

動吸振器による入力周波数が変動する際の閉空間内騒音低減手法 Noise Reduction in Closed Space during Input Frequency Varying by Good Use of Dynamic Damper

精密工学専攻 17号 金子 博貴
Hiroki Kaneko

1. 緒言

自動車をはじめとする多くの輸送機器は箱型形状を有しており、構造の振動による固体伝播音が内部騒音の原因となっている。こうした構造振動による騒音対策の一つに動吸振器(Dynamic Damper : D.D.)を用いた方法がある。動吸振器は質量とバネおよびダンパの組み合わせにより構成される単純な構造物であり、小型軽量ながら優れた制振効果を発揮するという特徴がある。しかし、動吸振器は本来、設置位置での振動における、単独の固有振動数に対してのみ対策を行うものであり、取り付け点以外での振動や、その他の周波数に対する影響が考慮されていない。したがって無計画な動吸振器の付加は、外力の周波数が変動した際に車内騒音に悪影響を及ぼす可能性がある。そこで本研究では、音の放射に構造全体の振動が影響している点を考慮し、最適な設置位置を検討する事で以上の問題を解消する。

まず自動車を模擬したモデルと、箱型の簡易モデルを用いて、従来の動吸振器使用における入力周波数変動による問題点を示す。次に数値解析により、動吸振器の設置位置による効果の影響を示し、最適な設置位置の予測を行なう。最後に自動車模擬モデルと箱型簡易モデルの両方で設置位置の影響を実証する。

2. 実機による動吸振器使用時の問題点の把握

本章では自動車を模擬したモデルの構造振動と閉空間内騒音の関係を実稼働試験・加振試験によって明確にする。そして、動吸振器を付加し、入力周波数が変動した際に生じる問題点を示す。

2.1 自動車模擬モデルの音響特性把握

入力周波数が変化する機械として、Fig. 1に示す自動車模擬モデルを用いる。キャビン内耳位置を評価点とし、振動・騒音源をエンジンとして評価を行う。エンジン回転数、周波数、音圧を比較する事で、エンジン回転数変動時における問題点を明確にする。

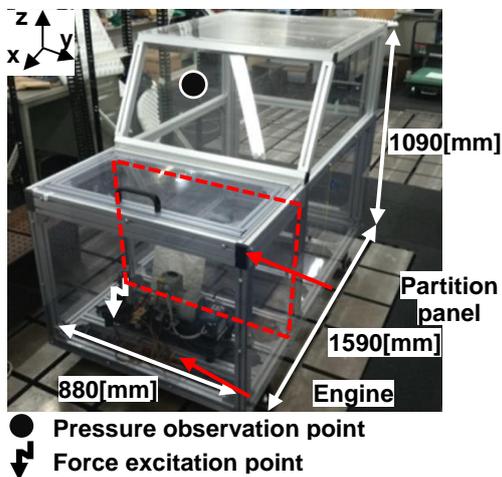


Fig. 1 Car model

Fig. 2にエンジン回転変動時の音圧応答を図示する。これより118Hz周辺で音圧が大きくなる事が予測されるので、今回は2736-2832RPM、114-118Hz(回転2.5次成分)の回転数、周波数変動に着目する。

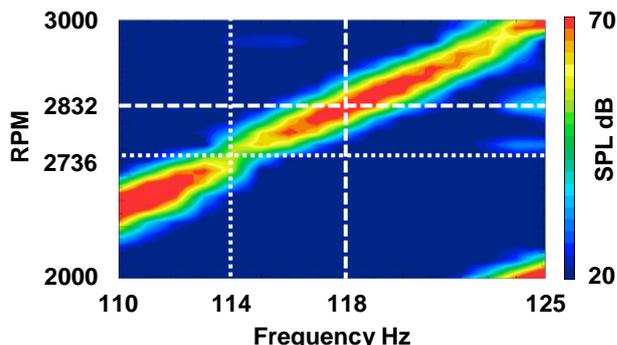


Fig. 2 SPL・RPM map

2.2 自動車模擬モデルの振動特性把握

マウント位置から加振器により加振することで118Hzに振動モードが存在する事を確かめる。入力40-256Hzのアップチャープ波とし、応答としてキャビン内耳位置の音圧とエンジンルームとキャビンの仕切り板部42点の加速度を測定する。

