

I-B 168 拘束せん断層を部分的に装置した平板の損失係数に関する検討

山口大学工学部 学生員○椿辰一郎

山口大学工学部 正 員 麻生稔彦

山口大学工学部 正 員 會田忠義

1 まえがき

土木構造物の動的応答を低減する方法として、構造物を構成する個々の部材に拘束された粘弾性ゴム等を定着しサンドイッチ構造とする方法が考えられる。この方法についての研究はこれまでにみなされているが、まだ明確でない点もある。そこで本研究ではサンドイッチ構造とした平板の損失係数に関する基礎的な特性のうち、部分的に拘束せん断層を有する平板の損失係数について検討した。

2 拘束せん断層を部分被覆した場合の損失係数の解法

いま、図-1に示すサンドイッチ平板を考える。図-1において第3層は、高さ t_3 、長さ L 、幅 W の基本平板であり、 y 軸に平行な境界は単純支持とし x 軸に平行な境界について任意の境界条件を持つものとする。また第1層、第2層はそれぞれ高さ t_1 、 t_2 の拘束層およびせん断層であり、基本平板の左下端部より x 方向に a 、 y 方向に c の位置に長さ p_L 、幅 p_w で被覆している。ここで、拘束層、基本平板の弾性係数を E_1 、 E_3 ポアソン比を ν_1 、 ν_3 、せん断層の材料

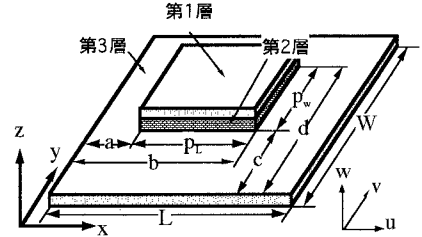


図-1 解析モデル概要図

損失係数を β とし、せん断弾性係数を $G=G^*(1+i\beta)$ とする。解析にあたっては以下の仮定を設ける。(1) 第2層の弾性係数は第1層、第3層に比べて小さく、第2層には軸力は生じない。(2) 各層の z 方向変位は等しい。(3) 第1層、第3層のせん断変形は無視する。(4) 各層間にすべりは生じない。以上の仮定により図-1において考慮する変位は拘束層、基本平板の x 軸方向変位 u_1 、 u_3 および y 軸方向変位 v_1 、 v_3 と各層の上下方向変位 w とする。 x 方向の振動次数を m 、 y 方向の振動次数を n とすると変位は次式で表される。

$$\begin{aligned} u_1 &= \left\{ c_1 - u_m \cos \frac{m\pi}{p_L} (x-a) \sin \frac{n\pi}{p_w} (y-c) \right\} \sin \omega t & v_1 &= \left\{ c_2 - v_m \sin \frac{m\pi}{p_L} (x-a) \cos \frac{n\pi}{p_w} (y-c) \right\} \sin \omega t \\ u_3 &= \bar{u} \cos \frac{m\pi}{p_L} (x-a) \sin \frac{n\pi}{p_w} (y-c) \sin \omega t & v_3 &= \bar{v} \sin \frac{m\pi}{p_L} (x-a) \cos \frac{n\pi}{p_w} (y-c) \sin \omega t \\ w &= w_m \sin \lambda_m x (L_1 \sin \lambda_n y + L_2 \cos \lambda_n y + L_3 \sinh \lambda_n y + L_4 \cosh \lambda_n y) \sin \omega t \end{aligned} \quad (1)$$

ここで、 $L_1 \sim L_4$ 、 λ_m 、 λ_n ：支持条件、振動次数により定まる定数、 $\bar{u} = f_1 u_m + f_2 v_m$ 、 $\bar{v} = f_3 u_m + f_4 v_m$

第1層～第3層に生じるひずみエネルギー $E_1 \sim E_3$ および系の運動エネルギー T は変位を用いてそれぞれ(2)～(5)式で示される。

$$E_1 = \frac{E_1 t_1}{2(1-\nu_1^2)} \int_a^b \int_c^d \left[\frac{\partial u_1}{\partial x} \left(\frac{\partial u_1}{\partial x} + \nu_1 \frac{\partial v_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial v_1}{\partial y} \left(\frac{\partial v_1}{\partial y} + \nu_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \frac{1-\nu_1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial y} + \nu_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \right)^2 \right. \\ \left. + \frac{t_1^2}{12} \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu_1 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu_1 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + 2(1-\nu_1) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right\} \right] dx dy \quad (2)$$

$$E_2 = \frac{G}{2t_2} \int_a^b \int_c^d \left\{ \left(u_1 - u_3 + \bar{a} \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(v_1 - v_3 + \bar{a} \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} dx dy \quad (3)$$

$$E_3 = \frac{E_3 t_3}{2(1-\nu_3^2)} \int_a^b \int_c^d \left[\frac{\partial u_3}{\partial x} \left(\frac{\partial u_3}{\partial x} + \nu_3 \frac{\partial v_3}{\partial y} \right) + \frac{\partial v_3}{\partial y} \left(\frac{\partial v_3}{\partial y} + \nu_3 \frac{\partial u_3}{\partial x} \right) + \frac{1-\nu_3}{2} \left(\frac{\partial u_3}{\partial x} + \nu_3 \frac{\partial v_3}{\partial y} \right)^2 \right] dx dy \\ + \frac{E_3 t_3^3}{24(1-\nu_3^2)} \int_0^L \int_0^W \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu_3 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu_3 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + 2(1-\nu_3) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right\} dx dy \quad (4)$$

$$T = \frac{1}{2} \int_a^b \int_c^d \rho_1 t_1 \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dy + \frac{1}{2} \int_a^b \int_c^d \rho_2 t_2 \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dy + \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^W \rho_3 t_3 \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dy \quad (5)$$

