

社 団 法 人

日本造船研究協会報告

第 44 号

昭 和 40 年 1 月

エンジン出力計の研究 第 60 研究部会

Studies on the Measuring Instruments of Engine Output
..... The 60th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan

Tokyo, Japan

No. 44

January, 1965

第 60 研究部会委員名簿

主　　査	出雲路 敬 博			
幹　　事	本 岡 隆 雄			
委　　員	伊 藤 喜 一	牛 田 正 夫	内 山 忠 成	江 島 陽 一 郎
	岡 田 正 次 郎	大 町 進	神 谷 茂	狩 野 慎 一 郎
	久 米 孝 昭	栗 野 茂 樹	佐 々 木 民 部	白 石 圭 一
	杉 野 茂	田 中 兵 衛	富 沢 昭	富 田 治
	富 田 幸 雄	浜 田 升	西 岡 正 美	布 施 肇
	松 本 通 雄	渡 辺 恭 二		

Membership of the 60th Research Committee

Chairman	Yoshihiro IZUMOJI			
Secretary	Takao MOTOOKA			
Members	Kiichi ITŌ	Masao USHIDA	Tadashige UCHIYAMA	Yōichiro EJIMA
	Syojiro OKADA	Susumu OMACHI	Shigeru KAMIYA	Shinichiro KARINO
	Takaaki KUME	Shigeki KURINO	Minbu SASAKI	Keiichi SHIRAISHI
	Shigeru SUGINO	Hyoe TANAKA	Akira TOMIZAWA	Osamu TOMITA
	Yukio TOMITA	Noboru HAMADA	Masayoshi NISHIOKA	Hajime HUSE
	Michio MATSUMOTO Kyoji WATANABE			

Studies on the Measuring Instruments of Engine Output

With a tendency of development of automation for ships, remote control systems for diesel engine have been greatly employed, and the systematic researches of remote control system have been studied in the Shipbuilding Research Association of Japan.

Among them, remote measurements of pressure in cylinder, indicated horse power and brake horse power have been required in order to control the running condition of diesel engine.

Nowadays, numerous measuring devices have been developed, but they are not put to practical use yet, for the reason of their accuracy and remote measurements.

Lately 53rd and 60th Research Committees of the Shipbuilding Research Association of Japan have been established, and the research of practical use of direct reading type Pmi-meter was performed in Kobe Engine Works of Shin Mitsubishi Heavy-Industries Ltd. and it was used in the actual ship in 1961 and 1962.

This report shows the contents of examination of direct type Pmi-meter in firm and actual ship.

In the first year various types for detectors of pressure in cylinder, such as Maihak indicator, resistance wire type indicator and moving anode type indicator were used to compare maximum pressure and pressure wave in cylinder with each other and indicated mean effective pressure obtained from the pressure wave.

The direct reading type Pmi-meter was manufactured for trial and the research was performed for its practical use. Hitherto, Pmi is mainly measured with the aid of Maihak indicator, that is, Pmi is calculated from its indicator diagram (draw-curve) shown on the card specifying relations between piston stroke and pressure in cylinder.

Thus indicated horse power is calculated, but this method needs plenty of time and laborious work, in addition to the insufficient accuracy of the measurement.

The direct reading type Pmi-meter was manufactured to solve the above mentioned problems and it comes to practical use by experimental tests in which we can directly read Pmi (indicated mean effective pressure) by means of electrical multiplication of quantity of electricity detected from piston speed and pressure in cylinder.

Four kinds of torsion-meter were employed for the measurement of brake horse power, which are Togino type of optical system, Kuno type of electro-magnetic system, Kyowa type with recorder of strain gauge system and Toshiba type of electro-magnetic system. They were tested in firm and actual ship and it has been clarified that there are problems about indication method of variable brake horse power and durability installed in actual ship.

In the second year, the research on the method of remote-measuring of Pmi from control room was performed.

That is, piston speed detector of direct reading type Pmi meter is improved to get changed over to each cylinder through the aid of electro-motive device and the valve capable of remote opening and shutting by electric or pneumatic system for engine pressure indicator valve and catching Pmi of any cylinder at control room was manufactured.

On the other hand, test was made in regard to the stress on the assembled bolt of engine, detected by means of strain gauge and the maximum pressure in cylinder obtained.

It has been shown that the detection of pressure wave in cylinder was capable by this method, but the research about durability is needed hereafter.

Pressure detecting device in cylinder and the problems encountered in the first year were improved in co-operation with the indicator makers, and sufficient results were obtained in the last experimental test.

As the results of this research, it seems to say that this experiment will be very useful to the automation of the vessel, economical improvement in the engine maintenance and the reduction of engineer's labour.

目 次

第1編 研究の概要.....	(1)
第2編 シリンダ内圧力検出装置の研究.....	(3)
第1章 研究のあらまし.....	(3)
第2章 シリンダ内圧力の検出装置.....	(3)
2・1 マイハツク指圧計	(3)
2・2 抵抗線式指圧計	(4)
2・3 可動陽極型指圧計	(7)
2・4 Pmi メータ	(8)
第3章 軸馬力測定装置.....	(18)
3・1 研野式トーションメータ	(19)
3・2 久野式トーションメータ	(21)
3・3 共和式舶用軸馬力計	(23)
3・4 東芝式舶用軸馬力計	(26)
第4章 実機試験.....	(29)
4・1 実験の概要	(29)
4・2 シリンダ内圧力測定結果	(36)
4・3 軸馬力測定結果	(46)
4・4 軸トルクの変動	(51)
4・5 軸回転数の変動	(52)
4・6 測定結果の検討	(53)
4・7 実験状態図	(54)
第5章 実用化に対する問題点.....	(55)
5・1 シリンダ内圧力、指示馬力関係	(56)
5・2 軸馬力測定関係	(56)
第6章 むすび.....	(57)
第3編 直読 Pmi メータの遠隔操作の研究.....	(59)
第1章 研究のあらまし.....	(59)
第2章 直読型 Pmi メータの遠隔操作法.....	(59)
2・1 ピストン速度検出計遠隔切換	(60)
2・2 指圧器弁遠隔開閉部	(61)
2・3 空気式指圧器弁	(62)

2・4 電動式指圧器弁	(63)
2・5 指圧器弁の耐久試験	(64)
第3章 直読型 Pmi メータの実船実験	(64)
3・1 あらまし	(64)
3・2 指圧器弁	(65)
3・3 実船実験	(65)
3・4 測定装置	(66)
3・5 実船実験の結果	(66)
第4章 締付ボルトの応力よりシリンダ内最高圧力の検出方法	(69)
4・1 6RD68 機関による実験結果	(69)
4・2 圧力波形と出力歪の波形との相似性	(70)
第5章 む　す　び	(71)

エンジン出力計の研究

第1編 研究の概要

船舶自動化の趨勢とともにディーゼル機関の遠隔運転が盛んに採りあげられ、造船研究協会を中心として組織的な研究が行なわれている。それらの中でディーゼル機関の運転状態を把握するためにシリンダ内圧力および指示馬力、あるいは軸馬力の遠隔計測が必要となる。

現在、これらの測定には数多くの計測器が発表されているが、それらの精度比較、遠隔計測上に問題があり、実用化が完全に行なわれていない。

今回、造船研究協会に第53研究部会および第60研究部会が設立され、2年度にわたって直読型 Pmi メータの実用化研究が行なわれた。本報告は新三菱重工神戸造船所工場内および実船により試験を行なった内容について発表するものである。

第1年度においては、シリンダ内圧力検出装置として、マイハック指圧計、抵抗線式指圧計、可動陽極型指圧計についてシリンダ内の圧力の波形、最大圧力の比較を行なうとともに、波形より指示平均有効圧力を求めて比較した。また直読型 Pmi メータを試作し、実用化研究を行なった。

従来 Pmi の測定には主としてマイハック指圧計が用いられ、ピストンストロークに対するシリンダ圧力の関係を記録紙に図示し、この足袋型線図より Pmi を求め指示馬力を算出していたが、精度が不十分であり、取扱いも面倒で馬力計算に多くの時間と労力を要した。本測定器はこれらの難点を解決するために製作したもので、ピストン速度、圧力を電気量として検出し、これらを電気的に掛算して Pmi を直読できるようにしたもので、実機試験により実用できる段階に至っている。

また軸馬力測定については、光学方式を用いた研野式トーションメータ、電磁式の久野式トーションメータ、抵抗線歪計を用い記録計を持つ共和式馬力計および電磁式の東芝式軸馬力計の4種につき陸上および海上試験を行ない、実船装備に際しての耐久性、変動軸馬力の指示方法等の問題点を明らかにした。

第2年度においては、コントロール室より Pmi を遠隔計測する方法につき研究開発を行なった。すなわち直読型 Pmi メータのピストン速度検出計を、電動装置を用いて各シリンダごとに切換えるよう改善し、またエンジン指圧器についても電動式と空気式の遠隔開閉の可能な弁を製作し、これらを希望のシリンダに切換えて Pmi をコントロール室で指示できる装置を完成した。

また、エンジンの組立締付ボルトの応力を歪計により検出し、シリンダ内最高圧力を検出する方法についても実験し、この方法によっても一応シリンダ内圧力波形の検出が可能であることがわかったが、耐久性については今後研究の必要がある。

なお第1年度に起った問題点についても、各メーカーの協力を得てシリンダ内圧力検出装置についても大幅に改良し、最終実機試験では良好な結果を得、軸馬力計に関しては不満な点をメーカーにより改

善したとの報告を得ている。

このように実験室、工場試験、海上の実船試験を行なって船舶の馬力を操作室で常時監視することができたことは、エンジン保守の面においても、また機関部員の労力低減面についても、船の自動化および経済性向上に益することが大であると思われる。

第2編 シリンダ内圧力検出装置の研究

第1章 研究のあらまし

船舶自動化の趨勢とともに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、造船研究協会を中心として組織的な研究が行なわれている。それらの中でディーゼル機関の運転状態を把握するためシリンダ内圧力、および各シリンダの指示馬力あるいは軸馬力の遠隔計測化が必要となる。

これらの測定には従来数多くの計測器が発表されているが、それらの精度比較あるいは遠隔計測上にまだ問題があり完全実用化が行なわれていない。

今回、造船研究協会において第53研究部会「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」の一部として本問題をとりあげ、各計測器の精度比較、実用化に対する問題点、直読型指示馬力計の実用化等の研究を行なった。実験は工場における機関の陸上運転時、合計6台の機関について実験を行ない各指圧計の精度の検討、さらに従来各気筒ごとの指示馬力測定のために要した手数をはぶき測定精度を高めるために試作された直読型平均有効圧力計(Pmi メータ)の性能確認等を行ない、同時に5種類の軸馬力測定法、測定器を同一中間軸に順次取付けて各軸馬力測定器の信頼性を検討した。指示馬力については機関の各サイクルごとの出力変化のために直読型平均有効圧力計のごとき計器で連続して直読測定することが精度上からも必要であり、さらに各指圧計とも長期間監視計器的に使用するためにはさらに研究の必要があることが判明した。また軸馬力計については各計器相互間の誤差が多いうえに、長期の航海中の安定性にまだ若干の問題があり今後の研究改良が必要である。

なお、本研究の結果については、日本造船研究協会報第36号「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)」(昭和39年2月刊行)において報告済であるが、内容は極めて簡単であるので、本報告において詳細説明を行なうこととする。従って内容に若干の重複があるのは止むを得ないものと考える。

第2章 シリンダ内圧力検出装置

2・1 マイハック指圧計

舶用内燃機関のシリンダ内圧力検出には従来からマイハック指圧計が用いられている。マイハック指圧計は広く一般に使用されているので詳細な説明は省略するが簡単にFig. 2・1により、この作動を説明する。シリンダ圧力をピストンに作用させるとPは圧力により押しあげられ、スプリングSを圧縮する。Sの変位はリンク機構で直線運動のまま拡大され記録紙上に記録される。

指圧線図を画く紙は円筒C上に捲きつけ、筒の下側に紐Rを捲きつけてこの紐をピストンの運動に伴なって引張ると、Cはピストン変位に比例した回転運動をする。したがって、レバーの先端Gに鉛筆をつけて、円筒C上に捲きつけた記録紙に押し当ててP-S線図(足袋型線図)を採取すること

とができる。

指圧計の外観図を Fig. 2・2 に示す。

本指圧計では圧力の変換機構がすべて機械的であるため運動部分の固有振動数は比較的低い。Fig. 2・3 は固有振動数測定結果の 1 例で、実測の結果では 33 c/s 程度となっている。したがって、正確な圧力波形に応じた記録が得られる範囲は 3~4 c/s 程度の周波数範囲である。通常船舶用機関の圧力波形は、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ており、マイハック指圧計では十分な精度を期待することができない。

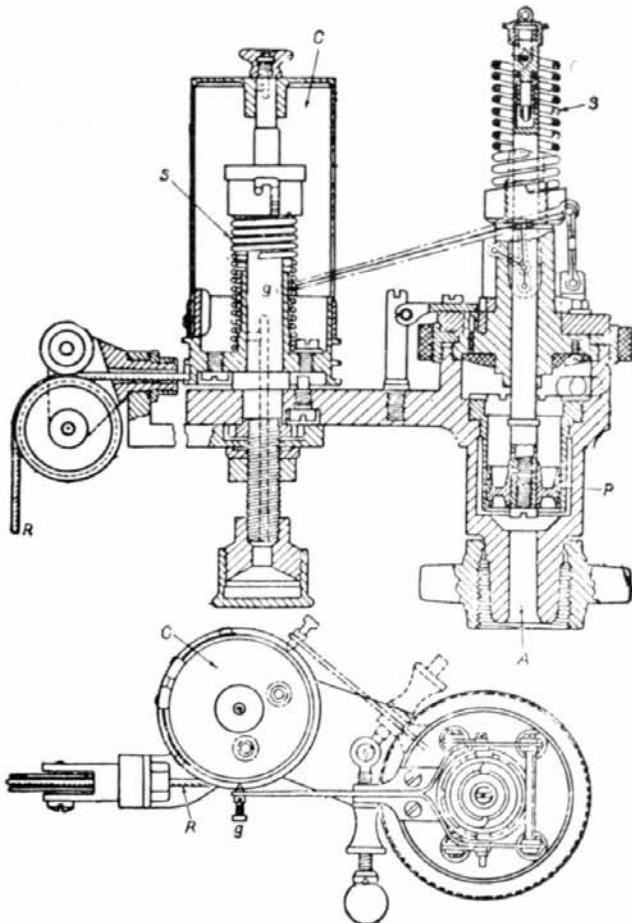


Fig. 2・1 Illustration of Maihak indicator

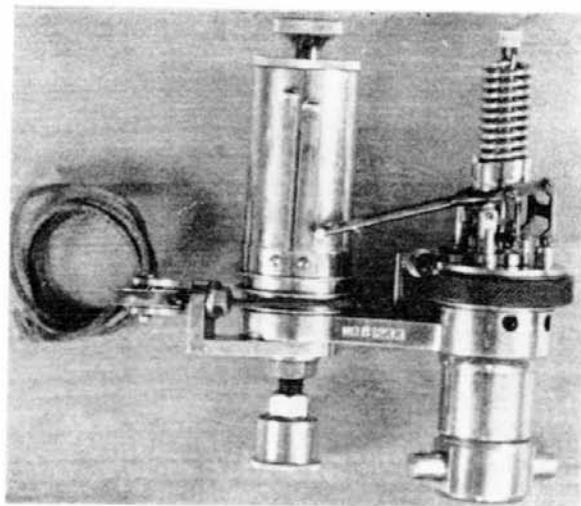


Fig. 2・2 Appearance of Maihak indicator

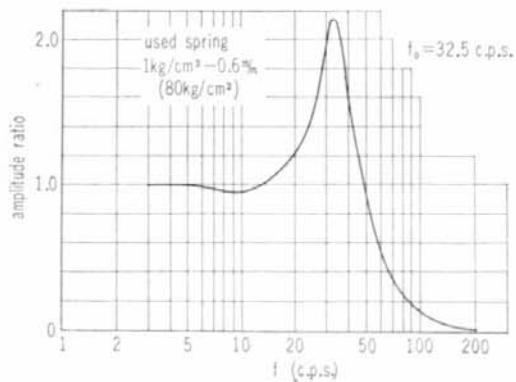


Fig. 2・3 Frequency characteristic of Maihak indicator

2.2 抵抗線式指圧計

抵抗線式歪計の発達に伴ない歪計を利用した指圧計が最近実用化された。機械的な指圧計に比して

小型で共振周波数もきわめて高い(4,000c/s程度)利点がある。しかし圧力ピックアップ部の出力電圧はせいぜい1mV程度の微小電圧であるから増幅器を必要とし、さらに波形記録も電磁オシロを用いるため全体としての計測装置が大がかりになる欠点がある。

2.2.1 圧力変換部

圧力の電気量への変換はFig. 2.4, Fig. 2.5に示すとく爆発圧力をカテナリダイアフラムで受圧し、その力を起歪筒に伝える。起歪筒には軸方向、円周方向にそれぞれ2枚づつの歪計が貼り付けてあり、力に応じた歪を電気抵抗変化に変換する。歪計の各エレメントはブリッジ回路に組まれ圧力零の状態でブリッジの平衡を電気的にとらえているから、圧力に応じた抵抗変化によりブリッジの平衡が破れ電圧が発生する。

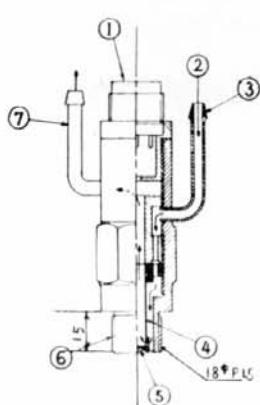


Fig. 2.4 Section of C Co. make indicator

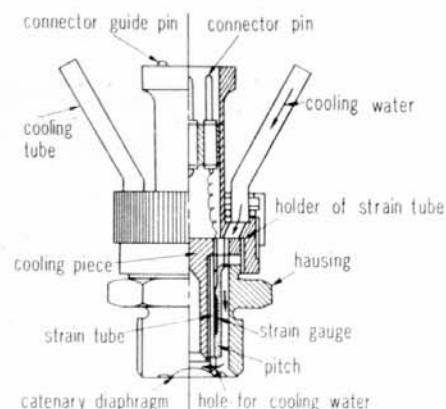


Fig. 2.5 Section of D Co. make indicator

圧力変換部を高温から保護するため、起歪筒の周囲を水冷している。起歪筒の温度変化に伴なう温度補償は、軸方向、円周方向に張られた歪計をブリッジ回路に接続することによって、自動的に補償されているが、実際温度による零点変化は水温20°C程度で水冷した場合わずかに1%以下で問題にするほどではない。また圧力に対するブリッジ出力電圧の直線性はきわめて優秀でその誤差は1%以下である。

2.2.2 増幅、記録部

抵抗線式で指圧計增幅記録部は高速機関用のものについては比較的コンパクトな計器としてすでに

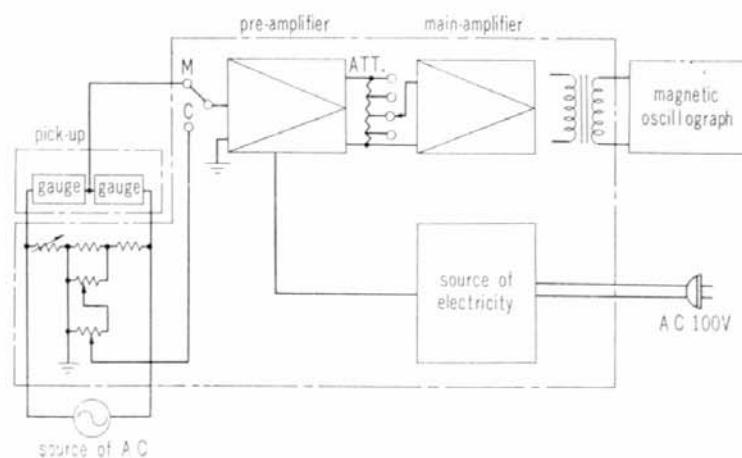


Fig. 2.6 Block diagram of measuring device

商品化されている。船用の 100 RPM 前後のものに用いるには 増幅器周波数特性のため一般に広く使用されている動的抵抗線歪計増幅器と電磁オシロを併用する必要がある。

本実験に用いた測定装置のプロックダイアグラムおよび測定器をそれぞれ Fig. 2·6, Table 2·1 に示した。またその増幅器、記録電磁オシロを Fig. 2·7 に示した。

Table 2·1

Type of pick up	Resistance of gauge	Type of amplifier	Electro-magnetic osillo.
PHF-10 E (D Co.)	120 Ω	DM-3E (D Co.)	500 A (S Co.)
PRE-100 (C Co.)	120 Ω	DS-6R (C Co.)	500 A (S Co.)

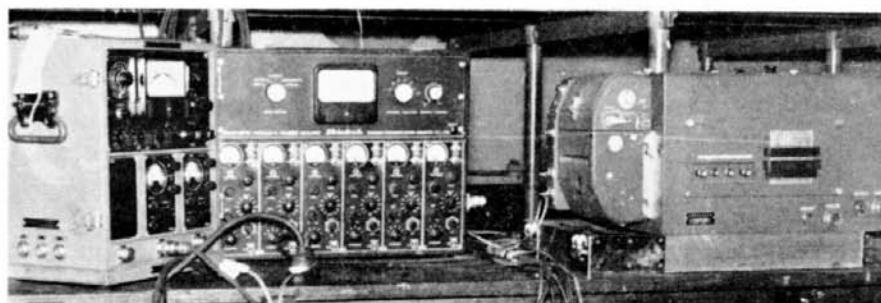


Fig. 2·7 Resistance wire type indicator, amplifier & electromagnetic oscilloscope

指圧計全体の感度を予め正確に較正するため重錘式圧力試験装置で 10 kg/cm^2 ごとに圧力を加え、電磁オシロ振れと圧力との関係を較正した。その結果は Fig. 2·8 に示すごとくその直線性はきわめて良好である。

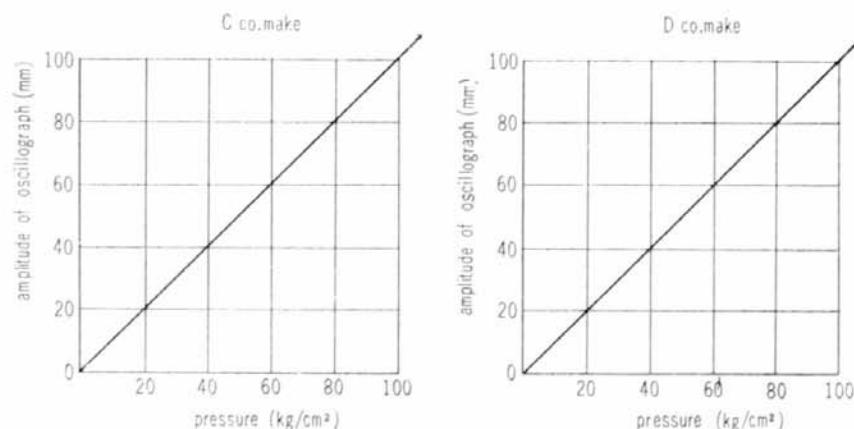


Fig. 2·8 Calibration test result of sensibility of resistance wire indicator

2·2·3 ピストン位置検出部

電磁オシロに記録される、圧力一時間曲線に各シリンダのピストン Top 位置を同時に記録するため各 Top 位置においてインパルス電圧を電磁的に発生させるための装置である。Top マーク用ピックアップは Fig. 2·9 に示すごとく永久磁石にコイルを巻きつけた構造のもので、これをフライホイールに相対せしめる。ホイール側にはシリンダ数だけボルトを取付け、機関の各ピストンが Top の時に

ピックアップ鉄芯とボルトがちょうど合致するごとく取付けてある。

各ピストンが Top にきた時ピックアップの磁気抵抗が瞬間に変化するので永久磁石上に捲きつけた2次コイル K は電圧が誘起される。実機に取付けた状態を Fig. 2・10 に示す。

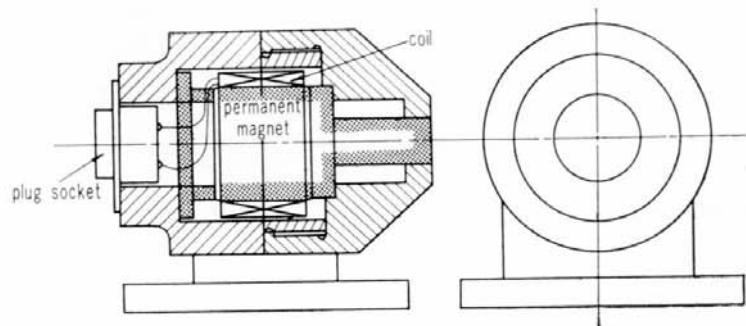


Fig. 2・9 Pickup for top mark



Fig. 2・10 Appearance of installed pickup for top mark

2・3 可動陽極型指圧計

2・3・1 圧力変換部

抵抗線式指圧計が圧力を電気量に変換するのに抵抗線歪計を用いているのに対し、本指圧計は可動陽極真空管 5734 を用いて圧力の電圧変換を行なっている。

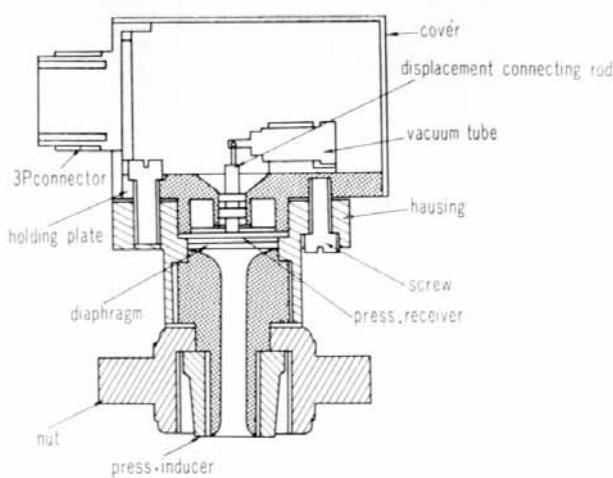


Fig. 2・11 Section of moving-anode type indicator

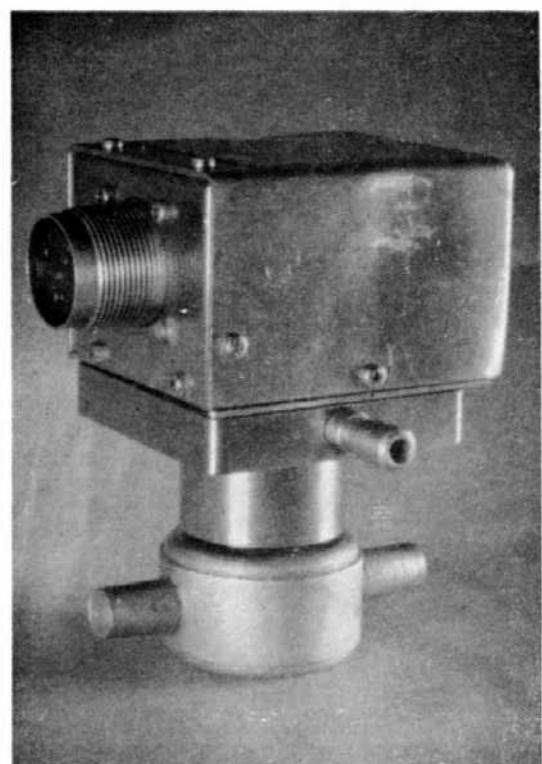


Fig. 2・12 Appearance of moving-anode type indicator

本指圧計は K 社が昭和 35 年度運輸省試験研究補助金を得て開発研究したものである。その詳細については研究報告書¹⁾ が種々出ている。

簡単に構造、作用を説明する。構造の概略は Fig. 2・11 に示すごとくで、シリンダ圧力 P は受圧膜 D で受圧される。D は最高圧力 P_{max} において約 50μ の変位を生じる。変位は変位連結桿を通じて可動陽極真空管レバーに伝達される。陽極が圧力によって変位するため真空管の内部抵抗が変化し比較的大きな電圧変化を取出すことができる。シリンダ・ガス温度による各部の変形を防ぐため受圧膜裏面に冷却水を通し温度による零点移動を防いでいる。Fig. 2・12 にその外観を示す。

2・3・2 増幅、指示、記録部

可動陽極型指圧ピックアップによって電圧変換されたシリンダ圧力波形を増幅し、陰極線オシログラフのプラウン管上に指示させる装置で、K 社ではエンジンアナライザとして市販している。実験に用いたエンジンアナライザの仕様は次のとくである。

エンジンアナライザ仕様

使用プラウン管 5SP 2-(A) 2 ビーム二現象用 (中残光)

垂直増幅器 終段増幅器は本体に内蔵、前置増幅器は 2 ケともプラグイン方式により装着自由

最大偏向感度 50 mV/cm

周波数特性 DC-100 kc まで 3 db 以内

水平増幅器 最大偏向感度 30 db 以上、周波数特性 DC-100 kc まで 3 db 以内

掃引発振器 0.1 c/s~2 kc/s まで 9 段切換、その間は連続可変

マーカ発振器 角度マークを曲線に重畠する。

電源 AC 50 c/s or 60 c/s 100 V または 200 V 約 170 VA

本指圧計は指示に陰極線オシログラフを使用するため測定精度には限度があり圧力に対する陰極線オシロ振れの直線関係も若干他の指圧計に比して劣る。

圧力一オシロ振れの関係の 1 例を Fig. 2・13 に示すが、中ふくらみの傾向を示し ±1.5 度の誤差を有している。さらに陰極線オシロ固有の問題である彎曲特性のため X 軸が直線に移動しない欠点もある。またピストンの Top 位置をプラウン管上に入れるため前述の電磁式マーカピックアップと同じ機構のものを同様に取付け、その発生電圧で 100 kc のプロッキングオシレイトを行ない現象波に重畠させている。

2・4 Pmi メータ

2・4・1 はしがき

従来から内燃機関、空気圧縮機において機関の指示馬力を測定するには主としてマイハック型指圧計が用いられている。この方法は機関ピストンストロークとシリンダ内圧力の変化を記録紙上に図示させて得られた。いわゆる足袋型線図より図示平均有効圧力を求め、これより指示馬力を算出するも

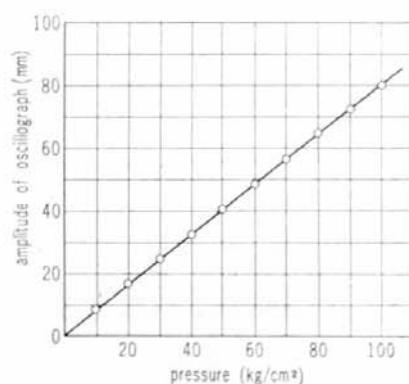


Fig. 2・13 Relation between pressure & amplitude of oscillograph (moving-anode type indicator)

のすべて機械的記録方式を用いているので、特に高速機関では精度が悪いばかりでなく取扱いも面倒であり馬力算出にも多くの時間と労力を要する。

また 1 サイクルごとの指示馬力であるためその平均値を求めるため数回の測定を行なう必要があった。最近船舶自動化の趨勢と相まって測定精度が高くしかも現場で簡単に指示馬力が遠隔指示できる測定器の出現が望まれた。

