

## 論文 Original Paper

# 粘性ダンパを装着したディーゼル機関クランク軸系の ねじり振動特性に関する研究 (第3報, 最適動粘度に関する一考察)

下山田 邦 夫<sup>\*</sup>・若 林 克 彦<sup>\*\*</sup>・児 玉 知 明<sup>\*\*\*</sup>・岩 本 昭 一<sup>\*\*\*\*</sup>

## A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Crankshafts with a Viscous Fluid Damper (The third report, A consideration on the Optimum Kinematic Viscosity of the Viscous Fluid Dampers)

by Kunio Shimoyamada<sup>\*</sup>, Katsuhiko Wakabayashi<sup>\*\*</sup>,  
Tomoaki Kodama<sup>\*\*\*</sup> and Shoichi Iwamoto<sup>\*\*\*\*</sup>

**Synopsis:** The authors have investigated characteristics of torsional vibration displacement at the pulley of a 14.3ℓ, V8 engine with a viscous fluid damper from experimental and analytical viewpoints in the previous papers.

In this paper, the optimum conditions of the viscous fluid damper for the engine will be approximately determined by comparing the results of angular displacement obtained from numerical calculations with the measured values.

The inertia moment of the damper and the viscosity of the silicone oil are diversely varied in the experiments.

**要旨:** 粘性ねじり振動ダンパ (以下, 粘性ダンパと呼ぶ) は, 減衰効果が大きいために, クランク軸系のねじり振動を低減させる目的で広く使用されている。しかし, 粘性ダンパに充てんされているシリコン油は非ニュートン流体で, 複雑な動的特性を示す。

そこで本論文では, V型8気筒ディーゼル機関に粘性ダンパを装着した軸系を対象として, 粘性ダンパの慣性リング慣性モーメント (以下, ダンパ慣性モーメントと呼ぶ) を3種類および充てんシリコン油の動粘度 (以下, 粘度と呼ぶ) を7種類変化させて, ねじり振動角変位の測定を行なった結果について報告する。さらに, 測定結果に数値計算より得られる結果と比較検討して, シリコン油粘度が共振角変位振幅と共振回転数に及ぼす影響について調べ, 最適動粘度を推定する。

### 1. まえがき

前報<sup>1), 2), 3)</sup>で粘性ダンパを装着したV型8気筒 (総排気量14.3ℓ {14.3dm<sup>3</sup>}) ディーゼル機関クランク軸系のねじり振動特性について, 実験と解析面から検討して

きた。それらを要約すると, 文献1)では, ねじり振動付加応力特性について言及した。文献2)では, 粘性ダンパシリコン油部に着目して, 作動中のシリコン油部の複素減衰係数の実部と虚部の値を算出した。さらに, 油部の作動温度の推定も試みた。文献3)では, 動力計を含

<sup>\*</sup>工学部機械工学科 専任講師  
Dept. of Mechanical Engineering, Lecturer  
<sup>\*\*</sup>工学部機械工学科 教授 工学博士  
Dept. of Mechanical Engineering, Professor,  
Dr. of Engineering

<sup>\*\*\*</sup>工学部機械工学科 嘱託  
Dept. of Mechanical Engineering,  
Technical staff  
<sup>\*\*\*\*</sup>埼玉大学工学部機械工学科 教授 工学博士  
Saitama University, Dept. of Mechanical Engineering, Professor, Dr. of Engineering

めた軸系全体の振動モデルを使用してI節ねじり振動特性について調べた。

本論文では、減衰作用の大きい粘性ダンパの特性をさらに調べるために、

- 1) ダンパ慣性モーメントを一定にして、シリコン油粘度を7種類変化させた場合、
- 2) シリコン油粘度を一定にしてダンパ慣性モーメントを3種類変化させた場合、

のプーリ端におけるねじり角変位の測定結果について報告する。さらに、この結果に解析面から検討を加え、粘性ダンパの最適粘度について考察することを目的とする。また、本論文では、ねじり振動のみに着目したので、振動モデルとして集中質点等価ねじり振動系を使用し、数値計算法としては伝達マトリックス法を採用する。

## 2. 集中質点等価振動系による角変位計算法

前述したように、軸系のねじり振動のみに着目したので、粘性ダンパを装着した供試機関クランク軸系を等価ねじり振動系に置換して振動計算をする。

### 2.1 集中質点等価ねじり振動系モデル

供試機関（V型8気筒）クランク軸系を等価振動系に置換する方法<sup>4)</sup>は確立されているので、ここでは説明を省略する。本計算で使った集中質点等価振動系の振動モデルを図1に示す。

### 2.2 軸系全体の伝達関係式

ねじり振動のみに着目しているので、状態量はねじり角変位 ( $\theta$ )、ねじりモーメント ( $T$ ) と強制項を導入するための1という単位の項からなり、その状態量ベクトル  $q$  は、

