

I - B 482

薄肉合成閉断面ばりの曲げ-ねじり振動における損失係数に関する検討

川田工業 正 員○榊田智子
山口大学 正 員 麻生稔彦・會田忠義
松江高専 正 員 大屋 誠

1. まえがき

鋼材に代表される構造用材料は強度も高く、成形加工性に優れているが振動エネルギーを吸収する性能は小さい。そこで、制振鋼板のようにゴム等の粘弾性材をコアとして金属層でサンドイッチ状に挟んだ構造部材が振動低減のために有効であると考えられている。サンドイッチばり、サンドイッチ平板についてはこれまでにいくつかの研究がなされ、主に曲げ振動について検討されている。本研究では粘弾性材を用いた薄肉合成閉断面を提案し、合成断面を用いたばりの曲げ-ねじり連成振動における損失係数を求め、損失係数に与える粘弾性材の材料や形状の影響を検討した。

2. 薄肉合成閉断面ばりの損失係数の誘導

図-1に粘弾性材（減衰材）を部分的にもつ長さ ℓ の薄肉合成閉断面ばりの解析モデル断面図を示す。図-1において断面の高さを h 、幅を a 、減衰材の幅を b とする。また、減衰材、非減衰材の肉厚はいずれも等しく t とする。図-1において断面を単一断面と考えた場合の断面の中心を O 、図心を G 、せん断中心を C とし、 y 軸方向に中心 O から図心 G までの距離を y_0 、図心 G からせん断中心 C までの距離を y_c とする。なお図-1で示した解析モデルは y 軸について対称であるため x 軸方向の図心およびせん断中心のずれは生じない。ここで非減衰材の弾性係数を E_s 、せん断弾性係数を G_s とし、減衰材の弾性係数を E_d 、せん断弾性係数を G_d とする。解析にあたっては式(1)に示す弾性係数比 n_E 、せん断弾性係数比 n_G を用いることにより減衰材を非減衰材に換算するが、式(1)中のポアソン比 ν_s 、 ν_d の影響は小さいものとし、弾性係数比 n_E とせん断弾性係数比 n_G は等しいものとする。

$$n_E = E_d / E_s, \quad n_G = G_d / G_s = (1 + \nu_s) / (1 + \nu_d) n_E \quad (1)$$

系の損失係数 η は全ひずみエネルギー E に対する減衰材で消費されるエネルギー ΔE の比として式(2)で表される。式中の η_G は減衰材の材料損失係数である。

$$\eta = \eta_G \Delta E / E \quad (2)$$

E 、 ΔE は式(3)で表され表-1に $E_1 \sim E_{12}$ を示す。

$$E = \sum_{n=1}^{12} E_n, \quad \Delta E = \sum_{n=7}^{12} E_n \quad (3)$$

表-1において y 方向せん断流 $q_y = 0$ より $E_5 = 0$ 、 $E_{11} = 0$ となる。また、減衰材の弾性係数は非減衰材に比べて十分小さいものとし近似的に、 $E_7 = 0$ とする。

3. 解析結果

今回解析の対象とした薄肉合成閉断面ばりの諸元を表-2に示す。解析モデルの減衰材部分は振動低減効果が大きい高減衰ゴムを、非減衰材部分では鋼材を想定した。高減衰ゴムと鋼材のせん断弾性係数比はほぼ $n_G \leq 1/10^4$ であることから、弾性係数比 $1/10^4$ 、 $1/10^5$ 、 $1/10^6$ の場合について検討し、減衰材の幅 b は、ばりの幅 a との比が $b/a = 0.1 \sim 1.0$ となるように減衰材の幅を変化させた。

