

鋼・硬質ウレタン複合板における振動・放射音の低減特性

REDUCTION CHARACTERISTICS OF VIBRATION AND RADIATED SOUND
OF COMPOSITE PLATES CONSISTING OF STEEL AND RIGID URETHANE

岡村美好*, 深沢泰晴**

Miyoshi OKAMURA, Yasuharu FUKASAWA

* 工修 山梨大学助手 工学部土木環境工学科 (〒 400-8511 山梨県甲府市武田四丁目 3-11)

** 工博 山梨大学教授 工学部土木環境工学科 (〒 400-8511 山梨県甲府市武田四丁目 3-11)

Analytical study is presented for reduction characteristics of vibration and radiated sound of the composite plate consisting of steel and rigid urethane. To begin with, natural vibration analysis and stationary vibration analysis are carried out by applying the discrete model which is composed of the finite strip elements and the finite prism elements. Next, powers of the surface velocities of vibration of the composite plates are computed and the reduction characteristic of radiated sound is investigated. The results show that the surface velocities of vibration of rigid urethane of the composite plate are less than that of the steel plate and that the reduction ratios of vibration and radiated sound of surface of rigid urethane are nearly constant at resonance frequencies.

Key Words: composite plate, steel plate, rigid urethane, vibration, radiated sound

1. はじめに

最近、輸送効率や二酸化炭素排出量等の観点から鉄道利用が見直されてきている。しかしながら、鉄道においては列車走行時に車輪がレール上を転動する際に発生する転動音やレールの振動が橋梁に伝達されて発生する構造音等、種々の振動・騒音が問題となっている。特に、鋼鉄道橋においては、列車走行の高速化に伴って鋼板の面外方向の局部振動が発生し、構造音の放射だけでなく疲労被害も増加するものと考えられる¹⁾。

このような鋼鉄道橋の振動や騒音の低減対策としては、腹板にゴムアスファルト系の制振材を貼り付ける²⁾、サンドイッチ制振鋼板を使用する^{3), 4)}、鋼桁とコンクリートを組み合わせた主桁を使用する⁵⁾、等の方法が提案され、各種の検討が行われている。

著者らも、制振性に優れた硬質ウレタンのような発泡性材料と鋼材との複合部材⁶⁾に着目し、その効果を実験的に把握する⁷⁾とともに振動特性を解析的に解明することを試みてきた^{8), 9)}。これらの複合部材の弾性定数比は $10^{-3} \sim 10^{-4}$ 程度で従来の鋼・コンクリート複合部材に比べると非常に小さく、既存の構造物の振動低減方法としては非常に有効なものと考えられるが、このような複合部材の動的挙動に関する研究の報告は少なく、その振動低減メカニズムについてはほとんど解明されていない。また、発泡性材料はその生成法によって材料物性値が変化すること、および多様な複合方法があることから、最適な発泡性材料の選定ならびに合理的な複合部材の断面設計のための基礎資料を得る

ためにも、解析面からの検討は重要であると考えられる。

これまでの著者らの研究^{8), 9)}によれば、硬質ウレタンとの複合化により、低周波領域では位相速度が大きくなること、高周波領域では硬質ウレタン独自の変形が卓越したモードが生じて位相速度が低下すること、また、ある程度のウレタン厚がないと低次モードの固有振動においては硬質ウレタンの影響が生じないこと等が明らかになっている。

本論文では、これらの成果を踏まえて、基本的な構造要素である鋼平板と硬質ウレタンを組み合わせた複合平板を対象に、振動・放射音の低減特性について検討するとともに制振メカニズムを明らかにすることを試みる。具体的には、有限帯板法¹⁰⁾と有限プリズム法¹¹⁾を併用した離散化モデル⁶⁾を用いて、固有振動解析および定常応答解析を行い、硬質ウレタンとの複合化を行わない鋼板の結果と比較する。また、動的応答解析においては、鋼と硬質ウレタンの個々の減衰を考慮した合成減衰定数¹²⁾を適用することにより硬質ウレタンの減衰による影響について検討するとともに、添加した硬質ウレタンの剛性の影響についても検討する。さらに、複合板表面の振動速度のパワー¹³⁾を求めることにより、放射音の低減効果についても検討する。

2. 解析の概要

2.1 解析モデル

図-1に、本研究で対象とする鋼・硬質ウレタン複合板を示す。硬質ウレタンは鋼板の片面に完全に付着しているも

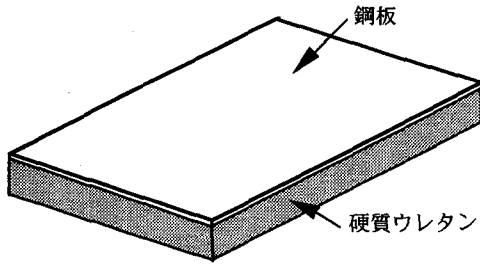


図-1 鋼・硬質ウレタン複合板

のとする。

解析には、有限帯板法と有限プリズム法を併用し、鋼板を帯板要素で、硬質ウレタンをアイソパラメトリック要素を適用した8節線プリズム要素で離散化する。

それぞれの要素について、図-2のように直交座標系(x, y, z)と無次元座標系(η, ζ)を設定する。x, y, z軸方向の変位をu, v, wで表し、x軸回りの回転角をθで表す。

次に、両端が単純支持される場合の変位関数として、それぞれ次式を用いる。

帯板要素*i*に対して

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{m=1}^r \begin{bmatrix} \langle N_p \rangle & 0 & 0 \\ 0 & \langle N_p \rangle & 0 \\ 0 & 0 & \langle N_b \rangle \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_{i,m}\} \\ \{V_{i,m}\} \\ \{W_{i,m}\} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここに、*m*はx軸方向の半波数、*r*は採用半波数を表す。また、 $\langle \rangle$ は列ベクトル、 $\{ \}$ は行ベクトルを意味し、

$$\langle N_p \rangle = \langle 1 - \eta \quad \eta \rangle \quad (2a)$$

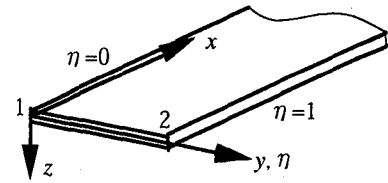
$$\langle N_b \rangle = \langle 1 - 3\eta^2 + 2\eta^3 \quad y(1 - 2\eta + 2\eta^2) \\ 3\eta^2 - 2\eta^3 \quad y(\eta^2 - \eta) \rangle \quad (2b)$$

$$\{U_{i,m}\} = \begin{Bmatrix} u_{1,m}(t) \\ u_{2,m}(t) \\ \vdots \\ u_{8,m}(t) \end{Bmatrix} \cos k_m x \quad (3a)$$

