ゴムとリング状の金具からなる排気管ハンガーの動的特性*

中原一成^{*1}, 中川紀壽^{*2}, 大田勝敏^{*3}三宅哲也^{*3}, Ramanjaneyulu KAKARLA^{*3}

Dynamic Characteristics of Exhaust Hanger Composed of Rubber and Thin Metal Ring

Kazunari NAKAHARA^{*3}, Noritoshi NAKAGAWA, Katsutoshi OHTA,
Testuya MIYAKE and Ramanjaneyulu KAKARLA^{*3} Graduate School of Engineering, Hiroshima University,
1-4-1 Kagamiyama, Higashi-hiroshima-shi, Hiroshima, 739-8527 Japan

The dynamic characteristics of exhaust hangers for automotive use are studied for high frequencies at which the resonance vibration of the exhaust hangers occurs. A newly developed exhaust hanger composed of rubber and a thin metal ring is presented, which can provide a lower dynamic stiffness in a wide frequency range than an exhaust hanger made of solid rubber. A dynamic characterization testing and finite-element analysis of the exhaust hangers were carried out to clarify the frequency responses of dynamic stiffness in the high-frequency range. A method of treating the viscoelasticity of the rubber material using the finite-element method is proposed to predict the dynamic characteristics of the exhaust hangers. The finite-element method results show a good agreement with the experimental results for the frequency response of dynamic stiffness. Concerning the newly developed exhaust hanger, the effects of metal ring geometry and rubber hardness on the dynamic stiffness are examined to demonstrate the design principle for providing a low dynamic stiffness in a wide frequency range.

Key Words: Rubber, Dynamic Properties, Viscoelasticity Material, Finite Element Method, Exhaust Hanger

1. 緒 言

自動車に用いられる排気管ハンガーは単に排気管を保持するだけでなく、車両の振動騒音の低減に重要な役割を担っている。排気管ハンガーの動的特性は、排気系から車体に伝わる振動伝達力に大きな影響を及ぼす。このことから、排気管ハンガーの動的特性に対しては、アイドリング振動の低周波数領域 20-30 Hz から車内騒音で問題となる 500 Hz 付近までの高周波数領域の間で良好な防振性能が求められる。

一般に、排気管ハンガーには図 1 に示されるソリッドゴムで形成されたものが使用されている(以下、このタイプの排気管ハンガーを「ソリッドラバーハンガー」と呼ぶ)。排気管を確実に保持するために、上部と下部に円形の取付け穴が設けられており、これにサポートピンが挿入される。一つのサポートピンは車体

側に取付けられており、もう一方のサポートピンは排気管に取付けられている。このような排気管ハンガーを車両へ適用する際、振動騒音の目標性能を達成すべく形状やゴム材質の面から最適の動的特性を追求することになる。しかしながら、排気管ハンガーの開発においては、20 Hz から 500 Hz までの広い周波数領域で良好な振動伝達特性を実現するのは困難であることが多い。この原因はゴム本体が弾性的に共振する周波数で動的ばね定数にピークが現れるためである。この周波数領域では動的ばね定数が大きくなるために振動伝達力が高くなり、排気管支持系の車体に対する防振性能が悪化する。排気管ハンガーについて、このような高い周波数領域における動的ばね定数の低減を扱った研究はほとんど見当たらない。

Fig. 1 Solid rubber hanger

* 原稿受付 2006 年 12 月 20 日. 英文誌: JSME International Journal, Ser. C, Vol. 49, No. 3 (2006). pp. 750-757 (原稿受付 2006 年 2 月 28 日).

^{*1} 正員, 広島大学大学院工学研究科 (〒739-8527 広島市鏡山 1-4-1).

^{*2} 正員, フェロー, 広島大学工学研究科.

