

## 大型耐震実験装置の回転運動抑制についての考案

著者	田中 孝紀, 齊藤 隆, 飯田 晴男
雑誌名	防災科学技術研究所 研究資料
号	53
ページ	1-22
発行年	1980-09
URL	<a href="http://doi.org/10.24732/nied.00001667">http://doi.org/10.24732/nied.00001667</a>

## 大型耐震実験装置の回転運動抑制についての考察

田中孝紀<sup>\*</sup>・斉藤 隆<sup>\*</sup>・飯田晴男<sup>\*</sup>

国立防災科学技術センター

### はじめに

振動台に加振軸方向以外の方向の運動が生じることは好ましくないが、実際には供試体の偏心等により回転運動が発生する。

したがって水平・垂直加振の直進性を保つためには、これらの回転運動を抑止して、加振を安定させる機構が必要である。

防災センターでは、大型耐震実験装置のうち制御システムの一部の更新工事が予算化され、サーボ増幅器の更新を行ない、水平加振時に発生するヨーイング運動を、フィードバックで回転を補正するヨーイング同期回路を導入した。その効果がどのようなものであったかを報告する。

### 1. 振動台の回転運動

振動台の運動成分は加振点と振動台を含む供試体重心との関係から図1のように、水平面に回転モーメント、垂直面に転倒モーメントが発生し、振動台は水平・垂直の直進運動の他にヨーイング、およびピッチング、ローリングの回転運動が発生する。

これらの回転運動を抑止するために、①加振方向に沿った振動台側面部に片側2カ所計4カ所以上設けたガイドローラーにより回転モーメントを抑止する方法、②一軸に複数個の加振機を持ち、各加振機が加振力と同時に回転運動による反力を受ける方法、③2個のシリンダーが一对となっている振動台に結合されて、振動台の並進運動には無感であるが、回転運動が起きた場合のみそれに対向する大きな軸力が生じる理論を利用した方法等が考えられる。

### 2. 大型耐震実験装置の現状

防災センターの振動台は垂直・水平切換方式となっているので、回転運動を抑止するため

---

\*管理部施設課（田中は現在同企画課）

の機構として、静圧軸受、ガイドローラ等により回転モーメント及び転倒モーメントによる発生荷重を受けとめるようになっている。しかしながら15m×15mという大型振動台のため、熱膨張による変形、基礎地盤の固定化等の問題から、機械的なガイドだけでは十分な抑止は出来きれない。

そこで、今回は使用ひんどの高い水平加振機のみについて、加振機の変位、速度及び加速度のフィードバックする制御装置の回路を設け、ヨーイングの抑止のための改造を行なった。

### 3. ヨーイング発生的主要原因

ヨーイング発生的主要原因として次の2点が考えられる。

- (a) 負荷の水平偏心による回転。
- (b) 加振機相互の不具合や高周波域での加振剛性低下にともなう回転。

### 4. 制御系構成の概要

今回改造工事は図2に示すように加振機の位置信号，テーブル加速度信号，テーブル速度信号(本装置内でテーブル加速度信号を積分して得る)により，加振機相互間の位置差，テーブル加速度差，テーブル速度差を演算して，回転を補正するための信号をサーボ増幅器に出力するようにした。

### 5. 回転制御の原理

$Z_1, Z_2$	加振機の変位
$P_{L1}, P_{L2}$	加振機の負荷圧力
$L$	加振機間の距離
$A$	受圧面積
$\alpha L(1-\alpha)L$	加振機と重心間の距離
$\theta$	重心廻りの回転角
$Z$	重心の並進運動変位
$V$	加振機の内容積
$\beta$	作動油の圧縮性
$I_1, I_2$	サーボ弁の入力電流
$Ki_1, Ki_2$	サーボ弁の流量ゲイン
$Kp_1, Kp_2$	サーボ弁流量の圧力感度

重心に関する回転運動

$$I_{\theta} = \frac{d^2 \theta}{dt^2} = \alpha L A P_{L1} - (1 - \alpha) L A P_{L2} + M \quad (1)$$

重心の並進運動

$$M \frac{d^2 Z}{dt^2} = A P_{L1} + A P_{L2} \quad (2)$$

加振機の式

$$\frac{V}{\beta} \frac{d P_{L1}}{dt} = K i_1 - K p_1 P_{L1} - A \frac{d Z}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{V}{\beta} \frac{d P_{L2}}{dt} = K i_2 - K p_2 P_{L2} - A \frac{d Z_2}{dt} \quad (4)$$

回転運動を抑止する制御系により、回転角度は小さく抑えられているとすれば、重心の回転角及び並進方向の変位は次のように表わされる。

$$\theta = \frac{1}{L} (Z_1 - Z_2) \quad (5)$$

$$Z = Z_1 + (Z_2 - Z_1) \quad \alpha = (1 - \alpha) Z_1 + \alpha Z_2 \quad (6)$$

(5)(6)を各々(1)(2)へ代入し計算すると、

$$\frac{d^2 Z_1}{dt^2} = a_{11} P_{L1} + a_{12} P_{L2} + a_1 3 M x \quad (7)$$

$$\frac{d^2 Z_2}{dt^2} = a_{12} P_{L2} + a_{22} P_{L2} + a_2 3 M x \quad (8)$$

となる。

検出可能な状態量はすべてフィードバックすることが望ましいから、並進運動の変位、速度と回転運動の回転角度、角速度及び角加速度を各加振機へフィードバックする。

並進運動変化及び回転角度は二つの加振機の変位の線形結合で表わされるので、加振機へのフィードバックは各加振機の変位および加速度の線形結合で表わされる。

したがってフィードバック量を①並進運動系が安定かつ速応性の良いこと、②回転角の定常偏差がなく入力信号又は転倒モーメントによる回転角誤差が小さいこと、を満足するようにゲインを選定する必要がある。

## 6. 特性試験

図4のように加振台に加振方向平行に加速度計  $T_1$ 、 $T_2$  をとりつけ、その位相差、振幅比を測定することにより回転運動の測定を行なった。

まず、モデルAとして加振台上に何も搭載しない状態で、100 gal および 300 gal の Sin 波を入力し、周波数を 2.5 Hz まで徐々に変えていった。このとき回転制御回路をOFFの場合、ゲイン設定 0.6 の場合の効果についてデータを探った。

つぎに、モデルBとして振動台上に12m×12m×1.5mの鉄箱を載せ、土砂約200m<sup>3</sup>をつみこみ、約400tの荷重のとき同様の実験を行なった。なお、理論的には供試体の固有の振動特性（固有振動数と減衰特性）をもつが、本報告では供試体と振動台と同様な慣性負荷（剛体）を持つものとした。

3番目の実験として振動台無負荷100gal加振時においてT<sub>1</sub>、T<sub>2</sub>の振幅比の顕著に出ている23.0Hzにおける回転制御回路のゲイン設定をパラメーターとした時のデータを採取し、また、系の発振点はどれ程かを測定した。なお、加速度波形には表1のローパスフィルターを使用した。

表1 ローパスフィルター

$f$	カット周波数	備考	$f$	カット周波数	備考
2.0	2.24		13.0	14.00	
2.5	2.80		13.5	14.00	
3.0	3.55		14.0	14.00	
3.5	3.55		14.5	17.80	
4.0	4.50		15.0	17.80	
4.5	5.60		15.5	17.80	
5.0	5.60		16.0	17.80	
5.5	7.10		16.5	17.80	
6.0	7.10		17.0	17.80	
6.5	7.10		17.5	17.80	
7.0	8.90		18.0	22.40	
7.5	8.90		18.5	22.40	
8.0	8.90		19.0	22.40	
8.5	11.20		19.5	22.40	
9.0	11.20		20.0	22.40	
9.5	11.20		20.5	22.40	
10.0	11.20		21.0	22.40	
10.5	11.20		21.5	22.40	
11.0	11.20		22.0	22.40	
11.5	14.00		22.5	35.50	
12.0	14.00				
12.5	14.00				

## 7. 測定結果

図5-1～図5-4はモデルAの実験結果である。図5-1は搭載荷重0のとき  $T_1$  に対する  $T_2$  の加速度の振幅比である。

点線は従来の回転制御回路のない場合のデータである。15～20 Hz 付近では  $T_1$  に対して  $T_2$  は1.5倍の値であり、20～25 Hz においては2.7倍の値を示している。実線は回転制御回路のゲイン設定を0.6にセットした時の値であり、約1.3倍となり、かなり改善されたとと言える。図5-3も同様300 galの時の  $T_1$  に対する  $T_2$  の加速度の振幅比である。回転制御回路のない場合  $T_1$  に対して  $T_2$  は25 Hz 付近で3.0倍になるのに対し、ゲイン設定を0.6とすると1.8倍になる。

また、位相差においても図5-2、図5-3に示すように、24 Hz～27 Hz 付近で40°～50°の遅れが回転制御回路を入れることにより15°遅れ程度に改善された。

図5-5-1～図5-8-2は、モデルBの実験で振動台上に400 tの搭載荷重を載せた場合のデータである。

図5-5-2は100 gal加振時における点線は回転制御回路のない場合のデータであり、一点鎖線は回転制御ゲイン設定0.3、実線は同ゲイン設定0.6の場合のデータである。回転制御回路のない場合10.0 Hz～13.0 Hz において、回転運動が顕著に現われる12.0 Hz においては、 $T_2/T_1$  振幅比が0.2に減少している。これに対してゲイン設定0.3、0.6の振幅比の値は0.7～1.2となり、逆位相の値になっても  $T_2/T_1 = 1$  に近似している。図5-5-3はその時の波形記録である。

