

可変減衰装置の開発と減衰力の制御システムの構築

佐藤忠信¹・土岐憲三²・佐藤誠³

¹正会員 工博 京都大学教授 防災研究所地震災害部門 (〒611 京都府宇治市五ヶ庄)

²正会員 工博 京都大学教授 工学研究科土木システム工学専攻 (〒606-01 京都市左京区吉田本町)

³正会員 工修 中部電力株式会社 (〒437-16 静岡県小笠郡浜岡町佐倉5561)

本研究では、準能動型の構造物の震動制御を行う可変減衰装置として、取付箇所に関する制約を抑え、広く一般的に採用が容易となるよう、本体外部に油の供給源をもたない、シリンダー単体のみで稼働するバリアブルダンパーの試作模型を作成する。実験を通してその減衰特性を詳細に記述できる力学モデルを構築し、この力学モデルからダンパーの発生減衰力を制御するために必要となる減衰力をピストンの運動速度ならびにバルブ開度の関係とで表現し、ダンパーに目標となる減衰力を発生させるためのバルブ開度の制御システムを構築する。そしてこの制御システムによってバリアブルダンパーの減衰特性の制御を実際に行い、数種類の履歴特性を実現する。

Key Words : variable damper, direct control system of valve, physical model of damper

1. まえがき

近年、土木建築構造物に対し、アクティブ振動制御の技術が採用される例が多くなってきているが、セミ・アクティブ制御装置は、装置のランニングコストが小さく、また安全性の面においても優れた技術として、今後広く一般的に適用される可能性が高いものとして期待されている。

実現の可能性があるセミ・アクティブ制御には大別して可変剛性方式¹⁾・²⁾と可変減衰方式の2つの方式が挙げられる。

このうち可変減衰式の制振機構は、装置が比較的容易に実現できることや、既設の構造物に対してもおおがかりな構造形式の変更を伴うことなく導入ができる、さらに供用中の維持管理や補修作業が容易にできるなどの利点があり、実用性の高い制振方式となっている。このため制御アルゴリズムの研究と平行して可変減衰装置の開発も活発に行われるようになってきた。

可変減衰装置としては励磁電流を制御することで減衰特性を制御する磁気ダンパー³⁾などの研究例が機械工学の分野において見られるが、土木工学の分野では、構造物への適用を考慮し、大きな減衰力を比較的容易に発生することができるオイルダンパー型の可変減衰装置の研究・開発が大勢を占めている。

この中には電気粘性流体(Electro-Rheological Fluid,

ER流体)をシリンダー内に封入し、このER流体に印加する電圧を制御することでダンパーの減衰特性を調節するタイプのダンパーも開発されている⁴⁾・⁵⁾・⁶⁾が、可変減衰機構として最も単純なものはオイルダンパーの形式であり、ピストンの運動に伴ってシリンダー内に封入された油が移動する際の通過経路の形状を変化させ、ダンパーが持つ減衰特性を調節するものである。

川島等⁷⁾は道路橋に対してバリアブルダンパーを設置した場合を想定し、可変減衰型の制振方式の有効性を解析的に示し、実際に作成した実用モデルを用いた模型実験を通じて、バリアブルダンパーの実現性を示している。水野等⁸⁾も同様の形式を有する大型の可変減衰装置ならびに減衰力のコントローラーを開発しており、正弦波加振による性能試験を通して、装置の実用性を示している。

これらのバリアブルダンパー⁷⁾・⁸⁾の開発段階では、いずれもダンパー本体外部にオイルタンクを設け、このオイルタンクと左右のシリンダーとの間にサーボバルブを置き、油の移動を行っていた。しかしこのような構造では、オイルタンクが必要なこと、シリンダーとオイルタンクを結ぶ配管を可動な構造にする必要があるなどの制約があり、広く一般的に採用する上で、解決しなければならぬ問題点があった。そこで左右のバイパス管を直結する構造のバリアブルダンパー⁷⁾が開発されたが、この装置もサーボバルブが左右のバイパス管に一個ずつ合計2個必

要であり、バルブの制御が複雑になるという問題点があった。

これらのバリアブルダンパーでは、バイパス管に設けられたバルブの開閉によってシリンダー内の油圧を制御する圧力制御を行っている。シリンダー内の油圧が設定した値よりも大きくなった場合には、バルブの開度を大きくしてバルブ部分での形状損失を抑え、油圧を低下させ、逆に油圧が設定値よりも小さい場合にはバルブの開度を絞るというフィードバック方式の制御を行うものである。このような制御方式は、ダンパーの使用環境の変動による油の物理特性の変動や、ダンパーのモデル化に内在する不確定要素の影響を受けず、安定した制御を行うことができるが、一般にバルブの開閉が頻繁に行われることになるため、バルブを駆動するモーターの性能によっては指令値に追従できず、制御性が悪化する事態が懸念される。

そこで本研究では本体外部に油供給源をもたず、直接左右のシリンダーをバイパス管で結ぶシリンダー単体のみで稼働するバリアブルダンパーの試作模型を作成した。そして試作模型についての特性試験を行い、ダンパーの減衰特性を詳細に記述できる力学モデルを構築し、ダンパーの発生減衰力を制御するために必要となる減衰力とピストンの運動速度ならびにバルブ開度の関係式を導いて、減衰力の目標値とピストンの運動速度から直接バルブの開度を算出する制御方式を構築する。さらにこの制御システムによってバリアブルダンパーの減衰特性の制御を行い、数種類の履歴特性を実現することで、制御系の有効性を示す。

2. バリアブルダンパーの試作模型の概要

バリアブルダンパーの試作模型の外観を図1に示す。図2にはシリンダー本体部分の断面図を、表1にはこの試作模型の諸元を示す。今回作成したバリアブルダンパーはオイルタンク等のシリンダー外部装置を設置せず、左右のシリンダーを直接バイパス管で結び、ピストンの運動による両シリンダー間の油の移動は全てこのバイパス管を介して行われる。シリンダー本体の内径は直径4.2cm、ピストンロッドの直径が3.5cmであり、ピストンの受圧面積は4.23cm²となる。

ピストンの最大ストロークは±10.0cmである。バイパス管の形状は図に示すように左右非対称となり、ピストンが中心の位置にあるとき、シリンダーとバイパス管を合計した部分に充填される油の体積は左

