

# ハイブリッド計算機による軸系ねじり振動応答解析

青木 秀男\*・道上 幸司\*\*・住吉 茂雄\*

## The Calculation Method of Torsional Vibration by Hybrid Computer

H. Aoki, K. Michigami and S. Sumiyoshi

The calculation of torsional vibration for the marine shafting systems is usually carried out by harmonic analysis method of resultant torque and estimated on the resultant amplitude of each order vibration. But it is not easy to calculate accurately resultant amplitude by taking account of the phase difference between each order vibration.

According to the calculation method by hybrid computer in this paper wave pattern of the resultant torque on each part of the shafting system is directly obtained, and it gives direct evaluation for strength design of the shafting. The calculation results for torsional vibration by this method are in good coincidence with those by energy method at a resonant condition.

### 1. ま え が き

クランク軸を含む軸系のねじり振動の発生原因は、シリンダ内ガス圧力とピストン往復動部質量の慣性力による和の機関回転力及びプロペラ回転力が考えられる。一般にこのような回転力（トルク）は周期的に変動し、調和解析することにより多くの調和成分（ハーモニック）に分けることができる。そしてこれらのトルクハーモニックのもつ振動数の一つが軸系の固有振動数の一つと一致すると軸系は共振状態となり、ねじり振動振幅が極めて大きくなる。そのため軸系内に大きなねじり振動付加応力が発生することとなる。

このようなトルクハーモニックを用い、エネルギー法によりねじり振動応答の解析を行うのが従来の一般的な方法であり、現在も広く用いられているねじり振動応答解析法である。

しかし最近是指圧線図、ピストン往復動部質量よりガス圧力と慣性力の合成トルク曲線を求め、その曲線波形をそのまま軸系の各クランクスローの起振外力として加え、Runge-Kutta法で解析する方法<sup>1)</sup>や、推移マトリックス法で解析する方法<sup>2)</sup>が発表されている。これらの方法で解析すれば、従来のエネルギー法による任意の機関回転数における最大振幅推定の不正確さが補え、異なった振動モードの異なった次数の危険回転数が近くに存在す

るような場合の機関回転数でのねじり振動振幅の推定も可能となる。

ここではいままでにねじり振動応答解析法として発表されたことのないハイブリッド計算機による解析法について述べる。すなわち合成トルク曲線波形を用いることは前述の Runge-Kutta 法、推移マトリックス法と同様にデジタル計算機内で行い、あらかじめ運動方程式をシミュレートしておいたアナログ計算機の各クランクスローに相当する演算部分に、デジタル計算機内で計算された合成トルク曲線波形を D-A 変換器を介し、各クランクスローの着火角度に相当する位相差をもたせて印加してねじり振動応答の解析を行う。更にアナログ計算機で求められた機関前端ねじり振動振幅波形、クランク軸ねじり振動応力波形、プロペラ軸ねじり振動応力波形等の各波形についての調和解析をデジタル計算で行う解析法について述べる。

軸系の強度に対するねじり振動応力変動の影響は、単一のトルクハーモニックによるねじり振動振幅によるものではなく、全ねじり振動振幅 (Peak to Peak 値) で評価されるものである。したがって近接した次数においてベクトル和が大きくなるような振動系 (例えば連続着火の V 型エンジン等) の場合及び 1 節と 2 節の振動応答が重畳する場合には、相互のすその干渉を解明する必要があるが、現行のエネルギー法では不可能である。

本報の解析によれば、軸系のねじり振動応力波形を直接応答解析によって求めることができるため、前記のよ

\* 技術研究所

\*\* 海外業務部

うな系についても正確にねじり振動応力が付加された実際の波形について  $P$ - $P$  値が求まり、強度計算の基礎とすることができる。更に本解析法の特徴としては1個(4/4負荷時)又は数個(1/4, 2/4, 3/4, 4/4負荷時)の指圧線図又は合成トルク曲線が求められていれば、解析の必要な機関回転数全域のねじり振動応答を求めることができることである。

## 2. 運動方程式

クランク軸を含む軸系は、従来より図1に示されるような線形の等価振動系に置き換えてねじり振動応答解析が行われている。

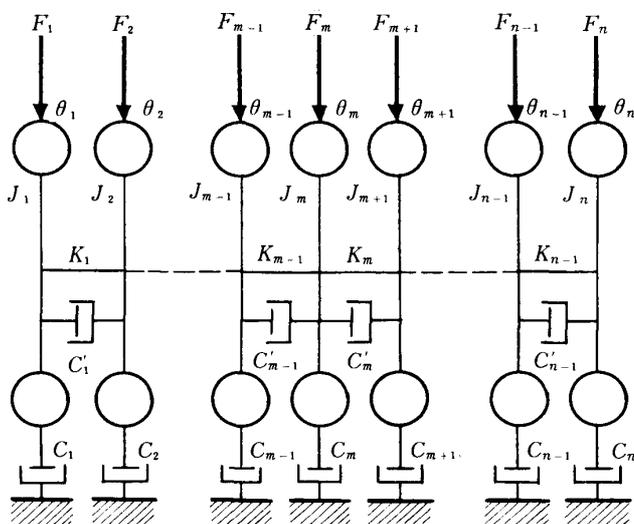


図1 多自由度等価ねじり振動系

第  $m$  番目質量における運動方程式は次式のように表される。

$$\begin{aligned} J_m \ddot{\theta}_m + C_m \dot{\theta}_m - C'_{m-1}(\dot{\theta}_{m-1} - \dot{\theta}_m) \\ + C'_m(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{m+1}) - K_m(\theta_{m-1} - \theta_m) \\ + K_m(\theta_m - \theta_{m+1}) = F_m(t) \end{aligned} \quad (1)$$

ここに、 $J_m$ : 質量の慣性モーメント [ $\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$ ],  $C_m$ : 質量の絶対速度に比例する粘性減衰係数 [ $\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{rad}/\text{s}$ ],  $C'_m$ : 質量間の相対速度に比例する粘性減衰係数 [ $\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{rad}/\text{s}$ ],  $K_m$ : 軸のねじりばね定数 [ $\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{rad}$ ],  $\theta_m$ : 質量のねじり実振幅 [ $\text{rad}$ ],  $F_m(t)$ : 質量に作用する起振トルク [ $\text{kg} \cdot \text{cm}$ ],  $m$ : 質量番号

(1) 式をアナログ計算機にシミュレートする場合、 $J_m$  等の各数値を(1)式に代入した式を直接シミュレートすることはできず、 $\ddot{\theta}_m$ ,  $\dot{\theta}_m$ ,  $\theta_m$  の最大値を推定したり、時間軸の圧縮あるいは拡大を行った後にシミュレートする<sup>3)</sup>。

そして  $F_m(t)$  で示される起振力(時間軸等の変換を行

った値)を印加することにより、 $\ddot{\theta}_m$ ,  $\dot{\theta}_m$ ,  $\theta_m$  の各時刻における値が得られる。

