

S7-2-6

索道用二球転動式動揺減衰装置の特性について

[機] ○佐藤 久雄 ((独) 交通安全環境研究所)

[土] 千島 美智男 ((独) 交通安全環境研究所)

Characteristics of Two Ball Rolling Type Swing Damping Equipment for Ropeways

Hisao Sato, Member (National Traffic Safety and Environment Laboratory)

Michio Chishima, Member (National Traffic Safety and Environment Laboratory)

As damping equipment for the ropeway system to reduce the swing of the carrier by wind, passive equipment which does not need a power supply can be considered to be realized easily for the system. In this passive equipment, it plays an important role to give damping force to movable mass in order to reduce the resonance amplitude of this equipment. This paper proposes two ball rolling type damping equipment in which damping force to movable mass is generated self and makes clear an adjustment method of parameters of this equipment. The effects of this equipment that I confirmed by simulation and experiments are reported as well.

キーワード：索道、風、搬器動揺、減衰装置

Key Word: Ropeway, Wind, Carrier swing, Damping equipment

1. 緒言

架空されたロープに搬器を懸垂させて輸送を行う、いわゆる索道システムは、急勾配に強いことや支柱間の線路長を長く設定できることなどの理由により、山間部等において旅客の輸送用に多く使用されている。また、将来的に、この特徴を生かした都市内交通機関への展開が期待されているところである。

この索道システムにおいては、風等による過大な搬器動揺は、支柱との衝突等の大事故に結びつく恐れがあり、輸送の安全性及び信頼性をより高めるためには、風等による搬器の動揺の低減を図ることが極めて重要である。

風等による搬器の動揺を低減する索道用の減衰装置としては、搬器に電源を持たないため電源が不要なパッシブ方式の装置がより現実的と考えられ、質量しゅう動式の装置が検討され実用化されている⁽¹⁾⁽²⁾。

パッシブ方式の減衰装置では、可動質量に対する減衰力付与が共振振幅を抑えるために重要な役割を果たしており、何らかの減衰力付与機構が必要になる。一般的には、機械的なダンパーや粘性流体などが用いられ、現実的に減衰装置を構築する際には、スペース的な制約の中での装置への組み込み方や減衰力の付与の仕方などが大きな問題となる。上記の実用化された索道用の減衰装置では、磁力を用いた機構が採用されている。

本報告では、可動質量への減衰力の付与が自己生成される減衰装置として、二つの球を可動質量に使用した減衰装置（以下、「二球転動式動揺減衰装置」と記述する）の提案を行うとともに、本装置のパラメーターの調整方法を明らかにする。また、最良調整された本装置を搬器に装着した場合の効果についてシミュレーションを行い、主系の周波数応答、ランダム風に対する時間応答について確認す

る。さらに、模型実験を行い、本減衰装置を装着した場合の効果を確認したので、その結果について報告する。

2. 二球転動式動揺減衰装置について

二球転動式動揺減衰装置は、図1に示すようなものであり、二個の転動球の慣性力を反力として、搬器の動揺を低減しようとするものである。球への減衰力は、二つの球が同じ方向に回転しつつ、接触点ではお互いに逆方向に運動することにより自己生成される。

その特徴としては、

- (1) 可動質量への減衰力は、二つの球により自己生成されるため、特別の付与機構を必要としない
 - (2) 球転動式であるため、可動質量の転がりが良く、動きがスムーズであり、性能が安定している
 - (3) 構造がシンプルであるため、メンテナンスが容易であるとともに、装置が安価となる可能性がある
- などがあげられる。