^{*3} 倉敷化工(株) (〒712-8555 倉敷市連島町矢柄四の町 4630).
E-mail: nakahara-k@kuraka.co.jp

この問題を解決するために、薄いばね鋼のリングにゴムを接着した排気管ハンガーを開発した。図2にその構造を示す。取付け穴は、ソリッドラバーハンガーと同様にゴムで形成するとともに、左右両側のリング表面には薄いゴム層を接着している(以下、この排気管ハンガーを「リングスプリングハンガー」と呼ぶ)。動的特性におけるリングスプリングハンガーの特長は、広範な周波数帯域でソリッドラバーハンガーよりも低い動的ばね定数を実現できることにある。このために、ソリッドラバーハンガーに比べて、共振周波数を高くするとともに、リングの曲げ変形を利用することでより低い動的ばね定数が得られるようにしている。

本研究の目的は、薄いばね鋼のリングとゴムからなるリングスプリングハンガーの動的特性を加振実験とFEM解析により明らかにすることである。まず、従来の排気管ハンガーであるソリッドラバーハンガーについてその動的特性の課題を述べるとともに、リングスプリングハンガーを用いることでこの課題を大幅に改善できることを示す。また、ゴム部の粘弾性効果を取り入れたFEM解析モデルをソリッドラバーハンガーおよびリングスプリングハンガーに適用し、動的ばね定数のピークを生じさせる共振特性(共振モードと共振周波数)を明らかにする。本FEM解析モデルを使って、動的ばね定数に及ぼすリングの形状やゴム部硬度の影響を調べ、できるだけ広い周波数領域にわたって低い動的ばね定数を実現するためのリングスプリングハンガーの設計指針を示す。

2. 排気管ハンガーの動的特性

2.1 動的特性の計測 排気管ハンガーの防振性能を評価するための動的特性として、動的ばね定数 K (Dynamic stiffness) および損失角 δ (Loss angle) を用いる。排気管ハンガーが角振動数 ω で加振される場合、加振変位 $X(t)$ および伝達力 $F(t)$ は

$$X(t) = X_0 \sin(\omega t) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t + \delta) \quad \dots\dots\dots (2)$$

Fig. 2 Ring-spring hanger composed of thin metal ring and rubber

で表される。ここに、 X_0 は加振の変位振幅、 F_0 は伝達力の振幅である。動的ばね定数 K は、

$$K = F_0 / X_0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

で定義される。損失角 δ は、加振変位 $X(t)$ に対する伝達力 $F(t)$ の位相差として与えられる。図3に動的特性の試験装置の概要を示す。取付け穴の一つを荷重検出側に取付けられたピンに固定し、もう一方の取付け穴にピンを通しそれを油圧加振テーブルに取付ける。加振変位振幅 X_0 は油圧加振テーブル側の加速度ピックアップで計測される振動加速度 $A(t)$ の振幅 A_0 から $X_0 = A_0 / (-\omega^2)$ として求める。動的特性の計測は、振動加速度振幅 $\pm 29.4 \text{ m/s}^2$ 、雰囲気温度 23°C のもとで 50 Hz から 800 Hz まで加振周波数を上昇させて行う。

2.2 ソリッドゴムで形成した排気管ハンガーの課題

ゴム硬度の異なるソリッドラバーハンガーについて測定した動的特性を図4に示す。試験に用いたゴムの硬度 H_s (JIS A) は 45° 、 55° 、 60° である。動的ばね定数 K は周波数とともに高くなるが、動的ばね定数にピークが現れる。ゴム硬度 $H_s = 45^\circ$ の場合、432 Hz、552 Hz の周波数で動的ばね定数 K にピークが現れ、損失角 δ がマイナス側に大きく変化しているのが

Fig. 3 Experimental test setup for measurement of dynamic characteristics

Fig. 4 Dynamic stiffness of solid rubber hangers

わかる。このような動的ばね定数のピーク特性のために、このピーク周波数を含む周波数帯域で振動伝達力が大きくなり、この現象が排気管ハンガーの防振性能を悪化させる。ゴム硬度を上げると、動的ばね定数のピークはそのピークレベルを上昇させながら高い周波数領域へシフトしていく。ゴム硬度を 60° まで高くすれば、動ばね定数のピークを 852 Hz まで移動させることができる。この周波数は、一般に車内騒音で問題となる周波数帯域よりも高い。しかし、 350 Hz 以下の周波数領域では、動的ばね定数がゴム硬度 45° , 55° の場合に比べて大きくなり、この周波数領域では防振性能が悪化する。

