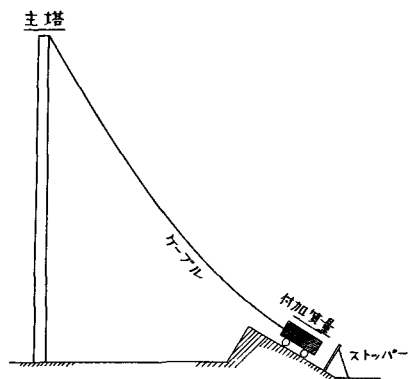


長大吊橋主塔の防振について

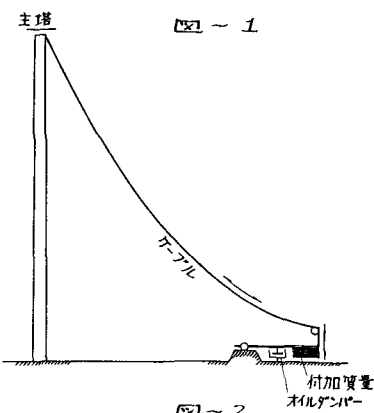
東北工大. 正. 高橋龍夫, 東北大. 正. 倉面茂, 東北工大. 正. 山田俊次

本四連絡橋等に見られる長大吊橋の主塔は、架設途上において、ある期間、独立状態にある。主塔自体の橋軸方向の曲げ剛性は比較的強く、かつ、減衰性がいいため（大鳴門橋 4P 主塔：対数減衰率 $\delta=0.01\sim0.02$ ）、風の作用により曲げ振動を生じ易い。この振動は渦励振であり、架設作業に支障をきたしたり、主塔自体に損傷を生じさせることが考えられる。本研究は、吊橋主塔等の可撓性長大構造物に対する従前からの防振対策を検討しつつ、著者等が提唱している動吸振器の吊橋主塔への取り付けの可能性を検討したものである。振動防止の対策として従来より種々の方法が提案され、一、二の事例も報告されている。

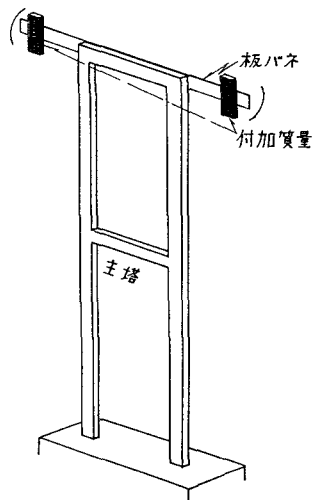
図～1, 2 は、その代表的な例である。図～1 は スライディングブロック方式と半質量ダンパーとの性質を兼ね備えた方式であり、コロ上の摩擦、付加質量、連絡ケーブルの伸縮及びケーブル自体の振動等が、その防振効果に影響を及ぼすものである。図～2 は、いわゆる、ケーブルスライディングダンパーと呼ばれる範疇に入るものであり、主塔の振動エネルギーを連絡ケーブルを介して オイルダンパーにより熱エネルギー化して防振効果を図ようとするものである。いずれにせよ、この両者においては、付加質量やオイルダンパーの設置場所の確保が必要であり、連絡ケーブルの振動特性を考慮する必要があるため、理論解析が複雑となり、最適設計が仲々難しいと云われている。これ等の装置の欠点をカバーし得る防振装置としては、図～3, 4 に示される“吸振器”といわれる系列に入る防振装置がある。図～3 型の防振装置は“調律質量ダンパー”とも呼ばれ、図～5 に示されるよう



図～1

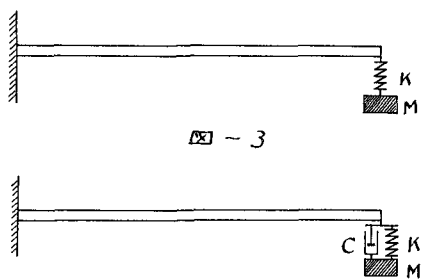


図～2



図～5

に、塔頂に板バネを介して付加質量と振子系として取り付け、実験的に解析された例が報告されている。^{*} しか、この報告にも見られるように、付加質量を全体の 1% というけ、して小さくない場合においてあまり良好な防振効果が得られていない。図～4 は、著者等が、可撓性構造物の曲げ振動防止の最も有効な手段として提唱している^{**}ものであるが、今迄の研究においては、主として、全体の防振



