

# すべりクラッチ機構の振動特性

日高 照晃\*・専徳 博文\*・石田 武\*

福田 徹也\*\*・幾度 佳治\*\*・松尾 英久\*\*\*

## Dynamic Behavior of Sliding Clutch

Teruaki HIDAKA, Hirofumi SENTOKU, Takeshi ISHIDA

Tetuya FUKUDA, Yoshiharu IKUDO and Hidehisa MATUO

### Abstract

Elastic couplings in two marine propulsion shafting systems containing this sliding clutch were damaged. Therefore, in order to clear up the causes of this accident, the characteristics of the torsional vibration of this marine propulsion shafting system was clarified by calculations. Furthermore, the experiments of the torsional vibration were made, using these shafting systems. According to the examination of the experimental and calculated results, it was clarified that this accidents happened because of torsional vibration which occurred when the generator was being driven. Next, in order to clear up the reason why this torsional vibration occurred, the shafting systems in which the accident happened were compared with the shafting systems in which the accident did not happen, the stability of the shafting systems was examined by the vibration model in which the sliding clutch plates was considered, and the torsional vibrations were measured by using the testing machine containing the sliding clutch for the driving of a generator. Consequently, it was clarified that the accident happened because of the self-excited vibration which occurred in the sliding clutch. Furthermore, in order to clear up the reason why this self-excited vibration occurred, the torsional vibrations were measured by the sliding clutch equipment.

### 1. 緒 言

近年、船舶推進軸系では省資源、省エネルギーなどの要求によって、発電機や、ポンプなどの補機を、主機によって駆動する方法が採用されるようになってきた。この方法により発電機を駆動する場合、航走状態により変動する主機回転数に対して、発電機ローターの回転数を一定とするために、主機と発電機の間、油圧制御によるすべりクラッチ装置を使用する場合が

ある。しかし、発電機駆動用すべりクラッチを有する二つの船舶推進軸系において、補機側弾性継手に亀裂が入るという事故が発生した。そこで本研究では、この事故原因の究明を目的とした。

一般に船舶推進軸系では、主機であるディーゼル機関のシリンダ内におけるガス圧、および往復運動質量によって生じる慣性力による起振力が周期的に変動することによってねじり振動が発生することが知られている。そして、このねじり振動の共振によって生じる付加応力が許容限度を越えることにより、軸系に破損を起こすことがある。

そこで、まず、発電機駆動用すべりクラッチを有する船舶推進軸系を、多自由度の振動モデルに置き換えて固有振動数と固有モードを求め、さらにディーゼル

\* 生産機械工学科

\*\* 大晃機械工業株

\*\*\* 西日本鉄道株

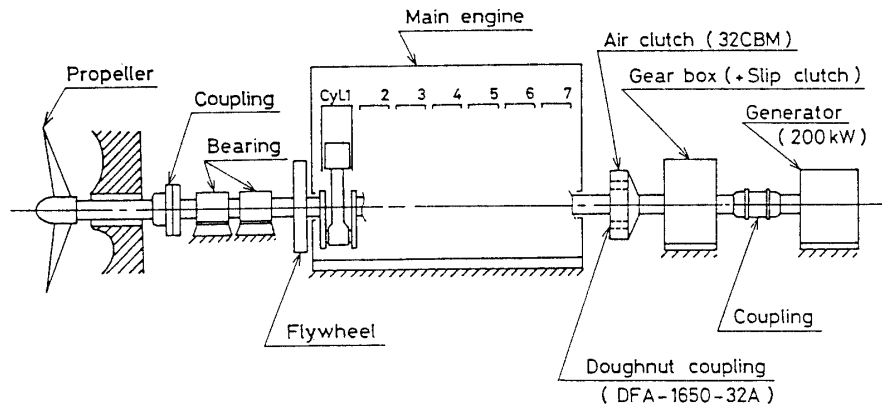


Fig. 1 Marine propulsion shafting system (sample 1).

機関のガス圧および慣性力による起振トルクを考慮して、軸系のねじり振動特性の数値計算による解析を行った。また、事故の発生した軸系に対して主機または補機メーカーにより実機実験がなされている。その実験結果と前述の数値解析結果との比較、検討を行った結果、事故原因は発電機駆動状態においてのみ発生するねじり振動にあり、そのねじり振動は、ディーゼル機関の起振力のみを考慮した数値解析結果からは得られないものであることがわかった。

したがって、発電機駆動状態で発生するねじり振動の特性を明らかにするために、発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置による振動特性に関する実験を行なった。その結果、クラッチ板間の摩擦による自励振動の発生が確認された。さらに、自動振動の発生機構を究明するために、すべりクラッチ装置のモデル実験を行なった。

2. 事故の発生した船舶推進軸系

事故の発生した発電機を有する二隻の船舶推進軸系のうちの一隻の軸系の概略図を、Fig. 1に示し、この軸系で使用される主機の要目をTable 1に示す。ここで示した軸系を便宜上実機例1とする。

この軸系は基本的に、プロペラ、エンジン、増速機、発電機によって構成されており、それぞれの構成要素はカップリングによって連結され、さらにエンジンと増速機の間には脱着可能なクラッチ（エアー・クラッチ）が取り付けられている。主機はTable 1に示すように、2サイクル7シリンダのディーゼル・エンジンであり、最大使用連続馬力は4550ps/210rpm、発電機最大容量は200kVAである。また、増速機には、変動する主機回転数および発電機負荷に対して、発電機ロー

Table 1 Dimension of main engine (sample 1).

