振動インテンシティによるはりの板厚予測可能性に関する研究*

東 明彦^{*1}, 水口文洋^{*2}A Study on Estimation Possibility of Thickness of Beam
by Using Structural IntensityAkihiko HIGASHI^{*3} and Fumihiro MIZUGUCHI^{*3} Japan Coast Guard Academy,
5 1 Wakaba, Kure-shi, Hiroshima, 737-8512 Japan

The purpose of this study is to make clear the influence of the shape of structure on vibration energy. The vibration energy flow is expressed by structural intensity. In this paper, we use beams with suddenly changed cross section. We performed the numerical analysis and the experiment for the structural intensity of these beams. Then, we investigate the influence of the suddenly changed cross section of beam on the structural intensity. Furthermore to verify the obtained results, we perform an experiment on vibration energy flow of the beam. As a result, it is clarified that the structural intensity is one of the effective parameters for structural health monitoring.

Key Words: Structural Intensity, Beam, Finite Element Method, Modal Analysis, Vibration Energy, Identification

1. 緒 論

近年, 計測技術の発達により振動エネルギーの計測が可能となってきたり, これらの振動エネルギー流れは可視化され, 主として振動・騒音の低減化対策へ用いられている。そのため, この振動エネルギー流れを表す振動インテンシティの計測方法については, これまで多くの研究がなされている⁽¹⁾⁽⁶⁾。また, 振動インテンシティの特性等に関する研究も行われている⁽⁶⁾。しかし, 振動エネルギーは構造物を伝搬する屈曲波の振動エネルギーを表すものであるが, この振動インテンシティの利用に関する研究は少ない⁽⁷⁾⁽⁹⁾。また, 曲げ振動により発生する屈曲波は, 大型機械構造物の構成部材として多用されるはり要素や平板要素において入力容易であり, この振動エネルギーは伝搬系路上の構造物の情報を有すると考えられる。そこで, 振動エネルギー流れによって構造物の形状等に関する情報を解析することができれば, 振動エネルギー計測により得られた結果を構造部材の健全性評価のパラメータとして用いることができると考えられる。著者らは, 構造部材の健全性評価のために, 構造部材の剛性の変化により固有振動数が変化することを利用し, 構造部材の形状の同定法に関して報告している⁽¹⁰⁾。しかし, 船舶などの大型機械構造物における構造部材の健全性評価を行うための, 効率的で簡易な評価手法の開発が

必要であると考えられる。以上のことから, 振動エネルギー流れによる構造物の健全性評価の可能性について検討することとする。

そこで本研究では, 構造部材の形状の 1 つとして, 構造物の板厚が屈曲波の振動エネルギーに及ぼす影響について明確にすることを目的とする。そのため, ここでは簡単のため振動エネルギー流れが一次元として考えられるはり要素を用いることとする。そして, はり断面の形状として, ここでははりの板厚を変化させた段付はりに対して振動エネルギー流れの解析を行うこととした。その結果, 振動エネルギー流れを表す振動インテンシティは, はりの板厚の影響を大きく受けることについて示すこととする。さらに, 振動エネルギーによって, はりの板厚の変化を検出することができると共に, はりの板厚の予測が可能であることを示す。

2. 振 動 エ ネ ル ギ ー

本研究では, 構造物の板厚が屈曲波の振動エネルギーに及ぼす影響について明確にすることとする。そこで, 振動エネルギーについて以下に示す。

2.1 振動インテンシティ

振動インテンシティ $\vec{W}$ は, 単位幅を単位時間に通過する振動エネルギーとして定義され, ベクトル量として次式のように表される⁽¹⁾⁽¹²⁾。

* 原稿受付 2004 年 8 月 2 日。

^{*1} 正員, 海上保安大学校 (〒737-8512 呉市若葉町 5 1)。^{*2} 海上保安大学校。

E-mail: higashi@jcg.ac.jp

$$\bar{W}(x, y, \omega) = W_x(x, y, \omega) + W_y(x, y, \omega) \quad (1)$$

ここで、 W_x 、 W_y は、それぞれ x 、 y 方向の振動インテンシティの成分、 ω は角振動数を表す。そこで、平板における振動インテンシティの x 方向成分は、平板の面外振動変位 w を用いることにより次式で表される。

$$W_x(x, y, \omega) = j\omega B \left[w \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 w^*) - \frac{\partial w}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) - (1 - \nu) \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial w \partial^2 w^*}{\partial x \partial y} \right] \quad (2)$$