Fig. 3に測定された加速度と加振力から算出された周波数応答関数(Frequency Response Function, 以降FRF)と、118Hzにおけるモード形状を図示する。これより、仕切り板が118Hzに固有振動数を有しており、音の放射に寄与していることが分かる。

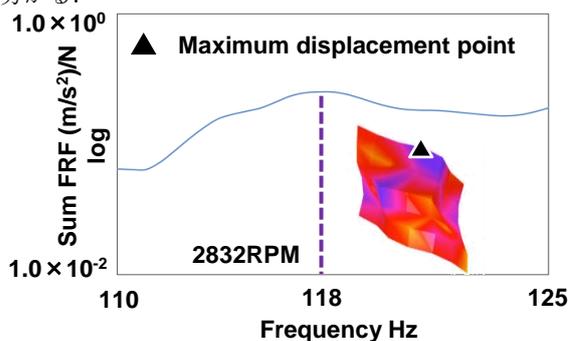


Fig. 3 Partition panel FRF and Mode shape at 118Hz

2.3 動吸振器の付加時との音圧応答比較

以上の結果から、118Hzに対応した動吸振器を作成し、それを最大振幅点に付加した状態で音圧の計測を行い、無付加時との音圧応答の比較を行う。

Fig. 4に入力-応答音圧のFRFの比較を示す。118Hz周辺では音圧が低減しているが、114Hz周辺では動吸振器を付加したことにより固有振動数が変動したために、音圧が上昇している。これはエンジンの回転数が2832RPMから2736RPMに変動した際に、音圧が無付加時よりも上昇してしまう事を意味しており、入力周波数が変動する実稼働状態では、単純に動吸振器を最大振幅点に設置しただけでは、新たな騒音が発生してしまう事が考えられる。

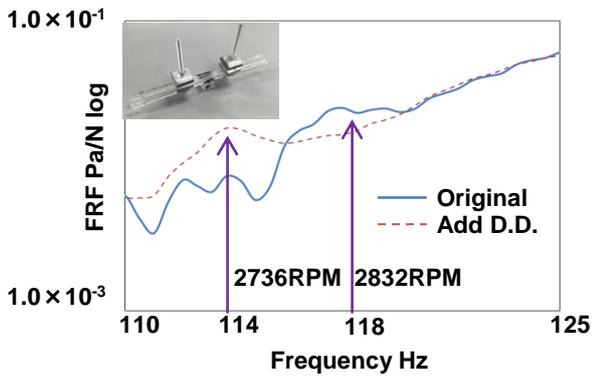


Fig. 4 Comparison of acoustic FRF and D.D.

3. 簡易モデルによる動吸振器使用時の問題点の把握

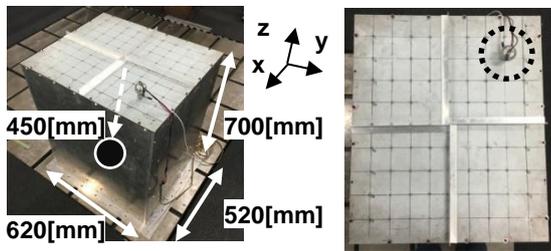
本章では5面の剛壁と1面の振動面により構成される箱型の簡易モデルを用いて、振動面の振動と内部騒音の関係を明らかにする。そして、動吸振器を付加し、入力周波数変動時に生じる問題を示す。

3.1 簡易モデルの振動・音響特性把握

1面が振動する箱型簡易モデルに対して、加振器による加振を行い、箱内部の評価点における音圧と振動面の全81点における加速度、加振点における加振力を計測する。

Fig. 5に実験セットアップを示す。入力を40-256Hzのアップチャープ波を入力する。また、モード形状の腹の振幅に差が出る様に振動面にはリブが取り付けられている。

