

非線形復元力特性を示す車両用ダンパー・アセンブリの振動応答解析

日大生産工(院) ○飯田 和幸
日大生産工 柴田 耕一

1. 序論

車両用ダンパー・アセンブリの特性は、車両の動的性能上、極めて重要である。ダンパー・アセンブリを構成する個々の要素(コイルスプリング、ダンパーユニット、ブッシュ類等)の多くは、入力荷重による応答の振幅及び周波数に対して非線形な特性を示す。また、これらの要素の中には、実装状態において、そのストローク方向に対して非対称な特性を示すものもある^{1),2)}。

ダンパー・アセンブリの特性を解析する上では、上記のような個々の構成要素の特性を考慮することは必要不可欠である。従って、車両動特性の開発段階において、個々の構成要素の特性を反映し、ダンパー・アセンブリの動特性を容易に予測できる手段を構築することは、非常に有用である。

本論では、個々の構成要素に非対称復元力特性に対応する、べき関数型復元力モデルを適応させ、ダンパー・アセンブリの非線形振動解析モデル化手法を構築することを目的とする。

これまでにこのモデル化手法を用いて行った振動解析結果には、一部実測値と計算値に不一致が見られた²⁾。そこで本論においては、さらなる精度向上を目指し、ダンパー・アセンブリの構成要素の中でも、特に非線形性の強いダンパーユニットの加力試験を新たに行い、これまでの面積関数²⁾(0.25Hz~1.00Hzまで考慮)より、さらに幅広い周波数帯(0.25Hz~20.0Hz)に対応した面積関数を用いて応答計算を行った。そして、4自由度系の応答計算値と実験結果との比較の結果、応答計算値を初期の過渡応答から定常応答まで、また、新たに行った矩形波入力に対する応答まで、実験値に対し精度良く求めることができた。このことにより、本モデル化手法の妥当性を検証することができた。

2. 解析手法

2.1 べき関数型等価線形系解析手法 (PFT-ELS法)

ダンパー・アセンブリを1自由度系とみなし、強制外力(加速度 \ddot{y})が作用する場合の運動方程式は質点の質量を m 、変位を x 、系の復元力を $f(x, \dot{x})$ とすると次式で表せる。

$$m\ddot{x} + f(x, \dot{x}) = -m\ddot{y} \quad (1)$$

上式を無次元化すると(2)式となる。

$$\frac{d^2 X}{d\tau^2} = F(X, \dot{X}) = -\frac{d^2 Y}{d\tau^2} \quad (2)$$

$$\left(\begin{array}{l} X = x/x_s, X_0 = x_0/x_s, \omega_s^2 = F_s/(x_s \cdot m) \\ \eta = \omega/\omega_s, \tau = \omega_s \cdot t, k_s = F_s/x_s, Y = y/x_s \end{array} \right)$$

$F(X, \dot{X})$: 無次元化した復元力

x_s, F_s : 線形限界における変位と復元力

ω_s : 線形限界における固有振動数

x_0 : 変位振幅

(2)式の履歴振動系を等価な線形振動形に置換すると次式を得る。

$$\frac{d^2 X}{d\tau^2} + 2H_{eq} \frac{dX}{d\tau} + K_{eq} X = -\frac{d^2 Y}{d\tau^2} \quad (3)$$

ただし、逐次変化する等価減衰係数 H_{eq} 、等価ばね定数 K_{eq} は次式のようになる。

$$H_{eq} = \frac{2k}{\pi} \frac{1}{\eta} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha} \right) X_0^{\alpha-1}, K_{eq} = \frac{4k}{\sqrt{\pi}} \left(\frac{\alpha}{\alpha+1} \right) \frac{\Gamma(\alpha+0.5)}{\Gamma(\alpha+1)} X_0^{\alpha-1} \quad (4)$$