$$q = [\theta, T, 1]' \quad (\cdot : \text{転置})$$

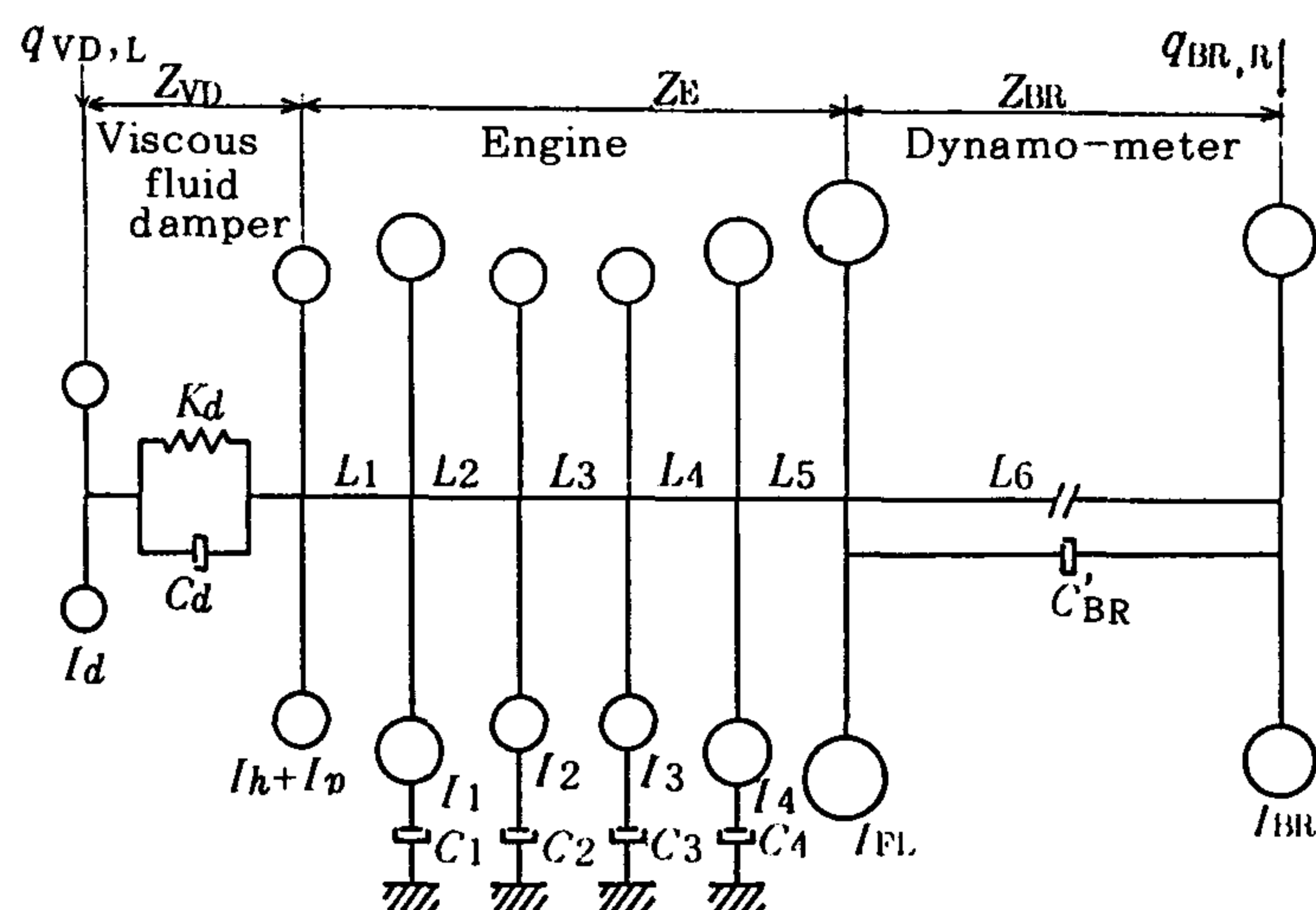


図1 供試機関集中質点等価ねじり振動モデル

で表示される。いま、粘性ダンパ左端の状態量を  $q_{VD,L}$  および動力計部右端の状態量を  $q_{BR,R}$  とする。また、粘性ダンパ部の伝達マトリックスを  $Z_{VD}$ 、機関部の伝達マトリックスを  $Z_E$  およびゴム継手と動力計部の伝達マトリックスを  $Z_{BR}$  として、各部の伝達マトリックスを粘性ダンパ部左端から動力計部右端まで前掛けすることによって軸系全体の伝達関係式は、図1を参照してつぎのように表せる。

$$q_{BR,R} = Z_{BR} \cdot Z_E \cdot Z_{VD} \cdot q_{VD,L} \quad (1)$$

式(1)の伝達マトリックスを構成している小要素の伝達マトリックスの一例として、図1における  $j$  番目円板要素（慣性モーメント  $I_j$ ）に絶対速度比例する粘性減衰（絶対速度比例等価減衰係数  $C_j$ ）が作用する場合の伝達マトリックス  $Z_{EM,j}$  と、 $j$  番目軸要素（等価ねじり剛さ  $K_{t,j}$ ）に相対速度比例する粘性減衰（相対速度比例減衰係数  $C'_{BRj}$ ）が作用した場合の伝達マトリックス  $Z_{ES,j}$  は、次式で表せる。

$$Z_{EM,j} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ I_j \Omega^2 - C_j \Omega & 1 & T_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$Z_{ES,j} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{K_{t,j} - i C'_{BRj} \Omega}{(K_{t,j})^2 + (C'_{BRj} \Omega)^2} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

なお本計算では、式(2)中の減衰係数  $C_j$  と強制トルク  $T_0$  はエンジンシリンダ部のみに考慮した。また、式(3)中の減衰係数  $C'_{BRj}$  はゴムカップリングと動力計部の軸要素にのみ考慮し、他の軸要素は  $C'_{BRj} = 0$  とした。

## 3. ねじり振動角変位の測定

供試機関および測定方法は前報<sup>1),2),3)</sup>と同様なので説明を省略する。粘性ダンパA（表1参照）はダンパの蓋を外して、シリコン油を詰め換えることにより、粘度を7種類変えて実験を行なった。ダンパBおよびCには粘度  $1 \times 10^5 \text{ cSt} \{ 1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s} \}$  のシリコン油が充てんされている。

### 3.1 供試粘性ダンパおよびシリコン油粘度の種類

実験に使用した粘性ダンパは同一形式であるので、一例として粘性ダンパAの断面形状を図2に示す。表1は

表 1 供試粘性ダンパの種類と諸元

諸元 種類	ハウジング慣性モーメント: $I_h$ kgf cm s { kg m <sup>2</sup> }		慣性リング慣性モーメント: $I_d$ kgf cm s { kg m <sup>2</sup> }		ダンパ定数: $K$ cm <sup>3</sup> { m <sup>3</sup> }	慣性比
ダンパ A	1.381	{ 0.135 }	1.411	{ 0.138 }	$6.08 \times 10^6$ { 6.08 }	0.238
ダンパ B	1.168	{ 0.115 }	0.783	{ 0.077 }	$4.12 \times 10^6$ { 4.12 }	0.140
ダンパ C	1.380	{ 0.135 }	2.310	{ 0.227 }	$1.15 \times 10^7$ { 11.50 }	0.410

表 2 供試油粘度の種類

実験番号	粘度 $cSt$ { m <sup>2</sup> /s }	
No. 1	$6 \times 10^3$	{ $6 \times 10^{-3}$ }
No. 2	$1 \times 10^4$	{ $1 \times 10^{-2}$ }
No. 3	$3 \times 10^4$	{ $3 \times 10^{-2}$ }
No. 4	$6 \times 10^4$	{ $6 \times 10^{-2}$ }
No. 5	$1 \times 10^5$	{ $1 \times 10^{-1}$ }
No. 6	$3 \times 10^5$	{ $3 \times 10^{-1}$ }
No. 7	$1 \times 10^6$	{ 1 }

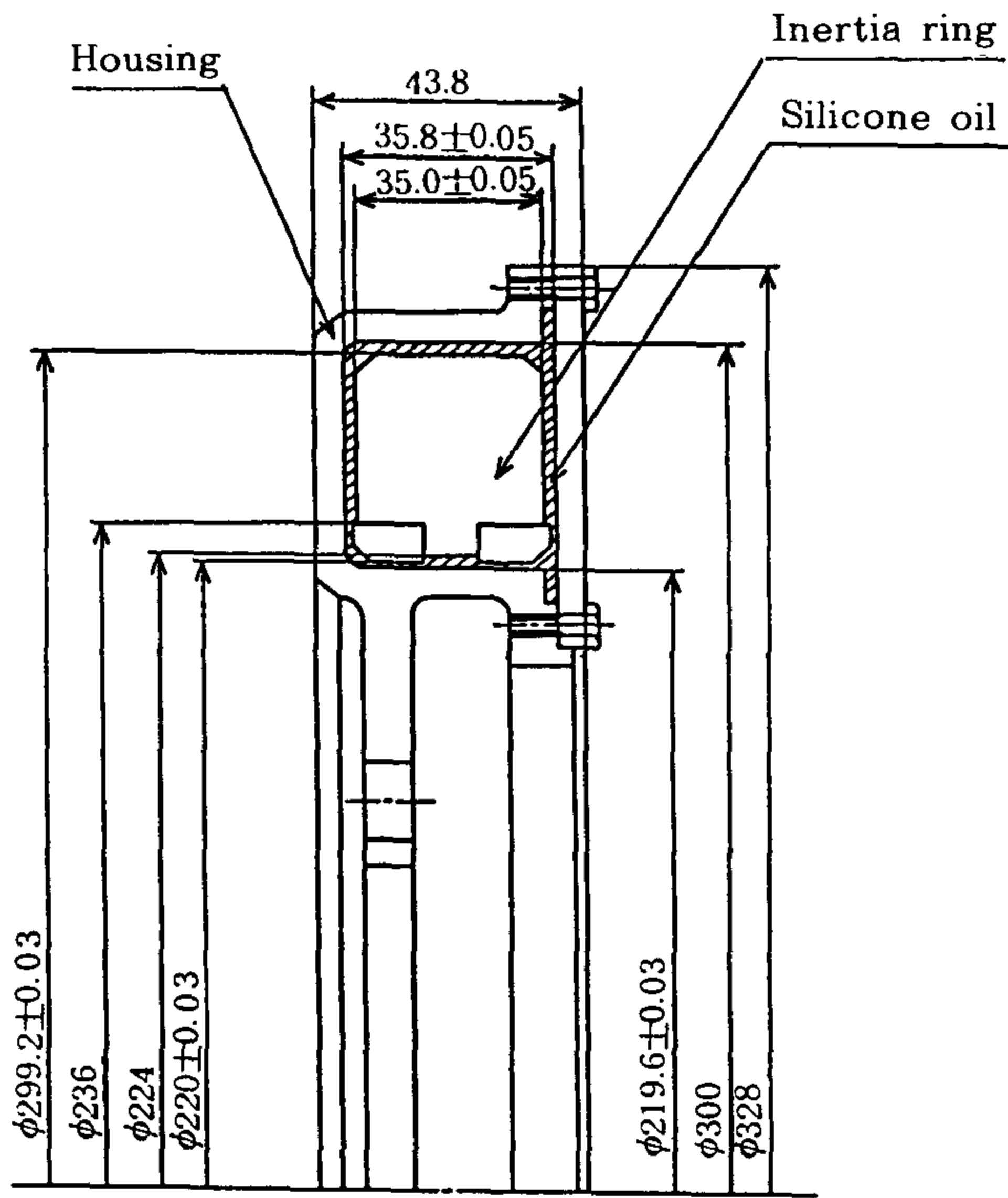


図 2 供試粘性ダンパ断面 (ダンパ A)

