ばね効果を調節しうる粘性ねじり 振動ダンパの開発*

岩本 昭一**・戸田 富士夫***
加藤 雅彦***・高野 靖夫*****

The Development of the Torsional Vibration Damper of
Viscous Shear Type with Controllable Elasticity Effect

By Shoichi Iwamoto, Fujio Toda, Masahiko Kato, Yasuo Takano

The viscous shear damper with a ringed rubber pasted on a surface of an inner mass so as to lie the rubber and silicon oil serially between the inner mass and the housing, was designed and manufactured as a trial in order to develop a viscous shear damper which was able to be adjusted the elastic effect.

Then we investigated its elasticity effect by operating a V8 High Speed Diesel Engine with this damper and measuring the torsional vibration. We measured on conditions that the rubber hardness were 50 and 70 and working oil viscosities were various kinds.

From this result, it was confirmed that we were possible to control the elasticity effect of damper, as we were able to change the equivalent complex damping coefficient of damper by pasting a ringed rubber on a surface of an inner mass.

1. ま え が き

シリコン油を作動流体とする粘性ねじり振動ダンパの特性については、すでに報告されている^{1~3)}。これらの報告によれば、ダンパの複素減衰係数を定義した場合、その虚部は、ばね効果をもたらすもので、ダンパに与える加振振動数に応じて、その効果も変化し、無視できないことが、確認された。そして、高粘度の作動油は、弾性的な性質を帯びてくともわかった。

ダンパを振動論の立場より考察してみると、減衰要素とばね要素とが含まれているダンパが理想的であって、この両者をダンパ質量の大きさ及びダンパ加振振動数に応じて、適当に調節することにより、ばね要素のみを有するダンパ(ダイナミック形)、あるいは減衰要素のみを有するダンパ(エネルギー吸収形)よりもさらに制振効果の大きいダンパの設計製作が可能となる⁴⁾。しかしながら、ダンパ内に注入する作動油(シリコン油)の粘度を変えることによって、ダンパの減衰要素を自由に調節するこ

とはできるが、作動油の粘度とダンパ加振振動数とに応じて、ばね効果が生ずるといっても、これを減衰要素と関係なく任意に調節することは、困難である。

石塚は、ゴムの弾性を利用したばね要素と、シリコン油の粘性を利用した減衰要素とを組み合わせた、いわゆるビスカスラバーダンパを考案した^{5,6)}。ただし、ここでは作動油(シリコン油)のばね効果は、考慮されていない。そして、このダンパは、構造的にはゴムダンパに近いので、製作費は粘性ダンパよりも安価となるため、広く使用されているが、機能的にはゴムダンパの欠点、そのままこのダンパに持ち込まれている。すなわち、ゴムねじり振動ダンパでは、粘性ダンパのハウジングに相当するリテナと、慣性リングに相当するダンパ質量との間には、ゴム体を介して接着結合されている。このため、金属とゴムとの接着部分のはくり、経年変化によるゴムの劣化あるいは疲労によるゴムの切断等の事故が、しばしば発生している。特に最近の高出力、高性能機関においては、ねじり振動ダンパも一層苛酷な条件のもとで使用されるので、このビスカスラバーダンパでも、一般のゴムダンパで問題となっている事故と、全く同様な事故が発生し、深刻な問題となっている。

そこで、本研究においては、前報⁷⁾の供試ダンパと同じ構造で耐久性に富み、しかもダンパのばね効果を自由に調節しうることを目的とし、慣性リング外周面上にゴ

* 原稿受付 昭和60年11月15日

昭和60年春季学術講演(昭和60年5月22日)

月例講演会(昭和60年9月10日)

** 正会員 埼玉大学工学部(浦和市下大久保255)

*** 埼玉大学工学部(浦和市下大久保255)

**** 学生会員 埼玉大学大学院(浦和市下大久保255)

***** 埼玉大学大学院(浦和市下大久保255)

ム体を張り付け, これと対向するハウジング面との間に作動油が介在するような構造のダンパを設計試作した。そして, このダンパを試験台上に設置された, V形8シリンダ高速ディーゼル機関に取付け, この機関の軸系ねじり振動特性を調べることによって, ばね効果を調節しうる粘性ねじり振動ダンパの開発が, 可能であるということを確認した。なお, 使用している主な記号や定義などは, 前報^{1,7)}に準じている。