本測定器はこれらの要望に応えて研究試作したもので、シリンダ内圧力とピストン速度とをそれぞれ電気量に変換し、これを電気的に掛算して馬力一時間曲線とし、さらに積分回路によって指示馬力を直接指示せしめるようにした。さらにシリンダ内の燃焼状況分析のため圧力波形をブラン管上に直示することもできるようにした。

2.4.2 測定器の原理、構造

内燃機関 1 シリンダ毎の指示馬力 (I.H.P.) および指示平均有効圧力 (Pmi) は次式によって示される (2 サイクル機関)

$$I.H.P. = \frac{P_{mi} \times A \times S \times N}{4500} \quad \dots \dots \dots \quad (2 \cdot 1)$$

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

但し A: シリンダ断面積 S: ピストンストローク
N: 回転数 R: クランク半径
P: シリンダ内圧力 \dot{x} : ピストン速度

したがって P_{mi} を電気量として取出すことができれば I.H.P. は P_{mi} と回転数とを電気的に掛算することで指示馬力として指示させることができる。

本測定器の主なる構成部は速度検出部、圧力検出部、增幅演算部および指示回路部よりなる。以下その原理、機構について述べる。

(i) 圧力変換器

電気的なシリンダ内圧力検出測定器には抵抗線型、インダクタンス変換型、可動陽極型、その他各種型式のものがあるが、ここでは抵抗線式エンジン指圧計を用いた。使用した指圧計の仕様は新興通信の PRE-100 型で、定格 100 kg/cm 水冷方式のもので、その外観を Fig. 2.14 に示した。

ピックアップはシリンダ内の高温ガスから十分冷却する必要がある。実機において指圧弁開閉前後における温度による指圧計零点の移動を求めるとき、約 1 kg/cm 以下であるが、この程度の零点移動は後述するごとく実用上は特に問題にならない。

(ii) ピストン速度検出装置

機関のピストン速度を電気量に変換する装置でその原理図を Fig. 2.15 に示す。

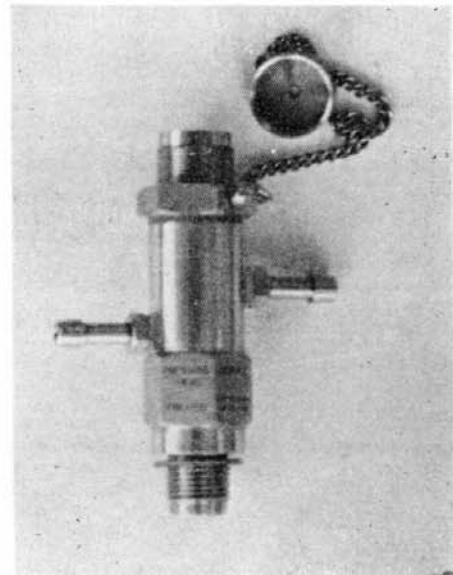


Fig. 2.14 Appearance of pressure detector

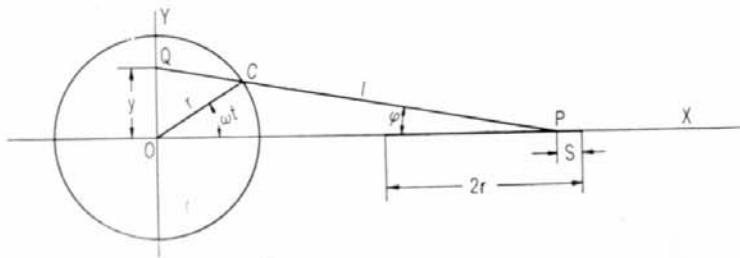


Fig. 2-15 Principle of piston-speed detector

Fig. 2-15で OC は半径 r の動径, CP は長さ l の連桿で $r/l=\lambda$ の値を測定する機関のクラシク連桿比と同じにしておく。動径の回転中心 O をクラシク軸と同心に取付けて、動径を機関回転数と同一の回転数で回転させれば P は X 軸上を往復運動する。機関のピストンクラシク半径を R とすればピストン変位 X および速度 \dot{X} はそれぞれ次のとくなる。

$$X = R \left\{ 1 - \cos \omega t + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \varphi) \right\}$$

$$\dot{X} = R\omega (\sin \omega t + \tan \varphi \cdot \cos \omega t) \quad \dots \dots \dots \quad (2.3)$$

ところで速度検出装置において連桿 CP を延長して Y 軸との交点を Q として Q 点の Y 軸上における変位を y とすれば

$$y = r (\sin \omega t + \tan \varphi \cdot \cos \omega t) \quad \dots \dots \dots \quad (2.4)$$

(2.3) (2.4) 式より

$$y = \frac{r}{R\omega} \dot{X} \quad \dots \dots \dots \quad (2.5)$$

すなわち Q の移動量 y は実機のクラシク速度に比例するから、これを何等かの方法で電気量に変換すればよい。このためには Fig. 2-16 (a) に示すようなインダクタンス型変位ピックアップを用いた。同図(b) はそのブリッジ回路で、ブリッジの加電圧は約 3V (500 c/s) とした。ブリッジの加電圧を V_s としその出力電圧を V (増幅後) とすれば

$$V = \alpha_1 V_s y \quad \dots \dots \dots \quad (2.6)$$

$$= \alpha_1 \frac{r}{R\omega} V_s \dot{X}$$

なる関係よりブリッジの出力電圧は \dot{X} に比例することになる。実際の装置では $r=20 \text{ mm}$, $y_{\max}=20.7 \text{ mm}$ とした。この時の $V_{\max} \approx 3 \text{ volt}$ である。

変位検出用ブリッジの平衡は $y=0$ すなわちピストン速度が零の時にとれば、速度の正負は不平

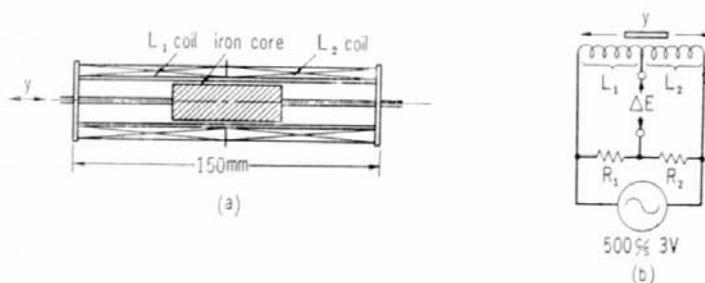


Fig. 2-16 Principle of inductance type displacement pickup

衡電圧の位相変化によって正負の電圧として置換される。また各シリンダによってシリンダ角度が異なるので、速度検出器はその動径部を回転させて、いずれのシリンダに対しても電気的出力の中点が常に各ピストンの Top または Bottom に調整できるようにしてある。

速度検出装置の外観写真を Fig. 2·17 に示した。

写真上部の Knob は回転止めのピンで測定するシリンダに合わせた後押付けて固定するものである。

インダクタンス型変位測定部は Fig. 2·17 下部に見られるごとく外部磁界の影響を除くため、シールドケースに納めてある。

前述したごとく本装置ではピストン速度の電気的変換は機械的手段によって速度量を変位に置換えている。この変換機構が完全に行なわれているかどうかを調査するため、速度変換装置の動径を 10° 毎に回転し、その時の y の動きをダイヤルゲージで測定し、計算値と比較した。その結果は Fig. 2·18 に示すごとく変位 y はほとんど完全に速度に変換されていることがわかる。なお電気的変換量と y の関係は Fig. 2·19 に示すごとく完全なる直線性を示す。動径を回転させた時の速度検出装置の出力波形は Fig. 2·20 に示した。

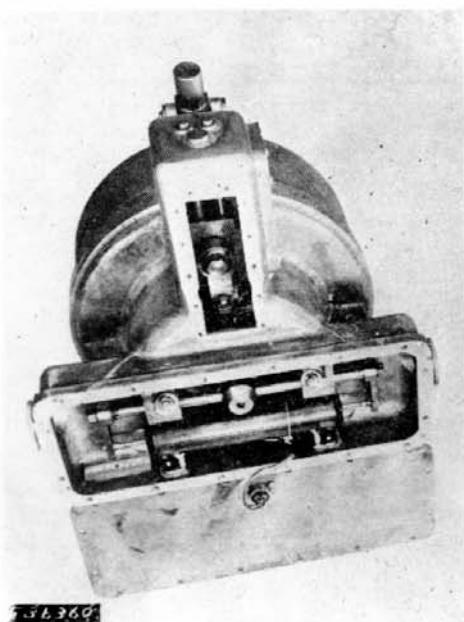


Fig. 2·17 Piston speed detector

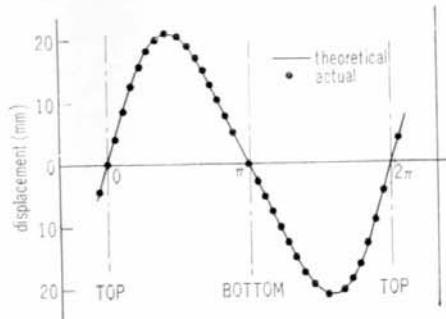


Fig. 2·18 Relation between θ & y

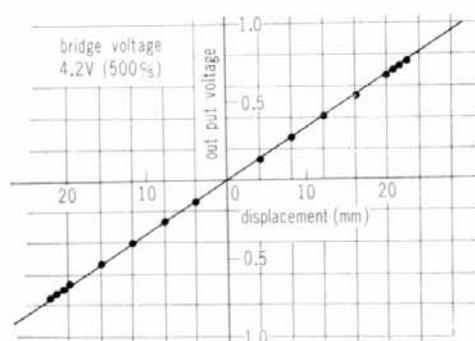


Fig. 2·19 Static test result of piston speed detector

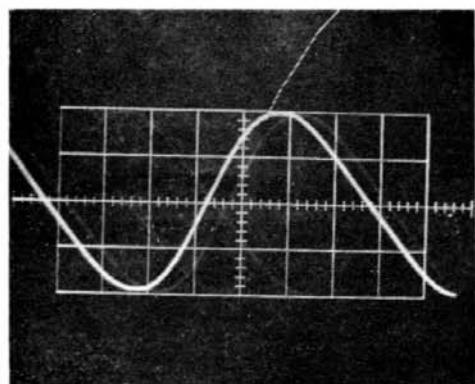


Fig. 2·20 Output wave of speed detector

(iii) 演算增幅器

前述のごとく平均有効圧力 P_{mi} はシリンダ内圧力 P およびピストン速度 \dot{x} の積を一周期について積分したものである。

今圧力 P の測定に抵抗線式指圧計を用いているので指圧計の起歪筒ゲージで構成するブリッジ回路の励磁電圧にピストン速度検出装置出力電圧 V を用いるとブリッジ出力電圧 E_1 は

$$E_1 = \alpha_2 V \varepsilon$$

三

$$V = \alpha_1 \frac{r}{R_{\odot}} V_s \dot{x}$$

$$\epsilon = \alpha_1 P$$

であるから

$$E_1 = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \frac{r}{R_m} V_s \dot{x} P \quad \dots \quad (2.7)$$

前述の様にピストン速度の正負は速度検出装置出力電圧の位相正負に置換されているので位相弁別器を通し 土 の直流電圧にする。

その電圧を E_2 とする。

$$\pm E_2 = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \alpha_4 V_s \cdot \frac{r}{R_m} \dot{x} P \quad \dots \dots \dots \quad (2.8)$$

故に

$$P\dot{x} = \frac{1}{\alpha_1\alpha_2\alpha_3\alpha_4 V_S} \cdot \frac{R\omega}{r} \cdot E_2 \quad \dots \quad (2.9)$$

したがって平均有効圧力 P_{mi} は (2.2) (2.9) 式から

$$P_{mi} = \frac{1}{2R} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} P \dot{x} dt \\ = \frac{1}{2R} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \alpha_4 V_s} \cdot \frac{R\omega}{r} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} E_2 \cdot dt \quad \dots \dots \dots \quad (2.10)$$

ここで E_2 をフーリエ級数で表示すると

$$E_2 = e_a + \sum_{n=1}^{n=\infty} (e_{an} \cos \omega_{nt} + e_{bn} \sin \omega_{nt}) \quad \dots \dots \dots \quad (2.11)$$

となる。

今ミラー積分回路を用いて E_2 の直流分のみを指示せしめるようにし、この値を e_A とすれば

$$e_a = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} E_2 dt$$

したがって

$$\text{Pmi} = \frac{1}{2R} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \alpha_4 V_S} \cdot \frac{R\omega}{r} \cdot \frac{2\pi}{\omega} e_a$$

$$= \frac{\pi}{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \alpha_4 V_S r} e_a \quad \dots \dots \dots \quad (2.12)$$

ただし e_a は E_2 の平均電圧を示す。

ここで

α_1 : ピストン速度検出装置電圧変換係数

α_2 : シリンダ圧力ピックアップ歪出力係数

α_3 ：圧力ピックアップ出力変換係数（含增幅部） $\frac{E_1}{V} \cdot \frac{1}{\varepsilon}$

$$\alpha_4 : \text{位相弁別部感度係数} \quad \frac{E_2}{E_1}$$

α_5 : 指示回路係数

V_s : ピストン速度検出装置励磁電圧 (V)

V : " 出力電圧

P : シリンダ圧力

ε : シリンダ圧力ピックアップ起歪筒歪

E_1 : 增幅器出力電圧

E_2 ：位相弁別器出力電圧

e_a : 積分回路出力電圧

Y：平衡用ポテンショメータ目盛

演算増幅器のプロックダイアグラムを Fig. 2・21 に、試作した演算増幅器の外観図を Fig. 2・22 に示し、その配線図を Fig. 2・23 に示した。

圧力検出部以後の特性は厳密な直線性能が要求される位相弁別器を含めた直線性能を Fig. 2.24 に示す。最高のピストン速度に相当する電圧 V を圧力ピックアップに加えた状態でシリンダ圧力

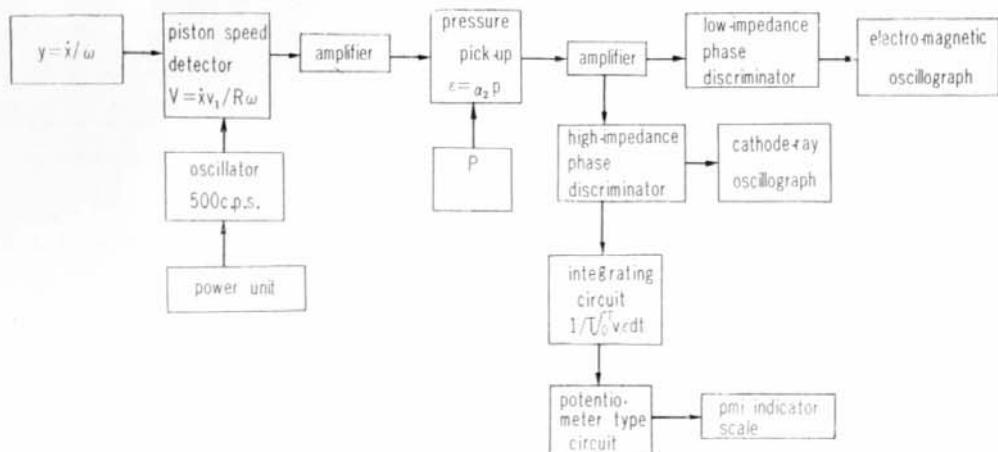


Fig. 2.21 Block diagram

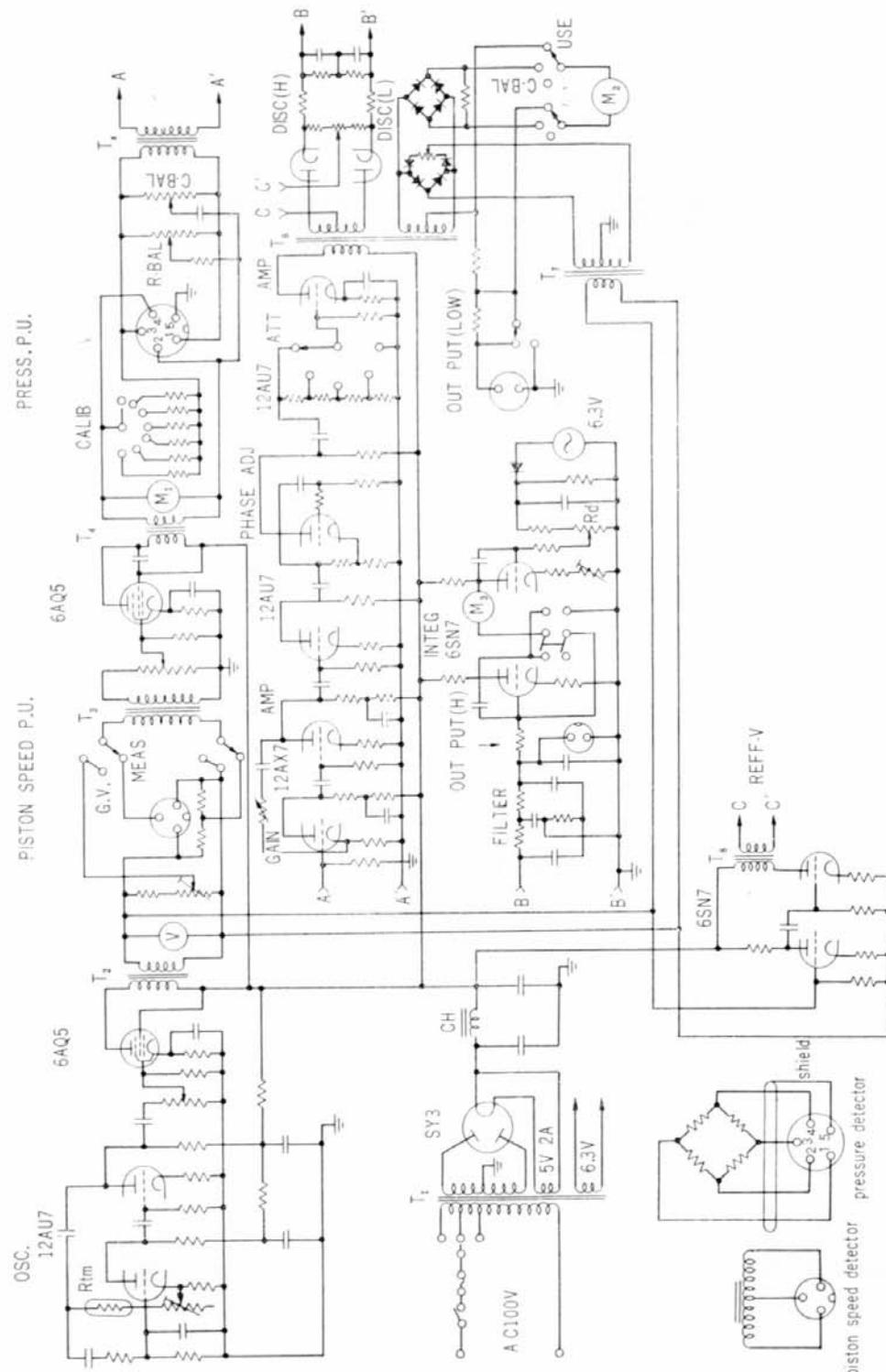


Fig. 2-23 Pmi-meter

80 kg/cm² 程度までは良好な性能を示している。またシリンダ圧力を一定としピストン速度に相当する電圧 V を順次変化させた結果を Fig. 2-25 に示す。

両図から明らかなごとく、圧力ピックアップ部における掛算の性能が十分満足なものである事を示している。

シリンダ圧力波を観測する場合、圧力ピックアップの励磁電圧を一定電圧 V_c としておけば増幅

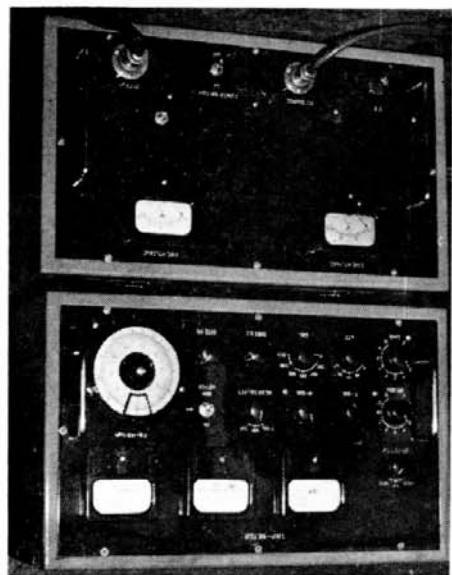


Fig. 2.22 Operational amplifier

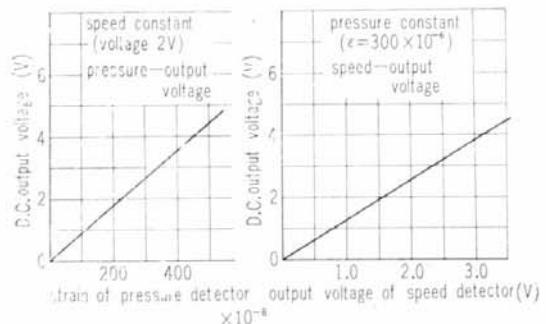


Fig. 2.24

Fig. 2.25

器出力電圧は単なるシリンドラ压力を示す。出力電圧には位相弁別後も搬送周波数 (500 c/s) が残存しているので双 T 型 CR 帯域渦波回路を通して陰極線オシロで観測する。

Fig. 2.26, Fig. 2.27 は実機において測定したシリンドラ压力波形 (P 波形) および演算增幅器出力電圧波形 ($P\dot{x}$ 波形) の 1 例を示したものである。

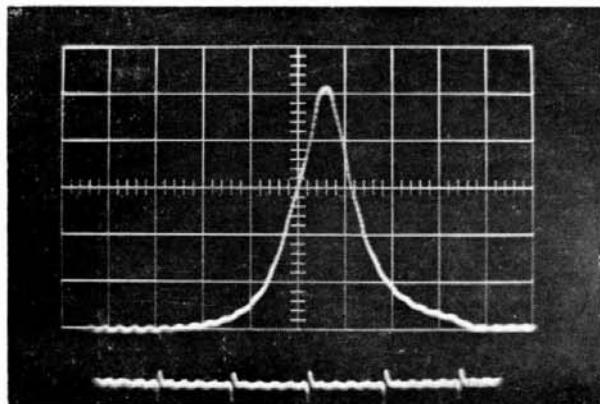


Fig. 2.26 Pressure wave in cylinder

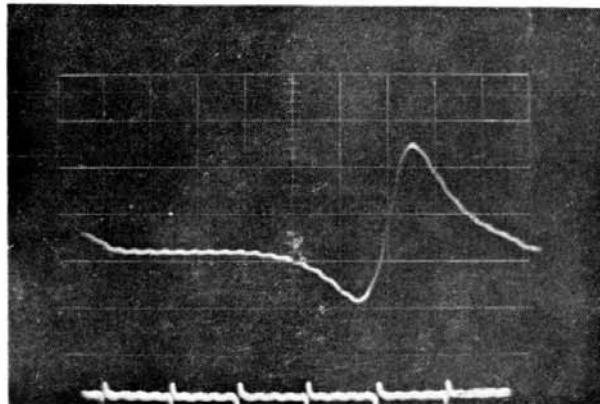


Fig. 2.27 $P\dot{x}$ wave

(iv) 指示および渦波回路

(2.13) 式で明らかにミラー積分回路を用いて渦波され直流成分 $e_a = E_3$ は平均有効压力 P_{mi} に比例しているから e_a を指示すればよい。単なる指示計器でこれを行なうと目盛精度が悪いばかりでなくミラー積分回路の電源電圧変動により指示に影響を与えるので、Fig. 2.28 に示すように差動增幅回路方式を採用し、入力側、平衡側の両方に等しい積分回路定数 CR を挿入して電源電圧変動を除く一方、電圧 e_a を平衡側のポテンショメータ Rx に置換して目盛指示を行なっている。

ポテンショメータは 10 回転型で二重目盛 (1,000 目盛) ダイアルを使用している。

平衡回路の直線性はきわめて良好でその状態を Fig. 2.29 に示す。

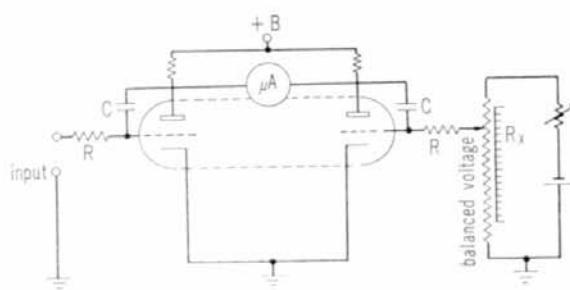


Fig. 2-28 Indicated & filter circuit

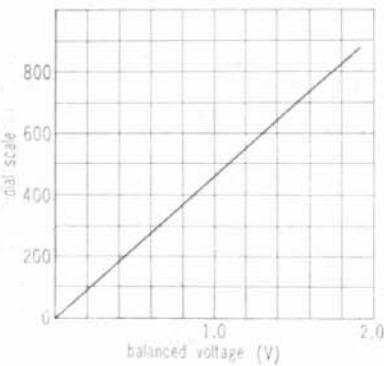


Fig. 2-29 Integrating circuit & linearity of indicated part

今ミラー積分回路に入る周波数は Fig. 2-27 で示されるような波形で、1.3~2.0 c/s (機関回転数 78~120 rpm) が基本となっているので、渋波特性は Fig. 2-30 に示されるごとく約 0.2 c/s が遮断周波数に設計されている。

2.4.3 較正試験

ミラー積分回路の出力電圧は平均有効圧力 P_{mi} に比例している。ボテンショメータ Rx の目盛 Y と積分回路出力電圧 $E_a = e_a$ との比例常数を $\alpha_5 = \frac{Y}{e_a}$ とすれば次のように表示できる。

$$Y = \frac{\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \alpha_4 \alpha_5}{\pi} r V_s P_{mi} \quad \dots \dots \dots (2.14)$$

すなわち変換部、増幅部の各比例係数が既知であれば目盛感度は理論的に求めることができる。

(i) 静的感度決定法

各係数を求めて目盛感度を決定することは実用的でないばかりか誤差が多い。したがってピストン速度に相当する電圧 V およびシリンダ圧力に相当する等価歪 ϵ を適当にブリッジに電気的に与え、現場でも簡単に感度を調整できるようにした。この場合与える圧力と平均有効圧力の関係は次のとくなる。

$$P_{mi} = \frac{1}{2R} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} P \dot{x} dt$$

ここで

$$\dot{x} = R\omega \frac{y}{r} \quad y = \frac{V}{V_s} \frac{1}{\alpha_1}$$

$$P_{mi} = \frac{1}{2R} \frac{2\pi}{\omega} P \dot{x}$$

$$= \frac{1}{2R} \frac{2\pi}{\omega} R\omega \frac{y}{r} P$$

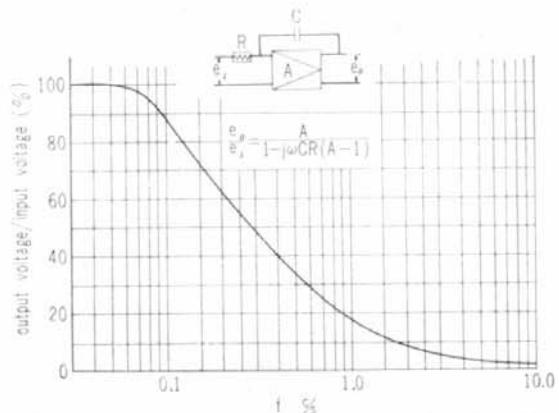


Fig. 2-30 Filter characteristic by mirror integrating circuit

$$= \frac{y}{r} \pi P = \frac{V}{V_s} \cdot \frac{\pi}{\alpha_1 r} P \quad \dots \dots \dots \quad (2 \cdot 15)$$

すなわち適当な \dot{x} に相当する電圧 V を与えさらに圧力 P を加えると $\frac{V}{V_s} \frac{\pi}{\alpha_1 r}$ 倍された P_{mi} が与えられる。

(ii) 動的感度決定法

本装置では圧力検出ピックアップとして抵抗線式指圧計を使用している。

抵抗線歪計ブリッジ入力としてシリンダ圧力に相似する歪波形を与えるため別に Fig. 2・31 に示すような一端固定の梁に歪計ゲージを張りつけ、その先端をカム機構によってシリンダ圧力波形に類似変位を与えた。

歪計加電圧は Fig. 2・32 のごとく速度検出器により出力電圧を印加した。本実験では p_x 曲線の他にピストンストロークを摺動抵抗で電気的にピックアップ XY 記録計で足袋型線図を画かせた。カムの位相を種々変化させ、それぞれの場合の足袋型線図より求めた平均有効圧力と本装置の指示目盛との関係を求めた。その結果は Fig. 2・33 のようにほぼ直線的関係にある。

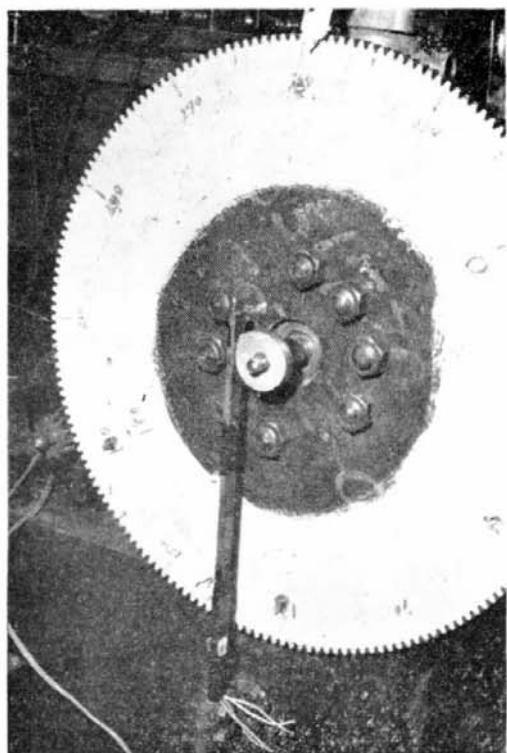


Fig. 2-31 Generating device of pressure wave in cylinder

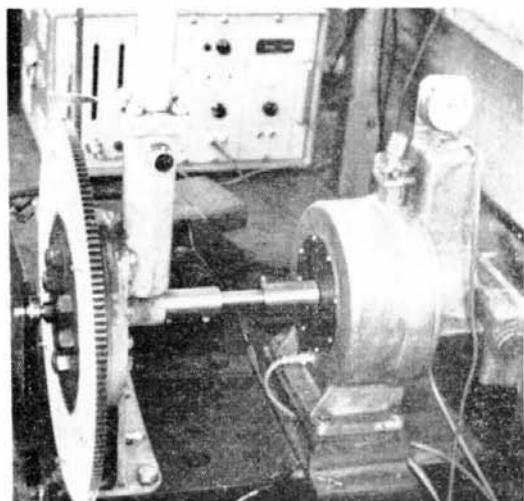


Fig. 2-32 Testing device of dynamic calibration

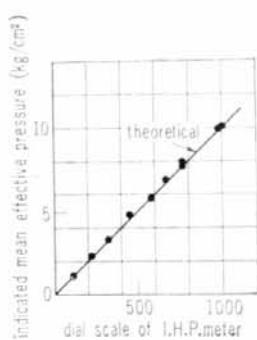


Fig. 2-33 Test result of dynamic calibration

なお、本回路による指示方式では、指圧計の零点変動は \dot{x} が対称波形である以上、その積分値は零となり、 P_{mi} 指示値にはなんらの影響を与えないはずである。しかし実際には変動分が大きくなると積分回路に対する入力波形が電気的に非対称となり若干誤差を生ずる傾向がある。Fig.