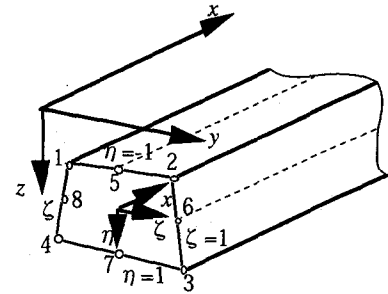
$$\{V_{i,m}\} = \begin{Bmatrix} v_{1,m}(t) \\ v_{2,m}(t) \\ \vdots \\ v_{8,m}(t) \end{Bmatrix} \sin k_m x \quad (3b)$$

$$\{W_{i,m}\} = \begin{Bmatrix} w_{1,m}(t) \\ \theta_{1,m}(t) \\ w_{2,m}(t) \\ \theta_{2,m}(t) \end{Bmatrix} \sin k_m x \quad (3c)$$

ただし、 $k_m = m\pi/L$ であり、*L*はx軸方向の板の長さを表す。また、 $u_{j,m}(t)$, $v_{j,m}(t)$, $w_{j,m}(t)$, $\theta_{j,m}(t)$ (*j*=1, 2)は、時刻*t*における節線*j*でのx軸方向半波数*m*のときの各変位成分の振幅を意味する。



(a) 帯板要素



(b) プリズム要素

図-2 離散化要素と要素座標系

8節線プリズム要素*i*に対しても同様にして

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{m=1}^r \begin{bmatrix} \langle N \rangle & 0 & 0 \\ 0 & \langle N \rangle & 0 \\ 0 & 0 & \langle N \rangle \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_{i,m}\} \\ \{V_{i,m}\} \\ \{W_{i,m}\} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

ここに

$$\langle N \rangle = \langle N_1 \quad N_2 \quad \cdots \quad N_8 \rangle \quad (5)$$

$$\{U_{i,m}\} = \begin{Bmatrix} u_{1,m}(t) \\ u_{2,m}(t) \\ \vdots \\ u_{8,m}(t) \end{Bmatrix} \cos k_m x \quad (6a)$$

$$\{V_{i,m}\} = \begin{Bmatrix} v_{1,m}(t) \\ v_{2,m}(t) \\ \vdots \\ v_{8,m}(t) \end{Bmatrix} \sin k_m x \quad (6b)$$

$$\{W_{i,m}\} = \begin{Bmatrix} w_{1,m}(t) \\ w_{2,m}(t) \\ \vdots \\ w_{8,m}(t) \end{Bmatrix} \sin k_m x \quad (6c)$$

であり、式(5)の形状関数 N_j (*j*=1, 2, ..., 8)は、それぞれ次のように表される。

隅角節線：

$$N_j = \frac{1}{4} (1 + \zeta \zeta_j) (1 + \eta \eta_j) (\zeta \zeta_j + \eta \eta_j - 1) \quad (7a)$$

$$\text{節線 } \zeta_j = 0: N_j = \frac{1}{2}(1 - \zeta^2)(1 + \eta\eta_j) \quad (7b)$$

$$\text{節線 } \eta_j = 0: N_j = \frac{1}{2}(1 + \zeta\zeta_j)(1 - \eta^2) \quad (7c)$$

式(1), (4)の変位場を仮想仕事式に適用することにより, 各要素に対する運動方程式を求めることができる。これをすべての要素について重ね合わせることににより, 系全体に対する運動方程式が次のように求められる。

$$[M]\{\ddot{d}\} + [C]\{\dot{d}\} + [K]\{d\} = \{P\} \quad (8)$$

ここに, $[M]$, $[C]$, $[K]$ は質量マトリクス, 減衰マトリクス, 剛性マトリクス, $\{d\}$, $\{P\}$ は節線変位ベクトル, 節線外力ベクトルであり, $\{\cdot\}$ は t に関する微分を表す。

非減衰の固有振動方程式より得られる固有マトリクスを $[\Xi]$, 基準座標を $\{z\}$, 採用モード次数 n_m をとすれば, 節線変位ベクトルは以下のように表される。

$$\{d\} = \sum_{m=1}^{n_m} \{\xi^{(m)}\} \{z\} = [\Xi]\{z\} \quad (9)$$

式(8)に式(9)を代入し, 前から $[\Xi]^T$ を掛けて固有モードの直交性を考慮し, 速度連成項を無視して減衰項の非連成を仮定¹²⁾すれば, 式(8)は各モードごとに分離された n_m 個の独立な運動方程式になり, x 軸方向第 m 次モードについては次式のようなになる。

$$m^{(m)}\ddot{z}^{(m)} + c^{(m)}\dot{z}^{(m)} + k^{(m)}z^{(m)} = Q^{(m)} \left(= \sum_{j=1}^{n_m} \Xi_j^{(m)} P_j \right) \quad (10)$$

ここに, $m^{(m)}$, $c^{(m)}$, $k^{(m)}$, $Q^{(m)}$ は第 m 次の換算質量, 換算減衰係数, 換算ばね係数, 換算外力である。

2.2 振動解析

まず, 固有振動解析を行い, 基本的な振動特性を把握する。解析は, 式(8)において減衰を無視し, 節線外力ベクトル $\{P\} = 0$ として行う。

次に, 正弦波外力が作用した場合について, 鋼板表面およびウレタン表面の振動応答量の共振曲線を求め, 定常応答における振動低減メカニズムを検討する。なお, 共振曲線の応答量は, 放射音との関連を考慮して板のたわみ振動の速度に着目する。また, 減衰定数には鋼と硬質ウレタンのそれぞれの減衰定数を考慮した合成減衰定数を用いる。

正弦波外力の円振動数を θ とすれば, 式(8)における外力項は

$$\{P\} = \{P_0\} \cos \theta t \quad (11)$$

となり, これより式(10)の換算外力を次式のように表す。

$$Q^{(m)} = Q_0^{(m)} \cos \theta t \quad (12)$$

式(10), (12)より, x 軸方向第 m 次モードにおける振動速度の定常応答振幅は次式のようなになる¹⁴⁾。

$$\dot{z}^{(m)} = \frac{Q_0^{(m)}/m^{(m)}}{(\omega^{(m)})^2} \frac{\theta \cos(\theta t - \varphi^{(m)})}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{\theta}{\omega^{(m)}}\right)^2\right\}^2 + 4\left(\frac{h^{(m)}\theta}{\omega^{(m)}}\right)^2}} \quad (13)$$

