

# 液封マウント振動伝達予測手法

Prediction Method for Vibration Transmission of Hydraulic Engine Mount

深 澤 将 弘\*

Masahiro FUKAZAWA

村 尾 剛 史\*\*

Tsuyoshi MURAO

雲丹亀 真 剛\*

Shingo UNIGAME

## 要 旨

エンジン音、ギヤ音、モータ音等、走行時に発生する中高周波帯騒音の低減のために、液封構造エンジンマウントの振動伝達関数予測技術を構築した。手法としては、まず大変形したゴムの動ばね特性を予測し、次に内封された液体と構造の連成解析をおこなうことで、液封マウントのモデリングをおこなった。さらに完成車状態のモデルを作成し、モード合成法を用いて、エンジンから車体への振動伝達関数を予測した。その結果、共振ピークにおける周波数誤差4%、応答レベル誤差3 dBの精度で伝達関数を予測することができた。また、モデリング手法や計算条件の工夫により、従来は約104時間要していた解析時間を約35時間に削減することができた。本手法により、試作車を用いない開発初期においても、シミュレーションモデルにて液封マウント特性の先行検討が可能となった。

## ABSTRACT

A vibration transfer function predictive technique for hydraulic engine mounts was devised in order to reduce medium- and high-frequency band noise (e.g. engine noise, gear noise, motor noise) while the vehicle is in motion. The procedure was to model a hydraulic mount, beginning by predicting the dynamic spring characteristics of highly deformed rubber and then performing coupled analysis of the structure and the fluid sealed therein. Then, the vehicle model was created and a mode synthesis method was used to predict the vibration transfer function from engine to body. As a result, it was possible to predict the transfer function with a precision of less than 4% frequency error and 3 dB response level error at the resonance peak. It also became possible to cut analysis time from the typical 104 hours approximately to only about 35 hours by innovating the modeling technique and calculating conditions. This technique enables advance studies of hydraulic mount characteristics on a simulation model even during the initial stages of engine development, before a prototype vehicle is available.

## 1. まえがき

近年、開発コスト削減および開発期間短縮のため、試作車を用いない開発初期段階での仕様見極めが必須となっている。振動騒音領域においても、開発の先行段階において試作車を必要とせずに性能を評価し仕様を検討することが求められている。

走行時の振動騒音としては、約200 Hzから1000 Hz程度の中高周波領域におけるエンジン音、ギヤ音、モータ音等の騒音低減が重要な課題<sup>(1), (2)</sup>である。騒音伝達の経路としてはパワートレインの振動が、空気伝播にて乗員の耳に伝達する経路と、固体伝播により伝達する経路があり、

エンジンマウントが固体伝播の主たる経路となることが多い。そのため中高周波騒音低減には、エンジンマウントの振動伝達特性改善が必要<sup>(2)</sup>となる。

本稿では、パワートレインと車体を液封マウントにて結合させた完成車状態でのシミュレーションモデルを用いて、振動伝達関数を予測する手法を考案した。その手法の概要と予測精度を確認した結果について報告する。

## 2. 課題とねらい

液封構造エンジンマウントは、メインマウントとして採用されることが多い。しかし、現状100 Hz程度までの

\* 四輪 R&D センター

\*\* 山下ゴム株式会社

低周波領域の振動伝達関数予測技術はあるが<sup>(3)</sup>，中高周波帯域に関する報告はない．その課題として次の三つが考えられる．

- (1) エンジンマウントのゴムはパワートレイン荷重を受け変形することが多く，その状態での動ばね特性を予測しなければならない
- (2) 液封マウントのモデリングにおいて液体と構造の連成手法が構築されていない
- (3) 液封マウントは構成部品が多く，モデル要素数も多くなり解析時間を要する

