

ねじり振動発生装置に関する一考察*

大崎 栄喜・古賀 勝之

A Note on a Torsional Vibration Generator

By

Eiki OSAKI and Katsuyuki KOGA

This paper describes the design method of a torsional vibration generator which can reproduce the torsional vibration of an arbitrary wave form. In order to perform the torsional vibration tests for the internal combustion engine, a torsional vibration generator which can reproduce the environmental conditions of the actual machine is required in laboratory tests. Although the mechanical system torsional vibration generator has been studied by several groups, it is difficult to get an arbitrary torsional vibration wave form using that system. To solve this problem, this studies applied the theory of positional servomechanism to the trial manufacture of the electro-hydraulic system torsional vibration generator. The authors set up the transfer function which expressed the characteristics of this system, and compared the theoretical results with the experimental results. Consequently the theoretical results which were obtained from this transfer function agreed well with the experimental results. Therefore, the relationship between the moment of inertia of load and frequency characteristics was sufficiently estimated from this transfer function. The results obtained through this studies are considered to be useful as the fundamental data for designing the electro-hydraulic system torsional vibration generator.

1. 緒 言

内燃機関の軸系は、ねじり振動による付加応力が原因で、軸の折損を生ずることがある。このため、軸系の設計にあたっては、その振動特性を詳細に検討する必要がある。

しかし、内燃機関の軸系は、構造が複雑なため、実機について直接振動解析することが困難な場合が多い。

そこで、軸系のねじり振動系モデルを作製し、実機と同一条件でシミュレーションすることが、振動発生機構解明の有効な手段となる。このシミュレーションのためには、軸系に加振トルクを加えるねじり振動発生装置が必要となる。このねじり振動発生装置は、内燃機関の軸系に生ずる変動トルクと同一の加振トルクを発生することを要求される。

ねじり振動発生装置として、この目的に適する

* 水産大学校研究業績 第914号, 1981年8月10受理。

Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No. 914. Received Aug. 10, 1981.

形式は、電気油圧式サーボ機構が最も優れている。

電気油圧式サーボ機構の研究は、すでに多くの研究者^{1),2)}によって行われている。

しかし、ねじり振動発生装置に関する研究は少ない。

筆者らは、研究の基礎段階として、電気油圧式サーボ機構の位置制御の閉ループ理論を応用して、ねじり振動発生装置を試作し、その動特性について考察を行った。

特に、本研究では、ねじり振動発生装置の制御系の特性を伝達関数に表し、この伝達関数による理論値と実験値との比較を行うとともに、周波数特性と負荷慣性モーメントとの関係について検討を行った。

この結果、一応満足する基礎資料を得たので報告する。

2. 主な記号の説明

- D_m : 油圧モータ 1 ラジアン当りの容量 (cm^3/rad)
 P_s : 供給圧力 (kg/cm^2)
 P_l : 負荷圧力 $= P_1 - P_2$ (kg/cm^2)
 P_1, P_2 : 油圧モータ左右の入口圧力 (kg/cm^2)
 Q_l : サーボ弁の負荷流量 (cm^3/s)
 Q_0 : サーボ弁の無負荷流量 (cm^3/s)

$$k_1 : \text{サーボ弁の内部抵抗} = 2P_s/\sqrt{3}Q_0 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^5)$$

$$k_2 : \text{サーボ弁の圧力増幅率} = 2P_s/\sqrt{3}i \quad (\text{kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{mA})$$

β : 作動油の圧縮率 (cm^2/kg)

L : 作動油の漏れ係数 ($\text{cm}^3/\text{kg} \cdot \text{s}$)

V : サーボ弁と油圧モータ間の配管及び油圧モータ内の容量 (cm^3)

x : サーボ弁の案内弁変位 (cm)

$G_v(s)$: サーボ弁の入力信号に対する案内弁変位までの伝達関数

i : サーボ弁の入力電流 (mA)

E_i : 基準入力電圧 (V)

E_f : 角変位のフィードバック電圧 (V)

E : 誤差電圧 (V)

K_a : サーボ増幅器のゲイン定数 (mA/V)

K_f : 角変位フィードバックゲイン定数 (V/rad)

T : 油圧モータの発生トルク ($\text{kg} \cdot \text{cm}$)

θ : 油圧モータの角変位 (rad)

J_m : 油圧モータの慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$)

J_l : 負荷の慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$)

B_m : 油圧モータの粘性係数 ($\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}/\text{rad}$)