ただし、

$$\nabla^2 w = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3)$$

$$B = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (4)$$

である。ここで、 j は虚数単位、 ν はポアソン比、 $*$ は共役複素数、 B は曲げ剛性、 E は縦弾性係数、 h は板厚を表す。なお、 y 方向の振動インテンシティについては、上式の x と y を入れかえることによって同様に求めることができる。

ここで本研究においては、一次元のはりを対象とすることから x 方向のみを考慮する。すなわち、はりにおける振動インテンシティは、次式で表すことができる。

$$\bar{W}(x, \omega) = j\omega B \left(w \frac{\partial^3 w^*}{\partial x^3} - \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x^2} \right) \quad (5)$$

そこで、上式に対して有限差分法 (FDM : Finite Difference Method) を用いて振動インテンシティを求めることとする。そのため、図1の矢印で示す●印の位置における振動インテンシティを求めるために、1～5の測定点を配置する。そして、これらの測定点の間隔を Δ とし、各測定点における振動変位 $w_1 \sim w_5$ を用いることによって、式(5)の各偏微分項は次のように表すことができる。

Fig.1 Measurement points for structural intensity

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{w_2 - w_4}{2\Delta} \quad (6)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{w_2 - 2w_3 + w_4}{\Delta^2} \quad (7)$$

$$\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} = \frac{w_1 - 2w_2 + 2w_4 - w_5}{2\Delta^3} \quad (8)$$

2.2 振動インテンシティに及ぼす板厚の影響

はりにおける振動インテンシティは、先に示したように式(5)で表される。ここで、はりの幅を b 、板厚を h とし、幅方向には振動インテンシティの大きさが一定であると仮定すると、はりを伝搬する振動エネルギー (伝達パワー) は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \bar{E}(x, \omega) &= \bar{W}(x, \omega)b \\ &= j \frac{\omega E b h^3}{12(1 - \nu^2)} \left(w \frac{\partial^3 w^*}{\partial x^3} - \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

そこで、幅が均一で板厚が部分的に異なるはりを考える。ここで、はりの基本的な板厚を h_a とし、部分的に変化した板厚を h_b とする。また、板厚が変化する境界面において、はりの板厚が h_a である部分 (A) の振動変位を w_A 、はりの板厚が h_b である部分 (B) の振動変位を w_B とおくと、それぞれの場所における振動エネルギー $\bar{E}_A$ 及び $\bar{E}_B$ は以下のように表すことができる。

$$\begin{aligned} \bar{E}_A(x, \omega) &= j \frac{\omega E b h_a^3}{12(1 - \nu^2)} \left(w_A \frac{\partial^3 w_A^*}{\partial x^3} - \frac{\partial w_A}{\partial x} \frac{\partial^2 w_A^*}{\partial x^2} \right) \\ &= \alpha h_a^3 f_a(x, \omega) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \bar{E}_B(x, \omega) &= j \frac{\omega E b h_b^3}{12(1 - \nu^2)} \left(w_B \frac{\partial^3 w_B^*}{\partial x^3} - \frac{\partial w_B}{\partial x} \frac{\partial^2 w_B^*}{\partial x^2} \right) \\ &= \alpha h_b^3 f_b(x, \omega) \end{aligned} \quad (11)$$

ここで、

$$\alpha = \frac{j\omega E b}{12(1 - \nu^2)}$$

$$f(x, \omega) = \left(w \frac{\partial^3 w^*}{\partial x^3} - \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x^2} \right)$$