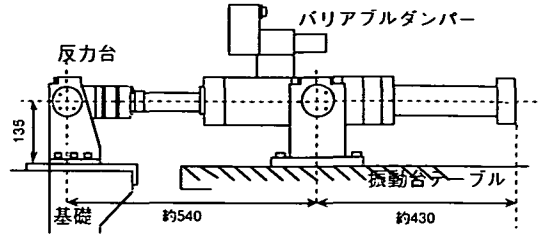


図-1 バリアブルダンパー本体外観図

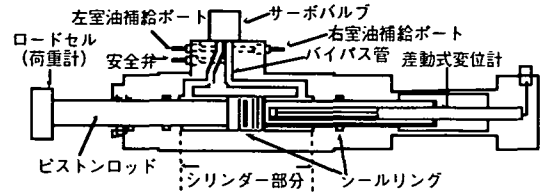


図-2 バリアブルダンパー本体断面図

表-1 バリアブルダンパー諸元値

本体部分	シリンダ内径	4.20 cm	
	ピストンロッド直径	3.50 cm	
	ピストン受圧面積	4.23 cm ²	
	ピストンストローク	±10.00 cm	
	封入油体積	シリンダー	89.00 cm ³
		バイパス管(左)	7.46 cm ³
		バイパス管(右)	12.48 cm ³
本体総重量 (油封入時)	57.10 kg		
バルブ部分	定格値 k (定格弁圧力降下/定格流量 ²)	1.26 kg/cm ⁷	

表-2 鉱物油の特性値

比重 15/4℃	流動点 [℃]	動粘度cSt [mm ² /s]		粘度指数	体積弾性係数 [N/m ²]
		@40℃	@100℃		
0.870	-32.5	32.0	5.5	110	2.75×10 ⁸

室で約52.0cm³、右室で約57.0cm³である。またピストンとシリンダー管の間隙を介しての油の移動を防ぐため、ピストンにはシール用リングが設置してある。ダンパーのシリンダー部分およびバイパス管は金属製であり、油圧による管系の変形はほぼ無視できる範囲内である。またダンパー内に充填される油は機械の作動潤滑油として一般に使われているものを用いた。この潤滑油の特性を表2に示す。ダンパーの設置環境や作動条件により油の温度が変動することが考えられるが、今回作成するバリアブルダンパーにおいて重要な因子となり得る密度および圧縮係数

は、今回実験を行う室内の設置環境の下では大きな変動はない。

左右のシリンダーを結ぶバイパス管の途中に設けるバルブは、電気的に作動するリニアモータを採用したサーボ型バルブからなっている。

また今回作成した模型では、シリンダー内の油の入れ替えや補給、および作動油内に混入する気泡の除去を行うため、図2にあるようにバイパス管の途中に外部に通じる2箇所の分岐が設けてある。この分岐管の末端にはカプラと呼ばれるバネ式の弁が設置されており、油の入れ換え作業を行う際に高圧ゴムホースを接続することで外部に通じることができる機構になっている。通常は高圧ゴムホースを外して実験を行うため、この分岐管を介しての油の授受は行われない。

計測機器としては、ピストンロッドの一端にロードセル(荷重計)、またピストンロッド内部に差動式のストローク計(変位計)を内蔵している。またサーボバルブ部分にバルブ開度を検知するためのセンサーが内蔵されている。

3. バリアブルダンパーの減衰特性試験と力学モデルの構築

(1) バリアブルダンパーの特性試験

まずはじめに作成したバリアブルダンパーの基本的な減衰力特性を調べるため、バルブ開度を一定に保ったまま、ピストンを種々の正弦波で加振した状態でのピストンの変位・速度およびダンパーが発生する減衰力を計測する。

本研究で行う実験は図4に示すようにダンパー本体を振動台上に、ピストンロッドの一端を振動台テーブルの外に設置した反力受けに固定し、振動台を駆動させることでダンパーのピストンを動かす。ダンパーのシリンダー本体側を振動台上に固定した理由は、実際のダンパーの設置箇所を考慮し、シリンダー本体が振動して慣性力を受けるような条件下での動特性を検証する必要があると考えたからである。

ピストンの加振は表3に示す(a)から(i)までの9種類の正弦波で行い、それぞれのケースについてバルブ開度を数通り設定する。

バルブ開度はダンパー本体および振動台の保護のため、それぞれの正弦波のケースについて全開の状態から徐々に閉じていき、最大減衰力が400kgf程度になるまで数通り設定した。

このとき得られたダンパーの発生減衰力の履歴曲線を図3に示す。これらの図を見るといずれの場合

表-3 特性実験に用いた正弦波の種類

	振動数 (Hz)	振幅 (cm)		振動数 (Hz)	振幅 (cm)
(a)	0.5	2.5	(f)	0.8	1.3
(b)	0.5	3.0	(g)	1.0	1.0
(c)	0.6	1.5	(h)	1.0	2.0
(d)	0.6	2.0	(i)	1.0	3.0
(e)	0.8	1.3			

にもバルブ開度を小さくするに伴って発生減衰力が増大することが分かる。ただし、同じ振幅を設定したケースにおいても、振動台の特性から減衰力の増大に伴ってピストンのストロークの振幅が減少しており、同一条件での履歴曲線を比較することはできなかった。

ダンパーの発生減衰力がダンパーの減衰係数 C_d とピストンの運動速度の積で表される場合には、履歴曲線の形状は完全な楕円型となるが、実際に実験で得られた履歴曲線は楕円では近似できない複雑な形状となっている。特に速度振幅が大きくなる(b),(h),(i)などの場合や、バルブの開度が小さく発生減衰力が大きくなる場合には、履歴曲線の形状がより複雑になり、楕円で表される理想的な履歴曲線形状と大きく異なっている。以下にはこの現象について考察を加える。

まず、速度振幅が大きくなる(b),(h),(i)などの場合には、ピストン変位が最大(最小)値に達し、ピストンの運動速度の向きが逆転してピストン変位が減少(増加)するとき、しばらく発生減衰力が0となっている。これはピストンの運動の向きが逆転しても、バイパス間を通過する油の流向が即座に逆転していないためであると考えられる。この理由として以下の点が考えられる。

