

厚鋼板構造物制振用ダンパー (基本構想と実験的確認)

A Damper for Suppression of Vibrations of Thick Steel Plate Structures (A Basic Design and Its Experimental Check)

浦田喜彦*
Yoshihiko URATA,

Abstract: Among various methods of suppression of structural vibrations, passive ones are more excellent in simplicity and reliability. In some passive dampers, viscoelastic materials are used to dissipate vibration energy. In the structures of thick steel plates, however, viscoelastic materials have not been used effectively as elements of dampers. This report deals with a new type of damper. Although the damper proposed here has structure similar to dynamic vibration absorbers with viscoelastic spring, it does not require tuning. Experiment to confirm the effects of the damper was carried out. Vibration suppression by the damper is notable in audible frequency range. The proposed damper can be used effectively in order to suppress vibration and noise generation of thick steel plate structures.

Key Words : Thick Plate Structure, Viscoelastic Material, Tie Rod, Added Mass, New Damper, Experiment, Striking, Harmonic Excitation, Simplicity, Reliability

1. 緒言

機械や構造物の制振法は多種類にのぼるがそれらはパッシブ、セミアクティブ、アクティブ法に大別され、それぞれの特徴に応じて使い分けられている。そのうちパッシブな方法は構造が単純で信頼性が高く、もっとも多く利用されている。パッシブ制振法も詳細に見ると内容は多岐にわたるが、対象が構造物の場合には粘弾性材料を利用することが多い。粘弾性材をコアにした薄板のサンドウィッチ構造材⁽¹⁾⁽²⁾や粘弾性ばねを用いた動吸振器⁽³⁾などが代表例である。

粘弾性コアを持つサンドウィッチ板は広い振動数域で制振効果を発揮することができる。しかしながら、サンドウィッチ材は製作時に各層の曲げ柔軟性を利用するので応用は薄板にほぼ限られる。特殊な場合には粘弾性層と拘束層を塗布で形成する方法がとられることもあるが、拘束層の剛性を金属板ほどには大きくすることができないので制振性能は限られてしまうのが実情である。結局のところ、厚い鋼板を基板として多層化を能率的に行い、制振効果を高める実用的方法は事実上存在しないと言ってよい。

一方、動吸振器は元来が特定の振動モードを対象にして調整を行うものであり、限られた振動数範囲でしか効果を期待できない。また、衝撃によって多

数の振動モードが同時に励起されるような場合には主要なモードを対象にした多数の動吸振器を相互の干渉を考慮して設置する必要があり、設計が相当に煩雑になるので実用性が高い方法とは言えない。

そのほかにも粘弾性体を単純に構造物に貼り付けたり、塗布したりすることも行われることがあるが、構造物の変形の際に粘弾性体に蓄積されるひずみエネルギーは拘束層がある場合に比べてきわめて小さいのが普通で、十分な減衰効果が得られないことが多い。

ところで板金製部品の打ち抜きや絞りにも多用されているC形パンチプレスのようにおもに厚い鋼板を溶接して作る構造物では材料や接合法の特性として構造固有の減衰能が非常に小さく、振動・騒音の問題を生じやすい。しかもC形パンチプレスでは稼動時にほぼ衝撃的な力が加わって多数の振動モードが励起されるので、前述したような状況から現在でも効果的な制振法が確立されているとは言えない状況である。なかには音の放射面積を少なくする目的でC形パンチプレスの側板にかなり大きな孔を開けた例も見られるが、剛性の低下を来たしかねない方法であり、技術としての考え方が整然としてはいえない。剛性を確保しつつ、振動・騒音を減らすということであればやはり減衰を高めるのが正攻法であろう。

