電気・油圧サーボ機構による振動制御に関する研究* (振動状況下における電気・油圧サーボ機構の挙動)

小林 邦夫^{*1}, 佐藤 三 禄^{*1}

A Study on Vibration Control using an Electrohydraulic Servomechanism (Behavior of a Hydraulic Servomechanism on a Vibrating Table)

Kunio KOBAYASHI and Sanroku SATO

In the case of carrying heavy cargo, which tends to be easily damaged by vibration caused by a vehicle or a ship during transportation, stopping the vibration of the board loaded with the cargo is achieved by means of hydraulic servomechanisms which are placed between the board and the hull. However, the behavior of a hydraulic servomechanism under a vibrating condition differs from that of a hydraulic servomechanism on a stationary base. The aims of this research are to stop the apparent movement of a massive load (vibration insulation) and to clarify the behavior of the hydraulic servomechanism under the vibrating condition. In this paper, the effectiveness of vibration insulation is shown for sinusoidal input and an earthquake-waveform input through the use of an experimental apparatus, and the stability of the servomechanism on the vibrating table is also discussed analytically and experimentally. Experimental and analytical results show good agreement, and the appropriateness of this analytical method is confirmed.

Key Words: Vibration Control, Electrohydraulic Servomechanism, Vibrating Table, Vibration Insulation, Stability of the Servomechanism

1. 緒 言

振動を嫌う重量物を車両、船舶などで輸送する場合、車両の振動や船舶の揺れにもかかわらず搭載物を見かけ上静止させることが望まれる。車両本体と荷台、船体と甲板との間に油圧サーボ機構を挿入し、上記の振動制御を行うことは可能である。しかし、ここで使用される油圧サーボ機構は車両や船舶の振動の影響を受け静止した床に固定された油圧サーボ機構と異なる挙動を示す。本研究ではこのような振動状況下における質量負荷を有する油圧サーボ機構の挙動を明らかにし、またその負荷変位を見かけ上（地上から見た負荷の変位）静止するように制御（振動絶縁）することを目的とする。従来、加速度場におけるサーボ弁の挙動に関する研究⁽¹⁾や剛性の十分でない取付け台の上に置かれた油圧サーボモータの自励振動に関する研究⁽²⁾などが行われているが、振動状況下に置かれた油圧サーボ系の挙動や制御に関する文献は見当たらない。本報では油圧サーボ機構による振動絶縁を行うための基礎的検討を行う。振動状況下において発生し、床に固

定された油圧サーボ機構とは異なる挙動に注目して、周波数特性およびサーボ機構の安定性について実験的、解析的に検討する。非線形性を有する油圧サーボ機構の安定解析では定常解に微小変動分を重畳させ、この微小変動分が持続振動解を持つという条件よりサーボ機構の安定限界ゲインの値を求めている。この解析解は実験値とよく一致し、解析手法の妥当性が確認される。

2. 主 な 記 号

A : ピストン有効断面積
 B : ピストンに働く粘性摩擦係数
 $e_2(t)$: 制御用サーボ機構の偏差信号
 $G_1(D)$: 加振用サーボ機構の伝達関数
 $G_2(D)$: 制御用サーボ機構の伝達関数
 $G_v(D)$: サーボ弁動特性の伝達関数
 K : 油の体積弾性係数
 K_{oc} : 制御用サーボ機構の安定限界ゲイン
 K_y : 変位フィードバックゲイン
 k_0 : スプール弁定数
 M : 慣性負荷質量
 P_s : 供給圧力
 $p_i(t)$: 負荷圧力

* 平成3年5月23日 平成3年春季油空圧講演会において講演、原稿受付 平成4年8月12日。

*1 正員、武蔵工業大学(〒158 東京都世田谷区玉堤 1-28-1)。

$q(t)$: 負荷ポート体積流量 $r_2(t)$: 制御用サーボ機構への入力信号 V_m : シリンダおよび導管部の片側容積 $x(t)$: スプール変位 $X_{\max}$: スプール変位動作領域の最大値 $y_1(t)$: 台車の変位 $y_2(t)$: 負荷の台車に対する変位
$$y_3(t) := y_1(t) + y_2(t) \quad \text{地上から見た負荷の変位}$$
 $z(t)$: スプール変位の微小変動分