B_l : 負荷の粘性係数 ($\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}/\text{rad}$)

s : ラプラス演算子

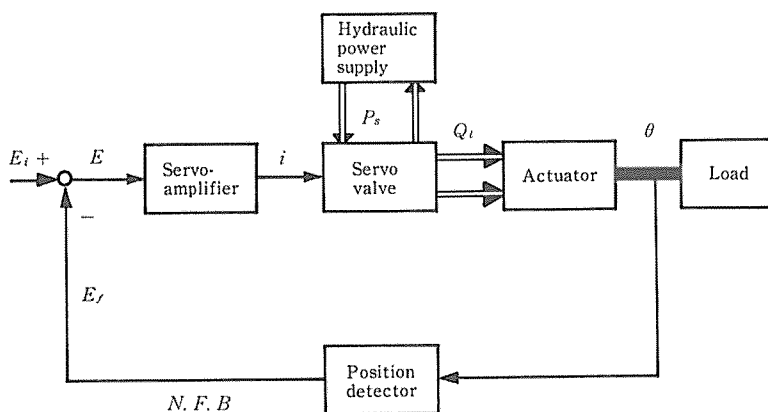


Fig. 1. Block diagram of electro-hydraulic system torsional vibration generator.

3. ねじり振動発生装置の構成

本研究で試作したねじり振動発生装置は、位置制御系の閉ループサーボ機構とし、その構成の概略図をブロック線図で Fig. 1 に、その外観を Fig. 2 に示す。



Fig. 2. Photograph of electro-hydraulic system torsional vibration generator.

本装置の制御信号の流れは、設定角変位を電圧信号（基準入力電圧） E_i としてサーボ増幅器に与え、一方出力角変位 θ を角変位検出器によって電圧信号 E_f に変換して検出し、サーボ増幅器の加算器で基準入力電圧と比較し、これを制御偏差（誤差電圧） $E = E_i - E_f$ としてサーボ増幅器で電流増幅し、サーボ増幅器の出力電流 i をサーボ弁に送る。

また、サーボ弁は、入力電流 i によってアクチュエータ（油圧モータ）に供給する圧油の方向と流量を制御し、制御偏差が小さくなる方向に作動し、この値がゼロとなる位置で制御を完了する。すなわち、このときのアクチュエータの角変位が設定角変位となる。

制御系は、周波数特性の改善と安定性を高めるために、直結の位置フィードバック閉ループとする。

3.1 サーボ増幅器

電気油圧式サーボ機構は、電気信号によって指令を与え、油圧駆動で制御を行う。この油圧駆動に必要なサーボ弁を制御するためにサーボ増幅器を使用する。

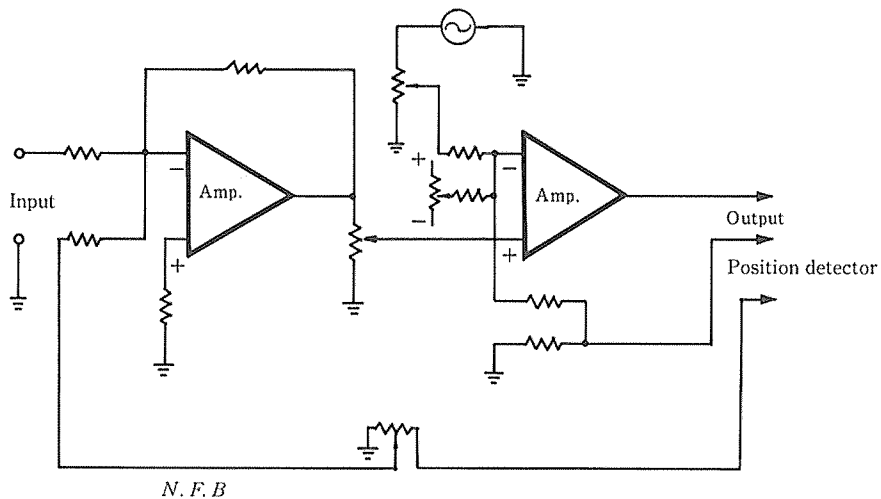


Fig. 3. Circuit of servo-amplifier.