粘弾性材を利用して大きな減衰率を実現するためには粘弾性体に蓄えられるひずみエネルギーの割合を大きくする必要がある。これを厚板という条件下で実現するためにはそれなりの工夫が必要になる。本論文では対象構造物に付加的に設置して一挙に多数の振動モードに大きな減衰を与えることができるダンパーについて検討する。実験的に調べた範囲ではこのダンパーは良好な制振効果を示す。提案するダンパーの構造は簡単で、しかもその性能は設計条件に敏感ではないので粗い設計で効果が得られる可能性が大きい。この研究はまだ入り口の段階にしかないが、細かな評価を求めないのであれば構想自体はすぐにでも使えるものなので検討の概要を報告しておくことにも意味があると考えられる。

2. ダンパーの基本構想

2.1 粘弾性材の利用について 構造物の振動の減衰要素として粘弾性体を利用する場合には構造振動の損失率 η はほぼ次式で表される。

$$\eta \cong \eta_G \frac{U_{Vsc}}{U_{Ttl}} \quad (1)$$

ここに U_{Vsc} は粘弾性体に蓄えられるひずみエネルギー、 U_{Ttl} は構造物全体のひずみエネルギー、さらに η_G は粘弾性材料単体の損失率である。 U_{Vsc} と U_{Ttl} はいずれも振動周期中の最大値を使用する。式(1)は連続体振動では本来は個々の固有振動モードごとに適用すべきものである。それに加えて高い精度で成り立つ式ではないし、粘弾性体の弾性率や

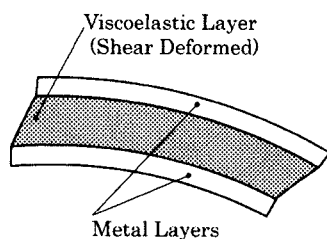


Fig.1 Three Layered Sandwich Plate with Viscoelastic Core

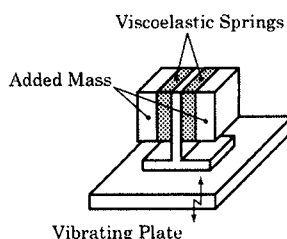


Fig.2 Dynamic Vibration Absorber Using Viscoelastic Springs

損失率 η_G は振動数や温度に大きく依存するので使用に当たっては注意を必要とする。しかしながら、式(1)は粘弾性体に関与する構造物の減衰の概略をスカラー的に把握できるので便利である。この式から構造全体の損失率 η を大きくするには次の二つのことがらに注意すればよいことがわかる。

- ① 粘弾性体に損失率 η_G の大きいものを選定する。
- ② U_{Vsc}/U_{Ttl} が大きくなるようにダンパーの構造を設計する。

このうち、①については粘弾性体の材料選びという点で設計に関わってくるが、ここでは基本的には材料の問題であるとする。すると②を満たすようにダンパーを設計することが課題となる。

粘弾性体の制振技術への応用法としては図1のようなサンドウィッチ材として用いるもの⁽¹⁾⁽²⁾と図2のように動吸振器に用いるもの⁽³⁾が代表的であろう。もちろん、そのほかにも対象とする振動体の様相に合わせた応用法が工夫されている⁽⁴⁾。いずれの場合もおもに粘弾性体のせん断変形に伴うエネルギー散逸を利用するものである。サンドウィッチ材は広い振動数範囲で効果を発揮するが、すでに述べたように厚板では製作時に困難が生じる。動吸振器ではそのような問題が生じることはないが、共振を利用するという設計原理ゆえに効果を発揮するのは狭い振動数範囲に限られることが欠点となる。ここでは多層材と動吸振器の双方の長所が發揮できるような構造を考える。

2.2 提案するダンパーについて 図3に本研究で提案するダンパー(吸振器)の概要を示す。このダンパーはすぐにわかるように図2のような動吸振器を適当な間隔で直線上に並べ、付加質量体を長くしてすべての動吸振器に共通にした構造である。並べる動吸振器の個数や間隔は状況に応じて自由に選べる。

このダンパーは構造的には図2の動吸振器と類縁関係にあるように見えるが、動作原理は全く異なる。このダンパーの固有振動数を対象とする板の特定の振動モードと特別な関係にあるように設定するのではなく、むしろ振動時の粘弾性体の静的なせん断変形を利用して減衰効果を発生させようとするものである。その意味ではむしろサンドウィッチ材の動作に似ている。図4に板と付加質量兼連結棒の相対変位によって粘弾性ばねにせん断ひずみが生じる様子を概念的に示す。なお、ここで言う静的変形とは時