ここで、履歴曲線の復元力特性に対するべき関数型復元力モデルの基本式を以下に示す。^{1),2),3)}

$$\text{骨曲線: } F(X, \eta) = kX^\alpha \quad (5)$$

$$\text{加力本線: } F(X, \eta) = 2k \left\{ \frac{1}{2} (X_0 + X) \right\}^\alpha - kX_0^\alpha \quad (6)$$

$$\text{減力本線: } F(X, \eta) = -2k \left\{ \frac{1}{2} (X_0 - X) \right\}^\alpha + kX_0^\alpha \quad (7)$$

ここで、形状パラメータ α, k は次式で求められる。

$$\alpha(X_0, \eta) = \frac{4F_0(X_0, \eta)X_0 - G_0(X_0, \eta)}{4F_0(X_0, \eta)X_0 + G_0(X_0, \eta)}, k(X_0, \eta) = \frac{F_0(X_0, \eta)}{X_0^\alpha} \quad (8)$$

式(8)を次式に代入することで変位振幅 x_0 、円振動数 ω に依存する非線形の減衰係数 $C(x_0, \omega)$ 、及び、ばね定数 $K(x_0, \omega)$ を求める。

$$C(x_0, \omega) = \frac{2F_s}{\omega_s x_s} H_{eq}, K(x_0, \omega) = k_s K_{eq} \quad (9)$$

この $C(x_0, \omega), K(x_0, \omega)$ を用いて1自由度系に強制外力が作用する場合の運動方程式は次式のようになる。

$$m\ddot{x} + C(x_0, \omega)\dot{x} + K(x_0, \omega)x = -m\ddot{y} \quad (10)$$

上式を解くことにより変位振幅、周波数に依存する減衰・ばね特性を持つ系の応答計算が可能となる。これを等価線形系解析手法という。

2.2 ダンパー・アセンブリー多自由度系解析モデル

各構成要素（ダンパーユニット・スプリング・マウント・ロアブッシュ・シートラバー）をそれぞれモデル化し、構築したダンパー・アセンブリーの4自由度系モデルをFig.1に示す。

これらのモデル図の各質点に対する自由体図から、質点 m_2 に外力が一切かからないものとし（ $F=0$ ）、運動方程式を立てると(11)式ようになる。

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \\ + k_3(x_2 - x_3) + k_2(x_2 - x_1) &= -m_2 \ddot{X} \\ m_1 \dot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ + k_1(x_1 - x_0) - k_2(x_2 - x_1) &= -m_1 \ddot{X} \\ m_0 \ddot{x}_0 + c_0 \dot{x}_0 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_0 x_0 \\ - k_1(x_1 - x_0) - k_4(x_3 - x_0) &= -m_0 \ddot{X} \\ m_3 \dot{x}_3 - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_4(x_3 - x_0) \\ - k_3(x_2 - x_3) &= -m_3 \ddot{X} \end{aligned} \right\} (11)$$

ここに、

$m_0 \sim m_3$: 質量 (m_2 : 車体の質量の1/4)

$c_0 \sim c_3$: 減衰係数, $k_0 \sim k_4$: ばね定数

$x_0 \sim x_3$: ストローク変位

をそれぞれ示す。

3. 実験

3.1 ダンパーユニットの面積関数

単体試験から得られたダンパーユニットの履歴曲線から履歴ループの囲む面積 G_0 を算出し、さらに各周波数ごとに関数化した。そこでダンパーユニットの履歴ループが引張、圧縮で異なることを確認した。よって引張側・圧縮側に分けて関数化を行った。この関数を用いて式(9)より求めたダンパーユニットの振動特性(減衰係数)をFig.3,4に示す。また、ダンパーユニットに非対称復元力特性に対応するべき関数型復元力モデルを適応させた履歴ループをFig.5の実線に示す。

3.2 実験概要

本実験では車両用ダンパー・アセンブリーおよび各構成要素の振動特性(減衰係数, 動ばね定数)の測定をそれぞれ行った。正弦波入力の上下加振実験を行い、荷重・変位を測定した。

