

低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上

Improving Suspension and Engine Mount Transfer Path Analysis Accuracy with Respect to Low Frequency Noise and Vibration

久世正文*
Masafumi KYUSE

高橋康一*
Koichi TAKAHASHI

酒井竜英*
Tatsuhide SAKAI

要 旨

本論文ではエンジン2次振動を起振源とする低周波振動騒音に対する、サスペンションとエンジンマウントの寄与解析手法について述べる。複数の伝達力が影響する結合自由度に対し、主経路以外からの伝達力(剰余力)を除去するResidual手法を考慮に入れた伝達経路解析手法を適用した。動ばね法や逆行列法などの従来手法と比較したところ、より実車と解析結果が一致するようになり、解析精度が向上した。本手法の伝達経路解析の結果から、低周波振動騒音におけるサスペンション経路の寄与する周波数とその占める割合が明確となった。

ABSTRACT

This paper describes a transfer path analysis method used to analyze the low frequency noise and vibration contribution of suspension and engine mounts caused by second order engine vibration. This transfer path analysis method is capable of removing transmitted forces from other paths (residual forces) besides the main path at a particular degree of freedom. Compared to the conventional methods, results from this analysis method had improved accuracy with respect to vehicle measurements. From the results of the transfer path analysis performed by using this method, frequency range and contribution by the suspension paths for low frequency noise and vibration are clarified.

1. まえがき

自動車の振動騒音解析において伝達経路解析, Transfer Path Analysis(TPA)は、伝達経路の寄与とそれぞれの経路を構成する入力や感度が明確になるため、効率的な対策手法を絞り込みやすい。このような特徴を踏まえて、様々な解析に適用されている^{(1), (2)}。

ところが、サブフレームに結合されたエンジンマウントとサスペンションのように、それぞれのシステムが近接した箇所でボデー側と結合されている場合には、一つの結合自由度に複数の伝達力が影響するために伝達経路を分離することが困難であり、TPAをおこなっても実測結果と解析結果が一致せず、精度の高いモデルを構築することができない。そのため、事象における各システムの伝達寄与が明確とならず、室内音、ステアリング振動といった振動騒音目標を達成するための各システムの目標値を過不足なく定めることができない。

*栃木研究所

本報告では、エンジン燃焼力を起因とした低周波振動騒音に従来のTPA手法を適用した実例について述べ、精度上の問題について明確にする。次に、複数の伝達力が影響する経路に対し、その経路以外の伝達力(剰余力)を除去する手法(Residual 手法)について述べ、理論式を示す。本手法を適用する結合自由度についての実用上の判断基準を示す。従来手法からの優位性を明確にするとともに、サスペンションが低周波振動騒音に及ぼす寄与も併せて明確にする。

2. TPA 手法の説明

TPAは式(1)に示すように、解析対象の結合自由度の入力 F_i と、結合自由度からターゲットとする音、又は振動 S_i までの感度 S_i/F_i を乗じ、ベクトル和を求めることで合成音及び振動 S_{All} を得る⁽³⁾。これにより、各結合自由度における入力が、ターゲットに対してどの程度寄与しているかを解析することが可能となる。

$$S_{All} = \sum_i^n F_i \times S_i / F_i \quad (1)$$

この伝達力を得る手法として、従来から、動ばね法や逆行列法があるが、それぞれの手法を適用する際の留意すべき点と実際に適用した解析結果を述べる。

2.1. 動ばね法

動ばね法は式(2)にて示されるように、入力側及び応答側の相対変位 $x_a - x_p$ に、結合しているマウントラバーの動ばね K を乗ずることにより、伝達力を導出する。

$$F_{MS-path} = K \cdot (x_a - x_p) \quad (2)$$

動ばね法は各入力側応答側の結合を既知の動ばね特性によりおこなうため、一結合毎の寄与が明確となるが、サスペンションなどのような遮断のとれない高剛性ばね結合部では、実際の結合自由度における伝達力に対して高く予測計算されてしまい、実車測定結果と一致せず、精度が低くなる。

2.2. 逆行列法

一方、逆行列法は、ボデー側の全ての結合自由度を入力及び応答とした周波数応答 $[\ddot{x}_{Mik} / F_{Mij}]$ と加速度 $[\ddot{x}_{Mik}]$ を計測し、式(3)のような逆行列演算をおこない、伝達力 $[F_{Mij}]$ を導出する。

$$\begin{bmatrix} F_{M11} \\ \vdots \\ F_{Mij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{M11}/F_{M11} & \cdots & \ddot{x}_{M11}/F_{Mij} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{Mik}/F_{M11} & \cdots & \ddot{x}_{Mik}/F_{Mij} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{M11} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{Mik} \end{bmatrix} \quad (3)$$