間の変化がないという意味ではなく、粘弾性体の慣性効果が卓越したものではないという意味である。

このダンパーの制振効果を高めるには付加質量兼連結棒は剛性が大きく、かつ質量も大きいことが望ましい。板と連結棒の相対変位によって粘弾性体に大きな変形を生じさせるためには連結棒の剛性は大きい方がよいことはほぼ自明であろう。また、連結棒と粘弾性ばね群で形成するダンパー自体の固有振動数を非常に小さくするためには連結棒の質量は大きい方がよい。できれば対象とする板のすべての固有振動数よりはるかに小さくなるようにすることが望ましい。これによって粘弾性体の静的せん断変形を確実にできる。ただし、ダンパーの固有振動数を下げるために粘弾性体の剛性を単純に小さくすると式(1)の U_{Vsc} が小さくなってしまい、制振効果が損なわれることになるので注意しなければならない。提案するダンパーの望ましい状態については実現可能性を考慮しながら詳細な吟味を積み重ねていく必要がある。

3. 提案するダンパーの機能確認実験

3.1 試料 提案するダンパーの概略の制振特性を把握するために実験を行った。制振対象の板には $600 \times 1000 \times 10\text{mm}$ のステンレス鋼 (SUS304) の平板を用い、この板に図5に例示するような形でダンパー

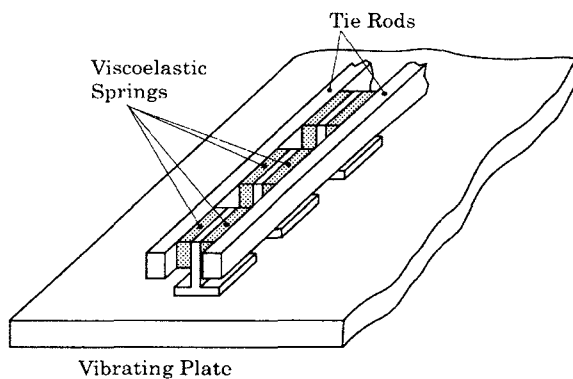


Fig.3 Schematic Illustration of the Proposed Damper

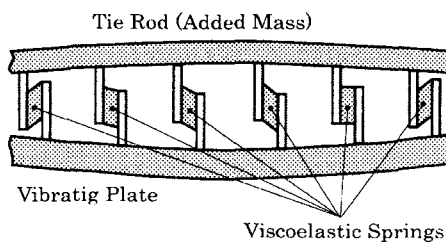


Fig.4 A Mechanical Model of the Proposed Damper

を装着した。

ダンパーについては連結棒と粘弾性材の厚さや粘弾性材の素材などの断面構成、粘弾性材の長手方向の寸法と配置ピッチなどを変えて 10 種類近くについて検討した。しかし、各場合の制振効果は細部を除けばかなり類似しているのでここでは図6に示した構成のダンパーについての結果を中心に述べることにする。

図6のダンパーでは付加質量兼連結棒に黄銅 (Cu 65%, Zn35%) の平角棒を、また支柱にはやはり黄銅のアンクル材を用いたが、黄銅を選んだのはおもに工作の容易さのためである。粘弾性体にはシリコンゴム ($G=1.7\text{MPa}$, $\eta_G=0.08$, 23°C) の板を用いた。連結棒、粘弾性体、支柱の接合は基本的には接着としたが、確実な接合状態を確保するために図6に示