2. 供試ダンパの構造と機能

粘性ねじり振動ダンパは, 前述したように, 作動油の粘度とダンパ加振振動数とに応じて, ばね効果が生ずる^{2,3)}。そこで, この特性をうまく利用し, 作動油の油膜部分の慣性リング側あるいはハウジング側のいずれか一方の, 少なくとも一部には, 他方に対向するゴム体を設け, これにより慣性リングとハウジングとの間に, ゴム体及び作動油が直列的に介在するように構成すれば, ゴム体と作動油のばね効果とが組み合わされたダンパが, 実現する。粘性ダンパをこのような構造にすれば, ゴム体のばね定数は, ゴム硬度及び寸法によって任意に変えられるので, これと作動油のばね効果とをうまく組み合わせることによって, ダンパの最適減衰条件, すなわち, ダンパに最大減衰仕事を与えるような, 減衰要素とばね要素とを調節することは, 容易となる。これによって, 従来のビスカスラバーダンパと同じ機能を持った粘性ダンパが, 実現するばかりでなく, 慣性リングとハウジングとの間に介在するゴム体は, 接着結合されていないので, 従来よりビスカスラバーダンパが持っている欠点, すなわち, ゴム体と金属との接着部のはくり, あるいはゴム部の疲労切断などの事故発生も解消され, 振動論的にもきわめて理想的なものとなり, 耐久性も従来のダンパより, 格段にすぐれた粘性ダンパの設計製作が, 可能となる。

図1は, 上述の条件を満たすため, ばね効果を調節することを目的として, 新たに設計試作した粘性ねじり振動ダンパの断面である。すなわち, このダンパの構造は, 前報⁷⁾の供試ダンパの慣性リング外周面上に, 環状ゴム体を張り付けたもので, ハウジング, 慣性リング, 油膜厚さ及び慣性リングを保持するための摺擦部分などの寸法は, すべて前報⁷⁾の供試ダンパと全く同じである。ダンパをこのような構造にすれば, ハウジングと慣性リングとの間は, ゴム体と作動油とが直列的に介在することになる。したがって, ダンパを加振すれば, 作動油がせん断変形を起すと同時に, ゴム体もまたせん断変形を起す。そして, ゴム体のせん断変形によって, ばね効果が生じ, そのばね定数はゴム硬度及び組成によって, 作動油粘度のいかんにかかわらず, 任意に選ぶことができる。それ故に, ダンパ全体の等価ばね定数は, 自由に調節しうる事が可能となるので, ダンパを取り付けるべき機関系の振動特性に応じて, ダンパが最大減衰仕事をなす

図1 設計試作した粘性ダンパの構造

ような条件を, 容易に実現させることができる⁸⁾。

3. ダンパの等価複素減衰係数

図2は, 新たに設計試作した粘性ダンパを, 力学的にモデル化したものである。いま, ハウジングと慣性リング外周面上との間に働く粘性抵抗トルクを T , そして, θ_r を相対角変位とすれば,

$$T = C_g^* (d\theta_r/dt) = C_g^* \dot{\theta}_r \quad (1)$$

と表示される。ここに, C_g^* は相対角速度 $\dot{\theta}_r$ に比例する慣性リング外周面上における抵抗係数, すなわち, 複素減衰係数である。図2(a)を参照して, 時間微分 d/dt を $\dot{}$ で表示すれば,

$$\theta_r = \theta_G + \theta_o \implies \dot{\theta}_r = \dot{\theta}_G + \dot{\theta}_o \quad (2)$$

をうる。ここに, θ_G ; ゴム部分の角変位, θ_o ; 作動油部分の角変位, である。したがって, トルク T と慣性リング外周面上の各要素との関係は, つぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} T &= k'_G \theta_G + c'_G \dot{\theta}_G \\ T &= k'_o \theta_o + c'_o \dot{\theta}_o \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに, k'_G, c'_G は, それぞれゴム体の等価ばね定数および等価減衰係数, そして, k'_o, c'_o は, それぞれ慣性リング外周面油膜部の等価ばね定数及び等価減衰係数, である。

いま, $j = \sqrt{-1}$ として, ダンパは $\theta_G = \theta_G e^{j\omega t}$, $\theta_o = \theta_o e^{j(\omega t - \phi)}$ で定常運動しているものとすれば, 式(3)