3. 制御系の構成および運動方程式

制御系は床に固定された加振用サーボ機構によって台車を振動させ、その台車の上に固定された制御用サーボ機構に台車の変位信号の符号を反転して制御信号とし、負荷を台車と反対向きに同じ距離だけ動かすことにより、負荷の変位を見かけ上静止するように制御する構成となっている。制御系の構成を図1に示す。

制御用サーボ機構の主要部はサーボ弁と直動形アクチュエータの組合せからなり、以下の仮定のもとで次の基礎式(1)～(6)が成立する。

(1) サーボ弁は零重合とする。(2) サーボ弁のオリフィス部の流量係数は一定とする。(3) 油圧サーボモータ内の油の圧縮性はアクチュエータとサーボ弁間の二本の導管に集中して考える。(4) 油圧アクチュエータの内部, 外部もれはないものとする。(5) サーボ弁の動特性は使用周波数範囲内では二次系で近似する。

$$M[\ddot{y}_1(t) + \ddot{y}_2(t)] + B\dot{y}_2(t) = Ap_l(t) \cdots \cdots (1)$$

$$\dot{p}_l(t) = 2K[q(t) - A\dot{y}_2(t)]/V_m \dots\dots\dots (2)$$

$$q(t) = k_o x(t) \sqrt{P_s - (\text{sgn} x(t)) p_i(t)} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta_v \omega_{nv} \dot{x}(t) + \omega_{nv}^2 x(t) = K_{sv} \omega_{nv}^2 e_2(t) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$e_2(t) = r_2(t) - K_v \cdot u_2(t) \dots\dots\dots (5)$$

$$r_2(t) = -K_v \cdot y_1(t) \dots\dots\dots (6)$$

ただし、 $\dot{}$ 記号は時間 t に関する微分を表す、と、

ω_{nv} , K_{sv} はサーボ弁の動特性のパラメータである.

4. 解 析

4・1 油圧サーボ機構の信号伝達特性 振動台上

の油圧サーボ機構と床に固定された油圧サーボ機構の挙動は異なる。本章では周波数応答におけるこの違いを比較的簡単に明らかにするため制御系の線形解析を行い、信号伝達特性を求める。元来、油圧サーボ機構は式(3)で示されるサーボ弁の負荷圧力・流量特性など強い非線形要素を含み、その取扱いは複雑である。サーボ弁の負荷圧力・流量特性を運動の動作範囲の平均値により線形化を行った。その時式(3)は近似的に次式で与えられる。

$$q(t)=a \cdot x(t)-b \cdot p_i(t) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし, $a = k_0 \sqrt{P_s}$, $b = k_0 x_{\max} / (2\sqrt{P_s})$.

式(1), (2), (4)~(6)および(7)を用いた制御用サーボ機構の入力信号 $r_2(t)$ から負荷変位 $y_2(t)$ までの床固定および振動状況下での信号伝達特性はそれぞれ以下のように示され, $s=j\omega$ とすることにより周波数応答が求まる。

$$\frac{Y_2(s)}{R_2(s)} = \frac{K_s \omega_n^2 G_v(s)}{s^3 + \alpha s^2 + \beta s + K_s \omega_n^2 K_v G_v(s)} \dots\dots (8)$$

$$\frac{Y_2(s)}{R_2(s)} = \frac{1}{K_y} \cdot \frac{s^3 + \gamma s^2 + K_s \omega_n^2 K_y G_v(s)}{s^3 + \alpha s^2 + \beta s + K_s \omega_n^2 K_y G_v(s)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