50-150Hz間の入力-加速度応答点間、入力-音圧応答点間のFRFと106Hzにおけるモード形状をFig. 6に示す。加速度・音圧の両FRFで106Hzにおいて、ピークを有していることから、106Hzに振動モードが存在し、固体伝播音を発生させ騒音となっていることが確認できる。



- Pressure observation point
- Force excitation point

Fig. 5 Experiment setup

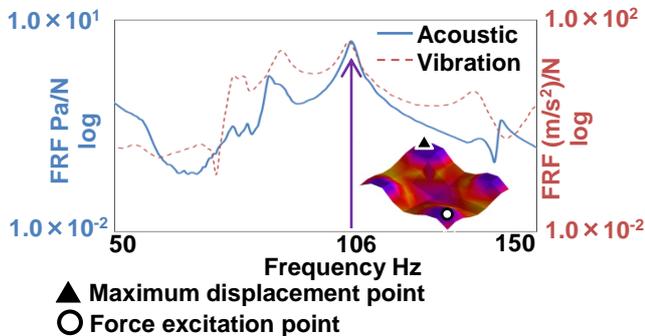


Fig. 6 Vibration and Acoustic FRF of Panel and Mode shape at 106Hz

3.2 動吸振器の設計

今回は定点理論に基づき動吸振器の固有振動数、減衰比を決定する。定点理論より最適同調、最適減衰比は次のようになる。

$$\gamma = \frac{f}{F} = \frac{1}{1+\mu} \quad (3.1)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (3.2)$$

ここで動吸振器、制振対象の固有振動数をそれぞれ f , F 、動吸振器設置位置の等価質量に対する動吸振器の質量比を μ 、動吸振器の質量、剛性、減衰をそれぞれ m , k , c とする。今回は $m=0.085\text{kg}$ として設計を行なう。また設置位置の等価質量は質量感応法より算出され i 次モードの j 番点の等価質量 M_{ji} 次式で表せる。

$$M_{ji} = \Delta m_{ji} \frac{F'^2}{F^2 - F'^2} \quad (3.3)$$

ここで Δm_{ji} は i 次モードの j 番点に取り付けられた既知の質量を表す。また、 F' は質量付加によって変動した固有振動数を示す。以上より $M_{ji}=0.884\text{kg}$ と算出され、 $\mu=0.0961$ となり式 3.1, 3.2 に代入する事で $f=96.5\text{Hz}$, $\zeta=0.181$ となる。

これを元に CAE を活用し寸法設計を行い、3D プリントを用いて作成した。

3.3 動吸振器付加・無付加での比較

作成した動吸振器を振動面の最大振幅点に付加した際と無付加の際の構造の振動と評価点の音圧でそれぞれ比較を行う。入力-設置位置間の加速度 FRF と作成した動吸振器を Fig. 7 に示す。106Hz においてピークが割れ、値が低減している事が確認できる。また、その近隣の周波数帯においても無付加時と比較して値が下がっている事が確認できる。

次に入力-箱内評価点間の音圧 FRF を Fig. 8 に示す。こちらも 106Hz において音圧が低減している事が確認できる。しかし、ピークが割れた事によって音圧が無付加時よりも上昇してしまっている。これより、入力の周波数変動時に騒音が生じてしまう事が確認できる。

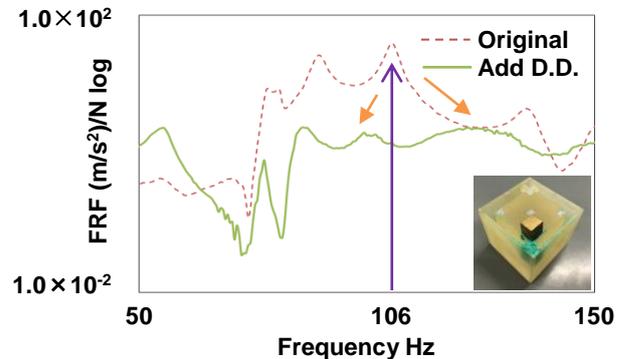


Fig. 7 Comparison of Vibration FRF and D.D.