このサーボ増幅器は、基準入力電圧と角変位フィードバック電圧を加算して電流増幅し、サーボ弁に電流を流す働きをする。

本装置では、サーボ増幅器として直流増幅器を使用する。また、直流増幅器の特性は一般に一次遅れと考えられる。しかし、実測の結果、直流増幅器の周波数帯域は1000 rad/s 以上となる。一方、ねじり振動発生装置で問題となる周波数帯域は、1000 rad/s に比べると、はるかに低いので、サーボ増幅器として使用した直流増幅器の特性を比例特性として取り扱う。

サーボ増幅器の回路図の概略をFig. 3に、ゲイン特性と周波数特性の実測値をFig. 4及びFig. 5に示す。

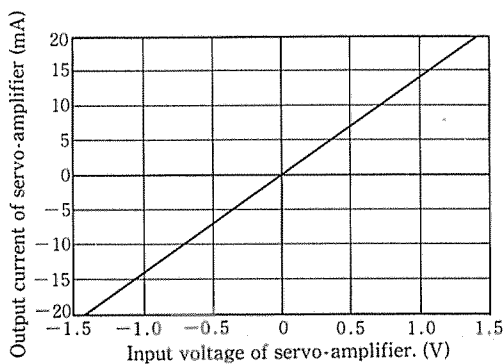


Fig. 4. Characteristics of servo-amplifier.

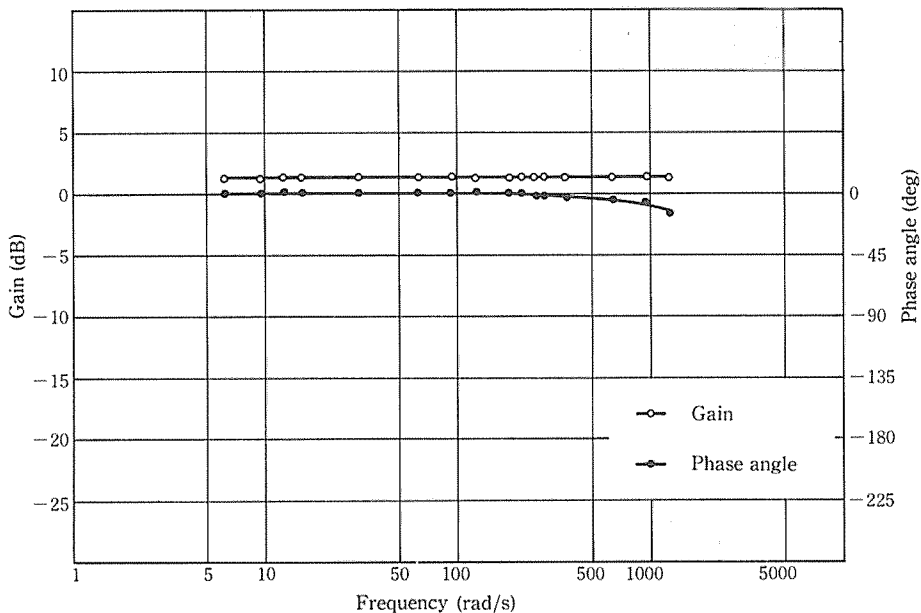


Fig. 5. Bode plot of frequency response of servo-amplifier.

3・2 電気油圧サーボ弁

電気油圧サーボ弁は、アクチュエータに流入する圧油の方向と流量を入力電流信号によって比例制御するサーボ要素である。

本装置では、入力電流に比例した出力圧油が得

られるノズルフラップ案内弁式サーボ弁を使用する。

電気油圧サーボ弁の入力電流に対する出力流量特性の実測値をFig. 6に示す。

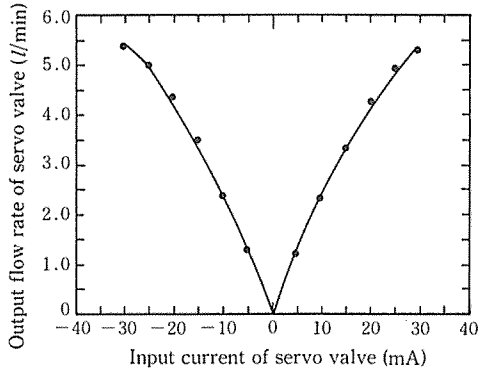


Fig. 6. Characteristics of servo valve.

