

軽量化と振動商品性を両立する SRS モジュール構造の開発

Development of SRS Module Damping Structure for Vibration Enhancement and Weight Reduction

近 藤 隆*

Takashi KONDO

國 武 幸 宏*

Yukihiro KUNITAKE

寺 田 雅 史*

Masashi TERADA

宮 原 邦 友*

Kunitomo MIYAHARA

要 旨

振動商品性において共振現象が課題となり、その対策手法のひとつとしてダイナミックダンパが適用されてきた。しかし、ダイナミックダンパの適用は重量増加を伴うため、ステアリングシステムにおいても、より重量増加が少ない手法が求められていた。そこで SRS モジュールをダイナミックダンパとして利用し、従来のダイナミックダンパを適用せずに振動低減できる SRS モジュールの新構造を開発した。新構造の特徴は SRS モジュールにフローティングブッシュを追加し、ステアリングシステムの共振特性に適した周波数特性を得られることにある。この構造により、商品性向上と軽量化の両立を達成し、さらに、汎用性の高いステアリング振動の改善手法を実現した。

ABSTRACT

Resonance phenomena represent an issue in terms of marketability, and dynamic dampers are employed as one means of responding to this issue. However, because the use of dynamic dampers increases vehicle weight, methods that entail less weight increase are demanded in the area of the steering system. A new SRS module structure able to be employed as a dynamic damper was therefore developed. This new structure reduces vibration without the use of a conventional dynamic damper. The distinctive feature of the new structure is the addition of a floating bush to the SRS module in order to obtain a frequency characteristic suited to the resonance characteristic of the steering system. The use of this structure has balanced increased marketability with reduced weight, and helped to enable the realization of a method of ameliorating steering vibration with a high level of general applicability.

1. はじめに

低燃費や CO₂ 排出低減に対する要求から、よりいっそうの自動車の軽量化が求められている。一方、振動商品性に対する要求はますます高くなっている。

ステアリングシステムの開発においては初期段階から軽量化と性能の両立検討がおこなわれる。しかし剛性だけに着目した設計スペックのみで振動商品性を満足することは難しく、結果的にダイナミックダンパを設置することが多い。このような手段に頼らないためには応答側の振動特性を改善するか、入力側の振動入力を低減する手法がある。応答特性を改善する方法は、ボデー構造の変更、あるいはステアリングシステム構成部品の変更などによっておこな

われる。主に CAE による最適構造検討をおこない、重量増加を最小限にしながら応答特性を改善する手法^{(1), (2)}が採られる。しかし、ステアリング共振周波数における応答を重量増加することなく低減することは技術的に難易度が高い。一方、振動入力を低減する手法としては、エンジンマウントやサスペンションブッシュのバネ定数を小さくする方法が有効⁽³⁾であるが、この手法は乗り心地や操安性能と相反する場合が多く、振動低減のために期待できる改善効果は小さい。コストをかけて振動低減する手段としては、気筒休止エンジンシステムを採用した車両では気筒休止時に振動入力が大きくなるため、アクティブエンジンマウントを採用することで、ボデーに伝わる振動入力を低減する手法⁽⁴⁾が取られる。

*四輪 R&D センター

ステアリング振動特性を決定する構成部品にはボデー、ステアリングハンガ、ステアリングコラム、ステアリングホイール、Supplemental Restraint System (SRS) モジュールがある。それぞれが持つ共振特性の関係により完成車としての振動特性が決まる。そこで本研究ではそれらを解析し、SRS モジュール共振特性を積極的に商品性向上へ活かす構造を検討した。具体的には SRS モジュールの支持構造を変更することで、SRS モジュールをダイナミックダンパとして活用し、重量とコストの増加を極めて少なくして振動低減を実現した。この新構造は複数の車種に適用することが可能であり、振動商品性向上と軽量化に貢献できる。