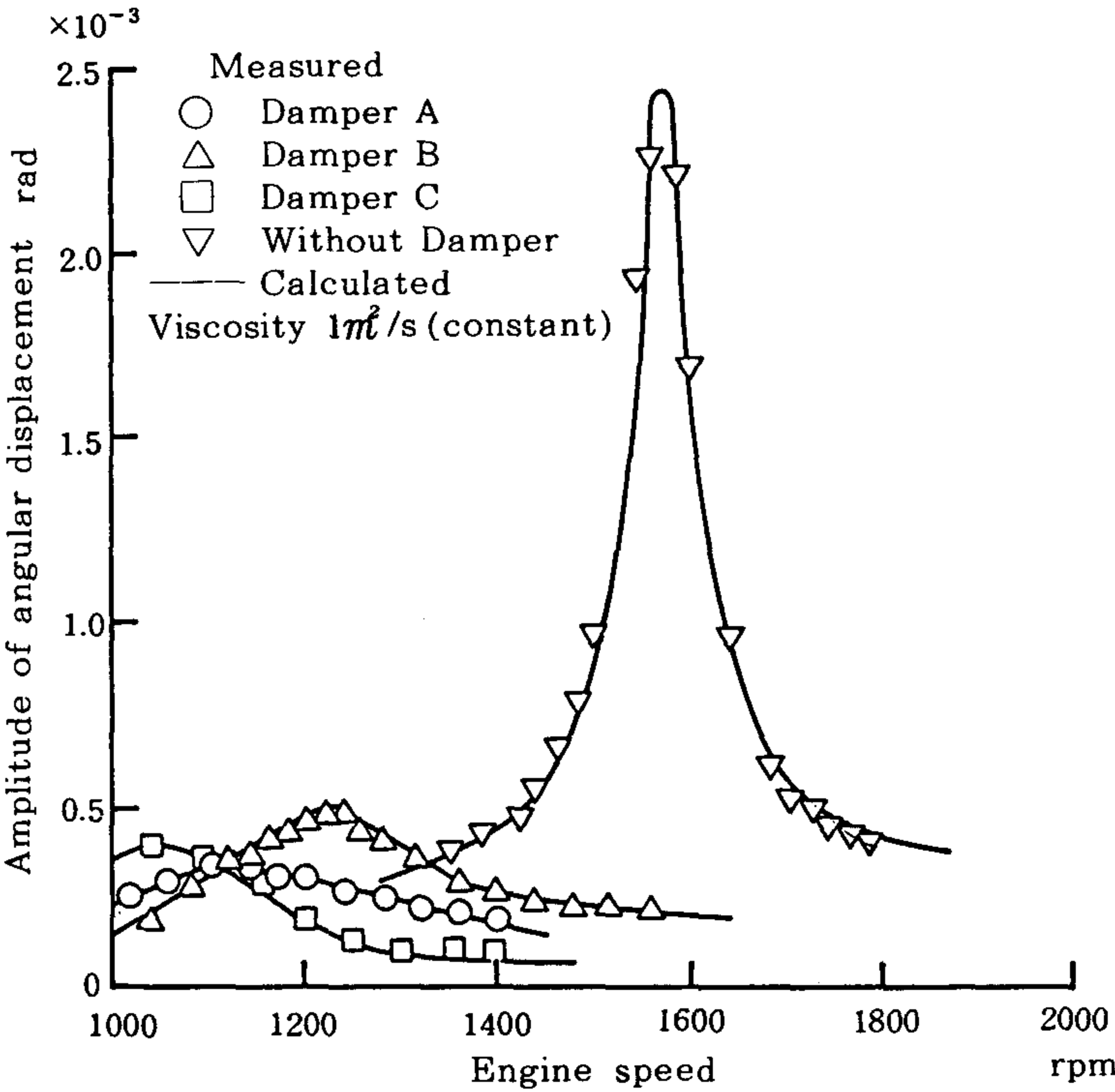


図 4 8 次ねじり振動角変位振幅曲線(実験値, 計算値)

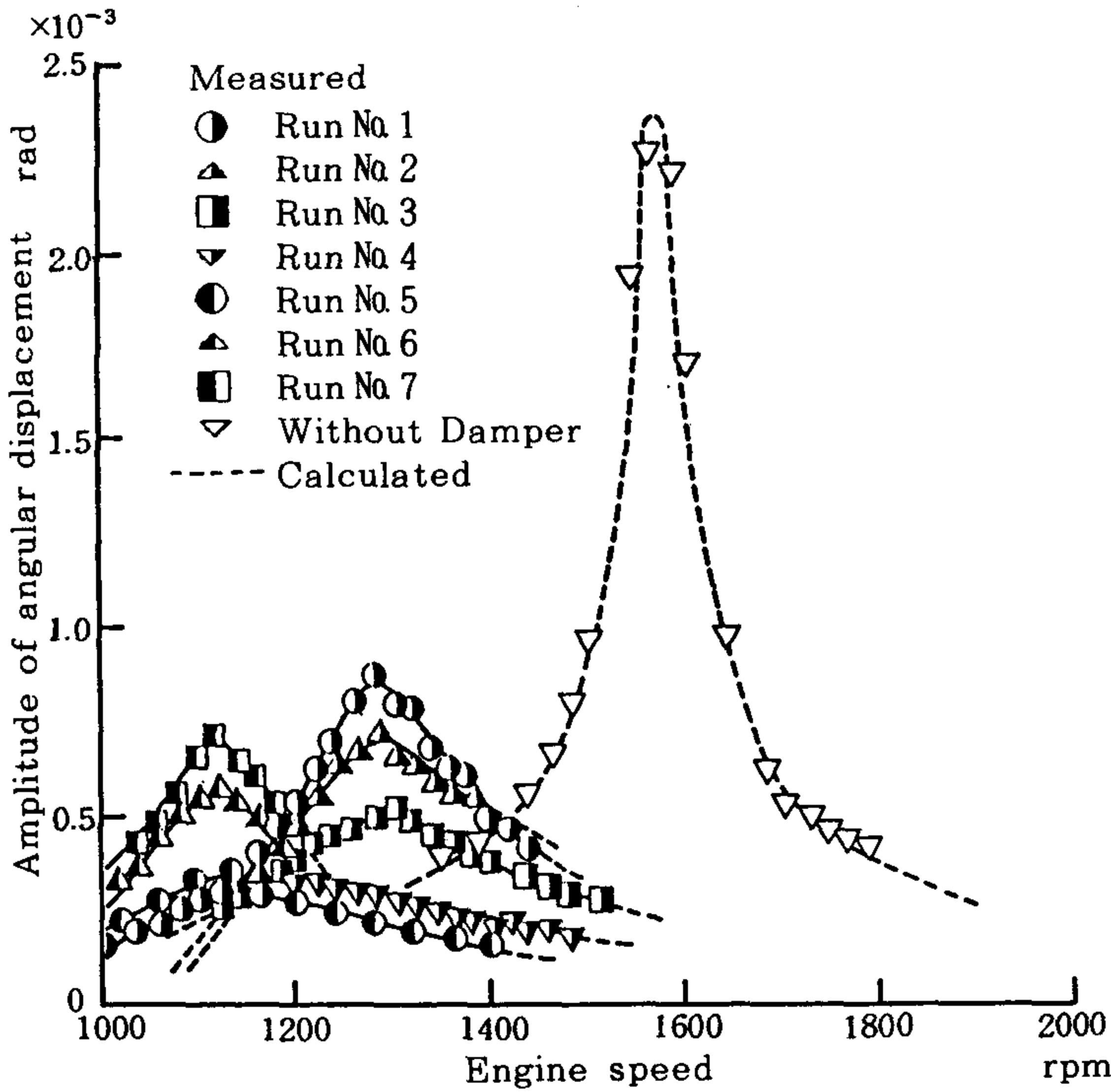


図 3 8 次ねじり振動角変位振幅曲線(実験値, 計算値)

