一方向繊維強化プラスチックの減衰特性解析* (動的設計のための簡易計算法)

上 田 宏 樹^{*1}, 井 上 喜 雄^{*2}

Vibration Analysis on FRP Considering Damping Effect (Simple Calculation Method for Dynamic Design)

Hiroki UEDA^{*3} and Yoshio INOUE

^{*3} KOBE STEEL, LTD., Mechanical Engineering Research Lab.,
5-5 Takatsukadai 1-chome, Nishi-ku, Kobe, Hyogo, 651-2271 Japan

When a Fiber Reinforced Plastics(FRP) is used as a structure, it is necessary to design the dynamic property of FRP easily and accurately. In this paper, a natural frequency and loss factor of FRP is calculated by our equivalent mass-spring method. The FRP is expressed as equivalent homogeneous elements by the rule of mixture. The equivalent mass-spring model is expressed by shear springs of fiber and matrix resin which connect in series. The spring coefficients are identified by the sensitivity analysis. Then matrix resin is viscoelastic, the shear spring is presented by $k_{mj}(1 + \eta_{mj}i)$. Therefore, the loss factor of FRP is calculated by dividing imaginary part of the total shear spring coefficient by real one. When the parameters or size of FRP are changed, the natural frequency and loss factor is calculated by corrected spring coefficients of fiber and resin. This method is sufficiently reliable and easy to predict the vibration characteristics of FRP.

Key Words: Damping, Loss Factor, Fiber Reinforced Plastics

1. 結 言

繊維強化複合材は、軽量、高剛性、高強度等の優れた特性により構造材料として多くの分野で用いられるようになった。これに伴い、繊維強化複合材を用いた構造体の振動特性に関する研究が広く行われている^{(1)~(5)}。繊維強化複合材の減衰性能を向上させる方法について、著者らは、拘束型制振材と同様のエネルギー消散メカニズムを有する一方向繊維強化複合材のマトリックス樹脂に損失係数の大きな制振材を用いた構造を提案するとともに、このような繊維強化複合材の減衰性を計算精度を確保しつつ効率的に予測する手法を既報にて提案している⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

既報では、マトリックス樹脂に損失係数の大きな制振材を用いた一方向繊維強化複合材の減衰特性を有限要素法によって計算するため、繊維と樹脂による力学的異方性を考慮した等質な連続体として扱う方法⁽⁸⁾を用いる。そして、一方向繊維強化複合材の特性を等

価な繊維と樹脂の直列ばねからなる系と仮定し、有限要素法による実固有値解析から得られるエネルギー分担率を用いて、そのばね定数を同定する。そして、その結果に減衰を付加することによって全体系の減衰特性を求める手法(等価直列ばね法)を提案し、従来、複合材料の減衰特性の解析に用いられているモードひずみエネルギー法⁽³⁾よりも計算精度が向上することを報告している。ここで、既報の手法では、一方向繊維強化複合材の動特性を最適化する上で、繊維、樹脂の種類、成形パラメータとしての繊維体積含有率の変更された場合、繊維、樹脂、体積含有率を変更し、再度有限要素法による計算が必要であった。また、成形品のサイズそのものが変わる場合は有限要素モデルそのものを作り直す必要があり、所要の固有振動数と損失係数を決定するために何度も実固有値解析を行う必要があった。

これに対し、本報では、著者らの提案する手法を発展させ、一方向繊維強化複合材の曲げ変形において繊維、樹脂パラメータから決まる曲げ剛性およびせん断剛性と等価直列ばねモデルパラメータとの関係を示している。そして、繊維、樹脂および繊維体積含有率または、サイズが変更された場合の固有振動数および損失係数を有限要素モデルそのものの変更および再度実

* 原稿受付 1999年8月5日。

^{*1} 正員、(株)神戸製鋼所機械研究所(〒651-2271 神戸市西区高塚台1-5-5)。

^{*2} 正員、高知工科大学工学部(〒782-0003 高知県香美郡土佐山田町宮ノ口185)。

E-mail: ueda@merl.kobelco.co.jp

固有値解析を行うことなく、等価直列ばねモデルから直接計算する簡易計算法を提案している。簡易計算法の計算精度の検証を行った上で、等価直列ばね法を用いた簡易計算法により、一方向繊維強化複合材の固有振動数と損失係数に対する一設計指針として、評価関数の例を示し、固有振動数と損失係数のバランスを最適化させるために、本手法が計算コスト、精度面で有効であることを示している。

