

社 团 法 人

# 日本造船研究協会報告

第 36 号

昭 和 39 年 2 月

ディーゼル船の遠隔操縦ならびに自動制御に関する研究（第2報）  
..... 第 53 研究部会

Experiments on the Automatic Control Equipments  
for Transferring and Purifying Systems of Fuel Oil  
and Lubricating Oil on Motor Ships (Report 2)  
..... The 53rd Research Committee

The Report  
of the  
Shipbuiling Research Association  
of Japan

Tokyo, JAPAN

No. 36

Feb. 1964

### 第 53 研究部会委員名簿

主 委	查	山 下 勇		
幹 事		浜 田 昇	土 屋 九 一	
委 員		安 藤 彦 夫	伊 藤 章	石 井 康 之 助
		泉 修 平	出 雲 路 敬 博	今 井 清
		梅 垣 永 太 郎	浦 木 侃 治	遠 藤 隆
		笠 間 義 郎	門 脇 德 一 郎	金 田 彰 夫
		杉 野 茂	杉 山 兼 章	鈴 木 勝 利
		田 井 虎 一	谷 川 嘉 男	堤 正 之
		中 松 喜 雄	西 岡 正 美	西 島 伊 武
		福 村 道 夫	前 田 茂	松 井 元 三
		松 永 隆	三 束 正 男	宗 木 和 美
		米 原 令 敏	脇 本 励	本 岡 隆 雄

---

### Membership of the 53rd Research Committee

Chairman	Isamu YAMASHITA			
Secretaries	Noboru HAMADA Kyūichi TSUCHIYA			
Members	Hikoo ANDO	Akira ITO	Kōnosuke ISHII	Tetsushi ISHIKAWA
	Shūhei IZUMI	Yoshihiro IZUMOJI	Kiyoshi IMAI	Masao USHIDA
	Eitaro UMEGAKI	Kanji URAKI	Takashi ENDO	Takuji ŌE
	Yoshirō KASAMA	Tokuichirō KADOWAKI	Akio KANEDA	Nobuo KOJIMA
	Shigeru SUGINO	Kaneaki SUGIYAMA	Katsutoshi SUZUKI	Shigenori SUZUKI
	Toraichi TAI	Yoshio TANIKAWA	Masayuki TSUTSUMI	Motoe DOI
	Yoshio NAKAMATSU	Masayoshi NISHIOKA	Isamu NISHIJIMA	Shosen NOMURA
	Michio FUKUMURA	Shigeru MAEDA	Motozo MATSUI	Toyozo MATUZAKI
	Takashi MATSUNAGA	Masao MOTABA	Kazuyoshi MUNEKI	Takao MOTOOKA
	Noritoshi YONEHARA	Hagemu WAKIMOTO		

# **Experiments on the Remote Control and Automatic Control Equipments on Motor Ships**

## **(Report No. 2)**

### **Introduction**

In March 1959, the Minister of Transportation inquired how to solve the technical problems regarding the automation of the vessel.

The Shipbuilding Technics Council accordingly organized three divisions in it. The divisions are Hull, Motor Ship Machinery, and Turbine Ship Machinery Divisions. They submitted a report to the Minister in February, 1960, after several meetings.

This report presented many technical problems for the automation of the vessel among them, the research on the automation of engine room equipment on the motor ship was selected as a promising research theme, and the 53rd Research Committee of the Shipbuilding Research Association of Japan was called up to perform this research.

The Committee studied the automatic control equipments for transferring and purifying fuel oil and lubricating oil in the motor ship during the first research year of 1960. The Report No. 34 was already issued to report the experimental results.

As the themes of the second research year of 1961, the several experimental investigation Mitsubishi Nippon Heavy-Industries, Ltd., Kawasaki Dockyard Co., Ltd., Mitsubishi Heavy-Industries, Reorganized, Ltd., Mitsui Shipbuilding & Engineering Co., Ltd., were respectively in charge of the each experiments, and the 53rd Research Committee discussed the plans of experiments prepared by the above-mentioned firms.

Themes of the second research year are as follows.

#### **Chapter 1. Settling and purifying system of fuel oil (Mitsubishi Nippon Heavy-Industries Ltd.)**

The fuel oil settling and purifying system in motor ships has been one of the most important systems especially when inferior fuel oil is used for main propulsion engine. Recently, endeavor has been made to continuously operate the main engine as long as possible without overhauling so that the overhauling work can be done by specialized workers on shore, and not by the ship's crews onboard, when the ship enters a pre-arranged port. In order to prolong intervals between overhaul required for the main engine, various measures such as chromium coating of cylinder liners, application of cylinder oil of high alkalinity, improvement of piston rings, etc. have been undertaken. In addition, effective method for treatment of fuel oil on-board before being supplied to the main engine should also be considered as one of the significant measures.

The fuel oil system in motor ships, however, had been as it was more than ten years ago, and no significant improvement has been made since centrifugal separators were introduced for purification of heavy fuel oil used for the main engine.

The circumstance has been greatly changed for these ten years, and nowadays, it has become desirable to reduce number of ship's crews and to improve operational economy by all means. In this circumstances, it is evident that it becomes more significant than ever to review and investigate the fuel oil system including settling tanks, service tanks, centrifugal separators, control equipment, etc. on-board and to establish the most economical and effective plant for the treatment of heavy fuel oil.

The experimental research was made to find out a simple and effective fuel oil treatment plant among various combination of settling and centrifugal purification of heavy fuel oil by comparing the separation performances.

The conventional settling tanks, service tanks and centrifugal separators used for the fuel oil system in motor ships have their own purposes and performances. However it is considered that the performance of each equipment exerts an influence on the other, and therefore each combination of the equipment gives different performance.

In order to make relative evaluation of various combination of the equipment, experiments on separation performance were made for the following combinations:

- (1) centrifugal separation only
- (2) settling-centrifugal separation
- (3) centrifugal separation-settling
- (4) settling-centrifugal separation-settling
- (5) settling-centrifugal separation-centrifugal separation
- (6) settling-centrifugal separation-settling-centrifugal separation
- (7) settling-centrifugal separation-settling-centrifugal separation

About two percent of water was added to heavy fuel oil for each test, the separation performance was evaluated by means of physical analysis of fuel oil sampled at each stage of treatment. Effects of the treatment on combustion in engine cylinder were also investigated for reference by burning the treated fuel oil in a four stroke cycle diesel engine for electric generator. Conditions of impurities contained in the fuel oil samples were also investigated by microscope.

In advance of the above-mentioned experiments with various combination of settling and centrifugal separation, experiments on the separation performance in settling tank were carried out.

In order to find out the effects of settling temperature, design of convection inside tank, settling time and rolling movement of tank to the separation performance, (1) temperatures of 45°C, 50°C, 60°C, 70°C, 75°C, were selected as the keeping temperature of oil in the tank; (2) rapid and slow heating gradients were adopted as shown in Fig. 1·6; (3) settling performance was tested over 3 hours, 6 hours and 9 hours; (4) three kinds of internal construction of the settling tank were adopted as shown in Fig. 1·8 and tested in both stationary condition and rolling condition with the tank rolling by 30 degrees to both starboard and port sides with period of 13 sec., 18 sec. and 24 sec.

The evalution of the performance of these kinds of test was made by means of physical analysis of fuel oil. The fuel oil was initially added with water and graphite as impurities.

In addition to the experiments mentioned-above, a vibration recorder of pick-up type was tested for confirmation of its ability as a warning for abnormal vibration of the fuel oil sepearator which will be operated without any engineer or crew atteded. Further, one level indicator of electrostatic capacity type was exprimentally used to confirm its adaptability as sludge meter to indicate the amount of sludge and water settled in the bottom of the settling tank.

The experimental test plant is shown in Fig. 1·1, 1·2, 1·7, 1·8 and 1·10. The particulars of each equipment of the plant are shown in Table 1·1.

## **Chapter 2. Automatic Control Equipments for Controlling Fresh Cooling Water Temperature (Kawasaki Dockyard Co., Ltd.)**

Generally in large size marine diesel engines, the controlling ranges of the cooling water temperature and pressure are somewhat different for the pistons and for the cylinders. Each cooling water is controlled to the set temperature by mixture of the cooled water from the cooler and the bypassed water. Conventionally, this operation has been carried out by hand operation, opening and closing for the valves in accordance with thermometer indications, but it has given considerable works to the crew for ex-ecution of compensation on account of change in the sea water temperature and in the engine load. The purpose of this research is to make it possible to execute this operation automatically by the automatic controlling valves by means of the temperature detecting apparatus.

In this Research a questionable factor was whether we could obtain reliable and dependable apparatus for the automatic control or not. In this respect, NAKAKITA SEISAKUSHO CO., LTD. had already carried out the investigation in 1960 by the trust of the ministry of transportation. Therefore, we used apparatus made on the basis of investigations, carried out by NAKAKITA SEISAKUSHO CO., LTD. such as the temperature detecting apparatus, the temperature recording and controlling apparatus, and three directions diaphragm control valve, etc. Then, in 1961 we carried out following various investigation on our engine, Kawasaki MAN K9Z 84/160 (16,000 PS, 115 r.p.m.) both during the shop trial and during the sea trial, and made study in performance and reliability together with checking of questionable points.

There are two cases in the temperature control of the engine coolling water, one to maintain the engine outlet cooling water temperature at the set value, the other to maintain the engine inlet cooling water temperature at the set value.

In the former case, since the engine outlet cooling water temperature is kept in vicinity of its allowable maximum value, the engine inlet cooling water temperature increases at low load because the temperature difference between the outlet and inlet decreases. This is quite effective to prevent sulphuric acid corrosion in the engine parts.

On the other hand, in this case, a engine cooling water space of considerably large volume is placed between the automatic valve, and the temperature detecting apparatus so it takes sometime until the cooling water flows from the automatic valve to the temperature detecting apparatus. This causes undesirable influence to stability of the control apparatus, and results in temperature rise over its allowable point at the outlet, at the time of load variation, if the controlling is not made correctly.

In the latter case, as the outlet temperature is low at low load, and is undesirable for preventing corrosion, but since the distance between the detector and the automatic valve is shorter, there is little dead time, good for the stability of the apparatus. However, it requires some time until the influence of the outlet cooling water temperature due to the load fluctuation, shows effect on the detector. But, if the flow is of sufficient quantity to put the outlet cooling water temperature at the set temperature difference, there is no fear that the outlet temperature exceeds the maximum allowable value, even at the time of sudden increase in load.

Our experiment this time, was carried out, mostly in accordance with the former case in order to check thest ability of apparatus, but experiment in the later case was also carried out for short period during the sea trial.

#### Kinds of Tests

- a) Tests on ship trials
  - 1) The test when the engine is in equilibrium with each load (Engine outlet temperature control)
  - 2) The test when the engine load is in process of gradual increase or decrease (Engine outlet temperature control)
  - 3) Responding test in the control system when the set temperature is changed (Engineoutlet temperature control)
- b) Tests on sea trials
  - 1) The test when the engine load is in process of gradual increase or decrease (Engine outlet temperature control)
  - 2) The test when the inlet temperature is controlled.
- c) Measurements during actual voyage (Engine outlet temperature control)
  - 1) Reliability and practicability of the controlling apparatus during voyage.
  - 2) Equilibrium value of the control system in accordance with the temperature variation of the sea water.

#### **Chapter 3.** Remote measuring equipments for indicated mean pressure and brake horse power of Diesel engine (Mitsubishi Heavy-Industries, Reorganized, Ltd.)

It has long been wanted to develop the remote measuring instruments which indicate the running conditions of a engine, for the purpose of automation of marine diesel engines. Maihak indicator has to this date been used mainly for measuring combustion diagram and indicated mean effective pressure in cylinders. The indicator, however, is poor in sensibility of replying to high-order frequency and in mearusing accuracy on

and in account of mechanical function of pressure taking device. Moreover the indicator is not adequate for practical use because it calls for toilsome work in calculating horse power handling. Of late we have a wire-resistance type indicator in the market, but we are afraid that this is poor in reliability regarding electrical stability for long term use in spite of its high natural frequency and probability of remote indication. Further, we have made an experiment on a mechanical electrode tranducer type indicator developed by Kyoritsu Denpa K. K. recently, for the purpose of observing pressure waves in cylinders.

So far there has been no adequate measuring instruments which directly indicate mean effective pressure in cylinders, and so such indicator has been desired by users. We, therefore, have started the study for getting such an instrument. Now we are in a position to release the result of our study on the indicator which we have completed experimentally. Brief explanation of our indicator is given below. The system of the indicator is to change piston velocity  $x$  and pressure  $P$  in a cylinder into the amount of electricity, draw  $Px$  curves by multiplying these electrical amount, and then indicate mean effective pressure directly by means of filtering outputs. Therefore, this inducator is effective for measuring and supervising engines.

Furthermore, we planned practical use of horsepower-meters for direct indication and recording, in addition to the torsion meters of an optical type (Togino type) and an electro-magnetic type (Kuno type) capable of remote-indication of brake horse power, and we tested measuring accuracy of a magnetic integrating type horse-power-meter and a strain gauge type horse power recorder developed by Toshiba Electric Co., Ltd. and Kyowa Dengyo K. K. respectively.

#### **Chapter 4. Detecting and Alarming Equipments for Overheat in the Crankcase of Diesel Engine (Mitsui Shipbuilding & Engineering Co., Ltd.)**

In order to prevent from crankcase explosion and other troubles caused by overheated parts and blow-by in trunk piston type engine, oil mist detector was taken up as an apparatus for detection of oil mist in the crank case. The oil mist detector was the Graviner hinge sensitivity detector and its principle was as follows.

Oil mist in the crankcase was drawn continuously through pipes by a motor driven fan incorporated in the detector. A sample of oil mist from each compartment of crankcase was led to the measuring tube and the density in this tube was compared with the density in the reference tube, which received the average oil mist sample from all the other compartments of crankcase. The two photo-cells were used for its comparison and the detector gave a warning signal, if the difference of the density was large.

Furthermore, the detector was able to receive the air from the atmosphere in the measuring tube and gave also a warning signal from the heavy density of oil mist in the crankcase.

For the experiment of practical use, oil mist detector was attached to the Diesel engine of two cycle trunk piston type, and each suction was connected to the oil door of

each cylinder compartment as shown in Fig. 4·2.

In addition to this, as one of the experiments, each pipe was let to the several position in th crankcase and the difference of the density of oil mist was checked at each position as shown in Fig. 4·18.

On the other hand, the detector was investigated with the test rig, which was consist of two tanks. One of them was a tank with a motor driven stirrer for generator of oil mist and the another was a tank for burning oil mist by glow plug. Their arrangement were indicated in Fig. 4·4.

**Chapter 5.** Detecting and Alarming Equipments for the Exhaust Gas Temperature and the Bearing Metal Temperature of Diesel Engine (Mitsubishi Shipbuilding & Engineering Co., Ltd.)

The experiments includes two different problems as followings

1. To develop the method to detect the exhaust gas temperature and alarming by using it.
2. To develop the detection and alarming method for the bearing metal temperature.

Some fundamental studies were made in the factory's laboratory and using the experimental test engine designated as Mitsubishi 3 UEV 30/40 2 cycle Diesel engine with super charge was employed, the above detection and alarming equipments were installed in the graphic pannel board in the control room which is perfectly isolated from the engine.

1. As far as the detection and alarming exhaust gas temperature is concerned. In most practical engines, ordinary industrial instruments are used for the measurement of the exhaust gas temperature, however, indicated values with these instruments were not always clear.

Thermo-couples electrical resistance thermometer as measuring devices heat capacity and the millivoltmeter or other indicater do not have the sufficient frequency response to indicate accurate temperature variances. Therefore, we compared the values measured by the ordinary industrial instrument with the temperature measured by using corrected method. That is a very small cross wire type thermocouple, D. C. amplifier and an electromagnetic oscillograph. As practical equipment for the detection and alarming of the exhaust gas temperature, we used the industrial instruments, that is, Hoskin's Chromel-Alumel thermocouples of 1.6 mm $\phi$ , an electronic tube ant-balancing recoder and electrical relay alarmer.

2. On the research of the detection and alarming method of the bearing metal temperature. To prevent the seizure of the bearing metal, bearing metal temperature is watched, however, it is sometimes so necessary to measure both the temperature and the temperature gradient against time to watch the engine operation. We made an electrical differentiator to indicate temperature graduent against time by using analog computer.

It was known that the position for the pick ups is very critical for the view points of sensitivity and maintenance, so we made some fundamental tests to know the

responsibility of the measuring device of temperature.

In practice equipments for the detection and alarming the bearing metal condition, we used the ordinary industrial instruments, that is, Hoskin's Chromel-Alumel thermocouples of  $0.3 \text{ mm}\phi$ , an electronic tube autobalancing recorder and electrical relay alarmer.

## Conclusion

### Chapter 1. Settling and purifying system of fuel oil

#### 1. Performance of settling tanks

The results of the experiments on the separation performance are given in Tables 1·3 and 1·4. Temperature distribution in the tanks as observed in the experiments are shown in Fig. 1·11, 1·12, and 1·13.

From these results, the following conclusions are drawn:

- (1) Fuel oil in the tank at various level above the heating coil has only a little temperature difference when oil is being heated, and temperature becomes very uniform when a steady condition is reached.
- (2) Fuel oil in the tank below the heating coil is not heated except in a very close vicinity.
- (3) There is no noticeable temperature difference in the same oil level.
- (4) The feeling element of the automatically controlled heater in the tank should be located above the heating coil as close to the coil as possible, so that the good temperature control performance can be obtained.
- (5) In case the tank is subjected to the ship's rolling, fuel oil below heating coil is also heated and the temperature distribution of fuel oil in the tank becomes uniform in case the rolling period is 13 sec.
- (6) Fuel oil in the tank with flush bottom has quicker temperature rise than in the tank with tapered bottom when heated at rolling condition.
- (7) The effect of baffle plate, which is installed lest the separated and deposited impurities should come upward when ship is rolling, is doubtful.

#### 2. Performance of the whole plant

Tables 1·7 and 1·9 show the result of experiment with seven kinds of combination of settling tanks and purifiers of Sharples Gravitrol DH 1000 type and Table 1·8 shows the observed conditions of burning fuel oil treated in several ways in the generator engine. Table 1·10 and Fig. 1·17 show the separation rate of water in each stage of separation treatment. It is observed from these results that the strict evaluation for seven kinds of combination is rather difficult because of the limited accuracy of experiments of this kind.

From the results of repeated experiments, average water separation rates can be obtained for each stage of settling and centrifugal separation as shown in Fig. 1·18 and Table 1·11, and are believed to be reliable to evaluate the effect of fuel oil treatment.

is expected to be higher than the existing Mainhak inducater and can fully be relied upon. But there still remains some room for improvement in computing circuit and indicating circuit of Pmi value. Remote switching on the indicator valve and piston velocity detector must be considered in order to obtain more accuracy in remote measuring.

(4) Shrinking of the snap ring and dirt prevention of the slip ring of the torsion meter must be considered for improvement of measuring accuracy on the shaft horse power meter, and durability of them must also be considered for practical use. Indication error of the recorder was noted for the reason that torque fluctuation of a propeller shaft was about 25 % in the test operation of engines, and so the circuit of self-balancing recorder must also be improved.

As is written above, several points, which we believe, are to be considered for further accuracy of the indicator, has been made clear from the test results of various indicators conducted with the actual engines. Now we are planning to go on the study for further improvement in order to obtain the more reliable and more accurate inducator for automation of diesel engines.

#### **Chapter 4. Detecting and alarming equipments for overheating in the crankcase of Diesel engine**

It was confirmed that the oil mist detector worked satisfactorily and was effective for the detection of oil mist in the crankcase. Accordingly, the oil mist detector was useful as an apparatus for safety device.

For the first way of the experiment for practical use, the detector was equipped with the engine of 628VBF-50 type. The same test was carried out for three engines of the same type at the condition of constant revolution.

For the three engines, the density of oil mist were slightly different at the same load as shown in Fig. 4·23.

At the next, the revolution of engine was changed after propeller law corresponding to each load and the test was carried out. Its results was shown in Fig. 4·24 and it was understood that the revolution of engine affected to the density of oil mist.

For the engine of 642VBF-75 type, the test was carried out for two engines at the revolution altered after propeller law and the result was shown in Fig. 4·25.

During these test, difference could not be indicated in the detector for the density of oil mist at each compartment and position in the crankcase.

On the other hand, the detector was equipped with the test rig and the oil temperature was heated up and the density of oil mist was measured with the detector, while the oil was stirred up by a motor driven stirrer. As shown in Fig. 4·27, the revolution of stirrer affected to the density of oil mist, specially under low oil temperature.

The conclusions obtained through the experiment of the detector are as follows:

- (1) Density of oil mist in the crankcase was about 0.04~0.08 mg/l at the full load on the middle size engine of two cycle trunk piston type.

- (2) Oil mist increased corresponding to revolution and load of the engine as shown in Figs. 4·23 & 4·25.
  - (3) On the normal running, the difference of the density of oil mist between each cylinder compartment or each position in the crankcase was not indicated by the oil mist detector. Accordingly, distribution of oil mist was almost homogeneous.
  - (4) Density of oil mist was affected by the temperature of lubricating oil and engine parts in the crankcase. As shown in Fig. 4·27, the density of oil mist in the engine was greater than the density occurred in the test tank at the same temperature of oil. It seemed that the heated parts in the crankcase effected to generate oil mist.
  - (5) Even if the density of oil mist increased to the limit value and the detector gave warning signal, it was quite safe for burning and explosion of oil mist in the crankcase under existence of small overheated spot.
- Regarding below by, a flame from burner was blown in oil mist of the tank at the same density as the above. Safety for burning was also confirmed by this.

**Chapter 5.** Detecting and alarming equipments for the exhaust gas temperature and the bearing metal temperature of Diesel engine

- 1. Detection and alarm of the exhaust gas temperature.
  - (1) The indication of the ordinary industrial instruments such as thermocouples and an electronic autobalancing recorder coincides with timely mean values of the real varying exhaust gas temperature, so the measurement using the ordinary instruments is not meaningless.
  - (2) For the detection and alarm of the exhaust gas temperature, thermocouple, electronic tube auto-balancing recorder electric relay alarm, and above mentioned instruments were used satisfactory.
  - (3) Further we are investigating the experimental co-relations between the exhaust gas temperature and the temperature of exhaust gas turbine disc and blades.
- 2. Detection and alarm of the bearing metal temperature.
  - (1) The most suitable position for the thermocouples installation in the bearing metal was decided from the view points of sensitivity and maintenance of the engine.
  - (2) To perform the perfect protection from the seizure of the bearing metal, it is very often necessary to measure the temperature and temperature gradient against time, so we made a temperature differentiator using the operational amplifier. This instrument will be useful for the watching of the engine.
  - (3) For the detection and alarm of the bearing metal temperature, we adopted the thermocouples, electronic tube auto-balancing recorder and electric relay alarm. These instruments act satisfactorily.

# ディーゼル船の遠隔操縦ならびに自動制御に関する研究

## (第 2 報)

### 目 次

第1章 燃料清浄系統の性能ならびに自動化に関する研究 .....	( 1 )
第2章 ディーゼル船の自動操縦化における清水冷却系統 の温度制御装置の研究 .....	( 25 )
第3章 シリンダ内圧検出装置の研究 .....	( 44 )
第4章 クランクケース内の過熱デテクターの試用研究 .....	( 51 )
第5章 排気温度の検出警報ならびに軸受温度の警報装置の研究 .....	( 63 )

# ディーゼル船の遠隔操縦ならびに自動制御に関する研究

## (第2報)

### 第1章 燃料清浄系統の性能ならびに自動化に関する研究

#### 1.1 総 説

ディーゼル船の運航の経済性を向上する一方法として機関部を自動化し、また各設備を近代化することによって乗組員の大幅な節減を計る研究が行なわれてきている。従来乗組員の数は船の航海中の作業ならびに主として碇泊中に行なわれるピストン抜き作業によって定められてきたが、前者は航海中使用される機械類の自動化により、後者はピストン抜きなどの作業を必要とする頻度を少なくするとともに、入港時陸上整備員の手で行なうことにより、実際の乗組員数を大幅に削減する傾向が日増しに強まってきている。

当研究協会は航海中の船内作業の大きな部分を占める燃料油と潤滑油の移送・清浄系統を自動化する研究を昭和36年度の試験研究の一環として実施し、その研究成果に基き最近建造される船舶にこの系統の自動化が全面的に採用されつつある。ピストン抜きを必要とする頻度を少なくするためにには機関自体の研究・改良とともに船内における燃料の管理が重要な要素となる。

本研究はこのような見地からディーゼル船の燃料の管理の向上を図るために必要な問題点を実験によって究明する目的で行なったものであるが、この種の実験は本質的に正確な精度を得難いものであり、実験により定量的結論をうることはできなかったが、定性的にセッティングタンクのあり方、清浄機とセッティングタンクの組合せ方法などについての成果を得ることができた。

この試験研究は三菱日本重工業株式会社横浜造船所に委託され、同造船所内において実施された。

#### 1.2 試験研究の目的

ディーゼル船に従来より整備されていたセッティングタンク、サービスタンク、燃料油清浄機の個々の性能ならびにそれらの組合せによる総合性能についてはいまだ不明確な点があり、タンクの形状、セッティングの条件、清浄機の分離性能、セッティングタンクの要否等常に論議されながらも一定の定説をうるに至っていない。

本研究は船内の燃料油系統と近似な装置を陸上に設置し、人為的に混入させた燃料油中の不純物の分離性能に対し各装置の特質を見いだし、従来不明確であった燃料油処理系統のあり方について、性能上最適のものを見いだすことを目的として行なわれたものである。

試験は次の三項目について実施された。

- (1) セッティングタンクの性能試験（設計をことにするセッティングタンク三種類についてセッティングタンク効果を比較するための試験）

(2) 燃料油清浄系統の性能試験（セッティングタンク、清浄機、サービスタンクの各種組合せの総合清浄性能の比較を行ない最良の組合せを得るための試験）

(3) その他の試験（タンク底に堆積するスラッジの自動検出装置、清浄機の異常振動検出装置などの燃料油処理系統の自動運転に有効な装置類の適応性を見いだすための試験）

なお清浄性能の比較は人為的に混入した水、グラファイトの分離量を燃料油の分析によって測定し、その値より判定することとした。また参考にディーゼル機関に各種処理状態の燃料油を使用し燃焼状態の観察を行ない判定の助けとすることとした。

### 1.3 試験設備

#### 1.3.1 設備機器

本試験に使用した機器を Table 1.1 に、全体装置図を Fig. 1.1 に、諸管系統図を Fig. 1.2 に示す。

Table 1.1 Principal Equipments of Test Plant

Equipments	Type	Principal Particulars	Quantity	Remarks
F.O. transfer pump	Gear type(electric motor driven)	30 m <sup>3</sup> /h × 25 m	1	P 1 pump
Do.	Do. ( do. )	5 m <sup>3</sup> /h × 25 m	2	P 2, P 3 pump
Do.	Do. ( do. )	1.5 m <sup>3</sup> /h × 25 m	1	P 4 pump
Mixture mixing pump	Gear type(air motor driven)	—	1	P 5 pump
F.O. purifier	Sharples gravitrol type DH-1000	2500 l/h	1	
F.O. heater for purifier	Electric	50 kW	1	With Thermo-stat.
F.O. heatex for settling tank	Do.	2.5 kW × 6	8	Do.
Heater for recycle water	Do.	5 kW	1	For F.O. purifier
F.O. strage tank		20 m <sup>3</sup>	1	T 1 tank
Do.		10 m <sup>3</sup>	2	T 2, T 3 tank
Do.		1.5 m <sup>3</sup>	1	T 4 tank
F.O. settling tank		1.5 m <sup>3</sup>	3	Type A, AA and B
F.O. head tank		1.5 m <sup>3</sup>	2	
F.O. sampling tank		500 l	1	
F.O. purified oil tank		250 l	1	
Mixture tank		60 l	1	
Pyrometer	Electronic	0~100°C Auto. recording (12 points)	1	
Sludge indicator			1	
Vibration indicator		Measuring range 10~100 μ	1	With alarming device
Rolling device for settling tank		Rolling angel 60° Rolling period 7~25 S	1	
Diesel engine	Yokohama M.A.N. G10V <sup>45/60</sup>	1700 kVA/333 r.p.m	1	

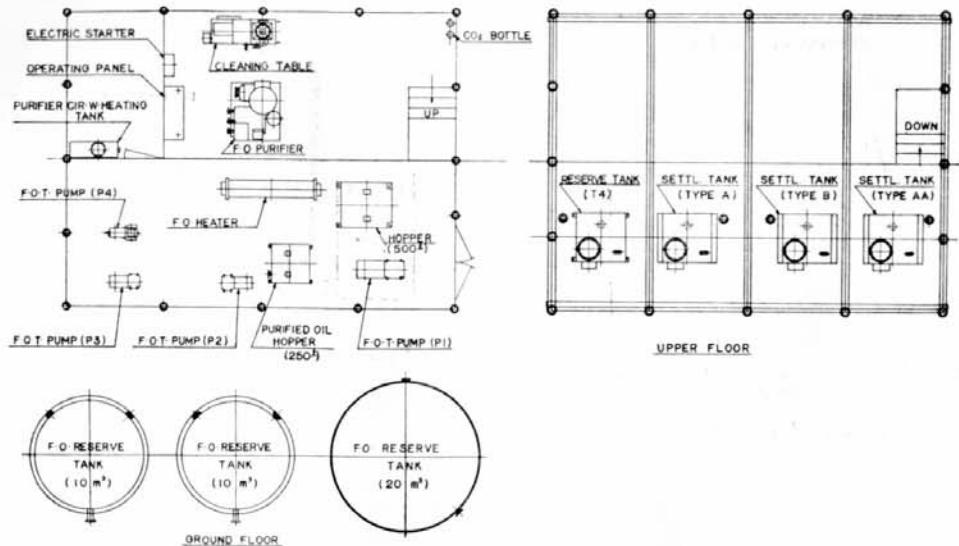


Fig. 1·1 General Arrangement of Experimental Plant

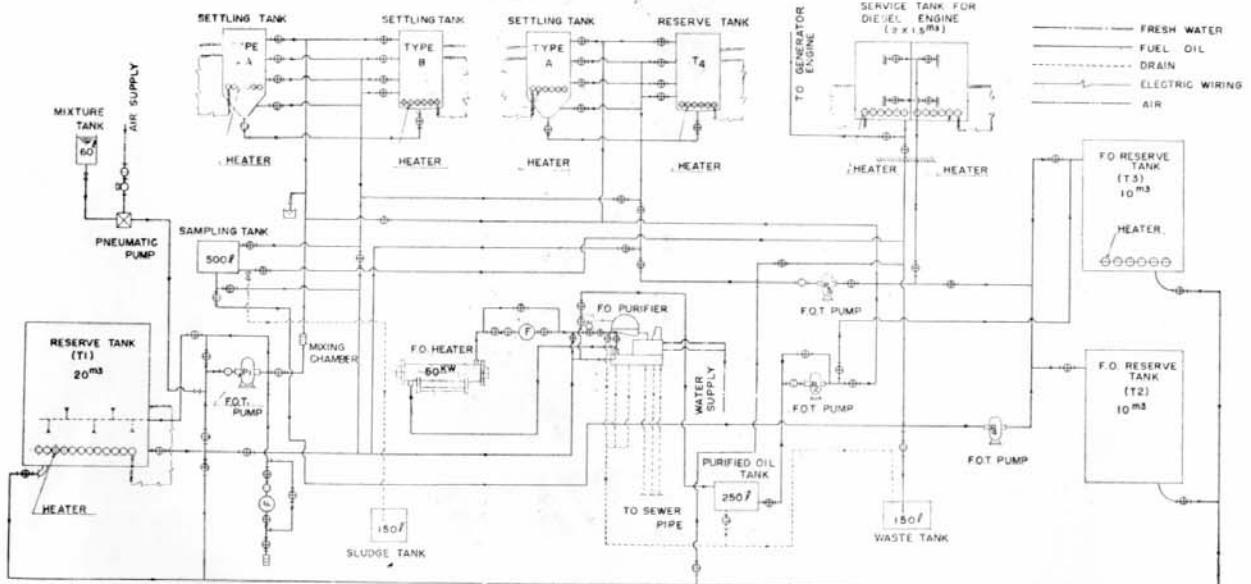


Fig. 1·2 Piping Diagram of Experimental Plant

### 1·3·2 試験油調整装置

本試験のような比較試験においては、試験油の均一性を保つことが最も重要であるので、使用する燃料油の品質、混入物、混入物の混合方法等について種々検討を行なった結果、使用燃料油は実船に合わせてC重油とし、混入物としてはグラファイトおよび水を選んだ。使用したC重油の性状はTable 1·2に示すとおりである。グラファイトの粒度は予備実験と計算より400メッシュ(35 μ)とした。その粒度分布はFig. 1·3に示すとおりである。混入方法は昨年度の経験と各方面の助言をもとにFig. 1·4および1·5に示すような装置とした。温度30°Cに保たれたストレージタンクT1内のC重油をポンプP1で試験用タンクに移送するさいにグラファイト濃混合重油(C重油1lに対しグラファイト50gの割合で混合せるもの)をポンプP5でポンプP1の吸入側に注入する方法で混合させた。ポンプP5は空気駆動の歯車ポンプで、駆動用空気圧を調整して吐出量を変えうる

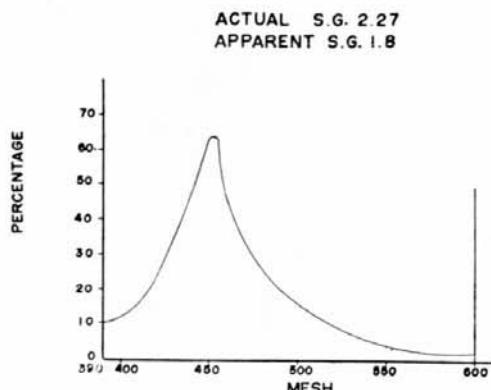


Fig. 1.3 Distribution of Graphite Particle Size

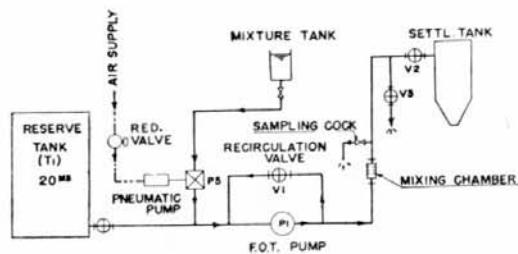


Fig. 1.4 Equipment for Mixing Impurities into Fuel Oil

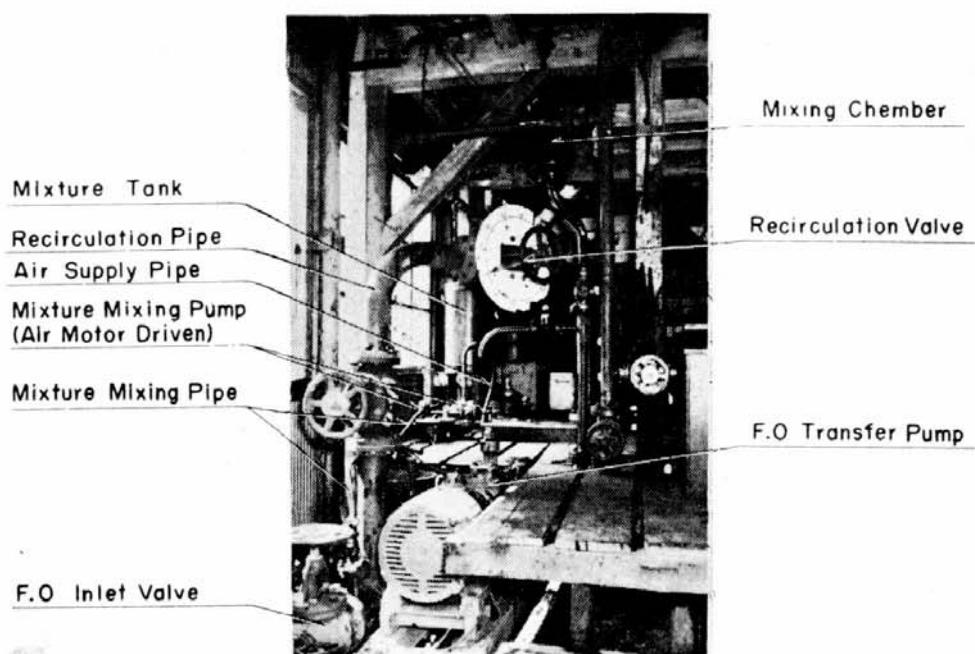


Fig. 1.5 Photograph of Equipment for Mixing Impurities Into Fuel Oil

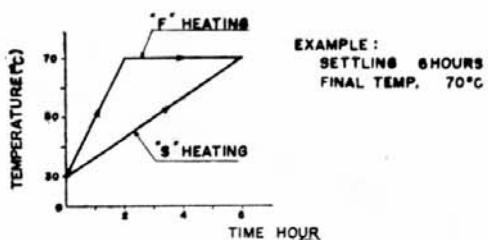


Fig. 1.6 Methode of Heating Fuel Oil in Settling Tank

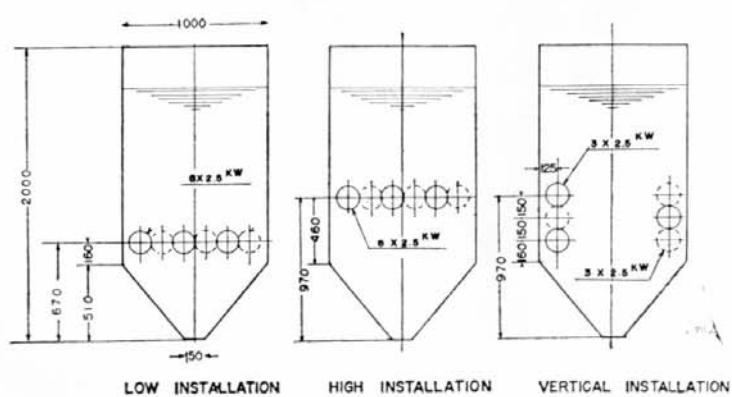


Fig. 1.7 Location of Electric Heater in Settling Tank

ものである。またポンプ P1 の吐出側より弁 V1 を通って一定量（約 22 m<sup>3</sup>/h）の混合液をポンプ P1 の吸入側に戻し、充分グラファイトが混合するようにした。またポンプ P1 をでた後に混合器を設け、器内でさらに均一な混合を行なわしめることとした。また混合作業のごく初期に得られる混合油は濃度が比較的低いので弁 V2 を閉じ V3 弁より放棄することとした。水を混合する場合も上記の装置を用い、ほぼ同様の要領で混合せしめることとした。

