

非結合型動吸振器によるエンジンマウント 動的バネ特性の改善

Improvement of Dynamic Spring Characteristics of Engine Mounts
with Non-combination Type Dynamic Damper

内 藤 均*
Hitoshi NAITOH

要 旨

非結合型動吸振器を用いて、エンジンマウントの高周波域の絶対バネ定数を低減することにより、パワープラント系に起因する車室内騒音を改善する技術を開発した。

本技術開発にあたり、まずシミュレーションを用いて結合型動吸振器に対する優位性を確認した。次に、非結合型動吸振器の構造的な特徴を生かして、エンジンマウントのゴム部に適用する構造を考案し、単体特性において、ラバーサーGING及びマウントブラケット共振による絶対バネ定数の上昇を抑える効果があることを確認した。また、完成車性能としても車室内騒音の低減を図れた。最後に、非結合型動吸振器をエンジンマウントのゴム部に適用しても、目標とする耐久性能が得られることを確認した。

ABSTRACT

Cabin noise originating in the power plant has been reduced by utilizing non-combination type dynamic dampers to reduce the absolute value of the complex spring coefficient of the engine mounts in the high-frequency range.

Development first employed simulations, which demonstrated the superiority of the non-combination type to the combination type dynamic dampers. Next, study focused on how best to exploit the structural characteristics of non-combination type dynamic dampers to enable them to be applied to the rubber parts of the engine mount. Single non-combination type dynamic damper units have been shown to control increases in the absolute spring coefficient caused by rubber surging and mount bracket resonance. Cabin noise in a completed vehicle has been also reduced. Finally, it has been confirmed that the targeted durability can be kept even with the use of the dynamic dampers on the rubber parts of the engine mount.

1. まえがき

近年、自動車室内の快適性に対する要求はますます高まっており、それに伴って車室内静粛性の目標値も高く設定されている。その一方で、社会的な要求である環境問題に対する対策のひとつの手法として車体軽量化が求められており、部品の板厚低減や鉄からアルミニウム等への材料置換が行われている。一般的に車体軽量化は車体の剛性低下を招き、車室内の振動騒音を増加させる傾向にある。その対策として軽量の制振材や防音材が開発されているが、重量効率の観点からは、面積の大きい車体パネルでの対策はあまり効率的ではなく、より振動源または騒音源側での対策が基本であると考えられる。

本稿では、車室内の振動騒音のうち、パワープラントで発生した振動が原因であるものを対象とし、パワープラントから車体への振動入力を低減することにより、車室内静粛性を確保するための軽量のエンジンマウント構造の検討を行ったので、その結果について報告する。

2. 本研究のねらい

パワープラントで発生した振動の車体パネルへの伝達経路において、その振動を増加させる要因のひとつにエンジンマウントのラバーサーGINGがある。このラバーサーGINGとはゴム部自身の共振現象であり、その共振周波数領域において絶対バネ定数が上昇し、パワープラントから車

体への振動伝達率が増大する。その結果、車室内の振動騒音を増加させるのである。本研究の狙いは、このエンジンマウントのラバーサージングによる車体への振動入力増加を、より少ない対策重量で低減することである。

これまでこのラバーサージングが問題となった場合には、ゴム中央部に中間板と呼ばれる板状のものを設置するなどの対策がとられてきているが、これは単にサージングの周波数を移動させただけであり、その移動後の周波数領域における車室内の振動騒音は相対的に増加することになる。また、結合型動吸振器の適用も考えられるが、これも適用前のサージング周波数の前後各域において、絶対バネ定数はピークをもつことになるため同様である⁽¹⁾。そこで本研究では、従来の結合型動吸振器に対して改良を加えた非結合型動吸振器を用いて、対象周波数領域でラバーサージングによる絶対バネ定数の上昇を抑制することを検討した。