シリンダー内に封入される油の初期油圧が0であるため、膨張する側のシリンダー内には負圧が発生することになる。ピストンの運動の向きが逆転し、左右のシリンダー内の油圧の符号が逆転する際、圧力が0から増加していく側のシリンダーにおいてはその圧力上昇がスムーズに進行していくと考えられるが、負の圧力が発生する側のシリンダー内においては、負圧が発生すると、液体内に気泡が発生しやすくなるので、圧力の降下がスムーズに進行せず、結果として両方のシリンダーの間に油圧差が生じて油の移動が行われるまでにタイムラグが生じているものと思われる。

次に図3より、ダンパーが発生する減衰力の最大値はピストンの運動速度が最大となる位置、すなわ

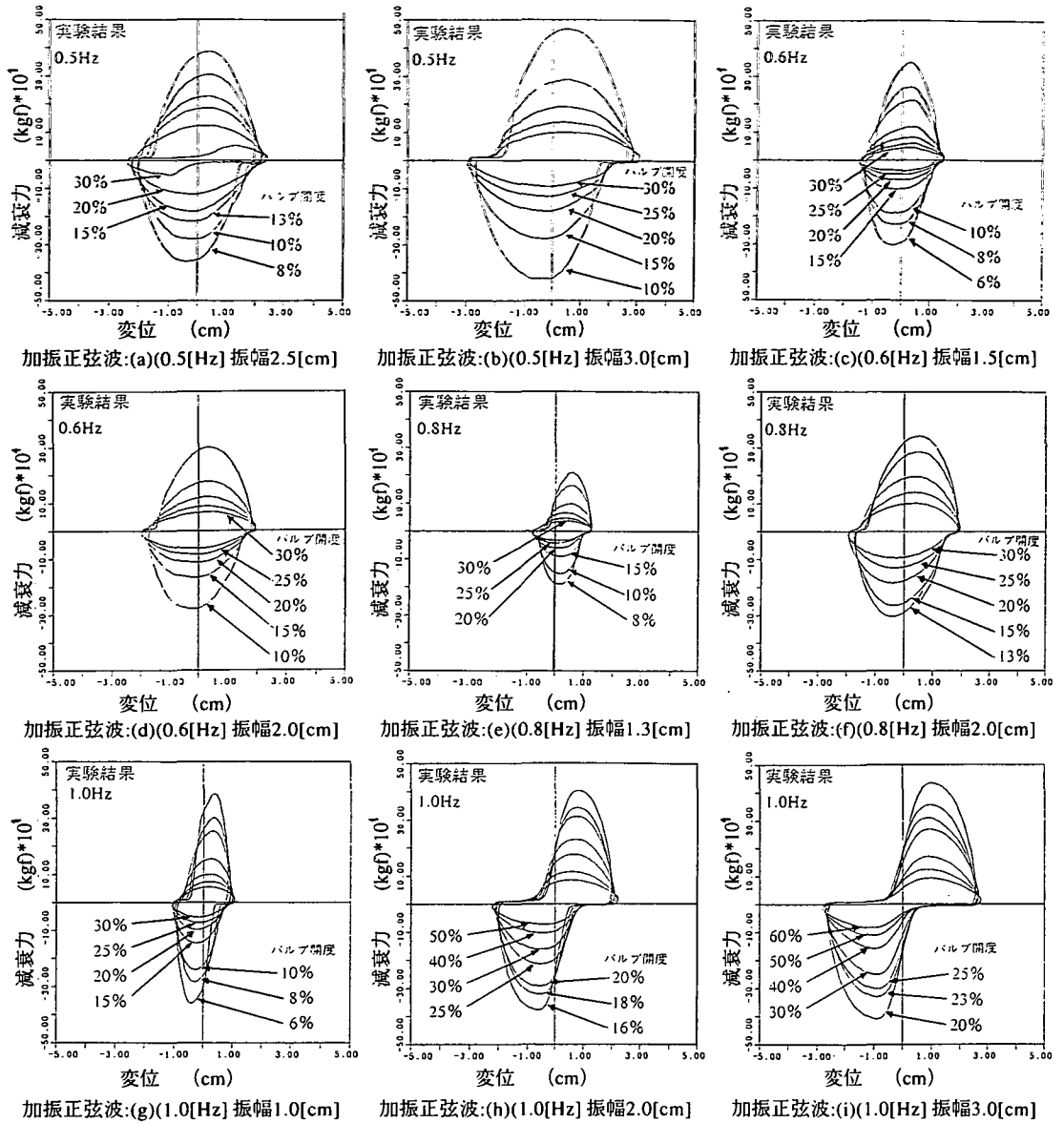


図-3 実験により得られた減衰力の履歴曲線

ち変位が0の位置で発生せず、いくらかの時間遅れをもって発生していることが分かる。すなわち、ピストンの運動速度と実際にバルブ部分を通過する油の流速との間に位相差が生じていることになる。

ダンパーの発生減衰力が運動速度によってのみ決定される場合、減衰力の最大値は変位が0のときに発生し、楕円に近い履歴曲線を描くが、このように発生減衰力の履歴曲線が傾いた楕円型になる理由としては、ダンパーに何らかのバネの要素が内在することを意味している。今回作成したダンパーの試作模型は管系を全て金属製としているため、シリンダー

およびバイパス管の弾性変形はないと見なせる。よってこのバネ的な挙動の原因として以下の3点が考えられる。まず第一に油の圧縮性の影響が考えられる。しかし、今回用いた鉱物油の体積弾性係数は表2に示したように非常に大きいため、試作した程度のダンパーによって発生する圧縮力ではほとんど体積変化がないと考えてよい。次節において構築するダンパーの減衰特性を表現する力学モデルに、油の圧縮性を考慮に入れた解析を行った場合にも、油の圧縮性の影響はほとんど無いことが分かった。第二の理由としては図-2中に示されているように油の漏洩防