2・34 はこの関係を示すもので指圧計零点の変動量(相当圧力値)と Pmi 指示値の変化率を実験的に求めたものである。実際零点変動分はシリンダ最高圧力の 2%以内 ($1\text{kg}/\text{cm}^2$ 以内) であり、したがって温度その他に起因する指圧計零点の移動は本測定方式においてはほとんど問題にならない。

2・4・4 上死点位置誤差の影響

本装置に含まれる誤差を考えると圧力変換器、速度検出器、演算增幅器等、装置各部の精度も重要な問題であるが、さらに測定精度に大きく影響するのは機関の上死点位置とピストン速度検出器上死点位置を正確に合致させることである。実際にピストン速度検出装置を機関の適当な軸端（本実験ではカム軸に取付けた）に取付ける場合 0.3° 程度が限界である。したがって本装置ではマイハック指圧計でしばしば行なわれるごとく、各シリンダ毎に燃料遮断を行なって計器指示が零になるよう、速度検出器のシリンダセレクタを微細調整し、実験的に上死点を決定した。このような方法で決定すれば 0.05° 程度まで合致せしめることができ、これによる誤差を 1% 以下に押えることができる。

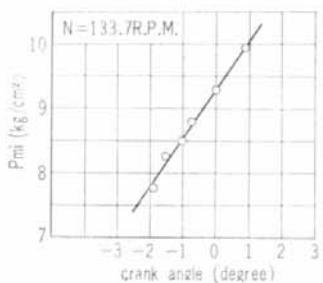


Fig. 2-35 Changed indication by slipping of T.D.C.

Fig. 2-35 は測定中、速度検出器のシリンダセレクタを動かし、上死点位置を左右にずらせ、Pmi の変化を調べたもので約 1° の変化で 10% 程度 Pmi の指示が変化している。

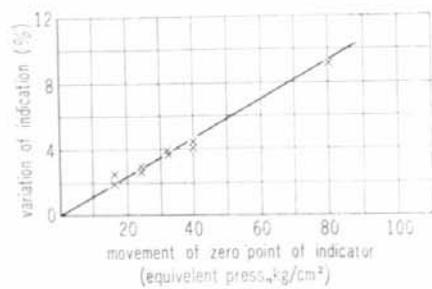


Fig. 2-34 Changed indication by slipping zero point of indicator

軸馬力測定装置として本研究に採りあげた測定器は研野式、久野式トーションメータ、共和式、東芝式軸馬力計の 4 種類で、それぞれ測定の方式、構造を異にしたもので、研野式の光学方式以外はすべて電気的方式をとっており遠隔測定が可能である。軸馬力の測定はいずれも軸の捩れ量を測定するもので通常馬力伝達軸上の一定距離間の捩れ角（あるいは捩れ変位）を光学的あるいは電気的に検出する。この場合軸馬力 H とトルク回転数との間には衆知のごとく次の関係がある。

$$H = \frac{2\pi NT}{75 \times 60} \quad \dots \dots \dots (3-1)$$

さらにトルク T と軸の捩れ角との間には

$$T = \frac{\pi D^4}{32} \cdot \frac{G}{L} \cdot \theta \quad \dots \dots \dots (3-2)$$

捩れ変位測定点における変位を δ とすれば $\delta = r \cdot \theta$ の関係より

$$T = \frac{\pi D^4}{32} \cdot \frac{G}{L} \cdot \frac{1}{r} \cdot \delta \quad \dots \dots \dots (3-3)$$

となり変位 δ を測定すればトルクの測定ができる。

ただし H : 軸馬力
 N : 軸回転数 (rpm)
 T : 軸トルク (kg-m)
 θ : 摆れ角 (rad.)
 L : 摆れ測定間隔 (m)
 D : 摆れ軸直径
 G : 軸剛性率
 r : 軸芯から測定点までの距離
 δ : 測定点の揃れ変位

各計器の相異点は変位 δ の検出方式あるいは指示記録方式にある。それぞれの装置はすでに研究報告²⁾あるいはカタログ³⁾等に公表されているのでここではこれらの原理、構造を簡単に紹介しておくにとどめる。

3.1 研野式トーションメータ

本トーションメータは推進軸の 2 点間の揃れ変位を光学的に検出し、これをある時間（機関出力制定時）フィルムに記録させて零線（前後進ターニングの際記録しておく）よりの振れの大きさよりトルクを求め、さらに同時に測定した軸回転数より計算によって軸馬力を求める方式のもので、その配置図を Fig. 3・2 に示す。

振り動力計配置図 (Fig. 3・2) の説明

基線長 L を選び基線上の 2 個の固定環を軸線に直角にかつ両環の基準面を一致させて固定し、固定された一方に凹面鏡を、他方には光源部およびカメラが取付けられる。ランプは細隙を照らす光源であり測定中これは軸とともに回転するためこれに必要な電流は軸と絶縁して巻きつけた黄銅板のスリップリングとブラッシュによって供給される。摩擦環は軸とともに回転することなく作動把手の操作により単に軸方向に前後するよう取付けられている。したがって把手を前に押せばローレットのある前面はカメラ側の革製の摩擦輪面と圧接され両面の摩擦力によって摩擦輪が回転しフィルムが送られる。制限環は軸に固定され摩擦環の前後の範囲を限定するものである。作動把手に付属するバネは記録を採らない場合摩擦環を後退させておくためのものである。

軸にトルクがかかると基線間の固定環は θ なる相対的回転変位をする。したがって光軸の位置 r の弧上で $\delta = r \cdot \theta$ の変位が起る。この量は実際には 1 mm 程度の微少な量であるためこれを光源側に対し凹面鏡の平行移動とみなすことができる。

Fig. 3・3 にフィルム送り駆動部、Fig. 3・4 に光源部、Fig. 3・5 に振り動力計の光学系を示す。

Fig. 3・6 でわかるように鏡の中心軸は、 OC から O_1C_1 に変位すると細隙 S の初めの反射像の位

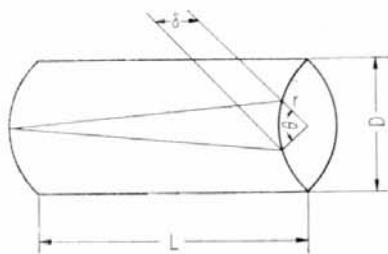


Fig. 3-1

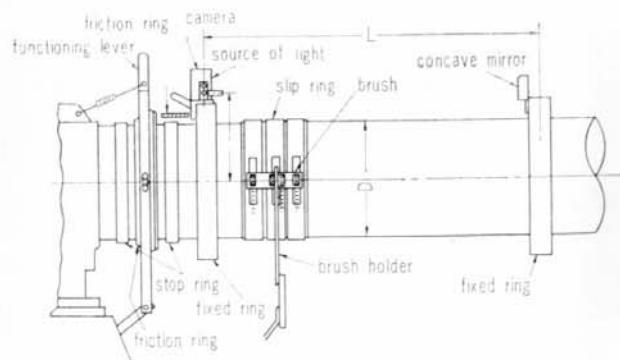


Fig. 3-2 Arrangement of torsion-meter

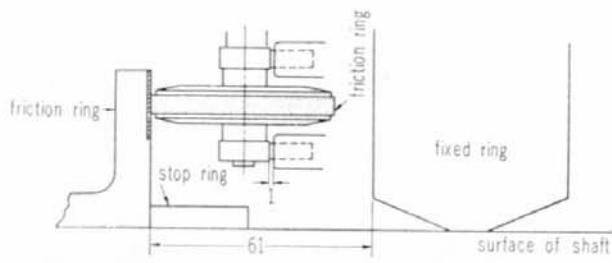


Fig. 3-3 Driving part of forwarding film of torsion-meter

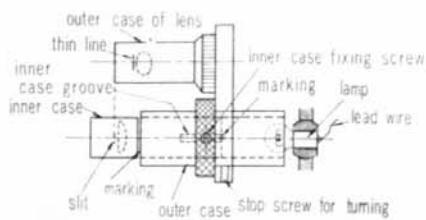


Fig. 3-4 Source of light in torsion-meter

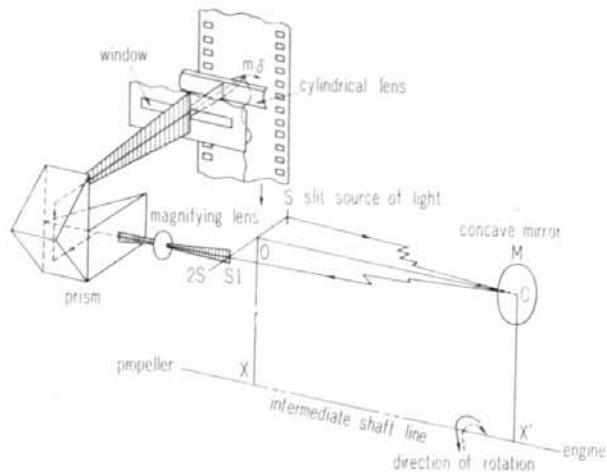


Fig. 3-5 Optical system in torsion-meter

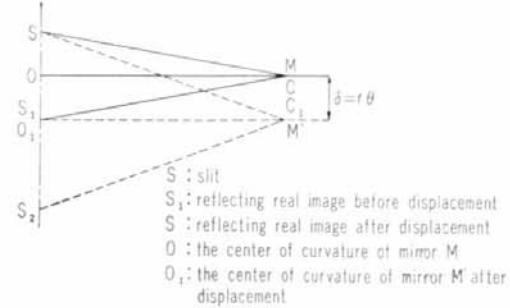


Fig. 3-6

置 S_1 は S_2 に変位し反射の法則によって $S_1S_2=2\delta$ となる故に、回転中に細隙の反射像の変動を記録すれば捩れ量すなわちトルクの変動が測定されることになる。カメラはこの目的に使用されるもので、 S_1 像の変位を拡大して軸回転に連動して送られるフィルム上に記録するものである。

通常研野式は 35 mm のフィルムに負荷変動を全部記録するため、負荷の変動に対する像の変位は非常に少ない。したがって細隙光源を 3ヶ所作り次のようにして精度を上げている。

Fig. 3-7 のごとく負荷零の時 S_2 による反射像 S_2 をフィルムの中心に入れていたとすると負荷がかかり A 点に鏡が移動した時 S_2 の像は S_2'' に移り $S_2''-S_2'$ がトルクに比例した変位であるが、もし S_2'' がフィルム外に飛び出しても S_1'' が入っておれば変位は $S_1''-S_2'+(S_2-S_1)$ で求められ

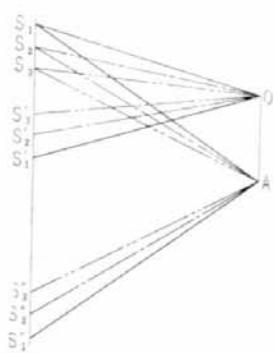


Fig. 3-7

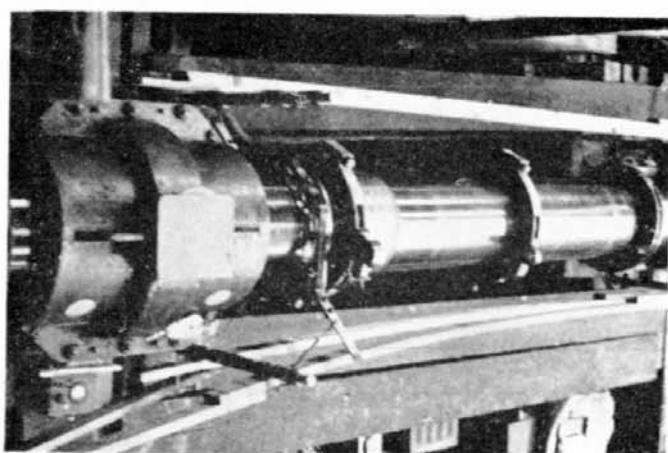


Fig. 3-8 Appearance of installed Togino type torsion-meter

る。負荷が少ない時は、逆に $S_3'' - S_2' - (S_3 - S_2)$ で求められる。以上のごとくしてフィルム幅以上の使い方をして精度を上げている。

Fig. 3・8 に研野式振り動力計取付状態を示し、測定記録の1例を Fig. 3・9 に示す。

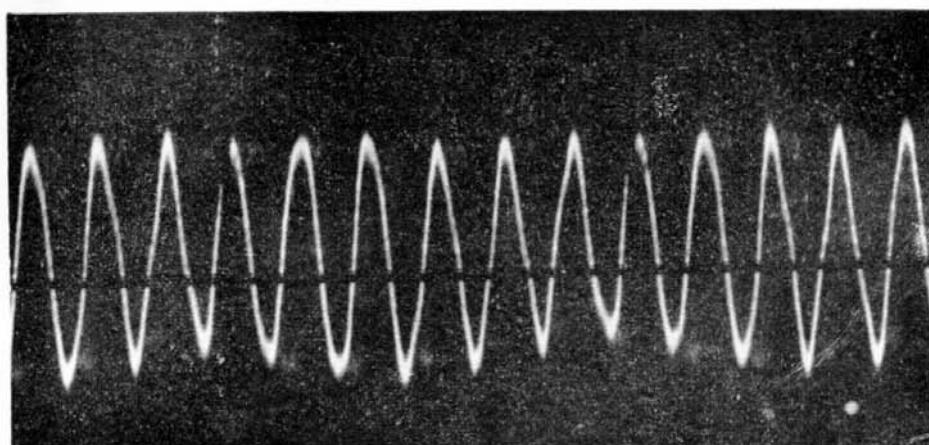


Fig. 3-9 Record example of Togino type torsion-meter

3.2 久野式振り動力計

久野式振り動力計は S 25 年久野氏⁴⁾によって試作されたもので、軸揺れ変位測定にはインダクタシスブリッジを使用し、さらに電気装置の欠点である電圧、周波数、スリップリング等の影響を除くため零位法を用いたきわめて精度の高いトルク測定器である。その構造は Fig. 3-10 に示すとく 1 m の揺れ計測間隙を有する固定環で揺れを円周方向の変位として検出する。固定環の一方には Fig. 3-12 に示すときギャップトランスが取り付けてあり、ギャップトランスに対する可動鉄芯はレバーを介して他方の固定環に固定されている。したがってトルクによって生じた変位でコイルのエヤーギ

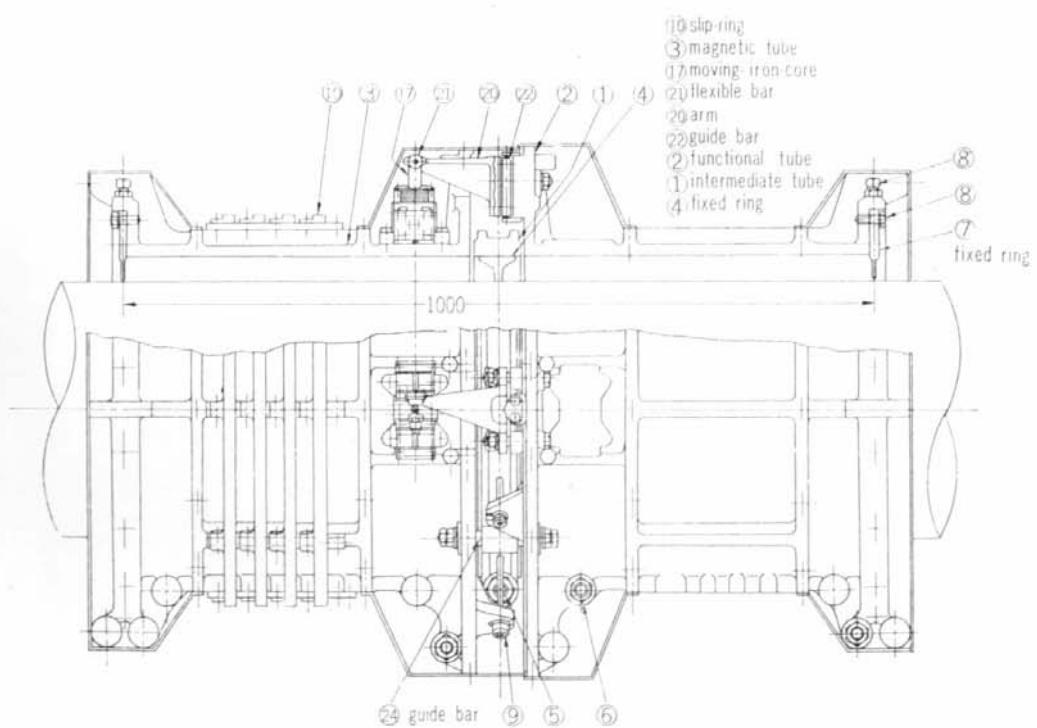


Fig. 3-10

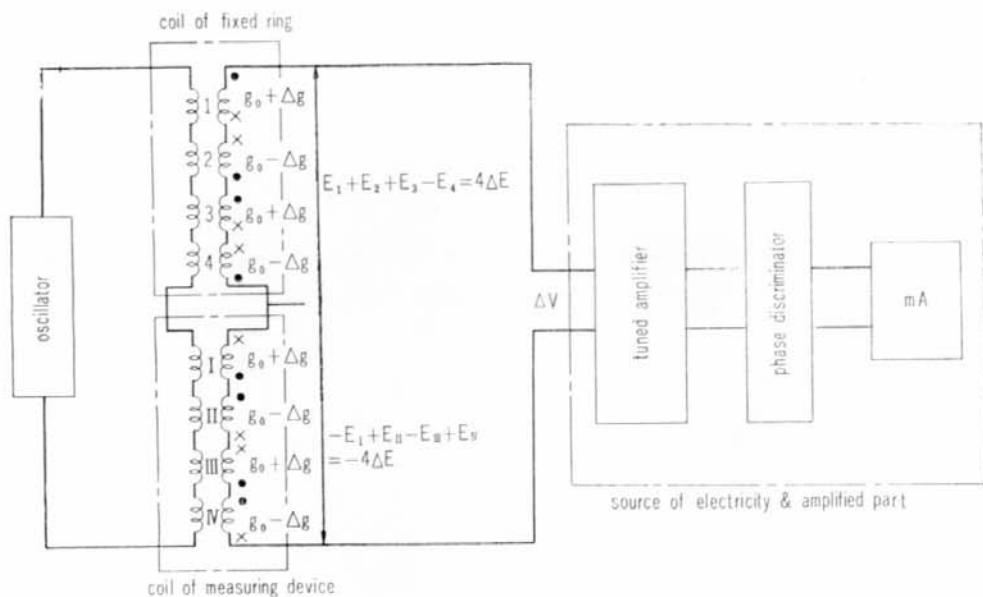


Fig. 3.11 Block diagram of Kuno type torsion-meter

ギャップが変化しギャップトランスの二次電圧が変化する。コイルは固定環の上下に各2組づつあり、これらを Fig. 3.11 のように変化電圧のみをとり出すような結果にすると二次電圧の和はギャップ変化に比例するので、あらかじめギャップ変化に対する出力電圧の関係を求めておけばスリップリングを通して電圧測定を行なうことによりトルクを知ることができる。しかし本動力計は電圧の測定に変位検出部と同様の構造、同一性能のコイルを有する計測装置を持ちこれで軸の検出コイル部で発生した電圧を打消すように計測装置コイルの可動鉄芯を調整する。

可動鉄芯変位の動きはレバーおよび差動ネジ機構を用いて 500 倍に拡大指示されている。あらか

じめ計測装置指示目盛と固定環可動鉄芯の動きの関係を求めておけばトルク測定を行なうことができる。

固定環の軸取付状況計測装置、電源増幅装置を Fig. 3.13, Fig. 3.14, Fig. 3.15 に示す。

計測装置および固定環のコイルには 2,000 c/s の交流電

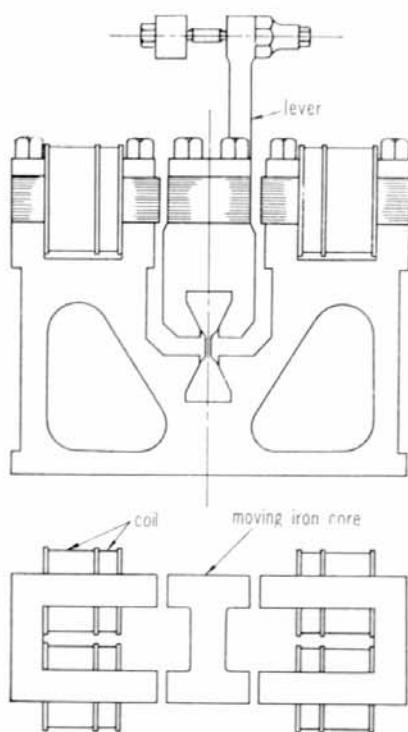


Fig. 3.12 Pickup coil

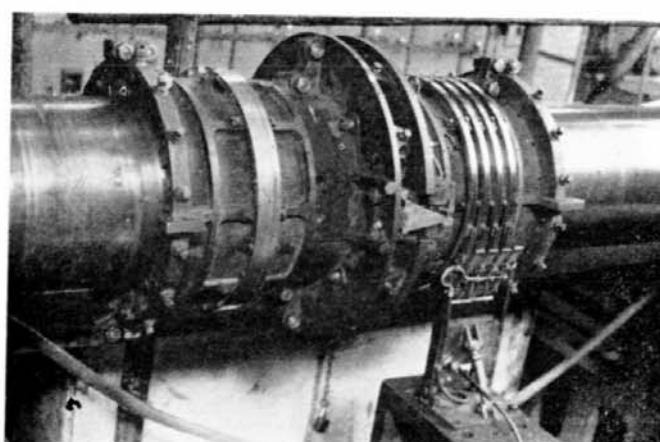


Fig. 3.13 Fixed ring of Kuno type torsion-meter

圧で励磁するが、出力電圧はきわめて微小(全負荷時約 20 mV)であるから、同調増幅器を用いて増幅、整流後電流計を振らせる。このような計測方式は電源電圧周波数の変動、温度変化、スリップリングの抵抗変化等の影響はすべて計測装置コイルにも同様に作用して打消されるのできわめて安定した精度の高い測定ができる。通常全負荷時においてトルクによる変位は 0.7 mm 程度で計測装置目盛 350 度となり、最小目盛は 1/500 mm であるから半目盛までよめば 0.14% までの分解能を有することになる。

計測装置目盛と変位の関係を求めた結果を Fig. 3・16 に示す。



Fig. 3-15 Sources of electricity & amplifier of Kuno torsion-meter

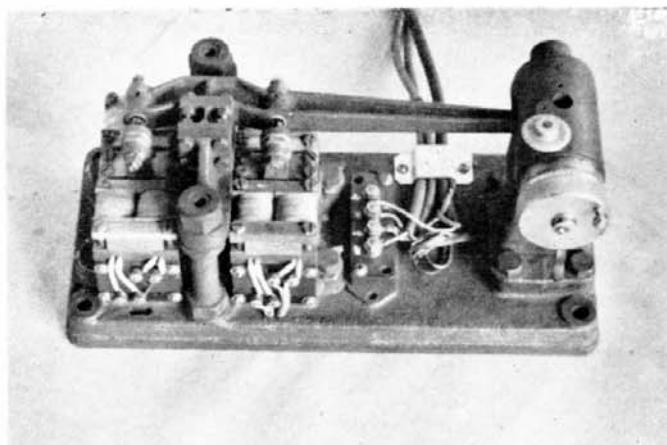


Fig. 3-15 Measuring device of Kuno type torsion-meter

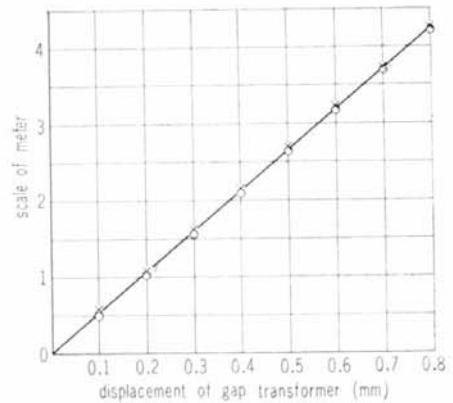


Fig. 3-16 Relation between scale of meter & gap transformer

3.3 共和式船用軸馬力計

本馬力計は船舶の推進中間軸に伝達される軸馬力を直接指示記録するもので、中間軸のトルクを検出する固定環、スリップリング、軸回転数を検出する速度発電機およびそれらの出力を、ブリッジ回路を用いて演算する電子管式自動平衡装置の馬力記録計からなっている。従来の捩れ角測定方式に比してトルク、回転数を同時にピックアップしそれらの量を電気的に掛け合わせて馬力を直接指示記録できる特徴をもっている。

トルクによって生じた捩れ量の測定には戦後著しい発達をとげてきた電気抵抗線を利用しており原理的にはきわめて高い精度を有している。昭和 31 年に試作が行なわれ数度の実船航海実験を経て最近実用化の段階に入ったが、いまだ精度、耐久度の面に今一步の感があったが、今回の研究を通じて精度面では著しく向上した。測定方式としては完全に零位法を採り入れてあり電源電圧変動等の影響はきわめて少ないが、スリップリングに高級な材料を使用する必要があり、時には故障の原因となっている。

各部の概略を以下において簡単に述べる。

3.3.1 トルク検出部

中間軸上に一定の距離 (50 cm) をおいて 2 ケの固定環を取付け、それらの固定環の間に生ずるトルクに比例した角変位をストレンゲージによって測定するもので、一方の固定環にストレンゲージを接着したカンチレバー（以下ビームとよぶ）を固定し、他方の固定環にはビームの先端を押付けるボルトが取付けられトルクによって生じた円周方向の変位によってビームに撓みを与える。したがってビームに接着されたストレンゲージの出力はトルクに比例したものが得られる。

なおビームは中間軸の自重による撓みの影響等を考慮に入れ、対称位置に 2 ケ所装置されており、ビームの表裏には 350Ω の抵抗を有するストレンゲージが張り付けられており、ビームの等価歪は最大捩れ角において約 $2,000 \times 10^{-6}$ にとってある。前記対称位置の 2 ケ所のビーム（ストレンゲージ 4 枚）でブリッジを構成しており中間軸の撓みの影響を無くすると同時にその出力を増大している。

トルク検出固定環の略図を Fig. 3-17 に示す。

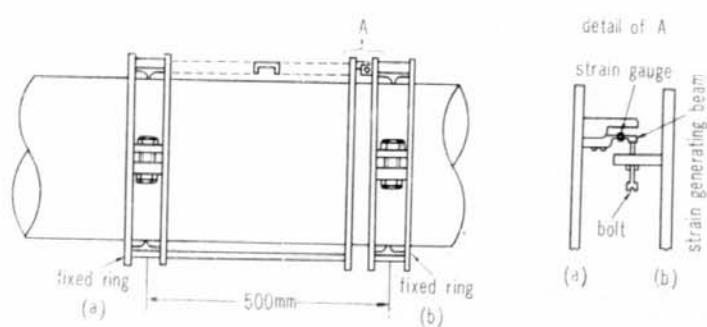


Fig. 3-17 Outline of fixed ring for detecting torque

3.3.2 スリップリングおよびブラッシュホルダ

回転体上に取り付けられた歪変換器と指示部を接続するためスリップリングおよびブラッシュホルダが取り付けられている。

ストレンゲージの歪に対する抵抗変化はきわめて小さいのでスリップリングとブラッシュホルダ間の接触抵抗はできる限り小さくするため、スリップリングは銀約 90% の銀合金を使用しており、ブラッシュも銀グラファイトが使用されている。

なお、回路的にもその接触抵抗の影響を少なくするためビーム間であらかじめブリッジを組み、その 4 端子をスリップリングを通して増幅部に接続している。

Fig. 3-18 に固定環、スリップリング速度発電機の取付け状態を示す。

3.3.3 回転数検出部

トルク伝達軸の回転速度を検出する機構で、これにはドラグカップ式誘導発電機が使用されている。

固定子は機械的に 90° の角度をへだてて 2 つの巻線を持ち、一方を励磁用、他方を出力用としている。また、回転子は停止時の 2 次誘導電圧を最少にしかつ停止時による発生電圧を均一にするため、ドラグカップ方式となっている。励磁コイルに定格値の交流入力を与えて回転子を回転すれば出力コイルは励磁周波数で回転数に比例した交流電圧を発生する。なお、本発電機の中間軸に対する結合は中間軸に設けられた遠隔回転計用ギヤを介して行ない、発電機出力特性の直線部にて動作するようあらかじめ歯車比が考慮されている。

3.3.4 演算増幅指示記録部

トルク検出部、回転数検出部によって電気量に変換されたトルク回転数を電気的に掛け算し馬力に指示記録するための回路で 2 組の電子管式自動平衡装置を持っている。

装置の概略を述べると Fig. 3.19 に示すとくトルク平衡部、馬力平衡部にそれぞれ B_1, B_2, B_3, B_4 の 2 組のブリッジ回路を有する。 B_1 のブリッジはトルクによって不平衡電圧が発生し増幅器 A_T で増幅後サーボモータ M_T を駆動しブリッジ B_2 の摺動部を動かして不平衡電圧を出し、 B_1, B_2 の平衡をとる。サーボモータ M_T にはトルク指示指針と馬力平衡部ブリッジ B_3 の摺動部に連結されているので、 B_3 のブリッジの抵抗変化はトルクに比例する。 B_3, B_4 には軸回転数に比例した電圧が加えられているので、 B_3 で発生する不平衡電圧は軸回転数とトルクに比例したものとなる。Fig. 3.20 に記録計を示す。