供試粘性ダンパの諸元を示す。供試シリコン油の粘度の種類を表 2 に示す。

なお、ダンパの材質はハウジング部、慣性リング共に SS41 を使用して製作されている。また、慣性リングの外側にはオイルレス #250-17 樹脂のスリーブを付着させ、ハウジングと慣性リングのかじりを防止してある。

### 3.2 ねじり振動角変位振幅の測定結果

前節で述べた粘性ダンパを装着したクランク軸系プーリ端でのねじり角変位の測定結果の一例として、8次角変位振幅曲線を図3および4に示す。なお、実測の各振幅曲線は第4章で述べる計算より得られた振幅曲線とほとんど一致するので、プロットのみで代用して示してある。

図3は粘性ダンパAでシリコン油の粘度を7種類変えた場合の振幅曲線を示した図である。ダンパなしの振幅曲線と比較すると、大きな振幅の低減効果があることがわかる。共振振幅値は、シリコン油の粘度が $1 \times 10^5$  cSt $\{1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}\}$ の場合に最小値になる。これから高粘度あるいは低粘度になるにしたがって、共振振幅値は増加する傾向がある。これらの傾向は、他の次数振動成分4次、5次および7次振動でもほぼ同様な傾向である。すなわち、ダンパ慣性モーメントを一定にした場合に、供試機関の共振角変位振幅を最小にする最適粘度が存在することを示している。一方、共振回転数は、低粘度から高粘度に移るにしたがい、低回転数側へ移動する。

表3は各粘度における共振振幅値と共振振動数を各振動成分ごとにまとめたものである。表中の空欄部分は共振現象がほとんど現れず、共振点が特定できなかった場合である。

つぎに、図4は粘性ダンパA、BおよびCに $1 \times 10^5$  cSt $\{1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}\}$ の粘度のシリコン油を充てんした場合に実測より得られた8次角変位振幅曲線である。ダンパ慣性モーメントの大きさの違いによる共振振幅の変化が見られ、粘度一定にした際の供試機関軸系に最適なダンパ慣性モーメントが存在することを示している。当然のことではあるが、ダンパ慣性モーメントが大きくなるにしたがい共振回転数が低回転数側へ移動する。

### 4. ねじり振動角変位の計算結果

本章では、第2章で言及した振動解析法を使用して、プーリ端でのねじり振動角変位振幅の計算を行なう。

#### 4.1 計算に必要な諸数値

図1に示した等価ねじり振動モデルにしたがって、式(1)の伝達関係式を使用してねじり振動角変位を計算するにあたり必要なエンジン部および動力計部の等価慣性モーメント、等価長さおよび等価減衰係数の値を表4および5に示す。また、粘性ダンパ部の値は表1に示す。

なお、ダンパシリコン油部における複素減衰係数の実部 $C_d$  (以下、粘性ダンパのねじり減衰係数と呼ぶ)と虚部を $Q$ で割った $K_d$  (以下、粘性ダンパのねじりばね定数と呼ぶ)の値は、本論文では計算に先立って決めることを目的としていないので、計算結果が図3および4

表3 各次数ねじり振動共振回転数と共振振幅値 (計算値, ダンパA)

標準粘度 $cSt$ $\{m^2/s\}$	8次振動		4次振動		5次振動		7次振動	
	共振回転数 rpm $\{s^{-1}\}$ 共振振動数 $H_z$	最大振幅値 deg $\{rad\}$	共振回転数 rpm $\{s^{-1}\}$ 共振振動数 $H_z$	最大振幅値 deg $\{rad\}$	共振回転数 rpm $\{s^{-1}\}$ 共振振動数 $H_z$	最大振幅値 deg $\{rad\}$	共振回転数 rpm $\{s^{-1}\}$ 共振振動数 $H_z$	最大振幅値 deg $\{rad\}$
$6 \times 10^3$	1280 {21.33}	0.048	—	—	2080 {34.67}	0.065	1470 {24.50}	0.022
$\{6 \times 10^{-3}\}$	171	$\{0.83 \times 10^{-3}\}$	—	—	173	$\{1.13 \times 10^{-3}\}$	171	$\{0.38 \times 10^{-3}\}$
$1 \times 10^4$	1280 {21.33}	0.041	—	—	2080 {34.67}	0.067	1500 {25.00}	0.017
$\{1 \times 10^{-2}\}$	171	$\{0.70 \times 10^{-3}\}$	—	—	173	$\{1.17 \times 10^{-3}\}$	175	$\{0.03 \times 10^{-3}\}$
$3 \times 10^4$	1300 {21.67}	0.031	—	—	2160 {36.00}	0.063	1500 {25.00}	0.010
$\{3 \times 10^{-2}\}$	173	$\{0.54 \times 10^{-3}\}$	—	—	180	$\{1.10 \times 10^{-3}\}$	175	$\{0.17 \times 10^{-3}\}$
$6 \times 10^4$	1200 {20.00}	0.020	2490 {41.50}	0.098	1840 {30.67}	0.029	—	—
$\{6 \times 10^{-2}\}$	167	$\{0.35 \times 10^{-3}\}$	166	$\{1.71 \times 10^{-3}\}$	153	$\{0.51 \times 10^{-3}\}$	—	—
$1 \times 10^5$	1120 {18.67}	0.021	2320 {38.67}	0.095	1770 {29.50}	0.030	—	—
$\{1 \times 10^{-1}\}$	149	$\{0.37 \times 10^{-3}\}$	157	$\{1.66 \times 10^{-3}\}$	147	$\{0.52 \times 10^{-3}\}$	—	—
$3 \times 10^5$	1120 {18.67}	0.033	2250 {37.50}	0.110	1780 {29.67}	0.052	1280 {21.33}	0.020
$\{3 \times 10^{-1}\}$	149	$\{0.58 \times 10^{-3}\}$	150	$\{1.92 \times 10^{-3}\}$	148	$\{0.90 \times 10^{-3}\}$	148	$\{0.35 \times 10^{-3}\}$
$1 \times 10^6$	120 {18.67}	0.042	2200 {36.67}	0.150	1790 {29.83}	0.064	1280 {21.33}	0.020
$\{1\}$	149	$\{0.73 \times 10^{-3}\}$	150	$\{2.62 \times 10^{-3}\}$	149	$\{1.12 \times 10^{-3}\}$	149	$\{0.35 \times 10^{-3}\}$

表4 供試機関等価系慣性モーメント

項目 \ 記号	$I_P$	$I_1$	$I_2$	$I_3$	$I_4$	$I_{FL}$	$I_{BR}$
慣性モーメント: $I$ kgfcm $s^2$ {kgm $^2$ }	1.335 {0.131}	2.088 {0.204}	1.461 {0.143}	1.467 {0.143}	2.072 {0.203}	27.822 {2.723}	18.225 {1.786}

表5 供試機関等価系等価長さおよび等価減衰係数

項目 \ 記号	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$L_6$
	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C'_{BR}$	—
等価長さ: $L$ cm {m}	1175.0 {11.75}	403.25 {4.033}	403.25 {4.033}	403.25 {4.033}	403.25 {4.033}	28134.6 {281.35}
等価減衰係数: $C$ kgfcm $s$ {Nms}	196.0 {19.2}	196.0 {19.2}	196.0 {19.2}	196.0 {19.2}	1450.0 {142.1}	—