止用にシールリングが設置してあるが、このリングにゴム製のバックインが使用されていることが挙げられる。さらにもう一つの理由としては、バイパス管の途中に設けた分岐管の末端にあるカプラと呼ばれるバネ式の弁の影響が考えられる。この弁はバネによって内側から押されることで止栓するという構造をとっているが、前述のようにシリンダー内に負圧が発生する時には、この弁が内側に引き込まれる現象が発生していることが実験中の観察により確認された。なお、油に気泡が少しでも混入している場合には、気泡の圧縮性が非常に大きいので、バリアブルダンパーとしての機能がほとんど発揮できなくなる。そこでシリンダー内に油を封入する際には、真空ポンプで除気した油を用い、それをカプラを通して圧入することによって気泡が混入しないようにした。

今後この模型の改善点としては、ピストンの運動の向きが逆転した後しばらくの間発生減衰力が0になる現象を解決するために、シリンダーに封入される油に初期圧力を加え、負圧の発生を抑えることや、分岐管の弁形式の変更などを行っていく必要があることなどが挙げられる。

なお、サーボバルブの特性上、スプール弁に作用する油力の方向が変化するたびに、油圧の立ち上がり時間に時間遅れが生じる。この時間遅れが履歴曲線の形状に及ぼす影響も無視できないが、その定量的な評価が困難であったので、以下の解析ではこの影響は考慮していない。

(2) 減衰特性を表現する力学モデルの構築

次に、試作したバリアブルダンパーの模型について、その諸元値および前節で行った実験結果をもとにダンパーの減衰特性を明かにし、減衰力とバルブ開度・ピストンの運動の関係を記述する力学モデルを構築する。

ダンパーが発生する減衰力が左右のシリンダー内の油圧差と、ピストンとシリンダー間に生ずる動摩擦力によって発生すると仮定すると、

$$F = A(P_2 - P_1) + F_{fr} \quad (1)$$

と表される。ここに F はダンパーが発生する減衰力、 P_1, P_2 はそれぞれ左右のシリンダー内の油圧、 A はピストンの受圧面積、 F_{fr} はピストンロッドとシリンダー内壁間の動摩擦力である。バイパス管等の管系における圧力損失を無視し、左右のシリンダー内の油圧差がバルブ部分での圧力降下 ΔP によってのみ生じると仮定した場合、

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (2)$$

となり、これを式(1)に代入することにより、

$$F = A\Delta P + F_{fr} \quad (3)$$

となる。一方、ピストンの運動に伴って、シリンダーからバイパス管に流入する油の通過流量速度 Q は、油の圧縮による体積変化や管系の変形を無視した場合、油についての連続式から

$$Q = A\dot{x} \quad (4)$$

となる。ここに \dot{x} はピストンの運動速度を表す。今回バリアブルダンパーの試作模型に採用したバルブは、バルブ全開時において通過流量速度 Q と圧力降下 ΔP が、

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta P}{k}} \quad (5)$$

の関係を満たすように設計されている。この関係式はベルヌーイ式より導かれるものであり、 k は今回採用したサーボバルブの定格値より定まる定数である。

バルブの開度 δ ($0 \leq \delta \leq 1$) を変化させると、バルブ開度によってバルブの形状損失は異なり、特にバルブ開度が小さい場合には、形状損失が増大する。そこで、任意のバルブ開度 δ の時の通過流量 Q と圧力降下 ΔP との関係は、バルブの開度に依存する補正係数 β を用いて

$$Q = \beta \delta \sqrt{\frac{\Delta P}{k}} \quad (6)$$

と仮定した。この β の値については後で実験結果を基に同定を行うものとする。式(4),(6)より Q を消去すると

$$\Delta P = k \left(\frac{A\dot{x}}{\beta \delta} \right)^2 \quad (7)$$

なる関係式が得られ、これを式(3)に代入すると、最終的にダンパーの発生減衰力 F とピストン運動速度 \dot{x} およびバルブ開度 δ の関係式は

$$F = k \frac{A^3 \dot{x}^2}{\beta^2 \delta^2} + F_{fr} \quad (8)$$

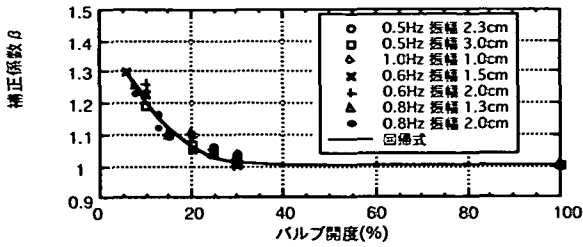


図4 バルブ開度 δ と補正係数 β の関係

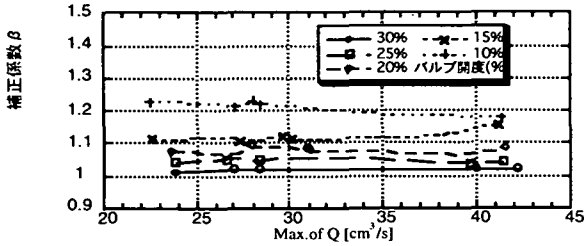


図5 最大通過流量速度 Q と補正係数 β の関係

となる。これから、ダンパーが発生する減衰力 F はピストンの運動速度 \dot{x} の2乗に比例することがわかる。

次に、図3に示した実験結果と表4に示すダンパーダンパーの諸元に基づき、式(8)を用いて β および F_{fr} を同定した。ただし、前節において述べたいくつかの理由のため、図3に示した実験結果のうち履歴曲線形状が大きく乱れている(h),(i)のデータでは正確な β および F_{fr} が決定できないと判断し、 β および F_{fr} の同定には用いないものとした。

同定の結果、 F_{fr} については、ピストンの運動状態やバルブの開度によらず、ほぼ5.6 kgfで一定となった。図4、図5には β の同定結果を示す。これらの図で図4は β のバルブ開度依存性を、図5は β とバルブを通過する油の通過流量速度 Q の最大値との関係を示している。図4を見ると、いずれの正弦波で加振した場合でも、 β の値は δ に対して一対一の対応を示しており、図5によると同じバルブ開度を設定した場合には β はほぼ一定値となっている。よって補正係数 β はほぼバルブ開度によってのみ決定されるパラメーターであり、バルブを通過する油の流量速度など、バルブ部分を通過する油の運動の状況には依存しないと仮定することができる。そこで図4の結果から、回帰的に補正係数 β とバルブ開度 δ の関係式を次式で定義した。

$$\beta(\delta) = \begin{cases} 1.0 & (\delta \geq 0.4) \\ -7.63 \times (\delta - 0.4)^3 + 1.0 & (\delta < 0.4) \end{cases} \quad (9)$$