3. 非結合型動吸振器の概要

本研究に用いる非結合型動吸振器と、従来からの結合型動吸振器の構造例を Fig. 1 に示す。非結合型動吸振器は、弾性体に被覆された質量とそれを内蔵するためのハウジングの二部品で構成される。その構造上の特徴は、従来の動吸振器は付加質量が制振対象物にゴム等の弾性体を介して結合されているのに対し、非結合型では、付加質量は弾性体に被覆されているが、制振対象物には結合されていない点である。この付加質量は、飛散防止のために設置されているハウジング内を自由に動くことができるようになっている。

また、その性能上の特徴は、結合型動吸振器で得られる制振効果に加えて、動吸振器を適用した結果として発生する振動応答のピークをも低減できることにある。Fig. 2に示す二自由度のバネ～マス系に非結合型動吸振器を適用し、その振動低減効果を確認したシミュレーション結果を Fig. 3 に示す⁽²⁾。ここでは、制振対象を質量M1とし、基礎部分を加速度振幅一定で加振した際の同部位の応答加速度振幅を、動吸振器なし、結合型動吸振器あり、非結合型動吸振器ありの場合で比較している。なお、動吸振器の諸元値は、動吸振器なし状態での1000Hz近傍のピークを低減するよ

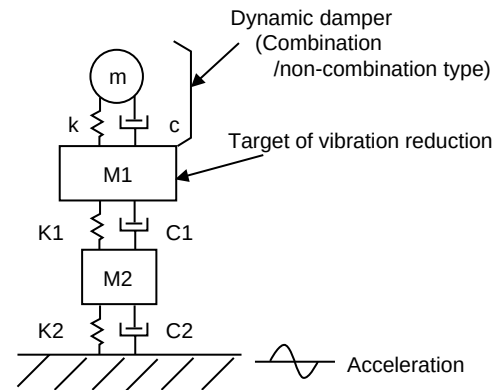


Fig. 2 Analytical spring-mass model of two degrees of freedom

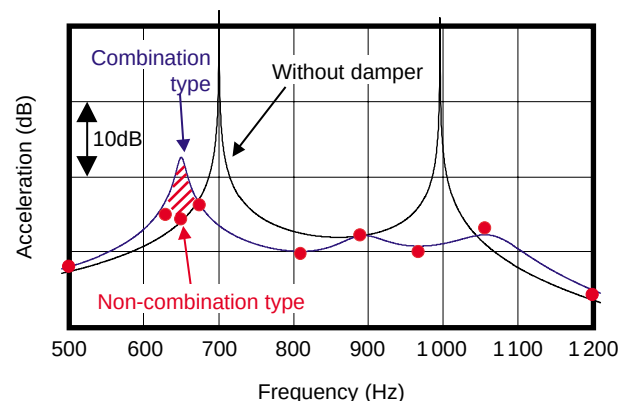


Fig. 3 Comparison of vibration reduction effect

うに設定した。Fig. 3 から、非結合型動吸振器を適用すると、結合型動吸振器による1000Hz近傍での制振効果に加えて、結合型動吸振器を適用したことにより発生する650Hz近傍のピークをも低減し、その結果、動吸振器なしで発生している二つのピークをなくし、ほぼ平坦な応答を得ることができている。

4. エンジンマウントへの適用検討

付加質量をハウジングに内蔵するだけという非結合型動吸振器構造の特徴を考慮しながら、現在使用されているエンジンマウントを題材として、その適用時の構造を検討した。車体へ取り付けるブラケットの固有振動の影響をなくすため、その部分を丸形状としたブッシュタイプのものを製作し、それをベース部品として検討を行った。その概観図と動的バネ特性を Fig. 4 及び Fig. 5 に示す。本形状は、エンジンマウントに用いられるごく一般的な形状である。また動的バネ特性としては、エンジンマウントを加速度振幅一定で加振したときの上下方向絶対バネ定数を評価値としている。