Engine type	2 stroke cycle
	Uniflow scavenging
	Exhaust turbocharged
	Single-acting
Engine model	7UEC37H- I B
Maker	AKASAKA
Number of cylinder	7
Cylinder bore	370mm
Piston stroke	880mm
Max. continuous rating	4550P <sub>p</sub>
Engine speed	210r.p.m.
Firing order	1-6-3-4-5-2-7

タの回転数を一定に保つための、油圧制御によるすべりクラッチ装置が内蔵されている。

この発電機駆動用すべりクラッチ装置の構造を、Fig. 2に示す。動力はドーナツ形状で出力軸と同心に取り付けられた入力ギヤから入力され、入力側および出力側のクラッチ板を経て出力軸に伝達される。出力軸回転数の制御は、ピストンによるクラッチ板押し付け力を油圧により調整する方法で行なわれている。

事故の発生したもう一隻の軸系は、実機例1と構造的にはほとんど同じであるが、主機の出力および発電機の容量は実機例1よりも若干大きく、主機の最大連続使用馬力は4760ps/200rpm、発電機の容量は225kVAである。この軸系を実機例2とし、主機の要目をTable 2に示す。

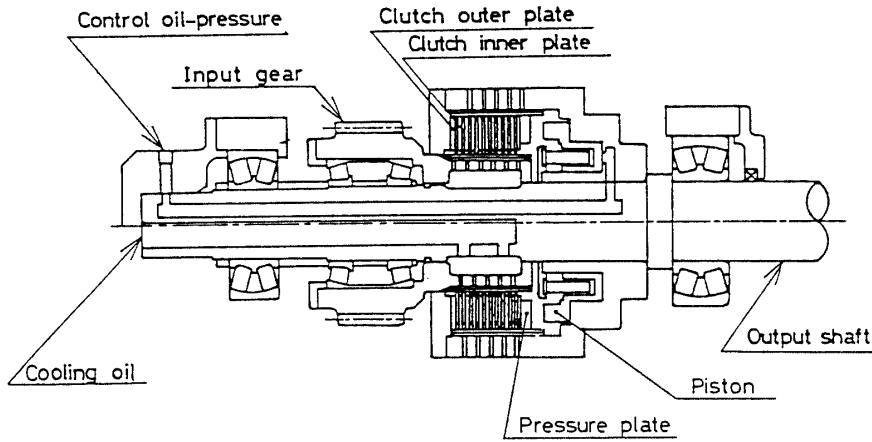


Fig. 2 Sliding clutch (Sample 1, air clutch on).

Table 2 Dimension of main engine (sample 2).

Engine type	2 stroke cycle
	Uniflow scavenging
	Exhaust turbocharged
	Single-acting
Engine model	7L35MC
Maker	MAKITA
Number of cylinder	7
Cylinder bore	370mm
Piston stroke	1050mm
Max. continuous rating	4760P <sub>p</sub>
Engine speed	200r.p.m.
Firing order	1-6-3-4-5-2-7

3. 実機実験結果

3.1 実機例1の実機実験結果

実機例1に対しては、事故発生後、主機メーカーによって実機実験が行なわれた。実験は、弾性継手の入力軸と出力軸 (Fig. 1 参照) に加わる変動トルクに対して行なわれた。

エアークラッチ着状態での、入力軸トルク波形例を、Fig. 3 に示す。図に見られるように、エンジン回転数162~180rpmでのトルクが混在している。しかし、この過大な変動トルクは185rpm以上の波形には認められない。また、エンジン回転数を連続的に上昇または下降させた場合、過大な変動トルクの発生および消滅は、両者とも180rpmを境にしていることが実測により

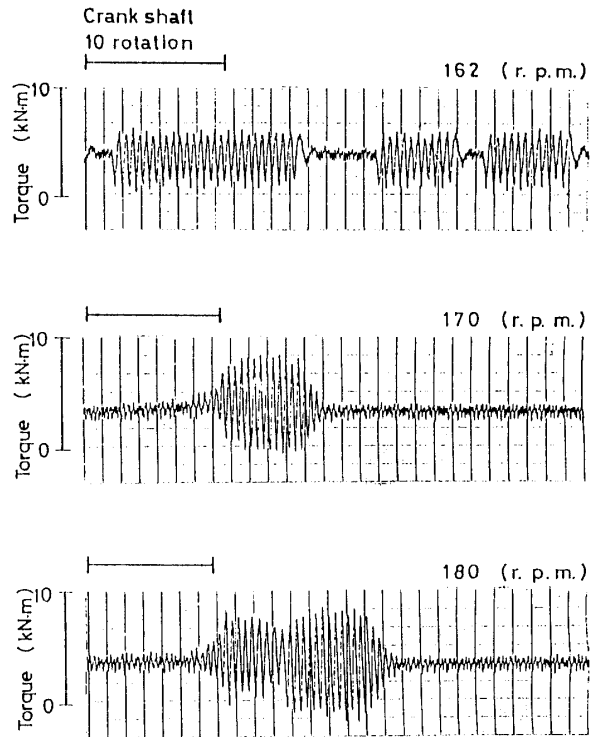


Fig. 3 Examples of measured torque variations on input shaft (sample 1, driving generator).

明らかになっている。この過大な変動トルクは入力軸で最大約10kN・mであり、ドーナツ・カップリング(許容変動トルクは5.2kN・m)には許容変動トルクの2倍程度の変動トルクが加わっていると予想される。Fig. 4 に理解解析による入力軸およびドーナツ・カップリングに加わる変動トルクと、実測による入力軸に加わる変動トルクを示す。また、Fig. 5, Fig. 6 にそれぞれ実測、理論解析によって求めた入力軸における変動

