はく離を有する粘弾性積層はりの損失係数* (中立面解析による複素曲げ剛性を用いた評価法)

中 川 紀 壽^{*1}, 池 田 隆^{*1}, 金 明 坤^{*2}

Loss Factors of Viscoelastic Laminated Cantilevers with Delamination (Evaluation Method using the Complex Flexural Rigidity by Neutral Plane Analysis)

Noritoshi NAKAGAWA, Takashi IKEDA and Myung-Gon KIM

This paper deals with the damping properties of a viscoelastic three-layered cantilever with partial delamination in the damping material. In the analysis, first, the flexural rigidity of a three-layered cantilever without delamination is calculated by means of the neutral plane method in the previous paper. Next, the flexural rigidity of the three-layered cantilever with delamination corresponding to the fundamental mode of vibration is determined by measuring the static deflections. Finally, these values are used to evaluate the complex flexural rigidity corresponding to arbitrary normal mode, and the loss factor for each normal mode is obtained. As a result, it is clarified that delamination makes the magnitude of the loss factor considerably larger than in the case of no delamination. Comparison of the theoretical results of loss factors with the experimental values shows that this analytical method has higher accuracy than the previous method.

Key Words: Vibration Control, Laminated Cantilever, Delamination, Loss Factor, Complex Flexural Rigidity, Neutral Plane, Damping Material

1. 結 言

粘弾性制振材をコア層とするサンドイッチ形の三層板は、優れた制振性能を有するため、飛行機、機械構造物、および家電製品などの多方面に用いられている。三層板に関しては、減衰性能の指標である損失係数を定量的に求めた Kerwin⁽¹⁾ の研究をはじめとし、これまで多くの研究が報告されている。積層板に関する初期の研究では、三層板の境界条件が単純支持である場合を中心に行われたが、Rao⁽²⁾ により任意の境界条件に対応できるようになった。その後、制振材の厚さ、せん断変形、および回転慣性などの影響を考慮した研究⁽³⁾⁽⁴⁾ が行われ、最近では、既存の理論を不均一積層構造に適用する方法を用いた理論解析が行われている^{(5)~(7)}。一般に、三層板は剛性の大きい 2 枚の弾性層の間に粘弾性材が挟み込まれた形状をもつため、振動中には粘弾性材にせん断変形を大きく生じ、また周辺の温度、衝撃などの外的環境の変化による疲労のため弾性層と粘弾性層が分離する現象(以下、はく離と呼ぶ)が現れる場合が多い⁽⁸⁾。このようなはく離につい

ては、積層板の共振周波数に及ぼすはく離はりの影響を調べた報告があるが⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾、本来の目的である積層板の減衰性能については、その重要性にもかかわらず、著者らによる損失係数に及ぼすはく離長さの影響を調べた報告⁽¹¹⁾(エネルギー法と呼ぶ)があるのみで、それに関する研究報告は少ないようである。

本研究では、中間層(制振材)にはく離を有する粘弾性三層片持ばり(以下、三層はく離はりと呼ぶ)を対象とし、特に、はく離の長さ、はく離の位置、および各層の寸法が損失係数に及ぼす影響を理論的、実験的に調べる。まず、理論解析では、既報⁽¹²⁾で行ったはく離のない三層はりの中立面解析よりその曲げ剛性を算出し、静的たわみ試験による基本振動モードに対応する三層はく離はりの曲げ剛性を求める。これらの値を用いて三層はく離はりの任意の振動モードに対応する複素曲げ剛性を求めることにより、損失係数を各モードに対して決定した。実験では、それらの損失係数の理論値が実験結果とよく一致することを確認した。