逆行列法は高剛性ばね結合が含まれるシステムにおいて精度良い結果を得ることができる。しかし、逆行列演算を安定させるために、少なくとも結合自由度の2倍以上の行列を形成する必要がある。また、サブフレームに結合されたエンジンマウントとサスペンションのように、一つの結合自由度に複数の伝達力が影響する場合には、その経路のみの寄与を抽出することができない。

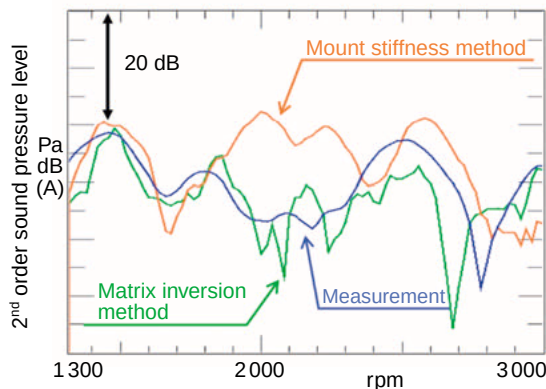


Fig. 1 Comparison of measured response with response calculated using two methods

上記の二手法から導出された合成音圧と実測値との比較をおこなったのが、Fig. 1である。図からわかるように、動ばね法から導出された結果は2000rpm付近で実測結果より10dB以上レベルが高く計算されている。これは、この領域からサスペンション伝達力が増加し、寄与として大きな割合を占めていることが原因である。また、逆行列法から導出された結果は2500rpm付近で実車測定結果より7dB低く計算されている。これは、一つの結合自由度に複数の伝達力が影響するためである。

2.3. 動ばね法と逆行列法による組合せ手法

サスペンションのような高剛性ばねによる結合自由度には逆行列法を適用し、その他の結合自由度には動ばね法を適用する、二手法を組合せた解析をおこなう。この手法は両手法のメリットを活かした手法に見える。動ばね法を使用するエンジンマウント側は遮断もとれており計算精度は良いが、逆行列法を用いるサスペンションにおいて、計算精度を悪化させる。サブフレームにはサスペンションとエンジンマウントが近接して結合されており、サスペンション結合自由度には、サスペンションの伝達力だけでなく、エンジンマウント伝達力が影響を及ぼす。このエンジンマウント伝達力成分が剰余力となって、サスペンション結合部の伝達力を正確に計算することができず、Fig. 2に示すように、実車結果と一致せず計算精度を悪化させる。

3. Residual 手法を用いた TPA の説明

従来の組合せ手法では、逆行列法により計算されるサスペンション結合自由度へのエンジンマウント伝達力(剰余力)影響により計算精度が悪化していたため、以下に示すResidual手法を適用することにより、この剰余力を除去する⁽⁴⁾。

式(4)で示す通り、逆行列法を適用する結合自由度の振動加速度 $[\ddot{x}_{MSm}]$ を得るために、動ばね法を適用する結合自

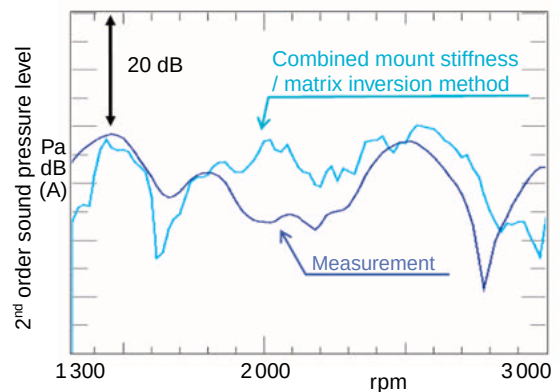


Fig. 2 Comparison of measured response with response calculated using combination of two methods

由度の伝達力 $[F_{MSn}]$ と、逆行列法を適用する結合自由度までの振動感度 $[\ddot{x}_{MSm} / F_{MSn}]$ とを乗じる。

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{MS1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{MSm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{MS1}/F_{MS1} & \cdots & \ddot{x}_{MS1}/F_{MSn} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{MSm}/F_{MS1} & \cdots & \ddot{x}_{MSm}/F_{MSn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{MS1} \\ \vdots \\ F_{MSn} \end{bmatrix} \quad (4)$$