さらに、スプール変位 $x(t)$ から負荷変位 $y_2(t)$ までの油圧サーボモータの信号伝達特性は次式(10)で与えられる。

$$\frac{Y_2(s)}{X(s)} = \frac{s^3 + \gamma s^2 + K_s \omega_n^2 K_y G_v(s)}{[(\alpha - \gamma)s^2 + \beta s] K_v G_n(s)} \dots\dots\dots (10)$$

ただし、

$$G_v(s) = \frac{K_{sv} \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_v \omega_n s + \omega_n^2},$$

$$\alpha = (B/M) + 2bK/V_m, \beta = \omega_n^2(1 + bB/A^2),$$

$$\gamma=2bK/V_m, \delta=2K/BV_m, K_s=K_0\sqrt{P_s}/A,$$

$$\omega_n = A\sqrt{2K/MV_m}.$$

4.2 振動状況下における油圧サーボ機構の安定度

解析 図1の制御系の構成図において、加振用のサーボ機構により台車が正弦波状に振動している振動状況下では台車の変位信号の符号を反転して制御用サーボ機構の入力信号としているので制御用サーボ機構の内部状態量、例えばスプール変位は台車の振動と同じ周波数の正弦波状の動きをする。ここで制御用サーボ機構のループゲインを上げていくとあるゲインの値から系は発振状態となり、入力は単一の正弦波信号であるにもかかわらずスプール変位波形は入力正弦波の周波数と系の固有周波数の2種類の周波数をもつ合成波

図 1 制御系の構成図

となる。一般に正弦波状の入力信号が加えられている油圧サーボ機構において、例えばスプール変位の周期的動きに何らかの手段により外乱として微小変動分を加えた場合、サーボ機構が安定であれば微小変動分は零に収束し、逆に不安定であれば微小変動分は徐々に振動的に増大し、ついには発散してしまう。サーボ機構が安定限界状態にある場合には微小変動分は微小な持続振動的動きを持つと考えることができる。本章の解析ではこの性質を利用して正弦波状に振動している振動状況下における油圧サーボ機構の安定限界ゲインを求める。すなわち、振動状況下の油圧サーボ機構の運動方程式中の周期解に微小変動分を加え微小変動分に関する方程式を導く。この方程式が持続振動解を持つ条件から安定限界ゲインを求める。以下にその方法を示す⁽³⁾。

4・2・1 油圧サーボ機構の運動方程式 油圧サーボ機構の運動方程式は前述の式(1)～(6)により記述されるが式(3)の非線形な負荷圧力・流量特性はそのままでは解析的に取扱うのはかなりむずかしい。式(3)の非線形の特徴を比較的正確に表し、しかも取扱いが比較的容易である次式で示される直線群で近似して用いる⁽⁴⁾。

$$q(t) = k_0 \sqrt{P_s} x(t) [1 - \text{sgn}(x(t)) p_i(t)/P_s] \quad \dots\dots\dots (11)$$

図2に示すように制御用サーボ機構のループ内にゲイン K_0 を設け、微小変動分が持続振動解を持つ時の K_0 の値を安定限界ゲイン K_{0c} として求める。式(1), (2), (4)～(6)および(11)を用い油圧サーボ機構の運動方程式をスプール変位 $x(t)$ に関してまとめると次式(12)のように表すことができる。

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) + A_1(t)\dot{x}(t) + A_2(t)x(t) + A_3(t)\ddot{x}(t) \\ + A_4(t)\dot{x}(t) + A_5(t)x(t) \\ = B_1(t)\ddot{y}_1(t) + B_2(t)\dot{y}_2(t) + B_3(t)\ddot{y}_2(t) \\ + B_4(t)\dot{y}_2(t) + B_5(t)y_2(t) \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