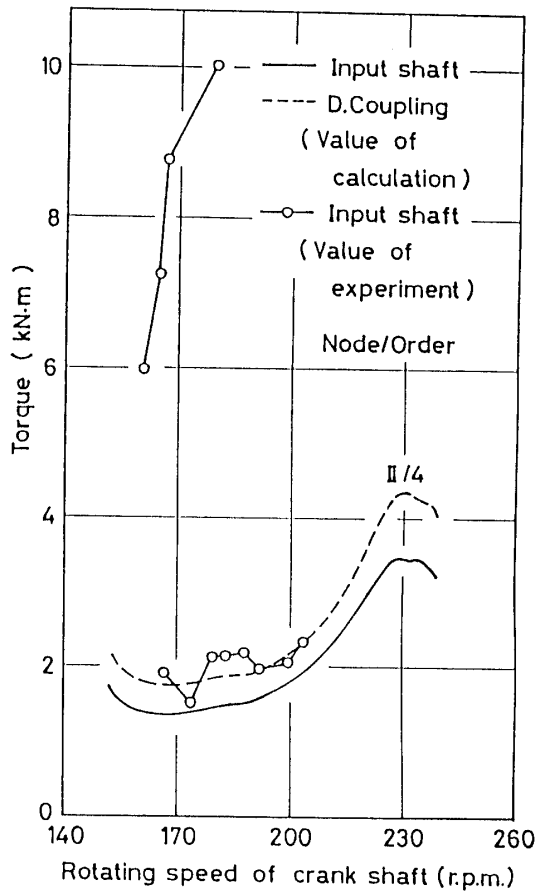


Fig. 4 Torque variation (sample 1, driving generator).

トルク周波数特性の丸解析図が示す。Fig. 4 より、小さな変動トルクの部分の振幅は、理論値と実測値ではほぼ一致していることがわかるが、過大な変動トルクの部分は理論値と実測値がまったく一致しない。Fig. 5 および Fig. 6 より、過大なねじり振幅の振動数は、5 Hz から 6 Hz 付近であり、計算による 1 節の固有振動数 (6.04Hz) に近く、この振動は 1 節固有振動数との共振で実測波形から振動数を正確に測定してみると、一定のエンジン回転数においても変動しており、エンジンの起振周波数と一致していない。したがって、過大な振動の原因はエンジンの起振力によるものではないと考えられる。

3.2 実機例 2 の実機実験結果

実機例 2 に対しては、事故発生後、補機メーカーによって実機実験が行なわれた。その結果、実機例 2 においても実機例 1 と同様にエアークラッチ着状態でドーナツ・カップリングの許容変動トルクの 4 倍程度の非常に大きなねじり振動の発生が確認された。この過大なねじり振動の振動数エンジン回転数に関係なく 5.75Hz で一定であり、この場合は実機例 1 の場合と異なり、振動は不安定ではない。また、エンジン回転数を連続的に上昇または下降させた場合、過大なねじり振動が発生または消滅する回転数には開きがあり、上昇させた場合 180rpm で消滅、下降させた場合、170rpm

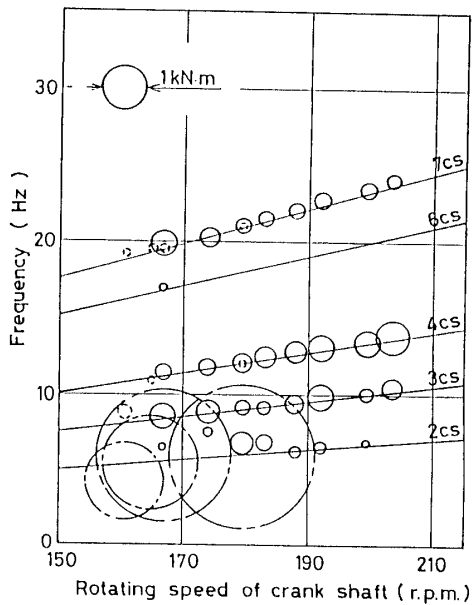


Fig. 5 Circular analysis diagram of torque variation on input shaft (sample 1, driving generator, experiment).

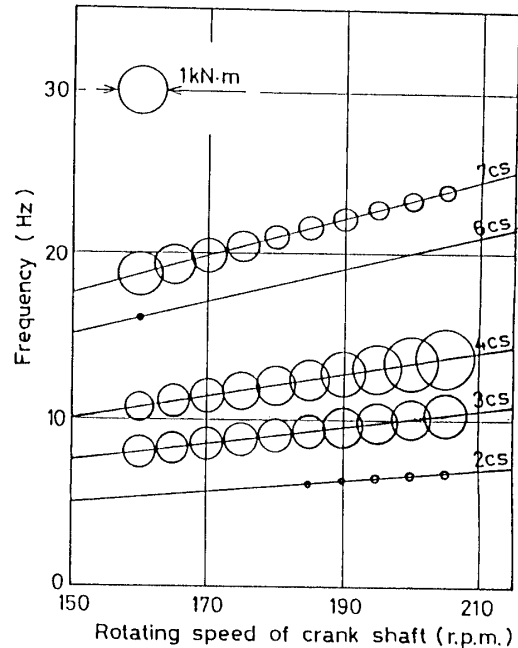


Fig. 6 Circular analysis diagram of torque variation on input shaft (sample 1, driving generator, calculation).

から174rpmで発生する。いわゆる履歴現象を示す。

実機例1と実機例2の過大なねじり振動は、

- (1) どちらもエア・クラッチ着状態すなわち発電機駆動状態で発生する。
- (2) あるエンジン回転数を境にそれ以下で発生し、それ以上では発生しない。
- (3) エンジン回転数が高くなるほど振動が大きくなる。などの点で一致しており、その傾向は似ている。また、二つの実機例の軸系がほとんど原因によって引き起こされていると考えられる。

二つの実機例の実機例実験結果より、実機の事故は発電機駆動状態で発生する過大なねじり振動にあることがわかり、以下の理由によりこの過大なねじり振動は発電機駆動用すべりクラッチ装置のクラッチ板の摩擦による自励振動であると考えられる。

その理由としては、

- (1) 過大なねじり振動は発電機駆動状態で発生し、発電機を駆動しない状態では発生しない。
  - (2) 過大なねじり振動の振動数は軸系内で起振源と考えられるエンジン、プロペラ、発電機などの起動数とも一致していない。
  - (3) 過大なねじり振動振動の振動数は、エンジン回転数に無関係で一定であり、これは自励振動に特有な現象である。
- などである。

#### 4. 陸上試験装置による実験

##### 4.1 陸上試験装置および実験方法

事故の原因を明らかにするために、本研究では、発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置に対して実験を行ない、ねじり振動の発生の有無を確