2. 理 論 解 析

2・1 中立面解析による三層はりの曲げ剛性 はく離のない三層はりについて、その中立面が第 1 層に存在する場合に適用できる Ross らの理論⁽¹³⁾、および

* 原稿受付 1994 年 11 月 21 日。

*¹ 正員、広島大学工学部 (〒724 東広島市鏡山 1-4-1)。

*² 正員、広島大学大学院。

図 1 三層はりの解析モデル

中立面が第2層に存在する場合に適用可能な既報の理論⁽¹²⁾を用いることにより、任意厚さをもつ三層はりの損失係数を正確に求めることができることをすでに報告した⁽¹²⁾。図1に三層はりの解析モデルと変形形状を示す。図1(a)は三層片持ばりの寸法を示し、片持ばりの任意の位置を固定端からの距離 x で表し、第 i 層の厚さを H_i ($i=1, 2, 3$)、長さを L とする。図1(a)中の一点鎖線は各層の中心線、破線は三層はりの中立面を示す。三層はりの中立面が、第1層あるいは第2層に存在する場合、それらの位置を第1層の中心線か

らの距離で表し、それぞれ D_r, D_k とする。図1(b)に、微小要素 dx についての変形後の形状、および力 F_i とモーメント M_i の作用する方向を示す。たわみ角を ϕ 、せん断ひずみを θ とする。変形後の各層は同じたわみ曲線をもつとし、第2層ではせん断変形が生じるとする。

まず、中立面が第1層に存在する場合には、Rossらの理論より、単位幅をもつ微小要素 dx についての力、およびモーメントの釣合い条件から、曲げ剛性 B_r は次式のように与えられる⁽¹³⁾。

$$B_r = K_1 \frac{H_1^2}{12} + K_2 \frac{H_2^2}{12} + K_3 \frac{H_3^2}{12} - K_2 \frac{H_2^2}{12} \frac{\partial \theta}{\partial \phi} + K_1 D_r^2 + K_2 (H_{21} - D_r)^2 + K_3 (H_{31} - D_r)^2 - \left\{ \frac{K_2}{2} (H_{21} - D_r) + K_3 (H_{31} - D_r) \right\} H_2 \frac{\partial \theta}{\partial \phi} \quad (1)$$

ただし、式(1)における、中立面の位置 D_r 、および $\partial \theta / \partial \phi$ は次式で与えられる⁽¹³⁾。

$$D_r = \frac{2g(K_2 H_{21} + K_3 H_{31}) + K_2 (2H_{21} - H_{31})}{2g(K_1 + K_2 + K_3) + 2K_1 + K_2} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \phi} = \frac{2K_1 H_{31} + K_2 (H_2 + H_3)}{H_2 \{ 2K_1 + K_2 + 2g(K_1 + K_2 + K_3) \}} \quad (3)$$

式(1)～(3)において、 $H_{21} = (H_1 + H_2)/2$ 、 $H_{31} = (H_1 + 2H_2 + H_3)/2$ であり、 $K_i (= E_i H_i)$ は第 i 層 ($i=1, 2, 3$) の引張剛性、 E_i は第 i 層のヤング率である。また、 g は $g = G_2 L^2 / (K_3 H_2 \lambda_n^2)$ で定義されるシェアパラメータであり、この定義式における λ_n は境界条件と振動モードによって決まる無次元係数⁽¹⁰⁾、 G_2 は第2層のせん断係数を表す。三層はりの損失係数を求めるためヤング率とせん断係数に複素数を導入し、 E_i と G_2 を複素数 $E_i^* = E_i (1 + j\eta_i)$ 、 $G_2^* = G_2 (1 + j\beta)$ で置き換える⁽¹³⁾。ここに、 $j = \sqrt{-1}$ 、 η_i は第 i 層の損失係数、 β は第2層の損失係数である。これまで他の多くの解析 [例えば、文献(13)] において用いられている仮定、すなわち $\eta_2 = \beta$ は、既報⁽¹¹⁾⁽¹²⁾でも採用したが、損失係数の理論値と実験値がよく一致したため、本論文においてもこの仮定を適用する。また第1、第3層には同じ材質を用いるため、 $E_1 = E_3$ 、 $\eta_1 = \eta_3$ とする。このような複素数 K_i^* 、 G_2^* で置き換えると、式(1)から導かれる複素曲げ剛性 B_r^* が定義される。