### 1・3・3 セットリングタンク

三種類の設計のことなるタンクを試験の対称とした。その特徴は下記の通り。(Fig. 1・8 参照)

A型 底部がV字形をしたタンク

AA型 A型タンクの加熱コイル下方に邪魔板を設けたもの

B型 底部が平らなタンク

### 1・3・4 加熱装置

燃料油加熱器およびタンク内加熱コイルはいずれも試験設備場の関係から電気式とした。

### 1・3・5 清浄機

遠心式油清浄機としてグラヴィトロール・DH 1000 形を一台設置した。

### 1・3・6 タンク動搖装置

バイエル変速機付電動機で駆動され 60 度振幅で揺動する架構を設置し、その上にタンクを据付けて各種周期でタンクを船体ローリング時に近似な状態で動搖せしめることとした。(Fig. 1・9 参照)

## 1・4 セットリングタンクの性能試験

### 1・4・1 試験項目

定まった燃料油中に定まった量の混入物が混入している場合に、セッティング性能に影響する因子としては、(1)油の温度、(2)タンク内の対流、(3)セッティング時間、(4)タンクの動搖状態などが考えられる。これらの各因子の影響を見いだすためにそれぞれ次のような条件下においてセッティングを行なわしめた。なおタンク内の温度分布もあわせて計測した。

#### (1) セッティングの温度

45°, 50°, 60°, 70°, 75 C の五種類

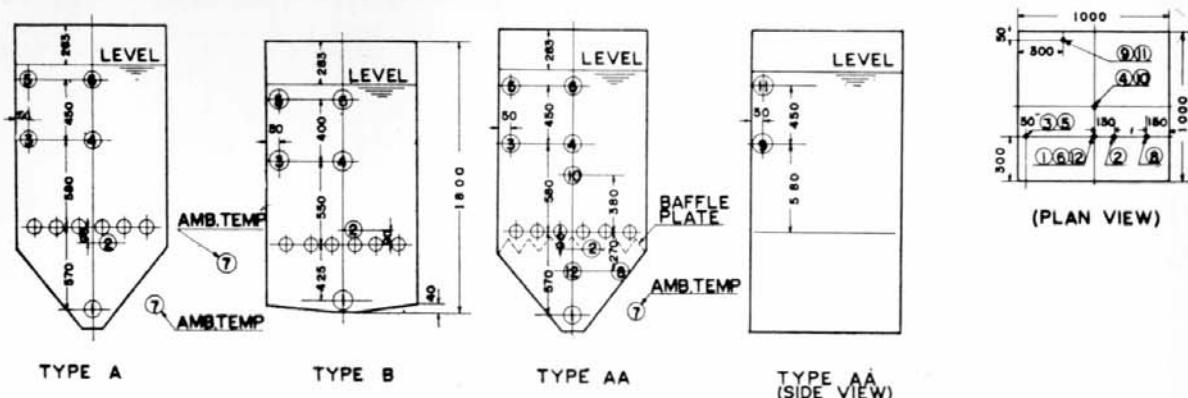


Fig. 1・8 Temperature Measuring Points of Settling Tank  
(Figures Indicate Measuring Points)

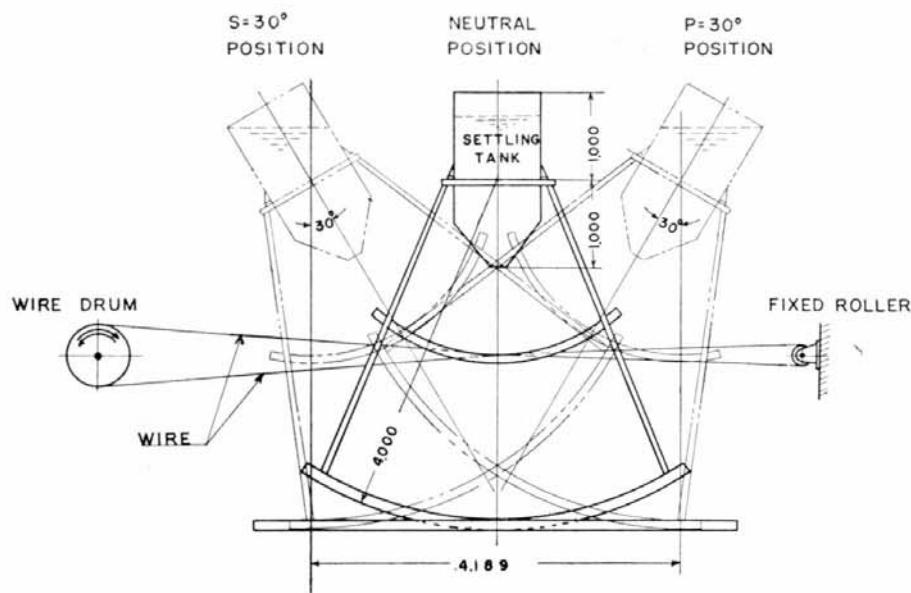
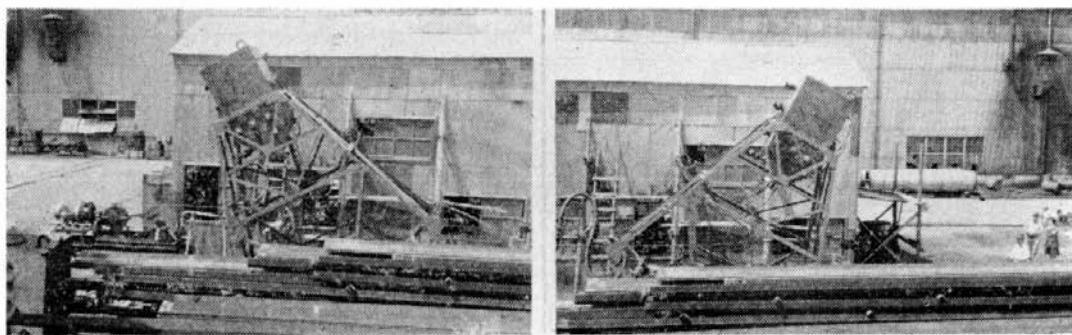


Fig. 1-9 Settling Tank Rolling Device

## (2) 加熱方法

所定油温まで急速に加熱して、所定温度に到達後一定温度に保持する方法 (F 加熱と呼ぶ) およびセッティング時間終末において所定セッティング温度に達する方法 (S 加熱と呼ぶ) の二種 (Fig. 1-6 参照)。これにより対流の影響について調べる。

## (3) ヒータの位置

タンクの底部に水平に配列する場合にヒータの取付位置が低い場合とやや高い場合の二種およびヒータをタンク壁に沿って垂直方向に配列した場合の合計三種類。これによっても対流の影響を調べる。

なおヒータは 2.5 kw の電気式ヒータ 6 組を使用し、コイルの表面温度を 140°C 以下とするために 1 watt/cm<sup>2</sup> の電力負荷とした。

## (4) セッティング時間

3 時間, 6 時間, 9 時間の三種類

## (5) タンクの形状

静止状態におけるセッティング試験に対して A 形, B 形の二種類, 動搖状態のセッティング試験に対して A 形, AA 形, B 形の三種類。

Table 1·2 Characteristics of Heavy Fuel Oil  
(According to the Records from the Fuel Oil Supplier)

Item	Chemical Analysis	
Specific Gravity	15/4°C	0.9500
Flash Point	°C	96
Viscosity	cst	104.5
Pour Point	°C	-5
Sulphur Content	wt. %	3.37
Carbon Residue	wt. %	7.63
Ash Content	wt. %	0.01
Water Content	vol. %	Trace

#### (6) 動搖状態について

タンクを動搖装置上に設置して動搖を与えた場合と静止状態の場合の二種。動搖条件としては動搖角度 30°C, 周期 13 秒, 18 秒, 24 秒の三種類。

#### 1·4·2 試験方法

燃料油にグラファイトまたは水を 1·3·2 に述べた装置と方法で混入し, セットリングタンクに入れ, 各種の条件下でsettlingを行なわせた。settling終了時におけるタンク内各層の混入物含有率を計測する方法としては, タンクを Fig. 1·10 に示すごとく四層に分け, 同図中弁 V1 を開いて第一層の油を採油タンクを移し, そのタンク内で充分かく拌した後サンプルを 200 cc 採りだした。第二層, 第三層, 第四層についても同様の方法でサンプルを取り, グラファイトまたは水分の含有率を測定した。

またタンク内の温度分布を Fig. 1·8 に示す各点について計測し対流の状況を調べた。

#### 1·4·3 試験結果

タンク内の温度分布計測結果は静止状態に対し Fig. 1·11 (AA 形タンク) および Fig. 1·12 (A 形タンク), 動搖状態に対し Fig. 11·3 に示すとおりである。

各settlingタンク性能試験で得られたサンプルの分析結果は静止状態に対し Table 1·3, 動搖状態に対し Table 1·4 に示すとおりである。表中の分析値は水分に対しては容積%, グラファイトに対しては重量% (キシレン不溶解分として分析したので分析値には燃料油中に最初から含まれていた 0.01~0.02 % の灰分の一部およびトレイス程度のスラッジが加算されている) で示されている。

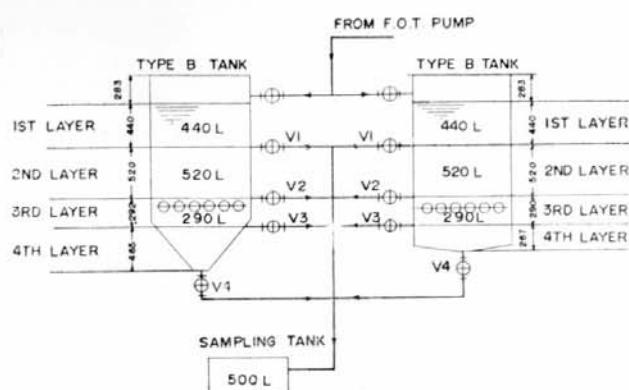


Fig. 1·10 Arrangement of Sampling Valves on Settling Tanks

Table 1·3 Results of the Settling Performance Tests (Static Condition)

Kinds of Test	Condition of Settling						Mixture		
	Type of Tank	Settl. Temp. (°C)	Heating Method	Heater Location	Settl. Hour (h)	F.O. S.G. (15/4°C)	Material	Quant.	Mix. Rate (%)
S 1	A	60	F	Low	9	0.946	Graphite	3.00	0.211
S 2	A	60	F	"	6	"	"	3.00	0.211
S 3	A	60	F	"	3	0.950	"	2.89	0.202
S 4	A	50	F	"	6	0.946	"	2.70	0.190
S 5	A	50	S	"	"	"	"	3.00	0.211
S 6	A	60	F	"	"	"	"	2.97	0.209
S 7	A	60	S	"	"	"	"	3.00	0.211
S 8	A	70	F	"	"	0.950	"	2.98	0.208
S 9	A	70	S	"	"	"	"	2.90	0.202
S 10	B	50	F	"	"	0.946	"	2.92	0.205
S 11	B	50	S	"	"	"	"	2.75	0.193
S 12	B	60	F	"	"	0.950	"	2.79	0.195
S 13	B	60	S	"	"	"	"	2.78	0.194
S 14	B	70	F	"	"	0.946	"	3.00	0.211
S 15	B	70	S	"	"	0.950	"	2.80	0.196
S 16	A	60	F	Vert.	"	"	"	3.00	0.210
S 17	B	60	F	"	"	"	"	2.90	0.203
S 18	A	60	F	Low	"	"	Water	37.4	2.49
S 19	B	60	F	"	"	"	"	36.5	2.43
S 20	A	60	F	"	"	0.951	"	50.3	3.35
S 21	B	60	F	"	"	0.950	"	55.9	3.73
S 22	A	75	F	"	"	0.951	Graphite	2.40	0.168
S 23	B	75	F	"	"	"	"	2.69	0.188
S 24	A	60	F	"	"	"	"	2.66	0.186
S 25	B	60	F	"	"	"	"	2.80	0.196
S 26	A	45	F	"	"	"	"	2.82	0.197
S 27	B	45	F	"	"	"	"	2.64	0.184
S 28	A	75	S	"	"	"	"	2.32	0.198
S 29	B	75	S	"	"	"	"	2.64	0.185
S 30	A	60	F	"	"	"	"	2.56	0.179

Remarks: Quantity of Mixture is shown in kg and litre for graphite and water respectively.

Table 1·4 Results of the Settling Performance Tests (Dynamic Condition)

Kinds of Test	Condition of settling							Mixture			
	Type of Tank	Settl. Temp. (°C)	Heating Method	Heater Locasian	Settl. Hour (h)	F.O. S.G. (15/4°C)	Rolling peviord (S)	angle (°)	Material	Quant. kg, l*	Mix. Rate (%)
S 31	AA	60	F	Low	6	0.952	13	60	Graphite	2.86	0.200
S 32	AA	60	F	"	"	"	18	60	"	2.75	0.192
S 33	AA	60	F	"	"	"	24	60	"	2.87	0.201
S 34	B	60	F	"	"	"	18	60	"	2.98	0.208
S 35	A	60	F	"	"	0.953	18	60	"	2.95	0.206
S 36	A	60	F	"	"	"	18	60	Water	31.0	2.07

\* Remarks: Quantity of Mixture is shown in kg and litre for graphite and water respectively.

Before Settl.	Content of Mixture(Analysis) (%)					Residual Rate(%)				
	1 st Layer	2 nd Layer	3 rd Layer	4 th Layer		1 st Layer	2 nd Layer	3 rd Layer	4 th Layer	“R”
0.204	0.143	0.157	0.198	0.229	70.0	76.9	97.0	112.2	73.5	
0.068	0.059	0.055	0.074	0.107	86.7	80.9	108.8	157.2	83.8	
0.165	0.146	0.156	0.188	0.200	85.5	94.5	114.5	121.1	91.5	
0.178	0.139	0.145	0.168	0.168	78.1	81.4	94.4	94.4	79.8	
0.208	0.167	0.172	0.164	0.177	80.3	82.6	78.8	85.1	81.5	
0.168	0.170	0.174	0.195	0.220	101.1	103.6	116.1	131.0	102.4	
0.174	0.149	0.137	0.175	0.235	85.6	78.7	100.6	135.0	82.2	
0.369	0.166	0.171	0.207	0.190	44.9	46.3	56.1	51.4	45.6	
0.296	0.144	0.147	0.204	0.256	48.6	49.6	81.1	86.5	49.1	
0.238	0.207	0.187	0.175	0.214	87.0	78.5	73.5	89.9	82.8	
0.152	0.113	0.121	0.131	0.137	74.3	79.6	86.2	90.1	77.0	
0.297	0.203	0.172	0.289	0.246	68.4	57.9	97.2	82.8	63.2	
0.173	0.163	0.140	0.165	0.325	94.2	80.9	95.3	187.9	87.6	
0.219	0.140	0.132	0.168	0.165	63.9	60.2	76.6	75.3	62.1	
0.172	0.135	0.136	0.168	0.165	78.5	79.1	97.6	95.9	78.8	
0.200	0.162	0.165	0.225	0.238	81.0	82.5	112.5	119.0	81.8	
0.124	0.135	0.132	0.145	0.188	108.8	106.3	116.9	151.7	107.6	
2.0	2.1	1.8	1.8	1.9	105.0	90.0	90.0	95.0	97.5	
2.2	2.0	2.1	2.2	2.3	90.9	95.4	100.0	104.5	93.2	
2.6	2.6	2.8	2.7	2.7	100.0	107.8	103.8	103.8	103.9	
3.0	3.3	3.4	3.9	3.9	110.0	113.2	130.0	130.0	111.6	
0.152	0.111	0.173	0.260	0.298	73.0	113.8	171.0	196.0	93.4	
0.205	0.135	0.132	0.188	0.171	65.8	64.4	91.6	83.4	65.1	
0.228	0.153	0.170	0.242	0.185	67.1	74.6	106.1	81.1	70.9	
0.303	0.116	0.126	0.175	0.225	38.3	41.6	57.7	74.3	40.0	
0.181	0.146	0.150	0.145	0.247	80.6	82.8	80.1	136.4	81.7	
0.136	0.132	0.115	0.122	0.127	97.0	84.5	89.6	93.4	90.8	
0.166	0.113	0.090	0.212	0.194	68.1	54.2	127.8	116.9	61.2	
0.220	0.119	0.123	0.205	0.233	54.1	55.9	93.1	105.9	55.0	
0.179	0.134	0.113	0.155	0.213	74.8	63.1	86.6	119.0	69.0	

Before Settl.	Content of Mixture(Analysis) (%)					Residual Rate (%)				
	1 st Layer	2 nd Layar	3 rd Layer	4 th Layer		1 st Layer	2 nd Layer	3 rd Layer	4 th Layer	“R”
0.10	0.10	0.12	0.13	0.50	100.0	120.0	130.0	150.0	110.0	
0.14	0.11	0.11	0.14	0.80	78.5	78.5	100.0	128.6	78.5	
0.14	0.12	0.13	0.15	0.50	86.7	92.8	107.1	107.1	89.8	
0.152	0.131	0.140	0.125	0.50	86.2	92.1	82.3	98.7	89.1	
0.165	0.105	0.115	0.125	0.34	63.6	69.6	75.7	81.2	66.6	
1.9	1.8	1.8	1.8	1.6	94.6	94.6	94.6	84.2	94.6	

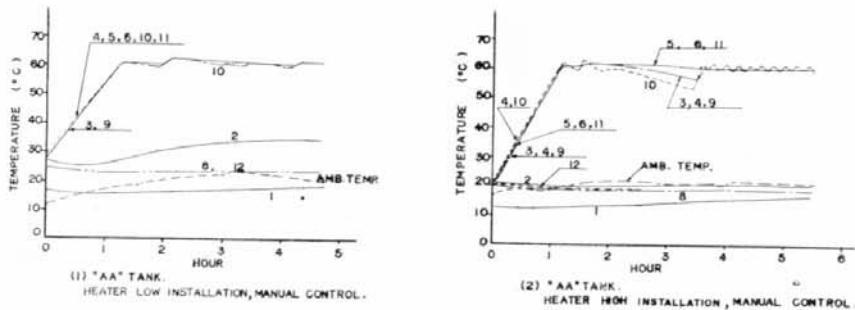


Fig. 1-11 Temperature Distribution in Settling Tank  
(Effect of Heater Location)

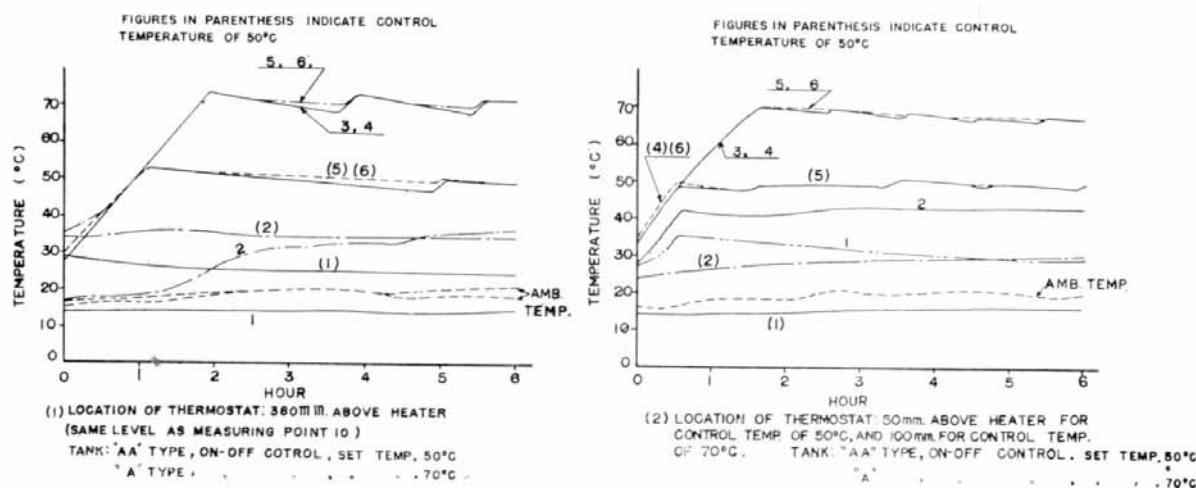


Fig. 1-12 Temperature Distribution in Settling Tank  
(Effect of Thermostat Element Location)

#### 1.4.4 試験結果の考察

##### (1) 温度分布についての考察

Fig. 1-11 は AA 形タンクを用い約 20°~30°C の燃料油を 60°C まで加熱し保持した場合のタンク内各部の温度変化を示すものであるが、(1) はヒータがタンク下方に設置された場合（底部より 670 mm）、(2) はそれよりやや上方に設置された場合（底部より 970 mm）である。いずれも手動制御によって温度保持を行なったものである。計測点 5, 6, 11 はタンク油面附近、3, 4, 9 はタンク中央部附近的油温を示すが、この両者の差は約 2°C 程度である。一方、ヒータより下方の点 8, 12, 1 はほとんど加熱の影響を受けていない。また(2)の場合ヒーターに近い位置となる点 10 の温度は温度保持状態における変動が見られる。

油面附近が中央部附近と温度差が 2°C 程度に保持されながら 加熱されていくことは、かなりの対流が一様におきているためであるが、この実験のように毎分 0.5°C 程度の温度上昇を行なう 加熱状態でタンク中央部と油面附近の温度差が約 2°C であるということは、その二層間の距離 650 mm を約 4 分で上昇する対流があることになる。すなわち、約 2.7 mm/sec 程度の上昇流があることになる。

計測点 2 はヒーターに比較的近い場合（図中(1)）にはわずかに影響をうけて温度が上昇するが、ヒ

ータから 390 mm 離れた場合 (図中(2)) はヒータの加熱の影響を全く受けない。

Fig. 1・12 は A 形タンクを用い約 30~35°C の燃料油を 50°C および 70°C までサーモスタットによって自動温度制御させた場合の温度分布を計測した結果を示すもので、(1)はサーモスタットの感温部がヒータ上方 380 mm の位置に設けられた場合、(2)は 50 mm および 100 mm の位置に設けられた場合を示している。計測点 3, 4 (タンク中央部) と計測点 5, 6 (タンク油面附近) はいずれの場合も比較的近い値を示しているが、(1)の方が(2)よりも所定温度到達後の温度変動が大であり、また中央部と油面附近の温度差もやや大である。この両者を比較すればサーモスタットの感温部はヒータに近いほど制御性能が良いことが判明する。計測点 1 (タンク底部附近) は加熱の影響を受けないが、計測点 2 (ヒータ下) は若干加熱の影響を受けている。この状況よりタンク底に堆積するスラッジはタンクが静止状態にある場合は加熱による対流で浮上させられるようなことはないと考えられる。

Fig. 1・13 は各種タンクを動搖させた場合の温度分布計測結果で(1)~(5)の図はそれぞれ下記の条件に対するものである。

- (1) AA 形タンク, 動搖周期 13 秒
- (2) AA 形タンク, " 18 秒
- (3) AA 形タンク, " 24 秒
- (4) B 形タンク, " 18 秒
- (5) A 形タンク, " 18 秒

まず(1), (2), (3)を比較して動搖周期の影響をみることができる。すなわち、計測点のうちヒータより上方の部分はいずれもほとんど同一温度となっているが、ヒータより下方の部分は動搖周期によって温度分布がかなりことなる。周期 13 秒のときはヒータとタンク底の間(点 8, 12)は動搖によるかく伴の影響でヒータ上部の温度より 6°C 程度低い温度で上昇し間もなくヒータ上部と同一温度となっている。タンク底(点 1)も徐々に上昇し最終的にはタンクの他の部分と同一温度となっている。これに対し周期 18 秒のときはヒータ下方の温度は(1)の場合よりやや遅い温度上昇を示しつつ最終的

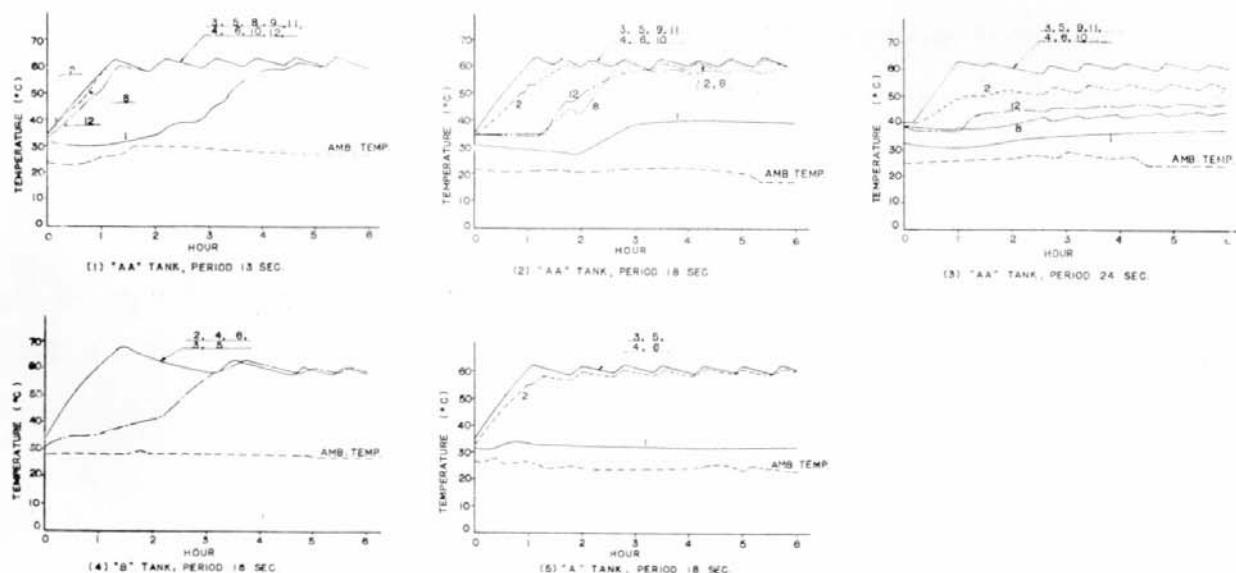


Fig. 1・13

にはヒータ上部とほぼ等しい温度となる。タンク底部は徐々に上昇するが約40°C程度で飽和状態となっている。さらに周期が24秒の場合にはヒータ下方の温度はやや上昇するが、ヒータ上方にくらべかなり低い温度で飽和してしまう。タンク底の温度は動搖の影響をほとんど受けない。またヒータ下方の温度(点8, 12)はタンク側面附近温度(点8)がタンク中心部より低い。一方、周期13秒では側面附近温度が加熱段階で中心部より高く、周期18秒では側面附近温度が加熱段階では中心部より低いが温度保持段階では逆に中心部よりやや高い温度を保持している。

いずれの周期の場合も温度保持段階において保持温度は約4°Cの範囲を約45分の周期で上下している。

(2)と同一周期でA形タンク(AA形タンクの邪魔板をはずしたもの)およびB形タンク(底の平らなもの)に対する結果(5), (6)を比較すれば、タンク底の温度はB形タンクではAA形より著しく上昇しAA形タンクを周期13秒で動搖させた場合よりも早くタンク内が同一温度に到達している。また邪魔板を取除いた場合、タンク底の温度はほとんど一定である。これは邪魔板があると動搖の影響がタンク底部にまでおよぶことを意味している。またB形タンクではタンク内温度が整定するまでにかなり大きな温度変動がみとめられる。これらの点より動搖に対してタンク内の油の動搖を極力少なくし、底部スラッジの巻上げを防ぐ目的からはA形タンクが良いと考えられる。

## (2) セットリング性能についての考察

Table 1・3 および Table 1・4 に示す計測結果に対し考察を行なうに際し、次のような方法をとった。すなわち各層ごとの計測値は実験の精度からかなりのバラツキがあるので、計測値そのままを考慮の対照とするのが困難である。第四層に含まれる混入物の量の大小がセットリング効果の大小の判定に適するものではあるが、実際の計測値にはかなりのバラツキがあり、またタンク底に付着したグラファイトは分析値に表われないことを考慮すると判定に使用し難い。第三層についてもこの層内に設けられたヒータにグラファイトが付着するので判定の基礎に使用するのには不適当である。この第三層、第四層合計油量はタンク内全油量の約1/3であり、そのため計測精度も悪い。これに対し第一層、第二層の計測値は比較的バラツキも少なく、実際にはこの部分から機関への燃料がとられるので、この第一層、第二層の混入物がどれだけセットリングによって層外に沈降したかをみるとセットリング効果を判定してみることにする。

すなわち、

$$\text{残留率} = \frac{\text{層内残留混入物の量}}{\text{セットル前混入物含有量}} \times 100 (\%)$$

の小なるほどセットリングの性能が良いのであるから、第一層、第二層の残留率の平均値をRとすればTable 1・3 および 1・4 に示すRの値をもって性能の判定を行なうことができる。なお、考察に便なるようRの値をとりまとめるとTable 1・5のごとくなる。

### (a) セットリング時間の影響

Table 1・3 の記号S1, S2, S3で示す試験は同一条件下で時間のみ9時間、6時間、3時間と変化した場合であって明らかにRの値は時間が長いほど小さくなる。分離される量も時間に比例している。セットリングで分離し得ないような微粒子状のグラファイトが多数あれば、ある時間後は減少

Table 1·5 Residual Rates of settling Performance Tests  
(Mixture: Graphite. Heater: Low Instllation)

Kinds of Tank	Settle Hour (h)	Settl. Temp. (°C)									
		45		50		60		70		75	
		Heating Method									
F	S	F	S	F	S	F	S	F	S	F	S
A	9					73.5					
		81.7		79.8	81.5	83.8	82.2	45.6	49.1	93.4	61.2
	6					102.4					
						70.9					
B	3					69.0					
						91.5					
	6	90.8		82.6	77.0	63.2	87.6	62.1	78.8	65.1	55.0
						40.0					

Remarks: Residual rate  $R = \frac{B}{A} \times 100 (\%)$

Where A is initial water content and B is water content after settling.

TANK	HEATING	MIXTURE
x A	F	GRAPHITE
o A	S	.
▲ B	F	.
□ B	S	.
+	A	WATER
*	B	.

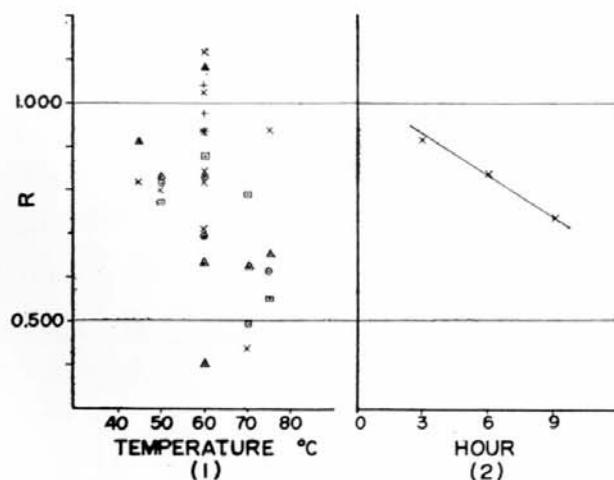


Fig. 1·14 Settling Residual Rate R  
Water Content After Settling  
 $R = \frac{\text{Water Content After Settling}}{\text{Initial Water Content}}$

しないであろうが、この実験では9時間程度ではその影響がまだあらわれていない。(この実験で時間の影響が比較的明白となったので、以後はすべて6時間で試験が行なわれた。) Table 1・14 (2)は以上の結果を図示したものである。

(b) タンクの形状の影響

Table 1・3 および Fig. 1・14 (1)よりタンクのAA形、A形、B型相互の優劣はつけ難い。

(c) タンク動搖の影響

Table 1・3 と Table 1・4 のRの値を比較してみると、総合的には動搖の影響が表われているが、数値的にはバラツキが多く、従って動搖によりセッティング性能の低下は量的にはあまり大きくなない。

(d) 温度の影響

同一条件下で温度のみ変化させた場合(S2, S4, S8, S22, S26 および S5, S7, S9, S28 の組合せなど)をみると若干の例外があるが一般に温度が高いほどセッティング性能が優れていることが判明する。

(e) 加熱方法の影響

加熱を急速に行なって早く所定温度に到達せしめる方法と、徐々に加熱した対流を最小限に止める方法とはセッティング効果に対しあまり顕著な差を示していない。

(f) 加熱器のタンク内設置位置の影響

タンク内に縦にヒータを配置した場合、A形タンクでは分離性能が良く、B形タンクでは逆に悪くなっているが、試験数が少ないので断定的な結論はだし難い。実際には大差なく、実験の誤差として差がでてきたとも考えられる。

(g) 水とグラファイトの分離度比較

Table 1・3 のうち水に対する試験のRの値は、それと同一条件下におけるグラファイトの場合のRの値より大であり分離性能が悪い。これはグラファイトと水の比重の相違ならびに水のエマルジョン化などによるためと考えられる。

(h) 総合的考察

以上述べたところを総合すればセッティングタンク内の分離性能はそれに影響をおよぼすと考えられていた各種要素のうち温度はかなり顕著な効果をおよぼすが、それ以外の要素はあまり大きな影響を与えないことが推察された。またセッティングタンクでグラファイト混入の燃料油を6時間セッタルさせた後、燃料油を清浄機を用いて清浄した結果1μ以下の微粒子状グラファイト以外はすべて清

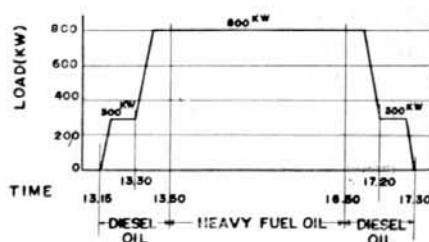


Fig. 1・15 Schedule of Diesel Generator Running

淨機で分離除去されたので、この試験に使用したグラファイト程度の比重と粒子の大きさをもつ燃料油中の異物を取除くためにはセッティングタンクでセットルさせることなく清浄機に送っても実質的には同一純度の燃料油が得られるものと考えられる。

## 1・5 燃料油清浄系統の性能試験

### 1・5・1 試験項目

船内において従来は多くセッティングタンク—清浄機—サービスタンク—主機関という清浄系統が使用されていたが、この試験においてはタンクによるセッティングと遠心式清浄機による遠心分離の各種の組合せに対して清浄性能がどのように影響を受けるかをみるために次の各種の組合せに対して実験を行なった。

- G 1 ……セットルせずただちに清浄機で一回清浄するのみ
- G 2 ……セッティングタンクでセットルさせた後、清浄機で一回清浄する
- G 3 ……清浄機で一回清浄後タンク内でセットルさせる
- G 4 ……G 2 の処理後タンク内でセットルさせる
- G 5 ……G 2 の処理後引続き清浄機で清浄する
- G 6 ……G 4 の処理後清浄機により再清浄する
- G 7 ……G 6 の処理後再度タンク内でセットルさせる

以上の各種組合せにおいて清浄機に通油する前のセッティングは 70°C において行なわしめ、清浄機による清浄および清浄後のタンク内セッティングは 85°C において行なわしめた。またセッティングの時間は 3 時間と 6 時間の二種とした。清浄機への通油量はいずれの場合も 200 l/h とした。

これらの組合せを表示すれば Table 1・6 のとおりである。

### 1・5・2 試験方法

前節で述べたセッティングタンクの試験結果より、この試験に使用するタンクとしては A 形、加熱コイルは水平形でタンク下部に取付け、加熱は F 加熱（できる限り早く設定温度まで加熱する方法）を採用した。

燃料油の初期温度は 30°C とした。

まず 30°C に加熱された燃料油に 1・3・2 で述べた方法で約 2 % の水を混入し、供試燃料油に一様に水が混入した状態で各種組合せの処理方法による清浄を行なわしめた。

各処理段階において処理前後の燃料油をサンプルとして採取し、分析によって水分含有率を求め、また顕微鏡によって水の粒子の粒度分布を観察した。

処理前試験油のサンプル採取はセッティング試験と同様の方法で行ない、燃料油清浄機前および後のサンプルは清浄機に通油している間全時間にわたり清浄機の入口管および出口管に設けられた試料採取用コックより少量づつ連続して合計約 5~8 l 採取し、容器内で充分かく伴して後サンプルとして約 200 cc を採取する方法をとった。セッティング終了後のサンプルはタンク底より 10 l 採取し、同様の要領でそのなかより約 200 cc をサンプルとして採取した。（サンプル採取要領を Fig. 1・16 に示す。）

Table 1·6 Kinds and Results of Tests on F.O. settling and Purifying System

Kinds of Treatment	Test Oil										Treatment Conditions						Water Contents(%) (chemical analysis)		
	Combination of settling tank and purifier	Test Symbol	Total Vol.	Mixed Water (l)	Water Content (%)	1 st Settling Time (h)	1 st Purifying Temp (°C)	2 nd Settling Time (h)	2 nd Purifying Temp (°C)	3 rd Settling Time (h)	3 rd Purifying Temp (°C)	Initial Tank Bottom after 1 st S.	1 st Purifying	Tank Bottom after 2 nd S.	2 nd Purifying	Tank Bottom after 3 rd S.	After Final Treat		
G 1	P	Y 1	1500	39.3	2.62	—	0	35	2000	—	—	—	2.4	—	2.2	1.4	—	—	
G 2	S→P	Y 2	1500	32.0	2.13	70	3	85	2000	—	—	—	2.1	2.1	2.2	1.8	—	—	
		Y 3	1500	44.5	2.97	70	6	85	2000	—	—	—	2.8	3.2	2.7	1.8	—	—	
G 3	P→S	Y 4	1500	44.0	2.94	—	0	85	2000	85	3	—	—	2.4	—	2.4	1.8	—	0.90
		Y 5	1500	30.0	2.00	—	0	85	2000	85	6	—	—	2.0	—	1.9	1.1	1.7	—
G 4	S→P→S	Y 6	1500	28.9	1.89	70	3	85	2000	85	3	—	—	2.1	2.0	1.6	1.2	1.0	1.00
		Y 7	1500	30.0	2.00	70	3	85	2000	85	6	—	—	2.0	1.9	1.9	1.1	1.7	—
		Y 8	1700	31.0	2.06	70	6	85	2000	85	3	—	—	2.2	2.3	1.9	1.4	2.3	—
		Y 9	1700	37.6	2.21	70	6	85	2000	85	6	—	—	2.2	2.3	2.1	1.7	1.4	—
G 5	S→P→P	Y 10	1700	39.8	2.34	70	6	85	2000	—	—	85	2000	—	—	2.3	2.6	2.2	1.4
G 6	S→P→S→P	Y 11	1700	42.6	2.51	70	6	85	2000	85	3	85	2000	—	—	2.4	2.4	2.1	2.0
		Y 12	1700	33.0	1.94	70	6	85	2000	85	6	85	2000	—	—	1.9	2.0	1.7	1.3
G 7	S→P→S→P→S	Y 13-1	1700	28.6	1.68	70	6	85	2000	85	6	85	2000	85	3	1.43	1.30	0.92	0.65
		Y 13-2	1700	36.6	2.15	70	6	85	2000	85	6	85	2000	85	3	2.0	2.1	1.60	1.30
		Y 14-1	1700	33.1	1.95	70	6	85	2000	85	6	85	2000	85	6	1.5	1.0	0.4	0.38
		Y 14-2	1700	48.0	2.82	70	6	85	2000	85	6	85	2000	85	6	2.5	2.5	2.2	1.3

Remarks: S and P in the table means separation treatment of water by means of settling and centrifugal purification respectively.