なお、この回帰式によって求まる β と δ の関係を図4中に太線で図示した。この図より、上式は実験によって得られたデータをよく表現していることがわかる。

次にこの β および F_{fr} の同定結果を式(8)に代入して発生減衰力の履歴曲線をシミュレートする。前節において述べたように、ピストンの運動速度と実際にバルブ部分を通過する油の流速との間に生じている位相差を表現するため、式(4)を油の圧縮性を考慮した連続式として数値解析を行ったが、ほとんど影響が無いことがわかった。ゆえにここでは、実験により得られた履歴曲線から最大減衰力の発生時間のピストン速度の最大値からの遅れを読み取って平均値を求め、各ケースについてバルブを通過する油の流速がピストンの運動速度から0.03secの遅れがあると簡略化して計算を行った。なおピストンの運動速度は、実験において振動台上に取付けた速度計により得られたデータを用いる。この結果を図6(A)、(B)に示した。この図から、シミュレートされた履歴曲線は実験により得られた履歴曲線形状を忠実に再現しており、式(8)および式(9)で構築した力学モデルが、ダンパーの減衰特性の記述は妥当なものであることが分かる。計算によって描かれた履歴曲線形状が若干乱れた部分があるが、これは、構築したバリアブルダンパーの力学モデルが振動数が高くかつ振幅の大きい場合の挙動を十分に表現できないことを意味しており、今後の課題として残った。

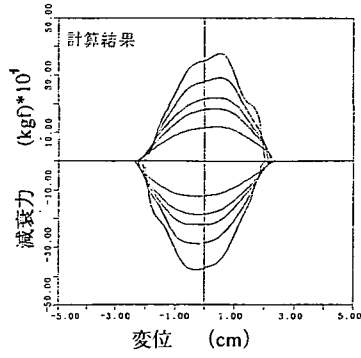
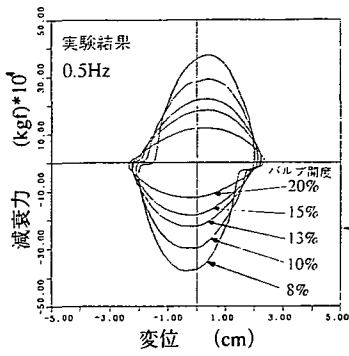
4. バリアブルダンパーの発生減衰力の制御システムの構築

第3章において構築したダンパーの減衰力とバルブ開度の関係式に基づき、バルブの開度を直接に制御するシステムを構築する。そして時々刻々とバルブの開度をコントロールして発生減衰力の制御を行い、試作したバリアブルダンパーが目標とする種々の履歴曲線形状を実現することができるかについて検証を行う。

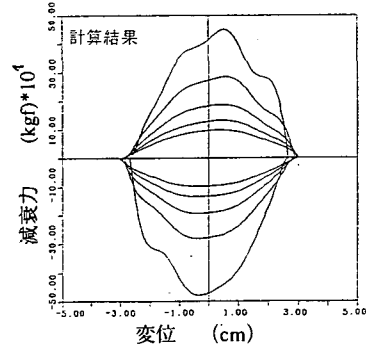
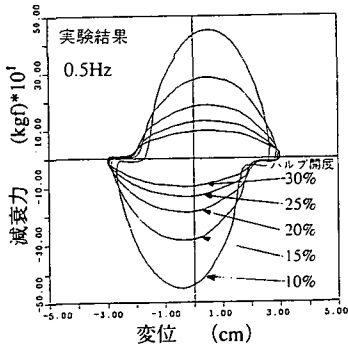
(1) サーボバルブの動特性と制御機構

ここで用いているサーボバルブは直動弁と呼ばれる弁形式を採用しており、スプールと呼ばれる仕切りを移動させることで、開口面積を変化させるものである。

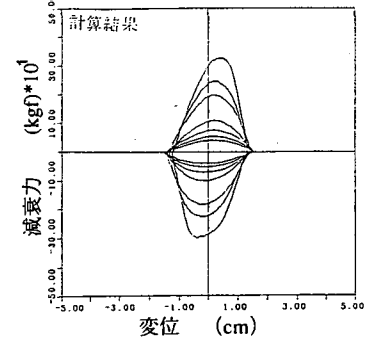
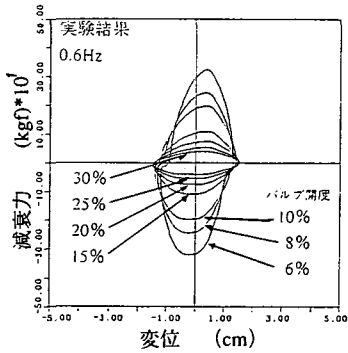
スプールと呼ばれる弁の動作原理は以下のようである。まず、指令信号(目標値)がサーボアンプに与えられると、リアフォースモーターがスプールの



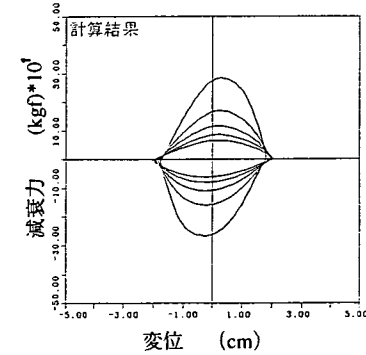
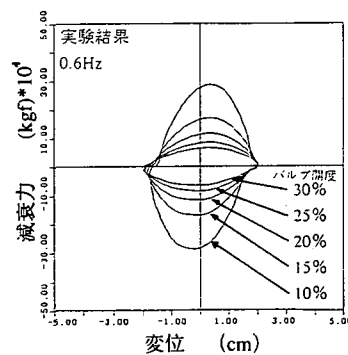
加振正弦波 : (a) (0.5[Hz] 振幅2.5[cm])



加振正弦波 : (b) (0.5[Hz] 振幅3.0[cm])

