroidal graphite cast iron has higher strength than the conventional ferrite spheroidal graphite cast iron as the material of a cylinder cover, and having strength not inferior to the ordinary cast steel. On the basis of these results, cylinder covers for the actual engines were manufactured for the tests with the perlitic spheroidal graphite cast iron which had not been used before, and the tests on the actual ship were carried out. As a result, it was proved that the above material can be utilized as more practical material from the viewpoints of cost reduction due to higher strength.

In general, under such high temperature environment, it is necessary to take into consideration the effect of the creep in addition to the estimation of the fatigue life with the idea of the fatigue strength under superimposed stress wave. For such reason, we carried out various tests of the fatigue in high temperature, the creep tests in steady and variable conditions, and also the tests of relaxation. As a result, we could obtain the data contributing to estimate the strength for the heated surface of the walls of the combustion chambers of diesel engines under the same condition of the actual running.

As regards the effect of the condition of heat transmission on the burn off damage of exhaust valves, the blowout of the

exhaust valves have a grave effect on the period extension of the overhaul inspection of diesel engines. For this problem, it is necessary to make a thermal study of the characteristics of heat transmission in the process of the combustion gas blowing off on the surface of the exhaust valve seat, and occurring and advancing of the burn off damage. For this purpose, with the use of a single cylindrical experimental engine, we carried out the actual measurement of temperatures of the exhaust valves with a groove, the calculation of the mean temperature variation and the instantaneous temperature variation, the calculation of heat transmission with gas flow through a narrow clearance, and the observation of the flow with use of interferometer. As a result, we proposed a method to estimate the temperature rise by the blowoff of gas through exhaust valves of engines in general.

It can be said that a further technological advancement has been achieved for prevention of the burn off damage of the exhaust valves, together with the results from the tests of the engine with blowout exhaust valves which were carried out by the SR 137 Research Committee.

### (3) Summary of Research on the Corrosion Fatigue Strength

From the actual trouble of engine parts in the past and the results of researches hitherto carried out, it has gradually become clear that in studying the strength estimation method for the walls of the combustion chambers of diesel engines, the corrosion fatigue of the fresh water cooling surface should also be taken into consideration in addition to the creep, thermal fatigue and fatigue strength under superimposed stress waves which have been studied ever. However, the research on the corrosion fatigue strength of the heated walls accompanied with boiling or the walls contacted with the high temperature water have scarcely been carried out, so that the practical data available for the strength estimation of wall parts of the combustion chambers have been almost nothing until now.

Therefore, in 1973 and 1974, the Research Committee carried out the corrosion fatigue test by modelling the corrosion environment of the fresh water cooling surface. Namely, with the use of the typical cast steel SC42 materials for the walls of combustion chambers,  $\frac{1}{2}$  Mo cast steel, Cr-Mo cast steel and cast iron, we carried out the boiling corrosion fatigue tests and also the corrosion fatigue tests wetted with the hot water of 73°-90°C, and further investigated the effect of the corrosion fatigue prevention in the case of corrosion by adding the emulsive oily or nitrous acid inhibitors in the water. As a result of the above

experiments, a number of useful knowledge were acquired on the strength estimation of the wall materials of a combustion chamber, as listed below:

- 1 The decrease of the fatigue strength due to the boiling corrosion is considerably remarkable, and at that time considerably many corrosion pits are found.
- 2 The corrosion fatigue strength with the hot water is affected greatly by the repeated speed of alternate stress, and is decreased to about a half of the strength of  $10^7$  repeated in the atmosphere at the number of revolutions equal to the actual engine.
- 3 If the nitrous acid inhibitor with a proper quantity is added, it is effective for prevention of the corrosion fatigue, and in such fatigue test, it shows the fatigue strength with an almost equal value to that in the atmosphere.

However, as regards the corrosion fatigue of the fresh water cooling surface of the walls of combustion chambers, there are still many unknown factors, with many problems remaining yet for the future to elucidate the strength in the complicated corrosion environment of the actual engines. For example, as for the estimation of the corrosion fatigue strength in the case of the fatigue under superimposed stress waves, and for the establishment of

the preventing technology for the corrosion fatigue by use of inhibitors, it was necessary to continue these researches and studies, and these researches were taken over at the SR 164 Research Committee.

(4) Summary of Research on the Design of the Wall  
Strength of Combustion Chambers of Diesel Engines

In the preceding chapters, we have described the results of researches carried out by the SR 136 Research Committee. The ultimate object is to utilize these results when we actually design the walls of the combustion chambers of diesel engines, as well as when we estimate the durability of the already designed engines. In this Chapter, therefore, we explained the matters to be of use as the guide, including some examples.

In the first place, we showed the general process in which the idea of the fatigue strength under superimposed stress waves was applied relating to the strength design for the walls of the combustion chambers of a diesel engines, and explained about the valuation of the research conducted by the SR 136 Research Committee of this time and also about the problem in the future. Especially, we made it clear that the research on the corrosion fatigue is an urgent problem in future. Further, we presented

a number of data regarding the coincidence of the strength by the test pieces and the strength of the parts in the actual engines.

Secondly, we stated the matters relating to the exhaust valve which was dealt with at the SR 136 Research Committee regarding the estimation of the temperature distribution, as well as the analysis of the working stress, both of which will become the problem at first in designing the walls of the combustion chambers of diesel engines. Furthermore, as the relative matters which were already undertaken by the SR 100 and SR 113 Research Committee, the temperature and stress measurement relating to the piston, cylinder liner and cylinder cover, and also their analytical studies are listed up here for reference. Thus, it has become possible to carry out the analysis of the thermal stress and also of the mechanical stress in the walls of the combustion chambers of diesel engines which are very complicated in form. Based on such analysis, the calculation of the fatigue life on the basis of the fatigue strength under superimposed stress waves has become possible, so that it can be said that a great progress has been made in achieving the design technology for the safety securance of reliability and durability on the engine parts.

The wall materials of the combustion chambers are in the three dimensional stress condition in general, however, in many cases, the fatigue test is carried out in single dimentional stress

condition. Therefore, when the data are used, the three dimensional stress should be converted into the equivalent single dimensional stress. In this report, the conversion method was stated at first.

On the other hand, the stress value working on the materials is obtained from the stress measurement by the strain gauge as the case may be, but in general, the elastic analysis by the FEM is used to be done. Whereas, the thermal stress by the results of the above analysis is considerably high, and when the stress concentration rate due to the casting defects is taken into account, the maximum stress exceeds the yield point locally in some cases. Therefore, for the more rational estimation of the fatigue life, it is necessary to use the results of the fatigue test by converting into the stress condition considered the effect of the plastic flow. In this report, we adopted the method to estimate the stress condition considering the plastic flow from the elastic stress calculated by the use of the Neuber's approximate formula.

We explained in detail the estimation method for the fatigue life based on the knowledge of the fatigue strength under superimposed stress waves obtained in Chapter 2, and analyzed the examples of the cracks occurred in the actual engines, and then estimated their fatigue life.. As a result, we have confirmed the usefulness of the fatigue life estimation method being proposed in this composite report of the SR 136 Research Committee.

# 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

## 目 次

第1章 総 論 .....	1
第2章 重畠疲労強度 .....	4
2.1 本章の目的 .....	4
2.2 実働波形のモデル化について .....	4
2.3 実験方法 .....	5
2.4 実験結果の整理方法 .....	7
2.5 実験結果による検討 .....	9
2.6 本章のまとめ .....	10
第3章 热疲労および高温強度 .....	17
3.1 本章の目的 .....	17
3.2 シリンダカバー材の热疲労強度評価 .....	17
3.2.1 はじめに .....	17
3.2.2 热疲労強度係数 $L_{th}$ .....	17
3.2.3 供試材料 .....	19
3.2.4 低サイクル疲労強度 .....	20
3.2.5 ガス加熱型热疲労試験 .....	20
3.2.6 鋳鉄系材料の热疲労強度評価 .....	21
3.2.7 パーライト系ノジュラ鋳鉄シリンダカバーの試作 .....	21
3.2.8 供試カバーの実船試験 .....	23
3.2.9 まとめ .....	23
3.3 触火面部材 (FCD45, Cr-Mo鋳鋼) の破損に及ぼすクリープの影響 .....	32
3.3.1 はじめに .....	32
3.3.2 試験装置および試験方法 .....	33
3.3.3 試験結果 .....	34
3.3.4 まとめ .....	40
3.4 ピストン用 SCM3 材の高温特性 .....	52
3.4.1 はじめに .....	52
3.4.2 供試材および実験方法 .....	52
3.4.3 実験結果 .....	53
3.4.4 まとめ .....	53
3.5 排気弁の焼損に及ぼす伝熱条件の影響 .....	55
3.5.1 溝付き弁の温度測定実験 .....	55
3.5.2 吹きぬけ排気弁の時間平均温度分布の計算 .....	56

3.5.3 細隙部表面の瞬間温度変化	58
3.5.4 実験と計算結果の比較	59
3.5.5 まとめ	60
3.6 本章の総括	67
第4章 清水腐食疲労強度（基礎試験）	68
4.1 本章の目的	68
4.2 ポイリング腐食疲労強度	68
4.2.1 はじめに	68
4.2.2 供試材および試験片	68
4.2.3 ポイリング低サイクル疲労試験	69
4.2.4 ポイリング高サイクル疲労試験	70
4.2.5 まとめ	72
4.3 平面曲げ腐食疲労	82
4.3.1 はじめに	82
4.3.2 供試材および実験方法	82
4.3.3 実験結果	83
4.3.4 まとめ	83
4.4 回転曲げ腐食疲労	84
4.4.1 はじめに	84
4.4.2 実験方法	84
4.4.3 溫水中腐食疲労試験結果	85
4.4.4 インヒビタの腐食疲労防止効果について	85
4.4.5 インヒビタの途中添加について	86
4.4.6 まとめ	86
4.5 本章の総括	92
第5章 ディーゼル機関燃焼室壁強度の設計	93
5.1 本章の目的	93
5.2 燃焼室壁の耐疲労強度設計と今後の問題点	93
5.3 温度および応力解析	95
5.4 実作用応力の換算	97
5.5 疲労寿命推定法	101
5.6 腐食疲労強度	105
5.7 本章の総括	106
参考文献	107

# 第1章 総論

船用ディーゼル機関としては、最近とくにその信頼性、耐久性が重要視されているが、それにはまず、燃焼室周辺の部材の耐久性が問題である。しかして、この部材の強度に関しては、燃焼室壁の温度勾配に基く熱応力が発生し、機関の運転停止によってこれが繰返されることによる熱疲労強度と、ガス圧の繰返しに基く機械的応力による疲労強度とを考慮する必要があり、従来は、この二つに対し、平均応力を一定とした材料の疲労試験結果を用い、それぞれの安全性を判定していたが、それだけでは不十分であることが判り、本協会の第100研究部会（昭和41年度）において、この部材の応力に対し、熱疲労を低サイクル疲労とし、その上にガス圧による高周波の応力を重畠させる重畠疲労と見做す考え方を導入し、使用材料の重畠疲労強度を用い各部材の安全性ならびに寿命を判定することが合理的であることに着目した。その後、引続いてこの問題は本協会の研究課題として取り上げられ、各関係会社の技術者が協同してこの研究に取組み、従来最も難しい問題とされていた燃焼室周辺の強度に関して、従来よりも格段に進歩した評価法を確立し、それを設計に適用する指針を与えるに至った。

本報告書は全5章よりなっており、第2章において、材料に対し種々条件を変えた場合の重畠疲労の研究、第3章において、材料の熱疲労強度および高温強度の研究、第4章において、腐食疲労の研究、第5章において、ディーゼル機関燃焼室の強度設計への適用を述べている。これらは昭和47～49年度の3年間の成果を取りまとめたものである。

## (1) 重畠疲労の研究の概要

ディーゼル機関の燃焼室壁部材の応力状態は船舶の運航状況によって、さまざまであり、そのすべての場合に合致する条件で疲労試験をすることは不可能であるので、応力状態をいくつかのパターンに分類し、これをモデル化した代表的応力パターンについて疲労試験を行い、その実験結果を説明しうるより普遍性のある疲労強度評価法を確立し、これを多様な応力状態にある実機に対する強度評価に適用することとした。すなわち、重畠波として、正弦波に正弦波、矩形波に正弦波、さらに三角波に正弦波を組合せた3種類の重畠波形を基本的応力パターンとして採用し、さらに、実機の港内、外洋航行にともなり発停、ターボチャージャクリーニング中の負荷変動などの応力変動パターンを加えた8種類の応力パターンを設定し、疲労試験を行った。

一方、温度条件として、常温、300°C、400°C、500°Cの4種類、材料は $\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼、Cr-Mo鉄鋼、普通鉄鋼および鉄鉄について、引張圧縮と平面曲げの荷重状態で実験を行った。

以上の重畠波形の疲労試験結果を用い、疲労寿命を推定するため、適切な応力頻度読み取り法、平均応力の評価法を適用し、さらに修正マイナー則を採用して実験結果を整理した。この結果、推定寿命と実験寿命とはよい相關性を有し、寿命推定法として実用性のあることを確認した。これは、重畠疲労試験結果を用い疲労寿命を推定する新しい考え方であり、従来の方法と比較して、熱疲労強度と高サイクル疲労強度とを同時に考慮できる点で画期的なものである。

## (2) 热疲労および高温強度の研究の概要

ディーゼル機関燃焼室壁の触火面強度を検討する場合には、高温強度が問題となる。ここでは、これらの問題の中、つきの項目を取扱った。

- 1) 热疲労強度係数による热疲労強度評価法とバーライト系球状黒鉛鉄シリンダカバー実用化の検討
- 2) 热疲労強度に及ぼすクリープの影響 (FCD 45, Cr Mo鉄鋼)
- 3) ピストン用 SCM 3 材の高温特性

#### 4) 排気弁の焼損に及ぼす伝熱条件の影響

鉄系材料の熱疲労強度の評価法については、従来適確な方法が確立されていなかった。とくにディーゼル機関燃焼室壁に使用されている鉄系材料（FC25, FCD45, FCD55, FCD70）は性質が複雑で、実際機関に使用した場合、熱疲労試験の時と強度が異なる場合がある。そのため、材料の熱疲労強度のほかに、熱伝導率、ヤング率、熱膨張係数その他の物理定数を考慮に入れた「熱疲労強度係数  $L_{th}$ 」を導いた。これを用い、低サイクル疲労試験とガス加熱型熱疲労試験の結果から、上記提案が材質評価の方法として正しいことを確認した。これに基き、シリンドカバー材として、パーライト系球状黒鉛鉄は、従来のフェライト系球状黒鉛鉄より強度が高く、普通鉄鋼に劣らぬ強度をもつことが判明した。これらの結果に基いて、従来使用されていなかったパーライト系球状黒鉛鉄で実機シリンドカバーを試作し、実船試験を行った。その結果、高い強度とコスト低減の上から、きわめて実用性の高いことが証明された。

一般にかかる高温環境下においては、重疊疲労の考え方で疲労寿命を推定するほかに、クリープの影響を考慮する必要があることが考えられる。このため、保持時間を持った高温疲労、定常および変動クリープ、リラクセーションの諸試験を行った。その結果、ディーゼル機関燃焼室壁の触火面の実働条件下の強度推定に資するデータを得ることができた。

排気弁の焼損に及ぼす伝熱条件の影響に関しては、排気弁の吹き抜けがディーゼル機関解放点検の期間延長に対して重大な影響をもっている。この問題に対して、排気弁シート面を燃焼ガスが吹き抜け、焼損が発生、進行して行く過程での熱的な伝熱特性を検討する必要がある。このために単筒実験機関を使用して、溝付き排気弁の温度実測、吹き抜け排気弁の時間平均温度変化計算及び瞬間温度変化計算、細流流れの伝熱計算及び干渉計による流れの観察を行った。この結果、一般の機関の吹き抜け排気弁の温度上昇を推定する方法を提案した。

第137研究部会で実施された排気弁吹き抜けのエンジン試験の結果と合せ、排気弁の焼損防止のため、一段の技術的前進を達成したものといえる。

#### (3) 腐食疲労強度の研究の概要

ディーゼル機関燃焼室壁部材の強度評価法を検討するに際して、従来から研究されてきた、クリープ、熱疲労、重疊疲労などに加えて、清水冷却面の腐食疲労をも考慮しなければならないことが、これまでの事故実績や研究成果から次第に明らかになってきた。しかし沸騰伝熱部や高温水中の腐食疲労強度に関する研究はほとんど行われておらず、燃焼室壁材の強度評価に適用できる実用データなどはこれまで皆無に近い状態であった。

そこで本研究部会では、昭和48、49年度に清水冷却面の腐食環境を模した腐食疲労試験を実施した。すなわち、燃焼室壁材として代表的なSC42材、 $\frac{1}{2}Mo$ 鉄、Cr-Mo鉄を用いて、ボイリング腐食疲労試験並びに73~90°C温水腐食疲労試験を行い、さらに、水中に乳化油系及び亜硝酸系インヒビタを添加して防食した場合の腐食疲労防止効果をも調べた。以上の実験の結果、つぎに掲げる燃焼室壁材の強度評価に有益ないつかの知見を得た。

- ① ボイリング腐食による疲労強度の低下はかなり著しく、腐食ピットがかなり多いこと
- ② 温水腐食疲労強度は応力繰返し速度の影響を強く受け、実機機関と等しい回転数では大気中の $10^7$ 回強度の約半分に低下すること
- ③ 亜硝酸塩系インヒビタを適量添加すれば腐食疲労の防止に有効であり、かかる疲労試験では大気中とほぼ等しい値の疲労強度を示すこと

しかし、燃焼室壁清水冷却面の腐食疲労に関しては、なお未知の要因が多く、実機の複雑な腐食環境における強度を解明するには、今後になお多くの問題点を残している。例えば、重疊応力が作用した場合の腐食疲労強度

の評価や、インヒビタによる腐食疲労防止技術の確立などについて、引き続き研究を進める必要があり、これらの研究は第164研究部会において引継がれている。

#### (4) ディーゼル機関燃焼室壁強度の設計についての研究概要

前項までに、第136研究部会で実施した研究成果について述べたが、これらの成果を実際にディーゼル機関燃焼室壁を設計するときならびに、既に設計された機関の耐久性を評価するときに活用することが終局の目的であって、ここではその指針となる事項を例題を含めて解説した。

まず、ディーゼル機関燃焼室壁の強度設計に関する重複疲労の考え方を適用した一般的な過程を示して、今回の第136研究部会で行われた研究の位置づけおよび今後の問題点について解説した。とくに今後の問題点として腐食疲労に関する研究が急務であることを明らかにした。なお、試験片強度と実機強度の対応例について若干の資料を提供した。

次に、ディーゼル機関燃焼室壁の設計にあたり、最初に問題となる温度分布の推定ならびに作用応力の解析について、第136研究部会で取扱った排気弁に関する事項を述べ、さらに、第100、113研究部会で実施ずみの関係事項として、ピストン、シリンダライナ、シリンダカバーに関する温度および応力の計測、その解析研究についてリストアップして参考に供した。かくて、形状の複雑なディーゼル機関燃焼室壁における熱応力、機械的応力の解析も可能となり、これを基に重複疲労に対する疲労寿命の算定が行われ得るようになり、安全性確保の設計技術の達成に大きく前進し得られたものといえる。

燃焼室壁部材は一般に三軸応力状態であるが、疲労試験は単軸状態で行っている場合が多い。このため、資料を使うためには三軸応力を等価単軸応力に変換しなければならない。ここではまず変換方法について述べた。

一方、部材に作用する応力値は、歪ゲージによる応力測定から求めることもあるが、一般にはFEMによる弾性解析が行われている。しかるに、解析結果による熱応力はかなり高く、部材の鋳造欠陥による応力集中率を考えると局部的に最大応力は降伏点をこえる場合もある。したがって、より合理的に疲労寿命推定するためには、塑性流動を考慮した応力状態に変換して疲労試験結果を使う必要がある。ここでは、Neuberの近似式を用いて、計算した弾性応力から塑性流動を考えた応力状態を推定する方法を採用した。

(1)重複疲労の研究で得られた重複波形に関する知見をもとに疲労寿命推定法を詳述し、実機で折損事故を起した例を解析し、寿命推定した結果、本第136研究部会総合報告書で提案している寿命推定法の有用性を確認した。

## 第2章 重畠疲労強度

### 2.1 本章の目的

ディーゼル機関燃焼室壁部材は機関の発停によって生ずる熱応力（低周波成分）と燃焼ガス圧の繰返しとともに機械的応力（高周波成分）が重畠して作用する。この種波形は重畠波形と呼ばれているものであり、従来の両振り、片振り疲労強度よりもかなり強度の低下が生じ、設計に際してはこの点に充分留意し、強度の評価をしなければならない。

熱応力に重畠する機械的応力の繰返し数は機関の運転状態や船舶の航路によっても変化するが、港内発停を除けば $10^5 \sim 10^7$ のオーダであり、熱応力自体も機関の始動、停止、稼動中の負荷変動によっても応力値、波形が変化する。しかし、実験的には実機の応力状態そのままで実験を行うことは困難であり、ある程度モデル化して考えざるを得ない。

1)～3)  
本報告は昭和47～49年度研究で実施した i) 応力波形、ii) 重畠山数、iii) 温度の各因子が重畠疲労強度に及ぼす影響に関する実験結果を、実機部材の疲労寿命推定の観点から整理したものであり、工学的にみたとき、部材の寿命推定に用いることができる方法について述べることにする。各実験結果の詳細については各年度報告書 1)～3) を参照していただければ幸である。

### 2.2 実働波形のモデル化について

実機の応力状態は各機関によって、かなり差異があり、かつ複雑であるが、強度判定や寿命推定基準を作成するに際して、実験的にはかなりモデル化した波形で実験せざるを得ない。また、モデル化することによってどの応力が疲労強度に大きく寄与するかも解り易い。

従来、疲労強度の判定は、主として Fig. 2.1(a)に示す両振り正弦波及び一定平均応力を有する正弦波の疲労試験より求めていた。しかるに、実機熱応力は運転状態によってかなり変化すること及びガス圧の変化による機械的応力が熱応力に重畠して作用することを考えると、Fig. 2.1, Fig. 2.2 に示す波形について材料の疲労強度がどの程度影響を受けるかを確認しておく必要があるとともに、Fig. 2.1(a)の波形を基準にして、Fig. 2.2 の各種波形での疲労寿命推定法を確立すれば、実機の寿命推定に適用することができ、実機強度の寿命保証ができることになる。

Fig. 2.1 の各種波形は、低周波成分である熱応力の波形をモデル化したものである。一方 Fig. 2.2 は熱応力と機械的応力が重畠した波形をモデル化したものであり、h) に示す波形が、機関の港内発停、ターボチャージ・クリーニング、外洋航行時等をモデル化したものである。この波形はかなり複雑であり、疲労試験にも長時間を要することなどを考えると、さらに簡単な波形により多くの資料を得て相互比較を行い、相関性を求めることも実験の効率化、ひいては強度判定基準を早期に確立する上にも重要なことと考えられる。

上記観点に立って、本研究では、Fig. 2.2 に示す各種モデルパターンを考え、実験を行った。(a)～(c)の波形は比較的簡単に実験できるものであるが、とりわけ (a) は容易に資料を得ることができる。しかしこの波形は熱応力と機械的応力の重畠効果を把握するに便利であるが、実機応力状態からはいくぶんへだたっている。これに対し、(d), (e) の波形は (a)～(c) と (h) の中間的なものである。(f) の波形は機関の外洋航行と港内発停をモデル化したものであり、(g) は外洋航行中のターボチャージ・クリーニングをモデル化したものである。(h) は (f) と (g) を組合せた波形に相当する。

本研究では、(a)～(c)の波形で多くの資料を得、寿命推定の考え方を求め、(d)～(h)の波形にも適用し、その妥当性について検討した。

## 2.3 実験方法

実験に供した材料は5種の鋳鋼と1種類の鋳鉄であり、これらは実機ピストンクラウン、シリンダカバーなどに使われている材料である。化学成分、機械的性質をTable 2.1, 2.2に示す。

Table 2.1 Chemical Composition of Material (%)

Material	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Mg	Al
Cr-Mo Cast steel (1)	0.28	0.44	0.69	0.009	0.005	0.95	0.26	—	—
Cr-Mo Cast steel (2)	0.23	0.30	0.74	0.017	0.016	1.09	0.30	—	—
Cr-Mo Cast steel (3)	0.17	0.45	0.73	0.016	0.008	0.73	0.47	—	—
½ Mo Cast steel	0.10	0.63	0.66	0.008	0.006	—	0.51	—	0.011
Cast steel (SC42)	0.19	0.32	0.78	0.012	0.015	—	—	—	—
Nodular Cast iron (FCD45)	3.71	2.40	0.62	0.012	0.012	—	—	0.061	—

Table 2.2 Mechanical Property of Material

Material	Yield strength $\sigma_Y \text{ Kg/mm}^2$	Tensile strength $\sigma_B \text{ Kg/mm}^2$	True fracture strength $\sigma_T \text{ Kg/mm}^2$	Elongation $\delta$ (%)	Reduction of area $\varphi$ (%)	Remark
Cr-Mo Cast steel (1)	36.5	67.9	—	2.5	4.5	Room temp.
	21.6	51.5	—	15.6	33.6	300°C
Cr-Mo Cast steel (2)	36.7	56	—	30.0	61.0	Room temp.
	34.0	52.0	—	18.0	62.0	300°C
Cr-Mo Cast steel (3)	37.0	53.4	109	25.9	67.3	Room temp.
½ Mo Cast steel	34.6	49.1	119	38.3	74.9	Room temp.
	28.0	48.7	108	28.8	69.6	300°C
	21.6	39.8	90.7	32.9	77.8	500°C
Cast steel (SC42)	16.7	41.3	73.3	39.8	56.1	Room temp.
	14.4	35.5	60.7	39.6	61.2	400°C
Nodular Cast iron (FCD45)	27.7	44.9	55.3	23.3	22.4	Room temp.
	20.8	33.4	35.8	7.4	7.1	400°C

Fig. 2.3 に試験片形状、寸法を示す。(a)は小型平面曲げ試験片であり、シェンク式平面曲げ疲労試験(±2 Kg-m)によって実験を行った。

(b)は大型平面曲げ疲労試験片であり、電気油圧サーボ方式による四点曲げ疲労試験を行った。(c)～(e)は軸荷重試験片であり、電気油圧サーボ疲労試験機(±10 ton)を用いた。なお、(c)～(e)の試験片形状が若干異なるのは、チャック部の相異および高温の実験で加熱方式の違いによるものであるが、負荷はすべて定荷重で行った。

Table 2.3 Experimental Condition

No.	Pattern	n	Load	Temperature	Test piece	Material
1	[ A ]	30,100	Plane bend.	Room temp.	[ 1 ]	Cr-Mo Cast steel (1)
2		30,100	"	"	[ 2 ]	
3		100	"	300°C	[ 1 ]	
4		30,100	Axial	Room temp.	[ 3 ]	
5		100	"	300°C	[ 4 ]	
6		10 <sup>3</sup>	"	"	"	Cr-Mo Cast steel (2)
7		10 <sup>4</sup>	Plane bend.	"	[ 1 ]	
8		200,668,4,000	Axial	Room temp.	[ 5 ]	½Mo Cast steel Cast steel (SC42)
9		200	"	"	"	
10		"	"	400°C	"	
11		"	"	Room temp.	"	Nodular Cast iron (FCD45)
12		"	"	400°C	"	
13	[ B ]	"	"	Room temp.	"	½Mo
14	[ C ]	"	"	"	"	Cast steel
15		240	"	"	"	Cr-Mo Cast steel (3)
16	[ D ]	10 <sup>2</sup> ,10 <sup>3</sup>	Plane bend.	"	[ 2 ]	Cr-Mo
17		10 <sup>2</sup>	Axial	"	[ 3 ]	Cast steel
18		"	"	300°C	[ 4 ]	(1)
19		10 <sup>3</sup>	"	"	"	Cr-Mo Cast steel (2)
20	[ E ]	120,192,288,570, 2,880 5.76×10 <sup>3</sup> , 1.44×10 <sup>4</sup> , 8.64×10 <sup>4</sup>	"	Room temp.	[ 5 ]	Cr-Mo Cast steel (3)
21	[ F ]	n <sub>1</sub> =180,200 n <sub>2</sub> =20	"	"	"	
22	[ G ]	n <sub>1</sub> =20,60,85,90 n <sub>2</sub> =20,22,80,160 n <sub>3</sub> =20,60,85,90	"	"	"	
23	[ H ]	n <sub>1</sub> =80,240,10 <sup>3</sup> ,10 <sup>4</sup> n <sub>2</sub> =10,20,60 n <sub>3</sub> =80,240,10 <sup>3</sup> ,10 <sup>4</sup> n <sub>4</sub> =10,20,60	"	"	"	

n : Number of secondary stress cycles in a primary stress cycle shown in Fig. 2.2

Table 2.3 に重複波形の実験条件を示す。波形、材料、負荷方式、温度条件、試験片形状等の組合せである。全体で23系列の実験を行った。なお、nは二次波の重複山数である（後述）。

## 2.4 実験結果の整理方法

実験結果の整理方法は種々提案されているが、それぞれ一長一短があり、すべての波形を統一的に十分に説明しえる方法はないようである。ここでは工学的な立場からできるだけ単純な仮定のもとに疲労損傷を評価し、実験データからこの仮定を検討し、疲労寿命推定の指針を得ることとした。

実験結果を整理する過程で必要となることからについて以下に説明する。Fig. 2.2 の重複波形において、低周波成分を一次波と呼び、この繰返し速度および応力振幅を  $f_1, \sigma_1$  とし、高周波成分を二次波と呼び、それそれぞれ  $f_2, \sigma_2$  とする。応力比  $m$  を次式で定める。

$$m = \sigma_2 / (\sigma_1 + \sigma_2) \quad (2.1)$$

一次波に重複している山数nは一般に次式で計算できる。

$$n = f_2 / f_1 \quad (2.2)$$

Fig. 2.2 (a)～(c)のように対称な波形では(2.2)式は解りやすいが、(d)～(h)の波形においては、nは変化する一次波に重複している二次波の数である。

寿命推定に際して、基準となる S-N線図は、Fig. 2.1 (a)に示す両振り正弦波による実験結果とし、S-N線図の表示は、応力Sと繰返し数Nに関して、片対数および両対数の二種類があるが、ここでは両対数表示とした。なお、片対数表示を使うこともある。両対数表示の場合はS-N線図は次式で表されるものとする。

$$N\sigma_a^{a(f)} = K(f) \quad (2.3)$$

ここで Nは繰返し寿命（本実験では破断寿命）

$\sigma_a$  は両振り応力振幅

$a(f), K(f)$  は実験定数（同一温度、試験片形状、材料負荷方式のもとでは繰返し速度fに依存することを示す）

疲労損傷の表示は、繰返し数比で表すことができるとして、ある区間（ここでは一次波1 cycle および Fig. 2.2 (d)～(h)の波形では単位区間）の疲労損傷Dは次式で表すことができる。

$$D = \sum \sigma_{ai}^{a(f)} \cdot n_i / K(f) \quad (2.4)$$

$n_i$  は両振り応力振幅  $\sigma_{ai}$  の頻度であり、低周波、高周波成分に対して、それぞれの  $a(f), K(f)$  を用いるのを原則とする。

一方、疲労寿命は、疲労損傷Dがある値Cとなった時であるとすると推定区間  $N_{es}$  は次式で計算できる。

$$\bar{N}_{es} = C / D, \quad (\text{一般に } C = 1.0) \quad (2.5)$$

なお、Dの計算に際して S-N線図は疲労限以下まで直線で延長して疲労限以下の応力を評価する（一般に修正マイナーリー則と呼ばれている）。

上記、基礎的ことがらをふまえ、次に示す3種の整理方法によって実験結果を整理した。

### (1) 等価繰返し数法<sup>4)</sup>

この方法は、重複波形の一次波1 cycle（単位区間）に重複している二次波の影響を考慮し、応力振幅が  $(\sigma_1 + \sigma_2)$  で、両振り正弦波の  $1/\alpha$  cycle として等価な繰返し数に変換して考える方法である。すなわち Fig. 2.4 に示すように、寿命比  $\alpha$  を横軸に対数目盛でとり、応力比  $m$  を縦軸に真数目盛でとる。なお、 $\alpha$  は次式で定義する。

$$\alpha = \bar{N} / N \quad (2.6)$$

ここで  $\bar{N}$  は重複波形下の寿命

$N$  は応力振幅が  $(\sigma_1 + \sigma_2)$  の両振り正弦波単独の寿命

$m = 0$  の場合は、(2.1)式より、 $\sigma_2 = 0$  であり、一次波単独の繰返しとなる故に、(2.6)式から、 $\alpha = 1$  である。すなわち Fig. 2.4 の A 点が決まる。一方、 $m = 1.0$  の場合は  $\sigma_1 = 0$  であり、二次波単独の繰返しとなり、重複山数が  $n$  であるから、一次波の一回繰返される間に  $(\sigma_1 + \sigma_2)$  の応力が  $n$  回繰返されることになり、一次波 1 回の疲労損傷と比較すると  $n$  倍の損傷となると考えれば、寿命比  $\alpha$  は  $1/n$  となる。すなわち Fig. 2.4 の B 点が決まる。 $0 < m < 1.0$  の間はいわゆる重複疲労であるが、この間の  $m$  と  $\alpha$  の関係は、A, B 点を直線で結んだ線で表すことができるとする。繰返し速度によって疲労寿命が著しくかわる場合には、寿命の低下分だけ A 点を A' 点に移し図中の二点鎖線で考えることにする。この線図の物理的意味はとくにないが、重複山数がわかれれば線図を簡単に作ることができ、 $m$  に対する  $\alpha$  が容易に求まり、便利である。

$\alpha$  が求まると一次式 1 cycle の疲労損傷  $D$  は(2.4)式と同様にして、次式で求まる。

$$D = (\sigma_1 + \sigma_2)^{\alpha(f)} / \{ \alpha \cdot K(f) \} \quad (2.7)$$

$D$  が求まれば(2.5)式により推定寿命  $\bar{N}_{es}$  が計算できる。

本実験結果を使って推定寿命  $\bar{N}_{es}$  と実験寿命  $\bar{N}$  との相関性について後で検討する。

### (2) 平均応力を修正する方法—(1)

(2.4)式により疲労損傷を計算する場合、 $\sigma_{ai}$  は両振り応力振幅であるゆえに、重複波形に適用する場合は、平均応力の評価を行ってその効果を両振り応力振幅へ換算する必要がある。すなわち、Fig. 2.5 にその一例を示すように、重複波形をレンジ・ペア・ミーン法(全波法)<sup>5)</sup>で読み取ると、各応力振幅  $\sigma_{ai}$  と平均応力  $\sigma_{mi}$  が求まる。ここで平均応力の効果は、次式で両振り応力振幅に換算できるものとする(修正グッドマンの方法)。

$$\sigma_{ti} = \sigma_{ai} / (1 - |\sigma_{mi}| / \sigma_B) \quad (2.8)$$

ここで  $\sigma_B$  は材料の抗張力

なお、 $\sigma_{mi}$  の絶対値記号は、平均応力の効果は、 $\sigma_m = 0$  を軸にして正、負対称に評価することを意味する。

(2.8)式で平均応力を評価した後、(2.4), (2.5)式を用いて、推定寿命  $\bar{N}_{es}$  が求まる。 $\bar{N}_{es}$  と  $\bar{N}$  の相関性については、後述する。

### (3) 平均応力を修正する方法—(2)

平均応力を評価する方法として、工学的に便利な方法として、山田<sup>6)</sup>は次式を提案している。

$$\sigma_{ti} = \sigma_{ai} + q \sigma_{ai}^{\gamma} \cdot \sigma_{mi} \quad (2.9)$$

ここで  $q$ ,  $\gamma$  は実験定数である。

$q$ ,  $\gamma$  の値として、どの程度の値をとるべきかについて現時点では明確でないが、Fig. 2.1(a), (c), (e)の実験結果を比較的よく説明した値として  $q = 0.4$ ,  $\gamma = 0$  を採用し、次式を用いることとする。

$$\sigma_{ti} = \sigma_{ai} + 0.4 |\sigma_{mi}| \quad (2.9')$$

(絶対値符号は平均応力の負の部分も正の部分と同等とすることを示す)

この方法による実験結果と推定結果の比較は後述する。

以上の 3 種類の方法の他にいくつかの方法が提案されているが、ここで述べるといいたずらに混乱を招くばかりであり、各方法の相互関係、物理的意味がさらに明確になった時点で検討することとし、ここでは工学的に便利であり、しかも大筋をはずれないことを考えて、上記 3 種の方法を用いて検討することにした。

## 2.5 実験結果による検討

### (1) 等価繰返し数法を使った場合

Fig. 2.6 に整理結果を示す。縦軸は実験寿命  $\bar{N}$  であり、横軸は推定寿命  $\bar{N}_{es}$  である。なお、この方法による検討は、両振り波形についてのみ行った。傾向的には  $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  であるが、かなりばらつきの範囲が大きく、下限は、はずれる結果が2点あるが  $\bar{N} = \frac{1}{5} \bar{N}_{es}$  であり、上限は  $\bar{N} = 50 \bar{N}_{es}$  である。さらに、全体としては、実験寿命は推定寿命より長くなる傾向を示す。これは、設計としては安全側の推定が多いことを意味している。

### (2) 平均応力を修正する方法—(1)を使った場合

Fig. 2.7～2.9 に整理結果を示す。Fig. 2.7 は Table 2.3 の № 1～7, 16～19 の実験系列の結果をとりまとめたものである。この場合もばらついてはいるが、 $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  とかなり良い相関性があり、結果の大部分は、 $\bar{N} = (\frac{1}{5} \sim 5) \bar{N}_{es}$  の範囲に入る。また波形(a)と(d)でとくに有意差は認めがたい。

Fig. 2.8 は、Table 2.3 の № 8～14 の実験系列の結果をとりまとめたものである。寿命の短い領域で推定寿命より実験寿命が長くなる傾向を示すが、 $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  と相関性があり、大部分は  $\bar{N} = (\frac{1}{5} \sim 5) \bar{N}_{es}$  の範囲に入る。

Fig. 2.9 は Table 2.3 の № 15, 20～23 の実験系列をとりまとめたものである。この場合はかなりばらつきが大きく、 $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  と強い相関性は認めがたいが、二、三の点を除けば下限は  $\bar{N} = \frac{1}{5} \bar{N}_{es}$  とみなすことができ、推定寿命より実験寿命が長くなる傾向であり、工学的には安全側の推定を与える傾向を示す。

### (3) 平均応力を修正する方法—(2)を使った場合

この整理は(2.9')式を用いるのであるが、 $r = 0$ ,  $q = 0.4$ とした根拠となった実験結果を、Fig. 2.10 (a), (b) に示す。(a) 図は基本波による結果であり、(b) は平均応力を有する矩形波の実験結果である。 $r = 0$ ,  $q = 0.4$ としたとき、結果は基本波 S-N と良い一致をみた。

Fig. 2.11～2.13 に重畠波形の整理結果を示す。Fig. 2.11 は Fig. 2.7 に示したと同一の実験結果を整理した結果であり、(2)の方法による場合よりも  $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  に対してさらに良い相関性を示し、ばらつきの幅も小さく、大部分の実験結果は、 $\bar{N} = (\frac{1}{3} \sim 3) \bar{N}_{es}$  の範囲に入る。

Fig. 2.12 は Fig. 2.8 と同一の実験結果を整理した結果であり、この場合も、(2)の方法よりも相関性は良く、ばらつきの幅も少なくなり、大部分が  $\bar{N} = (\frac{1}{3} \sim 3) \bar{N}_{es}$  の範囲となった。

Fig. 2.13 は Fig. 2.9 と同一の実験結果を整理した結果であり、 $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  との相関性は(2)の方法よりも良くなり、上限のばらつきの幅は、少なくなるが、下限の幅には大差がない結果となった。とくに波形(e)と(h)のもので短寿命となる場合があり、工学的にみたとき問題となる。

3種類の整理方法により、実験結果を整理し、 $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  に対する相関性を検討した。その結果、全体の実験結果が比較的よく整理できる方法としては、2.4(3)で述べた平均応力の評価法である。

(2.9)式において  $r$ ,  $q$  の値は実際には材料、波形、応力レベル等によって変化すると考えられるが、この点に関しては明確でなく、今後究明すべきである。しかし、ばらつきの幅をある程度認めれば十分に利用できる方法である。

2.4(1), (2)の方法は、ばらつきの幅が大きくなつたが、 $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  上に実験点がのる場合もかなりあり、(1)の方法は実験結果がない場合でも Fig. 2.4 の線図を求めることができ、推定結果も全体としては安全側が多い。一方(2)の方法は、材料による差を抗張力  $\sigma_B$  で組入れることができる点で特長があり、 $\bar{N} = \bar{N}_{es}$  との相関性も比較的良好である。

一方、ばらつきの幅が2.4(3)の方法では、 $\bar{N} = (\frac{1}{3} \sim 3) \bar{N}_{es}$ 、また2.4(2)の方法では  $\bar{N} = (\frac{1}{5} \sim 5) \bar{N}_{es}$  で

あることを寿命推定の点から考えれば、(2.5)式においてCの値として1/3～3又は1/5～5となることを意味する。

従って寿命推定では、(2.5)式のCの値としてこの点を考慮して適当な値をとればよい。一般的にC=1.0とすればよいが、とくに重要視する設計では(1)および(2)の方法ではC=0.2、(3)の方法ではC=0.3をとればよい。

## 2.6 本章のまとめ

燃焼室壁部材の重複疲労強度を把握するために、過去3か年にわたり、Cr-Mo 鋳鋼、普通鋳鋼、 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼、ノジュラ鋳鉄材を用い23種類の実験研究を行い、ⅰ) 応力波形、ⅱ) 重複回数、ⅲ) 温度等の因子が重複疲労強度に及ぼす影響に関してかなりの資料が蓄積された。これらの資料をもとに、燃焼室壁部材の疲労寿命推定法を提案した。工学的にみたとき、本方法は燃焼室壁部材の疲労寿命推定法に対し、材料の特性、周波数比、温度、波形などを体系化することにより、従来、不明であった燃焼室壁部材の疲労寿命は本方法を使えば推定が可能となつた。この方法のように、多くの実験条件、資料に対してその適用性を検討し、推定寿命と実験寿命の相関性もよく、実用しうる方法はこれまでにみられていません。

なお、腐食条件下での本方法の適用性及び鋳造欠陥の評価法等を究明し、ここで得られた寿命推定法を拡張してゆくのが、今後に残された課題である。

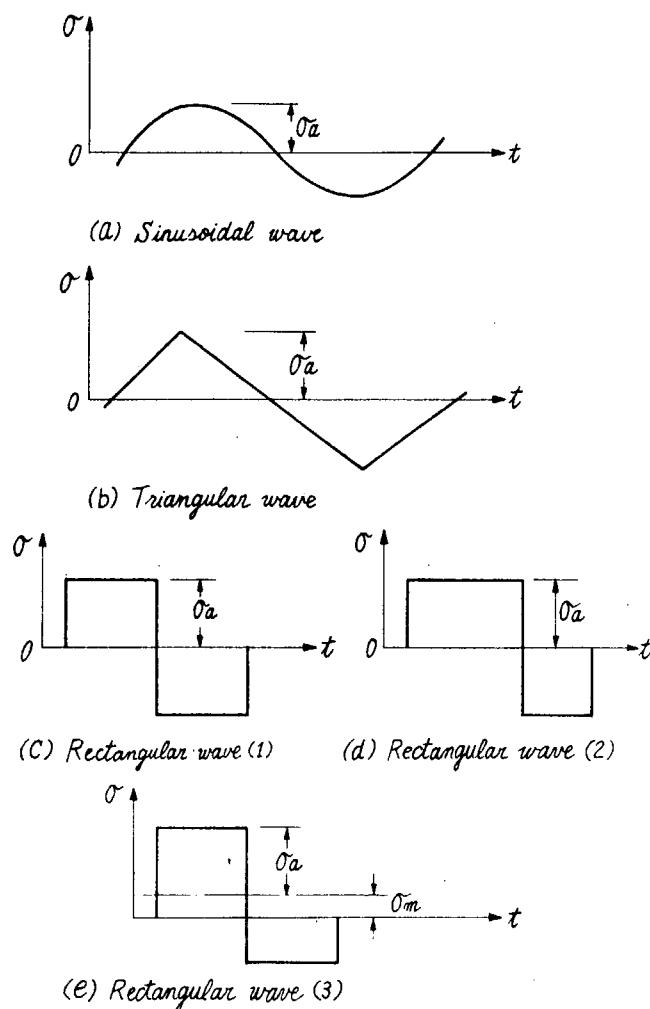


Fig. 2.1 Experimental Stress Wave

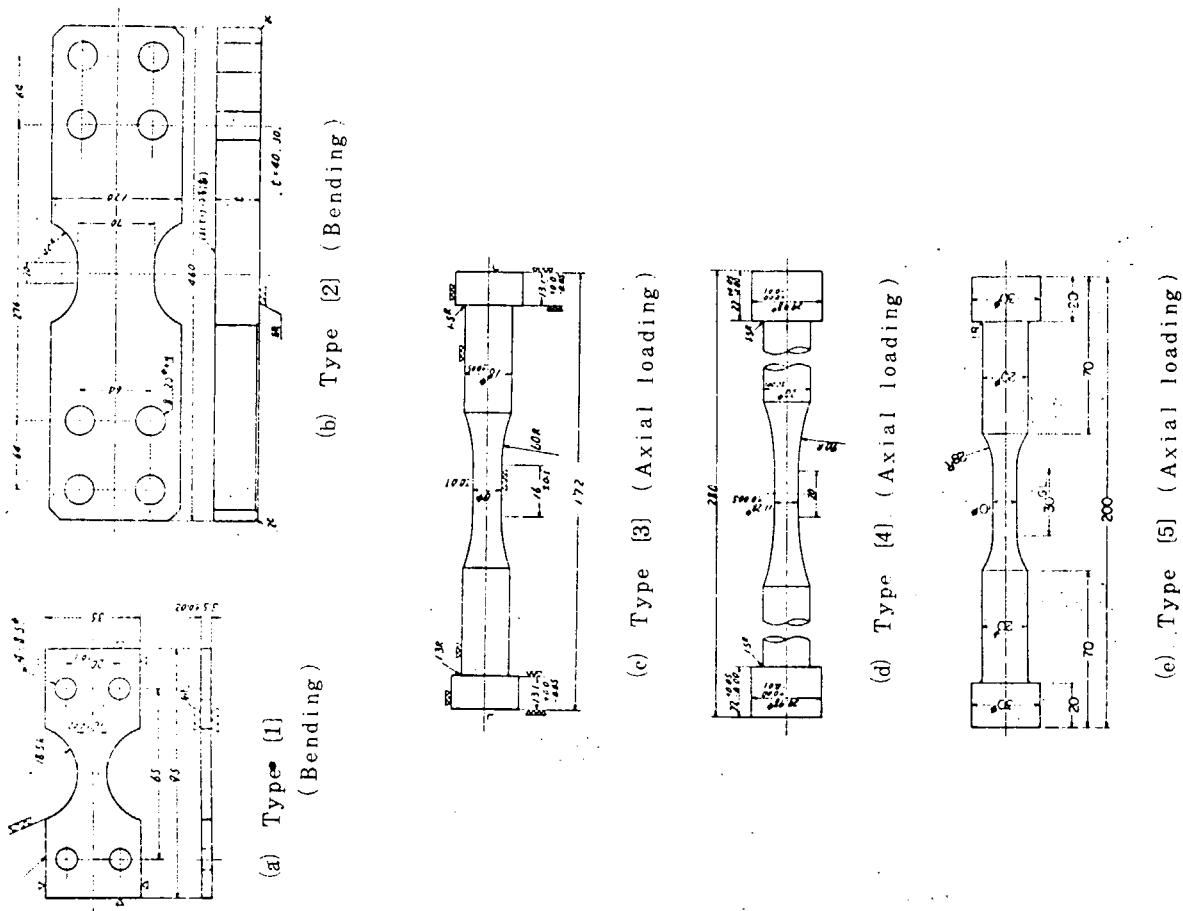
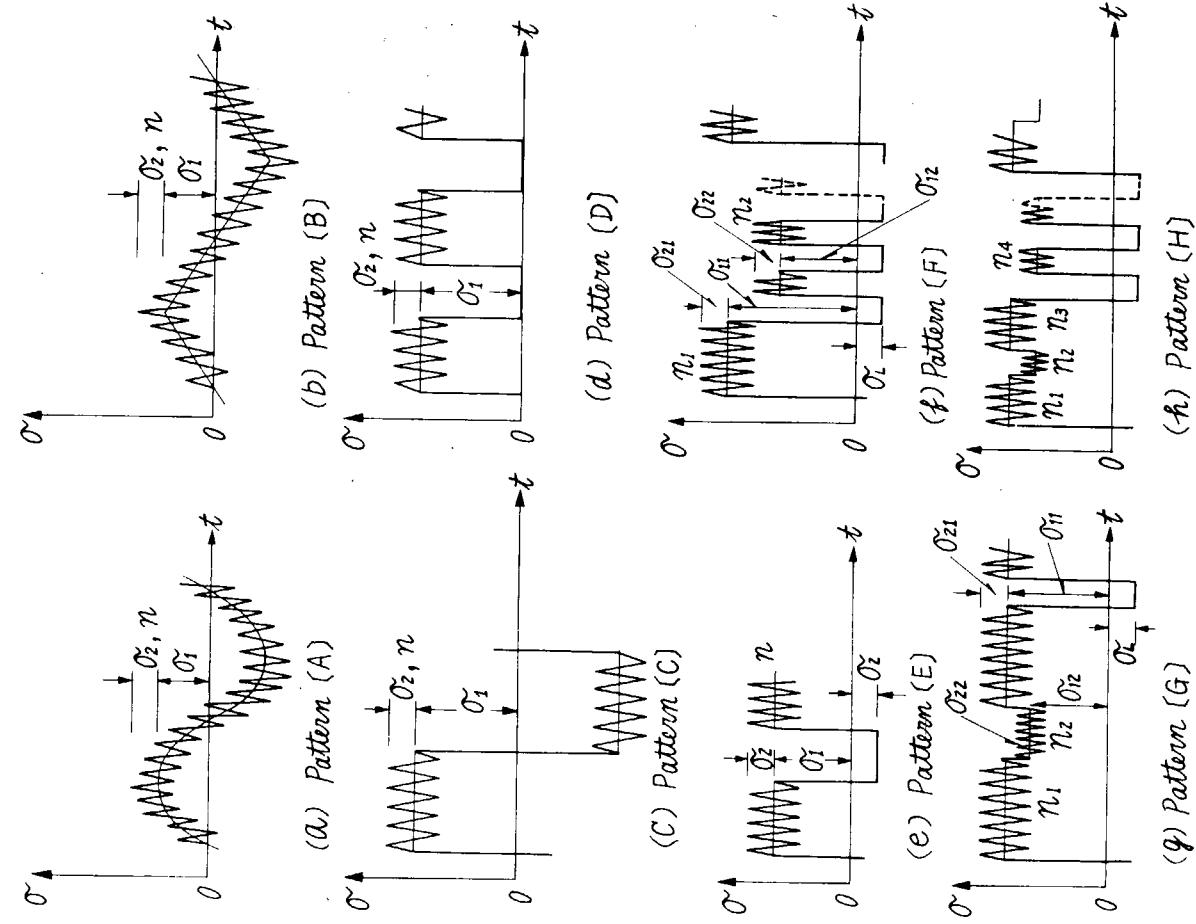