である。ここで、このはりの材質は均一であり、また、振動数も同じであるため、 α は一定となる。また、 $f_a(x, \omega)$ 及び $f_b(x, \omega)$ は、はりの振動変位等に関する項であり、計測等によって求められる値である。

ここで、板厚が変化した場合の振動エネルギーと振動インテンシティについて考える。はりの境界面において、はり材料内部の振動エネルギーの減衰が非常に小さいものとし、式 (10) 及び式 (11) で表される伝搬する振動エネルギー（伝達パワー）が同じであると仮定すると、

$$\bar{E}_A(x, \omega) = \bar{E}_B(x, \omega) \quad (12)$$

となり、次式の関係を得る。

$$\frac{f_a}{f_b} = \left(\frac{h_b}{h_a} \right)^3 \quad (13)$$

すなわち、板厚が変化することによって、振動インテンシティを求める際に求める振動変位等に関する計測値は、板厚の 3 乗に反比例することとなる。

次に、実際に計測する際のことを考慮し、板厚の部分的な変化がわからないものとして取り扱うこととし、はりの B の部分における振動エネルギー（以後、「見かけ上の振動エネルギー」という） $\bar{E}_{EB}$ を求めると、次式が得られる。

$$\bar{E}_{EB}(x, \omega) = \alpha h_a^3 f_b^2(w_b) \quad (14)$$

したがって、真の振動エネルギー $\bar{E}_B$ と見かけ上の振動エネルギー $\bar{E}_{EB}$ の比は次式で表されることがわかる。

$$\frac{\bar{E}_{EB}(x, \omega)}{\bar{E}_B(x, \omega)} = \frac{\alpha h_a^3 f_b^2(x, \omega)}{\alpha h_b^3 f_b^2(x, \omega)} = \left(\frac{h_a}{h_b} \right)^3 \quad (15)$$

すなわち、見かけ上の振動エネルギーは真の板厚比の 3 乗に比例して変化することがわかる。

同様に、板厚の変化がわからないとき、板厚が均一であるとして求められる単位幅あたりの振動エネルギーである振動インテンシティ（以後、「見かけ上の振動インテンシティ」という） $\bar{W}_{EB}$ と、真の振動インテンシティ $\bar{W}_B$ の比について求めると、次のように表すことができる。

$$\frac{\bar{W}_{EB}(x, \omega)}{\bar{W}_B(x, \omega)} = \left(\frac{h_a}{h_b} \right)^3 \quad (16)$$

このことから板厚の変化がわからない場合に求められる見かけ上の振動インテンシティは、板厚比の 3 乗に比例して変化することがわかる。

よって、板厚の変化が不明な場合に、振動インテンシティを計測することにより、板厚の変化を顕著に表すことができるものと考えられる。

3 解析方法

3.1 解析モデル

図 2 に解析モデルを示す。ここでは、長さ 1m、幅 20mm、板厚 3mm の両端固定のはりとする。また、材質は鋼とし、解析に用いる材料定数等を表 1 に示す。なお、板厚の変化がないはりを基準試験片（TYPE-A）とする。そして、基準試験片の他に、表 2 に示すようにはりの板厚を部分的に変えた数種類の試験片に対して解析を行うこととする。また、はりは固定端（ $x=0$ ）から 100mm の位置で正弦波加振することとする。

3.2 解析方法

本研究では、有限要素法（FEM：Finite Element Method）を用いてはりの振動解析を行うこととする。そこでまず、FEM を用いて固有値解析を行い、固有振動数を求める。そして、得られた各固有振動数において正弦波加振を行ったときの解析を行うこととする。また、得られた結果を用いて、先に示した FDM により振動インテンシティ解析を行うこととする。