特に液体と構造の連成と，解析時間が長いということは本稿で対象とする液封マウント特有の課題である．本稿では，上記三つの課題に対して技術構築することをねらいとする．

### 3. 液封マウント動ばね特性予測手法の構築

Fig. 1 に示すとおり，制振ゴムのみを用いたマウントシステム（以下，コンベンショナルマウント）と同様に，液封マウントは大別してエンジンブラケット，マウント部，ホルダの三つのコンポーネントで構成されている．液封マウントは，コンベンショナルマウントシステムに対し低周波域の乗り心地性能を向上させる目的で用いられることが一般的である．内部の液体がオリフィスを通過する際の粘性減衰により，低周波域の振動減衰を得ている．

液封マウントを用いた完成車の振動伝達関数を予測するためには，液封マウント単体の動ばね特性を予測可能とする必要がある．

#### 3.1. 制振ゴムの動ばね特性予測

Fig. 1 に示すとおり液封マウントはコンベンショナルマウントに対し，部品点数が多い．エンジンブラケットから入力された起振力は，制振ゴムを伝わりホルダに伝搬する．また，完成車搭載時にはパワートレインの荷重を受け，

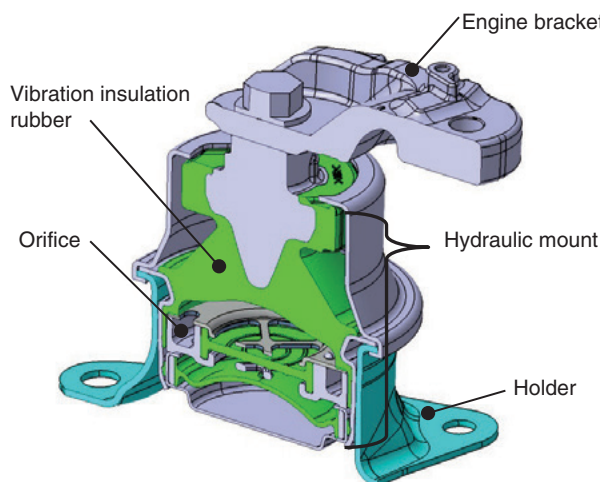


Fig. 1 Hydraulic mount systems

制振ゴムが押しつぶされる．これらをふまえ，パワートレイン荷重による変形を考慮した制振ゴム単体の動ばね特性を予測する手法を開発した．

#### 3.1.1. パワートレイン荷重による制振ゴムの変形予測

パワートレインの荷重を受けた制振ゴムは，5 mm 前後の大変形を起こすことが多い．大変形を受けるゴムの応力とひずみの関係は非線形性を持つ．これを有限要素法にて再現するために，式 (1) に示すひずみエネルギー密度関数  $W$  の Mooney-Rivlin モデル<sup>(4)</sup>を用いた．

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (1)$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 = 1$$

$$C_{ij} : \text{deformation tensor} \quad (i=0,1,2,3; j=0,1)$$

$$\lambda_i : \text{stretch ratio} \quad (i=1,2,3)$$

このモデルに使用する係数  $C_{ij}$  は制振ゴムの材料別，硬度別におこなった二軸伸張試験結果から得ている．

Fig. 2 にシミュレーションによる荷重の有無での制振ゴムの変形状態と，制振ゴムの静ばね特性の解析結果を示す．解析モデルはソリッド要素で作成し，解析結果は計算時間 30 分で得ている．解析精度は，機種によって規定されるパワートレイン荷重において目標  $\pm 5\%$  以内に対し  $-2.6\%$  で達成できている．以上より，係数  $C_{ij}$  のデータベース化と上記モデル手法により，開発初期段階で変形状や静ばね特性を予測可能とした．