Fig. 5 からわかるように、本エンジンマウントは740Hz近傍にラバーサージングがあり、その周波数領域で絶対バ

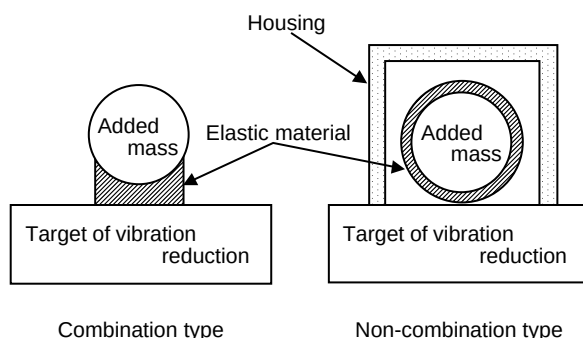


Fig. 1 Examples of dynamic damper structures

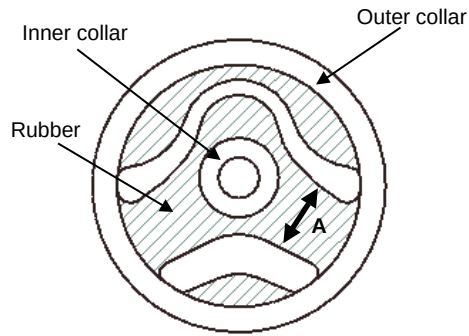


Fig. 4 Schematic view of engine mount

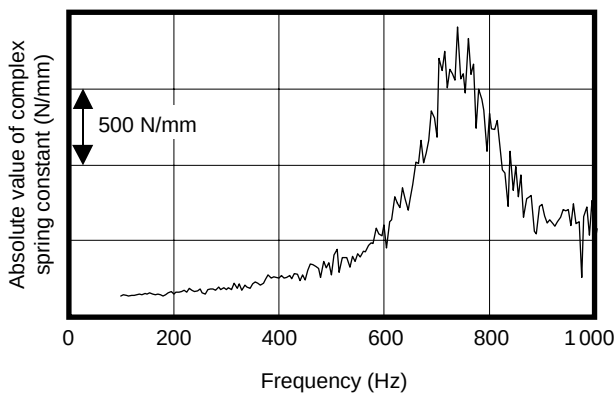


Fig. 5 Absolute value of complex spring constant

不定数のピークをもつ。このラバーサージングは、ゴム部の両端のインナーカラー、アウターカラーを固定端としたときの一次共振であると考えた。その共振の応答を低減するためには、ラバーの中央部に非結合型動吸振器を設定することが効果的と判断した。そしてハウジングとしては、パワープラントの変位入力に対するゴム部の耐久性を確保する観点から、応力集中を防止することのできる丸パイプを選定し、同部位に加硫接着した。また、ハウジングに内蔵する質量の形状についてはハウジングの内部空間の形状にならって円柱形とし、質量のハウジングからの飛び出しを防止するためその両端に栓をした。質量の弾性体の被覆部位については、対象としているゴム部の一次共振モードの変位方向はゴムの断面形状から Fig. 4 のほぼA方向であるため、質量の外周部に弾性体を被覆した。その非結合型動吸振器の断面構造を Fig. 6 に、非結合型動吸振器適用後のエンジンマウントを Fig. 7 に示す。

本構造は、弾性体に被覆された付加質量をハウジングに内蔵するだけの構造で、制振対象物に弾性体を介して結合しない構造であるために実現できたものである。例えば弾性体をゴムとした際には、ゴム部を成形する金型の強度を確保するため、ゴム部の厚さは3 mm 程度必要となり、同じスペースで結合型動吸振器は設定できない。このように結合型動吸振器に対して小型化できることも非結合型動吸振器の特徴のひとつである。