2. 一方向繊維強化複合材の動的解析方法

繊維を一方向に並べた状態で樹脂に含浸させた一方向繊維強化複合構造は制振鋼板のような拘束型振制材の一種で、図1に示すように繊維が拘束層として作用し、曲げ変形に対して樹脂がせん断変形することによりエネルギーを消散させることになる。

ここで、このような繊維に樹脂が含浸されたほぼ連続的な構造に対し、有限要素法を用いて固有振動数と損失係数を計算するためには、制振鋼板の解析で行われているような各層ごとに要素分割する方法では解析自由度が非常に大きくなり、現実的には計算不可能である。そこで、著者らは一方向繊維強化複合材の固有振動数と損失係数を効率的に精度よく計算する方法（等価直列ばね法）を既報で提案している⁽⁶⁾⁽⁷⁾。本章では、一方向繊維強化複合材の固有振動数をできるだけ高くし、なおかつ損失係数を大きくするための繊維と樹脂ヤング率および樹脂の損失係数と繊維体積含有率を決定することに用いる等価直列ばね法を応用した簡易計算方法ならびに、動特性に対する一設計指針を示す。

2.1 一方向繊維強化複合構造に対する複合則と等価直列ばね法による損失係数の計算 本報では、ミクロ的には図1のような繊維と樹脂の離散的な構造に

Fig.1 Deformation mode of FRP

対し、有限要素モデルパラメータを植村らの提案した複合則⁽⁸⁾を用いた連続体に置き換え、それを図2のように有限要素分割し、実固有値解析を行っている。なお、本報では図2に示す円形断面の一方向繊維強化複合材を計算例として手法の妥当性の検証を行っている。図2の解析モデルにおいて、繊維方向は y 軸方向であり、断面方向については対称性を利用した2分の1のモデルとなっている。繊維方向弾性率 E_L 、繊維方向ポアソン比 ν_L 、繊維直角方向弾性率 E_T 、繊維直角方向ポアソン比 ν_T 、繊維方向せん断弾性率 G_{LT} は式(1)で示すようになる。

ここで、サブスクリプト f は繊維、 m は樹脂を示す。 V_f は繊維体積含有率を示す。また、樹脂の弾性率は複素数で表現されているが、有限要素モデル化ではその実部である貯蔵弾性率のみを用いる。なお、一方向繊維強化複合材の密度は式(2)で与えられる。

$$\begin{aligned} E_L &= E_f V_f + E_m (1 - V_f) \\ \frac{1}{E_T} &= \frac{1.36(K_f - K_m)}{(K_f - K_m)^2 - (v_f K_f - v_m K_m)^2} \\ &\quad + \frac{1 - 1.05\sqrt{V_f}}{E_m} \\ v_L &= \frac{1.05\sqrt{V_f}(v_f - v_m)K_f}{K_f - K_m} + v_m \\ v_T &= v_L E_T / E_L \\ \frac{1}{G_{LT}} &= \frac{1.36}{G_f - G_m} + \frac{1 - 1.05\sqrt{V_f}}{G_m} \\ K_f &= E_f / (1 - v_f^2), \quad K_m = E_m / (1 - v_m^2) \\ G_f &= E_f / 2(1 + v_f), \quad G_m = E_m / 2(1 + v_m) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\rho_{FRP} = \rho_f V_f + \rho_m (1 - V_f) \quad \dots\dots\dots (2)$$

次に、一方向繊維強化複合材の曲げ振動における損失係数を計算する方法として、既報にて提案している等価直列ばね法について概略を述べる。

任意断面形状および任意境界条件における一方向繊維強化複合材のはりとしての曲げ剛性を図3(a)に示すような等価な繊維引張りと樹脂せん断の直列ばねで

Fig.2 FEM model of FRP

Fig. 3 Series mass-spring model

表現できると仮定する。ここで、有限要素モデルに対する実固有値解析から得られるひずみエネルギー分担率 μ_j とそのばね定数との関係は次式で与えられる。ここで、サブスクリプト j はモード次数を示す。

$$\frac{k_{fj}}{k_{mj}} = \frac{\mu_j}{1 - \mu_j} = \alpha_j \quad \dots\dots\dots (3)$$

