本報告では, VI法の定義から計測理論について説明し,計測上発生する誤差について検討した。また, 平板についての計測,計算結果から,VIが振動源を特定するには至らないが,振動エネルギの伝達経路 を明らかにするには有効な計測方法であることを確認した。

構造物の騒音を低減するために、その発生源たる構造の低振動化を図るケースが多い。構造物の振動 エネルギの流れを可視化し,その振動源を特定する解析手法として,振動インテンシティ(VI)法が検

そして、振動低減のための新たなVIの適用法として、平板上の任意の領域内の散逸エネルギを算出可 能なことに着目し,エネルギ散逸分布,制振材の減衰効果を明らかにする手法を提案した。また,エネ ルギ散逸の大きな箇所に集中的に制振材を貼付することにより、効果的に振動を低減できることを数値 計算により示した。

Abstract

To reduce structure-born noise, it is usually supposed effective to reduce vibration, which is one of the causes of the noise. Vibration intensity (VI) technique, which shows the flow of vibration energy and the vibration source in structures, has been studied in the last several years.

In this study, the measurement method and theory of VI were derived from its definition, and errors caused by assumptions, approximations, and measurement were investigated. As a result, VI was found to be an effective measurement technique to show the energy propagation routes on a panel, although it did not indicate the location of the vibration source.

Furthermore, a new method to reduce vibration was proposed as one of the applications of VI analysis. The distribution of dissipated energy and the effect of damping materials pasted on a panel were clarified by the flow of VI, because it allowed the estimation of the dissipated energy in a certain closed area. Consequenty, it was verified that vibration is effectively reduced by pasting damping materials on the panel area where much energy was dissipated.

振動インテンシティ,散逸エネルギ,クロススペクトル法,制振材貼付位置,減衰効果 キーワード



要

旨

討されている。

16

1.はじめに

構造物から発生する騒音には,振動源から伝搬した 振動がパネル部の振動を励起し,放射音を発生してい るケースが多い。このような騒音を低減するためには, 振動状態を把握したうえでのパネルの制振が必要にな る。パネル上に制振材を貼付することで振動を低減す る場合,その多くはパネル全面に一様に貼付されてお り,制振材の重量の割に,効率的な振動低減効果を挙 げているとは言いがたい。

現在,構造物の振動計測,解析手法として,実験モ ード解析や有限要素法(FEM)などが,一般的に用いら れるようになって久しい。その他の解析法のひとつに, 振動源の探査を目的として,振動エネルギの流れを可 視化する振動インテンシティ(Vibration Intensity,以下 VI)を利用する方法が挙げられる。VIは,Noiseux¹⁾ やPavic²⁾らによって,提唱されて以来,数々の検討 がなされてきた。ここ数年では,2点計測における境 界近接場の誤差,差分誤差,反射波の影響などの検討 がなされ³⁻⁷⁾,1次元,2次元モデルにおける計測適用 範囲が明確になってきている。また,計測技術におい ても,小嶋らによる3チャンネル法による過渡振動イン テンシティの計測^{®)}など,新たな手法が考案されている。

また,そうしたVIを応用したパネル構造物の振動 低減化対策としては,可視化された振動エネルギの伝 播経路から振動源を見いだし,遮断,減衰させる方法 が一般に考えられている。しかし,計測上の近似や仮 定により振動源の特定が困難であるばかりか,振動遮 断やダンパの装着は構造物の振動系も変化するため に,さまざまなチューニング技術が必要になってくる。

本報告では, 音源となるパネル構造の振動エネルギ の流れを可視化し, 振動源を探査する手法を確立する ために,まずVIの基礎的な理論について調査, 2点間 の有限差分を用いるクロススペクトル法⁹⁾によるVI の計測法やその誤差について検討する。そして,長方 形平板についての解析結果から, VI計測の振動源探査 手法としての実用性について検討する。

また,振動低減のためのVIの新たな展開として, パネル部のVIの流れから,任意の閉領域内で散逸さ れる振動エネルギが算出されることに着目する。ここ では,まず2次元構造のパネルについて,クロススペ クトル法による計測結果とFEMを用いた数値計算結 果との対応を示し¹⁰⁾,パネル部で散逸される振動エ ネルギを加振入力による仕事との割合として定量化で きることを示す。そして,実構造への適用のために, 3次元構造のパネルについて,面内力を考慮するVIの FEMを用いた数値解析を行い¹¹⁾,その結果から算出 されるパネル部のエネルギ散逸分布とパネル部で散逸 される振動エネルギの割合により,パネル部に貼付さ れた制振材の効果を明らかにする。また,エネルギ散 逸が大きい箇所に集中的に制振材を貼付することによ り,重量増加に対し効率的なパネルの振動低減効果の あることを示す。