2. 振動低減メカニズム

2.1. ステアリング振動現象の特徴

振動商品性を損ねるステアリング振動事象としては三つあげられる。エンジン振動伝達に起因するアイドル振動および発進ステアリング振動と、サスペンション振動伝達に起因する走行ステアリング振動である。これらの振動事象はステアリングシステムの1次共振周波数と各入力振動の周波数が一致する領域で課題となる。最近では、燃費向上のためにミッションのロックアップ領域を拡大する傾向にあり、従来よりもより低いエンジン回転数で運転する頻度が増加している。また、気筒休止エンジンシステムの採用により気筒休止時のエンジン振動成分発生によるステアリング振動の課題も生じている。よって従来よりも広い周波数範囲での商品性向上が求められている。

Fig. 1 にステアリング共振周波数領域と各振動事象の周波数帯域を示す。完成車におけるステアリングシステムの1次共振周波数は、性能と軽量化の両立を求める結果、軽自動車から高級車まで 30 から 45 Hz と限られた範囲に入る。その領域と各事象の入力振動が一致した周波数でステアリング振動が課題となり、図中着色部に示すように、その周波数領域は車種に共通しておよそ 15 Hz の幅を持つ。

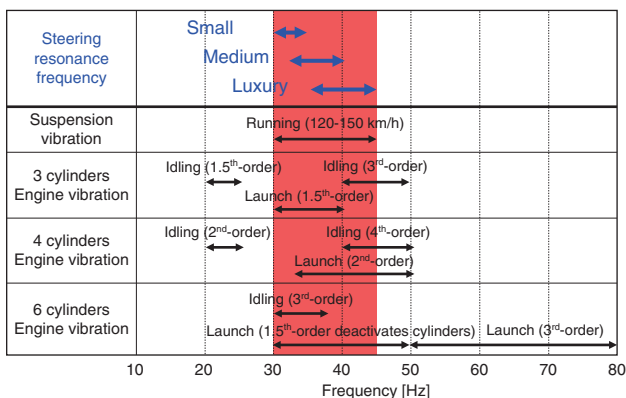


Fig. 1 1st-order resonance frequency of steering system and vibration phenomena

2.2. SRS モジュールをダイナミックダンパとする着想

ステアリング振動を改善する手法として用いられるダイナミックダンパはステアリングホイール内に設置される。ステアリング1次共振モードにおける振幅が一番大きい部分がステアリングホイールであり、その近傍に設置することで小さな重量でも振動低減効果を得ることができる。ただし車種に応じた周波数特性を設定する必要があり、汎用性には欠ける。

そこで SRS モジュールの重量をダイナミックダンパとして利用することを着想した。これにより従来とほぼ同じ位置でより大きな重量をダンパとして活用できる可能性がある。SRS モジュールは標準装備の安全装置となっており、その構造はインフレーターがホーンスプリングを介して取り付けられるフローティング構造が主流となっている。この構造では SRS モジュールの重量とフローティングに用いるばねの特性に応じた共振が発生する。このフローティング構造の共振特性を解析し、ダイナミックダンパとして活用する可能性を検証した。

2.3. 基準コンポーネント評価

完成車のステアリングシステムの共振特性を解析し、構成部品の影響を比較した。構成部品を単純化するために剛性を十分に高めた基準コンポーネントを用いる (Fig. 2)。これを装着した状態と比較した結果を Fig. 3 に示す。

ステアリングハンガのボデー側は定盤に固定し、その他の部品は完成車の部品で構成された状態を D とし、それに対し、ステアリングホイール部を基準コンポーネントに入れ替えた状態を A とする。この状態ではステアリングホイール共振と SRS モジュールの共振影響が排除される。そしてステアリングホイールを定盤に固定した状態 C と SRS モジュール単体を定盤に固定した B の状態を測定した。

A と D を比較すると、A の応答レベルが高いことがわかる。SRS モジュールとステアリングホイールの共振特性を比較した結果、ホイールの共振周波数は 84 Hz とステアリング1次共振周波数より十分に高く、D に対しては影響がないと考えられる。一方、SRS モジュールの共振周波数は 56 Hz に存在し、A の状態にダイナミックダンパを付加した振動低減効果を D に与えていると考えられる。よってこ