## 3. 解析に必要な諸数値

質量の慣性モーメント、軸のねじりばね定数についてはここでは省き、起振トルク及び減衰係数について以下若干説明する。

### 3.1 機関起振トルク<sup>1),2)</sup>

機関起振トルクは、シリンダ内のガス圧力によるトルクとピストン、連接棒の一部からなる往復動部質量の慣性力によるトルクの和であり、直列機関については次式で表される。

$$\begin{aligned} F_m(t) = (\pi/4) \cdot D^2 \cdot r \cdot P(\omega t) \cdot [\sin(\omega t - \varphi_m) \\ + \sin 2(\omega t - \varphi_m) / \{2\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega t - \varphi_m)}\}] \\ - M_{\text{rec}} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\omega t - \varphi_m) \\ + \{\lambda^2 \cos 2(\omega t - \varphi_m) + \sin^4(\omega t - \varphi_m)\} / \{\lambda^2 \\ - \sin^2(\omega t - \varphi_m)\}^{3/2}] \cdot \sin(\omega t - \varphi_m) \\ + \sin 2(\omega t - \varphi_m) / \{2\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega t - \varphi_m)}\}] \end{aligned} \quad (2)$$

ここに、 $P(\omega t)$ : シリンダ内ガス圧力 [ $\text{kg}/\text{cm}^2$ ],  $\omega$ : クランク回転角速度 [ $\text{rad}/\text{s}$ ],  $\varphi_m$ :  $m$  番目質量シリンダの1番目シリンダに対する着火位相差 [ $\text{rad}$ ],  $M_{\text{rec}}$ : 往復運動部分質量 [ $\text{kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}$ ],  $D$ : シリンダ直径 [ $\text{cm}$ ],  $r$ : クランク半径 [ $\text{cm}$ ],  $\lambda$ : 傾斜率 ( $\lambda = l/r$ ),  $l$ : 連接棒大小端間の中心距離 [ $\text{cm}$ ]

### 3.2 プロペラ起振トルク

プロペラ起振トルクは、プロペラ周辺伴流の変化により誘起され、その大きさはプロペラ推進回転力に比例すると考えられている。そして機関起振トルクの項で示されている(2)式に相当する式として、級数の形の次式で表されている<sup>4)</sup>。

$$F_m(t) = A_p \sum T_{mp} \sin(\omega_{fp} t + \alpha) \quad (3)$$

ここに、 $\omega_{fp}$ : 強制円振動数 ( $\omega_{fp} = N \times \omega_e$ ) [ $\text{rad}/\text{s}$ ],  $N$ : プロペラ翼数,  $\omega_e$ : 機関回転速度 [ $\text{rad}/\text{s}$ ],  $T_{mp}$ :  $\omega_{fp}$  に相応するプロペラ回転速度における平均プロペラトルク [ $\text{kg} \cdot \text{cm}$ ],  $A_p$ : プロペラ強制回転力常数 (0.05~0.15),  $\alpha$ : プロペラ強制力の位相 [ $\text{rad}$ ]

### 3.3 機関減衰係数

機関減衰には、ピストン~シリンダライナ間及びクランクジャーナル~主軸受間などの摩擦減衰、クランク軸のヒステリシス、クランク主軸受の遊げき内における軸の旋動による衝撃、クランクピンと軸受又は諸歯車間の衝撃による減衰などが含まれ、極めて複雑な特性を有する。これらの減衰を個々に定量的には握することは極めて困難であり、そこでこれらすべての減衰を総括して粘

性減衰と仮定した種々なる実験式，半理論式が発表されている。

一例をあげれば，振動の1サイクル中に加えられる起振エネルギーと，機関減衰により1サイクル中に吸収されるエネルギーを等置することによって，Holzer法により求めた機関の各クランクローの比振幅を用いて，次式により1シリンダ当たりの機関等価粘性減衰係数が求められる<sup>1)</sup>。

$$C_e = p \cdot \sum J_m (\theta_m - \theta_1)^2 / \{ M_e \cdot \sum (\theta_m / \theta_1) \} \quad (4)$$

ここに， $\theta_m / \theta_1$ ： $m$  番目質量の比振幅， $p$ ：固有円振動数 [rad/s]， $J_m$ ： $m$  番目質量の慣性モーメント [kg·cm·s<sup>2</sup>]， $M_e$ ：機関減衰のみを考慮した場合の動倍率 (25~100)

3.4 プロペラ減衰係数<sup>5)</sup>

プロペラが水中において比較的緩やかな速度変化で回転している状態 (平衡状態) においては，プロペラ回転により船が進行する場合プロペラ吸収馬力はプロペラ回転速度の3乗に比例する。一方馬力はトルクと回転速度の積に比例するのでプロペラトルクは回転速度の2乗に比例することになり，次式で表される。

$$Q = K \omega^2 \quad (5)$$

ここに， $Q$ ：プロペラトルク [kg·cm]， $\omega$ ：プロペラ回転速度 [rad/s]， $K$ ：プロペラ常数

ねじり振動が伴い回転速度に急激な変化が生じる場合には，プロペラトルクはもはや回転速度の2乗には従わず，より大きな指数で変化する。そこでプロペラ減衰係数がプロペラの瞬時角速度に対するトルク変動であることを考慮し，更にねじり振動による角速度変化を平衡状態の  $a$  倍としてプロペラ減衰係数を求めると，次式で表される。

$$C_p = a \cdot dQ/d\omega = 2aK \cdot Q/\omega \quad (6)$$

ここに， $Q$ ：プロペラトルク [kg·cm]， $\omega$ ：プロペラ回転速度 [rad/s]， $2aK$ ：常数 (3~4)

3.5 その他の減衰係数

クランク軸を含む軸系の減衰には，3.3 及び 3.4 で述べた減衰のほかに軸ヒステリシス減衰があり，更に軸系内に種々の減衰をもつ要素 (例えば発電機，ねじり振動減衰装置) が入る可能性がある。これらの減衰については種々なる資料<sup>4),5)</sup> が発表されているのでここでは説明を省くことにする。

4. 解析方法

解析方法は図2の概略フローチャートに示されているように，まず機関諸元，指圧線図を用いてデジタル計

算機内で合成トルク曲線を(2)式により求める。あるいは合成トルク曲線があらかじめ求められている時には，(2)式の計算を省いてその合成トルク曲線をそのままデジタル計算機に入力する。合成トルク曲線は単位が kg·cm の時には最大値が 10<sup>5</sup>~10<sup>7</sup> 程度の大きな値となるので浮動小数点方式で計算する。次にこの合成トルク曲線を D-A 変換器を通してアナログ量に変換してアナログ計算機の入力とするわけであるが，この D-A 変換は固定小数点方式となっており，“1”より大きな数値は D-A 変換できないので合成トルク曲線内の最大トルクが“1”以下になるように変換したのちに D-A 変換を行う。D-A 変換されたアナログ量を直接各クランクローに印加するとアナログ計算機でねじり振動応答の演算を行う時に，ある増幅器の出力が演算電圧以上になること，あるいは逆に演算電圧が小さくなりすぎ演算精度が悪くなることもある。そこで D-A 変換されたアナログ量を精度のよい演算電圧で演算できるように，増幅