なお、この方式の装置の固有振動数 ω は、球の中心が半径 ℓ の円軌道上を転動する場合、

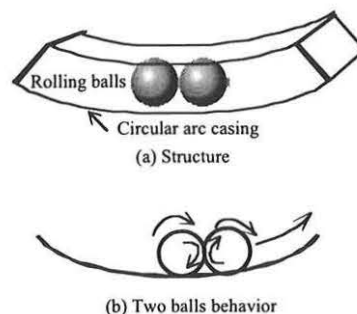


図1 二球転動式減衰装置

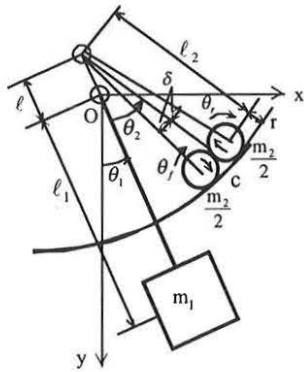


図2 解析モデル

$$\omega^2 = \frac{5g}{7\ell} \quad (1)$$

のように求められる。

2. 1 解析モデルと周波数応答関数

図2に示すように、搬器を1自由度の振り子とし、減衰は無視する。搬器の質量を m_1 、支点から重心までの距離を ℓ_1 、角変位を θ_1 とする。減衰装置は、半径 r の二つの球が転動する方式のものであり、二つの球の回転角を θ_f および θ_r とする。球の中心は、半径 ℓ_2 の円軌道上を動くものとし、その支点は、主系の支点の上方 ℓ にあるものとする。二つの球の質量は、それぞれ $(m_2/2)$ とし、合計の質量は m_2 とする。二つの球の接触による減衰力（接触点でお互いに逆方向の速度で接触・回転することによる摩擦力）の減衰係数を c 、二つの球の接触点における角変位を θ_2 とする。球の中心における角変位と θ_2 との差の角変位を δ とする。また、 m_1 に働く外力を $P e^{i\omega t}$ とする。

この時、 $(m_2/2)$ の質量の球の慣性モーメントは、

$$I = (1/5)r^2 m_2 \quad (2)$$

であること、および、球がすべることなく転がる時には、

$$\begin{aligned} r\dot{\theta}_f &= \ell_2 \dot{\theta}_2 \\ r\dot{\theta}_r &= \ell_2 \dot{\theta}_2 \end{aligned} \quad (3)$$

であることを考慮して、運動エネルギー T 、位置エネルギー V 、および散逸関数 F を求め、ラグランジェの方程式に代入すると、運動方程式が求められる。また、球の半径 r は ℓ_2 に対して小さいので、

$$\delta = r/\ell_2 \ll 1 \quad (4)$$

となり、

$$\cos \delta \approx 1 \quad (5)$$

となることを考慮すると、最終的に運動方程式は次のように求められる。

$$\begin{aligned} (m_1 \ell_1^2 + m_2 \ell_2^2 + m_2 \ell^2 - 2m_2 \ell \ell_2) \ddot{\theta}_1 \\ + (m_2 \ell_2^2 - m_2 \ell \ell_2) \ddot{\theta}_2 + (m_1 \ell_1 + m_2 \ell_2 - m_2 \ell) g \theta_1 \\ + m_2 \ell_2 g \theta_2 = P \ell_1 e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (6)$$

$$(m_2 \ell_2^2 - m_2 \ell \ell_2) \ddot{\theta}_1 + (7/5)m_2 \ell_2^2 \ddot{\theta}_2 + c \ell_2^2 \dot{\theta}_2$$

$$+ m_2 g \ell_2 \theta_1 + m_2 g \ell_2 \theta_2 = 0 \quad (7)$$

ここで、一般性を持たせるため、次の記号

$$\begin{aligned} R &= m_2/m_1, \quad \gamma = (\ell_2 - \ell)/\ell_1, \quad \omega_1^2 = g/\ell_1, \\ \omega_2^2 &= (5/7)(g/\ell_2), \quad \zeta = c/(2m_2 \omega_1), \quad \nu = \omega_2/\omega_1, \\ \lambda &= \omega/\omega_1, \quad \Theta = P/(m_1 g) \end{aligned} \quad (8)$$

を導入し、(6) (7) 式を無次元化するとともに、角変位を複素数で表示して解くと、主系の角変位振幅比の周波数応答関数は、最終的に次のように求められる。

$$K_1(\lambda) = \sqrt{\frac{(F_1 \lambda^2 + F_2)^2 + F_3^2 (\zeta \lambda)^2}{(F_1 \lambda^4 + F_2 \lambda^2 + F_3)^2 + (F_4 \lambda^2 + F_5)^2 (\zeta \lambda)^2}} \quad (9)$$