なお、これらの解析は 1 次から 10 次までの振動モードに対して行うこととした。また、はりの振動解析に用いる有限要素法において、はりに与える減

Fig.2 Analytical model

Table 1 Material constants for analysis

Young's Modulus GPa	2.06×10^2
Poisson's ratio	0.30
Mass Density kg/m ³	7.85×10^3

Table 2 The variety of test piece

TYPE	Shape of test piece		
	Start Position (mm)	End Position (mm)	Thickness (mm)
B	250	350	2.75
C	250	350	2.00
D	270	330	2.75
E	270	330	2.00

衰は、比例減衰⁽¹³⁾を用いて与えることとし、各振動モードにおいてモード減衰比が0.1%程度の微小な減衰を考慮することとした。

4. 解析結果及び考察

4.1 固有値解析について

各試験片に対して固有値解析を行った結果を表3に示す。また、振動モードを求めた結果を図3に示している。なお、ここでは例として、2次モードから5次モードまでの振動モードについて正規化した結果を示している。

まず、固有振動数の変化について調べた結果である表3を見ると、板厚の変化が少ないTYPE-B及びTYPE-Dにおいては、固有振動数の変化は1%以下であり非常に小さいことがわかる。またTYPE-C及びTYPE-Eにおいても、固有振動数の変化はあまり大きくなく、最大でもTYPE-Cの2次モードにおいて7%程度であり、ほとんどの振動モードにおいて3%程度の変化となっていることがわかる。また、TYPE-Cの2次モードでは、図3に示す振動モードにおいて、最も振動する部分が局部的に板厚を薄くしている部分であることから、この振動モードに対しては他の振動モードに比べ剛性の低下が大きく影響したものと考えられる。しかし、固有振動数の変化は全体的に非常に小さく、この固有振動数から局部的なはりの板厚の変化について直

Table 3 Analytical results of natural frequencies

MODE	TEST PIECES				
	TYPE-A	TYPE-B	TYPE-C	TYPE-D	TYPE-E
1st	16.56	16.57 (+0.06)	16.47 (-0.54)	16.57 (+0.04)	16.49 (-0.44)
2nd	45.66	45.05 (-1.34)	42.17 (-7.64)	45.26 (-0.89)	42.84 (-6.18)
3rd	89.53	89.02 (-0.57)	86.71 (-3.16)	89.23 (-0.34)	87.61 (-2.14)
4th	148.04	147.39 (-0.44)	143.30 (-3.20)	147.78 (-0.18)	146.15 (-1.28)
5th	221.22	218.34 (-1.30)	209.59 (-5.25)	219.10 (-0.95)	210.21 (-4.97)
6th	309.08	306.05 (-0.98)	295.28 (-4.46)	307.00 (-0.67)	299.26 (-3.18)
7th	411.66	408.78 (-0.70)	390.14 (-5.23)	410.92 (-0.18)	404.95 (-1.63)
8th	529.00	524.23 (-0.90)	508.81 (-3.82)	525.59 (-0.64)	512.95 (-3.03)
9th	661.13	655.52 (-0.85)	638.67 (-3.40)	656.23 (-0.74)	641.77 (-2.93)
10th	808.09	800.13 (-0.99)	761.65 (-5.75)	805.21 (-0.36)	786.57 (-2.66)

(): the percentage of deviation %

UNIT: Hz

(a) 2nd mode

(b) 3rd mode

(c) 4th mode

(d) 5th mode

Fig.3 Mode shapes

— TYPE-A — TYPE-B — TYPE-C
- - - TYPE-D TYPE-E

接予測することは困難であることがわかる。

次に、はりの板厚を変化させることによって、振動モードがどのような変化をするかについて調べた結果を示している図3をみると、振動モード形状においてもわずかな変化はみられるが、変化の大きさは非常に小さいことがわかる。よって、振動モード形状の変化から、はりの局所的な板厚の変化を直接予測することは非常に困難であることがわかる。これらのことは、解析を行った10次までの振動モードにおいて同様のことがいえる。しかし、板厚の変化が大きいと、固有振動数の変化が非常に大きい振動モードがあると共に、振動モードの形状についても基準試験片に比べ変化している。すなわち、はりの断面形状を変化させたことによって、この部分の曲げ剛性が非常に小さくなることに起因するため、固有振動数や振動モードの変化を用いることによって、既報⁽⁴⁾で示したように、局所的な剛性の低下について予測し、部分的な板厚の変化について同定できると思われる。しかし、固有振動数や振動モードなどの結果から、はりの断面形状の変化について直接予測することは困難であることがわかる。