また、同様に図5-6-2に示すように10.0 Hz～13.0 Hz 付近において、位相差も大きな値を示し、11.0 Hz では  $T_1$  に対して  $T_2$  は130°余の遅れ位相を示している。これに対してゲイン設定を0.3、0.6にセットすると、 $-30^\circ \sim +20^\circ$  と目標値に近づいている。

図5-6-3はその時の波形記録である。

## 8. 回転固有振動の理論解析

前述のようにモデルAは振動台上搭載荷重0であるが、振動台の自重を160 tとし、モデルBは振動台上搭載荷重400 t振動台自重160 tを加えた560 tとし、この二つのモデルにより振動台荷重の固有振動の理論解析を行なった。

- $k$  回転バネ
- $m_e$  モデルAの振動台質量
- $m_f$  モデルBの振動台質量
- $I_e$  160 t (モデルA) 荷重の慣性モーメント

$I_f$  560 t (モデルB) 荷重の慣性モーメント

$f_e$  160 t 荷重の回転固有振動数

$f_f$  560 t

$f$  回転固有振動数

とすると,

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{I_e}}$$

$$f_f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{I_f}}$$

$I_e$ ,  $I_f$  に関し,  $k_0$ ,  $k_1$  ( $I_e = m_e k_0$ ,  $I_f = m_f k_1$ ) なる係数を導入する.

$$I_e = 160 \text{ t} \times k_0$$

$$I_f = 560 \text{ t} \times k_1$$

$k_1 = k_0$  と近似的にみなす.

$$f_e = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_1}{k_0}} \times \sqrt{\frac{1}{160}}$$

$$f_f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{k_1}} \times \sqrt{\frac{1}{560}} \doteq \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{k_0}} \times \sqrt{\frac{1}{560}}$$

$$\sqrt{160} f_e = \sqrt{560} f_f$$

$$\frac{f_e}{f_f} = \frac{\sqrt{560}}{\sqrt{160}} = \frac{\sqrt{5.6}}{\sqrt{1.6}} = \frac{2.4}{1.2} \doteq \frac{25 \text{ Hz}}{12 \text{ Hz}}$$

となりモデルAでは12.0 Hz, モデルBでは25 Hz 付近に固有振動のピークがくることとなり, 実験結果と一致している.

## 9. お わ り に

今回導入した回路は入力補償回路でないため, ゲインの設定により逆効果になる場合もありうる.

ゲイン設定は並進運動系が安定かつ速応性のよいことと, 2台の加振機が同期することにより選定する必要がある.

さらに子細なこととしては, 振動台の中立位置, 制御用変位計ドリフトなどの状態によっても, 図5-5-1~図5-8-2に示すように振動台自体の回転固有振動が変化する場合もあり, 今後もこの検討を続けていきたい.

報告を終るに当たり, 計測, 解析に指導協力をいただいた耐震実験室箕輪研究員, 木下研究員に厚く御礼申し上げます.