次に、式(5)に示す通り、 $[\ddot{x}_{MSm}]$ を、実測値である $[\ddot{x}_{measm}]$ から減ずることで、他の結合自由度からの影響を除去した、振動加速度 $[\ddot{x}_{Mlm}]$ を得る。

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{Ml1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{Mlm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{meas1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{measm} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \ddot{x}_{MS1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{MSm} \end{bmatrix} \quad (5)$$

式(6)に示すように、振動感度との逆行列演算により、剰余力を取り除いた、その経路のみの伝達力 $[F_{Mln}]$ を得ることができる。

$$\begin{bmatrix} F_{Ml1} \\ \vdots \\ F_{Mln} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{Ml1}/F_{Ml1} & \cdots & \ddot{x}_{Ml1}/F_{Mln} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{Mlm}/F_{Ml1} & \cdots & \ddot{x}_{Mlm}/F_{Mln} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{Ml1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{Mlm} \end{bmatrix} \quad (6)$$

次に、Residual 手法を適用する結合自由度を選定する方法について述べる。サスペンションとボデー及びサブフレームとの結合では、結合する箇所によってエンジンマウント伝達力の影響が異なる。例えばアッパーアームは他の結合自由度から離れたボデーと結合され、ロアアームはエンジンマウントとともにサブフレーム上に近接して結合される。

Fig. 3 ではアッパーアームの実測値、Residual 手法で求めた各経路のみの影響による振動加速度、及びエンジンマウント伝達力により生じた振動加速度を示す。アッパーアームの結合自由度ではエンジンマウント伝達力の影響を受けにくいため、剰余力により生じた振動加速度は20dB以上低い。また、アッパーアーム結合自由度におけるサスペンション側ボデー側の振動加速度の位相は安定している。よって、アッパーアームの結合には、動ばね法を用いることが適切である。

一方、Fig. 4 においてロアアームは、エンジンマウント伝達力の影響が強く、実測とロアアーム経路のみの振動加速度とに大きな差が生じる。このため、ロアアームにはResidual 手法を用いることで、エンジンマウント伝達力による影響を除去し、ロアアームのみの経路による伝達力を得ることができる。

このように、結合自由度毎に適用する手法を選定していくことで、より精度の高いモデルを得ることが可能である。

Fig. 5 に、従来の動ばね法と逆行列法を組合せた結果とResidual 手法を用いた結果の比較を示す。Residual 手法を用いた結果がより実測に近く、精度の良い結果を得られることがわかる。

4. 伝達寄与解析結果

本手法により得た、エンジン2次振動を起振源とする低周波キャビン音圧レベルの伝達寄与解析結果を示す。

Fig. 6 から主となる寄与はエンジンマウント経路であることが確認できるが、1500rpm、2400rpm、2600rpmにはサスペンション経路の寄与が見受けられる。特に1500rpm、50Hz のサスペンション寄与は Fig. 7 に示すダンパーイン