Fig. 2.2 Experimental Stress Wave

Fig. 2.3 Dimensions of Specimens

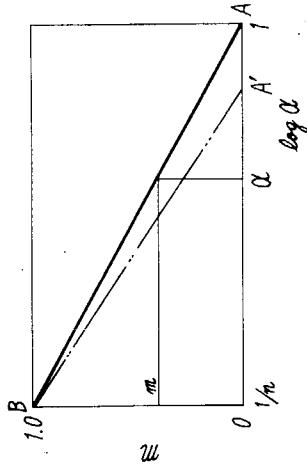


Fig. 2.4  $m - \alpha$  Diagram

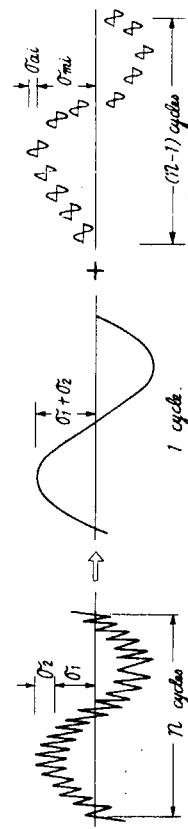


Fig. 2.5 Cycle Counting Method

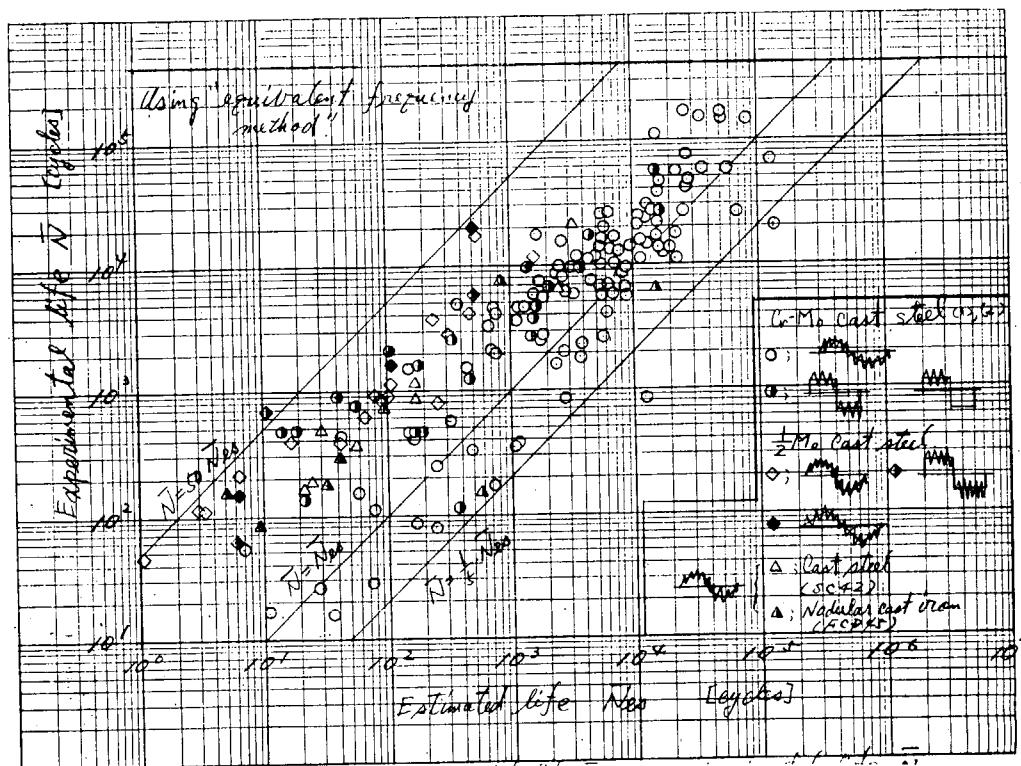


Fig. 2.6 Estimated Life  $N_{est}$  vs. Experimental Life  $N$

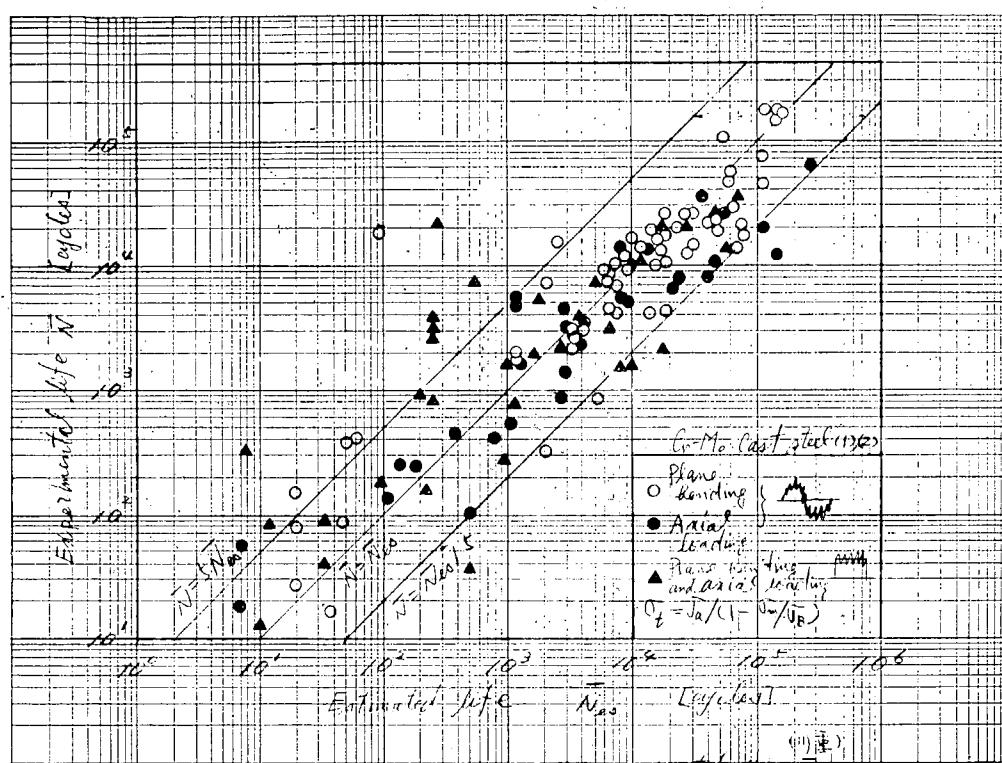


Fig. 2.7 Estimated Life  $N_{es}$  vs. Experimental Life  $N$

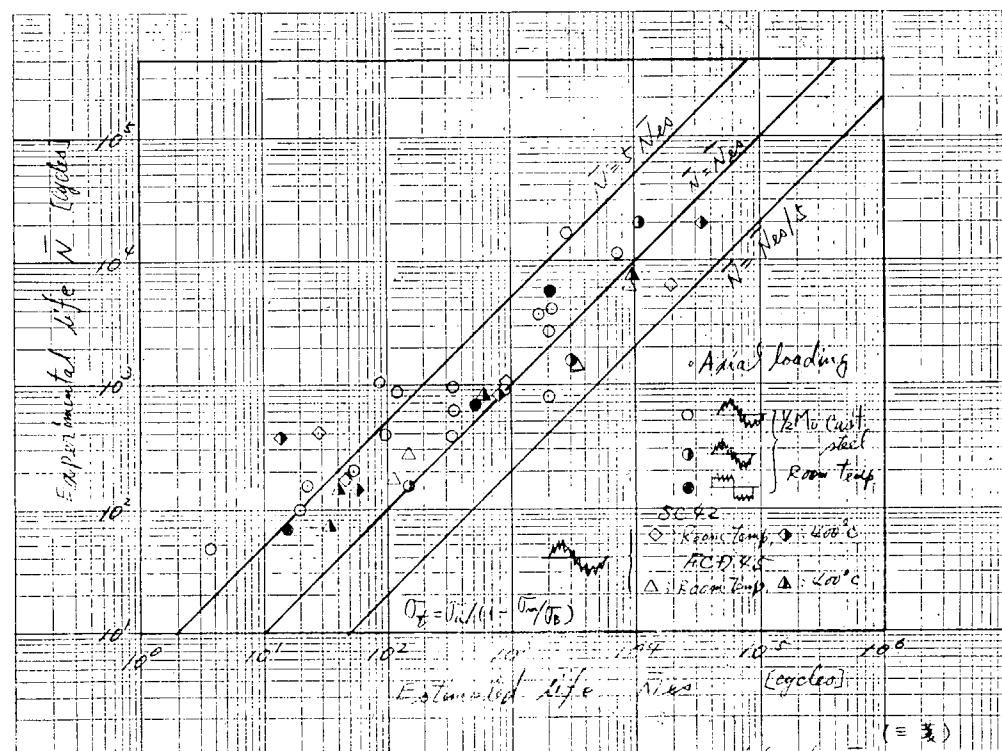


Fig. 2.8 Estimated Life  $N_{es}$  vs. Experimental Life  $N$

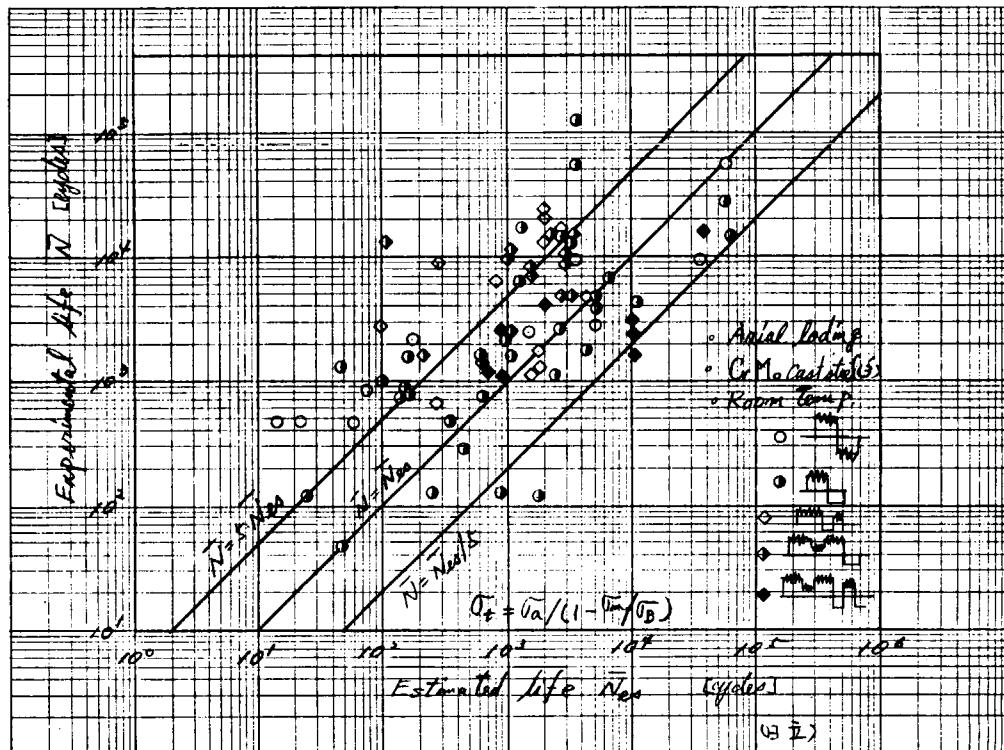


Fig. 2.9 Estimated Life  $N_e$  vs. Experimental Life  $\bar{N}$

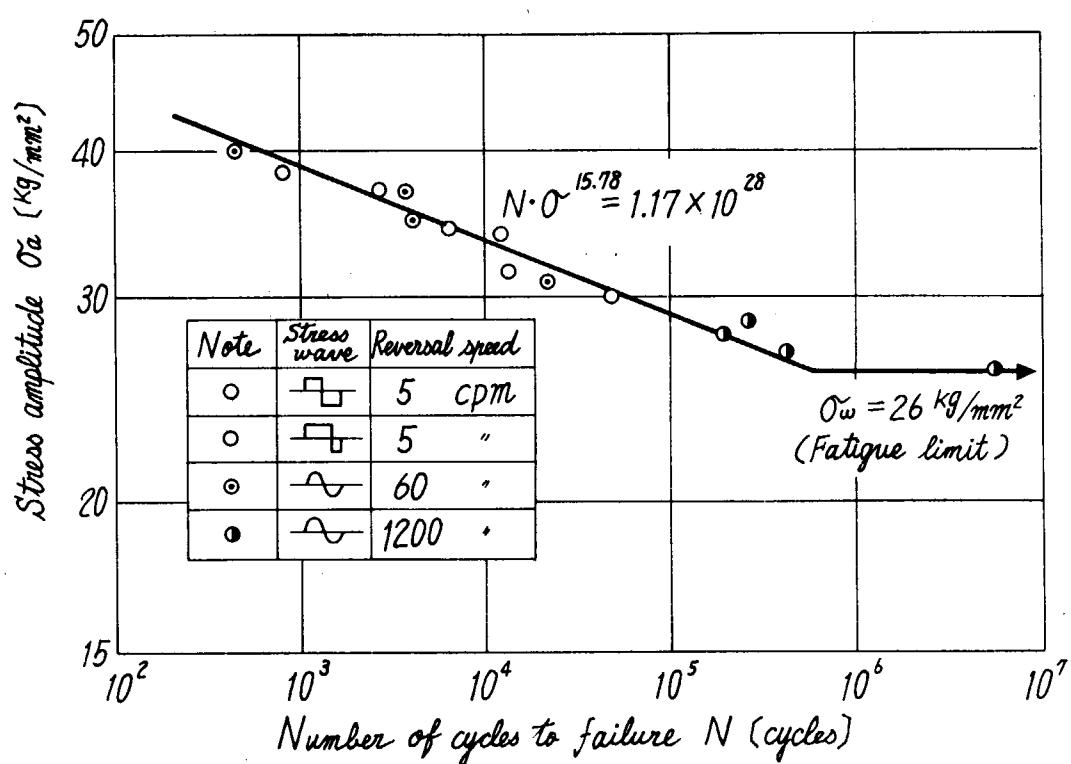


Fig. 2.10 (a) S-N Diagram (Completely Reversed Stress)

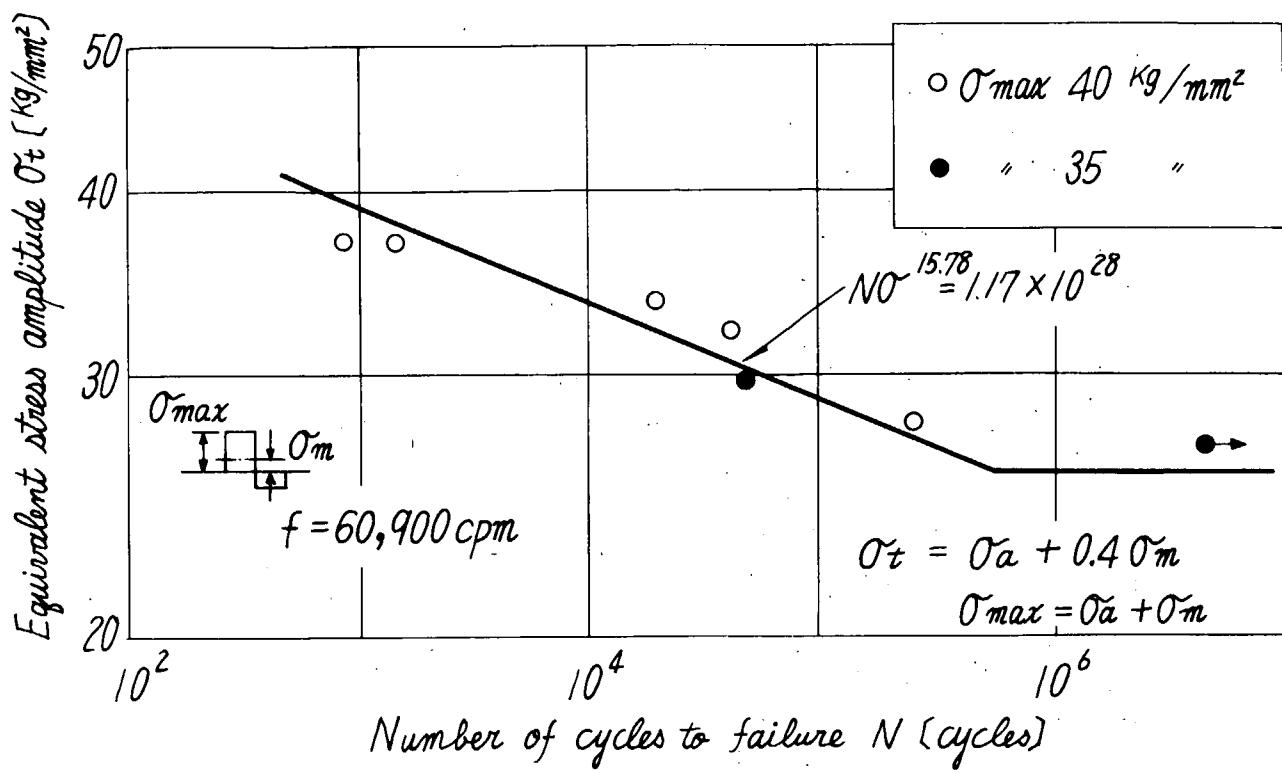


Fig. 2.10 (b) S-N Diagram (Partly Reversed Stress)

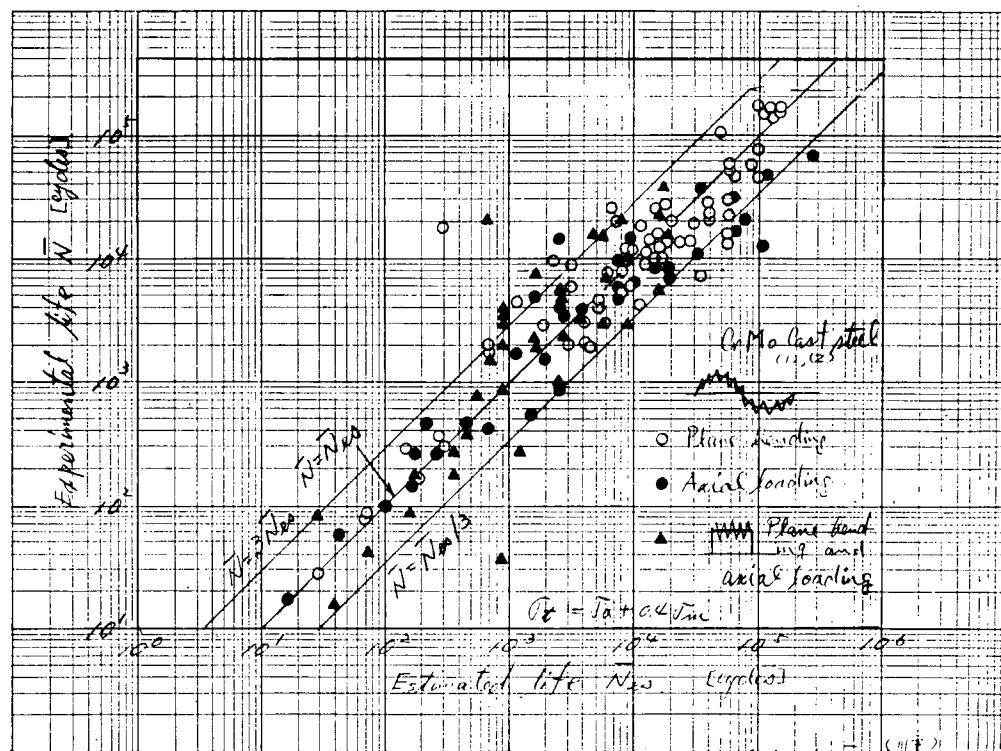


Fig. 2.11 Estimated Life  $N_{est}$  vs. Experimental Life  $N$

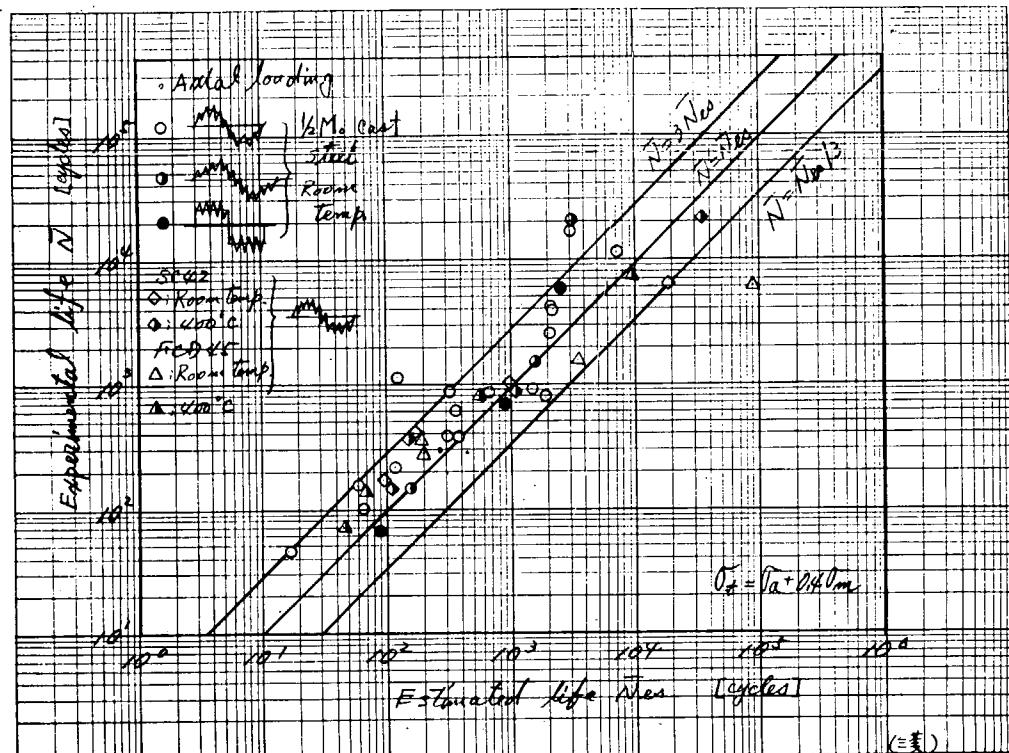


Fig. 2.12 Estimated Life  $N_{es}$  vs. Experimental Life  $N$

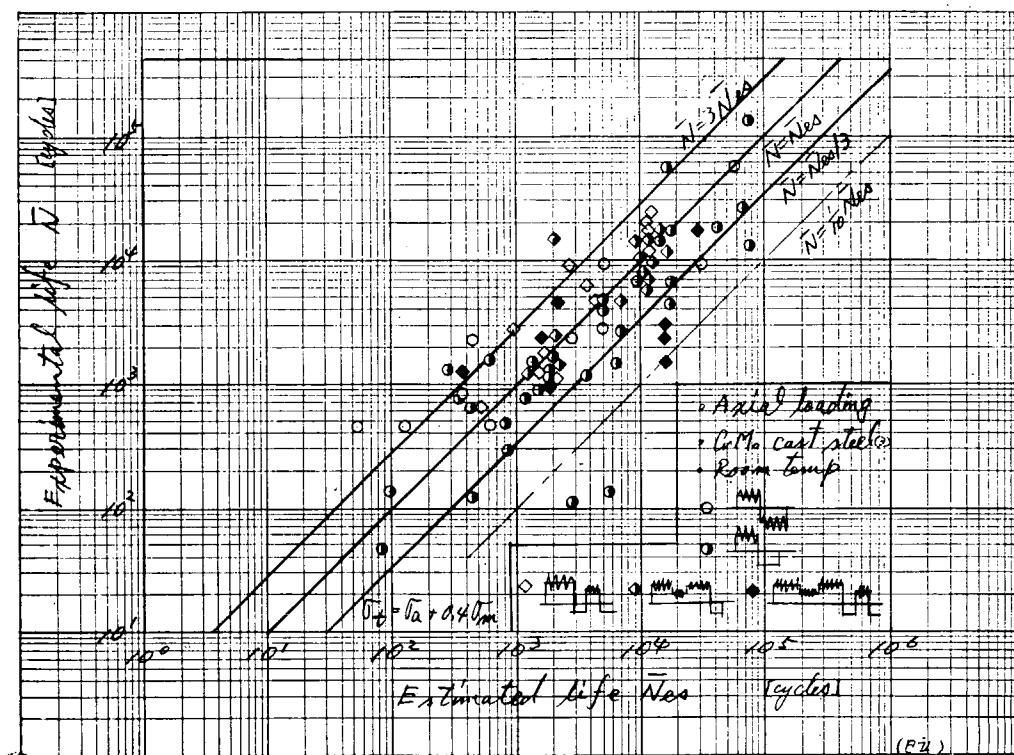


Fig. 2.13 Estimated Life  $N_{es}$  vs. Experimental Life  $N$

## 第3章 热疲劳および高温强度

### 3.1 本章の目的

ディーゼル機関燃焼室壁触火面の強度検討には、多くの問題点が残されているが、本章では最近重要視されている熱疲劳強度に対する材質選定方法の問題、熱疲劳強度におけるクリープ影響、ピストン用 SCM3材の高温特性および排気弁の焼損に及ぼす伝熱条件の特性に関する問題点を明らかにするものである。

### 3.2 シリンダカバー材の熱疲劳強度評価

#### 3.2.1 はじめに

中小型ディーゼル機関（シリンダ径45cm前後以下）のシリンダカバーには、鋳鉄系材料が使用されることが多い。これら中小型ディーゼル機関シリンダカバーのクラックは、主として熱疲劳によって触火面の燃料噴射孔と排気弁（吸気弁）孔のブリッジ部に入るものが一般である。

鋳鉄系材料の熱疲劳強度は、性質が複雑であるために、評価の方法に問題がある。すなわち、試験片による熱疲劳強度そのものから選択した材質の優劣と、実際の機関に使用した場合の材質の優劣とは異なって来る場合が、シリンダカバーについて報告されている。<sup>1)</sup>

このことは、鋳鉄系材料を実機に使用するための選択にあたって、材料そのものの強さだけでなく、熱伝導係数、ヤング率、熱膨張係数、その他の物理定数も、総合的に考慮して評価する必要のあることを示している。

このために「熱疲劳強度係数L<sub>th</sub><sup>2),3)</sup>」を定義し、低サイクル試験、ガス加熱型熱疲劳試験を行って、普通鋳鉄、ノジュラ鋳鉄（パーライト系、フェライト系、その中間組織）、普通鋼について、材質選定のための総合評価の方法を検討した。

この結果、パーライト系ノジュラ鋳鉄の強度が高いことがわかった。

しかるに、形状の複雑なシリンダカバーは、パーライト組織にするため、温度降下速度の大きな熱処理を必要とするので、従来製作は困難とされていた。しかし、強制空冷の方法によって、これを試作し、さらに実用化のため実船試験を行った経緯をまとめた。

#### 3.2.2 热疲劳強度係数 L<sub>th</sub>

熱疲劳強度を対象に、材料の優劣を判定できるように、「熱疲劳強度係数L<sub>th</sub>」を導入する。

材料そのものの低サイクル疲労強度は次式で表示される。

$$S_a = F(N) \quad (3.2.1)$$

S<sub>a</sub> ; 等価弾性応力 kg/mm<sup>2</sup>

N ; 破壊繰返数

F(N) ; 低サイクル疲労強度を表す実験データ

熱応力の大きさは、定性的に表すことにして、周辺固定の円板が、肉厚方向に温度差がある場合には、次式で表わされる。

$$\sigma_{th} = \frac{E \alpha \Delta T}{2(1-\nu)} \quad (3.2.2)$$

E ; ヤング率 kg/mm<sup>2</sup>

$\alpha$  ; 热膨張係数 °C<sup>-1</sup>

$\Delta T$  ; 円板の肉厚方向温度差 ℃

$\nu$  ; ボアソン比

Fig. 3.2.1 の様な一般的な定常熱伝達を仮定すれば、 $\Delta T$ は次式となる。

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \frac{T_{gm} - T_c}{\frac{\lambda}{\alpha_{gm}} + \delta + \frac{\lambda}{\alpha_c}} \times \delta \quad (3.2.3)$$

$T_1$  ; 触火面温度 ℃

$T_2$  ; 冷却面温度 ℃

$T_{gm}$  ; 平均ガス温度 ℃

$T_c$  ; 冷却水温度 ℃

$\alpha_{gm}$  ; ガス側平均熱伝達率 Kcal/m² h ℃

$\alpha_c$  ; 冷却水側平均熱伝達率 Kcal/m² h ℃

$\delta$  ; 肉厚 mm

$\lambda$  ; 材料の熱伝導率 Kcal/m h ℃

ここで(3.2.1)と(3.2.2)式の比をとれば、任意の疲労亀裂発生サイクルNについて、材質には不変の一定の値をとると考えられる。

また、材質だけが変わった場合の熱疲労強度評価を考える場合には、計算の簡便さのために、定数項を整理すると、次式が導かれる。

$$T_{gm} - T_c \propto \frac{(1-\nu)(\lambda - D + \delta)}{\alpha E \delta} F(N) \equiv L_{th} \quad (3.2.4)$$

$$D = \frac{1}{\alpha_{gm}} + \frac{1}{\alpha_c}$$

$L_{th}$ は、 $T_{gm} - T_c$ （ある材質が任意の目標耐久クラック発生サイクル数Nに相当するガス温度 $T_{gm}$ 、冷却水温度 $T_c$ の差）に比例し、この値が大きな材質は、それだけ苛酷な熱負荷に耐えられることを意味する。従って、異なった材質で、この値を計算すれば、この値の大きな材質は大きな熱疲労強度を持つことになり、熱疲労強度の比較ができることになる。

(3.2.4)式を「熱疲労強度係数 $L_{th}$ 」と定義する。

一方、 $L_{th}$ は肉厚 $\delta$ によって変わってくる。 $\delta$ は一般に熱疲労以外の機械的応力の繰返し（ガス圧応力）による高サイクル疲労強度によって決る。すなわち、高い疲労耐久限度をもつ材質は、肉厚をそれだけ薄く設計することができそれだけ大きな $L_{th}$ に耐えることができる。

ガス圧 $P$  kg/cm²で発生するガス圧応力 $\sigma_g$  kg/mm²は定性的に表わすとして、周辺固定の円板にガス圧が等分布で負荷されたと仮定すれば次式で表わされる。

$$\sigma_g = 0.75 \frac{P a^2}{\delta^2} \quad (3.2.5)$$

a ; 円板直径 mm

$L_{th}$ と同様考え方をして、単純化された次式で $\delta$ を定め得る。

$$P \propto \sigma_w \delta^2 \equiv L_g$$

$\sigma_w$  ;  $10^7$  サイクル疲労耐久限 kg/mm²

すなわち、 $L_g$ を一定にすることによって、材質が変わった場合にも高サイクル疲労強度の安全率を一定にするよう肉厚を決定できるので、その肉厚によって(3.2.4)から $L_{th}$ を算出すれば、実機シリンダカバーに使用される状態での疲労強度の評価を行うことができる。

### 3.2.3 供試材料

本研究に供試した素材とその記号はTable 3.2.1に示すような5種類の材質である。Table 3.2.2には、供試材の化学成分、熱処理を示した。引張試験の結果(JIS 4号試片)をTable 3.2.3に示した。またFig. 3.2.2に供試素材の熱伝導率測定結果を示した。なお供試材の顕微鏡組織をFig. 3.2.3に示した。

Table 3.2.1 Tested Materials and Symbols

Symbols	Materials
FC	Gray Cast Iron
P	Pearlitic Nodular Cast Iron
F	Ferritic Nodular Cast Iron
PF	As Cast Nodular Cast Iron
SC	Cast Steel

Table 3.2.2 Chemical Composition and Heat Treatment

Materials	C	Si	Mn	P	S	Mg	Heat treatment
FC	0.35	1.92	0.67	0.045	0.030	—	540°C × 4Hr A.C
P	3.65	1.90	0.68	0.040	0.026	0.068	900°C × 5Hr A.C 550°C × 4Hr F.C
F	3.16	2.67	0.64	0.023	0.010	0.035	400°C × 4Hr F.C 720°C × 10Hr F.C
PF	3.70	2.32	0.62	0.017	0.012	0.047	550°C × 4Hr A.C
SC	0.19	0.36	0.67	0.012	0.010	—	900°C × 5Hr A.C

Table 3.2.3 Results of Tensile Test

Materials	Test Temperature °C	Yield Stress Kg/mm <sup>2</sup>	Tensile Stress Kg/mm <sup>2</sup>	Elongation %	Contraction %	Young's Modulus Kg/mm <sup>2</sup>
FC	R.T	—	19.5	1.0	—	9500
	300	14.1	19.2	1.0	0.7	8800
	400	12.7	17.1	1.1	0.8	8650
	500	—	15.1	1.8	—	8200
	600	5.8	8.7	3.1	0.9	6650
P	R.T	47.1	82.2	5.0	4.5	16950
	300	36.5	69.3	4.9	5.4	16100
	400	37.2	62.6	4.2	4.5	15300
	500	36.7	46.5	13.2	12.7	14600
	600	14.3	25.2	22.8	21.4	9900
F	R.T	31.3	48.1	21.9	19.5	18100
	300	24.9	42.1	16.2	18.3	16000
	400	23.2	36.5	9.0	10.0	14900
	500	18.7	28.2	29.4	27.2	13100
	600	8.7	15.1	43.2	35.9	10600

Materials	Test Temperature °C	Yield Stress Kg/mm <sup>2</sup>	Tensile Stress Kg/mm <sup>2</sup>	Elongation %	Contraction %	Young's Modulus Kg/mm <sup>2</sup>
P F	R. T	31.7	56.4	12.3	11.3	16200
	300	24.1	44.6	11.1	12.2	15900
	400	22.9	41.6	15.8	14.3	15000
	500	18.3	29.1	22.7	21.8	13000
	600	10.5	17.3	31.4	27.3	10300
S C	R. T	16.9	41.6	38.9	54.1	20200
	300	14.6	38.1	25.8	36.9	19350
	400	14.0	34.6	35.4	49.7	18300
	500	13.2	25.0	28.5	71.0	16300
	600	8.7	15.8	58.7	74.3	13400

### 3.2.4 低サイクル疲労強度

低サイクル疲労試験を上記5材質について、400°C, 500°C, 600°C(一部)で行った。

使用した試験機は、10Ton型高温低サイクル疲労試験機で、加熱は電気炉で行った。試験片形状は、Fig.3.2.4に示すように、ゲージ径10mm中実、ゲージ長さ30mmである。実験条件は、引張圧縮両振り定ひずみ制御である。実験結果をFig.3.2.5に示した。これによれば、400°C～600°Cの温度範囲では、ひずみ振幅と破壊サイクルN<sub>f</sub>の関係は温度にはあまり、影響を受けない様である。

### 3.2.5 ガス加熱型熱疲労試験

シリンドカバーの熱疲労強度を実機に近い条件で試験し、「熱疲労強度係数L<sub>th</sub>」の妥当性を確認るために、ガス加熱型熱疲労試験機を製作した。

Fig.3.2.6に、その側面図を示す。①はシリンドカバーの供試模型で形状の詳細はFig.3.2.7に示す。上面を②の酸素-プロパン・ガスバーナで加熱し、下面は清水により冷却される。③は、供試模型とバーナ間の距離を制御するサーボ・モータである。④は供試模型表面温度を測定する赤外線温度計、⑤は、ガスバーナを一方の供試模型から他方の供試模型に移動させるためのモータであり、試験は2個の供試模型を交互に加熱、冷却し、同時に試験できる。詳細はSR136昭和48年度報告書<sup>4)</sup>を参照されたい。

加熱条件は、プロパン-酸素のガス流量、供試模型とガスバーナ間の距離、加熱時間によって変えることができる、冷却条件は、冷却水の流量によって変えることができる。これらの条件を組合せることによって、供試模型に種々の熱的な試験条件を与えることができる。実際の実験にあたっては、供試模型の温度を制御するのではなく、加熱冷却条件を一定にして、材質をえた実験を行った。すなわち、実際のシリンドカバーの材質を変更した場合、これらのシリンドカバーに作用する加熱冷却条件は、エンジンの熱負荷によって一定であるが、材質の熱伝導率によって生ずる温度分布が異なり、材質によって熱応力が変ってくる条件を再現させた。本実験の場合、加熱、冷却の整定温度は、大体10分前後(最高温度によって異なる)なので2個交互に加熱冷却させるため、1サイクルあたり、約20分である。

供試模型の温度計測をFig.3.2.8の位置でC・A線によって計測した。冷却面2点、ガス加熱面7点の計9点である。この計測結果から有限要素法(FEM)による温度分布、熱応力分布を計算した。代表例としてFig.3.2.9 FC材の場合を示した。同様に、材質が異なった場合、実験条件の変った場合を推定して検討した。

実験結果をFig.3.2.10に実験中に生ずる最大温度と亀裂発生サイクルで示した。亀裂発生サイクル数Nは、供試模型中央10mmφの穴縁りから、発生した亀裂長さが1mmになったサイクルをとった。これらはダイチェックによって検査した。これによれば、P材とF材は、10<sup>2</sup>サイクル前後で交叉し、最大温度の高い領域(Nの小さ

い領域)では延性の高いF材の方が熱疲労強度が高いが、最大温度の低い領域(Nの大きい領域)では引張強さの大きいP材の方が熱疲労強度が大きい。なお、F材とPF材は、650°C以上の実験では焼損がみられた。

熱応力の計算値と供試模型の亀裂発生サイクルの対応は、上述した有限要素法による解析結果を使用し、最大主応力説を用いて計算した結果をFig. 3.2.5に示した。これによれば、F材とPF材が曲線からはずれている(焼損が発生したため)が、概ね、熱疲労寿命を推定することができる。

以上のガス加熱型熱疲労試験の結果から、「熱疲労強度係数L<sub>th</sub>」を算出した。この結果をFig. 3.2.11に示した。これによれば、P材とPF材が曲線からはずれる傾向(上述の焼損のためと考えられる)があるが、ほかは概ね1本の直線に乗っていると認められる。すなわち、材質が異なっても、L<sub>th</sub>とNの関係が1本の直線で表示できるということは、耐久サイクル数Nと、熱的な条件が設定された場合、材質が異なってもL<sub>th</sub>の大きさが等しければ、ほぼ等しい熱疲労強度をもっていることになる。換言すれば、L<sub>th</sub>の大きさによって、熱疲労強度の評価が可能であることを示している。

### 3.2.6 鋳鉄系材料の熱疲労強度評価

鋳鉄系材料が、ディーゼル機関シリンダカバーに使用されたと仮定し、同一の熱伝達条件で示す強度の比較を行ってみる。「熱疲労強度係数L<sub>th</sub>」は、(3.2.4)式および(3.2.5)式によって、次の条件で計算した。

$$\alpha_{gm} = 500 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_c = 1500 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$$

評価温度 400°C

評価破壊サイクル数 N = 10<sup>4</sup>

使用した諸材料定数は、本研究に供試したものを使用した。詳細は省略するがFig. 3.2.12に結果を示す。これによれば、P材はSC材に劣らぬ強度をもっていることがわかる。また、従来の経験に反して、フェライト系ノジュラ鋳鉄(F材)がパーライト系ノジュラ鋳鉄(P材)より熱疲労強度が低いことは、注目する必要がある。

### 3.2.7 パーライト系ノジュラ鋳鉄シリンダカバーの試作

前項までの検討により、パーライト系ノジュラ鋳鉄の熱疲労強度が高いことが確認された。しかるに、パーライト系ノジュラ鋳鉄(P材)をシリンダカバーに実用した例を聞かない。ただし、H. Meobus<sup>5)</sup>がピストンにこの可能性を示唆した文献がある。

パーライト系ノジュラ鋳鉄をシリンダカバーに実用する場合、急激な降温過程を含む熱処理を必要とし、複雑な形状をもつシリンダカバーに亀裂が発生する可能性がある。このため本研究では、強制空冷の方法によって、UET 45/80 D型機関シリンダカバーをパーライト系ノジュラ鋳鉄で試作した。UET 45/80 D型機関の主要目をTable 3.2.4に示した。

鋳造は、触火面を下にして、キュボラ炉で溶解した湯を使用して、Fig. 3.2.13およびTable 3.2.5に示す4ヶのカバーを鋳造した。

Table 3.2.6には化学成分と熱処理条件を示した。パーライト組織にするための熱処理としては、900°C×4Hr炉中で保持後、熱処理炉より供試カバーを外に出し扇風機(1 HP, 120 m<sup>3</sup>/min, 760 rpm)3台によって3個の触火面に風を送って冷却した。カバー触火面と扇風機との距離は約1.5 mで、約200°Cまで大体3時間を使っている。従って平均的な降温率は、約230°C/Hrである。フェライト系カバーは、従来の熱処理によっている。なおP材カバーとF材カバーは、触火面肉厚は30mm同一である。P材カバーの肉厚は、鋳型の関係でF材と同一としたが、実際はより薄くでき、従って熱疲労強度は、本供試カバーより高くできる。

供試カバーの付帯試験片による引張試験結果をTable 3.2.7に示した。

欠陥検査として、Table 3.2.8 にて示す条件でX線検査を行った。この結果、有害な欠陥は認められなかった。

Table 3.2.4 Specifications of UET45/80D Engine

No. of Cylinder		6
Cylinder Bore	mm	450
Stroke	mm	800
Output	PS	4500
Revolution	r.p.m.	230
Mean Effective Pressure	Kg/cm <sup>2</sup>	11.5
Max. Gas Pressure	Kg/cm <sup>2</sup>	90
Mean Piston Speed	m/sec	6.13

Table 3.2.5 Test Cylinder Covers which are boarded on Ship

Symbols	Materials	Number	Treatment
PA	Pearlitic Nodular	1	Embarkation to (A) Ship
PB	"	1	Cutting and Material Inspection
PC	"	1	Embarkation to (B) Ship
FA	Ferritic Nodular	1	Embarkation to (A) Ship

Table 3.2.6 Chemical Composition of Tested Cylinder Covers

Symbols	C	Si	Mn	P	S	Mg	Heat Treatment
P	3.43	2.25	0.82	0.006	0.014	0.039	900°C×4Hr A.C. 550°C×5Hr F.C.
F	3.61	2.63	0.24	0.005	0.012	0.040	580°C×5Hr A.C.

Table 3.2.7 Results of Tensile Test of Cylinder Cover

Symbols of Tested Cover	Tensile Strength Kg/mm <sup>2</sup>	True Tensile Strength Kg/mm <sup>2</sup>	Elongation %	Contraction %	Young's Modulus Kg/mm <sup>2</sup>
P Cover	76.0	78.4	3.4	3.0	16,500
F Cover	44.9	55.0	23.6	22.2	15,800

Table 3.2.8 Specification of  $\gamma$ -ray Defect Inspection

Capacity	5 curie
Exposure Time	4 min.
Focus Length	200 mm.
Film	Fuji #100
Developed Condition	Fujirendole, 20°C, 5 min.

試作パーライト系シリンダカバー3個の中、代表的にP Bカバーを切断して、組織の状況を調査した。調査のための切断位置、顕微鏡検査位置をFig. 3.2.14に示した。

断面の染色探傷の結果、Fig. 3.2.15に示すように、ドロスや鉄巣などの欠陥もなく、また焼ならし中に発生を懸念された割れも見あたらない。

硬度分布としてはFig. 3.2.16に示すように、ブリネル硬さで調査したが、全体的な硬度は、HB 207～209程度で、比較的バラツキが大きい。組織写真として代表的にFig. 3.2.16の位置のものをFig. 3.2.17に示す。写真でわかる通り、組織は微細なパーライト地からなり、黒鉛の周囲に少量のフェライト組織がみられる程度で、一次セメントタイトの析出もみられず、一応パーライト系ノジュラ鉄として正常組織（パーライト率80%）を示している。しかし硬度分布に示されるように、強制空冷を行って、空気流量の大きかった触火面では、パーライト率が高く、カバー背面では若干パーライト率が低下している。しかし、この程度の差では、シリンダカバーの強度に問題はないと考えられる。鉄物表面には、初析フェライトが0.1mm程度認められるが、苛酷な条件にさらされる触火面は、約5mm機械切断するため初析フェライト部分は完全に除去されることになる。燃料弁孔は冷し金を鉄包んでいるため過冷却され黒鉛が微細化されているが、材料の強さから見れば、好ましい状態である。

以上によって、本試作カバーは、実用上大きな問題点はない。

他のP A、P Cカバーについて、切断調査はしていないが、機械加工後触火面のロール・スコープによる検査では、調査したP Bカバーと同程度の組織をもっている。なおFカバーについては、充分な製作実績があるので、切断調査は行っていないが、触火面のロール・スコープの検査では、95%前後のフェライト率を示している。

### 3.2.8 供試カバーの実船試験

上述の供試カバーを、Table 3.2.9に示すA船、B船の主機に搭載して、耐久性を比較することにした。A船、B船ともに、北洋冷凍運搬船で、航海数、発停回数は、表に示す通りであって、熱疲労的には比較的厳しい使われ方をしている。

現在までの実船試験の使用実績は、A船は昭和49年11月14日にドック入りし、定期検査の際に、染色探傷を行ったが異常を認めていない（3605時間）。

またB船は、昭和49年8月30日、2496時間で定期検査を行い、染色探傷によって異常を認めていない。今後もフォローを続ける予定である。

### 3.2.9 まとめ

鉄系材料（普通鉄鋼を含む）が中小型機関シリンダカバーに使用されたときの熱疲労強度に対する材質選定の考え方について検討した。その結果、次の主な結論を得た。

- (1) 本研究で導いた「熱疲労強度係数L<sub>th</sub>」は熱疲労強度に対する材質の選定基準として充分実用できる。
- (2) パーライト系ノジュラ鉄は、従来シリンダカバーに使用されていたフェライト系ノジュラ鉄より強度が高いことが明らかになった。
- (3) このため、UET 45/80 D型機関のシリンダカバーをパーライト系ノジュラ鉄で試作し、切断調査を行った結果、工業的に充分製作可能であることを確認した。
- (4) 前項の試作シリンダカバーは実船試験として北洋冷蔵船2隻に搭載して実用試験中であるが、現在、2496時間～3605時間の使用実績で、亀裂発生を認めていない。今後も実船試験を継続中である。
- (5) 中小型機関シリンダカバーには、パーライト系ノジュラ鉄が使われていることがわかったが、今後、鉄造・熱処理技術（As Cast Pearlite）を含めて、ほかの問題を検討すれば、コスト面がさらに有利であり、実用の可能性が高いと考えられる。

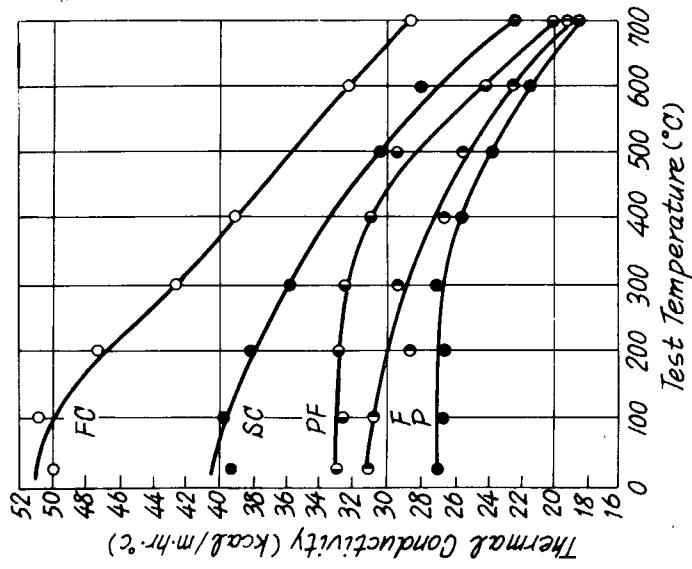


Fig. 3.2.2 Results of Thermal Conductivity Test

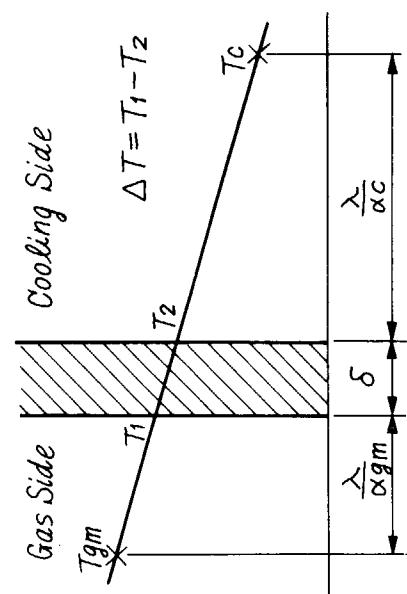


Fig. 3.2.1 Condition of Steady Heat Transfer

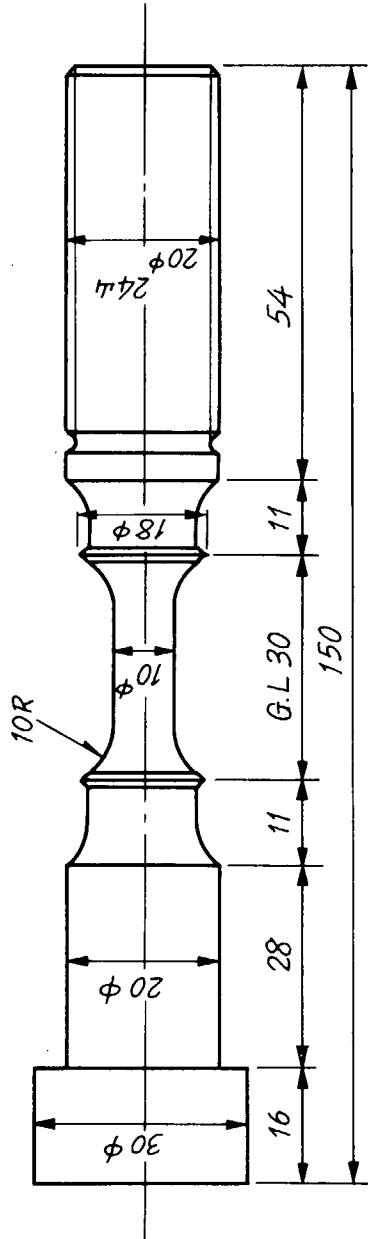
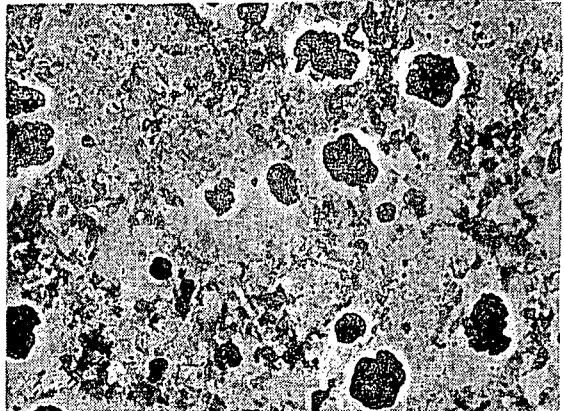


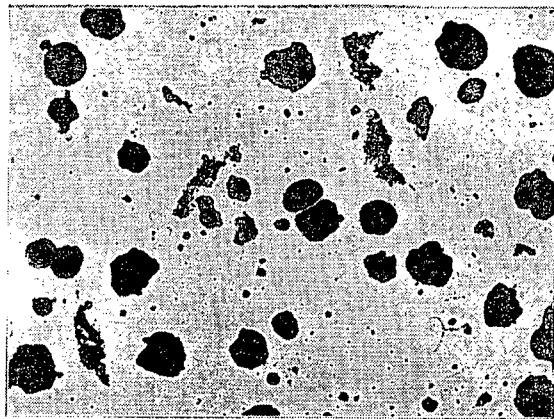
Fig. 3.2.4 Low Cycle Test Specimen



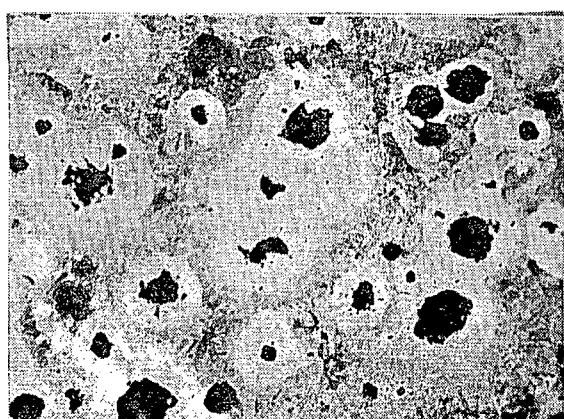
(a) F C      ( $\times 100$ )



(b) P      ( $\times 100$ )



(c) F      ( $\times 100$ )



(d) P F      ( $\times 100$ )



(e) S C      ( $\times 300$ )

Fig. 3.2.3 Micro-Structure of Tested Materials

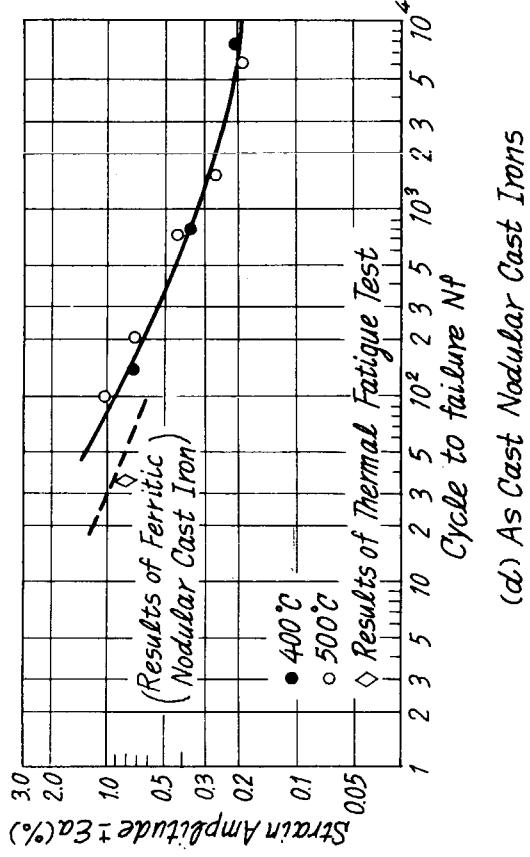
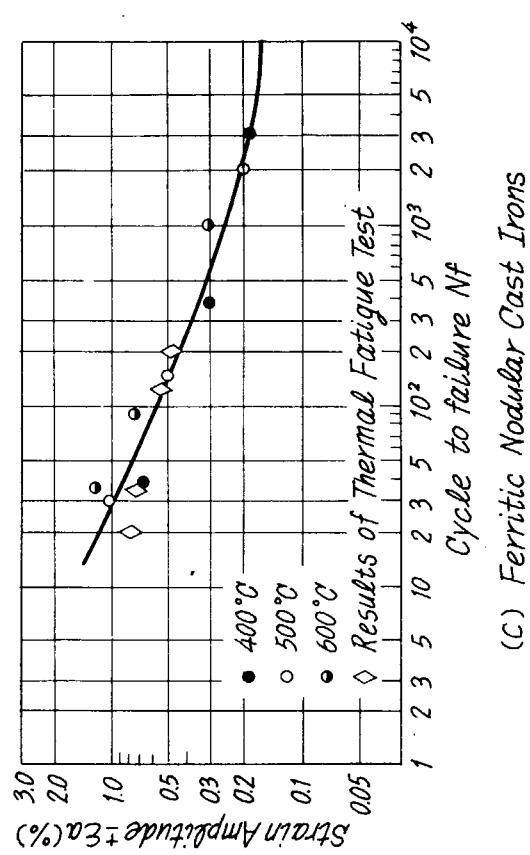
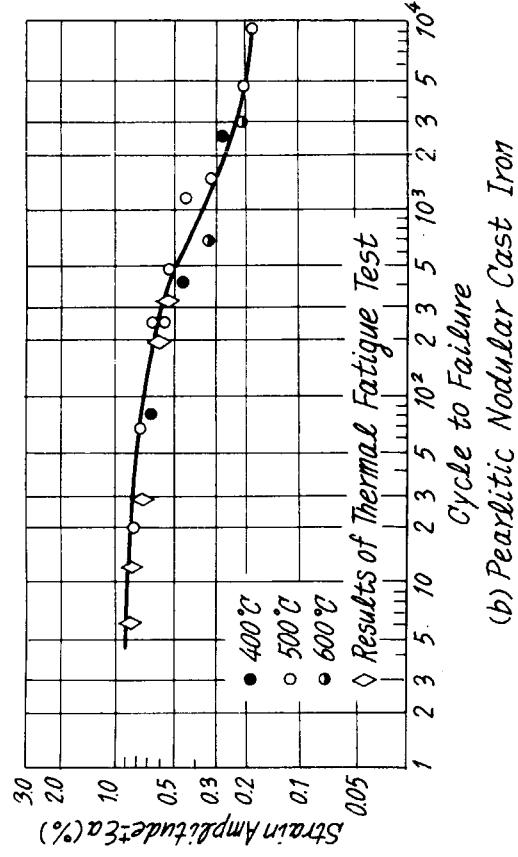
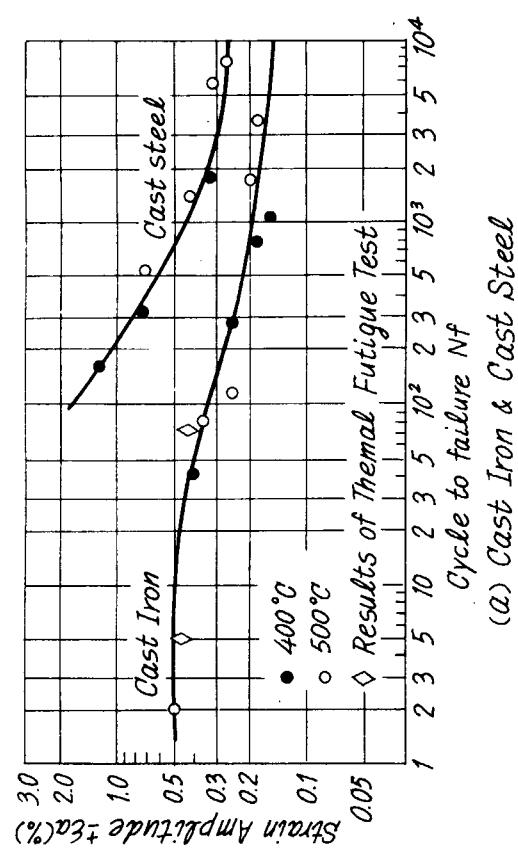