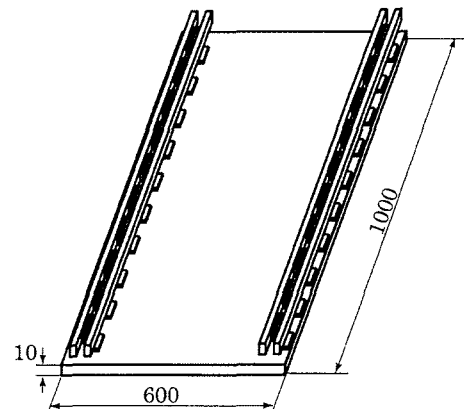


Fig.5 A Plate Equipped with the Dampers

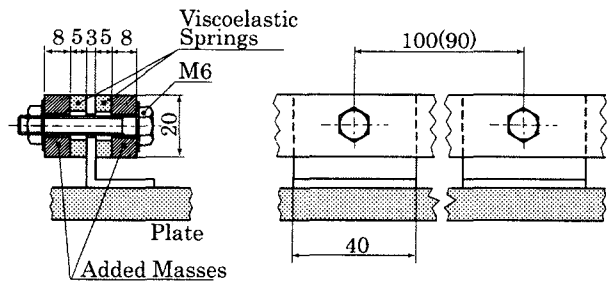


Fig.6 Unit of the Proposed Damper for Examination by Experiment

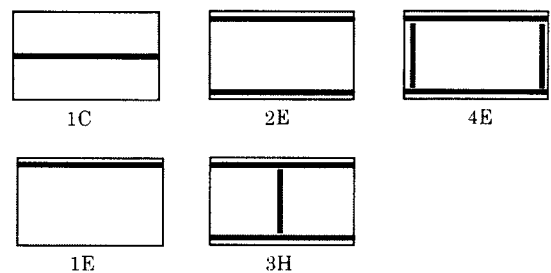


Fig.7 Configurations of the Dampers

すように接着に加えて、ゴムと支柱を連結棒で挟んでボルトとナットで締め付ける構造も併用した。ゴム板にあける孔はボルトの直径の比べて十分に大きめにしてボルトがゴムのせん断変形を妨げないように配慮した。

ダンパーの支柱と制振対象の鋼板とはシアノアクリレート系の瞬間接着剤で接着した。この接着剤は少し大きめの衝撃を加えれば簡単に剥離するのでダンパーの種類を交換するための実験上の利便性を考えて使用したものである。状況を管理しながらの実験ではこの接着剤は十分に使用に耐えるが、実用的には信頼性がより高い接合法を採用すべきであることは言うまでもない。

ダンパーの長手方向の支柱とゴムの長さは 40mm とした。これを 100mm (板の長辺に平行なダンパー) あるいは 90mm (板の短辺に平行なダンパー) のピッチで等間隔に配置した。

ダンパーは板の片面に図 7 に示すように数種類の形で配置した。各場合の記号の数字はダンパーの数を、アルファベットは配列の形を示している。たとえば C はセンターを、E はエッジを表している。板の周囲への配置が多いが、これは周辺自由の条件下で振幅が大きいところを選んでダンパーを装着した結果である。なお、実験はすべて $23 \pm 2^\circ\text{C}$ の温度範囲で行った。

3.2 衝撃応答 ダンパーの効果を包括的に把握するために打撃試験を行った。板の一つの短辺に沿って 2 個の小孔をあけ、これに撚り線ワイヤーを通して板を鉛直な姿勢になるように吊った。板の自重で板とワイヤーとの間に摩擦が生じるのでわずかな拘束はあるが、板は全周をほぼ自由とみなせる。