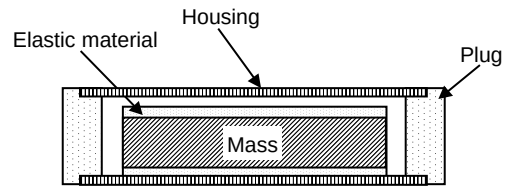


Fig. 6 Section of non-combination type dynamic damper structure

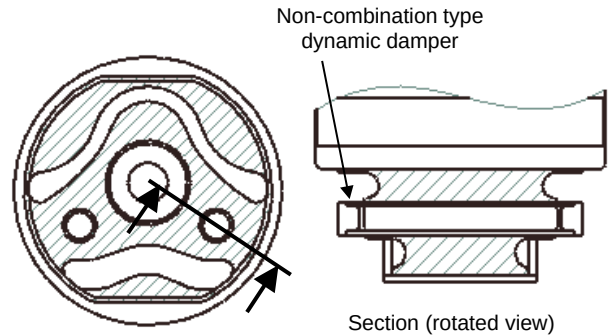


Fig. 7 Non-combination type dynamic damper applied to engine mount

5. 単体特性確認結果

5.1. ブッシュタイプの特性

Fig. 4 及び Fig. 7 に示したブラケットの固有振動の影響をなくしたブッシュタイプの物で、単体特性を測定した。動的バネ特性を評価する周波数範囲は、自動車の加速時のパワープラント系に起因する車室内騒音として特に問題となる 100Hz から 1000Hz とした。なお、両者の静的バネ定数は同等としてある。

5.1.1. 動的バネ特性

上記二仕様に加えて、中間板と同様に質量を追加した場合の特性を確認するため、Fig. 7 の質量部のないハウジングのみが設定されている状態の合計三仕様について、上下方向絶対バネ定数を測定した。絶対バネ定数測定時の加振条件は先程と同様に加速度振幅一定である。その結果を Fig. 8 に示

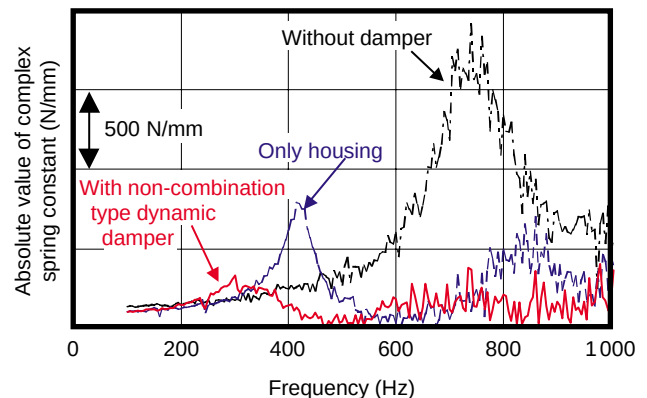


Fig. 8 Comparison of effect of reduction of absolute value of complex spring constant

す。グラフからわかるように、ハウジングのみを設置した場合には、740Hz近傍のピークは低減できているが、420Hzおよび860Hzの両近傍にあらたなピークが発生している。それに対して、質量部が内蔵されたものでは特に目立ったピークもなく、対象周波数域においてほぼ平坦な特性を得ることができた。

5.1.2. 液体封入式エンジンマウントとの比較

共にブッシュタイプのもので、現在使用されている液体封入式エンジンマウントと、前述の非結合型動吸振器を適用したエンジンマウントとの絶対バネ定数比較を行った。液体封入式エンジンマウントは、その絶対バネ定数を低減するために用いられる。比較対象とした液体封入式エンジンマウントの概観図を Fig. 9 に示す。その際、非結合型動吸振器を適用したエンジンマウントの上下方向静的バネ定数は、ゴムの硬度を変更することにより、液体封入式エンジンマウントと同等としてある。

絶対バネ定数の測定結果を Fig. 10 に示す。絶対バネ定数測定時の加振条件は加速度振幅一定である。グラフから、液体封入式エンジンマウントの方は460Hz、750Hzの両近傍にピークをもっているが、非結合型動吸振器を適用したエンジンマウントの方は、特に目立ったピークはなく平坦な特性を示しており、対象周波数域のほぼ全域において、液体封入式エンジンマウントに対して絶対バネ定数を低減できていることがわかる。