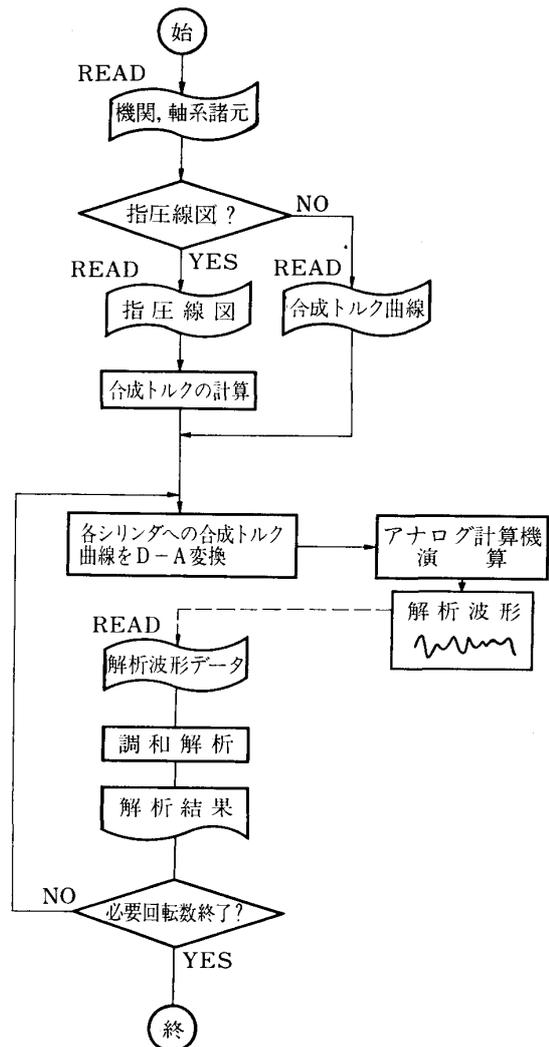


図2 概略フローチャート

器やポテンショメータを通して適切な電圧に変化させたのちに、各クランクスロー部に印加する。このようにアナログ計算機の入力電圧を変化させても、**図 1**に示したような線形の系の場合には、入力電圧の変化に比例して出力電圧が変化するので正しい解を得ることができる。ただし各クランクスロー部に合成トルク曲線波形を印加する際に、各シリンダの着火角度に相当する位相差をもたせて印加することはもちろんである。

以上のようにしてアナログ計算機で演算させた時、軸系内の各部の振動解が得られ、この定常な解波形を直視できるように記録する。そしてその記録波形を Runge の 48 項目フーリエ級数調和解析公式を用いて調和解析し、軸系内の各部の機関回転数に対する各振動モード、各次数の振動振幅、軸振動応力振幅を求める。

なお解析は当会技術研究所に設置されているハイブリッド計算機（アナログ計算機：ALS-505、デジタル計算機：HiTAC-10、日立製作所）を使用し、合成トルク曲線、各クランクスローのねじり振動、クランク軸ねじり振動応力等の各波形の記録は 4 チャンネルのレクテグラフ（三栄測器）にて行った。

#### 4.1 シリンダ内ガス圧力又は合成トルク曲線

機関の各回転数における指圧線図を (2) 式に代入して合成トルク曲線を求め、機関起振トルクとしてアナログ計算機に印加するので、解析を行う際にはシリンダ内ガス圧力又は合成トルク曲線のいずれか一方が分かっているればよい。

##### 4.1.1 1 サイクルの分割数

アナログ計算機に印加される合成トルク曲線波形は、D-A 変換器を介した後の波形であり、**図 3**の拡大図のような階段状の波形である。それ故**図 3**の拡大図に示されている分割間隔  $\Delta h$  を細かくする。すなわち合成トルク曲線波形 1 サイクルの分割数を多くすればするほど、原波形を忠実にアナログ計算機に印加することになる。

そこで**図 3**に示されている合成トルク曲線波形の 1 サイクルを 720 等分した場合と 1,440 等分した場合の波形を、それぞれアナログ計算機に印加し比較した。**図 4**が、ある軸系に対するそれぞれの合成トルク曲線波形に対する機関前端的ねじり振動波形である。この図より、合成トルク曲線波形の 1 サイクルを 720 等分した時と 1,440 等分した時のねじり振動解波形には差が見い出せない。それ故合成トルク曲線波形あるいはシリンダ内ガス圧力波形の 1 サイクルを 720 等分した波形を用いれば、ねじり振動の解としては満足のいく解が得られることが分かる。

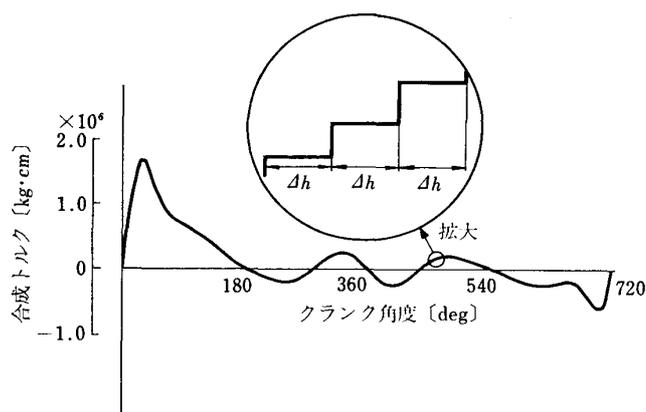


図 3 合成トルク曲線波形

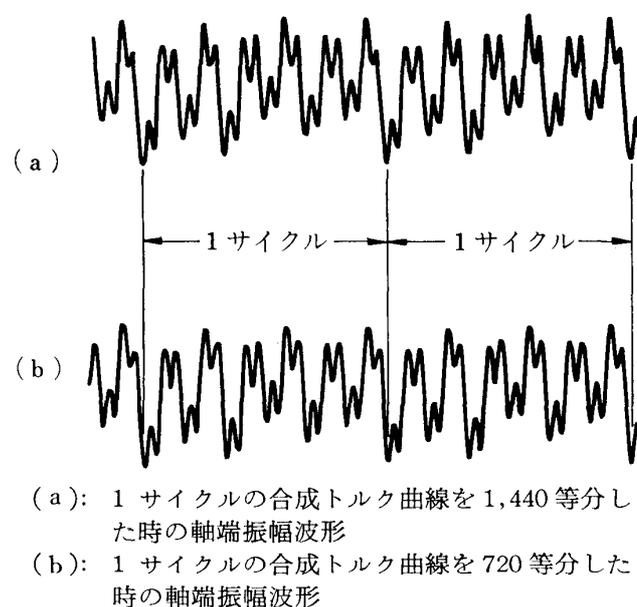


図 4 合成トルク曲線の分割数の比較

##### 4.1.2 圧力波形あるいは合成トルク曲線波形の近似

シリンダ内ガス圧力あるいは合成トルク曲線波形の 1 サイクルを忠実に 720 等分した場合と、72 等分した後各間隔の間を直線と仮定し更に 10 等分し合計 720 等分した場合の、それぞれの波形を用いた機関起振トルクをアナログ計算機に印加した。

この場合にもそれぞれの機関起振トルクに対する機関前端的ねじり振動解波形に差が見い出せなかった。それ故後者のように 72 等分した後に、更に 10 等分するシリンダ内ガス圧力あるいは合成トルク曲線の近似波形を用いても、ねじり振動の解として満足のいく解が得られることが分かる。