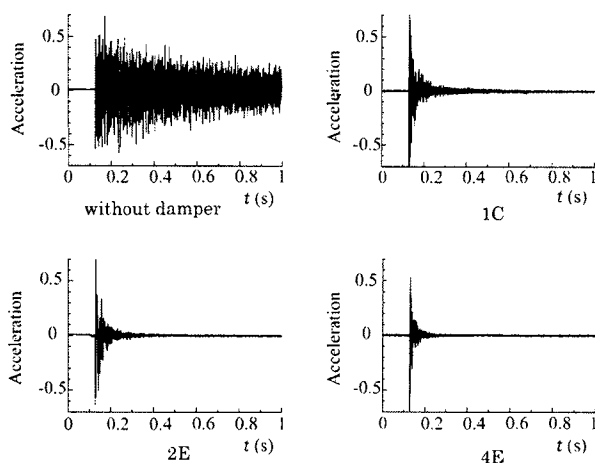


Fig.8 Impulse Responses of Plates without and with Dampers

対象とする板に鉛球 (直径 30mm) で作った振り子で打撃を加え、その際の過渡振動を加速度計で検出した。振り子の糸の長さは約 1m で、板の下端から 150mm、水平には中心線から 150mm の位置を打撃点とした。振動モードの対称、反対称性に関して特別な点を打撃しないための配慮をしている。振り子の振り上げ角度は一定になるように管理した。なお、振動の検出に用いた加速度センサーは質量が 1.8 g の小型のもので、板の上縁に取り付けた。

図 8 に代表例としてダンパーなし、および図 7 に示す 1C, 2E, 4E の各場合の打撃試験における加速度の観測結果を示す。各図の横軸は時間、縦軸は加速度である。縦軸の尺度は相互比較のために統一してあるが、数値に特に意味を持たせてはいない。

図 8 の各場合のうち、ダンパーなしの場合に見られるわずかな減衰は板材に固有の内部摩擦のほか、ワイヤーと板の接触点における摩擦と音の放射によるエネルギー散逸が考えられる。ダンパーがない場合の減衰はきわめて小さいので応答は尾を長く引き、音を感覚的に表現すれば「ガーン」という感じのものである。

これに対してダンパーを装着した場合の加速度応答の持続時間はいずれも 0.1~0.2 s 程度であった。ダンパーの種類や装着位置で細かな相違は当然生じるが、いずれの場合も打撃に際しての発生音は木材の板を叩いたときの音に近く、「コツン」という感じのものであった。

ダンパーを装着した各場合の結果は非常によく似ているが、詳細に比較すると $1C < 2E < 4E$ の順に制振効果が大きくなっている。図 7 の 1E と 3H の配置についてはおおむね $1E \approx 1C$, $2E < 3H < 4E$ と評価できる制振効果が認められた。1C と 3H の具体的な時刻歴は図 8 に示した各場合から推測できる程度差があるのみなのでここでは図示を省略した。省略した例も含めて比較するとダンパーの数と制振効果はよく対応する。ただし、聴覚的にはダンパー数の増加に見合う (比例する) 形で制音効果が大きくなっているというのではなく、最初の 1 本のダンパーを設置した段階で制音効果のほとんどの部分が現れ、ダンパーの増加によって比較的小さな制音効果が上積みされていくという感じである。制振の目的にもよるが、本研究の発端となった C 形パンチプレスを操業する際の騒音を抑制するなどのためには比較的少数のダンパーの設置で効果をあげられる可能性がある。

そのほかにも条件を変えていくつかの実験を行ったが、おもな結果はつぎのようになる。

- 付加質量兼連結棒に使用した平角棒の厚さを 4, 8, 12, 16 mm と 4 段階にわたって変化させたが、厚さが増すほど制振効果が大きくなるというはつきりした傾向がある。これは提案するダンパーが前述したように粘弾性体の静的なせん断変形を利用するものであり、連結棒の曲げ剛性と質量が大きくなるほど粘弾性体のせん断変形の発生が確実になるためであると考えられる。なお、この試験は連結棒の影響を傾向として把握するために行ったもので、連結棒の断面寸法の実用範囲を想定したのではない。
- 粘弾性体（シリコーンゴム）の厚さを 5mm のほかに 3mm とする実験も行ったが、衝撃応答で見える限りは目立った差は生じなかった。ゴムの厚さが小さくなるほど剛性は増すが、結果として板と連結棒との間のせん断ひずみは減少することになる。両者が相殺しても変化は生じるはずであるが、ここでは目立った変化を確認できなかった。粘弾性体の剛性と寸法はダンパーの重要な設計パラメーターであり、これらをどのように選択するのがよいかは今後検討を積み重ねていく必要がある。