2・3 リングスプリングハンガーの動的特性 図5にリングスプリングハンガーの動的ばね定数の実測結果を示す。ゴム硬度およびばね鋼のリングの厚さ T 、長径寸法 W は、それぞれ $H_s=50^\circ$, 0.5 mm , 70 mm である。比較のために、図4に示したソリッドラバーハンガー ($H_s=45^\circ$) の動的ばね定数を載せている。リングスプリングハンガーでは、ゴム硬度をソリッドラバーハンガーの硬度よりも高く設定して動的ばね定数のピーク周波数をできるだけ高周波数側にシフトさせた。ソリッドラバーハンガーの場合、ゴム硬度を上げると周波数全域で動的ばね定数が上昇する問題があった。これに対してリングスプリングハンガーでは、ばね力の一部をばね鋼リングで担うことにより、ゴム硬度を上げてもソリッドラバーハンガーほど動的ばね定数が上がらなくなった。したがって、リングスプリングハンガーでは、 $250\sim 550\text{ Hz}$ の広い周波数領域においてソリッドラバーハンガーよりも低い動的ばね定数を実現できていることがわかる。動的ばね定数のピーク周波数は、 665 Hz にありソリッドラバーハンガーの第一のピーク周波数に比べて 233 Hz

高い。このピーク周波数は、図4のソリッドラバーハンガー ($H_s=55^\circ$) における動的ばね定数の第一のピーク周波数に近い。 250 Hz 以下の低周波数領域では、リングスプリングハンガーの動的ばね定数はソリッドラバーハンガー ($H_s=45^\circ$) の値よりも少し高いが、動的ばね定数のピーク周波数が同程度のソリッドラバーハンガー ($H_s=55^\circ$) に比べると低くなっている。

3. 動的特性の FEM 解析

3・1 FEM 解析モデル 排気管ハンガーの動的特性を明らかにするためにゴムの粘弾性効果を考慮した FEM 解析を行う。ソリッドラバーハンガーとリングスプリングハンガーの FEM モデルを、それぞれ図6(a), (b)に示す。解析手順は、まず取付け穴 A (車体側) の内面の変位を拘束し、取付け穴 B (排気管側) に排気管を支持したときの引張たわみ 3 mm を静的に与える。その変形状態のもとで、取付け穴 B を微小変位振幅の調和振動で上下方向に加振する。動的特性 (動的ばね定数 K と損失角 δ) は、取付け穴 B の加振変位に対する取付け穴 A への伝達力の周波数応答として計算する。このために、はん用解析コード Msc・Marc の「粘弾性動的応答解析機能」⁽¹⁾ を使用した。引張変形の静的解析においては、幾何学非線形を取り入れるとともにゴム部の材料構成則として超弾性モデルを採用した。要素モデルは、ゴム部を非圧縮性として 8 節点ソリッドの Herrmann 要素とし、リングスプリングハンガーにおけるばね鋼リングには薄肉シェル要素を用いた。ばね鋼リングのヤング率およびポアソン比は、それぞれ 0.206 GPa , 0.3 とした。

3・2 ゴムの粘弾性モデル 静的な引張変形の解析に用いるゴムの超弾性モデルには、単位体積当たりのひずみエネルギー関数 W を用いる。 W として次の Neo-Hook と呼ばれる形式⁽²⁾を採用した。

$$W = C_{10}(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) \dots\dots\dots (4)$$

ここに $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ は変形の主軸方向の伸張率を表す。 C_{10} はゴム材料の静的な弾性定数である。

ゴムの粘弾性については、緩和せん断弾性率 $G(t)$ で表現する⁽³⁾。

Fig.5 Comparison of frequency dependence of dynamic stiffness between ring spring hanger and solid rubber hanger