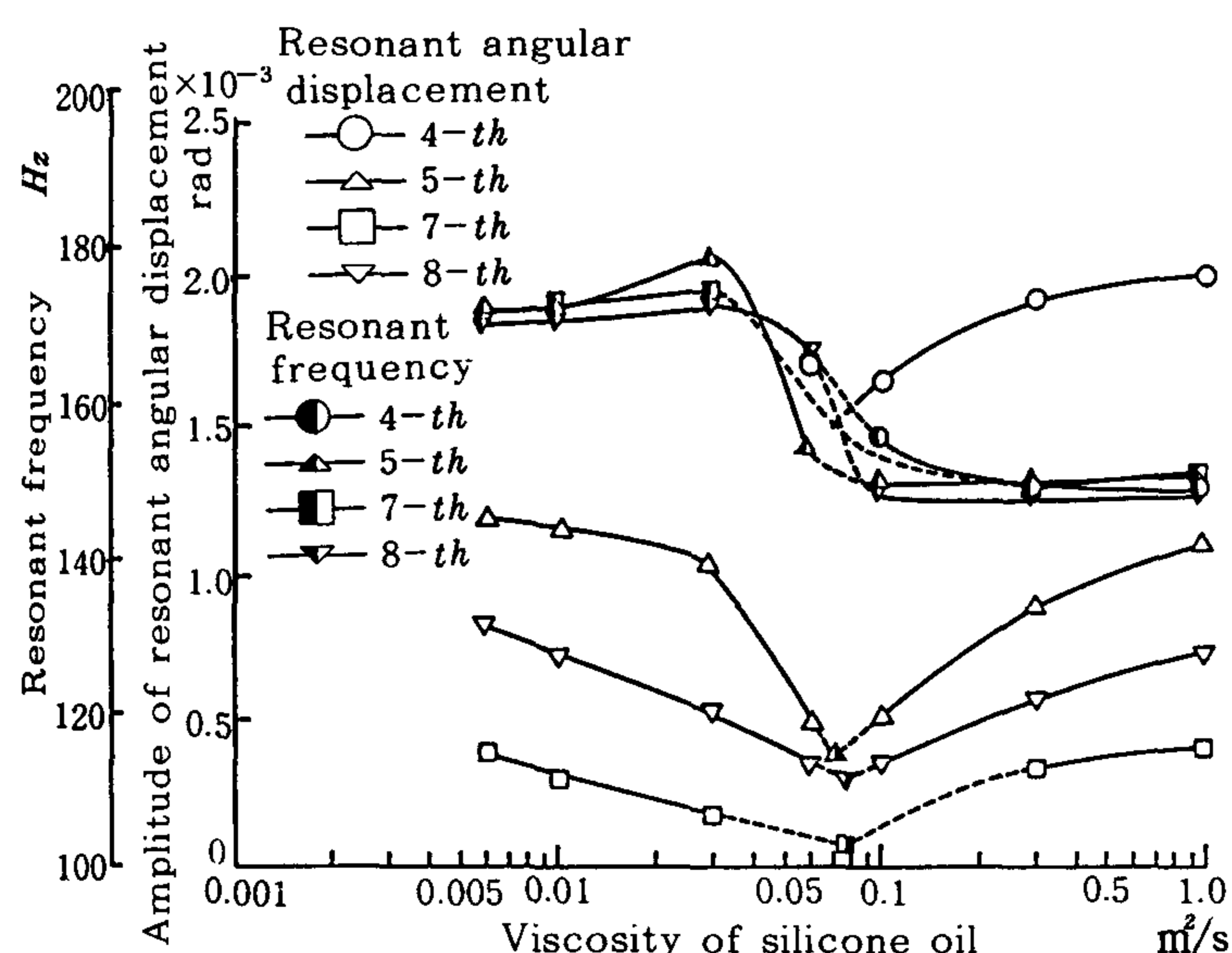


図5 シリコン油粘度と共振振幅および共振振動数の関係

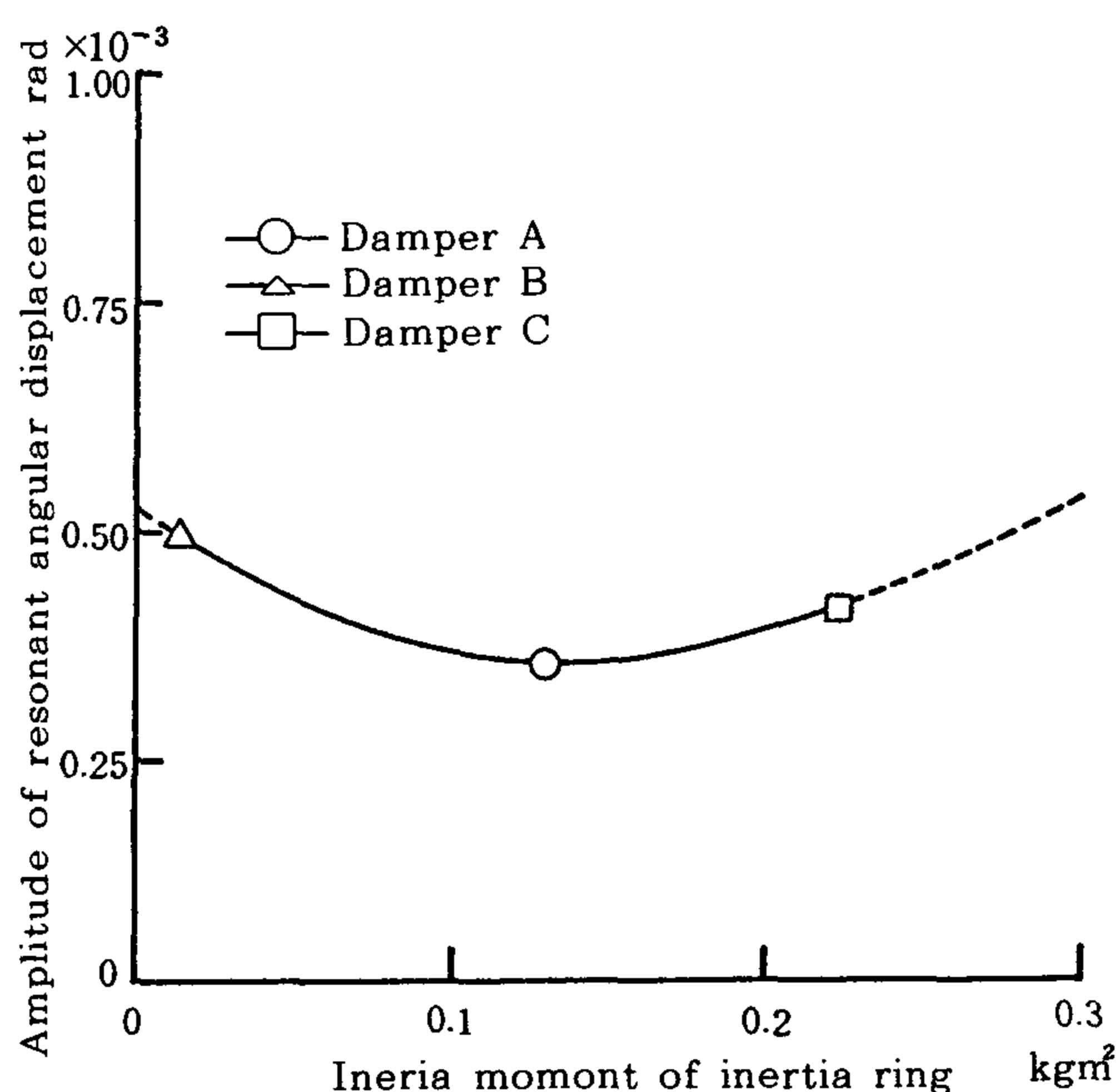


図6 慣性リング慣性モーメントと共振振幅との関係

に示した実測結果にできるだけ一致するようにして決定された。

#### 4.2 ねじり振動角変位振幅の計算結果

プーリ端でのねじり振動角変位振幅計算結果の一例として、8次の振幅曲線を図3および4に示した。図3は粘度を変化させた場合の8次振動振幅計算の結果である。図4は粘度一定 ( $1 \times 10^5 cSt$  { $1 \times 10^{-1} m^2/s$ }) として、ダンパ慣性モーメントが異なる3種類のダンパを装着した場合の計算結果である。なお、すでに述べたように図には測定結果のプロットも同時に載せてある。