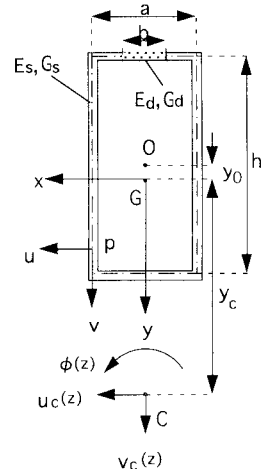


図-1 解析モデル断面図

表-1 ひずみエネルギー

	非減衰材	減衰材
曲げに伴う垂直応力によるひずみエネルギー	$E_1 = \frac{E_s}{2} \left[I_y \int_0^\ell \{u''(z)\}^2 dz + I_x \int_0^\ell \{v''(z)\}^2 dz \right]$	$E_7 = 0$
そりねじりに伴う垂直応力によるひずみエネルギー	$E_2 = \frac{E_s}{2} I_{\omega\omega} \int_0^\ell \{\phi''(z)\}^2 dz$	$E_8 = \frac{E_d}{2} I_{\omega\omega} \int_0^\ell \{\phi''(z)\}^2 dz$
純ねじりに伴うせん断応力によるひずみエネルギー	$E_3 = \frac{G_s(2a+2h-b)}{2t} \{k_r\}^2 \int_0^\ell \{\phi'(z)\}^2 dz$	$E_9 = \frac{bG_d}{2tn_d} \{k_r\}^2 \int_0^\ell \{\phi'(z)\}^2 dz$
曲げに伴うx方向せん断応力によるひずみエネルギー	$E_4 = \frac{E_s^2}{2G_s I_y} \int_0^\ell \{q_x\}^2 ds \int_0^\ell \{u''(z)\}^2 dz$	$E_{10} = \frac{E_d^2}{2G_d n_d I_y} \int_0^\ell \{q_x\}^2 ds \int_0^\ell \{u''(z)\}^2 dz$
曲げに伴うy方向せん断応力によるひずみエネルギー	$E_5 = 0$	$E_{11} = 0$
そりねじりに伴うせん断応力によるひずみエネルギー	$E_6 = \frac{E_s^2}{2G_s I_\omega} \int_0^\ell \{S_\omega\}^2 ds \int_0^\ell \{\phi''(z)\}^2 dz$	$E_{12} = \frac{(E_d)^2}{2tn_d G_d} \int_0^\ell \{S_\omega\}^2 ds \int_0^\ell \{\phi''(z)\}^2 dz$

キーワード：損失係数、薄肉合成閉断面、曲げ-ねじり振動

連絡先：〒755-8611 宇部市常盤台2557 TEL 0836-35-9934 FAX 0836-35-9429

図-2に弾性係数比および b/a と損失係数の関係を曲げ振動卓越時とねじり振動卓越時についてそれぞれ示す。ここで、図中のBは曲げ振動卓越時を、Tはねじり振動卓越時を表す。曲げ振動卓越時の $n_E = n_G = 1/10^4$ において、1次振動は $b/a = 0.3$ 、2次振動は $b/a = 0.4$ で、それぞれ損失係数は最大値をとり、3次振動～5次振動では $b/a = 0.1$ で損失係数は最大である。一方、弾性係数比 $1/10^5, 1/10^6$ のときは、1次振動の損失係数が他の振動次数の損失係数に比べて非常に大きくなっている。ねじり振動卓越時の損失係数は弾性係数比が小さくなり、 b/a が大きくなると減少している。さらに、

表-2 解析諸元

はりの長さ l (m)	4.0
支持条件	固定-自由
断面の幅 a (m)	0.1
断面の高さ h (m)	0.2
断面の厚さ t (m)	0.005
非減衰材のヤング率 E_0 (kgf/m ²)	2.1×10^{10}
非減衰材のせん断弾性係数 G_0 (kgf/m ²)	7.9×10^9
減衰材の材料損失係数 η_0	0.30