2.振動インテンシティ計測法の検討

一般に平板のVIの計測には,実用的な計測点数と して,4点の変位(加速度)を計測するクロススペク トル法が用いられる。本章では,クロススペクトル法 の採用を前提に,パネル構造のVI解析の基礎理論と して,その定義式^{1,2)},計測理論^{12,13)}について説明 し,計測上導入した近似や仮定による誤差について検 討した結果を示す。そして,パネル構造を対象にVI の計測,計算を行い,振動源探査手法としてのVI計 測の実用性について検討する。

2.1 VIの基礎理論

1

パネルの曲げ振動における VIは,単位幅を通過す る振動エネルギの周期平均(パワーの次元)で,x方 向成分については次式で定義される。^{1,2)}

2

$$VI_{x} = \left\langle Q_{x} \frac{\partial w}{\partial t} + M_{x} \frac{\partial^{2} w}{\partial x \partial t} + M_{xy} \frac{\partial^{2} w}{\partial y \partial t} \right\rangle_{t}$$
(1)

$$VI_{x} : VIOx方向成分$$

$$w : 面外変位$$

$$Q_{x} : せん断力$$

$$M_{x} : 曲げモーメント$$

$$M_{xy} : 捩りモーメント$$

$$<>_{t} : 周期平均$$

ここで, y方向成分に関しては力, モーメントの方向 がy方向となる。また, 3次元の板構造の場合, パネ ルの面内応力を考慮する必要がある。そのときは, 面 内応力*N_x*, 面内のせん断力*N_{xy}*, 面内方向変位*u*, *v*と して, 式(1)は以下のように定義される。

$$VI_{x} = \left\langle Q_{x} \frac{\partial w}{\partial t} + M_{x} \frac{\partial^{2} w}{\partial x \partial t} + M_{xy} \frac{\partial^{2} w}{\partial y \partial t} + N_{x} \frac{\partial u}{\partial t} + N_{xy} \frac{\partial v}{\partial t} \right\rangle_{t}$$
(2)

ここで,パネルの各応力,モーメントは,以下の式で 表される。

なお,周期外力が加わった定常振動時の各応力,変位 はフーリエ変換した角周波数ωの関数として複素数で 表され,周期平均化したVIは次式によって計算される。

$$\overline{VI} = \overline{Q}_{x} \left(j\omega \overline{w} \right)^{*} + \overline{M}_{x} \left(j\omega \frac{\partial \overline{w}}{\partial x} \right)^{*} + \overline{M}_{xy} \left(j\omega \frac{\partial \overline{w}}{\partial y} \right)^{*} \\ \left(+ \overline{N}_{x} \left(j\omega \overline{u} \right)^{*} + \overline{N}_{xy} \left(j\omega \overline{v} \right)^{*} \right)$$

$$(4)$$

ここで, はフーリエ変換後の値,添字*は複素共役 を表す。

VIの計測では式(1)の面外変位の空間微分を有限差 分で近似する。VIのx方向成分VI_xを求めるためには, Fig. 1に示す8点における変位を求める必要がある(以 下8点法と呼ぶ)。y方向成分VI_yを求めるにも同様に 配置された8点の変位を計測する。この8点法は,理 論的には差分近似誤差しか含まれないので誤差の少な い方法である。しかし,1点x,y方向のVIを求めるた めに,計16点の変位を計測しなければならないため計 測効率が悪く,また計測値の有効桁数の低さやセンサ の位相感度のばらつきなどにより差分誤差が大きくな るため,計測精度の面からもVIの計測に利用するに は不適当である。

そこで,パネルの曲げ振動を垂直2方向に伸びたフ レームの曲げ振動と同様な振動波の重ね合わせと仮定 する(以下1次元波の仮定と呼ぶ)。すると,x軸に沿 った1次元波の場合には,フーリエ変換後の複素面外 変位の一般解 w は,以下のように表される。

$$w(x, \omega) = A_{+}(\omega) \exp(-jkx) + A_{-}(\omega) \exp(jkx)$$

$$C_{+}(\omega) \exp(-kx) + C_{-}(\omega) \exp(kx)$$
(5)