(a) Solid rubber hanger (b) Ring-spring hanger

Fig.6 Finite-element analysis model

$$G(t) = G^\infty(1 + 2g(t)) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$G(t)$ は単位ステップ入力のせん断ひずみに対する緩和応力である。 G^∞ は静的なせん断弾性率であり、 $G^\infty = 2C_{10}$ となる。 $g(t)$ は、粘弾性による緩和せん断弾性率の時間依存性を表し、 $2G^\infty g(t)$ が粘弾性による緩和せん断弾性率となる。ゴムが角振動数 ω で調和振動のせん断ひずみを受ける場合、せん断応力 $\sigma(t)$ は、複素せん断弾性率 $G^*(\omega)$ を用いて次のように表される。

$$\sigma(t) = G^* \varepsilon(t) \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 $\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \exp(-j\omega t)$ であり、 G^* は $g(t)$ を用いて以下のように導かれる。

$$G^*(\omega) = G^\infty(1 + 2g^*(\omega)) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$g^*(\omega) = j\omega \int_0^\infty g(t) e^{-j\omega t} dt \quad \dots\dots\dots (8)$$

一方、 $G^*(\omega)$ はゴムの貯蔵せん断弾性率 G_r 、ロスファクタ η を用いて次式で表される。

$$G^*(\omega) = G_r(1 + j\eta(\omega)) \quad \dots\dots\dots (9)$$

式(7)、(9)から、 $g^*(\omega)$ の実部 g_r および虚部 g_i は G_r 、 η 、 G^∞ を使って次式で与えられる。

$$g_r = \frac{1}{2} (G_r/G^\infty - 1) \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$g_i = G_r\eta/(2G^\infty) \quad \dots\dots\dots (11)$$

動的特性のFEM解析では、 G^∞ 、 g_r 、 g_i を用いて粘弾性の周波数応答解析を行う。 G^∞ および $G^*(\omega)$ については、ゴム材のテストピースを用いた静的および動的特性試験により計測した。解析に必要な g_r および g_i は、 G^∞ 、 G_r 、 η の実測値を式(10)、(11)に代入することにより求めた。

G^∞ 、 G_r 、 η の計測のために、円柱形のテストピースを用いた単純せん断方向の静的ばね定数試験および動的ばね定数試験を行った。図7に、並列配置したテストピース2個とジグからなる供試体を示す。テストピースは、両端に剛体プレートに接着した円柱形ゴムであり、円柱形ゴムの直径 d および高さ h はそれぞれ $\phi 25$ mm、25 mm である。 G^∞ は、次式により求められる。

$$G^\infty = \frac{4h}{\pi d^2} \left(1 + \frac{4h^2}{9d^2}\right) K_s \quad \dots\dots\dots (12)$$

Fig. 7 Test assembly for determination of G^∞ , G_r and η

ここに、 K_s は円柱形ゴムについて実測される静的なせん断ばね定数を表す。式(12)は曲げ変形を考慮した円柱形ゴムの単純せん断方向のばね定数計算式から導出した⁽⁴⁾。動的ばね定数試験には非共振法⁽⁴⁾を適用し、貯蔵せん断弾性率 G_r およびロスファクタ η を測定した。 G_r は、次式から求めた。

$$G_r = \frac{4h}{\pi d^2} \left(1 + \frac{4h^2}{9d^2}\right) K_d \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 K_d は円柱形ゴムについて実測された貯蔵せん断ばね定数である。式(13)は式(12)において K_s を K_d に置換えたものである。

図8に、ゴム硬度の異なる3種類のゴム材質のタイプA、B、Cについて行った G_r 、 η の計測結果を示す。ゴム材質A、B、Cのゴム硬度 H_s (JIS A) は、それぞれ45°、50°、58°である。本研究では、カーボンブラックで補強されたEPDM (Ethylene propylene diene monomer) ゴムを使用した。動的ばね定数試験のための加振は、加振振幅 ± 0.1 mm、雰囲気温度23°Cで5~120 Hzを掃引した。120 Hzを超える周波数領域では、測定される K_d および η がテストピースの固定ジグの共振の影響を受けるためゴム材料の G_r および η を正確に測定することができなかった。このため動的ばね定数試験は120 Hzまでの周波数範囲で行った。図8によると G_r は周波数とともに単調に増加し、その増加傾向はゴム硬度が高いほど顕著であることがわかる。一方、 η は加振周波数とともにわずかに増加する傾向にあるが、その周波数依存性は G_r に比べて小さい。また、ゴム硬度が高くなると G_r および η は大きくなる。