認するとともに、実験結果について考察した。

Fig. 7に、陸上試験装置の概略図を示す。この試験装置は、主機、第一段増速機、発電機駆動用すべりクラッチ装置を内蔵した補機駆動用増速機、および発電機によって構成されている。主機は4サイクル6シリンダディーゼル機関であり、最大連続使用馬力は1000ps/390rpm、また発電機容量は75kwである。実験として、すべりクラッチ装置の入力側に相当する補機駆動用増速機の入力軸と出力軸 (Fig. 7 参照) の変動トルクを測定した。その際の負荷は、発電機負荷(75kw)にブレーキ用ポンプの負荷(16.9kw)を付加して行なった。

##### 4.2 実験結果

Fig. 8にクラッチ板回転数差が5 rpm, 308rpmでの実測波形例を示し、Fig. 9にクラッチ板回転数差に対する、入力軸変動トルクを示す。Fig. 9より、クラッチ板回転数差が5 rpmの場合に、変動トルクが他の回転数差のときと比較して約2倍程度大きくなっていることがわかる。また、クラッチ板回転数差に対する入力軸および出力軸変動トルクの丸解析図を、それぞれFig.10, Fig.11に示す。Fig.10のCsは機関回転数を示し、Fig.11のrは発電機のローターの回転数( $r=20\text{Hz}$ )を示す。図10において、機関の起振力による周波数成分が、クラッチ板回転数差330rpm付近で不連続となっているのは、第一増速機の増速比を変えているためである。入力軸変動トルクの周波数成分は、クラッチ板回転数差が5 rpmの場合を除いて、すべて機関の起振力によるものであることがわかる。しかし、クラッチ板回転数差が5 rpmの場合には、機関の起振力に無関係のものであり、7.8Hzの大きな周波数成分が認められる。また、Fig.11に示すように、出力変動トルクの

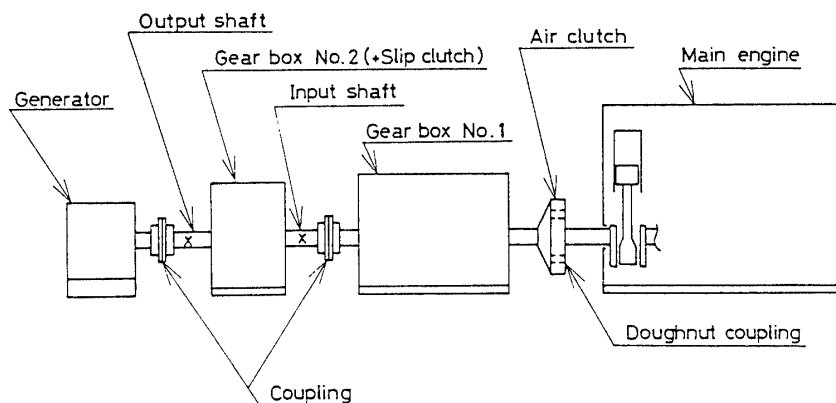
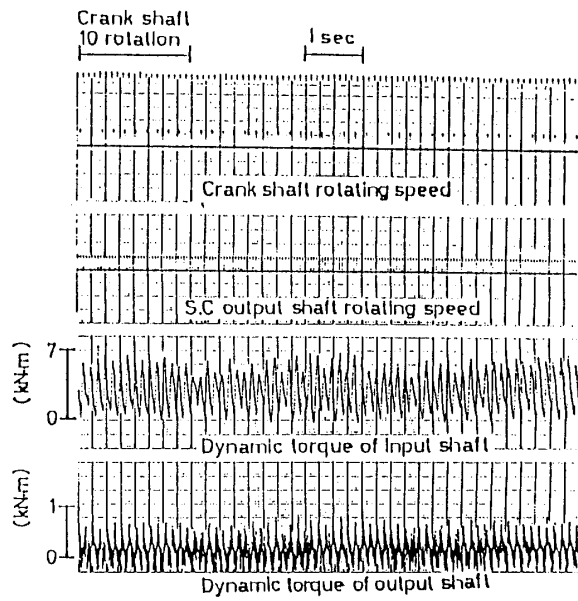
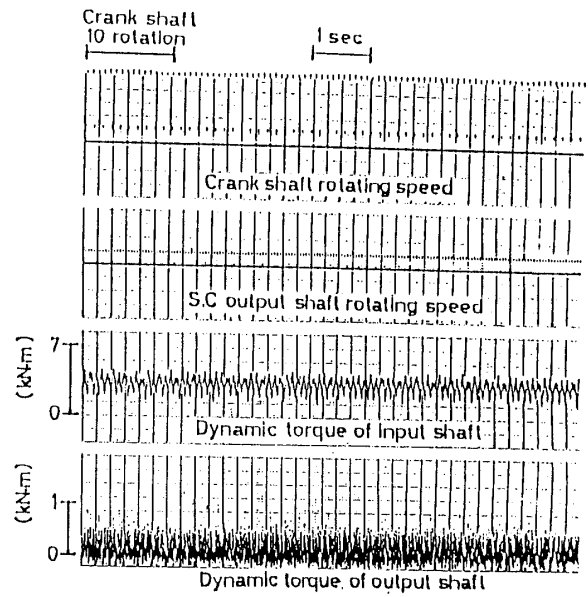


Fig. 7 Testing machine.



(a) Difference of number of revolution between sliding clutch plates=5rpm.



(b) Difference of number of revolution between sliding clutch plates=308rpm.