3.3 油圧アクチュエータ

電気油圧サーボ機構の操作部に用いる油圧アクチュエータは、サーボ弁によって制御された圧油の流量に比例したトルク又は角変位を発生し、負荷慣性を駆動する要素である。

本装置では、油圧アクチュエータとして、1回転当り10.3 cm³の容量を持ったギヤモータを使用する。

3.4 角変位検出器

油圧モータの角変位の検出及びフィードバック信号変換器として、角変位に比例した出力電圧を発生するエンドレス形ポテンシオメータを使用する。

角変位検出器の角変位と出力電圧特性の実測値をFig. 7に示す。

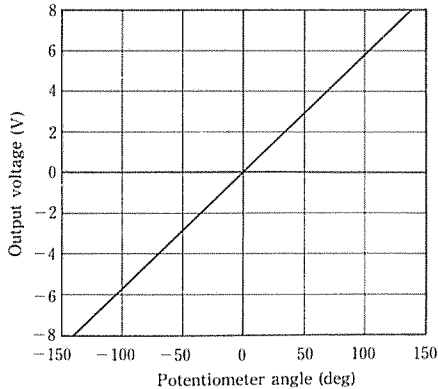


Fig. 7. Characteristics of potentiometer.

4. 制御系の伝達関数

Fig. 1に示すねじり振動発生装置の各要素の特性を表す特性方程式は一般に次のようになる。

サーボ増幅器の特性は、すでに述べたように、本実験の使用範囲内で比例とすると

$$\left. \begin{aligned} i &= K_a E \\ E &= E_i - E_f \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

で表される。

また、フィードバック電圧と角変位との関係は、

$$E_f = K_f \theta \quad (2)$$

となる。

サーボ弁入力電流とサーボ弁変位との関係は、

$$x = G_v(s) i \quad (3)$$

となる。

一方、サーボ弁案内弁の出力特性及び油圧モータの出力特性は一般に次式³⁾で表される。

$$\left. \begin{aligned} P_t &= k_2 x - k_1 Q_t \\ Q_t &= D_m \frac{d\theta}{dt} + LP_t + \frac{\beta V}{2} \frac{dP_t}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

負荷の特性は、バネの影響を無視すると、一般的な回転体の運動と考え、次式で表される。

$$T = D_m P_t = (J_m + J_l) \frac{d^2 \theta}{dt^2} + (B_m + B_l) \frac{d\theta}{dt} \quad (5)$$

ここで、式(1)から(5)までの初期条件をすべてゼロとしてラプラス変換すると、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} i(s) &= K_a \{E_i(s) - E_f(s)\} \\ E_f(s) &= K_f \theta(s) \\ x(s) &= G_v(s) i(s) \\ P_t(s) &= k_2 x(s) - k_1 Q_t(s) \\ Q_t(s) &= D_m s \theta(s) + LP_t(s) + \frac{\beta V}{2} s P_t(s) \\ T(s) &= D_m P_t(s) \\ &= (J_m + J_l) s^2 \theta(s) + (B_m + B_l) s \theta(s) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式(6)は各制御要素の特性を表す状態方程式である。

また、制御系全体の伝達関数は、式(6)より $i(s)$ 、 $\theta(s)$ 、 $x(s)$ 、 $P_t(s)$ 、 $Q_t(s)$ 及び $T(s)$ を消去することにより、次式で表される。

$$G(s) = \frac{E_f(s)}{E_t(s)} = \frac{k_2 K_a K_f D_m G_v(s)}{\left\{1 + \left(L + \frac{\beta V}{2} s\right) k_1\right\} \left\{(J_m + J_l) s^2 + (B_m + B_l) s\right\} + k_2 K_a K_f D_m G_v(s) + k_1 D_m^2 s} \quad (7)$$

ここで、サーボ弁の入力電流に対する案内弁変位は比例特性とすると、 $G_v(s) \approx 1$ と考えるよい。また、 $J_m + J_l = J$ とおき、 L 、 B_m 及び B_l は、省略できるほど小さな値と仮定すると、式(7)を次のように書くことができる。

$$G(s) = \frac{k_2 K_a K_f D_m}{\frac{JV\beta k_1}{2} s^3 + Js^2 + k_1 D_m^2 s + k_2 K_a K_f D_m} \quad (8)$$

この式(8)が電気油圧式ねじり振動発生装置の特性を表す伝達関数である。

5. 実験条件及び実験方法

実験に使用する実験装置の概略を Fig. 8 に示す。また、実験は、3. の Fig. 4 から Fig. 7 及び

油圧モータの仕様より求めた次の数値を設定して行う。

$P_s = 40 \text{ kg/cm}^2$, $Q_o = 133.7 \text{ cm}^3/\text{s}$, $K_a = 14 \text{ mA/V}$, $K_f = 3.28 \text{ V/rad}$, $V = 250 \text{ cm}^3$, $\beta = 0.7 \times 10^{-4} \text{ cm}^2/\text{kg}$, $D_m = 1.59 \text{ cm}^3/\text{rad}$, $k_1 = 0.34 \text{ kg}\cdot\text{s}/\text{cm}^5$, $k_2 = 1.54 \text{ kg/cm}^2\cdot\text{mA}$