一方、中立面が第2層に存在する場合の曲げ剛性 B_k は、式(1)に対応して次式となる⁽¹²⁾。

$$B_k = K_1 \frac{H_1^2}{12} + K_2 \frac{H_2^2}{12} + K_3 \frac{H_3^2}{12} + K_1 D_k^2 + K_2 (H_{21} - D_k)^2 + K_3 (H_{31} - D_k)^2 + \left[K_1 D_k \left(\frac{H_1}{2} - D_k \right) - K_2 \left\{ \frac{H_2^2}{12} + (H_{21} - D_k)^2 \right\} - K_3 (H_{31} - D_k) \left(H_{31} - D_k \frac{H_3}{2} \right) \right] \frac{\partial \theta}{\partial \phi} \quad (4)$$

ここに、中立面の位置 D_k 、および $\partial\theta/\partial\phi$ は次式で与えられる⁽¹²⁾。

$$D_k = \frac{2gH_2(K_2H_{21} + K_3H_{31}) - (K_1H_1H_{31} + K_2H_3H_{21})}{2gH_2(K_1 + K_2 + K_3) - (K_1(H_1 + H_3) + K_2H_3)} \quad (5)$$

$$\frac{\partial\theta}{\partial\phi} = \frac{H_{31} - D_k}{(gH_2 + H_{31} - H_3/2) - D_k} \quad (6)$$

前述の方法と同様に、式(4)中の E_i と G_2 に複素数を導入すると、複素曲げ剛性 B_k^* が定義される。

実際の三層はりの中立面は、解析前においてその位置は不明であるが、既報⁽¹²⁾で述べたように、式(2)、(5)の D_r 、 D_k の値を比較し、大きいほうの値が正確な中立面の位置を与える。この正確な値を基に、それに対応する複素曲げ剛性を式(1)、あるいは式(4)を用いて計算することができる。

2・2 三層はく離はりの曲げ剛性 三層はりの損失係数を求めるには、その複素曲げ剛性が必要である。その値を算定するため、片持ばりの静たわみを考える。片持ばりの自由端におけるたわみ y は、よく知られているように次式で与えられる。

$$y = WL^3/(3EI) \quad (7)$$

ここに、 E 、 I 、 W は、それぞれヤング率、断面二次モーメント、および自由端に作用する荷重 [はりの等価荷重 $3w/8$ を含む (w : はりの重量)] である。式(7)を三層はく離はりに適用するためには、その等価なヤング率、および等価な断面二次モーメントの値が必要である。そこで、 $EI = B$ なる三層はく離はりの等価曲げ剛性を算出することにする。

三層はく離はりのはく離位置は、実際には各層間の境界面であることが多い⁽⁸⁾。ここでははく離が境界面に存在する場合を考える。図2は、水平方向から見た

正面図であり、三層はく離はりの2種類の設置状態を示す。この場合、第1、第3層のうち、厚いほうを第1層(基板)に選び、他を拘束層とする。図2(a)、(b)は、はく離がそれぞれ第2層と第3層の間(Pタイプと呼ぶ)、および第1層と第2層の間(Qタイプと呼ぶ)に存在する場合を示し、はく離が基板の上側にあるものを P_1 、 Q_1 タイプ、一方はく離が基板の下側にあるものをそれぞれ P_2 、 Q_2 タイプと名付ける。このようなはりの自由端に静荷重を加える場合、例えば、図2(a)における拘束層には P_1 タイプでは引張力が作用するが、 P_2 タイプでは圧縮力が働く。そのため、実験的に認められたように、後者の P_2 タイプでは微小なバックリングが拘束層に生じ、 P_2 タイプの曲げ剛性のほうが P_1 タイプよりも小さくなる。したがって、三層はく離はりの静たわみは、はく離の位置や設置状態に依存して変化すると考えられる。そのため、ここでは、 P_1 、 P_2 タイプに対する静たわみをそれぞれ y_1 、 y_2 として別々に求め、各タイプに対応する曲げ剛性 B_1 、 B_2 を式(7)より算出する。これらのたわみの各方向に対する曲げ剛性 B_1 、 B_2 は異なる値をとり、三層はく離はりの曲げ剛性はたわみに対して断片線形特性、すなわち非線形となるが、ひずみエネルギーが一定となるように、等価な線形曲げ剛性 $\bar{B}$ を近似的に次式のように与える。

$$\bar{B} = \frac{1}{2}(B_1 + B_2) = \frac{WL^3}{6} \left(\frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2} \right) \quad (8)$$