#### 3.1.2. パワートレイン荷重による変形を考慮した動ばね特性の予測

制振ゴムは共振周波数の入力を受けると動ばね定数が上がる．これをサージングとよぶが，エンジンマウントの振

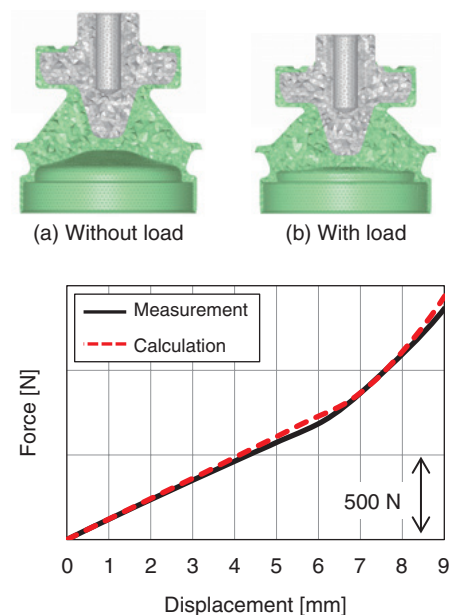


Fig. 2 Static spring analysis accuracy

動伝達において、このサージングの予測は必須である。

制振ゴムのヤング率や構造減衰係数は材料や硬度によって変わる。ゴムは応力とひずみの関係が非線形性の特性を持つために、与えるヤング率を決定づけることが困難となる。実現象に応じたひずみ量でヤング率を決定しなければ、サージング周波数は実現象と乖離することが予測される。そこで以下の二つの方法を考えた。

- i ひずみ分布に応じてヤング率を与える方法
- ii ゴム形状、硬度、材料に応じた一律なヤング率を与える方法

パワートレインの荷重を受け変形した制振ゴムは、Fig. 3に示すひずみ分布が生じる。

i の方法は 3.1.1. 項で得られたひずみ分布に応じて、ヤング率を与える手法である。ii の方法は、ヤング率と構造減衰係数を制振ゴムモデルに一律に与える手法である。Fig. 3に示す A 点と B 点は、3.1.1. 項で得られる最小ひずみと最大ひずみの観測点を表す。Fig. 4は応力とひずみの関係であり、その傾きがヤング率となる。A 点と B 点の傾きの差は、同一ゴム硬度では本稿にて対象とするエンジンマウントにおいて小さく、Fig. 4に示す応力とひずみの関係は線形と見なせると考えた。

しかしながら、ゴム硬度の 45 度と 55 度による傾きの差は A 点で 54.5%、B 点で 55.7% と無視できないため、ゴム硬度別にデータベースを作成し、全要素に一律なヤング率を与えることで、同等の計算精度が得られると考えた。データベースをゴム硬度のみでなく、ゴムの形状、材料ご

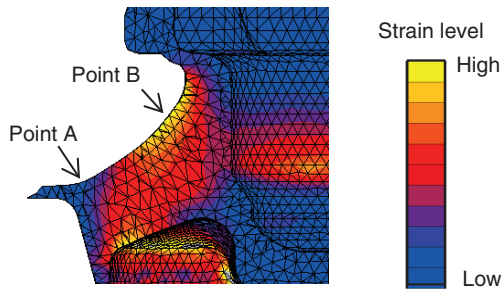


Fig. 3 Distribution of strain

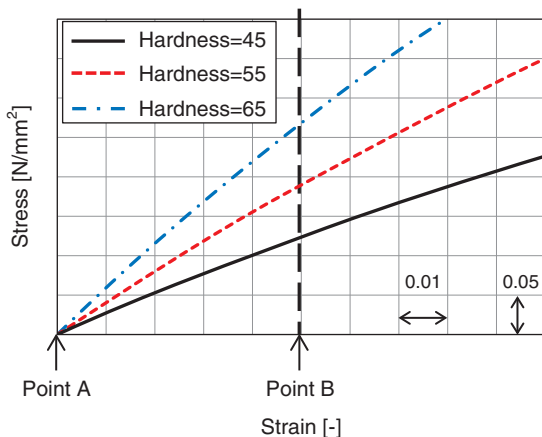


Fig. 4 Stress-strain characteristics

とに作成し、また構造減衰係数も対象として作成した。この ii の方法では、新たにデータベースを設ける必要があるが、i の方法と精度差 2.8% 以内と同等の計算精度を得ながら、計算時間が 10 分程度で済むという利点がある。以上の検討結果から ii の手法を用いることとした。