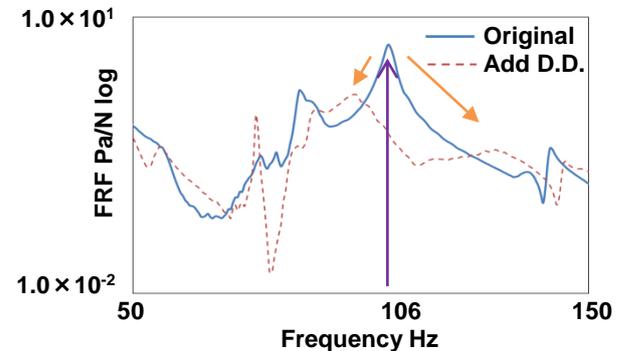


Fig. 8 Comparison of Acoustic FRF

4. 数値解析による動吸振器設置位置の検討

本章では3章で用いた箱型簡易モデルと同様の形状の解析モデルを用いて動吸振器設置位置の違いによる、構造の振動、箱内の音圧への影響を調べる。

4.1 解析モデルの振動・音響特性把握

今回用いる解析モデルを Fig. 9 に、入力-箱内評価点間の音圧 FRF と入力-最大振幅点間の加速度 FRF の比較を Fig. 10 にそれぞれ示す。127Hz にピークを有している事から今回は 127Hz に対して騒音低減を行なう。また最大振幅点以外の動吸振器設置候補点を 127Hz における振動面のモードの腹とし、点①-⑤と呼ぶ事にする。それぞれの位置は Fig. 9 に示している。

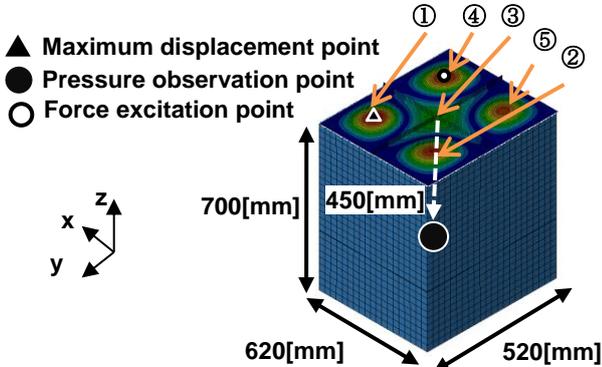


Fig. 9 Analytical model

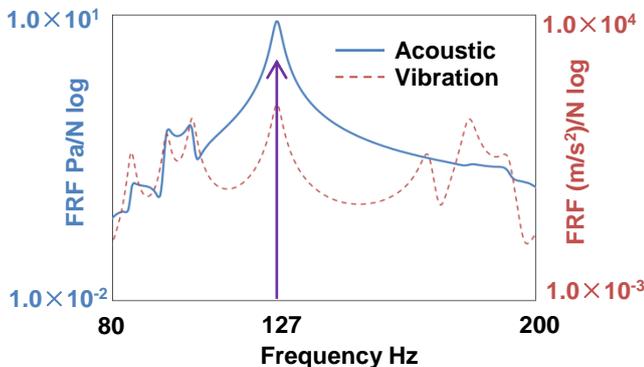


Fig. 10 Acoustic and Vibration FRF of Panel

4.2 解析モデルによる問題点の確認

解析モデルにおいても今回対象としている問題が生じている事を確認しておく。動吸振器無付加時と最大振幅点(点①)に付加した際の入力-箱内評価点間の音圧 FRF の比較を Fig. 11 に示す。127Hz では音圧低減が行えている点に対し、特に低周波側でピークが割れた事によって音圧上昇が起きていることが確認できる。