振動次数が高くなると損失係数は小さくなる。また、ねじり振動卓越時の損失係数は曲げ振動卓越時の損失係数よりも大きい。この現象をひずみエネルギーから考察するために、図-3に減衰材に生じるひずみエネルギーの中でも非常に大きい、純ねじりに伴うせん断応力によるひずみエネルギー E_0 を曲げ振動卓越時とねじり振動卓越時のそれぞれ1次振動について示す。図-3から曲げ振動卓越時、ねじり振動卓越時ともに各弾性係数比で E_0 が最大値をとる b/a で損失係数は最大となることがわかる。また、ねじり振動卓越時の E_0 は曲げ振動卓越時の E_0 よりも大きくなるため、ねじり振動卓越時の損失係数が曲げ振動卓越時よりも大きくなると考えられる。図-4に減衰材断面の両端に生じるねじりによるそりを、曲げ振動卓越時とねじり振動卓越時の1次振動について示す。曲げ振動卓越時、ねじり振動卓越時ともにねじりによるそりが最大値をとる b/a で E_0 は最大となっている。 $n_E = n_G = 1/10^4$ のとき、曲げ振動卓越時の $b/a = 0.3$ でねじりによるそりが最大となるのは、 $b/a = 0.3$ で連成するねじり振動が大きくなるためと考えられる。ねじり振動卓越時のねじりによるそりが、弾性係数比によらずほぼ一定である。これは弾性係数比が変化してもねじり振動の大きさにほとんど影響がないからである。ねじり振動卓越時のねじりによるそりは曲げ振動卓越時よりも大きくなっているため、ねじり振動卓越時の E_0 が曲げ振動卓越時よりも大きくなると考えられる。

4. おわりに

提案した合成断面を有するはりの曲げ-ねじり連成振動において、減衰材のせん断弾性係数および幅が損失係数に与える影響があきらかとなった。

（参考文献）

- 1) 山崎徳也, 彦坂照: 構造解析の基礎, 共立出版株式会社

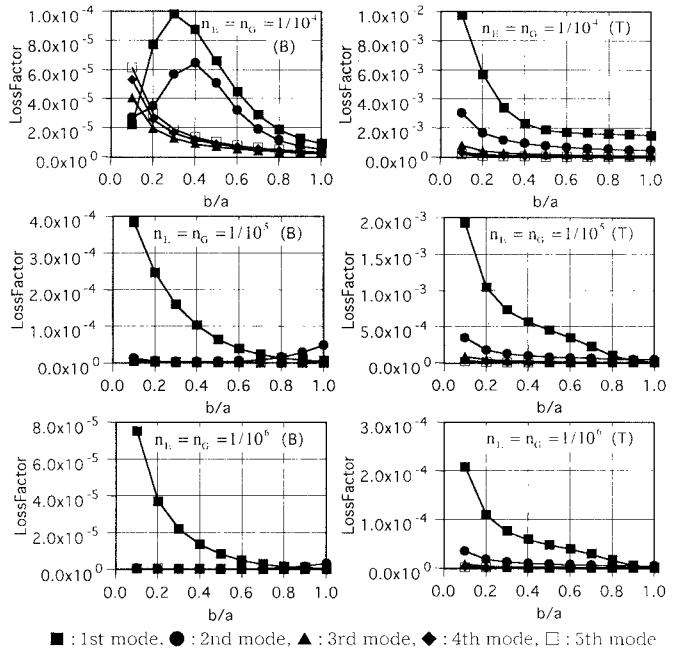


図-2 損失係数の変化

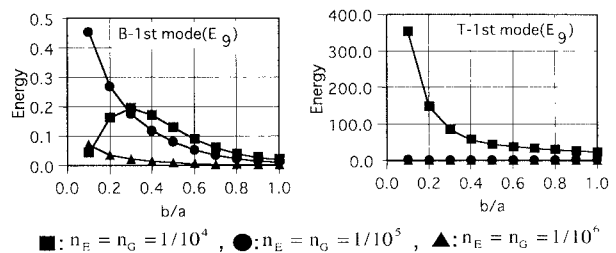


図-3 E_0 の変化

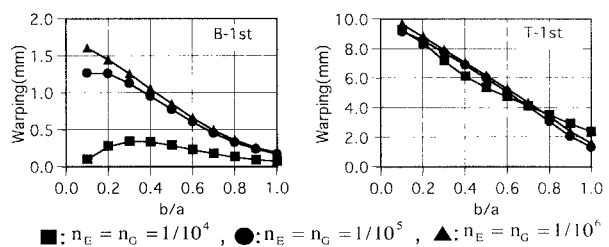


図-4 そりの変化