ダンパー・アセンブリーをばね要素とするばね上の荷重が249kgfとし、加振初期の過渡状態の検証を行うために、静止状態から定常振幅にいたる状態も同時に測定した。ダンパー・アセンブリーのストローク変位と復元力の時系列波形はFig.6,7の点線に示す。また、履歴ループはFig.8,9の点線に示す。一方、矩形波入力変位(Fig.10)に対する過渡応答の実験を新たに行い、解析結果と比較し、Fig.11,12の点線に示した。

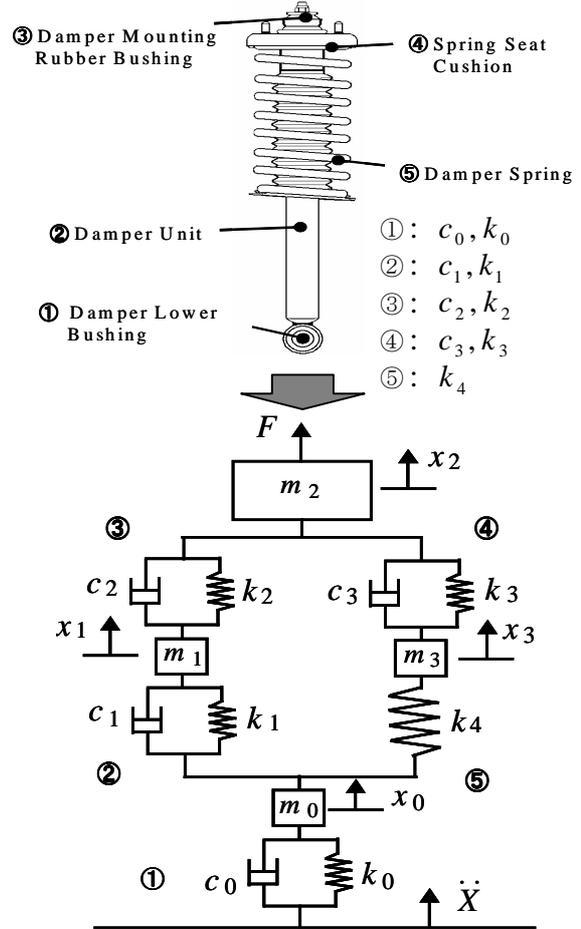


Fig.1 Four-degree-of-freedom-system-model of damper assembly

F : 無次元化した復元力, x : 変位, x_0 : 変位振幅, \ddot{X} : 下部入力加速度, ω : 円振動数, ω_s : 線形領域における固有振動数, F_s : 線形限界における荷重, x_s : 線形限界における変位

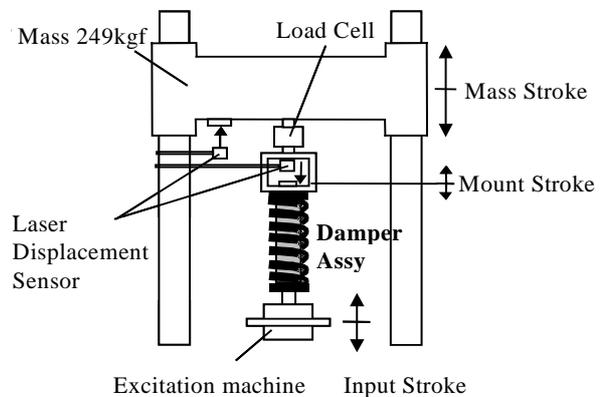


Fig.2 Hydraulic damper shaker

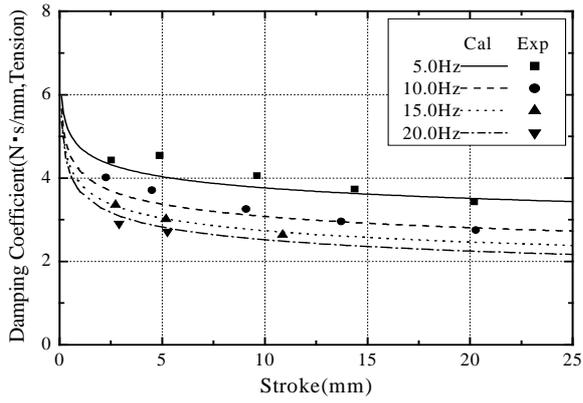


Fig.3 Damping coefficient for damper Unit (Amplitude dependency-Tension)