A₊, A₋, C₊, C₋: 各係数(複素数)

式(3)を利用して,式(5)を式(4)に代入し,周期平均すると,VI,は以下のように表される。

$$VI_{x} = Dk^{3}\omega\left\{|A_{+}|^{2} - |A_{-}|^{2} - 2C_{+}C_{-}\sin\left(\psi\right)\right\}$$

$$\psi = \tan^{-1}\left(\frac{\mathcal{I}[C_{+}]}{\mathcal{R}[C_{-}]}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{\mathcal{I}[C_{-}]}{\mathcal{R}[C_{+}]}\right) \qquad (6)$$

さらに,自由場の仮定を導入する。自由場とは,物 理的に不連続な部分から十分離れており,振動波が周 期関数のみで表される領域のことであり,パネルの境 界や加振点等の影響がないと考えられる領域のことで ある。(逆にこのような境界等の影響を受けると考え られる領域を近接場と言い,式(5)の係数C₊,C₋の掛 かる非周期関数で表される項は,この近接場の影響を 示す項である。)この仮定により,式(6)のC₊,C₋の 項を省略することができ,VI₄は次のようになる。

$$VI_x = Dk^3 \omega \left\{ |A_+|^2 - |A_-|^2 \right\}$$
(7)

ここで w の一般解が周期関数のみで表されているため,

$$\left\langle \frac{\partial \overline{w}}{\partial x} \frac{\partial^2 \overline{w}}{\partial x \partial t} \right\rangle_t = \frac{1}{2} k \, \omega^3 \left\{ |A_+|^2 - |A_-|^2 \right\} \tag{8}$$

であるので,式(7),(8)により*VI*_xは以下のように1階 の空間微分で表記される。

$$VI_{x} = \frac{2\sqrt{Dm}}{\Delta \cdot \omega} \left\langle \frac{\partial w}{\partial t} \frac{\partial^{3} w}{\partial x \partial t^{2}} \right\rangle_{t}$$
(9)



Fig. 1 Accelerometer array for measurement (8 points method).

豊田中央研究所 R&D レビュー Vol. 30 No.1 (1995.3)

ここで,空間微分に関して有限差分近似を行う。Fig.1 の点1と2の間の距離をΔとし,時間に関する微分を(・) で表す。また計測では面外変位の加速度を測定するも のとして,さらにクロススペクトル密度関数*Gc*()を 利用すると,VIOx方向成分は以下のように求めるこ とができる^{12,13}。

$$VI_{x} = \frac{2\sqrt{Dm}}{\Delta \cdot \omega} \mathcal{I} \left[G_{c} \left(\ddot{w}_{1} \ddot{w}_{2} \omega \right) \right]$$
(10)

この計測方法をクロススペクトル法と呼ぶ。パネル構 造の計測では,y方向成分も同時に計測するために,4 点の面外変位の加速度を計測する。

2.2 仮定と近似による誤差の検討

最初に1次元波の仮定に起因する誤差について述べ る。Noiseux¹⁾, Pavic²⁾とも1次元平面波を仮定して議 論を進めており,また, Piaud¹⁴⁾によってどんな型の 振動であっても, VIは式(10)を用いて求められること が示されている。そして,式(10)で求められるVIはベ クトル量であり,1次元波の方向にかかわらず,任意の 直角2方向の成分のベクトル合成によってVIの向きと 大きさを決定することができる。したがって,1次元 波の仮定に起因する誤差は非常に小さいと考えられる。

次に,自由場の仮定に起因する誤差について述べる。 一般には,境界などから振動波の一波長($\lambda = 2\pi / k$) 以上離れている領域が自由場であるとされている。し たがって,振動の波長が短い,すなわち高周波,高次 モードであるほど,自由場は広い。

またその範囲は境界条件からも異なる。例えばx軸 に垂直な両端辺が単純支持であるパネルならば,一般 解wは,

 $\overline{w}(x, \omega) = A(\omega) \sin(kx)$ (11)

となるから,近接場の項がなく加振点や不連続点近傍 以外は自由場と考えられる。すなわち,自由場の領域 は,境界条件や構造,周波数に依存し,一義的に確定 することは難しい。したがって,誤差の大きさの程度 もそれぞれの構造物によって異なるため,解析対象ご とに誤差を評価すべきである。