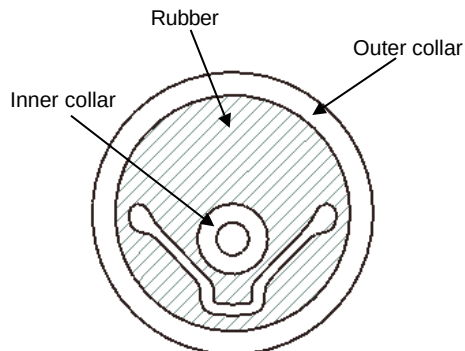


Fig. 9 Hydraulic engine mount

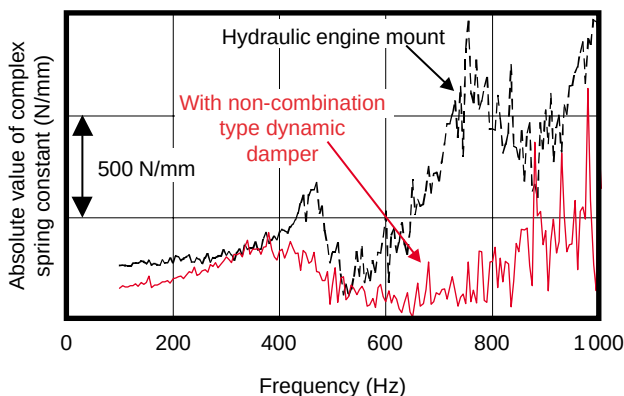


Fig. 10 Effect of reduction of absolute value of complex spring constant

5.2. 製品状態の動的バネ特性

前述のブッシュタイプのものを車体取り付け用ブラケットに圧入し、製品状態での絶対バネ定数を測定した。ここでは、非結合型動吸振器の有無品について比較をした。非結合型動吸振器適用品の概観図を Fig. 11 に示すが、動吸振器なし品も同様である。また、絶対バネ定数測定結果を Fig. 12 に示す。なお絶対バネ定数測定時の加振条件は加速度振幅一定である。

グラフから、非結合型動吸振器なしでは、ラバーサーgingによる絶対バネ定数のピークが700Hz近傍に、そして、車体取り付け用ブラケットの共振によるピークが1000Hz近傍にあるが、非結合型動吸振器ありのものでは、ラバーサーgingによる絶対バネ定数のピークだけでなく、車体取り付け用ブラケットの共振によるピークをも低減し、対象周波数領域においてほぼ平坦な特性を得ることができていることがわかる。

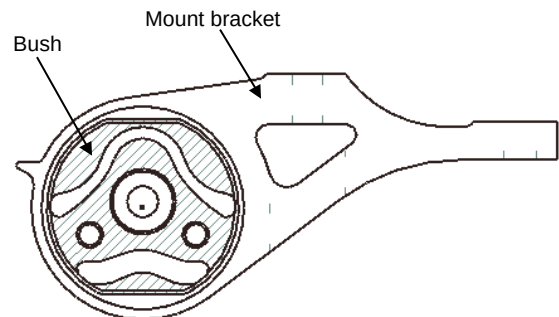


Fig. 11 Engine mount with non-combination type dynamic damper

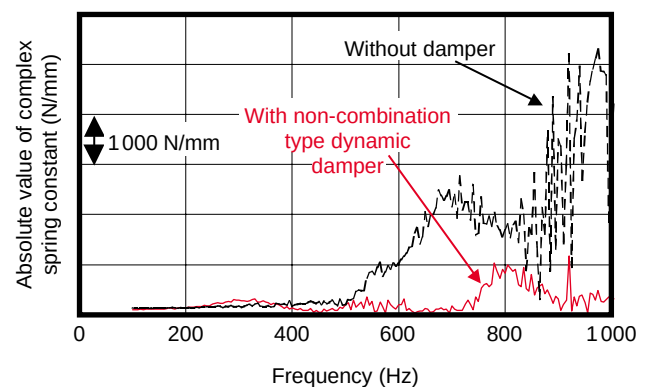


Fig. 12 Effect of reduction of absolute value of complex spring constant

6. 実車性能確認結果

前項のエンジンマウントを実車に取り付け、非結合型動吸振器有無での車室内静粛性の比較を行った。評価項目は、エンジン空転時のエンジンマウントの車体側取付点振動加速度と車室内中央部の音圧である。それぞれの測定結果を Fig. 13, Fig. 14 に示す。グラフの横軸には 1/3 オクター