ここに、

$$\begin{aligned} F_1 &= 1.4 + 0.4R\gamma^2 \\ F_2 &= -1.4\nu^2(1 + R\gamma^2) - 1.4 + 0.6R\gamma \\ F_3 &= 1.4(1 + R\gamma)\nu^2 - R \\ F_4 &= -2(1 + R\gamma^2) \\ F_5 &= 2(1 + R\gamma) \\ F_6 &= -1.4 \\ F_7 &= 1.4\nu^2 \\ F_8 &= 2 \end{aligned} \quad (10)$$

2. 2 最良調整

(9) 式は、主系の角変位振幅比の周波数応答を表しており、2自由度振動系として2つの共振点を持つ。また、この振幅比曲線は、減衰係数比 ζ の値に無関係に2つの定点 P、Q を通るので、この2定点の高さを等しくし、その付近を極大とする条件を最良調整条件と定めると、その条件を満たすべき各パラメータ間の関係が求められる⁽³⁾。

まず、定点を通るという条件と P、Q 点の高さを等しくする条件より、

$$2F_1 F_5 F_8 = F_4 (F_2 F_8 + F_4 F_7 - F_5 F_6) \quad (11)$$

この式に式 (10) を代入することにより、最良となる付加系と主系の固有振動数比 ν_{opr} が求められる。

$$\nu_{opr} = \sqrt{\frac{11.2 + 19.2\gamma R + 3.2\gamma^2 R + 11.2\gamma^3 R^2}{11.2 + 22.4\gamma^2 R + 11.2\gamma^4 R^2}} \quad (12)$$

この時の2定点 P、Q における強制振動数比 λ_p, λ_q は、次のように求められる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_p^2 \\ \lambda_q^2 \end{array} \right\} = \left\{ \frac{-\xi_1 \mp \sqrt{\xi_1^2 - 4\xi_2}}{2} \right\}_{\nu=\nu_{opr}} \quad (13)$$

$$\xi_1 = \frac{F_4 F_7 + F_5 F_6 + F_2 F_8}{F_1 F_8 + F_4 F_6}$$

$$\xi_2 = \frac{F_3 F_8 + F_5 F_7}{F_1 F_8 + F_4 F_6}$$

最良減衰は、式 (9) の二乗を λ^2 によって微分し、

$$\frac{\partial(K_1^2)}{\partial(\lambda^2)} = 0 \quad (14)$$

この結果を ζ に関して整理し、4次の多項式を解くと、 ζ^2 が求められる。この結果に、式(13)で得られた λ_p^2 、 λ_q^2 及び式(12)で得られた v_{opt} を代入すると、 ζ_p^2 、 ζ_q^2 が求められる。最良減衰係数比を ζ_{opt} とすると、 ζ_{opt} は、 ζ_p^2 と ζ_q^2 の平均をとることによって、

$$\zeta_{opt}^2 = \frac{\zeta_p^2 + \zeta_q^2}{2} \quad (15)$$

と求められる。

式(12)および式(15)によって最良同調調整された時、P、Q点での主系の角変位振幅比（最大振幅比）は、次のように求められる。

$$(K_1)_{\max} = \left\{ \frac{F_g}{F_4 \lambda_p^2 + F_5} \right\}_{v=v_{opt}} \quad (16)$$

3. 解析結果

3.1 最良調整図表

取り付け位置比 γ を横軸にした場合の各パラメータの最良調整図表を図3に示す。

図3における各図表は、式(12)、(15)、(16)を用いて作成された最良固有振動数比 v_{opt} 、最良減衰係数比 ζ_{opt} 、及び最良調整時の最大振幅比 $(K_1)_{\max}$ を示す。

各図とも、 $\gamma = 1$ の時は、付加質量を主系の重心位置に取り付けることを示しており、 $\gamma < 1$ の時は、付加質量を主系の重心位置より上方に、 $\gamma > 1$ の時は、重心位置より下方に取り付けることを示している。

それぞれの図において、 R 、 γ を指定することによって、最良調整に必要な v 及び ζ を読みとることができ、更に、最良調整時の $(K_1)_{\max}$ の値を読みとることができる。

これらの図を見ると、主系の最大角変位振幅比は、付加質量の取り付け位置を主系の重心位置より上方あるいは下方に離す程小さくなり、装置の制振性能が向上し、重心位置では全く効果がないことがわかる。更に、主系に対する付加系の質量比が大きい程、装置の制振性能が向上し、また、質量比の増加に対する制振性能の向上効果は、質量比が小さい時程顕著であることがわかる。