動的特性の解析では800 Hzまでの周波数領域を対象にするため、この周波数領域までの G_r および η の値が必要である。解析に使用する120 Hzから800 Hzまでの G_r は、図8の実測値を基に外挿した値を使うことにした。図8に示されるように G_r が周波数 f の対数値とほぼ直線関係にあることから、 G_r と周波数 f の関係は次式で表されると仮定した。

Fig. 8 Dynamic properties as functions of excitation frequency for different values of rubber hardness

$$G_r = a \log_{10} f + b \dots\dots\dots (14)$$

ここに a, b は、10 Hz と 100 Hz での G_r の値を用いて 3 種類のゴム材質ごとに決まる定数である。解析に用いる η については周波数にかかわらず一定値とし、10 Hz での実測値を採用した。表 1 に、解析に用いた G° 、周波数 10 Hz および 100 Hz での G_r, η 、定数 a, b について、これらの値をまとめて示す。

3.3 解析結果と実測結果の比較 ソリッドラバーハンガーおよびリングスプリングハンガーについて、動的特性の解析値と実測値を比較し本解析モデルの検証を行った。図 9 に、ソリッドラバーハンガーの動的特性について解析値と実測値を比較した結果を示す。解析値と比較した実測値は図 4 におけるゴム硬度 $H_s=45^\circ$ の動的特性であり、このゴム材質は表 1 のタイプ A に相当する。動的ばね定数 K の解析結果は実測の周波数特性をよく表している。また、損失角 δ は、実測結果と同様に動的ばね定数のピーク周波数においてマイナス側に大きく変化していることがわかる。ただし、動的ばね定数の二つのピーク周波数については、解析結果が実測結果より 17 Hz 低周波数側にある。これは、 G_r を外挿した高周波数領域において、式(14)で与えられる G_r が実際のゴム材料の値よりも低くなっているためと考えられる。また、 K のピークレベルの解析結果は実測結果より少し低くでており、これは解析に用いたロスファクタ η の値が実際の値よりも高めに設定されたためと考えられる。図 10 に、

リングスプリングハンガーについて動的特性の解析値と実測値の比較結果を示す。ゴム硬度は $H_s=50^\circ$ であり、ゴム材質はタイプ B である。解析による動的ばね定数 K および損失角 δ は実測値とよく一致している。この場合も、 K のピークレベルにおいて解析結果が実測よりも低くなっており、解析に使用した η が実際の値よりも大きいことを示している。

以上の解析結果と実測結果の比較により、ゴムの粘弾性を取り入れた本解析モデルは排気管ハンガーの動的特性の解析に適用できることが示された。

3.4 排気管ハンガーの共振現象の解明 解析モデルを用いて動的ばね定数のピーク周波数における排気管ハンガーの振動モードを調べた。図 9 に示されたソリッドラバーハンガーの動的特性について、その動的ばね定数がピークになる二つの周波数(解析値)での振動モードを図 11(a), (b) に示す。図中の矢印は加振変位を示している。第一のピーク 425 Hz ではハンガーラバー両側のラバー部が上下に振動し、加振変位とほぼ同じ位相で動いている。第二のピーク 530 Hz では、両側のラバー部が水平方向に振動し、上方の加振変位で内側に変位し下方の加振変位で外側に伸びている。一方、動的ばね定数のピークの生じない周波数 50 Hz での振動モードを図 11(c) に示す。この振動モードは静的な引張・圧縮変形と同じである。動的ばね定数がピークを持つ周波数での振動モードはその周波数に特有の振動であることがわかる。一方、図 10 のリングスプリングハンガーの動的特性について、動的ばね定数のピーク周波数(解析値)における振動モードを図 12 に示す。この場合、ピーク周波数は一つのみであるが、その周波数での振動モードは、ソリッドラバーハンガーにおいて第一のピーク周波数で現れる振動モードと同じである。両側のばね鋼リング部