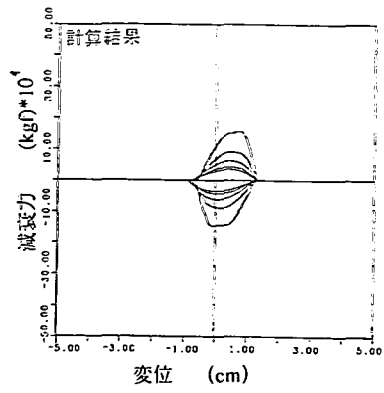
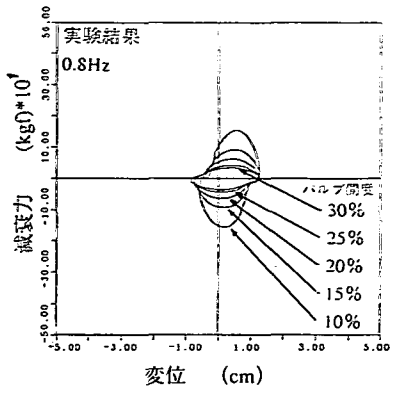


加振正弦波 : (c) (0.6[Hz] 振幅1.5[cm])

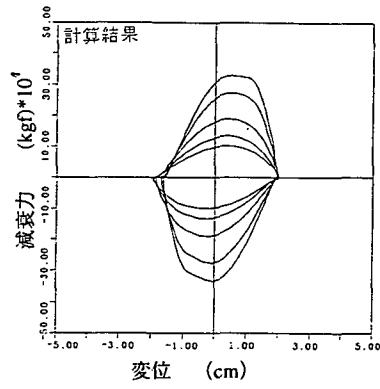
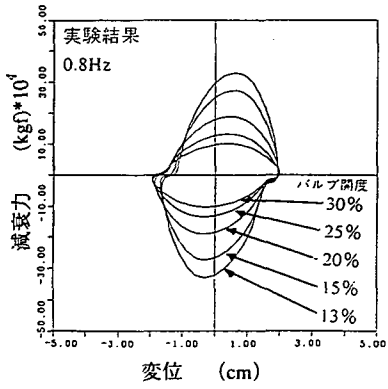


加振正弦波 : (d) (0.6[Hz] 振幅2.0[cm])

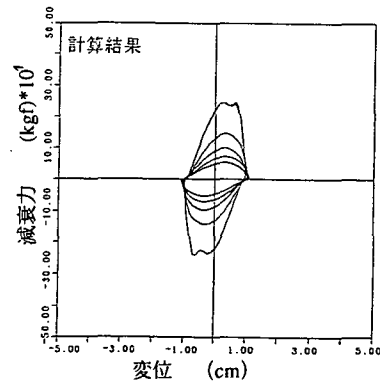
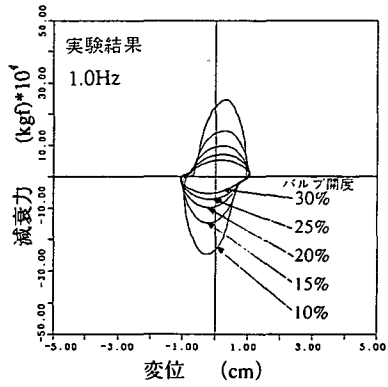
図-6(A) 実験結果と解析モデルによるシミュレーション結果の比較 (0.5Hz, 0.6Hz)



加振正弦波 : (e) (0.8[Hz] 振幅1.3[cm])

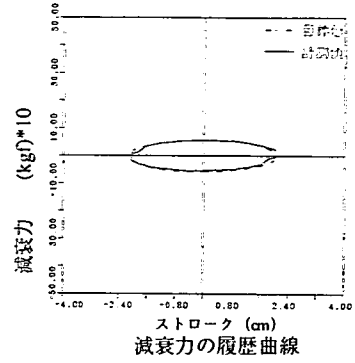
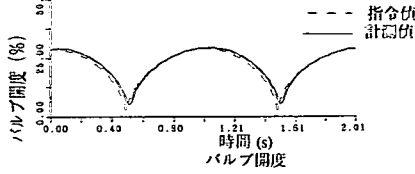
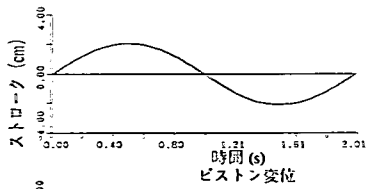


加振正弦波 : (f) (0.8[Hz] 振幅2.0[cm])

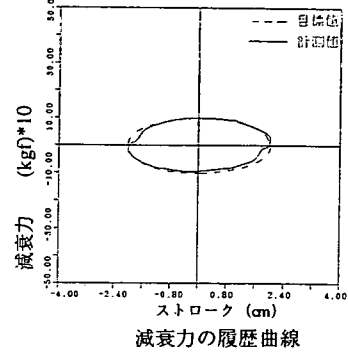
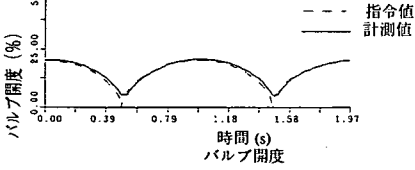
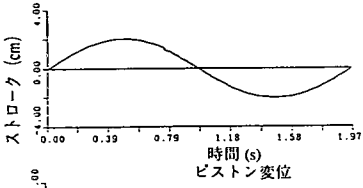


加振正弦波 : (g) (1.0[Hz] 振幅1.0[cm])

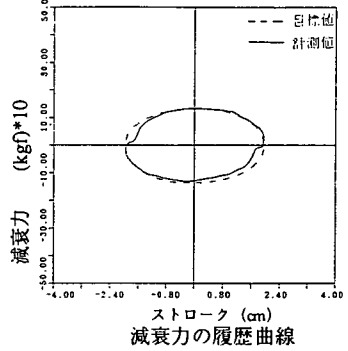
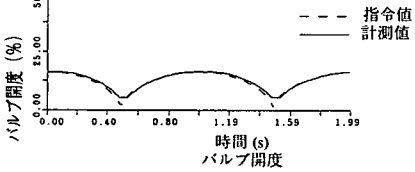
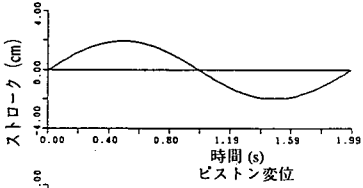
図-6(B) 実験結果と解析モデルによるシミュレーション結果の比較 (0.8HZ, 1.0HZ)