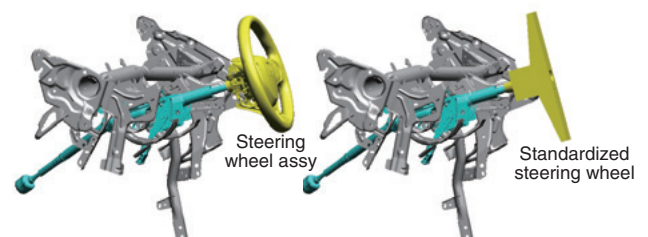


Fig. 2 Standardized components for measurements

の SRS モジュールの共振周波数を最適に設定することでより振動低減効果を拡大することが可能となる。

2.4. ダイナミックダンパの重量効果領域

汎用性の高い振動低減手法とするために必要なダイナミックダンパの重量を求めた。ダイナミックダンパの重量と振動低減効果の関係を考察するために、2 自由度振動モデルの運動方程式から得られる二つの共振周波数の差分を導出する。

Fig. 4 の図中に示すように重量 m_1 とばね k_1 で決まる主系に外力 F_1 が働く。さらに主系の上には重量 m_2 とばね k_2 で決まるダイナミックダンパがある。この場合の運動方程式は式 (1) となる。

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= F_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

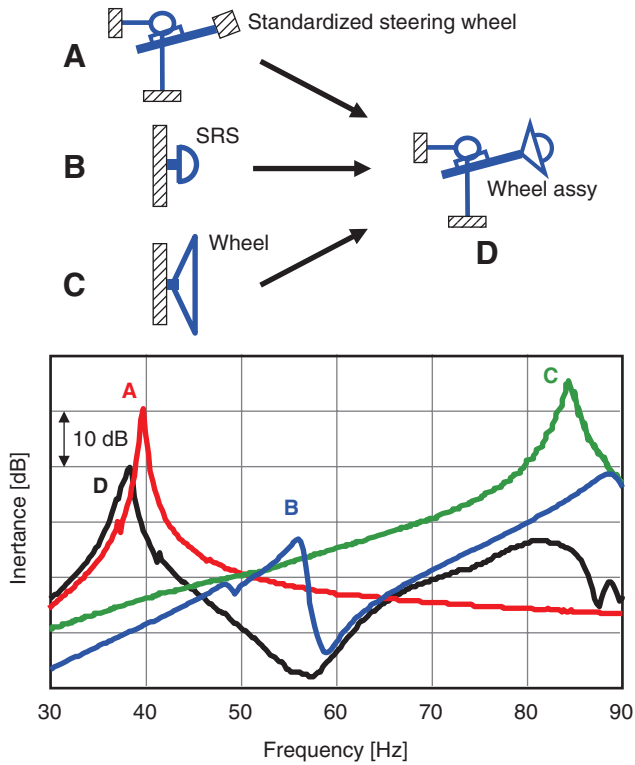


Fig. 3 Comparison using standardized components

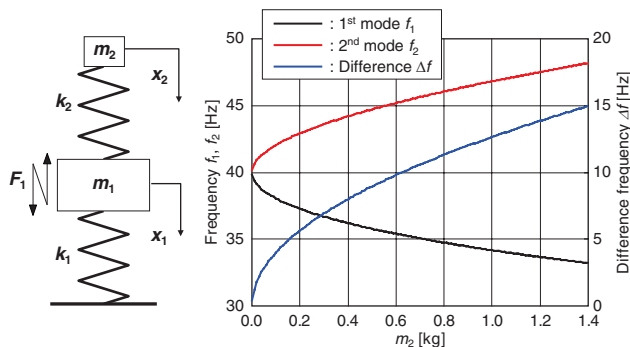


Fig. 4 Effect of dynamic damper and weight ratio

これを満たす一般解の共振周波数 f を式 (2) に示す。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \mp \sqrt{\left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right)^2 - \frac{4k_1 k_2}{m_1 m_2}} \right)} \quad (2)$$

