

空気圧を用いた振子ダンパの基礎的検討

山長 雄亮* 風戸 昭人 (鉄道総研)

Basic Study of Tilting Damper Using Pneumatic Pressure

Yusuke YAMANAGA*, Akihito KAZATO (Railway Technical Research Institute)

In order to verify feasibility of a tilting damper using pneumatic pressure, we conducted a numerical simulation and a bench test. From the results of the simulation and the test, we found that the pneumatic damper could work as effectively as a conventional hydraulic tilting damper on condition that air inside the damper was pre-compressed and it had specific orifice diameter and relief valves.

キーワード：振子車両，振子ダンパ，空気圧

(Key Words : Tilting train, Tilting damper, Pneumatic pressure)

1. はじめに

制御付き振子車両は，高速で曲線を走行する際に，振子はりと呼ばれる傾斜はりと共に支持された車体が遠心力によって内傾する自然振子動作をアシストする機構を持つ車両であり，その動作を担うアクチュエータとして，空気シリンダが台車枠と振子はりの間に組み込まれている．一方で，既存の振子車両には，振子制御時の安定性確保および自然振子動作時の減衰力付与のため，振子ダンパと呼ばれるオイルダンパが別途備わっているが，その分だけ部品点数が増え，艱装スペースも必要になる．

そこで鉄道総研では，制御付き振子車両の部品点数削減への一案として，制御用空気圧式アクチュエータに振子ダンパの機能を持たせる方法を検討している．

本発表ではまず，空気圧によって既存の振子ダンパと同程度の発生力を実現可能か否かをシミュレーションによって理論検討した結果を示す．さらにベンチ試験結果から，振子ダンパとして機能するための，絞りやその他の回路構成を示す．

2. 記号

- a : 絞りの面積 [m²]
- A_i : シリンダの受圧面積 [m²]
- G : 絞りを通る空気質量流量 [kg/s]
- P_i : シリンダ内空気圧力 (絶対圧) [Pa, abs.]
- R : 空気の気体定数 [J/(kg·K)]
- T_i : シリンダ内空気温度 [K]
- V_i : 空気室容積 [m³]
- W_i : シリンダ内空気質量 [kg]
- x_p : ピストン変位 [m]
- κ : 空気の比熱比
- 添字 i : 0 : 初期状態,
1 : シリンダ室 1, 2 : シリンダ室 2

3. 空気圧式振子ダンパの理論検討

空気圧式振子ダンパの実現可能性を検討するため，シミュレーションによる検討を行った．図1に検証に用いた空気圧式振子ダンパ回路の計算モデルを示す．シリンダ室1とシリンダ室2の間を空気配管で繋ぎ，途中に絞りを設けたモデルとした．シリンダを外部から駆動して，

正弦波のピストン変位を強制的に与え，その時の各シリンダ室の内圧差にシリンダ受圧面積を乗じたものが振子ダンパの発生力となる．

各シリンダ室の内圧は，理想気体の状態方程式を時間微分して得られる常微分方程式を解くことにより求めた．

$$PV_i = W_i RT_i \quad \text{の両辺を時間微分し, } -dW_i/dt = dW_2/dt = G$$

であることを考慮すると，式(1)が得られる．

$$\frac{dP_i}{dt} = -\frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{dt} + \frac{W_i R}{V_i} \frac{dT_i}{dt} \mp \frac{RT_i}{V_i} G \quad (1)$$

シリンダ室の容積は，ピストン中立時の容積を V_{i0} として式(2)で表す．

$$V_i = V_{i0} \pm A_i \cdot x_p \quad (2)$$

尚，計算では $A_1 = A_2$ として簡単化した．

温度については断熱変化を仮定し，式(3)を用いた．

$$T_i = T_0 \left(\frac{P_i}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

シリンダ流入流量は，絞り前後の圧力比によって式(4), (5)のように表せる¹⁾．ここで添字 u は絞りの上流側， d は下流側を表す．

$P_d/P_u \geq 0.528$ のとき，

$$G = a \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{(\kappa+1)/\kappa}} \quad (4)$$

$P_d/P_u < 0.528$ のとき，

$$G = a \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (5)$$

以上の式を用い，MATLAB/Simulinkによってシミュレーションモデルを構成して数値解析を行った．

当初シリンダの初期内圧を大気圧にして検証を試みたが必要な発生力は得られなかった．そこで初期内圧を大気圧以上に予圧縮させて計算したところ，シリンダ発生力の増幅効果が認められたので，以降のシミュレーシ

