

# 桁用 TMD の開発

幽谷 栄二郎<sup>1)</sup> 木場 和義<sup>2)</sup> 細見 雅生<sup>3)</sup>  
小川 路加<sup>4)</sup> 新田 吉伸<sup>5)</sup>

橋梁の風による振動現象には、構造に破壊的なダメージを与える発散振動と、疲労および使用性が問題となる限定振動(渦励振)などがある。橋梁の制振対策の一つである TMD (Tuned Mass Damper) は、後者の渦励振に対して構造系に減衰を付加することで、振動振幅を抑制する効果を発揮する機械的制振対策の代表的なものである。これまで、様々な機構の TMD が開発、提案されており、当社でも研究・開発に取り組んでいる。本文で紹介する TMD は、バネとダンパーを TMD の仕様に合わせて製作することにより、TMD を最適な条件で設計し、装置の重量と全体的なコストを抑えることに重点を置いて開発したものである。

キーワード：TMD (Tuned Mass Damper)、桁橋、渦励振、制振対策、オイルダンパー

## まえがき

当社では、橋梁の風による振動に対する制振対策の一つである TMD (Tuned Mass Damper) の開発・検討を継続して行っている。今回、箱桁の制振対策用の TMD を新たに開発した。この TMD は、バネとダンパーを専用の仕様で製作することにより、TMD を最適な条件で設計し、装置の重量と全体的なコストを抑えることに重点を置いて開発を行ったものである。図-1に TMD の概略図を示す。

本文では、TMD についての設計概要および開発に当たって検討を行った結果について報告する。制振する対象橋梁は、最大支間長 150m の 3 径間連続鋼床版 1-BOX 箱桁橋としている。また、桁断面については、幅員 12.1m、桁高 6.0m (中間支点部) ~ 4.0m (支間中央部) に変化する変断面桁となっている。対象橋梁については、風洞試験による耐風安定性の検討を実施しており、その結果、基本断面では渦励振と発散型の振動現象であ

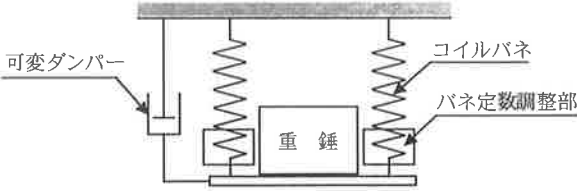
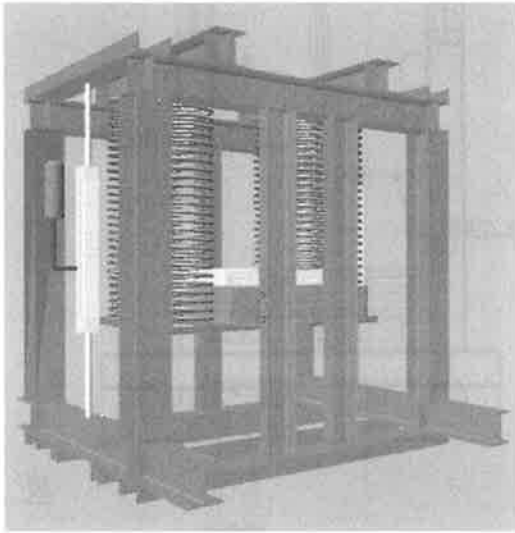


図-1 TMDの概略図

1) 技術研究室 2) 技術研究室係長 3) 技術研究室室長 4) 橋梁設計部大阪設計二課 5) 橋梁工事部大阪工事一課

るギャロッピングの発生が認められた。ギャロッピングに対しては，耐風対策部材を設置することにより，設計照査風速内で発生しないことが確認されている。しかし，耐風対策を設置した条件でも，照査風速内で許容振幅を越える渦励振の発生が予測された。この渦励振の振幅を許容振幅以下に抑える方法として，TMDを採用する。

### 1. 基本構造

TMDの基本構造は，基本原理に基づいた単純な構造と，コンパクトな装置を目標とする。図-2に，今回試設計を行ったTMDの構造図および設置図を示す。装置がコンパクトになるような部材