個々の共振周波数を低い方から f_1, f_2 とする。ここで主系とダイナミックダンパの共振周波数を同じ f_0 とし、重量比 $\mu = m_2/m_1$ とすると二つの共振周波数の幅 Δf は式 (3) となる。

$$\begin{aligned} \Delta f &= f_2 - f_1 \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} \left((2+\mu)f_0^2 + \sqrt{\mu(4+\mu)}f_0^2 \right)} - \sqrt{\frac{1}{2} \left((2+\mu)f_0^2 - \sqrt{\mu(4+\mu)}f_0^2 \right)} \quad (3) \end{aligned}$$

ステアリングシステムの共振周波数および付加するダイナミックダンパの共振周波数 f_0 を 40 Hz とし、総重量からダイナミックダンパの重量を引いた重量 m_1 を 10 kg とする。ステアリングホイール部に付加するダイナミックダンパの重量を m_2 と考え、ダイナミックダンパによる効果領域を 2 自由度振動モデルの二つの共振周波数の差分 Δf とし、計算した結果を Fig. 4 に示す。15 Hz の周波数幅でステアリング振動を低減するためには、ダイナミックダンパの重量は 1.4 kg となる。現在使われている SRS モジュールの重量は 1.2 kg 程度あることから、SRS モジュールをダイナミックダンパとして利用することは汎用性のある改善手法として有効であることが予測される。

2.5. SRS モジュールの共振特性と目標特性

フローティング構造の SRS モジュールを単体加振テストした結果、Fig. 5 に示すような上下方向と左右方向の共振モードを確認した。

SRS モジュールの共振特性はデザインや重心位置、スプリングの特性などによって大きく異なる。Fig. 6 に 8 車種の異なる SRS モジュールの上下方向と左右方向の共振周波数を示す。SRS モジュールの共振周波数が完成車のステアリング 1 次共振周波数領域に近い場合には振動低減効果

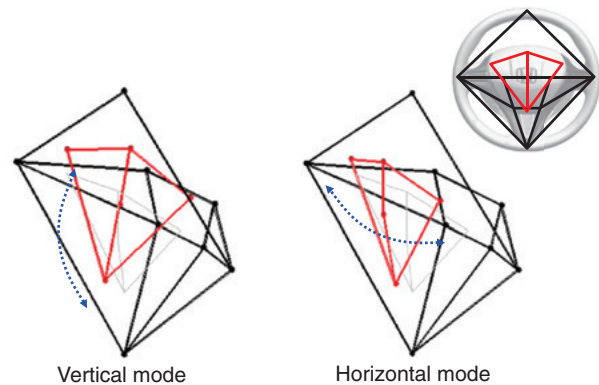


Fig. 5 Shapes of SRS module resonance frequency modes

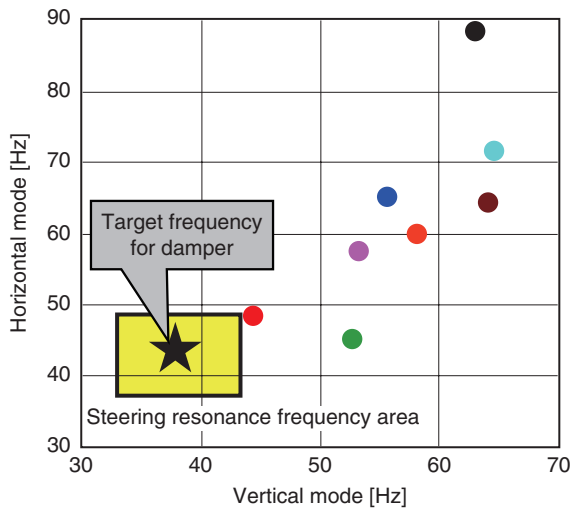


Fig. 6 SRS module resonance frequency

が認められるが、周波数が離れている場合にはその効果は小さい。ステアリング振動に対し、低減効果を最適に発揮するためには完成車のステアリング 1 次共振周波数領域の中央に設定すべきである。