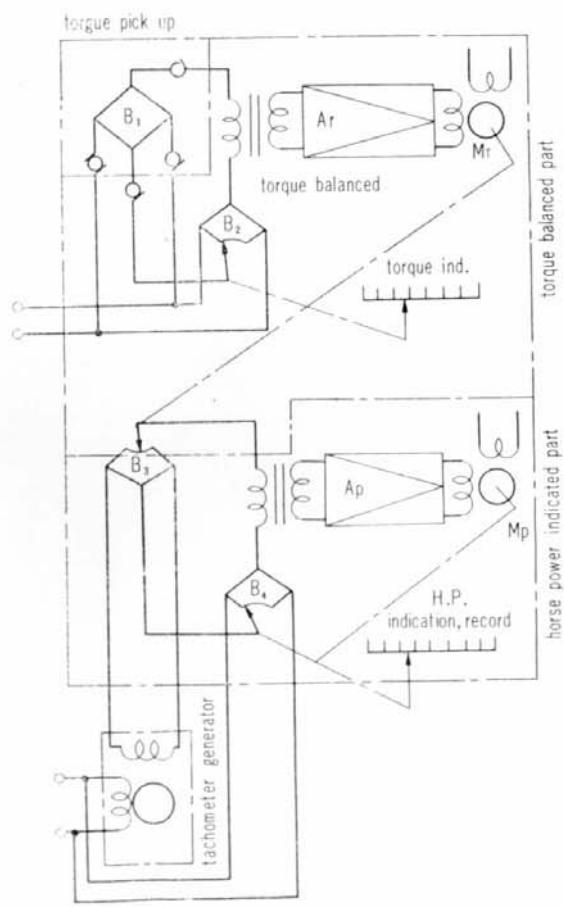


Fig. 3.19 Principle of Kyowa type dynamometer

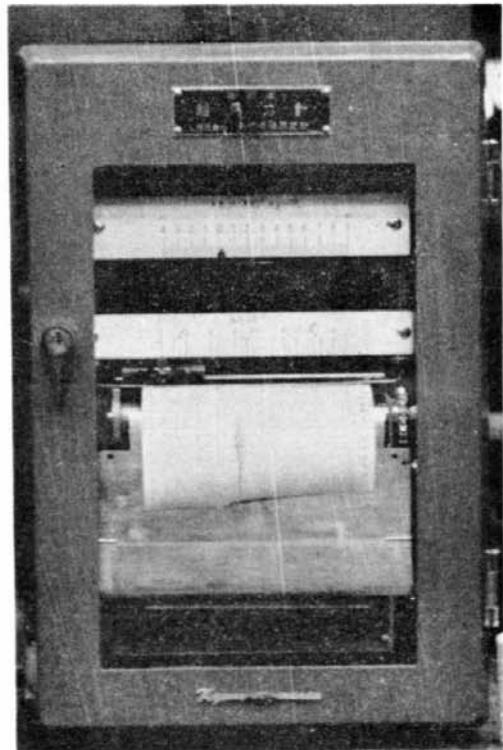


Fig. 3.20 Recorder of Kyowa type dynamometer

演算部の感度は、捩れに相当する変位を押付ボルトにより起歪ビームに与え、一方速度発電機を回転計較正装置（横河電機製）によって回転し、その時の回転数とビーム変位量より求めた馬力が指示目盛と完全に一致するよう調整しておく。また一定の回転数で変位を変化し指示目盛と変位との関係が完全に直線的であることを確認しておく。その結果を Fig. 3.21 に示した。

3.4 東芝式舶用積算軸馬力計

本馬力計はトルク検出を行なう固定環およびスリップリング、軸回転数を検出する速度発電機、それらの電気信号を演算し積算、指示記録せしめる指示記録部からなっている。トルクによって生じた捩れ変位の電気量への変換は3.2で述べた久野式動力計と同様のギャップトランスを用いている。ギャップトランスの1次側供給電圧は軸回転によって駆動される速度発電機の出力電圧を用いているので記録部を除けば外部から何等電源を要しない。本馬力計は昭和28年商船大学伊丹教授によって試作発表され、その後数隻の実船航海実験をへて実用されたもので、本来は積算軸馬力の測定を目的とする電磁変換型の軸馬力計である。

3.4.1 トルク検出部

捩れ計測間隔 50 cm の固定環の1ヶには Fig. 3.22 に示すごとくコ型鉄芯を有するコイル2ヶを向い合せて固定し、他の固定環に取付けられた可動鉄芯は2ヶのコイルの中央に挿入してある。トルクによって生じた円周方向の変位は可動鉄芯によりそれぞれのコイルのギャップを差動的に変化せしめる。ギャップ変化によりコイルのインダクタンスが変化する。軸の上下対称位置にコイルが設けてあり、これらの合計4ヶのコイルはブリッジ回路を形成しておりトルク零の状態で電気的な平衡をと

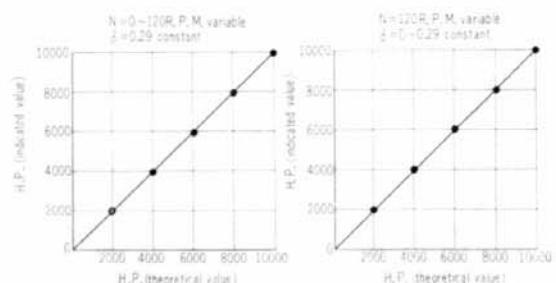


Fig. 3.21 Calibration results of sensibility

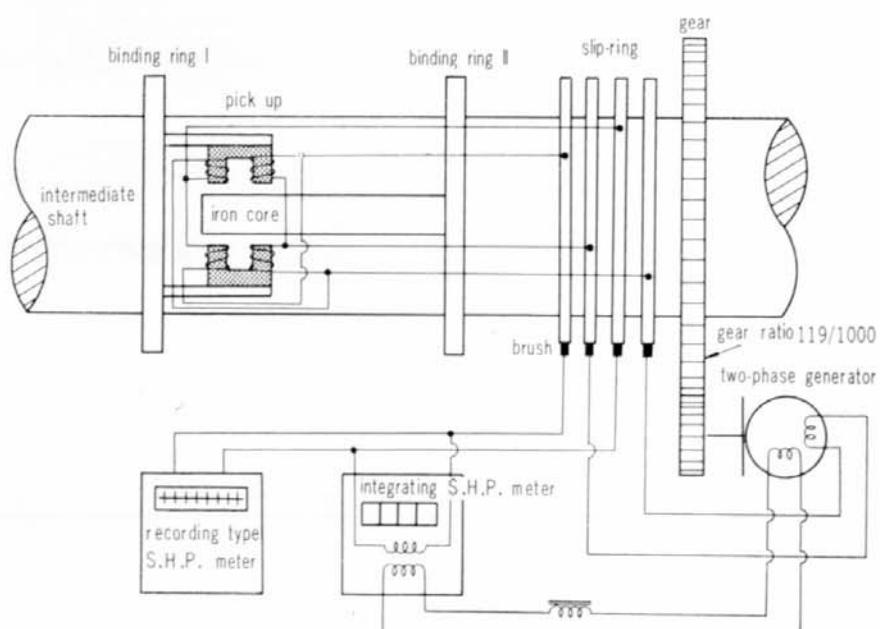


Fig. 3.22 Principle of Toshiba-type dynamometer

ってある。したがってトルクによって生じたインダクタンス変化のためにブリッジの平衡がくずれトルクに比例した電圧が発生する。Fig. 3-23 に固定環、スリップリング、コイル等の状態を示す。

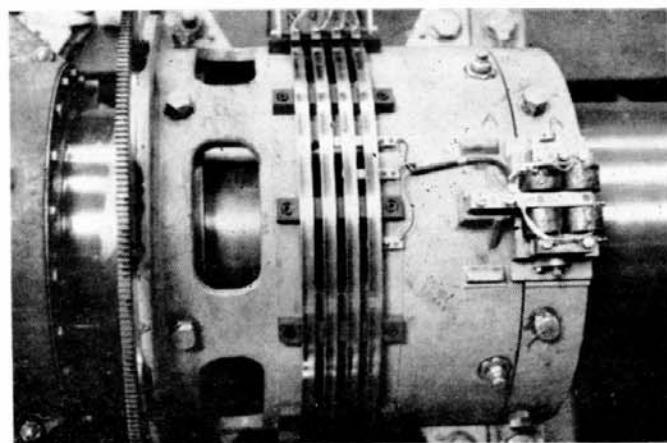


Fig. 3-23 Fixed ring & slip ring, coil

3.4.2 回転数検出部

軸回転数検出用発電機としては2相交流発電機を用いている励磁（励磁は永久磁石）各相の発生電圧は電気的に 90° の位相差を有しており、1相の電圧をトルク検出部のブリッジに加えられる。中間軸に対する速度発電機の結合は Fig. 3-24 にみられるように固定環部に設けられた歯車によって伝達され、軸の定格回転数で速度発電機の発生周波数は 60 c/s になるよう取付けてある。

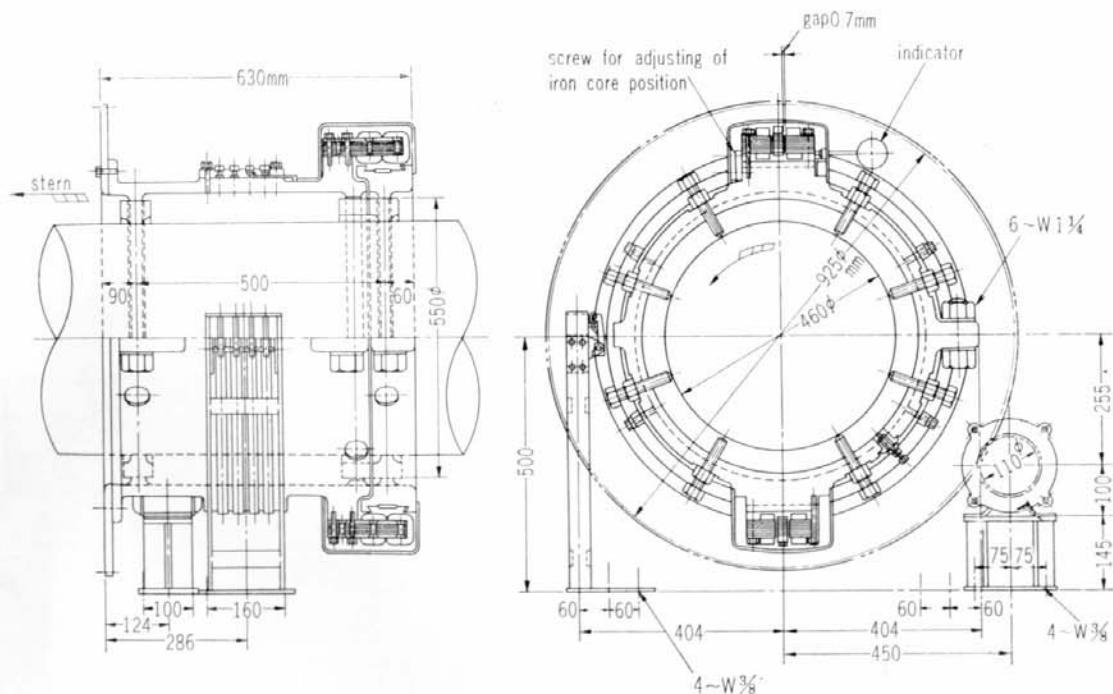


Fig. 3-24 Construction of Toshiba type dynamometer

3.4.3 演算指示、積算、記録部

東芝式軸馬力計の特徴としては積算軸馬力を示すことと記録計を除けば測定系統に外部電源を要しないためきわめて簡単でそれらの影響もほとんどなく、原理的にも故障の少ない機構である。演算装

置は Fig. 3-25 に示す配線図のごとくで、振れ検出コイルで構成された交流ブリッジはトルク零の状態で平衡がとられている。ブリッジには 2 相発電機の出力電圧 V で励磁されているから、ブリッジ出力電圧はトルク、軸回転数の積すなわち馬力に比例する。この出力電圧を整流後、電子管式直流電圧記録計で指示記録せしめる。

演算部の性能を確認するため馬力に相当する振れ変位、回転数を検出コイルおよび速度発電機にてて、馬力指示と実馬力との関係を求めた。速度発電機は回転計較正試験器に直結して回転数を精密

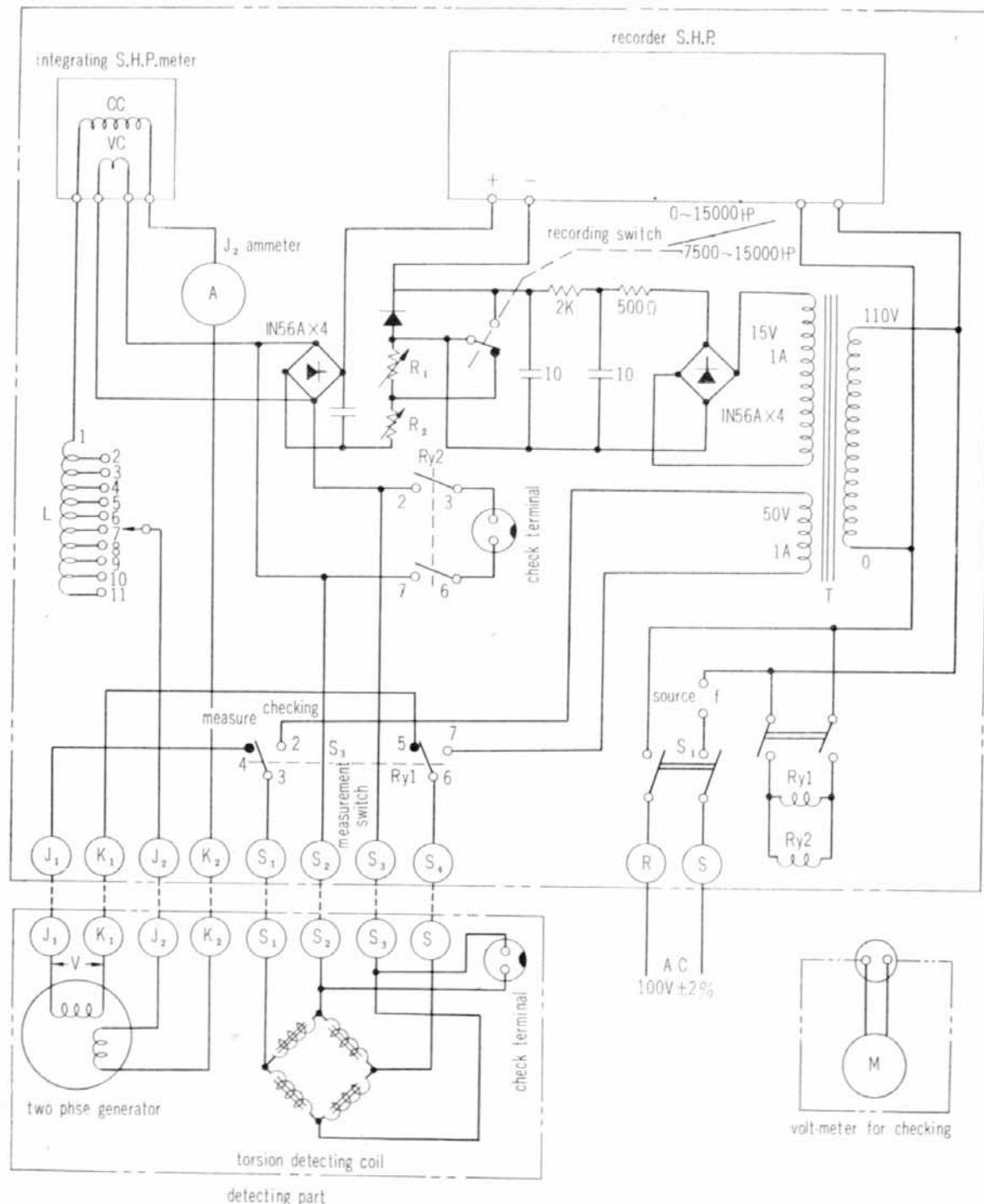


Fig. 3-25 Diagram of Toshiba type dynamometer

に測定した。

回転数一定で変位（トルク相当）を変化させた場合あるいは変位一定で回転数を変化せしめた場合の指示値、計算値の関係を求めるに Fig. 3・26 のごとくで、それぞれ若干非直線傾向がみられる。

これはインダクタンス型変換器の原理的欠陥である非直線性が起因していると思われる。コイル取付け時のギャップをさらに大きくし改善する必要があろう。

これらの特性のため変位、回転数の積を一定としてその比を変化して前述の関係を求めるに理論的には何等指示値が変化しないはずであるが非直線特性のため若干の指示変化がある。

ブリッジ出力電圧は交流であるから整流後直流電圧記録計に入れているが、整流器に起因する非直線性能は半導体を利用した補償回路によってその影響を除いている。

積算軸馬力指示機構には積算電力計が用いられその電圧線輪にはトルク検出部のブリッジ出力電圧を加え、電流線輪には大きなインダクタンスを有するチョークコイルを直列に接続しこれに 2 相発電機のブリッジ電源に使用した相より 90° 進んだ電圧が加えられる。したがって電流線輪に流れる電流 I_c は 2 相発電機の回転に無関係となり、その位相はブリッジ電源電圧と同相になる。したがって積算電力計の指示はトルク検出部のブリッジ出力電圧の積算値となり、積算軸馬力を指示することができる。その関係をベクトル図で示すと Fig. 3・27 のようになる。

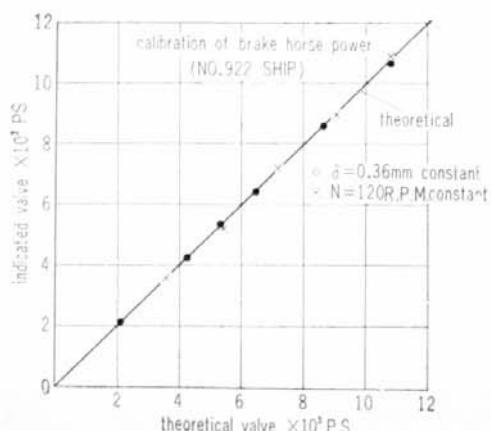


Fig. 3-26 Calibration result of dynamometer

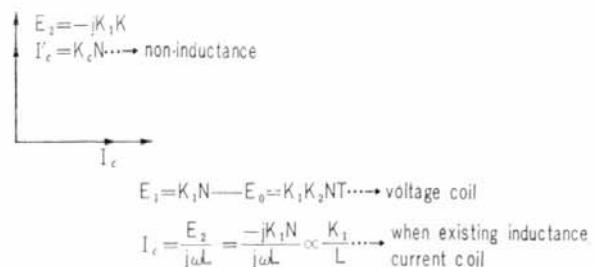


Fig. 3-27 Vector of dynamometer

第 4 章 実 機 試 験

4・1 実験の概要

前述したごとく舶用内燃機関の指示馬力、軸馬力の測定装置としては各型式のものがあり指圧計関係では 10 数種類、軸馬力測定装置関係では 80 数種類の多きにのぼる³⁾。しかしこれら多種類の測定装置も現在実際に実用されているものは数種類にすぎず、しかもこれらの測定器相互の精度について総合的な検討が行なわれていない。そこで本研究では舶用内燃機関の陸上運転において前述の各型式の指圧計および馬力計について測定性能の比較実験を行ない、馬力測定精度の向上をはかるとともに、将来の船舶自動化に対処すべく研究を実施した。

試験は水制動力計によって機関の負荷状態を1時間程度一定に保ちその間各種測定器による指示馬力、軸馬力の測定を行なった。

以下に当所において昭和36年2月から36年11月の間に行なった実験結果の詳細について述べる。

使用計器を Table 4・1 に、実験に使用した機関の種類、測定項目を Table 4・2 に示す。供試機関、計測装置、計測状況を Photo 4・1~4・6 に示す。

4・2 シリンダ内圧力測定結果

4・2・1 指示平均有効圧力測定結果

抵抗線式および可動陽極型は圧力一時間 ($P-t$) 線図をオシログラフに採取し、マイハック型指圧計は圧力一ビストンストローク ($P-s$) 線図を記録してそれから後述する各種方法で平均有効圧力を算出した。

一方直読式 Pmi メータは 5~10 秒間のサイクル平均値であるため、 $P-t$ 線図、 $P-s$ 線図、型式の測定器では一定負荷で 3 回の測定値を求めこれの平均値と比較した。**#5, #6** の試験では各種測定器がほぼ完全に揃ったのでこれの結果を示すと Table 4・3~Table 4・4 のごとくである。

Table 4・5, 4・6 は各種測定器で測定した機関の総合出力の比較表で A, B の計器については指示馬力が比較的よく合致している。

これらの測定結果よりマイハック、抵抗線式、可動陽極型の各指圧計測定値と直読型平均有効圧力計の測定値の比較を行なった結果を Fig. 4・1 および Fig. 4・2 に示した。ただし抵抗線式については $P-t$ 曲線上に上死点位置の信号を電磁的に記録したので平均有効圧力計を求める場合、位置誤差が大きく影響して測定値のバラツキが大きくなりデータから除外した。

Table 4・1 Measurement devices used for the research

Measuring item	Measuring instrument	Type	Instrument maker
Comparison of pressure in cylinders	Electric resistance wire type pressure gauge (1)	PHF-10E	Kyowa Dengyo
	Electric resistance wire type pressure gauge (2)	PRE-100	Shinko Tsushin
	Dynamic strain gauge (1)	DM-3E	Kyowa Dengyo
	Dynamic strain gauge (2)	DS6-R	Shinko Tsushin
	Electro-magnetic oscillograph	500-A	Sanei Sokki
	Engine analyzer	KEA-5	Kyoritsu Denpa
Indicated mean effective pressure	Variable anode type pressure gauge		"
	I.H.P. Meter Mai Hak indicator		Mitsubishi Kobe
Brake horse power comparison of dynamometers	Kyowa type dynamometer		Kyowa Dengyo
	Toshiba type dynamometer		Toshiba
	Hydraulic dynamometer		Tokyo Koki
	Togino type dynamometer		
	Kuno type dynamometer		Mitsubishi Kobe
Shaft torque	Strain gauge	KPR-4	Kyowa Dengyo
	Dynamic strain gauge	DM-3E	"
	Electro-magnetic oscillograph	201A	Sanei Sokki

Table 4·2 Engine type and measurement item for the research

Test no.	Date of test	Test engine	Measuring item	Measuring instrument
1	1961. 2.	6RD90 13000 PSe	Pressure in cylinder (P-t Curve)	Oscillo. (Sanei) 500A Strain gauge (Kyowa) DM-3E Pressure gauge (Kyowa) PHF-10E
2	1961. 5. 4	6RD90 13000 PSe	Brake horse power Comparison of dynamo- meter	Hydraulic dynamometer Togino type dynamometer Toshiba type dynamometer Kyowa type dynamometer
3	1961. 6. 14	6RD68 6600 PSe	Pressure in cylinder (P-t Curve) Indicated mean effective pressure	Oscillo. (Sanei) 500A Strain gauge (Kyowa) DM-3E Pressure gauge (Kyowa) PHF-10E I.H.P. meter (Mitsubishi Kobe) Mai Hak indicator
4	1961. 7. 16	7RD68 7700 PSe	Pressure in cylinder (P-t Curve) Comparison of pressure gauge Indicated mean effective pressure Brake horse power Comparison of dynamo- meter	Oscillo. (Sanei) 500A Strain gauge (Kyowa) DM-3E Pressure gauge (Kyowa) PHF-10E Pressure gauge (Shinko) PRE-100 I.H.P. meter (Mitsubishi Kobe) Mai Hak indicator Hydraulic dynamometer Togino type dynamometer Toshiba type dynamometer Kyowa type dynamometer
5	1961. 10. 6 7 10	9RD90 18000 PSe	Pressure in cylinder (P-t Curve) Indicated mean effective pressure Comparison of pressure gauge Zero point variation of pressure gauge	Oscillo. (Sanei) 500A Strain gauge (Kyowa) DM-2SE Strain gauge (Shinko) DS6R I.H.P. meter (Mitsubishi Kobe) Mai Hak indicator Pressure gauge (Kyowa) PHF-10E Pressure gauge (Shinko) PRE-100
6	1961. 10. 31 11. 2	6RD68 6300 PSe	Pressure in cylinder (P-t Curve) Indicated mean effective pressure Max. pressure Brake horse power Comparison of dynamo- meter	Oscillo. (Sanei) 500A Strain gauge (Kyowa) DM-2SE Strain gauge (Shinko) DS6R I.H.P. meter (Mitsubishi Kobe) Mai Hak indicator Pressure gauge (Kyowa) PHF-10E Pressure gauge (Shinko) PRE-100 Pressure gauge (Kyoryoku) engine analyzer Hydraulic dynamometer Togino type dynamometer Kyowa type dynamometer Kuno type dynamometer

Table 4·3 Pmi measurement results of 9RD90 type diesel engine

Date of test	Load (%)	rpm	Kind of M.I.	Indicated mean effective pressure (Pmi-kg/cm²)								
				No. of cylinder								
				1	2	3	4	5	6	7	8	9
10/ 6	50	96.7	A	5.8	5.8	5.7	5.9	6.1	6.2	6.3	5.9	5.8
			B	6.0	6.1	5.9						6.0
			C									
			D	6.46	5.63	6.28						6.12
10/ 6	75	109.3	A	7.5	7.36	7.1	7.4	7.7	7.8	7.9	7.6	7.7
			B	7.04	7.37	7.03						7.56
			C									7.11
			D		8.11	7.85						7.98
10/ 6	100	119.4	A	8.26	9.0	8.73	8.7	9.3	9.0	9.3	9.2	8.8
			B	8.12	8.49	8.24						8.92
			C	6.77	6.82	7.02						8.28
			D	8.77	9.01	9.37						6.87
10/ 7	50	95.0	A	6.16	6.26	6.0	6.0	6.03	5.83	6.16	5.93	6.03
			B	6.38	6.38	6.23	6.08	6.53	6.55	6.39	6.39	6.30
			C	5.24	5.01	4.87	5.02	5.08	5.35	5.21	5.1	5.10
			D	5.42	5.05	4.91	5.21	5.37	5.47	5.32	5.18	5.23
10/ 7	75	108.4	A	7.23	7.63	7.43	7.33	8.1	8.33	8.5	8.03	7.9
			B	7.38	7.78	7.65	7.21	7.48	7.62	7.58	7.62	7.74
			C	6.11	6.60	6.04	5.88	6.05	5.72	5.99	5.88	5.89
			D	6.7	6.82	6.43	6.72	7.25	6.69	7.13	6.74	6.90
10/ 7	100	117.2	A	8.96	8.96	9.4	9.63	9.7	9.4	9.83	9.56	9.5
			B	9.12	9.31	9.0	8.71	9.34	9.32	9.32	9.45	9.30
			C	7.70	7.62	7.30	7.30	7.69	8.15	7.71	7.92	7.61
			D	8.48	8.39	7.75	7.97	8.47	8.3	8.21	8.35	8.38
10/10	25	75.9	A	4.06	4.0	4.0	3.9	4.3	4.1	4.4	4.0	4.1
			B	3.8	3.83	3.68						4.09
			C	3.81	3.42	3.11						3.77
			D	3.83	3.48	3.00						3.44
10/10	50	94.5	A	5.73	5.86	5.6	5.7	6.4	6.2	6.2	6.1	6.0
			B	5.77	5.89	5.73						5.98
			C	4.95	5.01	5.13						5.80
			D	5.09	5.23	5.27						5.03
10/10	75	108.7	A	7.23	7.86	7.5	7.4	8.1	7.6	7.9	8.0	8.1
			B	7.20	7.69	7.41	7.18	8.00	7.5	7.52	7.87	—
			C	6.39	6.67	5.85						7.55
			D	6.63	6.89	6.03						6.30
10/10	100	119.6	A	8.5	8.53	8.9	8.4	9.3	9.0	9.6	9.2	8.9
			B	8.58	9.1	8.65	8.59	9.29	9.05	8.94	9.28	8.94
			C	7.31	7.85	6.92						8.94
			D	8.32	8.14	7.58						7.36

Table 4.3 continued

Date of test	Load (%)	rpm	Kind of M.I.	Indicated mean effective pressure (Pmi-kg/cm²)									
				No. of cylinder									
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	Mean
10/12	50	95.3	A	5.73	5.66	5.53	5.4	5.8	5.6	5.8	5.5	5.6	5.62
			B	5.58	5.57	5.47	5.16	5.64	5.71	5.63	5.58	5.55	5.55
			C										
			D										
10/12	75	107.6	A	7.23	7.43	7.03	7.1	7.6	7.1	7.4	7.2	7.3	7.27
			B	7.11	7.21	7.09	6.76	7.3	7.17	7.17	7.5	7.32	7.18
			C										
			D										
10/12	85	113.3	A	7.63	7.96	7.63	7.6	8.0	8.1	7.8	7.7	8.6	7.89
			B	7.83	7.92	7.73	7.44	8.05	7.95	7.83	8.00	7.9	7.85
			C										
			D										
10/12	100	120	A	8.4	8.2	8.9	8.7	9.0	9.1	9.3	8.6	9.2	8.82
			B	8.41	9.0	8.7	8.29	9.0	8.98	8.73	9.04	9.03	8.83
			C										
			D										
10/12	110	126.7	A	8.93	8.9	9.06	9.1	10.0	9.2	9.5	9.7	10.0	9.38
			B	9.38	9.56	9.2	9.08	9.98	9.63	9.68	9.81	9.87	9.56
			C										
			D	7.18	7.79	7.36	7.76	8.45	8.43	8.29	8.13	7.80	7.93

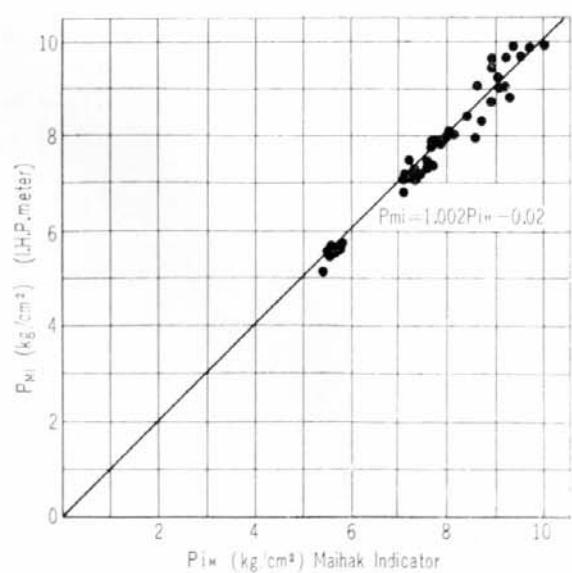


Fig. 4.1 Comparison between I.H.P. meter & Maihak indicator

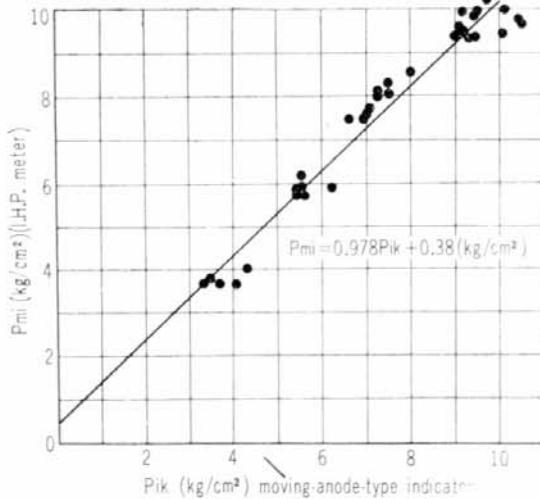


Fig. 4.2 Comparison between I.H.P. meter & moving anode type indicator

Table 4·4 Pmi measurement results of 6RD68 type diesel engine

Date of test	Load (%)	rpm	Kind of measurement	Indicated mean effective pressure (Pmi-kg/cm ²)						
				No. of cylinder						Mean
				1	2	3	4	5	6	
10/31	25	83.9	A	3.77	4.03	3.9	4.15	4.15	4.0	4.0
			B	3.76	3.67	3.67	3.74	3.79	3.67	3.72
			C	2.91	2.79	2.73	2.98	2.89	3.07	2.90
			D	3.97	4.07	4.07	4.13	4.16	4.09	4.08
10/31	50	104.9	A	5.4	5.87	5.73	6.37	6.38	6.17	5.97
			B	5.62	5.82	5.72	5.66	5.87	5.79	5.75
			C	3.39	4.05	4.21	4.48	4.4	4.47	4.17
			D	6.08	5.74	5.75	6.07	6.46	5.68	5.96
10/31	75	120.9	A	7.28	7.53	7.53	7.93	8.1	7.6	7.66
			B	7.43	7.40	7.31	7.23	7.76	7.41	7.42
			C	6.02	5.89	5.72	5.95	5.9	5.64	5.85
			D	7.73	7.76	7.71	8.08	8.17	7.85	7.88
10/31	100	132.9	A	8.83	9.23	9.1	9.6	9.5	9.45	9.19
			B	8.93	9.08	8.88	8.71	9.07	8.94	9.10
			C	7.25	7.02	6.94	6.86	7.24	6.95	7.04
			D	9.59	9.26	9.22	8.97	9.38	8.97	9.23
11/ 2	25	85.0	A	4.03	4.18	3.98	3.97	4.17	4.0	4.05
			B	3.67	3.69	3.59	3.68	3.77	3.77	3.69
			C	2.69	2.62	2.73	2.73	2.82	2.82	2.74
			D	3.9	4.36	3.9	4.12	4.18	4.12	4.10
11/ 2	50	104.0	A	5.73	5.77	5.97	5.77	5.8	5.93	5.83
			B	5.85	5.76	5.60	5.60	5.77	5.82	5.73
			C	4.69	4.4	4.58	4.26	4.22	4.48	4.44
			D	6.22	5.94	6.22	6.1	5.85	5.98	6.05
11/ 2	75	121.5	A	7.53	7.6	7.7	7.4	7.5	7.55	7.55
			B	7.31	7.27	7.19	7.19	7.26	7.30	7.25
			C	6.60	5.68	5.23	5.83	5.28	5.29	5.55
			D	8.22	7.75	8.03	8.34	7.47	7.60	7.90
11/ 2	100	133.0	A	9.12	8.9	9.0	8.47	8.87	9.03	8.9
			B	8.83	8.92	8.70	8.80	9.08	9.22	8.92
			C	6.9	7.22	7.06	7.36	7.08	7.21	7.14
			D	9.31	9.44	9.26	9.29	9.38	9.26	9.32
11/ 9	25	83.1	A	4.2	4.0	3.77	3.97	4.06	4.02	4.0
			B	3.98	3.60	3.67	3.72	3.66	3.67	3.72
			C	2.93	2.41	2.61	2.65	2.68	2.62	2.65
			D	4.37	3.92	4.00	4.09	4.05	4.17	4.10
			E	4.33	3.67	3.32	3.56	4.10	3.36	3.72