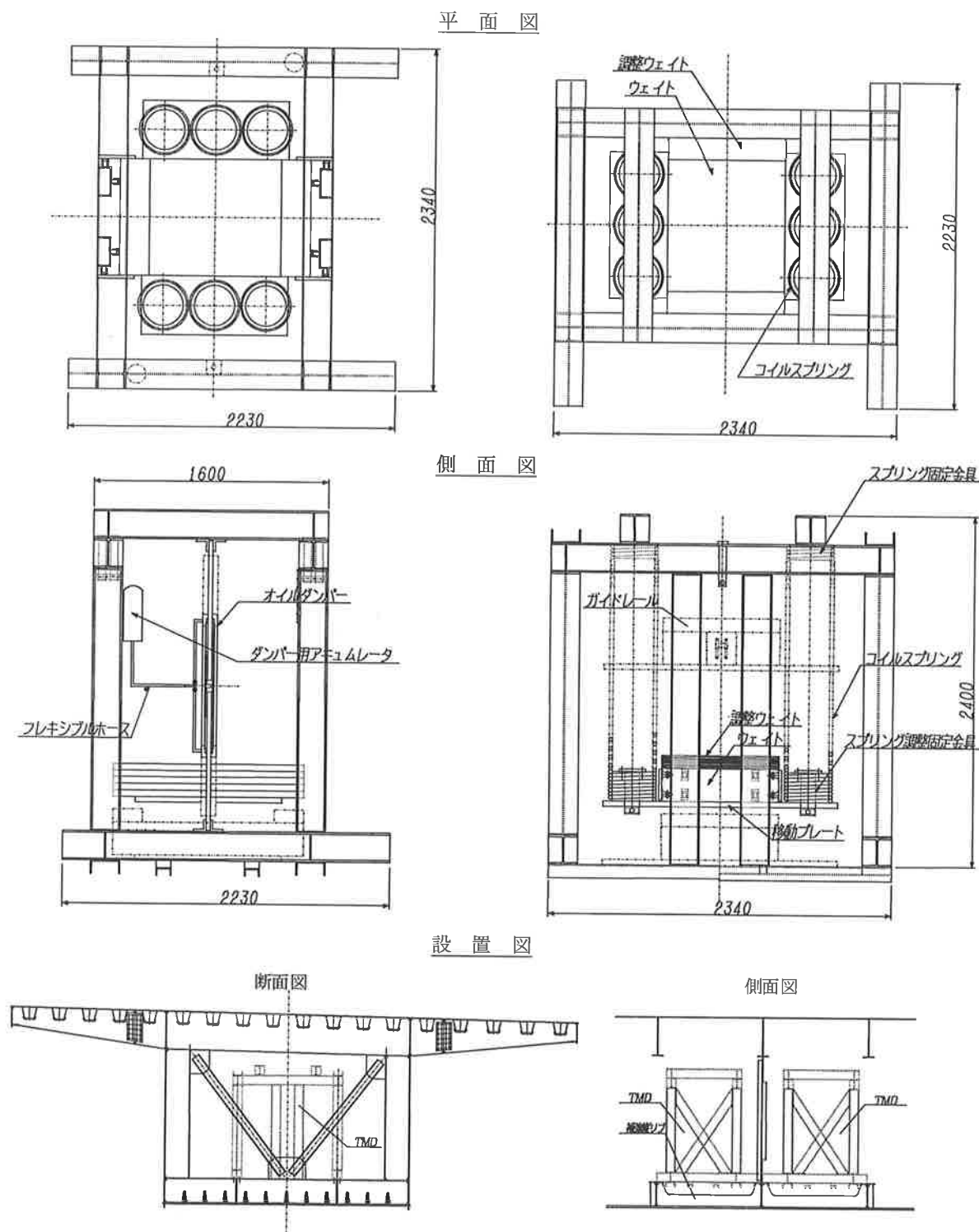


図-2 TMDの構造図および設置図

構成および部材配置を考え、重錘を直接コイルバネで吊り下げ、その両脇にオイルダンパーを設置する構造としている。また、制振条件を満足するための調整機構は、次のようになっている。

- ・ 振動数：バネの固定部でその有効巻き数を調節して、バネ係数を調整する。
- ・ 減衰力：ダンパー装置の変位オリフィスの開度をバルブで調節して、減衰係数を調整する。また、減衰係数を長期間にわたって安定させるためアキュムレータを使用している。
- ・ 質量：重錘部の調整用重錘板を増減して調整する。