ここに, $\omega^{(m)}$, $h^{(m)}$ は第 m 次モードに対する固有円振動数, モード減衰定数であり,

$$\varphi^{(m)} = \tan^{-1} \left(\frac{2h^{(m)}(\theta/\omega^{(m)})}{1 - (\theta/\omega^{(m)})^2} \right) \quad (14)$$

である。式(9)を時刻 t に関して1回微分し, これに式(13)を代入すれば各節線における振動速度の定常応答振幅を求めることができる。

式(13)におけるモード減衰定数は, 速度連成項を無視して減衰項の非連成を仮定するとともに要素 i の減衰を内部粘性型とすれば, 次式で求めることができる¹²⁾。

$$h^{(m)} = \frac{\sum_{i=1}^{n_e} h_i^{(m)} \{\xi_i^{(m)}\}^T [k_i] \{\xi_i^{(m)}\}}{\sum_{i=1}^{n_e} \{\xi_i^{(m)}\}^T [k_i] \{\xi_i^{(m)}\}} \quad (15)$$

ここに, $[k_i]$ は要素 i の要素剛性マトリクス, $h_i^{(m)}$ は固有円振動数 $\omega^{(m)}$ に対する要素 i の減衰定数, $\{\xi_i^{(m)}\}$ は固有ベクトル $\{\xi^{(m)}\}$ において要素 i に関連する成分からなるベクトルであり, n_e は要素数を表す。

2.3 振動速度のパワー

板にたわみ振動が生じると, その表面振動が周辺の空気を振動させ音として伝播する。そこで, 定常応答で求めた振動速度振幅を用いて, 複合板表面の速度振幅がすべて音に変換された場合のパワー^{11), 15)}を求め, 放射音の低減効果の目安とする。

複合板に振動数 f の定常振動が生じている場合について, 板表面が面積 ΔS_i の微小要素 n_i 個で構成されているものとする。微小要素 i における振動速度の時間平均値を $\bar{u}_i$ とすれば, 板表面の振動速度のパワーは次式で求められる。

$$W = \rho_a c_a \sum_{i=1}^n \bar{u}_i^2 \Delta S_i \quad (13)$$

ここに, ρ_a , c_a はそれぞれ空気密度および音の速度を表し, 1気圧, 20℃で $\rho_a = 1.205 \text{ kg/m}^3$, $c_a = 343 \text{ m/s}$ である。また, $\bar{u}_i$ は微小要素 i における振動数 f の振動速度 u_f より次式で求められる。

$$\bar{u}_i = \frac{1}{T} \sqrt{\int_T u_f^2 dt} = \frac{u_f}{\sqrt{2}} \quad (14)$$

式(13)で求めたパワーは次式を用いて dB 表示する。

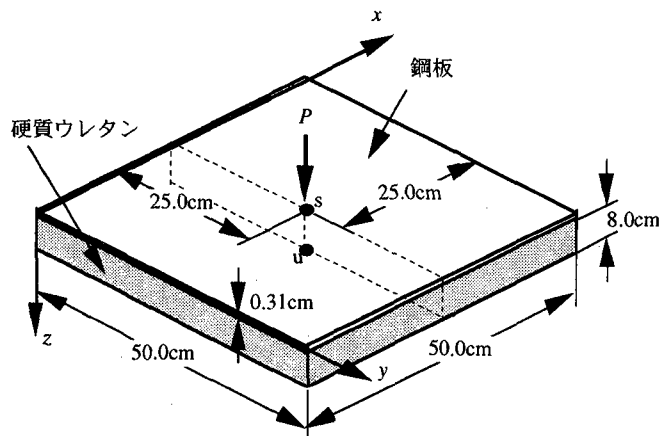


図-3 断面寸法と荷重位置

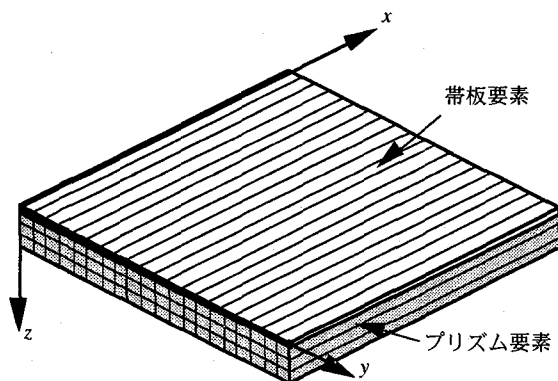


図-4 要素分割

$$L_w = 10 \log_{10} \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad (15)$$

ここに、 W_0 は基準パワーであり、 $W_0=10^{-12}$ (ワット)である。

3. 数値解析と考察

3.1 数値解析モデル

図-3に、本研究で対象とした鋼・硬質ウレタン複合平板を示す。ウレタン厚については、著者らの先の研究⁹⁾により、ある程度のウレタン厚がないと低次モードの固有振動において硬質ウレタン独自の変形が卓越するモードが現れず、複合化の影響が生じないことがわかっている。そこで、鋼鉄道橋の振動低減を想定して検討対象の振動数を2500Hz以下とし、これ以下の振動数で硬質ウレタン独自の変形が卓越するモードが生じるようなウレタン厚8cmを採用した。支持条件は4辺単純支持とし、 $x=0.0, 50.0\text{cm}$ の断面においては変位場の仮定より $v, w=0$ であることから、 $y=0.0, 50.0\text{cm}$ の断面においても同様の条件になるように $u, w=0$ とした。

材料定数は、標準値として以下の値を使用し、鋼板および硬質ウレタンの減衰定数はすべてのモードについて一定であると仮定した。

鋼板：ヤング係数 $E_s = 206\text{GPa}$
ポアソン比 $\nu_s = 0.3$

表-1 解析モデル

種別	E_u/E_s	h_u	備考
SB	----	----	鋼板のみ
CB	1/20000	0.03	
CH	1/20000	0.01	
CE	1/10000	0.03	

表-2 鋼板SBの固有振動数

No	m	n	f (Hz)	No	m	n	f (Hz)
1	1	1	60.4	10	5	5	1509.7
2	3	1	301.9	11	1	7	1509.8
3	1	3	301.9	12	7	3	1751.3
4	3	3	543.5	13	3	7	1751.4
5	5	1	785.1	14	7	5	2234.4
6	1	5	785.1	15	5	7	2234.5
7	5	3	1026.6	16	9	1	2476.0
8	3	5	1026.6	17	1	9	2476.4
9	7	1	1509.7				