図2 設計試作した粘性ダンパの力学的モデル

より,

$$\left. \begin{aligned} \dot{\theta}_G &= j\omega T / (k'_G + j\omega c'_G) \\ \dot{\theta}_o &= j\omega T / (k'_o + j\omega c'_o) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

をうる。これより、式(2)で与えられる相対角速度 $\dot{\theta}_r$ は、次のようになる。

$$\dot{\theta}_r = \frac{\omega^2 (c'_o + c'_G) - j\omega (k'_o + k'_G)}{(\omega^2 c'_G c'_o - k'_G k'_o) - j\omega (c'_o k'_G + c'_G k'_o)} T \quad (5)$$

ここで、粘性抵抗トルク T を式(1)のように表示すれば、慣性リング外周面上における等価複素減衰係数 C_g^* は、

$$C_g^* = \frac{(\omega^2 c'_o c'_G - k'_o k'_G) - j\omega (c'_o k'_G + c'_G k'_o)}{\omega^2 (c'_o + c'_G) - j\omega (k'_o + k'_G)} \quad (6)$$

となる。さらに、

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= k'_G / k'_o, \quad \eta = (k'_o / \omega) / c'_o \\ \eta_G &= (k'_G / \omega) / c'_G \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

とおき、式(6)を整理して、実部と虚部とに分ければ、慣性リング外周面上における減衰要素とばね要素とは、それぞれつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} c'_G &= \left[\frac{\eta_G (1 + \eta^2) + \varepsilon \eta (1 + \eta_G^2)}{(\eta_G + \varepsilon \eta)^2 + \eta^2 \eta_G^2 (1 + \varepsilon)^2} \right] \varepsilon \eta c'_o \\ k'_G &= \left[\frac{\eta_G^2 (1 + \eta^2) + \varepsilon \eta^2 (1 + \eta_G^2)}{(\eta_G + \varepsilon \eta)^2 + \eta^2 \eta_G^2 (1 + \varepsilon)^2} \right] \varepsilon k'_o \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

いま、慣性リング内周面に設けられている潤滑油充填部は、ダンパの作動油が存在していない部分なので、考慮しないものとし、図2(b)及び(c)を参照して、ハウジングと慣性リングとの間に働く粘性抵抗トルクを T_e とすれば、

$$T_e = C_g^* \dot{\theta}_r + C_s^* \dot{\theta}_r = C_e^* \dot{\theta}_r \quad (9)$$

となるので、ダンパ全体(作動油の部分全面)についての等価複素減衰係数 C_e^* は、

$$C_e^* = C_g^* + C_s^* = (c'_G + c'_s) - j \frac{k'_G + k'_s}{\omega} = c'_e - j \frac{k'_e}{\omega} \quad (10)$$

となる。ここに、 C_s^* は慣性リングの側面に対する複素減衰係数、である。したがって、ダンパ全体に関する減衰要素 c'_e 及びばね要素 k'_e は、それぞれ、

$$\left. \begin{aligned} c'_e &= c'_s + \left[\frac{\eta_G (1 + \eta^2) + \varepsilon \eta (1 + \eta_G^2)}{(\eta_G + \varepsilon \eta)^2 + \eta^2 \eta_G^2 (1 + \varepsilon)^2} \right] \varepsilon \eta c'_o \\ k'_e &= k'_s + \left[\frac{\eta_G^2 (1 + \eta^2) + \varepsilon \eta^2 (1 + \eta_G^2)}{(\eta_G + \varepsilon \eta)^2 + \eta^2 \eta_G^2 (1 + \varepsilon)^2} \right] \varepsilon k'_o \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