また、TMD 作動時に重錘部の横ぶれが生じた場合でも、スムーズに作動するようにキャスターを付加する。これは、地震時の水平力に対して装置を保護する機能も有している。

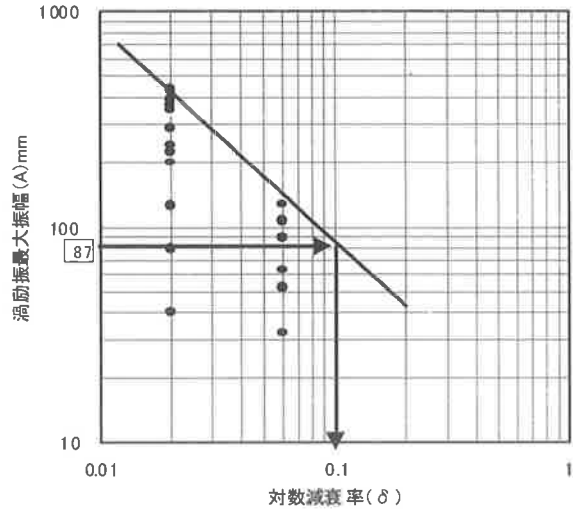


図-3 渦励振振幅と構造減衰の関係

## 2. TMDの設計概要

### (1) 制振条件

TMD による制振の対象とする振動現象および制振条件を示す。

#### 1) 制振対象振動モード

耐風安定性の検討結果より、完成系の鉛直たわみ 1 次モードを制振対象とする。

$$\text{固有振動数 } f_s = 0.5395 \text{ Hz}$$

$$\text{一般化質量 } M_{eq} = 107170 \text{ kg}$$

#### 2) 許容振幅 (Aa)

使用性より許容加速度を  $\alpha_{max} = 100\text{gal}$  とする。

(道路橋耐風設計便覧より)

$$Aa = \alpha_{max} / (2\pi f_s)^2 = 87 \text{ mm}$$

#### 3) 要求構造減衰 ( $\delta_{req}$ )

風洞試験結果より得られる A- $\delta$  関係式より、渦励振の最大発生振幅が許容振幅の条件を満足する構造減衰を求める (図-3参照)。

$$\log_e A = -0.99576 \log_e \delta + 2.15665$$

ここで、A：渦励振最大発生振幅(mm)

$\delta$ ：構造減衰(対数減衰率)

A=87 mmを代入すると、 $\delta=0.098$  が得られる。よって、要求構造減衰は  $\delta_{req}=0.1$  (対数減衰率) 以上となる。よって、橋梁本体の構造減衰として  $\delta_s=0.04$  を仮定した場合、要求構造減衰を満足するための TMD による付加構造減衰は、 $\delta_d=0.06$  以上となる。

### (2) 設計条件

TMD の構成要素を設計するための条件を以下に示す。

#### 1) 設置位置と台数

設置位置は、制振対象振動モードである鉛直たわみ 1 次モードに対して制振効果を大きくすることから、中央径間中央付近に設置するものとする。また、設置スペースが限られることから、2 基設置するものとして 1 基当たりの占有スペースを小さくする。

#### 2) 振動数比 ( $\alpha$ ) の許容誤差

橋梁本体の固有振動数を振動解析の結果または振動実験から推定し、この結果に基づいて TMD 振動数の調整を行う。この調整は、比較的精度良く行うことができ、また現地振動実験によって実橋の固有振動数を計測する場合が一般的であることから、橋梁本体と TMD の振動数比  $\alpha$  の許容誤差を  $\pm 3\%$  とする。

#### 3) 減衰率 ( $\delta_2$ ) の許容誤差

TMD の減衰率  $\delta_2$  の許容誤差は、製作精度と TMD を構成するオイルダンパーの温度変化による減衰特性の変化を考慮して  $\pm 15\%$  とする。