計測においては,1次元波の仮定と自由場の仮定を導入した後に差分近似を行うが,この差分近似に起因する誤差について述べる。実計測時の誤差も考慮に入れ, それを元とする位相誤差をのとすると,近似誤差定は

$$\varepsilon = 1 - \frac{\sin\left(k\Delta - \Phi\right)}{k\Delta} \tag{12}$$

と書き表せる。上式から, Fig. 2に位相誤差 Φと近似 誤差 ε との関係を示す。これより,差分近似の誤差を 小さくするためには,当然差分間隔(実際はkΔ)を小 さくすればよいが,小さくし過ぎると計測時の位相誤 差の影響が大きくなってしまうことがわかる。計測時 の位相誤差はほとんどの場合避けられないものである ので,差分間隔Δをむやみに小さくしてはならないこ とがわかる。

以上のような仮定と近似の基で求められたVIベク トルについて述べる。パネル上の任意の点 *r* = (*x*, *y*) における複素応答変位を, A(*r*)を振幅, *φ*(*r*)を位相遅 れとして

$$\overline{w}(r) = A(r) \exp\left\{-j\phi(r)\right\}$$
(13)

とおいて, VIベクトルを書き表すと

$$VI(r) = \sqrt{Dm} \,\omega^2 \left\{ A(r) \right\}^2 \nabla \phi(r) \tag{14}$$

となる。これより, VIベクトルは位相の遅れる方向を 示し,その大きさは変位振幅の2乗に比例することが わかる¹³)。すなわち,VIのフローパターンは複素振 動モードにより決定され,1つのVIベクトルは,応答 変位の位相遅れが等しい点を結んだ等位相線に垂直に 位相の遅れる方向を示している。したがって,必ずし も加振点から振動エネルギが流れ出る様相にはなって いないことが多いと考えられる。

2.3 パネルの振動インテンシティ計測

2.3.1 計測方法

最初に振動モード解析によりFEM計算モデルの作 成,着目する振動モードを設定する。その後,クロス スペクトル法による計測とFEMを用いた計算を行う。



Fig. 2 Relationship between error of phase and error of approximation .

Fig. 3に解析対象のモデルを示す。本モデルはゴム マウントで片側を2点で支持したアスペクト比の大き いアルミニウムの長方形平板である。加振位置は自由 端辺の1/4の位置である。

計測にはFig. 4に示すように4つの加速度計を治具 に接着したものを用い,各測定点ごとのVIベクトル を計測する。前節の誤差の検討結果から,加速度計の 中心間距離を20mmすなわち,差分間隔Δ=20mmとす る。

通常の実験モード解析をランダム加振で行う場合, 平均化回数は20回前後で充分な結果が得られるが, VIの計測においては,100回前後の平均化を行うこと が望ましい。この理由は前節で述べたように,近接し た2点間の加速度を差分してVIを求めるのに,2点間 の加速度の位相差が小さく,データにばらつきが生じ やすいためである。 Fig. 5に振動モード, Fig. 6にはVIのフローパター ンを示す。Fig. 6における矢印の大きさは,絶対値の 最大のVIベクトルに対する相対的な大きさで表示し ている。

Fig. 5に示すように,計測と計算の固有周波数,振動モードは良く一致しており,定性的なVIのフロー パターンの計測の可否を検討する目的を充分満たす計 算モデルである。

Fig. 6において1点1点のVIの構造全体の定性的なフ ローパターンは良く対応している。したがって,クロ ススペクトル法による計測によってVIフローを計測 することは可能である。

得られたVIフローに関してもう少し詳細に述べる。 本モデルでは,加振位置が自由端辺にあり,そこから



Excitation point

Fig. 3 Analysis model of rectangular plate mounted by rubber.



Fig. 4 Schematic drawing of VI pick-up unit.



Fig. 5 Mode of vibration on the analysis model of rectangular plate mounted by rubber.



Fig. 6 Flow pattern of VI on the analysis model of rectangular plate mounted by rubber.