##### 4.1.3 圧力波形あるいはトルク曲線波形の必要数

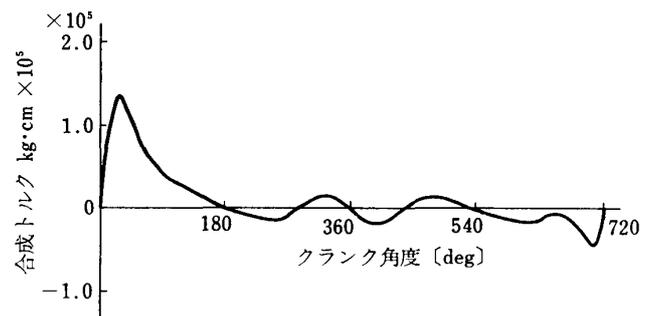
ねじり振動解析を行う場合、本来は各機関回転数におけるシリンダ内ガス圧力あるいは合成トルク曲線波形を用いるのが望ましい。しかし本解析法では 4.1.1 に示さ

れている1サイクルの分割数を変えずに分割間隔  $\Delta h$  (サンプリングタイム) の大きさを変化させれば、1サイクルの長さすなわち1サイクルの時間が変化し機関回転数が変化したことと同様になる。そして本解析法ではこの  $\Delta h$  の大きさを変化させることは、D-A 変換する時間間隔を変化させることであり、極めて容易に行うことができる。

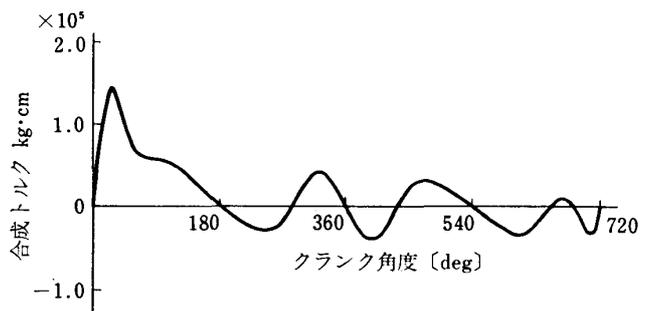
そこで図5 a), b) で示されている同一機関の2種類の機関回転数に対する合成トルク曲線を用い、分割間隔の大きさを種々変化させて各機関回転数に対するある軸系の機関前端におけるねじり振動振幅を求めた。図6に各機関回転数に対する最大振幅がプロットされている。なお同図には参考のために推移マトリックス法での若林ら<sup>2)</sup>の計算結果もプロットしてある。

同図より合成トルク曲線波形として使用した2種類の機関回転数(ここでは1,250 rpmと1,880 rpm)の中間の回転数(1,500 rpm)より低い回転数については、低い機関回転数(1,250 rpm)の解を取り、1,500 rpmより高い回転数については、高い機関回転数(1,880 rpm)の解を取ることで、機関のかなりの範囲の回転数に対する軸系のねじり振動応答が求まることになる。それ故機関の使用回転数域についてのねじり振動応答を求めるには1/4, 2/4, 3/4, 4/4の4種の負荷時に対する指圧線図又は合成トルク線図が求まっていればよいと考えられる。

更に図6について考察すれば、1,500 rpmより低い機



(a) 1,250 RPM



(b) 1,880 RPM

図5 2種類の回転数における合成トルク曲線

関回転数の範囲では振動応答に大きな差がなく、高い機関回転数範囲に差が見い出せるので、機関の連続最大出力回転数に近い回転数における指圧線図又は合成トルク曲線が求められていれば、機関の使用回転域のねじり振動応答を求めることが可能であるとも考えられる。

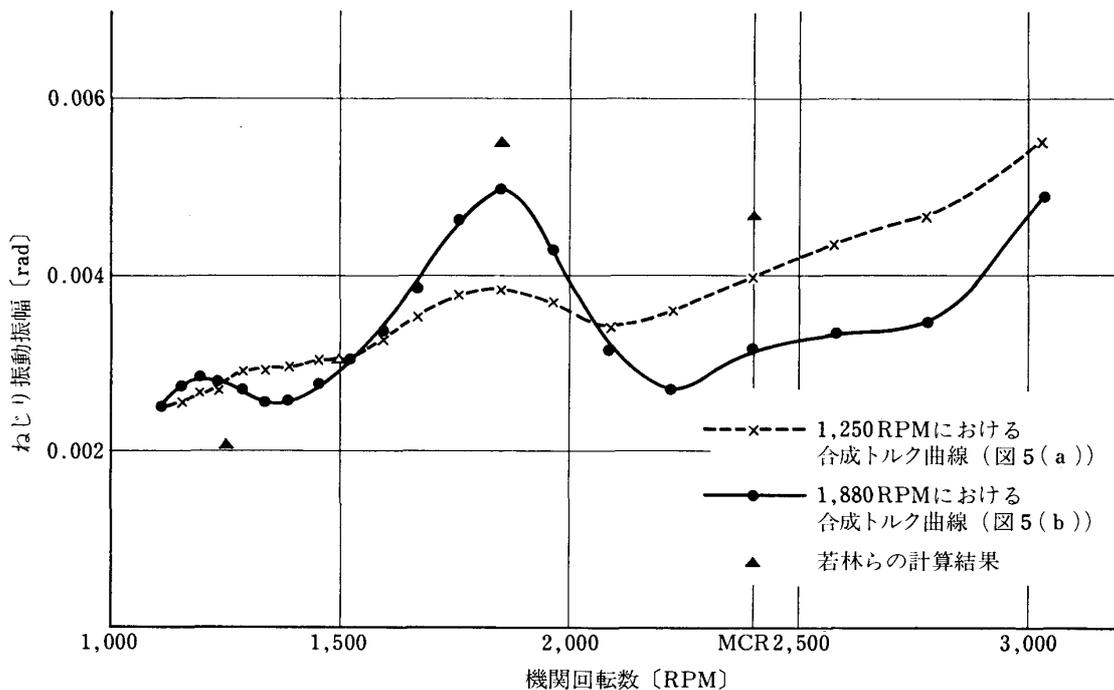


図6 2種の合成トルク曲線によるねじり振動振幅の比較

そこで 4/4 負荷時の指圧線図のみを用いて、機関軸系のねじり振動応答を解析した例を次に述べる。

### 5. 解析例

解析対象軸系の各諸元を表 1 に、4/4 負荷時のクラン

表 1 解析対象軸系の各諸元

主	サイクル数	4
	シリンダ数	6
機	シリンダ直径	400 mm
	ストローク	600 mm
関	最大出力/回転数	2,600 PS/290 rpm
	点火順序とクランク角度	1 <sup>120°</sup> 4 <sup>120°</sup> 2 <sup>120°</sup> 6 <sup>120°</sup> 3 <sup>120°</sup> 5 <sup>120°</sup>
	傾斜率	4.1667
プロペラ軸	クランク軸最小軸径	310 mm
	軸長	6,650 mm
プロペラ	直径	270 mm
	翼数	4
	直径	2,500 mm
	ピッチ	1,630 mm

ク角度 10° ごとのシリンダ内ガス圧力値を表 2 にそれぞれ示す。

機関の 1 シリンダ当たりの減衰係数は不明であるので、(4) 式を用いて推定し絶対速度に比例する粘性減衰とした。またプロペラ減衰係数も (6) 式を用いて求めた。ヒステリシス減衰についてはここでは無視することとし、この減衰が主に 2 節振動モードの時のねじり振動振幅に影響を与えることから、同様に 2 節の振動モードの時のねじり振動振幅に影響を与える機関減衰係数を前述の推定値より若干大きくした。