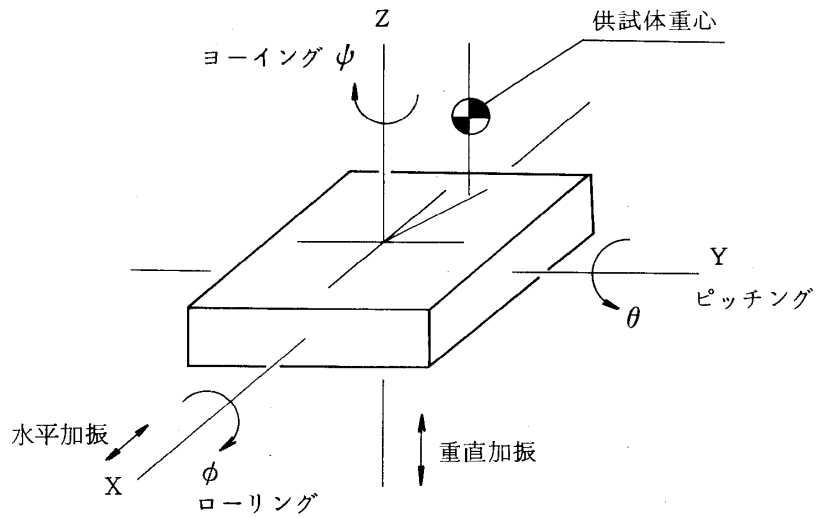


図1 台の運動成分

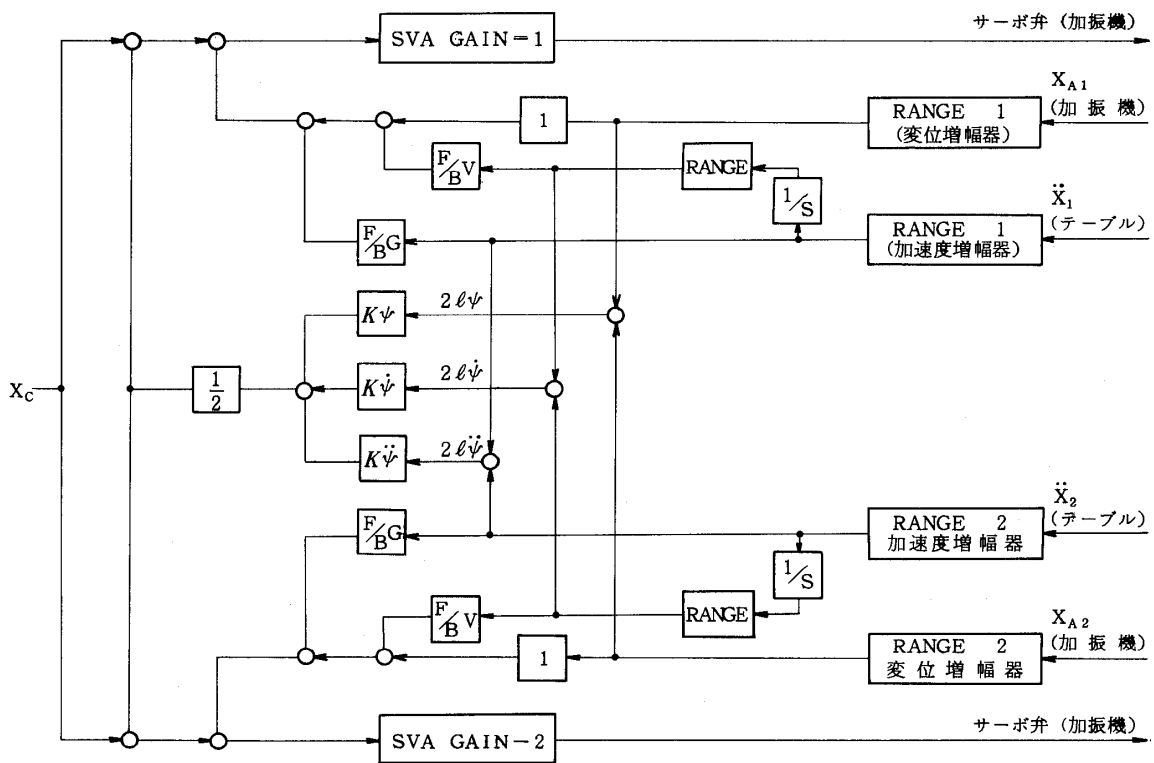


図2 ヨーイング同期制御系の基本ブロック



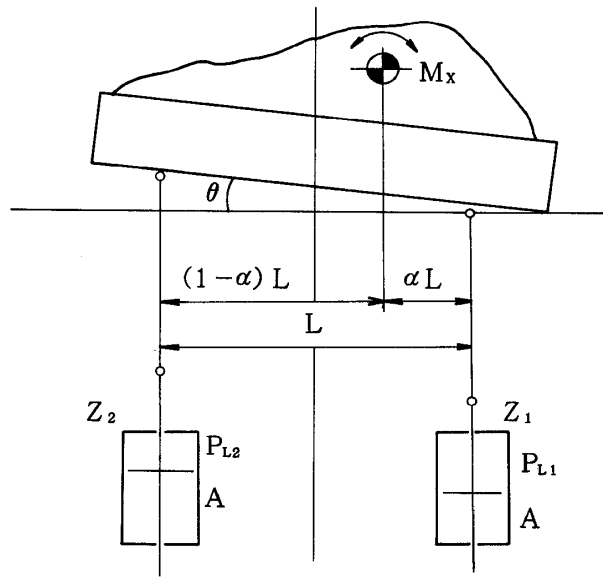


図3 回転運動系

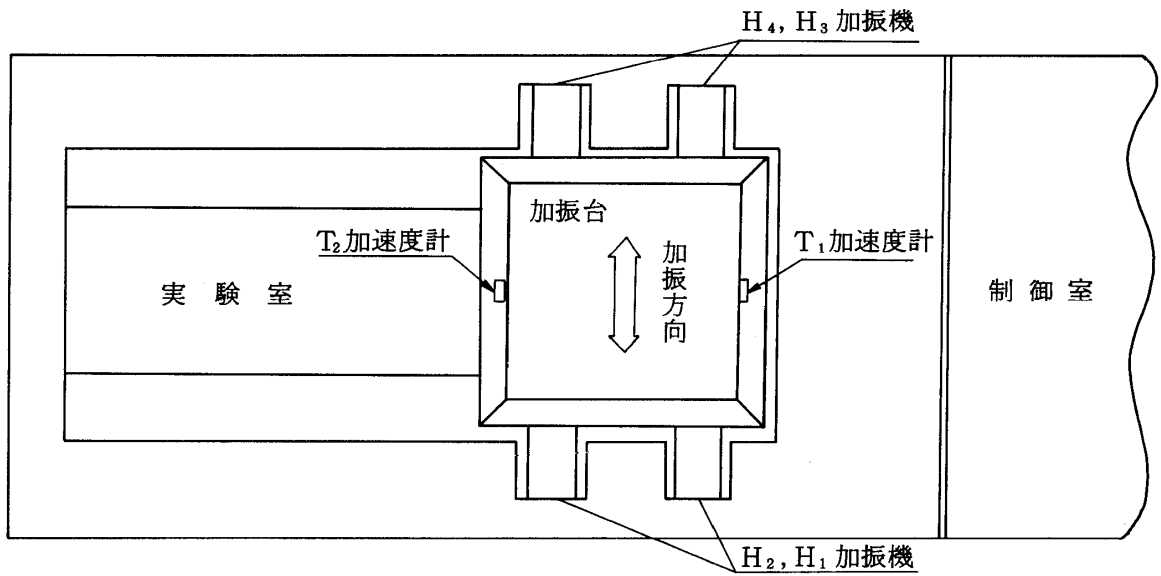


図4 加速度検出器取付位置

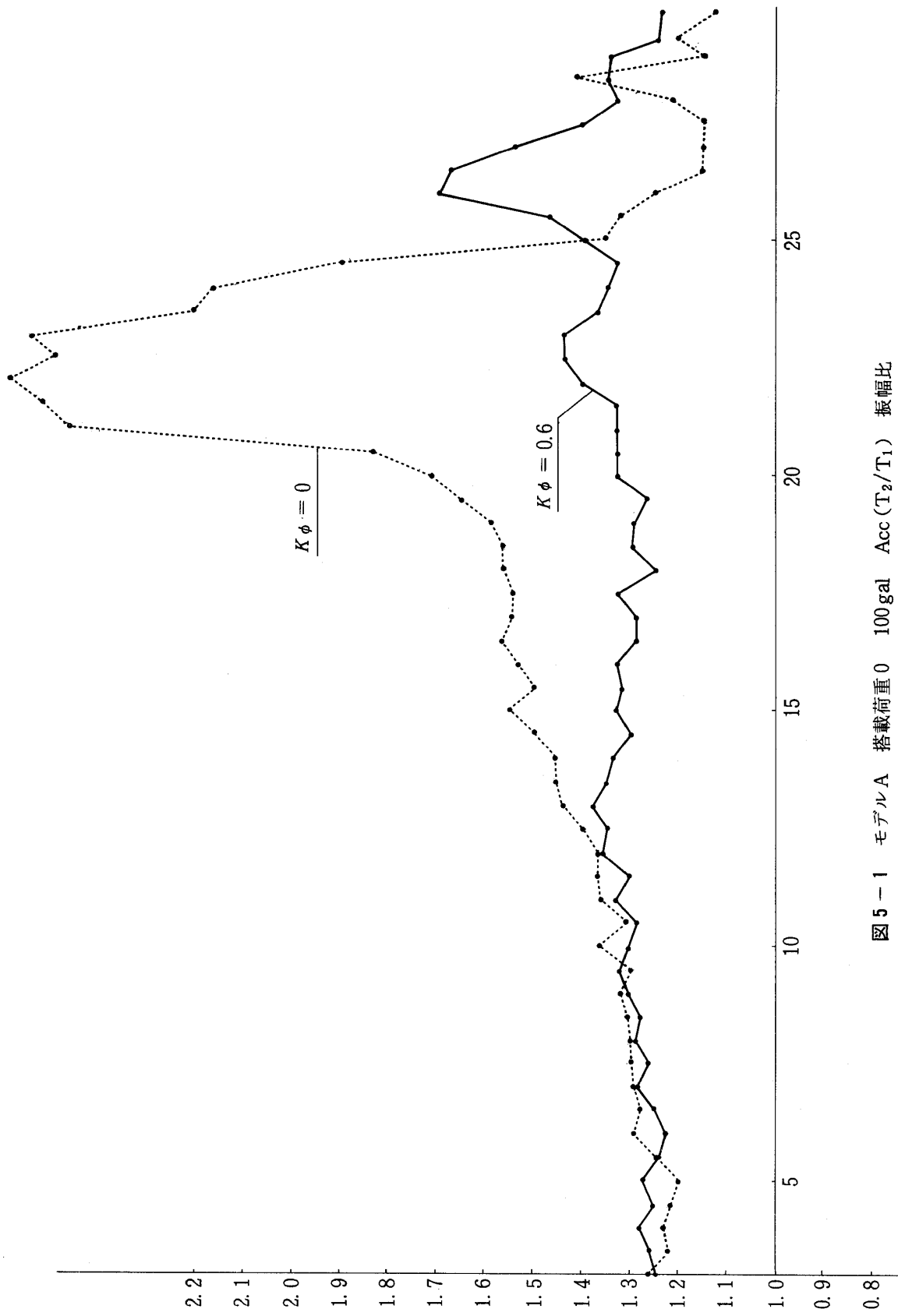