Fig. 3.2.5 Results of Low Cycle Fatigue Tests

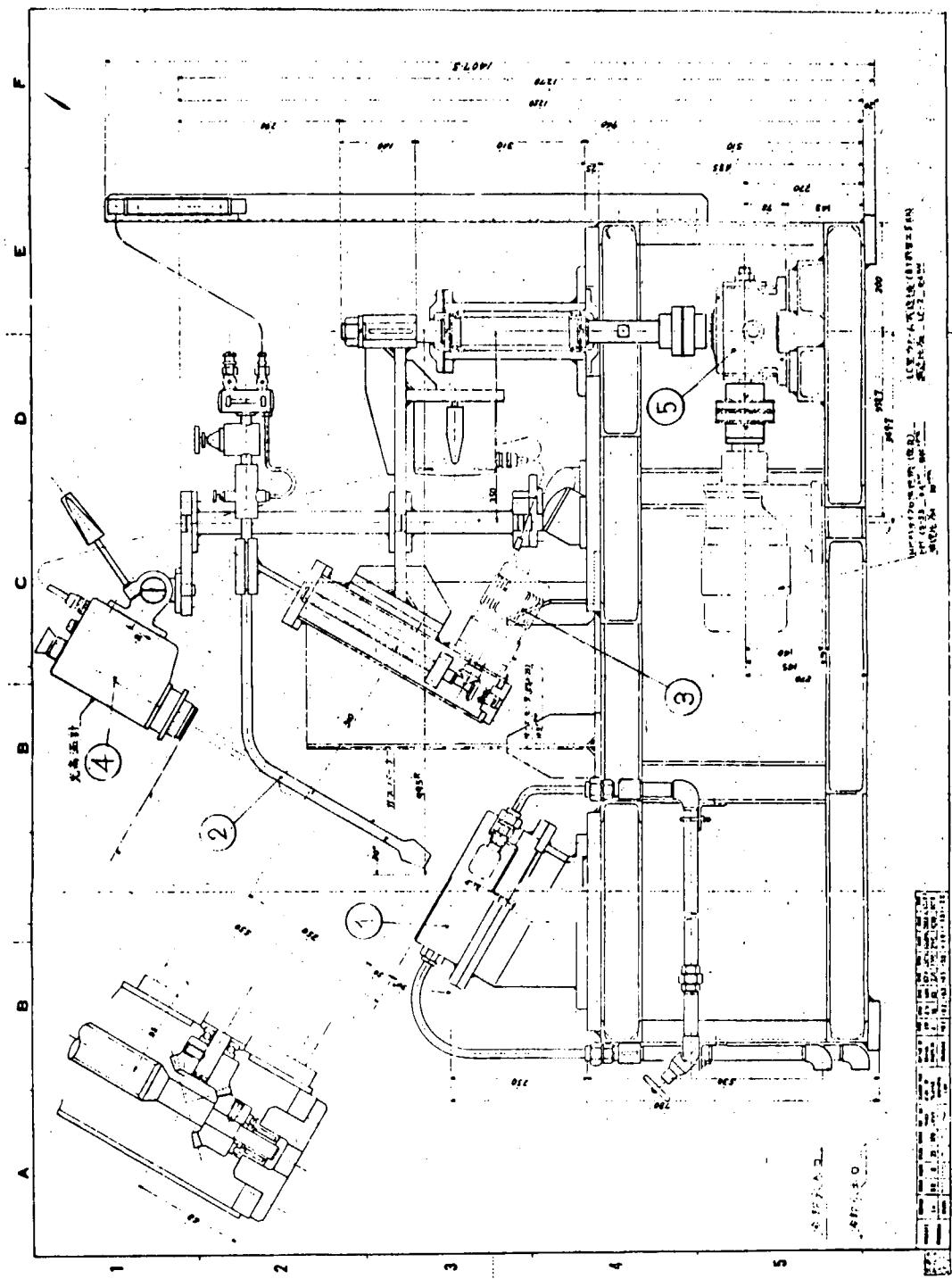


Fig. 3.2.6 Gas Heating Type Thermal Fatigue Tester

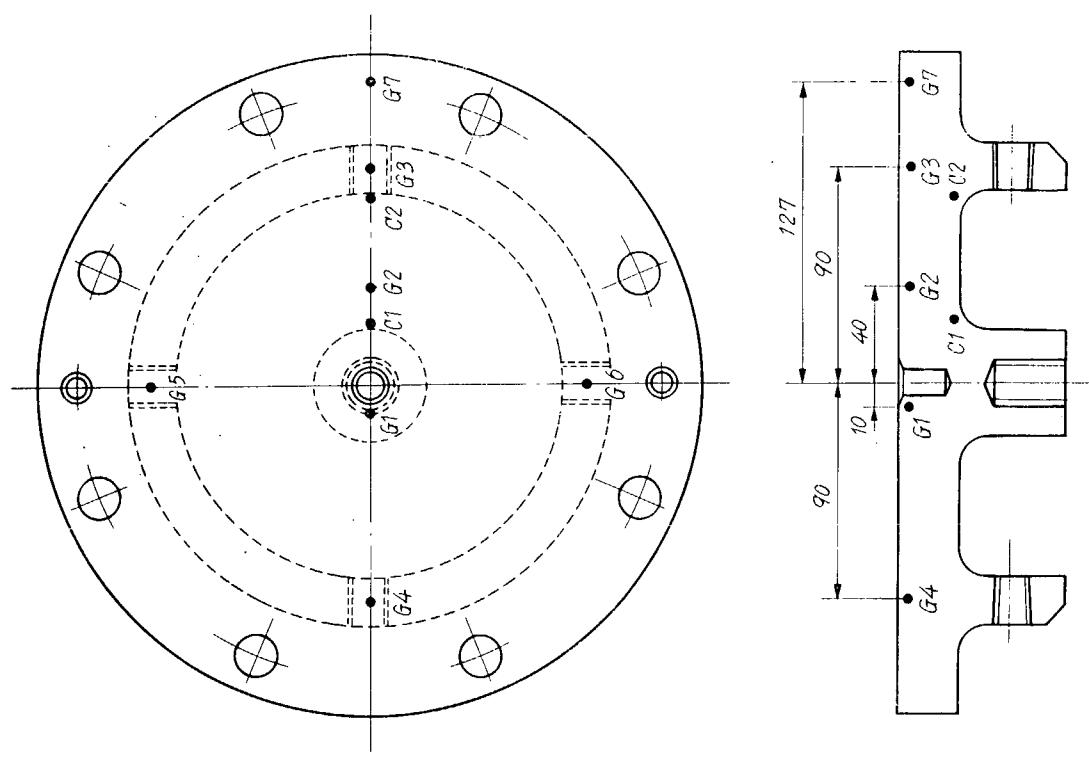


Fig. 3.2.8 Measurement Position of Temperature

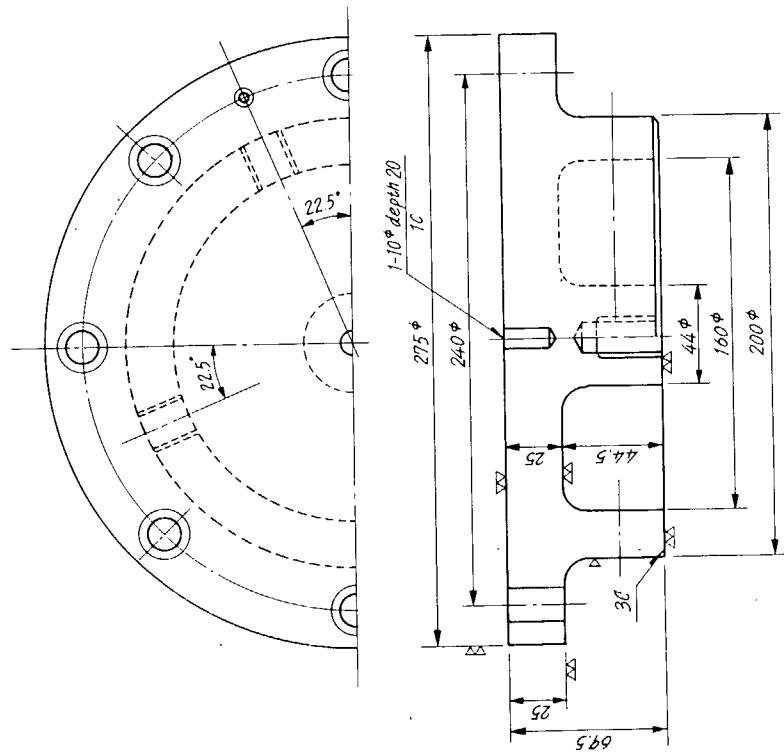


Fig. 3.2.7 Thermal Fatigue Specimen

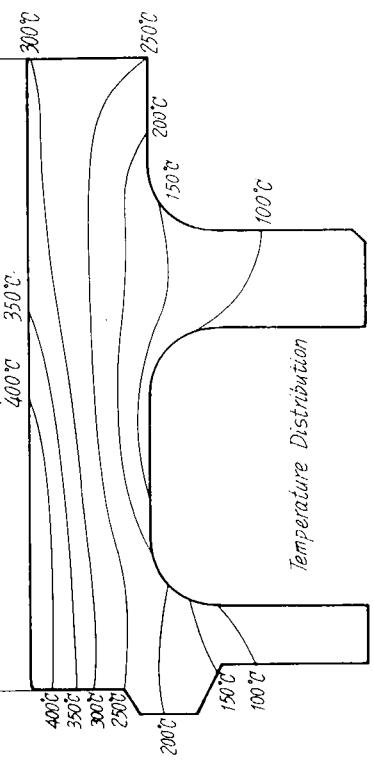
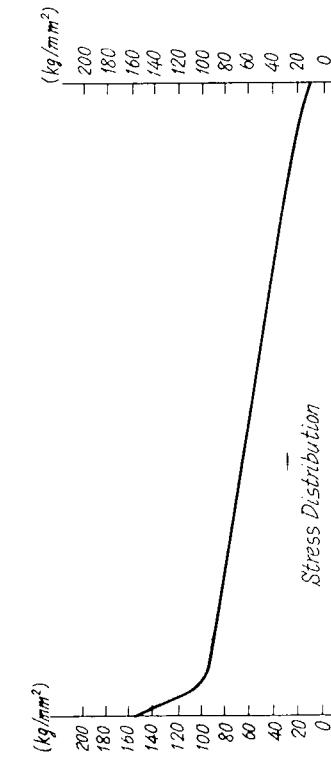


Fig. 3.2.9 Calculation Results of Stress and Temperature Distribution (FC)

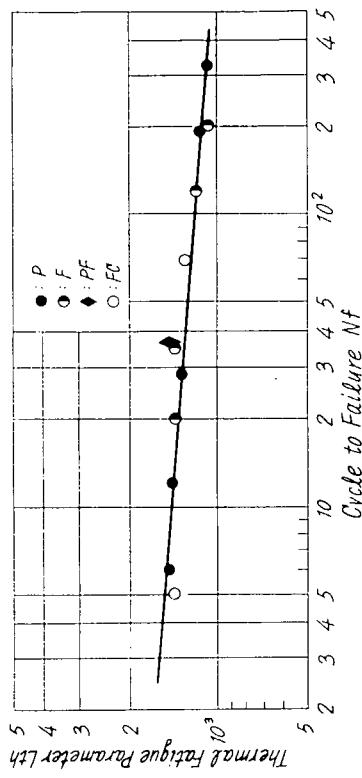


Fig. 3.2.11 Thermal Fatigue Parameter and Cycle to Failure

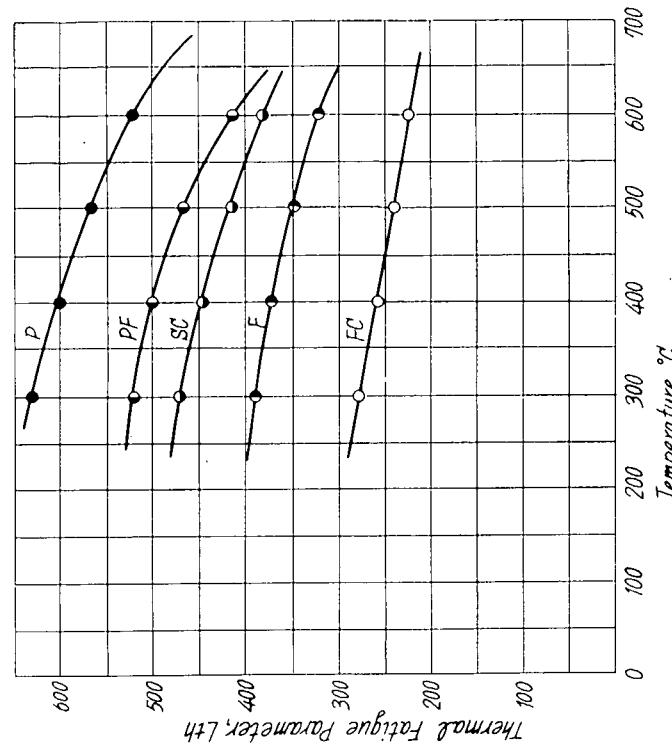


Fig. 3.2.10 Results of Thermal Fatigue Tests

Fig. 3.2.12 Thermal Fatigue Parameter of Materials which are used for Cylinder Cover

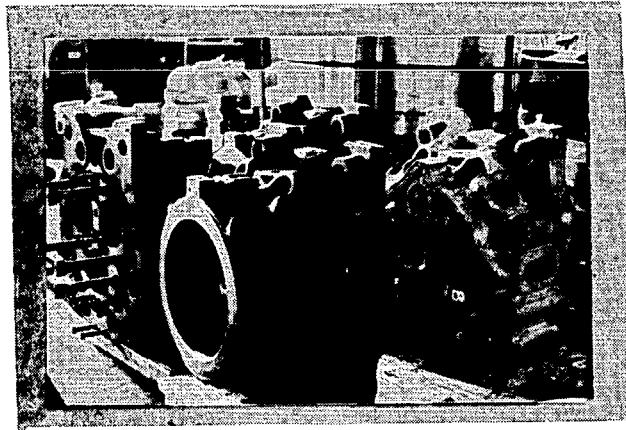


Fig. 3.2.13 Pearlitic Nodular Cast Iron Cylinder Covers

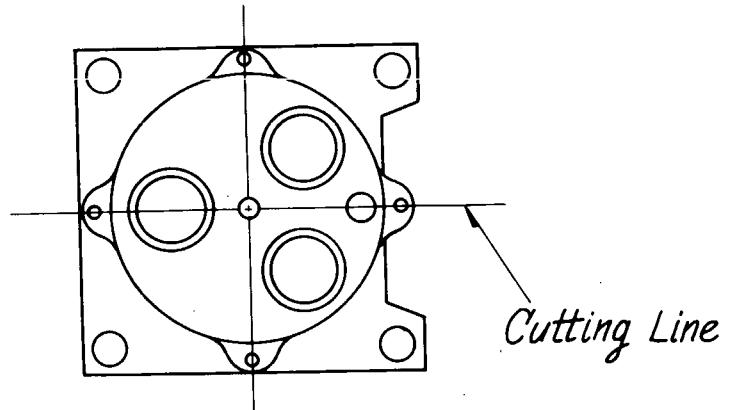


Fig. 3.2.14 Cutting Position of Cylinder

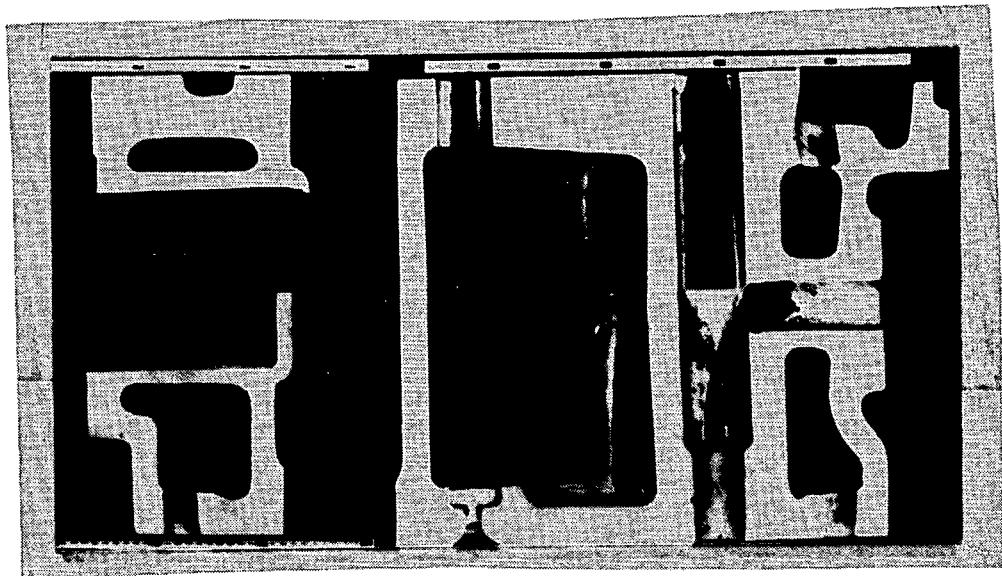


Fig. 3.2.15 Results of Color Check Inspection on Pearlitic Cylinder Cover

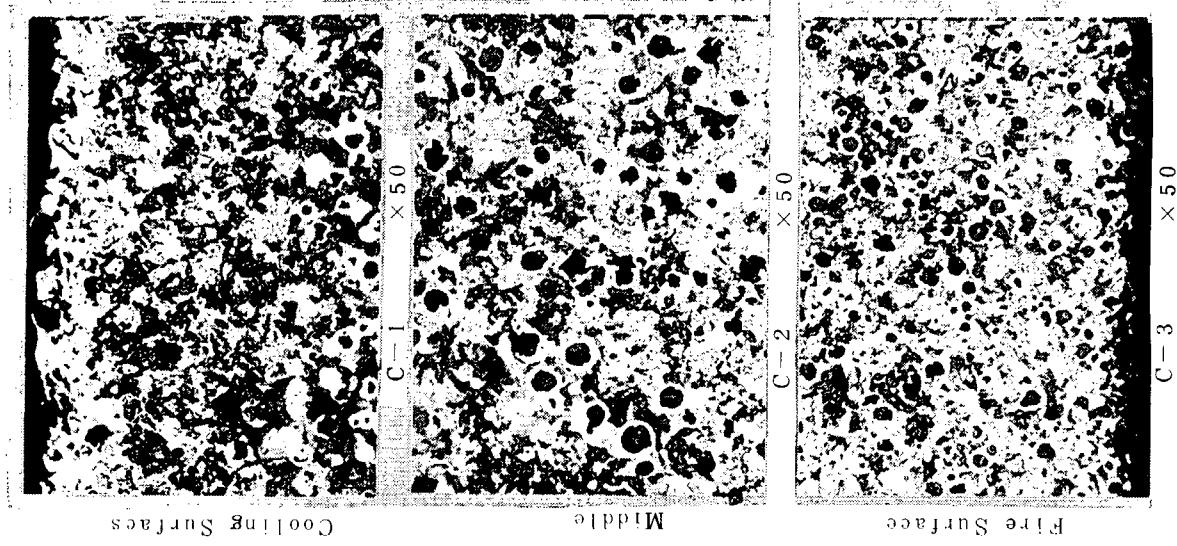


Fig. 3.2.16 Results of Brinell Hardness Test (Load 3000Kg)

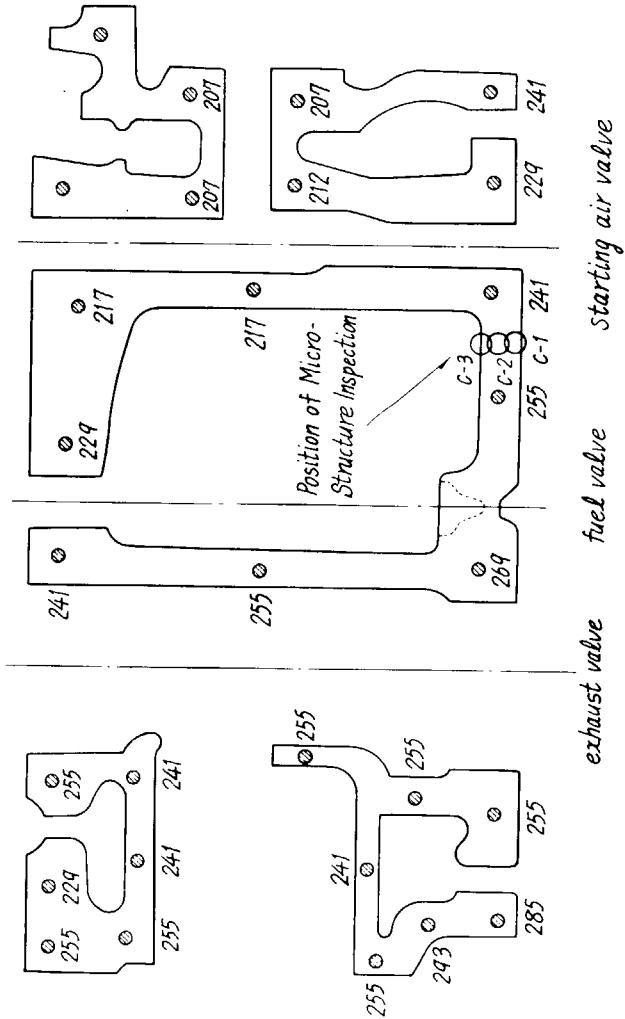


Fig. 3.2.17 Respective Micro-Structure of Pearlite Cylinder Cover  
(Inspection Points are shown in Fig. 3.2.16)

Table 3.2.9 Specification of Ships on which Test Cylinder Covers are boaded

Items	(A) - Ship	(B) - Ship
Engine	6 UET 45/80 D	6 UET 45/80 D
G/T (ton)	1990	2600
D/W (ton)	2900	3500
Length (m)	96	96
Width (m)	15	15
Height (m)	70	78
Type of Ship	Refrigerated Fish Carrier	Refrigerated Fish Carrier
Route	Japan-North Pacific Ocean	Japan-North Pacific Ocean
Numbers of Voyage (/year)	12	12
Numbers of Starting and Stopping of Engine (/voyage)	15	15
Symbols of Tested Cylinder Cover	PA, F	PC

### 3.3 触火面部材 (FCD 45, Cr-Mo 鋳鋼) の破損に及ぼすクリープの影響

#### 3.3.1 はじめに

ディーゼル機関のピストン、シリンダカバーの燃焼ガスにさらされるいわゆる触火面側に生じる損傷の多くは重大事故に至らないとされているものの、その事例ははなは多い。したがって触火面上の亀裂などの発生の防止および亀裂発生が機関の信頼性を損うものでないことを明らかにする必要がある。

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い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セーションが生じる。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。これらは機関の発停とともに繰返される。こうした状況下における材料の損傷を検討するには、疲労試験機により、最大歪あるいは最大応力において保持時間有する高温疲労試験を行うのが有効である。

一方、しばしば重大事故につながる冷却面側の損傷は定常熱応力とガス圧応力の重複疲労によるとされている。この定常熱応力については、クリープあるいはリラクセーションにより触火面側の応力が弛緩するのにつれて部材断面内で応力再配分が生じる。したがって機関運転中に時間経過とともに冷却面側の定常熱応力も変化する可能性がある。このため冷却面側の損傷を考える場合にも、触火面材料のクリープおよびリラクセーション特性を知っておく必要がある。

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、シリンダカバーに使用されるCr-Mo 鋳鋼、

球状黒鉛鋳鉄のクリープ、リラクセーション、保持時間のある高温疲労試験を行い基礎的データを作った。

### 3.3.2 試験装置および試験方法

#### (1) 引張り試験

5トン島津オートグラフを用いて、試験温度がRT, 200, 350, 500, 600°Cにおける引張強さ、伸び、断面収縮率を調べた。引張速度は試験機の出しうる最低速度0.5mm/minである。

#### (2) クリープ破断試験

東京衡機製の3トンクリープ破断試験機を用いて試験温度500, 550, 600°Cにおける破断時間10分ないし540時間という比較的短時間のクリープ破断時間およびクリープ歪を求めた。クリープ歪は±10mm(片側のみでは20mm)の範囲の伸びが計測可能な差動トランスにより計測した。

#### (3) 疲労試験

荷重容量±5トン、軸方向最大変位量±2mm、直接通電加熱の電気油圧サーボ方式の高温疲労試験機を設計製作し、これにより、最大負荷時に任意の保持時間を与えた荷重制御、伸び制御の低サイクル疲労試験を行った。

荷重制御の場合はロードセルの出力を制御量にした。伸び制御の場合は試験片の両端から軸方向にあけ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6mmへだたった標点の移動量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は設定温度500°Cにおいて最大約5°Cである。

破断寿命N<sub>f</sub>は引張側荷重が定常値(繰返し中、大部分を占める荷重)またはN<sub>f</sub>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。

#### (4) リラクセーション試験

単純引張リラクセーション試験は引張試験機を、繰返し引張圧縮リラクセーション試験は疲労試験機を用いた。

#### (5) 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。FCD材については2回にわたって素材を鋳造したので前後それぞれ(I)(II)と区別した。

化学組成をTable 3.3.1、機械的性質をTable 3.3.2、試験片の形状・寸法をFig. 3.3.1に示す。

Table 3.3.1 Chemical Compositions (wt. %), Heat Treatment

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Treatment
FCD45 (I)	3.65	2.80	0.48		0.015			as cast
" (II)	3.81	2.80	0.33	0.018	0.017		0.048 (Mg)	
Cast-Steel	0.17	0.41	0.71	0.009	0.008	0.76	0.34	1050°C×2Hr O.Q. 690°C×6Hr A.C.

Table 3.3.2 Mechanical Properties

Materials	Tempera-ture ℃	Proof Stress $Kg/mm^2$	U.T.S. $Kg/mm^2$	Young's Modulus $Kg/mm^2$	Elongat-ion %	Reduction in Area %	B.H.
FCD 45(I)	R.T.	31.0	56.0	$1.8 \times 10^4$	7.5	6	201
	200	26.0	43.5		5		
	350	28.0	46.0		4	4	
	500	22.5	28.0	1.27	11	15	
	600	11.0	13.0	0.7	17	22	
FCD 45(II)	R.T.	38.0	49.0	2.1	4	4	197
	200	29.0	48.5	1.9	9.5	10	
	350	32.0	46.0	2.2	5	3.5	
	500	23.0	26.7	1.4	7	13	
	600	13.5	14.4	0.7	12.5	25	
Cr-Mo Cast- Steel	R.T.	37.2	55.5	2.1	23.5	60.5	
	200	30.0	47.0	1.5	18.0	64.0	
	500	25.0	37.5	1.3	17.0	70.0	
	600	20.0	23.0	1.0	22.0	84.0	

## 3.3.3 試験結果

## (1) クリープ破断試験

高温にさらされている触火面部材の高温強度の基礎資料をえるためクリープ破断試験を行った。試験温度はFCD 45について500℃と600℃であり、Cr-Mo 鋳鋼については500, 550, 600℃である。

比較的短時間のクリープ破断試験を行ったのは、疲労試験の結果を検討するときに比較的短時間のクリープ破断試験結果が必要となることが多く、従来の長時間クリープ破断試験結果を短時間範囲に外挿することは精度上問題があると思われたからである。試験結果をTable 3.3.3に示す。

Table 3.3.3 Stress-Rupture Properties

Materials	Temperature ℃	Rupture Stress $Kg/mm^2$	Rupture Life hrs.	Elongation %
FCD 45(I)	500	24.2	0.18	16
		22.0	1.05	14
		19.6	3.52	15
		17.1	6.82	20
		13.5	52.67	12
	600	13.44	0.17	18
		8.56	3.60	8
		7.34	7.42	11
		3.91	114.58	10

FCD45(II)	500	21.00	2.5	13
		15.54	35.0	17
		14.07	76.6	17
		13.52	137.5	16
	600	6.49	21.15	16
Cr-Mo Cast- Steel	500	31.8	541.25	11
		33.8	21.41	27
		35.8	5.91	21
		34.3	12.85	18
	550	23.1	224.40	8
		24.8	30.00	10
	600	8.95	348.40	10
		15.0	24.08	15
		18.9	4.90	22
		20.9	1.40	22

破断試験の結果は Larson-Miller パラメータ  $P$  ( $P = T(C + \log t_r) \times 10^3$ ,  $T$ : 試験温度  $^{\circ}\text{K}$ ,  $t_r$ : 破断時間  $\text{hr}$ ,  $C$ : 定数) を用いて整理できる。結果を Fig. 3.3.2, 3.3.3 に示す。

FCD45 は(I), (II)とも  $C=20$  とすることによって、なめらかな一本の線上に実験点をのせることができ、 $P$  に関する 2 次式によって破断応力  $\sigma_r$  ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ ) を次のように表わすことができる。

$$\log \sigma_r = -1.3946 + 0.4727P - 0.01908P^2 \quad (3.3.1)$$

一方、Cr-Mo 鋳鋼に対しては一般に広く適用が可能とされる  $C=20$  ではまとめることができない。この場合  $C=45$  とすることによって 1 本の線上にのせることができ、 $P$  に関する 3 次式によって  $\sigma_r$  を次のように表わすことができる。

$$\log \sigma_r = 98.16242 - 8.10651P + 0.22728P^2 - 0.00213P^3 \quad (3.3.2)$$

Fig. 3.3.4, 3.3.5 にクリープ歪と破断時間の関係を示す。これによると FCD 材と Cr-Mo 鋳鋼材のクリープ歪と破断時間の関係はほぼ遷移、定常クリープ領域全域にわたって各温度ごとに勾配の等しい直線群で表わすことができる。

## (2) 疲労試験

高出力ディーゼル機関のピストンとシリンダカバーの触火面部材の応力解析によれば、材料の降伏応力に近いか、それを越えるほどの高い圧縮の熱応力が生じている。したがって圧縮のクリープを生じることが予想される。機関停止あるいは低出力時には部材の応力は引張応力に転化する。このような状況を材料試験機で単純シュミレートするには、一定温度のもとで圧縮時に保持時間を与えた伸び制御あるいは荷重制御による高温疲労試験をすることになる。

### (a) 荷重制御試験

実機の触火面側部材は機関の運転中圧縮の熱応力が保持されると想定した場合の試験である。

Table 3.3.4 Load Controlled Fatigue Tests of FCD 45

Specimen Number	Stress [Kg/mm <sup>2</sup> ]				Hold Time[sec]		Number of Cycles to Failure N <sub>f</sub>
	Tension σ <sub>t</sub>	Compression σ <sub>c</sub>	Range Δσ	Equivalent Range Δσ <sub>eq</sub>	Tension	Compression	
1-36	25.35	0.26	25.6	47.0	0.1	1	95
1-66	25.35	0.26	25.6	47.0	1	1	45
1-26	25.35	0.26	25.6	47.0	10	1	12
*3-2	25.4	0.26	25.7	47.0	100	1	2
2-6	25.2	25.2	50.4	50.4	0.1	0.1	1159
1-3	25.2	25.2	50.4	50.4	1	1	59
*1-5	25.4	25.4	50.8	50.8	10	10	34
3-56	22.2	0	22.2	36.8	1	1	46
*1-1	22.4	0.26	22.7	38.0	100	1	3.5
1-4	22.4	21.8	44.2	44.2	1	1	377
2-5	22.1	22.1	44.2	44.2	100	100	64
2-3	17.8	0.26	18.1	26.7	0.1	1	>32132
4-66	18.2	0.26	18.5	27.3	1	1	12516
4-46	18.5	0.26	18.8	27.3	10	1	1688
2-36	18.3	0.26	18.6	27.2	100	1	39
1-6	18.2	17.4	35.6	36.2	0.1	0.1	11738
2-1	18.2	17.5	35.7	36.5	1	1	3389
2-4	19.7	17.4	37.1	38.7	10	10	710
2-2	17.6	18.5	36.2	35.5	100	100	71
3-46	18.1	17.7	35.8	36.0	100	100	76
*	26.8	26.8	53.6	53.6	0.1	0.1	180
	26.8	26.8	53.6	53.6	0.1	0.1	147
	17.4	16.4	33.8	34.6	0.1	0.1	25253
	28.8	29.5	58.3	57.8	0.1	0.1	20

\* 500°C, Others 508°C

試験はFCD 45材についてのみ行った。圧縮時に保持時間を与えた完全片振り定荷重疲労試験をするとFig. 3.5.6に示すよう圧縮のクリープを生じ、わずかに温度の高い試験片中央部がふくらむが破断することはない。静的クリープ(単純引張り)破損との対応を検討するため完全両振りと引張完全片振りのそれぞれ最高荷重において保持時間を0.1, 1, 10, 10<sup>2</sup>秒与えた試験を行った。

完全片振りにおける応力振幅を修正Goodman線図を用いて平均応力のない場合の等価相当応力振幅に直して△σ<sub>eq</sub>とN<sub>f</sub>との関係をFig. 3.3.7に示す。△σ<sub>eq</sub>を用いて整理することにより片振り、両振りを通じて各保持時間毎に傾斜一定の平行な直線で表わすことができる。

Fig. 3.3.8 は引張側最高応力と破断までの引張側負荷時間(引張側等価保持時間× $N_f$ )との関係を示す。ここで等価保持時間△ $t_{eq}$ とは線型クリープ損傷側に基づいて応力上昇・下降時の損傷分を最大応力負荷時の保持時間に換算したものを設定保持時間分に加えたものである。図中2本の実線はそれぞれ500, 508℃における静的クリープ破断線である。図から、時間依存性のあることは明らかでありクリープ損傷効果の存在が予測されることを示している。

Fig. 3.3.9 は時間寿命に関して繰返しクリープ損傷効果と静的クリープ損傷効果の関係を示す。繰返しクリープ損傷量は次のようにして求める。1サイクル中のクリープ損傷量を△ $\varphi_c$ とし、破断までの等価繰返し数を $N_c$ とするとき、

$$\triangle \varphi_c \times N_c = 1 \quad (3.3.3)$$

$$\text{ここで } \triangle \varphi_c = \int_0^{\triangle t} \frac{1}{t_r} dt \quad (3.3.4)$$

$t_r$  : dt時間中にかかっている応力でのクリープ破断時間

$\triangle t$  : 1サイクル中の引張側のみ、または圧縮側も加えた時間

$N_c$  と実験でえられた破断までの繰返し数 $N_f$  ならびに純粋に疲労のみによる破断繰返し数 $N_{f0}$  を用いて疲労とクリープが混在する場合の破損について線型加算則は次のように表わされる。

$$N_f \frac{\sum \triangle t}{t_r} + \frac{N_f}{N_{f0}} = 1 \quad (3.3.5)$$

ここで $N_{f0}$  として500℃における保持時間が引張側、圧縮側とも0.1秒を与えた完全両振りのデータをえらびFig. 3.3.7 のように直線で結ぶ。これに対して負荷条件が種々に変る△ $\sigma_{eq}$  で整理された各実験点について破断繰返数の比 $N_f/N_{f0}$  を求め、これを疲労損傷分とする。一方、前述の引張側等価保持時間に破断繰返数を乗じた△ $t_{eq} \times N_f$  と静的クリープ破断時間 $t_r$ との比△ $t_{eq} \times N_f/t_r$  をクリープ損傷分として、疲労、クリープ損傷の相互効果を表わしたものとFig. 3.3.10 に示す。

本実験ではクリープ損傷効果の大きいことはわかるが(3.3.5)式は成立しない。歪に関するクリープ損傷あるいは雰囲気の劣化作用の検討が必要であろう。

### (b) 伸び制御試験

実機の触火面側部材は機関運転中圧縮の熱歪が保持されるものと想定した場合の試験である。試験は主として圧縮側に保持時間を0.1, 1, 10, 10<sup>2</sup>, 10<sup>3</sup>秒を与えた完全片振り定伸び試験をCr-Mo 鋳鋼とFCD45材について試験温度500℃で行った。

#### (i) FCD45

試験結果をTable 3.3.5, Fig. 3.3.10, 3.3.11に示す。

保持時間が寿命に与える影響は $N_f = 10^2$ 位まではあまり見られないが、繰返し数が長くなるほど影響が明らかになり保持時間が長くなるにつれて寿命の低下は著しくなる。その関係をFig. 3.3.12に示す。寿命減少率の基準にはMansonのユニバーサルスロープ式による値を用いた。

保持時間の増加とともに寿命が低下するのは、伸び一定の試験条件下では保持中の応力弛緩が引張側、圧縮側とも最高応力を大きくさせ、かつヒステリシスループも大きくさせることに原因があるものと思われる。すなわち、後述のようにFCD45材のリラクセーション特性はCr-Mo 鋳鋼に比し著しく異なり、同じ負荷条件で50時間の弛緩量はCr-Mo 鋳鋼が初期応力の20%しか弛緩しないのにに対しFCD45材は70%も弛緩するのでFCD45材のヒステリシスループの囲む面積はCr-Mo 鋳鋼に比らべ大きい。

Table 3.3.5 Strain Controlled Fatigue Tests of FCD 45

Case Number	Strain Range $\Delta\epsilon$	Stress Range $\Delta\sigma$	Tensile Stress $\sigma_t$	Compressive Stress $\sigma_c$	Hold Time (sec)		Strain Condition 199mV/0.02mm		Relaxation Stress $\sigma_{rel}$	Number of Cycles to Failure $N_f$
					Tension	Comp.	Tension mV.	Comp. mV.		
1	$1.7 \times 10^{-2}$	63.7	32.5	31.2	0.1	0.1	1	150		36
2	1.16	62.9	29.1	33.8	0.1	0.1	1	100		137
3	0.61	46.5	22.9	23.6	0.1	0.1	1	50		905
4	0.34	41.8	18.7	23.1	0.1	0.1	1	35		9558
5	1.44	55.6	25.7	29.9	1	1000	1	100	-17.0	58
6	0.74	53.5	28.8	24.7	1	1000	1	75	-14.0	133
7	0.57	44.2	25.0	19.2	1	1000	1	50	-8.3	400
8	1.34	59.3	28.6	30.7	1000	1000	50	50	16.9, -16.9	59
9	0.23	30.8	15.8	15.0	0.1	0.1	15	15		>91,944
10	0.40	52.5	26.0	26.5	0.1	0.1	30	30		740
11	0.79	57.2	30.1	27.1	0.1	0.1	40	40		321
12	0.96	57.1	28.1	29.0	0.1	0.1	50	50		145
13	0.55	39.9	22.1	17.8	1	1000	1	40	-9.0	425
14	0.36	33.5	19.2	14.3	1	1000	1	35	-8.0	297
15	0.57	36.2	18.2	13.0	1	1000	1	35	-8.3	287
16	0.97	54.8	26.8	27.6	1000	1000	35	35	156, -15.6	114
17	0.27	38.0	22.1	15.9	1	10	1	35	-1.5	2,859
18	0.90	53.5	26.2	27.3	1	10	1	75	-7.2	237
19	0.19	28.6	18.2	10.4	1	10	1	25		26,710
20	0.36	45.7	24.7	21.0	1	100	1	50	-9.1	526
21	1.27	59.7	29.0	30.7	1	100	1	100	-13.0	87
22	0.47	45.2	24.4	20.8	1	100	1	50	-7.0	580
23	0.33	37.3	20.8	16.5	1	100	1	35	-3.1	1,708
24	0.24	33.3	20.8	12.5	1	100	1	30	-2.0	3870

一方、最高歪で保持されると応力が直ちに弛緩するためクリープ損傷を生じると思われる応力レベルからはるかに低くなる。したがって、本実験の範囲内では累積クリープ損傷則を適用すると  $N_e \rightarrow \infty$ となってしまいクリープ損傷効果はないことになり、リラクセーションが保持時間による寿命低下に影響を及ぼすものと考えられる。

応力弛緩量は保持時間が長くなると一定値に漸近するので、保持時間による疲労寿命の低下も限度があることが予想される。Fig. 3.3.12からもその傾向はみられるが、定量的には今後の研究課題である。

#### (ii) Cr-Mo 鋳鋼

試験結果を Table 3.3.6, Fig. 3.3.13, 3.3.14 に示す。

Table 3.3.6 Strain Controlled Fatigue Tests of Cr-Mo Cast-Steel

Case Number	Strain Range $\Delta\epsilon$	Stress Range $\Delta\sigma$	Tensile Stress $\sigma_t$	Compressive Stress $\sigma_c$	Hold Time (sec)		Strain Condition 100mV/0.02mm		Relaxation Stress $\sigma_{rel.}$	Number of Cycles to Failure $N_f$
					Tension	Comp.	Tension mV.	Comp. mV.		
1	$0.60 \times 10^{-2}$	5 5.6	2 4.4	3 1.2	0.1	0.1	2 0	2 0		5,762
2	1.18	7 0.7	3 3.8	3 6.9	1 0	1 0	8 0	8 0	65, -65	135
3	0.89	6 4.0	3 3.0	3 1.0	1 0 0	1 0 0	4 0	4 0	3.9, -3.9	843
4	0.35	4 9.2	1 7.2	3 2.0	1	1 0 0	1	4 0	-1.8	$> 10^4$
5	0.95	6 0.9	3 1.2	2 9.7	1	1 0 0	1	8 0	-3.9	1,045
6	0.59	6 0.0	2 7.8	3 2.2	1	1	1	8 0		470
7	1.19	6 2.6	2 8.8	3 3.8	0.1	0.1	1	8 0		714
8	0.88	7 2.2	3 4.3	3 7.9	1	1 0 0 0	1	8 0	-8.5	710
9	0.95	6 7.4	3 0.2	3 7.2	1 0 0 0	1	8 0	1	6.8	767
10	0.74	6 2.3	3 0.1	3 1.7	1	1	1	7 0		880
11	1.00	6 2.6	3 0.9	3 1.7	1	1 0 0	1	7 0	-5.2	1,270
12	0.80	6 2.1	3 1.7	3 0.4	1	1 0 0 0	1	7 0	-6.7	1,010
13	0.95	5 8.1	2 8.0	3 0.1	0.1	0.1	1	8 0		1,045
14		6 2.6	3 0.4	3 2.2	0.1	0.1	4 0	4 0		1,124
15		7 1.0	3 3.8	3 7.2	0.1	0.1	8 0	8 0		160
16		5 8.5	3 1.0	2 7.5	1	1 0 0 0	1	6 0	-5.3	1,650
17	0.97	6 2.9	3 1.2	3 1.7	1	1	1	9 0		1,120
18	1.33	6 3.4	3 3.5	2 9.9	1	1	1	1 1 0		636
19	1.30	6 0.2	3 2.4	2 7.8	0.1	0.1	1	1 1 0		619
20	3.63	7 4.6	3 6.4	3 8.2	0.1	0.1	1 3 0	1 3 0		107
21	0.94	6 3.3	3 2.1	3 1.2	0.1	0.1	1	9 0		675
22	1.52	7 0.2	3 3.8	3 6.4	0.1	0.1	1	1 5 0		100
23	1.70	7 6.1	3 7.7	3 8.4	1	1 0 0	1	1 5 0	-16.3	402
24	3.14	7 5.9	3 6.4	3 8.5	0.1	0.1	1	2 5 0		223
25	3.47	7 7.4	3 9.0	3 8.4	1	1 0 0 0	1	2 5 0	-14.0	212
26	2.30	7 0.7	3 3.3	3 7.4	1 0 0 0	1	1 5 0	1	1 2.2	200
27	3.14	7 7.7	3 6.8	4 0.8	1 0 0 0	1	2 5 0	1	1 2.5	134
28	0.46	5 6.5	2 3.4	3 3.1	0.1	0.1	5 0			3,400

実験点にかなりのばらつきがあり断定するまでにはいたらないが、長時間の保持によっても寿命は低下しないように見える。

クリープ損傷に関しては引張側も圧縮側も等価と考えて前項の(3.3.3)～(3.3.5)式を用いて計算したが、これによる累積クリープ破断時間は同一応力レベルにおける単純クリープ破断時間に比べてはるかに短く、クリープ損傷効果を認めることができない。

### (3) リラクセーション試験

Cr-Mo 鋳鋼およびFCD 45材の高温リラクセーション試験を行った。

リラクセーションの解析にはクリープ解析に適用される歪硬化理論を用いることが行われているので次式<sup>1)</sup>を用いて弛緩応力と経過時間の関係を求める。

$$\dot{\epsilon} = B \sigma^m \epsilon^{-\mu} \quad (3.3.6)$$

ここで  $\dot{\epsilon}$  : クリープ歪速度,  $\epsilon$  : クリープ全歪,  $B, m, \mu$  : 温度によって定まる定数

本来、この式の適用範囲は第1期遷移クリープ範囲内の現象の説明であるが、本報告におけるように比較的短時間で第2期、第3期までを含めた整理にも拡張できるか検討することにした。

(3.3.6)式における各定数はクリープ試験の結果をFig. 3.3.4, 3.3.5のように表わすことによって定めることができ、それをFig. 3.3.15, 3.3.16に示す。

リラクセーションへの適用に当ってFig. 3.3.17のように各量を定めると

$$\dot{\epsilon}_r = B \sigma^m \epsilon_r^{-\mu} \quad (3.3.7)$$

$\epsilon_0 = \text{const}$  から

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma}{dt} &= -E B \sigma^m \epsilon_r^{-\mu} \quad \text{が導かれ} \quad \frac{\sigma}{\sigma_0} = \chi \quad \text{とおくと} \\ \int_1^{\sigma/\sigma_0} \frac{(\chi-1)^{\mu}}{\chi^m} d\chi &= -E^{1+\mu} B \sigma_0^{m-(1+\mu)} t \end{aligned} \quad (3.3.8)$$

がえられ、保持開始時の応力  $\sigma_0$  に対して任意の応力  $\sigma$  になるまでの時間  $t$  を求めることができる。

#### (i) FCD 45材

引張試験機による単純引張りの場合の応力弛緩量を50時間までについて調べた結果をFig. 3.3.18に示す。試験は第1回負荷に続いて、除荷と同時に温度も室温まで下げた後第2回目の負荷を与えた場合と、温度は500°Cに保ったまま荷重のみ0までもどした後第2回目の負荷を与えた場合の2種類について行った。両者の差は大きくななく、かつ計算値ともほぼ一致する。

疲労試験機によって温度一定のままで伸び制御で繰返し負荷させた場合は繰返し歪軟化の現象を示し、第2回負荷以降数サイクルの間に応力レベルは低下しこれにともなって弛緩量も低下する。これをFig. 3.3.20に示す。

#### (ii) Cr-Mo 鋳鋼

引張試験機を用いて単純引張の場合の応力弛緩量を50時間までについて調べた。結果をFig. 3.3.19に示す。疲労試験機を用いて温度一定のまま保持時間を引張、圧縮側にそれぞれ12時間を与えた繰返し完全両振り試験を行って弛緩量を調べた。結果をFig. 3.3.22に示す。

Fig. 3.3.19, 3.3.22中の実線は歪硬化理論による計算値で、単純引張りの場合保持開始までの負荷速度の影響の著しい保持初期を除いてよく一致するが、疲労試験機の場合、温度一定のままで第2回以降の繰返しにおける弛緩量は単純引張りの場合より大きくなる。しかしながらFig. 3.3.21に示すように繰返しによる影響は最初の数サイクルまでその後は破断直前までほとんど変わらない。

### 3.3.4 まとめ

ディーゼル機関の触火面部材の損傷機構に対するクリープおよびリラクセーションの影響を調べるために、球状黒鉛鋳鉄FCD 45とCr-Mo鋳鋼について短時間クリープ破断試験、リラクセーション試験、最大負荷時に保持時間のある荷重制御、伸び制御の各疲労試験を行い以下の結果を得た。

触火面部材の定常熱応力の負荷状況について、圧縮時の最大応力のまま保持される場合と、同じく最大歪のま

ま保持される場合の二つを想定して材料の高温疲労試験を行った。破損に対して応力保持の場合保持時間の影響は大きく、それはクリープの影響と考えられる。歪保持の場合には保持時間の影響は材料によって異なるが、それはリラクセーションの影響と考えられる。実機の状況は歪保持により近いと考えられるので、材料のリラクセーション特性を十分把握する必要がある。各材料についての試験結果を以下に列記する。

### (1) FCD45

- a) 荷重制御型両振り疲労試験の結果、損傷は時間依存型であり疲労損傷効果は少ない。圧縮側に保持時間を与えた片振りでは圧縮のクリープが生じ大きく変形するが破断はしない。
- b) 時間依存型損傷をクリープ破断時間にもどすく累積クリープ損傷モデルで説明しようとしたが量的に満足すべき結果はえられなかった。
- c) 定伸び疲労試験の結果、破損に対して保持時間の影響が認められ、これはリラクセーションによる影響と考えられる。
- d) 短時間クリープ破断試験結果は Larson-Miller パラメータで整理でき、実験式を作った。
- e) リラクセーション特性については、初めての負荷時と、負荷後温度・荷重ともそれぞれ室温・無荷重にし再度負荷した場合とで特性はほとんど差がない。温度を高温のまま保持し荷重のみ繰返すと弛緩量は順次減少するが、減少は数サイクルでほぼ静定し以下破断まであまり変化しない。
- f) 歪硬化理論式を用いて応力弛緩量を計算できる。

### (2) Cr-Mo 鋳鉄

- a) 定伸び疲労試験の結果、損傷は時間依存型でなく疲労損傷効果が大きい。
- b) 圧縮歪保持の場合、破損に及ぼす保持時間の影響は認められない。
- c) 短時間クリープ破断試験結果は Larson-Miller パラメータで整理でき、実験式を作った。
- d) 温度を高温のまま保持し荷重のみ繰返すと弛緩量は順次増加するが、増加は数サイクルでほぼ静定し以下破断直前までほとんど変わらない。
- e) 歪硬化理論式を用いて応力弛緩量を予測できる。

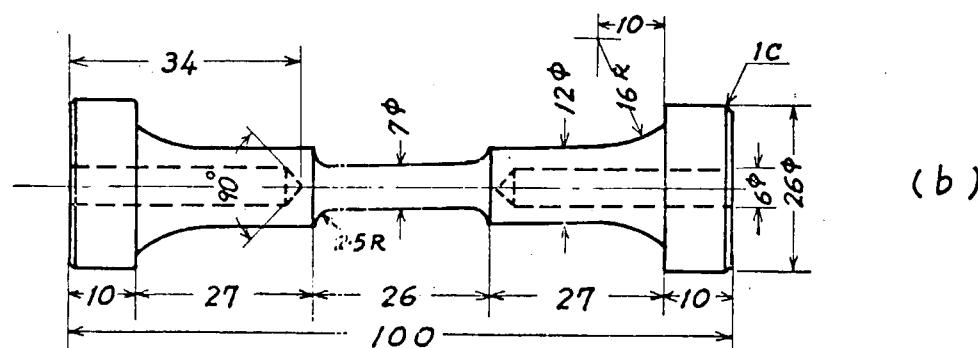
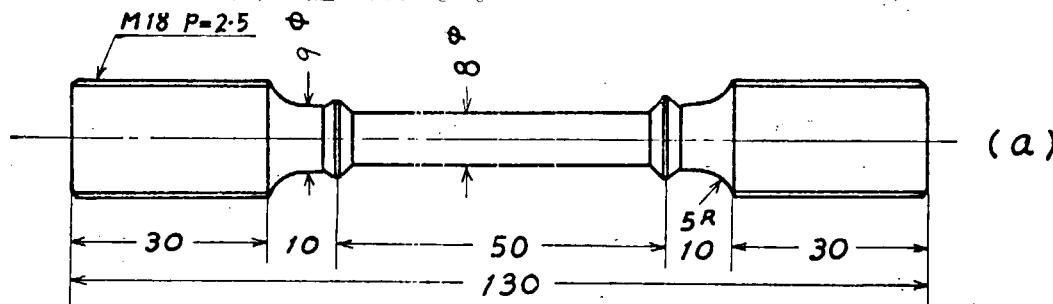