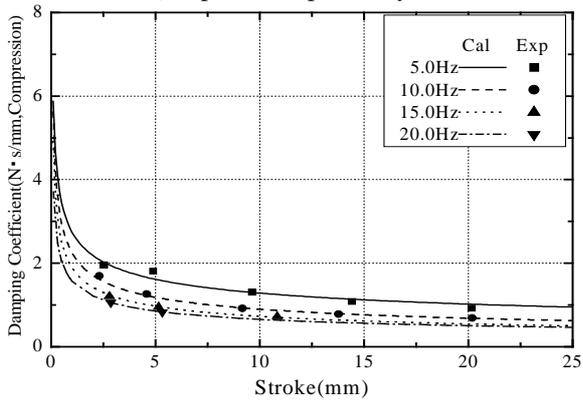


Fig.4 Damping coefficient for damper Unit (Amplitude dependency-Compression)

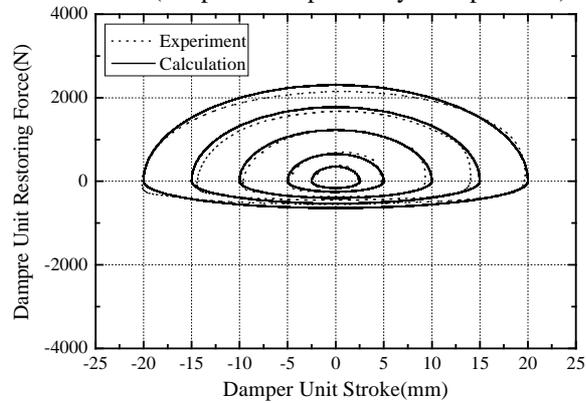


Fig.5 Hysteresis loop for damper unit(5.0Hz)

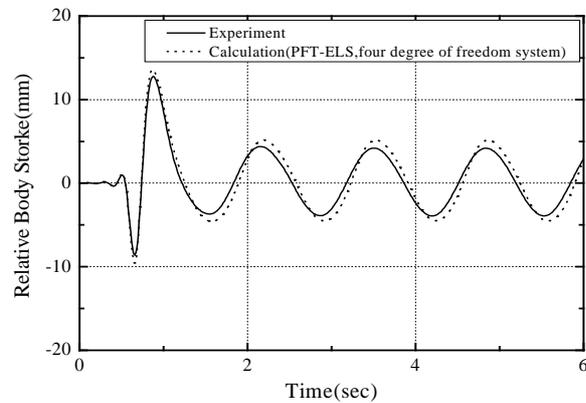


Fig.6 Stroke displacement waveforms of damper assembly (0.75Hz, ±20.0mm)

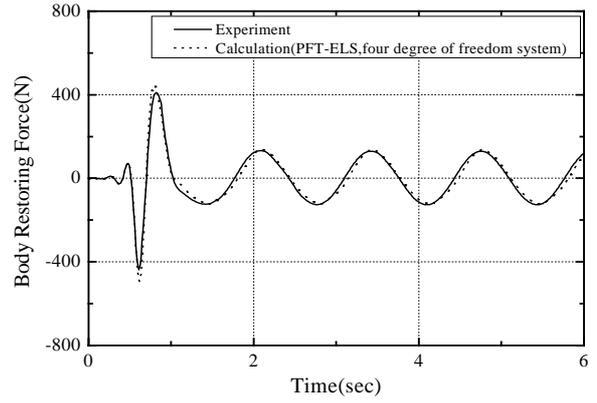


Fig.7 Restoring force waveforms (0.75Hz, ±20.0mm)

