

# 制振器による吊橋の制振効果について

東北工業大学 正員・山田 俊次

“ 高橋 龍夫

構造物の振動防止を行なうために、或る種の吸振装置を用いるという考え方は、数多くの人々により提唱されて来ている。この等価吸振装置は“dynamic damper”であり“オイルダンパー”と呼ばれるものであり、橋梁の振動防止、あるいは建築物の耐震装置として用いられている例も少なくない。筆者等も、構造物、特に吊橋等の可撓性構造物の振動防止を行うための吸振装置の有効性を提唱している。本研究はその一部となすものであり、車吸振器(D.V.D.S.)を吊橋に適用した場合の防振効果を検討しようとするものである。理論計算上の誘導を行ない、模型による実験を行うとともに、ポリミナブなプロトタイプD.V.D.S.の作製を行ない、実際の吊橋への応用を試みた。今回は実橋への応用例を主体に発表する。

図1に示すような単径間の

吊橋にD.V.D.S.を1基だけ

取り付けけた場合、鉛直たわみ

振動の方程式は一般に次の

連立偏微分方程式で与えられる

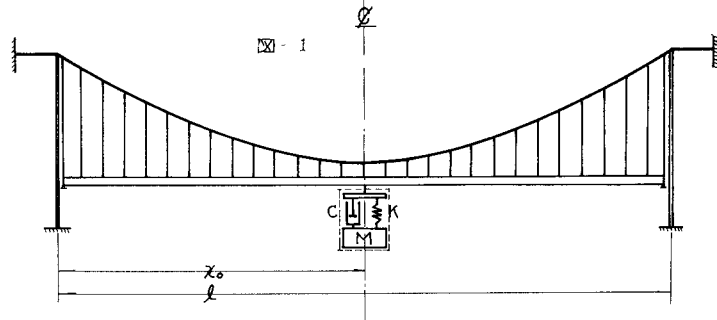
但し振動たわみによる水平反力

の増加分は考えないものとする。

この2つの式よりD.V.D.S.と

もつ吊橋の固有振動数の変化、

および減衰効果の大きさは特性方程式を解くことにより求められる。



$$\left\{ \begin{aligned} \frac{w}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - Hw \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + C \left[ \frac{\partial y}{\partial t} - Dv \right] \delta(x-x_0) - k[y - Dd] \delta(x-x_0) &= P(x,t), \quad (1) \\ \frac{w}{g} \frac{d^2 y}{dt^2} + C \left[ \frac{dy}{dt} - Sv \right] + K[y - Sd] &= 0, \quad (2) \end{aligned} \right.$$

$\frac{w}{g}$  : 吊橋の単位長さ当りの質量,  $EI$  : 吊橋補剛桁の曲げ剛性,  $Hw$  : ケーブルの水平反力

$C$  : D.V.D.S.の粘性抵抗力,  $K$  : D.V.D.S.のバネ係数  $\frac{w}{g}$  : D.V.D.S.の質量

$Dv$  : D.V.D.S.の振動速度,  $Dd$  : D.V.D.S.の振動変位,  $Sv$  : D.V.D.S.取付点の吊橋の振動速度,

$Sd$  : D.V.D.S.取付点の吊橋の振動変位,  $P(x,t)$  : 吊橋に作用する外力

$$\text{特性方程式} \quad D - A_1 A_4 - A_2 A_3 = 0, \quad (3)$$

$$A_1 = \left[ \sinh \alpha \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho l \right) - \frac{\beta}{\alpha} \left[ \sinh \alpha \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho l \right) \right] + \frac{[1 + (1 - \frac{\beta}{\alpha})] \pm i \mu r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha})^{\frac{1}{2}} + \bar{r}}{[2r^2 - 8r] - [r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha}) \pm i \mu \mu r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha})^{\frac{1}{2}} + \bar{m} R]} \right] \left[ \sinh \alpha x_0 \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho x_0 \right) - \frac{\beta}{\alpha} \left[ \sinh \alpha x_0 \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho x_0 \right) \right] \right] \left[ \sinh \alpha (l - x_0) \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho (l - x_0) \right) \right]$$

$$A_2 = \left[ \sinh \alpha \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho l \right) - \frac{\beta}{\alpha} \left[ \sinh \alpha \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho l \right) \right] + \frac{[1 + (1 - \frac{\beta}{\alpha})] \pm i \mu r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha})^{\frac{1}{2}} + \bar{r}}{[2r^2 - 8r] - [r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha}) \pm i \mu \mu r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha})^{\frac{1}{2}} + \bar{m} R]} \right] \left[ \sinh \alpha x_0 \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho x_0 \right) - \frac{\beta}{\alpha} \left[ \sinh \alpha x_0 \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho x_0 \right) \right] \right] \left[ \sinh \alpha (l - x_0) \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho (l - x_0) \right) \right]$$

$$A_3 = \left[ \sinh \alpha \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho l \right) - \frac{\beta}{\alpha} \left[ \sinh \alpha \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho l \right) \right] + \frac{[1 + (1 - \frac{\beta}{\alpha})] \pm i \mu r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha})^{\frac{1}{2}} + \bar{r}}{[2r^2 - 8r] - [r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha}) \pm i \mu \mu r^2 (1 - \frac{\beta}{\alpha})^{\frac{1}{2}} + \bar{m} R]} \right] \left[ \sinh \alpha x_0 \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho x_0 \right) - \frac{\beta}{\alpha} \left[ \sinh \alpha x_0 \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho x_0 \right) \right] \right] \left[ \sinh \alpha (l - x_0) \left( \frac{\beta}{\alpha} \sinh \rho (l - x_0) \right) \right]$$

$$A_4 = \frac{[\sinh \alpha(1-\frac{r}{l})] \pm i \mu r^2 (1-\frac{r}{l})^{\frac{1}{2}} + \tilde{r}}{[2(1-\frac{r}{l})] \pm i \mu r^2 (1-\frac{r}{l})^{\frac{1}{2}} + \tilde{m} \tilde{r}} [\sinh \alpha \alpha - \frac{\alpha}{\beta} \sinh \alpha \beta] [\sinh \alpha(t-\alpha) - \frac{\alpha}{\beta} \sinh \alpha(t-\beta)],$$