ただし、

図2 制御系のブロック線図

$$\begin{aligned} A_1(t) &= 2\zeta_v \omega_{nv} + 2\zeta \omega_n + (k_0 M / AK_c \sqrt{P_s}) |x(t)| \\ A_2(t) &= (\omega_n^2 K_c / A) [\omega_n^2 + 2\zeta \zeta_v \omega_n \omega_{nv} + \omega_{nv}^2 \\ &\quad + (k_0 B / AK_c \sqrt{P_s}) \\ &\quad + 2\zeta_v \omega_{nv} (k_0 M / AK_0 \sqrt{P_s}) |x(t)|] \\ A_3(t) &= (\omega_n^2 K_c / A) [2\zeta \omega_n \omega_{nv} + 2\zeta_v \omega_{nv} \omega_n^2 \\ &\quad + 2\zeta_v \omega_{nv} (k_0 B / AK_0 \sqrt{P_s}) \\ &\quad + \omega_{nv}^2 (k_0 M / AK_c \sqrt{P_s}) |x(t)|] \\ A_4(t) &= (\omega_n^2 K_c / A) [\omega_n^2 \omega_{nv}^2 + \omega_{nv}^2 (k_0 B / K_c \sqrt{P_s})] \\ A_5(t) &= \omega_n^2 (k_0 K_c \sqrt{P_s} / A) \\ B_1(t) &= B_3(t) = K_c \\ B_2(t) &= \omega_n^2 (k_0 K_c M / A^2 \sqrt{P_s}) \\ B_4(t) &= 2\zeta \omega_n K_c + \omega_n^2 (k_0 K_c M / A^2 \sqrt{P_s}) |x(t)| \\ B_5(t) &= \omega_n^2 + (k_0 B K_c / A^2 \sqrt{P_s}) |x(t)| \\ K_c &= K_0 K_y K_{sv} \omega_{nv}^2, \zeta = (B / 2AM) \sqrt{M V_m / 2K} \\ \omega_n &= A \sqrt{2K / M V_m} \end{aligned}$$

4・2・2 変動分に関する運動方程式 いま振動台は正弦波状運動を仮定しているのでサーボ機構のスプール変位 $x(t)$ は正弦波状に動いているものとする。このスプール変位 $x(t)$ に微小変動分 $z(t)$ を加えるとスプール変位 $x(t)$ は振動状況下で次式と置ける。

$$x(t) = x_0(t) + z(t) \quad \dots\dots\dots (13)$$

ただし、 $x_0(t)$ ：スプール変位の周期解。

ここで、 $z(t)$ は微小であり、さらに $x_0(t)$ の近傍に存在することから

$$|x(t)| = |x_0(t) + z(t)| \approx |x_0(t)| + \text{sgn}(x_0(t)) z(t) \quad \dots\dots\dots (14)$$

とすることができる。式(13), (14)を油圧サーボ機構の運動方程式(12)へ代入し整理すると式(12)は周期的な動き $x_0(t)$, $y_1(t)$, $y_2(t)$ などに関する定常的な項と変動分 $z(t)$ に関する項に分けることができる。定常的な項は定常的な成分に関して平衡が成立っているものとし、また $z(t)$ は微小であることからその2次以上の項は無視できるものとすれば変動分 $z(t)$ に関する運動方程式は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} \ddot{z}(t) + f_1(t)\dot{z}(t) + f_2(t)\ddot{z}(t) + f_3(t)z(t) \\ + f_4(t)\dot{z}(t) + f_5(t)z(t) = 0 \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

ただし、

$$\begin{aligned} f_1(t) &= 2\zeta_v \omega_{nv} + 2\zeta \omega_n + \lambda M |x_0(t)| \\ f_2(t) &= \omega_n^2 + 4\zeta \zeta_v \omega_n \omega_{nv} + \omega_{nv}^2 + (2\zeta_v \omega_{nv} \lambda M \\ &\quad + \lambda B) |x_0(t)| \\ f_3(t) &= 2\zeta \omega_n \omega_{nv}^2 + 2\zeta_v \omega_n \omega_{nv}^2 + (\lambda \omega_{nv}^2 \\ &\quad + 2\lambda \zeta_v \omega_{nv} B) |x_0(t)| \\ f_4(t) &= \omega_n^2 \omega_{nv}^2 + \lambda \omega_{nv}^2 B |x_0(t)| \\ f_5(t) &= K_c \lambda [A P_s - M \text{sgn}(x_0(t)) [\dot{y}_1(t) \\ &\quad + \dot{y}_2(t)] - B \text{sgn}(x_0(t)) \dot{y}_2(t)] \end{aligned}$$