3.3 振動数応答 打撃試験はダンパーの制振性能の概略を簡単に把握できる利点があるが、これだ

けで詳細についての十分な情報が得られるものではない。ダンパー性能を向上させるための検討には振動数応答を測定して振動数域ごとのダンパーの特質を知る必要がある。

振動数応答の測定には約 30kg の鋼製ブロックで支持した加振力 10N の動電型加振機を用いた。加振ヘッドに力センサー（ピエゾ型）を取り付け、さらにその先に取り付けた直径 3mm のアクリル製のプッシュロッドを介して供試板の下端から 350mm、水平方向には中心線から 175mm の位置を加振した。応答は衝撃試験で述べたのと同じ加速度センサーで検出した。力と加速度の信号は周波数特性分析器に入力して加速度/力の伝達関数（イナータンス）に変換してパソコンに取り込んで記録した。伝達関数の値は実験結果の相互比較に支障がないように処理してある。

図 9 にダンパーなしと 2E（図 7 参照）の 20～2000Hz の範囲の振動数応答を測定した結果を示す。ダンパーの設置によって減衰だけではなく質量と剛性の効果加わるので応答のピークやディップの位置にずれが生じるが、おおむね 200～1500Hz の範囲ではダンパーが非常に有効に作用している様子がはっきり読み取れる。この範囲では少数のピークを除いて 20～40dB 程度の減衰効果が認められる。ただ、900Hz 付近にダンパーの有無にかかわらず高さがほと