Table 4.4 continued

Date of test	Load (%)	rpm	Kind of measurement	Indicated mean effective pressure (Pmi-kg/cm ²)						
				No. of cylinder						Mean
				1	2	3	4	5	6	
11/ 9	60	105.1	A	6.13	5.85	6.0	6.1	6.11	6.2	6.07
			B	6.12	5.82	5.68	5.75	5.69	5.85	5.82
			C	5.23	4.59	4.28	4.70	4.45	4.58	4.64
			D	5.83	5.90	5.71	5.94	5.81	5.85	5.84
			E	5.53	6.29	5.47	5.46	5.53	5.58	5.74
11/ 9	75	120.3	A	8.33	8.11	7.95	8.07	8.31	8.27	8.17
			B	8.07	7.71	7.45	7.56	7.47	7.7	7.66
			C	5.94	5.77	5.67	5.48	5.44	5.64	5.66
			D	8.09	7.75	7.74	7.58	7.61	7.77	7.76
			E	7.51	7.05	6.92	6.97	6.61	7.05	7.02
11/ 9	85	126.2	A	8.1	8.87	8.28	8.5	9.03	8.8	8.6
			B	8.53	8.29	7.99	8.06	7.99	8.30	8.19
			C	6.56	6.62	5.98	5.99	6.18	6.55	6.31
			D	8.69	8.52	8.44	8.5	8.42	8.37	8.49
			E	7.99	7.49	7.24	7.27	7.21	7.48	7.45
11/ 9	100	133.7	A	9.53	9.37	9.52	9.62	9.76	9.37	9.53
			B	9.83	9.58	9.34	9.34	9.34	9.34	9.46
			C	7.4	6.96	6.88	6.82	6.75	6.87	6.95
			D	10.36	9.57	9.77	9.20	9.30	9.40	9.60
			E	9.38	9.04	8.95	9.48	9.50	9.29	9.27
11/ 9	105	135.5	A	9.93	9.48	9.55	9.7	9.8	10.1	9.76
			B	9.93	9.93	9.40	9.48	9.48	—	9.64
			C	7.30	7.15	7.28	7.63	7.75	7.27	7.40
			D	9.79	9.94	9.82	10.87	10.35	9.79	10.10
			E	9.13	9.47	9.13	9.30	9.28	9.71	9.34
11/ 9	110	139.4	A	10.5	10.07	10.13	10.23	10.6	10.73	10.38
			B	10.15	9.98	9.45	9.45	9.72	9.76	9.75
			C	8.28	7.68	7.76	8.00	7.62	7.77	7.85
			D	11.08	10.55	10.81	10.79	11.00	10.87	10.85
			E	9.63	10.1	—	10.09	10.47	10.4	10.14

最小自乗法により両者の回帰方程式およびその信頼度 95% における信頼限界を求めるところとなる。

$$P_{mi} = 0.982 P_{im} - 0.15 \text{ kg/cm}^2$$

回帰係数の信頼限界 0.98 ± 0.03

$$P_{mi} = 1.002 P_{im} - 0.02 \text{ kg/cm}^2$$

回帰係数の信頼限界 1.002 ± 0.04

$$P_{mi} = 0.978 P_{ik} + 0.38 \text{ kg/cm}^2$$

回帰係数の信頼限界 0.978 ± 0.026

} 平均有効圧力計とマイハック指圧計の関係 (#5 実験)

} 平均有効圧力計とマイハック指圧計の関係 (#6 実験)

} 平均有効圧力計と可動陽極型指圧計の関係 (#6 実験)

Table 4·5 I.H.P. measurement results of 9RD90 type diesel engine

Date of test	Load (%)	Engine speed (rpm)	Hydraulic dynamometer (B.H.P.)	Indicated horse power (I.H.P.)			
				A	B	C	D
S. 36.10. 6	50	96.7	9208	11328	11436		11670
	75	109.3	13637	16291	15396		17190
	100	119.4	18060	20995	19494	16167	21297
S. 36.10. 7	50	95.0	9046	11319	11906	9546	9813
	75	108.4	13525	16731	16157	12858	14571
	100	117.2	17985	22119	21580	17967	19347
S. 36.10.10	25	75.9	4554	6128	5643	5154	5142
	50	94.5	8998	11133	10797	9369	9678
	75	108.7	13562	16591	16173	13506	13962
	100	119.6	18091	21039	21041	17349	18888
S. 36.10.12	50	95.3	9074	10566	10414		
	75	107.6	13425	15410	15230		
	85	113.3	15341	17622	17530		
	100	120.0	18151	20866	20808		
	110	126.7	20395	23416	23888		19768

比較に用いたマイハック型、可動陽極型はともに1サイクル毎の測定であるため変動するエンジン出力の平均を求めるために相当の問題がある。エンジン出力の変動は後述するようにシリンダ圧力、軸回転数、軸トルク、ともにかなりの変動を示しているので当然平均有効圧力のサイクル毎の変動も大きいことが推察できる。さらに $P-t$ 曲線から平均有効圧力を算出する際に後述するごとき算出方

Table 4·6 I.H.P. measurement results of 9RD68 type diesel engine

Date of test	Load (%)	Engine speed (rpm)	Hydraulic dynamometer (B.H.P.)	Indicated horse power (I.H.P.)				
				A	B	C	D	E
S. 36.10.31	25	83.9	1573	2162	2018	1564	2208	—
	50	104.9	3147	3800	3649	2645	3784	—
	75	120.9	4721	5608	5433	4285	5772	—
	100	132.9	6295	7470	7190	5667	7428	—
S. 36.11. 2	25	85.0	1594	2088	1902	1408	2109	—
	50	104.0	3120	3667	3608	2794	3808	—
	75	121.5	4745	5552	5334	4084	5812	—
	100	133.0	6300	7165	7187	5748	7508	—
S. 36.11. 9	25	83.1	1558	2013	1871	1334	2060	1873
	50	105.1	3153	3858	3701	2950	3714	3591
	75	120.3	4698	5945	5580	4119	5650	5112
	85	126.2	5364	6566	6258	4823	6485	5689
	100	133.7	6333	7712	7658	5623	7770	7505
	105	135.5	6624	8004	7904	6066	8278	7660
	115	139.4	7280	8759	8208	6629	9159	8556

法によってもかなりのバラツキを示す。

これらの状態を検討するため各シリンダ出力の不均一状態をプロットすると Fig. 4·4 のごとく機関出力に対して直読型平均有効圧力計は不均一状態の変化が少なく指示されているが一方マイハック、可動陽極型による測定結果では測定毎に対する測定変動が大きく、完全に平均値が得られていないことがわかる。これらの点を考え合わせると直読型平均有効圧力計とマイハック式、可動陽極型指圧計の間の回帰係数が数 % の差で合致していることは十分直読型平均有効圧力計が精度的に従来使用されている計器程度を期待できると考えてさしつかえないと思われる。

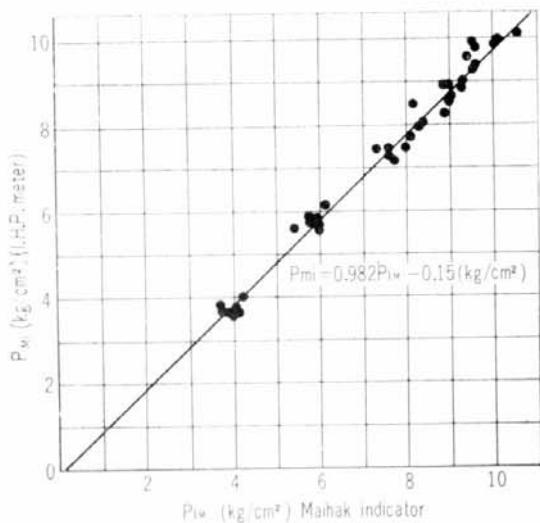


Fig. 4·3 Comparison between I.H.P. meter & Maihak indicator

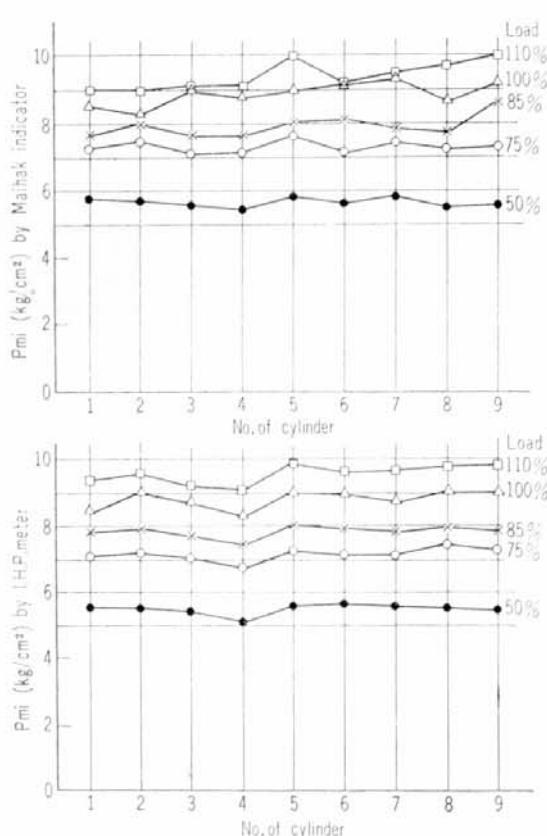


Fig. 4·4 Unbalance among each cylinder

4·2·2 圧力—時間線図から平均有効圧力算出法の比較

本実験に用いた各種指示馬力測定器は平均有効圧力計以外は $P-s$ 線図(マイハック指圧計), $P-t$ 線図(抵抗線指圧計, 可動陽極指圧計)から平均有効圧力を算出する必要がある。そこで各算出方法で同一, $P-t$ 線図から平均有効圧力を求め算出方法の比較検討を行なった。

試みた算出法は足袋型分割法, 調波解析法の2種である。なお波形の分割数を変えた場合, プラニ

Table 4·7

Load (%)	Indicator draw curve divided method				Harmonic analysis method		Mean
	10 divided	20 divided	40 divided	Planimeter	Calculation	Analyzer	
25	3.68	3.73	3.64	3.61	3.63	3.93	3.70
50	5.58	5.61	5.79	5.45	5.36	5.45	5.44
75	6.81	6.89	6.71	6.76	6.56	6.44	6.70
100	8.04	8.20	8.06	8.14	7.97	8.37	8.13

メータで求積した場合等について、また調波解析法に対しても数値計算法によった場合、調波解析器を利用した場合等についてそれぞれの場合の平均有効圧力を比較した P-t 線図は 9RD90 型ディーゼル機関の陸上試運転時に #1 シリンダで採取したもので Table 4・7 にその結果を示す。

Table 4・7 の結果からも明らかにとく同一波形の P-t 線図でも Pmi 算出の方法が異なるとその値に数 % の相異があることがわかる。

(参考 1) P-t 曲線より調波解析法による指示平均有効圧力の算出

シリンダ内圧力の P-t 曲線より指示平均有効圧力 Pmi を求める場合、一たん足袋型图形にして算出する方法があるが、調波解析によって算出する方法として P-t 曲線をフーリエ級数に展開してこれと速度の式より Pmi を求める。

まずピストン速度を \dot{x} とすれば Pmi は次のとく表わされる。

$$P_{mi} = \frac{1}{2R} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} P \dot{x} dt \quad \dots \dots \dots \quad (4 \cdot 1)$$

ピストン変位 x はクランク半径を R 、行程 S と連桿 l の比を $\lambda = \frac{S}{l}$ とすると

$$x = R(1 - \cos \theta) + 2\lambda R \left(1 - \sqrt{\frac{1}{4\lambda^2} \sin^2 \theta} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (4 \cdot 2)$$

(4・2) を展開して

$$x = R(1 - \cos \theta) + R(2\lambda - A_0 - \sum_{n=1}^{\infty} A_{2n} \cos 2n\theta) \quad \dots \dots \dots \quad (4 \cdot 3)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} A_0 &= 2\lambda - \frac{1}{8\lambda} - \frac{1}{512\lambda^3} \\ A_2 &= 8\lambda + \frac{1}{128\lambda^3} + \frac{15}{16384\lambda^5} + \dots \\ A_4 &= -\frac{1}{512\lambda^3} - \frac{3}{8192\lambda^5} - \dots \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4 \cdot 4)$$

ピストン速度 \dot{x} は

$$\dot{x} = \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dx}{d\theta}$$

$$\therefore \dot{x} = \omega R (\sin \theta + \sum_{n=1}^{\infty} A'_{2n} \sin 2n\theta) \quad \dots \dots \dots \quad (4 \cdot 5)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} A_2' &= \frac{1}{4\lambda} + \frac{1}{64\lambda^3} + \frac{15}{8192\lambda^5} + \dots \\ A_4' &= \frac{1}{128\lambda^3} - \frac{3}{2048\lambda^5} - \dots \\ A_6' &= \frac{3}{8192\lambda^5} + \dots \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (4 \cdot 6)$$

(4・1) 式を回転角に対して積分表示すると

$$P_{mi} = \frac{1}{2R} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} P \dot{x} dt = \frac{1}{2R} \int_0^{2\pi} \frac{P \dot{x}}{\omega} d\theta \quad \dots \dots \dots \quad (4 \cdot 7)$$

次にシリンダ内の圧力変化を一行程について $f(\theta)$ で表わし

$$P = a_0 + \sum_{n=1}^N a_n \cos n\theta + \sum_{n=1}^{N-1} b_n \sin n\theta \dots \quad (4.8)$$

(4・5) 式よりピストン速度は

$$\frac{\dot{x}}{w} = R \sum_{n=1}^N b_n' \sin n\theta \quad \dots \dots \dots \quad (4.9)$$

(4.8) (4.9) 式を (4.7) 式に代入すると

$$\begin{aligned} \text{Pmi} &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} (a_0' + \sum_{n=1}^N a_n \cos n\theta + \sum_{n=1}^{N-1} b_n \sin n\theta) \times (\sum_{n=1}^N b_n' \sin n\theta) d\theta \\ &= \frac{1}{2} \left\{ b_1 b_1' \int_0^{2\pi} \sin 2\theta d\theta + b_2 b_2' \int_0^{2\pi} \sin^2 2\theta d\theta + \dots \right\} \\ &= \frac{\pi}{2} \{b_1 b_1' + b_2 b_2' + \dots\} \quad \dots \dots \dots \quad (4.10) \end{aligned}$$

したがって Pmi はシリンダ圧力 P の調波解析を行ない $\sin n\theta$ の係数 $b_1 b_2 \dots$ と速度の係数 $b_1' b_2' \dots$ を求めればよい。

なお船舶用大型エンジンの1例で $b_{n'}$ を算出すると $1, 0.135, 1.16 \times 10^{-3} \dots$ となり第2項程度まで b_n を求めればよいことがわかる。

4.2.3 最高圧力の測定結果

P-t 線図から平均有効圧力算出には 4~5% 程度の誤差が算出法によって生じることがわかった、そこでつぎに最高圧力についての比較検討を行なった。

Table 4.8 Max. press. measurement results of 6RD68 type diesel engine

Date of test	Load (%)	Kind of measuring inst.	Maximum pressure						(P _{max} -kg/cm ²)	
			No. of cylinder							
			1	2	3	4	5	6		
10/31	25	A	38.2	38.3	37.3	38.8	38.0	37.6	38.0	
		C	36.1	36.8	35.3	37.1	36.0	35.6	36.1	
		D	34.0	34.5	33.5	34.9	34.2	33.8	34.1	
10/31	50	A	47.9	48.8	47.2	48.8	48.5	47.9	48.2	
		C	46.6	47.1	42.3	47.1	46.0	44.8	45.6	
		D	43.7	43.9	42.3	43.5	43.1	41.5	43.0	
10/31	75	A	57.5	58.2	55.8	58.2	55.5	57.9	57.2	
		C	56.8	56.9	55.4	57.1	56.1	53.6	56.0	
		D	50.6	51.1	49.9	51.4	50.9	48.9	50.5	
10/31	100	A	68.7	70.2	66.6	69.3	68.1	66.0	68.1	
		C	69.1	70.3	66.8	69.4	68.3	66.7	68.4	
		D	61.4	61.4	60.3	60.2	60.0	58.4	60.3	
11/ 2	25	A	38.9	39.4	37.9	39.0	39.1	38.5	38.8	
		C	36.3	37.0	35.7	37.0	36.6	36.0	36.4	
		D	33.1	34.3	33.1	34.0	33.8	33.6	33.6	

Table 4·8 continued

Date of test	Load (%)	Kind of measuring inst.	Maximum pressure						$(P_{max} \text{-kg/cm}^2)$	
			No. of cylinder							
			1	2	3	4	5	6		
11/ 2	50	A	49.0	49.7	48.1	48.7	48.3	47.8	48.6	
		C	47.0	47.7	45.7	47.0	46.1	46.2	46.6	
		D	42.4	43.3	41.8	43.3	42.6	42.8	42.7	
11/ 2	75	A	59.1	60.0	58.0	59.5	56.3	56.7	58.3	
		C	56.4	58.6	55.8	58.6	53.1	55.2	56.3	
		D	50.7	51.5	50.5	53.9	50.2	49.4	51.0	
11/ 2	100	A	69.6	70.6	68.7	68.6	69.3	66.7	68.9	
		C	68.3	70.5	67.4	68.5	68.9	66.3	68.3	
		D	60.5	61.8	60.0	60.5	60.6	58.7	60.3	
11/ 9	25	A	39.2	38.9	37.7	38.2	39.4	38.8	38.7	
		C	37.7	36.1	35.6	36.9	36.8	37.0	36.7	
		D	37.1	35.9	35.5	37.2	36.6	37.4	36.6	
		E	40.0	38.3	38.4	40.3	39.3	39.1	39.2	
11/ 9	50	A	49.5	49.1	47.6	49.8	50.1	49.2	49.2	
		C	48.3	46.8	45.3	47.1	48.2	47.7	47.2	
		D	47.1	46.0	44.0	46.3	47.1	47.6	46.3	
		E	48.3	46.4	45.6	48.0	47.6	47.6	47.2	
11/ 9	75	A	59.2	59.0	57.4	60.2	60.7	59.3	59.3	
		C	56.9	56.2	54.3	56.8	57.4	56.7	56.4	
		D	55.3	54.7	52.8	55.3	56.1	55.3	54.9	
		E	55.0	54.0	53.1	54.7	54.4	53.5	54.1	
11/ 9	85	A	62.4	63.6	61.2	63.2	65.2	63.6	63.2	
		C	62.7	60.6	58.4	61.3	62.8	60.8	61.1	
		D	61.2	59.2	57.8	60.2	61.8	60.1	60.0	
		E	59.1	58.3	56.2	58.0	59.2	58.6	58.2	
11/ 9	100	A	71.6	71.5	69.1	70.2	72.9	71.3	71.1	
		C	70.2	69.8	67.1	67.5	70.2	67.5	68.7	
		D	67.2	66.9	64.9	65.3	67.0	65.5	66.1	
		E	69.7	69.9	67.6	69.5	68.3	67.5	68.7	
11/ 9	105	A	74.4	73.8	72.1	73.7	74.8	72.3	73.5	
		C	73.4	72.8	70.1	71.7	74.3	71.8	72.3	
		D	70.2	69.4	67.5	69.0	70.7	68.7	69.2	
		E	70.7	69.3	67.5	69.4	70.8	67.9	69.3	
11/ 9	115	A	78.1	78.3	74.1	77.0	78.9	77.6	77.3	
		C	77.1	76.6	72.2	74.6	77.2	75.1	75.5	
		D	74.1	73.5	70.4	73.3	75.5	76.7	73.9	
		E	77.7	77.6	73.1	74.9	78.3	76.2	76.3	

Table 4·9 Deviation of max. pressure for various indicator
 $t\alpha=2.26$ ($\alpha=0.05$, $n=9$)

Load (%)	Kind of measuring instrument	A		C		D		E	
25	A			7.01	×	8.30	×		
	C	- 7.01	×			0.60	○	- 6.20	×
	D	- 8.30	×	- 0.60	○			- 3.21	×
	E			6.20	×	3.21	×		
50	A			5.94	×	9.89	×	5.20	×
	C	- 5.94	×			3.50	×	- 0.46	○
	D	- 9.89	×	- 3.50	×			- 3.91	×
	E	- 5.20	×	0.46	○	3.91	×		
75	A			8.02	×	10.92	×	16.27	×
	C	- 8.02	×			3.44	×	6.66	×
	D	- 10.92	○	- 3.44	×			0.30	○
	E	- 16.27	○	- 6.66	×	- 0.30	○		
85	A			4.24	×	6.48	×	11.38	×
	C	- 4.24	×			2.16	○	6.55	×
	D	- 6.48	×	- 2.16	○			3.94	×
	E	- 11.38	×	- 6.55	×	- 3.94	×		
100	A			3.72	×	10.70	×	6.07	×
	C	- 3.72	×			4.80	×	1.22	○
	D	- 10.69	×	- 4.80	×			- 4.49	×
	E	- 6.07	×	- 1.22	○	4.50	×		
105	A			2.86	×	10.55	×	10.97	×
	C	- 2.86	×			5.85	×	5.83	×
	D	- 10.55	×	- 5.85	×			- 0.43	○
	E	- 10.97	×	- 5.83	×	0.43	○		
110	A			2.87	×	5.66	×	1.89	○
	C	- 2.87	×			3.00	×	- 0.65	○
	D	- 5.66	×	- 3.00	×			- 3.28	×
	E	- 1.89	○	0.65	○	3.28	×		

各指圧計が揃って全部同一負荷状態で測定できたのは 11 月 9 日のみでありこのデータを Table 4·8 に示す。各シリンダ毎に同一指圧計で 3 回の測定を行ないシリンダによる負荷の不均一も含めた平均値を出し、 t 分布にしたがって各種指圧計毎の平均値の差の検定を行なったところ、A, C, D, E, 4 種の指圧計測定値相互間には、各シリンダの不均一によるばらつき、サイクル毎の変動等を考慮しても有意差のあることがわかった。計器種類の相異による最高圧力測定値の平均値の差の検定結果を Table 4·9 に示す。

これらのうちマイハック指圧計については 2·1 で述べたように共振周波数がきわめて低く (32 c/s 程度) 船用低速機関においても若干おどり現象が表われて精確な圧力を示さないと思われる。

また各サイクル毎の変動も数%程度みられ、少なくとも 10 サイクル程度の測定を行なって平均値を求める必要がある。

さらに機関自体で最高圧力の変動がどの程度あるかを検討してみるため抵抗線式指圧計（C社製）によって 50 サイクルの最高圧力を測定し平均値の周りに分布するバラツキを t 分布で推定したところ信頼度 95% で $\pm 1.75 \text{ kg/cm}^2$ （約 2.5%）であった。

変動の状況を Fig. 4・5 に示すが、きわめて安定した場合と変動の大きい場合とがある。試みに安定した場合 ($N=10 \sim 30$)、変動の大きい場合 ($N=30 \sim 50$) にそれぞれ分けてバラツキを求めてみると 95% の信頼度で $\pm 1.1 \text{ kg/cm}^2$ および 1.9 kg/cm^2 で若干差があることがわかる。

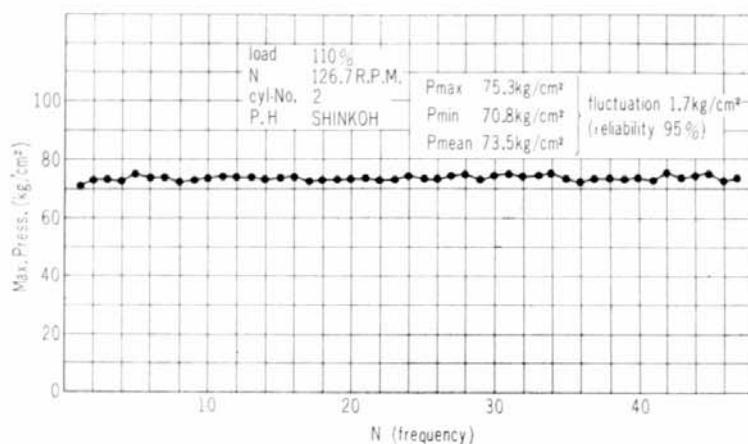


Fig. 4-5 Variation of max. press. in cylinder

4・2・4 高調波成分の各測定器による比較

シリンドラ内圧力波は各測定器によって若干異なるものとなる。従来から使用されているマイハック指圧計は前述のごとく共振周波数が低いが、他の電気的指圧計はいずれも数千サイクル以上の共振周波数で、船用機関における 120 rpm 程度では問題とならない。しかし実際に同一負荷、同一シリンドラで採取した圧力波形を調波解析器によって各高調波を求めるとき Fig. 4・6 のように基本波を 100 % とした場合各次数の成分には調波解析器の誤差以上のバラツキがある。特に 15~19 次程度までは完全に考慮する必要があることがわかる。また抵抗線型のものを Y 金具に取付け完全に同時測定を行

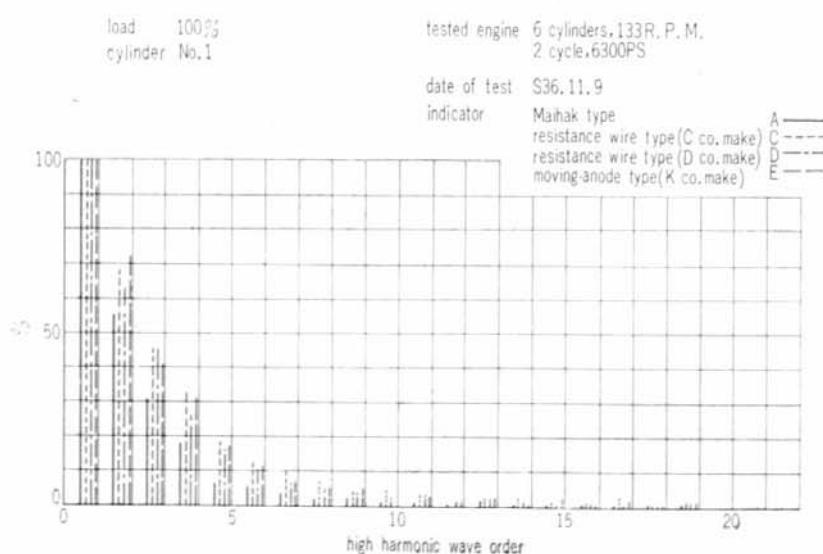
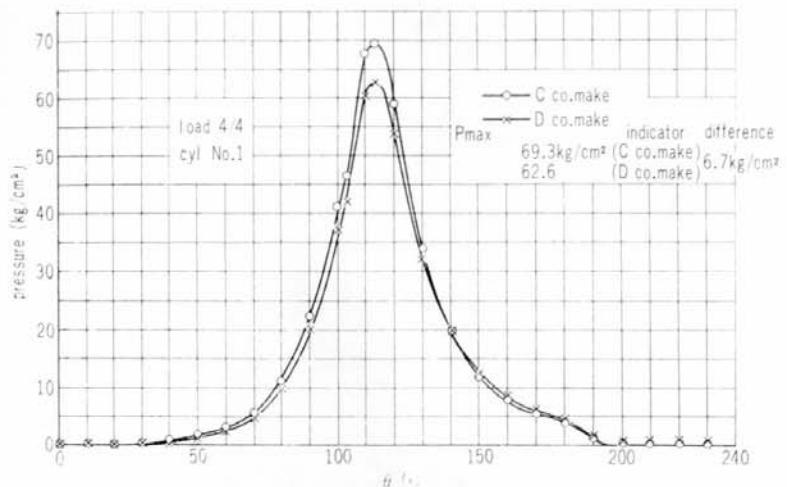


Fig. 4-6 Comparison of high harmonic wave among each indicator



なったところ Fig. 4.7 のごとく D 社製のものは C 社製に較べて 10% 程度も最高値が低く位相遅れも若干あるように見受けられる。

これらの現象をさらに検討するため圧力較正試験器に 4 種類 (D 社製抵抗線式空冷指圧計を追加) の指圧計を取り付け $30 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の圧力を加え、できるだけ瞬間にバルブを開いて急激な圧力変化を与えた時の各指圧計の応答を電磁オシロで比較したところ、明らかに抵抗線型 D 社のものおよび可動陽極型のものは遅れ現象を示している。抵抗線型 C 社のものの中 PRE-100 型がオーバーシュート現