以上の結果より本解析対象軸系の等価軸系は図 7 のようになる。

起振トルクについては、プロペラ起振トルクによる危険次数が本解析対象軸系においては機関起振トルクによる危険次数と一致しないので、機関起振トルクのみを考慮することとした。表 2 の 4/4 負荷時のシリンダ内ガス圧力を (2) 式に代入して機関の合成トルク曲線を求めると、その波形は図 8 (図 9) a) のようになる。

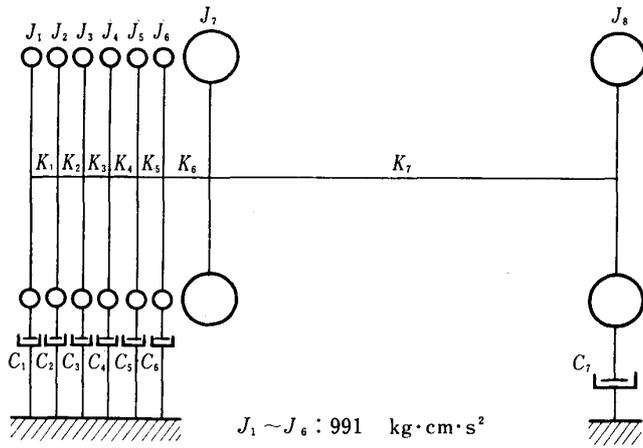
以上で (1) 式に示されている運動方程式のすべての数値が決定されたことになり、ハイブリッド計算機による軸系ねじり振動応答解析が可能となる。

#### 5.1 解析結果

図 8 及び図 9 に機関回転数 252.5 rpm と 331.5 rpm における No. 1 クランクローに印加される合成トルク曲

表 2 4/4 負荷時のシリンダ内ガス圧力

クランク角 度 [deg]	シリンダ圧 力 [kg/cm <sup>2</sup> ]	クランク角 度 [deg]	シリンダ圧 力 [kg/cm <sup>2</sup> ]	クランク角 度 [deg]	シリンダ圧 力 [kg/cm <sup>2</sup> ]	クランク角 度 [deg]	シリンダ圧 力 [kg/cm <sup>2</sup> ]
0	89.21	180	2.68	360	0.0	540	0.0
10	105.00	190	1.61	370	0.0	550	0.0
20	100.50	200	1.61	380	0.0	560	0.0
30	86.35	210	1.39	390	0.0	570	0.21
40	61.44	220	1.07	400	0.0	580	0.43
50	42.89	230	0.54	410	0.0	590	0.64
60	32.17	240	0.32	420	0.0	600	1.29
70	23.16	250	0.32	430	0.0	610	1.93
80	18.44	260	0.21	440	0.0	620	2.79
90	15.01	270	0.0	450	0.0	630	3.75
100	12.54	280	0.0	460	0.0	640	4.93
110	10.94	290	0.0	470	0.0	650	6.86
120	9.65	300	0.0	480	0.0	660	9.65
130	8.58	310	0.0	490	0.0	670	14.85
140	8.15	320	0.0	500	0.0	680	22.30
150	7.51	330	0.0	510	0.0	690	33.75
160	6.43	340	0.0	520	0.0	700	51.47
170	4.29	350	0.0	530	0.0	710	71.41



- $J_1 \sim J_6 : 991 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$
- $J_7 : 7,176 \text{ "}$
- $J_8 : 6,950 \text{ "}$
- $K_1 \sim K_5 : 1,123.6 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{cm}/\text{rad}$
- $K_6 : 680.3 \times 10^6 \text{ "}$
- $K_7 : 65.2 \times 10^6 \text{ "}$
- $C_1 \sim C_6 : 7,100 \text{ kg} \cdot \text{cm}/\text{rad}/\text{s}$
- $C_7 : 10,600 \text{ "}$

図 7 解析対象等価軸系

線、機関前端ねじり振動波形, No. 5 と No. 6 シリンダ間のクランク軸 (2 節振動モードの時にノードとなる軸) に発生するねじり振動応力波形, プロペラ軸に発生するねじり振動応力波形がそれぞれ示してある。

図 8, 図 9 に示されるような振動波形が定常解として各機関回転数について得られる。それらの波形の機関前端のねじり振動波形を調和解析した結果が図 10 である。6 次及び 9 次の危険回転数については、解析波形を観察していることにより比較的本解析例では危険回転数の判断が付きやすかったが、他の次数についてはその判断が付きにくかったために、解析した機関回転数のうちで振幅が最大となる機関回転数を危険回転数とみなして図 10 には表示してある。

図 11 及び図 12 はクランク軸のねじり振動応力波形, プロペラ軸ねじり振動波形を調和解析した結果であり、これらの図についても図 10 と同様に、解析した機関回転数のうちで応力振幅が最大となる回転数を危険回転数として表示してある。