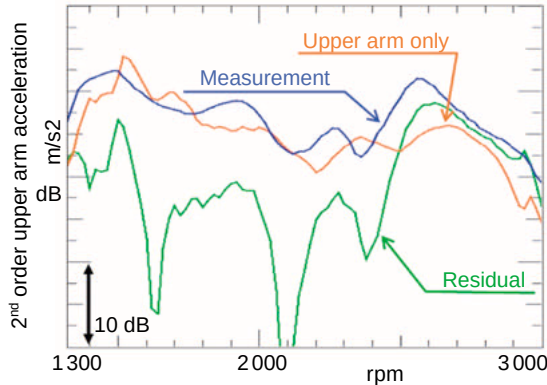


Fig. 3 Residual acceleration on upper arm

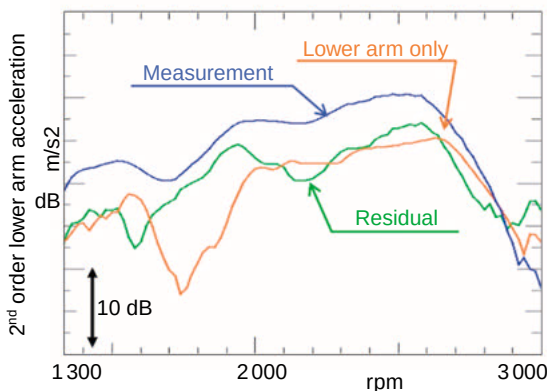


Fig. 4 Residual acceleration on lower arm

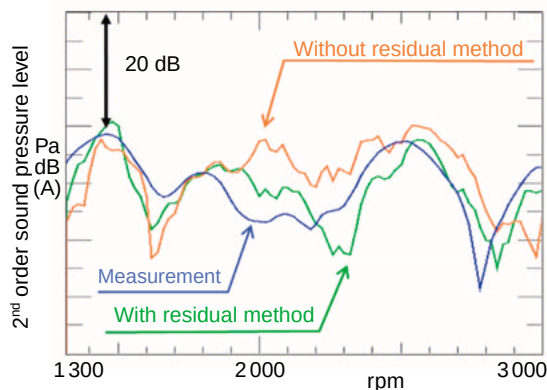


Fig. 5 Improvement of calculated response resulting from use of residual method

ナーシャフトのモードであり、低周波振動騒音に影響が高いことが実験でも確認されている。

5. まとめ

サブフレームに結合されたエンジンマウント及びサスペンションのように、伝達力が影響する経路について伝達寄与解析をおこなうにあたり、

- (1) Residual 手法を適用したところ、従来の手法に比較して、実測結果により一致するようになり、解析精度が向上した。
- (2) Residual 手法を実用する上で、結合自由度毎にどの手法を選択するか判断する方法を明確とした。
- (3) エンジン2次振動を起振源とする、低周波振動騒音に対するサスペンションとエンジンマウントの寄与解析に Residual 手法を適用し、サスペンション経路の寄与する周波数とその占める割合が明確となった。

今後の課題として、低周波の駆動系振動騒音解析をおこなうため、駆動系伝達システムを含めたサスペンション有限要素モデルを作成し、低周波振動騒音における伝達力を半減するサスペンション構造の導出を検討する。

参考文献

- (1) Plunt, J.: Strategy for transfer path analysis (TPA) applied to vibro-acoustic systems at medium and high frequencies, ISMA 23(1998)
- (2) Dubbaka, K.: Application of Noise Path Target Setting Using the Technique of Transfer Path Analysis, SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1402(2003)
- (3) LMS International, "Transfer Path Analysis": The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths, LMS International, Application Notes (1995)
- (4) Sakai, T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538(2001)

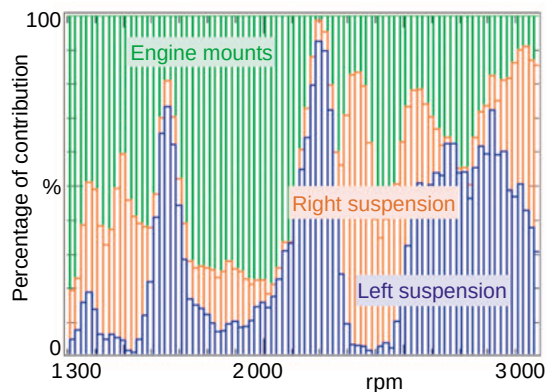


Fig. 6 Percentage path contribution of 2nd order sound pressure

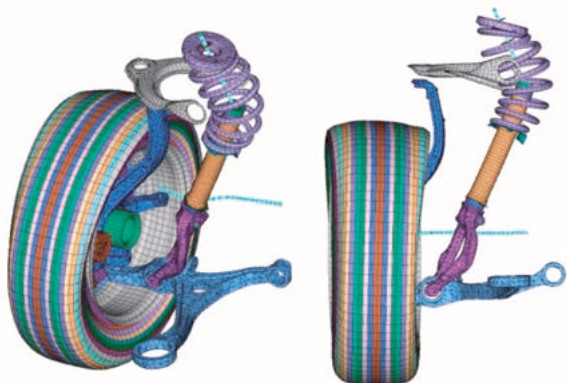
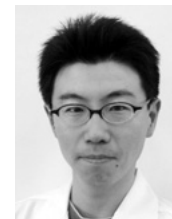


Fig. 7 Damper inner shaft mode

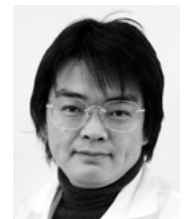
■ 著 者 ■



久世正文



高橋康一



酒井竜英