#### 5. 測定結果の検討

本章では、3・2節で述べた実験結果にさらに詳しい検討を加える。

図3は、粘性ダンパの慣性モーメントを一定 ( $1.411 kgfcm s^2$  { $0.138 kgm^2$ }) にして、シリコン油粘度を変化させた場合の8次振動成分の振幅曲線である。この共振振動特性を検討するために、表3より図5に各粘度に対する共振振幅値および共振振動数との関係を示した。共振振幅値は、 $6 \times 10^3 cSt$  { $6 \times 10^{-3} m^2/s$ } から  $6 \times 10^4 cSt$  { $6 \times 10^{-2} m^2/s$ } へと高粘度になるにしたがい、減少する傾向がある。 $6 \times 10^4 cSt$  { $6 \times 10^{-2} m^2/s$ } と  $1 \times 10^5 cSt$  { $1 \times 10^{-1} m^2/s$ } との間の約  $8 \times 10^4 cSt$  { $8 \times 10^{-2} m^2/s$ } で最小の共振振幅値 (図5の点線部分) を取り、さらに高粘度 ( $1 \times 10^5 cSt$  { $1 \times 10^{-1} m^2/s$ } 以上) になると、共振振幅値が増加する傾向がある。これらのことより、本供試機関軸系に対して、ダンパ慣性モーメントが  $1.411 kgfcm s^2$  { $0.138 kgm^2$ } なる粘性ダンパを装着した際に、シリコン油の粘度を  $8 \times 10^4 cSt$  { $8 \times 10^{-2} m^2/s$ } 程度に取れば最適な状態となる。即ち、最適粘度となる。



一方、共振振動数は、粘度が  $6 \times 10^3 \text{ cSt} \{ 6 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{S} \} \sim 3 \times 10^4 \text{ cSt} \{ 3 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s} \}$  と  $1 \times 10^5 \text{ cSt} \{ 1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{S} \} \sim 1 \times 10^6 \text{ cSt} \{ 1 \text{ m}^2/\text{s} \}$  でほとんど変化しない。しかしながら、粘度が  $3 \times 10^4 \text{ cSt} \{ 3 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s} \} \sim 1 \times 10^5 \text{ cSt} \{ 1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s} \}$  の間では、共振振動数が大きく変化する特性がある。この粘度範囲で共振振動数は約  $25 \text{ Hz}$  変化する。上述した共振振幅特性と共振振動数は8次以外の振動成分についても同様の傾向を示す。

つぎに、図4は既に述べたように、粘度を一定 ( $1 \times 10^5 \text{ cSt} \{ 1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s} \}$ ) にしてダンパ慣性モーメントの大きさによる共振振幅値の変化を示す。これより、ダンパ慣性モーメント ( $I_d$ ) と共振振幅値との関係を8次振動成分について図6に示した。この図より、図5による結果と同様にシリコン油粘度を一定 ( $1 \times 10^5 \text{ cSt} \{ 1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s} \}$ ) とした場合に最適なダンパ慣性モーメントが約  $I_d = 1.4 \text{ kgfms}^2 \{ 0.14 \text{ kgm}^2 \}$  付近に存在することがわかる。

## 6. 粘性ダンパの複素減衰係数 $|C_d^*|$ による最適粘度の推定

粘性ダンパシリコン油部の複素減衰係数  $C_d^*$  は前報<sup>1)</sup>の式(2)で定義した。本論文でも図1に示した粘性ダンパシリコン油部のモデルに、複素減衰係数の実部の

ねじり減衰係数  $C_d$  と、虚部を次数振動の角振動数で割ったねじりばね定数  $K_d$  の値を代入して、ねじり振動計算を行なった。4・1節の計算で使った  $C_d$  と  $K_d$  の値を表6に示す。

本章では、複素減衰係数の絶対値  $|C_d^*| (= \sqrt{C_d^2 + (K_d/\omega)^2})$  を考え、各々の  $|C_d^*|$  に対する共振振幅値の関係を図7に示した。図7から供試機関に対する最適な複素減衰

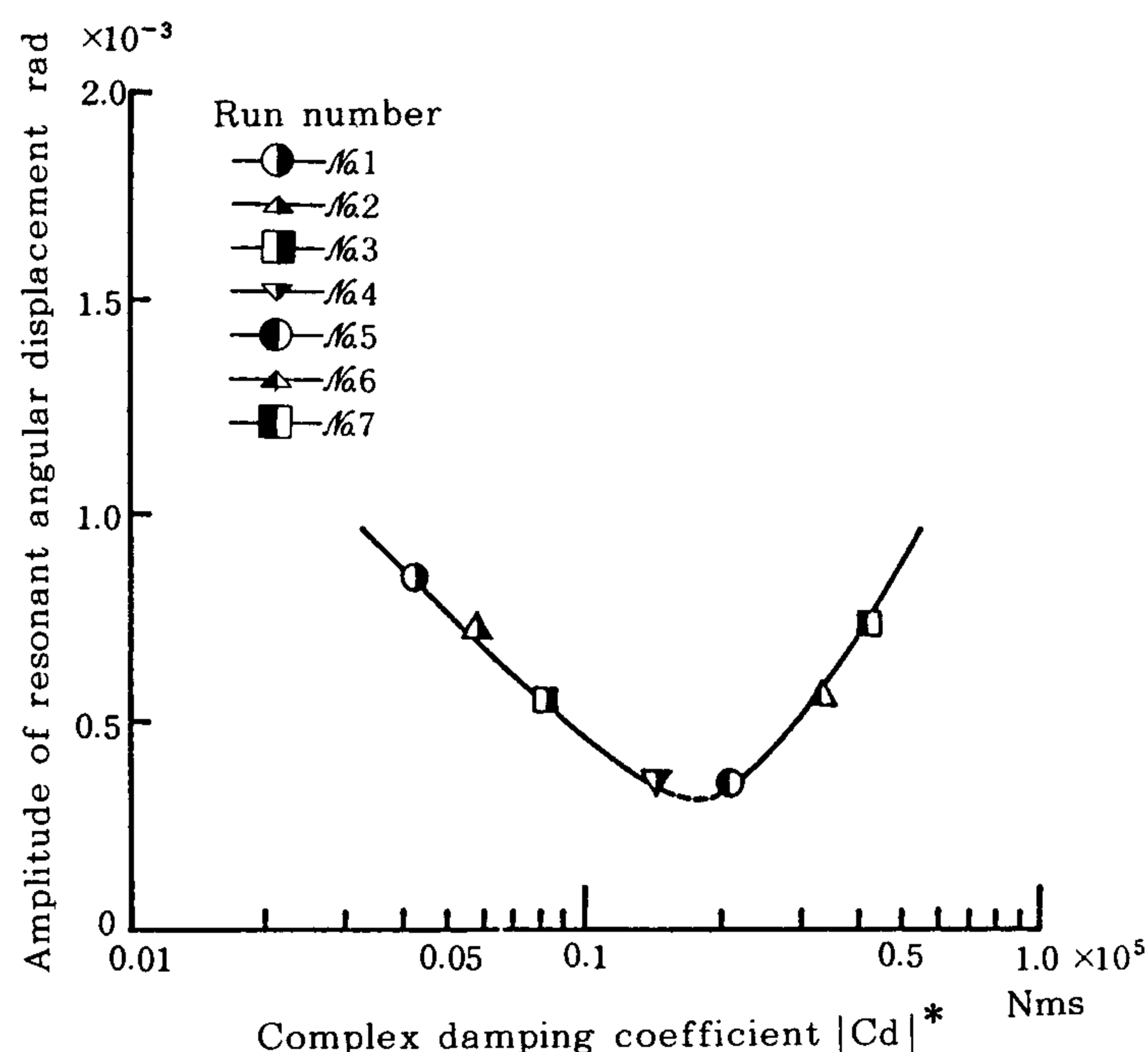


図7 複素減衰係数と共振振幅との関係

表6 計算に使用したねじり減衰係数( $C_d$ )とねじりばね定数( $K_d$ )