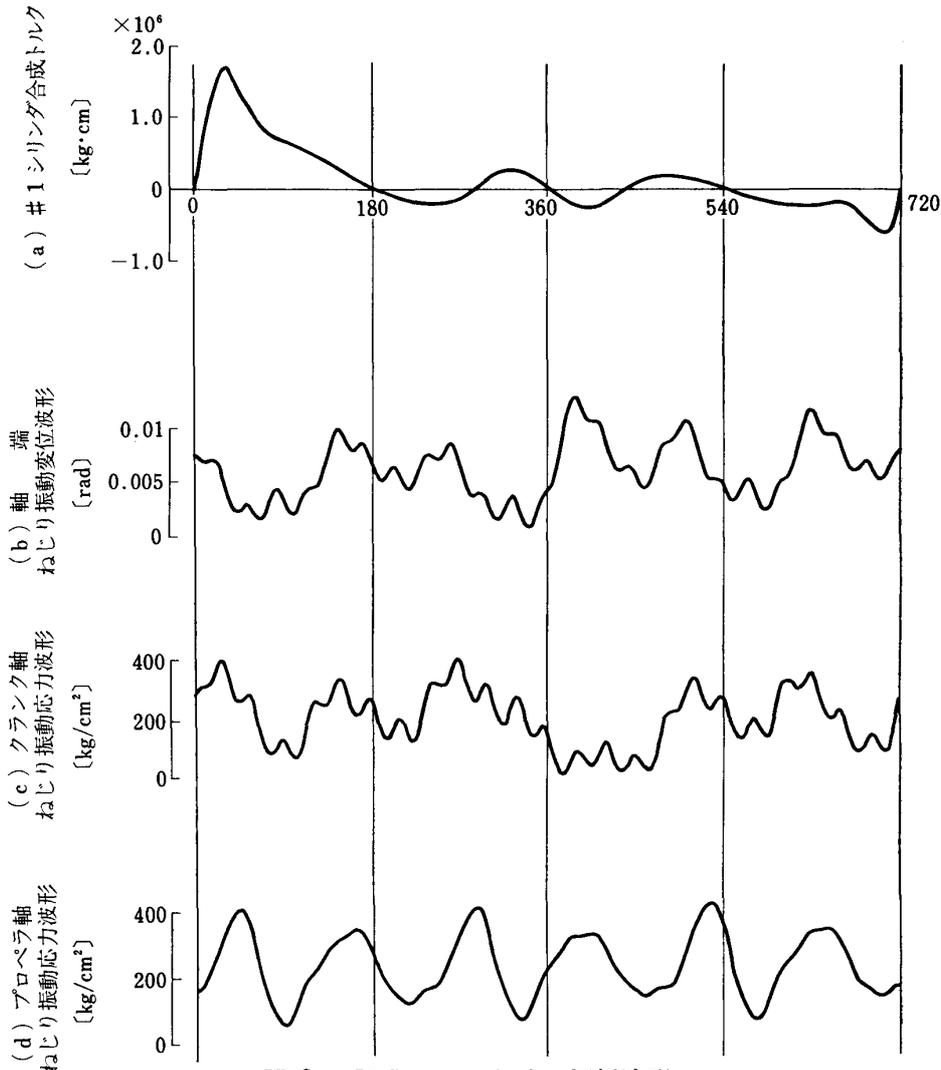


図 8 252.5 rpm における解析波形

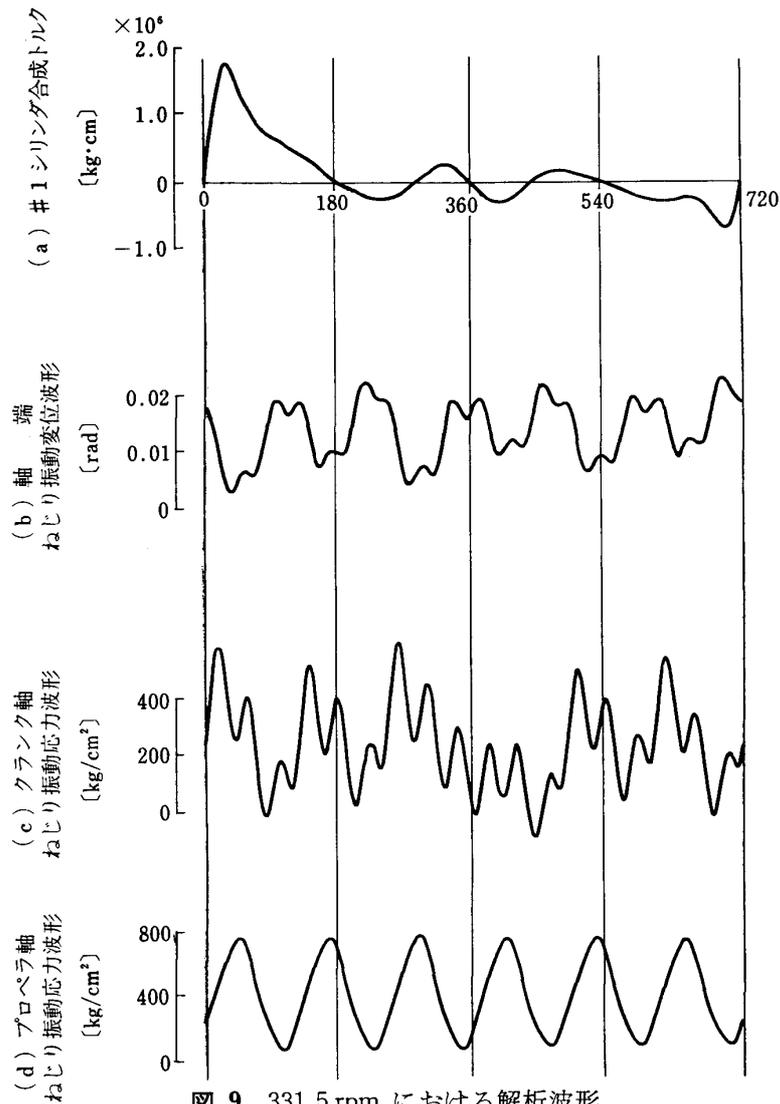


図 9 331.5 rpm における解析波形

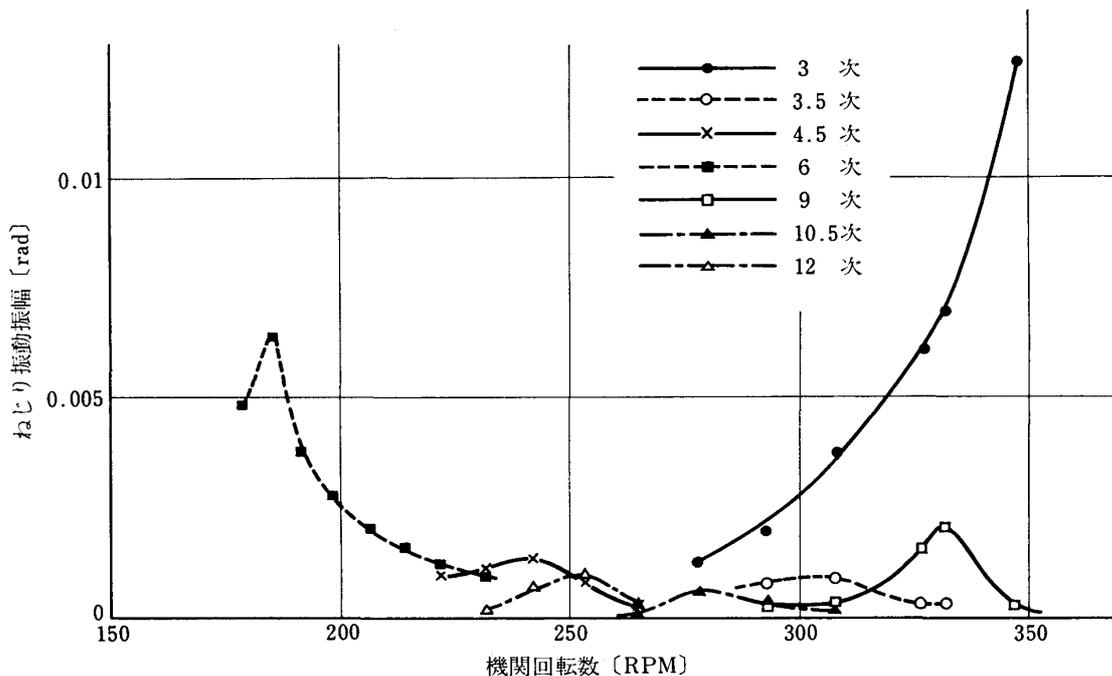


図 10 機関前端ねじり振動振幅調和解析結果

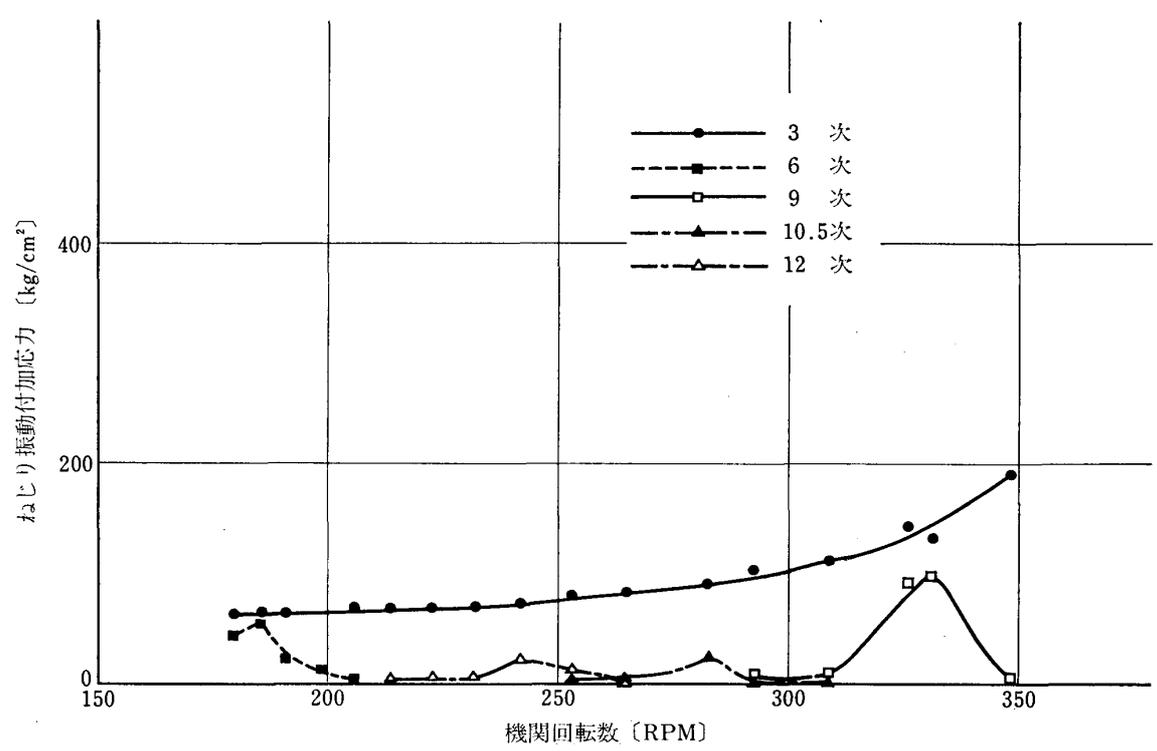


図 11 クランク軸に発生するねじり振動付加応力調和解析結果

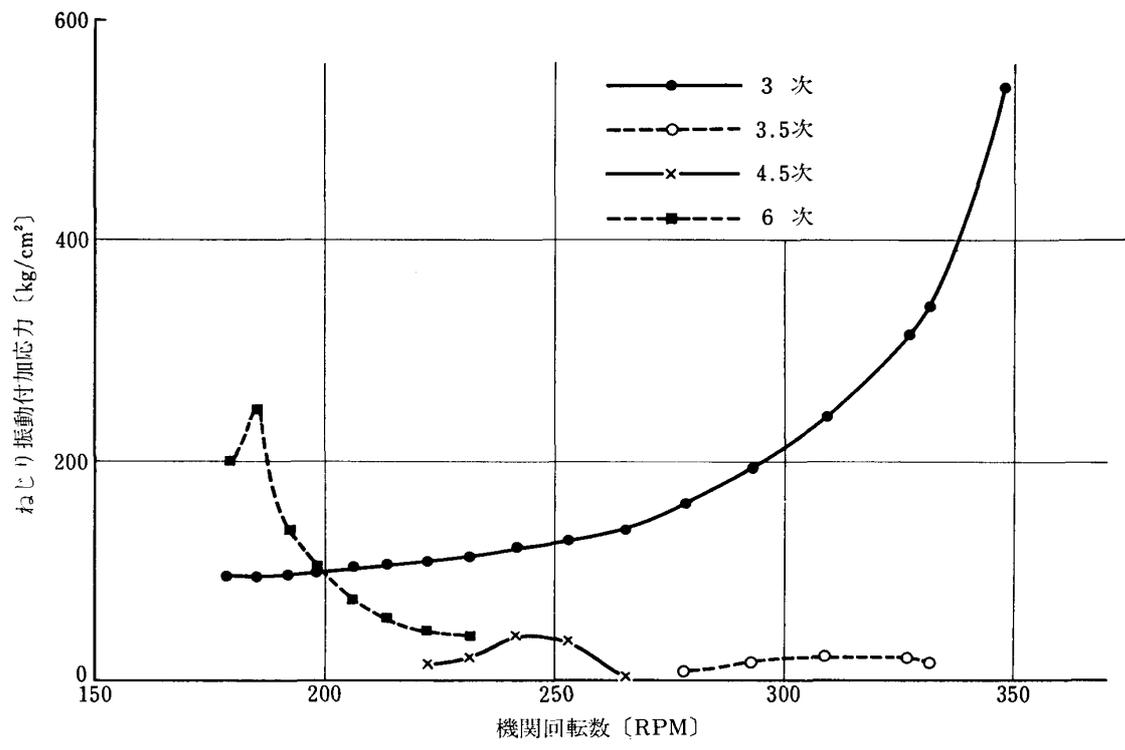


図 12 プロペラ軸に発生するねじり振動付加応力調和解析結果

図 11 に示されているクランク軸のねじり振動応力については 2 節振動モードの 9 次, 10.5 次, 12 次成分の応力のほかに 1 節振動モードの 3 次, 6 次成分の応力が含まれており, これら 1 節振動モードの両次数の応力振幅の方が 2 節振動モードの各次数の応力振幅より大きい

ことがはっきりと分かる。  
 図 12 のプロペラ軸に生ずるねじり振動応力についていえば, 調和解析の結果 1 節振動モードの応力振幅は大きく 2 節振動モードの応力振幅は極めて小さい。それ故 図 12 には 1 節振動モードのねじり振動応力振幅のみが

表示してある。