清浄性能を比較する際の参考として各種の処理を行なった後の燃料油を 1,700 kVA 発電機用四サイクルディーゼル機関に使用し、できる限り運転条件を一にして燃焼状態の比較を行なった。(運転要領は Fig. 1・15 参照。)

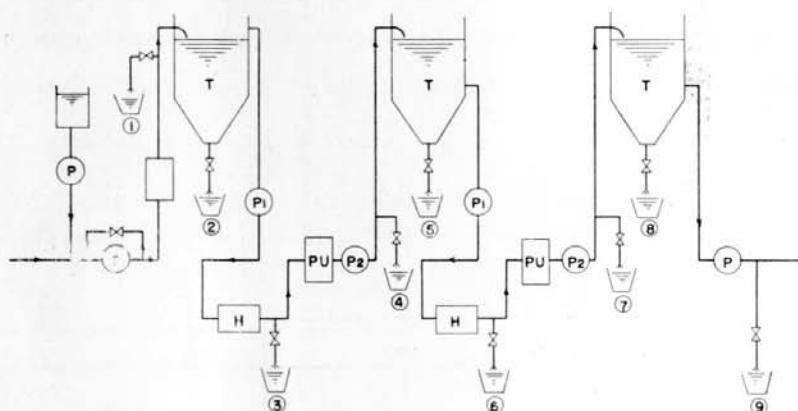
### 1・5・3 試験結果

各組合せに対して行なった試験の水分含有率の変化する状況を分析によって計測した結果を Table 1・6 に示す。また試験記号 Y1, Y3, Y5, Y9, Y12, Y13-2 の 6 種類の処理済燃料をディーゼル機関に使用した。その場合の観察結果を Table 1・8 に示す。

また顕微鏡で観察した水の粒度分布を Table 1・7 に示す。

### 1・5・4 試験結果の考察

#### (1) 考察の方法



PU: PURIFIER, T: SETTLING TANK, H: F.O. HEATER, P1&P2: SUCTION AND DISCHARGE PUMP OF PURIFIER

- |   |                                       |
|---|---------------------------------------|
| ① BEFORE TREATMENT  | ⑥ AFTER 2ND SETTLING(BEFORE 2ND C.S.) |
| ② TANK BOTTOM AFTER FIRST SETTLING                          | ⑦ AFTER 2ND C.S.(BEFORE 3RD SETTLING) |
| ③ AFTER FIRST SETTLING(BEFORE FIRST CENTRIFUGAL SEPARATION) | ⑧ TANK BOTTOM AFTER 3RD SETTLING      |
| ④ AFTER FIRST C.S.(BEFORE 2ND SETTLING)                     | ⑨ AFTER 3RD SETTLING                  |
| ⑤ TANK BOTTOM AFTER 2ND SETTLING                            |                                       |

Fig. 1・16 Typical Sampling Positions (Indicated by Figures ①-⑨)

Table 1・7 Results of Microscopic Observation on Water Particles in Fuel Oil

Kinds of treatment	Number of water particles			
	Dia. of particle			
	< 3 $\mu$	3 $\mu$ ~ 6 $\mu$	6 $\mu$ ~ 12 $\mu$	< 12 $\mu$
Before 1st settling	∞	20 ~ 40	0 ~ 5	1 ~ 10
After 1st settlings (Before 1st centr. separ.)	∞	∞	2 ~ 10	a few
After 1st centr. separ. (Before 2nd settling)	∞	×	×	×
After 2nd settling (Fuel in tank bottom)	∞	2 ~ 10	0 ~ 13	0 ~ 2 (mad. 30 $\mu$ )
Before 2nd centr. sepr.	∞	0 ~ 8	×	×

Remarks: ∞: innumerable ×: not existed

Table 1・7において、試験油の処理前の水分含有率⑭は混入水量②より求めた混入率③と等しいはずであるが、実際には必ずしも一致しない。⑮以降の計測値はすべて分析値であるので、処理前の水分含有率としては同じく分析値である⑭をとることとする。

セッティング効果の判定のためにセッティングタンク底よりのサンプルについて求めた水分の分析値⑯, ⑰, ⑱は、サンプルの採取方法が適当でないため合理的な数値を示していないので、判定には使用せず、その代わりにタンクの油出口より上方の燃料油中に含まれていた水分含有率を判定に使用することとする。

Table 1・6 は計測した水分の含有率の形で表示されているので、観測に便利なるよう水分の除去率の形に表示すれば Table 1・9 のようになる。またこれを図示すれば Fig. 11・7 のようになる。

## (2) 考 察

Fig. 1・17 について観察すれば試験記号 Y1 および Y5 はいずれもセッティングタンクによるセッティングを行なわず、直ちに清浄機によって清浄した場合で、いずれも 40 %以上の水分除去率を示している。これに対して、例えば Y8 より Y13 まではセッティングタンクで一度セットルさせた後に清浄機で清浄させた場合であるが、いずれも第一回清浄後の水分除去率は 40 %に満たない。しかしながら Y14-1, Y14-2 は同様操作であるが、第一回清浄後いずれも 40 %以上の水分除去率を示している。このように計測結果はかなりバラツキを示している。これはこの種の試験が試験油内の水

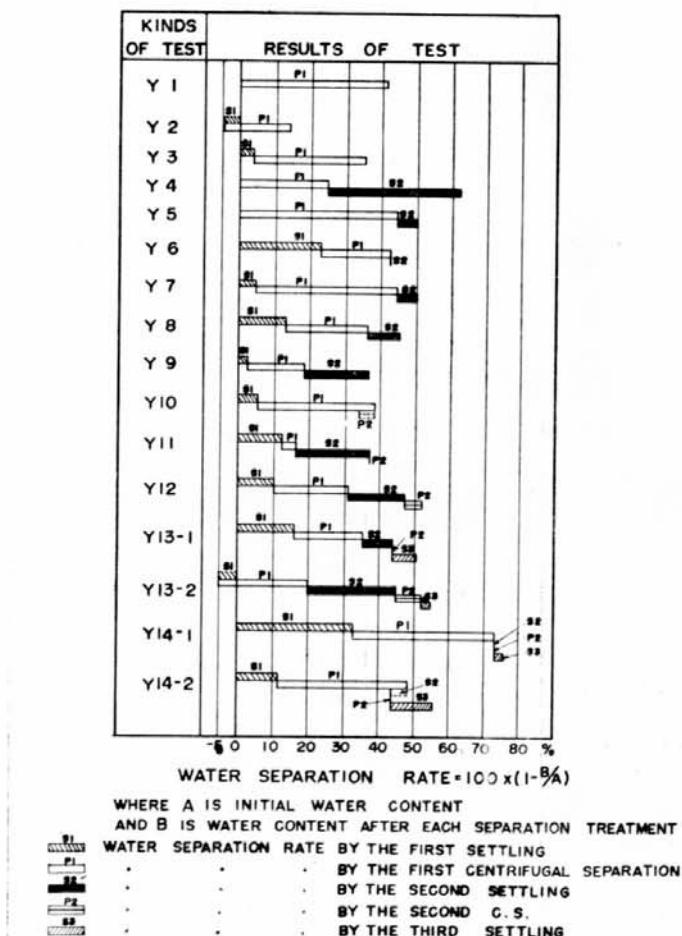


Fig. 1・17 Performance of Water Separation

分の粒度分布が各試験ごとに齊一であること、サンプル採取がいずれの試験に対しても同一条件下に行なわなければならないことなどを必要とするのに対し、実際には極力注意してそれらを行なったにも拘らず、精度的には未だ不充分であったためと考えられる。同一条件での実験を繰返して試みた Y 13 および Y 14 においても、かなりの差があることからもこの程度の誤差が入ることは止むを得ないと考えられた。

従って各試験はほとんど試験回数が一回であるため、個々に結果の数値のみを比較して清浄効果を判定するのは危険であると考えられた。

そこで Fig. 1・17 に示す結果を S1, P1, S3 の各処理段階ごとにとりあげて、その平均値を求めてみた。こうすれば各処理段階については試験繰返し回数が多くなるから、その平均値は各処理段階の水分除去能力の概略を表示するものとみることができる。

このように整理した結果は下記のとおりで、それを図示すれば Fig. 1・18 のごとくなる。

Fig. 1・18 ならび Table 1・7 について考察を行なうこととする。

(a) 第一回セッティングの効果：量的には含まれている水分の約10%しか分離されていない。これは含まれている水分が Table 1・7 に示すようにかなり微粒化されていることにもよるが、第一回の清浄機による清浄で分離される量に比し非常に少ないことは注目に値する。

(b) 加熱器による微粒化作用：第一回セッティングによってかなりの水分が除去されたにも拘らず、加熱器を通過して清浄機に入る前から採取したサンプルには粒径の小さな水分がかなり観察された。すなわち Table 1・7 に示すようにセッティング前は  $3\mu \sim 6\mu$  の粒子は比較的少なかったのにセッティング後加熱器を通ったサンプル中には無数に含まれていた。これは加熱器を通過する際に、た

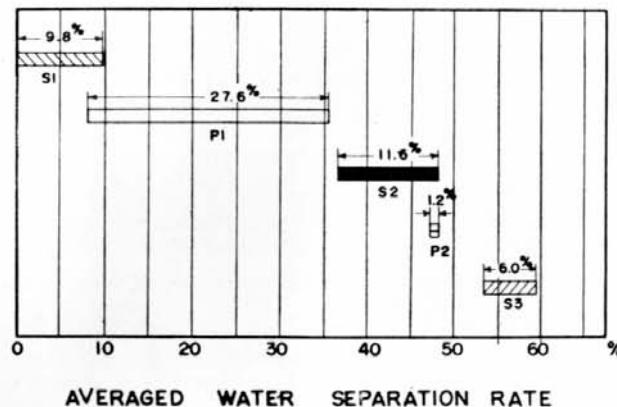


Fig. 1・18 Averaged Water Separation Rates for Various Treatment

Mark	Kind of disposal	Repeated test number of times	Mean water removal rate
S 1	1 st Settling	13	9.8
P 1	1 st Centrifugal oil purifire	16	27.6
S 2	2 nd Settling	12	11.6
P 2	2 nd Centrifugal oil purifire	7	1.2
S 3	3 rd Settling	4	6.0

とえば加熱コイルの表面に触れた燃料油中の水分が一時的に気化したため微粒化されたか、またはポンプ通過時などの流れのかく伴によるものであるか判然とはしないが、清浄機の清浄性能を良くするために加熱することが逆に水分を微粒化して清浄不能にするような現象を行なうとすれば、そのようなことがおきないように加熱器ヒータエレメントの表面温度を選定するなどの注意が必要であろう。

(c) 第一回清浄の効果： 量的には最初に含まれていた水分の約28%を除去したに過ぎないが、質的には粒径  $3\mu$  以上の水分はほとんどすべて除去している。従って大きな粒径の形で水分が含まれている場合には清浄機によってほとんど除去されてしまうことが期待される。セッティングによって除去し得なかった  $3\mu$  以上のものがことごとく除去されていることから考えて、清浄機で清浄する限りは必ずしも事前にセッティングタンクでセットルさせる必要は（この程度の水分含有率に対しては）ないものと考えられる。

また日本造船関連工業会では  $10\mu$  以上の水分を除去しうる通油量をもって清浄機の容量決定の基準としているが、この試験に使用した清浄機は  $2,500 l/h$  の定格を有するもので、これを  $2,000 l/h$  の通油量で試験した結果はいずれの場合も  $3\mu$  以上の水分を除去することができた。

(d) 第二回セッティングの効果： この実験では清浄機通過後のタンク内セッティングがかなりの水分除去率を示している。第一回の清浄機による清浄をすませた燃料油のなかには  $3\mu$  以下の微粒子しか存在しなかったのであるが、第二回セッティング後セッティングタンクの底から採ったサンプル中には  $3\mu$  以上の水分がかなり観察された。またセッティングタンクより第二回清浄のため清浄機に送られる燃料油中にも  $3\mu$  以上の水分が若干認められた。この事実は從来船内において清浄後、サービスタンクの底から水分が検出されるという事実とも符号する。この原因は明らかではないが清浄機後の燃料油中に  $3\mu$  以下の粒子として認められた水分が、サービスタンク内において長時間放置される間に何らかの原因で粒径の大きな水分に生長することを示しており、この粒子はセッティングにおいて除去しうるとともに勿論清浄機を通過せしめれば容易に除去されるものである。

(e) 第二回清浄の効果： 上述のように一度清浄機によって清浄された燃料油がサービスタンク内に放置されている間に清浄機で分離しうる程度に大きな粒径の水分に生長するため、この燃料油を再度清浄機によって清浄すれば更に水分が除去されることが予想されるが、この実験ではほとんどの水分が第二回セッティングで除去されているために清浄機の水分除去率は約1%となっている。最近船内のサービスタンクの底部から燃料油を取だして清浄機で再清浄を行なう方式が採用されているが、この方法はこの実験の(d)項で述べた結果からみてかなり有効な方法と考えられる。

(f) 第三回セッティングの効果： 第二回清浄では僅か1%しか水分を除去し得なかったにも拘らず、第三回セッティングで更に6%の水分除去率を示していることは第二回セッティングの効果と同様に注目すべきことである。

(g) 総合的考察

以上個々の実験結果の計測値はかなりのバラツキがあって定量的に結論づけることはできないが、全体として総合的に見て2%程度の水分を含有する燃料油の処理方法としては清浄機による清浄でごく微細な粒子の水分以外はほとんど除去しうること、および清浄機による清浄前のセッティングは省略しても差し支えないこと、さらに清浄機による清浄後のセッティングがかなり有効と考えられるこ

Table 1·8 Results of Diesel Engine Running Test with Treated Fuel Oil

Fuel Oil	Load (kw)	Atm. temp (°C)	Exhaust gas temp (°C)	Colour of exhaust gas	Max. pressure in cylinder (kg/cm²)	Sticked carbon on fuel injection valve (g/cyl)
Heavy oil treated by the test						
Y 1	875	14	310	colorless	47~47.5	0.635
" Y 3	825	15	302	"	"	0.642
" Y 5	800	16.5	298	"	"	0.705
" Y 9	700	29.5	289	"	"	0.465
" Y 12	700	29	292	"	"	0.393
" Y 13-2	800	22	307	"	"	0.342

Table 1·9 Water Separation Rate

Kinds of treatment system		Test Symbol	Water separation rate by each stage of separation treatment					
Symbol	Combination of settling tank and purifier		Before Treatment	1 st Settling	1 st Centrifugal Separation	2 nd Settling	2 nd Centrifugal Separation	3 rd Settling
G 1	P	Y 1	0	0	41.7	—	—	—
G 2	S→P	Y 2	0	-4.8	14.3	—	—	—
		Y 3	0	3.6	35.7	—	—	—
G 3	P→S	Y 4	0	0	25	62.5	—	—
		Y 5	0	0	45	50	—	—
G 4	S→P→S	Y 6	0	23.8	42.9	42.9	—	—
		Y 7	0	5	45	50	—	—
		Y 8	0	13.6	36.4	45.5	—	—
		Y 9	0	2.7	19	36.4	—	—
G 5	S→P→P	Y 10	0	4.5	39	—	34.8	—
G 6	S→P→S→P	Y 11	0	12.5	16.7	37.5	37.5	—
		Y 12	0	10.5	31.6	47.4	52.6	—
G 7	S→P→S→P→S	Y 13-1	0	16.1	35.7	44.1	44.1	51
		Y 13-2	0	-5	20	45	52.5	55
		Y 14-1	0	33.3	73.3	73.3	73.3	76
		Y 14-2	0	12	48	44	44	56
Means	Before each treatment stage			0	8.0	36.6	47.2	53.5
	After each treatment stage			9.8	35.6	48.2	48.4	59.5
	Separation rate of each stage			9.8	27.6	11.6	1.2	6.0

Remarks: (1) Water separation rate =  $\left(1 - \frac{B}{A}\right) \times 100 (\%)$

Where A is initial water content

B is water content after separation treatment

(2) S and P in the table means separation treatment of water by means of settling and centrifugal purification respectively

と、従って二回清浄を繰返すことは有効でなかったことなどが推察された。しかしながら、この結論はこの実験の際の燃料油中含まれていた水分の特定の粒度分布状態に対しての結論であって、その状態がこの実験とかなりことなっている場合には必ずしも適用し得ないものである。

清浄機で一度清浄させたのみの燃料油から、第三回セッティングまでさせた燃料油に至るまで六種類のことなる処理を施した燃料油をディーゼル機関に使用してみたが、その結果は相互の差がほとんど認められず、燃料弁に付着したカーボン量に若干の差があったが、燃料油処理方法の差によるものか否か簡単には結論づけ難いものであった。

## 1・6 その他の試験

### 1・6・1 自動スラッジ検出試験

スラッジ検出装置として予備実験の結果、東京計器製静電容量形レベル計を試用してみた。この装置は Fig. 1・19 に示すとき装置でプロウプがタンク底近くに水平に設置された場合、その静電容量  $C$  は次式で与えられる。

$$C = 2\pi\epsilon/\log(2h/r)$$

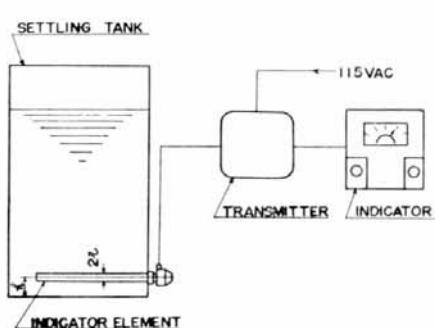


Fig. 1・19 Sludge Indicator

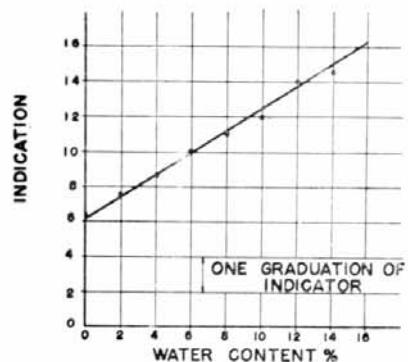


Fig. 1・20 Test Results of Sludge Indicator

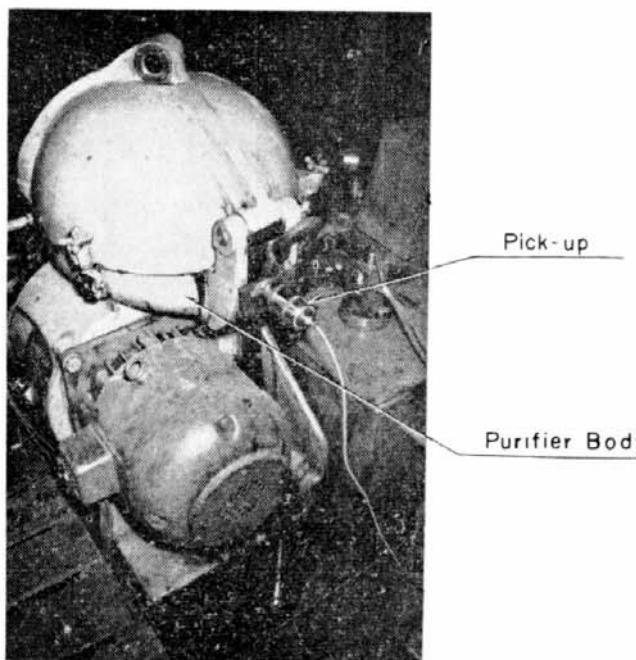


Fig. 1・21 Set Position of Pick-up for Vibration Indicator

式中  $C$  は静電容量 ( $F/m$ ),  $h$  は電極間距離 ( $m$ ),  $r$  はプローブの半径 ( $m$ ),  $\epsilon$  は電極間の流体の誘電率 ( $F/m$ ) であって、空気の場合を 1 とすれば  $C$  重油の場合約 2.3~2.5, 水の場合約 80 である。

従って燃料油に種々の割合で水が混入している場合、 $\epsilon$  は 2.3 から 80 までの間の種々の値をとりうことになる。 $h$  と  $r$  は一定であるから水の混入率によって  $C$  が変化することになる。従ってタンク底部に沈降してきた水分は  $C$  の増加によって知ることができる。人為的に水を混入させた燃料油について本装置の指度を計測した結果は Fig. 1-20 に示すとおりで指度は水分含有率に対し、ほぼ直線的関係を示している。

本装置をセッティングタンクに取付け、試験記号 S 18 および S 21 のセッティング試験のさい計測を行なった。この両試験ともタンク底部の水分含有率はセッティング前に比しセッティング後 0.1~0.9 % 程度しか増加しなかったので、本装置の指示計の一目盛以下であるために数値的計測はできなかった。しかしこの装置は感度を増減することが比較的容易にできるので検出限界に適した感度に補正して使用すれば充分実用になるものと考えられる。

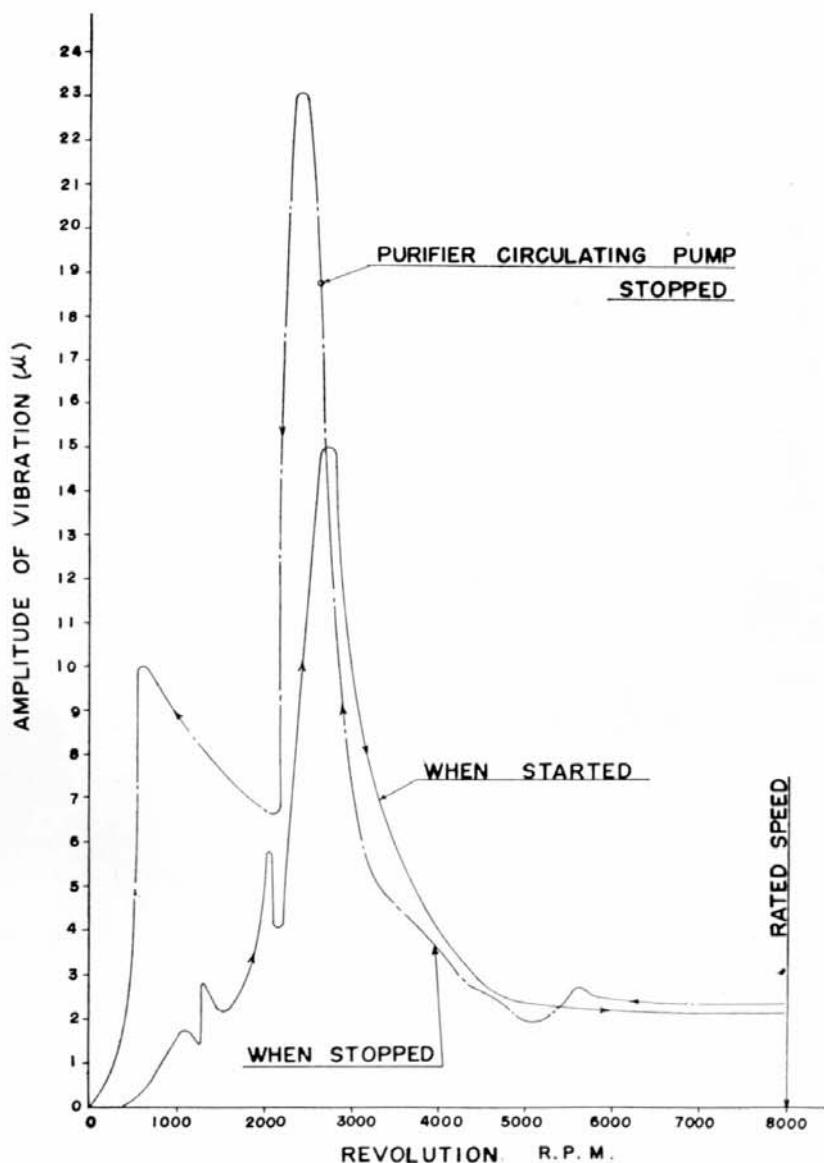


Fig. 1-22 Test Result of Purifier Vibration

グラファイト混入油のセッティング試験中にも同様の計測を行なったが、指度の変化は見られなかった。これはグラファイトと燃料油の $\epsilon$ の値が近似しているからと考えられる。従ってこの装置は水分の増減に対しては有効であるが、タンク底に沈降する一般のスラッジに対しては検出困難と考えられる。

なお検出針に高低二接点を設け、その作動が良好な精度をもって行なわれることを確認したので、この装置を用いてタンク底に堆積した水分の自動排出を行なわせることも可能と考えられる。

### 1・6・2 清浄機異常振動検出装置の試験

Fig. 1・21 に示すとく振動計のピックアップを清浄機に取付けて運転中、起動時ならびに停止時の清浄機の振動計測を行なった。Fig. 1・22 は起動および停止時の振幅と振動数を示す。この図にも一部表示されているように運転中は振幅が  $2.5 \mu$  程度である。起動時と停止時は図のごとく共振回転数  $2,500 \sim 3,000 \text{ rpm}$  においてかなり振幅が大となる。船内の清浄機を機側にて監視することなく運転する場合に異常振動を検出して警報させるためには正常運転時の振幅の数倍の振幅を検出しうるよう警報接点を定めれば良いであろうが、起動時と停止時の振幅がそれより遙かに大であるから、正常回転到達後警報回路または非常停止回路を閉じるなどの考慮が必要であろう。

## 1・7 結　　び

今回行なった試験は、試験立案時より高い精度が得られるよう各種の予備実験や調査を行なったが、実際に実験を行なってみると、予想しなかったいろいろの問題に遭遇した。限られた期間内に終了を必要とする試験であったため、それらの問題点を徹底的に究明することができなかつたが、一応予定していた全試験項目を終了することができた。

この試験を実施しつつ、このような種類の試験は定量的研究を行なうことが非常に困難であることが判明していったので、できる限り定性的に結論が得られるよう極力注意して実験を行なっていった。

その結果、今までやや漠然とした経験と推定とをもとに行なわれてきたディーゼル船の燃料油処理方法が多少なりとも実験によって裏付けされ、また不明確な事項が明確となり、新らしい事実も生れてきたので、この試験の目的が一応達せられたものと考える。今後更にこの種の研究が各方面でとり上げられることを期待して止まない。

この試験において清浄系統を運転した総時間は 607 時間、サンプルの分析件数 416 件、使用燃料油は 180 kl に達した。

この間燃料油の供給に対して多大の尽力を惜しまれなかつた三菱石油株式会社、清浄機の貸与ならびに長期にわたる運転指導に対して協力を賜った巴工業株式会社、および試験中有益な助言を賜った第53研究部会委員各位に対して深く謝意を表する次第である。

## 第2章 ディーゼル船の自動操縦化における清水冷却 系統の温度制御装置の研究

### 2.1 総 説

船舶の大型化、従って主機関の大型化に伴ない、乗組員の労力はますます増加の一方にあり、また一方海運の合理化が叫ばれ、乗組員の負担を重くすることなしに人件費を極力減らすことが必要となってきた。

以上の見地から「ディーゼル船の自動操縦化」が造船技術審議会ディーゼル部会でとりあげられ、その結果、日本造船研究協会内に第53研究部会が設立され、各社が分担して「ディーゼル船の遠隔操縦および自動制御の研究」を行なうこととなった。川崎重工KKは、その一環として「清水冷却水系統の自動温度制御装置の研究」を分担することとなった。

### 2.2 試験研究の目的

通常大型船用ディーゼル機関ではピストンとシリンダとでは冷却水の温度および圧力の調整範囲とともに多少ことなっており、各々の冷却水は冷却器をとおって冷却された水とバイパスした水とが混合され、所定温度に調節されている。これらの作業は従来は温度計の示度に従って手動にて弁の開閉操作を行なってきたのであるが、海水温度の変化、機関負荷の増減につれてたえず修正することは乗組員の非常な負担である。本研究はこれらの操作をすべて温度検知器にて検知された温度に従って自動的に操作される三方口調節弁によって行なうものである。

本研究でまず問題となるのは、自動温度制御用の各種機器に信頼できるものが得られるかどうかということであって、これについては中北製作所が昭和35年度に運輸省の委託研究として研究を実施した。当社は中北製作所の研究にもとづいて製作せられた諸機器（温度検出装置、温度記録調節装置、三方口自動調節弁、その他）を使用し、昭和36年度において、当社にて製造の実用機関川崎 MAN K 9 Z 84/160 (16,000 ps, 115 rpm) について、その陸上および海上運転時に種々の実験を行ない、その性能、信頼性などについて研究し、問題点の検討を行ない、ディーゼル船全般の自動化推進の一助となすことを目的とした。

### 2.3 試験装置

陸上運転時および海上運転時の自動機器の回路および冷却水の系統図をそれぞれ Fig. 2・1 および Fig. 2・2 に示す。また自動機器その他各種計器の設置位置も同図に記入されている。なお本試験は川崎 MAN K 9 Z 84/160 C 型機関にて行なったが、その主要目は下記のごとくである。

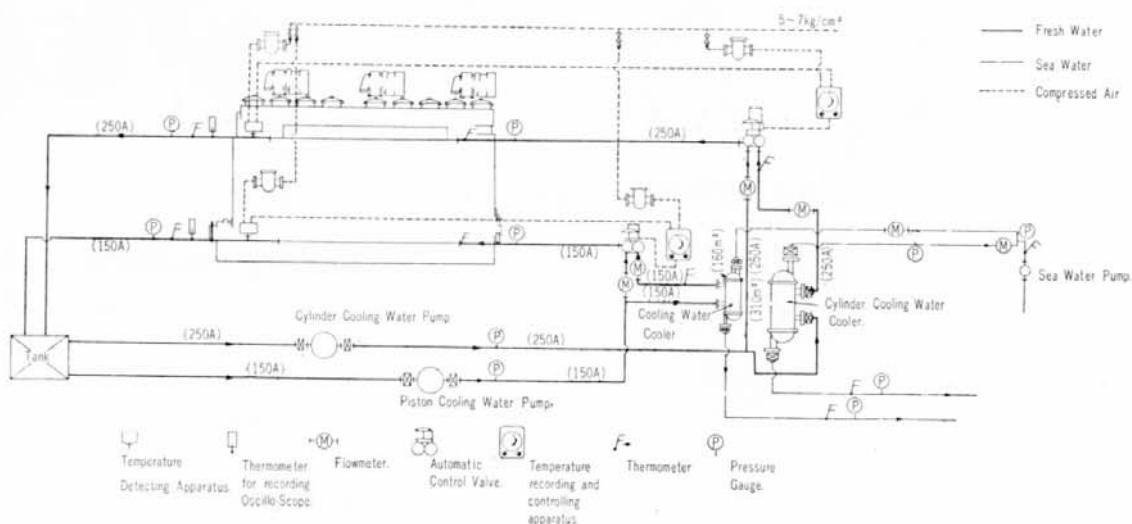


Fig. 2.1 Piping Diagram of Piston and Cylinder Cooling Water Systems on Shop Trial and its Automatic Temperature Control Diagram

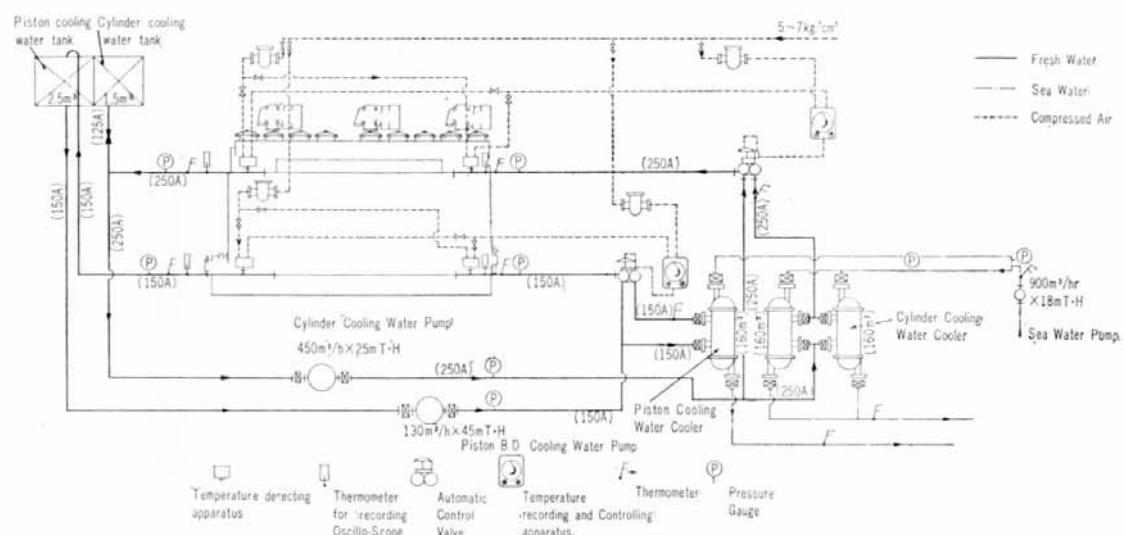


Fig. 2.2 Piping Diagram of Piston and Cylinder Cooling Water Systems on Ship and its Automatic Temperature Control Diagram

## 2サイクル单動クロスヘッド型排気ターボ過給ディーゼル機関

川崎 MAN K 9 Z 84/160 C

シリンドラ 直径	840 mm
ピストン 行程	1,600 mm
シリンドラ 数	9
出 力	16,000 ps
回 転 数	115 rpm
平均有効圧力	7.85 kg/cm <sup>2</sup>
最 高 壓 力	65
平均ピストン速度	6.13 m/s
過給機型式	KET 841-3 型

本機関ではシリンダおよびピストンの冷却水はそれぞれ別個のポンプで供給されており、それぞれの冷却水系統に自動調節装置が設置されている。陸上運転では設備の関係上ピストンとシリンダの冷却水タンクを共通にしたが、海上運転ではそれぞれ別個で、ピストンはいわゆるオープン式、シリンダはクローズド式を採用している。

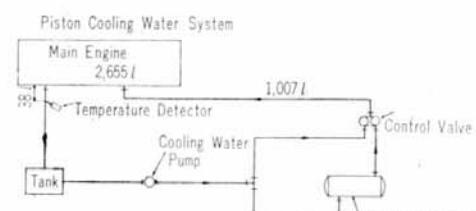
また機関冷却水の温度調節を行なう場合に、機関出口冷却水温度を規定値に保つ方法と機関入口冷却水温度を規定値に保つ方法と二とおりがある。

前者の場合は機関出口冷却水温度を許容最高値近くに抑えるもので、低負荷においては冷却水出入口温度差が少なくなるために機関入口冷却水温度が高くなり、低力時における機関各部の硫酸腐蝕を防ぐという点において有効である。しかし一方、温度検知器と操作バルブの間に容量の大きい機関冷却水室が入るので操作バルブから検知器まで冷却水が流れるのに相当の時間がかかり、これは制御機器の安定性には好ましくない影響を与える。従って、もし制御機器の調整が悪いと負荷変動時出口温度が直ちに許容温度以上になる恐れがある。後者の場合は低負荷では出口温度が低くなり、硫酸腐蝕を防ぐという点で好ましくないが、検知器と操作バルブとの距離が短かいので殆んど時間遅れはなく、計器の安定性のためには好ましい。

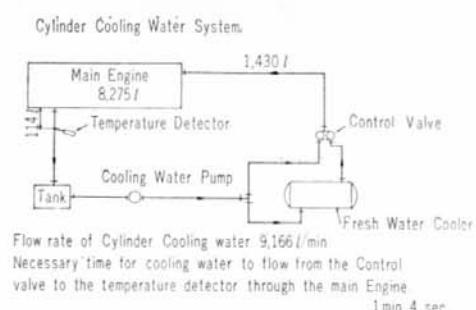
ただ負荷変動による出口冷却水温度の影響が検知器に現われるのには相当の時間がかかるが、これは全力時に出入口冷却水温度が所定の温度差になるように充分な流量を流してあれば、負荷の急上昇時も出口温度が最高許容値を越す心配は全然ない。今回の実験では計器の安定性を調べるために主に前者の方法で試験を行なったが、海上運転時短時間ではあるが、後者の場合の試験も行なった。Fig. 2・3 には出口温度を設定した場合と入口温度を設定した場合の両方の場合の自動機器の回路が示されている。

さて、これら自動機器の回路において、減圧弁を通った約  $2.1 \text{ kg/cm}^2$  の圧力空気はそれぞれピストンおよびシリンダの冷却水出口または入口に設けられた各温度検出装置に送られ、さらにここにおける検出温度に応じた操作空気圧が各冷却水温度記録調節器に送られる。ここであらかじめ設定された各冷却水出口温度との差異に応じて更に操作空気圧が自動調節弁に伝達され自動調節弁の開度を調節する。この自動調節弁は三方口ダイヤフラム調節弁であり、清水冷却器で冷された低温の冷却水とバイパスした高温の冷却水とを適当に混合し、所定の温度の冷却水を機関に送り込む作用をする。

なお、この自動温度調節計の制御機構は PID 作動である。



Piston Cooling Water System  
Main Engine 2,655 l  
Temperature Detector  
Cooling Water Pump  
Control Valve  
Fresh Water Cooler  
Flow rate of Piston Cooling Water 2,830 l/min.  
Necessary time for Cooling Water to flow from the Control valve to the temperature detector through the Main engine 1 min 20 sec.