特に、はく離が存在しない三層はりの曲げ剛性 B_0 を求める際には、式(7)、または(8)を用いればよい。

2・3 三層はく離はりの損失係数 はく離がない三層はりの中立面解析による損失係数は、式(1)、あるいは式(4)により決定された複素曲げ剛性 B_0^* (B_0^* は、 B_0^* または B_0^* の実部に対する虚部の比 $[\text{Im}(B_0^*)/\text{Re}(B_0^*)]$ 、または $[\text{Im}(B_0^*)/\text{Re}(B_0^*)]$) として求められる⁽¹²⁾。同様に、三層はく離はりの損失係数 η は、その複素曲げ剛性 B^* を用いると次式で与えられる。

$$\eta = \frac{\text{Im}(B^*)}{\text{Re}(B^*)} \quad (9)$$

ここで、式(9)の分母の $\text{Re}(B^*)$ は三層はく離はりの曲げ剛性を表す。

まず、曲げ剛性については、はく離のない三層はりの曲げ剛性 $\text{Re}(B_0^*)$ が振動モードに依存して異なる値をとる⁽¹²⁾ のと同様に、三層はく離はりの曲げ剛性 $\text{Re}(B^*)$ も振動モードによって変化すると考えられ

図2 三層はく離はりの設置状態(正面図)

る。一次モードで振動する場合には、2・2節で議論した静たわみの場合のたわみ曲線と一次モードのたわみ曲線がほぼ等しいことより、式(9)の $\text{Re}(B^*)$ には式(8)の $\bar{B}$ を採用することができる。しかし、二次以上の振動モードに対する式(9)の $\text{Re}(B^*)$ については、静たわみの変形と振動時のたわみ曲線が異なるため、 $\bar{B}$ とは等しくならず、次の近似式によって与えることにする。

$$\frac{\text{Re}(B^*)}{\bar{B}} = \frac{\text{Re}(B_0^*)}{B_0} \quad (\equiv r \text{ とおく}) \quad \cdots \cdots (10)$$

式(10)右辺の B^* および B_0 は、それぞれ2・1節、2・2節で定義されている。すなわち、式(10)では $\text{Re}(B_0^*)$ は振動モードを考慮した曲げ剛性、 B_0 は一次モードに対する曲げ剛性である。振幅が小さい場合にははく離のない三層はりとはく離はりのモード形状はほぼ等しく、一次モードに対する高次モードの曲げ剛性は、三層はりとはく離はりとして同じ比率 r をもつものとする。

一方、三層はく離はりの減衰効果の大部分は、制振材である第2層のせん断変形によって生じるが⁽¹³⁾、ここでははく離が自由端まで及ばない場合を考えており、はく離の存在する部分の制振材もはく離の左右の制振材により拘束されているため、はく離によるせん断変形の減少はほとんどなく、減衰性能を表す量 $\text{Im}(B^*)$ の変化は無視できると考えられ、式(9)の右辺の分子は、

$$\text{Im}(B^*) = \text{Im}(B_0^*) \quad \cdots \cdots (11)$$

となる⁽¹¹⁾。したがって、式(9)に式(10)、(11)を代入すると、三層はく離はりの損失係数 η は次式より求められる。

$$\eta = \frac{\text{Im}(B_0^*)}{r\bar{B}} \quad \cdots \cdots (12)$$

ただし、 r は、一次モードでは $r=1$ 、二次以上のモードでは式(10)を用いる。

3. 実験装置

図3に、三層はく離はりの実験装置⁽¹⁴⁾の概略図を示す。片持ばりの固定部付近を電磁コイルにより水平方向に加振する。測定方法は次のようである。まずFFTアナライザに内蔵する正弦波信号を、パワーアンプを介し電磁コイルに入力するとともに、FFTアナライザにも入力する。試験片の応答については、レーザ式変位センサにより自由端での変位を測定し、その出力をFFTアナライザに入力した。電磁コイルへの入力と変位センサの出力で定義される伝達関数を用い、半値幅法によって損失係数を求めた。実験中の室