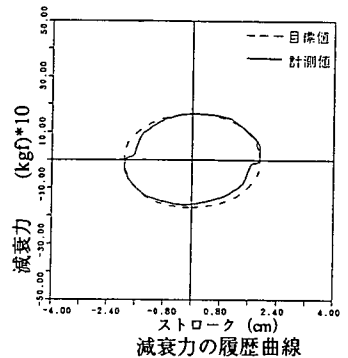
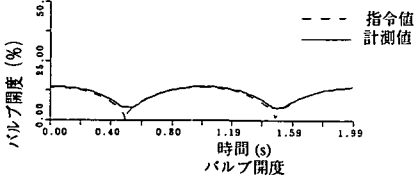
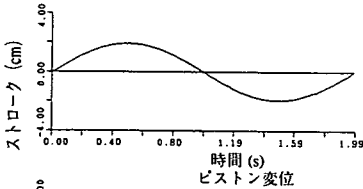
0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $C_d=8000[\text{kgf/s}]$



0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $C_d=16000[\text{kgf/s}]$

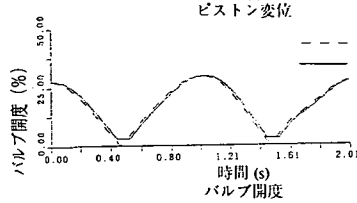
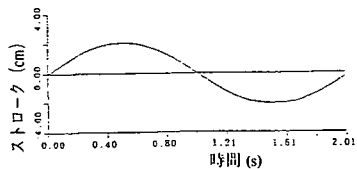


0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $C_d=20000[\text{kgf/s}]$

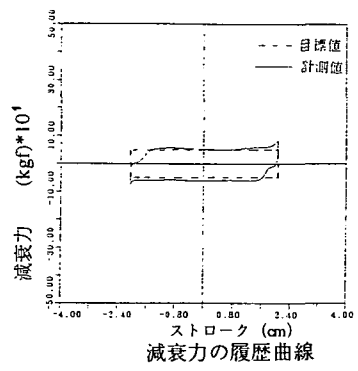


0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $C_d=25000[\text{kgf/s}]$

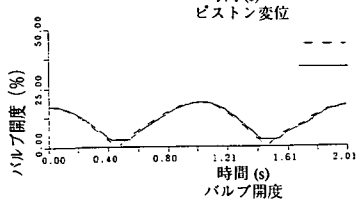
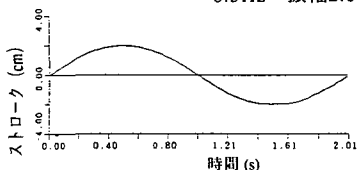
図-9 一定の減衰力係数を持つダンパーの実現



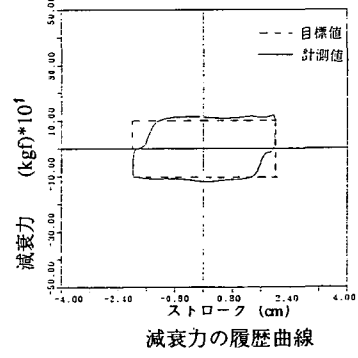
0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $F_r=50$ [kgf/s]



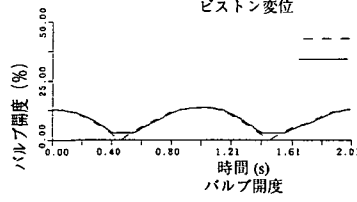
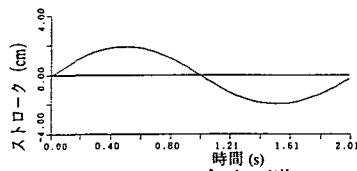
減衰力の履歴曲線



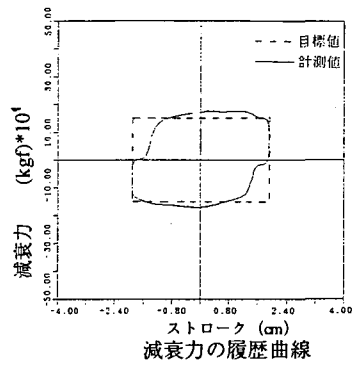
0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $F_r=100$ [kgf/s]



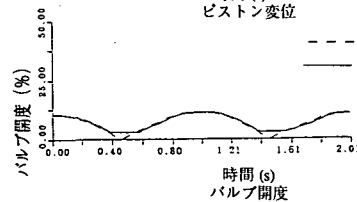
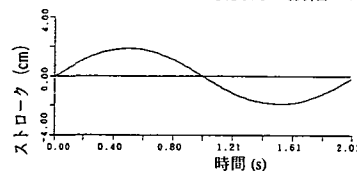
減衰力の履歴曲線



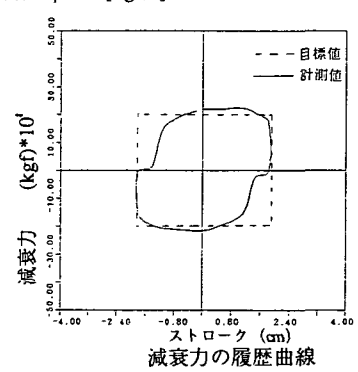
0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $F_r=150$ [kgf/s]



減衰力の履歴曲線



0.5Hz 振幅2.0cm 推定減衰係数 $F_r=200$ [kgf/s]



減衰力の履歴曲線

図-10 摩擦型ダンパーの実現

ンの運動速度の計測値と、その値に一定の減衰係数を乗じて求められる減衰力の目標値から、図8に示す制御機構に基づいてバルブの開度を求め、オンラインでバルブの開度を制御した。振動台は振動数0.5Hz、振幅2.0cmの正弦波で加振する。また設定した減衰係数は8,000kgf/s、16,000kgf/s、20,000kgf/s、25,000kgf/sの4種類とした。