Fig. 3.3.1 Dimensions of Specimens

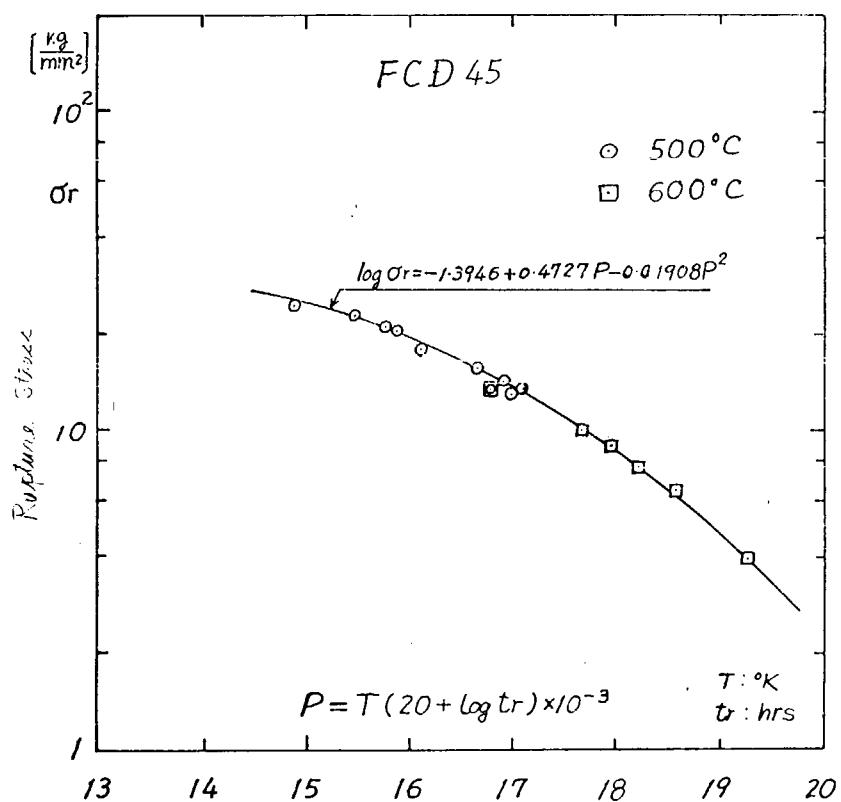


Fig. 3.3.2 Larson-Miller Parameter versus Rupture Stress, FCD 45

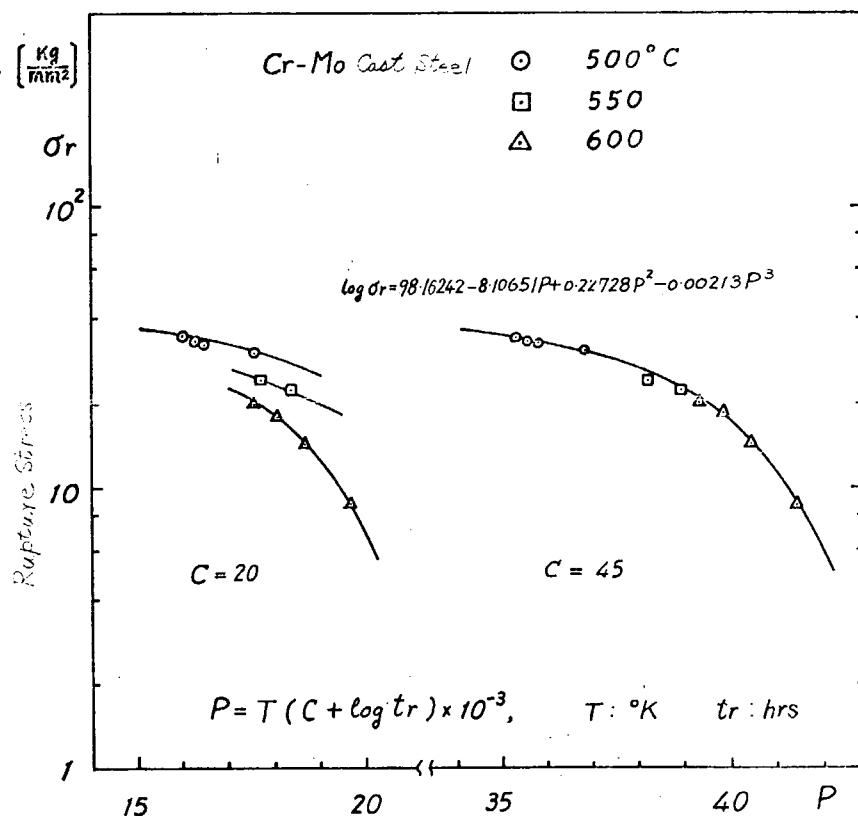


Fig. 3.3.3 Larson-Miller Parameter versus Rupture Stress, Cr-Mo Cast-Steel

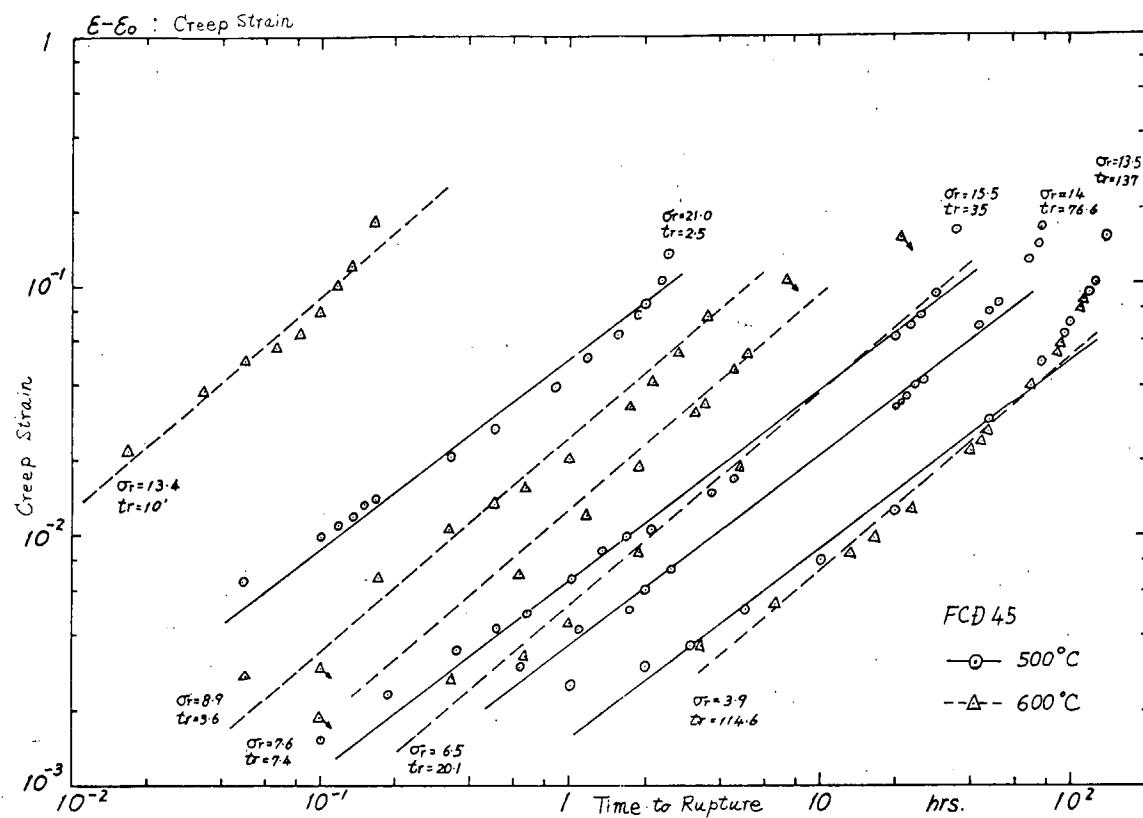


Fig. 3.3.4 Rupture Life versus Creep Strain, FCD 45

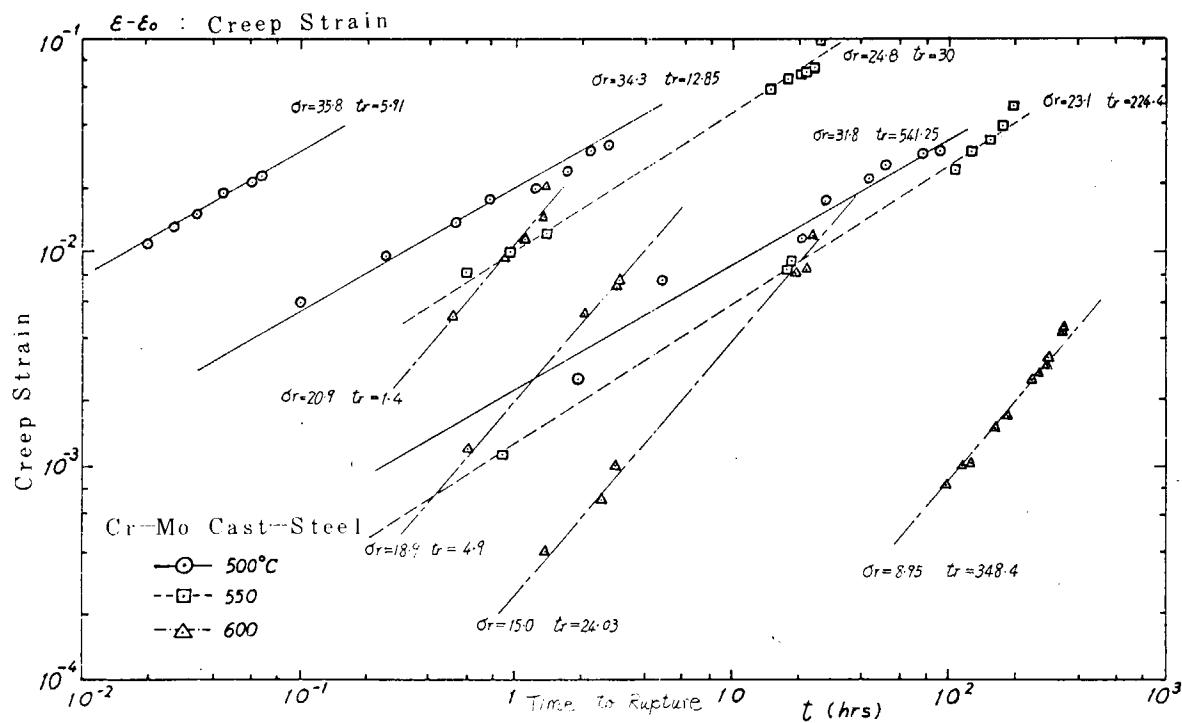


Fig. 3.3.5 Rupture Life versus Creep Strain, Cr-Mo Cast-Steel

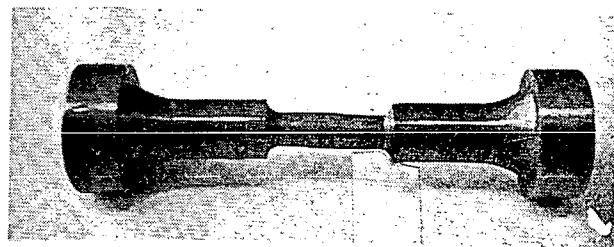


Fig. 3.3.6 Bulgy Specimen due to Repeated Compressive Stress

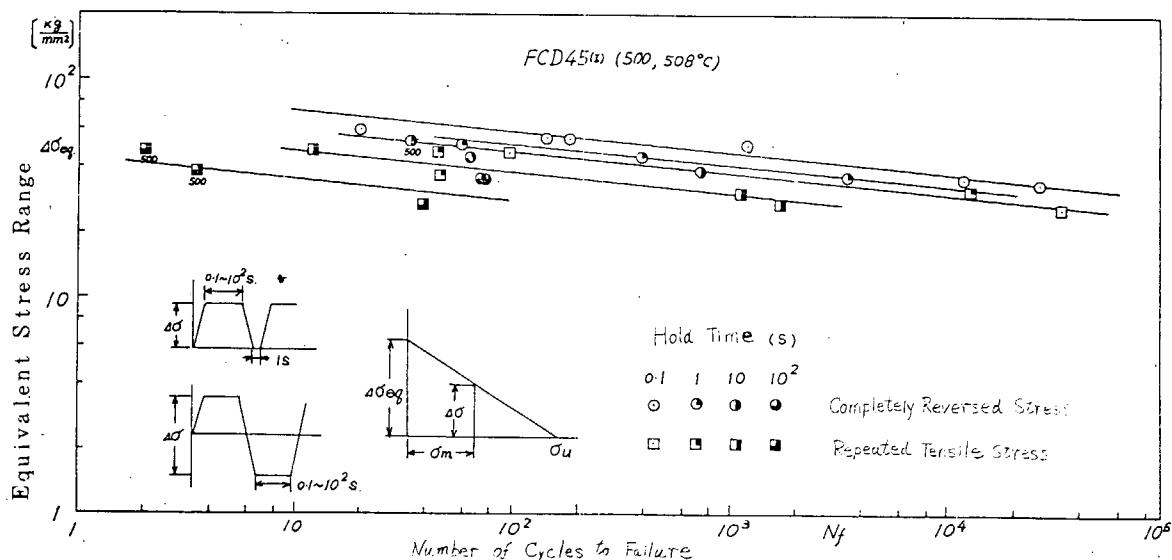


Fig. 3.3.7 Load Controlled Fatigue Tests, FCD45

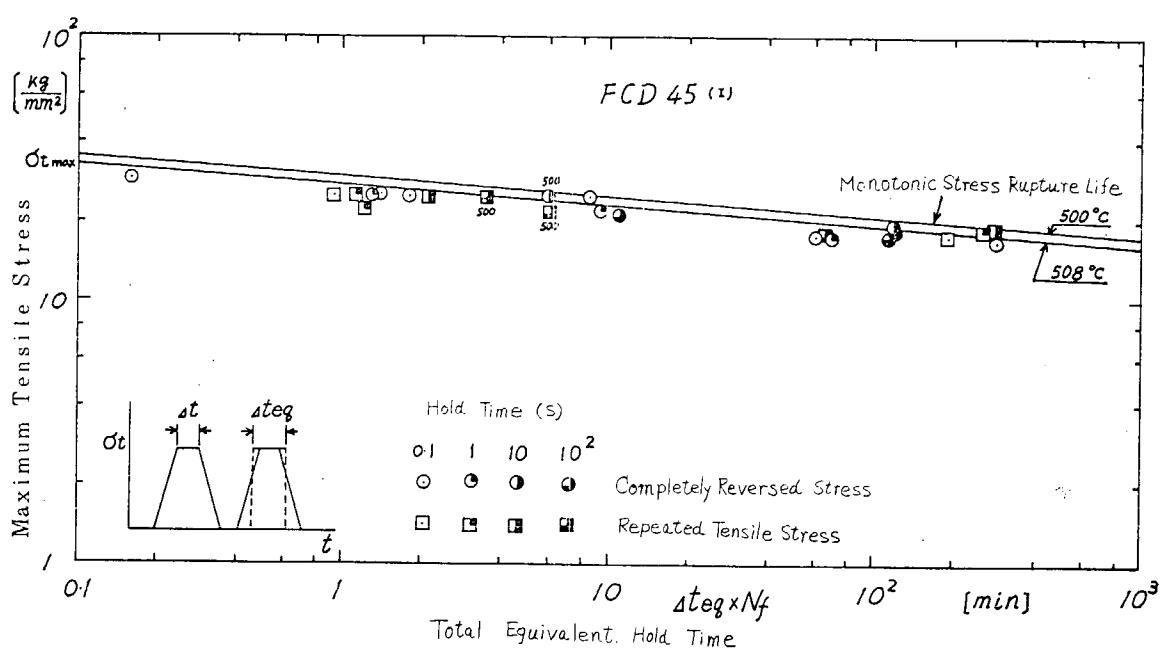


Fig. 3.3.8 Load Controlled Fatigue Tests, Maximum Tensile Stress versus Total Equivalent Hold Time to Rupture, FCD45

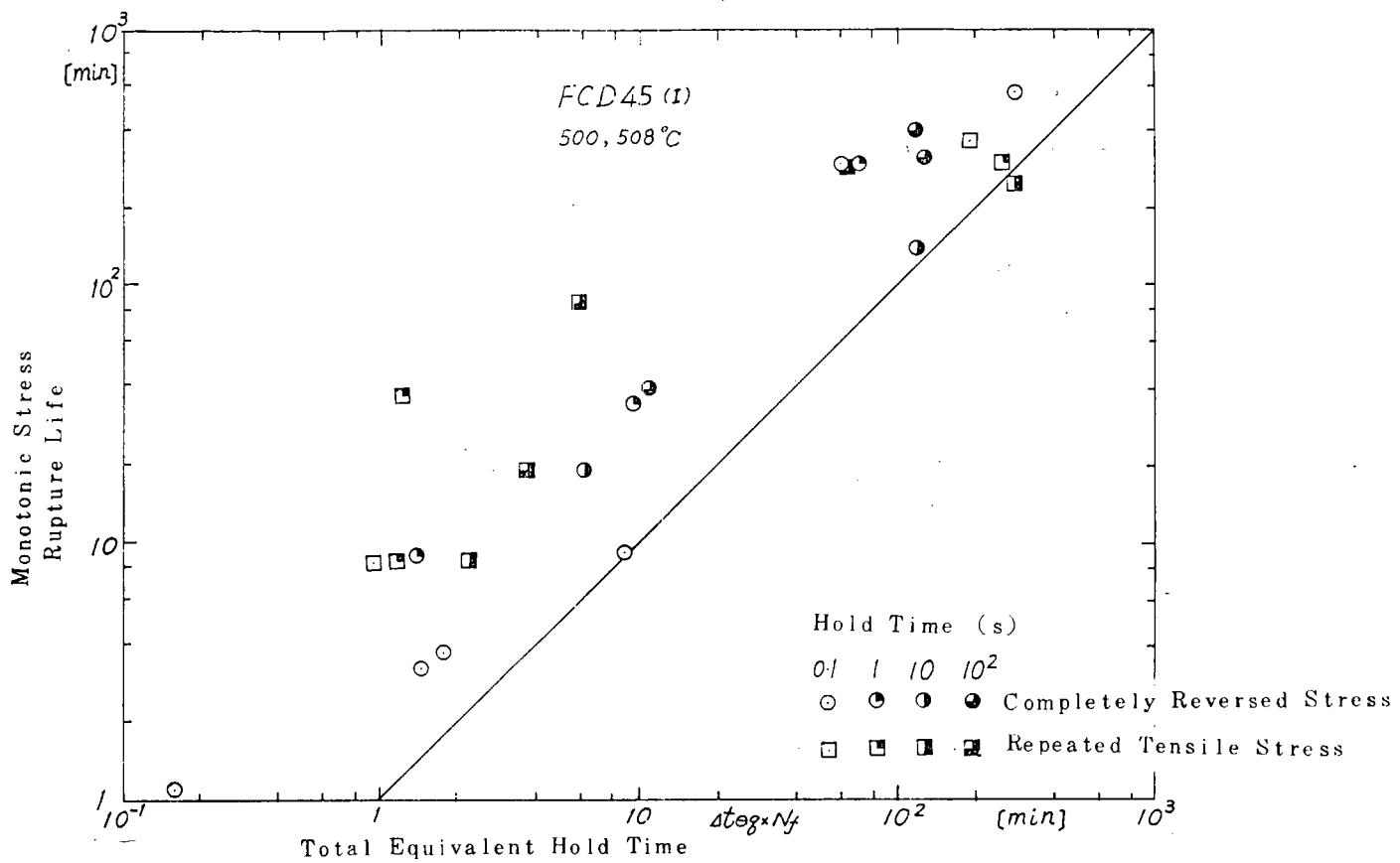


Fig. 3.3.9 Load Controlled Fatigue Tests. Monotonic Stress Rupture Life versus Total Equivalent Hold Time to Rupture at Maximum Tensile Stress, FCD 45

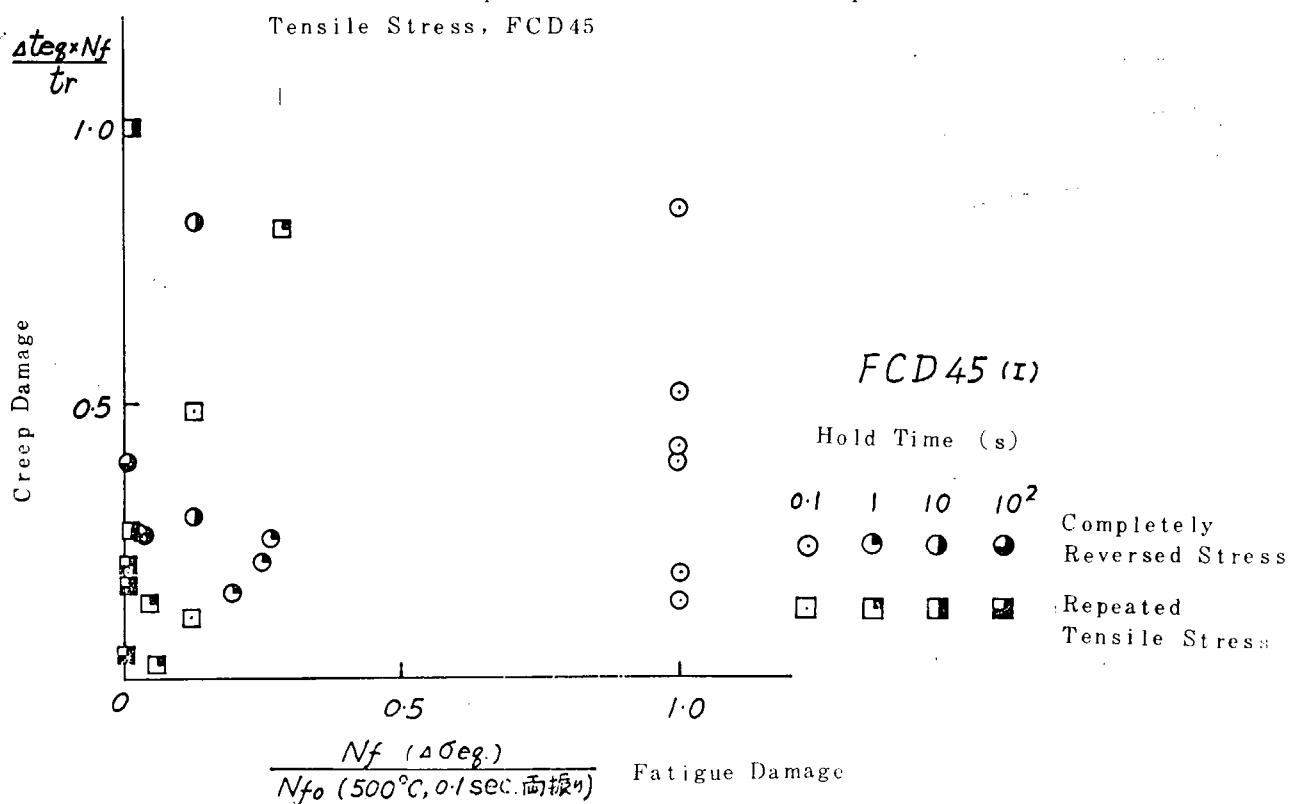


Fig. 3.3.10 Creep versus Fatigue Damage

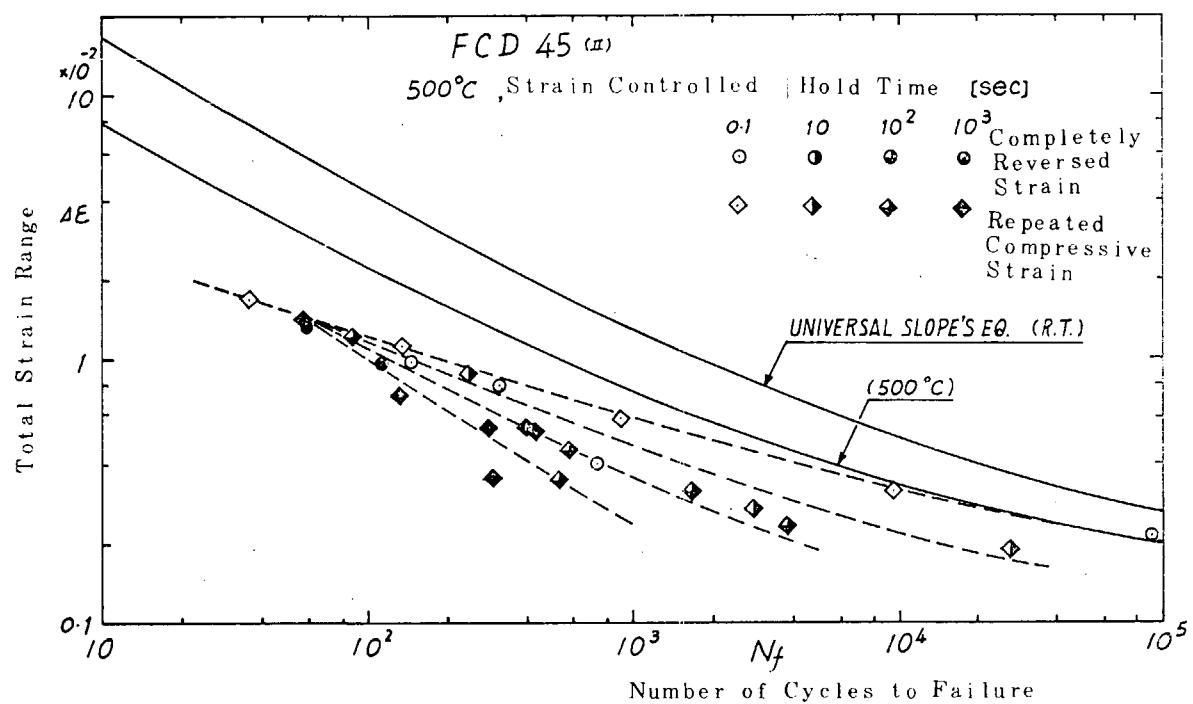


Fig. 3.3.11 Strain Controlled Fatigue Tests, FCD45

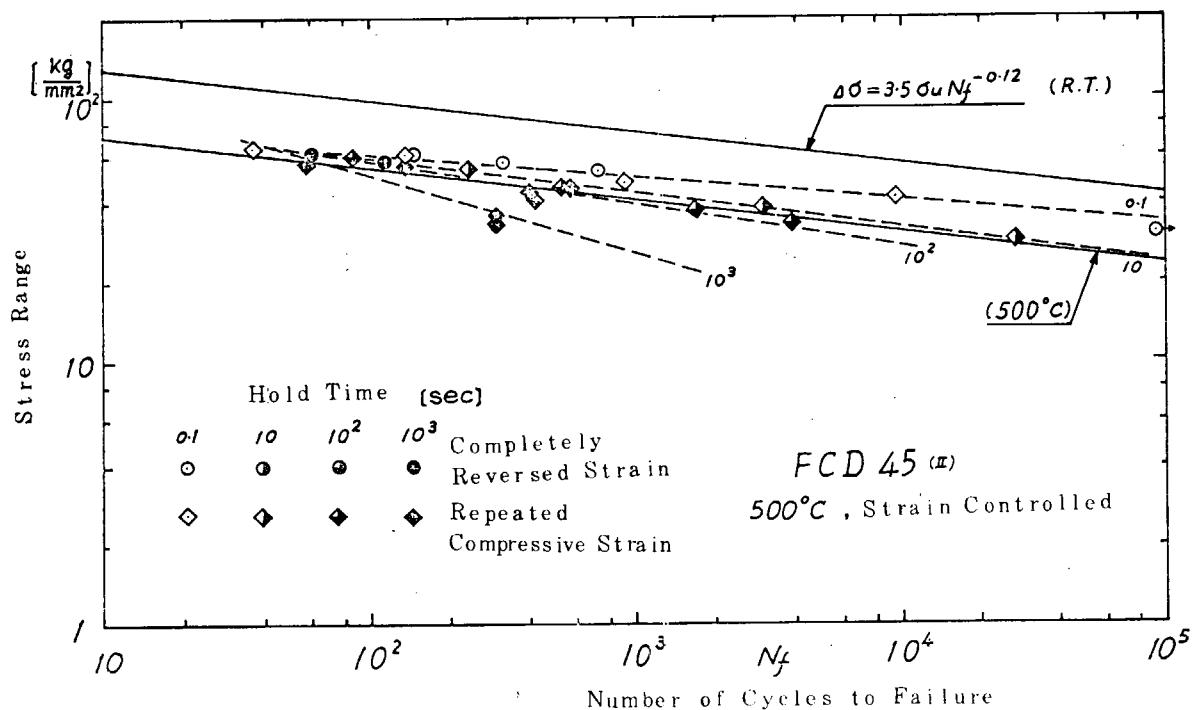


Fig. 3.3.12 Strain Controlled Fatigue Tests, FCD45

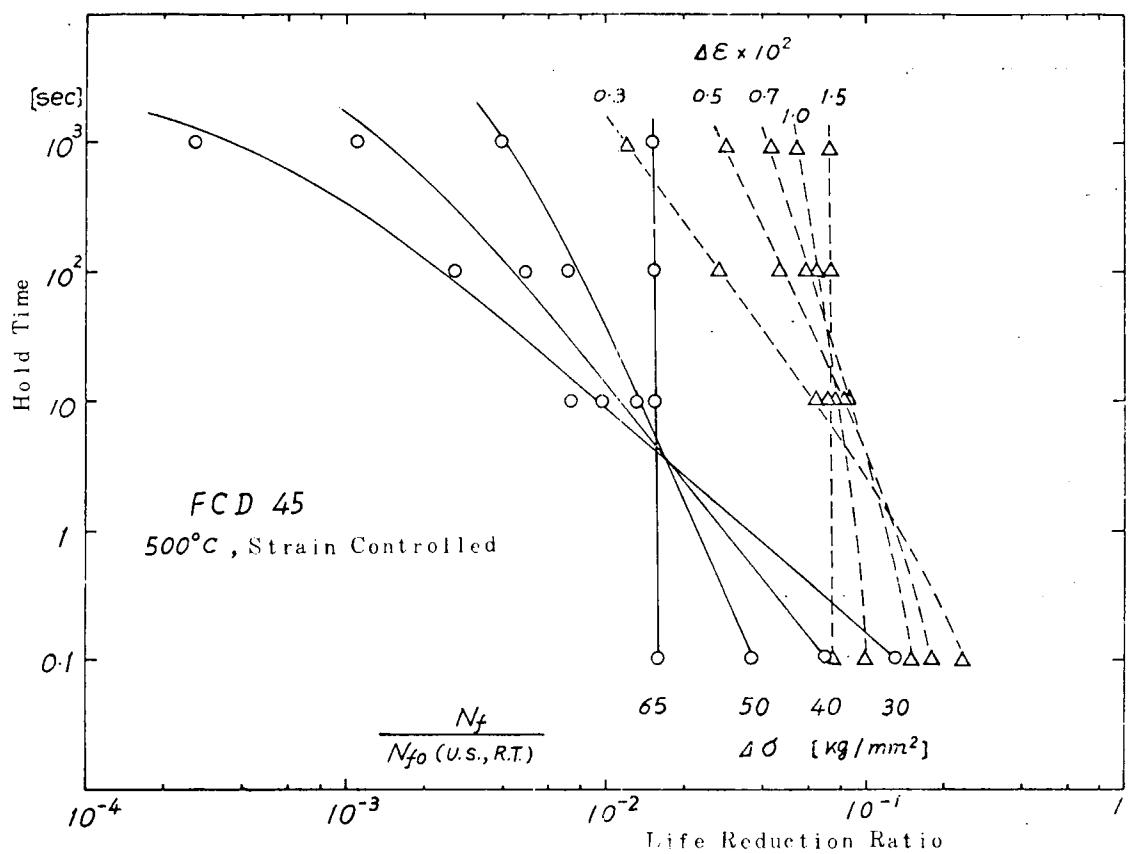


Fig. 3.3.13 Effect of Hold Time on Fatigue Life, FCD45

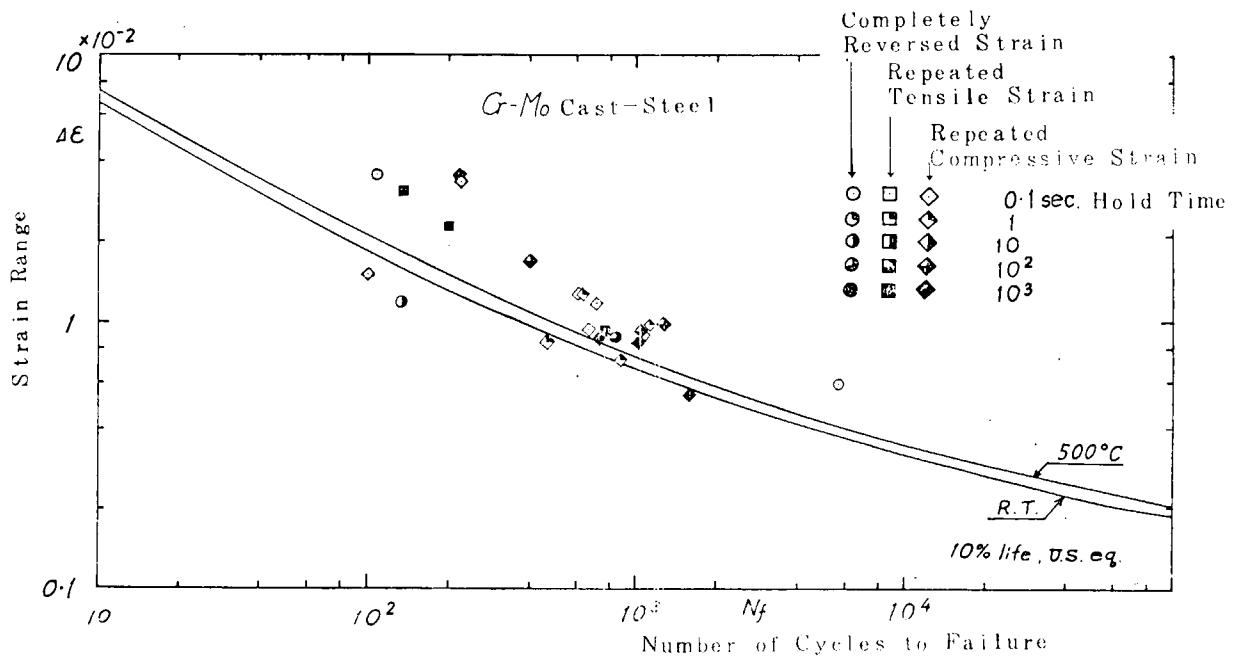


Fig. 3.3.14 Strain Controlled Fatigue Tests, Cr-Mo Cast-Steel

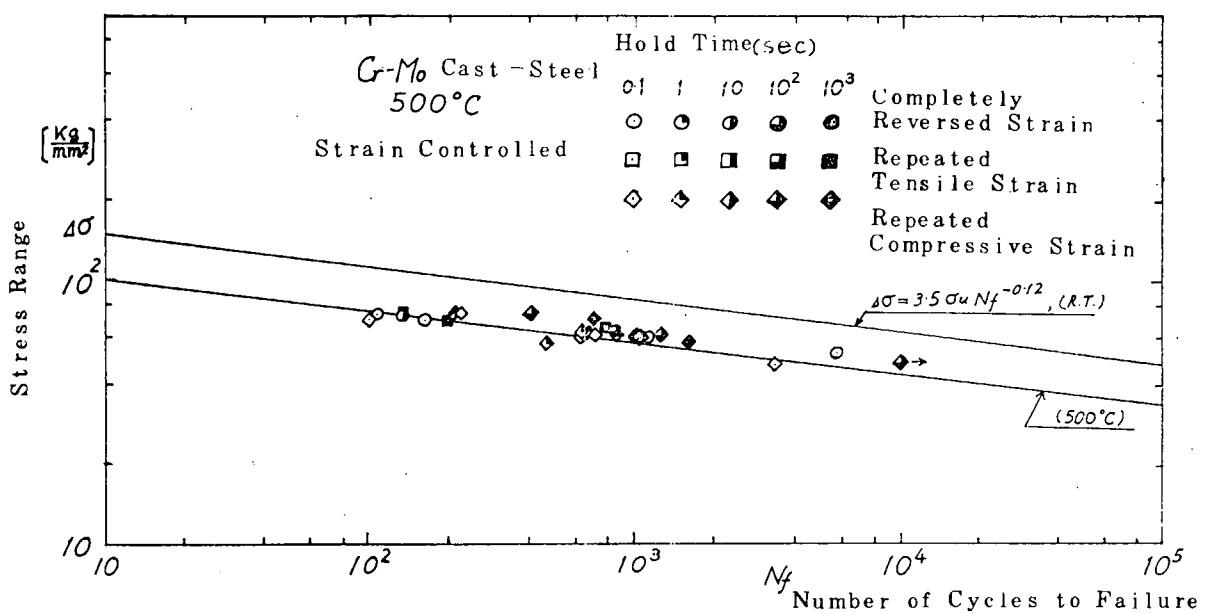


Fig. 3.3.15 Strain Controlled Fatigue Tests, Cr-Mo Cast-Steel

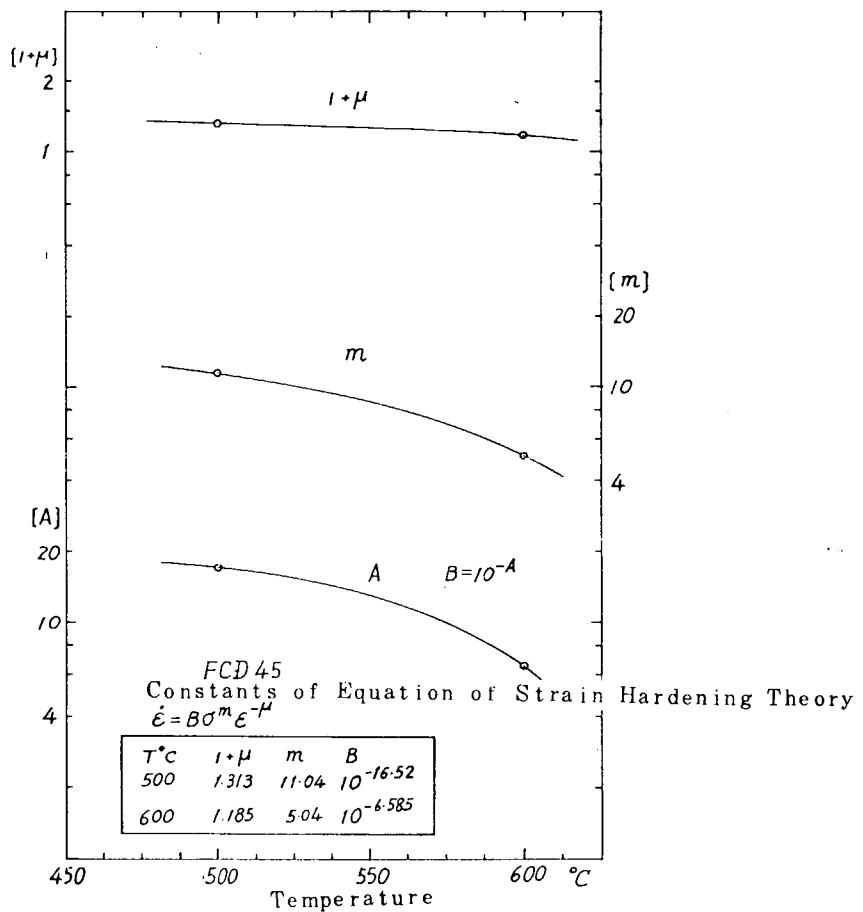


Fig. 3.3.16 Constants against Temperature on Strain Hardening Theory, FCD 45

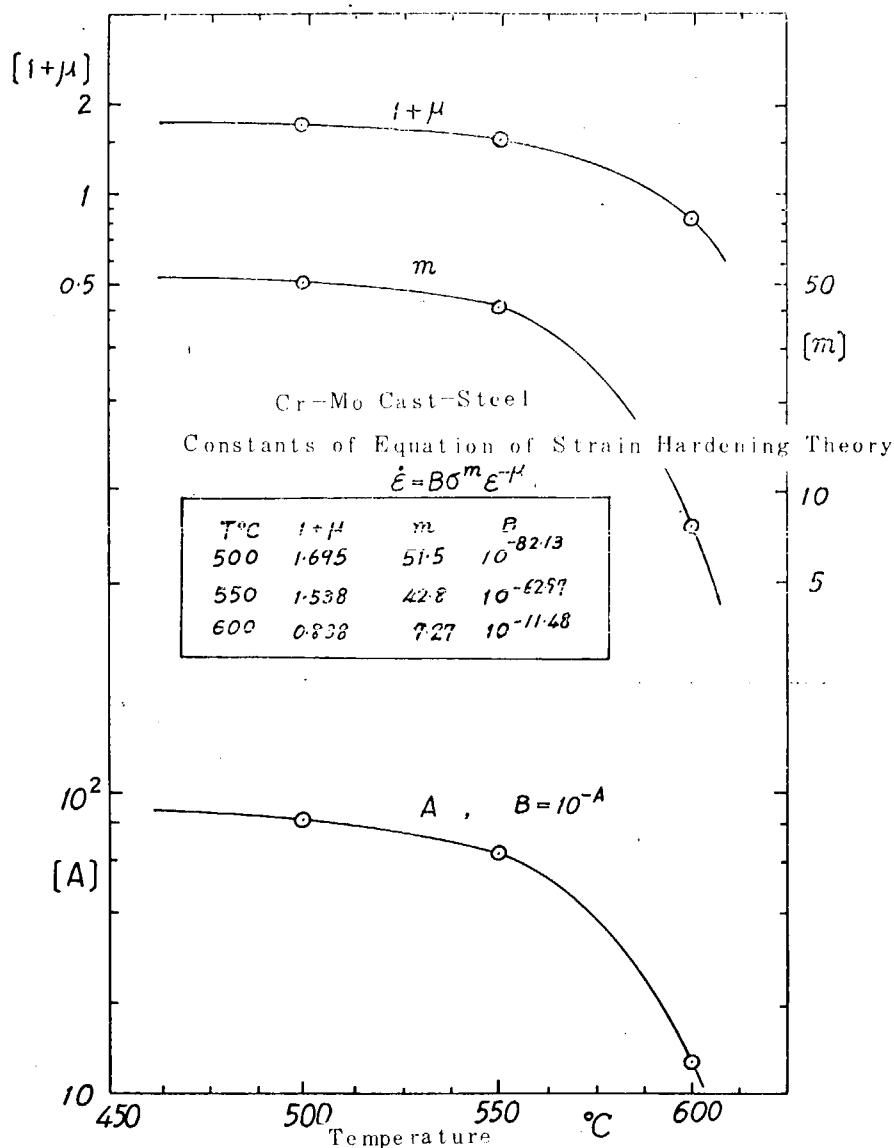


Fig. 3.3.17 Constants against Temperature on Strain Hardening Theory, Cr-Mo Cast-Steel

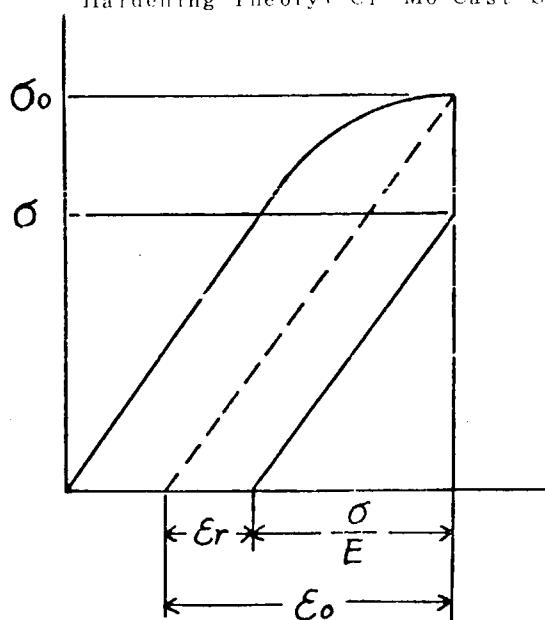


Fig. 3.3.18 Schematic Diagram of Cyclic Stress-Strain with Relaxation

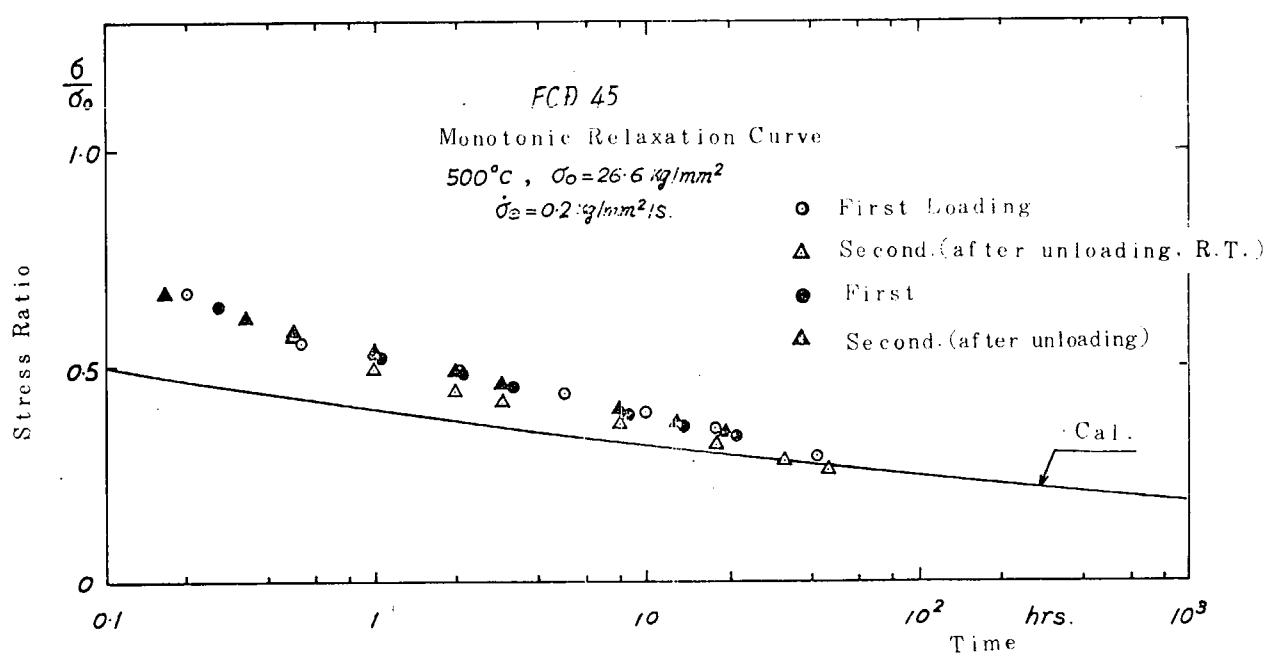


Fig. 3.3.19 Monotonic Relaxation Curve, FCD 45

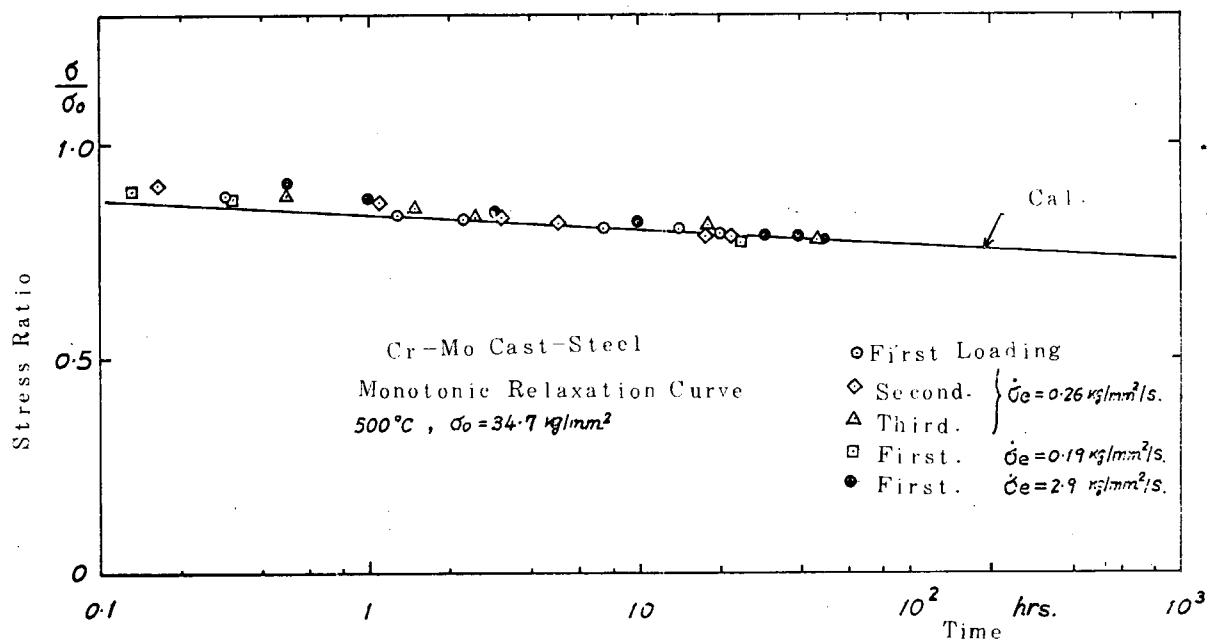


Fig. 3.3.20 Monotonic Relaxation Curve, Cr-Mo Cast-Steel

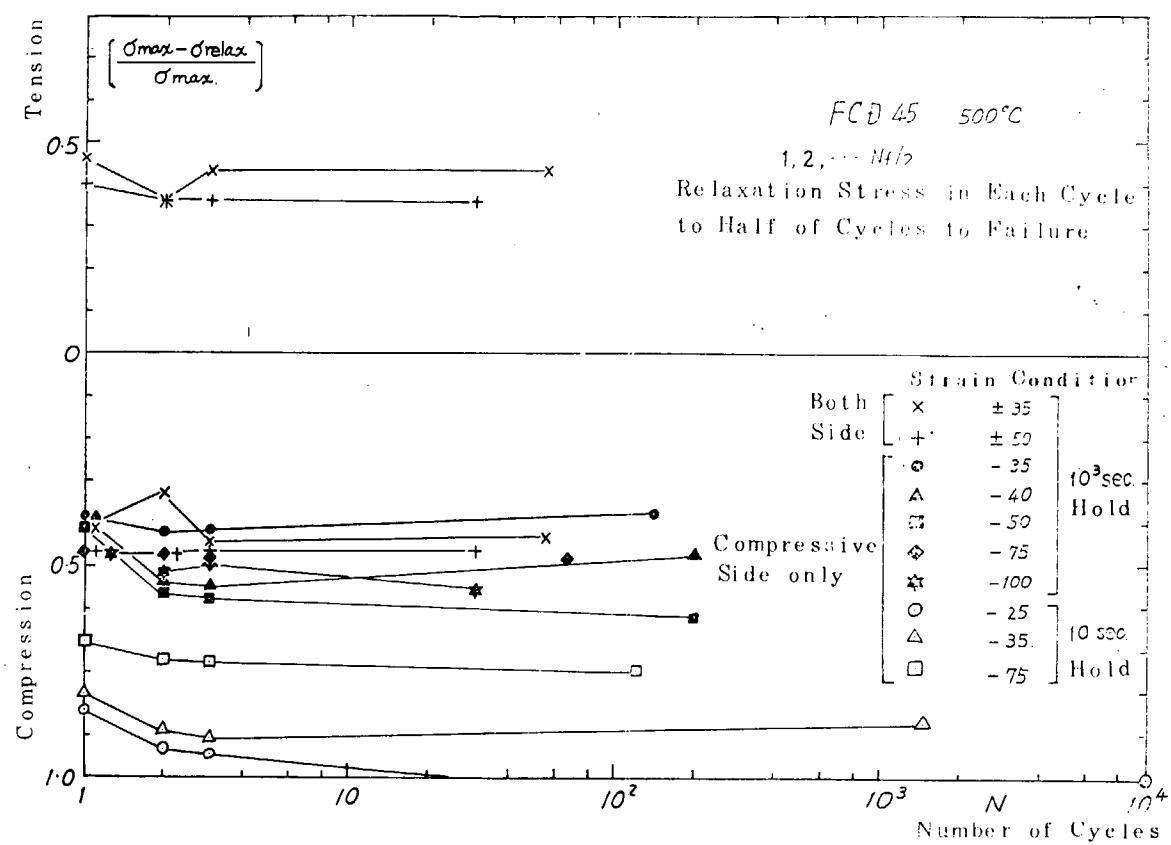


Fig. 3.3.21 Relaxation Stress Variation in Each Cycle to Failure

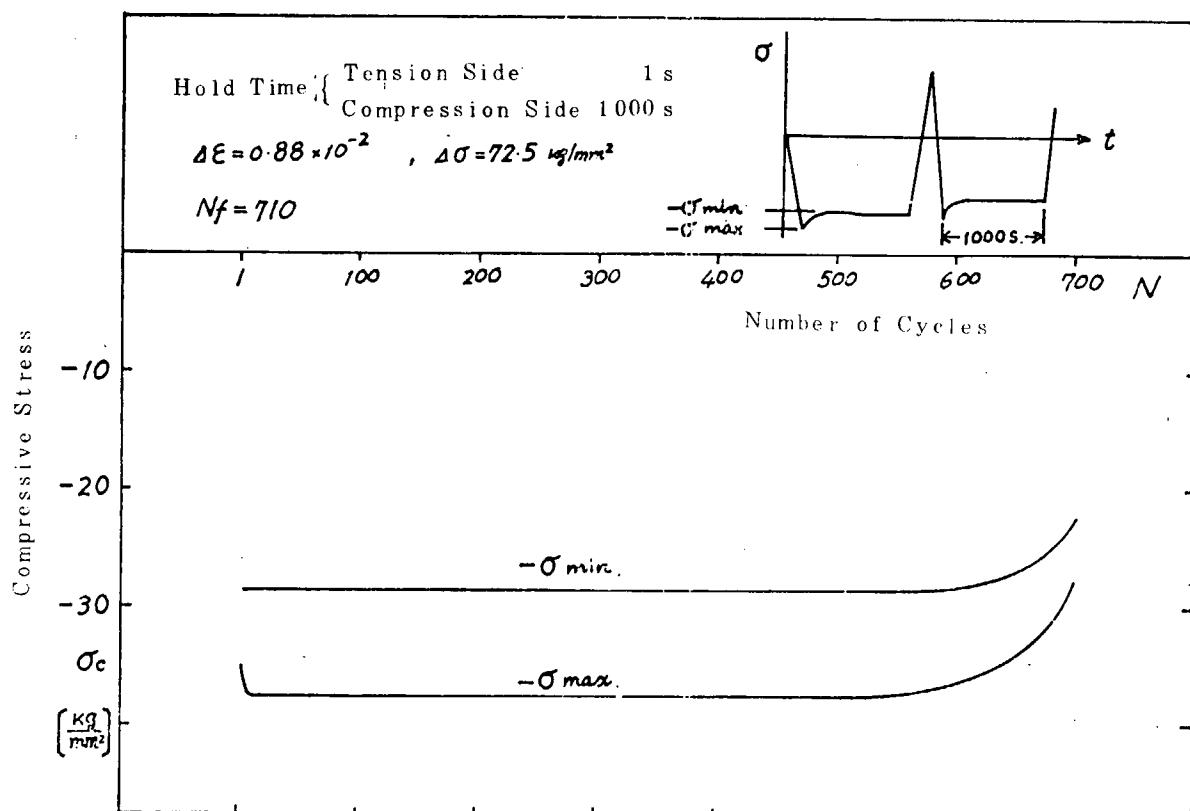


Fig. 3.3.22 Peak and Final Stress with Hold Time to Failure

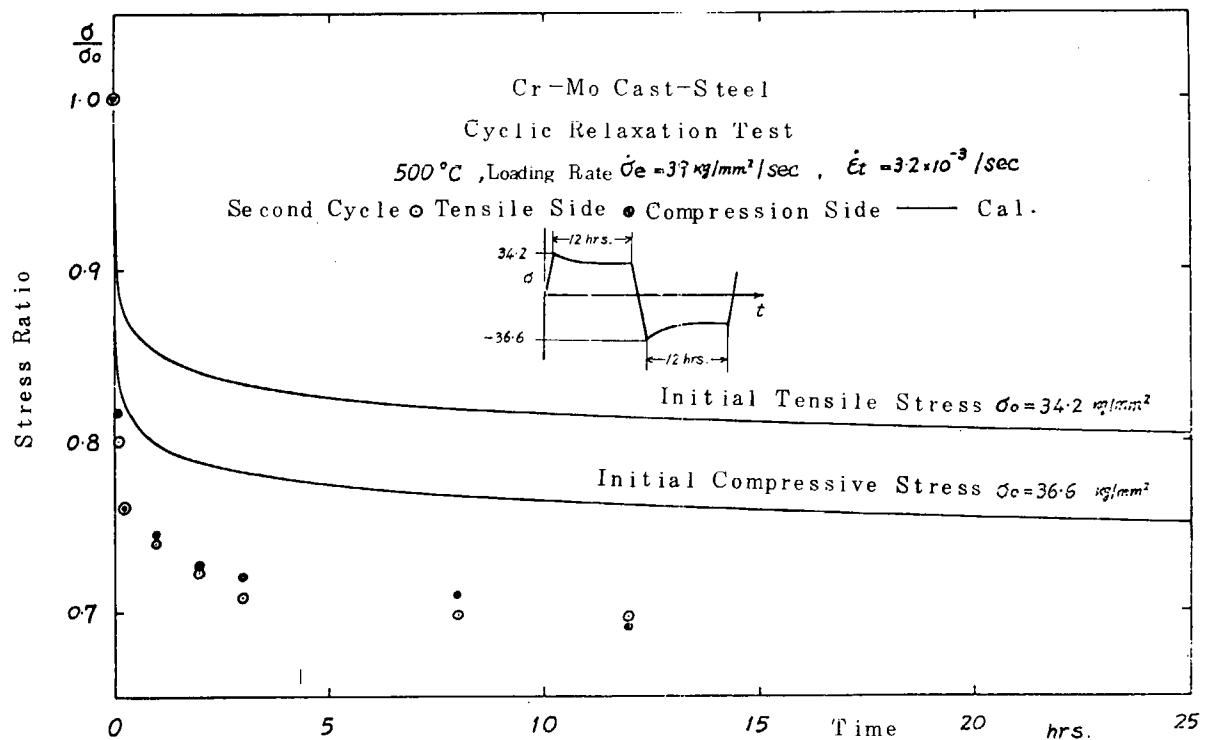


Fig. 3.3.23 Cyclic Relaxation Curve, Cr-Mo Cast-Steel

### 3.4 ピストン用 SCM 3 材の高温特性

#### 3.4.1 はじめに

燃焼室壁部材として使用される材料は熱負荷と機械的外力などにより、高温疲労やクリープ損傷などの被害をうける。この現象は機関の異常燃焼や局部過熱があればさらに促進されるであろう。