各パラメータの調整値の選定に際しては、実際の索道システムでは、線路上の構造物、あるいは停留場内の設備等との位置関係から種々の制約条件が生じるため、慎重に調整値を選ぶ必要があると考えられる。

3.2 周波数応答

最良調整された減衰装置を装着した系の周波数応答シミュレーション結果を図4に示す。減衰装置を装着しない場合の角変位振幅比の最大値は無限に大きくなるが、減衰装置を装着した場合の角変位振幅比の最大値は、質量比 R

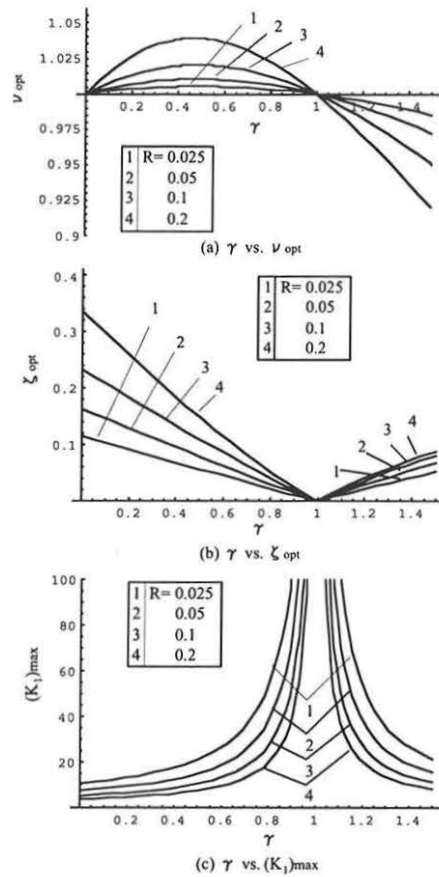


図3 最良調整図表

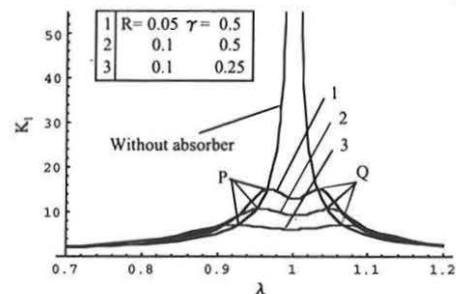


図4 周波数応答

$= 0.05$ 、取り付け位置比 $\gamma = 0.5$ の場合は15程度、 $R = 0.1$ 、 $\gamma = 0.5$ の場合は10程度、 $R = 0.1$ 、 $\gamma = 0.25$ の場合は7程度になる。従って、減衰装置は十分効果があり、制振効果に対して、質量比 R および取り付け位置比 γ の影響が顕著であることがわかる。

3.3 過渡応答

最良調整された減衰装置を装着した系の過渡応答シミュレーション結果として、ランダム風に対する時間応答を図5に示す。8人乗りのゴンドラリフト($m_1 = 660\text{kg}$, $\ell_1 = 3.19\text{m}$)を想定し、搬器横面積を 3.23m^2 、搬器横方向空力係数を0.57とした。風速については、風速の確率密度関数は正規分布するとみなしてよい⁽⁴⁾ので、風速の平均

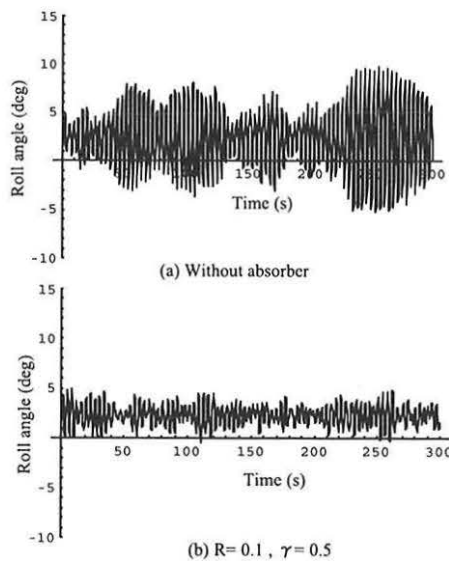


図5 ランダム風に対する時間応答

値が15m/s、標準偏差が2.194m/sの正規分布の確率密度関数に従う乱数を発生させ、これを横方向風速とした時の応答を求めた。減衰装置は十分効果があることがわかる。