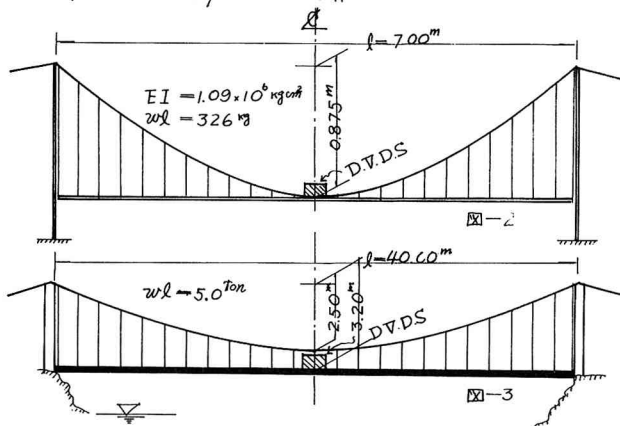
$$\eta = \frac{H \omega^2}{EI}, \quad \mu = \frac{C l}{EI \eta^2}, \quad \tilde{r} = \frac{K l^3}{EI}, \quad \tilde{m} = \frac{w l}{W}, \quad \alpha = r l^{\frac{1}{2}}, \quad \beta = \frac{r}{l} [1 - \frac{\eta}{\eta^2}]^{\frac{1}{2}}, \quad i = [-1]^{\frac{1}{2}}$$

特性方程式より、任意の次数における振動数および振動減衰効果(対数減衰率)が求められる。今式(3)を満足させる $r$ の値と  $r = \bar{r} \pm iI$  とおけば次の関係式より  $R$  および  $I$  が得られ、D.V.D.S. をもつ吊橋の

$$S^2 = -\frac{b^2 r^4}{l^4} - \frac{b^2 \tilde{r}^2}{l^4} = [-R \pm iI]^2 \quad (R, I \text{ はそれぞれ正の実数})$$

振動数  $\omega$  と対数減衰率<sup>δ</sup>は、それぞれ  $\omega S = I$ ,  $\delta = 2\pi R/I$  より計算される。

図2は実験に用いた単径間吊橋の模型の概略である。図3は実験に使用した吊橋の概略である。本橋は宮城県白石市小原にある木製の床組をもつ黒補剛吊橋であり総重量を測定による推定値である。実橋に用いたD.V.D.S.のダッシュポット機構は塩化ビニル製の円筒(外径27cm, 内径25cm)のシリンドラート、径が23cmで厚さが0.8cmのピストンより成り、用いたオイルは大協モーターオイルISW40SDであった。ピストン機構を操作することにより粘性抵抗力は、0.045 kg/cm<sup>2</sup> ~ 0.207 kg/cm<sup>2</sup> の範囲で6段階に変化出来るものである。



上の写真は、実吊橋に取り付けられたD.V.D.S.の試作品である。図4,5は実吊橋および模型吊橋の実験値を妥当と思われる曲線で結んだものであり、縦軸=対数減衰率、横軸=橋とD.V.D.S.との振動数比となっている。図中のCはダッシュポットの(いすいすい対称→双振動)

粘性抵抗力(kg/cm<sup>2</sup>)を示し、実橋におけるD.V.D.S.のバネ係数は3.66 kg/cm<sup>2</sup>、重量は12.7 kg ~ 67.3 kgであり、模型においては、それぞれ0.86 kg/cm<sup>2</sup>、3.2 ~ 8.4 kgであった。いずれもD.V.D.S.による制振効果が顕著であることを示しており、D.V.D.S.の吸振装置との有効性を示差する資料になり得ると考えられる。本実験には、東北工大4年生の狩野 紺野、斎藤 三君の協力を得たことを附記する。

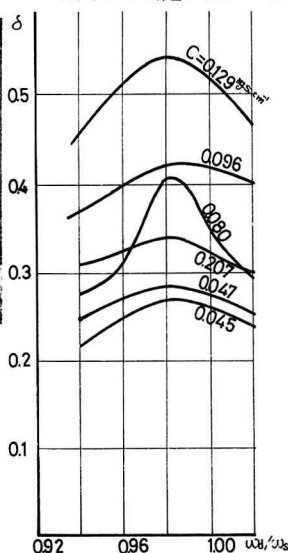


図4

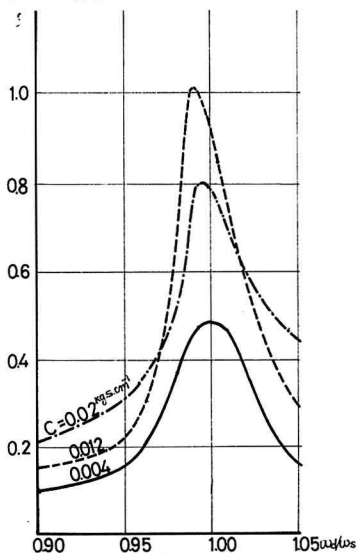


図5