次に、樹脂の減衰を考慮するために、樹脂損失係数を η_m とした複素剛性で樹脂せん断剛性を表現すると、図3(b)のように虚部 $i\eta_m k_{mj}$ を加えることになる。ここで、 i は虚数を示す。この場合、繊維強化複合材全体の剛性 k_{totalj} は次式で表される。

$$\frac{1}{k_{totalj}} = \frac{1}{k_{fj}} + \frac{1}{k_{mj}(1 + \eta_m i)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

したがって、式(3)、(4)より一方向繊維強化材の j 次モードの損失係数 η_{FRPj} は次式から求められる。

$$\eta_{FRPj} = \frac{\text{Imag}(k_{totalj})}{\text{Real}(k_{totalj})} = \frac{\alpha_j \eta_m}{\alpha_j + \eta_m^2 + 1} \quad \dots\dots\dots (5)$$

この方法では、樹脂の減衰による振動モードの変化が考慮されているので、樹脂の損失係数が大きな場合でも精度よく予測できる。

2・2 簡易計算方法 一方向繊維強化複合材の振動特性を設計する場合、繊維、樹脂および繊維体積含有率などの設計パラメータを変更した場合の振動特性を予測する必要がある。本報では、任意境界条件の一方向繊維強化複合材において、式(1)で定義される各パラメータや断面形状、長さに変更された場合に等価直列ばねモデルから直接計算する簡易計算法を提案する。

図3の等価直列ばね系を構成する k_{fj} 、 k_{mj} は j 次のモーダルマス M_{FRPj} を支持するモーダルスティフネスの一部であると考えられる。ここで、両端単純支持はりにおいて、せん断変形を考慮したはりの静たわみ y は次式で表されることが知られている⁽⁹⁾。

$$y = \frac{l^3}{48EI} \left(1 + 12k \frac{I}{l^2 A} \frac{E}{G} \right) P \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 E はヤング率、 G はせん断弾性係数、 I は断面二次モーメント、 l は長さ、 k は断面形状により決まる定数、 A は断面積を示す。また、 P は、はり中央に

かかる荷重である。式(6)では右辺第1項がベルヌーイ-オイラーはりとしてのたわみ、第2項がせん断変形によるたわみであり、本報で仮定している直列ばねモデル同様の表現であるといえる。式(6)に l が入っているの、振動モード(波長)によりベルヌーイ-オイラーのはりによるたわみとせん断変形によるたわみの関係が変化することを示している。したがって、式(6)の関係を参考に、等価直列ばねモデルの k_{fj} 、 k_{mj} を

$$k_{fj} = f_1(E_L I, \psi_j, l) \cong E_L f_2(\psi_j, l) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$k_{mj} = g_1(G_{LT}, \psi_j, l) \cong G_{LT} g_2(\psi_j, l) \quad \dots\dots\dots (8)$$

で表現されると仮定する。ここで、 ψ_j は j 次モードのモード形状を示している。ここでは、 $f_2(\psi_j, l)$ 、 $g_2(\psi_j, l)$ は簡単のため基準となる有限要素モデル(以降、基準モデルと記す)で一度固有値解析したものを定数として用いるが、同形状、同境界条件であれば式(7)、(8)は成立すると考えられる。式(7)、(8)で $E_L I$ 、 G_{LT} が変化すれば ψ_j は多少変化すると考えられるが、それによる影響は無視する。また、 $M_{FRPj} = \phi_j^T [M] \phi_j$ の変化については M の変化は考慮するが ϕ_j の変化は同様に無視する。以上の仮定をおいて、基準モデルにおける等価弾性率の初期値を k_{fj0} 、 k_{mj0} 、 M_{FRPj0} とおくと、設計変更後の等価直列ばねモデルの定数は次式で置き換えられる。なお、サブスクリプト零は基準モデルでの初期値であることを示す。

$$k_{fj} = \frac{E_L}{E_{L0}} k_{fj0}, \quad k_{mj} = \frac{G_{LT}}{G_{LT0}} k_{mj0}, \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$M_{FRPj} = \frac{\rho_{FRP}}{\rho_{FRP0}} M_{FRPj0}$$

したがって、式(4)、(9)から設計後の固有振動数を、式(5)、(9)から損失係数を計算することが可能である。つまり、樹脂損失係数 η_m の変化が少なければ、一方向繊維強化複合材全体の損失係数 η_{FRPj} は α_j に対し図4の関係になる。図4は、繊維と樹脂のパラメータを変えたことによる繊維引張りと樹脂せん断の剛性比 k_{fj}/k_{mj} を知ることができれば、一方向繊維強化複合材全体の損失係数を容易に予測することが可能であることを示している。なお、図4での樹脂損失係数 η_m は後述する解析条件の一例として0.43としている。