Table 1 Static and dynamic properties of rubber

Rubber type	Hardness H_s (JIS A)	G° [MPa]	G_r [MPa]		η at 10Hz	a [MPa]	b [MPa]
			10Hz	100Hz			
A	45°	0.809	1.60	1.73	0.11	0.132	1.47
B	50°	0.964	2.22	2.58	0.13	0.356	1.87
C	58°	1.35	4.35	5.33	0.18	0.973	3.38

Fig. 9 Comparison of calculated and measured dynamic characteristics of solid rubber hanger ($H_s=45^\circ$)

Fig. 10 Comparison of calculated and measured dynamic characteristics of ring-spring hanger ($H_s=50^\circ$)

が加振変位とほぼ同位相で振動しており、図 11(a)の振動モードに対応することがわかる。

4. 動的特性に及ぼす設計パラメータの影響

ここでは、提案した解析モデルを用いて、リングスプリングハンガーの動的特性に及ぼす設計パラメータの影響を明らかにし、得た動的ばね定数低減のための設計指針を示す。設計パラメータとしては、ゴムの硬度のほか、図 2 に示されるばね鋼リングの厚さ T および長径寸法 W とした。設計パラメータは、図 5 で比較に用いたリングスプリングハンガーの諸元(ゴム硬度 $H_s=45^\circ$, $T=0.5$ mm, $W=70$ mm)を基準にして実用上の設計可能な範囲で変更した。また、解析に用いる FEM モデルは、図 2 に示される形状に対してゴムのフィレット部 R5(4 箇所)を除去した形状とした。フィレット R 部があると、長径寸法 W を小さくするにつれて、フィレット R 部がリングの曲げ変形に与える影響の度合いが大きくなる。このためフィレ

ット R 部のない形状で解析を行った。

まずゴム硬度の影響について調べる。図 13 に、ゴム硬度を $H_s=45^\circ$, 50° , 58° と上げた場合の動的ばね定数を示す。解析に用いたゴム材質は、表 1 のタイプ A, B, C である。ゴム硬度を上げると、動的ばね定数 K のピークは、ピークレベルをほとんど変えずに高周波数側へ移ることがわかる。なお、300 Hz 以下の周波数領域では動的ばね定数は大きくなるが、その増加幅は図 4 に示したソリッドラバーハンガーの場合に比べて小さい。これは、ばね鋼のリングがばね力の一部を担っているため、ゴム硬度を高くしてもその影響がソリッドラバーハンガーのように顕著に現れないためである。したがって、ゴム硬度を高く設定することにより、300 Hz 以下の周波数領域における動的ばね定数の上昇を抑えながら動的ばね定数のピーク周波数を高周波数側にシフトさせることができる。

次にばね鋼リングの厚さ T を 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm, 0.6 mm と厚くした場合の動的ばね定数を図 14 に示す。厚さ T を大きくしていくと動的ばね定数のピーク周波数が高周波数側にシフトするが、400 Hz 以下の周波数領域の動的ばね定数が上昇する。また、ばね鋼リングの短径を一定にして長径寸法 W を小さくすると、動的ばね定数は厚さ T を大きくする

Fig. 11 Vibration modes of solid rubber hanger under excitation for different frequencies

Fig. 12 Vibration mode of ring spring hanger at excitation frequency of 660 Hz

Fig. 13 Dynamic stiffness of ring-spring hanger as function of frequency for rubber hardness $H_s = 45, 50, 58$

Fig. 14 Dynamic stiffness of ring-spring hanger as function of frequency for $T=0.3$ mm, 0.4 mm, 0.5 and 0.6 mm

Fig. 15 Dynamic stiffness of ring-spring hanger as function of frequency for $W=56$ mm, 70 mm and 84 mm

Fig. 16 Dynamic stiffness as function of frequency for different combinations of thickness T and rubber hardness H_s : $T=0.4$ mm and $H_s=58$; $T=0.5$ mm and $H_s=50$ (ring-spring hanger, $W=70$ mm)