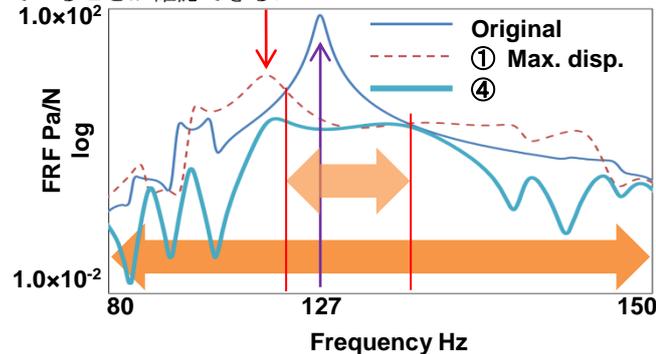


Fig. 11 Comparison of Acoustic FRF

4.3 FRF の総和による動吸振器設置位置の検討

まず、動吸振器の設置位置による構造の振動への影響を調べる。音の放射には構造全体の振動が影響する点を考慮し、今回は実験と同様の位置に加速度の応答点 81 点を設け、入力から各応答点までの加速度 FRF の総和(以降 Sum FRF)で振動を評価する。

動吸振器無付加時と点①-⑤に付加した際の加速度の Sum

FRF の比較を Fig. 12 に示す。無付加時の Sum FRF は Fig. 11 の音圧 FRF と同じ傾向を示していることが確認できる。また、最大振幅点(点①)に付加した際のグラフも音圧 FRF と同様の傾向をしめしており、無付加時と比較して、ピークの割れによる値の上昇が確認できる。このことから、Sum FRF が一番低減されている設置位置を選択すれば、音圧においても効率的に低減が行うことができると考えられる。今回 Sum FRF が一番低減していた設置位置は加振位置と同じ点④なので、点④に同吸振器を付加する事で効率的に音圧低減が行えると考えられる。

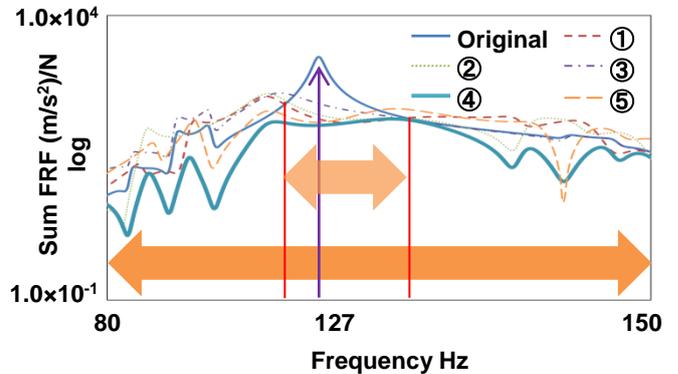


Fig. 12 Comparison of Sum Vibration FRF

4.4 動吸振器設置位置の違いによる音への影響の確認

Sum FRF が最も低減していた点④に同吸振器を付加した際に音も効率的に低減されているかを確認する。動吸振器無付加時、点①、④に付加した場合の入力-箱内評価点間の音圧 FRF の比較を Fig. 11 に示す。点④に動吸振器を付加した場合、示している 80-150Hz のいずれの周波数においても、無付加時より低い値をとっており、入力の周波数変動にも対応可能なことが確認できる。以上から Sum FRF が最も低減している同吸振器設置位置を選択することで、音圧に対しても効率的に低減が行えることが確認できた。

5. 簡易モデルにおける動吸振器設置位置の違いによる影響の確認

本章では 3 章で用いた箱型簡易モデルを用いて、動吸振器設置位置の違いによる影響を確認する。新たな動吸振器設置位置を前章で示された加振点付近に設定し、実験を行なう。入力点、加速度・音圧の各応答点は 3 章と同様である。