図5-1 モデルA 搭載荷重0 100gal  $\text{Acc}(T_2/T_1)$  振幅比

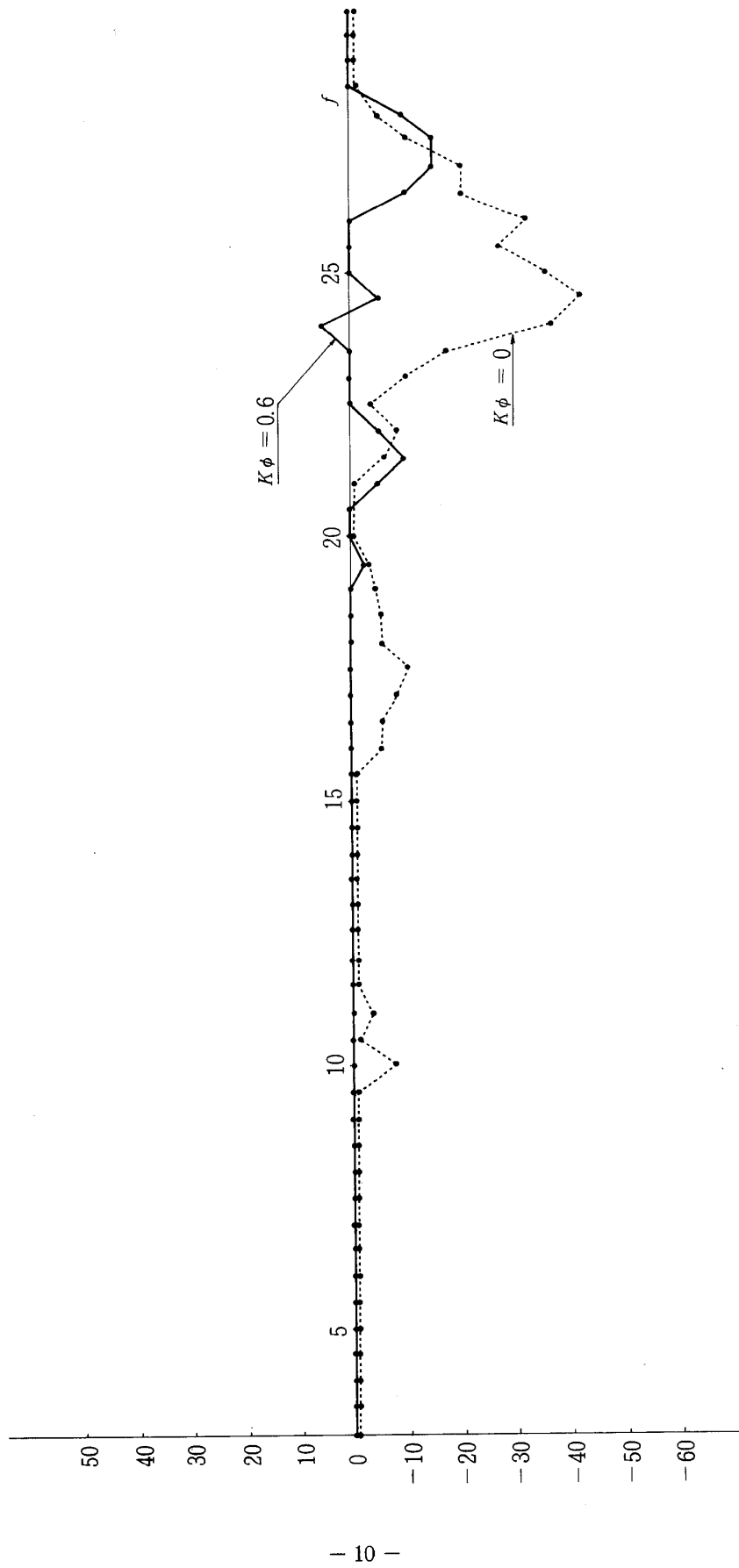


図5-2 モデルA 搭載荷重0 100 gal  $T_1, T_2$ 位相差

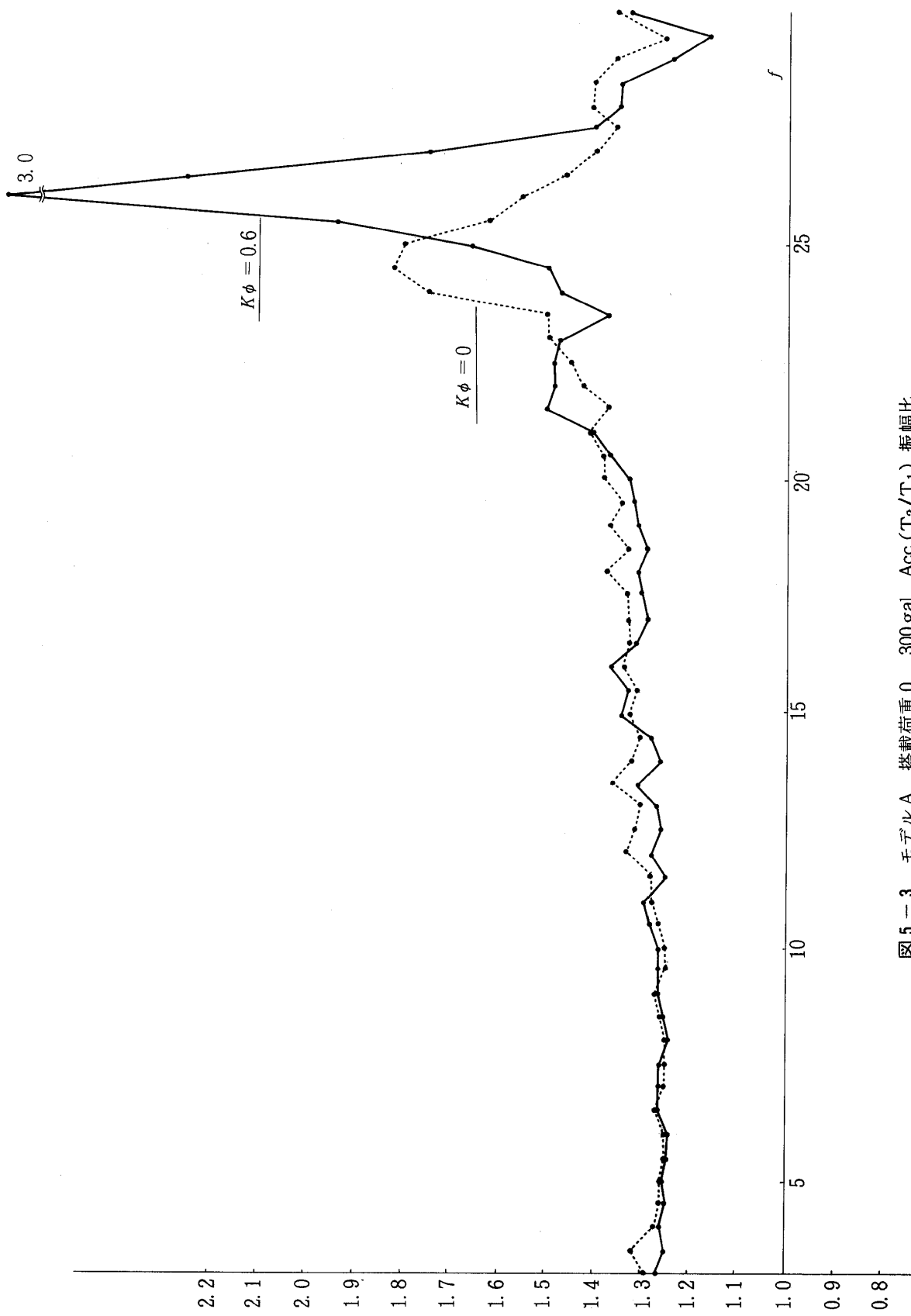


図 5 - 3 モデル A 搭載荷重 0 300 gal Acc ( $T_2/T_1$ ) 振幅比