#### 4) 質量比 ( $\mu$ ) の許容誤差

橋梁本体の質量の誤差は通常  $5\%$  以下であり、設計時の仮定値が実際の値よりも大き目になることが一般的である。また、TMD 重錘部の製作誤差は橋梁本体の質量に比較すると微小なものであることから、質量比  $\mu$  の許容誤差を  $-2\% \sim +5\%$  とする。

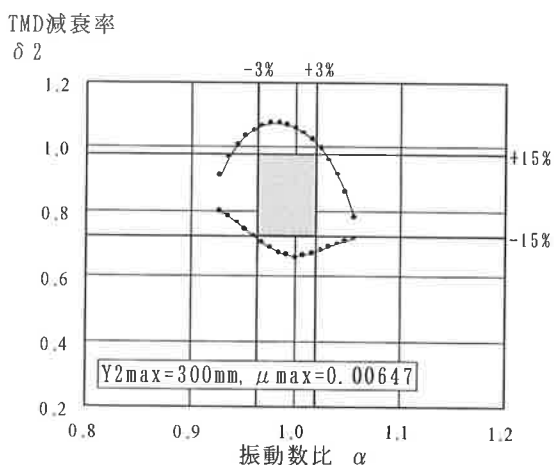
5) 重錘移動量( $Y_2$ )の制限

TMD 重錘部の移動量  $Y_2$  は、装置の大きさをできるだけコンパクトにするために中立状態からのストロークを 30cm 以内と設定する。

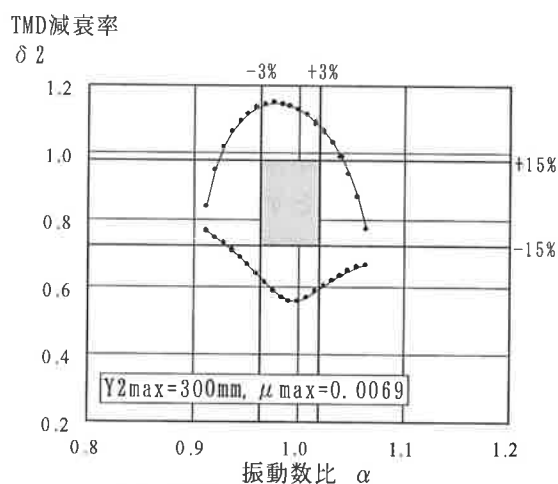
(3) TMD の設計

TMD の設計は、主構造物と付加質量の 2 自由度運動方程式を解くことによる方法で行った。計算には自社開発の専用ソフト<sup>3)</sup>を使用した。ここで、主構造物の振動振幅の算出には、風洞試験結果から得られた振幅(A)－構造減衰( $\delta$ )の関係を用いている(図-3参照)。

TMD の設計を行った結果を図-4に示す。



(a) 質量比に-2%の誤差を考慮



(b) 質量比に+5%の誤差を考慮

図-4 質量比の誤差を考慮したときの振動数比とTMD減衰率の範囲

グラフは、要求付加減衰( $\delta_d \geq 0.06$ )の条件を満足する振動数比( $\alpha$ )と TMD 減衰率( $\delta_2$ )の範囲を示している。ここで示す結果は、質量比 $\mu$ の目標値 0.0066 に誤差を考慮したときのものである。誤差は、-2% ( $\mu=0.00647$ )と+5% ( $\mu=0.0069$ )としている。図中に計算結果をプロットしているが、プロットの内側の領域が、要求付加減衰の条件を満足する振動数比と TMD 減衰率の領域である。また、振動数比に $\pm 3\%$ 、TMD 減衰率に $\pm 15\%$ の許容誤差に相当する範囲を図中に示している。いずれの場合も、許容誤差範囲は所要性能を満足する領域内にあり、設定した質量比に想定した誤差がある場合でも所要性能を満足できることが確認できる。

以上から、TMD 設計パラメータの目標値を下記のように設定した。

- ・質量比  $\mu = 0.0066$  (2 基分)  
許容誤差 -2% ~ +5% 以内
- ・振動数比  $\alpha = 0.99$   
許容誤差  $\pm 3\%$  以内
- ・TMD 減衰率  $\delta_2 = 0.85$   
許容誤差  $\pm 15\%$  以内