5.1 動吸振器設置位置の違いによる振動に対する影響

加振点、最大振幅点、新たな動吸振器設置位置の位置関係を Fig. 13 に示す。

そして、動吸振器無付加時、最大振幅点、新規動吸振器設置位置に付加した場合の加速度の Sum FRF の比較を Fig. 14 に示す。これより、新規設置点に動吸振器を設置した場合が 106Hz 近傍の周波数帯において一番低減できている事が確認できる。

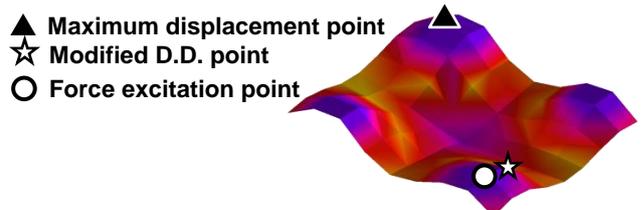


Fig. 13 Modified D.D. point

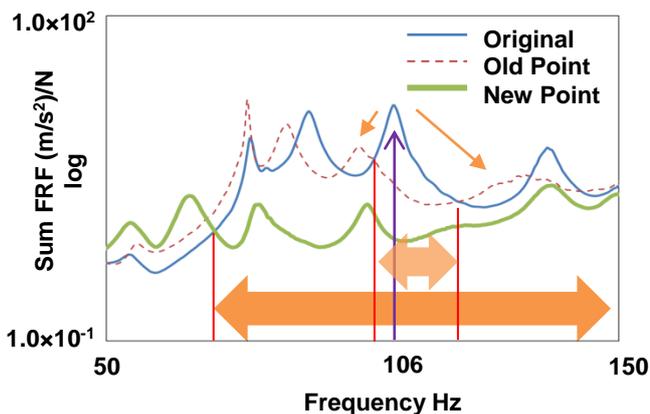


Fig. 14 Comparison of Sum Vibration FRF

5.2 動吸振器設置位置の違いによる放射音に対する影響

次に、動吸振器無付加時、最大振幅点、新規動吸振器設置位置に付加した場合の入力-箱内評価点間の音圧 FRF の比較を Fig. 15 に示す。加速度 Sum FRF と同様に新規設置位置に動吸振器を付加することで、従来よりも広い範囲で騒音の低減が実現できている。従来では 106Hz から近い周波数で新たな騒音が発生しており、実用可能な周波数幅が狭かった点に対し、新規設置位置に動吸振器を付加することで、広い範囲で騒音を低減させる事が可能となり、実用可能な周波数幅が広がった事を確認できた。

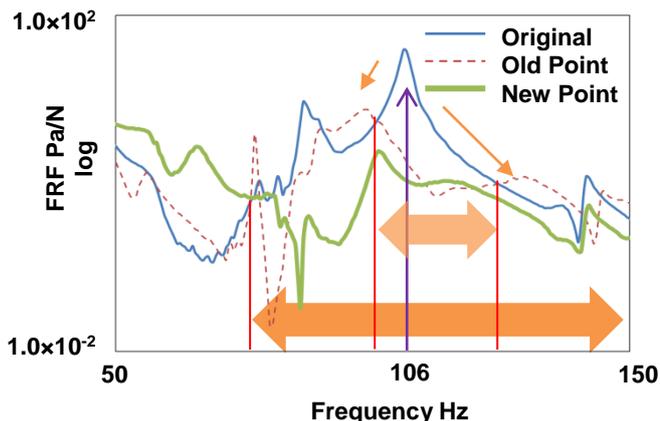


Fig. 15 Comparison of Acoustic FRF

6. 実機における動吸振器設置位置の違いによる影響の確認

本章では 1 章で用いた自動車模擬モデルを用いて、新たな設置位置に動吸振器を付加する事で、音響性能が改善する事を確かめる。入力マウント位置に加振器を設置し、応答点は 1 章同様とする。

6.1 動吸振器設置位置の違いによる振動への影響

最大振幅点、新たな動吸振器設置位置の位置関係を Fig. 16 に示す。新たな設置位置については、動吸振器無付加時の仕切り板のモーダルパラメーターを用いて加速度 Sum FRF が従来よりも改善する点を予測する事で、選定を行なった。