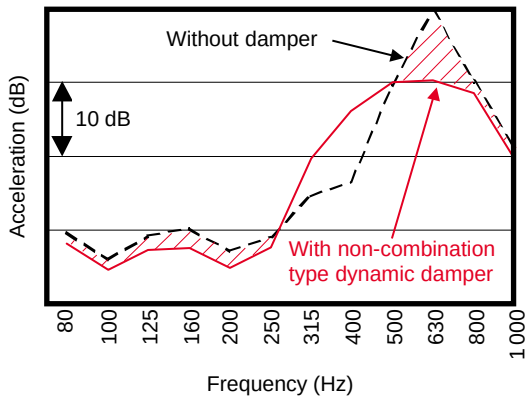


Fig. 13 Effect of reduction of vibration of engine mount point of body side

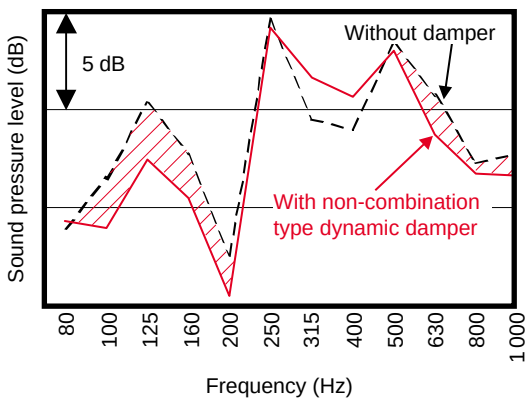


Fig. 14 Effect of reduction of sound pressure of interior noise

ブバンドの中心周波数をとっている。Fig. 12 から Fig. 14 よりエンジンマウントの絶対バネ定数が低減できている周波数領域において、エンジンマウント取付点車体側振動加速度を低減し、それに伴って車室内中央部音圧を低減することができている。

7. 単体耐久性確認結果

非結合型動吸振器を設置したゴム部のパワープラント変位入力に対する耐久性を評価するため、現行の量産品と同じ加振条件で単体加振耐久試験を実施した。試験終了後の外観写真を Fig. 15 に示す。ゴム部に亀裂の発生等ないことが確認できた。



Fig. 15 Engine mount after endurance test

8. まとめ

自動車室内の振動騒音低減のため、非結合型動吸振器を用いてエンジンマウントのラバーサージングによる絶対バネ定数の上昇を低減することを検討し、適用後の単体及び実車における効果を確認した。その結果、以下の成果を得た。

- (1) 非結合型動吸振器は、結合型動吸振器と比較して、他の周波数領域での振動を増幅することなく、応答ピークを低減できることがわかった。
- (2) エンジンマウントラバーサージングに対する、非結合型動吸振器を用いた対応構造を提案できた。
- (3) 非結合型動吸振器をエンジンマウントゴム部に適用することで、ベース品に対して対象周波数領域において大幅な絶対バネ定数低減が図れ、ほぼ平坦な特性を得ることができた。また、同周波数領域における絶対バネ定数低減構造を有する液体封入式エンジンマウントに対しての優位性も得られた。
- (4) 非結合型動吸振器付きエンジンマウントを実車に適用することで、絶対バネ定数を低減した周波数領域において、エンジンマウントの車体側取付点振動加速度を低減し、それに伴って車室内中央部音圧を低減することができた。
- (5) 非結合型動吸振器をエンジンマウントのゴム部に適用しても、パワープラントの変位入力に対する単体耐久目標性能を満足することが確認できた。

9. 謝辞

本研究にあたり、東海ゴム工業(株)をはじめ、御協力を頂きました多くの関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

10. 参考文献

- (1) 谷口修ほか：2自由度系の強制振動，振動工学ハンドブック，東京，養賢堂，1991，p.132-136
- (2) 相田俊一ほか：多自由度振動，機械工学便覧，東京，日本機械学会，1987，p.43-47

■著 者■



内 藤 均