単位体積質量 $\rho_s = 7850\text{kg/m}^3$

減衰定数 $h_s = 0.01$

硬質ウレタン：

ヤング係数 $E_u = 10.3\text{MPa}$

ポアソン比 $\nu_u = 0.0$

単位体積質量 $\rho_u = 31.4\text{kg/m}^3$

減衰定数 $h_u = 0.03$

これらの材料定数を適用した複合板をCB、硬質ウレタンとの複合化を行わない鋼板SBとし、さらに、振動低減メカニズムにおける硬質ウレタンの減衰定数や剛性の影響を明らかにするために、硬質ウレタンのヤング係数の異なる複合板CE、および減衰定数の異なる複合板CHについても解析を行った(表-1)。

荷重は鋼板面の中央に集中荷重を作用させ、応答は荷重載荷点の鋼板表面およびウレタン表面に着目した。

要素分割数は、解析モデルが4辺単純支持正方形板であることから、 x, y 軸方向の変位場をそれぞれ三角関数と2次多項式で定義したことにより生じる固有振動数の計算誤差に着目し、対象とした振動数範囲における固有振動数について x, y 軸方向の半波数をそれぞれ m, n とした時の (m, n) モードと (n, m) モードの差が0.1%以下になるような要素分割を採用した。具体的には、鋼板を帯板要素40分割、硬質ウレタンを8節線プリズム要素60(=20×3)分割とした(図-4)。

3.2 固有振動特性と合成減衰定数

表-2は、鋼板SBについて2500Hz以下の対称モードの固有振動数を小さい順に示したものである。表中の m, n は x, y 軸方向の半波数を表している。要素分割に際して変位場の仮定による計算誤差を考慮したことにより、 (m, n) モードと (n, m) モードの固有振動数がほぼ一致していることが確認できる。

表-3 複合板CBの固有振動数と合成減衰定数

No	m	n	type	f (Hz)	h	No	m	n	type	f (Hz)	h
1	1	1	a	102.5	0.024	17	3	7	a	1821.7	0.012
2	3	1	a	399.3	0.019	18	3	1	b	1848.2	0.030
3	1	3	a	399.3	0.019	19	1	3	b	1848.2	0.030
4	3	3	a	647.0	0.017	20	1	1	b	1914.3	0.030
5	5	1	a	883.9	0.015	21	3	3	b	2036.7	0.030
6	1	5	a	883.9	0.015	22	3	3	b	2133.8	0.030
7	5	3	a	1118.2	0.014	23	5	1	b	2210.2	0.030
8	3	5	a	1118.2	0.014	24	1	5	b	2210.8	0.030
9	1	1	b	1385.0	0.030	25	7	5	a	2293.2	0.012
10	1	1	b	1462.6	0.030	26	5	7	a	2293.5	0.012
11	5	5	a	1586.6	0.012	27	3	1	b	2330.8	0.030
12	7	1	a	1586.7	0.012	28	1	3	b	2330.9	0.030
13	1	7	a	1586.7	0.012	29	5	3	b	2380.4	0.030
14	3	1	b	1800.0	0.030	30	3	5	b	2380.9	0.030
15	1	3	b	1800.0	0.030	31	5	1	b	2421.9	0.030
16	7	3	a	1821.6	0.012	32	1	5	b	2422.3	0.030

a: 鋼板と硬質ウレタンが一体となった曲げ振動
b: 硬質ウレタン独自の変形が卓越した振動

表-3は、複合板CBにおける2500Hz以下の対称モードの固有振動数と合成減衰定数を示したものである。表中の m 、 n は、表-2と同様に x 、 y 軸方向の半波数を表している。CBにおいては、No.1、8、9、20で(1,1)モードが生じているように、同じ (m, n) モードに対して複数の固有振動が存在している。これは、複合板では鋼板と硬質ウレタンが一体となったモードに加えて硬質ウレタン独自の変形が卓越したモードが生じるためであり、ここではtype=a, bでこれらのモードを分類している。aは鋼板と硬質ウレタンが一体となった曲げ振動、bは硬質ウレタン独自の変形が卓越した振動を表す。

硬質ウレタン独自の変形が卓越したモードは1385Hz以上で生じており、これらのモードにおいても (m, n) モードと (n, m) モードの固有振動数がほぼ一致していることが確認できる。また、合成減衰定数は、鋼板と硬質ウレタンが一体となって変形するモードでは(1,1)モードで0.024と最も大きく、振動数が大きくなるのに伴って小さくなっている。硬質ウレタンの変形が卓越するモードではいずれも0.03である。鋼板と硬質ウレタンが一体となった曲げ振動の固有振動数を鋼板SB(表-2)の同じモード次数の固有振動数と比較すると、硬質ウレタンとの複合化によって大きくなり、固有振動数が小さいほどこれらの差は大きいことがわかる。

図-5は、表-3における複数の (m, n) モードの断面変形形状を比較したものである。ここでは、4つの(1,1)モードについて、载荷断面(A-A'断面)における断面変形を示している。No.1は鋼板と硬質ウレタンが一体となった曲げ変形であり、No.9、10、20は鋼板はほとんど変形せずに硬質ウレタン独自の変形が卓越している。No.20では硬質ウレタンの表面に曲げ変形が生じているが、No.9、10は支持断面に顕著な変形が生じたほぼ同様の変形となっている。しかし、No.10ではわずかであるが鋼板と逆方向のたわみ

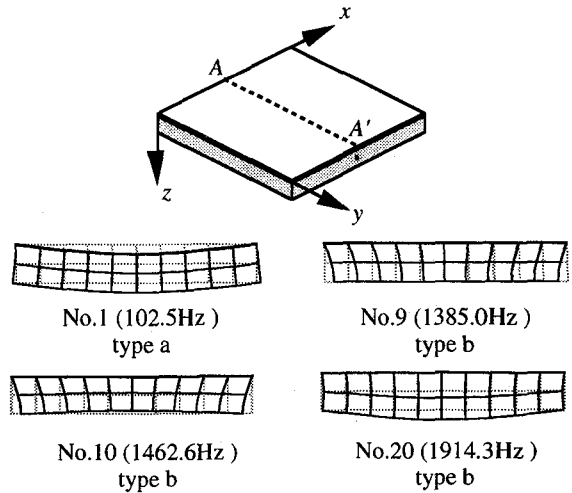


図-5 複合板CBの(1,1)モードの断面変形(A-A'断面)

変形がウレタン表面に生じている。

図-6は、複合板CBの代表的な固有モードについて、鋼板表面とウレタン表面の曲げ変形モードの相対比較を示したものである。ここでは曲げ変形のみに着目し、各モード毎に鋼板表面とウレタン表面における最大たわみ量の大きい方を1として描いている。表-3で示したように、合成減衰定数が0.03を示すtype bのモードでは、鋼板はほとんど変形せずに硬質ウレタンの変形が卓越していることが確認できる。また、type aの鋼板と硬質ウレタンが一体となって変形するモードでは、鋼板表面よりもウレタン表面の方が変形が小さいことがわかる。