$$\lambda = K_0 \omega_n^2 / A^2 \sqrt{P_s}$$

4・2・3 油圧サーボ機構の安定限界ゲインの求め方
変動分に関する微分方程式(15)において各項の係数 $f_n(t)$ ($n=1, 2, 3, 4, 5$) は振動台の振動周波数を ω としたとき, ω およびその高次調波成分を含む周期関数でありフーリエ級数展開が可能である。それを次式(16)で表す。

$$f_n = f_{n0} + f_{na} \sin \omega t + f_{nb} \cos \omega t + \dots \quad (16)$$

$$n=1, 2, 3, 4, 5$$

ここで, $z(t)$ の持続振動解を

$$z(t) = P_0 \sin(\omega_1 t + \epsilon) \quad (17)$$

として, 式(16), (17)を式(15)へ代入し, 調波平衡法により式(15)の $\sin \omega_1 t$, $\cos \omega_1 t$ に関する成分の平衡を取り, その式に対して $z(t)$ の持続振動解が存在する条件を考慮し整理すると油圧サーボ機構の安定限界ゲイン K_{oc} を含む K_c に関する二次方程式を得る。

$$K_c^2 + a_1 K_c + a_2 = 0 \quad (18)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \frac{f_{10}f_{20}^2 - f_{20}f_{30} - 2f_{10}f_{40}}{f_{50}^2} \\ a_2 &= \frac{f_{10}^2f_{40}^2 - f_{10}f_{20}f_{30}f_{40} - f_{30}^2f_{40}}{f_{50}^2} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

式(18)を K_c について解き, $a_2 < 0$, $K_c > 0$ の条件より安定限界ゲイン K_{oc} を求めると次式が得られる。

$$K_{oc} = \frac{\sqrt{a_1^2 - 4a_2} - a_1}{2K_{sv}K_y\omega_{nv}^2} \quad (20)$$

4・3 安定限界ゲイン K_{oc} の計算 安定限界ゲインの値は式(20)により計算される。式(20)に含まれる係数 a_1 , a_2 は式(19)により計算される。また, 式(19)は前述の式(15)に示される変動分に関する微分方程式の係数 f_n の直流分 f_{n0} ($n=1, 2, 3, 4, 5$) によって計算される。今, $x_0(t) = X_0 \sin \omega t$ の時 $y_2(t) = Y_2 \sin(\omega t + \theta)$, $e_2(t) = E_2 \sin(\omega t + \phi)$ として f_{n0} はそれぞれ次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} f_{10} &= 2\zeta_v \omega_{nv} + 2\zeta_v \omega_n + \omega_n^2 (2K_0 M / \pi A^2 \sqrt{P_s}) X_0 \\ f_{20} &= \omega_n^2 + 4\zeta_v \omega_n \omega_{nv} + \omega_{nv}^2 + \omega_n^2 (2k_0 M / \pi A^2 \sqrt{P_s}) \\ &\quad \times (2\zeta_v \omega_{nv} + B/M) X_0 \\ f_{30} &= 2\zeta_v \omega_{nv} \omega_n + 2\zeta_v \omega_{nv} \omega_n^2 + \omega_n^2 (2k_0 M / \pi A^2 \sqrt{P_s}) \\ &\quad \times [\omega_{nv}^2 + \zeta_v \omega_{nv} (2B/M)] \\ f_{40} &= \omega_n^2 + \omega_{nv}^2 + \omega_n^2 \omega_{nv}^2 (2k_0 M / \pi A^2 \sqrt{P_s}) X_0 \\ f_{50} &= \omega_n^2 (k_0 \sqrt{P_s} / A) + \omega_n^2 (2k_0 M / \pi A^2 \sqrt{P_s}) \\ &\quad \times [\omega^2 E_2 \cos \phi + (B/M) \omega Y_2 \sin \theta] \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