次に、式(6)第1項を k_{fj} 、第2項を k_{mj} に対応付け、また、任意断面と円形断面の場合で示すと、次式の関係になる。なお、円形断面の場合 $k=4/3$ である。

$$\begin{aligned} k_{fj} &= a \cdot \frac{48I}{l^3} E_L = a \cdot \frac{3\pi}{l^3} \cdot \frac{d^4}{l^3} E_L = a' \cdot E_L, \\ k_{mj} &= b \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{A}{l} G_{LT} = b \cdot \frac{3\pi}{4} \cdot \frac{d^2}{l} G_{LT} = b' \cdot G_{LT} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (10)$$

Fig. 4 Estimated line of FRP's Loss factor ($\eta_m=0.43$)

Fig. 5 Flow of Simple calculation method by Series mass-spring model

ここで、 d は、はりの直径、 (a, b) 、 (a', b') は複合則による等価剛性に置き替えた際の補正係数である。一方向繊維強化複合材のサイズ (A, d, l) が変わる場合において、式(3)および(9)とサイズ変更前の式(10)により、補正係数 (a, b) を求めると、式(10)に変更後のサイズを代入することによりサイズ変更後の k'_{fj} 、 k'_{mj} が求められる。したがって、サイズ変更後の k'_{fj} 、 k'_{mj} と式(3)、(4)より固有振動数が、また、 k'_{fj} 、 k'_{mj} と式(3)、(5)より損失係数が求められる。なお、 (a, b) 、 (a', b') は境界条件が変わらなければ一定であるので、境界条件が変化しなければ前記方法は成立する。

以上で示した等価直列ばね法による簡易計算法につ

いてのフローチャートを図5に示す。

2・3 高性能一方向繊維強化複合材の一設計指針

繊維強化複合材の動的設計を行う場合、その固有振動数と損失係数のトレードオフを行い、最適な固有振動数、損失係数をもたせることを設計目標とする。一般に、構造物にとって剛性(固有振動数)と損失係数がともに大きいことが振動特性として重要である。この特性を満足するものを設計するために、目標指針としてFRPの剛性と損失係数の積を評価関数とし、動的性能評価を行う方法もある⁽¹⁰⁾。ここでは、一方向繊維強化複合材の固有振動数と損失係数を評価対象とし、次式で示す評価関数を定義する。

$$f(E_f, E_m, \rho_f, \rho_m, V_f) = \sqrt{K_{FRP}} \cdot \eta_{FRP} \dots \dots \dots (11)$$

ここで、 K_{FRP} は一方向繊維強化複合材の曲げ変形に対する等価剛性を示し、図3(a)の関係から求式で与えられる。

$$K_{FRP} = \frac{k_{fj} \cdot k_{mj}}{k_{fj} + k_{mj}} \dots \dots \dots (12)$$

本報では、等価直列ばね法の簡易計算法を用いて評価値を最大とする一設計を行う。

3. 等価直列ばね法を用いた一方向繊維強化複合材の動的設計

提案する等価直列ばね法による簡易計算法に対し、有限要素法により直接計算した場合もしくは実測値との比較から手法の妥当性の検証を行い、一方向繊維強化複合材の動的設計に対する一考察を示す。なお、境界条件は両端自由である。

3・1 簡易計算法の検証 等価直列ばね法の簡易計算法の計算精度の妥当性を検証するために、最初に、繊維体積含有率 V_f が変化した場合について検討した結果を示す。

繊維体積含有率 V_f の変化に対する固有振動数と損失係数の変化をそれぞれ、直接有限要素法による実固有値解析で固有振動数を計算したものと、各 V_f に対する k_{fj}/k_{mj} を求め、式(5)で損失係数を計算したものととの比較を実施した。このときの有限要素モデルのサイズは直径 $d=0.016$ m、長さ $l=0.2$ mである。 $V_f=55\%$ をパラメータサーベイの基準とし、そのときの繊維のパラメータは $E_f=2.058 \times 10^{11}$ N/m²、 $\nu_f=0.2$ とする。また、樹脂については図6に示す周波数依存性を持つものに対し、 $E_m=6.0 \times 10^8$ N/m²、 $\nu_m=0.5$ としている。本手法については、式(2)、(9)より、一方向繊維強化複合材のモーダルマス M_{FRPj} を V_f の変化分補正し、式(1)、(9)より、繊維引張りばね k_{fj} を E_L の変化分、樹脂のせん断ばね k_{mj} を G_{LT}