次に ii の方法のヤング率と構造減衰係数のデータベース作成方法について詳細を述べる。動ばね特性測定方法は、Fig. 5に示すとおり、制振ゴムを加振器に固定し、完成車で起きるパワートレイン搭載時にかかる初期ひずみを再現する。その後、エンジンブラケットに一定の加速度で強制加振を与え周波数を一定の間隔で上昇させる。シミュレーションモデルにおいても制振ゴムに実測と同様の固定を剛体要素で再現し、エンジンブラケットから実測同様の入力を与えた (Fig. 6)。以上より Fig. 7に示すとおり、サージングにて目標精度である周波数 $\pm 3\%$ 、動ばねレベル $\pm 10\%$ 以内を満たすヤング率と構造減衰係数が得られた。

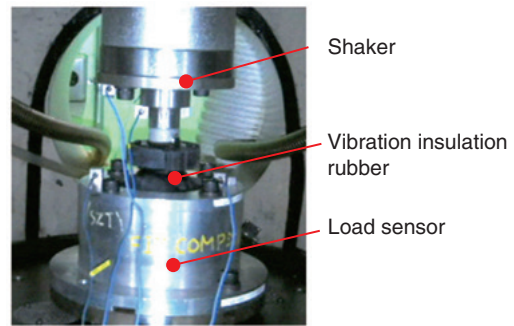


Fig. 5 Test setting

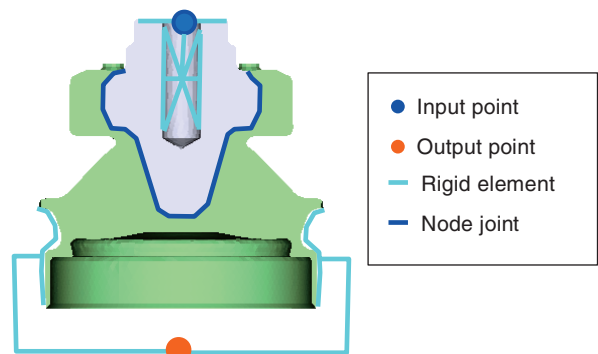


Fig. 6 FE model

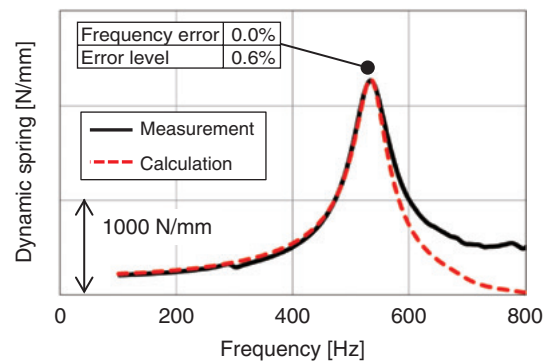


Fig. 7 Accuracy of dynamic spring analysis

Fig. 8, Fig. 9 に本稿で作成した材料データベースの内の一例として, Fig. 6 に示す円錐型マウントの耐熱超低動倍材のデータベースを示す. また, Fig. 10 にデータベースから設定した値を用いた, 他の機種での汎用性検証結果を示す. いずれも目標精度である周波数 $\pm 3\%$ , 動ばねレベル $\pm 10\%$ 以内を満たす結果が得られた. これにより開発初期段階で制振ゴムの形状, 硬度, 材料が決まれば, ヤング率と構造減衰係数を推定することができるようになった. 以上の手法をもって開発初期段階でパワートレイン荷重による変形を考慮した, 制振ゴム単体の動ばね特性を予測可能となる.