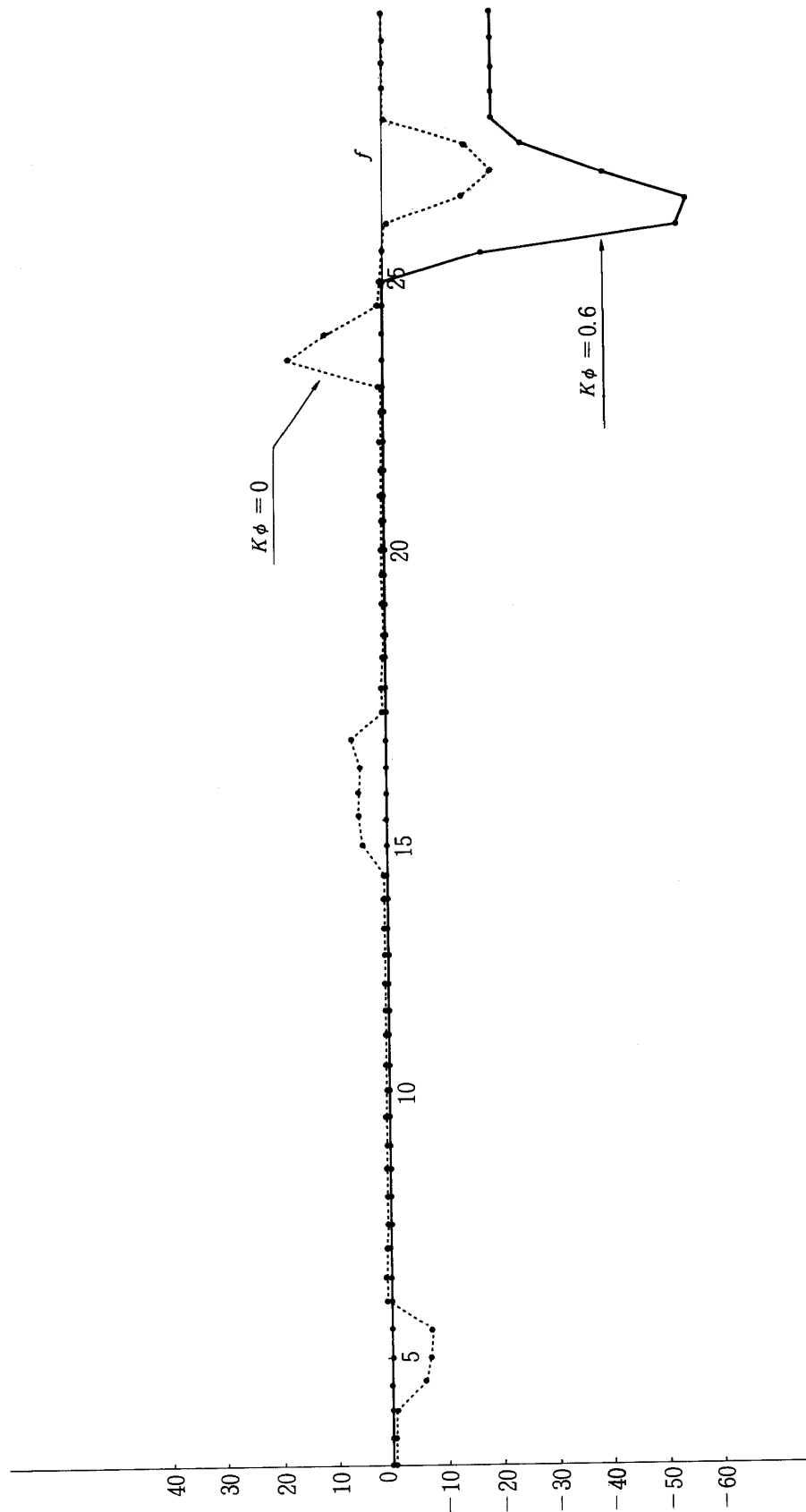


図5-4 モデルA 搭載荷重0 300gal  $T_1, T_2$ 位相差

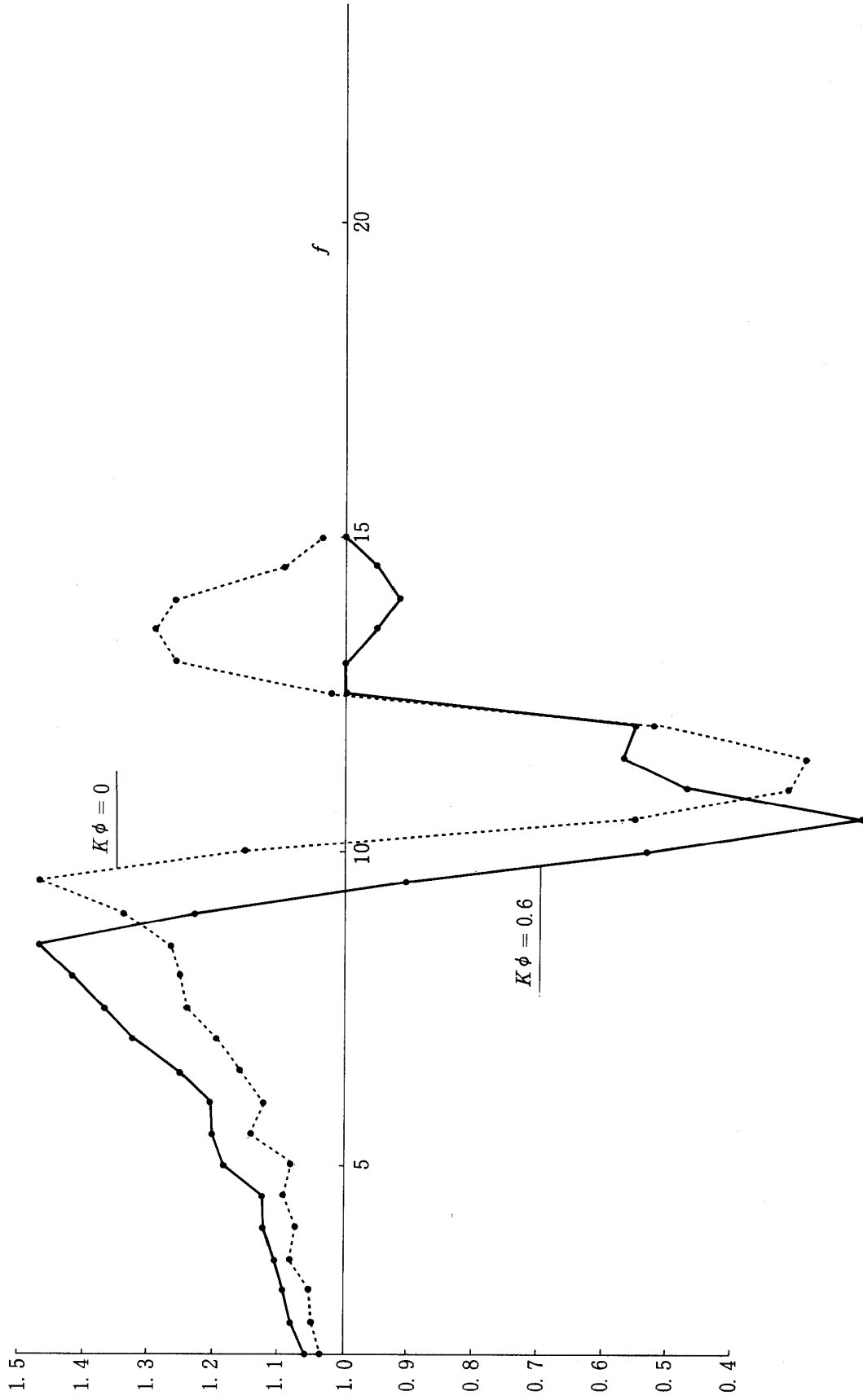


図 5-5-1 モデル B 搭載荷重 400 t 100gal (1) 2.0 ~ 15 Hz Acc ( $T_2/T_1$ ) 振幅比

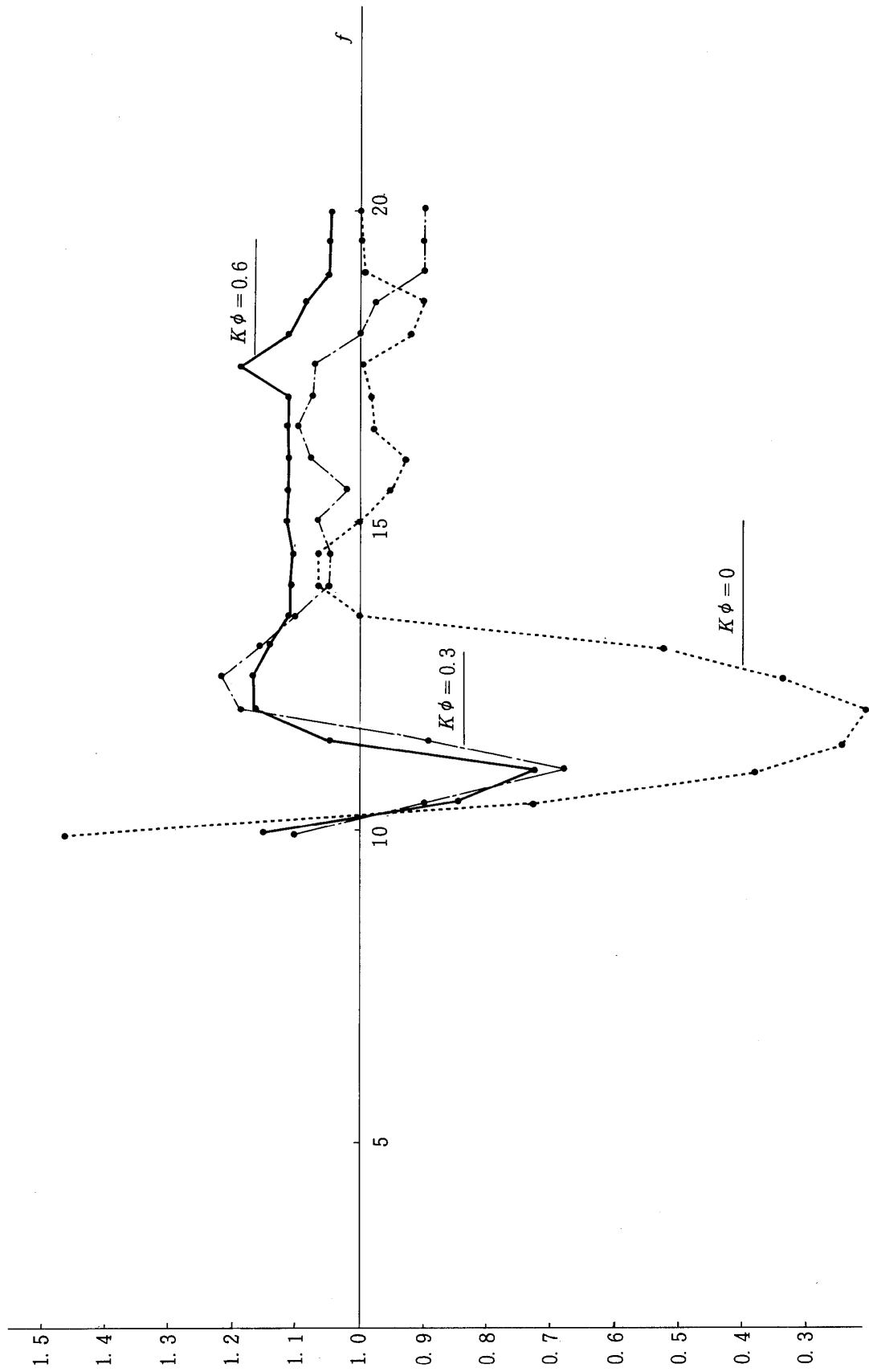