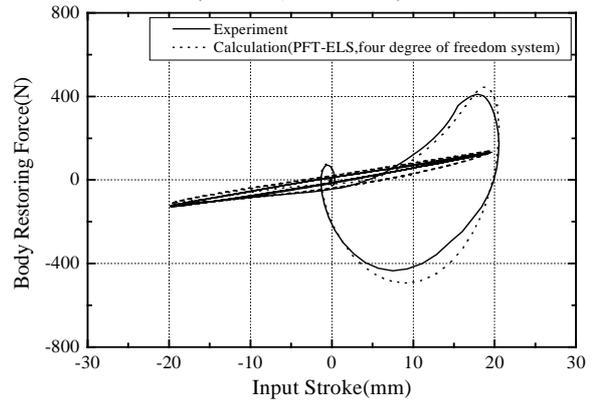


Fig.8 Hysteresis loops (0.75Hz, ±20.0mm)

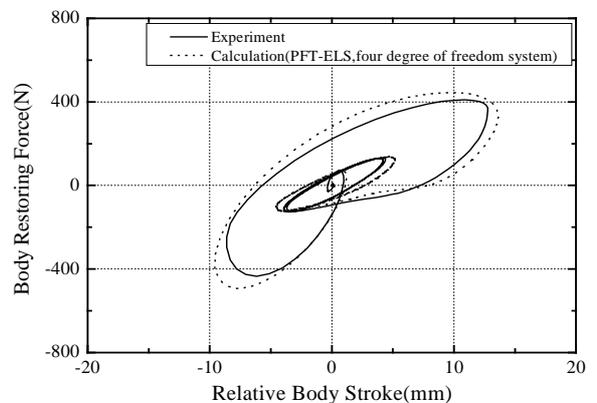


Fig.9 Hysteresis loops (0.75Hz, ±20.0mm)

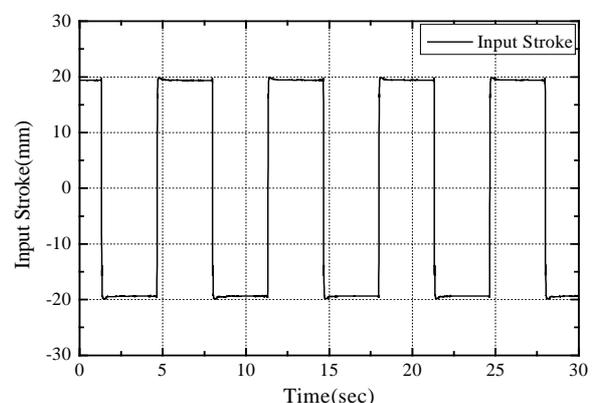


Fig.10 Input Stroke waveforms (Rectangular wave, 0.15Hz, ±20.0mm)

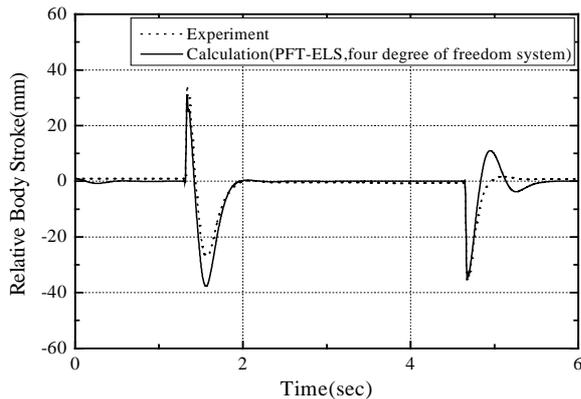


Fig.11 Stroke displacement waveforms of damper assembly(Rectangular wave,0.15Hz, ±20.0mm)