以上より、従来よりも SRS モジュールの共振周波数をより低くする必要があることがわかり、これを安定的に実現する新構造を検討する。

3. SRS モジュールダンパ構造の開発

3.1. 新構造の概要

本稿では従来のダイナミックダンパの考え方を発展させて、すでに適用されている SRS モジュールをダイナミックダンパとして活用する手法を提案する。概念図を Fig. 7 に示す。既存のフローティング構造からホーン接点の支持構造を変更し、ねらいの共振特性を実現した。開発した新構造の構成部品を Fig. 8 に示す。新構造の特徴はインシュレータ A と B の間にフローティングブッシュを配置したところである。

3.2. 独立ばね構造の提案

従来構造からの変化点およびばねモデルの考え方を Fig.

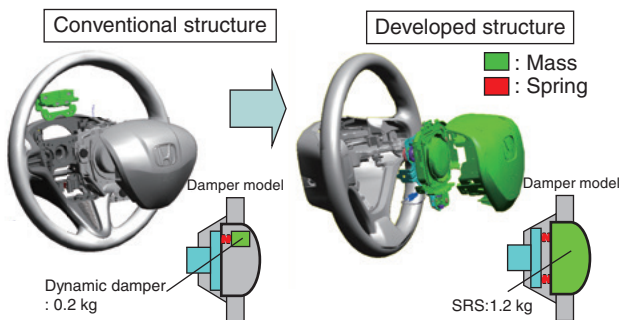


Fig. 7 Models of conventional and developed dynamic dampers

9 に示す。従来構造ではコイルスプリングとストッパーブッシュが結合されており、コイルスプリングによって押し付けられたゴムブッシュのせん断ばね特性 K_r で共振特性が決まる。その周波数はステアリング 1 次共振周波数より高く、ねらいの振動低減効果を得るためにはより低くする必要がある。コイルスプリングのばね特性 K_a を低くすることで、共振周波数を低下することが可能だが、その場合ステアリングのチルト機構、テレスコピック機構による位置調整の際にホーンが鳴ってしまう可能性が生じる。

これを解決するためには、コイルスプリングのばね特性に依存しない別のばねを設定する手法が考えられる。そこでインシュレータ A と B の間にフローティングブッシュを配置することによりコイルスプリングと独立したばね特性 K_r を設定できる構造を提案する。この場合、コイルスプリング反力はインシュレータ A とショルダーナットが受けるため、従来構造のように軸直方向のばね特性に影響を与えることがなく、SRS の共振周波数を低下させることが可能となる。