上記の目標値を満たす TMD の設計目標値、および調整可能範囲を表-1に示す。固有振動数については、バネの巻き数調整のみで調整可能な範囲としている。

表-1 TMDの設計目標値および調整可能範囲

	単位	設計目標値	調整可能範囲	
重錘重量	kg	3500	$\pm 100$	$\pm 2.86\%$
固有振動数	Hz	0.5341	0.497~0.571	$\pm 7\%$
ダンパー減衰係数	kgf·s/cm	1.61	1.4~4.2	-13~+160%

3. TMDの振動特性(アンバランスの影響)

本文で紹介しているTMDは、メカニズムの単純化のために、重錘をバネで吊り下げただけの構造となっている。このような構造システムでは、バネ定数の設定誤差や重錘重心位置の誤差などにより、TMD 作動時に鉛直振動と水平振動とが連成した複雑なモードが発生する可能性がある。そこで、バネ定数と重心位置に対していくつかの誤差を与え、その条件の下での固有振動モードを計算することにより、アンバランスの影響の確認をする。

(1) 解析ケース

骨組み図を図-5に、検討を行った解析ケースを表-2に示す。

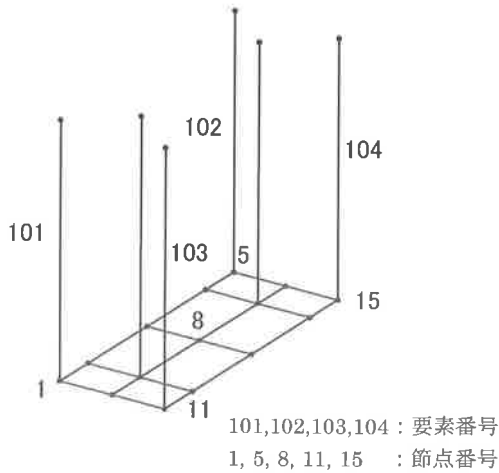


図-5 骨組み図

表-2 解析ケース

(a) バネ定数に誤差を与えたケース

CASE No.	要素番号				備考
	101	102	103	104	
1	—	—	—	—	誤差無
2	1.05	0.95	1.05	0.95	
3	1.05	1.05	0.95	0.95	
4	1.05	0.95	1.05	0.95	

(b) 重量に誤差を与えたケース

CASE No.	節点番号				
	1	5	8	11	15
5	1.05	0.95	—	1.05	0.95
6	1.05	1.05	—	0.95	0.95
7	—	0.90	—	—	1.10

\* 設計値に表の値を乗じて誤差を与える

ドの発生は不可能となっている。よって、バネ定数の設定誤差や重錘重心位置の誤差などにより、TMD 作動時に鉛直振動と水平振動とが連成した複雑なモードやその他のモードで振動を発生させる可能性はないと考えられる。