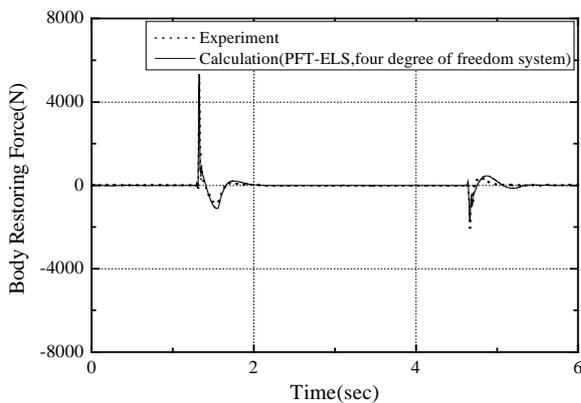


Fig.12 Restoring force waveforms (Rectangular wave,0.15Hz, ±20.0mm)

4. 解析結果

ダンパー・アセンブリーを4自由度系でモデル化し、実験から得られた入力変位を用いた応答計算を行った。そして、これらの計算結果と実測値との比較により、モデルの精度検証を行った。ダンパー・アセンブリーの相対変位振幅の時系列解析結果を Fig.6 に、復元力の時系列解析結果を Fig.7 に、履歴ループを Fig.8,9 に示す。ここで、Fig 中の点線は実測値、実線は4自由度系解析結果を示す。

Fig.6,7 より、時系列での比較では、その応答計算結果が、加振初期の過渡状態から定常まで、実測値に良く対応して求められている。

また、Fig.8,9 の履歴ループの比較からも、過渡から定常まで実測値に対応して求められている。

矩形波入力(Fig.10)に対する実測値と解析結果との比較を Fig.11,12 に示す。ここで、Fig11 は相対変位振幅の時系列波形、Fig12 は復元力の時系列波形を示す。ここで Fig 中の点線は実測値、実線は4自由度系解析結果を示す。Fig.11,12 より、時系列での比較から実測値に対して計算結果が良い対応を示していることがわかる。

5. 結論

本論文では、車両の動特性（乗り心地、ハンドリング性能）に影響するダンパー・アセンブリーの非線形振動特性（ばね定数、減衰係数）を求めるモデル化手法として、従来のべき関数型復元力モデルを用いた等価線形系解析手法に対し、非対称復元力特性のモデル化手法を加えた新たな手法を提案した。そのモデルによる解析結果と実測結果の比較からモデル化手法の妥当性を検証した。その結果次のことが明らかになった。

- 1) ダンパー・アセンブリーの様々な変位振幅及び周波数の加振条件において、モデル解析値と実験値の比較から、過渡から定常まで良い精度で計算できていることが確認できた。
- 2) このことから車両用ダンパー・アセンブリーの各構成要素(ダンパー・ユニット、ダンパー・スプリング、ブッシュ類)の変位振幅及び周波数に依存する非線形特性に対して、非対称復元力特性も解析可能な新たなべき関数型復元力モデルを用いた等価線形系解析手法を構築できた。
- 3) ダンパーユニットの面積関数を前論²⁾よりさらに高周波まで含めて関数化を行った結果、さらに良い精度での解析が可能になった。
- 4) 今回、矩形波入力に対する応答計算が可能となり、今後、各種衝撃入力に対する解析も可能になった。

過渡から定常までの応答を再現することができたことで、ランダム波入力に対する応答解析の見通しが立った。今後これに続く研究では、実ランダム入力解析を行い検証する。

脚注

注 1) べき関数型等価線形系(PFT-ELS)

Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type

文献

- 1) 魚井玲, 織田健児, 神保浩之, 徳永裕之, 見坐地一人, 柴田耕一: 非対称復元力特性を持つ振動系の解析モデル(車両用サスペンションダンパーについて), 日本機械学会論文集(C編), 73巻 729号 pp. 42-48, 2007.05
- 2) 中里圭甫, 柴田耕一: 非対称復元力特性を持つダンパー・アセンブリーの振動応答, 第39回学術講演会数理工情報部会講演概要, pp.71-74 (2006.12)
- 3) 廣瀬, 神保, 見坐地一人, 柴田耕一: 車両用防振ゴムの振動特性に関する研究(多自由度系における非線形振動応答解析), 日本機械学会論文集(C編), 63巻 614号, pp47-53, 1997.10