ここではピストン用のクロムモリブデン鋼(SCM3)鍛鋼材の高温特性値として、高温引張・高温疲労およびクリープ破断の諸性質の把握をこころみた。

#### 3.4.2 供試材および実験方法

供試材は150kg高周波炉で大気溶解し、185mm角の上広鋳型に鋳込んだTable 3.4.1に示すような化学成分のSCM3材である。この鋼塊を幅200mm、厚さ25mmに展伸し、板状のままで焼鈍(900°Cに1.5 hr保持後炉冷)を行った後に26φ×180mm(一部欠円)に分割加工し、この丸棒に焼入れ(850°Cに1hr保持後油冷)および焼戻し(680°Cに2hr保持後油冷)の熱処理を行った。

Table 3.4.1 Chemical Composition of Specimen (wt. %)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.36	0.26	0.70	0.011	0.017	1.14	0.28

熱処理後の丸棒からFig. 3.4.1に示すような各種の試験片を製作した。

引張試験は室温ならびに200~600°Cの50°Cとびの温度で、疲労試験(試験速度1,500 rpm)は室温・500・550および600°Cにおける正弦波形の両振り応力で行い、またクリープ破断試験は500・550および

600°Cにおける通常の試験に加えて、Fig. 3.4.2に示すような温度変動下（下限温度400°C、上限温度500, 550および600°C）ならびに応力変動下（変動応力量=20%，試験温度500, 550および600°C）における試験を行った。

### 3.4.3 実験結果

室温および高温の引張試験結果はFig. 3.4.3に示すとおりであり、図にはおよそ300°Cに靭脆性のピークが現われている。

疲労試験結果はFig. 3.4.4に示すとおり、室温における疲労限度は $40.5 \text{ kg/mm}^2$ であり、疲労限度比は0.47となっている。また、高温における疲労強さは、片対数表示のS-N線図上では、ほとんど平行になっている。

クリープ破断試験結果はFig. 3.4.5に示すとおりであり、また、Fig. 3.4.6のマスターラブチャカーブで表わされる。このマスターラブチャカーブから応力 $\sigma \text{ kg/mm}^2$ とパラメータ $P^{*1}$ との間には次の関係式が求められる。

$$\log \sigma = -0.0285402 P^2 + 1.08787 P - 8.70854 \quad (3.4.1)$$

一方、変動因子下のクリープ破断結果は、応力変動では平均応力を縦軸に、また温度変動では平均温度で求めた $P$ を横軸にとってFig. 3.4.6のマスターラブチャカーブにあわせて示した。いずれの変動因子下でも通常のクリープ破断結果よりも短時間側で破断しており、この原因はさらに検討する必要があろう。

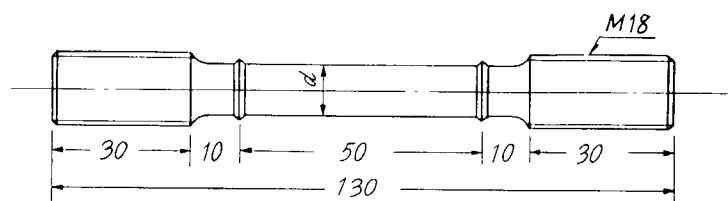
### 3.4.4 まとめ

SCM3鍛鋼材について高温特性の研究を行い、高温引張・高温疲労およびクリープ破断の各試験結果がえられた。応力または温度変動下でのクリープ破断強度は通常試験のそれよりも低下しており、この原因はさらに検討を要しよう。

$$*1 \quad P = T (25 + \log t_r) \times 10^{-3}$$

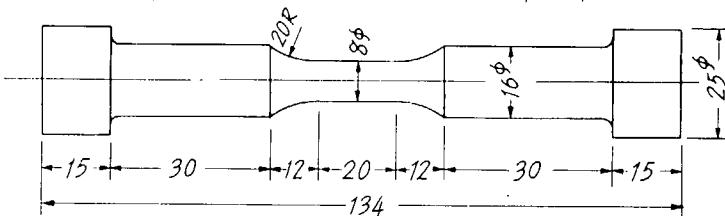
ここで  $T$  …… 試験温度(°K)

$t_r$  …… 破断時間(hr)



$d = 10\phi$  for tension test  
 $= 8\phi$  for creep rupture test

(A) Test piece for tension and creep rupture test



(B) Test piece for tension and compression fatigue test

Fig. 3.4.1 Test Pieces

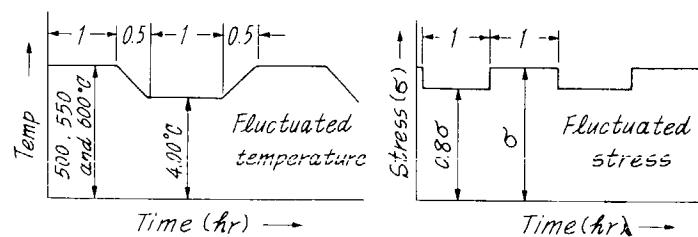


Fig. 3.4.2 Mode of Fluctuated Temperature or Stress Creep Testing

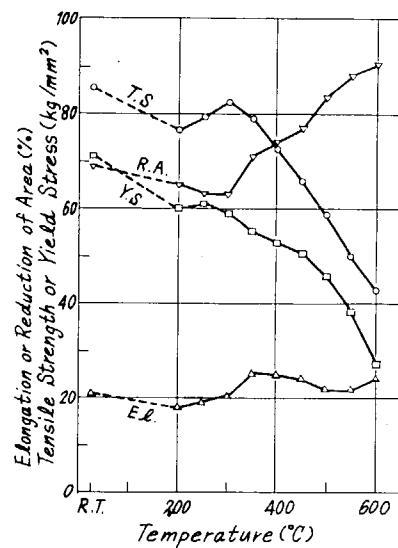


Fig. 3.4.3 Tensile Properties at Temperature

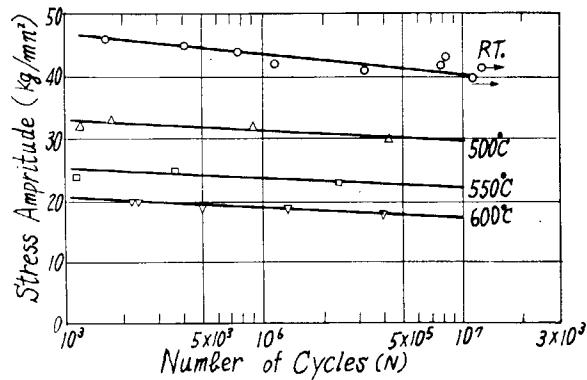


Fig. 3.4.4 S-N Curves

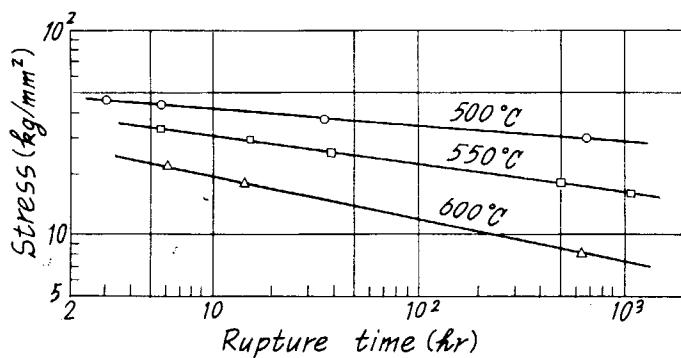


Fig. 3.4.5 Tensile Creep Rupture Curve

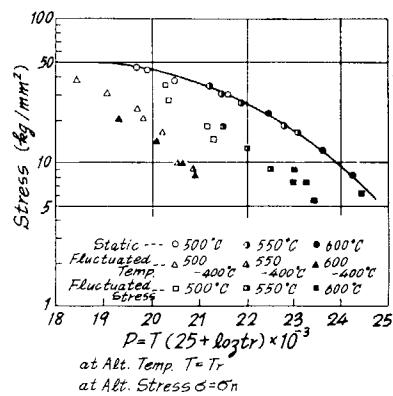


Fig. 3.4.6 Master Rupture Curve

### 3.5 排気弁の焼損に及ぼす伝熱条件の影響

排気弁フェース面の吹きぬけ焼損は船用機関の排気弁の寿命を左右する。本研究は焼損が発生し進行してゆく過程での排気弁の温度を調べ、焼損現象との結びつきを考察し排気弁焼損防止に役立てようとするものである。

何らかの原因でフェース面の一部に細隙が生じガスが吹きぬけるようになると、排気弁は局所的に加熱され、吹きぬけ部近傍の温度（時間平均温度）は上昇し、同時に大きな温度不均一を生じる。また吹きぬけガスの1サイクル中の温度・圧力の変化に伴い、細隙部は限られた部分ではあるが瞬間に非常に大きな加熱を受け高温に達することも考えられる。焼損と温度の関係を考察するには時間平均温度および瞬間温度変化を量的に明らかにする必要がある。このためわれわれは次のことを行った。

- (1) 溝付排気弁の温度測定実験：実験機関の排気弁フェース面の一部に溝をつけて機関を運転し弁フェース、弁座シート面の温度を測定した。
- (2) 吹きぬけ排気弁の時間平均温度計算：吹きぬけ排気弁の時間平均温度を計算する方法を示し、主として実験機関の条件に合わせて計算を行った。一般の機関の吹きぬけ時の排気弁温度上昇を推定する方法も示した。
- (3) 吹きぬけ排気弁の瞬間温度変化計算：瞬間温度変化計算法を示し、実験機関の条件についての計算を実施した。

#### 3.5.1 溝付き弁の温度測定実験

実験機関の排気弁フェース面の一部を砥石で削り弁閉時に弁座との間に細隙を生じさせて排気弁および弁座の温度を測定した。Table 3.5.1 と 3.5.2 に機関主要要目および運転条件を示す。Fig. 3.5.1 および Fig. 3.5.2 にシリンドカバーおよび排気弁の形状と温度測定点の位置を示す。弁1は監視用とし弁2は実験弁とした。

Table 3.5.1 Principal Paticulars of Test Engine

Name of engine	R 124 Test engine
Bore × Stroke	240 × 380
Type of scavenging system	Uniflow 4 Exhaust valves
Type of supercharging system	Exhaust turbo-supercharger + Motor driven blower
Output × Speed	153 ps × 400 rpm
Mean effective pressure	10.0 kg/cm <sup>2</sup>

Table 3.5.2 Experimental Condition

Load	1/4	2/4	3/4	4/4
Specific fuel consumption g/ps h	160	155	159	160
Temp. of cooling water °C	34	44	50	56
Inlet temp. of lubricating oil °C	28	30	34	38
Temp. of inlet air °C	16	24	32	36
Scavenging air press. kg/cm <sup>2</sup>	0.35	0.40	0.55	0.80
Temp. of exhaust gas °C	98	185	280	350
Max. firing press. kg/cm <sup>2</sup>	53	57	65	75

温度は溝付排気弁フェース面に4点、弁1と弁2の弁座シート面に各々2点ずつ、表面から0.5mmの深さに外径1mm、素線の径0.25mmのシース形アルメル・クロメル熱電対を銀ろうで埋めこみ測定した。フェース面の溝寸法は深さ0.1mm、幅を2, 4, 8mmとした。溝は弁棒とシリンダ中心軸を結ぶ位置から右まわりに90°回転した方向に向け、機関運転中は弁が回転しないようにした。溝に対応する弁・弁座の温度測定点はV<sub>2</sub>, S<sub>1</sub>で示すものである。

溝付弁の実験に先立ち、正常な排気弁の温度分布を測定した。弁棒の直徑が小さく、多数の点の温度を一度に測定するのは困難なので、6本の排気弁を用いて実験をくり返し、各々4点ずつ計24点の温度を測定した。Fig. 3.5.3に温度測定位置を、Fig. 3.5.4にフェース面上の周方向温度分布、傘おもて面の半径方向温度分布および内部温度分布を示す。実験機関の排気弁の周方向の温度不均一は非常に大きく、100%負荷時にフェース面で200°C以上の温度差が生じている。

溝付弁の温度測定結果をFig. 3.5.5に示す。溝幅が大きくなると共に排気弁の溝部(V<sub>2</sub>)の温度および溝に対応する弁座側(S<sub>1</sub>)の温度は上昇する。排気弁および弁座の溝部以外の温度および排気温度は溝幅を変えてもほとんど変わらない。溝による温度変化の量に比して、わずかな運転条件の差による温度測定値の変化は比較的大きな値となるため、溝幅と温度上昇の関係は次の3とおりの方法で求め、実験条件の差を除去することを試みた。

(a) 測定値から直接温度上昇を求める(添字<sub>0</sub>は正常弁の測定値を示す)。

$$\Delta t_{02} = t_{v2} - t_{v20}, \Delta t_{s2} = t_{s2} - t_{s20} \quad (3.5.1)$$

(b) 排気温度が溝幅で変わらないと考え溝部温度と排気温度の関係を実験ごとに一次式で近似し、排気ガス温度90°, 180°, 270°, 360°における溝部温度t<sub>v2</sub>, t<sub>s2</sub>を求める。これを負荷率1/4, 2/4, 3/4, 4/4における溝部温度と考え、(3.5.1)式に代入する。

(c) 溝部以外の測定点の温度は溝幅で変わらないと仮定、溝部と90°はなれた点の温度との差の変化を求める。

$$\Delta t_{v2} = (t_{v2} - t_{v1}) - (t_{v20} - t_{v10}), \Delta t_{s1} = (t_{s1} - t_{s2}) - (t_{s10} - t_{s20}) \quad (3.5.2)$$

結果をFig. 3.5.6に示す。負荷率が変わっても溝幅と温度上昇の関係はほとんど変わらない。実験誤差を考慮すると溝幅と温度上昇の関係はおよそ(a), (b), (c)の関係にはさまれた範囲と考えるのが妥当であろう。

### 3.5.2 吹きぬけ排気弁の時間平均温度分布の計算

排気弁と弁座の間に何らかの原因で細隙が生じた場合、細隙により排気弁から弁座への放熱が阻害されると共に細隙を燃焼室内の高温・高圧ガスが吹きぬけ、細隙部は局所的に加熱される。このため排気弁温度および表面の伝熱量分布は正常時とは異った新らしい熱的平衡状態に達する。新たな温度分布は局所加熱量によりきまる一方、吹きぬけガスからの加熱量は排気弁の吹きぬけ部温度によりきまる。細隙の生じた排気弁温度を求めるため、まず局所的な熱流入量DQをえた場合の排気弁温度計算および排気弁温度をえた場合のふきぬけガスによる加熱量計算を行った。

一般に排気弁と弁座間に細隙が生じる原因是単純ではなく細隙形状は多様で、焼損が進むにつれて表面は粗くなり流路形状もますます複雑となるが、ここではなめらかで平行な細隙と考えることにする。

#### (1) 局所熱流入量 DQ kcal/h が与えられた場合の排気弁温度計算

排気弁フェース面の一部にDQ kcal/hの加熱を受ける排気弁の温度を計算した。計算法の詳細は本部会昭和47年度報告書にゆするが、排気弁を三次元的に分割し、各要素の熱バランスの関係を用いて表面温度分布から表面伝熱量分布を求ること、逆に表面伝熱量分布から温度分布を求めることができる。Fig. 3.5.4に、本計算法による正常弁の温度・伝熱量分布と温度測定値の一例を示す。

局所的な熱流入が生じた場合、温度分布および伝熱量分布が同時に変る。このため正常時の温度分布は既知

とし、温度と伝热量の関係を仮定し、局所熱流入をうける排気弁温度分布を計算する。計算した温度分布の一例を Fig. 3.5.7 に示す。

#### (a) 局所熱流入量 $DQ \text{ kcal/h}$ の影響

Fig. 3.5.8 に示すように、排気弁各部の温度上昇  $\Delta t$  は局所熱流入量  $DQ$  に比例する。

#### (b) 正常弁伝热量分布の影響

正常時の伝热量分布として、数種類の軸対称分布および非軸対称分布を仮定し計算を行った。それによると、正常時の温度分布や細隙の生じる位置（非軸対称の場合）によって、細隙部温度上昇の割合はあまり変わらない。

#### (c) 細隙幅の影響

細隙幅の影響を調べるために、局所熱流入部の幅  $b$  を全周の  $1/16, 1/32, 1/64, 1/128$  として計算を行った。それによると細隙部の温度上昇  $\Delta t$  は次式で表わされることがわかる。

$$\Delta t \propto DQ \cdot b^{-\frac{1}{3}} \propto q \cdot b^{\frac{2}{3}} \quad (3.5.3)$$

ただし  $q = DQ/b$  細隙単位幅あたりの伝热量  $\text{kcal/m} \cdot \text{h}$

#### (d) 热伝導度および排気弁の大きさの影響

排気弁材料の熱伝導度  $\lambda$  や排気弁の大きさが変ると正常弁の温度・伝热量分布も変る。しかしながら示したように伝热量分布が局所熱流入量と局所温度上昇の関係に与える影響は比較的小さい。このため排気弁寸法や熱伝導度の変化に対し近似的に次式の成立することが推測される。

$$\Delta t \propto DQ / \lambda \cdot D \quad (3.5.4)$$

ここで  $D$  は排気弁の代表寸法で、弁直徑をとるものとする。計算の結果、 $\Delta t/DQ$  はほぼ  $1/\lambda$  (厳密には  $\lambda^{-0.8}$ ) に比例することが確かめられた。排気弁寸法が変わった場合を検討するため、正常時の温度が詳細に測定された大型弁について計算を行った。それによると排気弁寸法が異っても (3.5.4) 式がよい推定値を与えることがわかる。

以上から一般の排気弁がフレーム面の一部で局所的に加熱を受けるとき、その部分の局所温度上昇を次式で推定することができる。

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_0} = \frac{q}{q_0} \cdot \left( \frac{b D_0}{b_0 D} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda} \quad (3.5.5)$$

ここで添字  $0$  は基準値を示すが、本研究で得られた  $\lambda_0 = 40 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ ,  $D_0 = 87 \text{ mm}$ ,  $b_0 = 8 \text{ mm}$ ,  $\Delta t_0/b_0 q_0 = 4.1 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$  を用いてよい。

#### (2) 細隙部温度が与えられた場合の吹きぬけガスからの局所伝热量の計算

ガスは細隙部を通ってシリンダ側から排気管側に吹きぬけつつ、弁・弁座との間で熱伝達を行う。吹きぬけガスからの伝热量を簡単に求めるようにするため、(3.5.6) 式の量を定義し、仮想最大伝热量と呼ぶ。

$$Q_{\max} = G_{\max} \cdot C_p \cdot (t_g - t_w) \quad (3.5.6)$$

ここで  $G_{\max}$  は同じ流路断面積をもつ無損失の先細ノズルの流量を示す。実際の伝热量  $Q$  と  $Q_{\max}$  の比  $qr$  を本部会昭和47年度報告書に示す細隙流れの計算から求め、ディ・セル・サイクル計算より  $Q_{\max}$  のサイクル平均値  $\bar{Q}_{\max}$  を求めることにより、吹きぬけガスが弁・弁座へ与える熱量  $Q \text{ kcal/h}$  を次式で求めることができる。

$$Q = qr \cdot \bar{Q}_{\max} \quad (3.5.7)$$

サイクル平均仮想最大伝熱量  $\bar{Q}_{\max}$  は

$$\bar{Q}_{\max} = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_4} g_{\max}(\theta) \cdot c_p \cdot (t_g - t_w) \cdot d\theta \quad (3.5.8)$$

となる。ここで  $\theta_1, \theta_4$  は排気弁閉・開クランク角,  $p_g, t_g$  はシリンダ内のガス圧力・温度,  $t_w$  は排気弁細隙部フューズ面温度,  $c_p$  はガスの  $t_g$  と  $t_w$  の間の平均比熱である。  $t_w$  として  $400 \sim 700^\circ\text{C}$  程度を考えると,  $c_p$  は  $t_g$  のみの関数と考えてよいから (3.5.8) 式は  $t_w$  の一次式で表わすことができる。

$$\bar{Q}_{\max} = a \cdot s \cdot (t_{w\max} - t_w) \quad (3.5.9)$$

ここで  $s$  は細隙断面積,  $a$ ,  $t_{w\max}$  はサイクル計算から求めめる。

細隙部伝熱量  $Q$  と仮想最大伝熱量  $Q_{\max}$  の比  $q_r$  は細隙寸法(長さ  $\ell$ , 深さ  $h$ ), 壁温  $t_w$ , ガスの圧力, 温度  $p_g, t_g$  および流路の損失係数, 摩擦係数, 热伝達率等の関数である。Fig. 3.5.9 に示すように,  $q_r$  と細隙寸法比  $\ell/h$  の関係は入口ガス圧力, 温度, 細隙深さ, 表面摩擦係数などの変化によりあまり大きくは変わらない。このため 1 サイクル中のガス温度, 圧力の変化による  $q_r$  の変化や細隙深さ  $h$  の変化による  $q_r \cdot \frac{h}{\ell}$  の変化は考えないものとし, Fig. 3.5.9 の中の  $t_g = 1000^\circ\text{C}$ ,  $p_g = 50 \text{ kg/cm}^2$ ,  $h = 0.1 \text{ mm}$  の関係を用いることとする。排気弁への伝熱量  $DQ \text{ Kcal}/\text{h}$  はガスの失う熱量  $Q$  の  $\frac{1}{2}$  と考えることにする。以上から吹きぬけガスから排気弁への伝熱量  $DQ$  は細隙部温度  $t_w$  の一次式として次式で表わされる。

$$DQ = \frac{q_r}{2} \cdot a \cdot s (t_{w\max} - t_w) \quad (3.5.10)$$

### (3) 細隙部温度上昇の計算

正常時と細隙が生じたときの局所伝熱量の差  $DQ$  は細隙が生じたことにより正常な放熱が阻害される分  $DQ_0$  および吹きぬけガスによる加熱量  $DQ_1$  の和となる。(3.5.5) 式は正常時からの温度上昇量  $t_w - t_{w0}$  が  $DQ$  に比例することを示し, (3.5.10) 式はサイクル計算から求められる  $t_{w\max}$  と  $t_w$  との差が  $DQ_1$  に比例することを示している。 $DQ_0$  は 0 と正常時伝熱量の間にあると考えられるのでこれを適当に仮定することにより, Fig. 3.5.10 のようにして細隙部の温度  $t_w$  を求めることができる。

### 3.5.3 細隙部表面の瞬間温度変化

次の仮定のもとにガス吹きぬけにより細隙部表面が受けける温度変化を計算した。

(a) 吹きぬけガスにより生じる温度変化のみを考える。

(b) 吹きぬけガスからの伝熱量  $q_1 \text{ Kcal/m h}$  は次式で表わされるものとする。

$$q_1 = g_{\max}(\theta) \cdot c_p \cdot (t_g(\theta) - t_w(\theta)) \cdot \frac{q_r}{2} \cdot \frac{h}{\ell} \quad \left. \begin{array}{l} \theta_1 < \theta < \theta_4 \\ 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \theta_4 \leq \theta \leq 2\pi \end{array} \right\} \quad (3.5.11)$$

ここで  $g_{\max}$  は単位流路断面積あたりの無損失先細ノズル流量である。 $q_r \cdot \frac{h}{\ell}$  は Fig. 3.5.9 に示したようにガス圧力・温度あまり変わらないためクランク角には関係しない定数と考える。 $g_{\max}$  およびガス温度  $t_g$  はクランク角  $\theta$  の関数としてサイクル計算より求める。ガスの比熱  $c_p$  は定数と考える。

(c) 弁内部の温度分布は一次元として扱う。

$$c \gamma \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad \text{境界面で } \lambda \frac{\partial t}{\partial x} + q = 0 \quad (3.5.12)$$

ここで  $c, \gamma$  は材料の比熱および比重量,  $q$  はフューズ面で  $q = q_1$ , 表面から十分離れた内部では

$$q = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_4} q_1 d\theta \quad \text{とする。}$$

計算の主要パラメータは次のとおりである。

(a) サイクル条件：圧縮比，給気圧力，温度，平均有効圧力，燃焼率分布など。

(b) 細隙表面温度  $t_w$

(c) 細隙寸法 ( $h, \ell$ )，係数  $qr$ ，熱伝導度  $\lambda$ ，比熱  $c$ ，比重  $\gamma$ ，回転数  $N$

これらは次の2つのパラメータにまとめられる。

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{qr}{2} \cdot \frac{h}{\ell} \sqrt{cr \lambda N} && \text{Kcal/m}^2 \text{h} \\ B &= \sqrt{\lambda / c \gamma N} && \text{m} \end{aligned} \right\} \quad (3.5.13)$$

計算結果として重要なものは表面の温度変動  $\Delta t$ ，最高温度  $t_{max}$  および温度変動の影響の及ぶ深さである。

(3.5.13)式のパラメータのうち  $B$  は表面から温度変動が及ぶ深さを示すもので， $\Delta t$ ， $t_{max}$  のみを問題にする場合には  $A$  のみを考えればよい。

以上に示した方法により給気温度 20°C, 100°C, 平均有効圧力 1.0 ~ 1.5 kg/cm<sup>2</sup>, 細隙部表面温度 400 ~ 700°C, パラメータ  $A = 0.2 \sim 7 \times 10^{-7}$  の範囲で計算を行った。Fig. 3.5.11 に計算結果の一例を示す。Fig. 3.5.12 に種々のサイクル条件におけるパラメータ  $A$  と温度変動  $\Delta t$ ，最高・最低温度  $t_{max}$ ,  $t_{min}$  の関係を示す。パラメータ  $A$  が  $2 \times 10^{-7}$  以下では  $t_{max} - t_w$ ,  $\Delta t$  はほぼ  $A$  に比例する。Fig. 3.5.13 に  $A = 0.9 \times 10^{-7}$  として，壁温  $t_w$  を変えた計算結果を示す。

以上の結果を用いて吹きぬけが生じているフェース面の温度変化を次の手順で計算する。

(i) パラメータ  $A$  を計算。 $qr \frac{h}{\ell}$  は Fig. 3.5.9 より求める。

(ii)  $A = 0.9 \times 10^{-7}$  とした場合の温度変動量  $\Delta t_0$  やび最高温度  $t_{max0}$  を Fig. 3.5.13 から求め，さきに求めたパラメータ  $A$  に対する値を次の関係から計算する。

$$\Delta t = \frac{A}{0.9 \times 10^{-7}} \cdot \Delta t_0, \quad t_{max} = t_w + \frac{A}{0.9 \times 10^{-7}} (t_{max0} - t_w) \quad (3.5.14)$$

### 3.5.4 実験と計算結果の比較

Fig. 3.5.14 にフェース面に細隙の生じた排気弁の温度測定結果と計算により求めた時間平均温度を示す。R-124弁と記したもののは前述の溝付弁実験を示し，N弁と示したもののは第137研究部会で行われた溝付弁燃損実験を示す。

#### (1) R-124実験弁による実験と計算結果の比較

細隙の生じた弁の溝部温度上昇は実験整理の方法および計算上の伝熱量に関する仮定のとり方でそれぞれ異なるので，Fig. 3.5.14 に示すように幅をもって比較を行わ必要がある。溝幅の小さいとき (2 mm)，実験と計算の差は大きい。この原因は次のような点が考えられる。

(a) 温度測定上の誤差：溝部の温度を測定するため，フェース面に直角に 2 mm の穴を開け 1 φ シース熱電対を表面から 0.5 mm のところに銀ろうを流しこんで接続した。溝幅が小さいとき銀ろうを流しこんだ熱電対取付穴の寸法は相対的に大きくなり，測定部近傍の温度分布に大きな影響を与えていることが考えられる。

(b) 排気弁加工などを含む実験誤差の問題：溝加工，弁座とのすり合せ，溝方向の設定などの実験上の誤差は溝幅の小さいとき特に結果に大きな影響を与える。

(c) 計算モデルと実際との差：すずの付着による細隙寸法の変化は細隙寸法が小さいほど起りやすい。細隙に流れこむガスの温度は吹きぬけの流量が少ない場合，シリンダ内平均ガス温度よりかなり低いことが考えられる。

#### (2) N弁実験の考察

第137研究部会では回転数 500 rpm, 弁傘直徑 65 φ の 4弁式実験機関の弁座シート間に幅 2 mm, 深さ 0.05,

0.1, 0.2 mmの溝をつけ排気弁焼損実験を行った。180時間運転の結果、溝深さ0.05 mmでは排気弁に焼損が生じたこと、溝深さ0.1 mmでは60時間後に排気弁に焼損の徵候が現われ、85時間後に焼損、溝深さ0.2 mmでは60時間後に完全に焼損が発生したと報告している。

N弁について、本研究で示した計算法により温度計算を行った結果によれば、溝部の平均温度上昇は50~60°Cで比較的低く、溝深さによってほとんど変わらない。1サイクル内の瞬間最高温度は溝深さ0.05と0.2 mmの間で約30°Cの差が生じるが、これらの温度条件が焼損実験結果を十分説明するものであるかどうかは疑問がある。

### 3.5.5 まとめ

排気弁フェース面をガスが吹きぬけ焼損が発生・進行してゆく過程で、吹きぬけ時の排気弁温度と焼損は密接な関係があると考えられる。本研究では何らかの原因でフェース部に細隙が生じたときの排気弁温度変化を計算する方法を示し、焼損の背景としての温度の役割を考察した。

- (1) 細隙が生じた場合の排気弁温度上昇(時間平均)および1サイクル間に生じる細隙部表面の温度変動を計算する方法を示した。人為的にフェース部に溝をつけた排気弁を用いて温度測定実験を行った。時間平均温度上昇の計算値は実験結果とよく一致した。
- (2) 時間平均温度の上昇は比較的小さく、これだけで直接焼損を引き起こす可能性は少ないと考えられる。
- (3) 1サイクル中に生じる温度変動量は低速機関においては時間平均温度上昇と同程度あるいはそれ以上に達するので、両者を併せて検討する必要がある。
- (4) 排気弁に局所的な時間平均温度上昇を生じさせるには、機関運転中持続した原因が必要であるが、1サイクル中の表面温度変化は燃焼室内的ガス温度・圧力に対応して直ちに生じる。このためまれに起る可能性のある異常燃焼が焼損の主要な原因になることも考えられるので、その確率や性質についての調査とその際生じる温度変動や瞬間最大温度の検討が必要と考える。

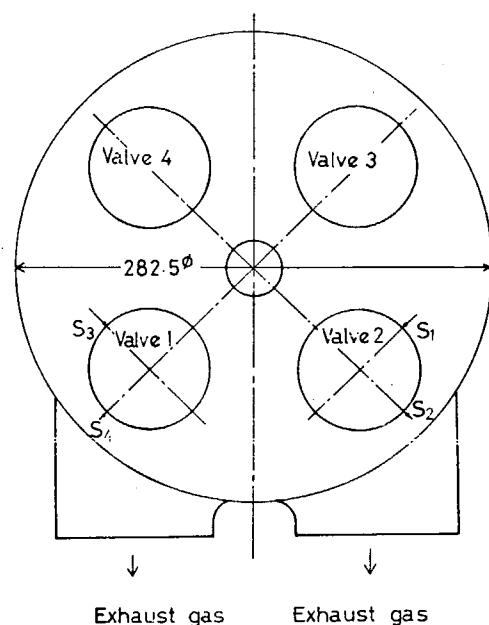


Fig. 3.5.1 Cylinder Cover and Temperature Measuring Positions

Fig. 3.5.3 Temperature Measuring Positions of Original Valve

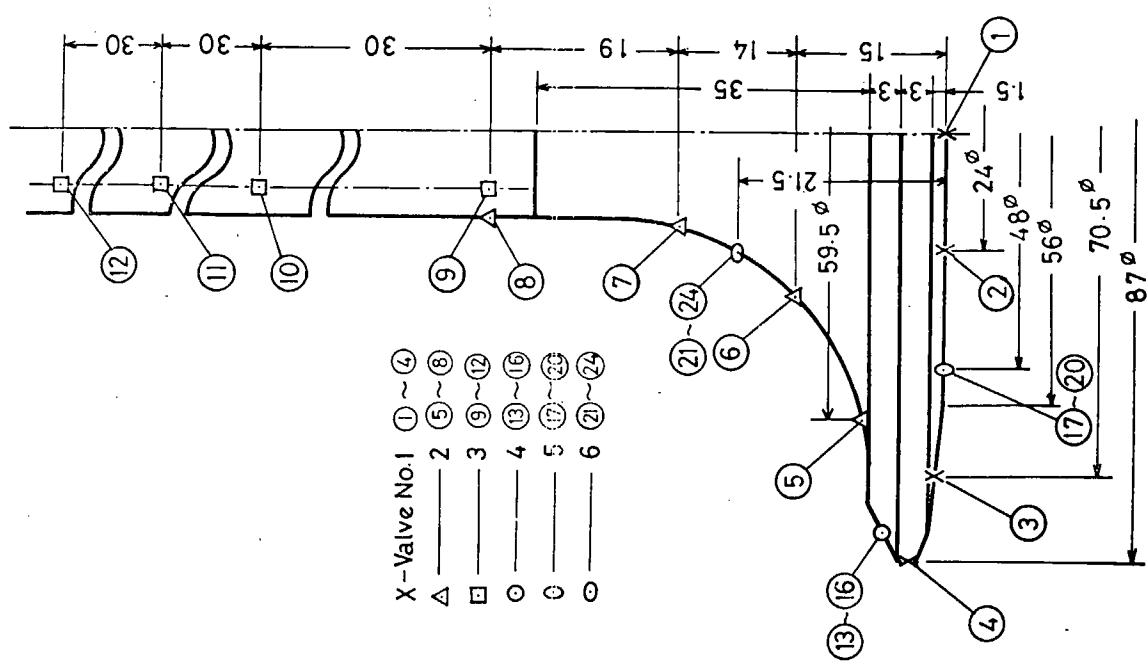
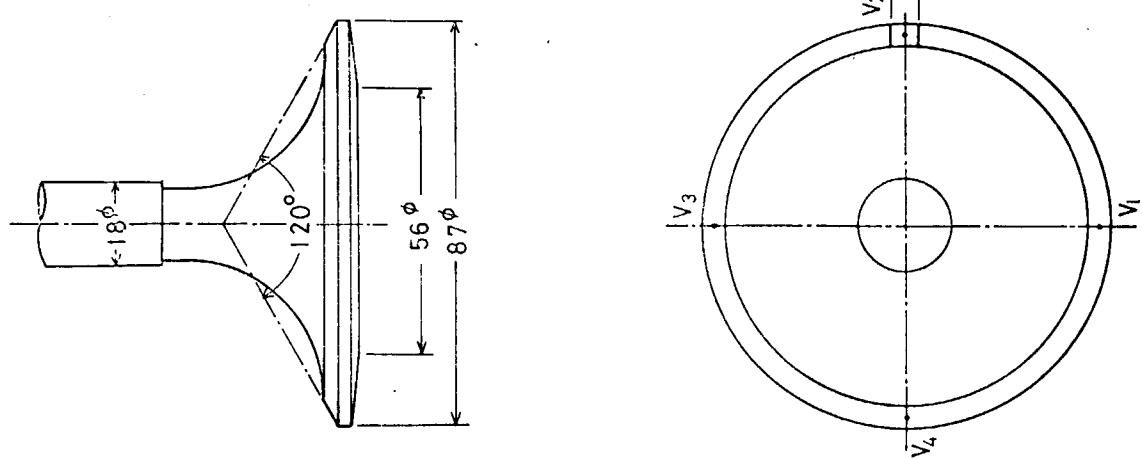


Fig. 3.5.2 Exhaust Valve and Temperature Measuring Positions



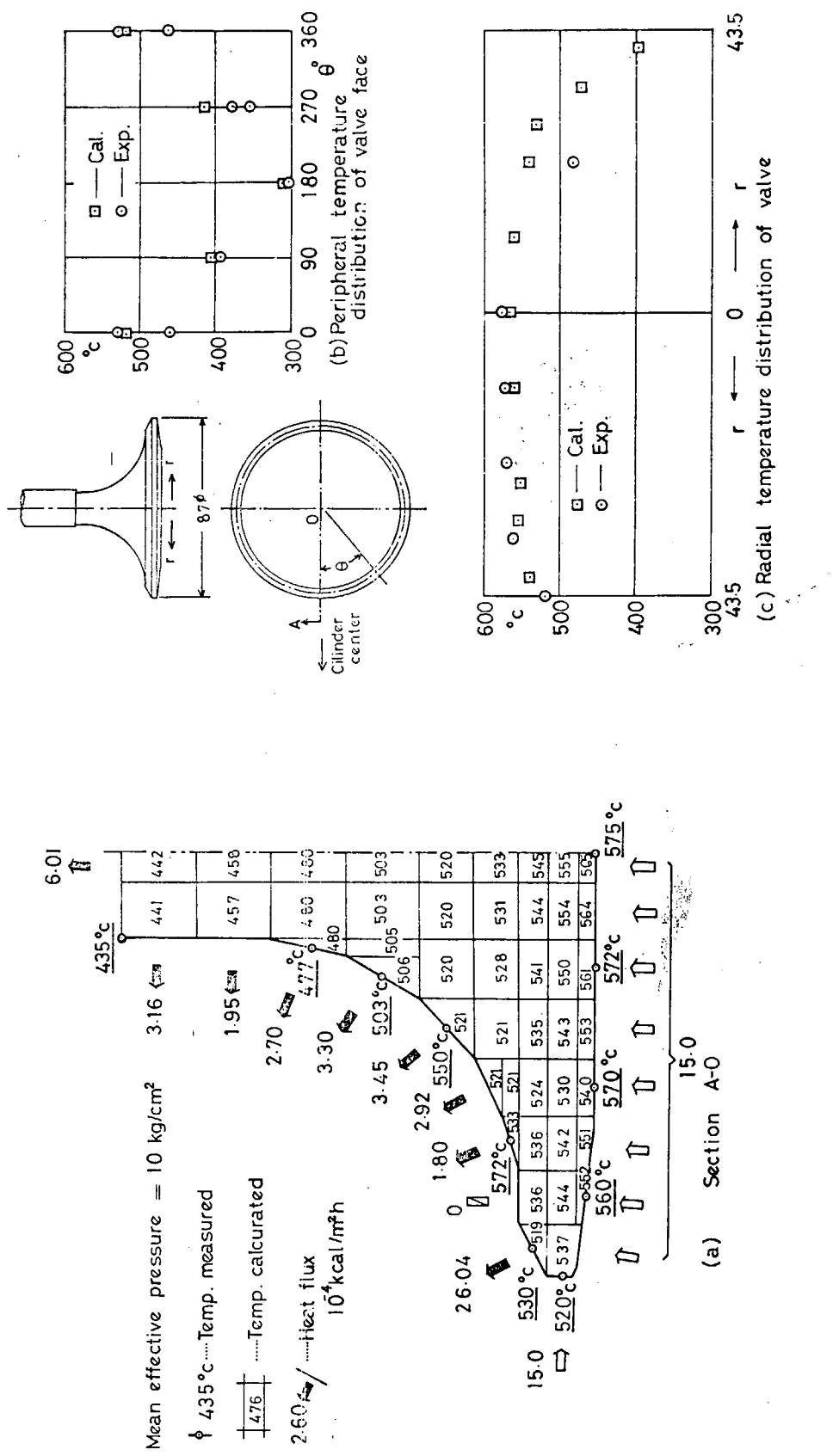


Fig. 3.5.4 Experimental and Analytical Results of Temperature and Heat Flux Distributions of Original Valve

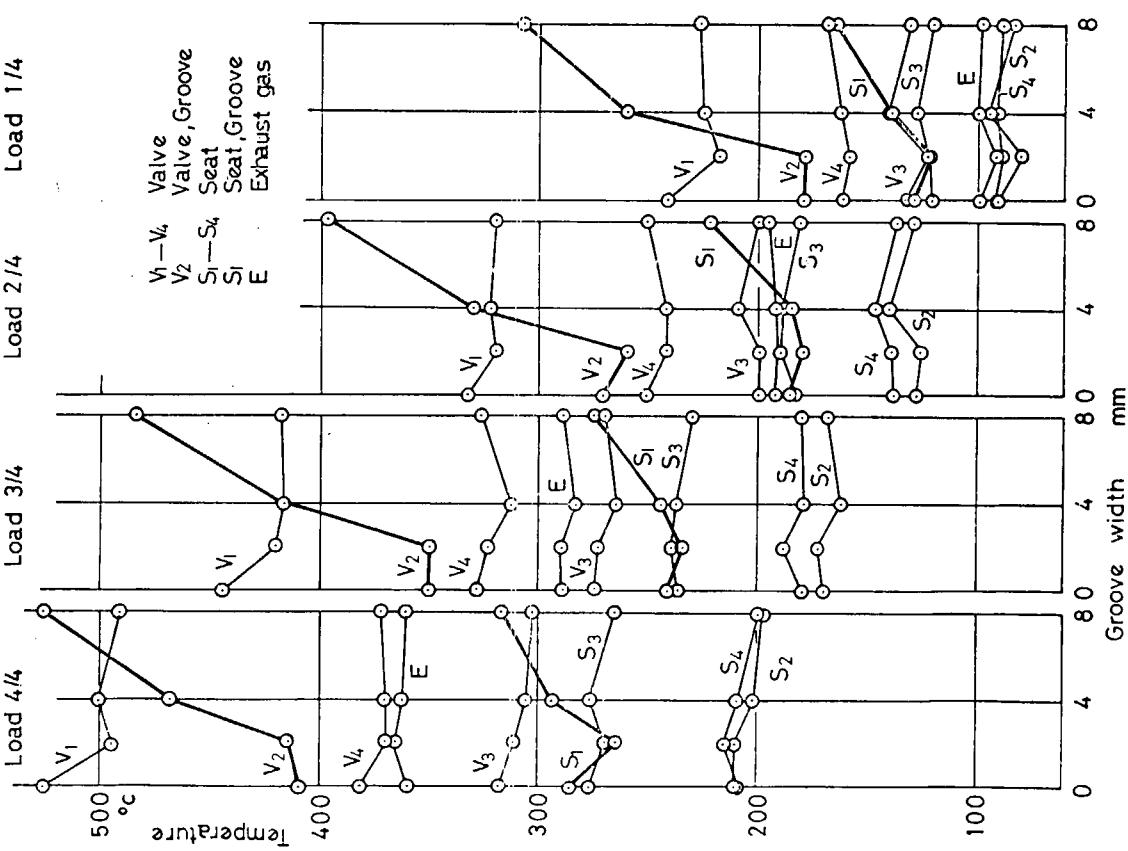


Fig. 3.5.5 Experimental Results of Temperature of Artificially Grooved Valve

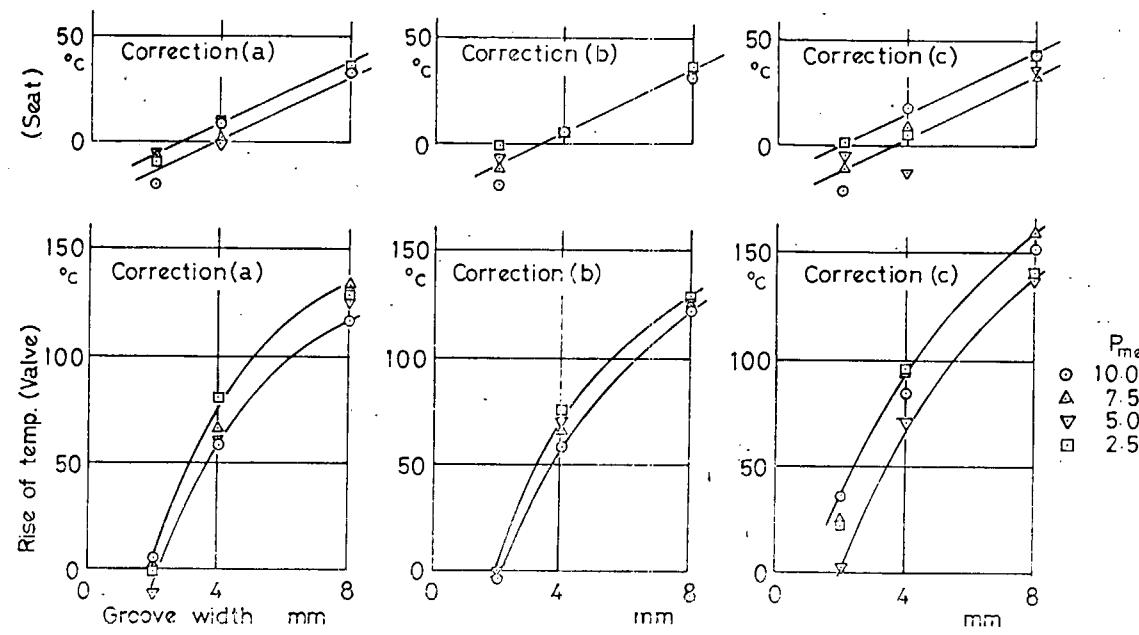


Fig. 3.5.6 Relation between Groove Width and Temperature Rise of Valve and Seat at Groove Position

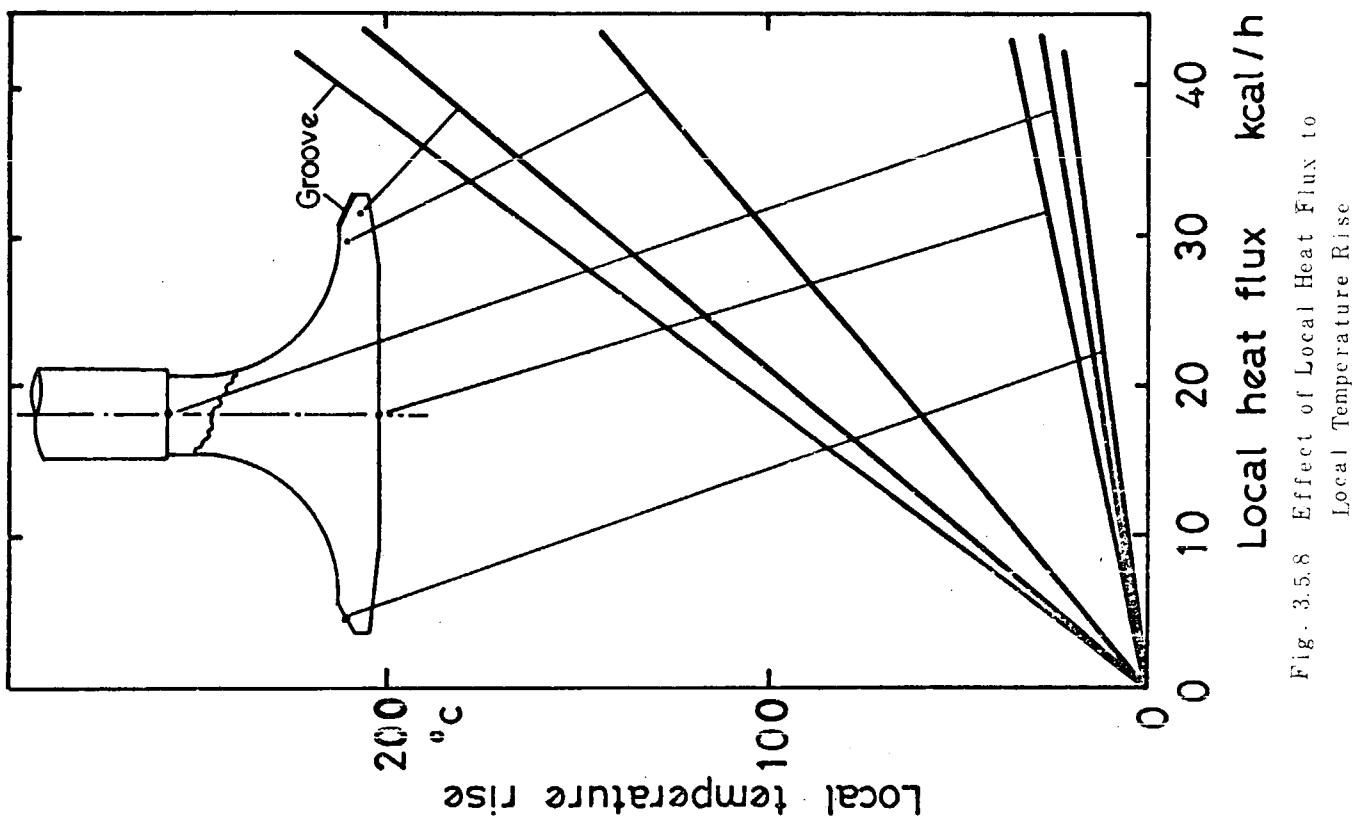


Fig. 3.5.7 Calculated Temperature of Artificially Grooved Valve

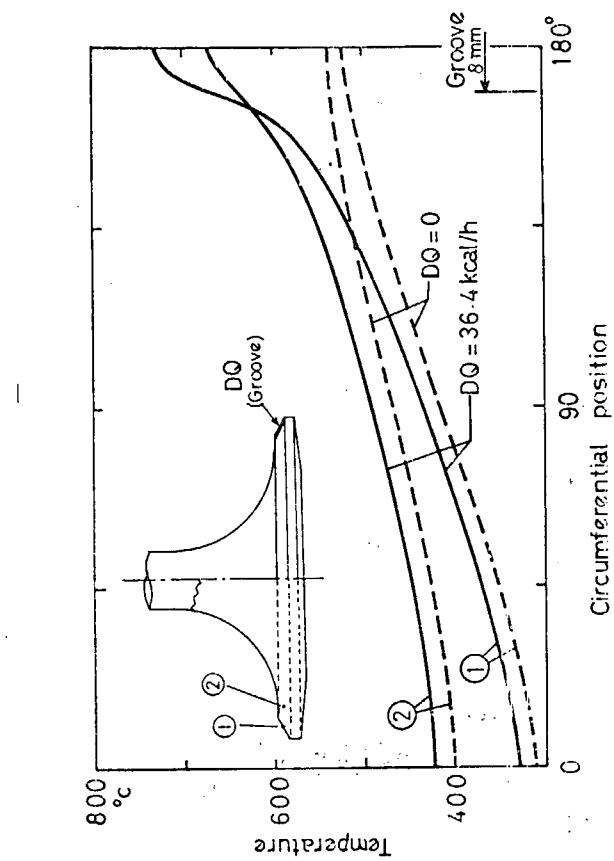


Fig. 3.5.8 Effect of Local Heat Flux to Local Temperature Rise

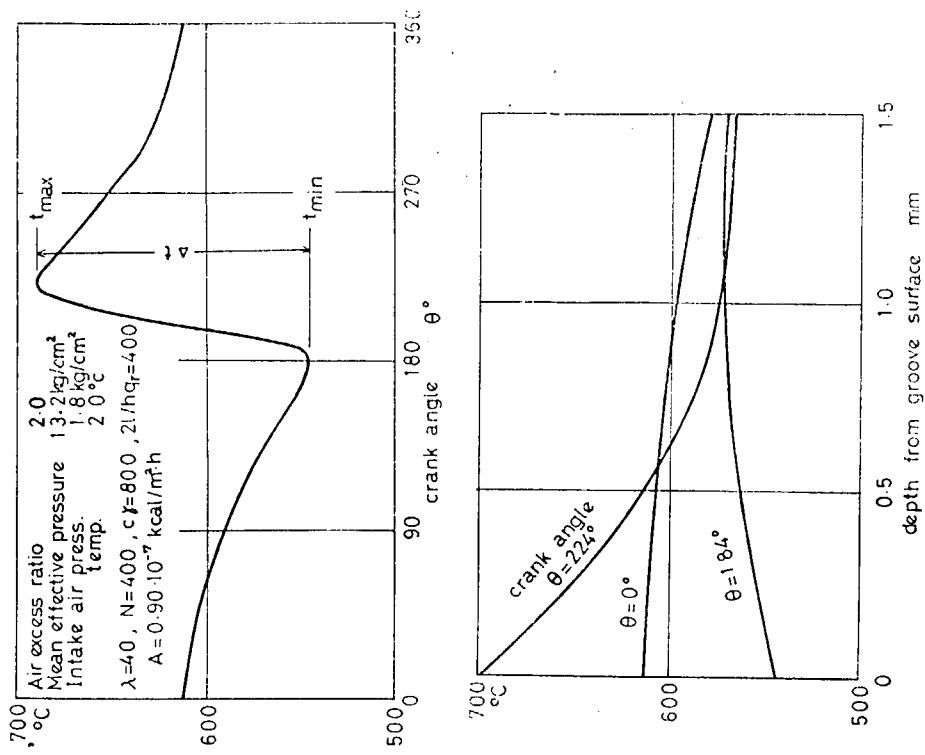
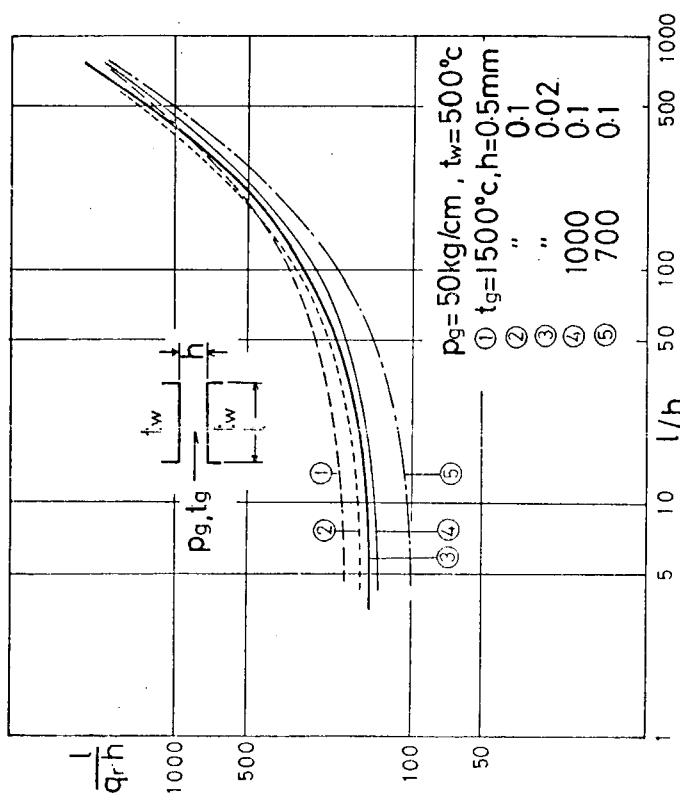