Fig. 6 E'_m and loss factor η_m of matrix resin

Fig. 8 α_1 vs Loss factor

(a) Natural frequency of 1st mode

(b) Loss factor of 1st mode

Fig. 7 Verification of simple calculated method

の変化分だけ補正している。そして、式(4)より求めた全体剛性を用いて固有振動数を計算した。また、式(5)より、損失係数を計算した。図7(a)に、各 V_f に対し、式(1)から得られる各パラメータを用いた実固有値解析により直接計算した曲げ一次モードの固有振動数との比較を示す。 $V_{f_stand.}$ は上記の基準値 (V_f

=55%)を示している。また、図7(b)には、各 V_f に対して実固有値解析を行い、それぞれの曲げ一次モードに対する k_{f1}/k_{m1} を求め、式(5)より損失係数を計算した結果との比較を示す。図7(a)より、直接、各 V_f に対する実固有値解析から得られた結果と、本簡易計算法により実固有値解析を行うことなく補正した等価直列ばねパラメータを用いて計算した固有振動数はよく一致していることがわかる。また、図7(b)より、損失係数についても同様に、各 V_f に対する実固有値解析から求められた α_j で計算された結果と本簡易計算法により計算された結果はよく一致していることがわかる。

次に、ガラス繊維 (CASE 1; $E_f=7.252 \times 10^{10}$ N/m², $\nu_f=0.2$) および繊維弾性率の異なる炭素繊維 (CASE 2; $E_f=2.058 \times 10^{11}$ N/m², $\nu_f=0.2$), 炭素繊維 (CASE 3; $E_f=5.155 \times 10^{11}$ N/m², $\nu_f=0.2$) において、 $k_{fj}/k_{mj}=\alpha_j$ の変化に対する一方向繊維強化複合材の損失係数の変化を予測した。ここでは、CASE 2 の $V_f=55\%$ を基準として、 V_f の変化に対し式(1), (9)から各繊維における曲げ一次モードの k_{f1} , k_{m1} を補正した。そして、式(5)より一方向繊維強化複合材の損失係数を求めた。各繊維における α_1 に対する損失係数を図8に示す。比較として図4に示す樹脂損失係数を0.43として予測した値を実線で示している。なお、 α_1 が大きい場合、 V_f は小さくなるため、固有振動数が下がり、図6に示す樹脂の周波数依存性から樹脂の損失係数が若干上がることから、CASE 1 は $\eta_m=0.45$, CASE 2 は $\eta_m=0.43$, CASE 3 は $\eta_m=0.41$ としている。各繊維すべて予測した実線上にほぼ載っている。また、予測精度の検証のためCASE 1 の場合 $V_f=55\%$, CASE 2 の場合 $V_f=48\%$, CASE 3 の場合 $V_f=60\%$ で供試体を作成し、損失係数の実測を行っ

た。結果を図8にプロットする(各黒塗りマーク)が、どの条件も解析結果とよく一致しており、式(1)、(9)により k_{fj} , k_{mj} を補正することが妥当であることが検証された。

次に、一方向繊維強化複合材のサイズが変更された場合についての検討を示す。繊維体積含有率 V_f の変化に対する補正係数 (a , b) の変化を図9に示す。図9より、複合則に対する補正係数は一定であることがわかり、一定の補正係数により k_{fj} , k_{mj} を補正すれば良いといえる。ここで、このことを検証するために、一方向繊維強化複合材の長さを $l=0.25$ m に変更した場合について、それぞれの CASE に対し、基準となる CASE 2 の $V_f=55\%$ 、長さ $l=0.2$ m に対して求められた補正係数と式(3)、(9)、(10)により k'_{fj} , k'_{mj} 計算して損失係数を求めた結果と、 $l=0.25$ m の有限要素モデルに対する $V_f=55\%$ の実固有値解析を行った上で、式(1)、(9)の関係をを用いて求めた損失係数との比較を図10に示す。なお、図10中の method 1($\triangle$)は式(1)、(9)から求めた結果、method 2($\square$)は式(3)、(9)、(10)より求めた結果を示している。どのケースもよく一致しており、サイズ変更に対する等価直列ばねモデルパラメータの求め方が妥当であることが検証された。