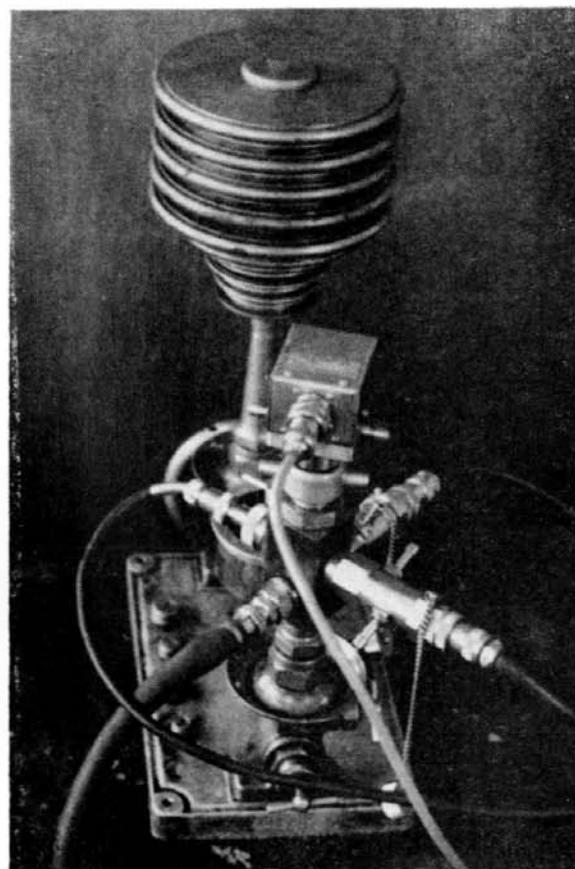


Fig. 4.8 Response test device of indicator

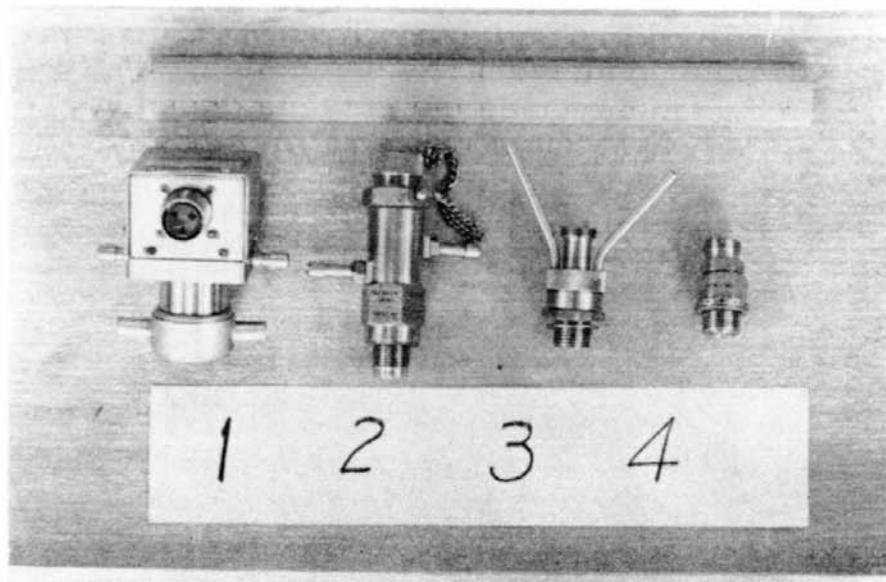


Fig. 4-9 Indicator

- 1: Moving-anode type (K Co. make, water cooled)
- 2: Resistance wire type (C Co. make, ")
- 3: " (D Co. make, ")
- 4: " (D Co. make, air cooled)

象を示しているが後述するごとくゲージの接着不良によるものと思われる。試験装置、各種指圧計の状態を Fig. 4-8, Fig. 4-9 に示し、電磁オシロで記録した応答状態を同一スケールに書きなおしたもの Fig. 4-10 に示す。

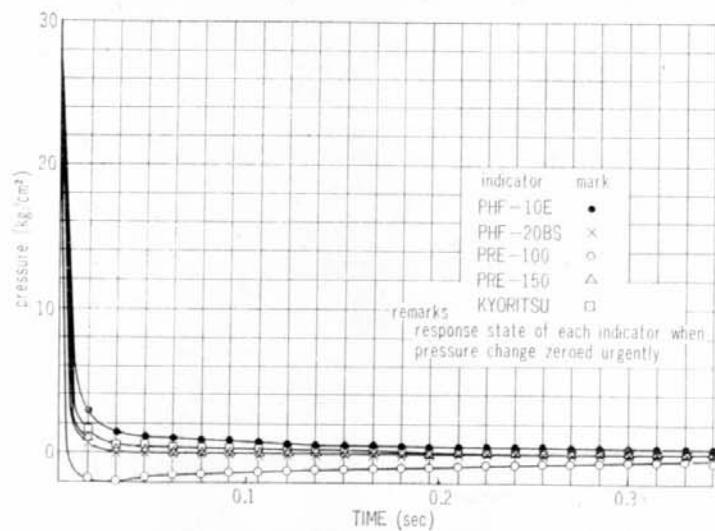


Fig. 4-10 Response test of various indicator

4・2・5 導圧管長さの影響

シリンドラ内圧力を測定する場合、指圧計までの導圧管によってはガスの圧縮性のため減衰、位相遅れが表われる。そのため指圧計を取付けるのにできるだけ短い導圧管を用いこれらの影響を小さくしている。

しかし大型船用ディーゼル機関においてはシリンドラ内部から指圧計取付部までは必然的に長くなり本実験機でも $8 \text{ mm}\phi \times 350 \text{ mm}$ の取出孔を通じて指圧計を取付けることになる。これらの状況下で

Table 4·10 Max. Press. for various lead pipe length
(9RD90 diesel engine # 2 cyl)

(unit kg/cm²)

Load (%)	Kind of leading pipe											
	L ₁			L ₂			L ₃			L ₄		
	P _{max}	P _{min}	P _{mean}	P _{max}	P _{min}	P _{mean}	P _{max}	P _{min}	P _{mean}	P _{max}	P _{min}	P _{mean}
50	43.2	39.6	41.6	44.3	41.8	43.3	45.2	42.2	43.6	44.9	41.5	43.5
75	54.2	53.0	53.7	55.0	52.3	54.0	53.5	51.6	52.3	53.4	51.5	52.8
85	57.5	54.7	56.0	60.8	57.6	58.5	58.7	56.6	57.8	59.1	56.7	57.8
100	65.5	62.2	63.5	66.5	64.8	65.6	66.0	63.7	65.4	66.1	63.2	64.3
110	69.6	67.1	68.2	68.4	67.0	67.7	68.8	66.5	67.9	66.9	65.9	66.4

Table 4·11 Pmi for various lead pipe length
(9RD90 diesel engine # 2 cyl.)

(unit kg/cm²)

Load (%)	rpm	Kind of pressure leading pipe											
		L ₁			L ₂			L ₃			L ₄		
		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
50	95.3	5.33	5.46	6.22	5.85	5.33	5.47	5.53	5.32	5.14	5.23	4.88	5.49
75	107.6	6.39	6.41	6.81	6.80	7.26	6.77	6.98	7.22	6.27	6.96	6.60	7.19
85	113.3	6.44	6.49	6.52	7.40	7.79	7.71	8.31	8.21	7.95	8.20	8.48	7.48
100	120	8.31	8.78	8.96	9.72	9.96	9.33	9.28	9.33	9.44	9.59	9.46	9.51
110	126.7	9.32	9.48	9.10	9.18	9.41	9.26	10.45	9.70	8.98	9.11	9.19	9.24

Table 4·12 Deviation of max. pressure for various lead pipe length

$t\alpha=2.26$, ($\alpha=0.05$, $n=9$)

Load (%)	Lead pipe	L ₁		L ₂		L ₃		L ₄	
50	A			-4.37	×	-5.18	×	-4.45	×
	B	4.37	×			-0.83	○	-0.49	○
	C	5.18	×	0.83	○			0.25	○
	D	4.45	×	0.49	○	-0.25	○		
75	A			-1.09	○	6.06	×	4.43	×
	B	1.09	○			5.23	×	3.92	×
	C	-6.06	×	-5.23	×			-1.88	○
	D	-4.23	×	-3.92	×	1.88	○		
85	A			-6.24	×	-5.56	×	-5.36	×
	B	6.24	×			1.96	○	1.9	○
	C	5.56	×	-1.96	○			0	○
	D	5.37	×	-1.90	○	0			
100	A			-6.61	×	-5.24	×	-1.95	○
	B	6.61	×			0.70	○	3.79	×
	C	5.24	×	0.70	○			2.85	×
	D	1.95	○	-3.79	×	-2.85	×		

さらに指圧計までの導圧管長さを変えてその影響を調査した。

導圧管は Fig. 4・11 に示すような通常使用している状態に近いものの A 型、約 100 mm 導圧部を長くした B 型、および約 200 mm 長くした C 型、長さは C 型と同じで曲管部を設けた D 型の 4 種類である。比較測定は同一指圧計を用い No. 1 cyl. で各負荷測定時導圧管を順次取換えて連続 10 サイクルの圧力波の測定を行ない導圧管による最高圧力、平均有効圧力の変化を検討した。まず導圧管によってそれぞれの最高圧力測定値を Table 4・10 に平均有効圧力測定値を Table 4・11 に示した。

最高圧力の各導圧管平均値を t 分布によって平均値間の有意差を検定すると Table 4・12 のごとく導圧管 L_1 に対しては L_2 L_3 L_4 ともに明らかな有意差があり影響があることがわかる。

4・3 軸馬力測定結果

船用軸馬力計は装備する機関、中間軸によって一台毎に製作されるため互換性に乏しい。そのため従来同一中間軸に数種の馬力計を取り付けて簡単に比較することが困難であった。したがって静止時における換算量の測定方法は種々研究され数多くの文献が発表されているが、実際中間軸に取付け回転中ある程度のトルク変動下で各計器の精度比較はほとんどなされていない。そこで #1～#6 における実地試験で 2 種類の軸馬力計、2 種類の換算馬力計を、水制馬力計を基準として順次比較し精度の検討を行なった。各実地試験に供試した軸出力測定器を Table 4・13 に示す。

Table 4・13 Dynamometers used for the test

Kind of measuring instrument	No. of test					
	#1	#2	#3	#4	#5	#6
Kyowa type dynamometer		○		○		○
Toshiba type dynamometer	○		○			
Kuno type dynamometer					○	
Togino type dynamometer	○		○		○	
Strain gauge			○			
Hydraulic dynamometer	○		○		○	

#2, #4, #6 実験における測定値を Table 4・14, 4・15, 4・16 に示し、水制馬力計よりの偏差を各測定器毎にプロットすると、Fig. 4・12, 4・13, 4・14, 4・15 のようになる。#2 実地試験では水制馬力計に対し東芝式軸馬力計のみが定格出力に対し約 +12%～+6% の偏差を示し、共和式軸馬力計は中間軸の伝達馬力の増加に伴ない指示が減少しているのが注目される。ただし各計器の零点変化は全くみられなかった。

#4 実地試験においては中間軸長さに限定があり同時に取付けることができないので 7 月 16 日から 7 月 24 日にわたる 5 日間の試験で順次各計器の取付換えを行なってデータを求めた。ここで注目す

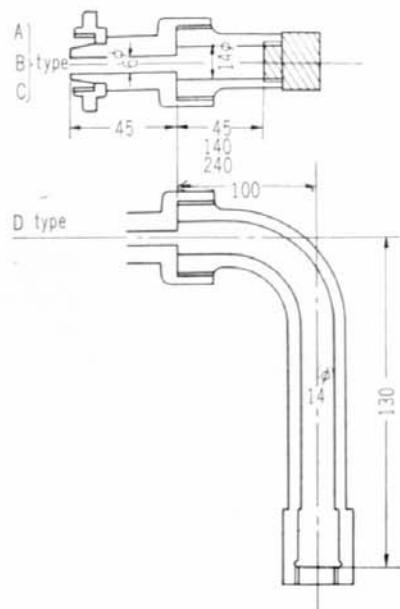


Fig. 4・11 Pressure leading pipe

Table 4·14 Test results of various dynamometer

Test engine	Date of test	Load (%)	rpm	Brake horse (PSe) power		※ Each dynamometer—Hydraulic dynamometer ☆ Each dynamometer—Hydraulic dynamo. Rated output full load × 100%			
				Rated output	Hydraulic dynamometer	Togino type dynamometer	Toshiba type dynamometer	Kyowa type dynamometer	
6RD90 13000PS 119 rpm	S. 36. 5. 4.	25	75.4	3250	3241	※109 3350 ☆0.8	※759 4000 ☆5.8	※ 9 3250 ☆0.1	
		50	96.0	6500	6547	168 6715 1.3	1453 8000 11.2	103 6650 0.8	
		75	110.1	9750	9840	45 9885 0.4	760 10600 5.9	660 10500 5.1	
		85	113.9	11050	11069	31 11100 0.2	721 11800 5.6	311 11400 2.6	
		100	118.5	13000	12837	-27 12810 -0.2	1063 13900 8.2	163 13000 1.3	
		100	120.0	13000	13000	-40 12960 -0.3	950 13950 7.3	0 13000 0	
		110	124.1	14300	14311	39 14350 0.3		-111 14200 0.9	
		115	124.0	14950	15000	40 15040 0.3		-450 14550 -3.5	

date of test S. 36.5.4
 tested engine 6RD 90 style
 13000 PS
 120 R.P.M.
 meter hydro-dynamometer
 optical type
 magnetic type
 resistance wire type

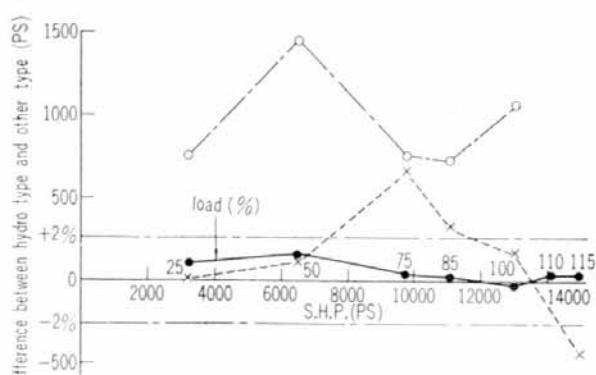


Fig. 4·12 Comparison between each torsion-meter & hydro-dynamometer (Test no. 2)

Table 4-15

Test engine	Date of test	Load (%)	rpm	Brake horse power (PSe)		※ Each dynamometer—Hydraulic dynamometer ☆ Each dynamo.—Hydraulic dynamo. × 100% Rated output full load		
				Rated output	Hydraulic dynamo.	Togino type dynamometer	Toshiba type dynamometer	Kyowa type dynamometer
S. 36. 7. 16	7. 16	25	85.2	1925	1930	※60 1990 ☆0.8	※120 (2050) ☆1.6	
		65	116.6	5005	4988	442 5440 5.7	852 (5850) 11.1	
		75	122.6	5775	5756	444 6208 5.8	844 (6600) 11.0	
		85	127.7	6545	6529	611 7140 7.9	591 (7120) 7.7	
		100	133.8	7700	7632	768 8400 10.0	668 (8300) 8.7	
S. 36. 7. 18	7. 18	65	116.7	5005	4980	440 5420 5.7		※190 5170 ☆2.5
		85	127.0	6545	6500	620 7120 8.1		70 6570 0.9
		100	134.0	7700	7640	710 8350 9.2		-290 7350 -3.8
S. 36. 7. 19	7. 19	65	116.4	5005	4970	320 5290 4.2		-100 4870 -1.3
		85	127.5	6545	6520	360 6880 4.7		-300 6220 -3.9
S. 36. 7. 21	7. 21	25	84.8	1925	1920	45 1965 0.6		5 1925 0.1
		65	117.2	5005	5014	56 5070 0.7		-94 4920 -1.2
		75	123.5	5775	5798	72 5870 0.9		-148 5650 1.9
S. 36. 7. 24	7. 24	65	118.7	5005	5078	232 5310 3.0		※172 5250 ☆2.2
		85	128.3	6545	6560	130 6690 1.7		120 6680 1.6
		100	135.0	7700	7700	380 8080 4.9		120 7820 1.6

Table 4-16

Test engine	Date of test	Load (%)	rpm	Brake horse power (PSe)	※ Each dynamometer—Hydraulic dynamometer ☆ Each dynamometer—Hydraulic dynamo. × 100% Rated output full load				
					Rated output	Hydraulic dynamometer	Togino type dynamometer	Kuno type dynamometer	Kyowa type dynamometer
6RD68 6300PS 135 rpm	S. 36. 10. 31	25	83.9	1575	1573	※10 1583	☆0.2		※ 7 1580
		50	104.9	3150	3147	53 3200	0.8		3 3150 0.1
		75	120.9	4725	4721	147 4868	2.3		-71 4650 -1.1
		100	132.9	6300	6295	215 6510	3.4		-95 6200 -1.5
	S. 36. 11. 2	25	85.0	1575	1594			※-69 (1525) ☆-1.1	-14 1580 -0.2
		50	104.0	3150	3120			-59 (3061) -0.9	-20 3100 -0.3
		75	121.5	4725	4745			2 (4747) 0	
		100	133.0	6300	6300			105 (6405) 1.7	
	S. 36. 11. 9	25	83.1	1575	1558			-87 (1471) -1.4	-20 (1538) -0.3
		50	105.1	3150	3153			-89 (3064) -1.4	-32 (3121) -0.5
		75	120.3	4725	4698			-74 (4624) -1.2	12 (4710) 0.2
		85	126.2	5355	5364			-68 (5296) -1.1	41 (5405) 0.7
		100	133.7	6300	6333			-7 (6326) -0.1	67 (6400) 1.1
		105	135.5	6600	6624			-74 (6550) -1.2	-26 (6598) -0.4
		105	135.0	6600	6600				-102 (6498) -1.6
		115	139.4	7260	7280			-63 (7115) -2.6	-325 (6955) -5.2

date of test S. 36.7.16,18,19,21,24
 tested engine 7RD68
 7700PS, 135R.P.M.
 meter hydro-dynamometer
 optical type dynamometer
 magnetic type dynamometer
 resistance wire type dynamometer
 measuring of strain on shaft surface

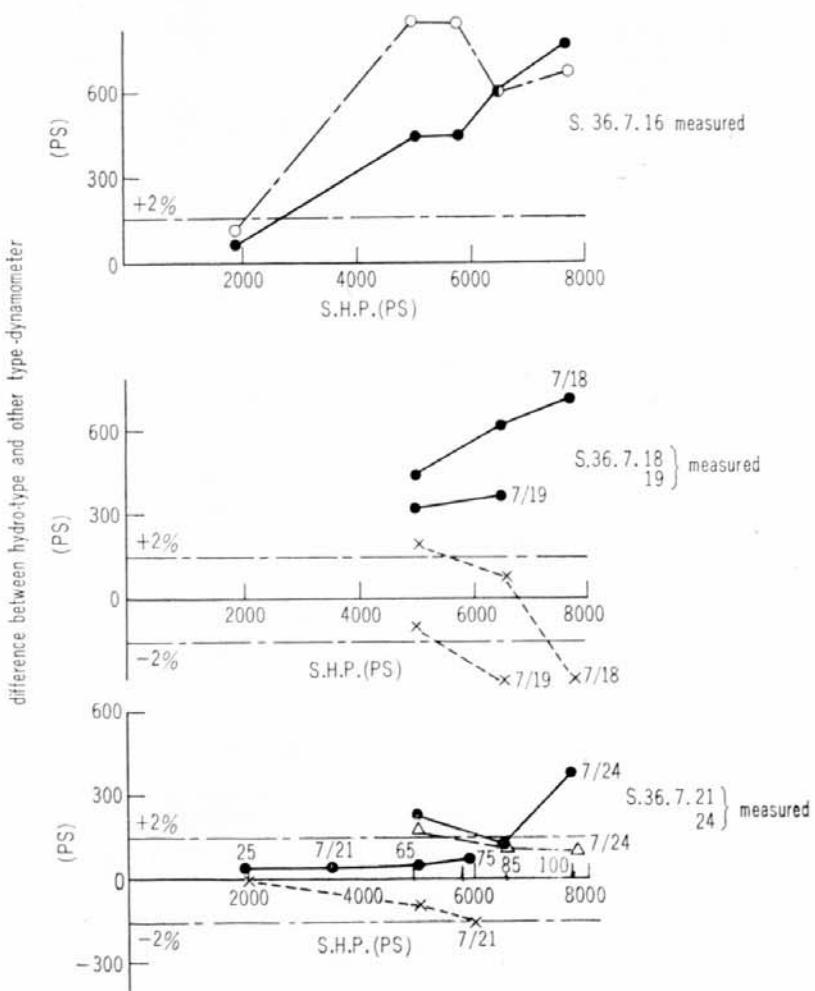


Fig. 4-13 Comparison between each torsion-meter & hydro-dynamometer (Test no. 4)

べきは #2 試験できわめて水制動力計と良く一致した ($\pm 1.5\%$ 以内) 研野式動力計が東芝式とともに約 +10% 程度も偏差を示したことと、共和式馬力計については依然軸馬力の増加に伴ない指示減少の傾向を示していることである。そこで参考のために中間軸にストレンゲージを張り付け軸表面の歪を測定し軸馬力を求めたところ、水制動力計とは 2% 程度の偏差でよく合致した。本実験では東芝式馬力計のみ中間軸径の都合上軸径修正金物を製作して取付けたが、金物の製作精度が悪く 5% 程度の零点変化がしばしばみられたので、#4 回実験の場合の値には若干問題がある。

date of test S.36.10.31,11.2,9
 tested engine 6RD68 6300PS,133R.P.M.
 meter hydro dynamometer
 optical type —●—
 resistance wire type ---×---
 magnetic type ---○---

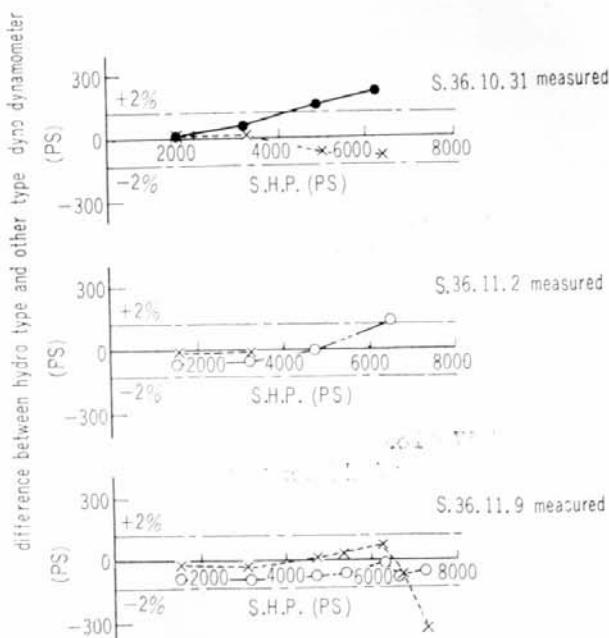


Fig. 4-14 Comparison between each torsion-meter & hydro-dynamometer (Test no. 6)

date of test S.36.10.28~36.11.9
 tested engine 6 RD68type, 6300PS,133R.P.M.
 tested meter magnetic type B
 resistance wire type

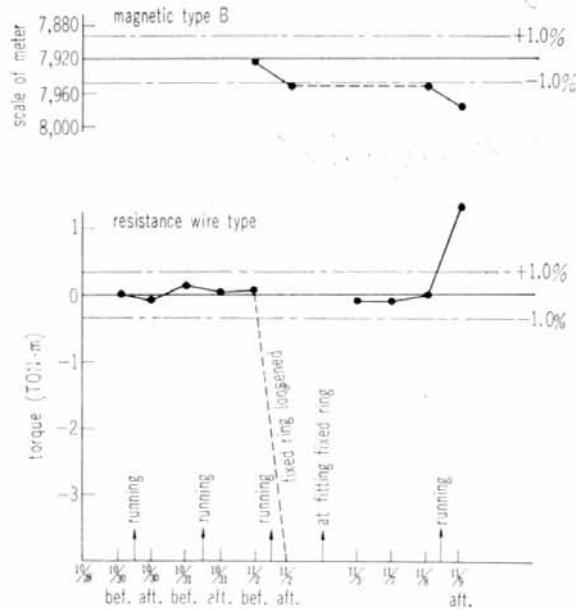


Fig. 4-15 Variation of zero point of dynamometer

4.4 軸トルクの変動

ディーゼル機関の場合その出力はある程度の変動が考えられ、軸馬力計が記録方式である場合は影響があるものと思われる。そこで変動状態を把握し計器に与へる影響を検討するため、#4 回実験時に抵抗線式馬力計のトルク検出部出力を動的抵抗線歪増幅器に入れ、電磁オシロにトルク変動状況を記録した。これを Fig. 4-16 および Fig. 4-17 に示す。

ここで注目すべきことはトルク変動がきわめて大きく、全負荷時には $\pm 24\%$ にも達しており、変動波形は負荷の変化とともに異なっている。

このような変動入力が記録計に入った場合はその応答性能から完全な平均値を指示しないことが考えられる。たとえば Fig. 4-18 に示すような非対称波形をカソチレバとカム機構で発生せしめ軸馬力記録計で平均値を記録すると、波形状態によって指示が変化し影響のあることがわかる。これは共和式、東芝式の軸馬力計の記録計に電子管式自動平衡方式のものを使用しているため、サーボモータの応答速度および増幅器の飽和特性によるものと思われる。(増幅器の出力電圧飽和は入力 1% 程度に設計されている。) 実際に船舶の航海中におけるトルク変動は比較的大きく、荒天時には 50% 程度にも達しており変動入力に対する記録計の研究は今後の大きな問題と思われる。Fig. 4-19 に外国航

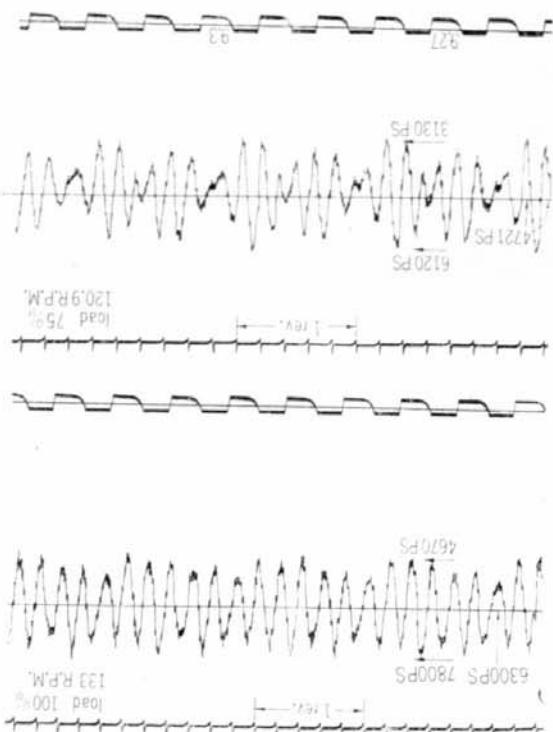


Fig. 4-16 Torque fluctuation of diesel engine shaft on test bed (Load by water brake)

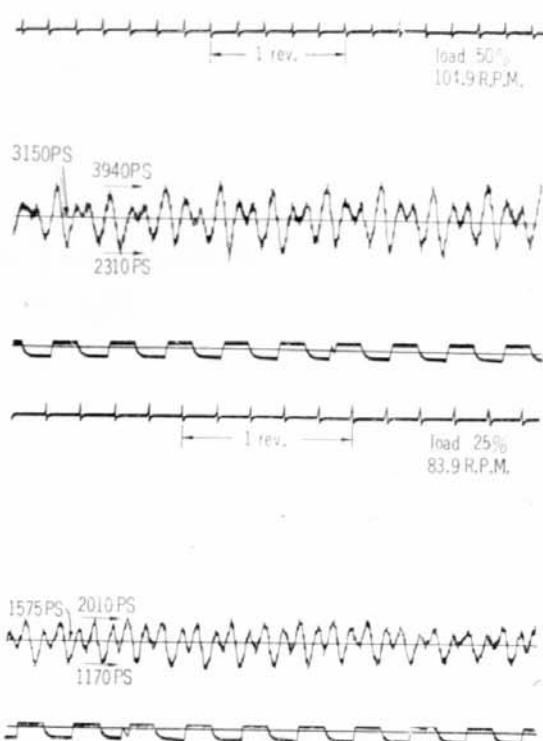


Fig. 4-17 Torque fluctuation of diesel engine shaft on test bed (Load by water brake)

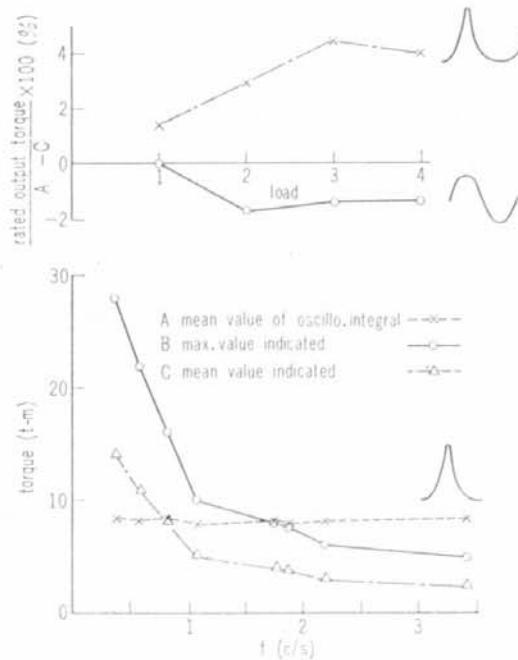


Fig. 4-18 Characteristic test of recorder of Kyowa type dynamometer

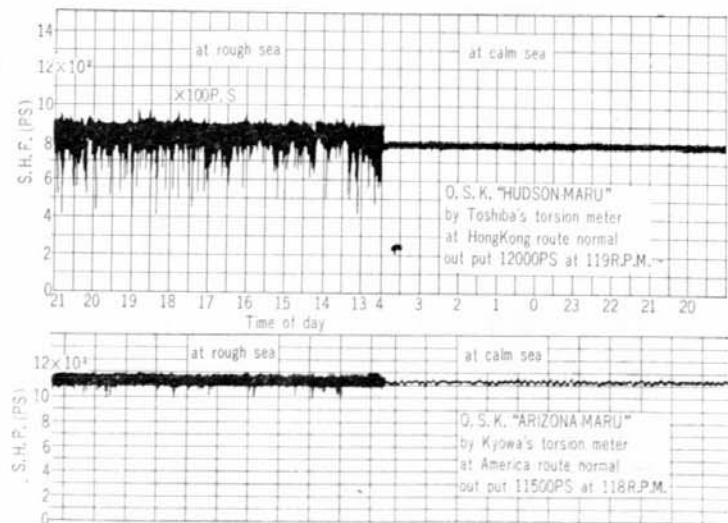


Fig. 4-19

路において記録した軸馬力の変化状態を示す。

4・5 軸回転数の変動

トルク変動の大きいことはさきに述べた。捩り動力計の測定値から軸馬力を算出するのに用いる軸

回転数は、通常 30~60 秒間の積算回転数からの平均を使用する。参考のために #6 回実験において微小回転変動測定装置を用いて回転数の変動状況を記録したところ $\pm 1 \text{ rpm}$ 程度の変化を示している。Fig. 4·20 に回転変動測定の 1 例を示す。