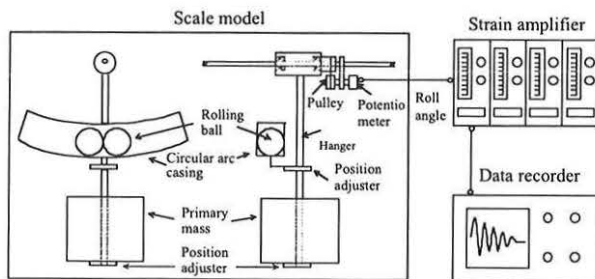


図6 実験系統図

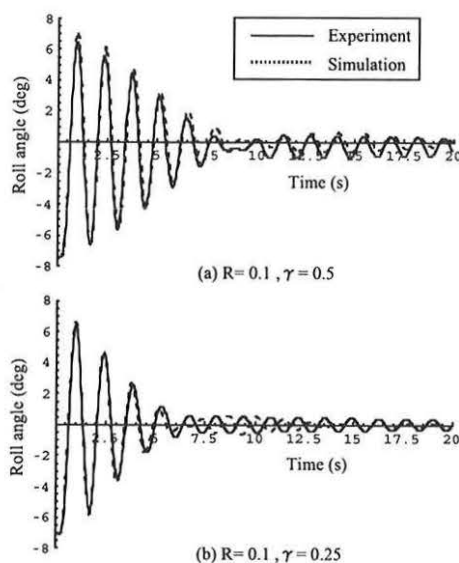


図7 初期変位に対する時間応答

4. 実験

減衰装置を装着した場合の効果の確認をするために、模型実験を行った。この時の実験系統図を図6に示す。 $m_1 = 4.5\text{kg}$ 、 $\ell_1 = 0.48\text{m}$ 、 $m_2 = 0.45\text{kg}$ (0.225kg/個×2個)、 $\ell_2 = 0.323\text{m}$ である。

初期変位に対する時間応答結果を図7に示す。実験結果を実線で示す。質量比 $R = 0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma = 0.5$ の場合には、初期角が3周期程で半減し、 $R = 0.1$ 、 $\gamma = 0.25$ の場合には、2周期程で半減していることがわかる。また、パラメーターが最良調整された場合のシミュレーション値を破線で示す。シミュレーション値と実験値は良く合っていることがわかる。二つの球が逆方向の速度で接触・回転することにより生じる減衰力の減衰係数比は、最良調整値に近いものとなっていることがわかる。

5. 結論

風等による索道搬器の動揺の低減を目的として、動揺減衰装置について検討を行った結果をまとめると、次のとおりである。

- (1) シンプルな構造で、より実用的と考えられる二球転動式動揺減衰装置の提案を行った。
- (2) 二球転動式減衰装置のパラメーターの調整方法を明らかにした。また、パラメーターの調整図表の作成を行った。
- (3) 最良調整された減衰装置を装着した場合の効果について、主系の周波数応答、ランダム風に対する時間応答についてシミュレーションを行い、減衰装置は十分効果があることを確認した。
- (4) 模型実験を行い、減衰装置を装着した場合の効果を確認した。初期変位に対する時間応答結果では、質量比 $R = 0.1$ 、取り付け位置比 $\gamma = 0.5$ の場合には、初期角が3周期程で半減することが認められた。
- (5) 実験値とシミュレーション値との比較検討を行い、シミュレーション値と実験値は良く合っていることを確認した。

参考文献

- (1) 松久寛・顧榮榮・王永金・西原修・佐藤進、索道搬器の動吸振器による制振、機論、59-562、C(1993)、1717-1722
- (2) 岩崎到・中川斉・谷田宏次・牟田口勝生、ゴンドラ・リフト用制振装置の開発、石川島播磨技法、38-3(1998)、199-204
- (3) Den Hartog、*Mechanical Vibrations*、(1950)、McGraw-Hill
- (4) 佐藤久雄・千島美智男・細川成之、索道施設における風特性と搬器動揺の調査解析および運転限界風速の推定方法、機論、71-704、C(2005)、1207-1214