以上の検討から、提案する等価列ばね法の簡易計算法により、一方向繊維強化複合材の繊維、樹脂パラメータおよび形状が変更されても精度よく簡易に固有振動数および損失係数を予測可能であることがいえる。

3・2 高剛性、高減衰性一方向繊維強化複合材の動的設計 一方向繊維強化複合材の振動特性の評価指標として式(11)で示す評価関数を定義し、提案する手法で固有振動数および損失係数を計算した場合の動特性の評価を行う。条件は3・1節と同様のガラス繊維と

2種類の炭素繊維である。 V_f を変化させた場合の曲げ一次モードの α_1 に対する評価関数の値を図11に示す。図8に示す α_1 に対する損失係数の関係は繊維の引張りばねと樹脂のせん断ばねの比率を大きくするほど損失係数を大きくすることが可能である結果になっ

(a) CASE 1

(b) CASE 2

(c) CASE 3

Fig. 9 Correct coefficient

Fig. 10 Loss Factor in the case of changed length

Fig. 11 α_1 vs $\sqrt{K_{FRP}} \cdot \eta_{FRP}$

ているが、この場合、全体剛性が低下することから固有振動数は下がってしまう。したがって、図 11 に示す式(11)から求められた評価値では各繊維において評価値が最大値となる最適値があることがわかる。

したがって、本手法により、一方向繊維強化複合材に対する固有振動数と損失係数を基準となる k_{Fj} , k_{mj} を求めるための実固有値解析を一度行うだけで、後は手計算レベルで予測することが可能であるので、動特性の最適化を容易に行うことが可能であることが示された。

4. 結 言

一方向繊維強化複合材に対し、動的設計を行うために既報で提案した等価直列ばね法を応用し、設計変更を行う際に再度実固有値解析を行うことおよび有限要素モデルの変更を行うことなく、固有振動数と損失係数を計算する簡易計算法を提案するとともに、以下に示す結論を得た。

(1) 繊維、樹脂パラメータの変更例として、繊維体積含有率 V_f が変化した場合、本簡易計算法により繊維引張りばねと樹脂せん断ばねを補正して計算した固有振動数と、直接、実固有値解析により求めた固有振動数はよく一致することを示した。また、本簡易計

算法により計算した損失係数と、それぞれのパラメータに対して繊維引張りばねと樹脂せん断ばねを実固有値解析から計算して求めた損失係数とがよく一致することが確認され、本簡易計算法の精度が妥当であることを示した。

(2) 繊維の種類を変えた場合の繊維体積含有率をパラメータとして本手法を用いた損失係数の設計を実施し、実測値との比較を行った。繊維引張りと樹脂せん断ばねの比率から損失係数を容易に予測できると、その結果製作した一方向繊維強化複合材の損失係数は実測値とよく一致していることが確認され、簡易に設計できることを示した。

(3) サイズが変わった場合は、曲げとせん断それぞれののはりの式と複合則から求める等価パラメータとの補正係数を求めることにより、実固有値解析および有限要素モデルの変更を行うことなく損失係数を求めることが可能であることを示した。

(4) 固有振動数と損失係数の最適設計を行うことを目的とし、等価剛性と損失係数による評価関数を定義して本手法を用いることによる評価関数の検討を行った結果、評価値が最大値となる最適値があることの判断を容易に行えることから、本手法により、一方向繊維強化複合材の動特性の最適化が容易に行えることを示した。

文 献

- (1) 成田吉弘・ほか 3 名, 機論, **60**-570, C(1994), 406-411.
- (2) 山田元・ほか 2 名, 機講論, No. 930-42, B(1993-7), 361-364.
- (3) Ni, R. G. and Adams, R. D., *J. Compos. Mater.*, **18**(1984), 104-121.
- (4) 藤本淳・ほか 2 名, 機講論, No. 930-42, B(1993-7), 354-360.
- (5) Shimizu, K., *Proc. Japan-U.S. Conf.*, (1981), 111-118.
- (6) 上田宏樹・ほか 1 名, 機論, **64**-619, C(1998), 831-837.
- (7) 上田宏樹・ほか 2 名, 機講論, **96**-5, B(1996-8), 596-599.
- (8) 植村益次・ほか 2 名, 東大宇宙航空研報告, **12**-4, A(1976), 815-826.
- (9) 小西一郎・ほか 3 名, 構造力学, **1**(1972), 210.
- (10) Willway, T. A. and White, R. G., *Composites Science and Technology*, **36**(1989), 77-94.