コイルスプリングに対するホーン機能の要求特性と SRS 共振周波数の要求特性の関係を Fig. 10 に模式的に示す。

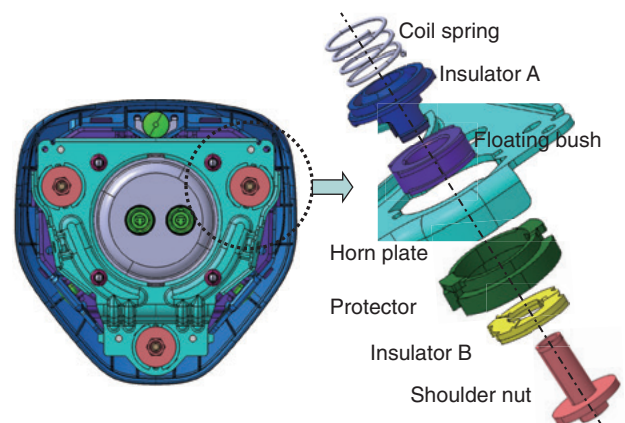


Fig. 8 Structure of SRS module damper

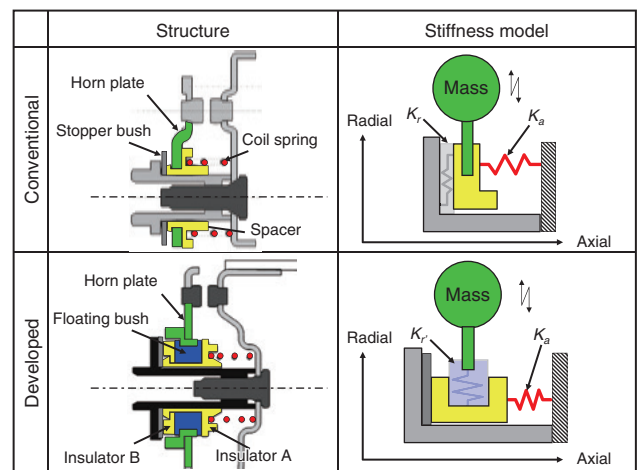


Fig. 9 Comparison of conventional and developed structures

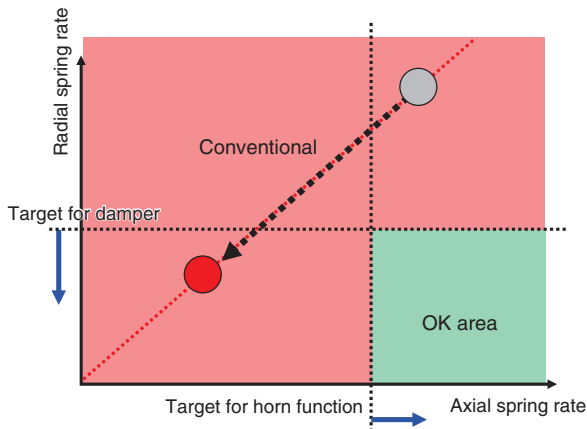


Fig. 10 Compatibility with horn function

4. 実験結果

4.1. 単体検証結果

開発した SRS モジュールの単体共振特性を確認した結果, Fig. 6 に示した目標特性を満足した. 加振テスト結果を Fig. 11 に示す. イナータンスのピークは Fig. 5 で示した上下方向と左右方向の共振モードであることを確認した. 今回の構造ではフローティングブッシュを円形としたが, 形状を変更することで上下方向, 左右方向をそれぞれ変更することも可能である.

提案構造の妥当性を検証するためにコイルスプリングのばね特性を変更した単体テストを実施した. その結果を Fig. 12 に示す. 従来構造ではコイルスプリングのばね特性を低下させたときに SRS モジュールの共振周波数が同様に低下するのに対し, 新構造では周波数が変化しないことが確認できた.

またエアバッグシステムとしての機能については展開強度や耐久性能ともに従来同等の性能であることを確認した.

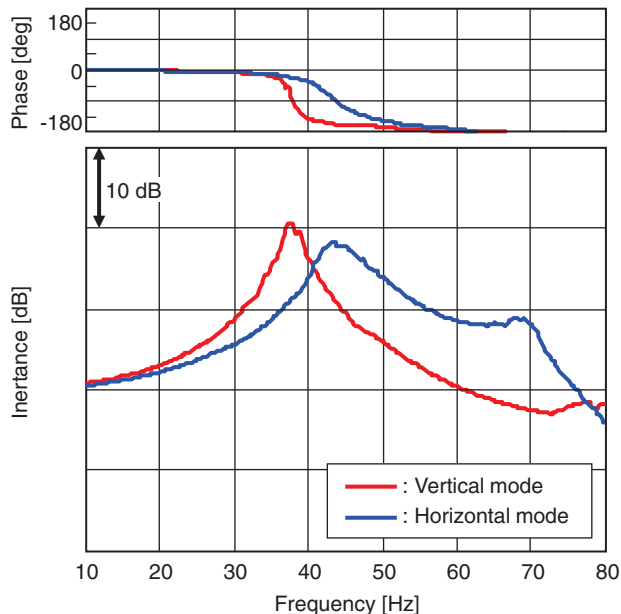


Fig. 11 Resonance frequency of SRS module damper

4.2. 実車検証結果

SRS モジュールダンパを採用した完成車でステアリング振動特性を確認した結果, 従来のダイナミックダンパに対し, 振動低減効果と効果領域周波数ともに大幅に拡大することができた. Fig. 13 に上下方向のステアリング共振特性を示す. 振動低減効果は従来手法であるダイナミックダンパが 3 dB に対し, 新構造が 12 dB となり, さらに低減効果のある周波数領域は約 4 倍となる 18 Hz に拡大した.