Cylinder Cooling Water System  
Main Engine 8,275 l  
Temperature Detector  
Cooling Water Pump  
Control Valve  
Fresh Water Cooler  
Flow rate of Cylinder Cooling water 9,166 l/min  
Necessary time for cooling water to flow from the Control valve to the temperature detector through the main Engine 1 min 4 sec

Fig. 2・3 Capacity of Cooling Water System on Ship Trial

## 2.4 試験計測

試験は次に示す諸試験を実施した。

### (a) 陸上運転時の試験

- i) 機関が各負荷に平衡しているときの試験（機関冷却出口温度制御）機関を  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 85%,  $\frac{4}{4}$  に整定し、このときの自動弁の開度、各冷却水の温度、圧力、流量を計測し、各種機器の安定性を検討し各負荷における基準値を求める。
- ii) 機関負荷 てい増 および てい減時の過渡時の試験（機関冷却水出口温度制御）機関負荷を  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 85%,  $\frac{4}{4}$  と段階的に変化した場合の制御系の追従性および安定性
- iii) 設定温度を変更した場合の制御系の応答試験（機関冷却水出口温度制御）

### (b) 海上運転時の試験

- i) 機関負荷 てい増 および てい減時の過渡時の試験（機関冷却水出口温度制御）機関負荷を  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 85%,  $\frac{4}{4}$  と段階的に変動させた場合の制御系の追従性および安定性、機関負荷を急激に大きく変動させた場合制御系の追従性および安定性。
- ii) 入口温度を設定し制御した場合の試験、入口温度を制御したとき制御系の作動状態を調べる。

### (c) 実船航海時の計測（機関冷却水出口温度制御）

- i) 航海時の制御器の信頼性および実用性。
- ii) 海水温度変化による制御系の諸平衡値。

上記諸試験において下記の計測を行なった。

#### (a) オリフィスによる流量計測（陸上運転時のみ）

- 清水冷却器を通過した清水流量（ピストンおよびシリンダ）
- バイパスした清水流量（ピストンおよびシリンダ）
- 清水冷却器を通過した海水流量（ピストンおよびシリンダ）

#### (b) 圧力計による圧力計測（陸上運転時のみ）

- 機関入口および出口冷却水圧力（ピストンおよびシリンダ）
- 清水冷却器入口および出口清水圧力（ピストンおよびシリンダ）

#### (c) 水銀温度計および電気抵抗式温度計による温度計測（陸上運転時のみ）

- 機関入口および出口冷却水温度（ピストンおよびシリンダ）
- 清水冷却器入口および出口清水温度（ピストンおよびシリンダ）
- 清水冷却器入口および出口海水温度（ピストンおよびシリンダ）

#### (d) 電磁オッショロによる計測（海上運転時のみ）

- 燃料調整レバーの動き
- 自動温度調整弁の揚程変化
- 機関出入口清水温度の微少変化

これは負荷変動の際の過渡現象を記録した。

## 2.5 成 果

### 2.5.1 試験結果

陸上運転時の試験結果を下記 Fig. 2.4~2.9 に海上運転時の試験結果を下記 Fig. 2.12~2.20 にまた実船航海時の試験結果を Fig. 2.21~2.24 に示した。

#### (a) 陸上運転時の試験結果

- Fig. 2.4 各負荷整定時のピストン冷却水系統計測値
- Fig. 2.5 各負荷整定時のシリンドラ冷却水系統計測値
- Fig. 2.6 負荷を段階的に変動した場合の制御器の温度記録例（シリンドラ冷却水系統）
- Fig. 2.7 負荷を段階的に変動した場合の制御器の温度記録例（ピストン冷却水系統）
- Fig. 2.8 負荷の段階的変動および設定値変更の場合の制御温度記録例（シリンドラ冷却水系統）
- Fig. 2.9 負荷の段階的変動および設定値変更の場合の制御温度記録例（ピストン冷却水系統）

#### (b) 海上運転時試験結果

- Fig. 2.12 種々の負荷変動に対する制御温度記録例（ピストン冷却水系統）
- Fig. 2.13 種々の負荷変動に対する制御温度記録例（シリンドラ冷却水系統）
- Fig. 2.14 負荷を段階的に減少したときの過渡現象（ピストン冷却水系統オッショロにて計測した結果）
- Fig. 2.15 負荷を急激に大きく変動させた場合の過渡現象（ピストン冷却水系統オッショロにて計測結果）
- Fig. 2.16 負荷を段階的に減少したときの過渡現象（シリンドラ冷却水系統）
- Fig. 2.17 負荷の段階的変動に対する制御温度の記録例（ピストン冷却水）
- Fig. 2.18 負荷の段階的変動に対する制御温度の記録例（シリンドラ冷却水）
- Fig. 2.19 入口温度を設定し制御した場合の入口温度記録例（このときの各整定値に対する値は Table 2.1 に示す）
- Fig. 2.20 他船にて入口温度を設定した場合の記録例

#### (c) 実船航海時の計測結果

- Fig. 2.21 海水温度変化に対する諸平衡値（負荷一定）（ピストン冷却水系統）
- Fig. 2.22 海水温度変化に対する諸平衡値（負荷一定）（シリンドラ冷却水系統）
- Fig. 2.23 航海時の自動制御器出口温度記録例および諸平衡値（出港時、航行時、一時停止の場合）（ピストン冷却水）
- Fig. 2.24 航海時の自動制御器出口温度記録例および諸平衡値（出港時、航行時、一時停止の場合）（シリンドラ冷却水）

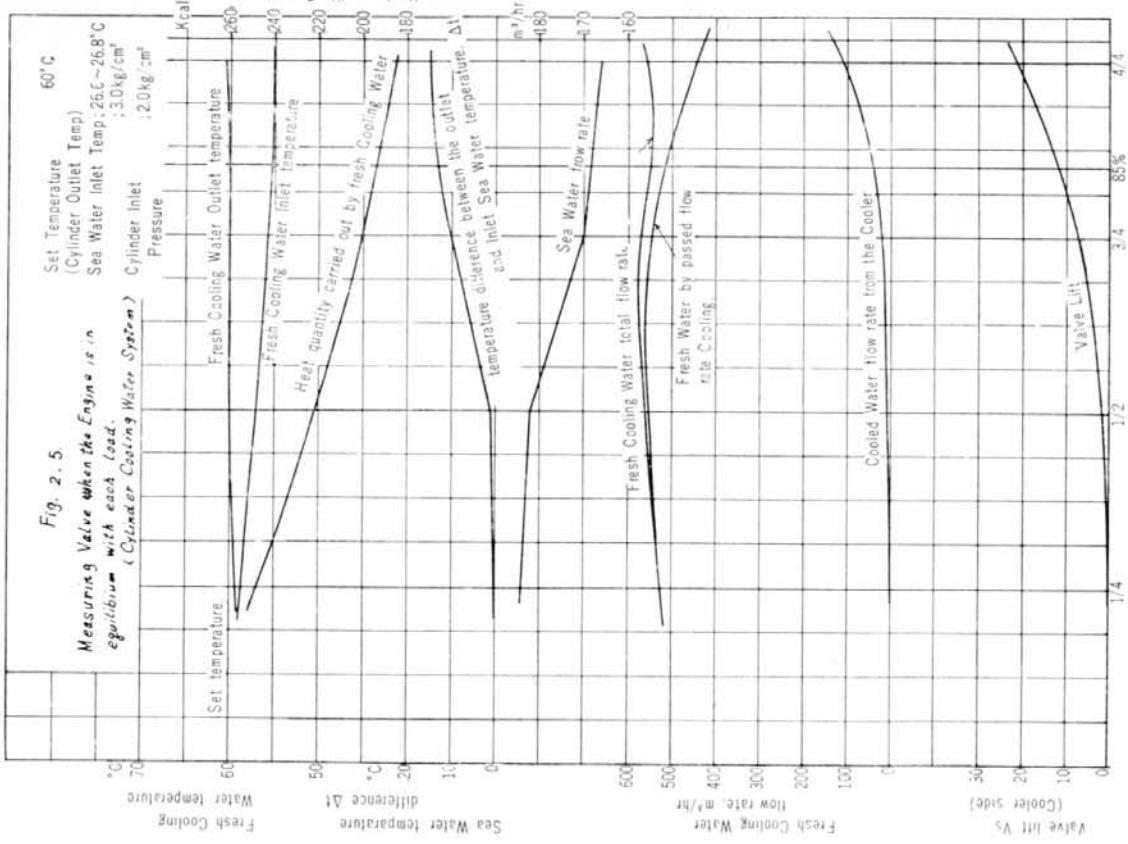
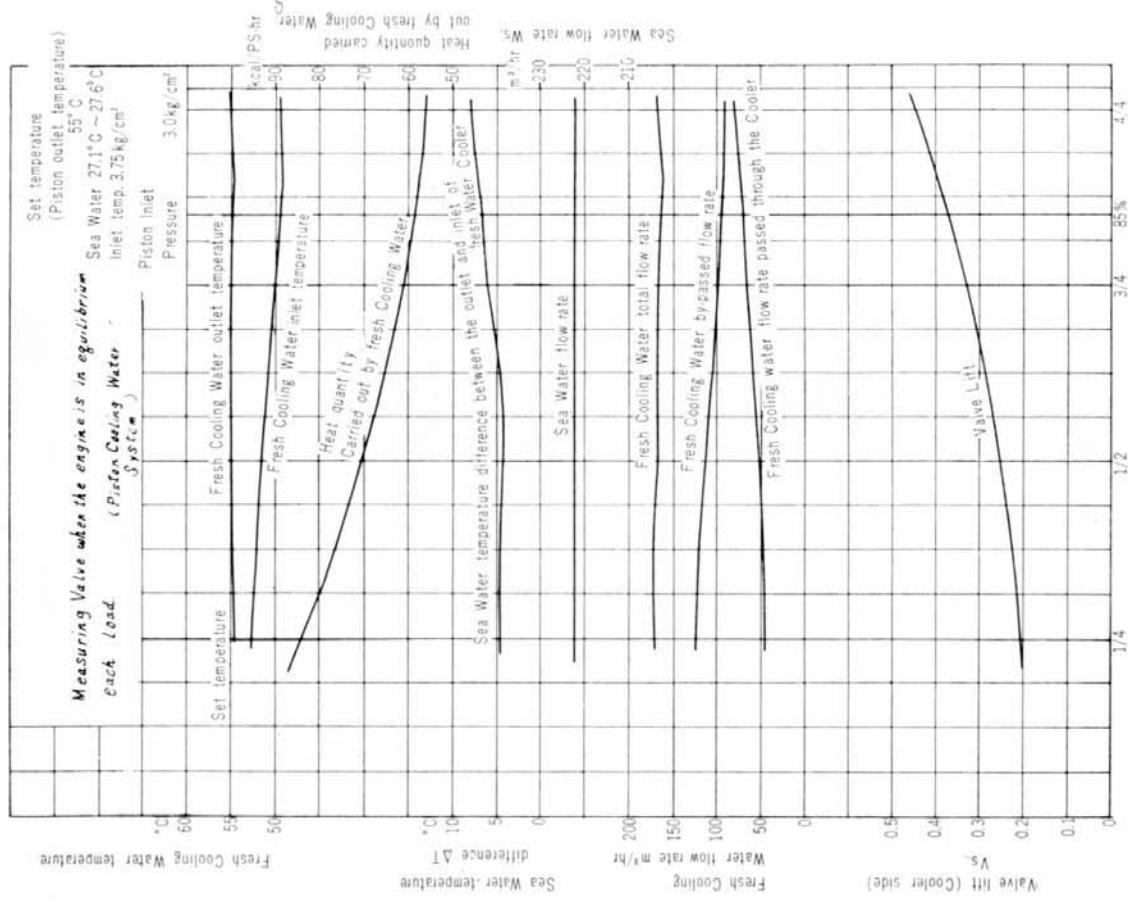


Fig. 2.4 Measuring Valve when the engine is in equilibrium each load  
(Piston Cooling Water System)

Fig. 2.5 Measuring Valve when the engine is in equilibrium with each load  
(Cylinder Cooling Water System)

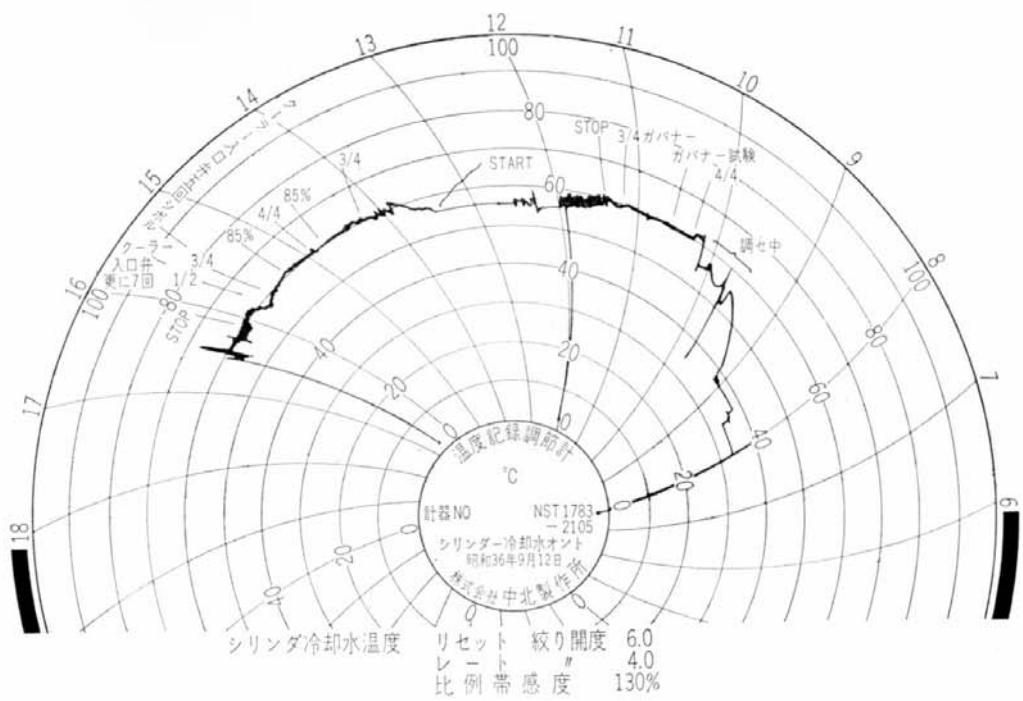


Fig. 2·6 Test Results when the Engine Load was Changed (Cylinder Cooling System)

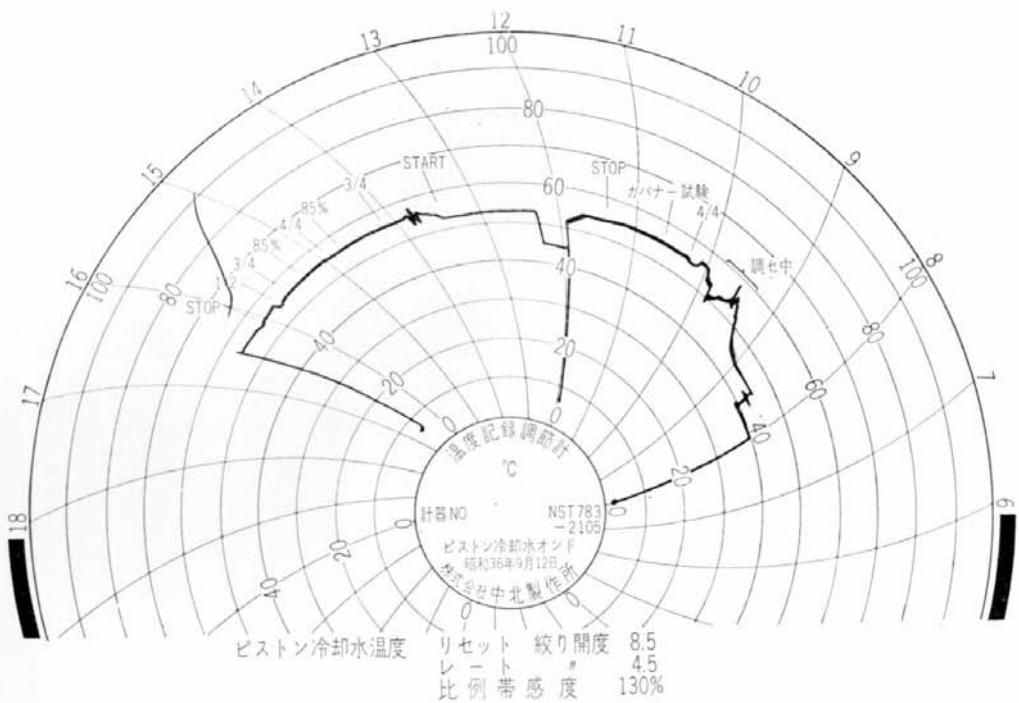


Fig. 2·7 Test Results when the Engine Load was Changed (Piston Cooling System)

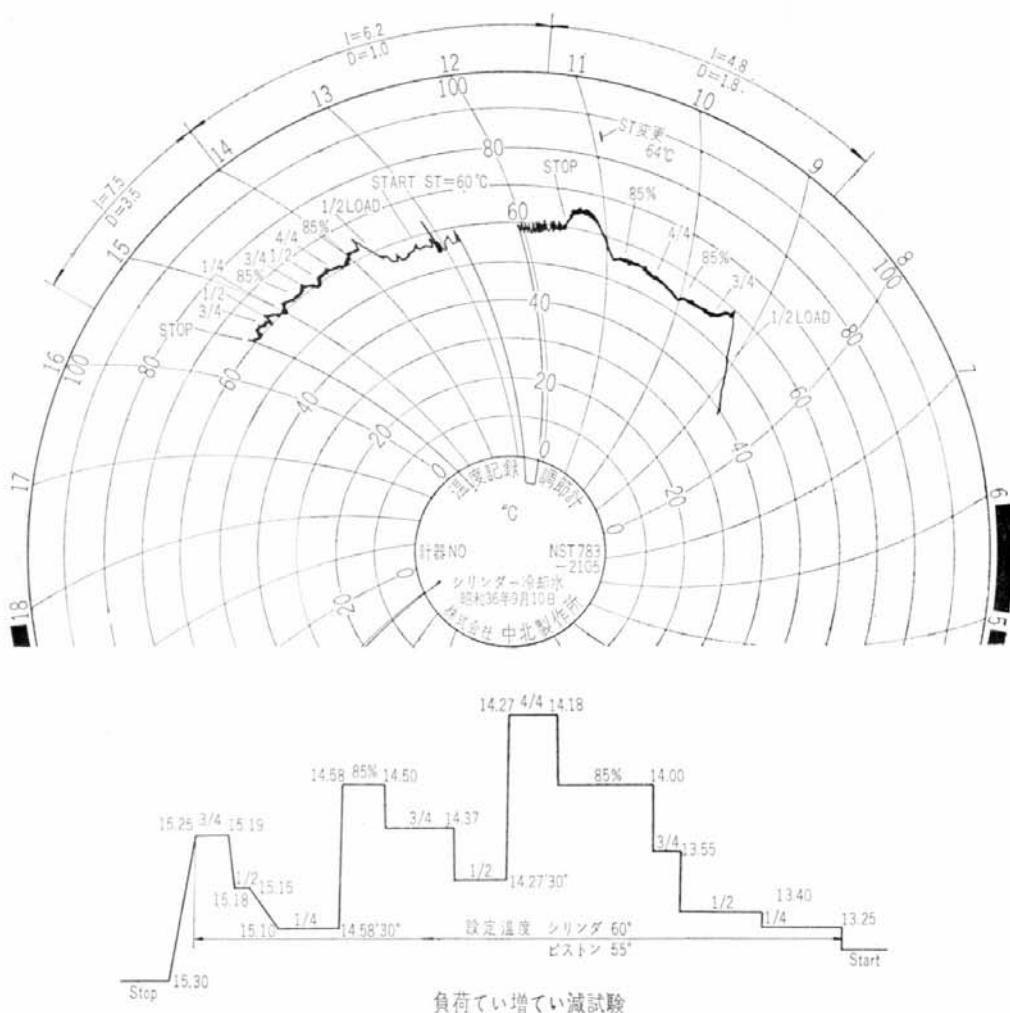
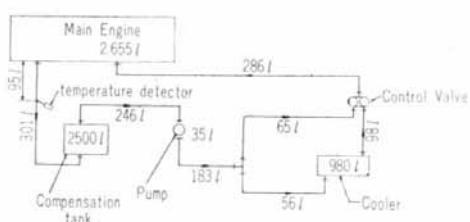


Fig. 2-8 Test Results when the Set Temperature was Changed (Cylinder Cooling System)



Fresh Cooling water Pump Capacity 130ton/hr×45m  
(2165l/min)

Necessary time for cooling water to flow from the control valve to the

temperature detector through the Main engine 2min 4sec

Necessary time to circulate this cooling Water system 3min28sec

#### Capacity of Cooling Water System (Sea Trial)

Fig. 2-10 Piston Cooling Water System (Open Type)

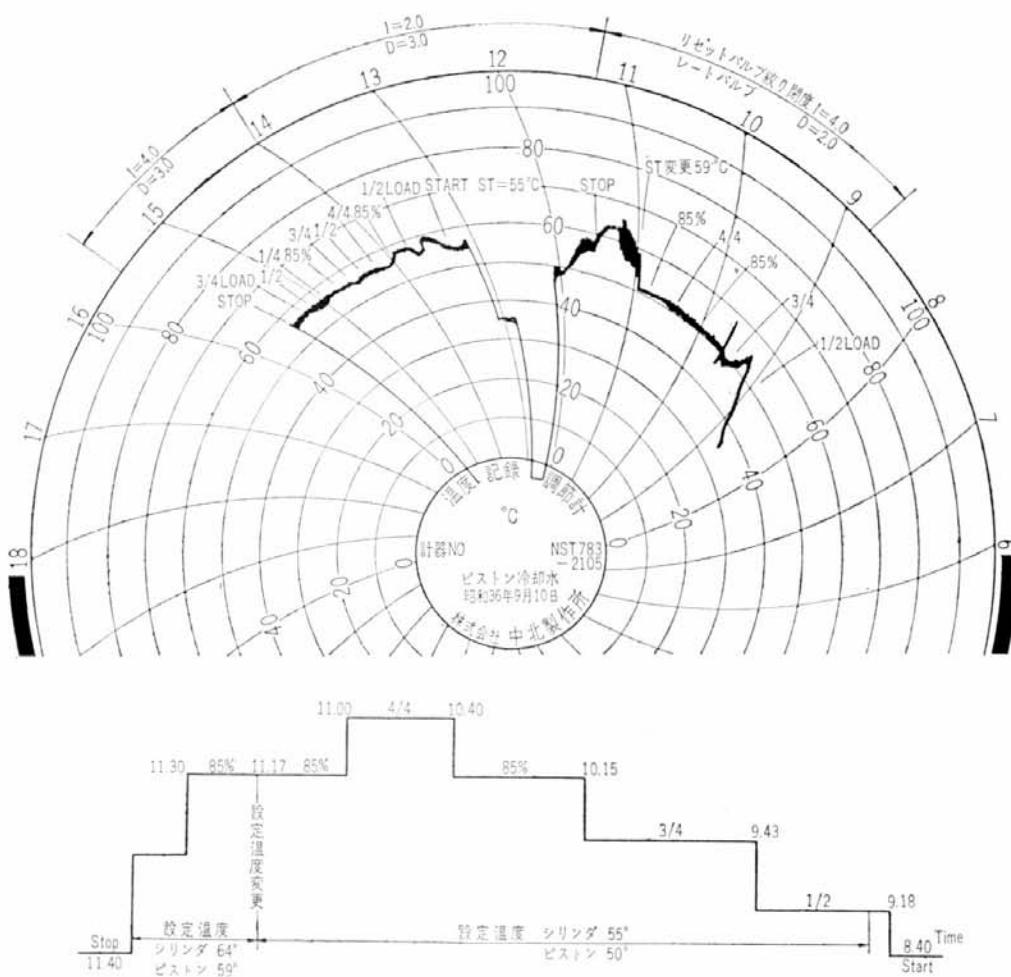
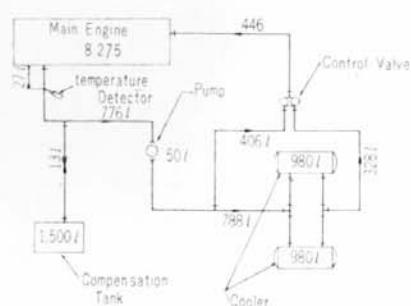


Fig. 2-9 Test Results when the Set Temperature was Changed (Piston Cooling System)



Fresh Cooling Water Pump Capacity 480ton/hr × 25m (7500l/min)

Necessary time for cooling water to flow from the Control Valve to the temperature detector through the Engine 1min 10sec

Necessary time to circulate this Cooling water System 1min 44sec

#### Capacity of Cooling Water System (Sea Trial)

Fig. 2-11 Cylinder Cooling Water System (Closed Type)

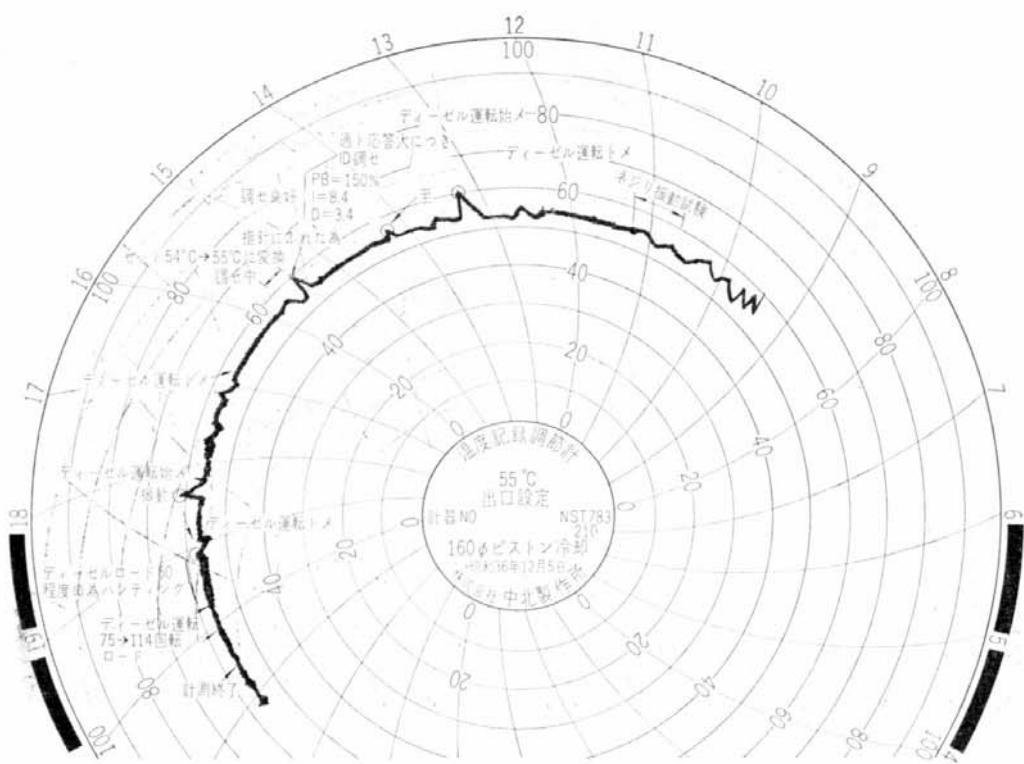


Fig. 2-12 Test Results when the Engine Load was Changed Variously (Piston Cooling System)

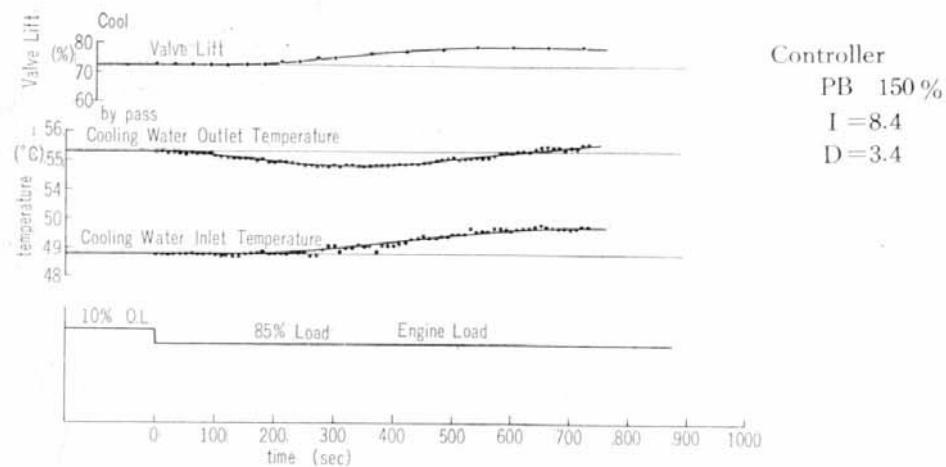


Fig. 2-14 Indicial Response (10 % OL-85 % L) ... Piston Cooling Water System

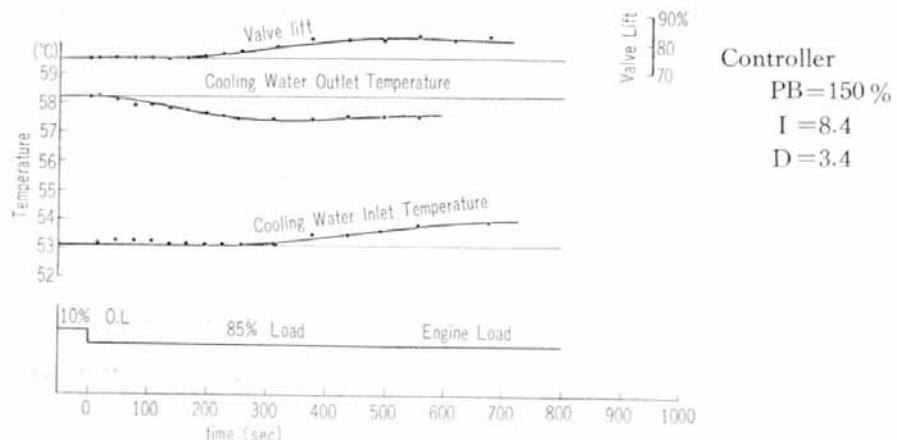


Fig. 2-15 Indicial Response (10 % OL-85 % L) ... Cylinder Cooling Water System

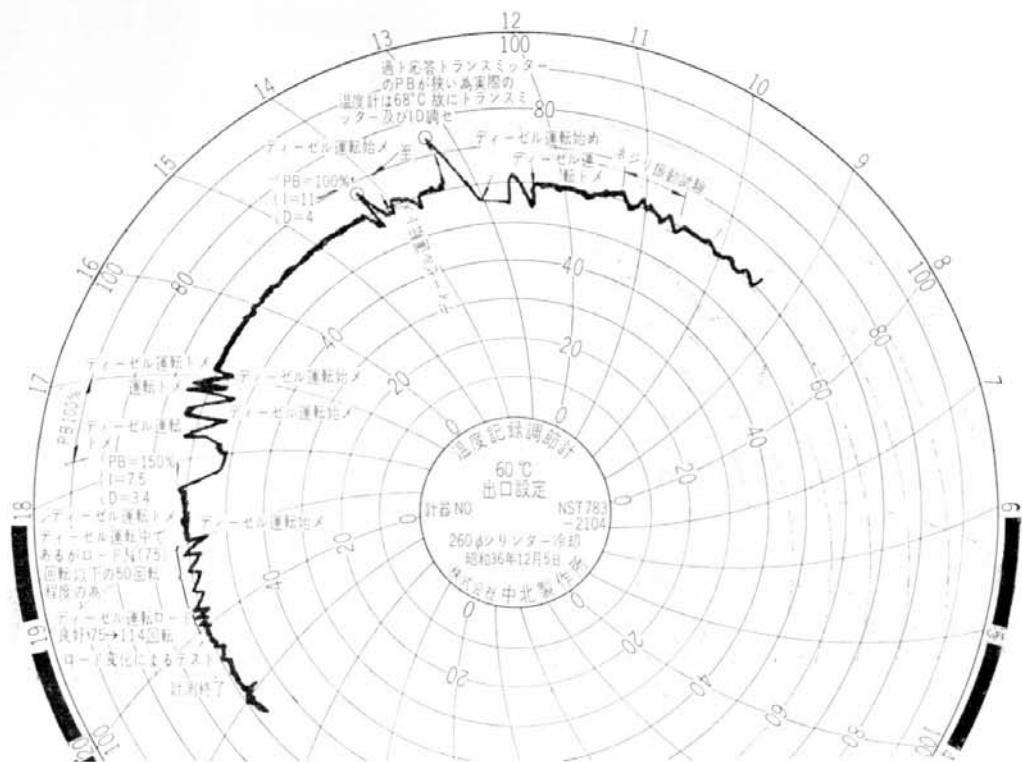


Fig. 2-13 Test Results when the Engine Load was Changed Variously (Cylinder Cooling System)

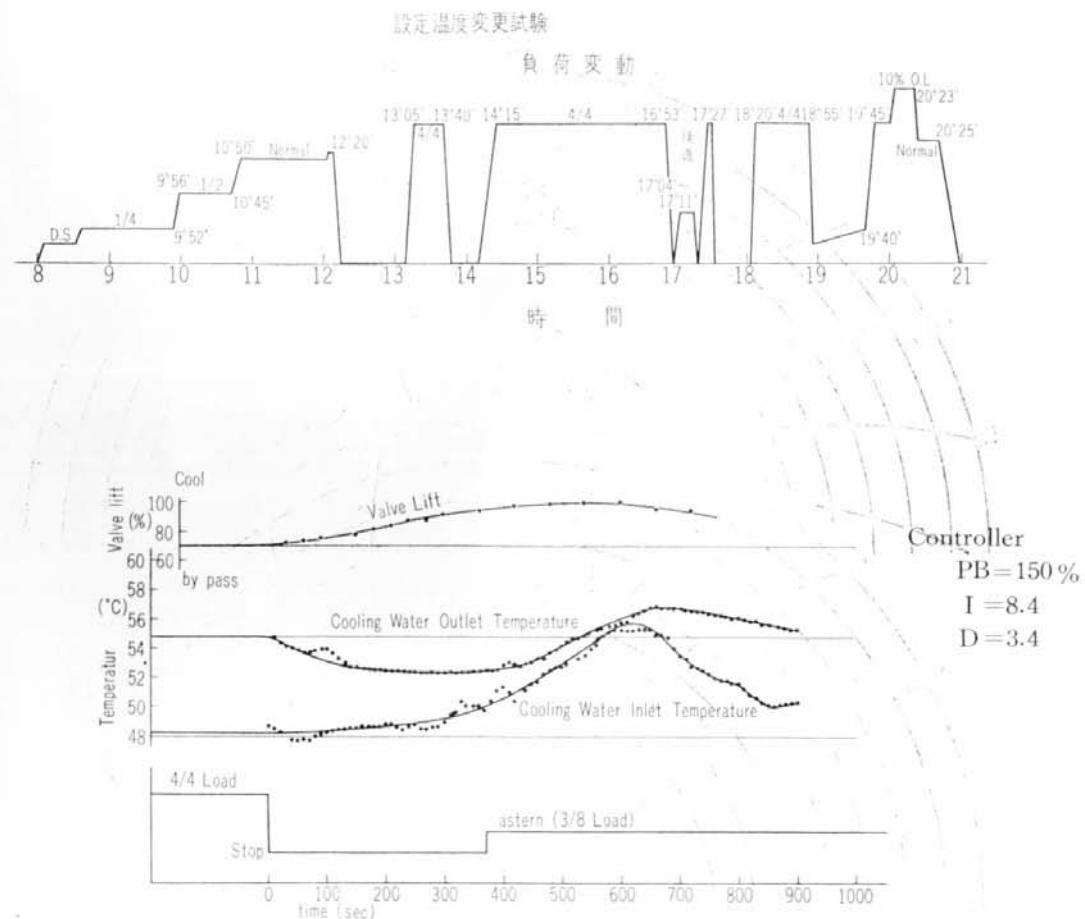


Fig. 2-16 Transient Response (4/4-stop-3/8 Load) - Piston Cooling Water System  
(In case a sudden load change greatly was given)

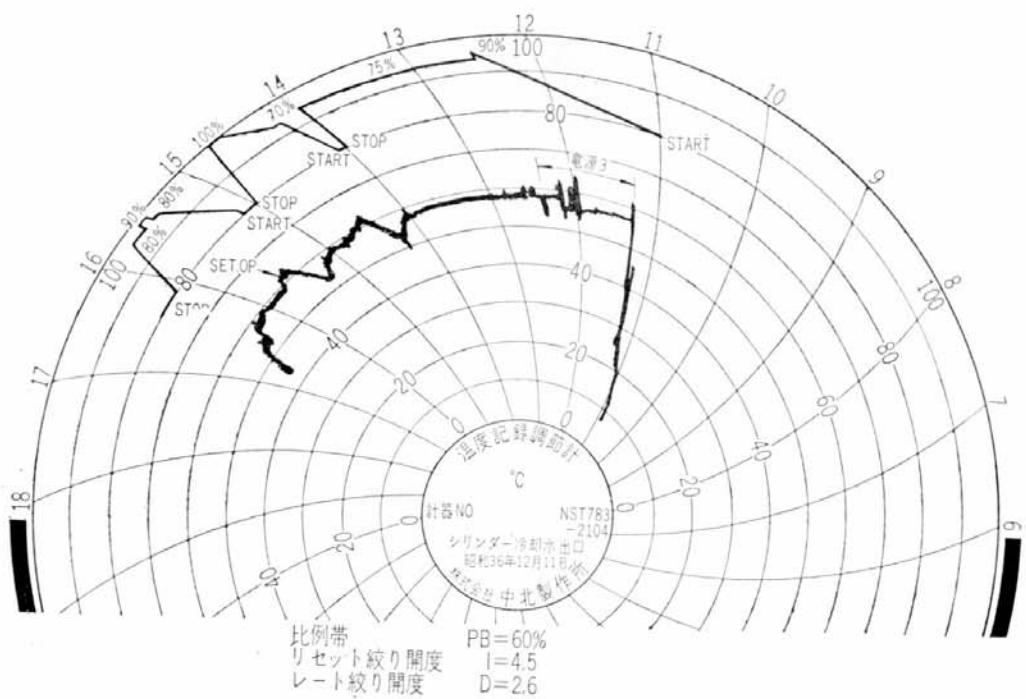


Fig. 2-17 Test Results when the Engine Load was Changed (Piston Cooling Water)