場合と同様の变化を示す。図 15 には、 W を基準値 70 mm に対して 84 mm (+20%)、56 mm (-20%) とした場合の動的ばね定数を示す。 W が小さくなると、動的ばね定数のピーク周波数は高くなり 350 Hz 以下の周波数領域で動的ばね定数が上昇する。

以上の設計パラメータの影響を調べた解析結果を基にして、基準の諸元における動的ばね定数よりもさらに低い動的ばね定数を実現するための検討を行った。図 14, 15 に示されるように、ばね鋼リングの寸法 W を広げるか、または厚さ T を薄くすれば、300 Hz 以下の周波数領域での動的ばね定数を低減できる。また、これに伴って動的ばね定数ピークの周波数は低周波数側に移ってくる。このとき動的ばね定数のピークレベルは、ピーク周波数が 500 Hz 以下に下がってくると、厚さ T を薄くするほうが W を大きくする場合に比べ低い値を示すことがわかる。そこで、基準の諸元に対して、厚さを 0.1 mm 薄くして $T=0.4$ mm とし、ゴム硬度を $H_s=58$ まで高くした場合の解析を行った。これは、ばね鋼リングの厚さ T を薄くすることにより低周波数領域の動的ばね定数を下げるとともに、ゴム硬度を高くすることにより動的ばね定数のピーク周波数を高周波数側にシフトさせることを狙った

ものである。その解析結果を図 16 に示す。 W は 70 mm とした。基準の諸元である厚さ $T=0.5$ 、ゴム硬度 $H_s=50$ の場合に対して、周波数域全体で動的ばね定数を低減できていることがわかる。このように、リングスプリングハンガーにおいては、厚さ T を薄くしゴム硬度を高くすることにより動的ばね定数を広い周波数領域において低減できる。

5. 結 言

薄いばね鋼のリングとゴムからなるリングスプリングハンガーの動的特性を、従来のソリッドラバーハンガーの動的特性と比較して動的特性試験と FEM 解析により明らかにした。

(1) 動的ばね定数試験により、ソリッドラバーハンガーは 300 Hz 以上の高周波数領域においてゴムの共振により動的ばね定数にピークを生じることがわかった。これに対してリングスプリングハンガーでは、動的ばね定数のピーク周波数が 600 Hz を超えており、広い周波数領域においてソリッドラバーハンガーよりも低い動的ばね定数を実現できることを示した。

(2) ゴム部の粘弾性効果を取り入れた FEM 解析のモデル化手法により、50 Hz から 800 Hz までの周波数領域における排気管ハンガーの動的特性解析が可能であることを示した。

(3) 本解析モデルをソリッドラバーハンガーおよびリングスプリングハンガーに適用し、動的ばね定数のピークを生じさせる共振モードを明らかにした。

(4) FEM 解析モデルを使って、リングスプリングハンガーの動的特性に及ぼす設計パラメータ(ゴム硬度、ばね鋼リングの幅および厚さ)の影響を明らかにし、低い動的ばね定数を実現するための設計指針を示した。

文 献

- (1) Morman, K. N. and Nagtegaal, J. C., Finite Element Analysis of Sinusoidal Small-amplitude Vibrations in Deformed Viscoelastic Solids. Part 1: Theoretical Development, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 19 (1983), pp. 1079-1103.
- (2) Iizuka, H. and Yamashita, Y., Identification of Stress-Strain Data of Rubber for Finite Element Analysis, *Nippon Gomu Kyokaishi* (in Japanese), Vol. 77, No. 9 (2004), pp. 306-311.
- (3) MARC Analysis Research Corporation-Europe, *The Determination of Phi-Functions in A Non-Linear Pre-Stressed Rubber Component Subjected to Harmonic Vibrations*, MTR-9310, (1993).
- (4) Boushinguomu Kenkyukai ed., *Boushinguomu* (in Japanese), (1998), p. 88, Nippon Tetsudosharyou Kogyokai.