Fig. 8 Examples of torque variations

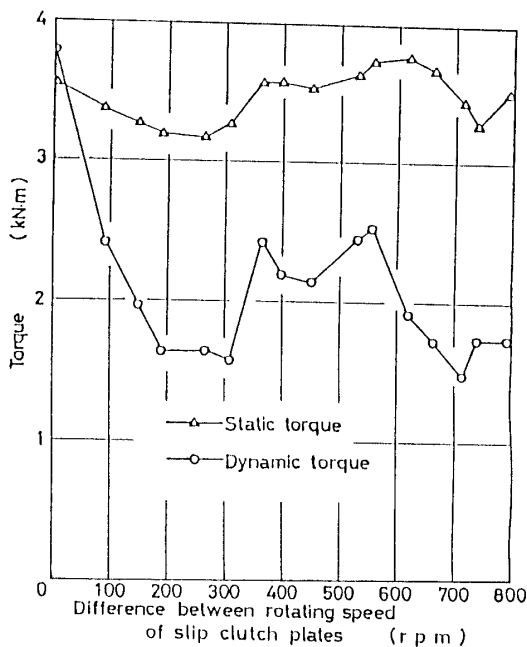


Fig. 9 Torque variation on input shaft.

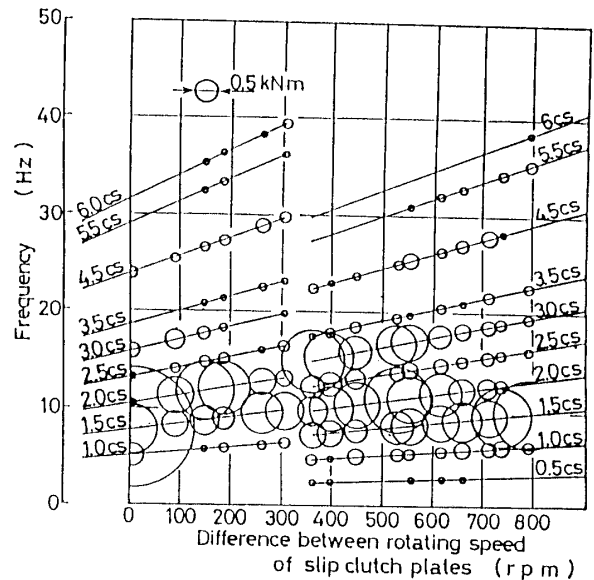


Fig.10 Circular analysis diagram of torque variation on input shaft.

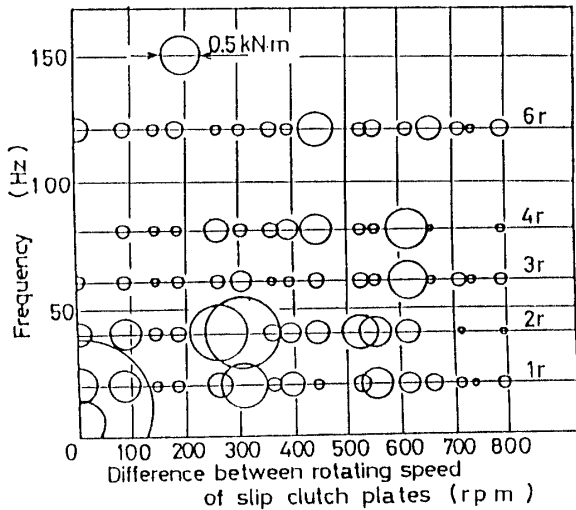


Fig.11 Circular analysis diagram of torque variation on input shaft.

周波数成分は、出力軸回転数すなわち発電機ローターの回転数  $r$  の 1 倍, 2 倍, 3 倍, 4 倍, 6 倍の成分が主成分となっていることがわかる。しかし、クラッチ板回転数差が 5 rpm の場合には、入力軸に現われた成分と同じ 7.8Hz の周波数成分が現われていることがわかる。このクラッチ板回転数差が小さいために、摩擦による自励振動により発生したものと考えられる。また、クラッチ板回転数差が 5 rpm の場合を除いては入力軸および出力軸変動トルクの周波数成分がまったく一致しておらず、すべりクラッチにより振動系は切り離されていることがわかる。

以上のように発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置に対して実験を行なった結果、摩擦による自励振動の発生が確認され、これより、実機例 1, 2 の事故原因は発電機駆動用すべりクラッチ装置のクラッチ板の摩擦による自励振動によるものであると考えられる。

## 5. すべりクラッチ装置のモデル実験

### 5.1 実験装置および実験方法

発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置による実験を行った結果、クラッチ板の摩擦による自励振動の発生が確認された。実機の軸系を簡略なモデルに置き換えて、そのモデル実験を行った。実機ではプロペラ・ディーゼル、すべりクラッチを内蔵した補機駆動用増速機、発電機によって構成されている (Fig. 1 参照)。しかし、本モデル実験では、実機の軸

系の最もねじりバネこわさの小さい弾性継手を境にして、慣性の大きいプロペラ・エンジン部を固定端とみなし、モデル実験装置を試作した。Fig.12にモデル実験装置の概略図を示す。本装置はモータ①、減速機③、すべりクラッチ装置⑥より構成されており、弾性摩慶⑩を介して、固定台⑪によってすべりクラッチ出力軸⑧を固定している。また、モータ①、減速機③によって入力回転数 30~180rpm の範囲で回転させすべりクラッチ板間に回転数差を与えて実験を行なった。

モデル実験では、すべりクラッチ装置の入力軸④及び出力軸⑧においてトルクを測定した。その測定方法は、Fig.12の入力軸④及び出力軸⑧のそれぞれ×印の位置に、2枚のクロスひずみゲージを軸に対して対称になるように貼り付け、ブリッジ回路を通して直流増幅機でひずみによる出力電気を増振し、それぞれデータ・レコーダに記録した。また、実験条件としてクラッチ板を押し付けるための制御油圧を、196.1kPa, 294.3kPa, 392.3kPa, 490.3kPa, 588.4kPa と変化させた場合について、さらに油量および油温のトルクへの影響を調べるため、油量を  $0.08\text{m}^3/\text{mm}$ ,  $0.12\text{m}^3/\text{mm}$ ,  $0.16\text{m}^3/\text{mm}$ 、油温を  $30\sim 55^\circ\text{C}$  の範囲で変化させた場合について、入力軸及び出力軸においてトルクを測定した。