表-4は、硬質ウレタンのヤング係数 E_u の違いによる影響を見るために、複合板CEにおける2500Hz以下の対称モードの固有振動数と合成減衰定数を示したものである。硬質ウレタン独自の変形が卓越したモードtype bは1951Hz以上で生じており、CBよりも大きい振動数で生じている。また、鋼板と硬質ウレタンが一体となって変形するモードの固有振動数を鋼板SB(表-2)の同じモード次数の固有振動数と比較すると、その差はCBよりも大きくなっている。これらのモードの合成減衰定数はCBよりも大きく、(1,1)モードで0.026となっている。

3.3 定常振動の低減特性

定常振動における硬質ウレタンの影響を明らかにするため、 $P = P_0 \cos \theta t$ ($P_0 = 1.0\text{N}$)が鋼板面中央に作用したとき(図-3)の振動速度共振曲線を求めて検討を行った。なお、共振曲線の算出には、共振曲線の収束性を検討した結果、4000Hz以下のすべての固有モードを用いた。

図-7は、鋼板SBと複合板CBの鋼板表面とウレタン表面の振動速度共振曲線を比較したものである。細実線がSBを、太実線がCBの鋼板表面を、点線がCBのウレタン表面の振動速度共振曲線を表し、縦軸は速度振幅、横軸は正弦波外力の振動数である。また、図中の(s), (u)はそれぞれ複合板の鋼板表面およびウレタン表面を意味する。

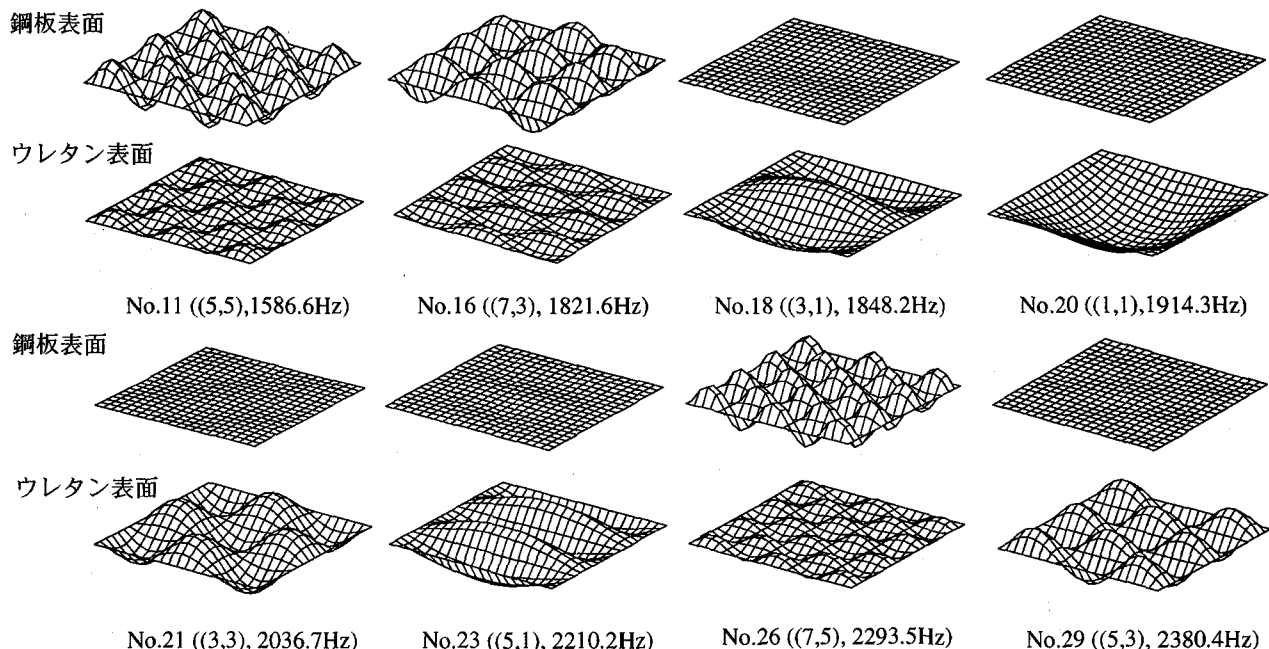


図-6 複合板CBの鋼板表面とウレタン表面のモード

表-4 複合板CEの固有振動数と合成減衰定数

No	m	n	type	f (Hz)	h	No	m	n	type	f (Hz)	h
1	1	1	a	133.2	0.026	10	1	7	a	1680.5	0.014
2	3	1	a	484.6	0.023	11	7	1	a	1680.5	0.014
3	1	3	a	484.6	0.023	12	3	7	a	1911.6	0.014
4	3	3	a	747.8	0.020	13	7	3	a	1911.7	0.014
5	1	5	a	987.4	0.018	14	1	1	b	1951.4	0.030
6	5	1	a	987.4	0.018	15	1	1	b	2066.8	0.030
7	3	5	a	1219.6	0.016	16	5	7	a	2376.5	0.013
8	5	3	a	1219.7	0.016	17	7	5	a	2376.5	0.013
9	5	5	a	1680.5	0.014						

a: 鋼板と硬質ウレタンが一体となった曲げ振動
b: 硬質ウレタン独自の変形が卓越した振動

CBsの共振振動数は、表-3における鋼板と硬質ウレタンが一体となって変形するモードの固有振動数と一致しており、前述の通りSBの共振振動数とは一致していない。CBsの共振点における速度振幅の減少は振動数が小さいほど顕著であり、最小共振振動数におけるCBの速度振幅はSB ($72.8 \times 10^{-3} \text{ m/s}$) の1/3以下となっている。これは、複合化によって硬質ウレタン分の剛性が増加したこと、さらに、硬質ウレタンの減衰が加わり固有振動数が小さいほど複合板の合成減衰定数大きい(表-3参照)ことによるものと考えられる。なお、この時の鋼板SBと複合板CBの静的たわみ量は、それぞれ $5.14 \times 10^{-6} \text{ m}$ 、 $1.79 \times 10^{-6} \text{ m}$ となり、硬質ウレタンの剛性の影響は静的にも無視できないことが確認できた。

CBuの共振曲線は最小共振振動数ではCBsとほぼ一致した速度振幅を示しているが、振動数が大きくなるのに伴ってCBsとの差は大きくなっている。1400Hz以上になると共振曲線に滑らかさがなく、CBsとは異なった傾向を示している。これは、1400Hz以上になると硬質ウレタン独自の変形が卓越するモードが数多く生じることから、これらの影