### 3.2. 液封マウントコンポーネントの動ばね特性予測

液封マウントは Fig. 1 でも示したとおり, マウント内部に非圧縮性の液体が封入されている. これを精度よく再現するためには液体と構造の連成解析が必要である. 中高周

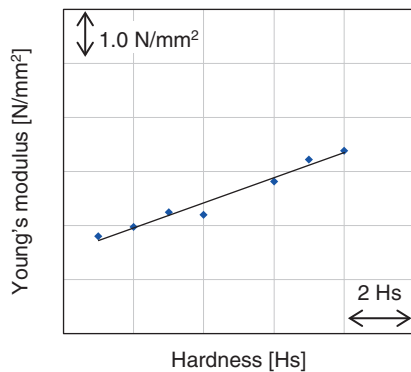


Fig. 8 Material database of Young's modulus

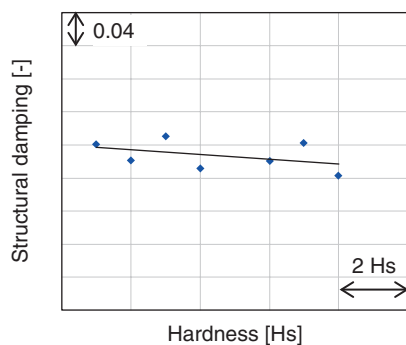


Fig. 9 Material database of structural damping

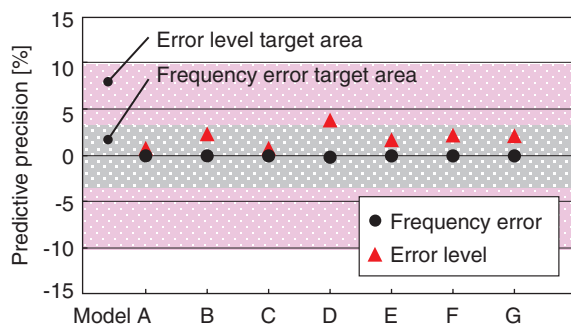


Fig. 10 General-purpose inspection of predictive technique

波帯域であればマウント入力振幅は微振幅であることから, 液体の流れは無いものと考え式 (2) を前提条件とし, 式 (3) に示す液体と構造の圧力による連成解析で表現した.

$$\rho \ddot{u} = -\nabla p \quad (2)$$

$\rho$ : density

$\ddot{u}$ : acceleration

$p$ : pressure

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ -A^T & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_s & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_s \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & A \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_s \\ p_f \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$M$ : mass,  $B$ : damp,  $K$ : stiffness,  $u$ : displacement

$s$ : structure,  $f$ : fluid,  $A$ : boundary matrix,  $P$ : load

流体の体積弾性率  $K_f$  は式 (4) で定義される.

$$K_f = C^2 \rho \quad (4)$$

$C$ : speed of sound

まず液体構造連成解析が可能かを判断するため, メンブランを取り除いた供試品と解析モデルを用意した. メンブランとは Fig. 11 に示すとおり, マウント内部の液室を上下に隔てているゴム膜である.

実測方法は 3.1.2. 項の制振ゴム単体動ばね測定と同様に, 動ばね試験機に供試品を取り付け, 一定加速度で強制加振を与え周波数を一定の間隔で上昇させていく方法を用いた. 解析モデルにおいてもメンブランを取り除いた内部構造を再現し, 実験と同様の固定と入力を再現した. 制振ゴムの材料値は, Fig. 8, Fig. 9 に示す実験と解析で相関の取れた値を用いた. また液体モデルは solid 要素で定義した. より精度の高い連成をさせるために液体モデル要素と構造物モデル要素の境界 node は, 同一座標になるように設定した (Fig. 12). 液体要素の材料値は密度  $\rho$ , 減衰  $B_f$ ,