Fig. 3.5.11 Temperature Variations of Surface and Inner Part of Groove



卷之三

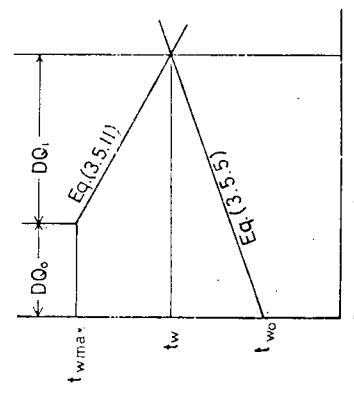
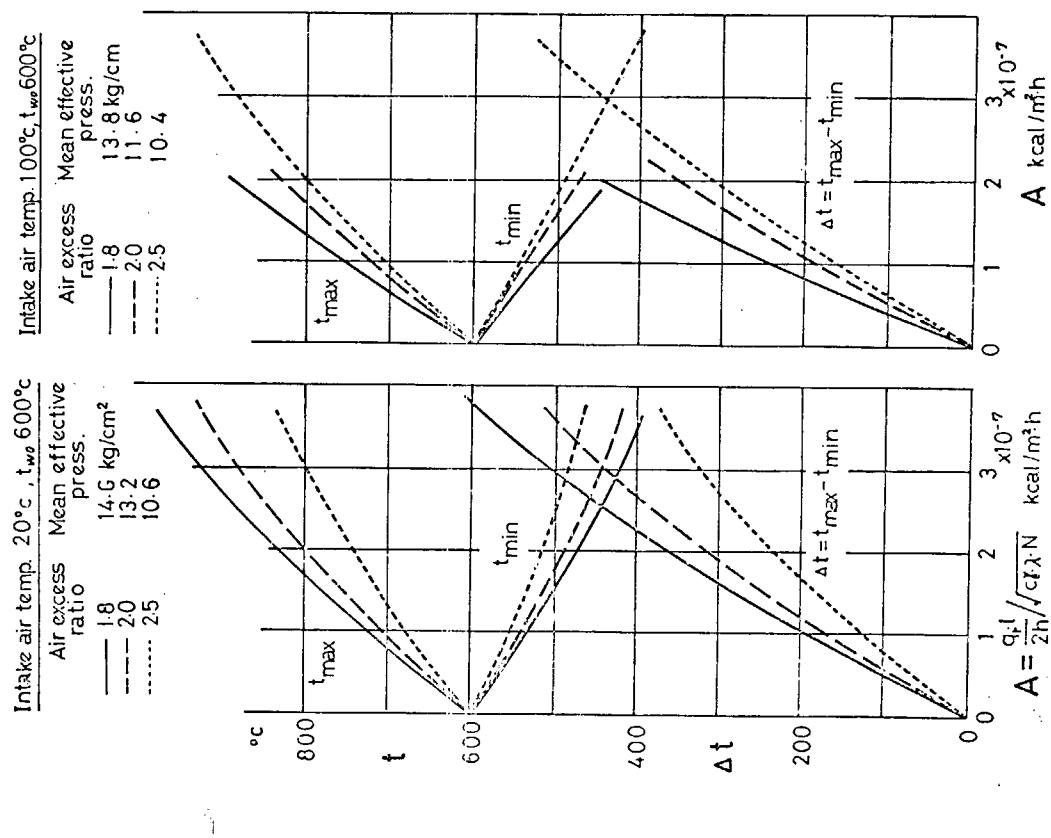


Fig. 3.5.10



-66-

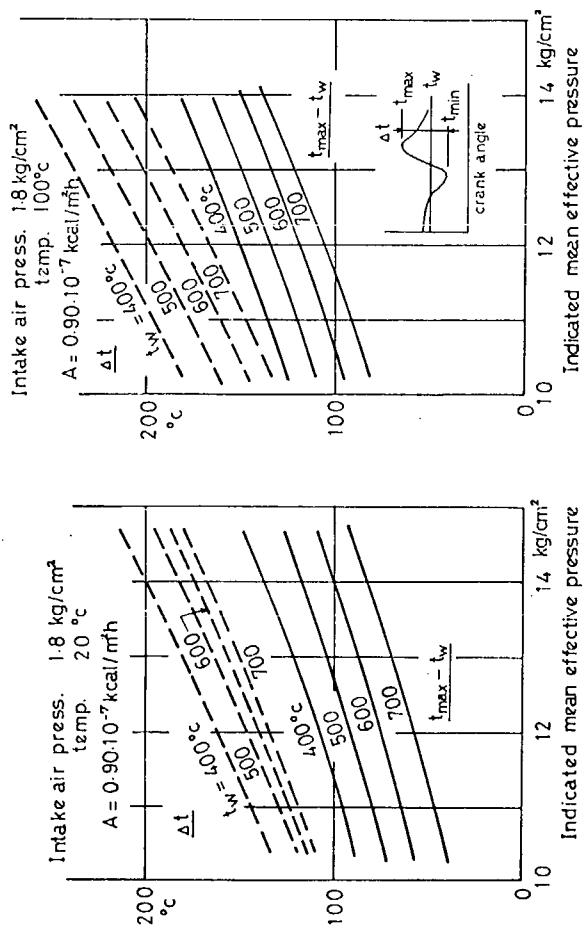


Fig. 3.5.12 Maximum and Minimum Temperature of Groove Surface

Fig. 3.5.13 Groove Surface Temperature Variation

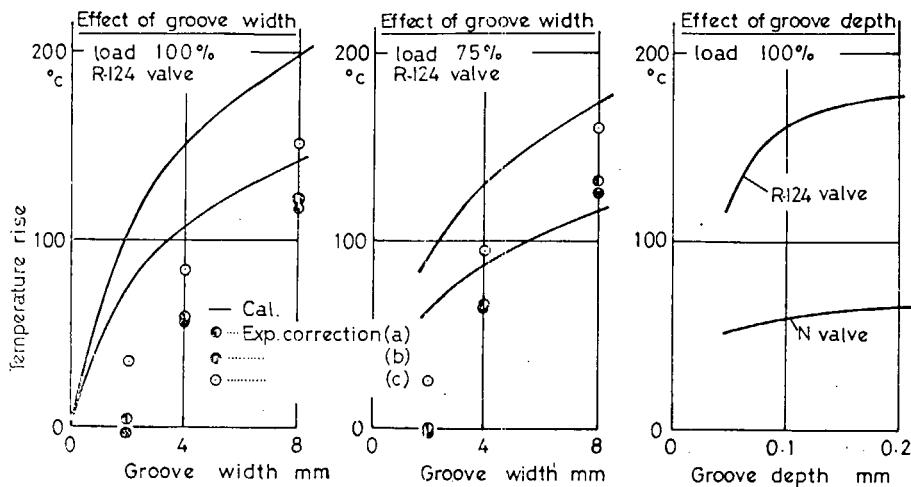


Fig. 3.5.14 Comparisons of Measured and Calculated Temperature Rise of Artificially Grooved Valve

### 3.6 本章の総括

ディーゼル機関燃焼室壁触火面強度について、最近重要視されている問題について研究した結果をまとめた。

この結果、「熱疲労強度係数  $L_{th}$ 」の考え方によれば、シリンダカバーに多く使用されている鋳鉄系材料（一部鍛鋼を含む）の熱疲労強度に対し、新しく開発される機関の計画段階で、最適な材質をハンドブックのデータから選定可能であると考えられる。また、球状黒鉛鋳鉄に関しては、従来、フェライト系球状黒鉛鋳鉄が伝統的に使用されていたが、バーライト系球状黒鉛鋳鉄が優れていることを確認したので、UET 45/80 D型機関（シリンダ径 450 mm）のシリンダカバーの試作および実船試験を行って実用の可能性の高いことを示した。

熱疲労強度に対するクリープの影響に関する問題では、シリンダカバーに使用されている FCD 45 材、Cr-Mo 鍛鋼材に関するクリープ破断試験、高温保持時間を使った低サイクル疲労試験、リラクゼーション試験を行って、データを蓄積した。また、ピストン用 SCM 3 材について、高温での特性を検討するために、基礎となる変動応力および変動温度下のクリープ破断試験を行った。これらのデータは、今後の高出力機関の燃焼室壁触火面強度を検討する場合に貴重なものになると考えられる。

さらに、排気弁フェースをガスが吹き抜け、焼損が発生、進行していく過程に対して排気弁温度に関する熱伝達の特性を検討した。これらの実験、解析結果は、SR 137 研究部会で実施された排気弁吹き抜けに関するエンジン試験結果と合せ、排気弁の設計に反映させることが期待される。

## 第4章 清水腐食疲労強度（基礎試験）

### 4.1 本章の目的

ディーゼル機関の大型化・高出力化に伴う熱負荷の上昇について燃焼室壁部材は益々苛酷な条件下で用いられるようになり、多くの破損事故を経験している。破損の原因として多くの因子が考えられており、未だ充分な解明はなされていないが、燃焼室壁部材の清水冷却面側にき裂が発生する事故が多く、冷却水による腐食作用と繰返し応力が同時に作用した腐食疲労が、これらの破損の大きな原因の一つであると考えられるに至った。すなわち、き裂の発生箇所は燃焼室壁裏面の沸騰伝熱部およびその近傍の水温90°C前後の高温部であり、腐食作用が最も強いとされている温度域に相当している。ディーゼル機関の心臓部である燃焼室壁部材の材料強度については、従来クリープ、熱疲労、および重複疲労が重視されてきたが、信頼性の高い強度設計法を確立するには、今後更に腐食疲労についても、充分に検討を加えることが必要である。

これまで腐食疲労に関する基礎的な研究報告は多いが、このような高温清水中の腐食疲労についてはほとんど報告がなく、燃焼室壁部材の強度評価に適用できる実用データなどは皆無に近い状態であった。とくに沸騰状態では気泡の発生に起因する特有の腐食が生じ、著しい強度低下を引き起こす可能性が予想されたがその挙動は全く不明であった。また船用機関では冷却水の腐食作用を抑制する目的で水中にインヒビターを添加することが一部に行われているが、インヒビターによる腐食疲労改善効果についての理論的、実験的な検討もこれまでほとんどなされていなかった。

そこで燃焼室壁材の清水腐食疲労強度を把握するために、実機損傷部の腐食環境を模したボイリング腐食疲労試験並びに73~90°C温水腐食疲労試験を実施した。供試材は燃焼室壁材として代表的なSC42材、 $\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼、Cr-Mo鉄鋼および鉄鉄である。さらに乳化油系インヒビターおよび亜硝酸系インヒビターを水中に添加した場合の腐食疲労防止効果についても検討を加えた。本章はこれらの一連の研究結果をまとめたものである。

### 4.2 ボイリング腐食疲労強度

#### 4.2.1 はじめに

ディーゼル機関の出力増大に伴って、燃焼室壁の強度を検討する場合に、とくに重要な問題と考えられるものに、ボイリング腐食疲労強度がある。

すなわち、ディーゼル機関燃焼室壁まわりの冷却面は、120°C以上のメタル温度領域もあり、計算によれば、核沸騰を起している可能性が高いことが認められている。ボイリングを起した状態での腐食疲労強度は、化学的に考えるとボイリングをさせない温水中での腐食疲労強度と比較して、低下する因子が考えられる。

沸騰させない温水中での腐食疲労強度に関する実験データ<sup>1), 2)</sup>はかなり蓄積されつつあるが、ボイリング状態での腐食疲労試験結果は殆どない。

このため本研究では、ボイリング状態下的腐食疲労試験を低サイクル疲労および高サイクル疲労で実施し、温水中での腐食疲労強度との相違を把握しようとしたものである。

#### 4.2.2 供試材および試験片

ボイリング低サイクル疲労試験に供試した材料は $\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼であり、船用大型機関ピストンに使用される材料である。化学成分の分析結果をTable 4.2.1に、引張試験結果をTable 4.2.2に示す。使用した試験片はFig. 4.2.1に示すように、外径14mmφ×内径10mmφの中空試験片である。

ポイリング高サイクル疲労試験に供試した材料は普通鉄鋼(SC42)であり、船用大型機関シリンダカバーに使用される材料である。化学成分の分析結果をTable 4.2.3に、引張試験結果をTable 4.2.4に示す。使用した試験片は、Fig. 4.2.2に示すように、 $10\text{ mm}\phi$ 中実試験片である。

Table 4.2.1 Chemical Composition of Tested Materials  
(Piston) (%)

C	Si	Mn	P	S	Mo
0.19	0.44	0.71	0.013	0.012	0.44

Table 4.2.2 Results of Tensile Test (Piston)

0.2% off set $\text{kg}/\text{mm}^2$	Tensile stress $\text{kg}/\text{mm}^2$	True Breaking stress $\text{kg}/\text{mm}^2$	Elongation %	Contraction %
33.2	54.5	120.5	31.8	69.5
33.2	56.1	120.8	31.6	69.3

Table 4.2.3 Chemical Composition of Tested Materials (Cylinder Cover)

C	Si	Mn	P	S	Heat Treatment
0.23	0.45	0.68	0.012	0.016	$900^\circ\text{C} \times 5\text{ h F}\cdot\text{C}$

Table 4.2.4 Tensile Properties and Hardness

Yielding Stress $\sigma_y (\text{kg}/\text{mm}^2)$	Tensile Stress $\sigma_B (\text{kg}/\text{mm}^2)$	Elongation $\delta$ (%)	Contraction $\varphi$ (%)	Hardness (HB 10/ $3,000$ )
> 21	> 42	> 24	> 35	> 118
29.0	53.0	33.4	50.3	131
29.2	52.4	32.2	50.3	131

#### 4.2.3 ポイリング低サイクル疲労試験

ポイリング低サイクル疲労試験に使用した疲労試験機は、直接通電型の万能型熱疲労試験機を改造して試験した。Fig. 4.2.3に改造部分を示す。

腐食液槽の中にある試験片の両端より、加熱電流を通じ、試験片ゲージ部より沸騰させ、その状態で、片振り引張定応力低サイクル疲労試験を行った。Fig. 4.2.4には、ポイリング腐食疲労試験状況を示す。

試験中の試験片温度をFig. 4.2.5に示した。これによれば、試験片中央部は、ゲージ部上下(熱電対①, ⑤)に比較して温度が約 $15^\circ\text{C}$ 前後低い。この位置の温度は約 $100^\circ\text{C}$ である。温度コントロールは、熱電対⑥の位置で行い、約 $250^\circ\text{C}$ である。また冷却水出口温度は約 $60^\circ\text{C}$ である。

実験結果をFig. 4.2.6に示した。実験は、空気中、温水中(室温の水中) ポイリング状態で実施した。試験速度は約 $10\text{ c.p.m.}$ である。

これによると、疲労強度は、空気中>水道水中>沸騰水中の順となり、ポイリング腐食疲労強度は、弱くなっていると考えられるが、本実験の $10^5$ サイクル位までの実験からは、明瞭な差を見出すことはむずかしい。

疲労破壊した試験片の腐食状況を比較すると、水中腐食疲労試験を行ったものより、ポイリング腐食疲労試験

を行ったものの方が表面のあれば顕著である。Fig. 4.2.7に表面粗さを計測した結果を示した。これによれば、明らかにボイリング腐食疲労試験のものが、ピット状の腐食が著じるしいことがわかる。このため、 $10^5$ サイクル前後までの低サイクル、ボイリング腐食疲労試験では疲労強度の低下は著じるしくないが、応力線返し数の大きな領域では、疲労強度の低下が予想される。

#### 4.2.4 ボイリング高サイクル疲労試験

試験機は 5 ton 油圧式疲労試験機を改造し、ボイリング状況下で試験できるように改造した。試験装置の概要を Fig. 4.2.8 に示した。図のように腐食槽を 2 ケ設け、左側の試験片に直接通電することによってボイリングを起させた条件でボイリング腐食疲労試験を行うことができる。右側の腐食槽では、投込みヒータにより、腐食液を加熱して温水腐食疲労試験を行った。これらの試験は、二連式となっており、ボイリング腐食疲労と温水腐食疲労試験を同時に行つた。循環水は、大気開放で共通のタンクより循環している。

試験条件は、Table 4.2.5 に示した。試験中の温度分布を Fig. 4.2.9 に示した。これによれば、ボイリング腐食疲労試験では、試験片温度は、110°C であり、温水腐食疲労試験片温度は、液温とほぼ同じ 73°C 前後である。温度コントロールは、ボイリング腐食疲労試験片は、試験片中央部のサーモ・カップルを 110°C でコントロールした。温水腐食疲労試験では、液温をコントロールした。ボイリング状況を Fig. 4.2.10 に示す。これによれば、試験片を水平方向にして実験しているので、ゲージ部より沸騰している状況が確認できる。試験片から循環水への熱流量は、約 95,000 Kcal/m² hr であつて、この状態の沸騰曲線上の位置は、核沸騰を起している領域にある。一方実機シリンダカバーの熱流量は、56,000 Kcal/m² hr ~ 220,000 Kcal/m² hr であり、今回の実験は、この条件の範囲にある。

Table 4.2.5 Testing Condition

	Boiling	Hot-water
Heating capacity	1,300A 0.9V	300 W
Water flow	80 CC/min	80 CC/min
Temperature of water	93°C	72°C
Tank capacity	500 CC	500 CC
Total volume of water	170 ℥	—

Table 4.2.6 Quality of Water used to Test

	pH	Cl <sup>-</sup> (ppm)	SO <sub>4</sub> <sup>2-</sup> (ppm)	Ca <sup>++</sup> (ppm)	Mg <sup>++</sup> (ppm)	Hardness (ppm)
City water *	6.9	18.7	40.3	23.2	8.3	92
Sea water **	6.8	2372	349	60	135	705

\* Nagasaki city water

\*\* Sea water in Nagasaki Bay (1% in Dilution)

実験に使用した腐食液は、長崎市水道水と、長崎港口から採取した海水を 1% 濃度にして使用した。これらの組成を分析した結果を Table 4.2.6 に示した。

さて、ボイリングならびに温水腐食疲労試験は、同時に、完全片振り引張定応力条件で、1300 c.p.m で行つ

た。破断サイクルは、試験片を2つに分離したところをとった。実験結果として、S-N曲線をFig. 4.2.11に示した。

図中、○印は、大気中の実験結果で、以前に行われた同材質のデータより推定した。市水での実験は黒くぬりつぶした▲がボイリング腐食疲労試験（記号B），ぬりつぶさない△が温水腐食疲労試験結果（記号H）であり、 $10^7$ サイクルで比較すれば、ボイリング腐食疲労強度の方が、破断サイクルで約1/6に低下している。また、 $\frac{1}{10}$ 濃度海水の場合には、同様にボイリング腐食疲労の場合を■（記号KB），高温腐食疲労試験を□（記号KH）で示した。 $10^7$ サイクルで比較すれば、ボイリング腐食疲労強度の方が破断サイクルは約1/10に低下している。

Fig. 4.2.12には、錆を洗滌しない状態での腐食疲労状況を例として示した。

破断した試験片の腐食状況を観察するために、超音波洗滌法によって洗滌した。洗滌液は、3%希塩酸にインヒビタ（ヒビロンA-100、アミン系）を若干加えたものを使用し、40～50°Cで1～2分間である。

洗滌前のものでは長時間試験になる程、温水腐食試験の方が、錆がかたまっており、ボイリング腐食疲労試験片の方が錆は少ない。しかし、Fig. 4.2.13～14に示す通り、洗滌のあと、試験片表面を10倍に拡大したものを見たが、これによれば、温水腐食疲労試験片ではGeneral Corrosion（場所によっては、縞模様が出る）的に比較的均一に腐食されるが、ボイリング腐食疲労試験片では、局部腐食が著しく、斑点状のピットになっている。

$\frac{1}{10}$ 海水の場合もFig. 4.2.15～16に示す通り同様の傾向である。

また、繰返し応力の影響を明らかにするために、Fig. 4.2.13～16に示す通り、試験片平行部（破断した付近）とR部（直径20mmの所）の表面状態を比較した。R部の方が平行部に比較して応力変動は1/4になっている。これらの状況から、腐食ピットに対する応力繰返しの影響も大きく、大きな応力変動のある所では腐食ピットも著しいことがわかる。

長時間で疲労破壊したものは（130Hをこえるもの）、腐食状況が著しく、破断には結びつかない多くの亀裂が出来ていることがわかる。

さて実際に腐食疲労によって亀裂の入ったシリンダカバーの腐食状況（とくにピットの状況）とボイリング腐食疲労で起ったピットと非常に類似しているので、実機シリンダカバーやピストンなど、ディーゼル機関燃焼室壁まわり冷却面の温度の高い場所に起る亀裂は、ボイリング腐食疲労であった可能性がきわめて高い。

上述のように、ボイリング腐食疲労強度が、高温腐食疲労強度より低下することが明らかになったが、この定性的な理由は次のように要約<sup>3), 4)</sup>される。

沸騰伝熱面の観察によると、沸騰気泡の発生は凹んだ点に限られ、凸の所からは、発生しない（実験的には、直径0.1～0.3mmの深さ2mm程度が最適との観察がある）。比較的低濃度の塩類で沸騰試験を行った場合について考える。Fig. 4.2.17は気泡の発生～離脱を模型的に示したものであるが、水～水蒸気の熱移動は、気泡下部に出来る薄い液膜の蒸発によって行われる。この時液膜中の塩類は、高濃度に濃縮されるものと考えられるが実際には、①気泡の急速な成長による周辺への水の押し出し、②気泡離脱時の周辺水の気泡への随伴によって、気泡周辺が攪拌され、平均的に見ると、塩分は濃縮されない。ところが沸騰核くぼみの内面には、これら気泡の攪拌作用は及ばないので容易に塩類は濃縮されると思われる。次に塩類が腐食作用を有し、高濃度になる程腐食が促進されると考えるならば、沸騰核の径および深さは増大し、それに伴い塩分はますます濃縮される。さらに機械的には、急激なボイリングにより、金属表面の不働体被膜をはがし、選択的に腐食ピットを増大させる原因にもなる。

従って今後、ボイリング腐食疲労強度について以下の項目を検討することにより、ディーゼル機関燃焼室壁

却面の腐食疲労設計技術を一段と向上させ得るものと考えられる。

- (1) 热流量(ボイリング状況)の影響
- (2) 繰返し応力と腐食時間の効果
- (3) 繰返し応力波形の影響(重畠波、周波数)
- (4) 防錆剤の効果
- (5) 腐食ピットと疲労強度の関係

#### 4.2.5 ま と め

ディーゼル機関燃焼室壁冷却面の腐食疲労強度解明の一環として、 $\frac{1}{2}Mo$  鋳鋼材で、市水中での低サイクルボイリング腐食疲労試験および、普通鋳鋼材で市水および $\frac{1}{10}$ 濃度の海水中で高サイクルボイリング腐食疲労試験と温水腐食疲労試験(ボイリングをさせない)を行い次の結論を得た。

- (1) 市水中で行った低サイクル・ボイリング腐食疲労強度は、ボイリングをさせない高温腐食疲労強度と比較して、明瞭な差はなかった。しかし、試験片表面は、ボイリング腐食疲労試験を行ったものの方がピット状の腐食量が大きい。
- (2) 市水中で行った高サイクル・ボイリング腐食疲労強度は、 $10^7$ サイクル破断で比較すると、温水腐食疲労強度に比較して疲労寿命は $\frac{1}{10}$ に低下する。  
また、 $\frac{1}{10}$ 海水濃度で行ったものでは、同様に、ボイリング腐食疲労強度の方が疲労寿命は $\frac{1}{10}$ に低下し、ボイリングによる疲労強度の低下は明瞭である。
- (3) ボイリング腐食疲労試験片は斑点状ピットとなり、高温腐食疲労試験片と明らかに腐食状況が相違する。しかも、実機燃焼室壁冷却面(シリンダカバー、ピストン)の比較的温度の高い所にできた腐食ピットは、本研究で行ったボイリング腐食疲労試験で生じた腐食ピットと非常に類似している。
- (4) 以上のことから、ディーゼル機関燃焼室壁冷却面の疲労強度設計のためには、ボイリング腐食疲労強度の本格的な研究が、今後も引きつづき実施する必要がある。

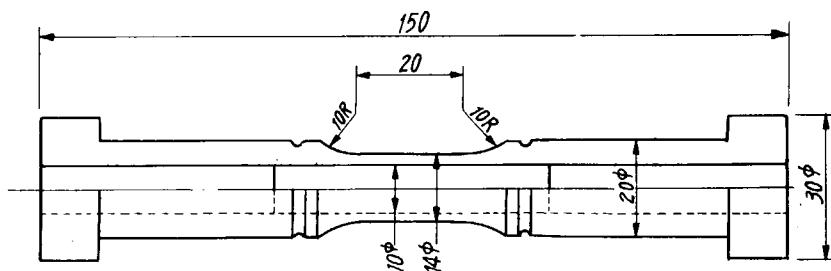


Fig. 4.2.1 Test Specimen (Low-Cycle Boiling Corrosion Fatigue Test)

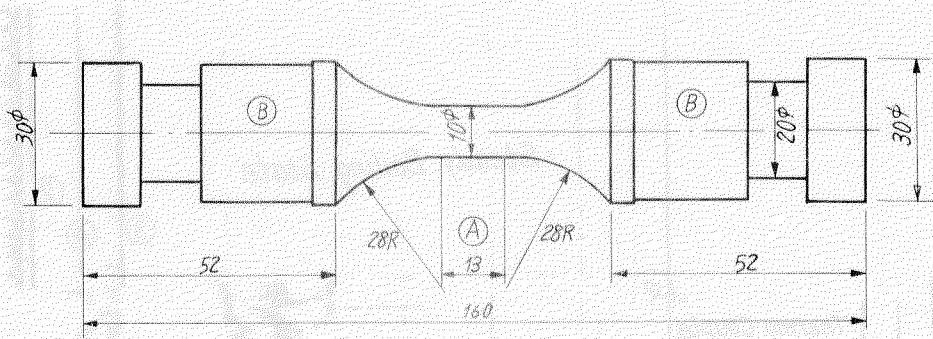


Fig. 4.2.2 Test Specimen (High-Cycle Boiling Corrosion Fatigue Test)

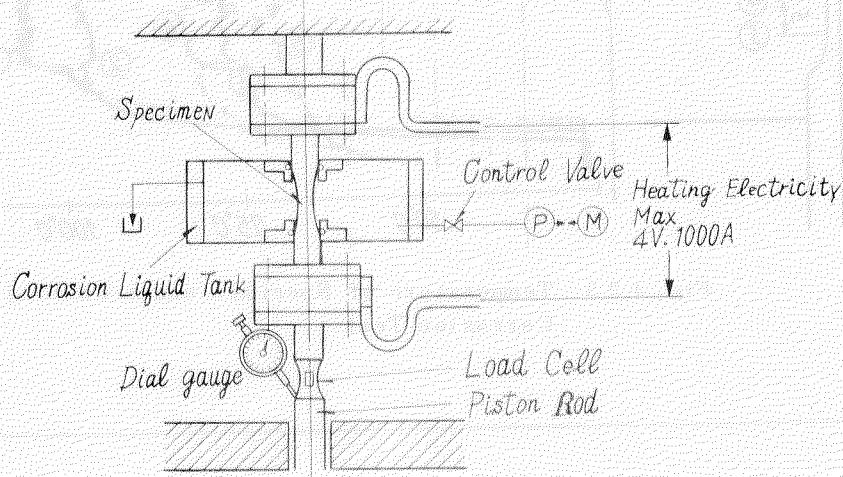


Fig. 4.2.3 Boiling Corrosion Fatigue Apparatus (Low Cycle Fatigue Test)

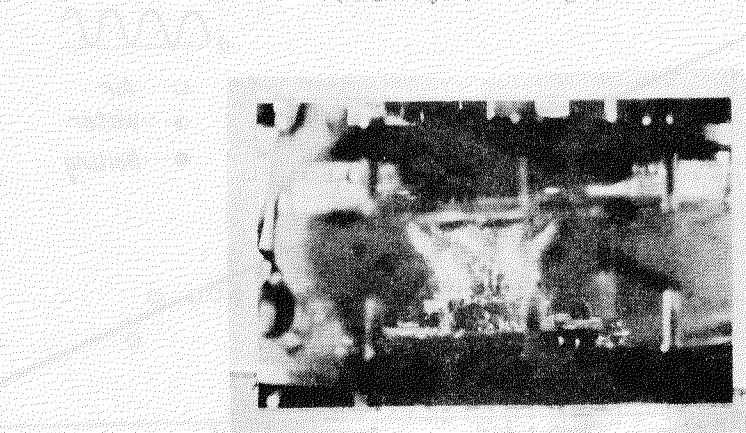


Fig. 4.2.4 Boiling Corrosion Fatigue Test (Low Cycle Fatigue Test)

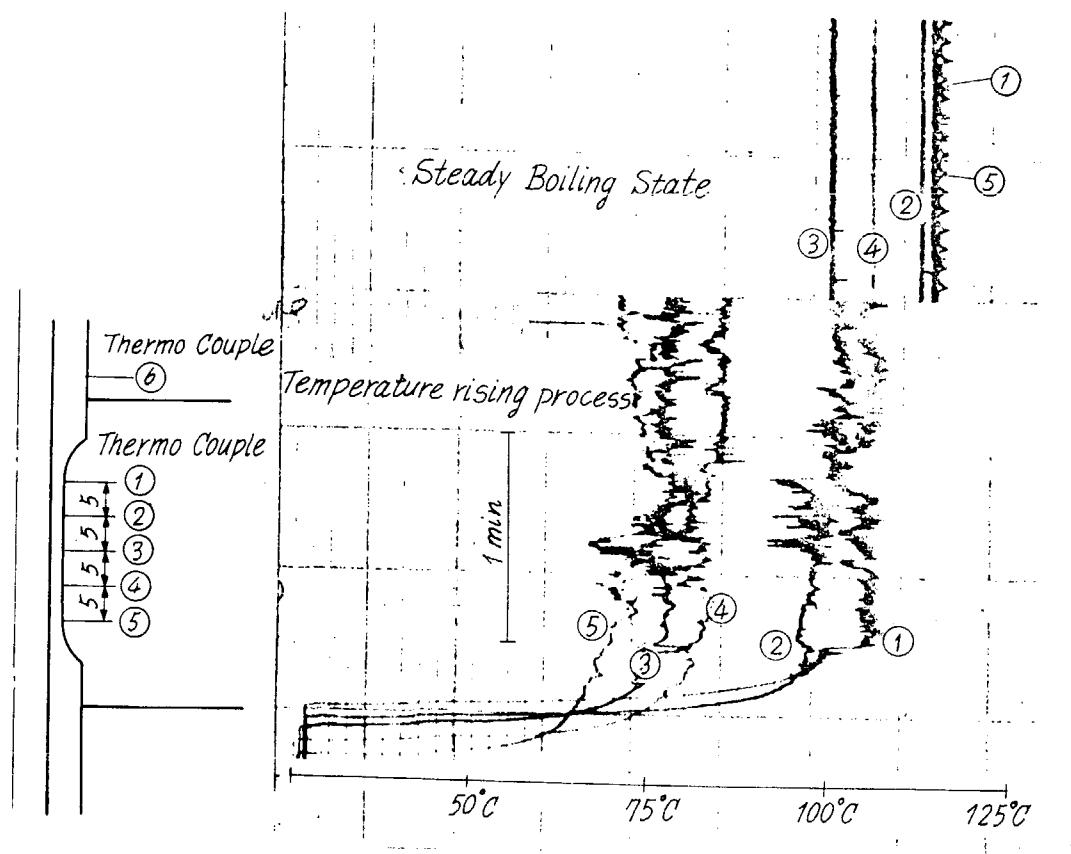


Fig. 4.2.5 Temperature of Specimen under Boiling Corrosion Test

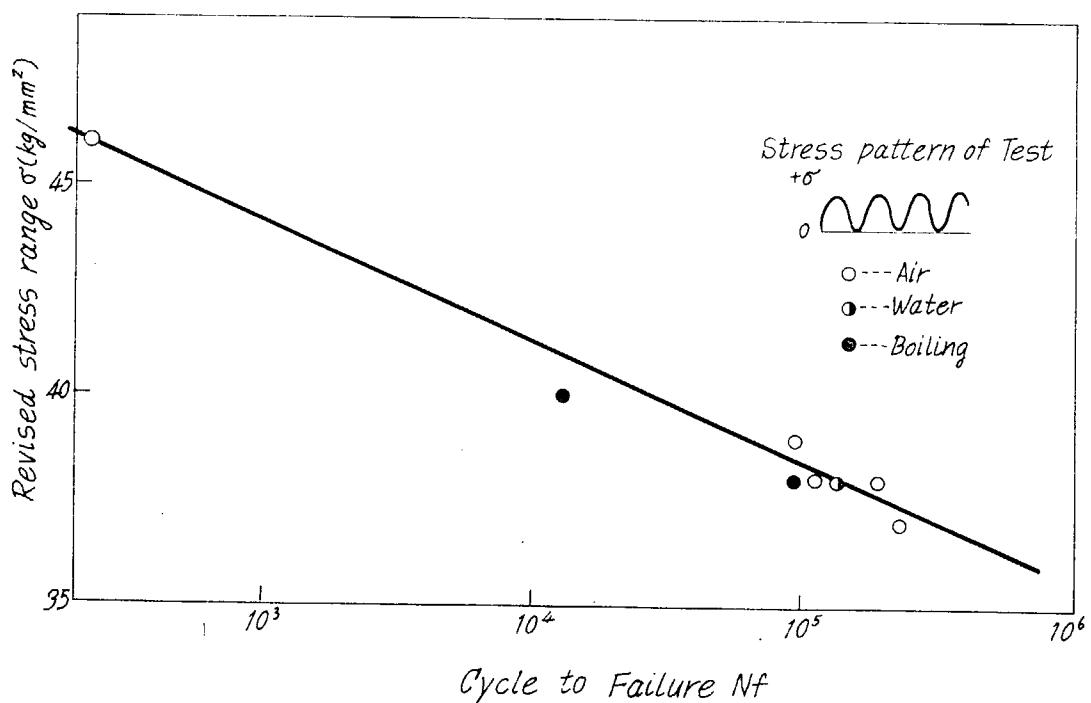


Fig. 4.2.6 Results of Low-Cycle Boiling Corrosion Fatigue Tests

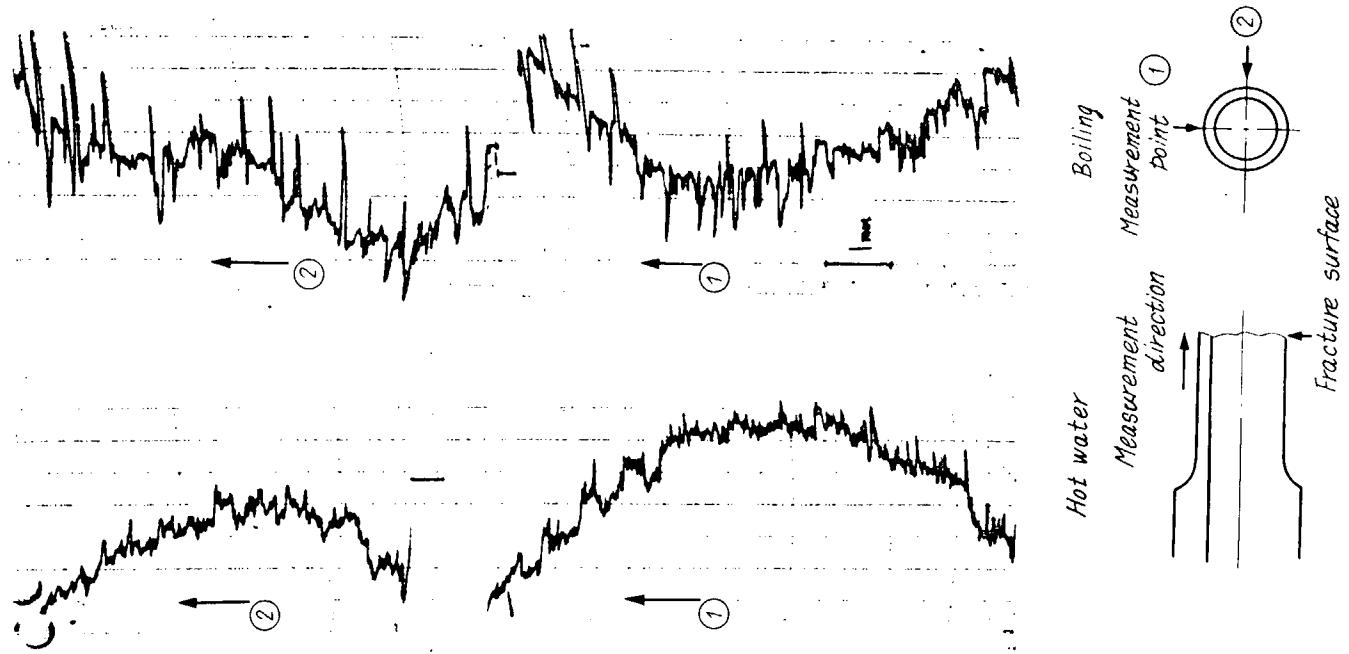


Fig. 4.2.7 Surface roughness of Specimen after Corrosion Fatigue Test

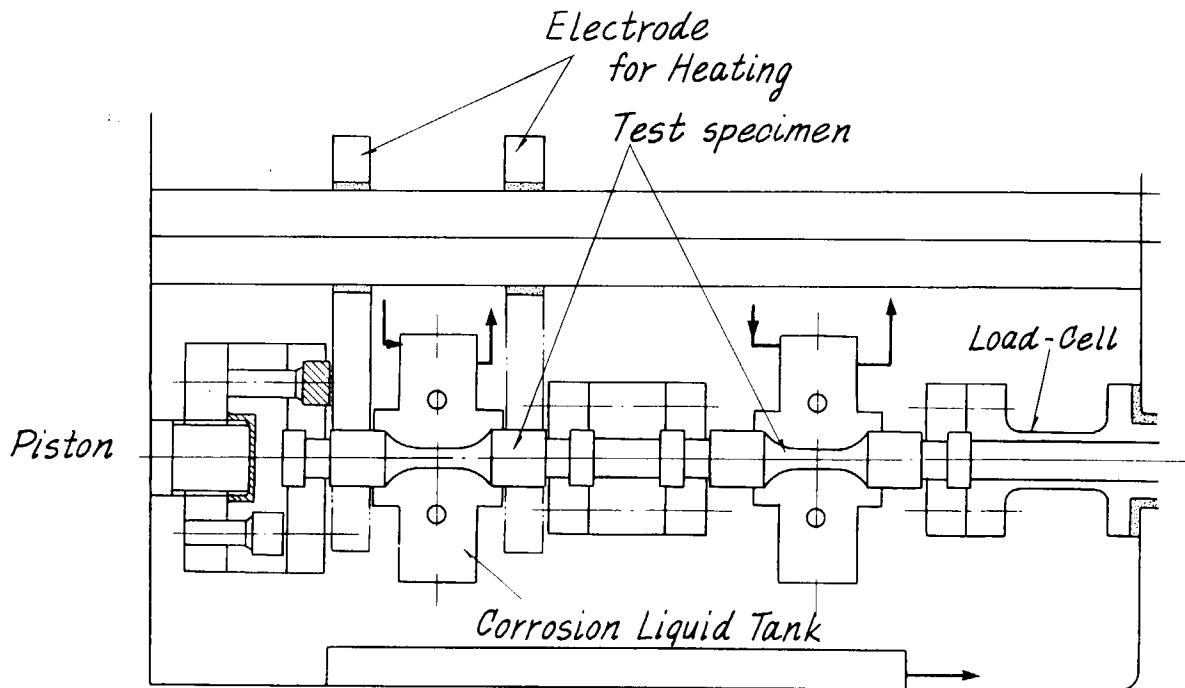


Fig. 4.2.8 Boiling Corrosion Fatigue Test Apparatus  
(High Cycle Fatigue Test)

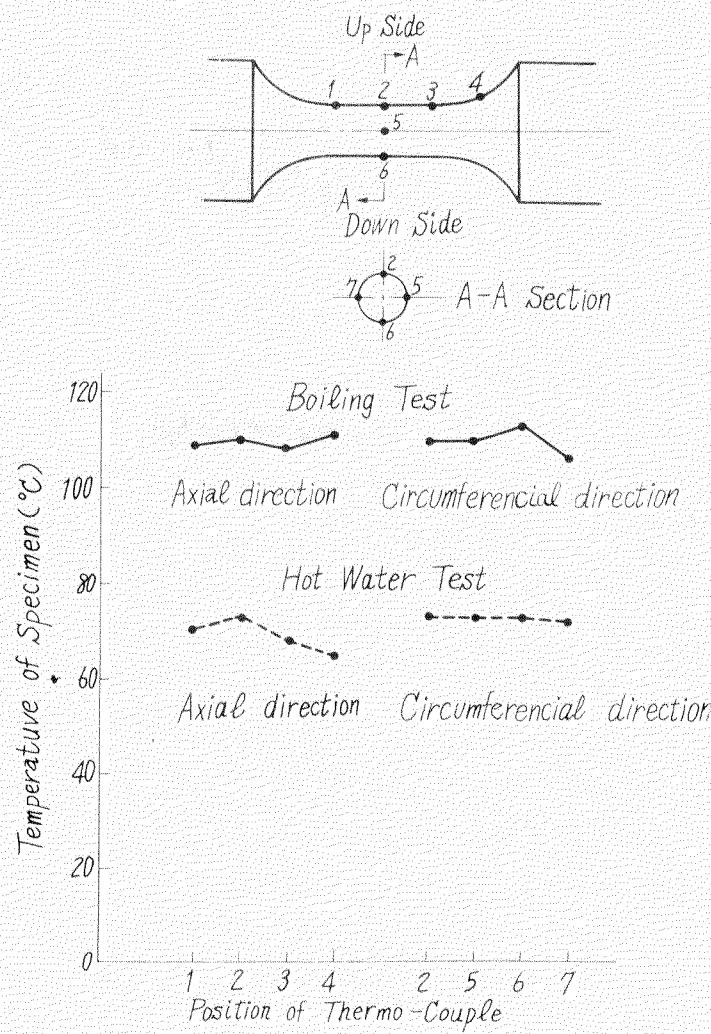
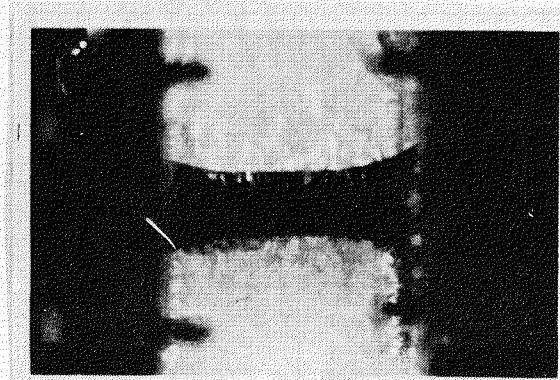


Fig. 4.2.9 Temperature Distribution of Test Specimen



Specimen Temperature Heat flow  
 $\Delta T = 10^\circ\text{C}$        $9.5 \times 10^4 \text{ kcal/m}^2\text{ hr}$

Fig. 4.2.10 High Cycle Boiling Fatigue Test  
 (1300A, 0.9V)

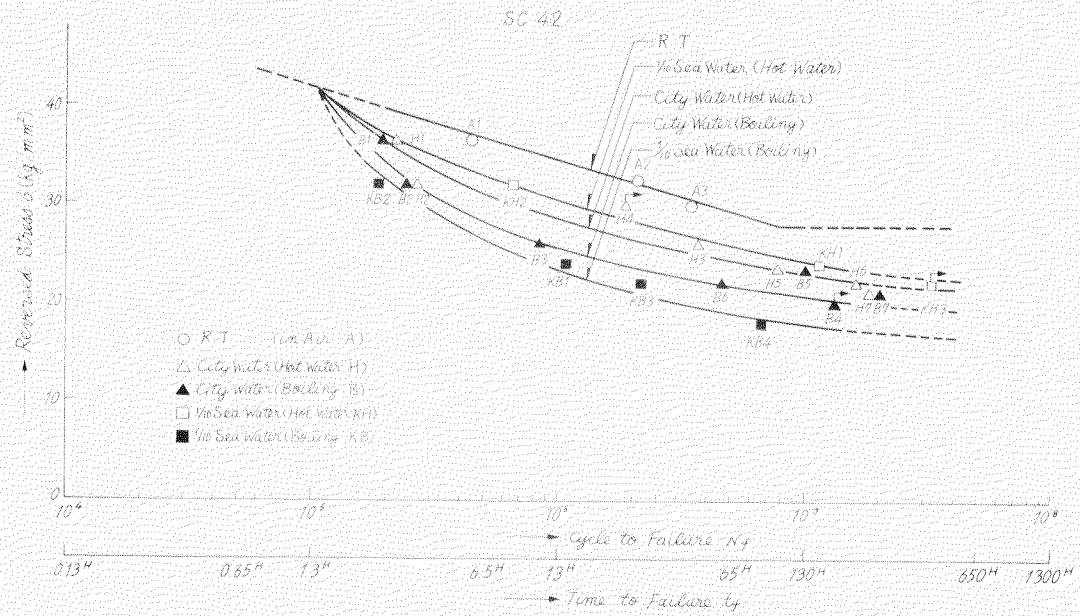


Fig. 4.2.11 Results of Corrosion Fatigue Test

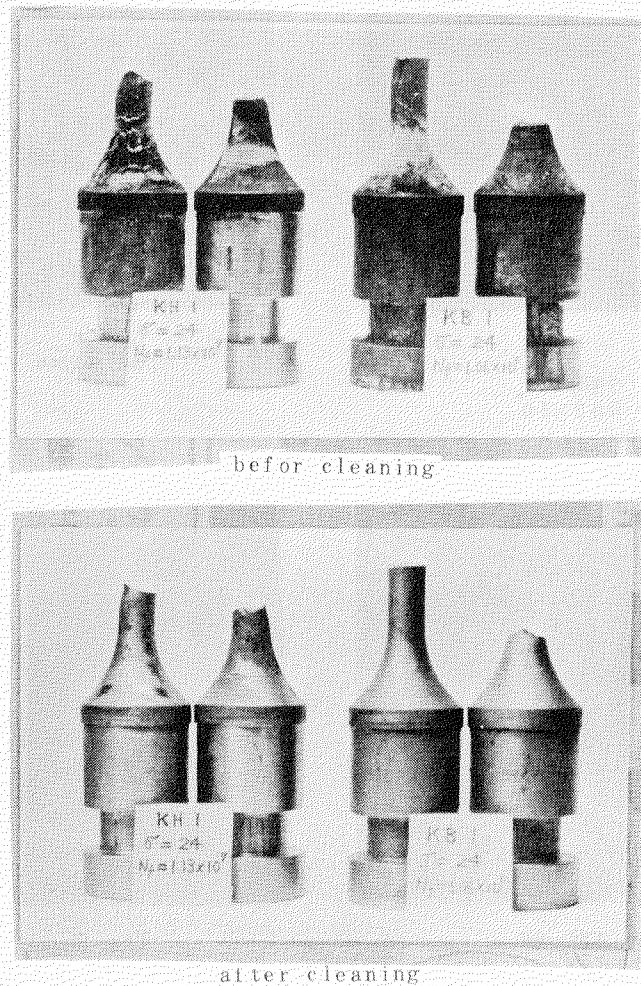
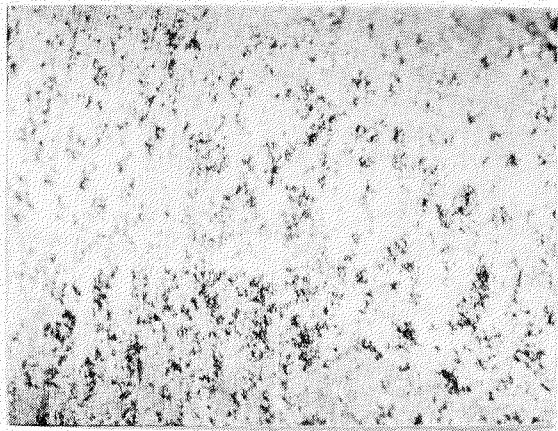
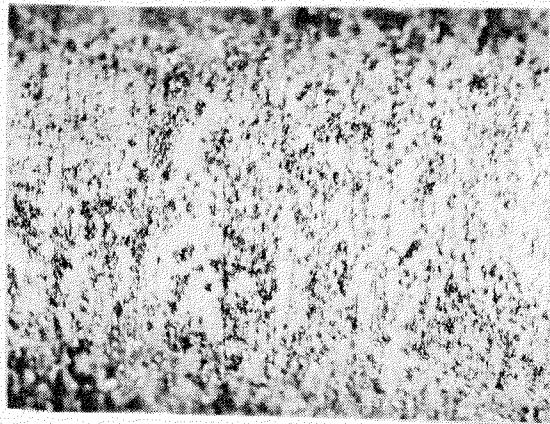


Fig. 4.2.12 Corrosion of Tested Specimen (Sea Water)

Parallel part of Specimen ( $\times 10$ )

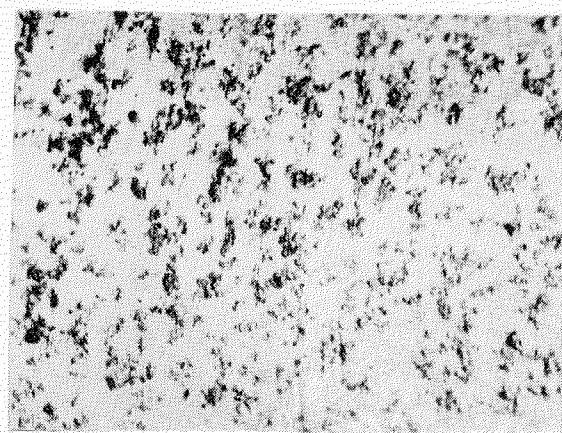
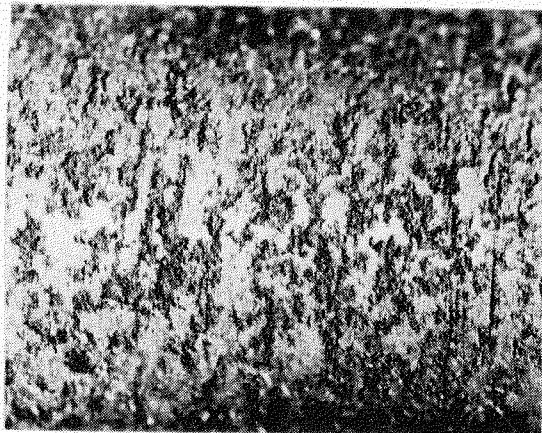


Round part of Specimen ( $\times 10$ )



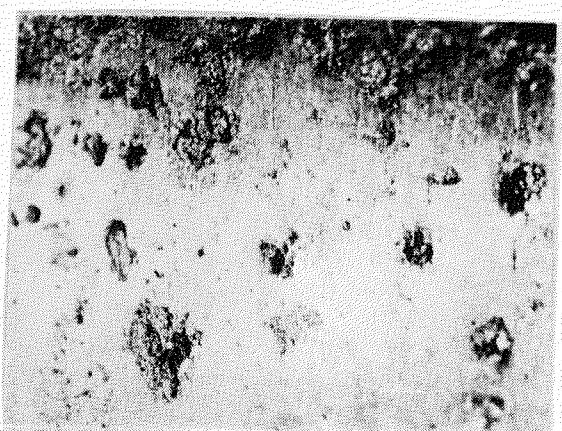
$$\text{B2} \left( \begin{array}{l} \sigma = 32 \text{kg/mm}^2 \\ N_f = 2.4 \times 10^6 \\ 3.1 \text{Hr} \end{array} \right)$$

The Same as Left



$$\text{B3} \left( \begin{array}{l} \sigma = 26 \text{kg/mm}^2 \\ N_f = 0.83 \times 10^6 \\ 1.07 \text{Hr} \end{array} \right)$$

The Same as Left

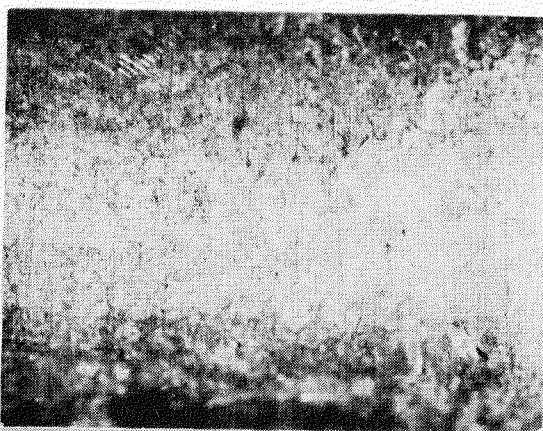


$$\text{B6} \left( \begin{array}{l} \sigma = 22 \text{kg/mm}^2 \\ N_f = 0.46 \times 10^6 \\ 5.9 \text{Hr} \end{array} \right)$$