ここで系の1周期の運動について式(6)で示されるレーリー・リッツの定理を適用すると、最終的に系の損失係数に関して式(7)が得られる。

$$\int_0^{2\pi\omega_0} (E_1 + E_2 + E_3 - T) dt = 0 \quad (6) \quad \{\omega^2 - R^2(1 + \eta^2 i)\} w_{max} = 0 \quad (7)$$

3 数値解析結果

先に示した解析法を用いて拘束せん断層を基本平板に部分被覆した場合の損失係数の検討を行った。解析モデルの諸元を表-1に示す。この諸元は文献1)に示されているものを用いた。解析にあたってはx軸およびy軸に沿う境界いずれも単純支持とした。図-2に拘束せん断層が基本平板を覆う割合(被覆率 ζ)が損失係数 η に与える影響について解析した結果を示す。ここで被覆率 ζ とは基本平板の面積 A_3 に対する拘束せん断層の面積 A_1 の比($\zeta = A_1/A_3$)としている。図-2(a)では基本平板中央より徐々に被覆し、最終的に平板全体を覆う($A_1=A_3$)ように ζ を変化させ η を求めた。この図より、振動次数によらず、 ζ が0.1以下で η は非常に小さく、その後の増加につ

れ η が増加していることがわかる。また基本平板の振動次数が $m=1, n=1$ で損失係数が多い。したがって η は振動次数、被覆率に大きく影響されるものと考えられる。ここで、被覆の進行による影響を検討するため同じ平板の左下端部から徐々に被覆した場合の結果を図-2(b)に示す。

図-2(a)と(b)を比較すると同じ被覆率においてもその被覆位置により η が異なることがわかる。したがって被覆位置により η が異なるものと考えられるため、拘束せん断層の位置が損失係数に与える影響について解析した結果を図-3に示す。

解析では、対象平板の面積の25分の1($\zeta=0.04$)の大きさの拘束せん断層の位置を変化させた。図-3より、いずれの振動モードでも基本平板のモーメントが大きくなる場所に拘束せん断層を被覆すると η が大きくなっている。ここで、振動次数が $m=1, n=1$ の基本平板の四隅に被覆した場合、および振動次数が $m=2, n=2$ の基本平板の中央に被覆した場合について η が大きくなっているが、

これは基本平板のねじれモーメントの影響と考えられる。また、境界条件をPin-Fix-Pin-Fixとした場合の結果を図-4に示す。この結果も先の単純支持の場合と同様の傾向を示している。

参考文献1) A.K.Lall : Vibration and Damping Analysis of Rectangular Plate with Partially Covered Constrained Viscoelastic Layer, Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design, pp241-247, 1987

表-1 解析諸元

基本平板の諸元	
長さ	$L=1.0\text{ m}$
幅	$W=1.0\text{ m}$
厚さ	$t_3=0.005\text{ m}$
単位体積質量	$\rho_3=7.8 \times 10^3\text{ kg/m}^3$
弾性係数	$E_3=2.07 \times 10^{11}\text{ N/m}^2$
ポアソン比	$\nu_3=0.334$
拘束層の諸元	
厚さ	$t_1=0.005\text{ m}$
単位体積質量	$\rho_1=7.8 \times 10^3\text{ kg/m}^3$
弾性係数	$E_1=2.07 \times 10^{11}\text{ N/m}^2$
ポアソン比	$\nu_1=0.334$
せん断層の諸元	
厚さ	$t_2=0.005\text{ m}$
単位体積質量	$\rho_2=2.0 \times 10^3\text{ kg/m}^3$
せん断弾性係数	$G^*=4.0 \times 10^9\text{ N/m}^2$ $\beta=0.38$

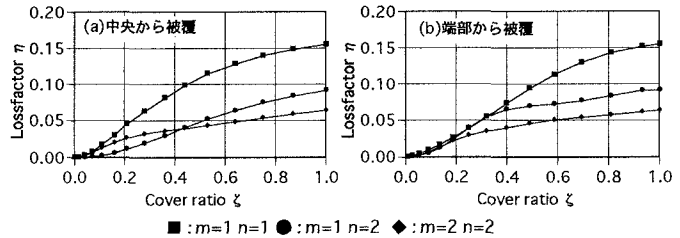


図-2 被覆率が損失係数に与える影響

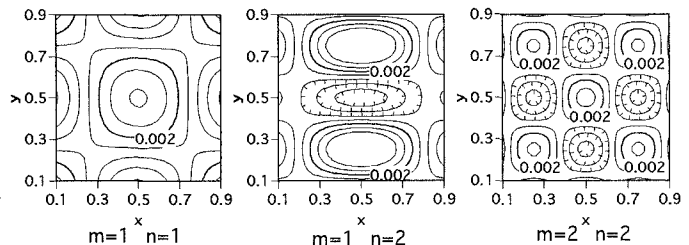


図-3 被覆位置が損失係数に与える影響 (Pin-Pin-Pin-Pin)

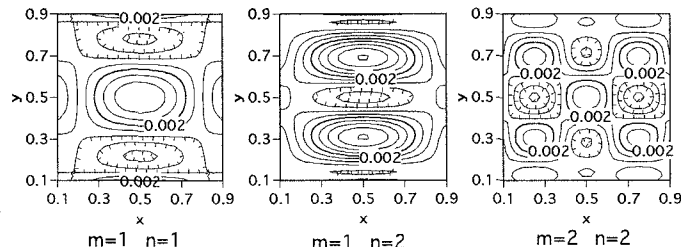


図-4 被覆位置が損失係数に与える影響 (Pin-Fix-Pin-Fix)