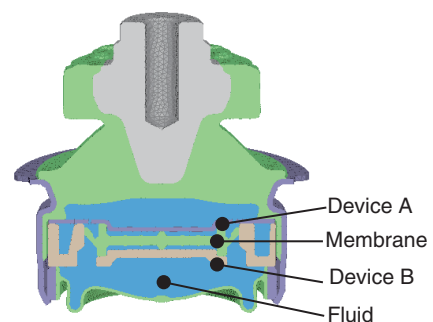


Fig. 11 Hydraulic mount

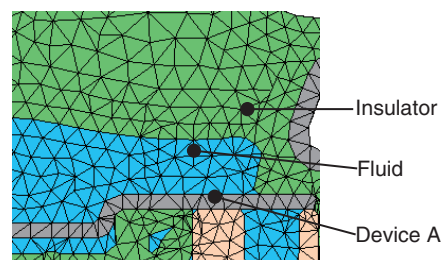


Fig. 12 Boundary condition of liquid model

音速  $C$  を定義している。

Fig. 13 に実測に対する解析結果と 3.1.2. 項で計測した制振ゴム単体の動ばね特性を示す。200 Hz 付近のホール共振を再現でき、500 Hz 付近のサージング消失も再現できていることがわかる。ホール共振は制振ゴムが動的な加振を受け、制振ゴムから圧力を受けた封入液が、Fig. 11 に示すデバイス A に空いた穴によって共振する現象である。このホール共振について目標精度（周波数誤差±10%、動ばねレベル誤差±20%以内）を満たす結果が得られており、圧力による液体と構造の連成解析が可能になったといえる。

次に、メンブランを含む完成品の予測精度を検証する。まず、メンブランの液封マウント動ばね特性に与える影響を確認するため、三つのメンブラン硬度別品を用意し、前述の制振ゴム単体やメンブランを取り除いた供試品と同様に動ばね特性を測定した。測定結果を Fig. 14 に示す。前述のメンブランを取り除いた供試品では 200 Hz のホール

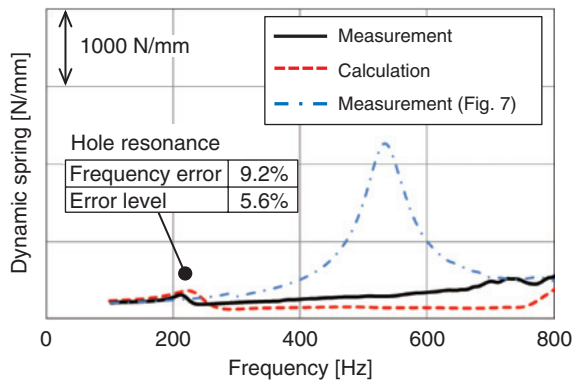


Fig. 13 Hydraulic mount without membrane model

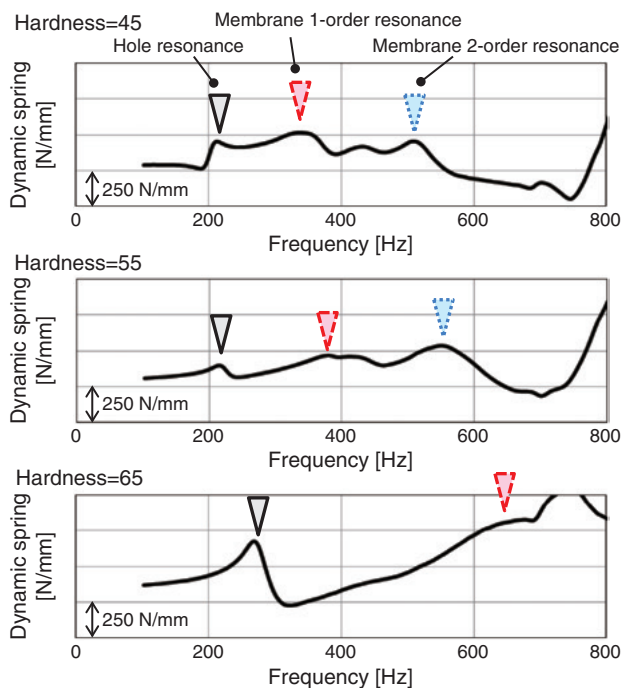


Fig. 14 Dynamic spring of hydraulic mount affected membrane hardness

共振の後、800 Hz 付近まではフラットであったが、このグラフからはメンブランがあることで 300 Hz から 500 Hz に共振が現れ、硬度が上がるにつれこの共振周波数が高くなっていくことがわかった。以上よりメンブランは液封マウント動ばね特性に影響を与えることがわかり、解析モデルにおいてもメンブラン共振を再現する必要がある。