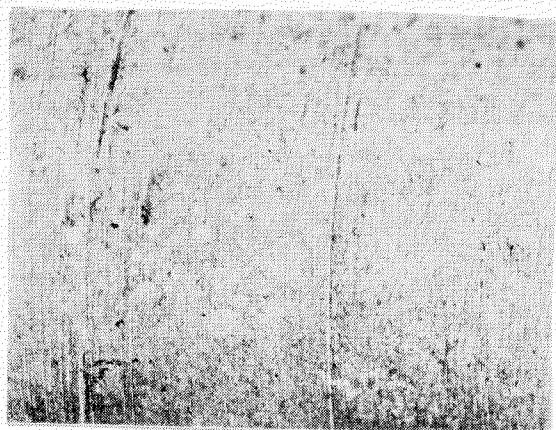
The Same as Left

Fig. 4.2.13 Corrosion pits After Boiling Corrosion Fatigue Test  
(High Cycle, City Water)

Parallel Part of Specimen ( $\times 10$ )

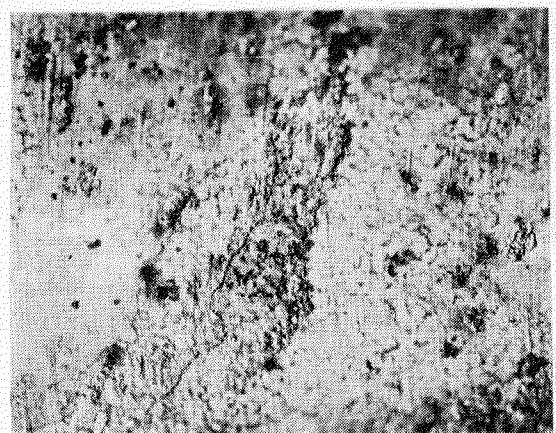
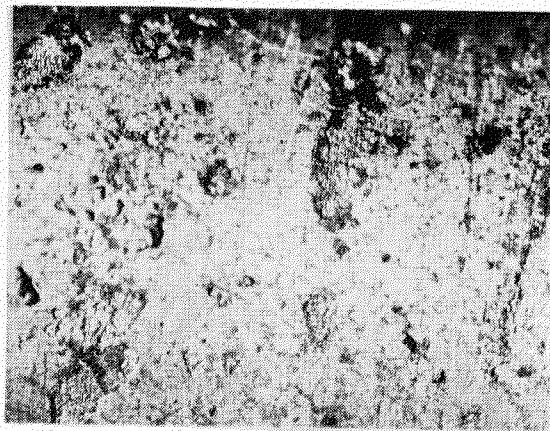


Round Part of Specimen ( $\times 10$ )



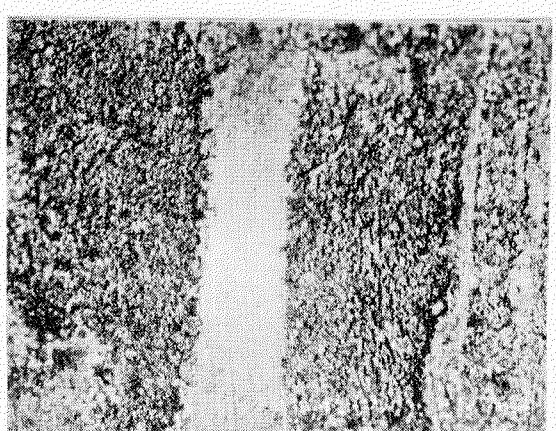
$\sigma = 32 \text{ kg/mm}^2$   
 $H_2$  (  $N_f = 2.62 \times 10^5$   
3.4 Hr )

The Same as Left



$\sigma = 26 \text{ kg/mm}^2$   
 $H_3$  (  $N_f = 3.64 \times 10^6$   
46.6 Hr )

The Same as Left



$\sigma = 22 \text{ kg/mm}^2$   
 $H_6$  (  $N_f = 1.6 \times 10^7$   
203 Hr )

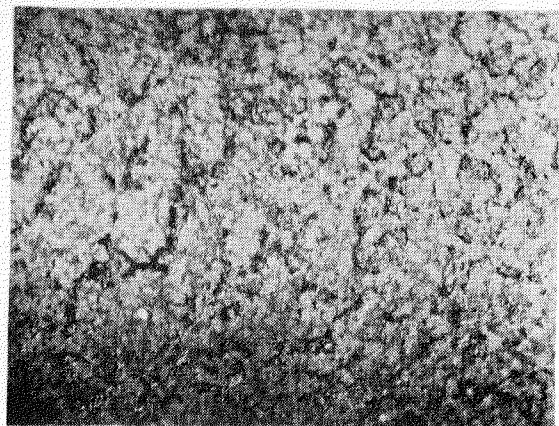
The Same as Left

Fig. 4.2.14 Corrosion Pits After Hot Water Corrosion Fatigue Test  
(High Cycle, City Water)

Parallel Part of Specimen ( $\times 10$ )

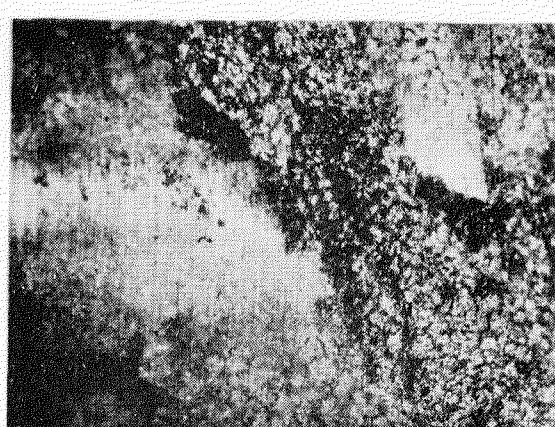
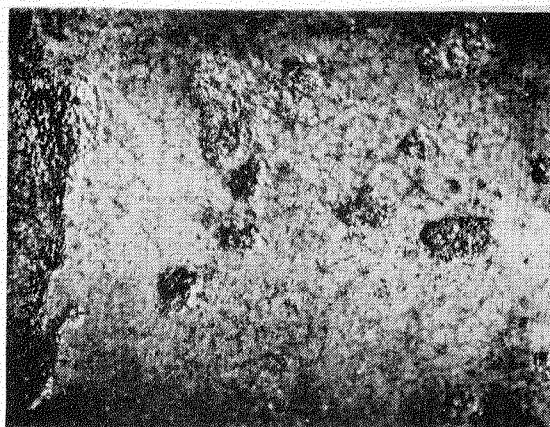


Round Part of Specimen ( $\times 10$ )



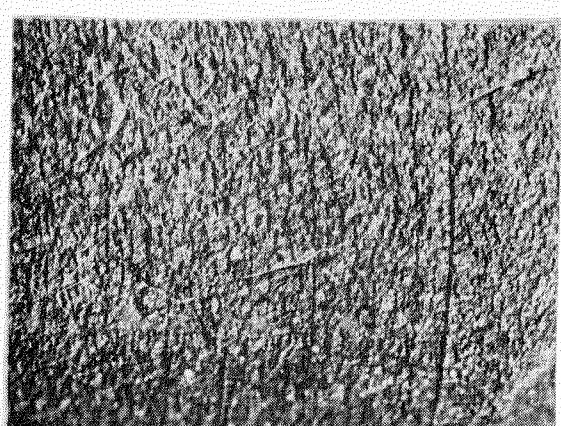
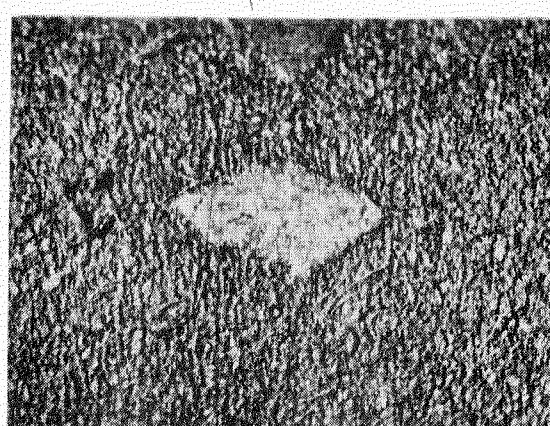
KH2  
 $\sigma = 3.2 \text{ kg/mm}^2$   
 $N_f = 6.54 \times 10^5$   
84 Hr

The Same as Left



KH1  
 $\sigma = 2.4 \text{ kg/mm}^2$   
 $N_f = 1.13 \times 10^7$   
145 Hr

The Same as Left

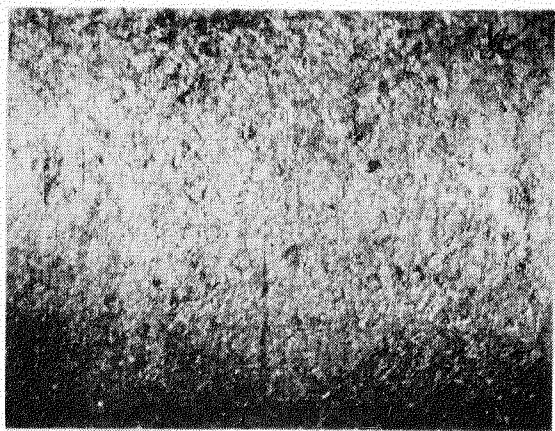


KH3  
 $\sigma = 2.2 \text{ kg/mm}^2$   
 $N_f = 3.25 \times 10^7$  Stop  
417 Hr

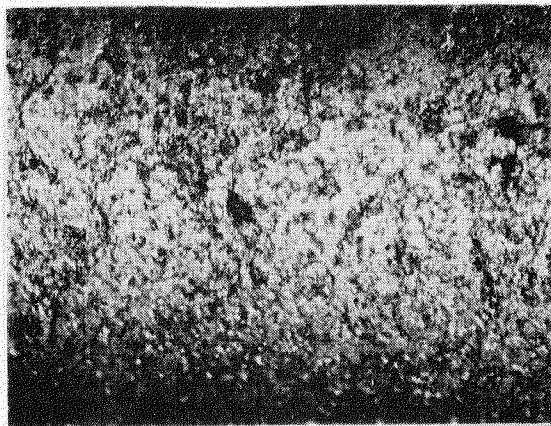
The Same as Left

Fig. 4.2.15 Corrosion Pits After Hot Water Corrosion Fatigue Test  
(High Cycle,  $\frac{1}{10}$  Sea Water.)

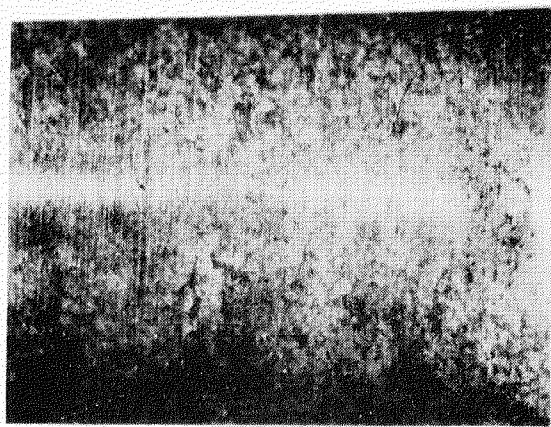
Parallel Part of Specimen( $\times 10$ )



KB 2  $(\sigma = 3.2 \text{ Kg/mm}^2, N_f = 1.82 \times 10^5, 2.3 \text{ Hr})$

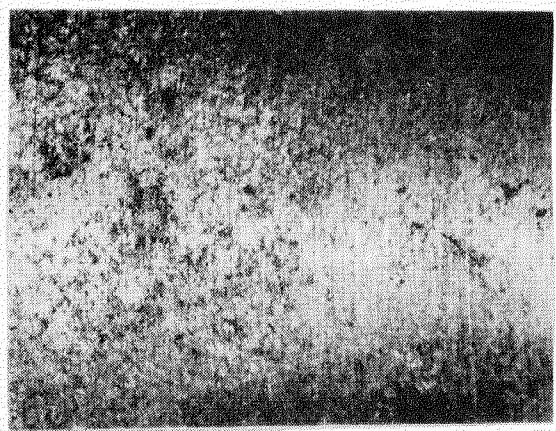


KB 1  $(\sigma = 2.4 \text{ Kg/mm}^2, N_f = 1.06 \times 10^6, 1.35 \text{ Hr})$

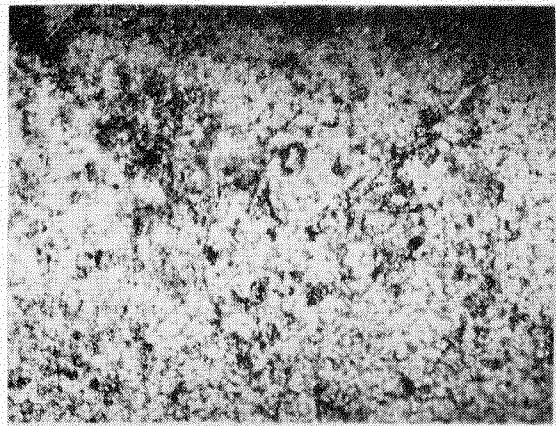


KB 3  $(\sigma = 2.2 \text{ Kg/mm}^2, N_f = 2.15 \times 10^6, 2.76 \text{ Hr})$

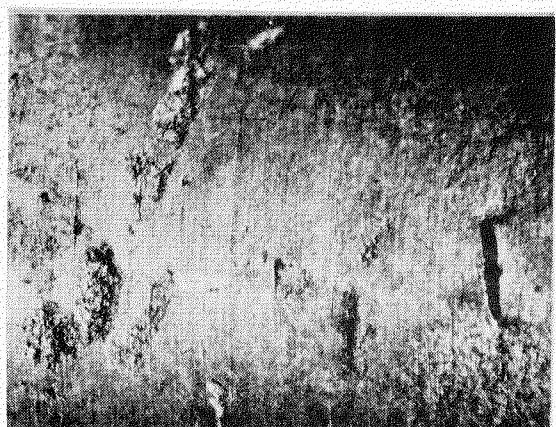
Round Part of Specimen( $\times 10$ )



The Same as Left



The Same as Left



The Same as Left

Fig. 4.2.16 Corrosion Pits After Boiling Corrosion Fatigue Test  
(High Cycle,  $\frac{1}{10}$  Sea Water)

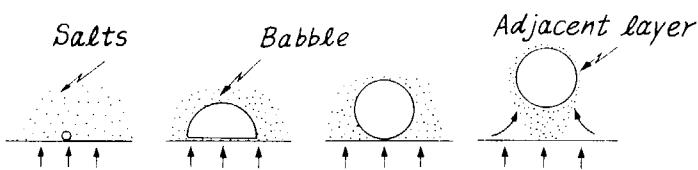


Fig. 4.2.17 Boiling Cycle

#### 4.3 平面曲げ腐食疲労

##### 4.3.1 はじめに

この研究はシリンダヘッドとして使用される鋳鉄材の腐食疲労に関するもので、大気中・加熱清水中およびインヒビタ添加加熱清水中における平面曲げ疲労試験について述べる。

##### 4.3.2 供試材および実験方法

###### (1) 供試材

素材はキュボラ製鋳鉄であり、シリンダヘッドと同一の溶湯から円筒形（内径400mm $\phi$ 、肉厚20mm、高さ550mm）の供試体を鋳込んだ。供試体は縦方向に12分割した後に低温焼なまし（565°C × 5h 炉冷）を行い、ついで外周面からの削り代が一様になるように板取りしたものから、Fig. 4.3.1に示すような平面曲げ疲労試験片を製作した。試験片の最終仕上げは4面を04エメリー紙で手研磨した。

供試材の化学成分はTable 4.3.1に、機械的性質はTable 4.3.2に、また顕微鏡組織はFig. 4.3.2に示すとおりである。

Table 4.3.1 Chemical Composition of Specimens (wt. %)

Mark of iron	TC	GC	Si	Mn	P	S	Cr
A	3.06	2.44	1.82	0.73	0.035	0.107	0.11
B	3.08	2.35	1.78	0.73	0.038	0.115	0.13

Table 4.3.2 Mechanical Property of Specimens

Mech. Property Mark of iron	A			B	
	1	2	3	1	2
Tensile strength Kg/mm <sup>2</sup>	30.4	30.5	30.4	30.5	30.5
Hardness H <sub>B</sub>	209	209	212	209	209

###### (2) 実験方法

疲労試験は大気中・加熱清水中およびインヒビタ添加加熱清水中において、600および1200cpmの試験速度で、200Kg·m シェンク式疲労試験機による繰返し平面曲げによって実施した。試験片はあらかじめ静的応力分布の一様性を確かめ、また試験機による動的応力の較正を行った。

腐食疲労は試験片の平行部を含む約95mmの長さを水槽中に浸漬し、イオン交換樹脂を通した純水を2ℓ/hの速度で循環して行い、試験中の水槽内の水温は85°C ± 5 deg. を設定目標とした。

インヒビタはソルブルオイル系の「ドロマスB」であり、純水中に0.75%添加した。

#### 4.3.3 実験結果

Fig. 4.3.3 に得られた疲労試験結果を示した。いずれの周囲条件でも試験速度の影響は認められなかったので、それぞれの S-N 曲線は 1 本にまとめた。大気中においては疲労限度が  $11.5 \text{ kg/mm}^2$  明瞭に現われ、これは引張強さの 0.38 倍であり、この値は文献<sup>1)</sup> の上限値に近い。一方加熱清水中では、インヒビタの有無にかかわらず、 $10^6$  回の繰返数で低い時間強度を示し、 $10^7$  の時間強度（以下疲労限度と称す）はいずれも  $10 \text{ kg/mm}^2$  であり、これは大気中の疲労限度の 0.87 倍に相当する。ただし繰返数  $10^6$  回までの時間強度は 3 条件下とも大差のない結果を示した。

大気中の両振り平面曲げ疲労試験における試験速度は 5,000 cpm まで試験結果に影響されないとされている。<sup>2)</sup> 腐食環境下における試験速度の影響は表面あらさには認められたが、腐食疲労を支配するまでにはいたらず、さらに長期間にわたる実験が必要であろう。インヒビタ添加の効果はこの実験では平滑材を用いての促進試験であるために、実機の条件とは異なり、十分に発揮されず、やはり長期間の実験が必要であろう。

#### 4.3.4 まとめ

シリンドヘッド用の鋳鉄材の大気中・加熱清水中およびインヒビタ添加加熱清水中における両振り平面曲げ疲労試験を行った。

大気中の疲労限度は  $11.5 \text{ kg/mm}^2$  と引張強さの 0.38 倍の値を示した。加熱清水中ではインヒビタの有無にかかわらず疲労限度は  $10 \text{ kg/mm}^2$  と大気中のそれの 0.87 倍であった。 $10^6$  回までの時間強度にはあまり差は認められなかった。

腐食環境下またはインヒビタ添加の実験には長い期間をかけた試験が必要であろう。

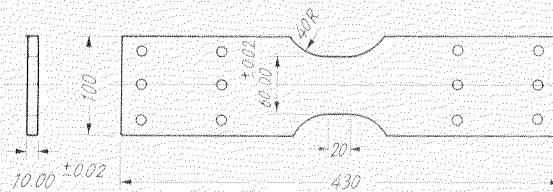


Fig. 4.3.1 Shape of Reverse Bending Fatigue Test Piece

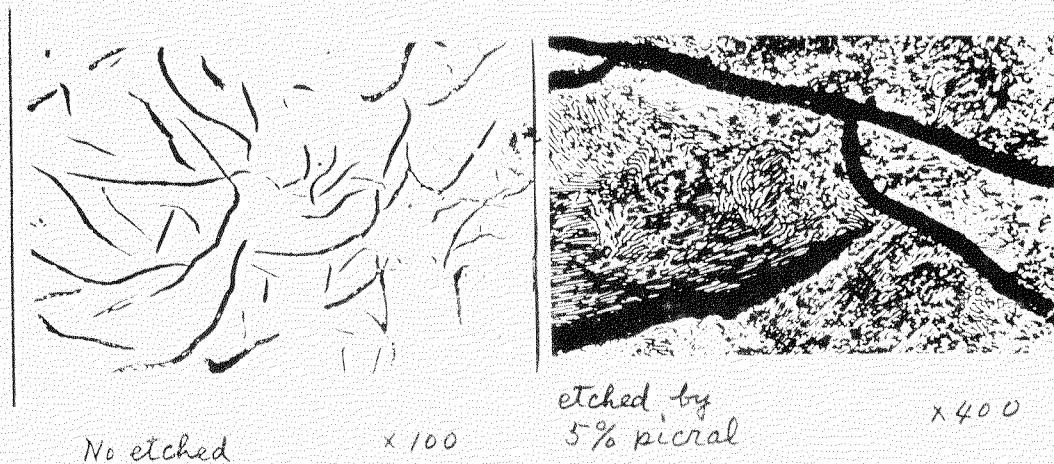


Fig. 4.3.2 Micro Structure of Specimen

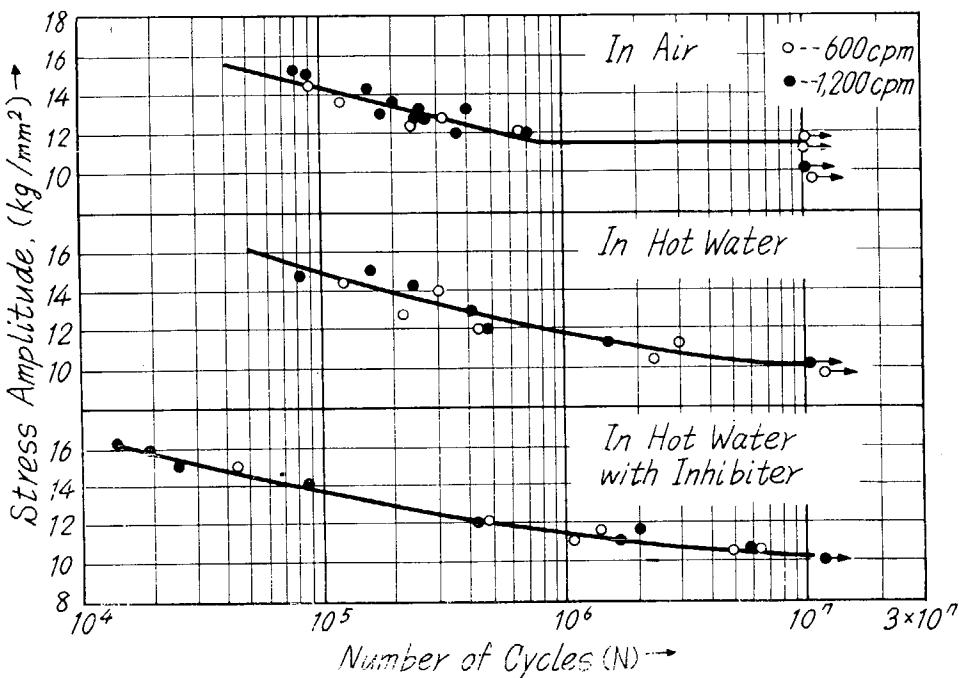


Fig. 4.3.3 S - N Curve

#### 4.4 回転曲げ腐食疲労

##### 4.4.1 はじめに

本実験はシリンダカバー、ピストンクラウンなどに用いられるCr-Mo鉄鋼の常温水中および90°C温水中における腐食疲労強度を測定して、水温、応力繰返し速度の影響を明らかにするとともに、亜硝酸系インヒビタを添加した場合の腐食疲労防止効果について検討を加えたものである。またSCM材について同様の実験を行い、腐食疲労試験の途中でインヒビタを添加した場合の効果をも検討した。

##### 4.4.2 実験方法

本報告は以下に(A), (B)で示す2組の実験をまとめたものであり、供試材組成や腐食装置などが若干異なっているが、基本的には同一の試験とみなしえる。

実験に供したCr-Mo鉄鋼(JIS, SCCr1B相当)とSCM21材の化学組成および機械的性質をTable 4.1, Table 4.4.2に示す。

疲労試験機は容量10kg·mの小野式回転曲げである。温水循環装置を設置して、腐食槽に定温加熱した温水流した。試験片は腐食槽内で温水に浸った状態で回転する。温水循環装置の概略をFig. 4.4.1に示す。水の蒸発による濃度変化を防ぐ為に、水面のレベル低下を検出して自動的に水道水を補給する方法を採用している。使用した水道水の分析結果をTable 4.4.3に示す。また腐食疲労の実験条件をTable 4.4.4に示した。

Table 4.4.1 Chemical Compositions of Specimens (wt. %)

		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
A	Cr-Mo Cast steel	0.17	0.45	0.73	0.016	0.008	0.73	0.47
	SCM 21	0.17	0.28	0.68	0.012	0.012	1.01	0.18
B	Cr-Mo Cast steel	0.16	0.46	0.84	0.009	0.007	0.71	0.36

Table 4.4.2 Mechanical Properties of Specimens

		$\sigma_y$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_B$ (kg/mm <sup>2</sup> )	E (%)	R A (%)	H <sub>B</sub>
A	Cr-Mo Cast steel	37.0	53.4	25.9	67.3	177
	S C M 21		95.0	24.0	55.0	274
B	Cr-Mo Cast steel	39.0	56.0	29.0	68.0	

Table 4.4.3 Compositions of Tap Water

	pH	$\rho$ ( $\mu\Omega/cm$ )	Total hardness (ppm)	Cl (ppm)	SO <sub>4</sub> <sup>2-</sup> (ppm)
A	7.37	215.5	43.0	24.4	30.0
B	7.53	180	61.5	6.3	13.1

Table 4.4.4 Experimental Conditions

	Test Frequency (cpm)	Size of specimen (mm)	Corrosion environment	Temperature
A	110	$\phi 8 \times 17$	tap water	R.T.
	3400		tap water + 2000 ppm nitrite	90°C
B	170	$\phi 12 \times 36$	tap water	90°C
	1700		tap water + 4000 ppm nitrite	

#### 4.4.3 溫水中腐食疲労試験結果

大気中、常温水中および90°C温水中でのCr-Mo鉄鋼のS-N曲線の測定結果をFig. 4.4.2, Fig. 4.4.3に示す。水中での腐食疲労強度は大気中より著しく低く、応力繰返し速度が遅いほど低下量も大きい。また、水温の影響は速度効果ほど大きくはないが、常温より温水中の方が低くなっている。大気中では耐久限が明瞭に認められるのに対し、水中では繰返し数10<sup>7</sup>回でなおS-N曲線は傾斜しており、耐久限が存在しないように見える。

腐食疲労では、応力繰返し速度が遅くなれば、破壊迄の繰返し数が減少することは一般に認められており、軟鋼および低合金鋼の清水中での10<sup>6</sup>回強度と応力繰返し速度の間にFig. 4.4.4の実線群で示す関係のあることが報告されている。<sup>1)</sup> 図中に、本実験の測定結果を併記した。実機の破損では、10<sup>7</sup>回以上の繰返し数の多い所での腐食疲労強度が問題となる。Fig. 4.4.5に10<sup>7</sup>回強度の測定結果を示した。大型機関の回転速度に相当する100～110 cpmでの腐食疲労強度はほぼ14 kg/mm<sup>2</sup>となり、大気中強度の55%程度に低下している。繰返し数が10<sup>7</sup>回より増せば低下量は一層大きくなり、また実機では、本実験のような単純な腐食環境ではなく、多くの因子が複雑に作用しているので、場合によっては、大気中強度の半分を大幅に下廻る可能性もある。このように清水中腐食疲労による強度低下はかなり大きく、実用上は、何らかの防腐対策をとらざるを得ないと考える。

#### 4.4.4 インヒビタの腐食疲労防止効果について

腐食疲労強度を改善するために、冷却水の腐食作用を防止することが当然考えられ、一部の機関では冷却水にインヒビタが添加されている。本項では亜硝酸系インヒビタ、旭光W-1とポリクリンを用いた。共に亜硝酸ソーダを約90%含有している。

亜硝酸はアノード型インヒビタであり、鋼の表面に $\gamma$ -Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>からなる保護被膜を形成して、鉄を不導電化することによって防食すると考えられている。<sup>2)</sup> 外力を負荷しない静腐食の場合には、優れた防食効果を示すことが確認されており、本実験に用いたインヒビタも、常温で200 ppm以上、80°Cで500 ppm以上添加すれば、良好な防食効果を示すことを実験的に確かめている。<sup>3)</sup> しかし、腐食疲労の改善効果についての研究報告はなく、どの程度改善し得るか不明であった。

Fig. 4.4.6 および Fig. 4.4.7 は、インヒビタを添加した場合の S-N 曲線を示したものである。インヒビタの添加によって、腐食疲労強度は著しく向上している。90°C 温水の場合、繰返し数  $10^6$  回以下の時間強度曲線は大気中より若干低いが、 $10^7$  回ではいずれも大気中と同程度の強度を示し、耐久限が回復しているようである。応力繰返し速度の影響も認められない。さらに常温水の場合には、S-N 曲線が大気中より上に位置している。

インヒビタの防食効果は、試験片の表面観察および破断面の電子顕微鏡観察において認められた。Fig. 4.8 に 90°C 温水中で破断した試験片の外観写真例を示すように、インヒビタを添加しない場合、破断後の試験片表面は全面赤錆で覆われており、錆の下には多数の孔食が生じている。インヒビタを添加すれば錆は全く発生せず、試験前と同じ金属光沢を呈している。顕微鏡的な微小孔食もなく、インヒビタの防食効果が充分であったことが判る。

破面の電子顕微鏡観察によれば、Fig. 4.4.9 にその若干例を示すように、き裂発生点付近は主として、粒界割れ状のパターンであり、き裂伝播域は擦弊開的粒界割れとステップ状パターンが支配的な脆性破面になっており、延性ストライエーションは見られない。これに対してインヒビタを添加した場合には、き裂発生点付近に粒界割れ状のパターンが認められるけれども、き裂伝播域にはストライエーションが存在しており、大気中と類似の破断様相を呈している。このようにフラクトグラフィからも、亜硝酸系インヒビタの腐食疲労防止効果が認められた。

#### 4.4.5 インヒビタの途中添加効果について

インヒビタの添加によって  $N = 10^7$  回における疲労強度は、大気中の耐久限程度まで回復することが明らかになったが、現実の機関では未添加のままで稼動している機関もあり、稼動途中でインヒビタを添加した場合の効果は、現実の問題として興味深いものがある。ここでは SCM21 材を用いて検討した結果について述べる。

90°C 温水中での 3400 cpm の腐食疲労試験において、破断繰返し数の  $1/10$  および  $1/2$  の時点でインヒビタを添加して、破断寿命の変化を調べた。また応力は、 $2.25 \text{ kg/mm}^2$ 、 $2.5 \text{ kg/mm}^2$  および  $3.0 \text{ kg/mm}^2$  の 3 条件とし、応力レベルの相違についても検討した。その結果を Fig. 4.4.10 に示す。

高応力側ではいずれの繰返し数比においても、添加しない場合より多少寿命が増加するが、初期添加の場合に較べればその効果は小さい。低応力側の  $2.25 \text{ kg/mm}^2$ 、 $2.5 \text{ kg/mm}^2$  では、繰返し数比  $1/10$  で添加すれば初期添加と同様の効果を示す。しかし、 $1/2$  で添加した場合の効果は減少している。

#### 4.4.6 まとめ

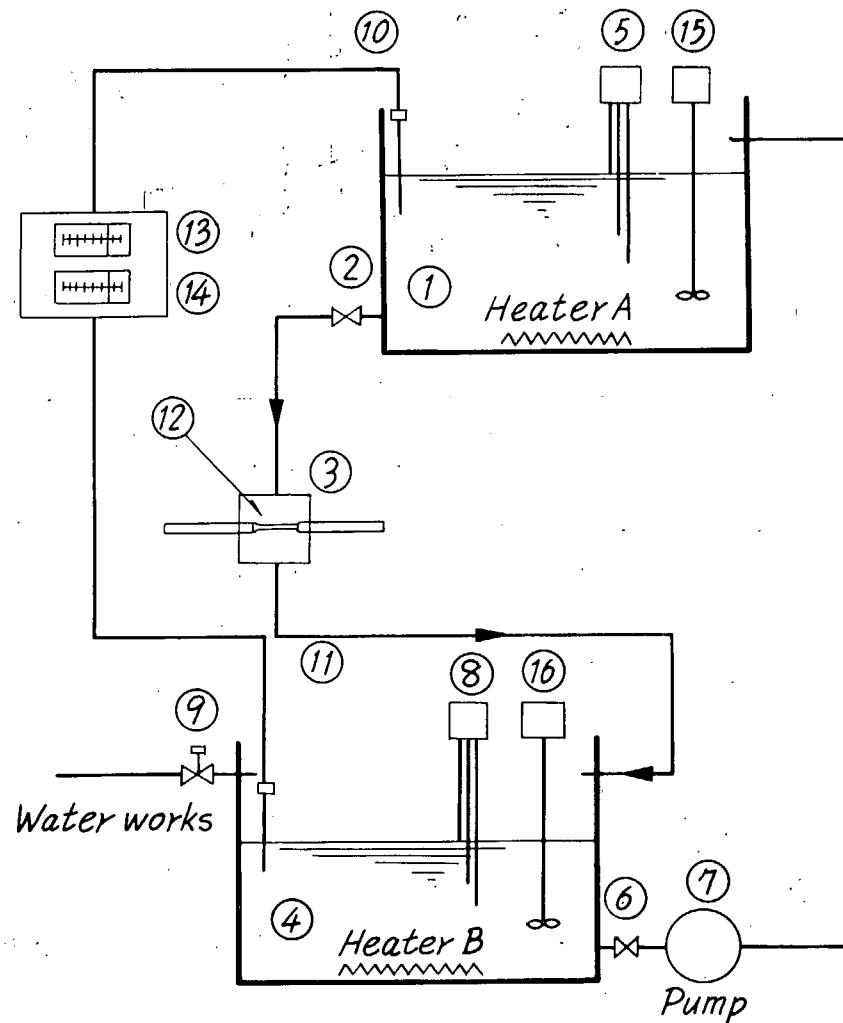
小野式回転曲げ疲労試験機を用いて、応力繰返し速度を 110～3,400 cpm にえた場合の Cr-Mo 鋼および SCM21 材の清水中腐食疲労強度を測定し、また、亜硝酸系インヒビタを添加した場合の腐食疲労防止効果を調べた。その結果をまとめると次の通りである。

- (1) 90°C 温水中の腐食疲労強度は大気中よりかなり低下し、応力繰返し速度の影響も大きい。大型機関の回転数 100～110 cpm では、大気中強度のおよそ 55% にまで低下する。
- (2) 亜硝酸系インヒビタを添加することによって腐食疲労強度は大幅に改善される。耐久限は大気中と同程度に

回復し、応力繰返し速度の影響を受けない。

(3) インヒビタの腐食疲労防止効果は、破断した試験片の表面観察および電子顕微鏡による破面観察によっても認められた。

(4) インヒビタの途中添加効果は応力レベルと添加時間に依存し、添加しない場合と比較すると疲れ強さは改善されるが、初期添加の場合ほどの効果は得られない。



- |                    |                  |
|--------------------|------------------|
| ① Thermostat       | ⑨ Magnet Valve   |
| ② Valve            | ⑩ Thermocouple   |
| ③ Corrosion Vessel | ⑪ "              |
| ④ Thermostat       | ⑫ Thermometer    |
| ⑤ Level Gauge      | ⑬ "              |
| ⑥ Valve            | ⑭ Heat Regulator |
| ⑦ Pump             | ⑮ Stirrer        |
| ⑧ Level Gauge      | ⑯ "              |

Fig. 4.4.1 Schematic Diagram of Testing Equipment

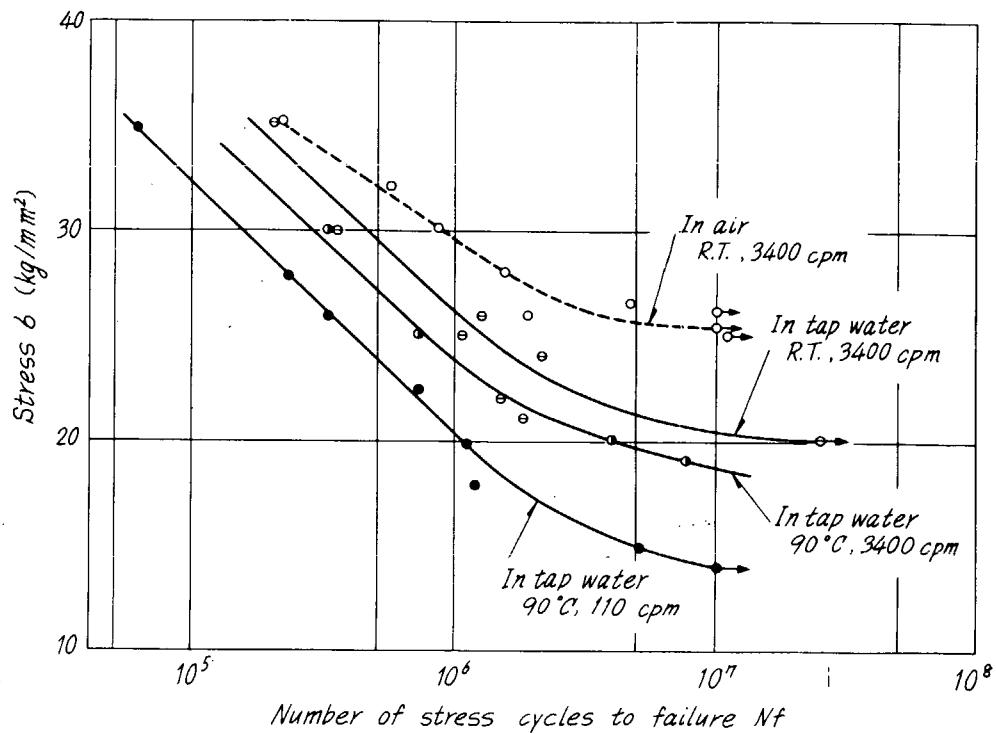


Fig. 4.4.2 S-N Diagram of Cr-Mo Cast Steel in Tap Water (A)

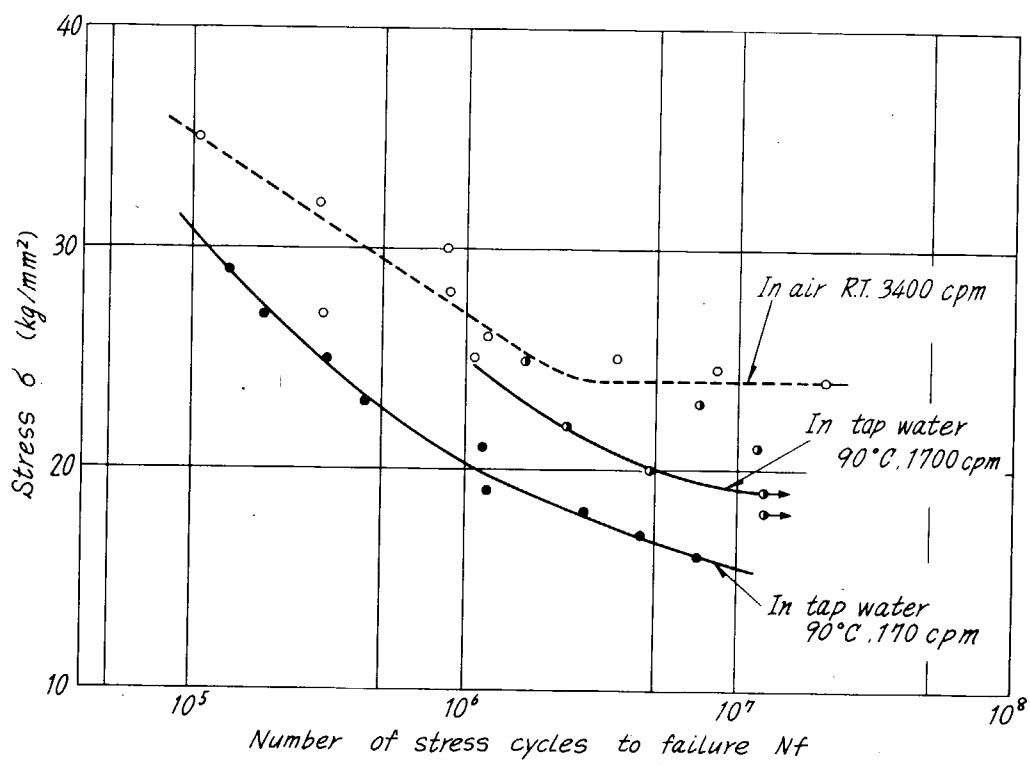


Fig. 4.4.3 S-N Diagram of Cr-Mo Cast Steel in Tap Water (B)

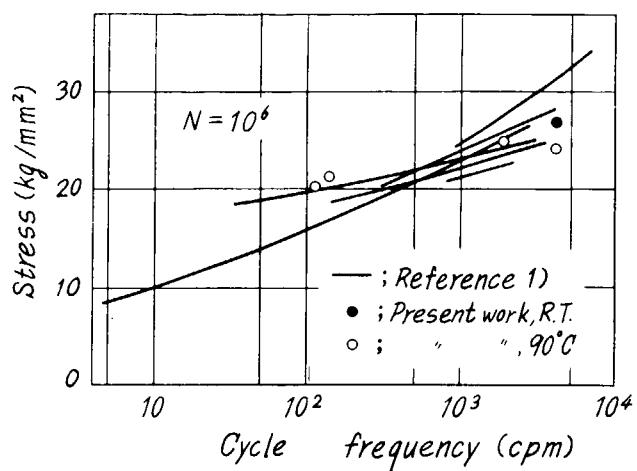


Fig. 4.4.4

Effect of Stress Cycle Frequency on Corrosion Fatigue Strength in Tap Water at  $N = 10^6$

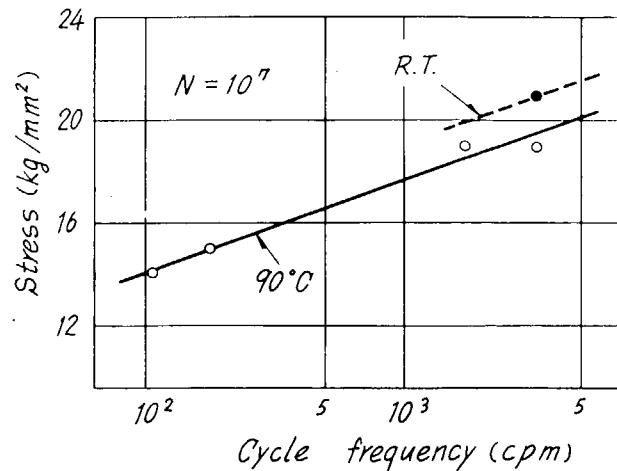


Fig. 4.4.5

Effect of Stress Cycle Frequency on Corrosion Fatigue Strength in Tap Water at  $N = 10^7$

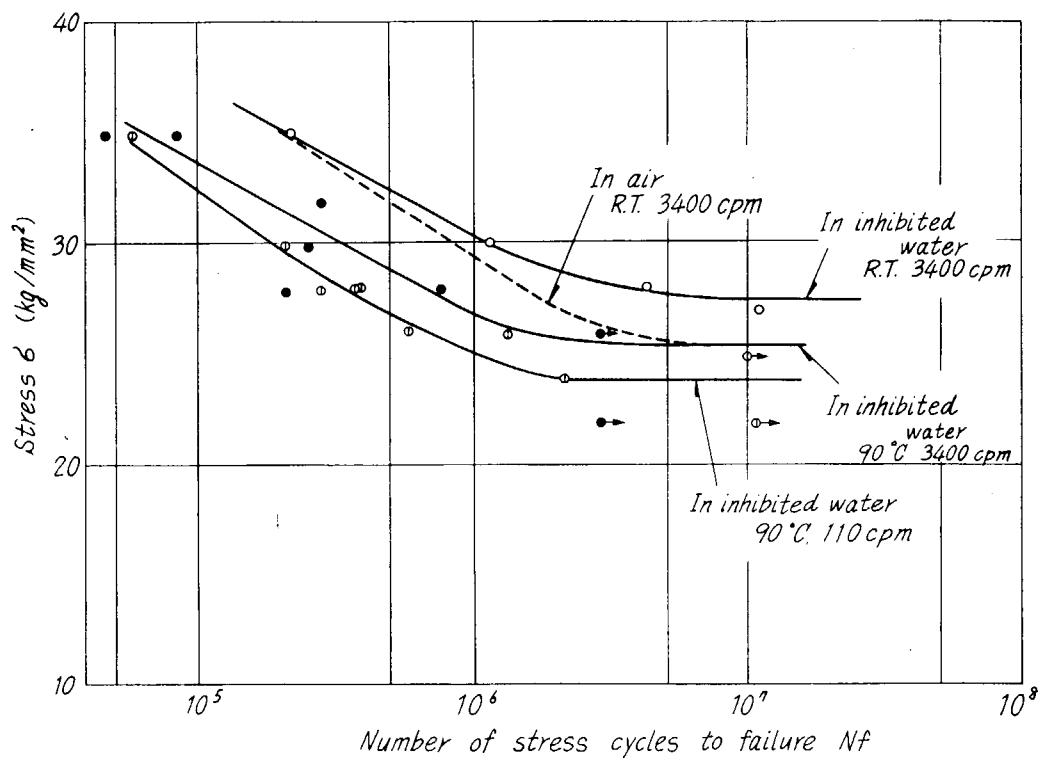


Fig. 4.4.6 Effect of Inhibition by 2000 ppm Nitrite on Corrosion Fatigue in Tap Water (A)

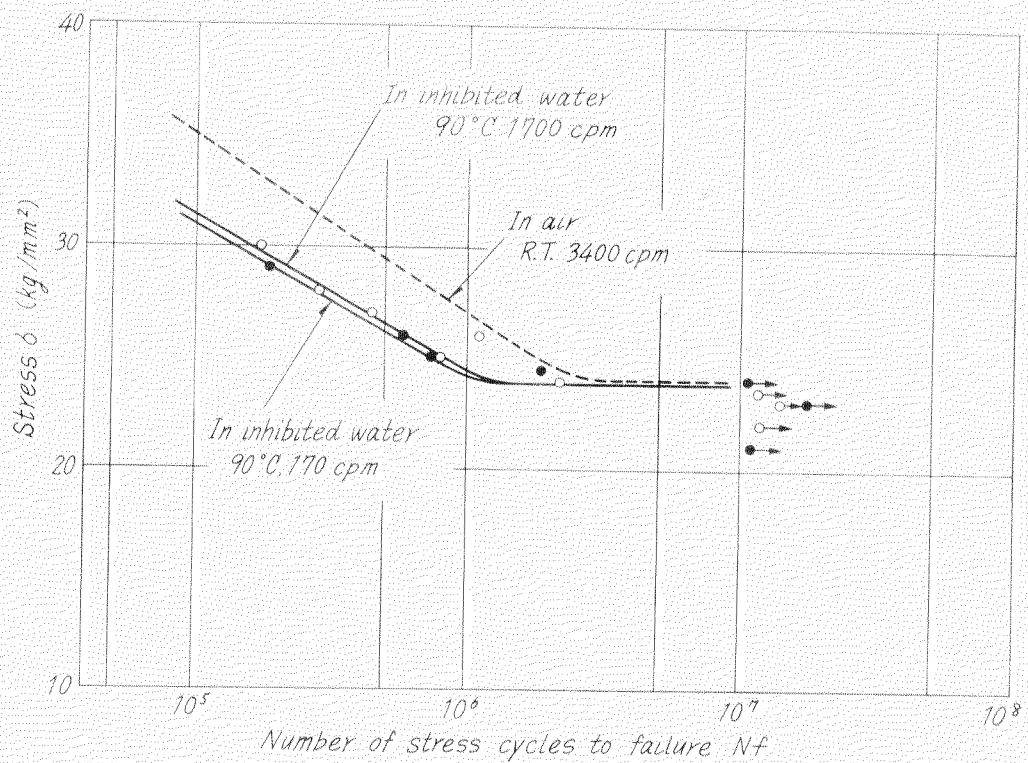


Fig. 4.4.7 Effect of Inhibition by 4000 ppm Nitrite on Corrosion Fatigue in Tap Water (B)

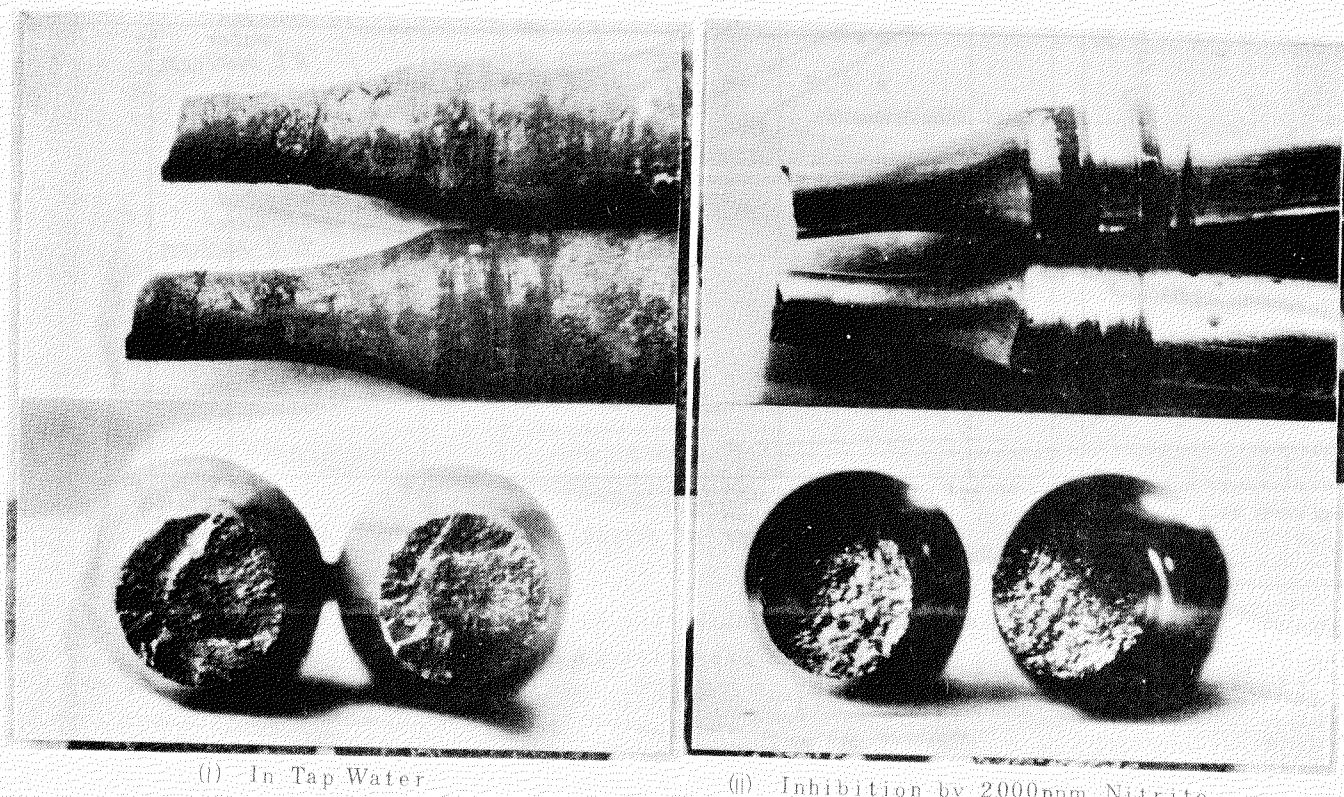
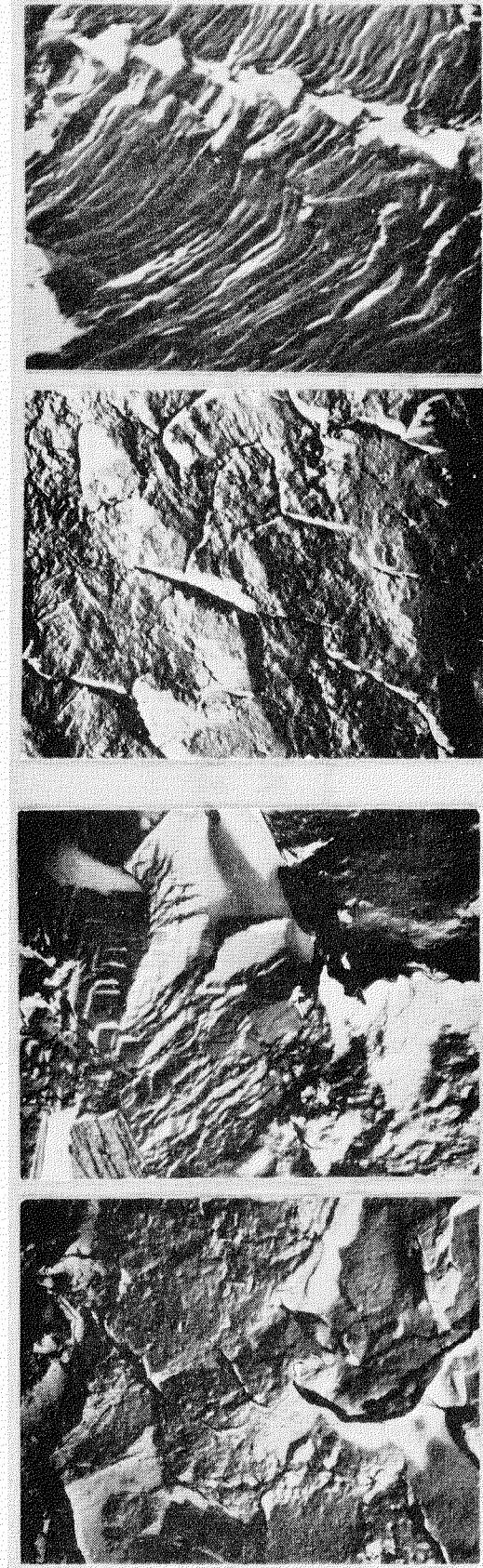


Fig. 4.4.8 Appearance of Fractured Specimen 90°C, 110 cpm



a1, Initiation site  
In Tap Water

a2, Propagation area  
In Tap Water

b1, Initiation site  
Inhibition by 4000 ppm Nitrite

b2, Propagation

Fig. 449 Transmission Electron Fractographs of Cr-Mo Cast Steel Fractured in 90°C Tap Water at 170 cpm  
(a1, a2, b1:  $\longleftrightarrow 5 \mu$ , b2:  $\longleftrightarrow 2.5 \mu$ )

