

I-360

TMDに関する考察とアクティブダンパー

石川島播磨重工業株式会社 正員 宇野名右衛門
新井征夫
牟田口勝生

1. まえがき

構造物の長大化、高層化に伴い、風及び地震による振動を抑制する必要性が生じている。この為に各種の制振装置が開発され、実用に供されようとしているが、その能力に関し、一般的に比較する基準はまだ一般化されていない様に思われる。本報は、制振装置の能力を比較する単位を提案するとともに、円弧レールを用いた振り型のバネ系を用いた、アクティブダンパーの研究成果を報告する。居住性あるいは、作業性を重視する場合、加速度を20gal以下に抑えるには、TMD重錘の動きをアクティブコントロールすることが必要と考えている。

2. TMDの理論

TMDの基本方程式は、次式で与えられる。(図-1 構造系モデル図参照)

$$MX + CX + KX + m(X + x) = P(t) = P \cos \omega t \quad \text{主振動系} \quad (1)$$

$$m(X + x) + 2mh\omega x + kx = P(t) \quad \text{副振動系(TMD)} \quad (2)$$

パッシブ型のTMDの場合は、制御力 $P(t)$ が零となる。

主振動系の運動が、 $X = A \sin(\omega t)$ で表され、副振動系の運動が相対的に 90° 位相差をもった $x = -B \cos(\omega t)$ で表されるものとすれば、外力 $P(t)$ の主振動系に対する付加エネルギー E_1 、主振動系から副振動系に付加されるエネルギー E_2 (副振動系が主振動系から奪うエネルギー)、副振動系の消費するエネルギー E_3 は、次式で表される。

$$E_1 = PA\pi \quad (3), \quad E_2 = mAB\omega^2 \pi \quad (4), \quad E_3 = pB\pi + 2mhB^2\omega^2 \pi \quad (5)$$

振動が安定した状態では、3つのエネルギーは等しいので、次のことが言える。但し、主振動系の減衰は強制力 $P(t)$ に比べて小さい為、無視できるものとした。 $E_1 = E_2$ とおくことにより、制振装置の能力に関する次式が導かれる。 $mB = P/\omega^2$ 質量 m の变りに重さ W を使えば、次式の様になる。

$wB = P \cdot g/\omega^2$ この式の単位 $t \cdot m$ になり、制振装置の形式を問わず成り立つので、制振装置の能力を表すのに適当である。この場合、 B はTMD重錘の変位能を表すことになる。パッシブ型のTMDの場合には、 $E_2 = E_3$ とおくことにより、主振動体と副振動体の振巾比が求まる。 $B/A = 1/2h$

この減衰定数 h は、Den-Hartogの求めた、最適減衰率 $h = (3\mu/8(1+\mu)^3)^{1/2}$ より大きくなければならない。制振装置が有効に働く為には振巾が B まで成長する必要があるが、固有の摩擦による抵抗はさけられず、静摩擦が2%とすれば、本体の振動が20gal以上にならなければ動き出さないことになり、この場合摩擦を非常に小さくするか、アクティブコントロールすることが必要となる。

3. アクティブダンパー(AMD)及び同調型アクティブダンパー(ATMD)の制御力

制振装置重錘を動かす力は(2)式で与えられている。主振動系に対し、副振動系の重錘を 90° 位相差で動かすとすれば、(2)式は次の様に書き直すことができる。

$$P(t) = -m\omega^2(A - 2hB)\sin\omega t - B(m\omega^2 - k)\cos\omega t$$

制御力 P を小さくする為には、第1項及び第2項の()内をできるだけ小さくすることが必要である。第2項の()内は、制振装置の固有振動数が主振動系の振動数と異なる場合に大きくなる。最大制御力と固有振動数のずれを計算すると図-2が得られる。