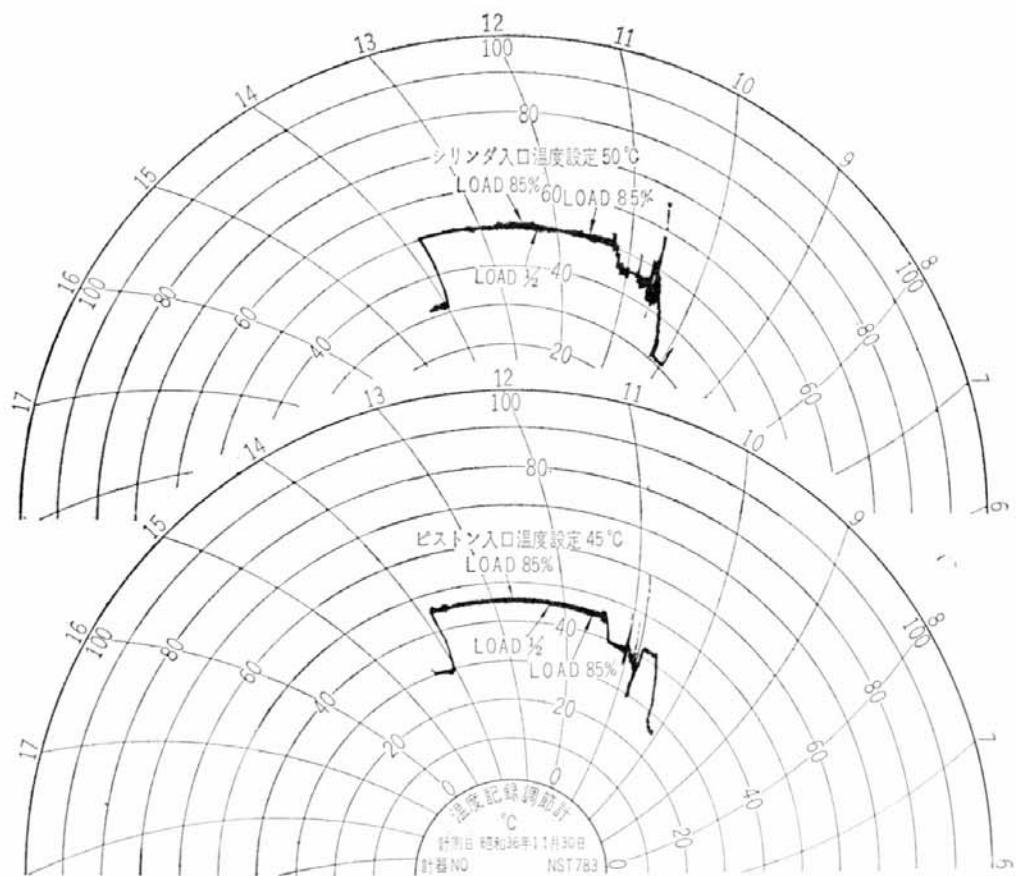


Fig. 2-19 Test Results when the Set Entrance Temperature (Comparison with Table 2-1)

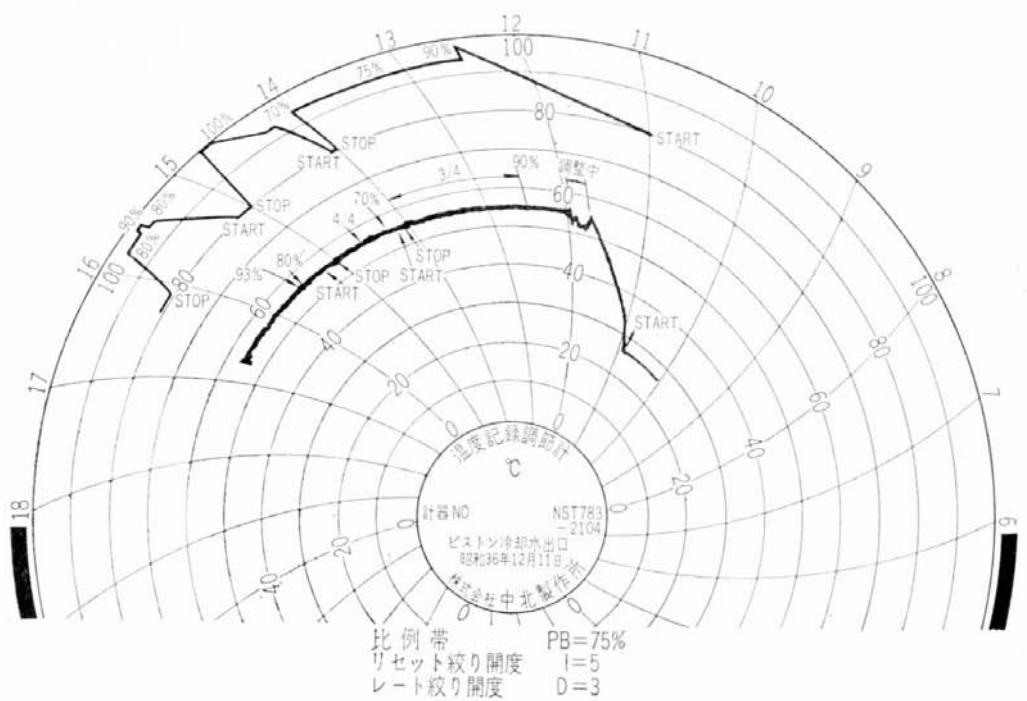


Fig. 2-18 Test Results when the Engine Load was Changed (Cylinder Cooling Water)

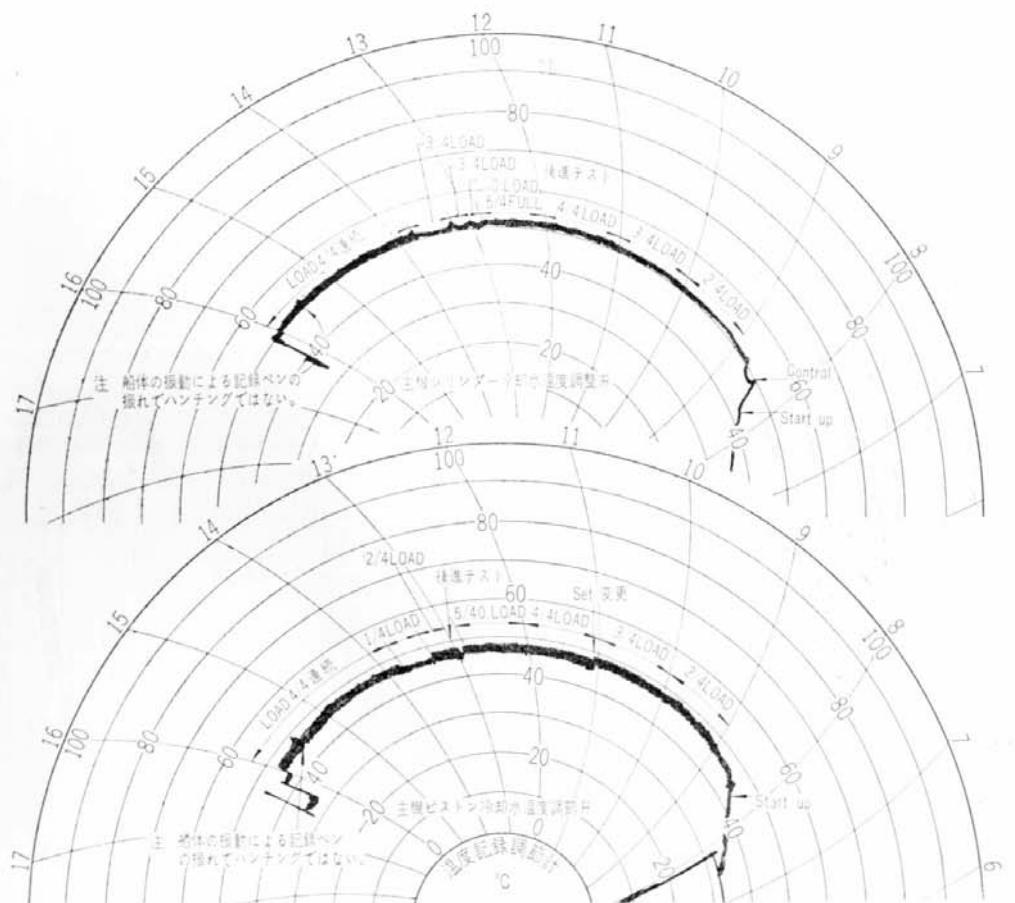


Fig. 2-20 Test Results when the Set Entrance Temperature Rest Ships

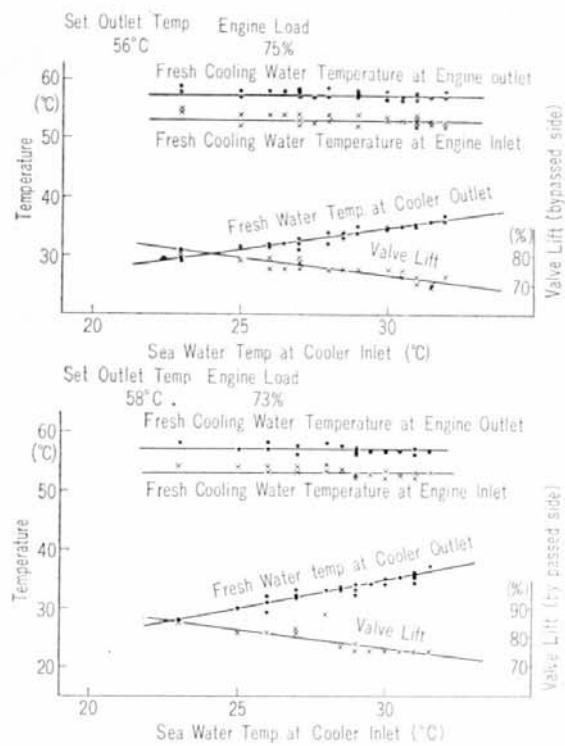


Fig. 2.21 Equilibrium Valve of the Control System in Accordance with the Temperature Variation of the Sea Water (Piston Cooling Water System)  
(Measurements during actual voyage)

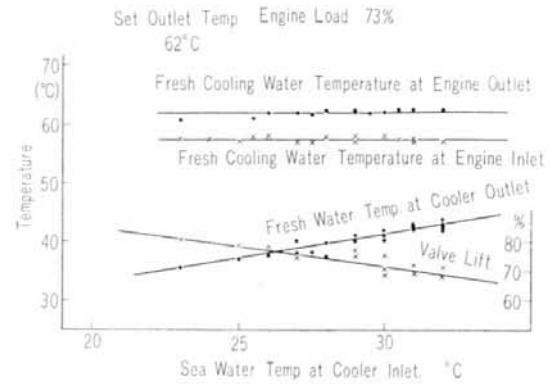


Fig. 2.22 Cylinder Cooling Water System  
(Measurements during actual voyage)

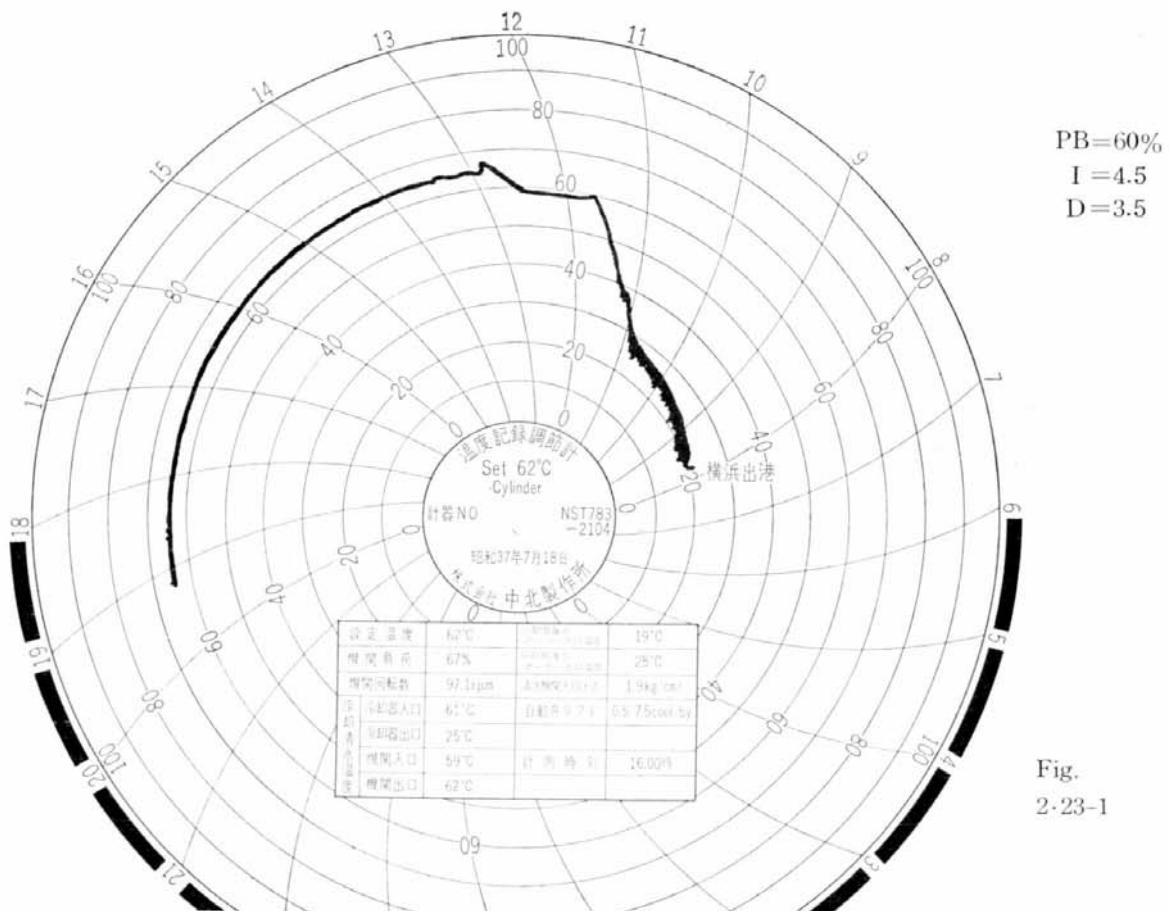


Fig. 2.23 Test Results during the Actual Voyage (Piston Cooling System)

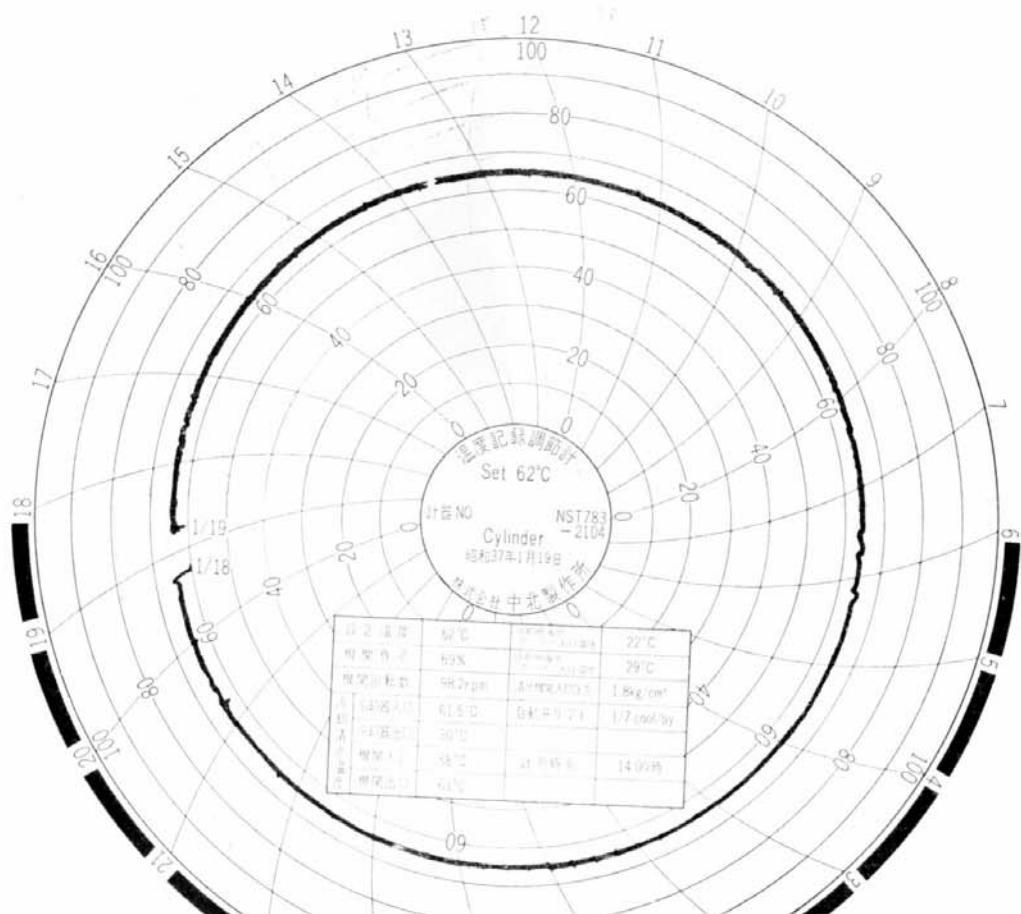


Fig.  
2.23-2

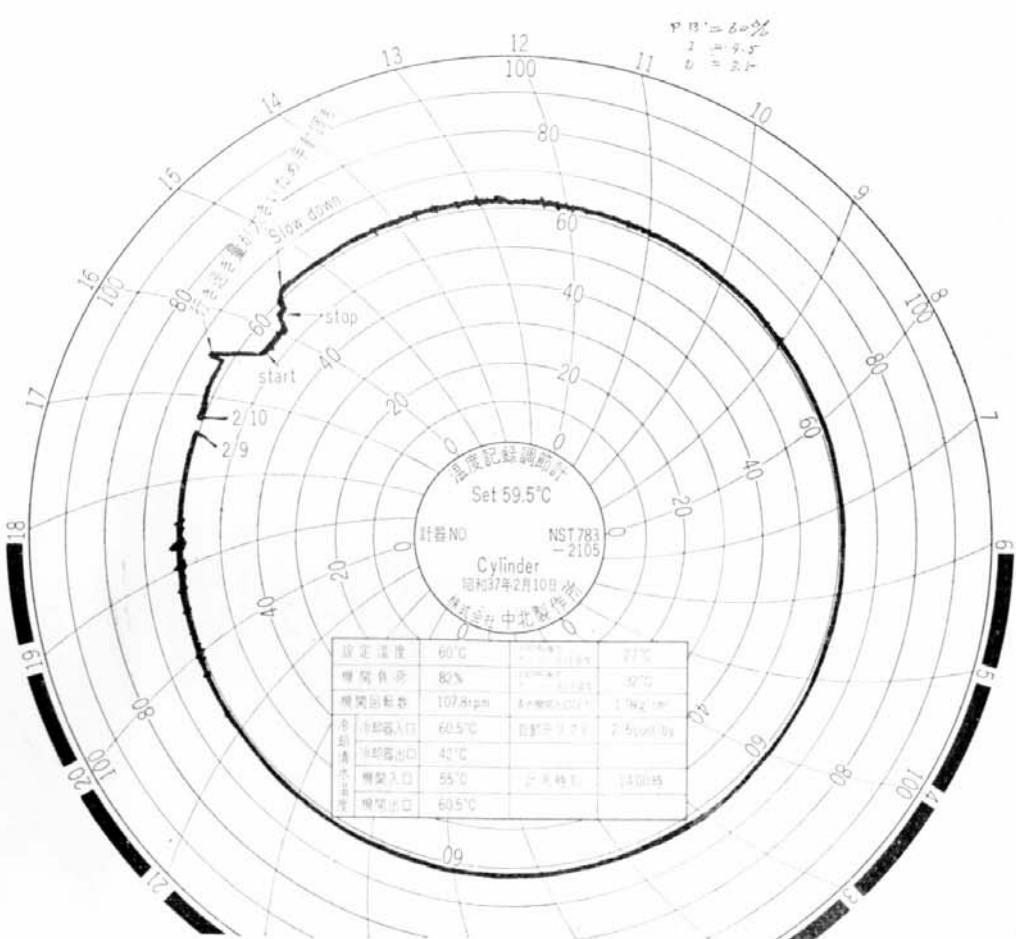


Fig.  
2.23-3

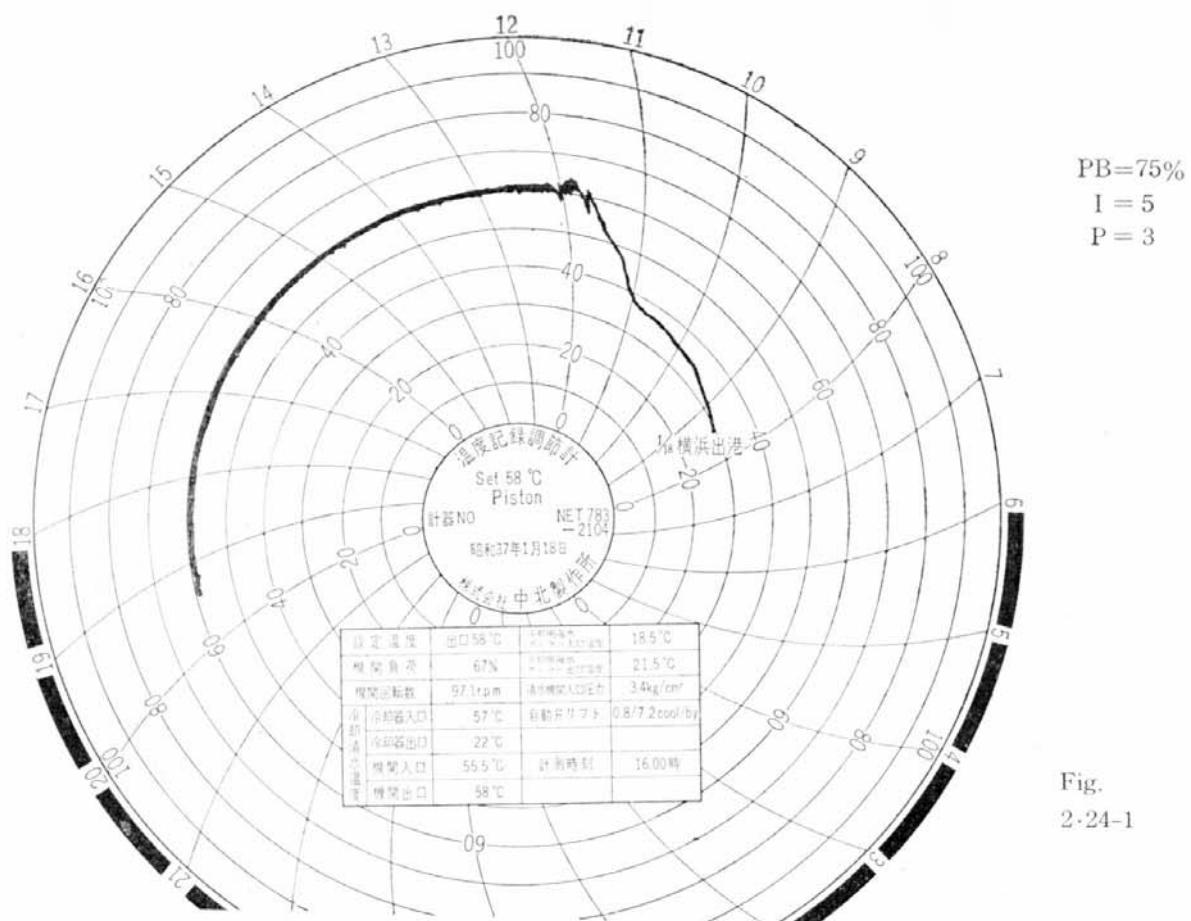


Fig.  
2·24-1

Fig. 2·24 Test Results during the Actual Voyage (Cylinder Cooling System)

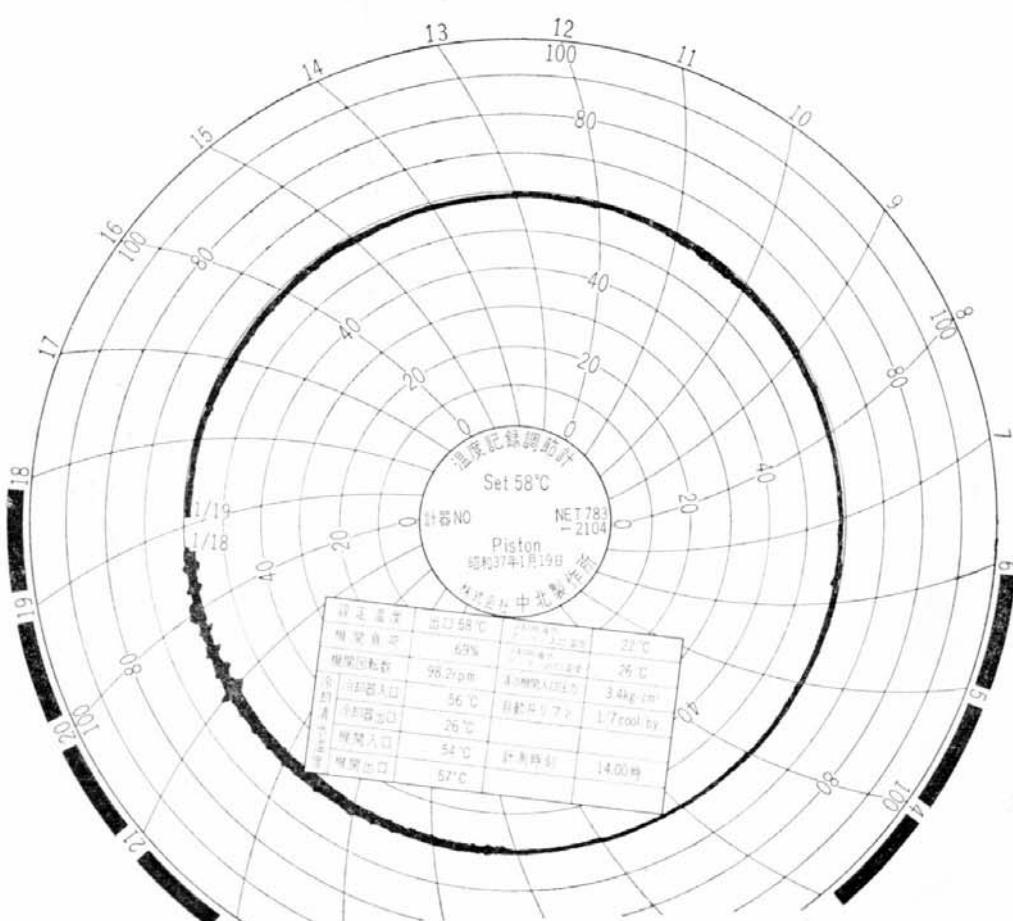


Fig.  
2·24-2

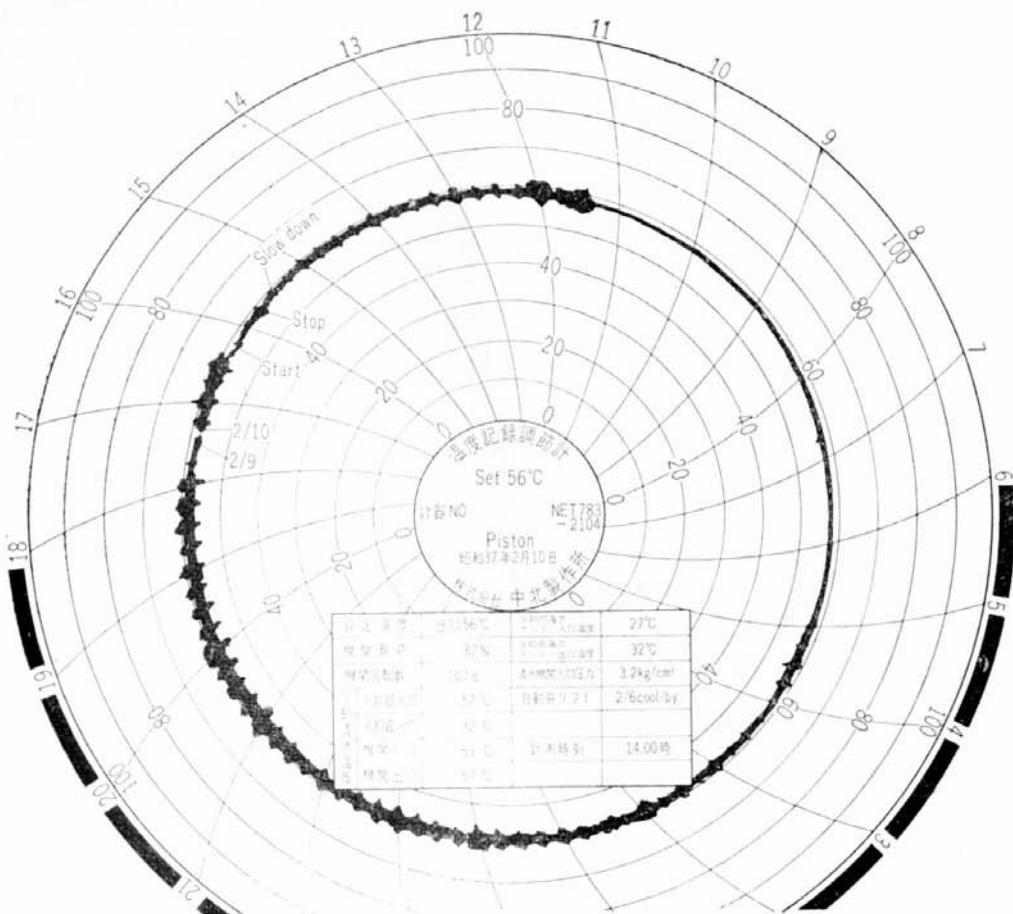


Fig.  
2-24.3

## 2.5.2 試験結果の検討

### (a) 機関出口冷却水温度を規定値に保った場合

前述したように特に低力時における機関各部の硫酸腐蝕を少なくするという点から考え、機関出口冷却水温度を規定値に制御するのが機関にとってはより有益であるが、試験結果からみると、ある程度予測していたとおり色々と制御機器の作動に問題があるようである。

すなわち、航海中の小さな負荷変動や海水温度の変化に対してはピストンおよびシリンダ冷却水系統ともにほとんど問題なく制御機器はスムースに作動し、系は安定であるが、急激に大きな負荷変動を与えた場合、偏差量が大きく系は不安定になる。特に問題になるのは機関始動後 load up した場合に設定温度を越えて行き過ぎ量が大きいことであって、シリンダピストンの再冷却水系統ともに手動調節を必要としている。また、次にこれはシリンダ冷却水系統のみであるが、機関を一時停止した場合、出口冷却水温度の降下が早く、その後再び始動し load up したとき、行き過ぎ量が大きく、やはり手動調節を必要としている。Fig. 2-23, Fig. 2-24 には出港時および一時停止後再び始動し load up したときの状態を示してあるが、このデータは途中手動にて弁の操作を行なっているので放置しておいたら、その行き過ぎ量および系の状態がどのようにになったかは明らかでないが、行き過ぎ量および行き過ぎ時間はかなり大きくなつたと予想される。

今このシリンダ冷却水系統の最適調整値が調整器の制御範囲内にあるかを概略検討してみる。

Fig. 2-10, 2-11 に海上運転時のピストンおよびシリンダ冷却水系統各部の清水容量および循環時

間を示したが、この図からシリンド冷却水系統の場合、自動弁一機関一温度検出点間の冷却水通過時間は約70秒である。また一方空気回路および検出器での時間遅れは概算すると現在の作動範囲内では35秒程度とみられるが、三方口自動弁は検出器の応答と同時に動くので、この制御系の総時間おくれは100秒以内と考えられる。また制御対象である機関の負荷変動に対して機関出口冷却水の反応速度は機関負荷が小さいステップ変化をした場合についてオッショロにて計測した計測結果 Fig. 2・15 から約0.8/250(°C/sec) また、機関を起動から load up したときの反応速度は計測結果から概略1/60(°C/sec) である。

そこで今ジークラ・ニコルスの制御面積最小法によって計器の最適調節値を計算すると、

i) 比例帶感度

$$K_P = \frac{1.2}{R \cdot L} = \frac{1.2}{\left(\frac{1}{60} \sim \frac{0.8}{250}\right) \times 100} = 0.72 \sim 3.75$$

$$\text{ゆえに } \frac{1}{K_P} = \frac{1}{0.72 \sim 3.75} = 14.0\% \sim 26.7\%$$

ii) 積分時間

$$T_I = 2L = 2 \times 100 = 200 \text{ (sec)}$$

iii) 微分時間

$$T_D = 0.5L = 0.5 \times 100 = 50 \text{ (sec)}$$

これを計器の目盛になおすと

$$P_B = 140 \sim 55\% \quad I = 1.8 \quad D = 16$$

となり、従ってこの制御系の調節は一応本自動制御装置を使用して可能であるといえるが、積分時間、微分時間ともに調節可能範囲の限度近くにあるので、実際には調節は非常に困難ではないかと思う。次に起動から load up したときに制御系の時間おくれによる行き過ぎ量を大略計算してみる。今仮定値よりいくらかの偏差を生じた場合、その偏差を0にする制御器は動くわけであるが、この制御回路に最大2%の Hysteresis があると仮定すると計測データからこの2%の Hysteresis は約180秒の遅れ時間に相当することがわかる。従って前述の冷却水回路および制御機器のおくれ時間と合せて約300秒、すなわち約5分のおくれ時間が生ずることになり、冷却水温度が設定値を越えてから約5分後に偏差を0にもって行くような作動結果が表われることになる。従ってこのおくれ時間と上述の反応速度から冷却水温度の行き過ぎ量を計算すると  $1/60 \times 300 = 5^\circ\text{C}$  となり、シリンド冷却水系統の制御回路においては Hysteresis を上記に仮定すると起動の場合、設定温度より最大  $5^\circ\text{C}$  の行き過ぎ量はやむをえないということになる。しかし計測記録によると設定値を行き過ぎてから制御変化が表われるまでの時間は5分よりもいくらか大きく、従って偏差も  $5^\circ\text{C}$  以上に大きくなりそうなので、他にも何か原因があるものと思われる。

その原因として先ず考えられることは温度検出器の取付方法である。その温度検出器は温度の変化量を感温部長さおよび伸び率によって、そのときの温度を発信するものであるから、感温部は充分に冷却水流動部へ挿入されていなければならないが、取付位置の関係で実際には第a図のごとく取付け

有効長さ（直接冷却水流動部へ入っている長さ）を充分とることができなかつた。そこでこれによる時間のおくれおよび発信値のズレ等が考えられるので、中北製作所にて実験的にその検討を行なつた。それによると有効長さが半分になった場合の時定数の遅れは 40 sec 程度である。この時間遅れを見込むと上記計算結果は実験結果とほぼ一致するので急激に大きい負荷変動が生じた場合には上記程度行き過ぎ量がでるのはやむを得ないと言える。次に機関が一時停止したときピストン冷却水に較べシリンダ冷却水温度の降下が早く、従って再び始動 load up したときの行き過ぎ量が大きくなる原因にもなっているのだが、この温度降下が早い原因についてはシリンダ冷却水はピストン冷却水に較べ熱の輻射および伝導による放熱が非常に多ことが原因と考えられる。

#### (b) 入口温度を規定値に保った場合

検知器と操作バルブとの距離が非常に短かいので、むだ時間が少なく制御系としては非常に安定になると考へられ、計測結果もこれを証明している。

すなわち今度の実験では入口温度設定の場合は短時間の試験であったが、計測範囲内では負荷変動に対して安定であり、また他船にて行なっている結果から見ても非常に安定して作動している。

### 2・6 結 論

以上の計測結果の検討から明らかなように機関出口温度設定の場合は Start のときのごとく負荷変動の大きい場合には行き過ぎ時間が長く、従って行き過ぎ量が大きくなるという問題があり、今後更に検討する余地があり、現在制御器のメーカーである中北製作所において研究中である。一方、入口温度設定の場合は作動は良好であつて現在の制御機器を使用して充分満足な結果が得られている。

## 第3章 シリンダ内圧検出装置の研究

### 3.1 緒 言

船舶自動化のすう勢に対応して、ディーゼル機関の遠隔運転が重要な課題として採りあげられ、各専門分野によって組織的な研究が行なわれた。これらのなかで機関の運転状態を把握するためには、シリンダ内圧、指示馬力、あるいは伝達軸馬力の遠隔測定化をはかる必要があることに着目し、過去1年間にわたる本研究が実施された。従来、この種測定器にはすでに各種型式のものが市販、あるいは公表されているが、これが実際の利用については測定精度、取扱い、耐久度などの点になお多くの問題を含んでいる。そこで本研究ではディーゼル機関の陸上試運転時において、各種型式の測定方式により機関のシリンダ内圧、指示馬力、軸馬力の実測を行ない、これら測定器の測定精度、実用化に対する問題点を明らかにした。