安定限界ゲイン K_{oc} の計算はまず第1段階として, 振動台の周波数 ω を与えた場合のスプール変位の周期解の振幅 X_0 と安定限界ゲイン K_{oc} の関係を計算す

る。次に第2段階として, 振動台の振動振幅 R_2 が与えられた場合の安定限界ゲイン K_{oc} とスプール変位振幅との関係を式(9), (10)を用いて計算する。 $\omega \sim X_0 \sim K_{oc}$ の曲線および $R_2 \sim K_{oc} \sim X_0$ 曲線の交点により, 振動台の振幅および周波数が与えられた場合の安定限界ゲインが求まる。この安定限界ゲイン決定のための計算結果の一例を図3に示す。図中A点, A'点の縦軸の値は振動台の周波数 ω が30 Hz, 振幅がそれぞれ0.4, 0.8 mm の場合の安定限界ゲインの値を示す。また, 第1, 第2段階の計算のフローチャートを図4に示す。

5. 実験

振動状況下と床固定の油圧サーボ機構の周波数特性の違いや, 振動状況により油圧サーボ機構の安定限界ゲインの計算手法などについて前章で検討した。本章ではこの解析結果を確かめるためアナログシミュレー

図3 安定限界ゲイン決定の例

(a) 第1段階

(b) 第2段階

図4 安定限界ゲイン決定のための計算フローチャート

ション回路および実機により実験を行う。

5・1 実験装置およびアナログシミュレーション回路 実験装置の基本的な構成は図1に示す構成となっており、サーボ弁は東京精密測器製(3F-120-30L, 定格電流値120mA, 流量 $30\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$)を使用し、変位検出器はポテンシオメータ(精度 μm)を使用している(このポテンシオメータは便宜上使用しており、実際

図5 アナログシミュレーション回路

の振動制御では加速度ピックアップにより検出した加速度波形を積分して用いる必要がある)。アナログシミュレーション回路は式(1)~(6)を使用して構成され図5に示される。実験で使用した諸元を以下に示す。

$$\begin{aligned} A &= 6.43 \times 10^{-4} \text{ m}^2, B = 1146 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}, \\ K &= 1.37 \text{ GN}\cdot\text{m}^{-2}, \\ k_0 &= 6.39 \times 10^{-4} \text{ N}^{-1/2}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^3, K_y = 182 \text{ V}\cdot\text{m}^{-1}, \\ M &= 30 \text{ kg}, P_s = 6.86 \text{ MPa}, V_m = 4.7 \times 10^5 \text{ m}^3, \\ \zeta_v &= 0.7, \omega_{nv} = 534 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}, \\ K_{sv} &= 5.125 \times 10^{-3} \text{ m}\cdot\text{V}^{-1}. \end{aligned}$$

5・2 実験結果と解析結果およびその検討

図6に振動状況下における油圧サーボ機構の挙動の一例を示す。図は振動台の加速度振幅1Gの正弦波状の振動状況下において、サーボ機構への入力を零として制御用サーボ機構の出力変位を振動台変位との比で表したものでサーボ機構の固有振動数(約140Hz)に近づくに従ってその影響が大きくなることを示している。

図7にアナログシミュレーション回路および実機での制御用サーボ機構の周波数特性を示す。周波数特性

図6 振動状況下におけるサーボ機構の挙動

(a) アナログシミュレーション回路

(b) 実機

図7 振動状況下と床固定のサーボ機構の周波数特性

(a) 正弦波振動(5 Hz)

(b) 正弦波振動(10 Hz)