メンブランと周囲の構造物の境界条件に関しては、実際の製品は剛結合ではなく、カシメ構造であるため、ばね要素で結合する手法を考えた。ばね定数は数種類のモデルによる結果から同定した値を用いた。

Fig. 16 と Table 1 がばね要素にてモデリングした結果である。計算時間は2時間程度に抑えたまま、ホール共振、メンブラン共振共に実測に対して目標精度（周波数誤差±10%、動ばねレベル誤差±20%以内）を満足することができた。以上より、開発初期段階からパワートレイン荷重による変形を考慮した液封マウントコンポーネントの動ばね特性を予測可能とした。

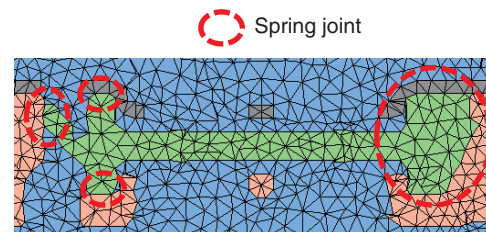


Fig. 15 Membrane mesh model

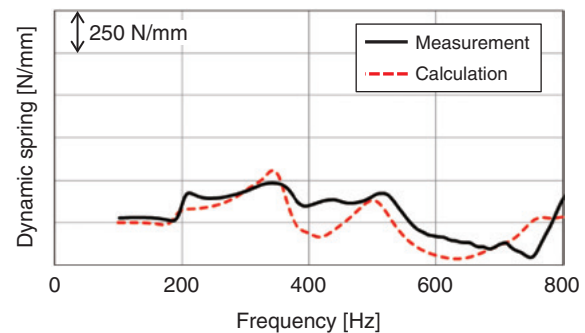


Fig. 16 Dynamic spring analysis result of hydraulic mount systems

Table 1 Accuracy of dynamic spring analysis

|                 | Hole   | Membrane 1-order | Membrane 2-order |
|-----------------|--------|------------------|------------------|
| Frequency error | -5.0%  | 0.9%             | -3.1%            |
| Error level     | -19.7% | 15.2%            | -9.8%            |

#### 4. 完成車状態の振動伝達関数への適用結果

Fig. 17 で示す完成車搭載状態の、マウント振動伝達関数予測をおこなった。手法としては、既存の技術<sup>(2)</sup>であるブラケットおよびホルダなど金具類の計算モデルと、パワートレインおよび車体モデルを結合させた。なお制振ゴムは

パワートレイン荷重を受け大変形した状態となる。手法としては計算コスト削減の観点より、パワートレインモデルと車体モデルは、エンジンマウント伝達関数に影響する部品のみを簡素化した。さらにマウント締結点にてモード縮約をおこない、部分モード合成法<sup>(5)</sup>により結合することで、完成車モデルを構築した。

部分モード合成法により得られた、パワートレイン側締結点から車体側締結点までの伝達関数が Fig. 18 である。その結果、目標（実車測定結果に対しピーク周波数精度  $\pm 5\%$ 、ピークレベル精度  $\pm 3$  dB）を満足する精度の結果（ピーク周波数精度 4%，ピークレベル精度 3 dB）が得られた。これにより約 200 Hz から 1000 Hz 程度の中高周波領域のエンジン音、ギヤ音、モータ音等の液封マウント振動伝達関数を、十分な精度で予測することができた。

また従来は初期のモデル作成時間に 56 時間、計算時間に 48 時間、計 104 時間要していた。これは複雑な構造のメッシングにかかる時間や、境界面に用いる結合要素等の増大により計算時間がかかるためであった。今回のモデリングや計算条件等の工夫により、モデル作成時間に 24 時間、計算時間に 11 時間、計 35 時間程度で作成が可能となった。