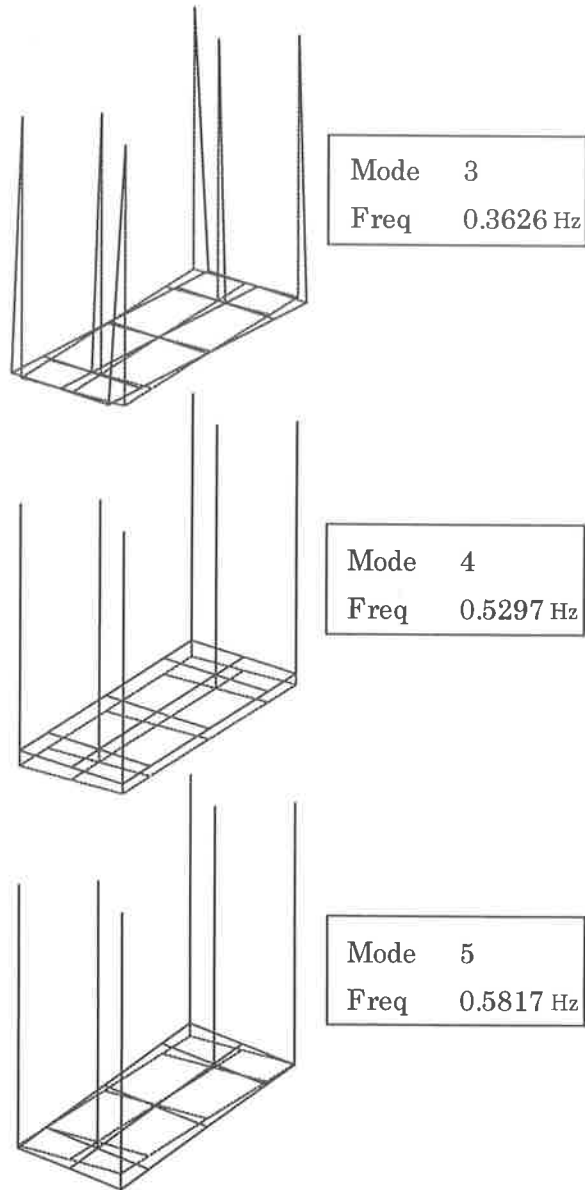


図-6 解析結果の一例 (CASE 2)

(2) 解析結果

解析結果の一例 (CASE2) を図-6に示す。

TMD が動作する振動モード (設計固有振動数で振動するモード) は、すべてのケースにおいて4次モードであった。誤差を与えた全てのケースにおいて、4次モードの形状を調べた結果、鉛直振動と水平振動の連成は見られず水平方向のモード振幅は0となっている。また、4次モードに最も近い振動数で振動する5次モードについては、重錘部に設置したガイドローラーによりそのモー

4. オイルダンパー性能試験

設計した所定の性能を満たすオイルダンパーを製作し、そのオイルダンパーの減衰係数およびその可変性能を調べ、所定の性能を満足していることを確認するための性能試験を実施した。