エネルギが流れ出て対辺のゴムマウントに向かってい る様子がわかる。しかし、VIフローが渦を巻いている 様子が見られ、このような簡単な構造、単純な振動モ ードであってもVIフローパターンは複雑であり、VI のフローパターンのみでは、エネルギの流入、流出す る点を判別することは難しい。

以上より, VIのフローパターンを求めることによっ て,構造全体のおおよその振動エネルギの伝達経路を 明らかにできるが,比較的低次の単純な振動モードで あっても, VIのフローパターンは複雑であり,振動源 を特定することは難しい。また,低周波においてはフ ローパターンは若干単純化されるが,前節で述べたよ うに,自由場の仮定を満たさない領域が大きくなり定 量的な解析は難しくなる。

3. 散逸エネルギの解析

本章では,VIの流れが示す振動エネルギの物理的考 察から,閉領域内の散逸エネルギの算出方法を提案す る。ここでは,2次元構造のパネル,3次元構造のパネ ルについて,数値解析を行い,パネル部のエネルギ散 逸分布とその割合により,パネル部に貼付された制振 材の効果を明らかにする。そして,エネルギ散逸が大 きい箇所に集中的に制振材を貼付することにより振動 低減効果のあることを検証する。

3.1 散逸エネルギの解析理論

VIは「ある振動モード(振動数)における単位幅(面 積)に流れる振動エネルギの周期平均」と定義される。 この振動エネルギは,ポテンシャルエネルギと散逸エ ネルギの2種類に分類できる。減衰などのない振動保 存系では,定常振動状態において,その周期平均をと れば,外力のなす仕事は0,散逸エネルギも0,またポ テンシャルエネルギも0となる。一方,減衰などを持 つ振動系では,定常振動状態において,外力のなす仕 事は散逸エネルギに等しく,ポテンシャルエネルギの 周期平均はやはり0となる。前章で議論したVIは散逸 エネルギの流れを表し,一般にこのVIを「アクティ ブインテンシティ」と呼んでいる。これに対し次のよ うに式(10)のクロススペクトルの実部を用いた場合

$$VI_x = \frac{2\sqrt{Dm}}{\Lambda \cdot \omega} \mathcal{R} \Big[G_c \big(\ddot{w}_1 \, \ddot{w}_2 \, \omega \big) \Big]$$
(15)

このVIはポテンシャルエネルギの流れを表し、「リア クティブインテンシティ」と呼ばれる。これは時間領

豊田中央研究所 R&D レビュー Vol. 30 No. 1 (1995.3)

域の場合やある位相における振動エネルギの流れを示 す場合に用いられる。

したがって, VIの流れから, 任意の領域内で散逸される振動エネルギを算出することができる¹⁰)。パネル上のVIは2次元のベクトル量で表され, 任意の座標に変換可能である。したがって, Fig. 7に示すように, 任意の閉空間 Ω 内外に流入, 流出するVIは, 境界 Γ 上の法線方向と接線方向のベクトルに分離できる。そこで, Ω 内で散逸される振動エネルギ E_{dis} は,式(6)のように Γ 上のVIの法線方向成分の積分で表される。VIは前述のようにパワーの次元であり,ここでの E_{dis} も同様であるが,ここでは慣用的に散逸エネルギと呼ぶことにする。なお,加振位置の入力や応答変位が既知な場合は加振入力のなす仕事の周期平均値 E_{in} (構造系全体の散逸エネルギ)が式(17)で算出可能なため,散逸エネルギは加振入力のなす仕事の割合として正規化できる。

$$E_{dis} = \oint_{\Gamma} \left(VI_{in} - VI_{out} \right) d\Gamma$$
(16)

$$E_{in} = \frac{AP\omega}{2}\sin\phi \tag{17}$$

A : 加振点変位の振幅

P :加振入力振幅

φ : 加振点応答の位相遅れ

ここで,FEM解析結果を用いた計算や,計測結果か ら振動系全体のVIの正確なフローパターンが得られ るなら,各要素,各測定間隔で閉じられた領域ごとに 散逸エネルギが算出可能である。その結果,振動系全 体の任意の振動モードにおける振動エネルギの散逸分 布を得ることができる。



Fig. 7 VI at closed area.