### 3.2 研究の概要

本研究に使用した測定器類はつきの各種型式のものである。

- (a) シリンダ内圧測定器
  - (i) マイハック型指示圧計……………長野計器（株）製
  - (ii) 抵抗線式指圧計……………共和電業（株）製、新興通信（株）製
  - (iii) 可動陽極型指圧計……………協立電波（株）製
- (b) 指示馬力測定器
  - (i) 電気式平均有効圧力計……………新三菱（株）神戸造船所製
- (c) 軸馬力測定器
  - (i) 研野式振り動力計（光学式）……東京計器（株）製
  - (ii) 久野式振り動力計（電磁式）……新三菱（株）神戸造船所製
  - (iii) 共和式馬力計（抵抗線式）……共和電業（株）製
  - (iv) 東芝式馬力計（電磁式）………東京芝浦電気（株）製
  - (v) 水動力計……………東京衡機（株）製

実験は機関の陸上試運転時において上述の各種測定器を実機に装備し同時測定を行なって、それぞれの測定値を比較検討した。実験実施の経過は Table 3・1 のごとくで、合計 6 機の機関について測定を行ない、各種指圧計および軸馬力計の測定精度について検討した。なお今回の実験では、機関のシリンダ内圧、平均有効圧力、軸馬力などの遠隔指示を目的として、最近開発された可動陽極型指圧計、平均有効圧力計、馬力直読型軸馬力記録計の実用化研究に主眼をおいた。

Table 3-1 Test Engine and Measuring Item

Test No.	Date	Engine	Output	Item	Instrument
1	36. 2	6 RD 90	PSe 13,000	Pressure in cyl. (p-t)	Wire-resistance type indicator (Kyowa PHF-10 E)
2	36. 5. 4	6 RD 90	13,000	B. H. P	Togino type torsion meter Hydraulic dynamometer Kyowa, Toshiba type horse power meter
3	36. 6. 14	6 RD 68	6,600	Pressure in cyl. (p-t) Indicated mean pressure (Pmi)	Wire-resistance type indicator (PHF-10 E) Maihak indicator Indicated mean Pressure (Pmi meter)
4	36. 7. 16	7 RD 68	7,700	Pressure in cyl. (p-t) Indicated mean pressure (Pmi) B. H. P	Wire-resistance type indicator (Kyowa, Shinko) Maihak indicator Pmi meter Hydraulic dynamometer Togino Toshiba Kyowa type horse power meter
5	36. 10. 6	9 RD 90	18,000	Pressure in cyl. (p-t) Indicated mean pressure (Pmi)	Wire-resistance type indicator (Kyowa, Shinko) Maihak indicator Pmi meter
6	36. 10. 31	6 RD 68	6,300	Pressure in cyl. (p-t) Indicated mean pressure (Pmi) B. H. P	Wire-resistance type indicator (Kyowa, Shinko) Mechanical electrode transducer type indicator (Kyoritsu) Hydraulic dynamometer Togino type torsion meter Kyowa, Toshiba type horse power meter

### 3.3 各種測定器の構造、機能

#### 3.3.1 指圧計

マイハック指圧計は古くから最も一般に使用されているが、圧力波形の交換指示機構がすべて機械的であるため運動部分の固有振動数が比較的低く、高次の周波数に対して応答性が悪い。本実験に使用した指圧計の固有振動は実測の結果約 33 cps 程度であり、実用範囲は 3~4 cps 程度である。舶用機関の圧力波形には、例えば 120 rpm, 2 サイクルの機関でも 18 次程度までの高調波成分が含まれるから、機械的指圧計では十分な精度を期待することができず、また遠隔指示が不可能である欠点をもつ。

これに対して抵抗線式指圧計は固有振動数が高く（約  $20 \times 10^3$  cps）また遠隔指示が可能であるが、電気的安定度について問題がある。可動陽極型指圧計は指示計受圧板の変位を真空管の陽極板に連結して、その内部抵抗変化として電圧に変換するもので、協立電波（株）が運輸省補助金（35年度）を得て研究開発したものである。シリンダ圧力波形はブラウン管で観測できるので、これにより當時機関の運転状態を監視できる。

#### 3.3.2 電気式平均有効圧力計

機関シリンドラ内の平均有効圧力は周知のように次式で示される。

$$P_{mi} = \frac{1}{2R} \int_0^T p x dt \quad \dots \dots (1)$$

ここに  $p$  はシリンドラ内圧、 $x$  はピストン速度、 $R$  はクランク半径である。本測定器は(1)式の  $\int_0^T p x dt$  を電気的に演算指示せしめるもので、圧力検出部、速度検出部、増幅演算部および指示回路部より構成されている。

圧力ピックアップには抵抗線式指圧計を用い、その印加電圧を速度検出部からの出力電圧を用い、圧力と速度を電気的に掛算するようにしてある。速度検出部はピストン速度を電気量に換算する装置で Fig. 3・1 に示すような連桿機構を用いている。このような装置を用いて動径  $0c$  を機関回転数と同一回転数で回転させれば  $Q$  点の  $Y$  軸上における変位は、

$$y = r (\sin wt + \tan \phi \cos wt) \quad \dots \dots (2)$$

一方、機関のピストン速度は、

$$x = R w (\sin wt + \tan \phi \cos wt) \quad \dots \dots (3)$$

となり、 $y$  が  $x$  に比例することになる。 $y$  の動きはインダクタンス型を用いて電気量に変換し、その出力電圧抵抗線式指圧計の印加電圧としている。本圧力計のブロックダイアグラムを Fig. 3・2 に、またその外観写真を Fig. 3・3 に示した。

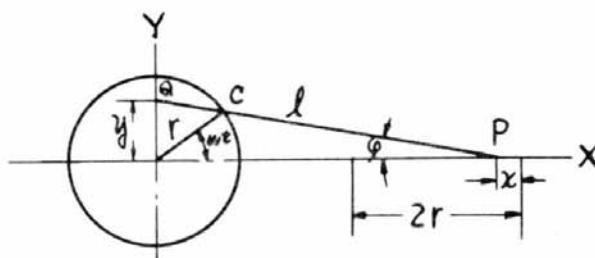


Fig. 3-1 Principle of Piston Velocity Transducer

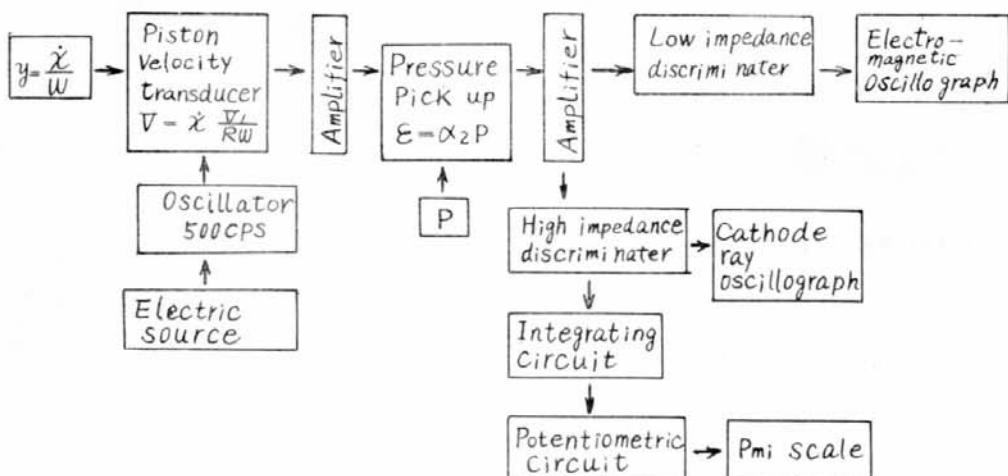


Fig. 3-2 Block Diagram of Computing Circuit

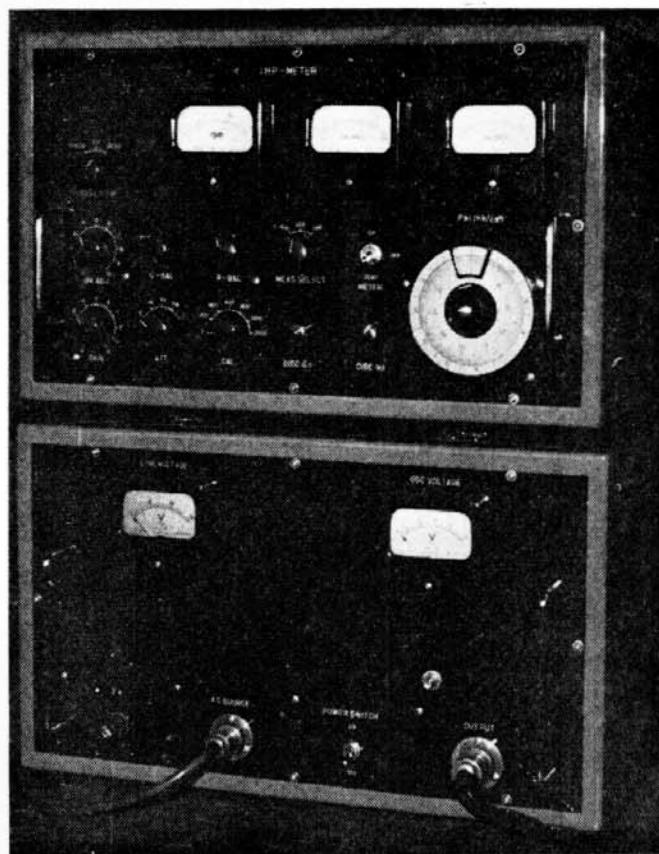


Fig. 3-3 Pmi Meter

### 3.3.3 軸馬力計

研野式振り動力計、あるいは久野式振り動力計は動力伝達軸の振れ量を光学的、あるいは電気的に検出し、その振れ量と別に測定した軸回転数より軸馬力を算出するもので従来主として船の試運転時に使用されていたものである。両者とも測定精度は高いが馬力が直読できないので機関監視用の測定器としては不向きである。共和式、東芝式の馬力計は馬力を直接指示、あるいは記録できるようにしたもので、最近両社によって開発されたが、精度、耐用度の点については、なお多くの問題があった。そこで本研究ではこれら各種の測定器を併用して馬力測定精度の問題点を明らかにした。

### 3.4 研究の成果

各種指圧計によるシリンダ最高圧力、平均有効圧力を実測した結果の一例を Table 3-2, 3-3 に示した。最高圧力値は各測定器によって相当の差異が認められ、一般に機械的マイハック指圧計が大きな値を示す。

抵抗線式指圧計  $D$  が極端に低い値を示したが、これはその後の研究によって機構的に欠陥があることが判別し、メーカー側の手で改良された。指示平均有効圧力の測定値は試作した電気式平均有効圧力計の他に、マイハック指圧計によって得られたタビ型図形、あるいは抵抗線式、可動陽極型指圧計によって得られた  $p-t$  曲線より計算によって算出したものである。これらの  $p-t$  曲線から得られた  $Pmi$  値が、他の測定値よりも飛び離れてことなるのは、同時記録したピストン上死点の検出が不正確であることに起因しているものと思われる。上死点位置の不正確さによる  $Pmi$  値の誤差は極め



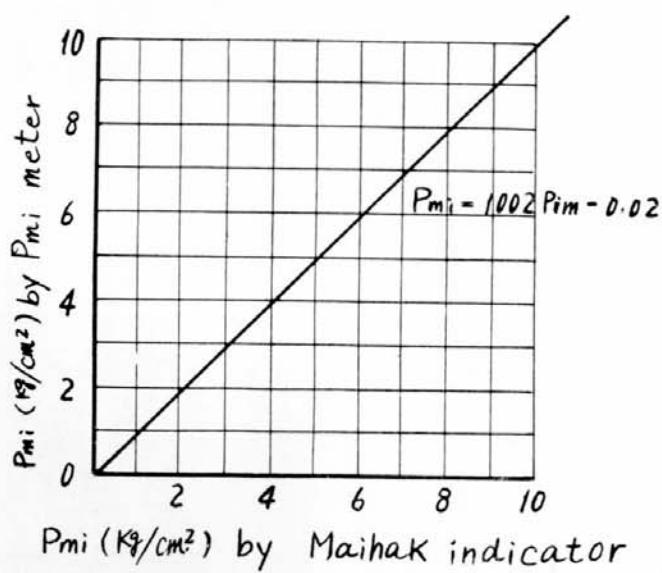


Fig. 3·4 Comparison between  $P_{mi}$  by Pmi-Meter and by Maihak Indicator

Table 3·4 B.H.P Measured by Each Horse Power Meter

Reading-Reading by hyd. dyna  $\times 100\%$  to be Indicated in ( ).  
Reading by hyd. dyna. at 100% Load

Engine	6 RD 68	7 RD 68	6 RD 90	R. P. M.	Rated Output	Hydraulic Dynamometer	Togino Type Torsion Meter	Kuno Type Torsion Meter	Toshiba Type Horse Power Meter	Kyowa Type Horse Power Meter	Horse Power Calculated by Shaft Stress	Remark
36. 11. 9	36. 11. 2	36. 7. 24	36. 7. 21	36. 5. 4	Date							
					Load							
25	75.4	3,250	3,241	3,350 (0.8)				4,000 (5.8)	3,250 (0.1)			
50	9.60	6,500	6,547	6,745 (1.3)				8,000 (11.2)	6,650 (0.8)			
75	110.1	9,750	9,840	9,885 (0.4)				10,600 (5.9)	10,500 (5.1)			
100	120.0	13,000	13,000	12,960 (-0.3)				13,950 (7.3)	13,000 (1.3)			
25	84.8	1,925	1,920	1,965 (0.6)					1,925 (0.1)			
65	117.2	5,005	5,014	5,070 (0.7)					4,920 (-1.2)			
75	123.5	5,775	5,798	5,870 (0.9)					5,650 (-1.9)			
65	118.7	5,005	5,078							5,250 (2.2)		
100	135.0	7,700	7,700							7,820 (1.6)		
25	85	1,575	1,594				1,525 (-1.1)		1,580 (-0.2)			Zero Shift Kuno type -1.0%
50	104.0	3,150	3,120				3,061 (-0.9)		3,100 (-0.3)			Kyowa type -13.8% at 75% and 100% Load
75	121.5	4,725	4,745				4,747 (0)					
100	133.0	6,300	6,300				6,405 (1.7)					
25	83.1	1,575	1,558				1,471 (-1.4)		1,538 (-0.3)			Zero shift Kuno type -0.88%
50	105.1	3,150	3,153				3,064 (-1.4)		3,121 (-0.5)			Kyowa type +4%
75	120.3	4,725	4,698				4,624 (-1.2)		4,710 (0.2)			
100	133.7	6,300	6,333				6,326 (-0.1)		6,400 (1.1)			
115	139.4	7,260	7,280				7,115 (-2.6)		6,955 (-5.2)			

て大きく、実験の結果によれば、 $1^\circ$  の角変化に対して 10 % 程度の誤差を生ずることが知られた。従って指圧計の使用に際しては上死点位置を正確にきめることができが肝要で、電気式  $P_{mi}$  計の使用の場合には燃料遮断による零点決定の方法をとった。このようにすれば上死点による誤差は 1 % 以下にすることができる。また  $p-t$  曲線により  $P_{mi}$  を算出する場合は波形の分割法、調波解析法によっても直ちに数 % の差異が生ずるから、この方法による平均有効圧力の算定には精度が期待できない。以上の測定結果よりマイハック指圧計による測定値と電気式  $P_{mi}$  計による測定値との相関関係を求めるに、Fig. 3・4 のごとくなり、両者の回帰係数はほぼ 1 を示す。しかし各個の測定値には相当のバラツキが見られ、信頼限界の 95 % における偏差は約 3 % である。

Table 3・4 は軸馬力の測定結果であるが、研野式、久野式の動力計は水制動力計に比して 1 % 内外の誤差で一致した結果が得られている。馬力直読型の東芝式馬力計が最大 7 % 程度の誤差が見られ、また共和式馬力計でも、トルク変動が大きくなると指示値が低下する等の欠陥があり、記録計回路の改善が望まれる。回転軸のトルク変動は意外に大きく、本実験の実測結果では全負荷時に約 25 % に達することが認められた。

### 3・5 結論

舶用内燃機関のシリンダ内圧および軸馬力の遠隔指示測定器の実用化について過去 1 年間にわたり実機試験を行なった結果、各測定種目については一応実用しうる目安を得たが、測定精度上なお検討すべき多くの問題点があることが明らかになった。これらの点については今後メーカー側の協力を得て改良を加え機関の自動化に最も適合した測定器を確立したいと考えている。なお自動化の観点より圧力取出口の弁開閉を遠隔操作する必要があり、これらの点については 37 年度に継続実施する本研究に加えて、さらに検討する予定である。

## 第4章 クランクケース内の過熱デテクター の試用研究

### 4.1 総 説

“ディーゼル船の遠隔操縦ならびに自動制御に関する研究”を研究題目として昭和35年4月に日本造船研究協会内に第53研究部会が設立され、第2年度試験研究項目の一つとして「ディーゼル機関クランクケース内の過熱デテクタの試用研究」が取り上げられ、三井造船（株）玉野造船所で実施された。

### 4.2 試験研究の目的

ディーゼル機関の遠隔操縦あるいは自動操縦化に関して、機関の運転制御に必要な監視用遠隔指示計器、補機類の遠隔ならびに自動操作などは実用の段階にある。

これに関連して、機関の傍でこれを監視し、運転してきた習慣より脱却して機関の遠隔あるいは自動操縦化した場合「クランクケース内における過熱の問題」が解決すべき問題の一つに考えられる。

すなわち、クランクケース内の各軸受部の過熱、運動部分の接触による発熱、あるいはトラクピストン型機関における「ブローバイ」により、「クランクケースエクスプロージョン」という重大な事故が誘発されるのをいかに検知し、防止するかという問題である。

普通、機関クランクケース内は空気で占められ、その空気中に無数の油粒が存在する。この油粒の発生過程を考えてみると、一つにはクランクケース内運動部分から飛散、あるいは霧吹き作用によって機械的に作られるものがある。しかし、この油粒は比較的径の大きいものであると考えられる。一方、この飛散した油粒がクランクケース内の高温部分に付着して蒸発し、一部は分解しガス状となる。これが、空気中で再び凝縮し微小の油粒を生ずる。この油粒は機械的に発生するものよりも小さく、これを一般にオイルミストと呼んでいる。

空気中のオイルミストは、他の研究によれば、一定の濃度になると可燃性を持ち、その限界は約50 mg/lといわれている。

従って、機関クランクケース内に過熱部分があると、オイルミストの異常発生をうながし、最悪の場合にはクランクケースエクスプロージョンとなるわけである。

従来からこれに対しては、音、発煙、発熱および臭などのいわゆる人間の五感に頼って検知するのが現状であり、これに対する警報装置の研究は機関の遠隔あるいは自動操縦化をさらに一步進めるに大きな役割を果すものと考える。

本試験研究は警報装置の1つとしてクランクケース内のオイルミスト濃度の変化を検知する装置オイルミストデテクタを取り上げ、クランクケース内過熱デテクタとしての性能を明らかにするとともに、その実用性の確認を目的として実施された。

## 4・3 試験設備

### 4・3・1 オイルミストデテクタ

クランクケース内の過熱デテクタについては、現在のところ国内では完成されていない。

一方、英国などの二、三のメーカーで開発され、市販されているものがある。そのなかで“GRA-VINER”社 High Sensitivity Oil Mist Detector を購入し、試験を行なうことにした。

本オイルミストデテクタの外観は Fig. 4・1 に示すとおりであり、その作動原理は Fig. 4・2 および 4・3 に示すごとく、各シリンダ単位のクランクケースコンパートメントごとにオイルミスト吸入用の配管を行ない、各コンパートメント内のオイルミストを空気とともに内蔵されたファンにより吸引し、計測管に導き、光電管によってその濃度を測ってクランクケース内の空気に軸受などの過熱による異常なオイルミストが発生すると警報するものである。

この場合、単にオイルミストの濃度の絶対値を計測するだけでなく、内蔵された電動、自動の切換えコックにより、あるシリンダと残りのシリンダ全部の混合値とを比較し、各々のオイルミストの濃度の差が一定値以上になれば警報し、異常なシリンダの位置を指示するようになっている。従って機

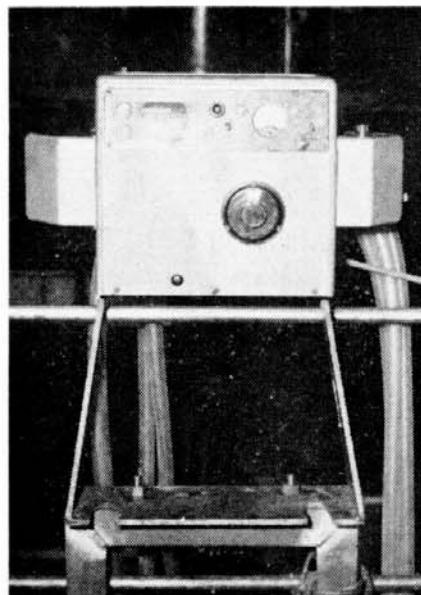


Fig. 4・1 Oil Mist Detector

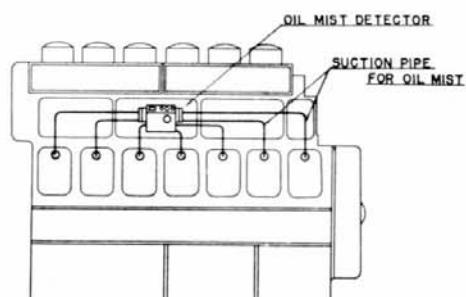


Fig. 4・2 Arrangement of Oil Mist Detector

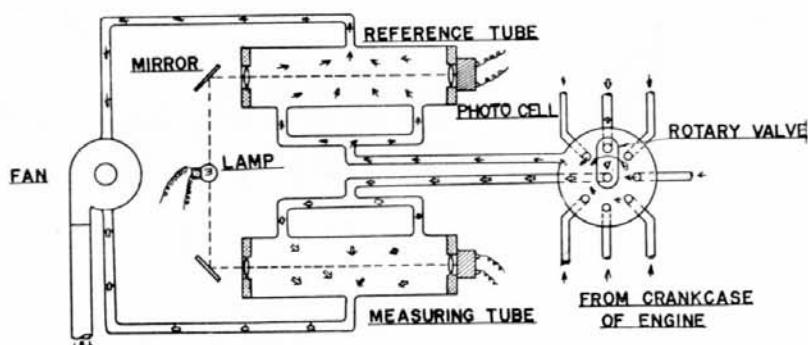


Fig. 4・3 Principle of Oil Mist Detector

Table 4·1 Particulars of the Engines.

Item	Type	642 VBF 75	628 VBF 50
No. of Cylinders		6	6
Dia. of Cylinder	mm	420	280
Length of Stroke	mm	750	500
Indicated Mean Effective Pressure	kg/cm <sup>2</sup>	8.0	8.0
Normal Speed	rpm	240	320
Normal Out Put	ps	2,340	925

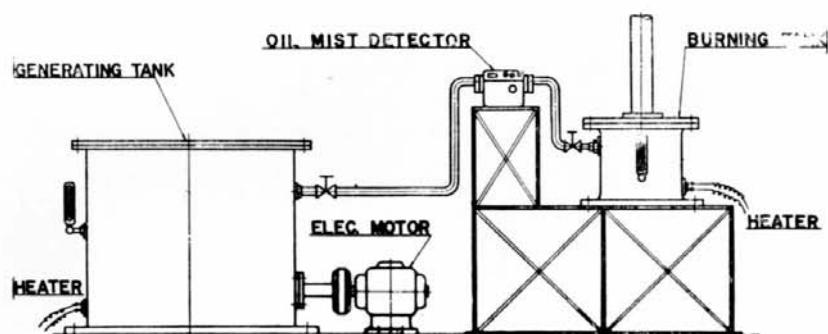


Fig. 4·4 Arrangement of Test Rig for Oil Mist Detector

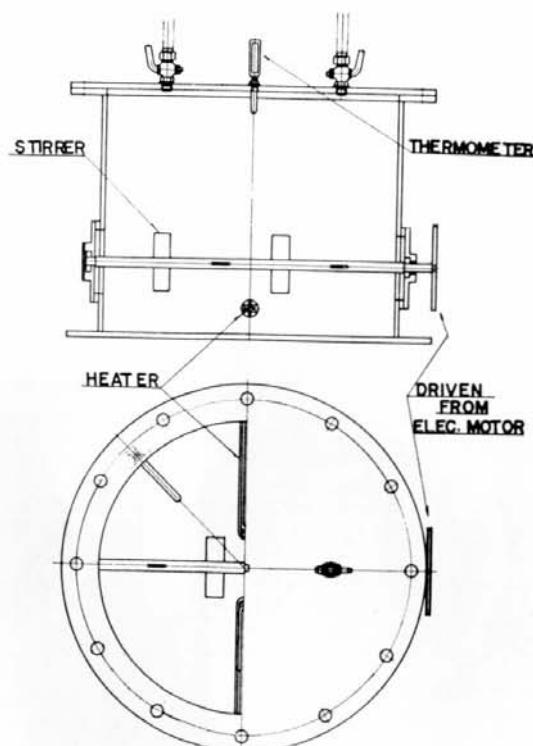


Fig. 4·5 Generating Tank for Oil Mist

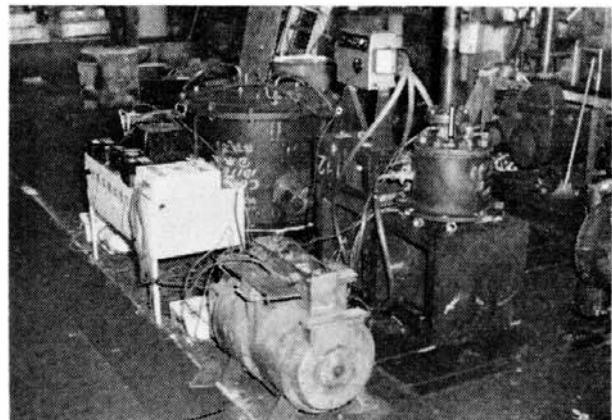


Fig. 4·6 Test Rig

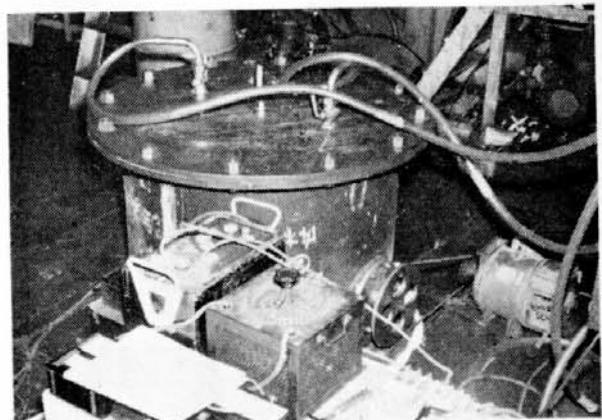


Fig. 4·7 Oil Mist Generating Tank

関に掛る負荷の変化に対して、それぞれ早期に警報できるとともに、異常のあるシリンダを明確に把握することができると考えられる。

#### 4・3・2 実用試験に用いた機関

三井造船（株）にて製作された三井 B & W 型機関を用いた。供試機関として、2サイクル、クロスヘッド大型機関、トランクピストン中型機関および、4サイクル、トランクピストン型機関などが考えられたが、実用機であるために工期の都合上、2サイクル、トランクピストン型機関を選び、642 VBF 75 型機関および 628 VBF 50 型機関につき試験した。本機関の要目は Table 4・1 に示す。

#### 4・3・3 単独試験装置

実用試験では不可能な状態および系統立った試験のために、単独試験装置を製作した。

本装置はオイルミスト発生装置とオイルミスト燃焼装置から成り立っており、その概略を示すと Fig. 4・4 のとおりになる。

##### a. オイルミスト発生装置

直径約 1,000 mm のタンク中に機関使用の潤滑油を下部に入れ、ヒーターで加熱し、電動機駆動のかく拌器でかく拌してオイルミストを発生させる。従って、この装置で発生するオイルミストは実際の機関のクランクケース内に生ずるオイルミストと濃度が大体同程度のものから、さらに濃厚なものに至るまで広範囲にわたって変化させられる。

本装置の概略は Fig. 4・5 に示す。実際に試験場に設置した状態を Fig. 4・6 および Fig. 4・7 に示す。

また、その内部を Fig. 5・8 に示してある。油をかく拌器下部まで入れた状態を Fig. 4・9 に示す。

##### b. オイルミスト燃焼装置

直径約 300 mm のタンクであり、発生したオイルミスト中にグロープラグ（自動車エンジン用）の加熱部分を露出せしめ、オイルミストの燃焼、あるいは爆発に対する安全性を確認するものである。従って爆発を起した場合でも安全なように安全装置を装備した。この装置ではヒーターにより加熱された鉄板上に潤滑油を滴下し、オイルミストを発生できるようにした。従って、この方法で滴下する潤滑量を加減することにより、発生するオイルミストの濃度を変えることができるようとした。

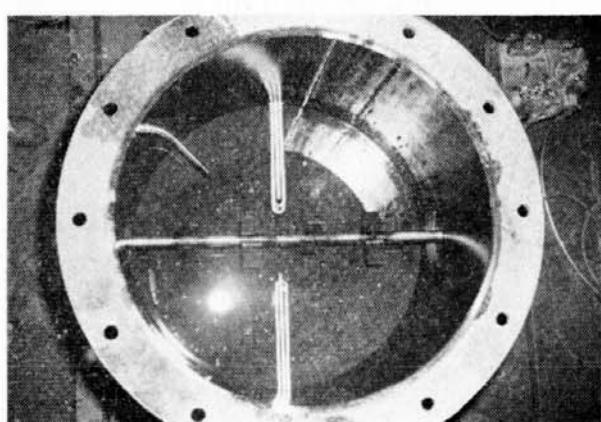


Fig. 4・8 Inside View of Oil Mist Generating Tank

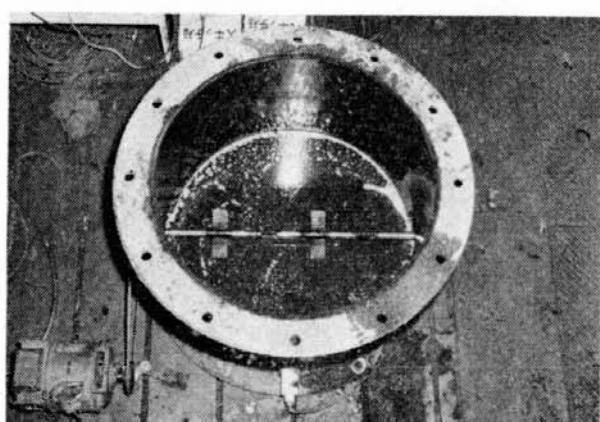


Fig. 4・9 Inside View of Oil Mist Generating Tank (Poured Lubricating Oil in Tank)

本装置の概略を Fig. 4・10 に示す。実際に試験場に設置した状態を Fig. 4・6 および Fig. 4・11 に、その内部の状況を Fig. 4・12 に示してある。また、オイルミスト燃焼用のグローブラグを加熱したところを Fig. 4・13 に示す。

#### 4・4 試験要領

オイルミストデテクタの試験として前に述べたとおり、実機に装備して行なう実用試験と単独試験装置を使用する単独試験を行なった。

##### 4・4・1 実用試験

実機にオイルミストデテクタを装備して試運転を行ない、デテクタの作動を確認するとともに機関負荷および回転数の変化に対するオイルミストの濃度の状況を調査した。

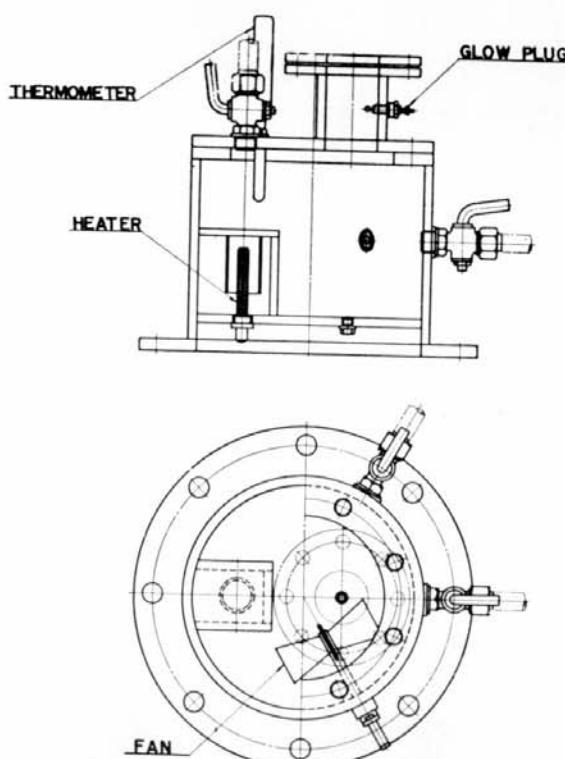


Fig. 4・10 Burning Tank for Oil Mist

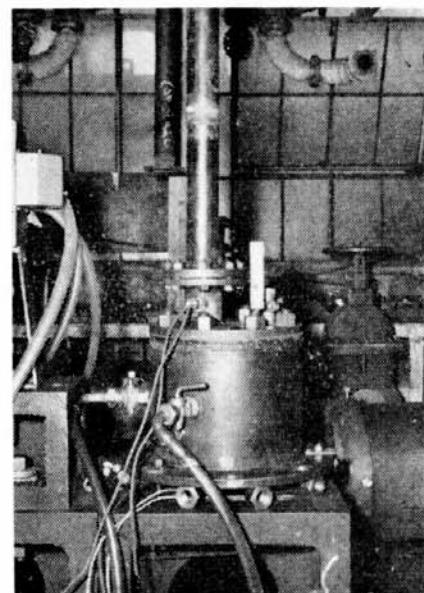


Fig. 4・11 Oil Mist Burning Tank

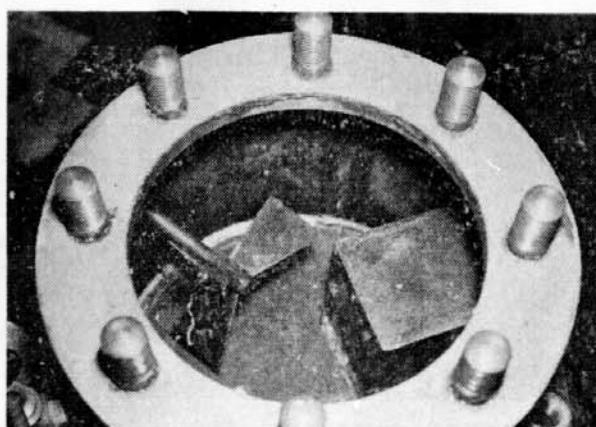


Fig. 4・12 Inside View of Oil Mist Burning Tank

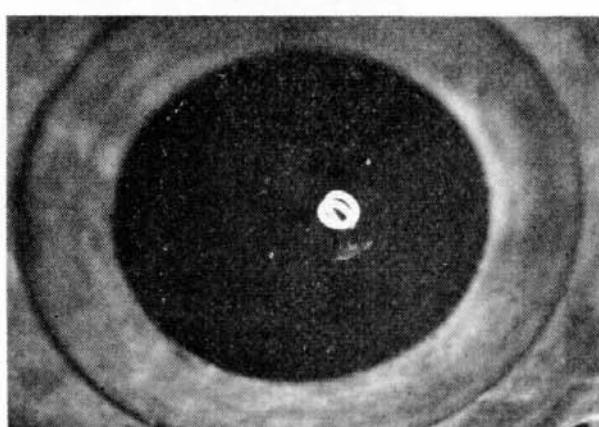


Fig. 4・13 Glow Plug of Burning Tank

まず初めに Fig. 4・2 および Fig. 4・14 に示すとおりにクランクケースの各コンパートメントごとに取出口を設けて試験を行なった。供試機関として 628 VBF 50 型機関を選び、実際に配管したところを Fig. 4・16 および Fig. 4・17 に示す。また、オイルミストデテクタ側の吸入口は Fig. 4・15 に示すとおりである。

628 VBF 50 型機関では機関回転数を一定にして機関負荷を変えて試験をするとともに、回転数の影響を見るために回転数をプロペラ法則に合せて負荷に応じて変化させて試験計測を行なった。また、機関個々の差を検討するために、3 台の同一型機関に対して試験を行なった。

一方、機関クランクケース内の各部分におけるオイルミストの状況を計測する一方法として Fig. 4・18 に示すように同一コンパートメントの各所からオイルミストを取りだし、その状況を調査することにした。供試機関として 642 VBF 75 型機関を使用し、オイルミストを取りだす個所として次の 5か所を選んだ。

イ. クランクケース内最上部

ロ. ピストンスカート下部

ハ. 中央仕切板下部

ニ. 軸受付近

ホ. 油戸付近

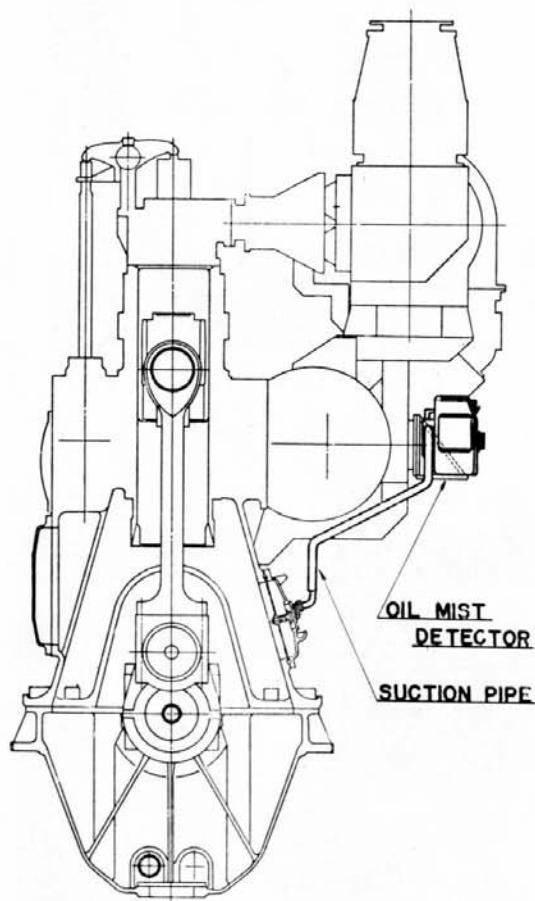


Fig. 4・14 Arrangement of Oil Mist Detector  
(for 628 VBF 50)