4・2 振動エネルギー流れ解析について

4・2・1 数値解析

TYPE-A～Cの試験片における振動エネルギー流れについて解析を行った結果を図4～7にそれぞれ示す。ここで、それぞれの図における振動エネルギー流れは、振動インテンシティを表したものである。また、はり是一次元であるため、図2に示した解析モデルにおいて、右方向すなわち正の方向へ進む振動エネルギーを正とし、逆方向へのエネルギー流れを負として図に表している。そして、図中の横軸ははりの位置を示し、縦軸は振動エネルギーや振動インテンシティの大きさを示している。

なお、ここでは1次から10次モードまでの解析を行い同様の結果が得られたので、例として5次モードの解析結果について示すこととする。

まず、図4に基準試験片(TYPE-A)における振動エネルギー流れの解析結果を示す。この図をみると、加振点($x=100\text{mm}$)が固定端に近い左方向に流れる振動エネルギーは非常に小さいが、加振点の位置を境として、左右に振動エネルギーが広がっていることがわかる。また、本研究では、はりに局所的な減衰を与えず、比例減衰を用いて全体に均一な減衰を与えているため、加振点から離れていくにつれて振動エネルギーの大きさも徐々に小さくなっていくことがわかる。また、この結果は5次モ

ードであるため、この振動モードの節となる場所の近傍において、誤差の影響等により振動エネルギー流れに多少の乱れが見られるが、加振点から離れるにつれて全体的には徐々に振動エネルギーが減衰していることがわかる。このことは解析を行った全ての振動モードについて同様の結果が得られている。

次に、TYPE-AとTYPE-B及びTYPE-Dの振動エネルギーの解析結果と、TYPE-AとTYPE-B及びTYPE-C、また、TYPE-AとTYPE-D及びTYPE-Eの試験片における振動インテンシティの解析結果の比較を行った結果を図5にそれぞれ示す。そこでまず、TYPE-A、TYPE-B及びTYPE-Dにおける真の振動エネルギーの大きさについて解析を行った結果を図5(a)に示している。この図を見ると、局所的なはりの板厚の変化によって、はりの断面を通過する振動エネルギーに大きな変化のないことがわかる。

そこで、はりの板厚を一定とみなして解析した、見かけ上の振動インテンシティについて調べた結果を図5(b)、図5(c)に示している。なお、これら

(a) Structural intensity

(b) Vibration energy

Fig.4 Analyzed results of structural intensity and vibration energy (TYPE-A, 5th mode)

の図中において、はりの板厚が局部的に変化している部分を で示している。これらの図をみると、TYPE-B 及び TYPE-C、TYPE-D 及び TYPE-E の試験片における振動エネルギーは、局部的に板厚を変化させている位置 ($x=250\sim350\text{mm}$ または $x=270$

(a) Vibration energy

(b) Structural intensity (The comparison of Type-A and Type-B, C)

(c) Structural intensity (The comparison of Type-A and Type-D, E)

Fig.5 Analyzed results of structural intensity and Vibration energy (5th mode)

～330mm) において、TYPE-A に比べ大きな振動エネルギー流れがあることがわかる。また、TYPE-B や TYPE-D よりも TYPE-C や TYPE-E の方が大きな振動エネルギー流れがあることもわかる。

すなわち、見かけ上の振動インテンシティは板厚比の3乗に比例して変化することから、板厚が小さくなったことによって、見かけ上の振動インテンシティが大きな値となって現れるためである。このことから、見かけ上の振動インテンシティによって、板厚が変化している場所やその大きさについて、的確に表すことができることがわかる。