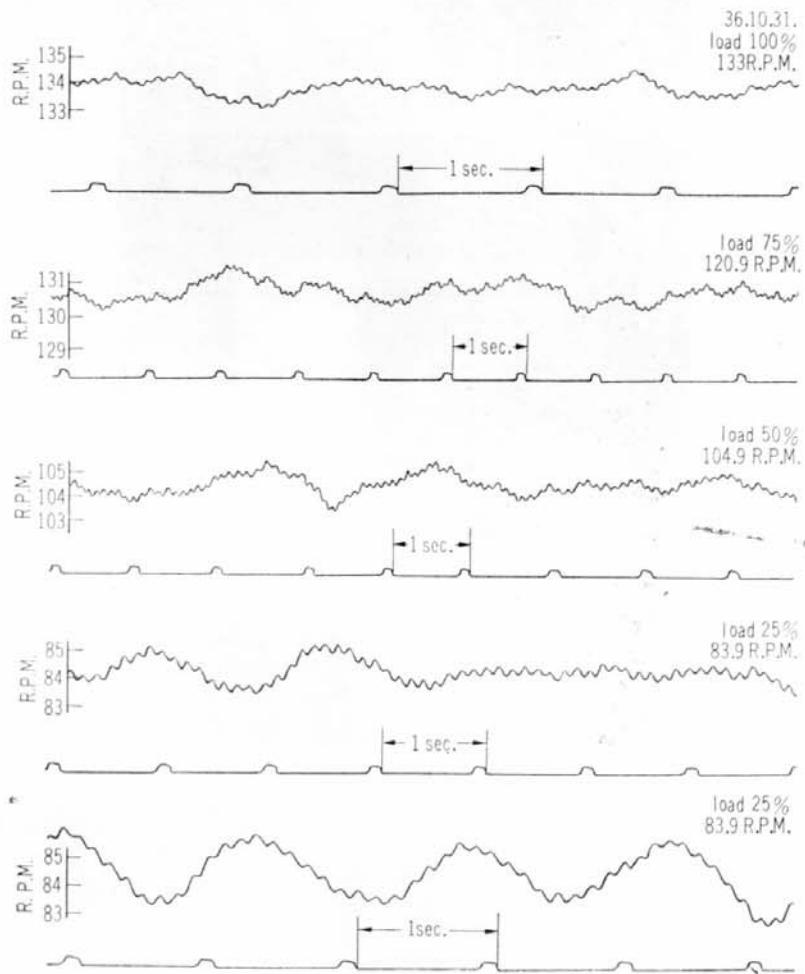


Fig. 4·20 Fluctuation of revolution

4·6 測定結果の検討

本研究においては軸馬力の基準を一応水制動力計として各計器の精度を検討した。水制動力計は原理的にきわめて高精度（カタログ仕様では $\pm 1\%$ 以下）で回転軸の動力吸収装置としては広く使用されている。しかし (4·4) で述べたように陸上試運転時でもトルク変動がかなりみられ、水制動力計にもある程度の影響があるものと考えられる。したがって絶体値を論ずるには水制動力計基準でもいまだ検討する余地がある。しかし各計器間の相対誤差が 5~6% もあることは監視計器として考えていささか誤差が大きいと考えられ今後の研究を必要とする。

1・7 実験状態図

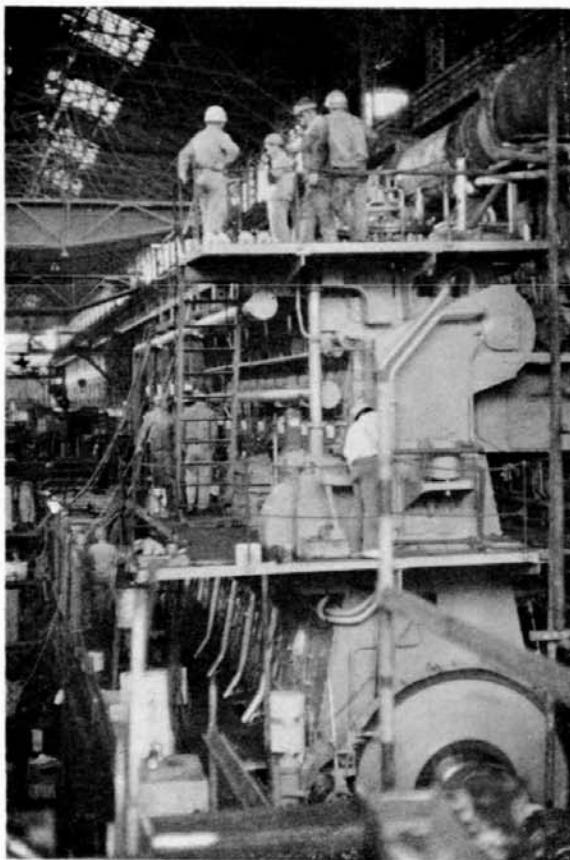


Photo. 4・1 Tested engine

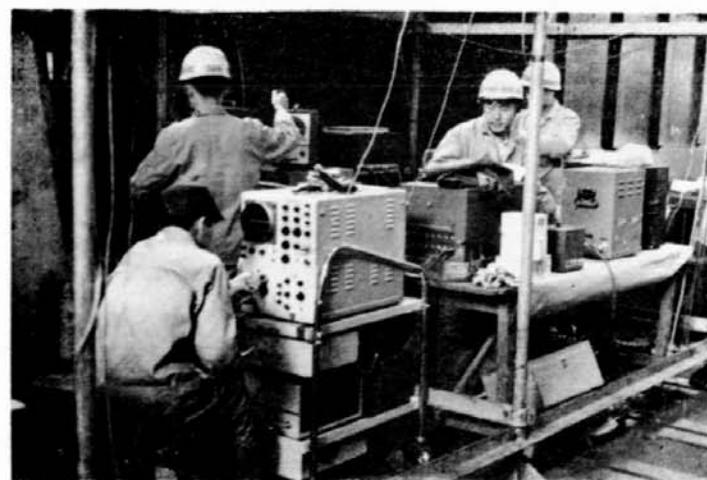


Photo. 4・2 Measuring device

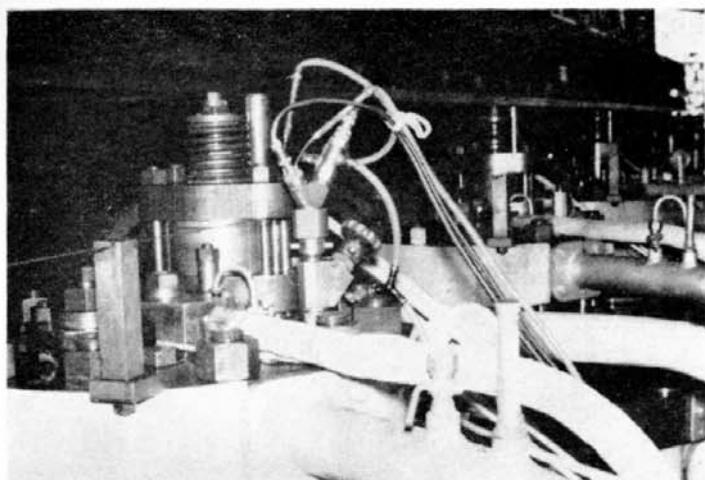


Photo. 4·3 Appearance of setting indicator

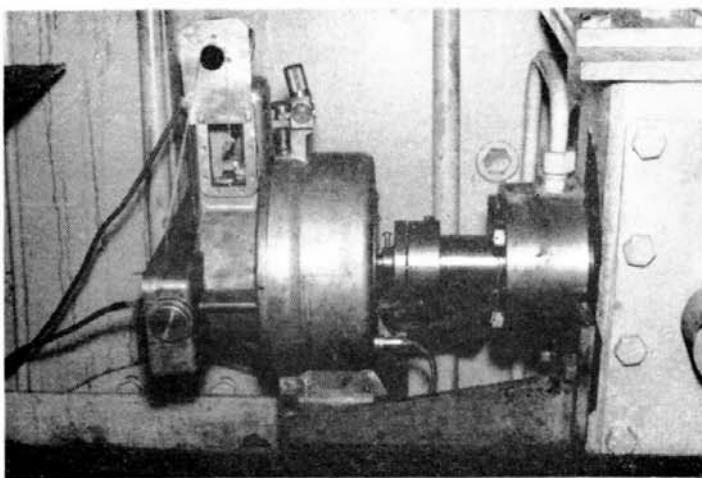


Photo. 4·4 Appearance of direct reading type Pmi-meter & piston speed detector

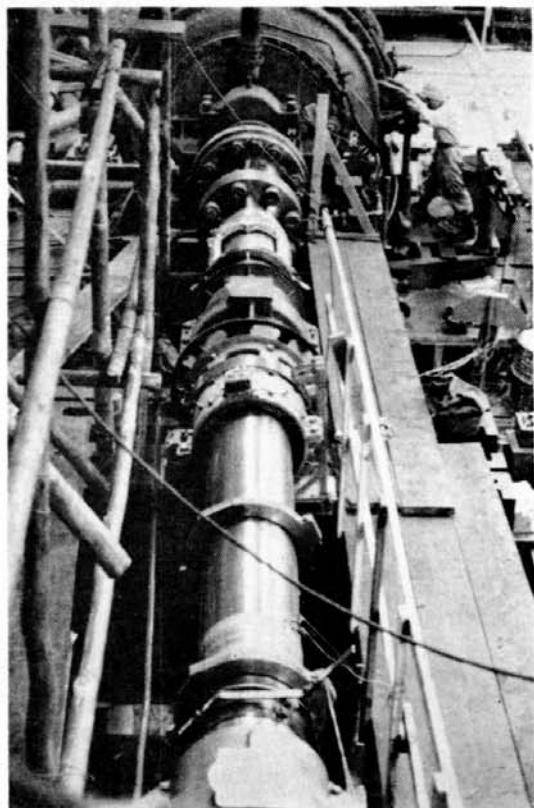


Photo 4·5 Appearance of installed dynamometers on intermediate shaft

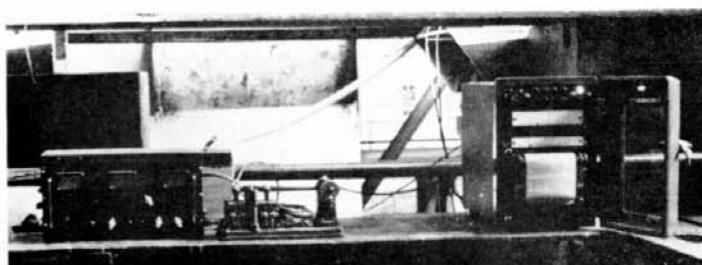


Photo. 4·6 Appearance of measuring S.H.P.

第 5 章 実用化に対する問題点

実機試験を通じ各測定器には精度上の問題のみならず各種の故障あるいは性能変化が認められた。これらのほとんどはメーカーにおいて簡単な調整あるいは修理ですむことが多いが、船舶の特殊性を考えると測定精度が低下するだけでなく、使用不能の状態になるおそれがあり、今後の研究改良が期待される。本研究により明らかにされた問題点をあげると次のとくである。

5・1 圧力、指示馬力測定装置関係

5・1・1 測定器の精度

- (1) 4種類の指圧計で測定したシリンダ内圧力波形は測定器によって相異があり動特性の検討をする。
- (2) 抵抗線式指圧計による最高圧力値は測定器相互の間に最高 10% 近くの相異があった。これはストレンゲージの防水処理方法に問題があることが判明したので、防水処理法がゲージの動特性におよぼす影響度について検討の要がある。
- (3) 遠隔測定のできる各指圧計によって得られた P-t 線図から指示馬力を算出するにはピストン上死点位置の決定によって大きな誤差 (1° の相異で約 10%) が生じる。この点直読平均有効圧力計は実験的に上死点が決定できるので精度的にも優れている。
- (4) 直読型 Pmi メータの精度は従来使用されているマイハック指圧計より優れているが、さらに精度向上をはかるには指圧計、ピストン速度検出器、演算部の各部精度を向上する必要がある。指圧計には抵抗線式を使用しているので故障のない限り 1% 以下の精度にすることができる。
今後の問題としては指示方法の改良を検討すると共に航海中の主機関で長期に使用して安定性を確認する必要がある。
- (5) 指圧器弁、ピストン速度検出装置の切換えを自動化し完全な遠隔測定を可能にする必要がある。

5・1・2 故障

実機試験を通じてシリンダ内圧力、指示馬力測定関係に生じた故障はすべて指圧計に起っており、その詳細を Table 5・1 に示す。

Table 5・1 Troubles of pressure indicator

No. of trouble	Trouble	Effect	Countermeasure	Remarks
1	Isolation drop	Inability of measuring	Renewing of strain gauge	Occured during engine running test
1	Creep at stuck part of strain gauge	accuracy drop	Renewing of strain gauge	Occured during engine running test
3	Change of fixed condition of diaphragm	Inability of measuring	Dismantle, re-adjusting Design alteration	Occured during engine running test

その1例としてストレンゲージ接着部のクリープに起因する故障状況を次に述べる。圧力試験装置に指圧計を取付け順次圧力を増加し指圧計の出力を求めながら 100 kg/cm² の圧力状態で約 5 分間放置すると出力がしだいに減少する。5 分後漸次圧力を下げ圧力零の状態のまま放置すると約 5 分程度で最初の零点に復帰する。この現象はきわめてまれに抵抗線式圧力計に起る故障でストレンゲージ接着の不完全に起因するものと思われゲージの張り換えを必要とする。

5・2 軸馬力測定装置関係

5・2・1 測定器の精度について

- (1) 3回の実機試験により 6種類の軸馬力計測定値に 5~6% の相異があり、その原因、改良点に

ついて検討が必要である。

- (2) 軸トルクは相当の変動があり、その平均値記録に自動平衡型記録計を使用する場合誤差の原因を回路的に検討の要がある。
- (3) スリップリングの接触不良による誤差が航海実績によって表われており、プラッシャの押付け圧力、材質等の研究が必要である。(各社製品共に問題がある)。

5・2・2 故障について

共和式および東芝式馬力計においては数年以前より実船に装備している。陸上における試験時にはほとんど故障を生じないが、実船に装備した状態では数ヶ月程度で Table 5・2 に示すような問題が生じ、安定した性能を発揮できない。記録計指針のひっかかり現象は摺動線部の設計変更および防塵の点に改良が加えられ以後なんら問題を起していない。

Table 5・2 Troubles of dynamo-meter

No. of trouble	Trouble	Effect	Counter measure	Remarks
5	Indication drop by contaminating of slip ring	accuracy drop	Cleaning of slip ring	X firm's make Y firm's make
1	Breakage of brush	Inability of measuring or accuracy drop	Changing new one	X firm's make
2	Catching of pointer of recorder	Inability of measuring or accuracy drop	Cleaning of balancing coil and design alteration	X firm's make Y firm's make
1	Indication drop	Accuracy drop	Readjusting of sensitivity	Y firm's make

第 6 章 む す び

舶用内燃機関のシリンダ内圧力および馬力測定の各種計器について総合的な比較実用化試験を行ない、その結果について述べた。

ここでは機関の自動化に適合した数種類の諸計器の精度を実機試験により検討し、精度向上について今後研究すべき点を明らかにした。

特に指示馬力測定については従来マイハック指圧計を用い煩雑な手数を要していたが、直読平均有効圧力計の完成により簡単に平均有効圧力を直読できるようにした。

以上述べたように舶用内燃機関の指示馬力、測定器にはいまだ不完全な面があり、今年度の研究においては主としてその問題点をあきらかにした。

今後さらに実験研究を進めて測定器精度を高めるとともにディーゼル機関の自動化に適合した測定法を確立したいと考えている。

参考文献

- (1) 鶴田末一(他) ディーゼル機関シリンドラ圧力の検出指示計の試作について
協立電波株式会社研究報告 昭和35年
- (2) (A) 久野式振り動力計の研究
新三菱重工研究報告 昭和24年～昭和30年
- (B) 共和式軸馬力計 カタログ
- (C) 東芝式軸馬力計 カタログ
- (3) 伊丹潔 振り動力計
商船大学研究報告 昭和27年8月
- (4) 新三菱重工業株式会社顧問
- (5) 隅部一雄 内燃機関学 山海堂
- (6) 山口富夫(他) 電気式直読指示平均有効圧力計の試作
新三菱重工神戸造船所研究報告 QG. 2443.

第3編 直流 Pmi メータの遠隔操作の研究

第1章 研究のあらまし

舶用ディーゼル機関の運転自動化に関する機関の運転状態を知るための諸量を遠隔測定することが重視され、各専門分野により組織的な研究が行なわれた。この見地よりまづ第1年度においては、シリンダ内圧力、図示平均有効圧力および伝達馬力計の遠隔測定方式について実用化研究を行なった。すなわち、シリンダ内の爆発圧力波形の監視装置としては抵抗線式指圧計、可動陽極型指圧計を取りあげ、また平均有効圧力の測定には Pmi 値を直接指示せしめるいわゆる直読型 Pmi メータを試作し、実機測定の結果より主として測定精度上の問題点を検討した。第2年度においては、これら各種測定器の精度向上をはかるとともに、直読 Pmi メータの遠隔計測すなわち指圧器弁の開閉およびピストン速度検出装置切換の遠隔操作法について研究し、その機能を実機について検討した。

また、シリンダ蓋の締付ボルトに発生する歪を抵抗線歪計によって動的に測定し、これがシリンダ内圧力波形の検出手段として実用しうるか否かについて実機実験を行ない、最高圧力および波形観測が一応可能であることを立証した。

なお本装置は37年10月新三菱・神戸造船所において公開実験を行ない、同年12月より38年1月末までの間、実船における海上試験を行なって実用化が可能であることを確認した。

第2章 直読型 Pmi メータの遠隔操作

実験は第1年度に引き続き測定装置の自動遠隔操作について実験室における検討および機関の陸上試運転時におけるおののの遠隔操作器についてその機能を確認した。

自動化については、機関の各シリンダにエンジン指圧計（抵抗線式）を取り付け、これの切換調整、指圧器弁の開、閉およびピストン速度検出器の切換を自動遠隔操作可能ないように計画した。Fig. 2.1 に Pmi 測定装置のブロックダイアグラムを示した。

Pmi メータ操作器

操作器の内部は下記の3部分により構成されており、各機構については次に述べるとおりである。Fig. 2.2 に Pmi メータ操作器の外観写真を示した。

操作器の内容

- (1) ピストン速度検出計遠隔切換部

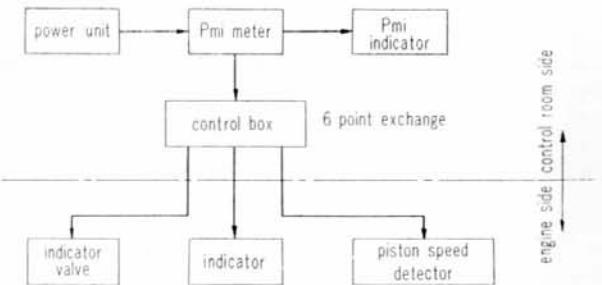


Fig. 2.1 Pmi-meter block diagram

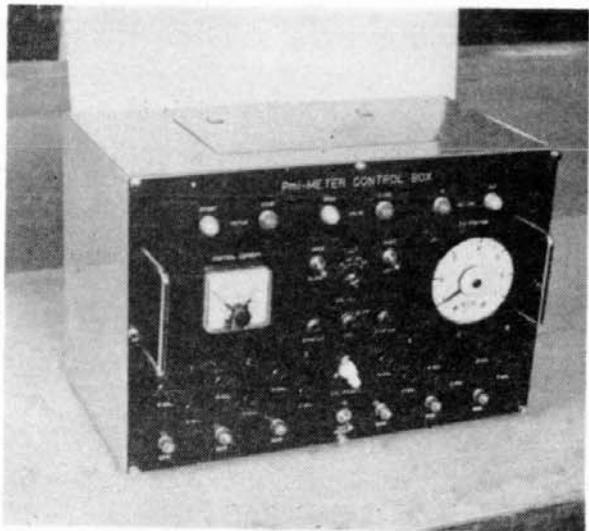


Fig. 2-2 Pmi-meter control box

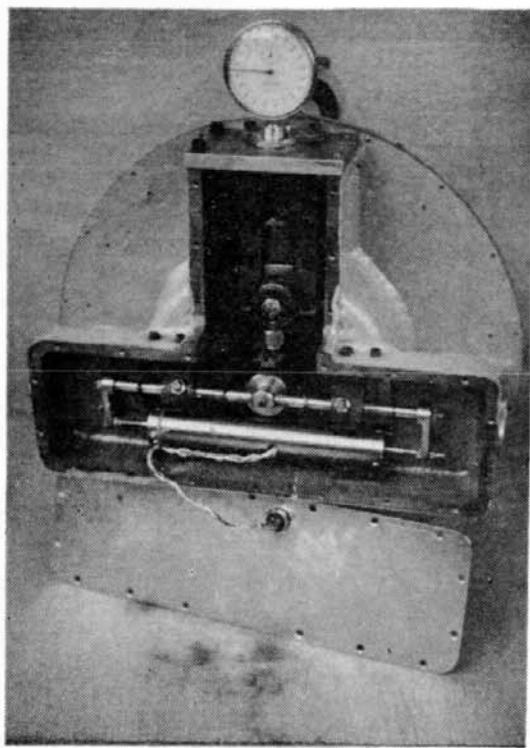


Fig. 2-3 Piston speed detector

- (2) 指圧器弁開, 閉部
- (3) エンジン指圧計の切換および調整部

2.1 ピストン速度検出計遠隔切換

多シリンダ機関における Pmi の測定には、計測しようとするシリンダのクランクとピストン速度検出計の位相を合わせる必要がある。

そこで従来の方法では、この角度調整のために速度検出計取付位置に人員を配置し、手動にて切換調整を行なっていたが、今回ピストン速度検出計に二相サーボモータを内蔵し遠隔操作ができるように改善した。

Fig. 2-3 に改良型のピストン速度検出計の写真を、Fig. 2-4 に操作器の配線図を示した。この速度検出計の切換操作は駆動スイッチ (S_1) を投入するだけで、測定するシリンダの選定およびクランク角度の調整ができ、そのシリンダ番号は操作器の指示計に指示される。また、測定の順序を機関の着火順序どおりでなく、任意のシリンダを選ぶことも適宜簡単にできる。Fig. 2-5 にピストン速度検出計の組立図を示した。

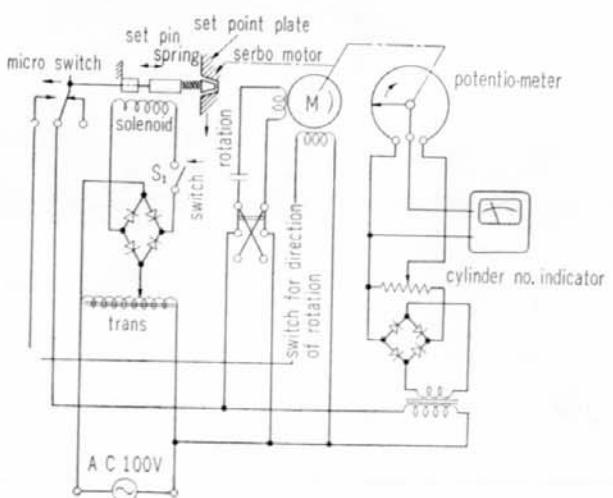


Fig. 2-4 Piston speed detector control circuit

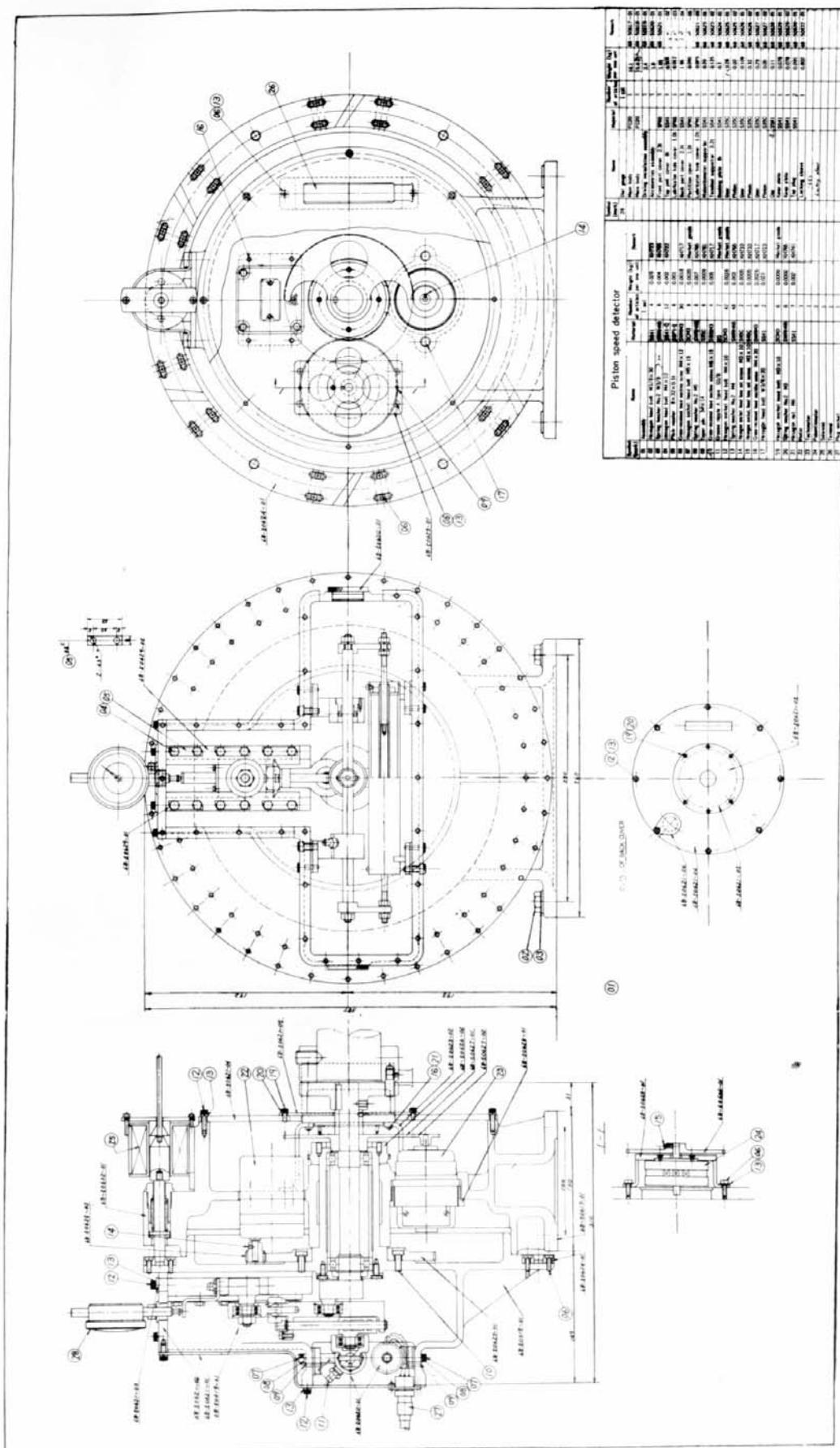


Fig. 2.5 Piston speed detector

2.2 指圧器弁遠隔開閉部

指圧器遠隔開閉弁の試作にあたっては次の条件を具備することを必要として検討した。

- (1) 取扱が容易であること。
- (2) 遠隔で任意に開閉でき、作動がすみやかで確実であること。
- (3) 大気放出孔を設け、主機ターニング時の de-comp を行なうと同時に、運転中においては堆積した燃焼ガスを利用して噴出させ、直接圧力計検出端に異物の付着をおこさないこと。
- (4) 弁自体の耐熱、耐腐触性が十分高いこと。
- (5) 弁閉止時は圧力計は大気圧を指示すること。

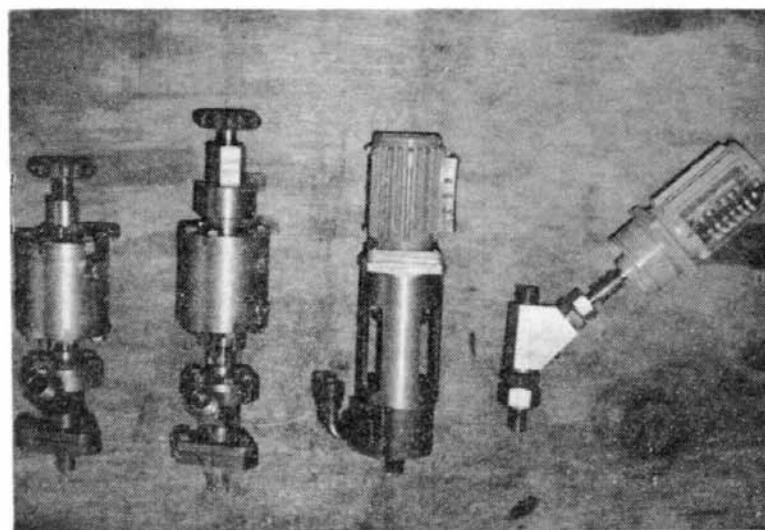


Fig. 2.6(a) Trial indicator valves
Air piston type, Air ball screw type, Motor type (new) (old)

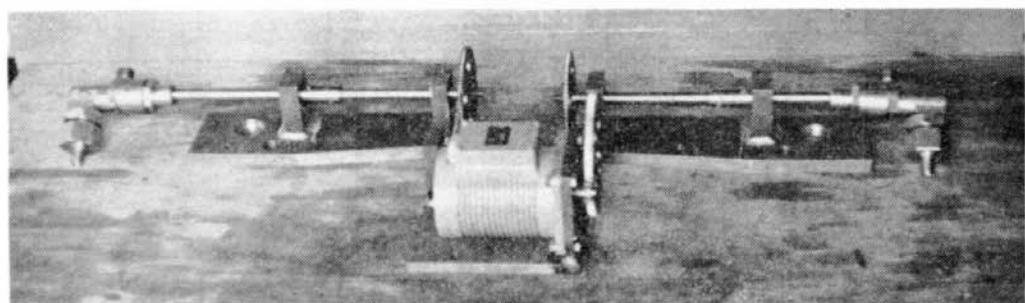


Fig. 2.6(b) Magnetic clutch type

Table 2.1 Driving system of proto type indicator valve

	(1) Air press. (ball screw type)	(2) Air press. (direct type)	Electro magnetic (clutch type)	Motor drive (direct type)
(2) Operating system	electric, On-off	electric, On-off	electric, On-off left, neutral, right	electric, On-off
(1) Power source	starting air of main engine	starting air of main engine	A.C.	A.C.
(6) Order of cost	3	2	4	1
(3) Motion of valve rod	rotating, reciprocating	reciprocating	rotating, reciprocating	rotating, reciprocating
(4) Cooling equipment	with	with	without	without