ただし、負荷慣性モーメントは、次に示す7種類の円板を使用する。

$J = 2.90 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, $6.35 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, $11.72 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, $21.13 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, $34.97 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, $151.58 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, $427.26 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$

実験方法は、上述の各負荷慣性モーメントについて、制御系の入力波形として正弦波を加え、出力波形と比較する周波数応答実験とする。

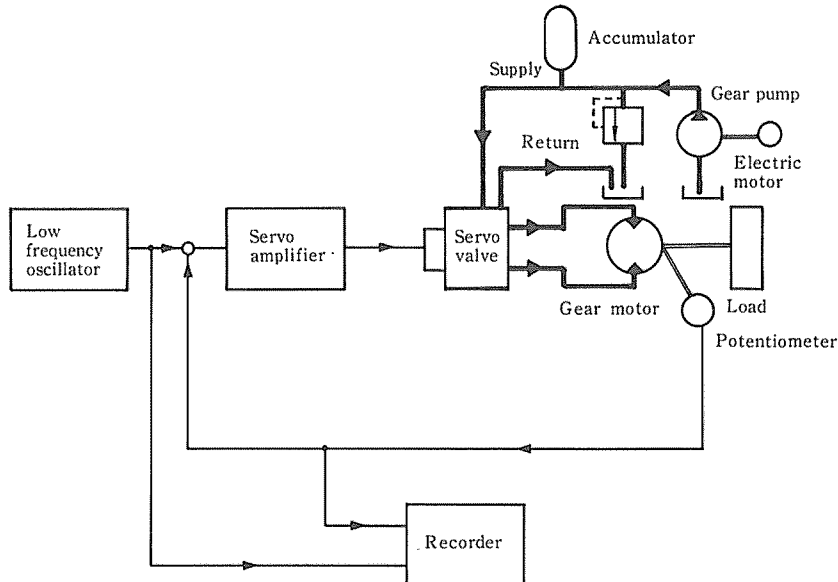


Fig. 8. Schematic diagram of electro-hydraulic system torsional vibration generator.

6. 伝達関数の周波数特性と 実験結果との比較

周波数特性の理論値と実験値の代表例として、式(8)の伝達関数に5.の諸数値(ただし、 $J = 2.90 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$)を代入した計算結果と実験結

果との比較を Fig. 9 にボード線図で示す。

Fig. 9 の結果より、周波数特性は理論値と実験値が良く一致している。

そこで、式(8)の伝達関数は実験に使用したねじり振動発生装置の動特性を表す理論式と考えてよい。

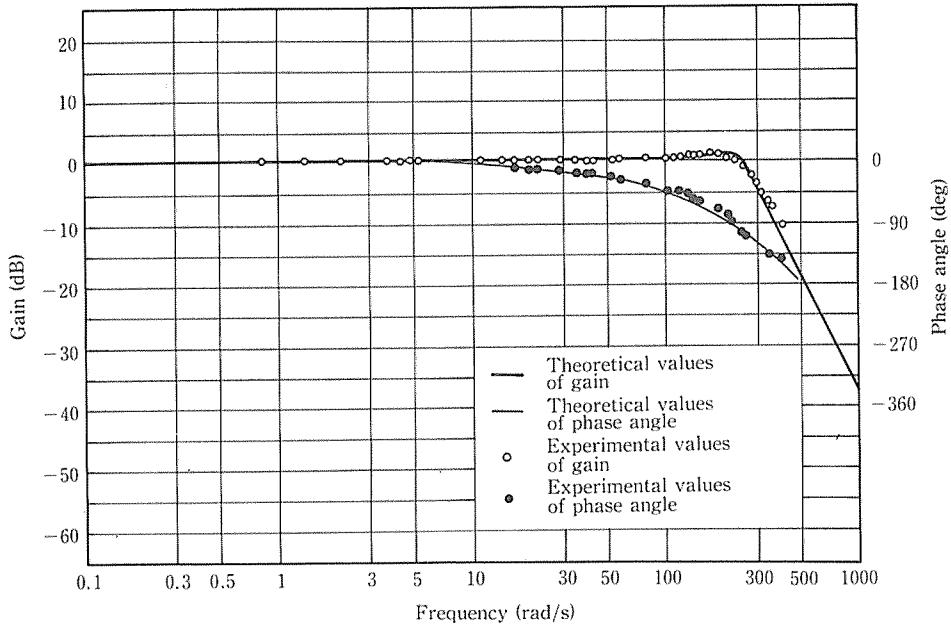


Fig. 9. Bode plot of frequency response of theoretical and experimental values.