3.2.1 解析方法

解析モデルをFig. 8に示す。本モデルは,鋼製のパ ネルとフレームから成り,振動減衰の効果を得るため に,両者を接着接合したものである。パネル内のVI を観測する部位は,境界近接場の影響を考慮して,接 合部から40mm離れた領域境界上を設定する。

本モデルのパネルの閉領域境界上のVIを計測する。 また,加振実験による周波数応答から,妥当な減衰特 性を設定したFEMモデルを作成し,VIの計算を行う。 Fig. 8の観測点における周波数応答をFig.9に示す。 Fig.9のゲイン,位相の対応状況から,妥当な減衰,

Glue rel Glue rel 40 Hass (3kg) Response point to mesure FRF Section C-C Frame (Steel) Frame (Steel) Steel St

Fig. 8 Analysis model composed 2-dimensional panel and frames.

Closed area to mesure VI



Fig. 9 Frequency response of analysis model composed 2-dimensional panel and frames.

剛性,質量を有するFEMモデルが作成されたと判断 する。

ここで,比較的,騒音に影響を与えやすい低次の振動として,Fig.10に示す(1)フレーム部の1次共振モ ード(フレームモード),(2)パネル部の1次共振モ ード(パネルモード)の2つを着目する振動モードと する。これらの振動モードを励起する周波数における 加振応答結果から,VIの計測,計算を行い,パネル内 の閉領域内で散逸される振動エネルギを算出する。

3.2.2 解析結果

Fig. 10に示す各振動モードについて, Fig. 8のパネ ルの閉領域境界上のVIのフローパターンをFig. 11に 示す。この結果から,パネルモード,フレームモード ともに,エネルギ流れの大きな領域では計測結果と計



(1) Frame mode (56Hz)

(2) Panel mode (82Hz)

Fig. 10 Modes of vibration on analysis model composed 2-dimensional panel and frames.



Fig. 11 Flow pattern of VI on panel of 2-dimensional analysis model.

豊田中央研究所 R&D レビュー Vol. 30 No. 1 (1995.3)

算結果とが良く一致している。しかし,フレームモー ドでは,計測結果におけるエネルギ流れの小さな領域 では,計算結果との対応が必ずしも良くない。この理 由は,この振動モードは,フレームの共振に追従して パネルが振動しているため,パネル上では,加速度振 幅は比較的大きいのに対し,測定点間の位相差が小さ く,計測上の位相誤差が増大されたためと考えられる。

Fig. 11のVIのフローパターンから,パネルの観測閉 領域内で散逸される振動エネルギを算出する。なお, 振動モードによって加振位置の振幅,位相差が異なり, 加振エネルギの大きさが異なるため,各振動モードに 対し,前述のとおり散逸エネルギと加振入力のなす仕 事の割合を正規化した指標値としてTable 1に示す。

この結果から,フレームモードではパネルの閉領域 内で散逸されるエネルギが少なく,大半のエネルギが フレームおよび接着部で散逸されいる。一方,パネル モードでは,パネル領域内で散逸されるエネルギが多 く,接着による減衰効果が少ないことがわかる。

Table 1で,実験結果と計算結果とでは,各振動モー ドに対する比率としては対応するが,絶対値としては 差がある。これらの差異には実験誤差も考えられるが, むしろ,計算における系全体の周波数応答を基にした 各部の減衰のモデル化に問題があると考えられる。よ り妥当な減衰値の設定法,評価法が今後の課題である。

3.3 3次元構造の解析

3.3.1 解析方法

実際の構造部材への適用をねらい, Fig. 12に示すようなパネルとフレームからなる3次元の構造について検討する。ここでは, FEM計算結果から面内力を考慮する式(4)を用い,数値計算のみの検討を行う。本計算の着目点は,任意の振動状態に対し,数値計算上仮定された制振材の効果を直接的な散逸エネルギの定量値として算出し,振動低減に効果のある制振材を貼付する箇所を選定することにある。ここでは,初期状態とし

Table 1Dissipated energy ratio on the panel at
2-dimensional analysis model.

Vibration mode	Frame mode		Panel mode	
	Mea.	Cal.	Mea.	Cal.
Dissipated energy ratio (%)	0.61	0.46	89.8	68.5

豊田中央研究所 R&D レビュー Vol. 30 No.1 (1995.3)

てパネル面全体に制振材が貼付されたものを考える。

着目する振動モードをFig. 13に, Fig. 12のA点を加 振したときのC点の振動応答をFig. 14に示す。この振 動モードはフレーム部の共振にパネル部が追従して振 動している状態のため,パネル部の振動レベルはフレ ーム部の共振に依存し,パネル部の制振材の減衰効果 が少ない。

FEM計算は汎用コードMSC / NASTRANを使用し, 減衰は,運動方程式では以下のように構造減衰として 設定される¹⁵。

- $\begin{bmatrix} -\omega^{2}M + (K + j\Sigma_{ge}k_{e})] \{u(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad (18) \\ M : 全体の質量マトリクス \\ K : 全体の剛性マトリクス \end{bmatrix}$
 - g_e: 各要素ごとの減衰係数
 - k_e:各要素ごとの剛性マトリクス



Fig. 12 Analysis model composed 3-dimensional panels and frames.