Fig. 2·6 (a)(b) に試作した指圧器弁の写真を示す。

Table 2·1 に各弁の駆動方式の対応表を示す。

2·3 空気式指圧器弁

本指圧器弁はピストン式とボールネジ式の2種について試験を行なったが、弁の開閉性能、開閉時間の調整および弁の構造上から判断してボールネジ式を採用した。

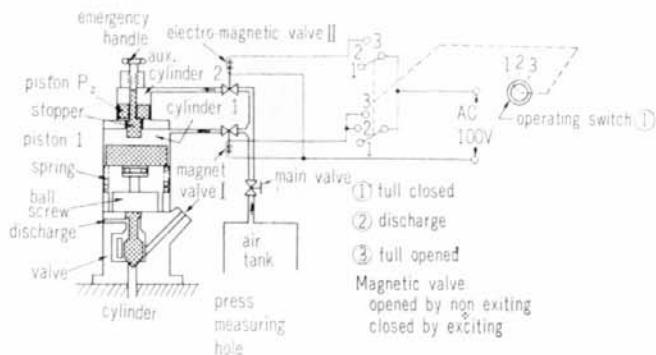


Fig. 2·7 Control circuit of air type indicator valve

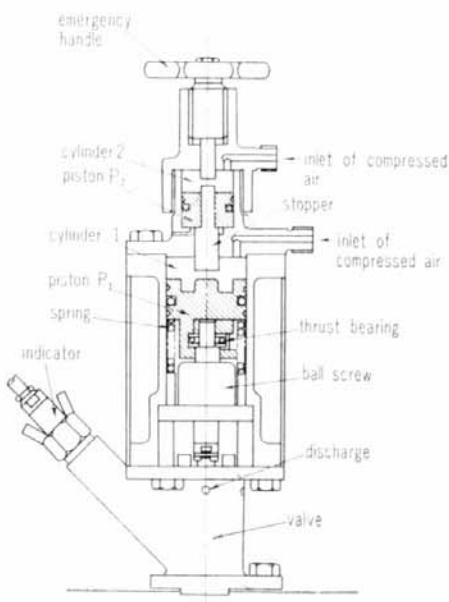


Fig. 2·8 Air type indicator valve

本器は従来の全開全閉の操作の中間にあらたに大気放出過程を設け、機関ターニング中に起るシリンドラ内空気の圧縮を防止すると同時に、運転中におけるガス通路に堆積する燃焼生成物を燃焼ガスを利用して大気に放出させ、圧力検出口に異物の付着を起こさぬよう考慮している。

また、応急ハンドルと弁シリンドラの間に、さらに中間用補助シリンドラを設け、シリンドラ内の加圧状態によって、全開、半開、全閉の3段階に作動することができる。

空気式指圧器弁の操作およびその作動

Fig. 2·7 はその操作回路を示したもので、操作方法は操作スイッチ①を全閉、半開および全開の位置に切換えることによって、電磁弁 I, II が作動し、空気タンクよりの圧縮空気が各シリンドラに導かれて、弁は簡単に作動する。構造を Fig. 2·8 に示した。

2.4 電動式指圧器弁

電動式指圧器弁は初期の計画が従来の指圧器弁を用いて遠隔開閉の方式に改良したために種々の不都合が生じた。

まず、弁のスピンドルがシリンダカバ上面と傾斜をもつため、電動機の取付およびセンターリングが困難である。また、取付場所を広くしめるなどの欠点があった。

特に取付場所については、シリンダカバ上部であるため、極力その小型化が望まれており、本指圧器弁はこれらの欠点を考慮し、Fig. 2.9 に示すとき駆動モータを弁の上部に直立に直結したものを作成した。

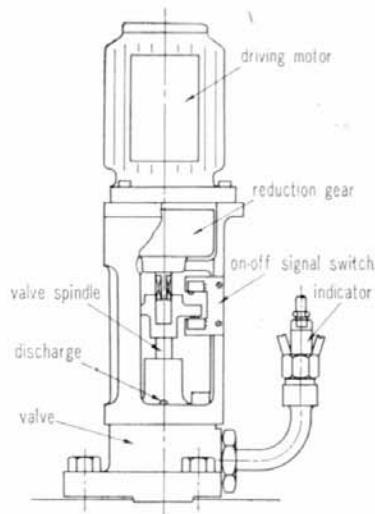


Fig. 2.9 Electric type indicator valve

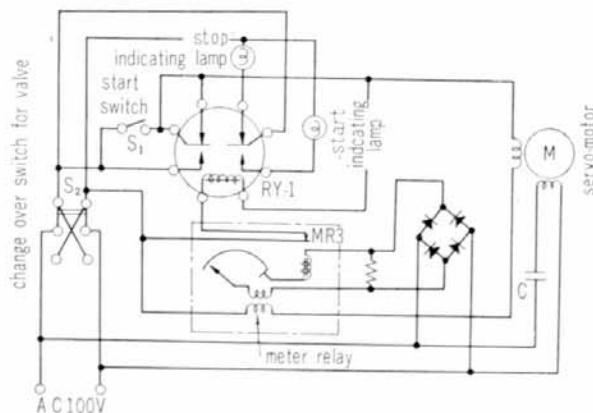


Fig. 2.10 Controller circuit of automatic opening and shutting of indicator valve

これによって、指圧器弁の取付、取り扱いも簡単となり、取付容積も割合に少なく便利となった。弁の開閉の操作は Fig. 2.10 に示す回路を用い、ボタンを押すことにより、弁は全開、全閉まで動き、モータ電流を検出し、自動的にモータ電源が遮断されて停止するよう計画されている。Table 2.2 に使用した2相サーボモータの諸元を示した。

Table 2.2 Particulars of servo motor

Torque	2.0/1.7	kg·cm
Max. output	15	W
No load revolution	2750/3300	rpm
Exciting voltage	AC 100/110	V
Controll voltage	AC 100/110	V
Frequency	50/60	cps
No. of poles	2	
Gear ratio	60 : 1	
Condenser	12	μF
Weight	3.4	kg
Size	8 × 96 × 206	mm

2.5 指圧器弁の耐久試験

指圧器弁を実船実験に使用するに先立ち、実験室において各指圧器弁につき作動試験を行ない、その耐久性を確認した。

耐久試験は弁の全開、全閉動作を連続 1000 回以上行ない、弁およびその駆動部の点検を行なった。

空気式指圧器弁の全開全閉の操作は圧縮空気を使用しており、その機構もピストン式であるため、比較的作動上の無理は少なく非常にスムーズに行なわれた。電動式指圧器弁は減速機付二相サーボモータを弁に直結して開閉操作を行なうため、弁の全開、全閉時には必ずモータの慣性によって急激な過大トルク（約 1.5~2.0 kg/m）がモータの減速機に加わる。

したがってモータ減速機にはこの衝撃トルクに十分耐え得るものでなければならない。

本指圧器弁には市販の減速機付 2 相サーボモータ (15 W) の減速機の一部を補強して連続 1000 回の開閉試験を行ない耐久性能を調査した。試験後の分解点検結果では幾分ギヤの摩耗は認められたが、駆動部の耐久度は充分であることを確認した。

第 3 章 直読型 Pmi メータの実船実験

3.1 あらまし

Pmi メータについては過去数回にわたり、陸上運転で実機テストを行ない本器の実用性につき十分検討を行なっているが、今回実船に本器を搭載して各機能を確認した。

実船試験には当所の新造船ドナ号の試運転時と現在就航中のヒューストン丸(O.S.K. 所属)について、2名の測定員を乗船せしめ沿岸航路航海時における舶用大型ディーゼル機関の Pmi 測定を行なった。

この間における本器の安定性は非常によく、測定値もマイハック指圧計より求めた値に比較し、ほとんど等しく良好な結果を得ることができた。

また、操作器についてはエンジンより約 30m の距離に設置し、ピストン速度検出器の切換えおよび指圧器弁の開閉を各シリンドラごとに切換え、すべて遠隔操作で作動せしめその機能を確認した。

なお遠隔操作用の指圧器弁は空気式および電動式の 2 種を用いて実験を行ない、いづれも陸上試験

時と同様良好な作動を行なっていることを確認することができた。

3.2 指圧器弁

遠隔型指圧器弁は数種について種々の実験を行なったが、作動確実であり、しかも操作方法の簡単である空気式（ボールネジ使用）と電動式の指圧器弁を今回の実験に用いた。Fig. 3.1 に指圧器弁の外観を示した。

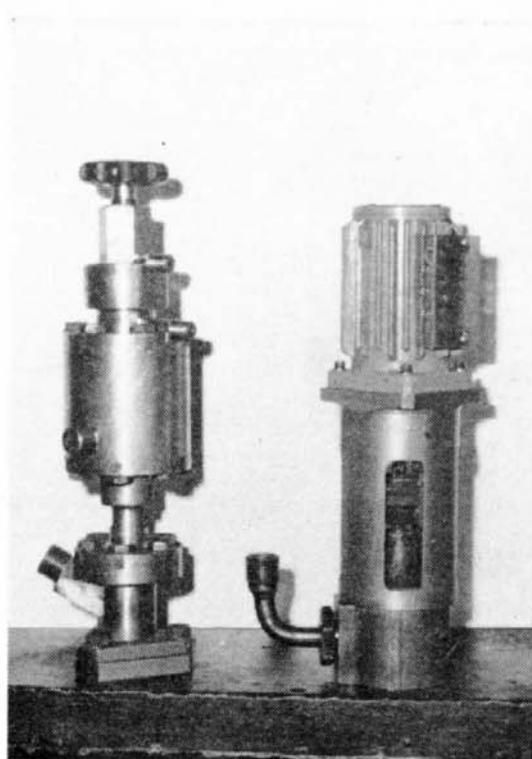


Fig. 3.1 Indicator valve

3.3 実船実験

本直読式 Pmi メータの実船実験は当所の新造船ドナ号の海上試運転時および現在就航中のヒューストン丸（O.S.K. 所属）の2船について遠隔操作により指示平均有効圧力（Pmi）を測定した。

ドナ号の海上試運転時は電動式指圧器弁およびピストン速度計の切換えを遠隔操作し計測したものである。

Table 3.1 List of experimental ships

Name of ships	Dona Viviana	Houston
Tonnage	gross 10,683	gross 12,140
Date of experiment	Dec. 20 & 22, 1962	Jan. 23~31, 1963
Experiment area	Osaka Bay Off. Awaji	Kobe→Kyushu→Kobe Kobe→Shimizu→Yokohama→Kobe
Engine	6RD68, Sulzer	9RD76, Sulzer
No. of cylinders	6 cylinder	9 cylinder
Normal output	6,600 PSe	12,000 PSe
Normal revolution	135 rpm	111 rpm
Owner	Foreign ship	O. S. K.

つぎのヒューストン丸では空気式と電動式を #1 cyl. と #2 cyl. に設置し、このシリンダについて Pmi, Pmax (最高圧力) の測定ならびに圧力波形の観測を行なった。また Pmi メータの測定と平行してマイハック指圧計にて最高圧力を測定し、Pmi メータの測定値と比較した。

Table 3・1 に実験船の要目および場所を示した。

3・4 測定装置配置

Pmi メータの測定装置は次の 6 部分より構成され、実船実験における本装置の配置を Fig. 3・2 に示した。

- (1) Pmi メータ本体
- (2) ピストン速度検出計
- (3) 指圧器弁
- (4) 指圧計
- (5) ピストン速度検出計および指圧器弁の遠隔操作器
- (6) 爆発圧力観測用オシロスコープ

Pmi メータ、遠隔操作器およびオシロスコープは機関より約 30 m のところに設置し、ピストン速度検出計の切換え、指圧器弁の開閉および指圧計の切換え調整等の遠隔操作を行なった。

Fig. 3・2 の装置図につき説明すると、機関 ⑦ のカム軸に直結されたピストン速度検出計は各シリンダのピストン速度に比例した電気信号を検出し、指圧器弁の開放により、シリンダ内ガスは指圧計 ④ により検出されてピストン速度信号とともに遠隔操作器 ⑤ を経て、Pmi メータ ① に導かれ増幅演算され指示される。

3・5 実船実験の結果

本遠隔装置は 37 年 10 月公開実験に引き続き 2 度にわたって実船試験を行ない、各部の作動状態および耐久性について検討した。

(1) 指圧器弁

実船実験では特に指圧器弁について空気式と電動式の 2 つを用いた。

試験結果は両指圧器弁とも常に良好な作動を行ない試験後は、これらの弁を分解し開放点検を行なったが、燃焼ガス生成物の附着もわずかであり、弁シート部は開閉両側ともに均一な当りであることを認め、開閉の操作は良好に行なわれていたことを確認した。

(2) ピストン速度検出計

ピストン速度検出計は機関のカム軸に直結され、各シリンダの上死点と速度検出計の上死点は精密に調整されているので、シリンダごとの切換えは切換用押しボタンスイッチを軽く押すのみで、機関の着火順序通り容易に行なわれ、その作動は非常に良好であった。

また、回転部分および速度検出器機構の摺動部分等にもなんら異常は認められなかった。

(3) 操作器

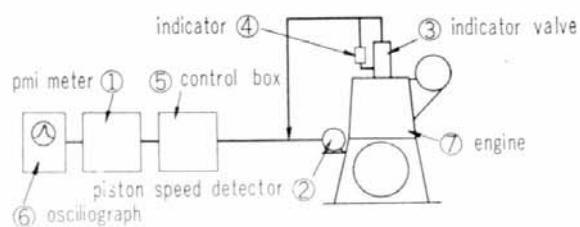


Fig. 3・2 Testing device arrangement on board

操作器は前述した指圧器弁の開閉、ピストン速度検出計の切換え、指圧計の調整および切換操作を行なった。これらの遠隔操作には真空管回路を使用していないため、故障はほとんど起ることなく、その取扱いも非常に簡単であり作動結果は良好であった。

(4) Pmi メータ

Pmi メータは過去数回にわたる陸上試験において、精度および安定性について十分検討されており、今回の実船実験中における感度変化はほとんどなく連続長時間の使用においても、その安定性はきわめて良好であった。Pmi および Pmax の測定値もマイハック指圧計より求めた値と良く合致している。

(5) 指圧計

本測定装置の精度はこの指圧計の性能によって大きく影響される。

従って指圧計の選定には、精度、安定性および耐久性等について十分の検討を要する。われわれは過去数種の指圧計について、その性能試験を行ない、それらの比較検討の結果 S 社の抵抗線歪計 MPE 型を使用した。

実船実験結果は機関の動的な温度による零点の移動はほとんどなく、動的圧力特性および安定性

Table 3-2 Test results
(Ship No. 935, DONA VIVIANA)

(unit kg/cm²)

Test no.	Load	N rpm		Cylinder no.							
				1	2	3	4	5	6	Mean	
1	1/2	112.0	P M	5.41 5.80	5.52 5.30	5.10 5.60	5.11 5.80	5.15 5.65	5.90 5.60	5.29 5.64	Up A oil
2	1/2	112.0	P M	5.23 5.50	5.18 5.30	5.17 5.10	5.20 5.40	4.93 5.45	※6.45 5.25	5.14 5.33	※Load up Down A oil
3	3/4	129.0	P M	7.17 6.85	7.10 6.60	6.98 6.65	7.10 7.10	7.01 7.15	7.15 6.80	7.08 6.86	Up "
4	3/4	129.0	P M	6.85 6.70	7.00 6.20	6.68 6.40	7.03 6.70	6.99 6.75	7.00 6.70	6.93 6.58	Down "
5	NOR	135.3	P M	8.07 7.50	7.97 7.25	7.96 7.30	8.24 8.00	7.81 7.80	8.10 7.80	8.03 7.61	Up "
6	NOR	135.2	P M	7.58 7.40	7.68 7.10	7.61 7.55	7.72 7.35	7.62 7.35	7.77 7.80	7.66 7.43	Down "
7	MCR	139.8	P M	8.19 8.75	8.23 8.10	8.00 8.35	8.40 8.40	8.23 8.50	8.18 8.60	8.21 8.45	Up "
8	MCR	140.3	P M	7.87 8.50	7.85 8.00	7.57 8.40	8.16 8.90	7.73 8.40	7.83 8.55	7.84 8.46	Down "
10	MCR	138.1	P M	8.18 8.65	8.10 8.30	8.00 8.50	8.27 8.90	8.03 8.40	8.13 8.80	8.21 8.59	Up "
11	MCR	139.1	P M	7.82 8.25	7.81 8.10	7.60 8.00	7.95 8.60	7.69 8.20	7.79 8.70	7.79 8.31	Down "
12	MCR	138.4	P M	7.78 9.40	7.89 8.90	7.65 8.60	7.98 8.90	7.83 8.75	7.87 8.40	7.83 8.83	Down C oil

P: measured by Pmi meter

M: measured by Maihak indicator

Table 3·3 Pmi test results on Houston-Maru

Test no.	rpm	Indicated mean effective pressure			Max. pressure (kg/cm ²)				I.H.P. (ps)	
		#1 cyl.	#2 cyl.	mean	Pmi meter		Maihak			
					#1 cyl.	#2 cyl.	#1 cyl.	#2 cyl.		
1	103	5.32	—	5.32	—	—	—	—	7700	
2	103	5.72	5.73	5.73	—	—	—	—	8300	
3	105	5.99	6.25	6.12	—	—	—	—	9030	
4	105	6.03	6.14	6.09	54	53	—	—	8980	
5	104	6.01	6.28	6.15	54	53	—	—	9000	
6	105	6.05	6.05	6.05	54	53	—	—	8920	
7	103	5.78	6.14	5.96	53	51	—	—	8620	
8	100	5.75	6.28	6.02	54	53	—	—	8450	
9	103	5.77	5.97	5.87	53	53	—	—	8500	
10	103	5.74	5.95	5.85	52	52	—	—	8470	
11	70	2.8	2.6	2.7	38	35	—	—	2590	
12	70	2.46	2.6	2.53	36	35	—	—	2490	
13	75	2.7	2.9	2.8	38	35	—	—	2950	
14	90	4.27	4.03	4.15	43	41	—	—	5250	
15	70	2.5	2.46	2.48	36	34	—	—	2440	
16	75	2.8	2.74	2.77	38	35	—	—	2920	
17	87	3.82	3.4	3.61	39	36	—	—	4410	
18	95	4.08	4.0	4.04	42	40	—	—	4450	
19	105	4.92	4.88	4.90	45	42	—	—	7230	
20	99	4.31	4.35	4.33	42	40	—	—	6030	
21	105	5.06	4.91	4.99	46	44	—	—	7360	
22	106	4.85	5.03	4.99	45	43	—	—	7430	
23	104	4.7	4.95	4.83	44	43	—	—	7050	
24	103	4.85	4.81	4.83	43	42	—	—	6990	
25	92	3.9	4.1	4.0	41	40	40	38	5170	
26	105	5.37	—	5.37	47	—	—	—	7930	
27	106	5.64	5.55	5.60	48	46	48	46	8340	
28	106	5.62	5.66	5.64	49	47	49	47	8400	
29	107	5.48	5.82	5.65	49	47	48	47	8500	
30	109	5.40	5.58	5.49	48	48	48	47	8410	
31	109	5.71	5.48	5.60	51	51	50	49	8580	
32	109	5.68	5.59	5.64	51	49	50	47	8640	
33	90	4.13	4.2	4.17	42	41	—	40	5270	
34	106	—	5.54	5.54	—	47	—	46	8250	
35	107	—	5.76	5.76	—	48	—	47	8660	
36	106	—	5.67	5.67	—	47	—	47	8450	
37	110	—	6.00	6.00	—	49	—	47	9270	
38	109	—	5.56	5.56	—	49	—	48	8520	
39	109	—	5.70	5.70	—	48	—	47	8720	
40	109	—	5.75	5.75	—	49	—	48	8820	
41	109	—	5.75	5.75	—	49	—	48	8820	

は良好であった。

なお、水冷式指圧計の共通な問題である耐水、絶縁効果については使用冷却水の温度は、現在の製品においては 40°C 以下のものを使用すべきであるという結果を得ている。

(6) 測定値の検討

実船実験はドナ号海上公試および現在就航中のヒューストン丸の内地沿岸航路において P_{mi} および P_{max} を測定し、その測定結果を Table 3・2 および 3・3 に示した。

ドナ号海上公試時には各負荷において全シリンドラの P_{mi} を測定しマイハック指圧計より求めた測定値と比較検討した。

表中 M はマイハック指圧計を、 P は P_{mi} メータの測定値を示すが、両者間には各シリンドラの圧力変動および測定時間などによって若干の違いがある。特にマイハック指圧計の測定値は 1 サイクルの圧力曲線より算出したものであ

るため、その測定値にはバラツキが多く、これに対する P_{mi} メータの測定値は連続した幾つかの圧力曲線の平均値であり、測定値のバラツキは比較的少ないと考えられる。

したがって両者をそのまま比較することに多少の問題はあるが、これらの測定値間の相互関係を求めるに Fig. 3・3 に示すごとく、その回帰係数はほぼ 1 を示した。

また、最高圧力についても Table 3・3 に示されるごとくマイハック指圧計の測定値と良く一致しており良好な結果を得ることができた。

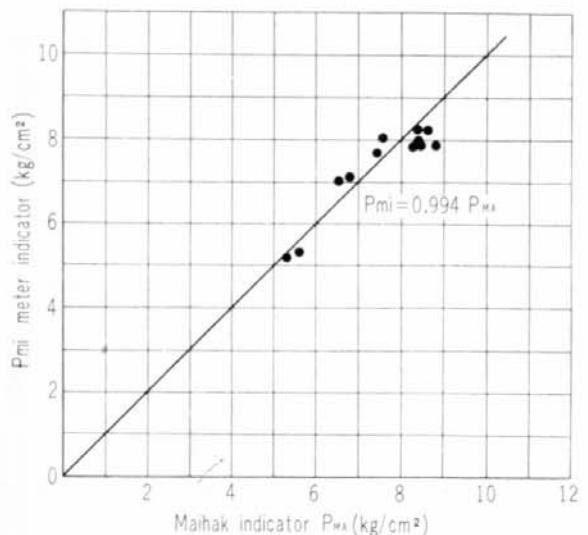


Fig. 3・3 Pmi meter-Maihak indicator

第 4 章 締付ボルトの応力よりシリンドラ内最高圧力の検出方法

4・1 6 RD 68 機関による実験結果

シリンドラカバ締付ボルトに抵抗線歪ゲージを接着し、シリンドラ内最高圧力を検出する可能性の有無については、計算によると非常に検出精度が悪いことがわかったため、これ以外に起動弁締付ボルトおよび弁箱締付ボルト等、別の種類のボルトに付き、歪の大きい場所を選んで測定を行なうこととした。

シリンドラカバ締付ボルトおよび起動弁ボルトのおおのに Rosette 型歪ゲージを 2 枚づつ張り付け、軸方向円周方向を 4 ゲージ法を用いて温度補正を自動的に行なわしめた。また曲げ応力を打消すために 2 枚のゲージはボルトの中心線に対して対称に接着している。起動弁の締付ボルトは裏面にゲージが接着できないので片面のみ 2 ゲージ法で計測した。測定時のブロックダイヤグラムを Fig. 4・1 に示した。

測定は KPR-4 型ゲージおよび DS 6 MT, DPM 6 AT 動歪計を用いて電磁オシロに応力変動値を

記録した。

本測定においては、箇々のボルトについて初期締付力が異なっており、機関組立後のボルトについては応力の較正はできないため、事前に精密に検定を行なった抵抗線式指圧計を正として、シリンダ内圧力とボルト応力の関係を求めた。

シリンダ内最高圧力と各部締付ボルトの応力の関係について、オシロ測定結果、Fig. 4・2, 4・3 より、圧力一歪曲線を求めるに、Fig. 4・4 に示す関係が得られた。シリンダカバ締付ボルトおよび起動

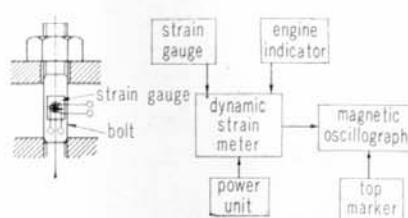


Fig. 4・1 Block diagram of bolt strain measurement

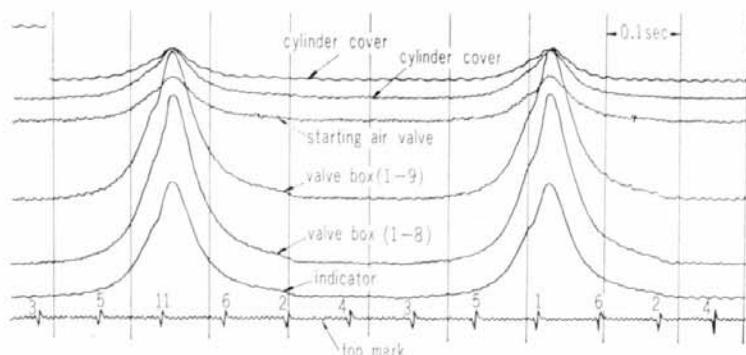


Fig. 4・2 Wave of pressure in cylinder and each bolt strain at 100% full load

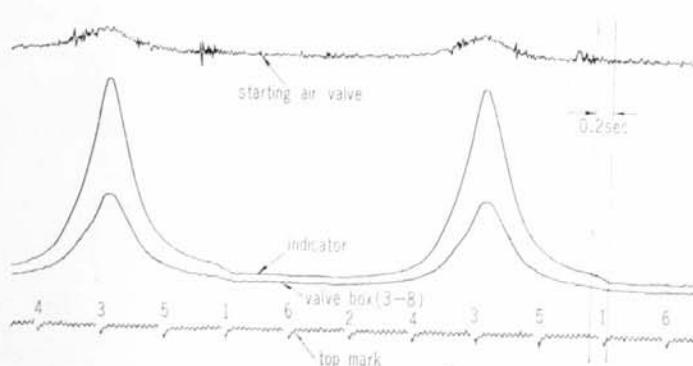


Fig. 4・3 Wave of pressure in cylinder and valve box bolt

弁締付ボルトの出力歪は非常に少なく、弁箱の歪に比し、出力歪は約 1/10 程度の値を示している。しかしいずれのボルトについても圧力一歪曲線の直線性は比較的良く、2.5% 以内の範囲内にある。また各ボルトの出力歪はシリンダ内圧力 70 kg/cm^2 のとき、シリンダカバおよび起動弁のボルトでは歪ゲージ 1 枚に換算して、 $15 \sim 20 \times 10^{-6}$ 程度の値で小さく、弁箱のボルトはこの時で 200×10^{-6} 以上の歪が現われている。再現性については測定日をずらして、3 日後に計測しても歪度の変化はなく、圧力一歪曲線上に良く乗っていることがわかった。

零点変動については弁箱締付ボルトで、最大 $\pm 60 \times 10^{-6}$ 歪程度で、增幅器内の R. Balance で十分調整可能な範囲にあったが、歪の少ない他のボルトに関しては、感度を十分にあげて計測するため、しばしばオーバースケールし調整が面倒となることがあった。

4・2 圧力波形と出力歪の波形との相似性

先に締付ボルトの歪がシリンダ内最高圧力と直線関係にあることを知ったので、圧力波形と出力歪についての関係を次の要領で比較した。動的圧力変動の波形は、抵抗線式エンジン指圧計の出力を基

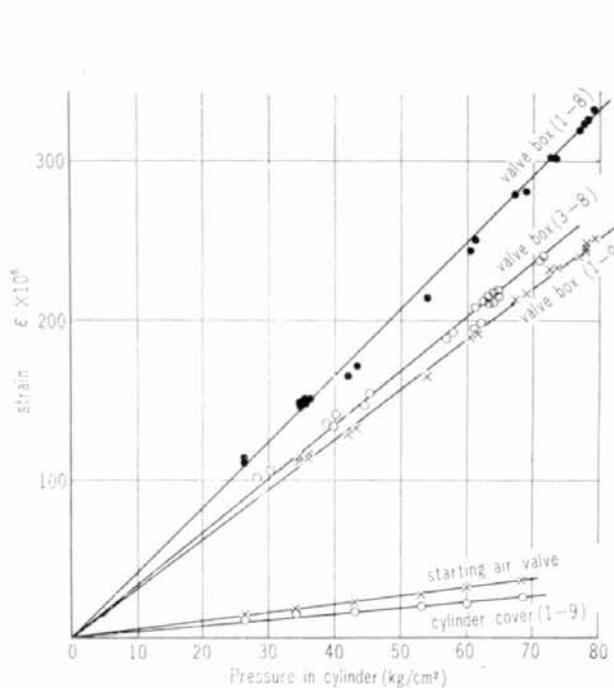


Fig. 4·4 Pressure in cylinder (P_{\max}) and strain of each bolt (ϵ_{\max})

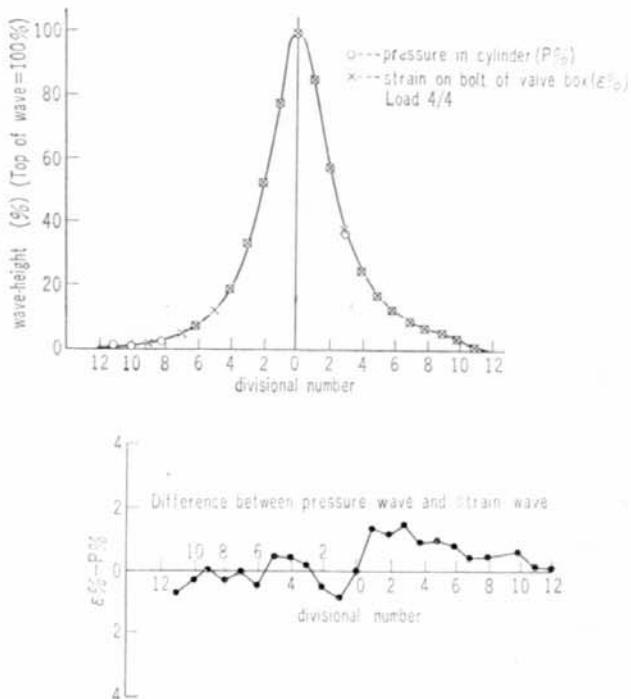


Fig. 4·5 Wave of pressure in cylinder and strain on valve box bolt when exploding in the No. 1 cylinder

準として圧力の最高値を 100% とし、掃気行程の圧力を零として、その波形を 1 周期につき多分割して相似性について調べた結果を、Fig. 4·5 に示した。傾向的に見れば立上りは幾分低目で、圧力の下りでは少し高目の値を示しているが、いずれも $\pm 5\%$ 以内の範囲で相似波形を得られることが判明した。これらの結果を総合すると組立後のエンジンでは、正しい指圧計を用いて動的に較正を行なえば、最高圧力および波形観測が一応可能であることが立証された。ただし耐久試験は行なっていないので、長期の航海で十分使用できるかは今後研究する必要がある。

第 5 章 む す び

以上 2 年度に実施せるエンジン出力計の研究につき、その概要を述べた。船用内燃機関のシリンダ内圧力および馬力の遠隔測定器の実用化について、過去 1 年にわたり実機試験を行なった結果、各検出エレメントについては十分実用し得ることが明らかとなった。特に機関の出力測定のため、エンジンサイドにおいて行なわれていたバルブの開閉、ピストン速度計のシリンダごとの切換えなどの作業は全く不要となり、コントロールルームより遠隔で測定が行なえるようになったことは、船舶自動化をさらに一步進めたもので、乗組員の労働量の軽減ないしは人員の削減に大いに役立つ画期的なものといえよう。また実船による海上運転の結果は、前述のごとく性能、耐久面において十分実用性を持ち、機関の自動化に最も適合した測定器であると考えている。

今後、本器が自動化船に取付けられ、エンジンを常に監視することができれば機関保守の面に大きな利点をもたらすことが期待される。

昭和40年1月25日 印刷
昭和40年1月29日 発行

日本造船研究協会報告 第44号

発行人 菅 四 郎
発行所 社団法人日本造船研究協会
東京都港区芝琴平町35
船舶振興ビル8階
電話 (502) 2371~80
内線 (421~426)

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