7. 負荷慣性モーメントの周 波数特性に及ぼす影響

ねじり振動発生装置の実用にあたって、最も重要なことは、負荷慣性モーメントと周波数特性及び供給圧力との関係を検討することである。ここで、実用的なねじり振動発生装置の設計資料を得るために次のような検討を行う。

7-1 負荷慣性モーメントと周波数特性との関係

Fig. 10 は、負荷慣性モーメントと周波数特性と

の関係を検討するために、式(8)に5.の諸数値(ただし、 $J = 5 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, $10 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, $20 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, $40 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, $80 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, $160 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$)を代入してゲイン特性を計算し、その結果を近似的なボード線図に示したものである。

Fig. 10 より、周波数帯域(折点周波数)は、負荷慣性モーメントが大きくなると急激に狭くなることわかる。

また、Fig. 10 より得た負荷慣性モーメントとその周波数帯域との関係を5.の実験結果とともに

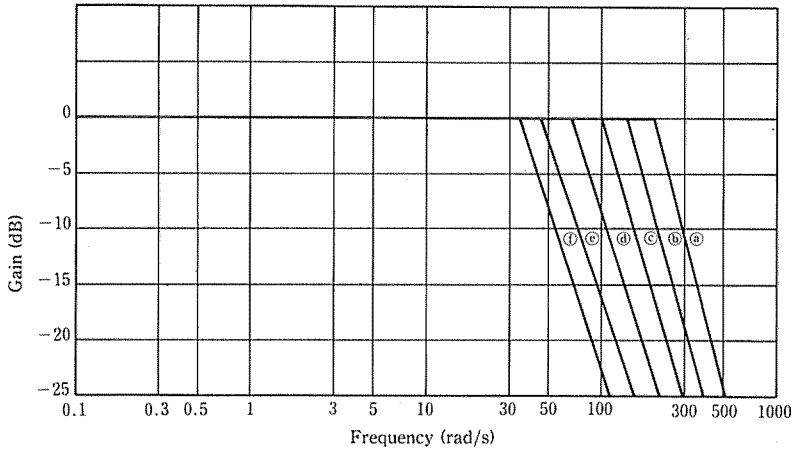


Fig. 10. The approximate frequency response of theoretical values for Eq. 8.

- Ⓐ : $J = 5 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, Ⓑ : $J = 10 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$,
- Ⓒ : $J = 20 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, Ⓓ : $J = 40 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$,
- Ⓔ : $J = 80 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$, Ⓕ : $J = 160 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$

Fig. 11 に示す。

この結果を見ると、理論値と実験値とは、負荷慣性モーメントと周波数帯域との関係についても、良く一致している。

7.2 供給圧力と周波数特性との関係

7.1の結果は、供給圧力 P_s を 40 kg/cm^2 としたときの理論値及び実験値についての比較である。

しかし、実用機の設計にあたっては、供給圧力を上げることにより、サーボ弁の出力流量を増加することが可能となる。

また、供給圧力の増加は、サーボ弁の出力流量に関する変数 Q_0 , k_1 及び k_2 に影響を与えることになる。

そこで、変数 Q_0 , k_1 及び k_2 が周波数特性に及ぼす影響について検討を行うため、供給圧力が増加したときの Q_0 , k_1 及び k_2 の諸数値

i) $P_s = 60 \text{ kg/cm}^2$: $Q_0 = 163.3 \text{ cm}^3/\text{s}$, $k_1 = 0.43 \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^5$, $k_2 = 2.31 \text{ kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{mA}$

ii) $P_s = 80 \text{ kg/cm}^2$: $Q_0 = 191.7 \text{ cm}^3/\text{s}$, $k_1 = 0.48 \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^5$, $k_2 = 3.08 \text{ kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{mA}$