写真-1に性能試験状況を示す。

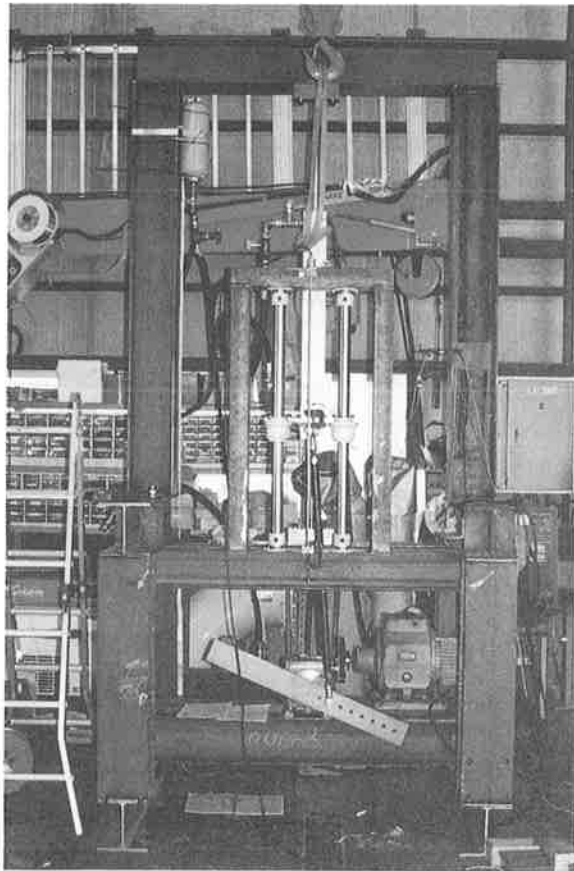


写真-1 性能試験状況

(1) オイルダンパーの特徴

図-7にオイルダンパーの概要図を示す。

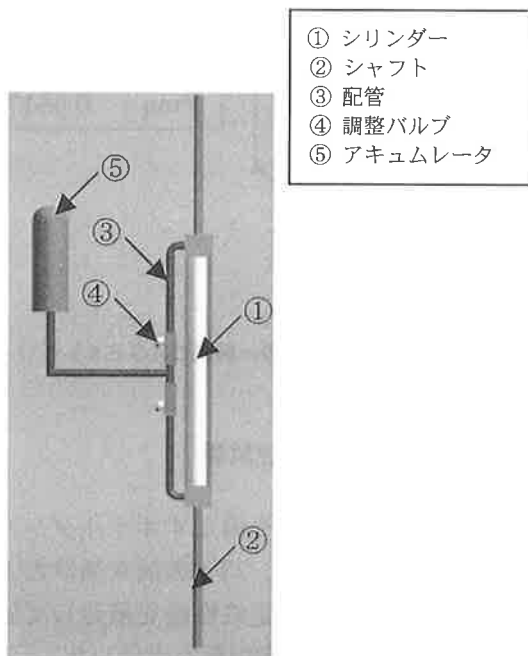


図-7 オイルダンパー概要図

・可変オリフィスのバルブ開度を調整することで、減衰係数が調整可能である。

※可変オリフィスは方向性があるので、2つの可変オリフィスをお互いが反対方向になるように設置することでその問題を解消している。

・アキュムレータ内に封入した圧搾空気により、配管内に約 1MPa の圧力を加えており、配管内のオイル漏れを最小限に押さえ、かつ、本体シリンダー部分からオイルが漏れたときには、この圧力により余分に充填しているオイルが本体部分に補充される。

(2) 試験方法

性能試験は、モータを用いて強制加振を行い、そのときの変位、加速度、およびダンパーシャフト部の力を計測している。このとき、下記の条件を変えて試験を行った。

- ・振動数
- ・ストローク（振幅）
- ・可変オリフィスのバルブ開度

(3) 減衰係数の算出方法

減衰係数の算出には、強制振動におけるエネルギーと仕事の関係を利用して、式（1）より算出する。

$$c = \frac{\int_0^T P(t) \dot{y} dt}{\int_0^T \dot{y}^2 dt} \quad (1)$$

c : 減衰係数 (kgf・s/cm)

P(t) : ロードセルの出力値 (kgf)

$\dot{y}$  : 変位計の出力値から算出した速度 (cm/s)

(4) 試験結果

1) バルブ開度による減衰係数変化の確認

図-8に試験結果を示す。バルブ開度の設定範囲は、試験に使用したロードセルの性能から 1.2 ~ 7 (全開) とした。このときの減衰係数は、1.4 ~ 4.2kgf・s/cm となっている。よって、設計目標値 1.61kgf・s/cm を基準として -13% ~ 160% の調整可能範囲があることが確認できた。

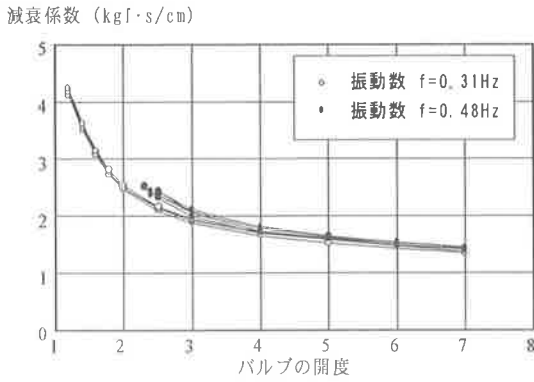


図-8 バルブによる減衰係数の調整

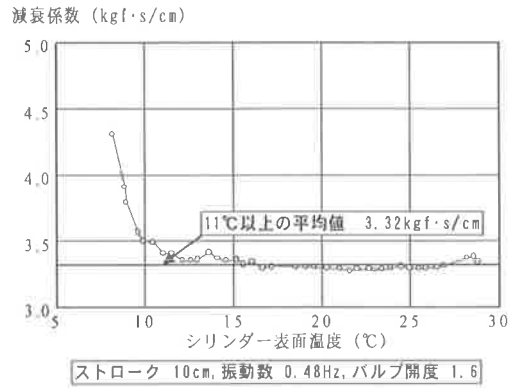


図-10 シリンダー表面温度と減衰係数の関係

2) 振動数による影響

試験結果を図-9に示す。

図-9から、減衰係数が大きい場合（バルブ開度 2.5）振動数 0.48Hz よりも小さいところで変化が生じており、0.48Hz 以上では安定していることがわかる。