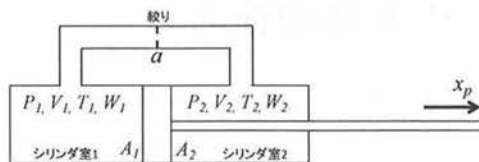


図1 計算モデル

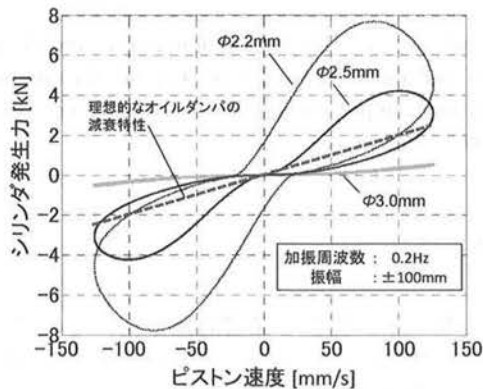


図2 シミュレーション結果

ョンでは、現行振子車両の制御圧を考慮して、シリンダ室初期内圧 P_0 を 500kPa (ゲージ圧) とした。

図2に、ピストン速度と振子シリンダ発生力のリサーチ曲線を複数の絞り径について示す。図中の太点線は、従来のオイルダンパの理想的な線形特性であるが、それに対して空気圧式ダンパでは空気の圧縮性に起因するバネ特性によってヒステリシスを伴い、肩が膨れた形状になる。必要なダンパ発生力を満たしつつ、理想的なオイルダンパの特性に近づくように絞りの径を検討した結果、 $\phi 2.2 \sim 2.5\text{mm}$ 程度であれば、振子ダンパとしての要求を満たすことが出来ると判断した。

4. 空気圧式振子ダンパのベンチ試験結果

シミュレーションによる検証結果を踏まえ、強制加振が可能なダンパ試験装置を用いて空気圧式振子ダンパのベンチ試験を実施した。

シミュレーションにより絞りの有効径については見当をつけることが出来たので、ベンチ試験ではまず絞りの形状による差異を検証した。円形オリフィス、ハニカムパイプ（層流抵抗絞り）、多孔質絞りを試したが、基本的な減衰特性に差異は見られなかったため、最も単純な形状である円形オリフィス ($\phi 2.5\text{mm}$) を採用することにした。

目標とする従来の油圧式振子ダンパの減衰特性の傾きに近づけようとすると、理論解析でも明らかなように、空気の圧縮性によるバネ効果のため、シリンダ発生力が過大になる。そこで図3に示すように、差圧が 200kPa 以上で連通するリリーフ弁を設けることにした。リリーフ弁の有無による空気シリンダ発生力を比較した試験結果を図4に示す。この図では、ピストンの動きに対して反時計まわりに状態が変化している。リリーフ弁なしの場合、ピストン速度が 0mm/s から増加するピストン行程においては、油圧式ダンパに近い特性を示し、最大速度においてもほぼ目標通りのシリンダ発生力を発揮しているが、最大速度から 0mm/s へ減速するピストン行程にお

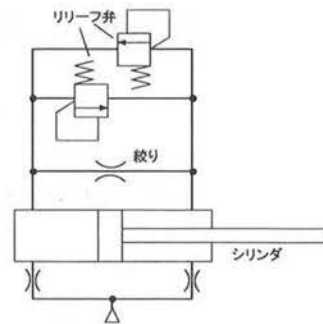


図3 空気圧式振子ダンパの回路構成

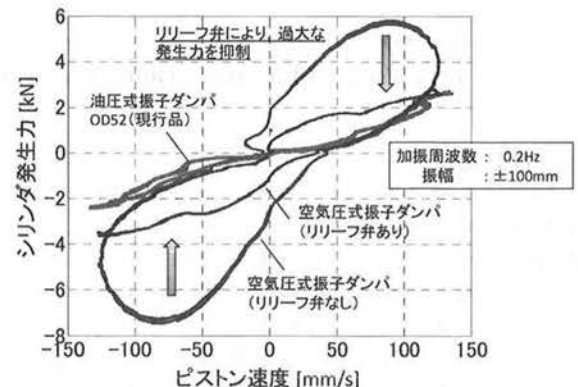


図4 ベンチ試験結果

いては、空気の圧縮性が原因となり過大な発生力を生じている。一方、リリーフ弁ありの場合、同様のピストン行程においても、200kPa 以上の差圧が発生した際にはリリーフ弁が連通するため、リリーフ弁なしの時に見られたような過大な発生力を抑制しており、目標とした油圧式ダンパの特性により近い結果を得られている。

5. まとめ

空気圧式振子ダンパの実現可能性をシミュレーションによって検証し、その結果を踏まえてベンチ試験を実施した結果、以下の知見が得られた。

- (1) シリンダ室内に予圧をかけることによってダンパ発生力を大きくすることが出来る。
- (2) 絞りは単純形状の円形オリフィスでよい。またシリンダ室内の予圧を 500kPa とした時、オリフィス径は 2.5mm 程度が適当である。
- (3) シリンダ内 2 室を連通するリリーフ弁を構成することによって過大な発生力を抑制することが出来る。

これらの知見を踏まえた空気シリンダおよびその周辺回路を構成することにより、空気圧による振子ダンパは実現可能であり、自然振子時の減衰確保に有効であると考えられる。従って制御用空気圧式アクチュエータとの一体化のためには、振子制御時の安定性確保のための制御則の検討などが今後の課題となる。

最後に、本研究にご協力いただいたピー・エス・シー株式会社の関係各位に御礼申し上げる。

参考文献

- 1) 竹内正顕：空気圧システム入門，p.24，日本フルードパワーシステム学会，2003