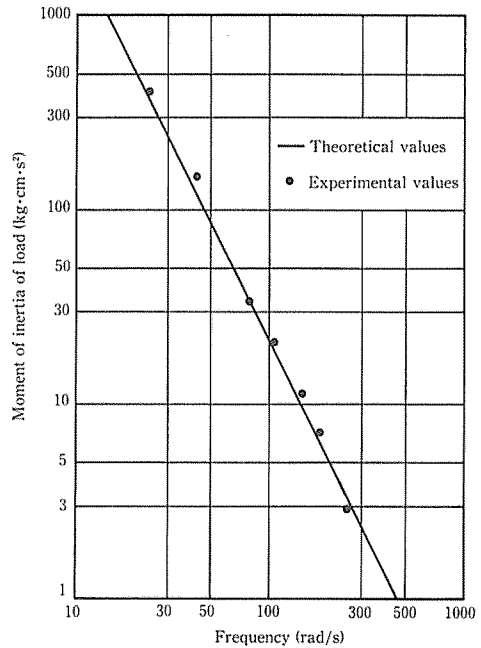


Fig. 11. Relationship between moment of inertia of load and bandwidth.

- iii) $P_s = 100 \text{ kg/cm}^2$: $Q_o = 210.0 \text{ cm}^3/\text{s}$, $k_1 = 0.55 \text{ kg}\cdot\text{s/cm}^5$, $k_2 = 3.85 \text{ kg/cm}^2\cdot\text{mA}$
 - iv) $P_s = 120 \text{ kg/cm}^2$: $Q_o = 233.3 \text{ cm}^3/\text{s}$, $k_1 = 0.59 \text{ kg}\cdot\text{s/cm}^5$, $k_2 = 4.62 \text{ kg/cm}^2\cdot\text{mA}$
 - v) $P_s = 140 \text{ kg/cm}^2$: $Q_o = 250.0 \text{ cm}^3/\text{s}$, $k_1 = 0.65 \text{ kg}\cdot\text{s/cm}^5$, $k_2 = 5.39 \text{ kg/cm}^2\cdot\text{mA}$
- を式(8)に代入しゲイン特性を求め、その周波数帯

域、負荷慣性モーメント及び供給圧力との関係を理論的に推定すると Fig. 12 に示すようになる。ただし、Fig. 12 の計算において、 P_s , Q_o , k_1 及び k_2 以外の諸数値は 5. 及び 7. で使用した値である。

この Fig. 12 の結果は、実用機設計にあたって、基礎資料になると考える。

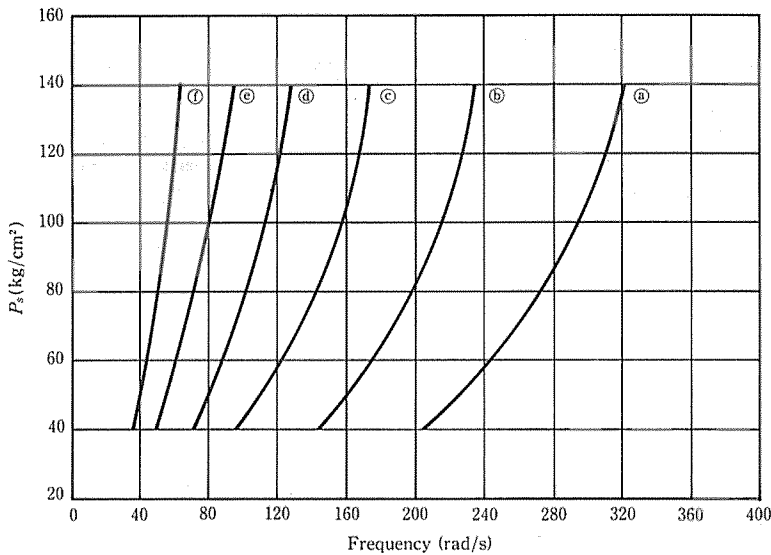


Fig. 12 Relationship between moment of inertia of load and bandwidth Eq. 8.

- (a) : $J = 5 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, (b) : $J = 10 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$,
- (c) : $J = 20 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, (d) : $J = 40 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$,
- (e) : $J = 80 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$, (f) : $J = 160 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$

8. 応用実験

5. で行った実験は、制御系の入力波形として正弦波を加えた。しかし、ねじり振動発生装置は、使用目的から考えて、入力波形として正弦波以外の場合が多い。

そこで、Fig. 13 は、入力波形として、正弦波、三角波及び内燃機関のシリンダ内ガス圧力波形を

加えた場合の出力波形の一例を示す。

Fig. 13 より、三角波形及びシリンダ内ガス圧力波形は、基本波形の他に多数の高調波成分を含むにもかかわらず、かなり良い応答性を示している。この結果より、ねじり振動発生装置は、任意の波形を入力とした場合にも Fig. 13 と同じように良い応答性を示すと推定される。