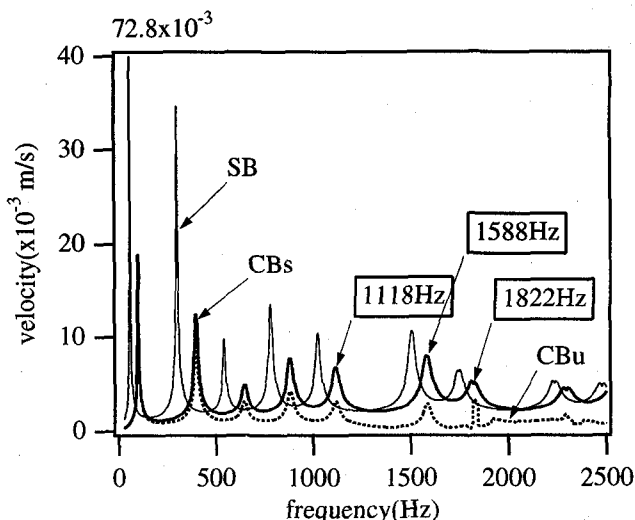


図-7 振動速度共振曲線の比較(CB)

響によるものと考えられる。CBuの共振点における速度振幅をSBの同一モードにおける共振点の速度振幅と比較すると、どのモードにおいても1/2~1/3に減少していることがわかる。

図-8は、振動数1118Hz、1588Hz、1822HzのときのCBの鋼板表面とウレタン表面における振動速度振幅の分布を示したものである。表-3および図-6を参照すると1118Hzでは(5, 3)、(3, 5)モード、1588Hzでは(5, 5)モードと(7, 1)、(1, 7)モード、1822Hzでは(7, 3)モードと(3, 7)モードが生じるはずであり、図-8においてそれぞれの振動数でこれらのモードが重ね合わされた速度振幅の様子が確認できる。いずれも鋼板表面よりもウレタン表面の速度振幅が小さく、鋼板表面と硬質ウレタン表面における振動速度の分布状態はほぼ一致していることがわかる。

図-9は、硬質ウレタンの減衰定数を0.01とした複合板CH

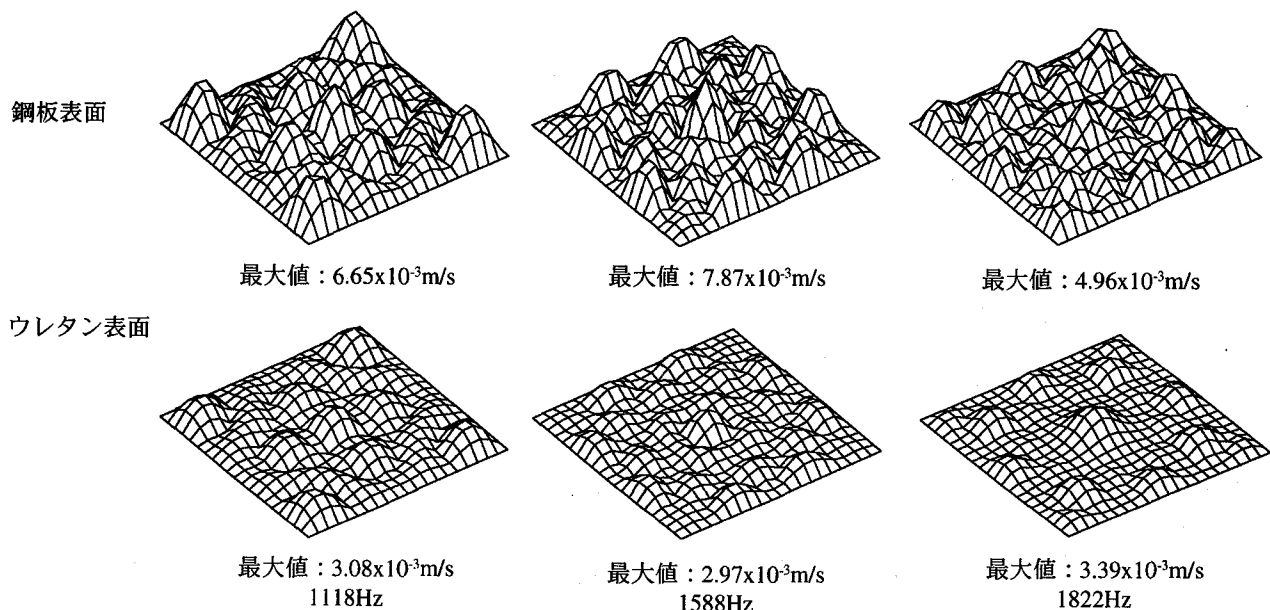


図-8 共振点における振動速度の分布 (CB)

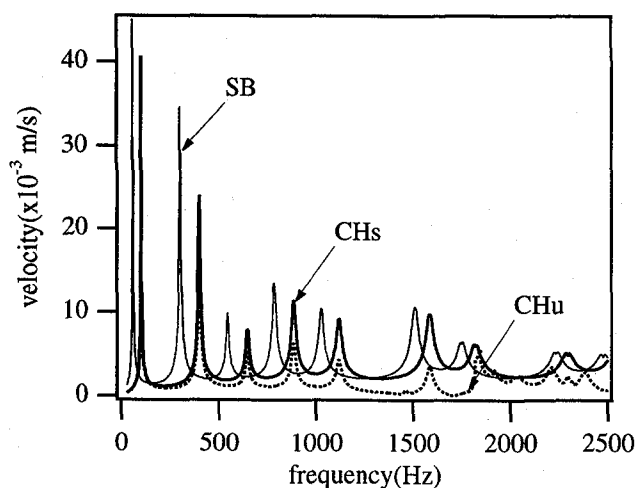


図-9 振動速度共振曲線の比較(CH)

と鋼板SBの振動速度共振曲線を比較したものである。細実線がSBを、太実線がCHの鋼板表面を、点線がCHのウレタン表面の振動速度共振曲線を表している。

図-7と比較すると、CHsの共振点における速度振幅は硬質ウレタンの減衰定数を0.03としたCBよりも大きく、最低次共振振動数における速度振幅はSBの約1/2になっている。CHの硬質ウレタンの減衰定数は鋼板と一致しているので、硬質ウレタンの剛性が加わっただけでも振動の低減効果が得られることがわかる。CHuの共振点における速度振幅をSBの同一モードにおける共振点の速度振幅と比較すると、どのモードにおいても約1/2に減少しているが、2000Hz前後ではCBuのような低下を示さず、CHsとは異なった振動数の共振点が現れている。減衰を無視すればCHの固有振動数はCBと同じなので、表-3を参照すると、これらの共振振動数は硬質ウレタン独自の變形が卓越するモードの固有振動数に対応していることがわかる。前述のとおり、CBuの共振曲線においても2000Hz前後でCBsと