Fig. 13 Mode of vibration on analysis model composed 3-dimensional panels and frames (113Hz).

$$\mu = \mu_0 \frac{eb \left(3 + 6b + 4b^2 + 2eb^3 + e^2b^4\right)}{\left(1 + eb\right)\left(1 + 4eb + 6eb^2 + 4eb^3 + e^2b^4\right)}$$
(19)

- μ:積層パネルの損失係数
- µ₀:制振材単独の損失係数
- e:制振材の鋼板に対するヤング率の比
- b :制振材の鋼板に対する層の厚さの比
- 3.3.2 解析結果

Fig. 13に示した周波数におけるパネル内のVIのフロ ーパターンをFig. 15に示す。ここでは,加振位置の 変化にともなうVIのフローパターンを示す。この結 果から,同じ周波数で加振し,同じ振動モードで振動 していても,加振位置が異なることにより,パネル内 の振動エネルギの流れる経路が異なることがわかる。 しかし,これらVIフローパターンは複雑で,パネル 部のみの解析では,フレーム部の加振位置を特定する ことは不可能である。

Fig. 15のパネル部におけるVIの計算結果から散逸エ ネルギ分布を算出した結果をFig. 16に示す。また, 上部,下部の各パネル部全体で散逸されるエネルギの 加振エネルギに対する割合を示す。この結果から,こ の振動モードでは,散逸エネルギ割合は上下両パネル 合わせても10%以下と小さく,大半の振動エネルギが フレーム部など他の部位で散逸されていることがわか る。また,Fig. 15では,加振位置が異なることにより,







(2) The case of excitation point B

Fig. 15 Flow pattern of VI on panels of 3-dimensional analysis model (113Hz)(Relationship between excitation points and flow pattern of VI).



(1) The case of excitation point A



(2) The case of excitation point B

Fig. 16 Distribution of dissipated energy on panels of 3-dimensional analysis model (113Hz) (Relationship between excitation points and dissipated energy).

VIフローパターンも異なっていたが, Fig. 16の散逸エ ネルギの分布やその割合は,加振位置が異なっても変 わらないことがわかる。

また,比較のためパネル上の振動モードの変位分布を Fig. 17に示す。すると,Fig. 16の散逸エネルギ分布は 振動モードによく対応していることがわかる。式(18) から,FEM計算では,散逸エネルギは剛性マトリクス に依存したひずみエネルギと対応するが,その多くが 変位成分に依存していることがわかる。

3.3.3 振動低減への応用

以上の解析結果を基に,振動低減への応用を考える。 Fig. 16に示された散逸エネルギ分布から,パネル内で 多くの振動エネルギが散逸される領域に集中的に制振 材を貼付することにより,効果的に振動が低減される ことを,FEM計算により検証する。

パネルに制振材を集中して貼付する領域として,エ ネルギ散逸の多い箇所を選定する。Fig. 18にその領域 を示す。この領域は,パネル全体の半分の面積とする。 そこで,つぎの3つのケースについて検討する。

ケース1:制振材をパネル部全体に貼付したもの。

(初期状態)

ケース2: Fig. 18に示す領域にケース1と同じ重量(厚 さは2倍)の制振材を貼付したもの。

ケース3: Fig. 18に示す領域にケース1と同じ厚さ(重 量は1/2倍)の制振材を貼付したもの。

各ケースについてFEM周波数応答計算した結果を Fig. 19,20に示す。加振位置はFig. 12のA点で,観測 点は,着目する周波数(113Hz)付近で最大の振幅と なる点である。

Fig. 19から,同量の制振材を集中的に貼付すること により,着目する周波数(113Hz付近)で約6dBの振



Fig. 17 Distribution of displacement on panels of 3-dimensional analysis model (113Hz).

豊田中央研究所 R&D レビュー Vol. 30 No. 1 (1995.3)



Fig. 18 The areas pasted with damping material.