表1 試験片に用いた各層の厚さ

H_1	0.6~1.0mm (0.1mm step)
H_2	1.2mm
H_3	0.2~0.6mm (0.1mm step)

表2 各層の物性値

Layers	Material properties	
1st	$\eta_1 = 0.0025$	$E_1 = 186.1 \text{ (GPa)}$
2nd	$\eta_2 = 0.251$	$E_2 = 970.8 \text{ (MPa)}$
	$\beta = \eta_2$	$G_2 = 117.7 \text{ (MPa)}$
3rd	$\eta_3 = \eta_1$	$E_3 = E_1$

図3 三層はく離はりの実験装置

温は $18 \pm 3^\circ\text{C}$ であった。

本実験では、はく離が弾性層と粘弾性層の間で起きやすいことを考慮し、第1層と第2層の境界面、または第2層と第3層の境界面にはく離を設け、はりの長さ方向の中央点より左右対称に位置する場合を扱った。はく離の製作方法は、境界面に厚さ約0.1mmのタック紙の台紙(その表面にはシリコンが塗布されている)を挟み、そのまま 150°C のオーブンのなかで30分間焼付け、冷却した後に台紙を引き出した。

表1に、本実験で用いた試験片の各層の厚さを示す。試験片の長さは $L=300 \text{ mm}$ 、幅は 12.7 mm 、および制振材の厚さは $H_2=1.2 \text{ mm}$ として一定にした。三層はく離はりの第1層と第3層はSK材(炭素工具鋼)であり、第2層にはアスファルト系の粘弾性制振材を用いた。試験片の各層の物性値(弾性係数、損失係数)には既報⁽¹²⁾⁽¹⁴⁾と同じ値を用い、その値を表2に示す。

4. 損失係数の理論値と実験値の比較

図4に、時間に対する三層はく離はりの静的たわみを示す。図4で用いた試験片は、はく離の位置が第2層と第3層の間に存在するPタイプで、全長に対するはく離長さの比 α (はく離率と呼ぶ)は40%であり、図4(a)、(b)はそれぞれ P_1 タイプ、 P_2 タイプにお

(a) P₁ タイプ (b) P₂ タイプ図4 三層はく離はり(Pタイプ, $\alpha=40\%$)の静たわみ ($H_1=0.8$ mm, $H_2=1.2$ mm, $H_3=0.4$ mm)

る静たわみ y_1, y_2 を表し, 2 分間隔で測定した。試験片の各層の厚さは, $H_1=0.8$ mm, $H_2=1.2$ mm, $H_3=0.4$ mm である。片持ばりの自由端に作用する荷重 W は, その自重も含め, 0.294 N, 0.651 N, 0.706 N, 1.177 N とし, 各場合の静たわみをそれぞれ □, △, ○, ◇ 印で示す。図4を全体的にみると, 荷重が大きくなると, かつ時間が経過するほど, 静たわみ y_1, y_2 の差は大きくなる。したがって, 三層はく離はりの曲げ剛性 $\bar{B}$ を求める際には, 適当な荷重と測定時間を定める必要がある。ここでは, 荷重については, はりの振動試験中の振幅の大きさを考慮して静たわみの限度を 10 mm とすると, 図4の $W=1.177$ N の場合の静たわみはその限度を超えるため, 不適当となる。