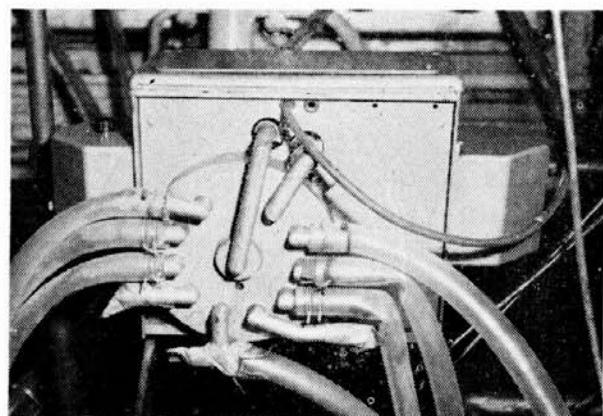


Fig. 4・15 Back-Side View of Oil Mist Detector

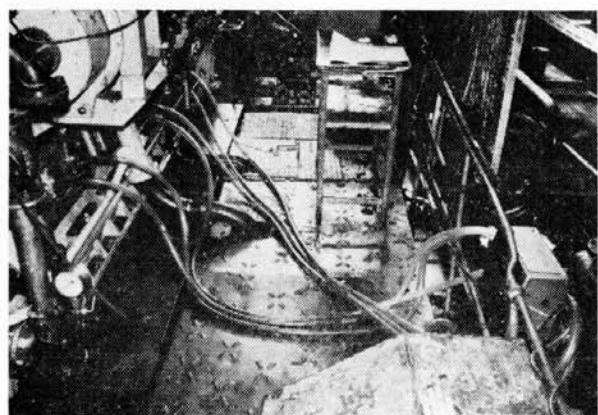


Fig. 4・16 Arrangement of Oil Mist Detector  
(for 628 VBF 50)

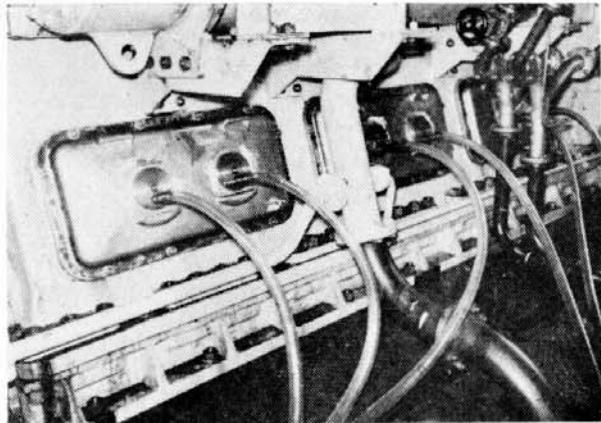


Fig. 4·17 Suction Pipe for Oil Mist  
(for 628 VBF 50)

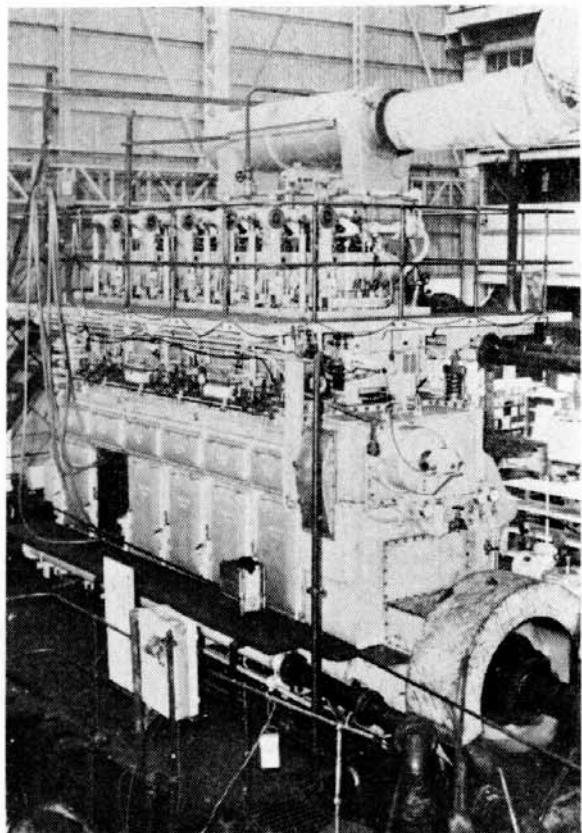


Fig. 4·19 Arrangement of Oil Mist Detector  
(for 642 VBF 75)

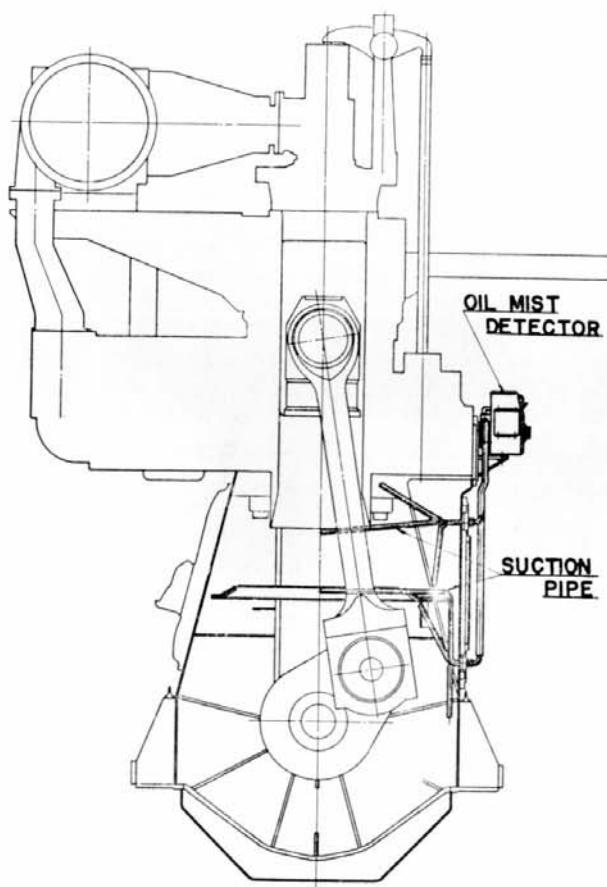


Fig. 41·8 Arrangement of Oil Mist Detector  
(for 642 VBF 75)

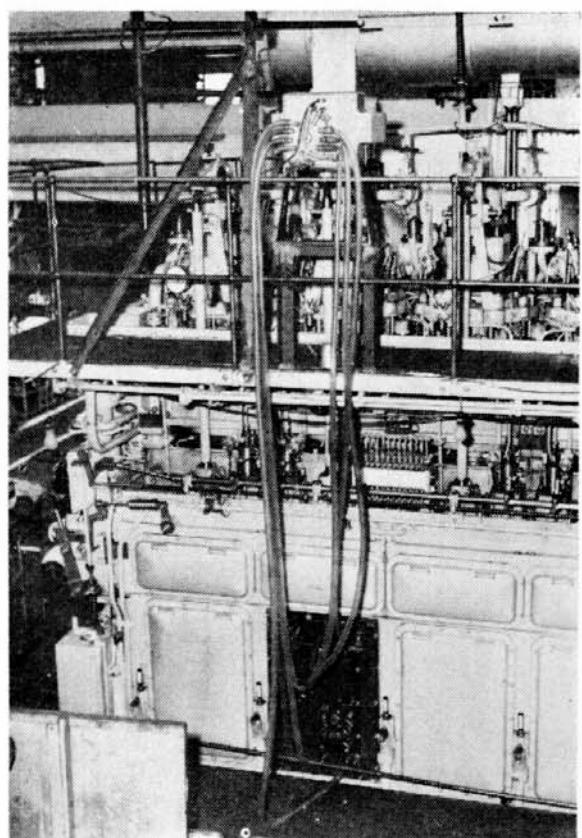


Fig. 4·20 Arrangement of Oil Mist Detector  
(for 642 VBF 75)

実機に装備した状況は Fig. 4・19 および Fig. 4・20 に示したとおりで、油戸を特別に製作し、配管を行なった。油戸の部分は Fig. 4・21 に内部の配管の状況は Fig. 4・22 に示す。

642 VBF 75 型機関では機関回転数をプロペラ法則に従って負荷に応じて変化させて計測を行ない、2台の同一型機関について試験を施行した。

#### 4・4・2 単独試験

単独試験装置にオイルミストデテクタを装備し、次の点につき試験を施行した。

イ. 実機では通常実現されないような高油温、過熱に対するオイルミストの状況を試験する。

ロ. オイルミストの爆発に対する危険性の試験を行なう。

ハ. ブローバイを想定した場合のオイルミストの危険性などの状況を調査する。

##### a. オイルミスト発生試験

Fig. 4・5 に示すようなオイルミスト発生装置に Fig. 4・9 のように機関使用潤滑油をかく拌用羽根が浸る程度に入れ、電動機にてかく拌器を駆動しながらヒーターで加熱し、油温とオイルミスト濃度を計測する。オイルミストデテクタを単独試験装置に取り付けた状況を Fig. 4・6 および Fig. 4・7 に示す。

##### b. オイルミスト燃焼試験

Fig. 4・10 に示すようなオイルミスト燃焼装置を使用し、上方コックより一定量の潤滑油を滴下し、発生したオイルミストを爆発、燃焼させ、オイルミストの濃度、温度等の変化に対する爆発の安全性を調査した。オイルミストの爆発、燃焼についてはオイルミストの濃度、粒度、温度などに関係するのは勿論、爆発の誘因となる過熱部分の面積、温度にも関係すると考えられるので、複雑な問題となることが予想される。本試験のごとき短期間では、オイルミストの発生状態にまでさかのぼって研究することは不可能であるので、本試験においては点火方法として自動車用機関に用いられるグローブラグを使用して通電時間を見て試験するだけとした。潤滑油を滴下させてオイルミストを発生

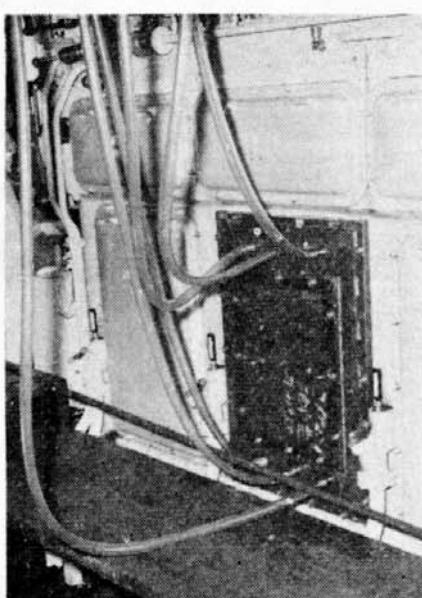


Fig. 4・21 Suction Pipe for Oil Mist  
(for 642 VBF 75)

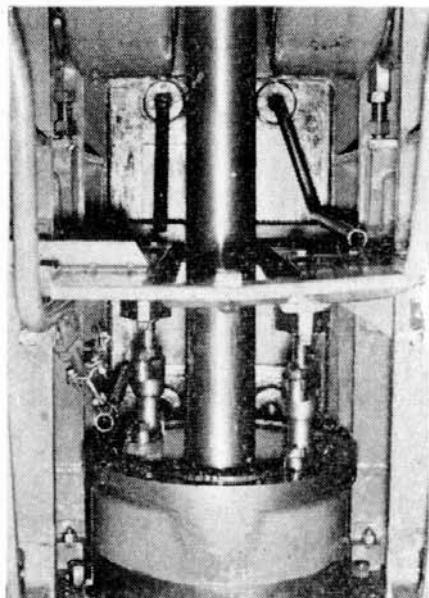


Fig. 4・22 Arrangement of Suction Pipe in  
the Crankcase (for 642 VBF 75)

Table 4·2 Particulars of the Lubricating Oil

Mobile DTE No. 3 (Socony Mobile Oil Comp. Inc.)	
Specific Gravity $15/4^{\circ}\text{C}$	0.90
Viscosity $50^{\circ}\text{C}$	60 c.s.
	9 c.s.
Ash	0.05 %
Residual Carbon	0.18 %
Flash Point	$220^{\circ}\text{C}$
Cracking Point	$350^{\circ}\text{C}$
Colour	Reddish Brown (limpid)

させる関係上、均一なオイルミストを得るために手動のファンを設けてある。

試験装置の状況は Fig. 4·6 および Fig. 4·11 に示し、内部の様子を Fig. 4·12 および Fig. 4·13 に示す。

#### c. プローバイ試験

オイルミスト燃焼装置内のオイルミスト中に高温ガスあるいはガスバーナによる火炎を吹き込むことにより、クランクケース内へのプローバイに対するオイルミストの爆発、燃焼の安全性について調査した。

なお以上の各試験に使用した潤滑油は前記実用試験で供試機関に使用されているものと同一品であり、その代表的特性を Table 4·2 に示す。

### 4·5 試験結果

実用試験では実機にオイルミストデテクタを装備し、デテクタが正常に作動することを確認した。また、単独試験では不満足な結果しか得られなかつたが、一応オイルミストの爆発、燃焼に対して充分なる安全性をもってオイルミストデテクタが警報を発することがわかつた。

#### 4·5·1 実用試験

クランクケースの各シリングダコンパートメントごとに1本づつ配管した 628 VBF 50 型機関では、カム軸駆動装置のチェーンケースを含めて相互のオイルミスト濃度の差はデテクタの感度調整を最高感度の得られるようにセットした場合でも検出不可能であった。従ってオイルミスト濃度の差は機関に異常がない限り殆んど存在しないと考えられる。

一方、絶対濃度の値はグラビナ社から送付されたオイルミストデテクタの感度曲線を使用し計測を行なった。628 VBF 50 型機関 3 台につき機関回転数を一定に保ち、機関負荷を変えた場合のオイルミスト濃度、潤滑油温度の変化を計測した結果を Fig. 4·23 に示す。図に見られるごとく、3 台の機関 A, B, C ではその濃度はやや差があるが、どの機関も回転数が一定であつても、負荷が増大するに伴い、オイルミストの濃度が増加している。その増加率は負荷の大きいところほど大である。これは負荷の増加に伴って機関クランクケース内の各部および油の温度上昇が原因と考えられるが、潤滑油温度の上昇は少ないにもかかわらず、オイルミスト濃度の増加は大きいので、これはクランクケース内の各部の温度が上昇することによる影響が大きいと考えられる。

また、回転数による影響を見るために、機関Aにおいてプロペラ法則に合せて負荷と回転数を変化させた場合について試験を施行したが、その結果を Fig. 4·24 に示す。図に見られるとおり、オイルミスト濃度に対する回転数の影響はかなり大きい。これは機関回転数の増加に伴う軸受部の温度上昇、あるいはクランクケース内を動くクランクピン軸受部からの漏油の影響とみられる。

642 VBF 75 型機関では 1 つのシリンドコンパートメントを選び、クランクケース内各部におけるオイルミストの分布状況を調べるために、クランクケース内までオイルミスト吸入用の管を延ばして計測を行なったが、低負荷から定格負荷に至るまで、各シリンド間の濃度差と同様に、オイルミストデテクタではその各部における濃度差は検出されなかった。

従って、この程度の中型トランクピストン型機関では、特に異常が生ぜぬ限り、ほとんどクランクケース内は均一な状態にあることがわかった。

642 VBF 75 型機関でプロペラ法則に合せて機関回転数および負荷を変えて、クランクケース内のオイルミストの濃度を計測した結果を Fig. 4·25 に示す。2 台の機関 D, E について試験を行なったが、その結果は図に見られるごとく、ほとんど同じ値が得られた。また、比較のために 628 VBF 50 型機関と 642 VBF 75 型機関でプロペラ法則に従って計測して得られた結果を書き並べたのが Fig. 4·26 である。両型機関の間で絶対値には差があるが、傾向は全く同一といってよい。絶対値に差があるのは、機関型式が違うので、回転数、大きさに差があるが、油温の差による影響が大きいと考え

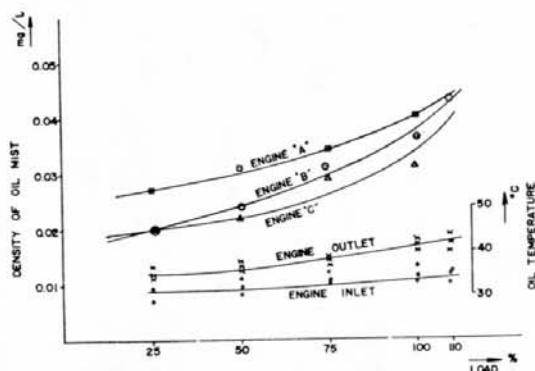


Fig. 4·23 Test Results on 628 VBF 50

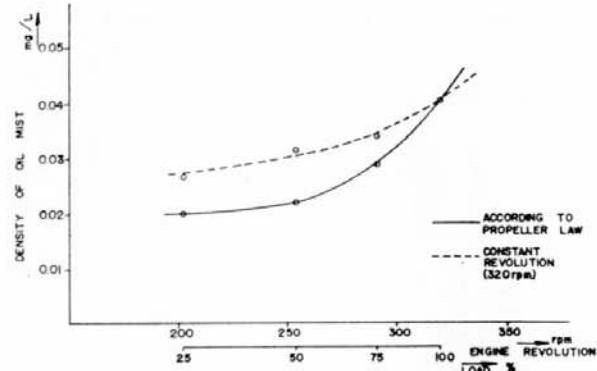


Fig. 4·24 Test Results on 628 VBF 50

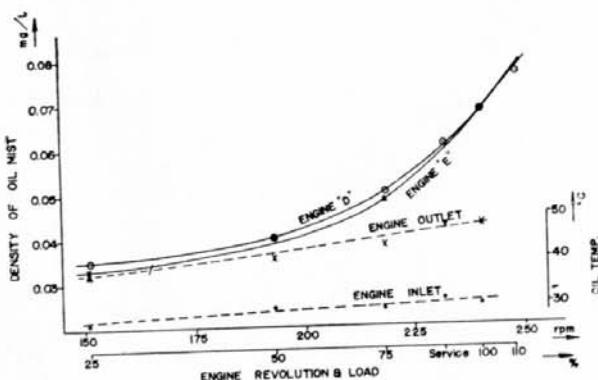


Fig. 4·25 Test Results on 642 VBF 75

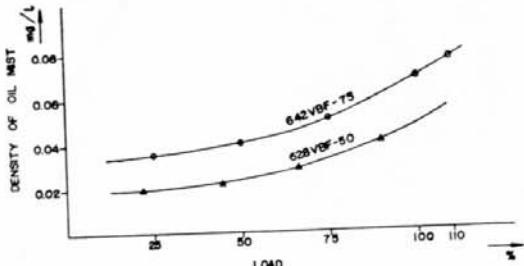


Fig. 4·26 Test Results (Comparision between Engine)

られる。なおクランクケース内の油温は直接には計測しなかったが、機関出口温度と差はないものと考えられる。

#### 4・5・2 単独試験

##### a. オイルミスト発生試験

機関使用潤滑油をオイルミスト発生装置に入れ、かく拌器でかく拌しながらヒーターで加熱し、油温とオイルミスト濃度との関係を計測した。かく拌器の回転数の影響を調査する意味で、かく拌回転数を変え、800 rpm, 670 rpm, 370 rpm の 3 種について試験を行なった。その結果を Fig. 4・27 に示す。図に見るごとく、油温の上昇とともにオイルミスト濃度が増加し、油温が 110~120°C を越えると急激に増加する。

また、かく拌回転数の大なるほど、発生するオイルミストの濃度も増加するが、110~120°C を越えるとその影響は少なくなる。

なお、実用試験で得られた定格負荷の場合のオイルミスト濃度を Fig. 4・27 に記入してあるが、図に示されるとおり、実機での潤滑油温度は 50°C 内外であることを考え合わせると実機におけるクランクケース内のオイルミストの濃度は同じ油温で比較して大きいといえる。これはクランクケース内のオイルミストは、油温だけでなく、クランクケース内の機関各部の温度にも大きく影響されるためと考えられる。

##### b. オイルミスト燃焼試験

オイルミストデテクタの警報点はグラビナ社からのデータによると、最高感度にセットしたときで 0.299 mg/l, 最低感度にセットしたときで 1,298 mg/l のオイルミスト濃度となっている。

オイルミストデテクタを燃焼装置に装備して、これらの警報点でグローブラグに通電し着火を誘起させようとしたが、いずれの点でも爆発、燃焼は生じなかった。

また、この警報点よりも高濃度の場合についても、同様に試験を行なったが、やはり爆発、燃焼は生じなかった。実際に燃焼装置内に供給した潤滑油量は、0.5 cc, 1 cc, 3 cc, 5 cc, 10 cc と変えて試験を行なったが、装置内でオイルミストとなって発生する量は飽和してしまって、オイルミストの濃度を爆発、燃焼させうるまでに至らなかった。

##### c. プローバイ試験

トランクピストン型機関でプローバイを行なった場合、クランクケース内のオイルミストの爆発、燃焼に対する安全性についての試験のため、オイルミスト燃焼装置内にガスバーナの火炎を吹き込んだ。オイルミストの濃度は前述のオイルミスト燃焼試験と同様に、デテクタの警報点およびさらに濃度の高い場合について試験を行なったが、爆発、燃焼は起きなかった。

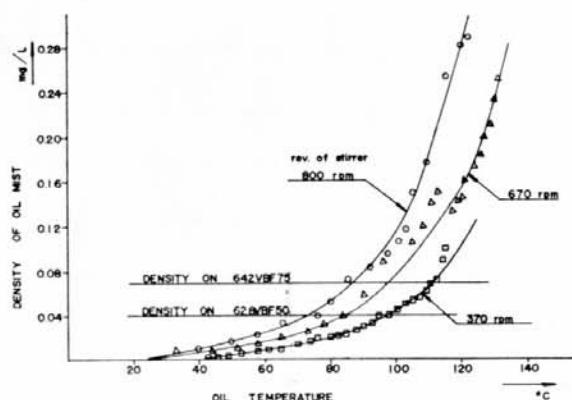


Fig. 4・27 Test Results on Test Rig

#### 4・6 結 論

グラビナ社製オイルミストデテクタを実機に装備して試用し、デテクタが正常に作動することを確認するとともに、単独試験装置でもデテクタを装備した場合の安全性について調査した。結論としては次のとおりである。

- a. 2サイクル、トランクピストン中型機関ではクランクケース内のオイルミストの濃度は、定格負荷、定格回転数において  $0.04\sim0.08 \text{ mg/l}$  である。
- b. クランクケース内のオイルミスト濃度は負荷および回転数の増加とともに増大する。
- c. 正常運転中においては、試験した程度の中型機関のクランクケース各シリンダコンパートメント間のオイルミスト濃度の差はほとんどない。
- d. 同様に、同一コンパートメント内の各部のオイルミスト濃度の差もない。従ってほとんど均一なオイルミストが発生していると考えられる。
- e. クランクケース内のオイルミスト濃度は、単独試験装置において機関潤滑油温度にて発生するオイルミスト濃度より大きく、機関クランクケース内の高温部分の影響が大きいと考えられる。
- f. オイルミストデテクタを最低感度にセットした場合の警報点のオイルミスト濃度 ( $1.298 \text{ mg/l}$ )においては、過熱部分 (約  $500^\circ\text{C}\sim1,000^\circ\text{C}$ ) が存在しても爆発しない。
- g. また、上記と同一状態においては、プローバイによっても爆発、燃焼することはないと考えられる。

最後に、オイルミストデテクタを装備した機関で警報を発するような場合は、機関が異常な状態にあるといえる。しかし、警報点の濃度では、クランクケースエクスプロージョンというような重大な事故に対しては充分に安全である。今までの研究によれば、爆発、燃焼を起すオイルミスト濃度の限界点は、約  $50 \text{ mg/l}$  程度といわれているから、実機では正常運転中は勿論のこと、デテクタの警報点でもかなりの安全性があるといえる。オイルミストの燃焼限界は装置の関係上、調査できなかったことは残念であった。

## 第5章 排気温度の検出警報ならびに軸受温度の警報装置の研究

### 5.1 総 説

“ディーゼル船の遠隔操縦ならびに自動制御に関する研究”の一環として36年度研究の一項目に“排出温度の検出警報ならびに軸受温度の警報装置の研究”がとりあげられ、第53研究部会はこの研究の実施を三菱造船株式会社長崎造船所に委託された。ここにその研究の結果をとりまとめて報告する。

排気温度、軸受温度ともにディーゼル機関の運転時には監視的な意味で計測されているが、これらを常時自動的に計測し、必要に応じて自動的に警報を発し、それによって運転条件を変更するまでの一連の制御装置は最終的には機関室自動化のうえに極めて重要なことであり、この実現によって安全運転に資するところ大であるので、この問題をとりあげたものである。

### 5.2 試験研究の目的

排気温度はディーゼル機関の運転上、燃焼が正常に行なわれているかどうかの判定上重要であるばかりでなく、過給機用排気タービンの翼、翼車などの温度上昇に伴なう熱応力による破損を防止する上において役立つので、排気温度を自動的に計測し、ある設定温度以上になった場合に自動的に警報を発する装置の開発が必要であり、その開発に当って、従来から使用されている工業用計器の指示は本質的にいかなるものであるかを実験機によって明らかにし、次に実験機の場合について検出警報装置を試作し、運転時に試用することにした。

軸受温度の検出は軸受の焼損防止の面より重要であり、従来から熱電対その他で主として軸受裏金部分の温度が計測されているが、焼損防止の立場よりは、焼損の原因が何であるにせよ、一定温度に達したならば警報を発する必要があるが、この場合に軸受温度と焼損との対応は計測点の位置および使用せる計器の応答速度によって左右せられるので、これらについての実験を行なうこととした。また焼付防止の立場よりみれば、温度だけでなく温度上昇の勾配（時間に対する微分値）を検出し、温度 $\theta$ 、温度勾配 $\theta'$ の二つの量より警報を発するようすれば、より確実な警報が発せられると考えられるので、 $\theta'$ の検出方法の研究を行なうこととした。なお実験機について軸受温度の検出、警報装置を試作し、運転時に試用することにした。

### 5.3 試 験

本研究の実施に当って次の機関を使用した。

名 称	三菱 UEV 30/40 型実験機関
シリンドー径	300 mm

行 程	400 mm
シリンドー数	6
毎分回転数	600 rpm
正味平均有効圧力	9.95 kg/cm <sup>2</sup>
定格出力	2,250 PS

### 5・3・1 排気温度の検出、警報装置の研究

#### (1) 排気温度の実態に関する研究

前に触れたごとく、普通排気温度は比較的熱容量の大きい熱電対、その他を検出端としており、計器も固有周期の長い、いわゆる工業計器が使用されており、その計測値は一種の平均値と見做されるものであり、その実態を知るために、排気温度の実態を計測して把握することにした。

そのためにシリンドー出口より、過給機に至る配管部で Fig. 5・1 のごとく過給機に近い部分に Fig.

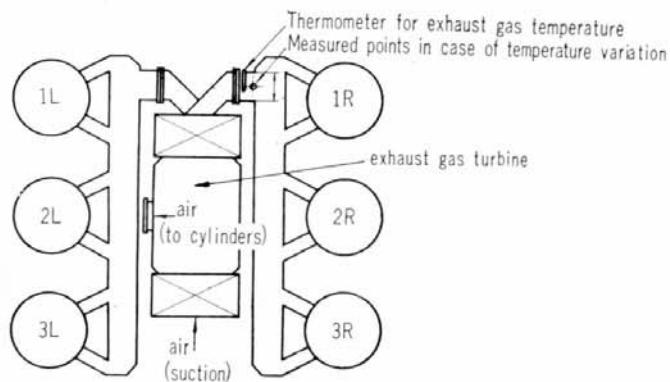


Fig. 5・1 Measured Points of Exhaust Gas Temperature in Engine

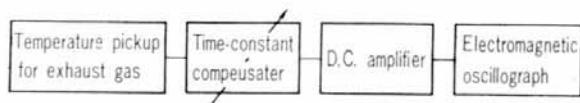


Fig. 5・2 Block Diagram of Measuring Apparatus for Exhaust Gas Temperature

5・3 のごとき白金-白金ロジウム熱電対を挿入し、これを Fig. 5・2 に示すとき補償回路増幅器に入れ、電磁オシログラフで記録した。これらの変動温度の実測結果の一例を Fig. 5・4 に示す。同図には従来の工業計器を用いて計測した温度を記入して比較に供した。この結果よりみると、この機関においては変動温度の時間平均はほぼ工業用計器による計測値に等しいことが判り、これを中心にして実情は相当変動していることが判る。

#### (2) 排気温度の検出、警報装置

上記実験機関について排気温度の検出、警報装置を試作した。すなわち

検出端: HOSKINS C.A. 热電対  $1.6 \text{ mm } \phi$

記録器：大倉電気 25 SBI-IR 12 電子管式自動平衡記録器 12 点  
 記録式で色別打点記録  
 記録紙幅 250 mm, 長さ 25 m  
 平衡速度 5 秒  
 打点間隔 7.5 秒  
 目盛範囲 0~7000°C (1 目 = 10°C)  
 警報装置：大倉電気 SL-12 A 警報計  
 12 点選別 (自動復帰)

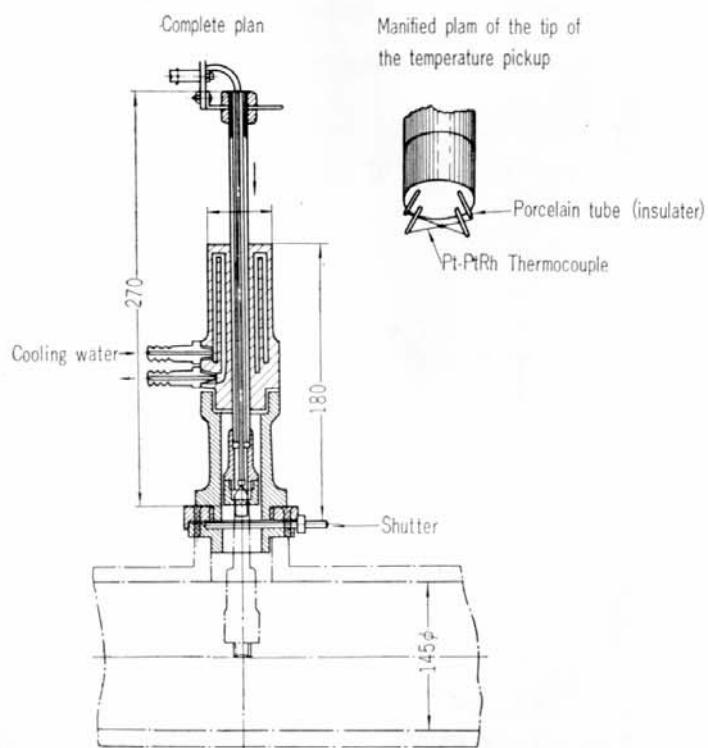


Fig. 5·3 Details of Temperature Pickup

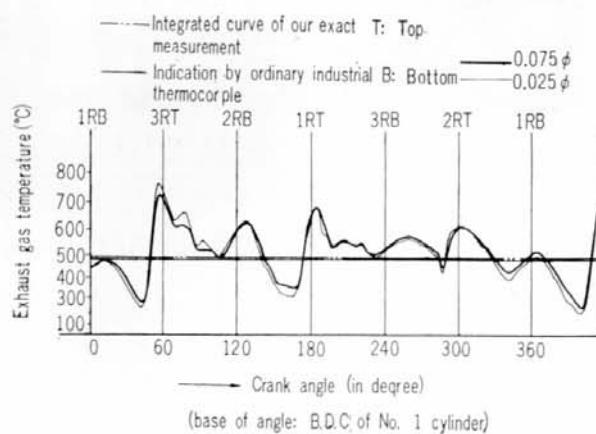


Fig. 5·4 Exhaust Gas Temperature in 6 UEV 30/40 Engine at 100% Load

### 5・3・2 軸受温度の検出、警報装置の研究

#### (1) 軸受温度の時間に対する微分値の検出に関する研究

前述のごとく、軸受の焼損を防止するには、軸受部の温度を熱電対、その他を使用して計測し、計測者がその温度の絶対値と時間に対する上昇具合（時間微分）とを判断して警報を発している。したがって、これを自動的に行なわせるには温度自身を時々刻々記録するとともに、その温度の時々刻々の時間微分値をも記録し、両者がそれぞれある設定点に達したならば自動的に警報を発するようすればよい。ここではその一つとして基礎になる軸受温度の時間に対する微分値を求める方法を研究した。

軸受温度の時間に対する微分値  $d\theta/dt (= \theta')$  は焼付いた場合には問題にならないほど大きいが、焼付く数歩手前ではだいたい  $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$  程度であると推定される。これらを考慮して  $\theta'$  の検出装置を試作した。温度の検出端として熱電対を使用すると、この起電力は機関自身に発生している雑音的起電力と比べて余り大きくななく、 $\theta'$  の検出のため増幅したり、微分したりすることが困難であるので、熱電対の代りにサーミスターを使用したところ、この問題の解決ができた。Fig. 5・5 はサーミスター

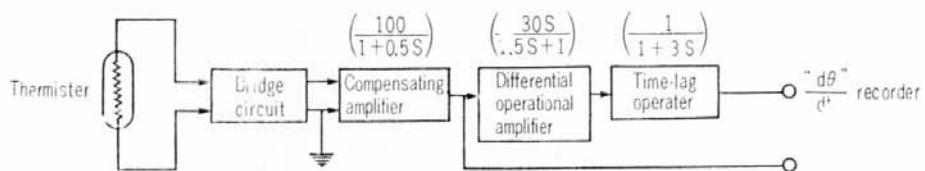


Fig. 5・5 Block Diagram of Measuring and Recording Apparatus of 'θ'

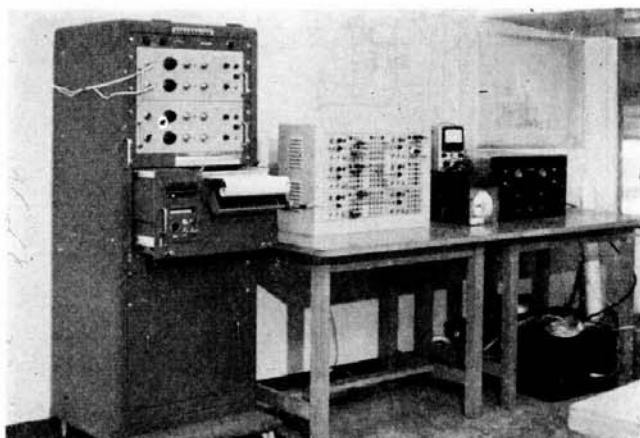


Fig. 5・6 Photograph of Measuring and Recording Apparatus of 'θ'

を使用した  $\theta'$  の測定記録装置のブロック・ダイヤグラムを、Fig. 5・6 の写真は、この装置の外観を、また Fig. 5・7 は  $\theta$  および  $\theta'$  の記録例を示すものである。

#### (2) 軸受温度の検出位置

軸受部に熱電対その他の検出端を挿入して軸受温度の検出を行なう場合に、検出位置をいかに決めればよいかが問題であるが、実用上からは単に温度検出精度だけからは決められず、実機では保守上熱電対の出し入れが簡単であることが望ましいからである。したがって、以上のような見地から、(イ)

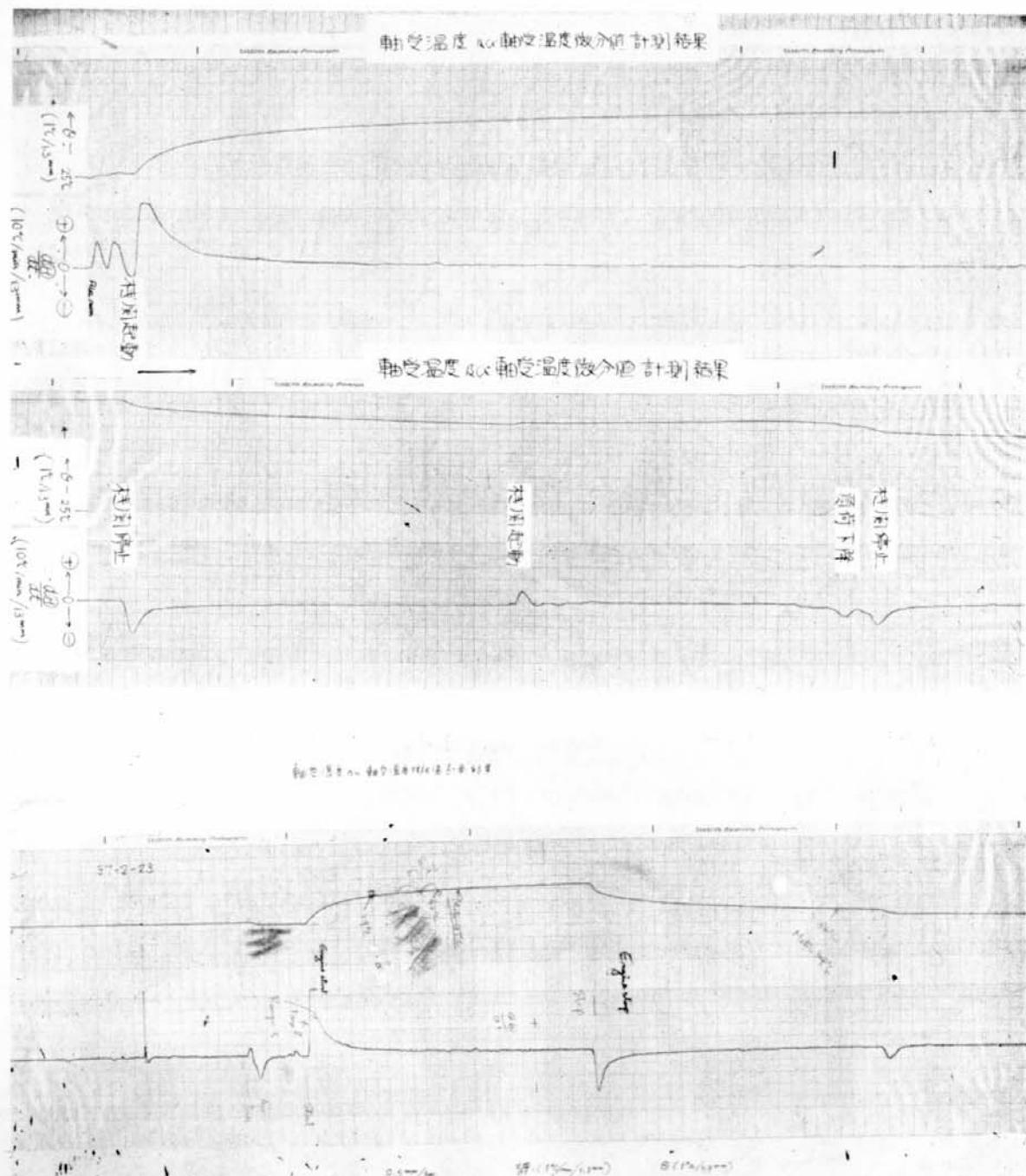


Fig. 5.7 Some Examples of Recorded  $\theta$  and  $\theta'$

機関発停時, (a) 負荷変動時, (b) L.O. 壓力変動時, (c) 回転数変動時の各場合における軸受各部の温度変化を計測し, 各点の応答性を求め, 検出位置についてデータをとった。