### 5.2 摩擦係数の計算方法

クラッチ板摩擦面の内半径を  $r_1$ 、外半径を  $r_2$  とし、力  $Q$  で押し付けられるものとする。摩擦面に生ずる圧力  $P$  ははじめは一樣に分布しているが、しばらく使用したのちは、摩擦面の外側ほど余計にすべる結果、面の摩擦量は増大して、 $Pr=C$  (一定) で表わされる圧力分布状態となる。

いま、任意の半径  $r$  の位置に微小幅  $dr$  をもつ狭い輪を考え、ここに作用する圧力が  $P$  であるものとする。押し付け力  $Q$  と面圧の合力との釣合条件から

$$\begin{aligned} Q &= \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r P dr \\ &= \int_{r_1}^{r_2} 2\pi C dr \\ &= 2\pi C (r_2 - r_1) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\therefore C = Q / \{2\pi (r_2 - r_1)\} \quad (2)$$

が求められる。

次に、円板の伝達  $T$  は、摩擦面の摩擦係数を  $\mu$  とすれば

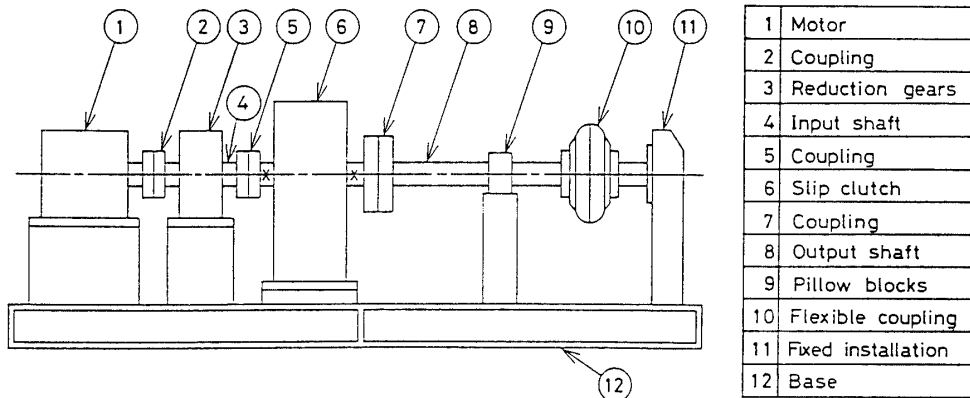


Fig.12 Testing machine.

$$\begin{aligned}
 T &= \int_{r_1}^{r_2} \mu (2\pi r P dr) r \\
 &= \int_{r_1}^{r_2} 2\pi \mu P r^2 dr \\
 &= \int_{r_1}^{r_2} 2\pi \mu C r dr \\
 &= \pi \mu C (r_2^2 - r_1^2) \tag{3}
 \end{aligned}$$

が求められる。

上式に式(2)を代入すれば

$$T = \mu Q (r_1 + r_2) / 2 \tag{4}$$

が得られる。したがって、摩擦係数  $\mu$  は次式より与えられる。

$$\mu = 2T / \{Q(r_1 + r_2)\} \tag{5}$$

上述の押し付け力  $Q$  は、本すべりクラッチ装置ではピストンを介して制御油圧によって押す力とコイルばねがピストンを押しもどす力との差である。

したがって、

$n$  : ばねの個数 (実験装置 : 8, 実機 : 12)

$P$  : ピストンが受ける制御油圧 (Pa)

$S_p$  : ピストン円板面積 (122.5cm<sup>2</sup>)

$F_p$  : ピストンが押す力 (N)

$P_s$  : ばねがピストンをもどす力 (N)

$k$  : ばね定数 (8.5171N/mm)

$\delta$  : ばねのたわみ (22mm)

とすると、

$$F_p = S_p p \tag{6}$$

$$F_s = nk \delta \tag{7}$$

となる。

$$\begin{aligned}
 \text{よって、} Q &= F_p - F_s \\
 &= (S_p p - nk \delta) \tag{8}
 \end{aligned}$$

となる。

また、多板式クラッチでの摩擦力によるトルクは式(4)で求めたトルクの、接触面数倍となる。本すべりクラッチ装置は外側板11枚、内側板10枚であり、したがって、接触面の数は20である。また、出力側で歯数29枚、117枚の歯車で減速されているので、出力軸での伝達トルクは式(4)より、

$$\begin{aligned}
 T &= \mu (S_p p - nk \delta) (r_1 + r_2) / 2 \\
 &\quad \times 1/20 \times 117/29 \tag{9}
 \end{aligned}$$

となる。式(9)より摩擦係数  $\mu$  は

$$\begin{aligned}
 \mu &= 2T / (S_p p - nk \delta) (r_1 + r_2) \\
 &\quad \times 20 \times 29 / 117 \tag{10}
 \end{aligned}$$

となる。

本研究では、実験より得られた伝達トルクの値より式(10)を用いて摩擦係数  $\mu$  を求めた。

### 5.3 実験結果および考察

Fig.13に押し付け力を変化させた場合の入力軸回転数に対する出力軸での伝達トルクを示す。ここで、押し付け力  $Q$  は、0.90, 2.10, 3.30, 4.50, 5.70kNであり、それらは制御油圧  $p$  を式(8)に代入して求めたものである。この図より、出力軸での伝達トルクは、押し付け力の増加とともに増加していることがわかる。これは、押し付けの増加によってクラッチ板間での摩擦トルクが増加する事によるものと考えられる。Fig.14に押し付けの力での摩擦係数の最大値および最小値を示す。この図から、押し付けの力の増加とともに摩擦係数も増加していることがわかる。押し付け力が0.90kNのときに摩擦係数が約0.012で、5.70kNのときに0.1程度になっていることから、押し付け力の増加の増