図～3



図～4

効果のみに着目して 動吸振器自体の挙動に直接触れる機会と持たなかった。しかし 長大吊橋主塔のように、振動周期が長く（3秒～6秒）かつ 巨大な質量をもつ構造物のための動吸振器は、バネやオイルダンパーの物理的な諸元はもとより、その動吸振器自体の振動振中の検討が必要となる。すなわち 主塔の低次の曲げ振動防止のための動吸振器の設置場所は、塔頂付近が望ましいが、場所の広さには制限があるため、動吸振器の大きさと振動振中が、取り付けの可能性を左右する大きな因子となる。図-4において、曲げ剛性EIを一定とすれば、運動方程式は次のように連立方程式として表わされる。

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial X^4} + m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + C \cdot \left(\frac{\partial Y}{\partial t} - \frac{dY_d}{dt} \right) \delta(X-X_0) + K(Y-Y_d) \delta(X-X_0) = 0, \dots (1)$$

$$M \frac{d^2 Y_d}{dt^2} + C \cdot \left(\frac{dY_d}{dt} - \frac{dY_0}{dt} \right) + K(Y_d - Y_0) = 0, \dots (2)$$

深の振動性状の解析は著者等の論文に述べてある^{***}。今 塔頂の動き Y_0 を $A \sin \omega t$ なす定常振動と仮定すれば、動吸振器の振動振中 Y_d は次の式で与えられる。

$$Y_d = (A/2) \left\{ \left\{ \frac{2}{\omega(4+D^2)} \right\} \cdot (B_1 \sin \omega t - B_2 \cos \omega t) + (1/D) \cdot (B_2 \sin \omega t - B_1 \cos \omega t) \right. \\ \left. + \left\{ D/\omega(4+D^2) \right\} \cdot (B_2 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t) \right. \\ \left. - e^{-D\omega t} \left[\left\{ \frac{1}{\omega(4+D^2)} \right\} \cdot (B_1 \sin \omega t - B_2 \cos \omega t) (D \sin 2\omega t + 2 \cos 2\omega t) \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \left\{ 1/D\omega \right\} \cdot (B_2 \sin \omega t - B_1 \cos \omega t) \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \left\{ 1/\omega(4+D^2) \right\} \cdot (B_2 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t) (D \cos 2\omega t + 2 \sin 2\omega t) \right] \right\} \dots (3)$$

$$B_1 = (\omega/\sqrt{1-D^2}) (1 + 2D \cos \beta), \quad D = C/C_0,$$

$$B_2 = (2D\omega/\sqrt{1-D^2}) (\sin \beta), \quad \beta = \tan^{-1}(-\sqrt{1-D^2}/D).$$

尚 上式の真 2 項に 動吸振器の振動数は 主塔のそれに同調している。(3)式 右辺の $\text{EXP}(-D\omega t)$ の掛る項は減衰項であり 時間の経過とともに消滅していく。又 $(1/D) \gg \{2/\omega(4+D^2)\}, \{D/\omega(4+D^2)\}$ であるため 結局、動吸振器の振中の大きさと左右する項は $(1/D) \cdot (B_2 \sin \omega t - B_1 \cos \omega t)$ の項である。図-7

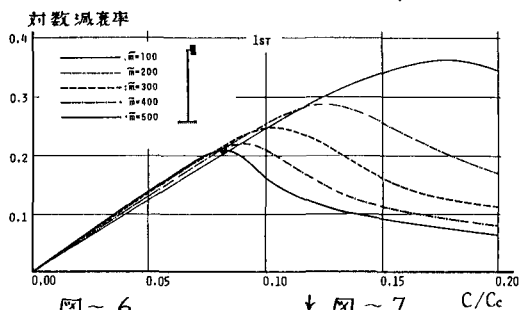


図-6

は 2 軸に 動吸振器の振中 横軸に 動吸振器の粘性係数比 $D (= C/C_0)$ をとったものである。図-6 は 本稿の対数減衰率と 粘性係数比との関係図であり 質量比が 100 から 500 までの 5 段階について示されている。質量比が 0.2% の場合でも 粘性係数比を 0.08 にとれば 約 $\delta = 0.21$ の対数減衰率が得られ、この時 動吸振器の振中は、最悪の場所、塔頂の振動振中の 6 倍強である。今、重量が 10,000 トンで 振動周期が 5 秒の主塔を考えると 質量比 0.2% で 20 トンとなり 1 加重量として鉄塊を用いるとすれば 必要本積は 3 m^3 、オイルダンパーの必要性能は $0.414 \text{ ton sec. m}^1$ であり バネ係数は 321 ton m^1 である。これ等の諸数値は 動吸振器取り付けの可能性と充分示すものと考えられる。^{(*) 第 10 回土木学会講演会 229 号 宮田利雄他「動吸振器による可変性構造物の振動抑制について」他}
^{*** 東北大学工学部論文 IN 66 年 橋梁構造の防振に関する基礎的研究}