粘 度 $\text{cSt}$ $\{\text{m}^2/\text{s}\}$	8 次 振 動		5 次 振 動		7 次 振 動	
	$C_d$ $\text{kgfcm/s}$ $\{\text{Nms}\}$	$K_d$ $\text{kgfcm/rad}$ $\{\text{Nm/rad}\}$	$C_d$ $\text{kgfcm/s}$ $\{\text{Nms}\}$	$K_d$ $\text{kgfcm/rad}$ $\{\text{Nm/rad}\}$	$C_d$ $\text{kgfcm/s}$ $\{\text{Nms}\}$	$K_d$ $\text{kgfcm/rad}$ $\{\text{Nm/rad}\}$
$6 \times 10^3$ $\{6 \times 10^{-3}\}$	453 $\{44.4\}$	$3.24 \times 10^4$ $\{3.18 \times 10^3\}$	1305 $\{127.9\}$	$1.60 \times 10^3$ $\{0.16 \times 10^3\}$	1360 $\{133.4\}$	$3.23 \times 10^5$ $\{3.17 \times 10^4\}$
$1 \times 10^4$ $\{1 \times 10^{-2}\}$	600 $\{58.8\}$	$4.74 \times 10^4$ $\{4.65 \times 10^3\}$	—	—	918 $\{90.0\}$	$5.81 \times 10^5$ $\{5.69 \times 10^4\}$
$3 \times 10^4$ $\{3 \times 10^{-2}\}$	768.4 $\{75.3\}$	$3.85 \times 10^4$ $\{3.77 \times 10^3\}$	1230 $\{120.5\}$	$5.02 \times 10^4$ $\{4.92 \times 10^3\}$	1140 $\{111.5\}$	$7.03 \times 10^5$ $\{6.89 \times 10^4\}$
$6 \times 10^4$ $\{6 \times 10^{-2}\}$	1299 $\{127.3\}$	$7.35 \times 10^5$ $\{7.20 \times 10^4\}$	1096 $\{107.4\}$	$1.26 \times 10^5$ $\{1.24 \times 10^4\}$	—	—
$1 \times 10^5$ $\{1 \times 10^{-1}\}$	1604 $\{157.2\}$	$1.49 \times 10^6$ $\{1.46 \times 10^5\}$	1002 $\{98.2\}$	$1.49 \times 10^5$ $\{1.46 \times 10^4\}$	—	—
$3 \times 10^5$ $\{3 \times 10^{-1}\}$	2515 $\{246.5\}$	$2.26 \times 10^6$ $\{2.22 \times 10^5\}$	953 $\{93.4\}$	$2.04 \times 10^5$ $\{2.00 \times 10^4\}$	953 $\{93.4\}$	$2.05 \times 10^6$ $\{2.01 \times 10^5\}$
$1 \times 10^6$ $\{1\}$	2912 $\{285.4\}$	$3.15 \times 10^6$ $\{3.09 \times 10^5\}$	860 $\{84.4\}$	$2.22 \times 10^5$ $\{2.18 \times 10^4\}$	861 $\{84.4\}$	$2.22 \times 10^6$ $\{2.18 \times 10^5\}$

係数の絶対値 (図7の点線部分) は約  $1.84 \times 10^5 \text{ kgfcm/s}$   $\{1.80 \times 10^4 \text{ Nms}\}$  で, シリコン油の最適粘度は約  $8 \times 10^4 \text{ cSt} \{8 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s}\}$  であり, 5章の結論と一致する。

## 7. 粘性ダンパシリコン油部の作動状態に関する一検討

本章では, プーリ端に装着されている粘性ダンパシリコン油部 (図1参照) の作動中の状態を第4章で言及した計算結果を利用して推定する。そのために, ダンパ慣性リングとハウジング部間の相対ねじり角変位ベクトルの実部  $(\vec{\theta}_R)_R$  について検討する。ダンパ慣性リング部とハウジング部のねじり角変位ベクトルの実部は, それぞれ次式で示される。<sup>5)</sup>

$$(\vec{\theta}_D)_R = \theta_{D0} \cos(\Omega t + \delta_D) \quad (2)$$

$$(\vec{\theta}_H)_R = \theta_{H0} \cos(\Omega t + \delta_H) \quad (3)$$

ここで,

$(\vec{\theta}_D)_R$ ; 慣性リング部ねじり角変位ベクトルの実部

$\theta_{D0}$ ; 慣性リング部の角変位振幅

$\delta_D$ ; 慣性リング部の位相角

$(\vec{\theta}_H)_R$ ; ハウジング部のねじり角変位ベクトルの実部

$\theta_{H0}$ ; ハウジング部の角変位振幅

$\delta_H$ ; ハウジング部の位相角

したがって, 相対ねじり角変位ベクトルの実部  $(\vec{\theta}_R)_R$  は,

$$\begin{aligned} (\vec{\theta}_R)_R &= (\vec{\theta}_D - \vec{\theta}_H)_R = (\vec{\theta}_D)_R - (\vec{\theta}_H)_R \\ &= \theta_{R0} \cos(\Omega t + \delta) \end{aligned} \quad (4)$$

で整理される。ここで式(4)において, 相対ねじり角変振幅  $\theta_{R0}$  および位相角  $\delta$  は,

$$\begin{aligned} \theta_{R0} &= \{(\theta_{D0} \cos \delta_D - \theta_{H0} \cos \delta_H)^2 + (\theta_{D0} \sin \delta_D - \theta_{H0} \sin \delta_H)^2\}^{1/2} \\ \delta &= \tan^{-1}\{(\theta_{D0} \sin \delta_D - \theta_{H0} \sin \delta_H) / (\theta_{D0} \cos \delta_D - \theta_{H0} \cos \delta_H)\} \end{aligned} \quad (5)$$

となる。

第4章で言及した計算結果のうち, 式(5)に必要なデータを表7に示す。これらのデータを使用して計算した結果も合せて表7に示す。この表より, 8次振動については, 粘度が高くなるにしたがって相対ねじり角変振幅が減少し, その位相角は増加する特性がみられる。また, 5次振動は粘度が  $6 \times 10^3 \text{ cSt} \{6 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}\} \sim 1 \times 10^5 \text{ cSt} \{1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}\}$  では, 相対角振幅の変化はみられないが,  $3 \times 10^5 \text{ cSt} \{3 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}\}$  以上で増大する特性が見られる。その位相角は, 低粘度から高粘度へ移るにしたがい急に増加する特性がある。