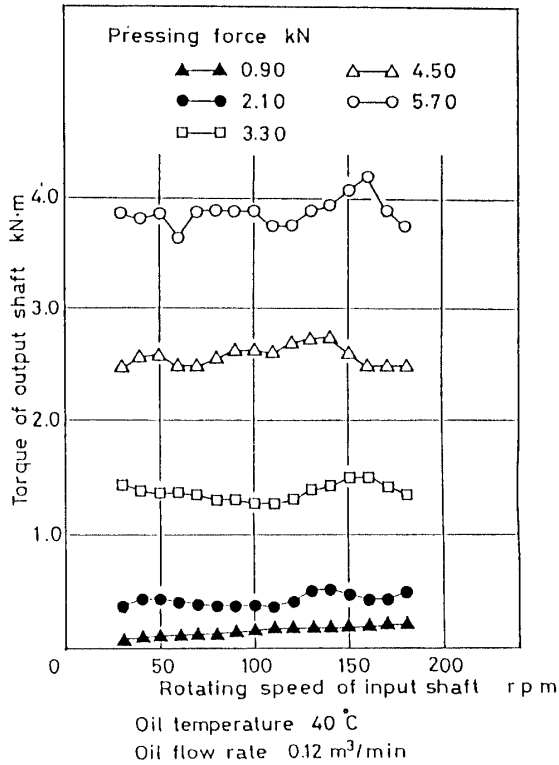


Fig. 13 The relation between torque of output shaft and pressing force.

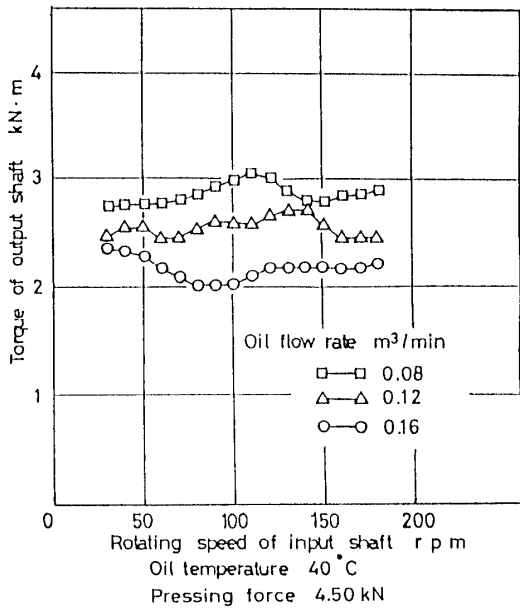


Fig. 15 The relation between torque of output shaft and oil flow rate.

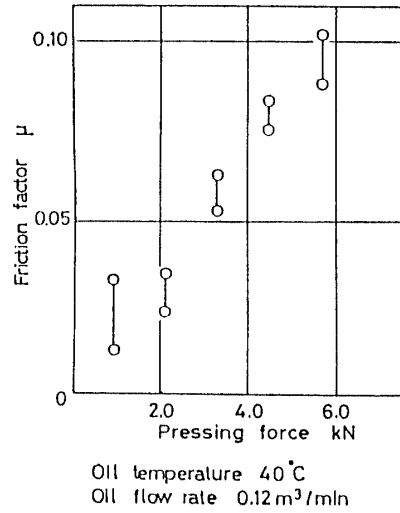


Fig. 14 The relation between friction factor and pressing force.

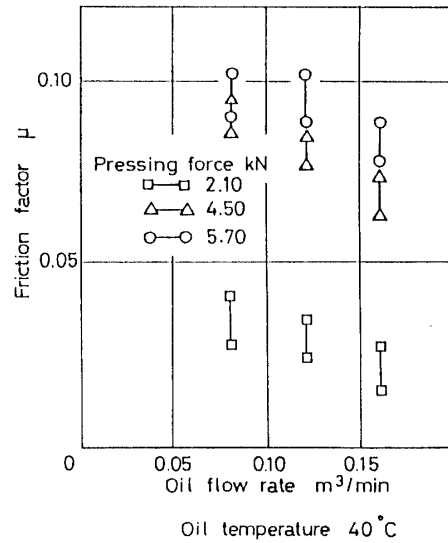


Fig. 16 The relation between friction factor and oil flow rate.

加とともにクラッチ板間では混合潤滑領域から境界潤滑領域への遷移状態であり、次第に過酷な潤滑状態になっていると予想される。

Fig. 15に冷却油流量変化に対する出力軸で伝達トルクを示し、Fig. 16に各流量での摩擦係数の最大値及び最小値を示す。伝達トルクは0.08m<sup>3</sup>/min、0.12m<sup>3</sup>/min、0.16m<sup>3</sup>/minの順に小さくなる。また、Fig. 16からわかるように流量の増加とともに摩擦係数も小さくなっている。これは、流量が多くなると、摩擦板間の隙間が大きくなるためであると考えられる。

Fig.17に冷却油温を変化させた場合の出力軸伝達トルクを示し、Fig.18に各油温での摩擦係数を示す。押し付け力が5.22kNの場合、温度が高くなるにしたがって、その伝達トルクも大きくなっている。これは、温度上昇によって油の粘度が低下して摩擦係数の増加したためと考えられる。1.98kN、2.2kNの場合に、5.22kNのときのような傾向が現われていないのは押し付け力が小さく、接触が十分でないと考えられる。

次に、摩擦による発熱の目安となるPV値を実験装置および実機例についてFig.19に示す。ここで、Pは摩擦板接触面圧(kgf/cm<sup>2</sup>)、Vはクラッチ摩擦板の平均線速度(m/s)である。クラッチ板摩擦面の面積をSとすると、

$$S = \pi(r_2^2 - r_1^2)$$

$$P = Q/S \tag{11}$$

式(8)を代入すると、

$$P = (S_p p - nk\delta) / \{\pi(r_2^2 - r_1^2)\}$$

$$V = r\omega$$

$$= (r_1 + r_2) / 2 \times 2\pi N / 60$$

$$= (r_1 + r_2) \pi N / 60$$

したがって

$$PV = (S_p p - nk\delta) N / \{60(r_2 - r_1)\} \tag{12}$$

通常、連続使用の場合でのPV値は10以下、断続使用の場合でのそれは20以下になるようにする<sup>3)</sup>。本実験の場合、最大で5.63kg f/cm<sup>2</sup>・m/sとなり許容範囲内である。しかし、事故の発生した実機においては、このすべりクラッチ装置が稼働される場合は、すべりクラッチ入力軸回転数が1320rpm~1550rpmでVP値が