三つの振動事象の完成車検証結果を報告する. この検証ではそれぞれ異なる車両において, 同一の SRS モジュールダンパを適用しておこなった.

走行ステアリング振動とアイドルステアリング振動の改善効果を Fig. 14 に示す. 走行ステアリング振動はタイ

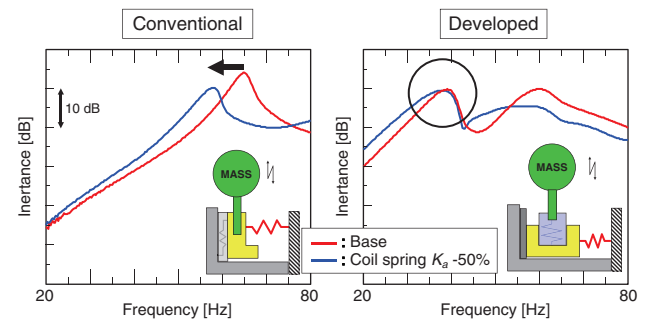


Fig. 12 Verification of stiffness model mechanism

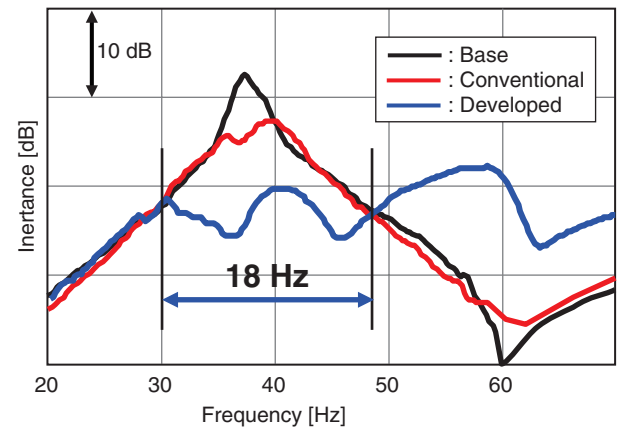


Fig. 13 Effect of SRS module damper in actual car

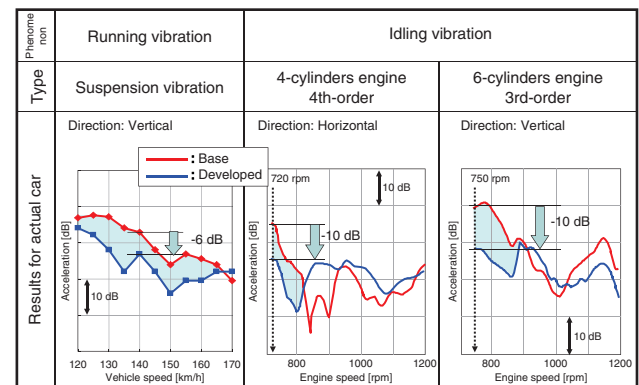


Fig. 14 Measurement results of running vibration and idling vibration

ヤの回転2次成分とステアリング共振周波数が一致するときに発生する。およそ120 km/hから160 km/hの車速で6 dB以上の低減効果を確認した。アイドルステアリング振動では、エンジン次数成分とステアリング共振周波数が一致するときに大きな振動が発生する。今回検証した4気筒エンジンの車両ではエンジン4次成分によるステアリング振動が大きく、SRSモジュールダンパの適用により、アイドリング時のエンジン回転数において10 dBの低減効果を確認した。同様に6気筒エンジンの場合には3次振動成分によるステアリング振動が大きくなることもあり、今回検証した車両においても12 dBの低減効果を確認した。