となる。いま、 μ' 、 G'/ω をそれぞれ作動油複素粘度の実部及び虚部とすれば、慣性リング外周面にゴム体を張り付けてないダンパ(前報⁷⁾の供試ダンパA1及びB1)における等価減衰係数 c' と等価ばね定数 k' は、それぞれ、

$$c' = K\mu', \quad k' = KG'$$

となるので、これと式(11)との比 c'_e/c' 及び k'_e/k' は、それぞれつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} Y_c &\equiv \frac{c'_e}{c'} = \frac{K_s}{K} + \left[\frac{\eta_G (1 + \eta^2) + \varepsilon \eta (1 + \eta_G^2)}{(\eta_G + \varepsilon \eta)^2 + \eta^2 \eta_G^2 (1 + \varepsilon)^2} \right] \varepsilon \eta \frac{K_o}{K} \\ Y_k &\equiv \frac{k'_e}{k'} = \frac{K_s}{K} + \left[\frac{\eta_G^2 (1 + \eta^2) + \varepsilon \eta^2 (1 + \eta_G^2)}{(\eta_G + \varepsilon \eta)^2 + \eta^2 \eta_G^2 (1 + \varepsilon)^2} \right] \varepsilon \frac{K_o}{K} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ここに、 $K = K_o + K_s$ ；供試ダンパのダンパ定数、 $K_o = 2\pi b (d_o/2)^3 / h_o$ 、 $K_s = \pi \{ (d_o/2)^4 - (d_i/2)^4 \} / h_s$ 、そして、 h_o 、 h_s は、それぞれ慣性リング外周面及び側面上の油膜厚さ、である。

これより、 η 及び η_G の大きさに応じて、ゴム体と作動油とのばね定数比 $\varepsilon = k'_G/k'_o$ によって、ダンパの等価複素減衰係数 C_e^* を変えることが、可能となる。

表 1 供試ダンパの主要諸元

呼び名	ハウジング mm				I_h	慣性リング mm				I_d
	D_o	D_s	D_i	B	$\text{kgf}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	d_o	d_i	d_s	b	$\text{kgf}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
A2, A2'	326.5	318.5	172	54.8	2.269 (0.223)	305.7	220.5	192	42	1.418 (0.139)
B2, B2'	304	296	172	54.8	1.845 (0.181)	282.7	220.5	192	42	0.794 (0.078)

4. 実験装置及び実験方法

供試ダンパは、A2, A2' 及び B2, B2' の 4 種があって、その主要諸元を表 1 に示す。この 4 種の供試ダンパは、前報⁷⁾の供試ダンパ(耐久性向上形)A1, B1 と全く同一であって、この 2 種のダンパ A1, B1 の慣性リング外周面上に、厚さ 10mm の環状ゴム体が張り付けられており、A1 の寸法に対応するものを A2, A2'、そして B1 の寸法に対応するものを B2, B2' と呼んでいる。また、慣性リング外周面上に張り付けられているゴム体の材質は、一般のゴムダンパ等で広く使用されている合成ゴムで、硬度 50 と 70 との 2 種があって、硬度 50 のゴム材を張り付けたものを A2, B2、そして硬度 70 のゴム材を張り付けたものを A2'、B2' と呼んでいる。

供試機関及び実験の方法は、前報⁷⁾と全く同一で、また、ダンパ内に注入したシリコン油の呼称標準粘度 ν_{or} も前報⁷⁾と同様、 $\nu_{or}=0.6\times 10^4, 1\times 10^4, 3\times 10^4, 6\times 10^4, 10\times 10^4, 30\times 10^4$ 及び 100×10^4 cSt の 7 種である。

一方、慣性リング外周面上に設けられているゴム体は、ダンパ作動中にせん断変形を起し、これによって生じたばね効果により、ダンパの等価ばね定数を変えようとするものである。そこで、図 3 に示すような、ゴム体の静的ねじりばね定数の測定装置を作成した。この装置で、慣性リングを定盤に固定し、慣性リング外周面上を押える

図 3 ギョムの静的ねじりばね定数の測定装置

環状の棒を、図 3 のようにに取付け、この棒を図中矢印で示されているように、接線方向に静かに力を加え、これに対する棒の角変位を、ダイヤルゲージによって測定した。

ねじり振動計測装置と計測方法及びデータ処理などは、すべて前報⁷⁾に従っている。

5. 実験結果並びに考察

5.1 ギョムの静的ねじりばね定数 図 4 は、A2, B2 (ギョム硬度 50) 及び A2', B2' (ギョム硬度 70) ダンパにおいて、図 3 の装置で測定した、静的ひずみ(静的角変位 θ_{ro}) と静的トルクとの関係を図示したものである。これを見ると、いずれのダンパにおいても、トルクはひずみ(角変位)に対して、ほぼ直線的に変化してお