## 8. ま と め

V型8気筒高速ディーゼル機関を対象にして, 3種類の粘性ダンパ慣性モーメントと7種類のシリコン油粘度の組合せによる実験より, これらがねじり角変位およ

表7 粘性シリコン油部の相対角変位振幅値と位相角

粘 度 $\text{cSt}$ $\{\text{m}^2/\text{s}\}$	8 次 振 動						5 次 振 動					
	$\theta_{D0}$ deg {rad}	$\delta_D$ deg {rad}	$\theta_{H0}$ deg {rad}	$\delta_H$ deg {rad}	$\theta_{R0}$ deg {rad}	$\delta$ deg {rad}	$\theta_{D0}$ deg {rad}	$\delta_D$ deg {rad}	$\theta_{H0}$ deg {rad}	$\delta_H$ deg {rad}	$\theta_{R0}$ deg {rad}	$\delta$ deg {rad}
$6 \times 10^3$ $\{6 \times 10^{-3}\}$	$1.182 \times 10^{-2}$ $\{0.206 \times 10^{-3}\}$	-25.37 $\{-0.443\}$	$4.037 \times 10^{-2}$ $\{0.705 \times 10^{-3}\}$	51.46 $\{0.898\}$	$3.94 \times 10^{-2}$ $\{0.688 \times 10^{-3}\}$	68.40 $\{1.194\}$	$3.412 \times 10^{-2}$ $\{0.596 \times 10^{-3}\}$	-40.72 $\{0.711\}$	$5.210 \times 10^{-2}$ $\{0.909 \times 10^{-3}\}$	8.43 $\{0.147\}$	$3.94 \times 10^{-2}$ $\{0.682 \times 10^{-3}\}$	49.34 $\{0.861\}$
$1 \times 10^4$ $\{1 \times 10^{-2}\}$	$1.326 \times 10^{-2}$ $\{0.231 \times 10^{-3}\}$	-25.56 $\{-0.446\}$	$3.497 \times 10^{-2}$ $\{0.610 \times 10^{-3}\}$	46.45 $\{0.811\}$	$3.37 \times 10^{-2}$ $\{0.588 \times 10^{-3}\}$	67.30 $\{1.175\}$	—	—	—	—	—	—
$3 \times 10^4$ $\{3 \times 10^{-2}\}$	$1.498 \times 10^{-2}$ $\{0.261 \times 10^{-3}\}$	-35.43 $\{-0.618\}$	$2.474 \times 10^{-2}$ $\{0.432 \times 10^{-3}\}$	46.12 $\{0.805\}$	$2.70 \times 10^{-2}$ $\{0.472 \times 10^{-3}\}$	79.40 $\{1.386\}$	$3.135 \times 10^{-2}$ $\{0.547 \times 10^{-3}\}$	-52.76 $\{-0.921\}$	$3.832 \times 10^{-2}$ $\{0.669 \times 10^{-3}\}$	8.31 $\{0.145\}$	$3.59 \times 10^{-2}$ $\{0.627 \times 10^{-3}\}$	58.15 $\{1.015\}$
$6 \times 10^4$ $\{6 \times 10^{-2}\}$	$1.913 \times 10^{-2}$ $\{0.334 \times 10^{-3}\}$	-9.71 $\{-0.170\}$	$1.901 \times 10^{-2}$ $\{0.332 \times 10^{-3}\}$	47.97 $\{0.837\}$	$1.84 \times 10^{-2}$ $\{0.321 \times 10^{-3}\}$	109.5 $\{1.911\}$	$4.163 \times 10^{-2}$ $\{0.727 \times 10^{-3}\}$	-25.73 $\{-0.450\}$	$2.655 \times 10^{-2}$ $\{0.464 \times 10^{-3}\}$	26.13 $\{0.456\}$	$3.27 \times 10^{-2}$ $\{0.571 \times 10^{-3}\}$	114.7 $\{2.002\}$
$1 \times 10^5$ $\{1 \times 10^{-1}\}$	$2.740 \times 10^{-2}$ $\{0.478 \times 10^{-3}\}$	19.84 $\{0.346\}$	$1.970 \times 10^{-2}$ $\{0.344 \times 10^{-3}\}$	54.59 $\{0.953\}$	$1.59 \times 10^{-2}$ $\{0.278 \times 10^{-3}\}$	154.8 $\{2.702\}$	$5.247 \times 10^{-2}$ $\{0.916 \times 10^{-3}\}$	-7.74 $\{-0.135\}$	$2.899 \times 10^{-2}$ $\{0.506 \times 10^{-3}\}$	32.13 $\{0.561\}$	$3.55 \times 10^{-2}$ $\{0.620 \times 10^{-3}\}$	140.7 $\{2.456\}$
$3 \times 10^5$ $\{3 \times 10^{-1}\}$	$3.746 \times 10^{-2}$ $\{0.654 \times 10^{-3}\}$	32.59 $\{0.569\}$	$2.947 \times 10^{-2}$ $\{0.514 \times 10^{-3}\}$	52.60 $\{0.918\}$	$1.40 \times 10^{-2}$ $\{0.244 \times 10^{-3}\}$	166.7 $\{2.910\}$	$8.542 \times 10^{-2}$ $\{1.491 \times 10^{-3}\}$	-15.02 $\{-0.262\}$	$4.581 \times 10^{-2}$ $\{0.798 \times 10^{-3}\}$	9.78 $\{0.171\}$	$4.79 \times 10^{-2}$ $\{0.836 \times 10^{-3}\}$	141.3 $\{2.466\}$
$1 \times 10^6$ $\{1\}$	$4.537 \times 10^{-2}$ $\{0.792 \times 10^{-3}\}$	37.48 $\{0.654\}$	$3.632 \times 10^{-2}$ $\{0.634 \times 10^{-3}\}$	51.31 $\{0.896\}$	$1.33 \times 10^{-2}$ $\{0.232 \times 10^{-3}\}$	176.6 $\{3.082\}$	$10.418 \times 10^{-2}$ $\{1.818 \times 10^{-3}\}$	0.29 $\{0.005\}$	$5.647 \times 10^{-2}$ $\{0.986 \times 10^{-3}\}$	19.18 $\{0.335\}$	$5.40 \times 10^{-2}$ $\{0.943 \times 10^{-3}\}$	160.5 $\{2.801\}$

び共振回転数に大きく影響を及ぼすことを確め、さらに計算より検討を加えた。その結果のまとめとして、

- 1) 本供試機関軸系に対して、ダンパ慣性モーメントを  $1.411 \text{ kgfcm}^2 \{0.138 \text{ kgm}^2\}$  にした場合に、シリコン油粘度を低粘度から高粘度へ変化させると、約  $8 \times 10^4 \text{ cSt} \{8 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s}\}$  で共振振幅値は最小となった。即ち、この粘度が最適動粘度となる。また、共振振動数はこの最適粘度前後で大きく変化する特性が確められた。
- 2) シリコン油粘度を一定 ( $1 \times 10^5 \text{ cSt} \{1 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}\}$ ) にして、ダンパ慣性モーメントを変化させた場合にも、最適なダンパ慣性モーメントが存在する。本供試機関に対する最適ダンパ慣性モーメントは、 $I_d = 1.4 \text{ kgfcm}^2 \{0.14 \text{ kgm}^2\}$  である。
- 3) シリコン油部の複素減衰係数  $C_d^*$  はダンパ慣性モーメントを一定にした場合に、最適な値をもつ。供試機関に対する最適値は約  $1.84 \times 10^4 \text{ kgfcm}^2 \{1.80 \times 10^4 \text{ Nms}\}$  である。その時の最適動粘度は約  $8 \times 10^4 \text{ cSt} \{8 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s}\}$  であり、1)の結論と一致する。

以上の結論は、供試V型8気筒機関に同一形式の粘性ダンパを装着して得られた結論である。上述の結果から

最適ダンパに必要な条件である最適粘度と最適ダンパ慣性モーメントの存在が確められた。今後、他の形式の機関と粘性ダンパについても同様の実験と解析を行なっていく予定である。

**謝辞** 本研究を遂行するにあたり、計算にご協力頂いた工学部機械工学科宇佐見義之、渡辺健司両君に深く感謝する。なお、本計算には国士館大学電子計算機センターの Honewell DPS 8/70 システムを使用した。

また、本研究は国士館大学理工学研究所の昭和60年度研究助成を受けた研究成果であることを付記する。

#### 参 考 文 献

- 1) 若林・岩本・下山田:船機誌, 19-1 (昭59-1), 24
- 2) 若林・下山田・児玉・岩本:国士館大工紀, 17(昭59-3), 54
- 3) 下山田・若林・児玉・岩本:国士館大工紀, 17(昭59-3), 63
- 4) 例えば富山:内燃機関のねじり振動と疲れ強さ, (昭45), 10, コロナ社
- 5) 田島:振動の工学, (昭46), 23, 産業図書