図5は, 図4の場合と同じ大きさの荷重に対し, はく離のない三層はりの静たわみによる曲げ剛性 B_0 の時間的变化を示す。これは式(8)を用いて求めた結果である。図中の破線は, 2・1節で述べた中立面解析による $\text{Re}(B_0^*)$ を表す。本来, $B_0=\text{Re}(B_0^*)$ であるので, この関係が成立する時刻を曲げ剛性を決定する測定時間とする。 $W=0.294$ N の場合は, 測定時間が長いこと, および曲線のこう配がゆるく交点が不正確であることにより, 不適である。ここでは, B_0 を求める場

図5 三層はり($\alpha=0\%$)の曲げ剛性 B_0 ($H_1=0.8$ mm, $H_2=1.2$ mm, $H_3=0.4$ mm) 図6 三層はく離はりの曲げ剛性 $\bar{B}$ ($H_1=0.8$ mm, $H_2=1.2$ mm, $H_3=0.4$ mm, $W=0.706$ N)

合の基準荷重を $W=0.706$ N とし, この時静たわみの測定時間は $t_0=14$ 分となるため, これを三層はく離はりの曲げ剛性 $\bar{B}$ に対する測定時間とする。 $W=0.651$ N を基準荷重とする場合には, 測定時間は $t_1=23.2$ 分となる。なおここでは, 10 mm の限度は静たわみと振動モードの形状の一致を考慮し, また 30 分の限度は実用的な測定時間を考慮して設定した。

図6は, 図4と同じ寸法の三層はく離はりを用い, その静たわみによる曲げ剛性 $\bar{B}$ の時間的变化を示す。基準荷重は $W=0.706$ N であり, 各測定値 ○, △, □ 印はそれぞれはく離率 α が 0%, 20%, および 40% の場合を示す。図中の○印は, 図5の B_0 (○印)と同じものである。また, $\alpha=40\%$ の $\bar{B}$ は, 図4の静たわみの測定値(○印)を用いた計算結果である。はく離率が大きいほど, 曲げ剛性は比例的に減少することがわかる。三層はく離はりの損失係数を求める際に必要となる $\bar{B}$ の値には, 図6に示す測定時間 t_0 (=14 分)における値を用いればよい。

図7は, 三層はく離はりの損失係数についての理論結果と実験結果の比較を示す。縦軸は損失係数 η , 横軸ははく離率 α を表す。図中の○, △, □印はPタイプ, ●, ▲, ■はQタイプの場合であり, それぞれ一

(a) $H_1=0.6$ mm, $H_2=1.2$ mm, $H_3=0.6$ mm (b) $H_1=0.8$ mm, $H_2=1.2$ mm, $H_3=0.4$ mm (c) $H_1=0.9$ mm, $H_2=1.2$ mm, $H_3=0.3$ mm

図 7 三層はく離はりの損失係数

次, 二次および三次モードの実験結果を表す。また実験線, 破線は, それぞれ P タイプ, Q タイプの理論値である。実験で使った試験片の寸法は, 図 7 (a) では $H_1=H_3=0.6$ mm なる対称形, 図 7 (b), (c) はそれぞれ $H_1=0.8$ mm, $H_3=0.4$ mm, および $H_1=0.9$ mm, $H_3=0.3$ mm の非対称形である。図 7 (b) に, 実験との比較のため, 既報⁽¹¹⁾の結果を一点鎖線で示した。本方法による η の精度が向上していることがわかる。全体的に理論結果は実験結果とほぼ一致していることから, 本解析は妥当であることがわかる。ただし, $\alpha > 30\%$ の範囲で η の精度が低下しているのは, 式(10)における仮定に起因すると考えられる。これらの結果より, はく離が長くなるにつれ損失係数は, はく離率が

図 8 一定質量の三層はく離はりの損失係数
($H_1+H_3=1.2$ mm, $H_2=1.2$ mm, $\alpha=20\%$)

大きい範囲を除き, 増加する傾向がある。例えば, はく離率が 50% の場合ははく離がない場合より, 対称形では 2 倍以上, 非対称形では 3 倍以上の大きい損失係数となり, 非対称形の場合の損失係数のほうがはく離率に対する増加割合が大きい。また, P タイプと Q タイプについての損失係数の差は小さく, はく離の厚さ方向の位置による影響は少ない。