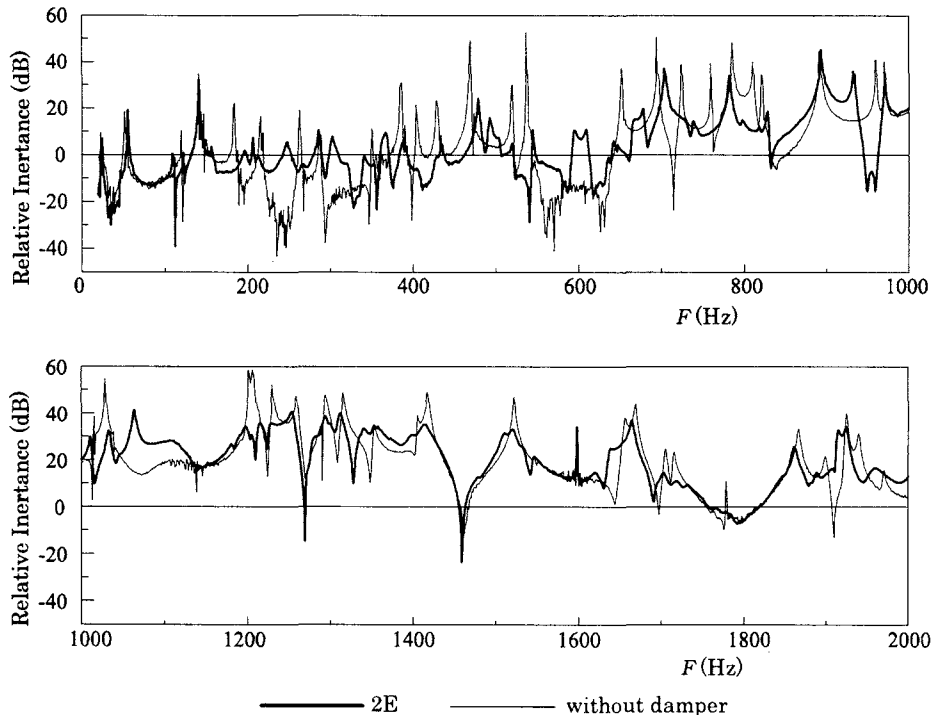


Fig.9 Frequency Response of Plates without and with Dampers

んど変化しないピークがあるが、これはダンパーの設置位置におけるこのモードの振幅がもともと小さくてダンパーが有効に作用していないためと推測される。

また、100Hz以下の低振動数域と1600Hz以上の高振動数域ではダンパーの効果が小さくなっている。とくに100Hz以下ではダンパーの効果はほとんど認められない。低振動数域では板の変形の波長は長くなるので連結棒と板の相対変位は必然的に小さくなる。また、周辺自由の条件では低次振動にねじりのモードが現れるが、板のねじり変形においてもダンパーの粘弾性体のせん断変形が大きくなることはなく、したがって減衰は小さいものにとどまる。波長が大きくなると減衰効果が低下するのは定性的には粘弾性サンドウィッチ材にも見られる現象である。ここに述べた状況からは低振動数域で減衰が小さくなるのは提案するダンパーについて一般的に成立する性質と見るべきであろうが、有効に制振できる振動数範囲の下限の見積りは個々の場合ごとに検討しなければならない。設計を工夫すれば有効範囲をさらに低振動数域に延ばすことは可能と考えられる。

また、高振動数域では板の振動形の波長は必然的に短くなるが、ダンパー上の粘弾性体の配置ピッチと板の波長が接近すると粘弾性体の変形分布は見かけ上板の波長が大きくなった場合のようになる。粘

弾性体が断続的、すなわち離散的に配置されているので、アナログ信号の離散的サンプリングのときと同様の現象が生じるためである。極端な場合にはダンパーの長手方向の波長と粘弾性体の配置ピッチが一致すると粘弾性体のせん断変形はほとんど起きないことになる。これも制振効果の低下を招く。ダンパーの有効振動数の上限をなるべく大きくするには粘弾性体を短くして細かいピッチで配置すればよいが、当然のことながら製作コストに影響するので妥協点を探る必要がある。そのほかに高振動数域では粘弾性体の性質の変化なども関与している可能性があるが確認はできていない。

制振効果は当然のことながらダンパーの数や板上の配列の影響を大きく受けることになる。そこで図10にダンパーなしと2Eに1Cと4Eの配列も加えて300~800 Hzおよび1500~2000Hzの振動数帯で応答をやや詳しく比較した。この図から300~800 Hzの振動数域ではダンパーの数と制振効果とが明確な関係を持つことが読み取れる。しかし、1500~2000Hzの振動数域の応答にはダンパーの数による大きな違いは生じていない。振動数が大きくなると各ダンパーの制振効果そのものが小さくなるためにダンパーの数や配置の影響をあまり受けることがなくなるためであろう。