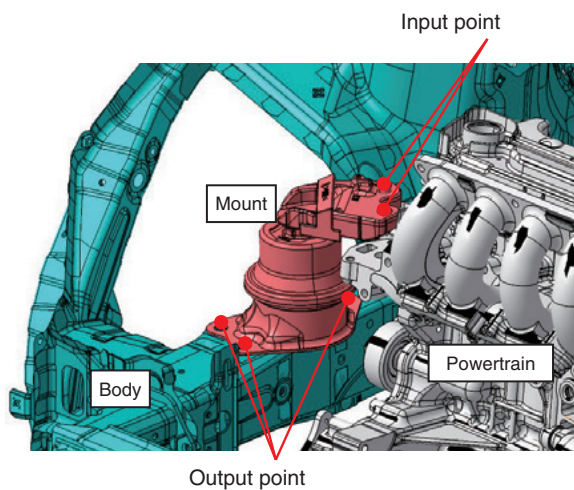


Fig. 17 Layout of mounting systems

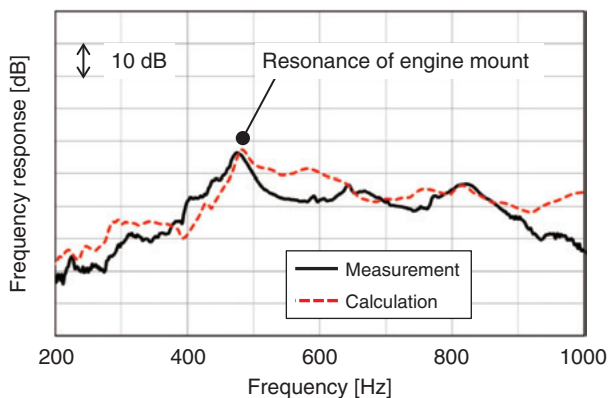


Fig. 18 Comparison between calculation and measurement for frequency response

## 5. まとめ

中高周波領域における液封マウントの振動伝達特性を予測する技術について、以下の知見を得ることができた。

- (1) ゴム硬度に対する、ヤング率と構造減衰係数の関係をデータベース化することにより、大変形を考慮した制振ゴムの特性を予測することを可能とした。
- (2) (1)の技術に加えて、封入された液体と構造の連成解析により、液封マウントの動ばね特性を予測可能とした。
- (3) 計算手法の工夫、大規模モデルのモード縮約、境界条件の簡素化等により、計算コストを約3分の1に削減できた。

以上により、ギヤ音、モータ音をはじめとする、エンジン音の振動伝達関数に寄与の高い液封マウントに対して、完成車状態における振動伝達関数を十分な精度で予測する技術を構築した。この予測技術により、試作車を用いない開発初期段階でも車両開発に適用可能とした。

## 参考文献

- (1) 松本聖司, 角賢治, 山本憲一, 大西有紀子: CAE によるシリンダブロック・オイルパン系の放射音解析, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.962, p.229-232(1996)
- (2) 荒川政司, 山岡裕生, 後藤優一: エンジンマウントを考慮したギヤノイズ域での振動予測技術の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.43-13, p.1-6(2013)
- (3) 山崎浩二, 小泉孝之, 辻内伸好, 柴山俊之, 家辺健吾: 液封エンジンマウントの動特性解析, 日本機械学会, Dynamics & Design Conference 構造論文集, No.01-5, p.1-6(2001)
- (4) 川端季雄: 弾性体の大変形, 連載講座 ゴムの力学 (V), 日本ゴム協会誌, 第 53 巻, 第 8 号, p.473-485(1980)
- (5) 長松昭雄, 大熊政明: 5 モード合成法, 部分構造合成法, 培風館, p.103-105(1991)

## 著者



深澤 将弘



村尾 剛史



雲丹亀真剛