図5-5-2 モデルB 搭載荷重400t 100gal(2)10~20Hz Acc( $T_2/T_1$ ) 振幅比

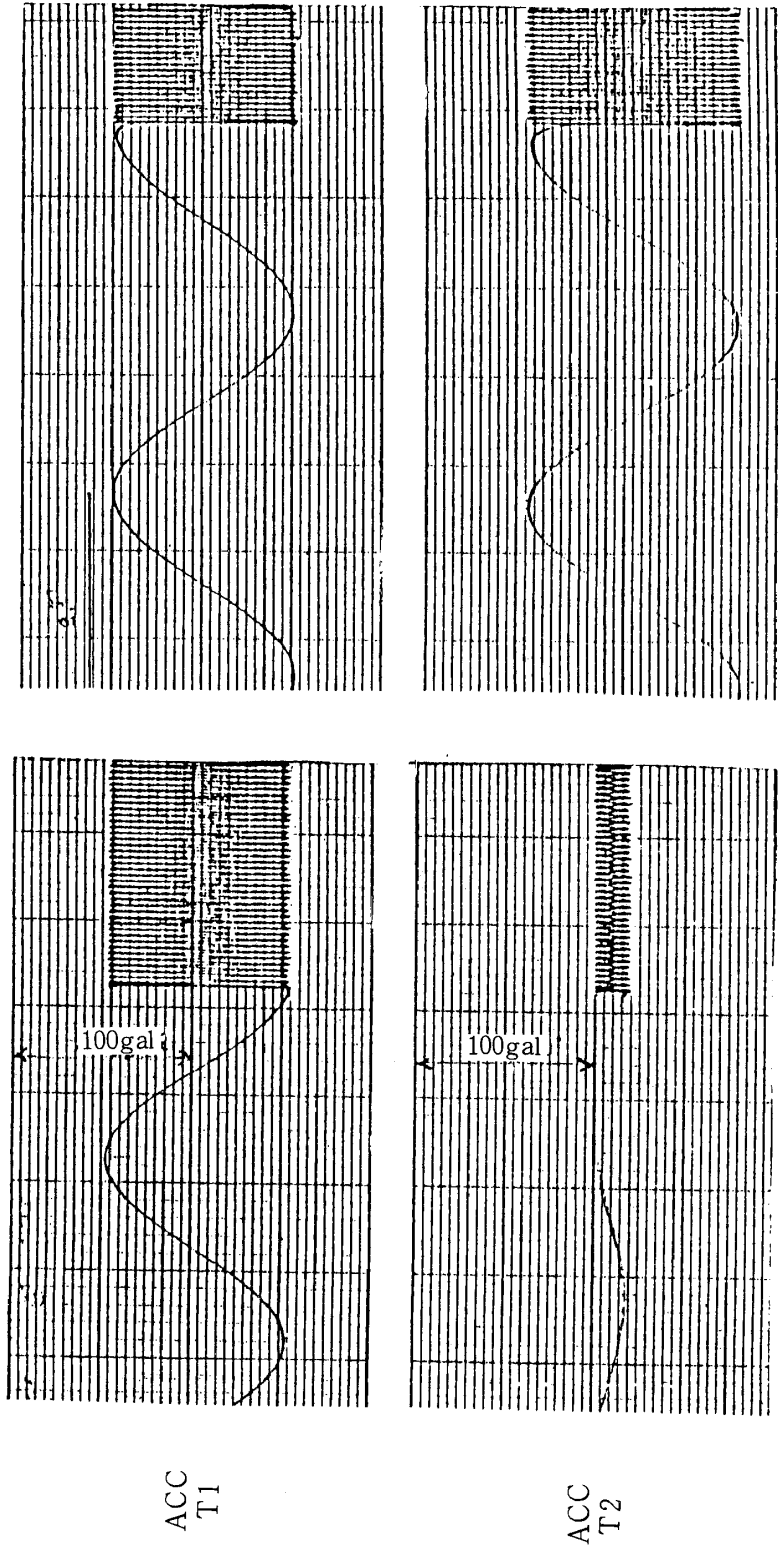


図5-5-3 モデルB 搭載荷重400t 100gal 周波数120Hzの $T_1$  $T_2$  Accの振幅比



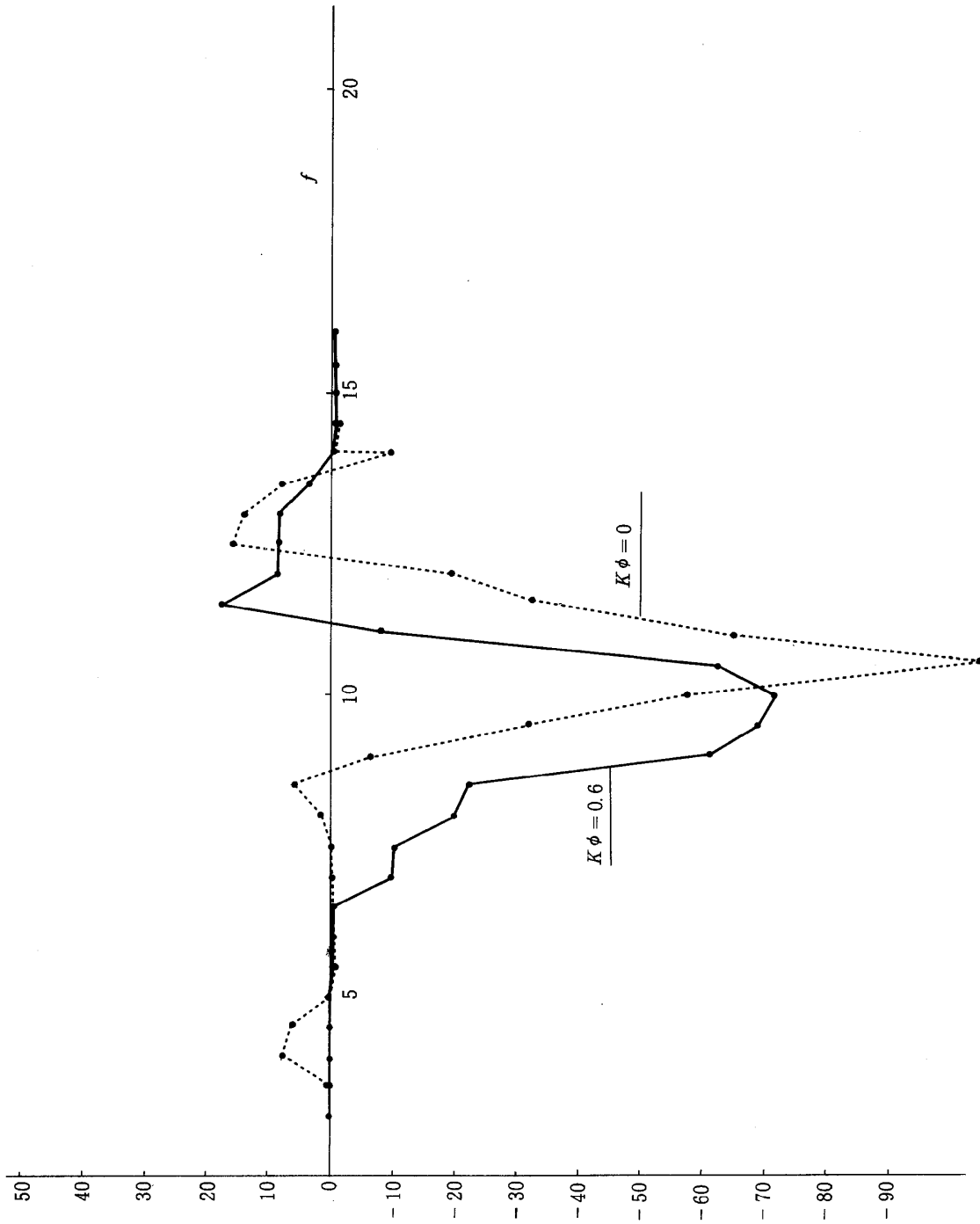


图5-6-1 モデルB 搭載荷重400t 100gal(1) 2.5~15Hz  $T_1$ ,  $T_2$ 位相差