図 4 ギョムの静的角変位とトルクとの関係

り、これより、それぞれのダンパにおけるゴム体の静的ばね定数 k_G を求めると、A2 で $k_G = 4.81 \times 10^5$ 、B2 で $k_G = 3.81 \times 10^5$ 、A2' で $k_G = 25.71 \times 10^5$ 、そして B2' で $k_G = 15.0 \times 10^5 \text{ kgf} \cdot \text{cm} / \text{rad}$ が得られた。すなわち、ゴム硬度を 50 から 70 に変えることによって、慣性リング外周面上に張り付けたゴム体の静的ばね定数 k_G は、ほぼ 4~5 倍に変化している。

5.2 ダンパの減衰要素とばね要素 ダンパを機関に取付けたときのダンパ作動油複素粘度の実測値は、文献 2) に従って求めた。図 5 は、機関使用回転範囲内に現われる 4, 5, 7, 8 及び 9 次の各共振次数における複素粘度の実測値より、ダンパ全体に対する等価減衰係数 c'_e 及び等価ばね定数 k'_e (図 2 (c) 参照) を求め、無次元減衰係数 x_e 、無次元ばね定数 α_e を算定し、これ

図 5 $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対する $\tan \delta'_e$ の値

図 6 無次元減衰係数 x_e と無次元ばね定数 α_e との関係

より無次元複素粘度の大きさ (= 無次元複素減衰係数の大きさ) $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ を求め、これに対する $\alpha_e / x_e = \tan \delta'_e$ の値を図示したものである。これを見ると、 $\tan \delta'_e$ の値は、各共振次数について、ややばらついてはいるが、A2 及び B2 に対しては、図中一点鎖線、そして A2' 及び B2' に対しては、実線のように変化しているものと思われる。これより $\tan \delta'_e$ の値は、ゴム硬度の高い方が、やや小さくなる傾向を示している。

図 6 は、各共振次数における無次元減衰係数 x_e と、無次元ばね定数 α_e との関係を図示したものである。図中実線は、A2, A2' 及び B2, B2' ダンパ、一点鎖線は、前報⁷⁾の供試ダンパ(耐久性向上形) A1 及び B1、そして破線は、従来形ダンパ A 及び B に対するものである⁸⁾。また、ハッチングを施した部分は、ダンパの最適減衰条件の領域である。これを見ると、A2', B2' ダンパの x_e に対する α_e は、A2, B2 ダンパの x_e に対する α_e よりもやや小さい。すなわち、ゴム体のねじりばね定数を大きくすると、 x_e に対する α_e の値が、やや小さくなる傾向がみられる。これは、ゴム体の硬度を高くしても、減衰値 c' はほとんど変化しないが、ばね定数 k'_G がやや高くなり、その結果、 k'_G の小さい場合(ゴム硬度 50 の場合)よりも共振振動数 ω がやや上がり、このため無次元ばね定数¹⁾ $\alpha_e = k'_e / (I_d \omega^2)$ が、若干低く評価されたものと思われる。さらに $\tan \delta'_e$ が、ゴム硬度の高いものの方が若干低いのも、この理由によると考えられる。そして、A2', B2' ダンパ(ゴム硬度 70)、A2, B2 ダンパ(ゴム硬度 50)、及び A1, B1 ダンパ(耐久性向上形)⁷⁾、それぞれの無次元減衰係数に対する無次元ばね定数の値は、いずれも従来形ダンパ A, B⁸⁾ よりも大きく、特に無次元減衰係数の小さい領域、すなわち、作動油粘度の低い領域で、無次元ばね定数が、かなり大きくなっている。これより、慣性リング外周面上に環状ゴム体を張り付けることによって、作動油粘度の低い領域で、大きなばね効果をもたらすことができるので、同一寸法の従来形のダンパよりも、かなり大きい吸振仕事をする、ということがわかる。

なお、ダンパが最大減衰仕事を与える条件は、本供試ダンパにおいても、 $x_e^2 + \alpha_e^2 = 1.0$ 付近であることが、 x_e 及び α_e の実測値より確認され、 $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対する無次元減衰仕事 y の変化は、前報⁷⁾の供試ダンパ(耐久性向上形) A1, B1 とほぼ同じであった。