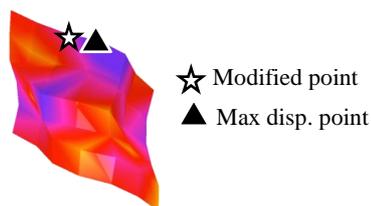


Fig. 16 Modified D.D. point

動吸振器無付加時、最大振幅点、新規設置位置に動吸振器を付加した際の加速度の Sum FRF の比較を Fig. 17 に示す。新規設置位置に動吸振器を設置した場合、最大振幅点に取り付けた場合よりも広い周波数帯で低減が実現している事が確認できる。

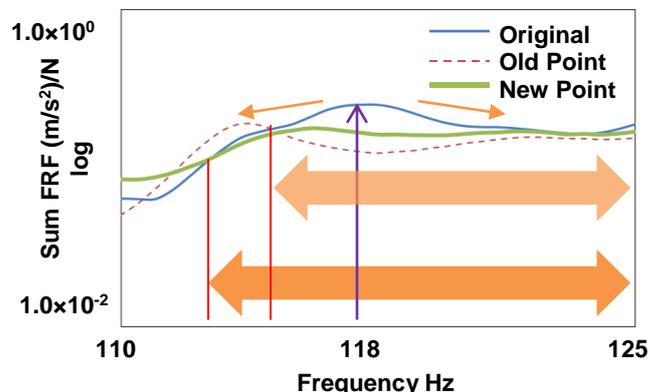


Fig. 17 Comparison of Sum Vibration FRF

6.2 動吸振器設置位置の違いによる放射音への影響

次に動吸振器無付加時、最大振幅点、新規動吸振器設置位置に付加した場合の入力-箱内評価点間の音圧 FRF の比較を Fig. 18 に示す。動吸振器を最大振幅点に付加した際に比べ、新規設置位置に付加した際の方が広い周波数帯で騒音低減を実現できている。これにより、実用可能な周波数幅が広がり、入力の周波数変動に対応できるようになったといえる。

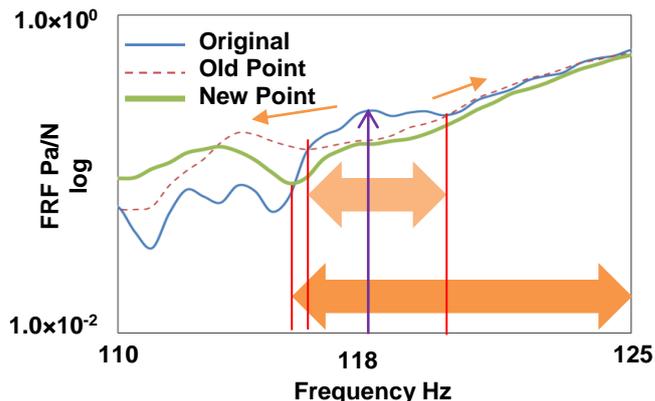


Fig. 18 Comparison of Acoustic FRF

7. 研究成果

- (1) 動吸振器を用いて騒音低減を行う際は、着目モードの最大振幅点に設置しても、入力の周波数変動した際に悪化してしまう場合がある事を示した。
- (2) 動吸振器付加時の Sum FRF を数値計算により、予測することで、着目周波数において Sum FRF の値が最も低減する動吸振器の設置位置を予測できる。
- (3) Sum FRF と閉空間内騒音は同様の傾向を示しており、Sum FRF が低減しやすい点に動吸振器を設置する事で騒音も低減できるという結果を得た。

参考文献

- (1) 背戸一登, “動吸振器とその応用”, コロナ社, (2010).
- (2) 大久保信行, “機械のモーダルアナリシス”, 中央大学出版部, (1982)
- (3) 長松昭男, “モード解析入門”, コロナ社, (2012)