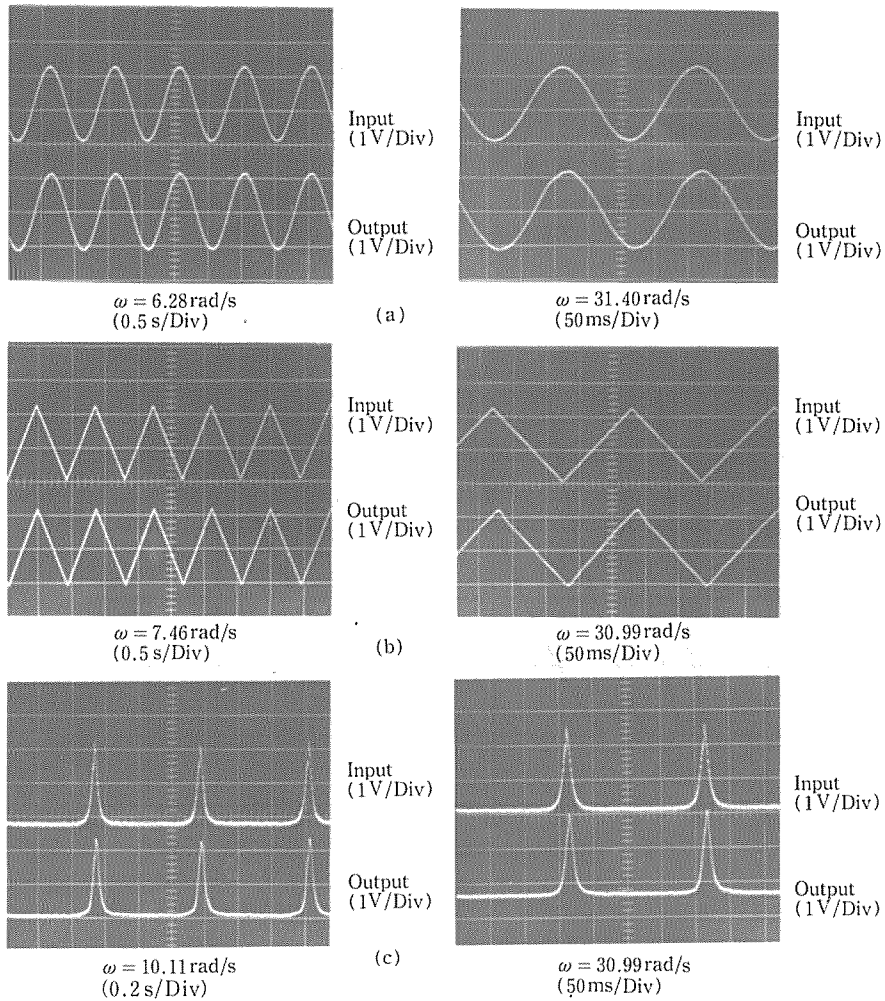


Fig. 13. Examples of torsional vibration waveforms.
 $(J = 11.72 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$

9. 結 言

本研究は、従来あまり使用されていない電気油圧式ねじり振動発生装置について考察を行った結果、次のことを明らかにした。

閉ループ制御系として簡単な位置制御サーボ機

構を応用したねじり振動発生装置について、供給圧力、負荷慣性モーメント及び周波数帯域の関係を得た。

この結果は、電気油圧式サーボ機構を任意波形のねじり振動発生装置として実用機に適用するための基礎資料となると考える。

文 献

- 1) 松崎 淳・平井洋武：日本機械学会論文集，
42-353, 135~145 (昭51).
- 2) 佐藤三祿：計測自動制御学会論文集，9 - 2，
144~151 (昭48).
- 3) 富成 襄・背戸一登・岡田養二：サーボ設計
論，初版，コロナ社，東京，昭54，pp. 155~186.
- 4) B. C. KUO：Automatic Control System, 2nd
ed., Prentice-Hall, Tokyo, 1967, pp. 63~76.
- 5) 大崎栄喜・清水 浩・田村英之：水産大研報，
20, 3, 177~190 (1972).
- 6) F. H. RAVEN：Automatic Control Engi-
neering, 2nd ed., McGraw-Hill, Tokyo, 1968,
pp. 493~553.