また従来計測していたデータの信頼性を確かめるために電子計算機によって温度分布を計算してみた。

実験には前記機関の軸受を使用し, その軸受の形状ならびに計測点の位置は Fig. 5.8 および Table 5.1 に示すごとくである。計測点は 27 点で, そのうち Table 5.2 に示す 6 点は電磁オシログラフに連続記録した。また Fig. 5.10 は使用した熱電対の頭の形状を示す。

Table 5.2 に示した 6 点について 4 種類の運転条件の場合の試験結果を Fig. 5.11~Fig. 5.15 に示

す。

油温、油膜温度はメタル温度に比べて時間遅れが大きく特異な温度変化をする。これは L.O 系自体および軸受面内のオイル・フロー・パターンの問題に起因すると考えられる。また、従来油温、油膜の温度と称しているものにも問題がある。L.O 圧力変化時および回転数変動時の計測結果からは予想よりも温度勾配の小さい結果がでた。

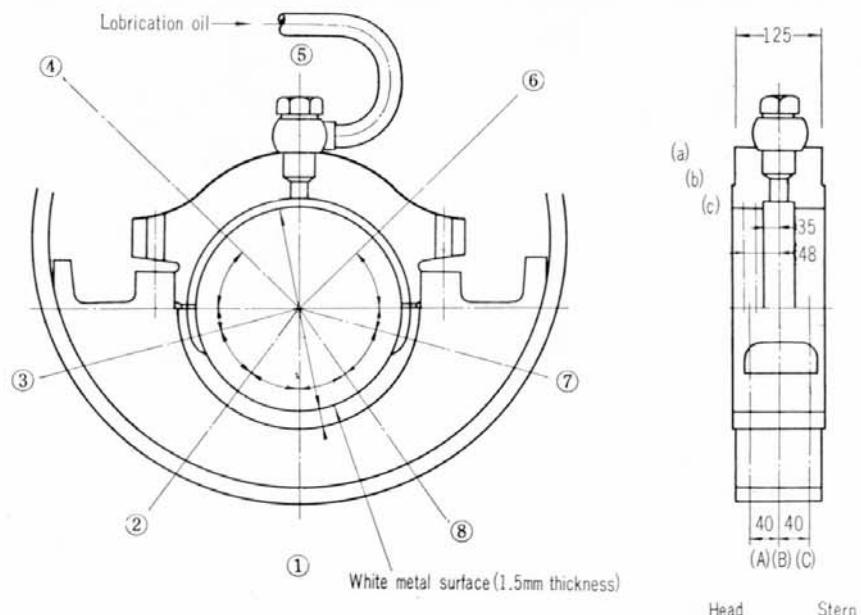


Fig. 5·8 Measured Points for Main Bearing Temperature

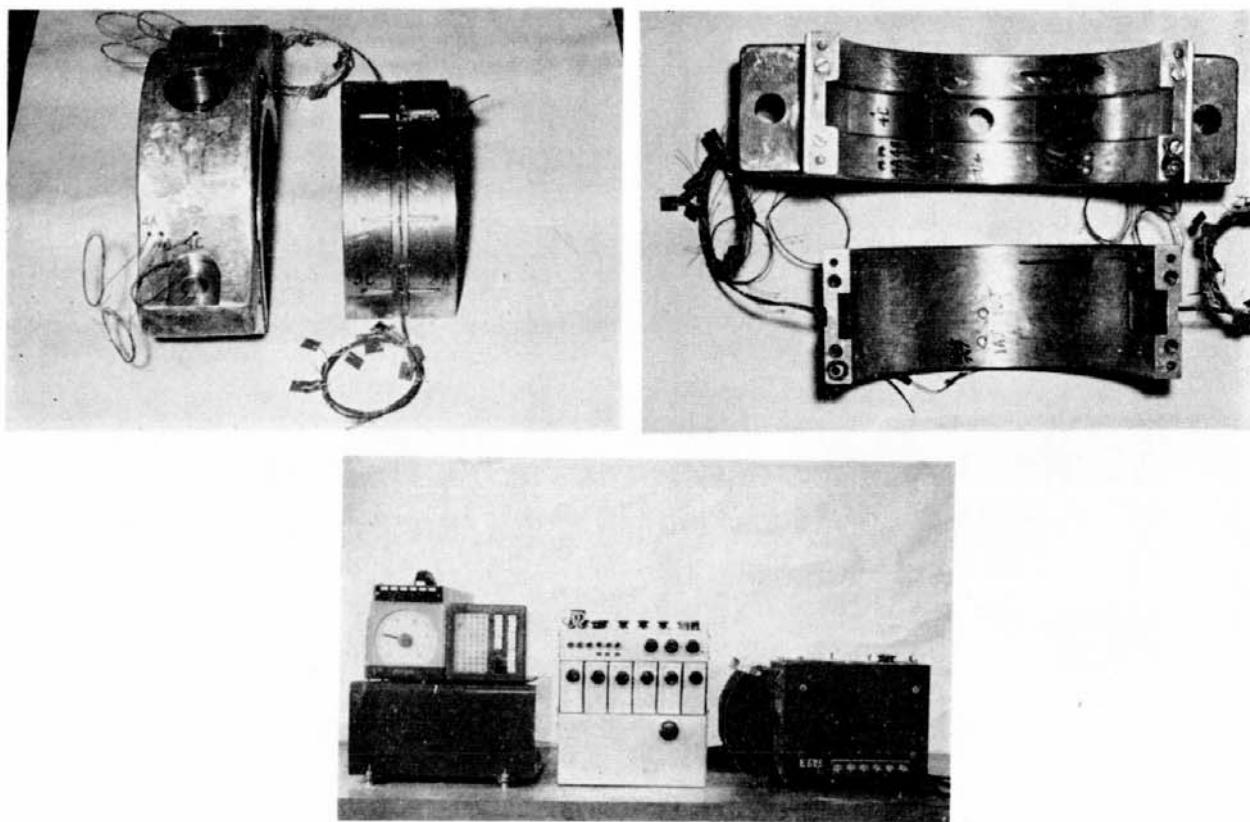


Fig. 5·9 Fitted State of Thermocouple in Main Bearing and Measuring Apparatus for Main Bearing Temperature

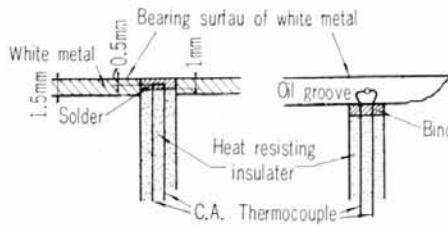


Fig. 5·10·1

Fig. 5·10·2

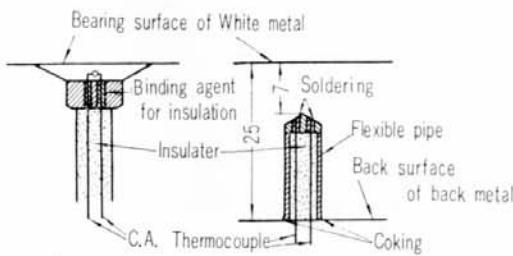


Fig. 5·10·3

Fig. 5·10·4

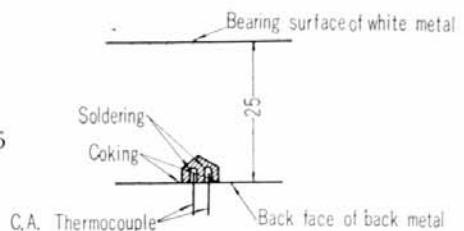


Fig. 5·10·5

Fig. 5·10·4

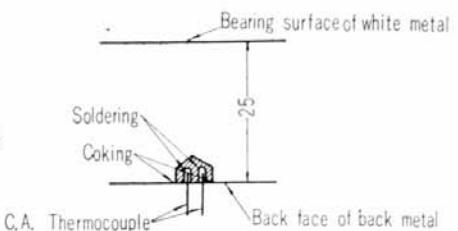


Fig. 5·10·1 J-type for Bearing Surface of White Metal

Fig. 5·10·2 J-type for Oil Groove

Fig. 5·10·3 K-type for Oil Film

Fig. 5·10·4 C-type for the Interior of Metal

Fig. 5·10·5 D-type for Back Surface of Back Metal

Fig. 5·10 Schematic Plan of Thermocouple  
Fitting in Bearing

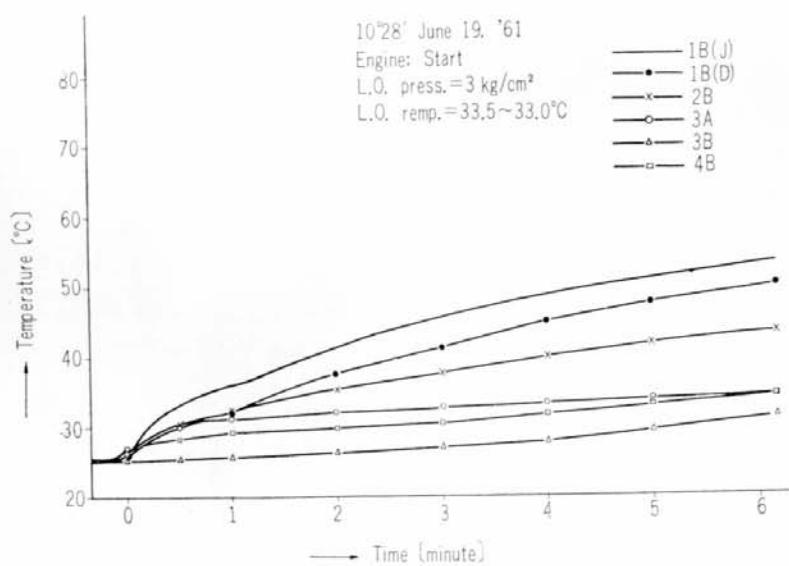


Fig. 5·11 Main Bearing Temperature of 6 UEV 30/40  
Type Test Engine

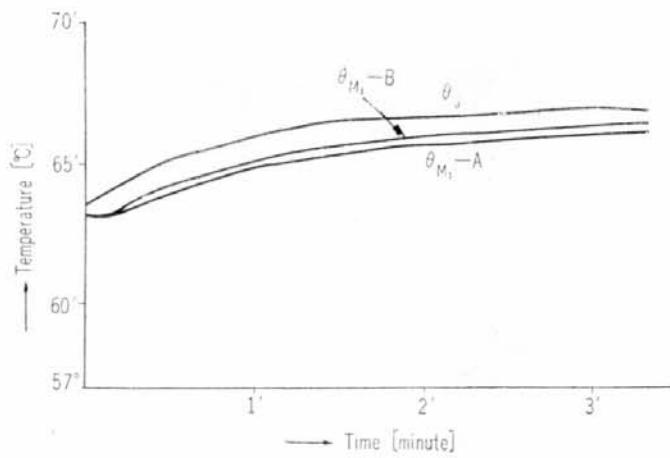


Fig. 5·12 Main Bearing Temperature of 6 UEV 30/40 Type Test Engine

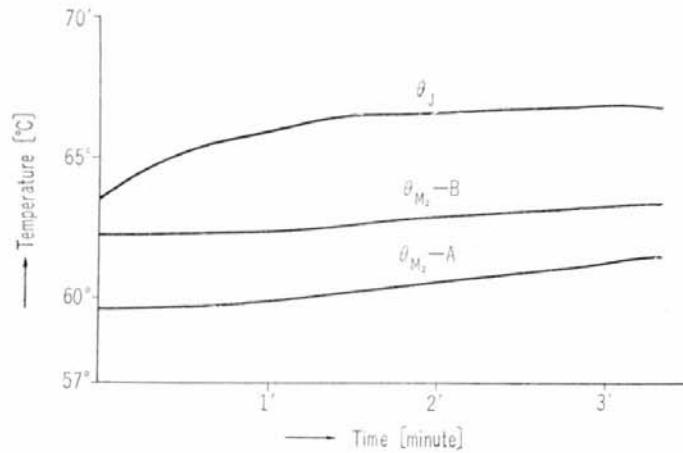


Fig. 5·13 Main Bearing Temperature of 6 UEV 30/40 Type Test Engine

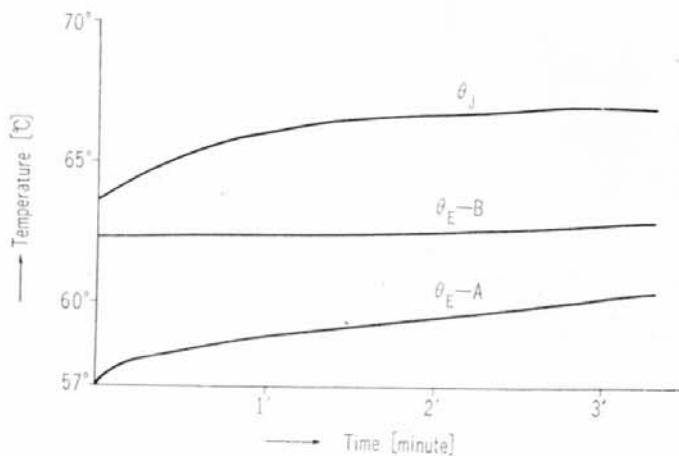


Fig. 5·14 Main Bearing Temperature of 6 UEV 30/40 Type Test Engine

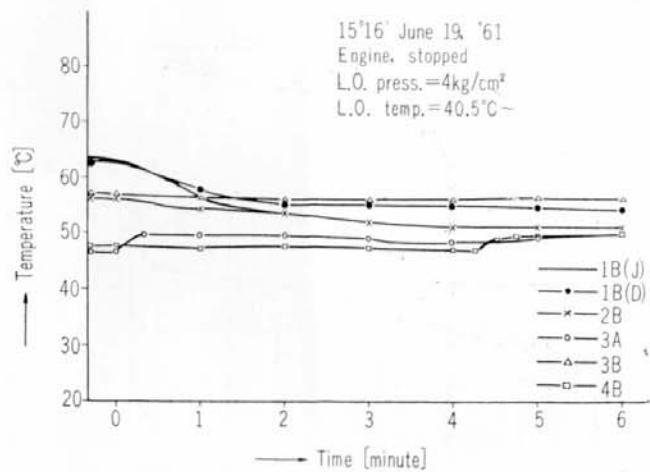


Fig. 5-15 Main Bearing Temperature of 6 UEV 30/40 Type Test Engine

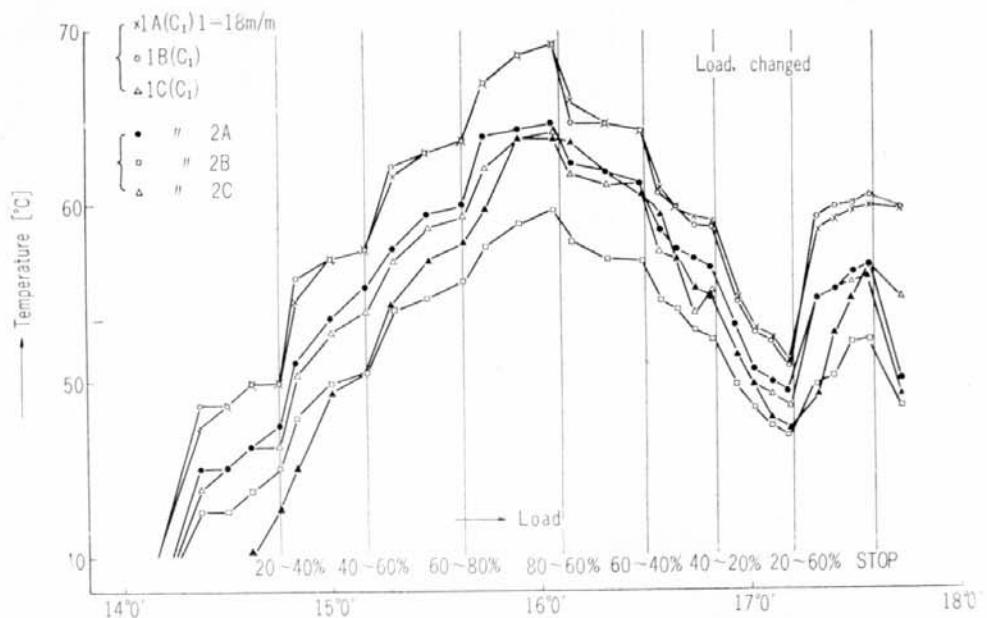


Fig. 5-16 Main Bearing Temperature of 6 UEV 30/40 Type Test Engine (Bearing Breadth-Direction)

次に幅方向および深さ方向について整理すると Fig. 5-16 および Fig. 5-17 に示すようにほとんど差違はなく、やや不自然と思われる指示をしたもののは摺合せによる当りの関係と考えられる。

結論として、軸受温度の計測位置は軸受中心部 1B(J), 1B(D) が最適であるが、加工、取付等の点で実用的ではないのでメタル中間 (C型) をそれぞれの軸受の形状に応じ、ねじ込み型とするか、軸管にてしめるか、いずれかの方法により軸受の軸、軸両端より取り付けることとし、1A(C), 1C(C) 型と決定して差しつかえないと考えられる。

### (3) 主軸受メタル温度変化の検討(計算)

本実験機の主軸受の表面温度の計測が Fig. 5-18 J, D 2 点について行なわれたが、D 点の温度変化が J 点の温度に非常に似ているので、これが妥当であるかどうかを計算によって検討してみた。

計算では次の仮定をおく。

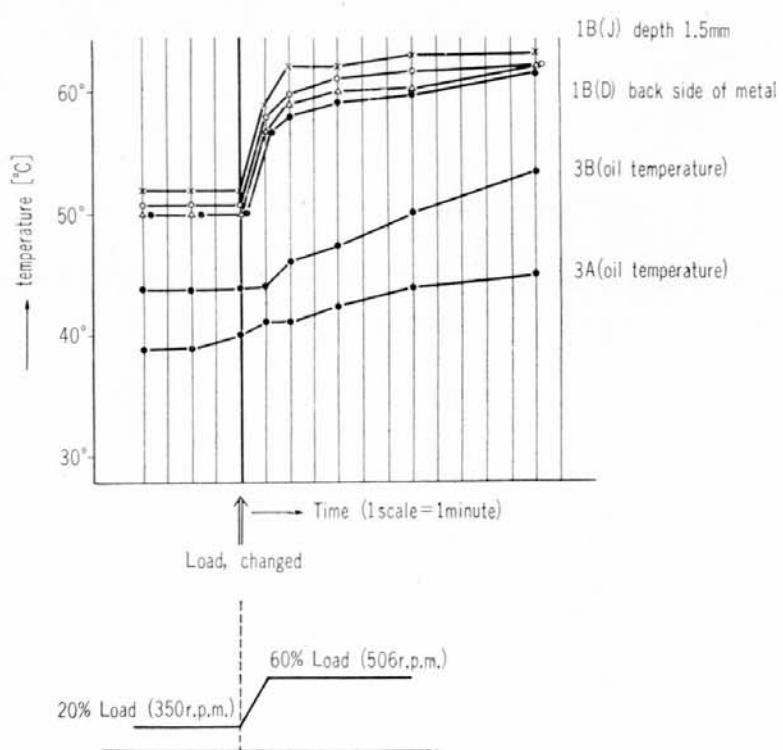


Fig. 5.17 Temperature Variation of Main Bearing in Load-Changing (Bearing Depth-Direction)

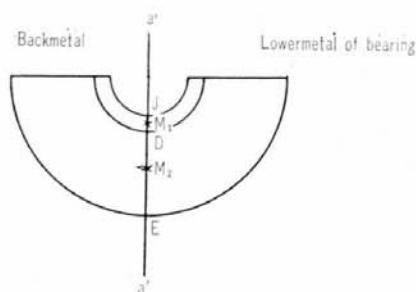


Fig. 5.18

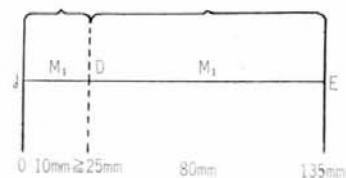
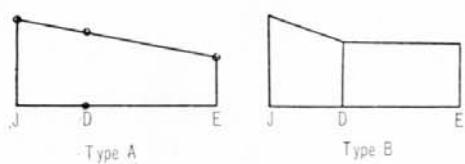


Fig. 5.19

Table 5·1

Symbol of Measured Point	Type of Measuring Point	Remarks
1 A (J)	J	For Measurement of Temperature of White Metal
1 A (C <sub>1</sub> )	C	L=7 mm (from the surface of White Metal)
1 A (C <sub>2</sub> )	C	L=15
1 A (D)	D	Back Side of Back Metal
1 B (J)	J	
1 B (C <sub>1</sub> )	C	L=7
1 B (C <sub>2</sub> )	C	L=15
1 B (D)	D	
1 C	C	L=7
2 A	C	"
2 B	C	"
2 C	C	"
3 A	K	
3 B	J	
3 C	K	
4 a	K	
4 b	J	
4 c	K	For Oil Temperature Measurement
6 a	K	
6 b	J	
6 c	K	
7 A	K	
7 B	J	
7 C	K	
8 A	C	L=7
8 B	C	"
8 C	C	"

Table 5·2 Symbols of Measured Points of Temperature in Bearing

Symbol of Measured Point	Type of Measured Point	Remarks
1 B (J)	J	For Measurement of White Metal Temperature
1 B (D)	D	For Measurement of Back Side Temperature of Back Metal
2 B	C	For Measurement of Inside of Back Metal (Depth from Back Face: L=18 mm)
3 A	K	For Measurement of Oil Film Temperature
3 B	J	For Measurement of Oil Temperature in Oil Groove
4 b	J	For Measurement of Oil Film Temperature

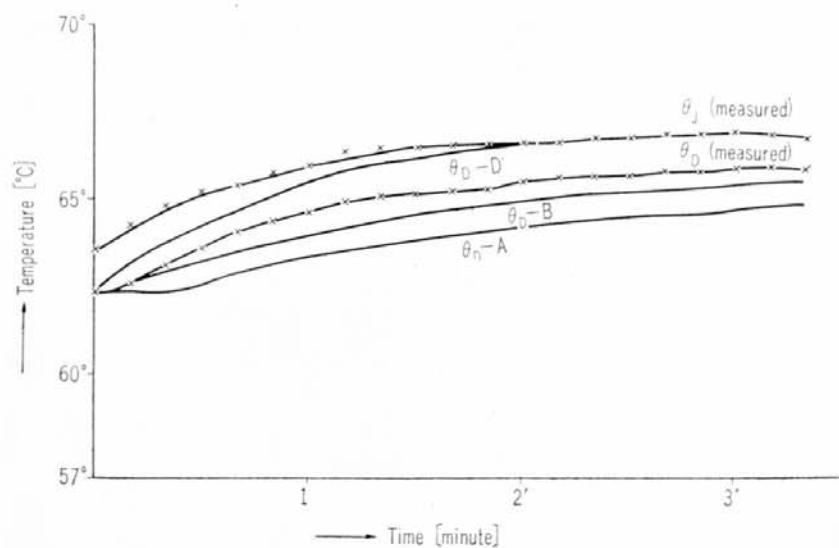


Fig. 5·20 Temperature Variation of Point 'D' (in Back Metal)

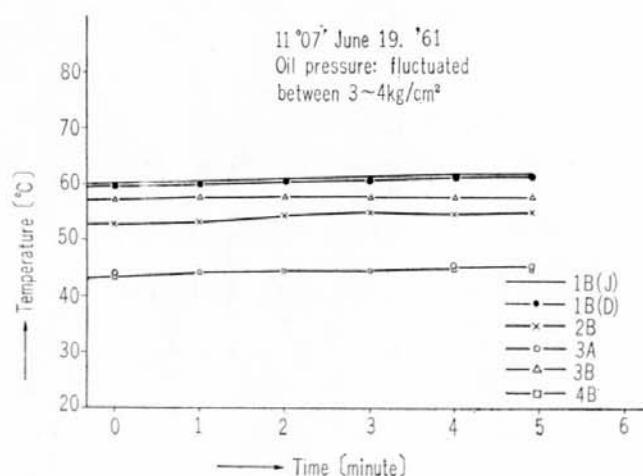


Fig. 5·21 Temperature Variation of Point 'M<sub>1</sub>' (Middle of Back Metal)

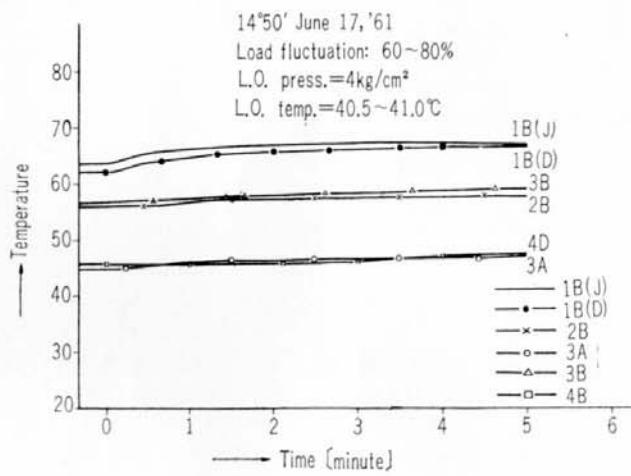


Fig. 5.22 Temperature Variation of Point 'M<sub>2</sub>'  
(Middle of Lower Metal of Bearing)

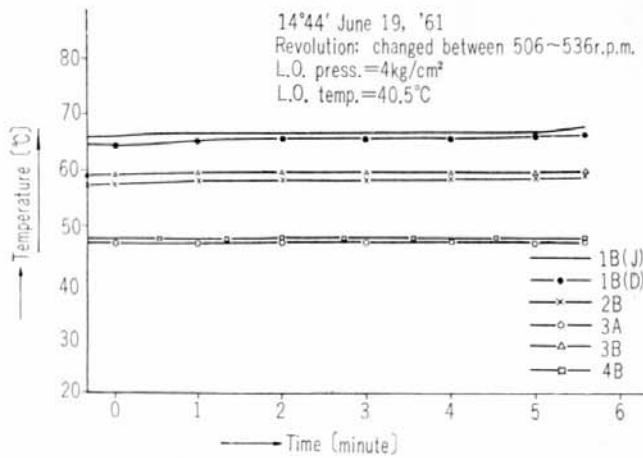


Fig. 5.23 Temperature Variation of Point 'E'  
(Outside of Lower Metal of Bearing)

- (イ)  $a-a'$  による断面を考え、熱の流れは1次元流とする。
  - (ロ) E 点における境界条件は断熱とする。
  - (ハ) J 点における境界条件はその点の温度  $\theta_J(t)$  がちょうど計測データとして与えられるとする。本計算では計算データについて Curve fitting を行ない,
- $$\theta_J(t) = P + Q(1 - e^{-Rt}) + A_6 t^6 + A_5 t^5 + \dots + A_1 t + A_0$$
- として  $\theta_J(t)$  の解析式を与えることとする。
- (メ) 初期条件としては J, D 2 点の温度を与えて（計算データより）の 2 種類を考える。実際の初期温度は Type A, Type B の中間にあるものと考えられる。
  - (モ) D 点ではほとんど完全な摺り合わせが行なわれていて、その面では接触熱抵抗はないものとする。

上記仮定の下に Fig. 5.19 D, M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub>, E 各点の温度変化を計算したが、その結果を Fig. 5.20~Fig. 5.23 に示す。

D 点については計測データと比較してみる。J 点（表面）の温度  $\theta_J$  の変化に伴ない、Type A, Type

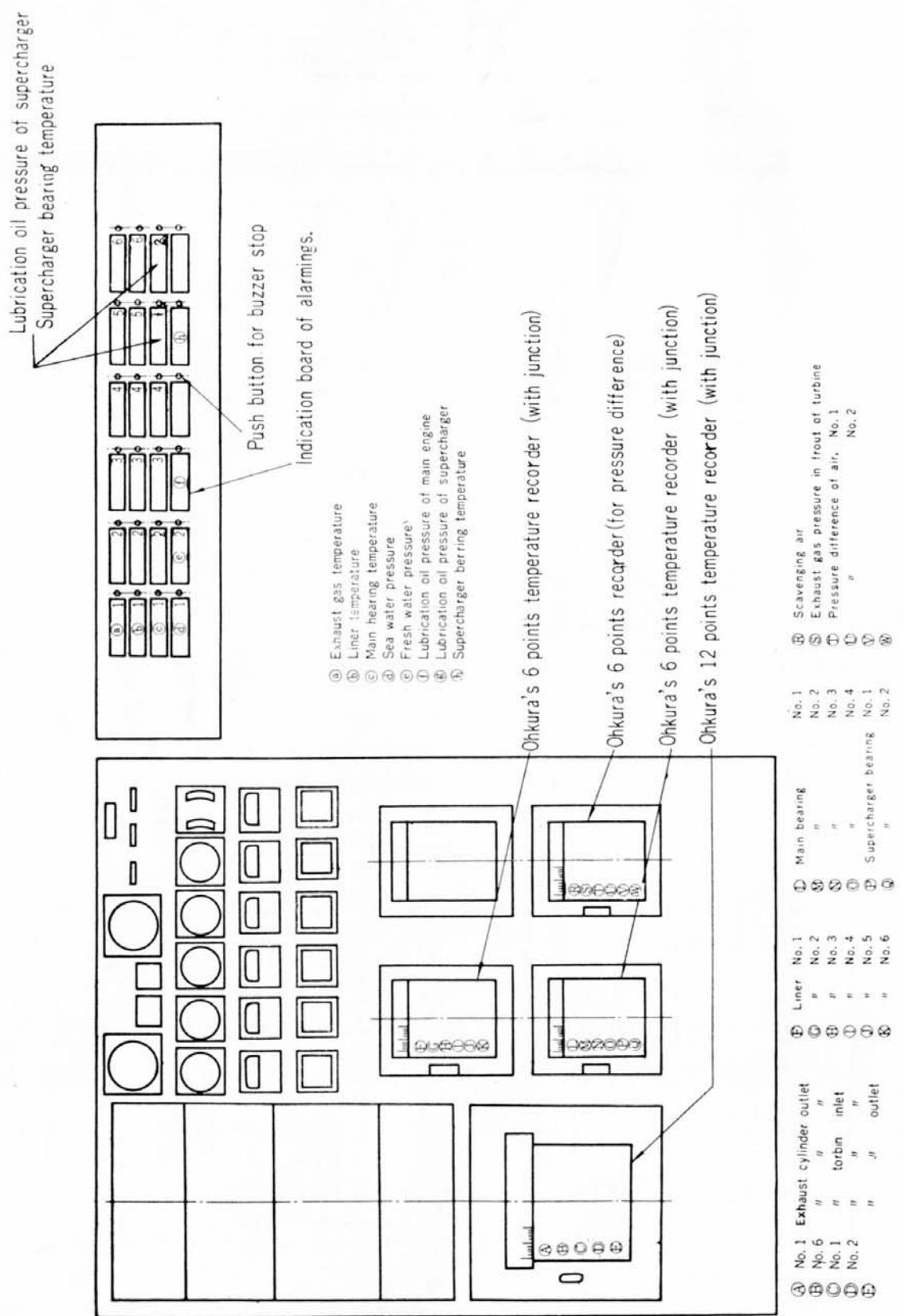


Fig. 5-24 Panel Arrangement of Alarm and Recording Apparatus

B の初期条件に応じて  $\theta_{D-A}$ ,  $\theta_{D-B}$  2 本のカーブが得られるが、実際の初期条件に対応しては、これら 2 本のカーブの中間にくるものと考えられる。前記仮定(4)を設けてある以上、計測データを  $0.7^{\circ}\text{C}$  前後下廻ることは明らかである。

仮定(4)には相当疑問があることは当然である。それは機械的にはほとんど完全な摺り合わせが行なわれているとしても、熱的には油、空気などの膜による相当大きな接触熱抵抗が存在すると考えられる。したがって比較検討のため、極端な場合として、D では断熱であると仮定した場合の計算も行なった。それを参考までに Fig. 20 にプロットしておく。

現実の軸受では

- (イ) D で断熱
- (ロ) E で断熱 (初期条件 Type A ないし Type B)

という両極端の中間の条件が適応されると考えられるので計測データは相当妥当性のあるものと考えられる。

#### (4) 軸受温度ならびにライナー温度の検出警報装置

上記実験機関について軸受温度の検出警報装置を試作し、あわせてライナーについても検出警報できるようにした。

すなわち、

検出端: HOSKINS C. A. 熱電対  $0.3 \text{ mm}\phi$

記録器: 大倉電気 SL-6A 電子管式自動平衡記録器 6 点記録式で色分打点可能

平衡速度 5 秒

打点間隔 7.5 秒

目盛範囲  $D \sim 150^{\circ}\text{C}$  (1 目 =  $2^{\circ}\text{C}$ )

警報装置: 大倉電気 SL-6A 型警報計

多点中 6 点選別 (自動復帰)

なお Fig. 5-24 に各記録計および警報器の装備状況を、Fig. 5-25 の写真は本実験機の遠隔操縦室内に設けられ制御盤、制御装置とともに排気、軸受温度の記録、警報装置の外観を示すものである。

#### 5・4 成果および結言

以上簡単に本研究の概要を述べたが、本研究の成果として、排気温度については、その変動の実態が判り、普通計測に使用せられている工業用計器は、この変動温度の平均値にほぼ等しいことが、この実験機関については結論される。

すなわち排気温度はこの平均温度を中心として約  $\pm 200^{\circ}\text{C}$  変動していることが判った。したがって、場合によってはこのことを考慮に入れて運転する必要がある。排気温度と過給機用ガスタービンの翼、翼車などの温度との関係について実測すべく、Fig. 5-26 の写真に示すとくローターにスリップリング、熱電対を取り付けて準備しているが、実験の都合によりいまだデータが得られていないので、改めて御報告致したい。

排気温度の検出、警報装置は本研究に使用した実験機向きに試作したが、熱電対・電子管式平衡記

録警報計で一応充分であると考えられ、この方式は他の機関についても適用できる。

軸受温度の検出に関しては、軸受の焼損を未然に防ぐという立場からは温度  $\theta$  だけでなく、温度の時間微分  $\theta'$  をも検出し、この二つの値について設定点を設けて警報を発するのが理想的であると考え、サーミスタを検出端とする  $\theta'$  の検出記録装置を試作した。

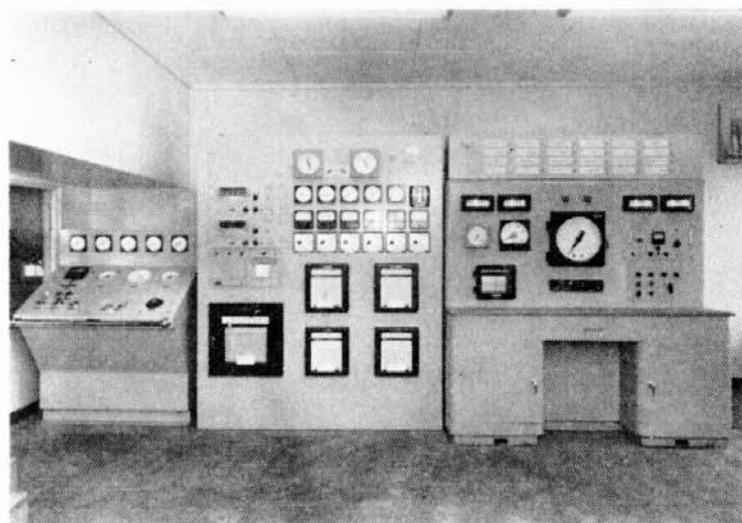


Fig. 5-25 Remote Control Room

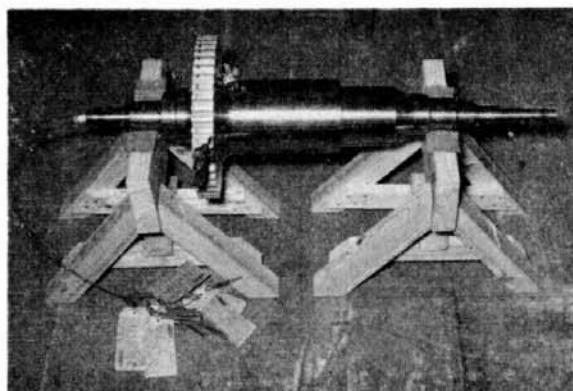


Fig. 5-26 Supercharger Rotor for Testing

軸受部での検出端の位置については実験機の軸受部について 27 点計測し、種々検討を加えたが、実用面から Fig. 8, Table 2 1A(C), 1C(C) として充分であることが確認された。

軸受温度の検出警報装置は本研究に使用した実験機向きに、熱電対、電子管式自動平衡記録警報計を試用したが、この方式で温度だけの場合は一応よいのではないかと考えられる。

本試験を終るに当って、種々御討議いただいた部会のかたがたならびに、軸受温度の微分回路に関して御協力いただいた三菱電機株式会社無線製作所のかたがたに謝意を表する次第である。

昭和39年2月25日 印刷  
昭和39年2月29日 発行

**日本造船研究協会報告 第36号**

発行人 菅 四 郎

発行所 社団法人日本造船研究協会

東京都千代田区九段4の15

電話 (272) 0611 ~ 8

内線 (30 ~ 34)

印刷所 (有) 啓文堂 松本印刷

東京都新宿区東五軒町26

電話 (260) 2807