図10に示す結果からも提案するダンパーには制振

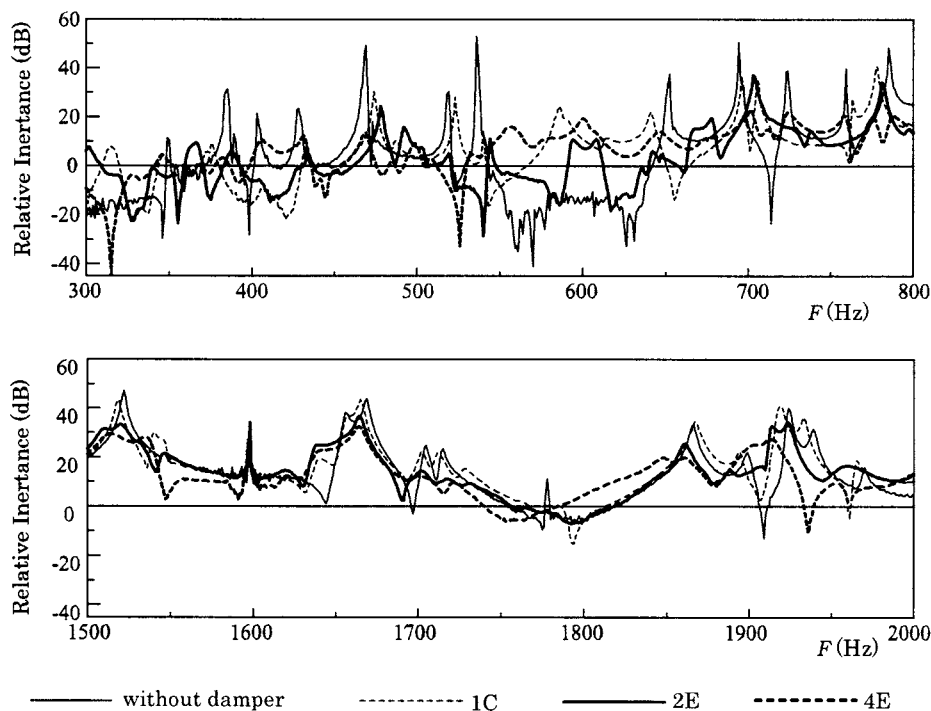


Fig.10 Detailed Frequency Response of Plates with Dampers in Various Configuration

効果が顕著になる一定の振動数域が存在することが明らかである。設計の観点からはこの振動数域をある程度自在に設定できるようにすることが理想である。そのためには、粘弾性体の剛性などを変えた数種類のダンパーを組み合わせるなどの方法も有効であると考えられる。

サンドウィッチ材の場合には粘弾性体の剛性と断面の幾何学的構成に関する2個の無次元パラメータで特性を表現することができる⁽²⁾。提案するダンパーの場合にも断面寸法と全長および質量、粘弾性体のばね剛性と配列ピッチ、板の広がり寸法などの量から無次元パラメータを抽出して議論しなければならないであろう。ただし、関与する項目が多いので支配的要因が何であるかに注意しながら議論を行わないと結果がむしろ煩雑になってしまう可能性があることには注意すべきである。

4. 結 言

厚板構造物の制振を目的としたダンパーの検討結果を報告した。このダンパーは構造としては動吸振器に類似でありながら動作様式や特性はむしろ粘弾性サンドウィッチ材に似ているものである。このダンパーは構造が簡単であるにもかかわらず、大きな制振効果を持つことが打撃実験および正弦波掃引加振実験によって確かめられた。ただし、低振動数域と高振動数域では異なった原因によって制振の効果が低下することも明らかになった。また、粘弾性材については1種類について調べただけなので検討の余地は大いにある。

提案するダンパーの特性については定性的にはかなり理解できるようになったが、実用性を高めるためには具体的な設計法を確立する必要がある。このダンパーはサンドウィッチ材などに比べて関与する要因が多くなることは避けられず、卓越した支配要因を見出すことがとくに必要である。そのためには本質を失わない程度に単純化したモデルを作成し、そ

れについてのシミュレーションやその結果を確かめるための実験を行うのが有効であると考えている。この点については検討を続行中である。

また、本論文で述べたのは動作原理と制振効果の確認実験の結果であるが、実際に製品に組み込むためには商品価値を損なわないようにデザインできるようにすることも必要であろう。このような意味では詳細な検討を必要とする事項はまだある。しかし、このダンパーは非常に簡単に構成することができて、しかも粗い設計でもある程度の効果を確実に見込めるので現状でも応用できる場面はあり得るであろう。

本研究の試料作成と実験の遂行においては静岡理工科大学機械工学科における卒業研究として鈴木啓保、細野晃久、三澤嘉紀の諸君が多大な貢献をされたことを感謝の意を持って明らかにしておく。彼らの努力に報いるためにも論文をもっと早く執筆すべきであったが、多忙を理由に執筆を遅らせてきたことについてはお詫び申し上げたい。

文 献

- (1) 立道有年・浦田喜彦・安田 弘, 粘弾性層をもつ部分多層はりの振動解析, 日本機械学会論文集, Vol.40-No.335, (1974), pp1899-1907.
- (2) 岡崎明彦・浦田喜彦・立道有年, 粘弾性コアをもつ3層円板の非軸対称振動, 日本機械学会論文集, Vol.52-No.479, C(1986), pp1901-1907.
- (3) 浦田喜彦・竹田生也, 粘弾性ばねを用いた動吸振器の設計法, 日本機械学会論文集, Vol.61-No.583, C(1995), pp981-986.
- (4) de Silva, C. W.編, *Vibration and Shock Handbook*, (2005), CRC Press Taylor & Francis Group, 24-43.