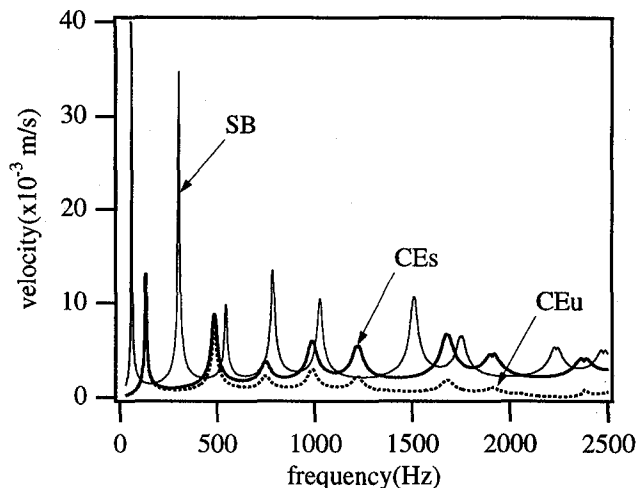


図-10 振動速度共振曲線の比較(CE)

は異なった傾向を示しているが、これは硬質ウレタンの減衰定数がCHよりも大きいため速度振幅が抑えられて共振点が不明確になったものと考えられる。

以上より、複合板の定常振動においては、低い振動数では鋼板表面とウレタン表面の振動速度が同程度に抑制されるが、高い振動数ではウレタン表面の振動速度の方が大きく抑制され、複合化していない鋼板に対するウレタン表面の振動速度の低減割合は共振振動数に関係なくほぼ一定であることが確かめられた。また、硬質ウレタンの減衰定数が鋼板と一定と仮定した場合でも、硬質ウレタンの剛性により低減効果が得られることがわかった。

次に、硬質ウレタンのヤング係数が異なる複合板CEと鋼板SBの振動速度共振曲線の比較を示す(図-10)。CEsの最低次共振振動数における速度振幅はSBの約1/5であり、CBsよりも大きな低下量を示している。CEuの共振点における速度振幅はSBの同一モードにおける共振点の速度振幅の1/5程度であり、1900Hz以上になると振動速度はさら

に低下してほとんど零となっている。図-7, 9のCB, CHの共振曲線と比較すると、硬質ウレタンの剛性が大きいほど速度振幅が低下し始める振動数は大きく、速度振幅は小さくなる傾向があることがわかる。速度振幅が大きく低下し始める振動数は、CBが約1400Hz、CEが約1900Hzであり、硬質ウレタン独自の変形が卓越する固有モードが生じる境界振動数にほぼ一致している。

すなわち、硬質ウレタン独自の変形が卓越するモードが生じる振動数においてウレタン表面の振動が抑えられ、硬質ウレタンの材料定数を変化させることにより制振効果が生じる振動数を変えることができるとともに、ヤング係数および減衰の大きい材料との複合化を行うことによって大きな制振効果が得られるものと考えられる。

3.4 放射音の低減特性

3.3で得られた振動速度を用いて、複合板の鋼板表面および硬質ウレタン表面の速度振幅がすべて音に変換されたとして式(13)を用いて振動速度のパワーを求め、鋼板SBの振動速度のパワーと比較することにより放射音の低減効果について検討を行った。なお、振動速度のパワーの算出は鋼板およびウレタン表面の分割数を20x20として行った。

図-11, 12, 13は、鋼板SBと複合板CB, CH, CEの振動速度のパワーと正弦波外力の振動数の関係を比較したものである。縦軸は振動速度のパワー(dB)、横軸は正弦波外力の振動数であり、複合板については鋼板表面およびウレタン表面の振動速度のパワーをそれぞれ実線と点線で示している。

図-11より、SBおよびCBともに図-7の振動速度共振曲線の共振振動数で振動速度のパワーのピークを示していることがわかる。CBsの振動速度のパワーは振動数が小さいほど複合化による低減効果が顕著に現れ、最低次共振点では鋼板SBよりも約10dBの低下を示している。CBuは、2000Hz付近のパワーがCBsよりも大きくなっているが、その他の振動数ではCBsとほぼ同じ振動数でピークを示し、それらのピーク値をSBと比較すると、その差は振動数が大きくなるのに伴って若干大きくなる傾向にあるが、約10dB程度の低下となっている。

硬質ウレタンの減衰定数を0.01としたCH(図-12)では、鋼板表面の振動速度のパワーは最低次共振点でSBよりも約5dBの低下を示し、低減効果はCBよりも小さい。また、ピーク時におけるSBとの差はCBと同様に振動数が大きくなるのに伴って小さくなっている。CHuでは、2000Hz以上においてCHsとは異なった振動数でいくつものピークを示している。これより、硬質ウレタンの減衰定数がある程度大きくなければ高い振動数における放射音の低減効果が得られない場合があることがわかる。

硬質ウレタンのヤング係数が異なる複合板CE(図-13)では、SBに対するピーク時の振動速度のパワーの低下量はCB, CHに比べて最も大きく、最低次で約15dBの低下を示

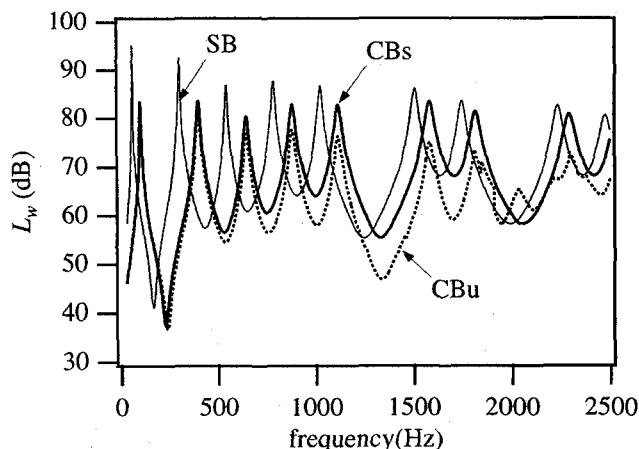


図-11 振動速度のパワーの比較(CB)