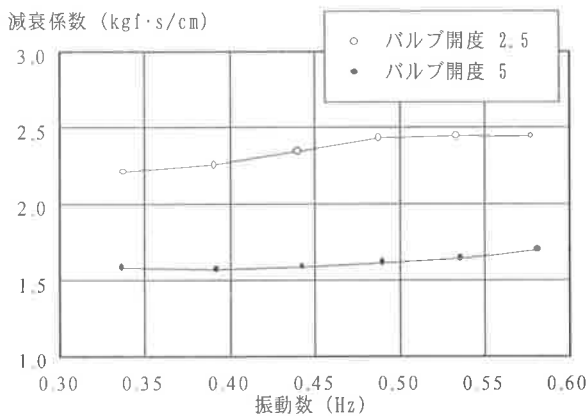


図-9 振動数と減衰係数の関係  
(ストローク15cm)

3) 連続動作時間および温度による影響

オイル温度として、シリンダー表面の温度を計測し連続動作中のダンパーの減衰係数と同時に記録した。温度変化（8～29℃）による減衰係数の変化を図-10に示す。シリンダー表面温度 11℃以下の範囲で、減衰係数に大きな変化が見られる。

11℃以上の平均値：3.32 kgf·s/cm

減衰係数の変化：

$$4.29 - 3.32 = 0.97 \text{ kgf} \cdot \text{s/cm} \text{ (+29\%)}$$

温度変化が減衰係数の変化に与える影響は、他のものに比べ大きなものとなっている。原因は、オイルダンパーとしては減衰係数が市販のものより小さいものを製作しているため、温度変化によるオイル粘度の変化の影響を大きく受けていることが考えられる。

図-11に、TMD 設計時の計算結果 ( $\mu=0.0066$ ) を示す。TMD の減衰率の調整範囲は± 15% であるが、この調整範囲はオイルダンパーの温度影響が大きいことを考慮して決定したものである。減衰率が受ける温度の影響は図-10のような変化を示すことが今回の実験から明らかであることから、シリンダー表面温度 11℃以上の時に図に示す◎の値を目標に TMD の減衰率を調整することで、+30%以上の許容範囲が見込めることになり、11℃以下の範囲でも十分に TMD の性能は制振条件を満たすことができる。

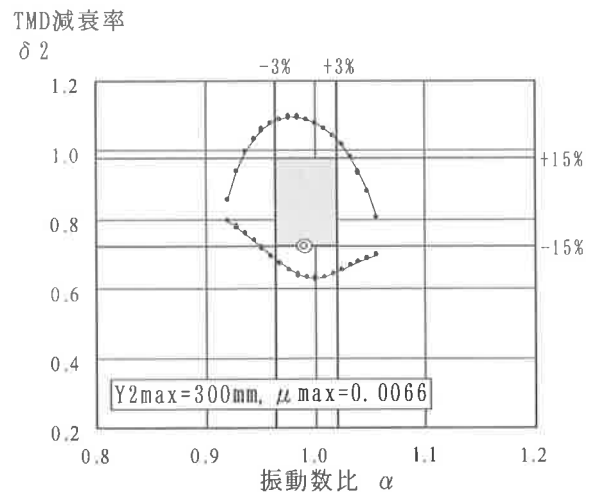


図-11 振動数比と TMD 減衰率の範囲  
( $\mu=0.0066$ )

## あとがき

以上、桁用 TMD の開発について、設計概要、振動特性、および、オイルダンパーの性能確認結果について報告した。今回開発を行った桁用 TMD は、直接重錘をコイルバネで吊り下げる単純な構造となっており、部材を必要最小限に抑えることができる。これによって、重量の軽減および全体的なコストを抑えることができた。

当社では、既に塔制振用 TMD（水平振動制振用）の開発を行っており、今回の桁用 TMD（鉛直振動制振用）の開発により、鉛直、水平の両方向に対する TMD が揃った。今後、これらの TMD を活用していくと共に、改善を加えて発展させていきたいと考えている。

最後になりましたが、今回の開発に当たりご協力頂いた方々に紙面をお借りして、感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) 日本道路協会：道路橋耐風設計便覧，1991.7.
- 2) 添田 喬，得丸英勝，中溝高好，岩井善太：振動工学の基礎，日新出版，1978.10.
- 3) 木場和義・新田吉伸・細見雅生：TMD 基本設計プログラムの紹介，駒井技報，Vol.16，pp.72-79，1997.4.
- 4) 木場和義・小川路加・新田吉伸・幽谷栄二郎・細見雅生：TMD の開発－基本性能について，駒井技報，Vol.17，pp.74-80，1998.4.