## 5.2 解析結果の検討

本解析法で得られた各部の振動波形を実測波形と比較することが望ましいのであるが、解析例のような軸系に対してはエネルギー法で求めた危険回転数及びその回転数でのねじり振動振幅は実測値と比較的良好一致を示す。それ故ここではエネルギー法で求めた値との比較を行うこととする。

表3は危険回転数と機関前端におけるねじり振動振幅を、表4はクランク軸及びプロペラ軸に発生するねじり振動付加応力についての本解析法とエネルギー法による値の比較を示している。

表3 本解析法とエネルギー法との比較（危険回転数，軸端振幅）

節数	次数	本解析法		エネルギー法	
		機関回転数 [rpm]	振動振幅 [rad]	機関回転数 [rpm]	振動振幅 [rad]
1	3.5	307.5	0.00095	319.8	0.00087
	4.5	241.5	0.00125	248.7	0.00105
	6.0	185.0	0.00635	186.6	0.00541
2	9.0	331.5	0.00200	330.4	0.00140
	10.5	277.5	0.00055	283.2	0.00087
	12.0	252.5	0.00090	247.8	0.00105

表4 本解析法とエネルギー法との比較（応力振幅）

軸名	次数	本解析法	エネルギー法
プロペラ軸	3.5	21.1	33.0
	4.5	40.0	39.1
	6.0	245.7	204.6
クランク軸	9.5	98.2	78.8
	10.5	26.4	49.3
	12.0	40.6	59.1
	6.0	58.0	60.0