図 7 は、A2, B2 及び A2', B2' ダンパそれぞれにおける、ダンパ全体に関する等価減衰係数 c'_e 及び等価ばね定数 k'_e の実測値と、慣性リング外周面上にゴム体を張り付けていないダンパ(耐久性向上形 A1 及び B1)⁷⁾ の等価減衰係数 c' 及び等価ばね定数 k' の実測値との比、 $Y_c \equiv c'_e / c'$ 、 $Y_k \equiv k'_e / k'$ を無次元複素粘度の大きさ (= 無次元複素減衰係数の大きさ) $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対して図示したものである。これを見ると、A2, B2 ダンパ(ゴム硬度 50) 及び A2', B2' (ゴム硬度 70) それぞれに対する

Y_c, Y_k の値は, $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に関係なく, ゴム硬度に応じてほぼ一定になる, ということがわかり, A2, B2 ダンパに対する平均値として, それぞれ $Y_c = 0.93, Y_k = 1.05$, そして A2', B2' ダンパに対する平均値として, それぞれ $Y_c = 1.16, Y_k = 1.24$ が得られた。

一方, 式(12)で与えられる Y_c, Y_k より, 慣性リング外周面上のゴム体と作動油とのばね定数比 $\epsilon = k'_G/k'_0$ について解けば, つぎようになる。

$$\epsilon = \frac{\eta_G(1+\eta^2)\{[Y_c - (K_s/K)]\eta_G - [Y_k - (K_s/K)]\eta\}}{\eta^2(1+\eta^2)(Y_k - Y_c)} \quad (13)$$

ここで, $\eta_G = (k'_G/\omega)/c'_G$; ゴム材の損失正接の逆

数⁹⁾, の値は, ゴムの材質によりさまざまであるが, 文献9)によって, いろいろ検討した結果, 供試ダンパのゴム体に対して適当と思われる値として, $\eta_G = 10$ と選ぶ。そして, ダンパ内に注入したそれぞれの作動油粘度に対する η の値は, すでに A1 及び B1 ダンパ(前報⁷⁾の供試ダンパ)において求まっているので, これらの値の図7に示されている Y_c と Y_k との値より, 式(13)によって求まる ϵ を, ばね定数比の実測値と定義し, これを図示すると図8のようになる。そして, この ϵ より求まる k'_G の値を, ゴム体の動的ばね定数の実測値とする。また, 図中の実線は, 式(12)において, $\eta_G = 10, \eta = 2.0$ とした場合の計算値である。これより, 式(13)で評価される

図7 無次元複素粘度 $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対する Y_c 及び Y_k の実測値

図8 ばね定数比 $\epsilon = k'_G/k'_0$ に対する $Y_c = c'_e/c'$ 及び $Y_k = k'_e/k'$ の実測値

ばね定数比 ϵ は, 慣性リング外周面上に設けられた環状ゴム体の硬度を 50 から 70 に変えることによって, ダンパの等価減衰係数及び等価ばね定数の倍率 Y_c, Y_k を, ほぼ図中の実線に沿って, それぞれ $Y_c = 0.93 \sim 1.16, Y_k = 1.05 \sim 1.24$ に変化させることができる, ということがわかる。

5.3 ゴム体のばね効果 図9は, ばね定数比 $\epsilon = k'_G/k'_0$ の実測値を, 無次元複素粘度の大きさ $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対して図示したものである。これを見ると, それぞれのダンパにおいて, ダンパ内に注入した作動油の粘度が変化しても, ゴム体のばね定数比 ϵ は, ほとんど変わらない, ということがわかる。そして, ϵ の平均値として, A2, B2 ダンパ(ゴム硬度 50)に対しては $\epsilon = 0.83$, A2' ダンパ(ゴム硬度 70)に対しては $\epsilon = 4.6$, そして B2' ダンパ(ゴム硬度 70)に対しては $\epsilon = 3.2$ が得られた。これより, ゴム体の硬度を 50 から 70 に変えることにより, その静的ばね定数 k_G は 4~5 倍に変化し, それに従って, ばね定数比 $\epsilon = k'_G/k'_0$ も同様, 4~5 倍に変わる, ということがわかる。