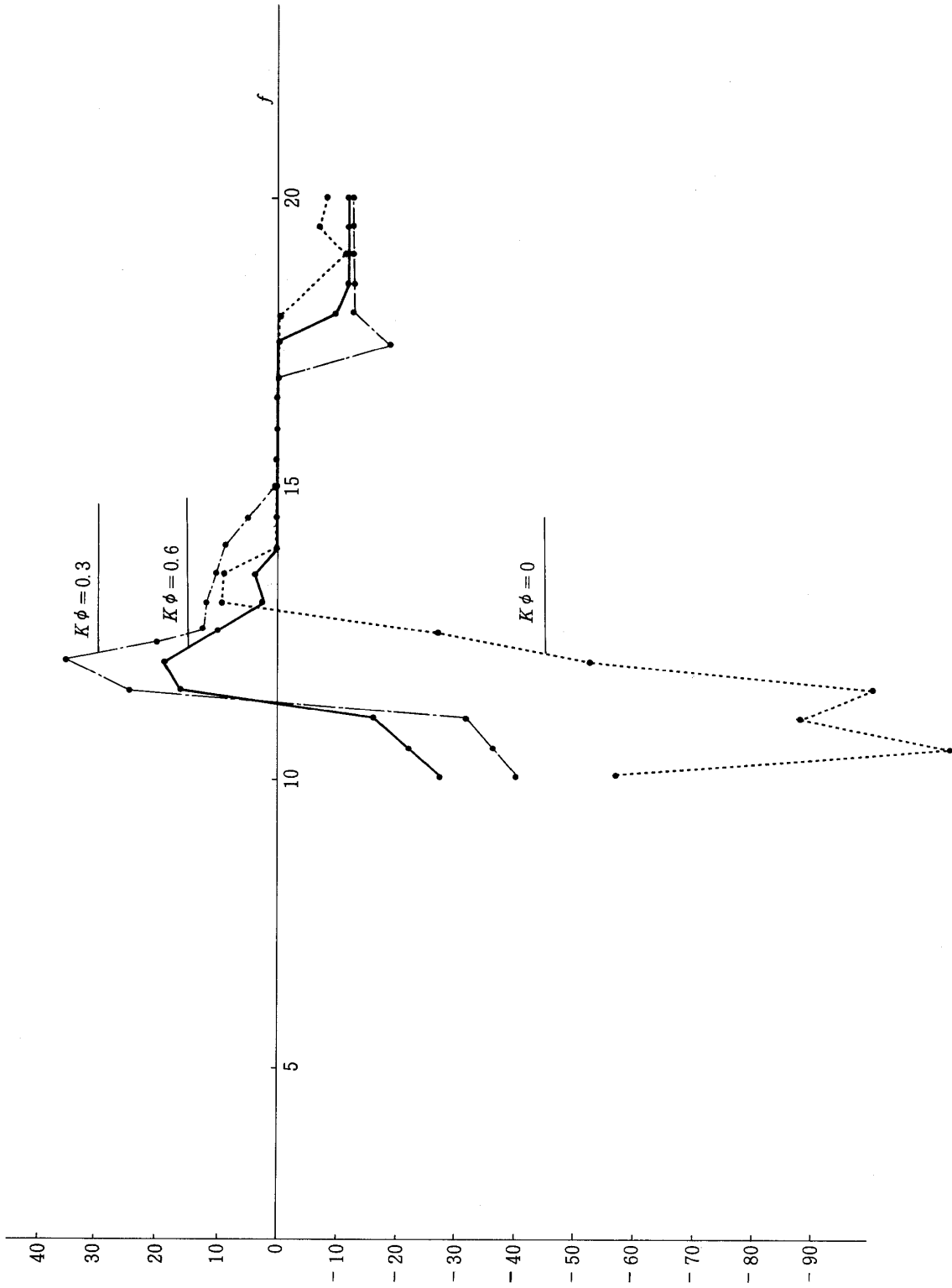


図 5-6-2 モデル B 搭載荷重 400 t 100gal (2) 10.0 ~ 20.0 Hz  $T_1$ ,  $T_2$  位相差

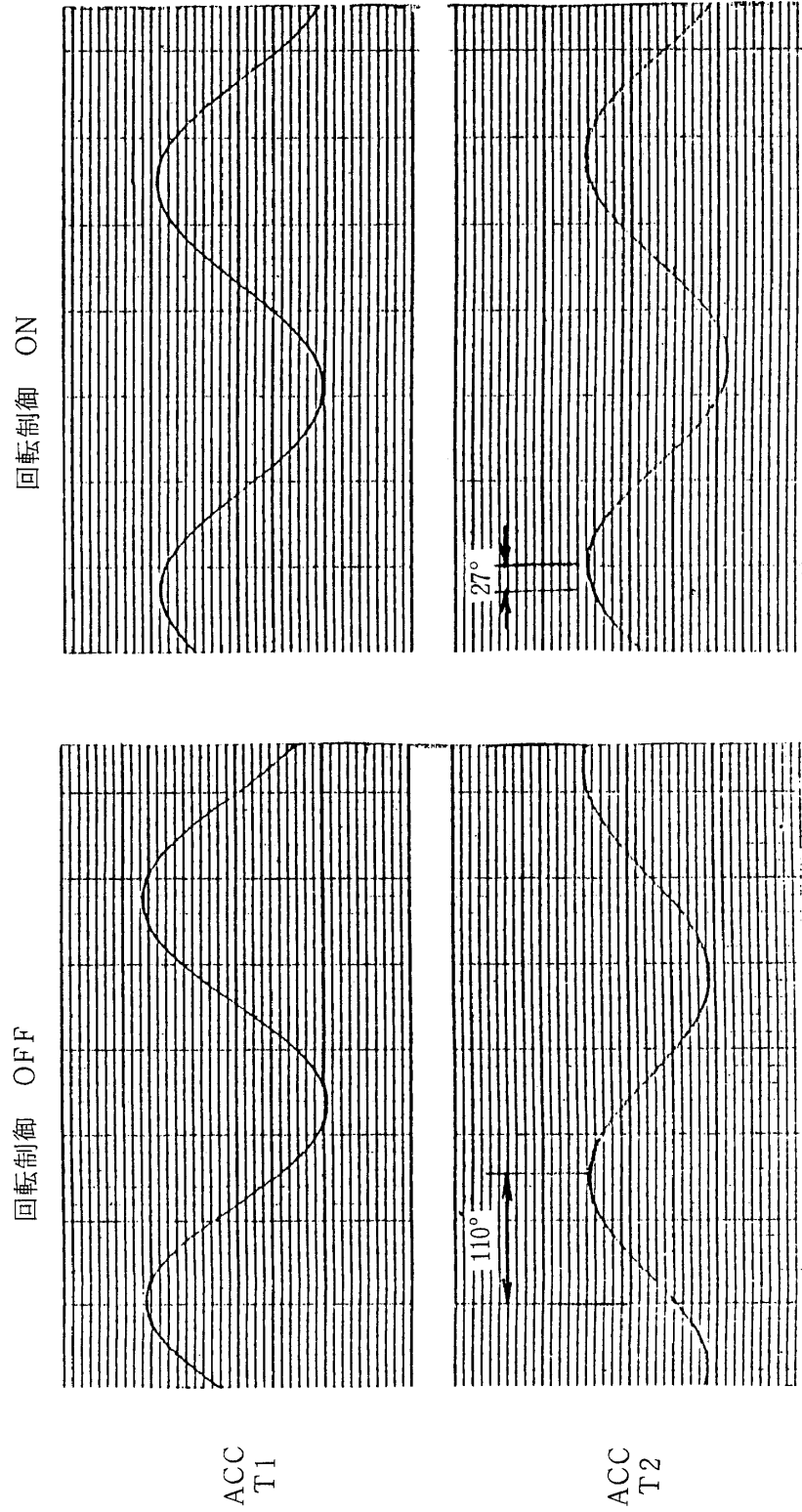


図5-6-3 モデルB 搭載荷重400 t 100gal 周波数10.5Hz T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>の位相差波形