図 8 は, $H_1+H_3=1.2$ mm, $H_2=1.2$ mm の形状の一定質量をもつ三層はく離はりの損失係数を示す。はく離率は 20% である。横軸は, 第 1 層の厚さ H_1 を表す。図中の各記号および各線は, 図 7 と同じ意味である。図 8 より, H_1 と H_3 の厚さの差が小さい場合のほうが損失係数が大きくなることがわかる。この傾向は, 他の α の値に対しても同様であることが図 7 からわかる。

最後に, これまで説明したように, 三層はく離はりの損失係数を理論的に求めるにはその曲げ剛性 $\bar{B}$ を算出する必要があるが, $\bar{B}$ を決めるための基準荷重とそれに対応する測定時間の影響について述べる。例えば, 図 7 (a) において $\alpha=30\%$ の二次モードに対する損失係数の理論値は $\eta=0.0457$ である。この場合の基準荷重は $W=0.706$ N であるが, その代わりに $W=0.651$ N を基準荷重に選べば, 上記の値は $\eta=0.0445$ となる。しかし, これら両者の値には約 2.6% の差しかなく, 上述の条件, すなわち静たわみとその測定時間の限度がそれぞれ 10 mm, および 30 分の範囲内では, 基準荷重と測定時間は損失係数にはほとんど影響を及ぼさないことがわかる。

5. 結 論

はく離を有する三層片持ばりの損失係数に関し, 第 2 層の厚さが一定で, かつ, はく離率が 50% の範囲内の場合について理論的, 実験的に調べた結果, 以下のことが明らかになった。

(1) 本解析法による三層はく離はりの損失係数は実験値とよく一致し、既報⁽¹¹⁾のエネルギー法による理論値よりも精度がよい。

(2) はく離率が大きくなるにつれ、各振動モードに対する損失係数は著しく増加する。

(3) 三層はく離はりの静たわみに対する曲げ剛性比を用いることにより、損失係数を求めるために必要となる各振動モードに対応した曲げ剛性を決定することができる。

(4) 厚さ分布が対称よりも非対称な三層はく離はりのほうが、はく離率に対する損失係数の増加率が高い。

(5) 質量およびはく離率が一定の三層はく離はりにおいては、第1層と第3層の厚さの差が小さいほど、損失係数は大きくなる。

文 献

- (1) Kerwin, E. M., *J. Acoust. Soc. Am.*, **31**-7(1959), 942.
- (2) Rao, D. K., *J. Mech. Eng. Sci.*, **20**-5(1978), 271.
- (3) Miles, R. N. and Reinhall, P. G., *Trans. ASME, J. Vib. Acoust. Stress Reliab. Des.*, 108(1986), 56.
- (4) Chen, A. T. and Yang, T. Y., *J. Compos. Mater.*, 19(1985), 459.
- (5) Liew, K. M., *Int. J. Mech. Sci.*, **34**-4(1992), 299.
- (6) He, S. and Rao, M. D., *J. Sound Vib.*, **159**-1(1992), 101.
- (7) Krishnaswamy, S., *J. Sound Vib.*, **159**-1(1992), 85.
- (8) 遠藤, 熱処理, **31**-1(1991), 28.
- (9) Mujumdar, P. M. and Suryanarayan, S., *J. Sound Vib.*, **125**-3(1988), 441.
- (10) Wang, J. T. S., ほか2名, *J. Sound Vib.*, **84**-4(1982), 491.
- (11) 中川・ほか2名, 機論, **61**-582, C(1995), 591.
- (12) 中川・ほか2名, 機論, **60**-572, C(1994), 1182.
- (13) Ross, D., ほか2名, *Structural Damping, Section Three*, (1959), 49, Pergamon Press.
- (14) 中川・ほか2名, 機論, **59**-563, C(1993), 2053.