ここで, 図9で得られたゴム体のばね定数比 ϵ より, ゴム体の動的ねじりばね定数を, $k'_G = \epsilon k'_0$ として評価し, これをゴム体の動的ねじりばね定数の実測値とする。一方, ゴム体の静的ねじりばね定数は, 図4で与えられているので, これよりゴム体のねじりばね定数の動倍率 k'_G/k_G を求め, これを無次元複素粘度の大きさ $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対して図示すると, 図10のようになる。これを見ると, いずれのダンパにおいても, ゴム体のねじりばね定数の動倍率は, $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ の増加とともに大きくなり, その大きさは, ほぼ $k'_G/k_G = 0.8 \sim 3$ の領域にあって, 通常のゴムダンパあるいはゴム継

図9 無次元複素粘度 $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対するばね定数比 $\varepsilon = k'_G/k'_0$ 図10 無次元複素粘度 $\sqrt{x_e^2 + \alpha_e^2}$ に対するゴム体のばね定数の動倍率 k'_G/k'_0

手などに使用されているゴム材のばね定数の動倍率と、ほぼ同じ値となっている。

以上のように、慣性リング外周面上にゴム体を張り付けることにより、慣性リング外周面上における減衰要素及びばね要素を変えることが可能であり、そしてダンパ全体に関する等価減衰係数及び等価ばね定数を、ほぼ式(12)に従って変化させることができる。これらの結果から、ゴム体のばね効果を、さらに大きくするためには、慣性リング全表面にゴム体またはこれに類したものを設けることが、考えられる。

そこで、いま慣性リングの全表面にゴム体を設けたときの、ゴム体の等価ばね定数を k'_{Ge} 、等価減衰係数を c'_{Ge} とすれば、ダンパの力学的モデルは、図11のようになるので、ダンパ全体についての減衰要素 c'_{ee} 及びばね要素 k'_{ee} は、式(8)において、

$$\left. \begin{aligned} \eta_G &\rightarrow \eta_{Ge} = (k'_{Ge}/\omega)/c'_{Ge}, \quad \eta \rightarrow \eta_e = (k'/\omega)/c' \\ \varepsilon &= \varepsilon_e = k'_{Ge}/k', \quad c'_0 \rightarrow c', \quad k'_0 \rightarrow k' \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

とおきかえることによって、それぞれつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} c'_{ee} &= \left\{ \frac{\eta_{Ge}(1+\eta_e^2) + \varepsilon_e \eta_e(1+\eta_{Ge}^2)}{(\eta_{Ge} + \varepsilon_e \eta_e)^2 + \eta_e^2 \eta_{Ge}^2 (1+\varepsilon_e)^2} \right\} \varepsilon_e \eta_e c' \\ k'_{ee} &= \left\{ \frac{\eta_{Ge}^2(1+\eta_e^2) + \varepsilon_e \eta_e^2(1+\eta_{Ge}^2)}{(\eta_{Ge} + \varepsilon_e \eta_e)^2 + \eta_e^2 \eta_{Ge}^2 (1+\varepsilon_e)^2} \right\} \varepsilon_e k' \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

ここで、ゴム体を張り付けてない、通常形のダンパの減衰要素 c' 及びばね要素 k' との比を作れば、それぞれ、

$$\left. \begin{aligned} Y_{ce} &\equiv \frac{c'_{ee}}{c'} = \left\{ \frac{\eta_{Ge}(1+\eta_e^2) + \varepsilon_e \eta_e(1+\eta_{Ge}^2)}{(\eta_{Ge} + \varepsilon_e \eta_e)^2 + \eta_e^2 \eta_{Ge}^2 (1+\varepsilon_e)^2} \right\} \varepsilon_e \eta_e \\ Y_{ke} &\equiv \frac{k'_{ee}}{k'} = \left\{ \frac{\eta_{Ge}^2(1+\eta_e^2) + \varepsilon_e \eta_e^2(1+\eta_{Ge}^2)}{(\eta_{Ge} + \varepsilon_e \eta_e)^2 + \eta_e^2 \eta_{Ge}^2 (1+\varepsilon_e)^2} \right\} \varepsilon_e \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

となる。これより、ばね定数比 ε_e は、慣性リング表面の一部、すなわち、外周面上に環状ゴム体を設けた本供試ダンパにおけるばね定数比 ε よりも、さらに広い範囲で選べるので、ダンパ全体に関する等価ばね定数を、さらに大幅に調節することができる。したがって、従来のビ