次に、局部的に変化させたはりの板厚が同じである TYPE-B と TYPE-D、TYPE-C と TYPE-E の結果の比較を図6に示す。これらの図をみると、板厚の変化によって見かけ上の振動インテンシティの大きさが、板厚の変化に対応して変化していることがわかる。このことから、この振動エネルギーの大きさによって、局部的な板厚の変化を調べることが可能であることがわかる。

(a) The comparison of Type-A and Type-B, D

(b) The comparison of Type-A and Type-C, E

Fig.6 Analyzed results of structural intensity (5th mode)

そこで、先に示したように、見かけ上の振動インテンシティは、板厚が変化したときに、板厚の比の3乗に比例して変化することから、図6に基準試験片 (TYPE-A) における振動エネルギーに対して板厚の比の3乗を求めた結果 (以後、これを「予測値」という。) と TYPE-B~TYPE-E の振動インテンシティの比較を行った結果を示す。図中において、予測値を○印で示している。これらの図をみると、解析によって求めた見かけ上の振動インテンシティの大きさは、この○印で示す予測値と非常によく一致していることがわかる。

すなわち、振動エネルギー流れを解析することによって、板厚の変化について、その場所や大きさ、そして、板厚についての的確に捉えることができることがわかる。

4.2.1 実験解析

図2に示す解析モデルにおいて基礎実験を行った。実験において振動インテンシティは、2個の加速度センサーで測定される加速度のクロススペクトルにより、次式を用いることによって求めるクロススペクトル法⁽⁴⁾⁽⁵⁾によって解析を行うこととした。

$$\bar{W}_x(x, \omega) = \frac{2\sqrt{Bm}}{\omega^2 \Delta} \text{Im}[\dot{w}_1 \dot{w}_2^*] \quad (17)$$

ここで、 Δ 、及び、 $\text{Im}[\dot{w}_1 \dot{w}_2^*]$ は、図7に示す●印の場所の振動インテンシティを求める際に、必要な測定点である○印で示す測定点間距離、及び、これらの2つのセンサーによって測定されるクロススペクトルの虚数部を示す。なお、本実験においては、FFTアナライザーの信号発生器を用い、パワーアンプを介し、加振器によりはりを振動させることとする。そして、はりの振動は2個の加速度ピックアップを用いてFFTアナライザーに取り込みクロススペクトルを求めることとした。そして、得られたクロススペクトルを式(17)に代入することによって、振動インテンシティの解析を行うこととした。なお、実験においては長さ1m、幅20mm、板厚3mmの試験片を使用し、板厚の変化がない基

Fig.7 Measurement points for structural intensity for cross-spectrum method

準試験片と、加振位置から440mmの位置から100mmの間の板厚を2mmに加工した試験片の2種類について実験を行った。その結果を図8及び図9にそれぞれ示す。また、クロススペクトル法では波長と加速度ピックアップ間の距離の関係より、周波数が低いと誤差が大きくなる⁽⁶⁾ことから、1kHz程度の振動モードを用いて実験を行うこととした。

まず、基準試験片の実験結果を示している図8において、横軸は加振点からの距離を表し、縦軸は基準化した振動インテンシティを示している。この図をみると、クロススペクトル法により振動インテンシティの計測を行っていることから、加振点近傍においては、振動インテンシティの値が大きく変化していることがわかる。これは、クロススペクトル法により振動インテンシティを求める際に、近接場の影響を無視していることに起因するものである。しかし、加振点から離れると、ほぼ安定して振動インテンシティが計測できていることがわかる。そこで、この部分について移動平均をとり近似を行った

Fig.8 Experimental result of structural intensity (normal beam)

Fig.9 Experimental result of structural intensity (beam with suddenly changed thickness)