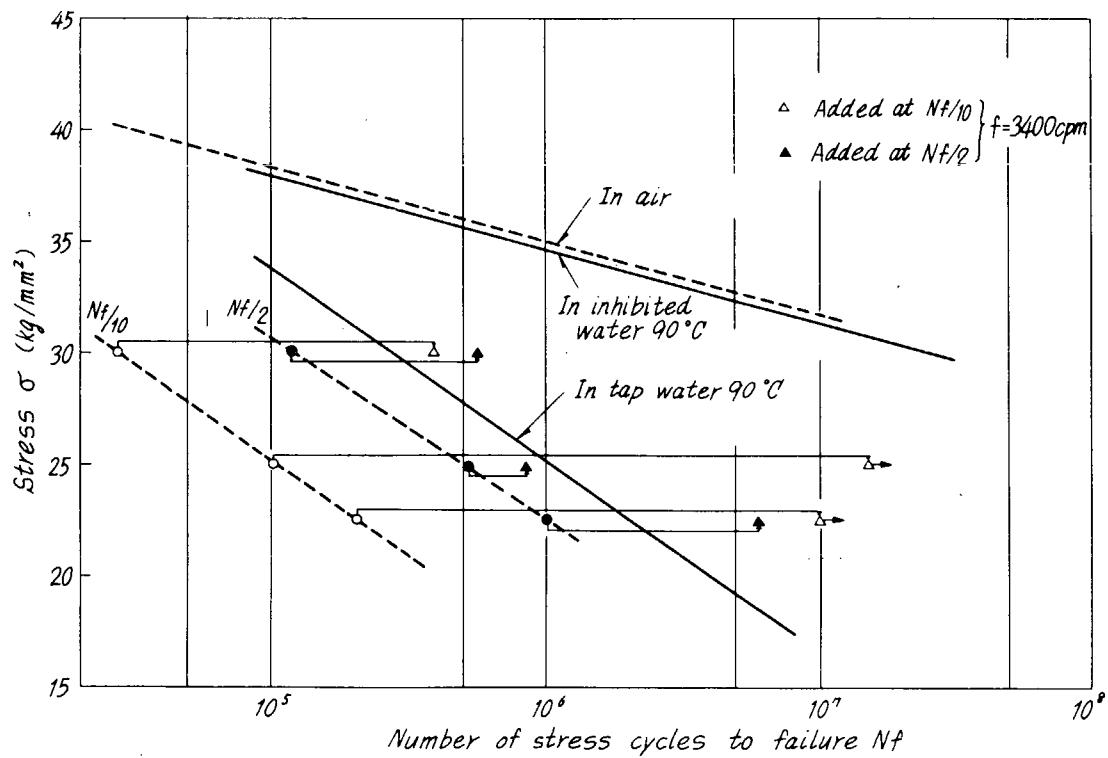


Fig. 4.4.10 Effect of Inhibition During Corrosion Fatigue Test  
(SCM21,  $f = 3400 \text{ cpm}$ )

#### 4.5 本章の総括

燃焼室壁清水冷却面の腐食環境を模したボイリング腐食疲労試験並びに温水腐食疲労試験を行って、燃焼室壁材の清水腐食疲労強度を測定した。その結果、腐食疲労強度におよぼすボイリング腐食の影響、応力繰返し速度の影響、亜硝酸系インヒビタの腐食疲労防止効果など燃焼室壁の強度設計上有益な幾つかの知見を得ることができた。

燃焼室壁材の清水腐食疲労に関する研究は未だ緒についたばかりであり、実機の複雑な腐食環境における腐食疲労強度を解明して疲労設計に適用するには尚多くの問題を残しているが、その第一歩としての基本的な様相は明らかにすることことができたと考えている。

今後は重複応力が作用した場合の腐食疲労強度の評価法、およびインヒビタなどによる腐食疲労防止技術の確立などについて重点的に研究を進める必要があろう。

## 第5章 ディーゼル機関燃焼室壁強度の設計

### 5.1 本章の目的

前章までに、第136研究部会(昭和47～49年度)で行われた研究成果を述べた。

本章では、これらの成果ならびに従来の研究結果を組合せて、実際のディーゼル機関燃焼室壁の強度設計にどのように適用するかという問題と今後に残された問題点を解説した。

### 5.2 燃焼室壁の耐疲労強度設計と今後の問題点

ディーゼル機関の燃焼室壁の設計にあたっては、コストおよび生産技術、熱変形およびガスや水もれ、伝熱特性、燃焼特性、耐疲労強度の問題など多くの相反する条件を克服して設計されなければならない。

本研究部会では、上記の中で最も大きな問題と考えられる耐疲労強度の問題を主として検討して来たので、この問題について現状と今後の問題点を述べる。

一般に、ディーゼル機関燃焼室壁の耐疲労強度を検討するためには、Fig. 5.2.1 のフローチャートで実施されるのが普通である。

この中二重丸で示したものが本研究部会(SR136)で実施したものであり、他は、第100研究部会(昭和41～43年度)、第118研究部会(昭和44～46年度)で実施されている。これらの研究成果と計測技術や各種解析技術ならびに強度推定の技術の発達によって、現状ではディーゼル機関燃焼室壁の疲労寿命推定精度は10年前に比し、格段の進歩があり、高出力機関の出現に大きな貢献をしていると考えられる。

しかしながら、就航船での燃焼室壁の事故は、減少しつつあるものの、最近とくに各型式ともに高出力化の傾向は著しく、将来事故による損失が懸念される。今後この種の問題を解決するためには、Fig. 5.2.1に\*印を付し、Table 5.2.1に示した各項を鋭意検討する必要がある。

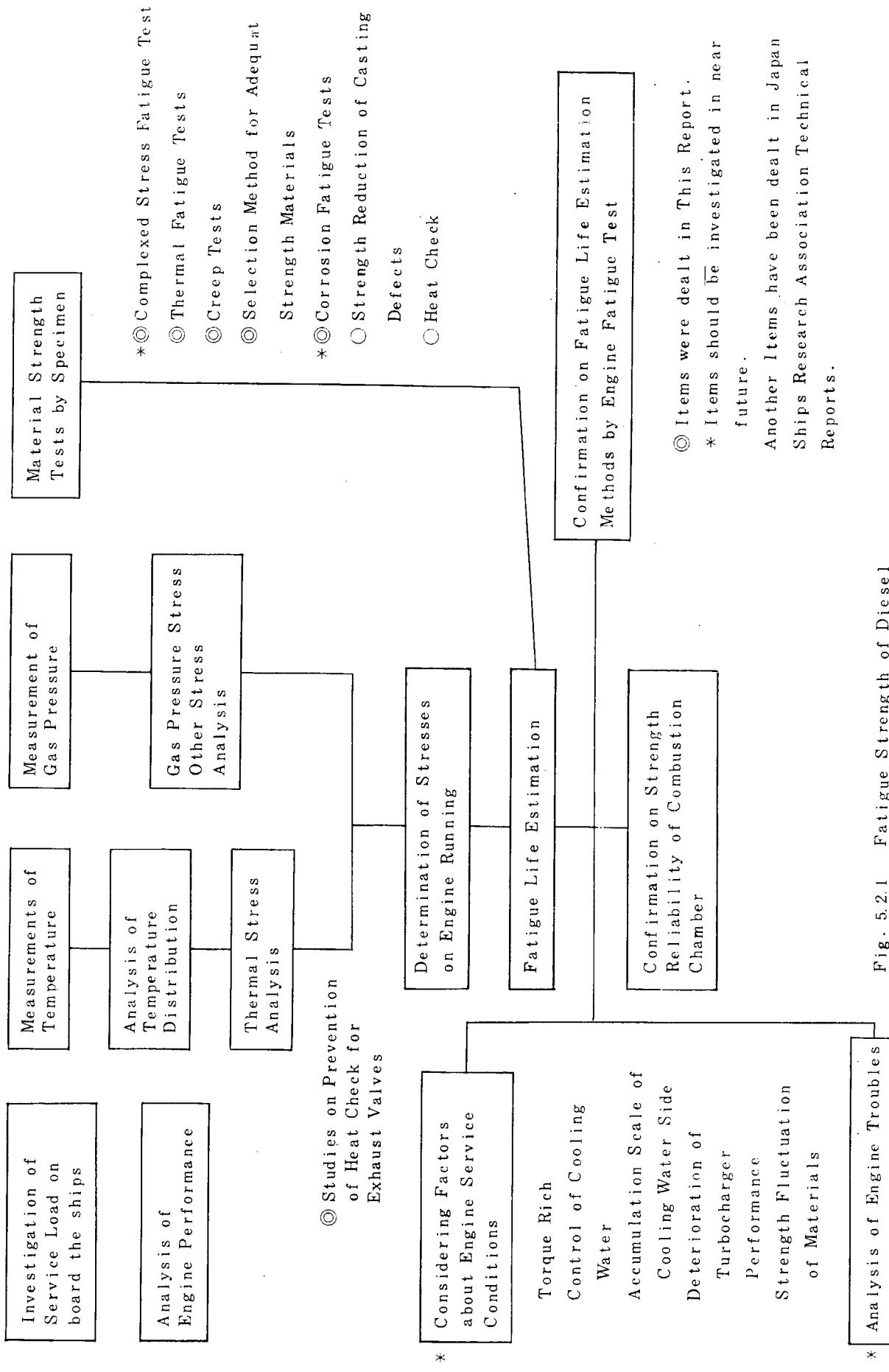


Fig. 5.2.1 Fatigue Strength of Diesel Engine Combustion Chamber

Table 5.2.1 Items of Future Investigation about Combustion Chamber of Diesel Engine

Items	Contents
1. Quantitative Studies on Corrosion Fatigue of Water Cooling Side	<input type="radio"/> Long-Time Corrosion Fatigue Tests <input type="radio"/> Corrosion Fatigue Tests under Complexed Stress Pattern <input type="radio"/> Boiling Corrosion Fatigue <input type="radio"/> Performance of Corrosion Inhibitor <input type="radio"/> Development of new Method on Preventing Metal Corrosion <input type="radio"/> Development of Oil Cooling Methods
2. Improvement of Fatigue Life Estimation Accuracy (Complexed Stress Pattern Fatigue)	<input type="radio"/> Effect of Frequency Ratio of Thermal Stress and Gas Pressure Stress Cycles <input type="radio"/> Effect of Mean Stress <input type="radio"/> Fatigue Tests under Actual Service Load Stress of Engine on board Ships <input type="radio"/> Strength Fluctuation of Materials (about especially Repair Welding, Defects) <input type="radio"/> Estimation of Actual Loaded Stress (under Plastic Deformation)
3. Investigation of Actual Service Conditions of Engine on board ships	<input type="radio"/> Effect of Torque Rich <input type="radio"/> Effect of Transient Temperature Distribution on Engine Output Variation <input type="radio"/> Accumulation Scale of Cooling Water Side of Combustion Chamber <input type="radio"/> Deterioration of Turbo Charger Performance
4. Prevention of Heat Check	
5. Prevention of Casting Defects	

### 5.3 温度および応力解析

燃焼室壁まわりの信頼性を検討する場合に、最初に問題となるのは、温度分布の推定である。

電算機を利用した方法として、従来差分法を応用した方法がとられて来た。この方法は、物体を四角形格子網分割点における熱平衡式を数学的近似をもって解くものである。しかし、分割点は直交格子系を用いるために、複雑な形状には向きであり、また不均質や異方性の取扱いに難点がある。このため最近では、有限要素法を応用した方法が主流となっている。<sup>1),2)</sup> この方法は任意三角形あるいは四角形要素分割によって、熱伝導の基礎式から出発して、変分法を適用して解析するものである。これらを使用する場合に、境界条件の設定が問題になるが、従来の実績ある機関の解析結果から、ガス側および冷却側の熱伝達係数の分布を仮定して解析するか、又は実際機関の燃焼室壁のガス側および冷却側の温度計測結果を使用して解析している。

応力解析の方法としては、板としての二次元面内や二次元面外および軸対称体について、ガス圧および締付や慣性力などによる機械的応力、熱応力などを解析する有限要素法のプログラムが開発されている。しかし最近の高出力機関の燃焼室壁には、内部リブや中支えなどで機械的な荷重を分担させ触火面肉厚をできるだけ薄く保つてその結果熱応力の増加を抑える型式（ストロング・バック方式またはボアクーリング方式）が多く採用されている。このために、三次元有限要素法による解析が必要である。三次元有限要素法による応力解析は、可能ではあるが費用が膨大なものとなる。従って、二次元有限要素のプログラムを組合せて、このような非対称物体の解析を行うことができる。この一つの方法として開発されたものに影響係数法<sup>3), 4)</sup> や等価剛性法<sup>3), 4)</sup> がある。この方法を放射状リブを有するピストン・クラウンを例として説明すると、前者はピストン・クラウンを平板と考えられる放射状リブ部と放射状リブ部を除いた軸対称部（クラウン本体）に分け、両者の接合部で連続となるような接着力を求めて各部を解析する。また後者は、平板とみなせる有限枚数の放射状リブをこれと等価な剛性を有する無限枚の放射状リブにおきかえて軸対称体とみなして解析する方法である。これらを応用して、複雑な形状をもつ燃焼室壁の応力解析がかなりの精度で求めることができるようになった。

一方実験的な方法としては、熱電対による温度計測法や光弾性試験およびストレイン・ゲージ計測法などが進歩しているが、ここでは省略する。しかし、日本造船研究協会の第100, 113, 136研究部会で実施された燃焼室壁の温度、応力に関する計測試験、解析の多くの実例や研究がある。これらをFig. 5.3.1にまとめて示したので、御参考願いたい。

Fig. 5.3.1 造船研究協会 SR研究部会で実施した燃焼室壁の解析例

研究部会	研究項目	実施内容	造研報告資料
SR100	(1) 1,050mm型機関試設計 (2)過渡的熱応力検討 (3)熱負荷の検討 (4)リブ構造ピストンの応力解析法	(1)ピストン、ライナ、カバーの温度分布、応力分布の推定 (2)280mm型、840mm型、980mm型ピストンの温度計測、ストレイン・ゲージ計測、温度、応力解析、光弾性試験 (3)840mm型排気弁、カバーの温度計測、応力解析、光弾性試験 (4)850mm型ピストンの応力解析法、ストレイン・ゲージ計測、応力解析	研究資料 No. 63 (昭42) No. 77 (昭43) No. 97 (昭44)
SR113	(1)排気弁の吹き抜け強度の検討 (2)熱負荷の経年変化	(1)130mm型排気弁のエンジン試験 (2)840mm型ピストンの温度計測、温度境界条件の検討	研究資料 No. 115 (昭45) No. 130 (昭46) No. 148 (昭47)
SR136	(1)排気弁の吹き抜けに関する伝熱特性	(1)280mm型排気弁の温度計測、温度解析、細隙流れの干渉計の計測、熱伝達の解析	研究資料 No. 181 (昭48) No. 197 (昭49) No. 218 (昭50)

## 5.4 実作用応力の換算

燃焼室壁部材に作用している応力値は、歪ゲージによる応力測定、FEMを用いた応力解析等から求めている。一般に応力状態は三軸状態になっていることを考えると、単軸状態での疲労試験結果を用いて疲労寿命を推定しようとするとき、三軸応力を単軸の等価応力  $\sigma_{eq}$  に変換しなければならない。

求まった三つの主応力を  $\sigma_r, \sigma_n, \sigma_z$  (たとえばピストン・クラウンの場合は円周方向、子午線方向、肉厚方向応力と考えてよい) とすると、 $\sigma_{eq}$  は次のように考えればよい。

鉄系材料では

$$\sigma_{eq} = \sigma_r, \sigma_n, \sigma_z \text{ のうち最大応力} \quad \left. \right\} \quad (5.4.1)$$

延性材料では

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_r - \sigma_0)^2 + (\sigma_n - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2} / \sqrt{2}$$

$\sigma_{eq}$  が材料の静的機械的性質の降伏点以下であっても、応力が繰返されるにつれて動的な降伏点は低下すること、熱応力が大きく、しかも铸造欠陥などを含む場合は応力集中があることなどを考えると、最大応力は降伏点を越えていることがある。一般的には塑性流動を考えて実作用応力に換算することを考えておかねばならない。

この問題に対する厳密な方法はないようであるが、ここでは Neuber の近似を用いることにする。以下にその方法について説明する。なお以下の応力は (5.4.1) 式で等価単軸応力に変換されたものとする。

弾性応力集中係数を  $K_t$ 、塑性応力集中係数を  $K_\sigma$ 、塑性歪集中係数を  $K_\epsilon$  とすると Neuber は近似式として次式を与えている。<sup>1)</sup>

$$K_t^2 = K_\epsilon \cdot K_\sigma \quad (5.4.2)$$

上式にて  $K_\sigma = \sigma / \sigma_n, K_\epsilon = \epsilon / \epsilon_n, \sigma_n = E \cdot \epsilon_n$  を代入すると

$$\sigma \cdot \epsilon = (K_t \sigma_n)^2 / E \quad (5.4.3)$$

が得られる。ここで  $\sigma, \epsilon$  は塑性流動を生じた後の応力及び歪、 $\sigma_n$  は公称応力、E はヤング率である。 $K_t \cdot \sigma_n$  は弾性計算で得られる応力値である。ただし応力解析で弾塑性解析が行われているときはこのような変換を行う必要はない。

(5.4.3) 式において、 $\epsilon$  を  $\sigma$  の関数として定めれば、塑性流動を考慮した応力  $\sigma$  が求まる。次にその方法について述べる。

弾性計算によって求まった応力で、熱応力とガス圧応力を加えた応力で铸造欠陥などの応力集中を考慮した最大応力を  $(\sigma_{max})_e$  とする。

Fig. 5.4.1 に示すように  $(\sigma_{max})_e$  は OA 線上の点 A の応力であるが、材料の塑性流動を考えると、応力-歪の関係は OB 曲線であるので、実際の応力は B 点の応力  $\sigma_{max}$  になっている。ここで OB 曲線を  $\epsilon = f(\sigma)$  で表すと、 $\sigma_{max}$  は (5.4.3) 式を用いて次式により計算できる。

$$\sigma_{max} \cdot f(\sigma_{max}) = (\sigma_{max})_e^2 / E \quad (5.4.4)$$

次に、機関の運転停止によって熱応力、ガス圧応力とともに B 点から  $(\sigma_{max})_e$  だけ低下する。一方局部的に降伏しているので、考えている部分の応力は零ではなく、圧縮の残留応力が生ずる。ここで B 点を原点として応力  $\sigma'$ 、歪  $\epsilon'$  軸を Fig. 5.4.1 のようにとると、弾性応力変化分  $(\sigma_{max})_e$  による応力歪状態は D 点であるが、塑性流動を考えると、BEC 曲線上の点 E になっている。このときの応力を  $\sigma' - \epsilon'$  軸で  $\sigma'_{min}$  とすると  $\sigma'_{min}$  は  $\sigma_{max}$  を求めたと同様にして次式で求まる。

$$\sigma'_{min} \cdot g(\sigma'_{min}) = (\sigma_{max})_e^2 / E \quad (5.4.5)$$

ここで BEC 曲線を  $\epsilon' = g(\sigma')$  としている。

$\sigma - \epsilon$  軸で考えた  $\sigma_{\min}$  は  $\sigma'_{\min}$  が求まったので、次式で計算できる。

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\max} - \sigma'_{\min} \quad (5.4.6)$$

ガス圧応力も (5.4.5) 式を用いて同様に計算できる。

以上で塑性流動を考えた応力の変換ができたことになるが、Fig. 5.4.2 を用いて説明を追加する。(a)に示すような発停の応力パターンを考え弹性計算で得られた熱応力を  $(\sigma_{th})_e$  とし、ガス圧応力を  $2(\sigma_g)_e$  として熱応力とガス圧応力の関係が(a)図のようである場合を説明する(添字  $e$  は弾性応力を意味する)。このようなとき Fig. 5.4.1 での  $(\sigma_{\max})_e$  は  $(\sigma_{th})_e$  である。 $(\sigma_{th})_e$  の変化は塑性流動を考えると(b)図に示すように  $\sigma_{\max}$  と  $\sigma_{\min}$  の間の応力の変化となる。一方、ガス圧応力については Fig. 5.4.1 の BEC 曲線上で変化するので (5.4.5) 式を用いて

$$2\sigma_g \cdot g(2\sigma_g) = \{2(\sigma_g)_e\}^2 / E$$

より求まる。ただし、 $2(\sigma_g)_e$  が  $(\sigma_{th})_e$  に比して小さい場合は、 $2\sigma_g$  は  $2(\sigma_g)_e$  とみなしてもよい。

以上のように三軸応力状態を単軸の等価応力に変換し、塑性流動を考慮すれば、一応は、実際に作用している応力状態を推定できる。ただ、Fig. 5.4.1 に示す動的な応力—歪の関係式  $\epsilon = f(\sigma)$ ,  $\epsilon' = g(\sigma')$  がわかっていないければ  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$  等の応力を求めることができない。

動的応力—歪関係は、厳密に求めるのは困難であるが、近似的には次に述べる方法でも十分に役立つものが得られる。

平滑試験片に両振り漸増荷重を加え、応力—歪の関係を求めるところある応力振幅以上になると Fig. 5.4.3 に示す ABO'C のようなヒステリシスループが生じ、塑性歪幅  $\triangle\epsilon_p$  と応力振幅  $\sigma_a$  の関係を求める、一般に次式で表すことができる。

$$\triangle\epsilon_p = A \cdot \sigma_a^\alpha \quad (5.4.7)$$

ここで  $A$ ,  $\alpha$  は材料定数

一方、Fig. 5.4.3 の A 点の軌跡は OAD のようになり、この曲線が Fig. 5.4.1 に示す動的応力—歪関係 O B である。

A 点の歪  $\epsilon$  は図に示すように弾性歪  $\epsilon_e$  と塑性歪  $\epsilon_p$  を加えたものであり、 $\epsilon_p = \triangle\epsilon_p / 2$  とすれば、

$$\epsilon = \epsilon_e + \epsilon_p = \sigma_a / E + A \sigma_a^\alpha / 2$$

ここで  $\sigma_a$  を一般的な応力  $\sigma$  でおきかえれば、次式が得られる。

$$\epsilon = \sigma / E + A \sigma^\alpha / 2 \quad (5.4.8)$$

一方、Fig. 5.4.1 における BEC 曲線は Fig. 5.4.3 での ABO' 曲線と同一のものである。ABO' 曲線は O' CA 曲線と原点 O について対称であることを考えると、図に示すように O' 点を原点にとって  $\sigma' - \epsilon'$  軸で  $\sigma'$  と  $\epsilon'$  の関係を求めれば、この関係が Fig. 5.4.1 の  $\epsilon' = g(\sigma')$  曲線を与える。

Fig. 5.4.3 において  $\sigma' - \epsilon'$  座標での歪  $\epsilon'$  は、 $\epsilon' = \epsilon'_e + \epsilon'_p$  である。ここで  $\epsilon'_p = \triangle\epsilon_p$  (ただし  $\sigma' = 2\sigma_a$ ) とみなせるので、(5.4.7) 式を用いて  $\epsilon'$  と  $\sigma'$  の関係を求めるところ次式が得られる。

$$\epsilon' = \epsilon'_e + \epsilon'_p = \sigma' / E + A (\sigma')^\alpha / 2^\alpha \quad (5.4.9)$$

(5.4.8), (5.4.9) 式によって  $\epsilon = f(\sigma)$ ,  $\epsilon' = g(\sigma')$  のそれぞれの応力歪関係式が得られたので、 $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$  が決定でき、弹性計算で得られた応力をもとにして、実作用応力状態が推定できる。次に実際の数值を用いて上述した過程をふり返ってみる。

疲労破壊したあるピストン・クラウンの応力解析の結果、問題となった場所の応力等の諸元は次のようにであった。

$$\begin{aligned} \text{熱応力は } & 24.3 \text{ Kg/mm}^2 \\ \text{ガス圧応力は } & -6.8 \text{ Kg/mm}^2 \\ \text{ガス圧応力の平均繰返し数 } & 4.4 \times 10^6 / (\text{1航海}) \end{aligned}$$

一方、問題となった部分には鋳造欠陥によるブローホールがあったので、応力集中係数を2.5程度にとる（正確な値は不明であるが、経験的にこの程度と考えた）。応力集中を考えると

$$\begin{aligned} \text{熱応力 } (\sigma_{th})_e &= 2.5 \times 24.3 = 60.8 [\text{Kg/mm}^2] \\ \text{ガス圧応力 } 2(\sigma_g)_e &= 2.5 \times (-6.8) = -17.0 [\text{Kg/mm}^2] \end{aligned}$$

となる。これらの資料をもとに最も簡単な発停の応力パターンを設定したのがFig. 5.4.4(a)となる。ガス圧応力が負であるので  $(\sigma_{max})_e = 60.8$  となる。なお、このピストン・クラウンはCr-Mo鉄鋼でできており、油冷却の冷却面から破損したので応力-歪関係式としては、別途に同種材料で実験した常温の結果を用いてみる。実験結果によれば、(5.4.8)式に相当する式は、

$$\epsilon = 4.76 \times 10^{-5} \cdot \sigma + 3.68 \times 10^{-15} \cdot \sigma^{7.68} \quad (5.4.10)$$

であった。この式を参考にして(5.4.9)式に相当する式を求める

$$\begin{aligned} \epsilon' &= 4.76 \times 10^{-5} \sigma' + 3.68 \times 10^{-15} \times 2(\sigma')^{7.68} / 2^{7.68} \\ &= 4.76 \times 10^{-5} \sigma' + 3.59 \times 10^{-17} (\sigma')^{7.68} \end{aligned} \quad (5.4.11)$$

(5.4.10), (5.4.11)式の応力歪関係はFig. 5.4.5に示すOBC, BEFの曲線である。

(5.4.4), (5.4.10)式及び  $(\sigma_{max})_e = 60.8 \text{ Kg/mm}^2$  を用いると  $\sigma_{max}$  は次式で求まる。

$$\sigma_{max} (4.76 \times 10^{-5} \sigma_{max} + 3.68 \times 10^{-15} \sigma_{max}^{7.68}) = 60.8^2 / E$$

ここで  $E = 2.1 \times 10^4$  を用いると

$$4.76 \times 10^{-5} \cdot \sigma_{max}^2 + 3.68 \times 10^{-15} \cdot \sigma_{max}^{8.68} = 60.8^2 / 2.1 \times 10^4$$

より  $\sigma_{max}$  を求めればよいが、解析的には解けないので近似解を求める

即ちFig. 5.4.5の弾性応力状態Aは塑性流動を考えるとB点に変換されることになる。次にB点を原点として  $\sigma'_{min}$  は(5.4.5), (5.4.11)式及び  $(\sigma_{max})_e = 60.8 \text{ Kg/mm}^2$  を用いると

$$4.76 \times 10^{-5} (\sigma'_{min})^2 + 3.59 \times 10^{-17} (\sigma'_{min})^{8.68} = 60.8^2 / 2.1 \times 10^4$$

より求まり、 $\sigma'_{min} = 5.4 \text{ Kg/mm}^2$  が得られる。よって  $\sigma_{min}$  は

$$\sigma_{min} = 35.9 - 5.4 = -18.1$$

即ち、Fig. 5.4.5で除荷状態の応力状態E点が決まった。

ガス圧応力は振幅も小さいので、上記の方法で修正しても弾性計算値とほぼ同一であるので、ここでは弾性値を用いる。

上記のようにして塑性流動を考慮すると、Fig. 5.4.4(a)に示す弾性応力パターンは(b)のように変換される。この応力パターンをもとにして疲労寿命推定をしなければならない。

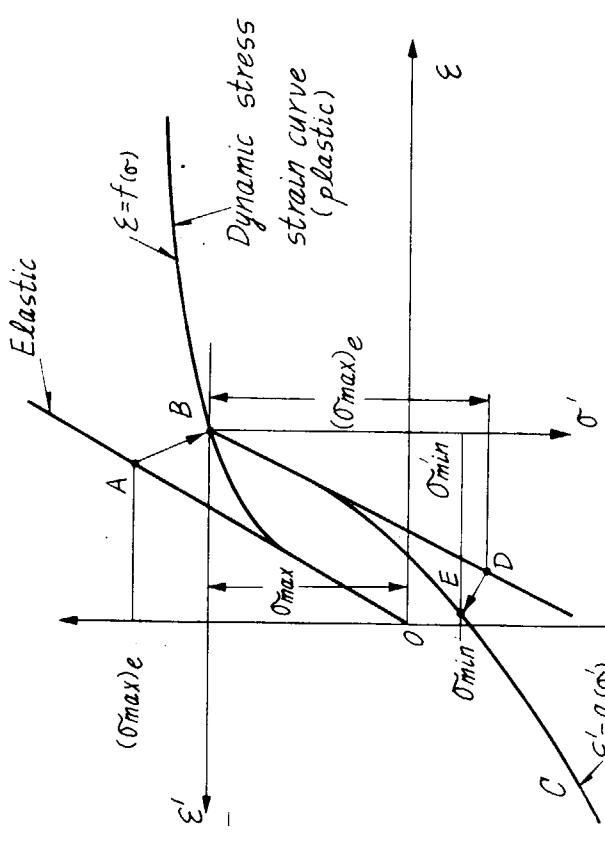


Fig. 5.4.1 Explanation of Elastic and Dynamic Stress-Strain

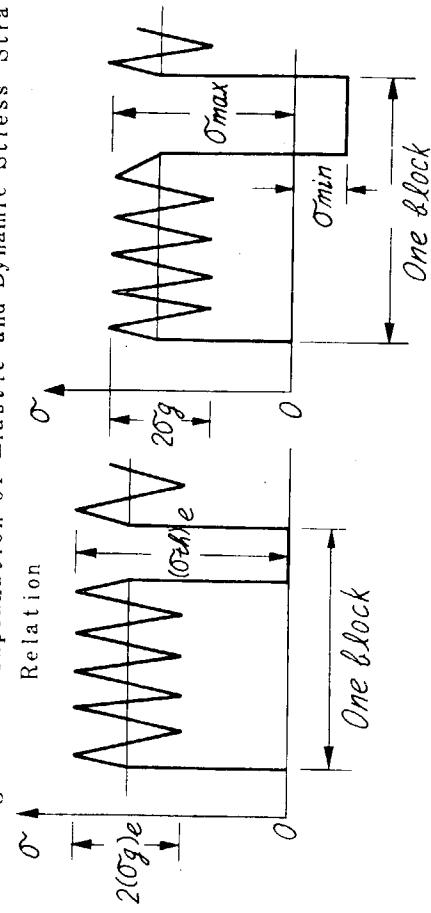


Fig. 5.4.2 Explanation of Converting Elastic Stress Pattern into Plastic Stress Pattern

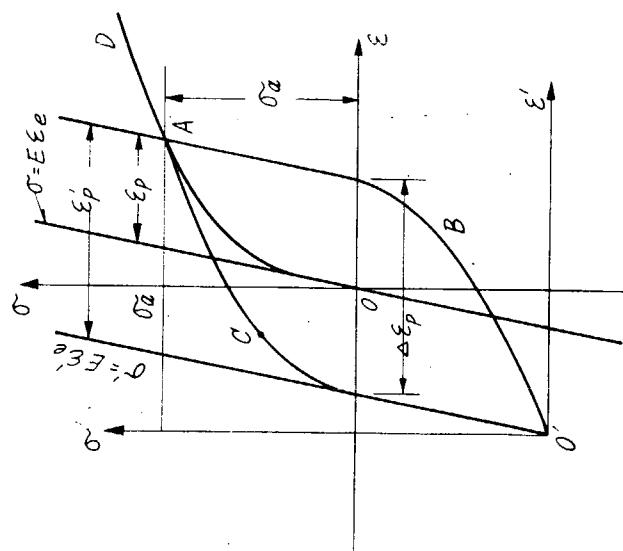


Fig. 5.4.3 Hysteresis Loop

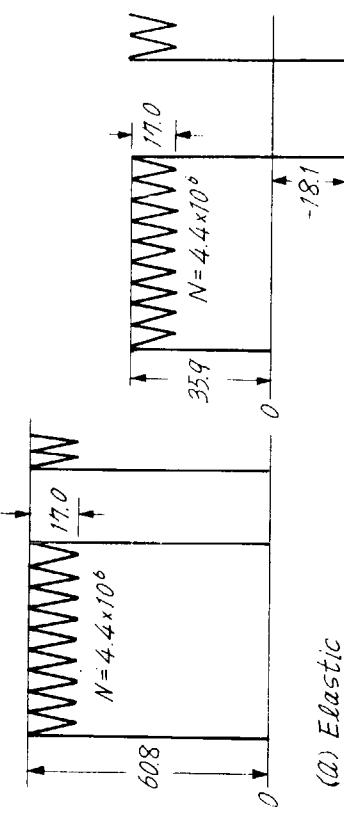


Fig. 5.4.4 Elastic and Plastic Stress Patterns  
(a) Elastic  
(b) Plastic

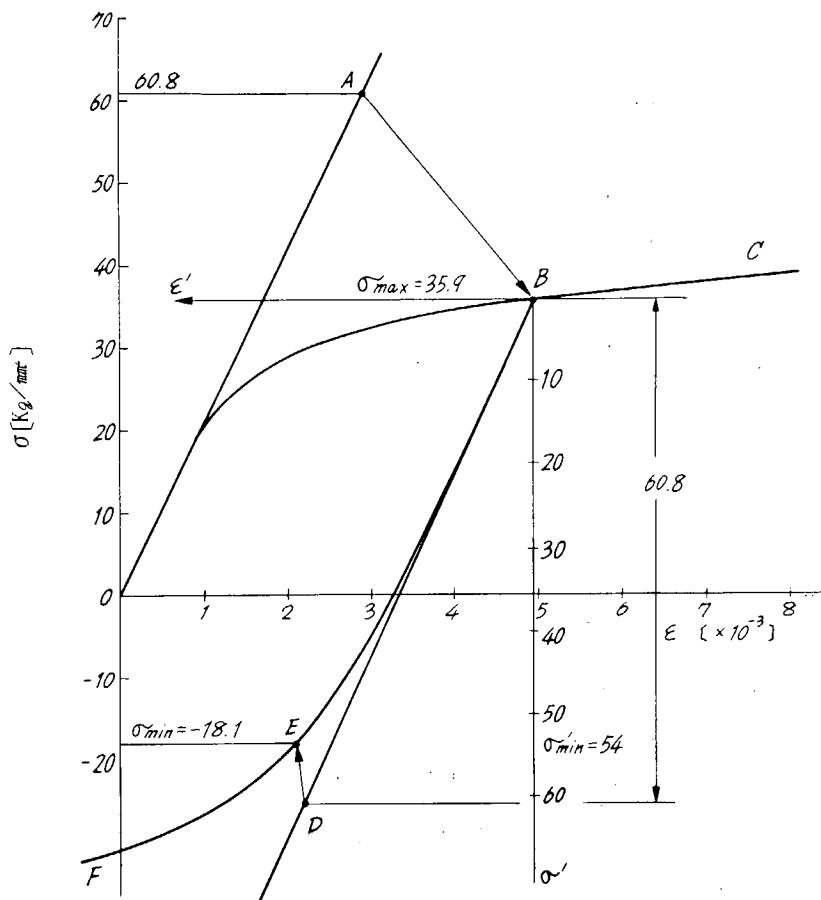


Fig. 5.4.5 Dynamic Stress-Strain Relation of Cr-Mo Cast Steel

## 5.5 疲労寿命推定法

燃焼室壁部材に作用する応力は熱応力とガス圧応力の重畠した応力状態である。これらの応力状態をモデル化した重畠波形で材料の疲労特性を求め疲労寿命推定に用いることについて第2章に詳述し、実験結果も示した。そこで得られた知見で本章で関係する要点をまとめると次のようである。

- a) 応力頻度読み取り法はレンジ・ペア・ミーン法を用いる。
- b) 平均応力は修正グッドマン又は山田の方法を用いて評価し、両振り換算応力振幅を求める。
- c) 疲労損傷は両振り S-N 線図を用いた繰返し数比の累積で表し、熱応力成分は低サイクル疲労、ガス圧応力成分は高サイクル疲労の S-N 線図を用いる。なお、S-N 線図は両対数座標で表し、疲労限は認めず、Fig. 5.5.1 に示すように疲労限以下まで直線で延長して考える。
- d) 各応力による累積繰返し数比がある一定値 C になったときが疲労寿命であると考える。一般に C の値は 1 を中央値としたある範囲の値であり、この範囲は第2章の重畠波形の実験結果を参考にして決定すればよい。
- a) ~ d) の事柄は、疲労寿命推定の手順でもあり、以下にこの順序にそって実際の数値を用いて寿命推定法を述べる。

Fig. 5.5.2(a)の応力バターンは塑性流動を考慮すると(b)に示すような応力バターンに変換された。このバターンの応力頻度を求めたのが、Fig. 5.4.2(b)である。即ち、熱応力成分の1回とガス圧応力成分に分解される。平均応力の評価法は2種類あり、修正グッドマンの方法では、それぞれ換算熱応力成分、ガス圧応力成分の応力振幅を  $\sigma_{tt}$ ,  $\sigma_{tg}$  とすると、(2.8)式を参照して、Fig. 5.5.2(b)について

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{tt} &= \sigma'_a / (1 + |\sigma'_m| / \sigma_B) \\ \sigma_{tg} &= \sigma_g / (1 + |\sigma_{max} - \sigma_g| / \sigma_B) \end{aligned} \right\} \quad (5.5.1)$$

ここで  $\sigma'_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2$   
 $\sigma'_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2$

一方、山田の方法の場合、(2.9')式を参照して

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{tt} &= \sigma'_a + q |\sigma'_m| \\ \sigma_{tg} &= \sigma_g + q |\sigma_{max} - \sigma_g| \end{aligned} \right\} \quad (5.5.2)$$

によってそれぞれの換算応力が求まる。すなわち、Fig. 5.5.2(a)の応力状態が、(e)に示すような両振り応力状態に換算されることになる。

Fig. 5.5.4(b)に示した数値を用いて上記換算応力を求めてみると、修正クッドマンの方法では、

$$\sigma'_a = \{35.9 - (-18.1)\} / 2 = 27.0$$

$$\sigma'_m = (35.9 - 18.1) / 2 = 8.9$$

$$\sigma_{max} = 35.9, \sigma_g = 8.5 \quad \text{であるので,}$$

$$\sigma_{tt} = 27.0 / (1 + 8.9 / 6.8) \approx 31.1$$

$$\sigma_{tg} = 8.5 / \{1 + (35.9 - 8.5) / 6.8\} = 14.2$$

山田の方法では、 $q = 0.3$ として( $n$ が2章の実験結果よりかなり大きいので0.3とした。)

$$\sigma_{tt} = 27.0 + 0.3 \times 8.9 \approx 29.7$$

$$\sigma_{tg} = 8.5 + 0.3 \times (35.9 - 8.5) \approx 16.7$$

である。なお、ここでCr-Mo鉄鋼の拡張力 $\sigma_B$ は、 $68 \text{kg/mm}^2$ としている。

これらの結果を図示したのが、Fig. 5.5.3である。修正クッドマンの方法と山田の方法では、熱応力成分の換算値に大差ないが、ガス圧応力は山田の方法による値が大きくなっている。

疲労損傷の計算にあたって、低サイクル、高サイクルのS-N線図をそれぞれ(5.5.3)、(5.5.4)式で表すこととする。

$$N\sigma_a^{a_1} = K_1 \quad (5.5.3)$$

$$N\sigma_a^{a_2} = K_2 \quad (5.5.4)$$

ここで  $\sigma_a$  は両振り応力振幅

$a_1, a_2, K_1, K_2$  は実験定数

Fig. 5.5.2(c)図について、設定応力パターンの1回(これは機関の発停1回に相当)当たりの損傷Dは次式で求まる。

$$D = \sigma_{tt}^{a_1} / K_1 + n \cdot \sigma_{tg}^{a_2} / K_2$$

次にDの累積値がある値Cになったときが疲労寿命であるとすれば、推定寿命を $\tilde{N}_{es}$ とすると次式で $\tilde{N}_{es}$ が求まる。

$$\tilde{N}_{es} (\sigma_{tt}^{a_1} / K_1 + n \cdot \sigma_{tg}^{a_2} / K_2) = C \quad (5.5.5)$$

ここで C は一般には 1

以上のようにすれば、燃焼室壁部材の疲労寿命が計算されることになる。次に実際の Fig. 5.5.3 に示した数値を用いて寿命を推定してみる。

5.4節に述べた、疲労折損事故を起したピストンクラウンの例を用い、必要に応じて、実際の数値を使って塑

性流動を考えた実作用応力の換算、応力頻度、平均応力の評価について説明してきた。その過程において、基本的に必要な資料としては i) 動的応力一歪関係、ii) 低サイクル、高サイクルの両振り S-N 線図である。しかし、i), ii) の双方が同一材料についてそろっていないので、ここでは前述した動的応力一歪関係式を求めたのと同一材料についての常温で 30 cpm の軸荷重疲労試験結果の S-N 線図を用いて寿命推定してみる。本来ならば( 5.5.3 )、( 5.5.4 )式に示すように二つの S-N 線図が必要であるが、ここでは資料がそろっていないので両者が同一であるとして大体の見当をつけることにする。S-N 線図の式は次式である。

$$N\sigma_a^{10.51} = 1.17 \times 10^{20} \quad (5.5.6)$$

平均応力の評価法が 2 種類あるので、それぞれの場合について計算してみる。修正グッドマンの方法の場合は、Fig. 5.5.3(b) を参照して

$$\begin{aligned} D &= 31.1^{10.51} / 1.17 \times 10^{20} + 4.4 \times 10^6 \times 14.2^{10.51} / 1.17 \times 10^{20} \\ &= 4.17 \times 10^{-5} + 4.85 \times 10^{-2} \\ &\approx 4.85 \times 10^{-2} \end{aligned}$$

$$\text{よって } \bar{N}_{es} = 1/D = 1/4.85 \times 10^{-2} \approx 21$$

すなわち、約 21 回の発停回数（航海数に相当）が推定寿命となる。

ちなみに実機では 3 ~ 5 回で折損したものがあった。

平均応力の評価法として山田の方法を用いた場合について次に計算してみる。Fig. 5.5.3(c) を参照して

$$\begin{aligned} D &= 30.6^{10.15} / 1.17 \times 10^{20} + 4.4 \times 10^6 \times 16.7^{10.51} / 1.17 \times 10^{20} \\ &= 3.52 \times 10^{-5} + 2.66 \times 10^{-5} \\ &\approx 2.66 \times 10^{-5} \end{aligned}$$

$$\text{よって } \bar{N}_{es} = 1/D = 1/2.66 \times 10^{-5} \approx 3.7$$

すなわち、約 4 回の発停が推定寿命となる。

推定寿命と実際寿命は山田の方法で平均応力を評価したときがよく合っている。しかし 1) 平均応力の評価式において、重複波形の実験では  $q = 0.4$  であったが、ここでは  $q = 0.3$  としていること、2) 修正グッドマンの方法でも、重複波形の実験結果のはらつきを考えると、上述の推定値と実機の寿命はその範囲に入っているとも考えられること、3) 鋳造欠陥は複雑な形状をしているが一様な切欠きとして簡単にここではとりあつかっている等の点を考えると、現時点では推定値は工学的に満足すべきものと考えてよい。

従来、この種寿命推定はできなかったが、本研究の結果可能となった。なお、腐食環境での平均応力の評価法、応力頻度読み取り法等について研究すべき点が残っているが、現時点では S-N 線図で腐食の影響を考慮して、上記寿命推定するのも一方法であろう。

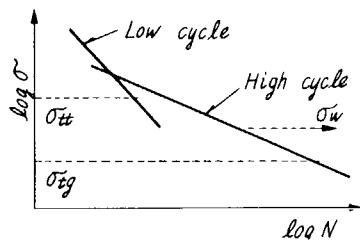


Fig. 5.5.1 S-N diagram for Fatigue Life Estimation

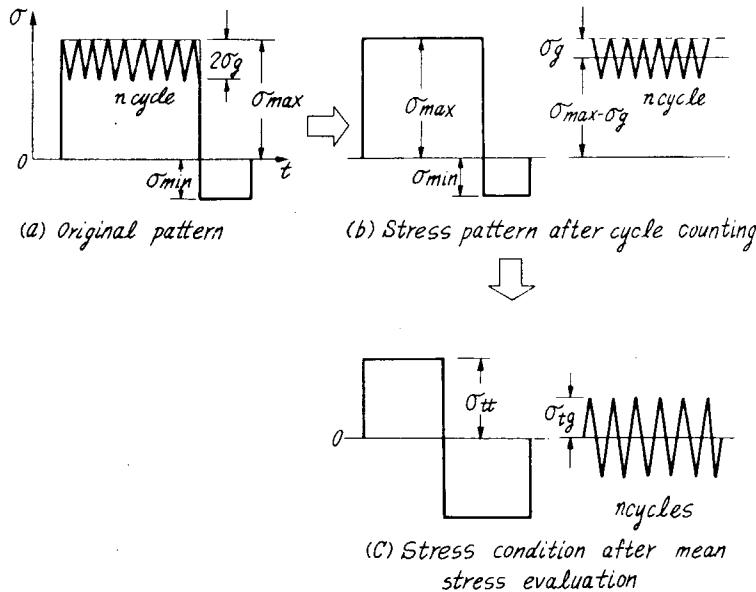


Fig. 5.5.2 Explanation of Cycle Counting and Mean Stress Evaluation

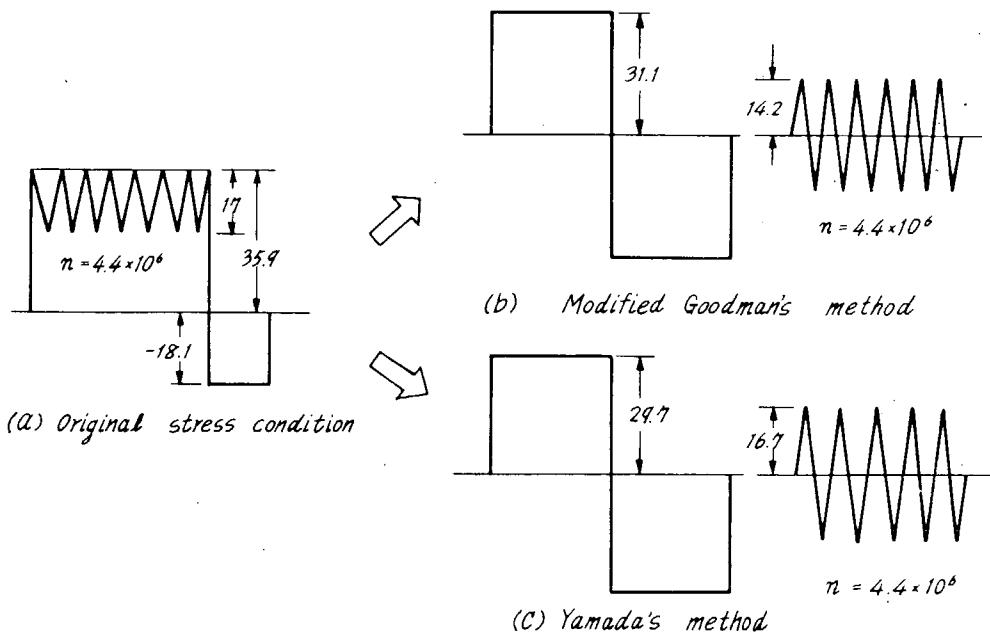


Fig. 5.5.3 Comparison for Two Ways of Mean Stress Evaluation

## 5.6 腐食疲労強度

### (1) 防錆剤の性能と管理

インヒビタは金属表面に酸化皮膜や吸着皮膜などの保護皮膜を形成して腐食を抑制するものであって非常に多くの種類がある。静腐食に有効なインヒビタであっても、変動応力が作用しまたき裂が発生・伝播する腐食疲労の防止に有効であるとは速断できない。変形に対する保護被膜の安定性あるいは皮膜の形成(修復)速度などを考慮しなければならず、現在まで理論的解明はほとんどなされていないので実験的に検討することが必要である。

酸化皮膜型のインヒビタとして以前はクロム酸塩が有効とされていたが今ではクロム公害のため使用されない。今回の研究によって亜硝酸塩がかなり有効なことを確認した。

亜硝酸系インヒビタの防食性能として、次のデータを得ている。

静腐食試験 (80~100°C)	500 ppm以上で充分に防食可能
腐食疲労試験 (90°C)	500 ppm添加で若干不足 2000 ppm以上ならば充分防食可能

実機の腐食環境の詳細は不明であるが、今回の腐食疲労試験よりは苛酷な条件にあると推定し得るので、腐食疲労試験から求めた限界濃度より過剰に添加しておく必要がある。また亜硝酸系インヒビタは、防食限界濃度以下では無添加の場合より腐食が促進される。実機では冷却水の補給がかなり頻繁に行われる所以、濃度管理を充分に行うとともに、あらかじめ必要な濃度より過剰に添加しておくことが望ましい。従って実機冷却水系の亜硝酸濃度は、現状では少くとも2000 ppm以上、できれば3000 ppm以上に維持するのが良いと思われる。

乳化油系インヒビタは、亜硝酸塩のような限界濃度以下の腐食量増大の危険性が無いと推定されるので、今後実機の繰返し速度に近い低速腐食疲労試験を行って防食効果が確認できれば、使い易いインヒビタであろう。

### (2) 試験片強度と実機強度の対応例について

清水のような弱い腐食環境においても、鋼の腐食疲労強度は著しく低下する。今回の実験で求めた試験片の $10^7$ 回腐食疲労強度の例を示すと次のようである。

試験材	疲労強度 (kg/mm <sup>2</sup> )	低下率 (%)
SC 42	大気中 2.8	100
	73°C温水中 2.32 1300 cpm	85
	沸騰 2.08 1300 cpm	74
Cr-Mo 鋳鋼	大気中 2.55	100
	90°C温水中 1.88 3400 cpm	74
	90°C温水中 1.40 110 cpm	55

清水腐食疲労強度は応力繰返し速度の影響を強く受け、実機の回転速度に近い試験速度では大気中強度の約半分に低下する。

一方、実機破損箇所の応力条件として次の例が報告されている。

ピストンクラウン, Cr-Mo 鋳鋼 (き裂発生は沸騰伝熱部)	変動応力	± 5 Kg/mm <sup>2</sup>
	平均応力	± 4.5 Kg/mm <sup>2</sup>
	両振等価応力	± 8 Kg/mm <sup>2</sup>
シリンドカバー, Cr-Mo 鋳鋼 (き裂発生箇所は約 90°C)	変動応力	± 5 Kg/mm <sup>2</sup>
	平均応力	± 1.5 Kg/mm <sup>2</sup>

試験片強度と実機の応力を比較すれば、後者の方がかなり低い。これは腐食疲労の他に、重畠疲労の効果がかなり大きいためと考えられる。また腐食疲労試験においても、表面仕上、表面欠陥の影響や寸法効果さらには腐食環境(溶存酸素濃度、流速など)やき裂発生寿命などについて、充分に実機条件を再現していない為、実機の腐食疲労強度が試験片強度より低下している可能性も考えられる。

## 5.7 本 章 の 総 括

ディーゼル機関燃焼室壁の強度設計に関する一般的な手法を述べ、同時に第136研究部会(昭和47～昭和49年度)で行われた研究成果の位置づけならびに今後の問題点を解析した。

とくに、実際にディーゼル機関燃焼室壁の強度設計を行う場合に直接参考となる事項を実例をあげて説明している点は、近年公表されたこの種文献にはないユニークな実用面としての価値があると考えられる。

なお、今後の問題点の中で、最も急を要するものは、腐食疲労強度に関する解明である。これに対しては、昭和51年度から新第164研究部会で、研究を重点的に実施している。

## 参 考 文 献

### 第2章

- 1) 第136研究部会47年度報告書, 研究資料No.181, (昭48-3)
- 2) " 48年度 " " No.197, (昭49-3)
- 3) " 49年度 " " No.218, (昭50-3)
- 4) 中村, 田中; 機械学会論文集32-244, (昭41-12), P.1755
- 5) 河本, 石川, 尾上; " 37-296, (昭46-4), P.658
- 6) 山田; 機械学会関西支部第49期講演会講演前刷集, (1974-3), P.67

### 第3章

#### 3.2節

- 1) A. Dearden ; BCIRA, Vol. 9, No.4, (1961), P. 540
- 2) 山本, 山田, 本城; 三菱重工技報, Vol. 6, No.5, (1969), P. 589
- 3) S. Yamamoto, H. Yamanouchi ; 'Strength and Structure of Solid of Materials' (Japan-U.S. Joint Seminar, Minnow Brook, U.S.A., 1974.11), P. 124
- 4) 第136研究部会48年度報告書, 研究資料No.197, (昭49-3), P. 1
- 5) H. Moebus ; ISME '73 Tokyo, (1973), 1-6-17, およびD1-6-5

#### 3.3節

- 1) F. K. G. Odqvist, Jan Hult ; Kriechfestigkeit Metallischer Werkstoffe, Springer-Verlag, 1962,  
村上澄男訳; クリーク強さの理論, 培風館, (1967), P. 203

### 第4章

#### 4.2節

- 1) 例えは,  
日本機械学会腐食疲れに関する調査研究分科会; 腐食疲れ強さの設計資料, (1972)
- 2) 大井; 日本船用機器開発協会「船用機器」 No.43, (1975), P. 55
- 3) T. K. Ross ; J. of British Corrosion Vol. 12, (1967), P. 131
- 4) 石川, 緑川; 防食技術, Vol. 23, (1974), P. 183

#### 4.3節

- 1) E. Piwowarsky ; Hochwertiges Gusseisen, (1951), P. 451
- 2) " " " P. 44

#### 4.4節

- 1) 日本機械学会; 疲れ強さの設計資料Ⅲ, (1950), P. 40
- 2) 鈴木; 表面 Vol. 11, No.2, (1973), P. 85
- 3) 三浦, 熊田, 大井, 他; 日本材料学会第23期講演会前刷, (1974), P. 7

### 第5章

#### 5.3節

- 1) 藤野, 大坂, 新井; 三菱重工技報, Vol. 6, No. 5, (1969)
- 2) O. C. Zienkiewicz; 「The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics」 Mc Grow-Hill, (1967)
- 3) 小林, 西島, 高尙; 三菱重工技報, Vol. 7, No. 5, (1970)  
または, 第100研究部会43年度報告書, 研究資料No. 97, (昭43-3)

#### 5.5 節

- 1) H. Neuber; J. Appl. Mech., 28, 544 (1961)