最大で31.9kg f/cm<sup>2</sup>・m/sとなり、かなり過酷な状態で使用されている。

6. 結 言

本研究では、事故の発生した発電機構を有する船舶

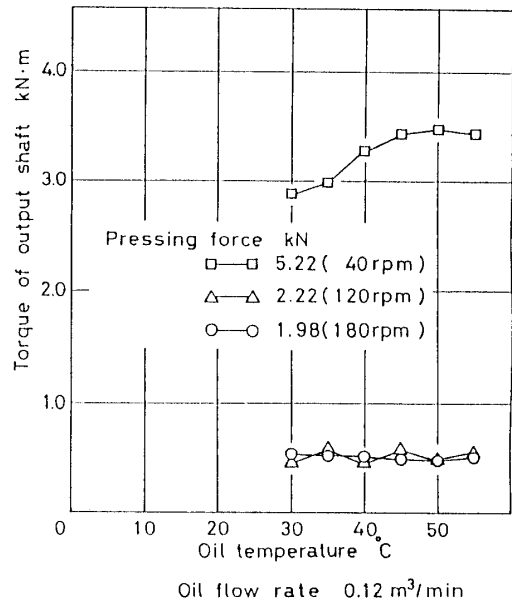


Fig.17 The relation between torque of output shaft and oil temperature.

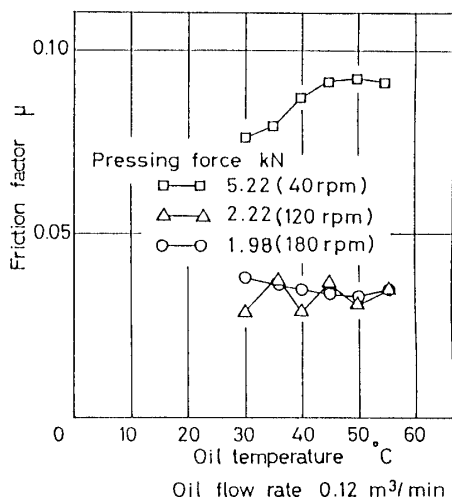


Fig.18 The relation between friction factor and oil temperature.

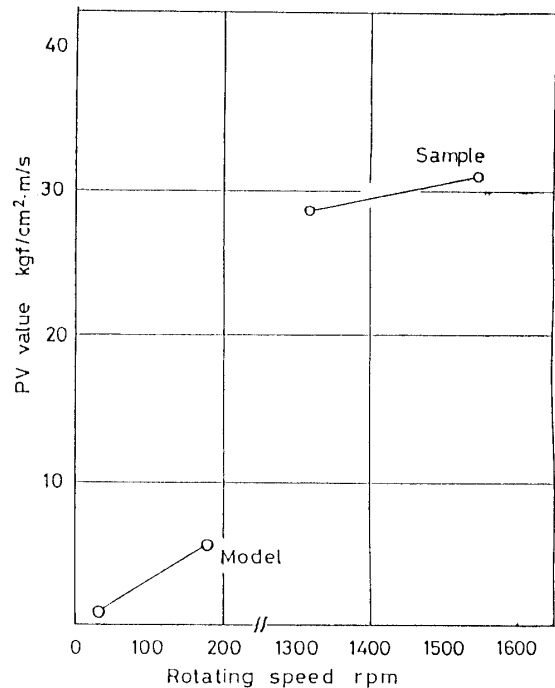


Fig.19 PV-value.

推進軸系を対象に、その事故原因を明らかにするために主機または補機メーカーによる実機実験結果に対する検討、実機実験結果とディーゼル機関の起振力を考慮した理論解析結果との比較、検討、発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置、およびすべりクラッチ装置を有するモデル実験装置で振動特性を実験を行った結果、次の結論を得た。

- (1) 事故の発生した発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する二つの船舶推進軸系に対して、主機または補機メーカーによって行われた実機実験結果を検討した結果、その事故原因は、発電機駆動状態で発生するねじり振動によるものであることがわかった。
- (2) 発電機駆動用すべりクラッチ装置を有する陸上試験装置に対して実験を行った結果、クラッチ板の摩擦による自励振動の発生が確認された。したがって事故の発生した船舶推進軸系において、発電機駆動状態で発生するねじり振動は、この自励振動によるものと考えられる。
- (3) 押し付け力の増加にともないクラッチ板間における摩擦係数が増加する。油の流量の減少にともないクラッチ板間における摩擦係数が増加する。油温の上昇にともないクラッチ板間における摩擦係数が増

加する。

- (4) すべりクラッチ機構を有するモデル実験装置、および事故の発生した実機のPV値を比較、検討した結果、実験装置のPV値は許容範囲より小さく、実機では許容範囲より大きいことがわかった。

#### 参 考 文 献

- 1) 富山 修：内燃機関のねじり振動と疲れ強さ、コロナ社（昭和31年）
- 2) 小山陽一、高橋 績：高弾性継手採用ディーゼル機関のねじり振動特性の考察、住友重機 技報、第22巻第66号（昭和49年）
- 3) 井沢 実：機械設計工学、理工学社（昭和52年）
- 4) 入江敏博：機械振動学通論、朝倉書店（昭和44年）
- 5) 日本潤滑学会編：潤滑ハンドブック、養賢堂（昭和62年）
- 6) バウデン・テイバー、曾田範宗訳：固体の潤滑と摩擦、丸善（昭和36年）
- 7) 木村好次、岡部平八郎：トライボロジー概論、養賢堂（昭和57年）
- 8) 桜井俊男：潤滑の物理化学、幸書房（昭和49年）

（平成元年4月12日受理）