(c) 地震波振動

図8 振動絶縁の効果

の測定は加振用サーボ機構に正弦波状入力を与え振動台を加振する。その振動台の変位信号の符号を変えて制御用サーボ機構への入力としているので、それを入力信号とし、制御用サーボ機構の負荷変位を出力信号としてゲインおよび位相ずれを求めている。図7(a), (b)はアナログシミュレーション回路および実機での振動状況下と床に固定されたサーボ機構の計算結果と実験結果であり良く一致している。図6の場合と同様に系の固有周波数近傍で振動の影響が大きいことを示している。位相特性は床固定状況でも振動状況下でもあまり変化がなく、ゲインに関しては床固定状態の場合に比較し、振動状況下でその値が大きくなっている。

したがって系の安定性に影響を及ぼすものと考えられる。なお、これらの結果に対するサーボ弁の影響を

明らかにするためサーボ弁の取付け方向を振動台の振動方向と直角に取付けた場合の実験を行ったが、サーボ弁を振動方向と平行に取付けた実験結果と同様の結果が得られた。サーボ弁の固有周波数がおよそ 500 Hz 程度とサーボ機構のそれに比較してかなり高い。したがって、これらのゲインの値の違いに対してサーボ弁の影響は無視してもよく、制御用サーボ機構の質量負荷の影響が主なものであることが確かめられた。図8は正弦波状の振動、地震波状の振動に対する振動制御(振動絶縁)の効果を示している。正弦波状の振動に対しては 10 Hz 以下の周波数に対してその効果が認められ、地震波に対しても振動絶縁の効果が認められる。これらの結果と図7のサーボ機構の周波数特性の位相ずれの結果とを比較すると位相ずれは 10 Hz 以上の周波数で -15° 以上と大きくなり、振動絶縁の効

図9 制御用サーボ機構の安定限界ゲインに及ぼす正弦波状振動の影響(アナログシミュレーション)

図10 制御用サーボ機構の安定限界ゲインに及ぼす正弦波状振動の影響(実機)

果は位相ずれに比例して減少している。また位相ずれ特性は床固定と振動状況下でほぼ同じ値となっている。したがって制御用サーボ機構が持つべき特性は床に固定した油圧サーボ機構の設計問題として考えることができ、高周波数域まで位相ずれの少ない、バンド幅の広い特性が望まれる。これはすなわち通常の高精度で応答性のよい位置決め油圧サーボ機構の持つ特性であり、従来の位相進み遅れ要素による直列補償方式やフィードバック補償方式⁽⁶⁾などにより設計が可能である。このため本報では特に振動状況下における振動制御に対する特殊な制御方式の検討は行わず、基礎的研究として振動状況下における補償のない通常の油圧サーボ機構の挙動について検討を加えている。

前述したように図7の周波数特性から振動状況下では制御用サーボ機構の安定性に影響を及ぼすことが推測される。これに関し本報ではアナログシミュレーション回路および実機により実験を行った。これらの結果を図9および10に示す。図9はアナログシミュレーション回路での実験結果で図9(a)に正弦波状振動状況下における各周波数に対する制御用サーボ機構の安定限界ゲインの変化を示す。実験での安定限界ゲインの求め方は図2における制御用サーボ機構のループゲイン K_0 を徐々に上げていき系の発振周波数が出力波形に出現し始めた K_{0c} の値を K_{0c} として求めた。図9の破線は床に固定されたサーボ機構の安定限界ゲインを示している。したがって図中A点ではサーボ機構は床固定状態では不安定であり、振動状況下では安定となる。この挙動を同図(b)に示す。振動状況下での出力波形は入力波形と周期が一致しているのに対し、床固定状態では入力信号が零($r_2(t)=0$)にもかかわらず出力はサーボ機構の固有周波数の周期と等しい振動波形となって発振している。また、B点では逆に床に固定されたサーボ機構は安定であり、振動台上では不安定となる。この挙動を同図(c)に示す。振動状況下での出力波形は入力信号とサーボ機構の固有周波数の重なり合った波形となっているのに対し、床固定で入力信号が零の場合は出力信号の振幅も零となっている。実機の実験結果においても同様の結果が得られており、これを図10に示す。このような振動の周波数や振幅によりサーボ機構の安定限界ゲインが異なる現象は制御系の線形解析では説明ができず、サーボ弁の非線形流量特性を考慮した解析が必要となる。4・2節ではサーボ弁の負荷圧力・流量特性式(3)をその非線形特性を比較的良好に表す直線群式(11)により近似し、振動状況下における油圧サーボ機構の安定限界ゲインを求めている。この結果はまた図9および図10に示され