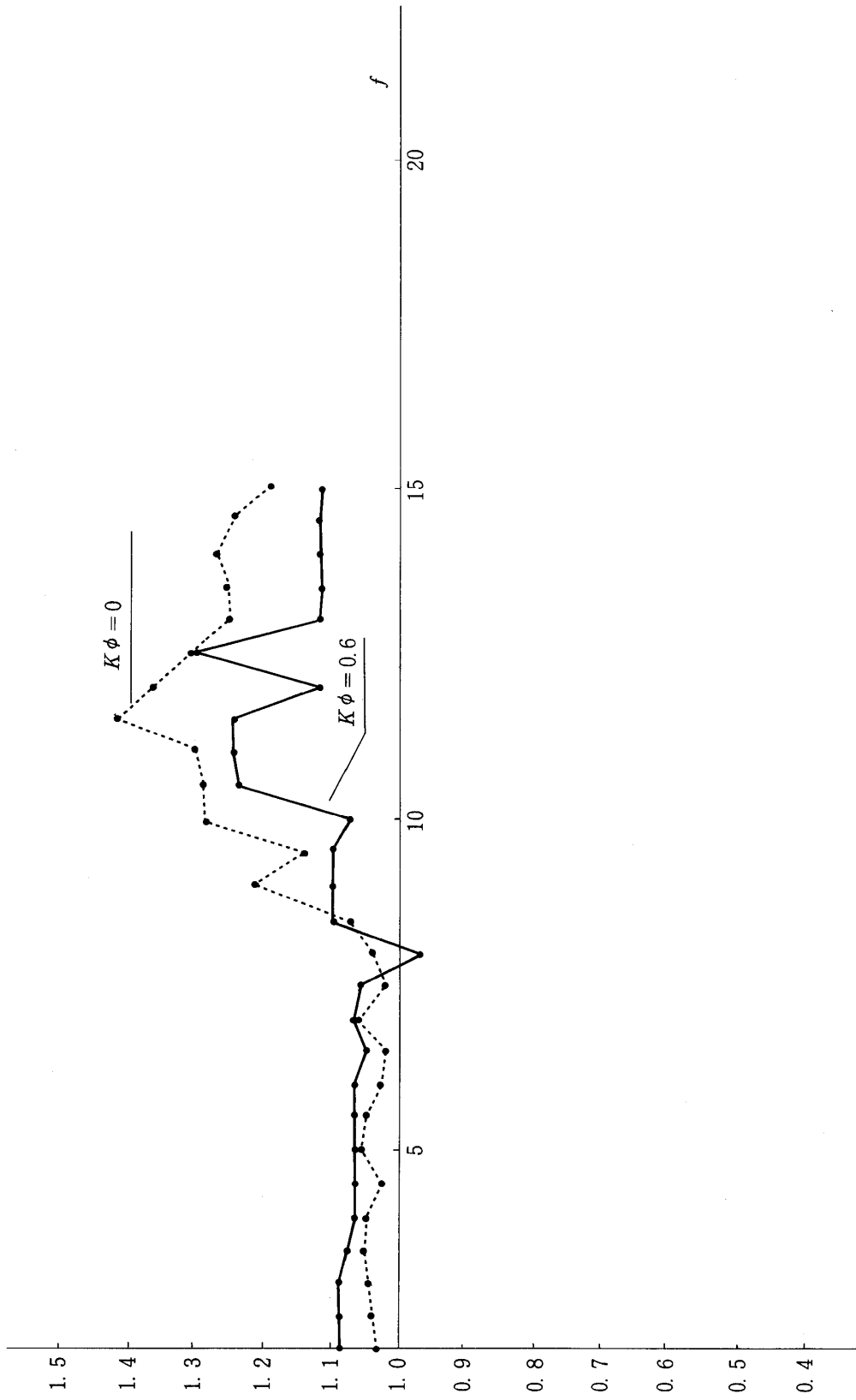


図5-7-1 モデルB 搭載荷重400t 300gal (1) 2.5~15.0Hz Acc ( $T_2/T_1$ ) 振幅比

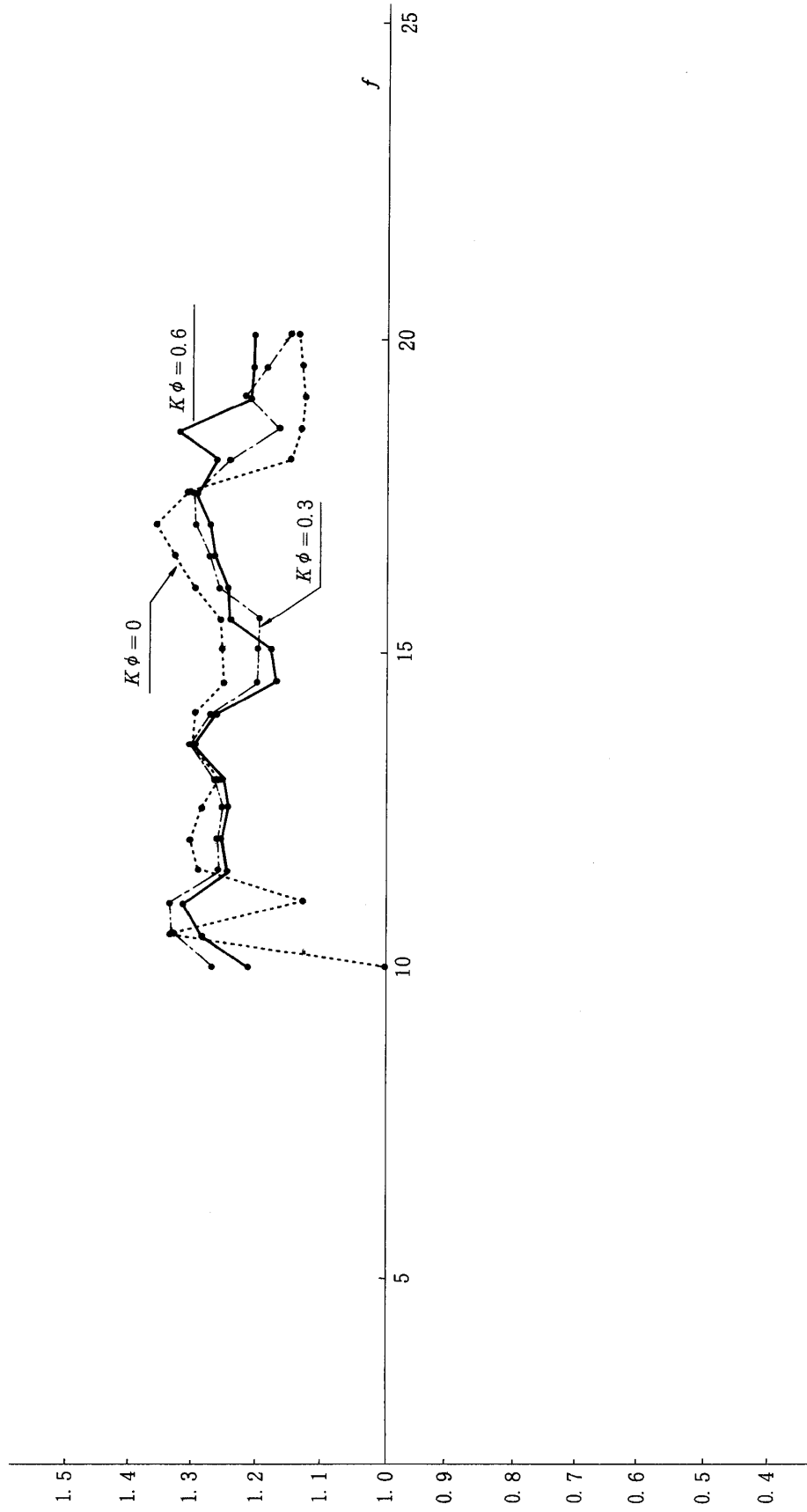


図5-7-2 モデルB 搭載荷重400 t 300gal(2)10.0~20.0Hz Acc( $T_2, T_1$ ) 振幅比

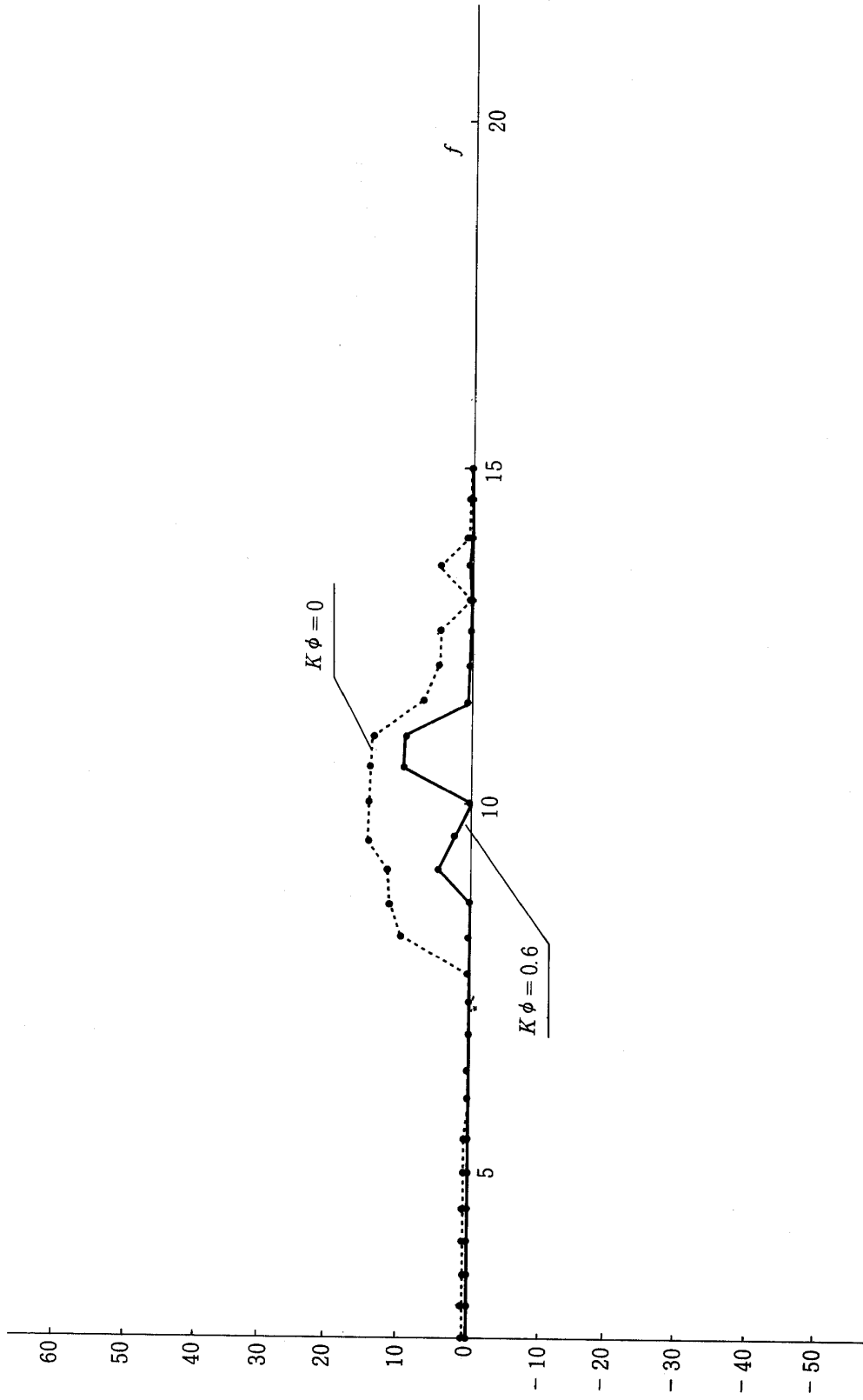


図 5-8-1 モデル B 搭載荷重 400 t 300 gal (1) 2.5 ~ 15.0 Hz 位相差

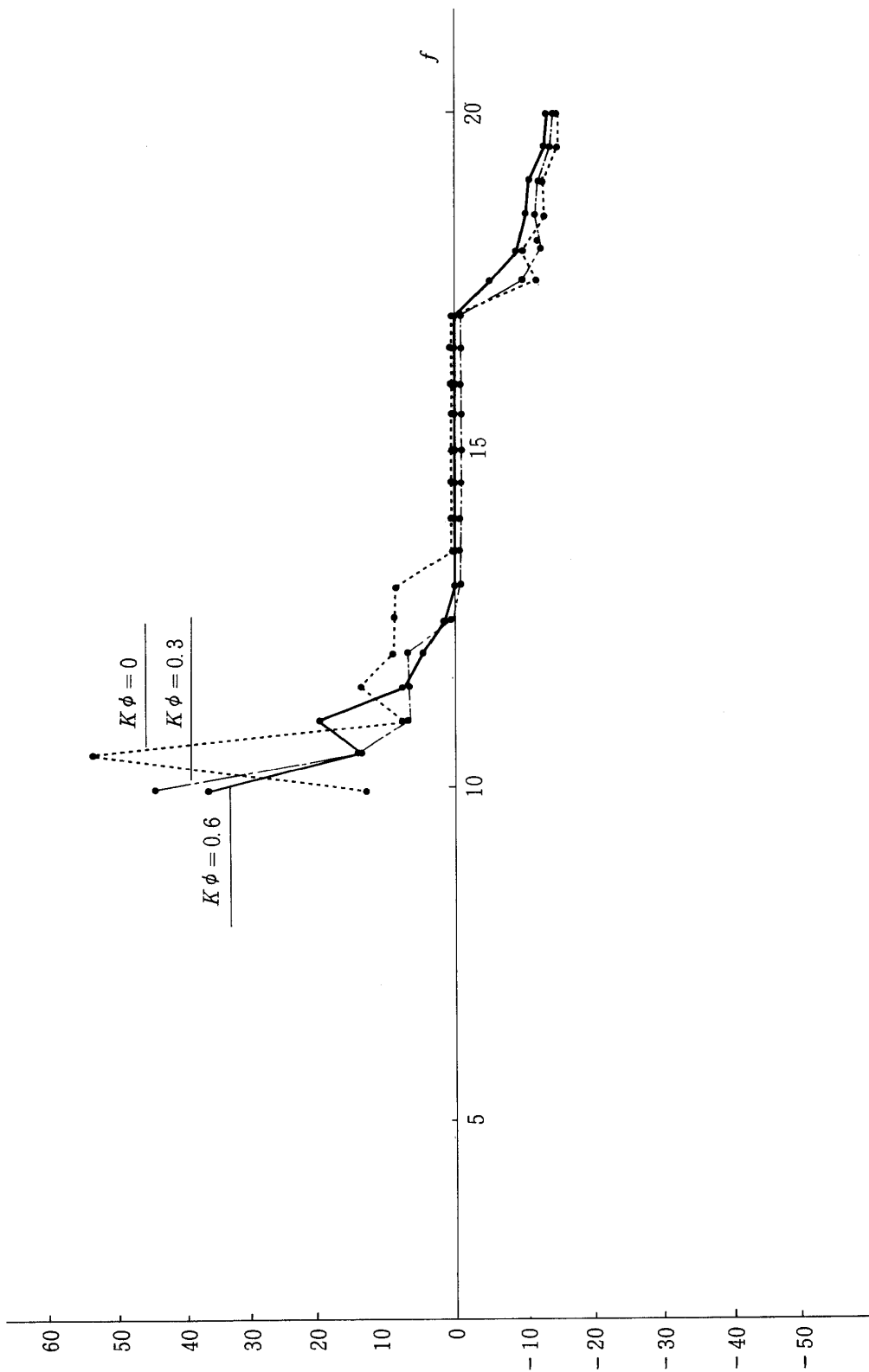


図5-8-2 モデルB 搭載荷重400t 300gal(2)10.0~20.0Hz位相差