Fig. 19 Frequency response simulation (Effect of vibration reduction).



Fig. 20 Frequency response simulation (Effect of the weight reduction).

動低減がなされている。また,他の周波数帯域の振動 レベルの低減の傾向がみられるが,これらの振動が主 としてパネルが振動するモードで,パネル部のモード 形状がFig.13に似ているためと考えられる。

Fig. 20から,半分の量の制振材でも,113Hz付近で は振動レベルに変化がないことがわかる。ただし,他 の周波数帯域の共振では,若干振動レベルは増加して いる。ここでは,制振材としてアスファルトシートを 仮定し,その材料特性を設定しているが,約450g,全 体の3.3%の重量低減の効果が見積もられる。

4. まとめ

VIの計測方法として,クロススペクトル法を用いて, 長方形平板のVIを計測し,VIのフローパターンを FEM計算結果と比較した。その結果,VIの計測の実 用性について,以下の結論を得た。

(1)4個の加速度計を用いた計測によって、十分実用 的なVIのフローパターンを計測することが可能 である。しかし、VIのフローパターンは、複素振 動に影響されるため、単純な構造物であっても、 その振動源を特定することは困難である。

また,振動低減を目的としたVI適用方法の新たな 展開として,パネル内で散逸される振動エネルギの算 出方法を提案した。そして,2次元構造と3次元構造 とを解析対象として検討した結果,以下の結論を得た。 (2)2次元パネルモデルのVIのフローパターンから,

- パネル上の振動エネルギの散逸量が算出可能であ ることがわかった。
- (3)3次元パネルモデルのVIのフローパターンから, エネルギ散逸分布が算出可能で,加振位置やVI フローパターンに依存せず,振動モードに対応し ていることがわかった。
- (4)エネルギ散逸が大きい部位に集中的に制振材を 貼付することにより,効果的に振動を低減することが可能であることがわかった。
- (5)以上の結果により,本報で提案した,散逸エネル ギの解析方法が低振動化に有用であることを示す ことができた。

最後に,適切なご助言ならびに供試体作製にご協力 いただいたトヨタ自動車(株)第1実験部の浅井真主査 ほか関係諸氏に感謝致します。また,当所機械2部の 関係諸氏にご協力を頂きました。

参考文献

- 1) Noiseux, D. C. : J. Acoust. Soc. Am., 47-1(1970), 238
- 2) Pavic, G. : J. Sound Vib., 49-2(1976), 221
- 古巣, ほか3名:日本機械学会第64期全国大会講演会講 演論文集, No.860-7(1986), 208
- 4) 平林, ほか3名: 三菱重工技報, 25-3(1988), 286
- 5) 沖津, ほか3名: 日本機械学会論文集C編, 56-525 (1990), 1131
- 6) 小嶋, ほか2名:日本機械学会論文集C編, 57-533 (1991), 130
- (191)(300)
 (191),700
- 8) 周, ほか2名:日本機械学会論文集C編, 59-558(1993), 445
- 5) 古巣, ほか2名:日本機械学会第69期全国大会講演会講 演論文集, No.910-62, Vol.C, (1991), 107
- 10) 中川, ほか2名:日本機械学会第69期全国大会講演会講 演論文集, No.910-62, Vol.C, (1991), 110
- Nakagawa, T., et al. : Proc. of Conf., Asia-Pacific Vibration Conf.'93, (1993), 762
- Rasmussen, P. : "Measurement of Vibration Intensity", Intensity Measurements, (1985.1), B&K
- 古巣, ほか3名:日本機械学会第66期全国大会講演会講 演論文集, No.880-6(1988), 126
- 14) Piaud, J. B., et al. : J. Acoust. Soc. Am., 80-4(1986), 1114
- MSC/NASTRAN DYNAMICS SEMINAR NOTES, NA / 2 / 000 / DSN, (1990.12), p.9–2
- Oberst, H. and Frankenfeld, K. : Acoustica Vol. 2, (1952), 181

著者紹介



中川稔章 Toshiaki Nakagawa
 生年:1962年。
 所属:構造・振動研究室。
 分野:自動車のロードノイズの解析。
 学会等:日本機械学会会員。



古巣克也 Katsuya Furusu 生年:1958年。 所属:機械制御研究室。 分野:構造と制御の同時最適化と傷害力 学解析。 学会等:日本機械学会,自動車技術会会 員。