ており、アナログシミュレーション回路および実機での実験結果とよく一致している。

一般に式(11)の第2項めの係数 $k_0|x(t)|/\sqrt{P_s}$ はサーボ弁の圧力ゲインを表し油圧サーボ機構の減衰特性に影響を与える。すなわち、 $x(t)=0$ の時サーボ機構の減衰特性は最も小さく、 $|x(t)|$ に比例して減衰係数は大きくなる⁽⁶⁾。したがって、振動状況下で振動変位が入力信号として制御用サーボ機構に入力されている状態では床固定の状態では入力信号が零の場合の安定限界ゲインより大きくなる可能性が考えられる。一方、振動状況下では制御用サーボ機構の負荷がその振動により影響を受け制御系は不安定になりやすく安定限界ゲインが小さくなる傾向にある。図9、10の(a)において振動の周波数により安定限界ゲインが異なるのはこれらの現象がそれぞれの状況に応じて現れるものと考えることができる。また、4・2節で示した安定性に関する解析手法は振動状況下にある油圧サーボ系一般にも適用可能である。

6. 結 論

本論文では油圧サーボ系を用いて振動制御を行う目的で、まず振動状況下における油圧サーボ機構の挙動について検討を行い以下の結論を得た。

(1) 振動状況下において零入力時の油圧サーボ機構への振動による影響を実機により明らかにした。

(2) 振動状況下と床固定における油圧サーボ機構の周波数応答の違いをアナログシミュレーション回路および実機での実験により明らかにした。また、これらの結果は線形の解析結果とよく一致した。

(3) 10 Hz 程度以下の正弦波および地震波振動に対して見かけ上負荷変位を静止させる振動絶縁の効果が確認された。

(4) 正弦波状振動状況下で各振動周波数に対する油圧サーボ機構の安定限界ゲインが変化することをアナログシミュレーション回路および実機により明らかにした。

(5) 振動周波数に対して油圧サーボ機構の安定限界ゲインが変化することは系の線形解析では説明ができず、サーボ弁の負荷圧力・流量特性の非線形性を考慮した解析が必要であり、その手法を示した。

(6) 解析結果と実験結果はよく一致し、上記の安定限界ゲインが変動する現象がサーボ弁の非線形流量特性に起因することを指摘した。なお、本報での解析手法は振動状況下にある油圧サーボ系一般の安定性の解析にも適用可能である。

最後に、本実験を行うにあたり協力をしていただいた本学学生石川卓二、小宮学両君に深く感謝する。

文 献

- (1) 中田・田崎・竹田, 加速度場における電気油圧サーボ弁の挙動, 機論, 38-314 (1972), 2558.
  - (2) 鈴木, スプール弁サーボモータの自励振動, 油圧と空気圧, 12-6 (1981), 411.
  - (3) 古幡, 電気・油圧サーボ機構の安定性に対する入力信号の影響に関する研究, 昭和 56 年度武蔵工業大学修士論文, (1982), 33.
  - (4) 中野, 油圧サーボモータの高周波域特性, 計測と制御, 2-9 (1963), 697.
  - (5) 例えば, 池辺・ほか 3 名, サーボ機構とその要素 (第 2 版), (1976), 102.
  - (6) 佐藤, 小林, スプール弁制御油圧サーボモータの信号伝達特性, 油圧と空気圧, 13-3 (1982), 206.
-