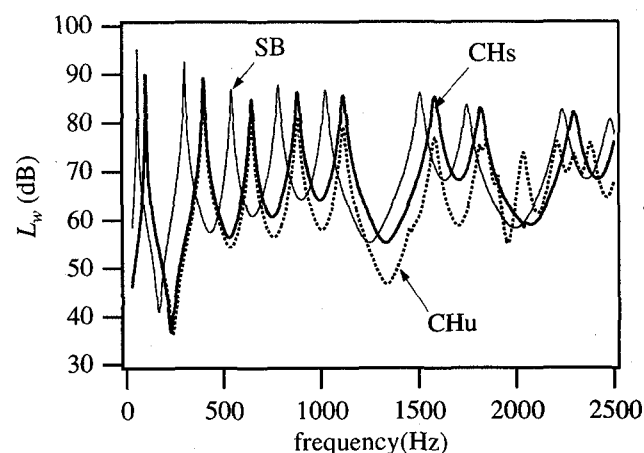


図-12 振動速度のパワーの比較(CH)

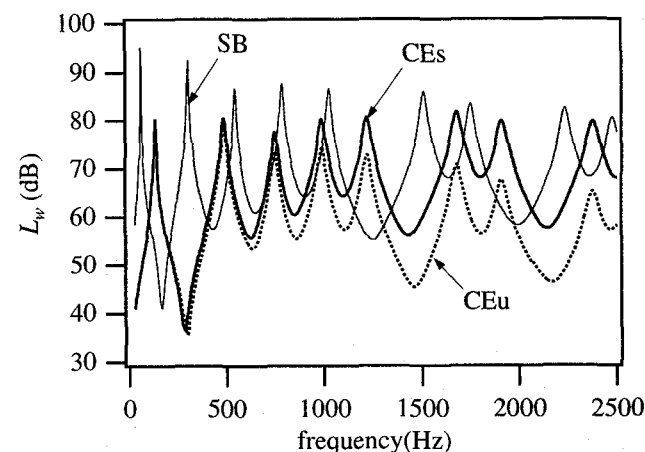


図-13 振動速度のパワーの比較(CE)

している。CEuにおいてもSBとの差は大きく、2000Hz以上では約20dBの低下となっている。これより、硬質ウレタンの剛性が大きいと放射音の低減効果も大きくなることがわかる。

4. まとめ

鋼・硬質ウレタン複合板について、有限帯板法および有限プリズム法ならびにモード解析法を用いた解析を行い、固有振動特性および定常振動の低減特性の検討を行った。

さらに、放射音の低減効果の目安として鋼板および複合板表面の振動速度のパワーを求め、その低減効果について検討した。

その成果をまとめると以下のようになる。

- (1) 複合板の固有振動においては、高次になると硬質ウレタンの変形が卓越するモードが生じ、幅方向の波数が同じ固有振動が複数存在する。
- (2) 複合板の鋼板表面とウレタン表面の振動速度共振曲線は、低次の共振点ではほぼ一致するが、高次になると両者に差が生じ、硬質ウレタンの変形が卓越するモードの存在によってウレタン表面の振動速度は大きく低減する。なお、複合化していない鋼板に対するウレタン表面の振動速度の低下割合は、共振振動数に関係なくほぼ一定となる。
- (3) 複合板の鋼板表面およびウレタン表面における振動速度の低減効果は、硬質ウレタンのヤング係数および減衰定数が大きくなるのに伴って大きくなる。
- (4) 複合板表面の振動速度のパワーは、鋼板表面では振動数が小さい共振点で顕著な低減効果を示す。ウレタン表面では振動数が大きくなるのに伴って低減効果が大きくなる。ただし、硬質ウレタンのヤング係数および減衰定数が小さい場合には、硬質ウレタン独自の変形により鋼板表面よりも大きな振動速度のパワーを示す場合がある。

参考文献

- 1) 杉本一朗, 三木千壽, 市川篤司, 伊藤裕一: 高速走行下での鋼鉄道橋箱桁の動的挙動と補剛材下端部の応力, 構造工学論文集, Vol.43A, pp.1003-1012, 1997.
- 2) 阿部英彦, 稲葉紀昭, 森脇良一: 腹板に消音鋼板を使用したけたの諸特性, 構造物設計資料, No.48, pp.2-7, 1976.
- 3) 山田健太郎, 森野真之, 聖生守雄, 安波博道: サンドイッチ制振鋼板溶接継手の疲労特性, 土木学会論文集, No.489/I-27, pp.147-156, 1994.
- 4) 高田省一: 有限要素法による積層制振梁の損失係数計算法, 日本音響学会誌, 第4号, pp.259-270, 1995.
- 5) 保坂鐵矢, 光木香, 西海健二, 中村俊一: 鋼とコンクリートを組み合わせた鉄道橋用主桁の騒音・振動低減効果に関する実験的研究, 構造工学論文集, Vol.44A, pp.889-897, 1998.
- 6) 太田貞次, 深沢泰晴, 桧貝勇: 硬質ウレタンを充填した合成型枠橋の開発研究, 構造工学論文集, Vol.39A, pp.1279-1288, 1993.
- 7) 太田貞次, 深沢泰晴, 小川夏樹: 硬質ウレタン添加によるプレートガーダーの制振・消音, 第21回土木学会関東支部技術研究発表会講演概要集, I-29, 1994.
- 8) 岡村美好, 深沢泰晴, 太田貞次: 硬質ウレタンを添加したプレートガーダーの波動伝播特性, 構造工学論文集, Vol.43A, pp.73-80, 1997.
- 9) 岡村美好, 深沢泰晴: 鋼・硬質ウレタン複合部材の局部振動特性, 応用力学論文集, Vol.1, pp.345-353, 1998.
- 10) Cheng, Y. K.: Finite Strip Method in Structural Analysis, PERGAMON PRESS, 1976.
- 11) 岸徳光, 松岡健一, 能町純雄: 有限プリズム要素法を用いた単鉄筋RC梁の位相速度分散曲線とモード分布, 構造工学論文集, Vol.35A, pp.785-793, 1989.
- 12) 大崎順彦: 建築振動理論, pp.299-316, 彰国社, 1996.
- 13) 小嶋直哉, 生駒勝啓, 福田基一: 振動板から放射される騒音の予測に関する研究(第1報, 円形板における振動と放射騒音の関係), 日本機械学会論文集(C編), 第46巻, 第411号, pp.1355-1363, 1980.
- 14) 小坪清真: 土木振動学, 森北出版, pp.128-134, 1980.
- 15) 能町純雄, 角田与史雄, 岸徳光: 走行荷重による橋桁の低周波発振評価の一試案, 環境情報科学, 第6巻, 第4号, pp.77-81, 1997.

(1998年9月18日受付)