図9はこのときのバルブ開度の指令値と実際の計測値、および減衰力の目標値と計測値をプロットしたものである。これらの図を見ると、ピストンの運動の方向が逆転した直後に若干履歴曲線の形が乱れているが、ほぼ破線で示される目標減衰力を発生しており、一定の減衰係数を持つダンパーが実現できていることが分かる。バルブ開度の時刻歴に着目すると、その開度の時間変化は非常になだらかなものであり、またその変動範囲も0%から30%程度のものであるため、図7に示したサーボバルブの特性表と照らし合せても十分な応答性が確保できており、無理のない制御が行えている。

また、図3に示したバルブ開口度を一定に保ったときに得られる履歴曲線のうち、今回とほぼ同じ条件で加振している(a)の場合と比較しても、より楕円に近い履歴曲線形状を呈していることが分かる。このようにバルブの開度を時々刻々と変化させることで、常に速度に比例した減衰力を発生するダンパーが実現できることになる。

b) 摩擦型ダンパーの実現

次にバルブ開度を制御することで、摩擦型のダンパーを実現する。この摩擦型ダンパーは、ピストンの運動速度によらず、常に一定の減衰力を発生させるものである。この場合は、ピストンの運動速度の計測値と、一定の減衰力の目標値から図8に示す制御システムに基づいてバルブの開度を制御した。振動台は前項と同じく振動数0.5Hz、振幅2.0cmの正弦波で加振する。また設定した減衰力は50kgf、100kgf、150kgf、200kgfの4種類とした。

図10はこのときのバルブ開度の指令値と実際の計測値、および減衰力の目標値と計測値をプロットしたものである。この場合にも、ピストンの運動の方向が逆転した直後に履歴曲線の形が乱れる傾向が見られるが、ほぼ破線で示される目標減衰力を発生しており、摩擦型ダンパーが実現できていることが分かる。またバルブ開度の時間変化についても同様に無理のない制御が行えていることが分かる。

4. 結論

本稿では、可変減衰装置としてシリンダー外部装置を持たないバリアブルダンパーの試作模型を開発し、減衰力を調節するバルブの開度を効率良く制御することのできるバルブ開度の制御システムを構築し、いくつかの例を示すことでその実現性を示した。

著者等が開発したバリアブルダンパーはシリンダー外部装置を持たないため、様々な構造物、様々な設置箇所に対し比較的簡易に導入出来るものと考えられる。また本稿では、ダンパーの持つ減衰力特性を詳細に把握することにより、ダンパーが発生する減衰力を、ピストンの運動速度のみを計測することによって調節することを可能にした。これは従来のフィードバック方式の圧力制御を行うものに比較し、計測すべき状態量の数が少なく、制御系が簡易であること、またバルブの開閉がよりスムーズであり、バルブを駆動するモーターの応答性が十分に確保できるという利点を持ち、装置自体のコストダウンを期待できるものである。

今回は正弦波加振による定常状態での減衰力の制御を試みたが、今後著者等⁹⁾が開発したハイブリッド震動制御シミュレーターにこのバリアブルダンパーの試作模型を組み込み、非定常状態での動的加力試験を行い、構築した制御システムの有効性をさらに検討していく方針である。なお、ここで開発した密閉型のダンパーではシリンダー可動部等からのオイル漏れなどにより、その特性が発揮できなくなる可能性があるため、長期的な耐用性については別途に検討する必要がある。

謝辞：バリアブルダンパーの試作模型を開発するにあたり島津製作所(株)の御協力を頂いた。また日本ムーグ(株)ならびに昭和シェル石油(株)の方々に本実験に用いた資料の提供をお願いした。ここに感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 小堀鐸二、鎌形修一：自律型適応制御による可変剛性型・制震システム-制震構造の研究、日本建築学会構造系論文報告集、pp.121-131、第420号、1991-2。
- 2) 小堀鐸二、高橋元一、稗團成人、那須正、丹羽直幹、小笠原桂：可変剛性(AVS)制震システムの特性確認実験と地震観測、アクティブ制震(振)シンポジウム論文集、pp.295-302、1992-3。
- 3) 金森満、石原好之、戸高敏之：ニューラル・ファジイによる磁気ダンパの準能動制御(数値シミュレーションによる制振効果の検討)、日本機械学会論文集(C編)。

- pp.3003-3007, 59巻566号, 1993-10.
- 4) 運上茂樹, 向秀毅: ER流体を用いたバリアブルダンパーの開発, 第23回地震工学研究発表講演概要集, pp.537-540, 1995-8.
 - 5) 福喜多輝, 田村和男, 林章二, 柴慶治: 電気粘性流体を用いた回転型可変減衰装置のセミアクティブ制御に関する研究, 構造工学論文集, pp.23-32, Vol.41B, 1995-3.
 - 6) Nicos Markris, Davide Hill, Scott Burton and Mabel Jordan: Electrorheological fluid damper for seismic protection of structures, Smart Structures and Integrated Systems 1995, Proceedings of the SPIE, San Diego, California, pp.184-194, Vol.2443, Feb.1995.
 - 7) 川島一彦, 運上茂樹: バリアブルダンパーを用いた道路橋の地震応答制御, 土木学会論文集, pp.143-152, 第501号/1-29, 1994-10.
 - 8) 水野孝之, 小堀鐸二, 松永義憲, 丹羽直幹: 大型構造物用可変減衰装置に関する研究(減衰力コントローラーの開発と動的加力試験), 日本機械学会論文集(C編), pp.107-114, 59巻566号, 1993-10.
 - 9) 佐藤忠信, 佐藤誠: ハイブリッド震動制御シミュレーターの開発, 土木学会第51回年次学術講演会に投稿中.

(1996. 4. 1 受付)

DEVELOPMENT OF A VARIABLE DAMPER SYSTEM TO CONTROL THE DAMPING FORCE

Tadanobu SATO, Kenzo TOKI and Makoto SATO

A small-size variable damper without external accumulator was developed. A series of calibration tests has been conducted to develop a mechanical model of variable damper which gives the relationship among damping force, velocity of piston and valve opening ratio. The control algorithm to generate damper force is derived from the mechanical model expressing observed damper characteristics. The feature of the control system is simple without feedback mechanism, permitting to determine valve opening ratio directly from the measured piston velocity and the targeted damping force. The efficiency of developed control system was proved by producing various types of hysteretic relationship between damping force and piston displacement.