結果を見ると、わずかではあるが徐々に振動インテンシティの値が直線的に減少していくことがわかる。このことは、材料内部において一様に振動エネルギーが減衰していることを意味している。

そこで、局部的に板厚を小さく変化させた試験片において振動インテンシティを求めた結果を図 9 に示している。この図において、縦軸及び横軸の値は図 8 と同様である。この図をみると、板厚の変化がない試験片の結果と比較すると、加振点から 440mm 離れた位置から急激に振動インテンシティが大きくなっており、板厚を小さくした部分と、見かけ上の振動インテンシティが大きくなっている部分とが一致していることがわかる。このことから、板厚の変化に対して計測によって求められる見かけ上の振動インテンシティにより、板厚の変化を捉えることができることがわかる。

また、基準試験片の結果を用い、板厚の変化分に相当する振動インテンシティの変化を、式 (16) を用いることによって求めた予測値を図中に▲印で示している。この結果をみると、振動インテンシティの予測値と計測値は、ほぼ同様に変化しており、板厚が変化したときの振動インテンシティは、板厚比の 3 乗で変化していることが確認できる。すなわち、計測によって得られる見かけ上の振動インテンシティの変化を調べることによって、板厚の変化に関して的確に捉えることができるものと考えられる。

以上のことから、局部的なはりの板厚の変化が全体の剛性を低下させた結果として現れる固有振動数や固有振動モードなどに比べると、部分的な板厚の変化が直接的に結果に現れる振動インテンシティのほうが、はりの板厚の変化を検出する上で非常に有効なパラメータであると考えられる。

したがって、正確な振動インテンシティを計測することによって、局部的なはりの板厚の変化に関して、直接予測することが可能であると思われ、構造物の健全性の評価に振動インテンシティを用いることが可能であると考えられる。

5. 結 論

本研究では、局部的に板厚の変化するはりにおける振動エネルギー流れ解析を行った結果、以下の結論を得た。

- (1) はりの板厚が変化した場合においても、伝搬する振動エネルギーの大きさには変化がないことを示した。
- (2) 局部的に板厚の変化するはりにおいて、板厚を考慮せずに求めた見かけ上の振動インテンシティは、板厚の変化している部分において非常に大きく変化することを示した。また、その変化の大きさは板厚の比の 3 乗に比例することを示し、数値シミュレーション及び実験により確認した。
- (3) 固有角振動数や振動モードに比べ、振動インテンシティは板厚の変化に関して的確にその場所や大きさの変化について示すことが可能なパラメータであることを示した。

文 献

- (1) 沖津・畔上・寺本・小林, 機論, C(1990), 1131-1138.
- (2) 鎌田・島谷, 機論, 57-535, C(1991), 700-705.
- (3) 鎌田・山崎・長谷, 機論, 62-594, C(1996), 451-458.
- (4) Hambric, S.A., *Trans. ASME*, (1990), 542-549.
- (5) Cuschieri, J.M., *Noise Control Engineering Journal*, 37-3, (1991), 97-107.
- (6) 中川・関口・東, 機論, 61-590, C(1995), 3820-3826.
- (7) 小嶋・周・大橋, 機論, 57-533, C(1991), 130-134.
- (8) 本田・長松・鈴木, 機論, 60-574, C(1994), 1933-1940.
- (9) 本田・長松・鈴木, 機論, 60-574, C(1994), 1941-1948.
- (10) 東・水口, 機論, 70-695, C(2004), 1959-1964.
- (11) Noiseux, D.U., *Journal of Acoustical Society of America*, 47, (1967), 238-247.
- (12) Pavic, G., *Journal of Sound Vibration*, 49-2, (1976), 221-230.
- (13) 長松昭男, モード解析, 培風館, (1985), 64.
- (14) Rosmussen, P., *B&K Intensity Measurements*, (1995).
- (15) 大門・佐藤・石川, 騒音制御, Vol.10, No.4, (1986), 192-195.
- (16) 鎌田・島谷, 機論, 57-536, C(1991), 122-127.