図 11 慣性リング全面に環状ゴム体等を設けた粘性ダンパの力学的モデル

スカスラバーダンパ^{5,6)}と全く同じ機能を持たせ、しかもいちじるしく耐久性に富んだ粘性ダンパの実現が、可能であるということがわかる。

6. ま と め

上述のように、ばね効果の調節を目的として、慣性リング外周面上に環状ゴム体を張り付けた、粘性ねじり振動ダンパを設計試作し、ゴム体の硬度を変え、これを実機に取付け、ねじり振動特性を調べることによって、つぎの結果を得た。

1) 慣性リング外周面上に環状ゴム体を設けることによって、外周面上の減衰要素及びばね要素を変えることができる。これによって、ダンパ全体に関するばね効果を調節することが可能である。

2) ゴム体の硬度を 50 から 70 に変えることによって、慣性リング外周面上の動的ばね定数比 $\varepsilon = k'_G/k'_0$ を 4~5 倍に変化させることができた。また、ゴム体のばね定数の動倍率 k'_G/k_G は、ほぼ 0.8~3 の領域にあって、通常のゴムダンパあるいはゴム継手などに使用されているゴムのばね定数の動倍率と、同程度の値が得られた。

3) 慣性リング外周面のみならず、作動油の介在するすべての面上に、ゴム体またはこれに類するものを設け

れば、式(16)からもわかるように、ダンパ全体のばね効果を、さらに大幅に調節しうることが、可能であると考えられる。

4) 慣性リング表面に、ゴム体またはこれに類するものを設けることによって、無次元減衰係数の小さい領域、すなわち、減衰要素の小さい領域(作動油粘度の低い領域)で、無次元ばね定数(ばね要素)を大きくすることができるので、共振時におけるダンパの減衰仕事を従来形ダンパよりも、かなり大きく選ぶことができる。

これらの結果より、慣性リング表面またはこれと対向するハウジング面の、少なくともいずれか一方の面に、ゴム体またはこれに類するものを張り付けることによって、粘性ダンパのばね効果を任意に調整することができるので、従来形ダンパよりも小形でコンパクトな粘性ねじり振動ダンパの設計製作が、可能となるであろう。

文 献

- 1) 岩本, Hartman R., 舶機誌 17-7 (昭 57-7), 520.
- 2) 岩本, 舶機誌 18-10 (昭 58-10), 25.
- 3) 岩本, 米沢, 夢川, 舶機誌 18-12 (昭 58-12), 85.
- 4) 例えば, Den Hartog 著, 谷口, 藤井共訳, 機械振動論(昭 44-11), 102~114, コロナ社.
- 5) 石塚, 機械学会誌 63-496 (昭 35-5), 718.
- 6) 石塚, 内燃機関 5-11 (昭 41-11), 19.
- 7) 岩本, 米沢, 夢川, 加藤, 舶機誌 19-9 (昭 59-9), 755.
- 8) 岩本, 公開特許公報(A), 昭 59-50245.
- 9) 戸原ほか編, 防振ゴム(昭 50-8), 15-24, (社)日本鉄道車両工業会.

〔質 疑 応 答〕

質問者 いすゞ自動車(株) 秋葉機四郎

〔質問〕 慣性体に貼り付けたゴムの温度に対する影響は如何に?

〔回答〕 下記のとおり回答申し上げます。

本研究では特にゴム体及びダンパの正確な温度測定は行っていませんが、ねじり振動測定直後、ダンパ表面温度を棒状温度計により測定を行ったかぎりでは、約 43~47℃ 程度でした。

そして、この温度上昇は、ダンパ自身で発生する熱よりもクランク軸を通して伝わってくる機関本体から発生する熱によるものが大部分であると思われますので、測定時にはほぼ一定の温度であると思います。

また、この熱は、慣性リングを定盤に固定し、静的ねじりトルクを加え、これより静的ねじりばね定数を求めたときの熱条件とは違うと思われます。しかし、本報では、慣性リング外周面上に貼り付けたゴム体のゴム硬度を変えた場合の比較検討を目的として論じていますので、先に述べたように測定時のダンパの温度はほぼ一定と思われるゆえ、得られた結果及び傾向については、ほとんど影響はないものと考えられます。