ただし、応力振幅単位は kg/cm<sup>2</sup>

危険回転数についていえば、5.1でも述べたように解析波形を観察して危険回転数の判断のつきやすい1節6次及び2節9次を除いては5rpm程度の差が見られ、最も危険回転数の判断しにくい1節3.5次においては12rpmの差が生じている。このように危険回転数について差が生じている原因は、解析した機関回転数のうちで各次数における最大振幅の生じている回転数を危険回転数とみなしているためである。それ故細かく機関回

転数を変化させて解析すれば12rpmというような大きな差はなくなると考えられる。

振動振幅及び振動応力振幅についていえば、1節振動モードでは本解析法の値がエネルギー法の値より大部分が大きくなっており、1節振動モードに影響するプロペラ減衰係数が若干小さ目であるとも考えられるが、この程度の差であればほぼ満足のいく値であると考えられる。2節振動モードでは、本解析法による振動振幅が9次でエネルギー法より大きく、10.5次で逆にエネルギー法より小さくなっている。これは先にも述べたように解析波形を観察して9次の振動振幅のピークは比較的求めやすいが10.5次は求めにくく、10.5次については図10に示されている振動振幅のピークが本来のピークでないためであると考えられる。すなわち本来の振動振幅のピークは本解析値より大きいと考えられる。このことは12次についてもいえることである。更に調和解析をRungeの48項フーリエ級数調和解析を用い、記録波形の1サイクルを48等分し、スケールで波高を読み取り解析を行っているために、次数が高くなると精度が悪くなる。

以上の検討によりねじり振動全体を見れば、危険回転数、次数、振動振幅の本解析法による解は比較的良くエネルギー法による解と一致していると考えられる。それ故(4)式及び(6)式で機関減衰係数、プロペラ減衰係数を推定し、起振トルクとして4/4負荷時のシリンダ内ガス圧力波形より求めた合成トルク曲線のみを用いて軸系ねじり振動応答解析を本解析によって行えばある程度の機関前端ねじり振動振幅、ねじり振動付加応力振幅の推定が可能である。更にそれらの振幅を精度よく求めたい時には、4/4負荷時のみでなく1/4、2/4、3/4負荷時のシリンダ内ガス圧力を用いた合成トルク曲線を求め、それらによるねじり振動応答解析を行えばよいことになる。

## 6. あとがき

合成トルク曲線波形を原形のまま軸系のクランクローの起振トルクとして軸系ねじり振動応答解析を行っている前記二つの解析法では、各機関回転数における指圧線図又は合成トルク曲線を用いてその機関回転数のみの解析を行っている。それ故解析波形は実測波形に極めて近い波形となっている。

本解析法では、前記二つの解析法と同じく合成トルク波形をそのまま軸系の各クランクローに印加して解析を行うが、機関の各回転数における多くの指圧線図又は合成トルク曲線は用いず、1/4、2/4、3/4、4/4負荷時、極端な場合には解析例のように4/4負荷時のみの指圧線

図又は合成トルク曲線を用いて軸系ねじり振動応答解析を行うものである。そして本解析法によりねじり振動応答の振動振幅、振動応力振幅がピークとなる時の危険回転数、次数、機関前端ねじり振動振幅、各軸に発生するねじり振動付加応力振幅の推定が可能であることが解析例により確認された。

すなわち本解析法によれば、次のような値を求めることができる。

- (1) 危険回転数
- (2) 危険回転数並びに任意の機関回転数における等価軸系中の任意質量のねじり振動変位の変動波形及びその波形の調和解析値
- (3) 危険回転数並びに任意の機関回転数における等価軸系中の任意の軸に発生するねじり振動付加応力変動波形及びその波形の調和解析値

今回は解析波形と実測波形との比較を行っていない。これは解析に当たって起振トルクとして機関起振トルクのみを採用し、プロペラ起振トルクを無視したためであり、今後はプロペラ起振トルクも導入した形で解析を行い実測波形との比較を行いたいと考えている。

また今回は調和解析の際のデータ作成を A-D 変換器

を使用せずに行ったので、解析波形の読みに誤差が含まれる可能性があり、時間的にもロスが多い。そこで A-D 変換器を使用するプログラムに現在変更中であることも記しておく。なお、本解析法は軸系のねじり応力を振動を含めて総合的に演算し、強度計算に用いることを目的とするトータルシステムの一部であり、機械的応力(振動倍率 1 の場合)と振動付加応力を別個に規制する現在の規則体系を全面的に改めることを目標としている。

最後に解析データの整理に当たりご助力いただいた機関研究室各員に深く感謝の意を表します。

### 参 考 文 献

- 1) 神田好作, 岸芳夫, 高田和子: 三菱重工技報, Vol. 8, No. 1 (昭 46), p. 1
- 2) 若林克彦, 関 敏郎: 舶機誌, Vol. 11, No. 11 (1976), p. 12
- 3) 例えば, 本田 昭: アナログコンピュータの基礎と演習 (昭 51), p. 24
- 4) R. H. Salzman and P. R. Pamidi: ISME Tokyo 論文集 (1973), 3-4-1
- 5) 赤堀 昇: 船用主機関のねじり振動 (昭 41), p. 162
- 6) 例えば, 小山陽一, 高須 績: 住友重機械技報, Vol. 22, No. 66 (1974), p. 31

### 技術関係文書

昭和 52 年 8 月から 10 月までの間、関係方面に対し直接又は各支部を介して通知した技術関係文書の主なるものは次のとおりである。

件 名	文書番号	日 付
量産機器の検査要領一部改正 (6. 排気タービン過給機・ 新設) の件	77 MM 130ED	8 月 2 日
リベリア船の Inflatable Life- raft への乗込みの件	77 KG 1231G	8 月 8 日
1972年国際海上衝突予防規則 の件	77 KG 1213G	8 月 8 日
Self-Contained Breathing Ap- paratus の要件	77 KG 1244H	8 月 11 日
IMCO Gas Code が適用され ないリベリア籍 Gas Carrier に対する“Certificate” 発 行の件	77 KG 1247G	8 月 11 日
4 ストローク, ディーゼル機 関のロッドボルトの弛緩, 破断と連接棒の足出し事故 の防止について	77 MM 144ED	8 月 16 日
2 ストローク, クロスヘッド 形ディーゼル機関の掃除空 気室の消焰装置の設置につ いて	77 MM 129ED	8 月 17 日

ギリシャ籍貨物船 (タンカー も含む) の消火設備の件	77 KG 243G	9 月 1 日
1972年国際海上衝突予防規則 の件	77 KG 1521G	9 月 20 日
昭和52年度船舶整備公団共有 貨物船の載貨重量等の鑑定 の件	77 BI 1051Z	9 月 28 日
船舶安全法施行規則改正に伴 う海上コンテナの検査に関 する件	77 HG 85M	10 月 5 日
海上コンテナの検査及び関係 資料送付に関する件	77 HG 88M	10 月 19 日
ローディングマニュアルの審査 業務に関する件	77 HC 499Z	10 月 24 日
海上コンテナのマーキングに 関する件	77 HG 90M	10 月 27 日
防火構造設備規則の適用に関 する件	77 HG 91P	10 月 31 日

上記の文書について、お問い合わせ、ご質問など、おありの方は、当会本部又は各支部、事務所にご連絡下さい。