発進ステアリング振動に対する改善効果をFig. 15に示す。低燃費を目的とした高負荷での低回転域走行で、この事象が課題となることが多い。今回検証した4気筒エンジンの車両では10 dB以上の低減効果と1200 rpmから1800 rpmまでの低減効果幅を得ることができた。次に6気筒エンジンの中にはFig. 1に示したようにシリンダを片側休止する休筒エンジンシステムがある。この場合は発進ステアリング振動の励起される回転数と周波数の条件が異なり、よりいっそう振動商品性が課題となりやすい。休筒時の発進ステアリング振動に対して1.5次成分の領域で7 dBの振動低減効果を確認した。さらに全筒時の3次成分の効果においても8 dBの低減効果を確認した。

ダイナミックダンパの設計では振動を低減したい領域と自由度が増えることによる振動が増加する領域を考慮する必要がある。SRSモジュールダンパも同様に60 Hz付近で従来のステアリング振動特性に対し振動が増加する領域がある(Fig. 12)。ただし、今回の4気筒および6気筒エンジンの発進ステアリング振動のこの領域に対する振動増加傾向は見られるが、振動商品性としては振動レベルが低く、影響が小さかった。

以上の完成車検証結果より、大幅なステアリング振動の改善および、同一の構造により複数の車種で効果を発揮するという目標が達成された。本構造を採用することで、開発の初期段階からステアリング振動に対する開発特性が具現化できるため、早期に仕様を決定できるようになった。

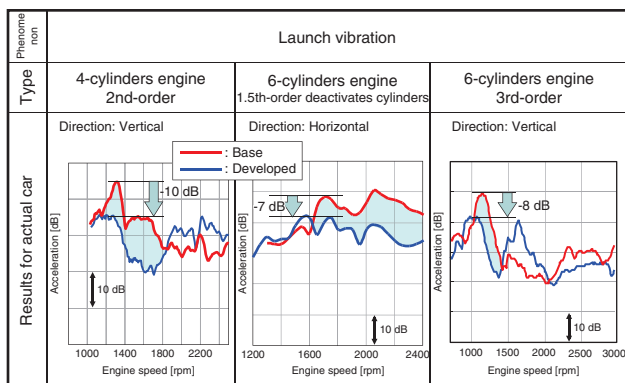


Fig. 15 Measurement results of launch vibration

5. まとめ

ステアリングの1次共振に起因する振動事象について新たな改善手法を提案し、以下を具現化する新構造を開発した。

(1) SRS モジュールダンパ構造

SRSモジュールをダイナミックダンパとして活用する手法を提案し、その構造を具現化した。

(2) 商品性向上と軽量化の両立

本技術により商品性向上とコスト削減および軽量化との両立を実現した。

(3) 早期仕様決定と開発工数の削減

汎用性の高い振動低減構造を開発初期段階から採用することで、早期に仕様を決定し、従来のダイナミックダンパを不要とし、開発工数削減にも貢献した。

この新構造は、今春発売された新型シビックに採用している。その後のモデルにも適用していく予定である。

参考文献

- (1) 横井俊也, 鈴木賢一郎:有限要素法を用いたステアリング振動予測技術の研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.25-04, p.5-8(2004)
- (2) 山本孝志, 丸山新一, 西脇真二, 山田広樹:設計初期段階に適用する最適化技術の検討, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.55-06, p.17-20(2006)
- (3) 山崎浩二, 辻内伸好, 小泉孝之, 他:サスペンション系防振ゴムの剛性変更によるロードノイズと乗り心地の改善, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.52-01, p.1-4(2001)
- (4) 松岡英樹, 三笠哲雄, 根本浩臣:アクティブエンジンマウントの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.84-03, p.5-8(2003)

■ 著 者 ■



近 藤 隆



寺 田 雅 史



國 武 幸 宏



宮 原 邦 友