

排気系の動的レスポンス最適化

T. Lauwagie^{†1} J. Strobbe^{†1} E. Dascotte^{†1}, J. Clavier^{†2} M. Monteagudo^{†2}

^{†1}Dynamic Design Solutions, Interleuvenlaan 64, B-3001, Leuven, Belgium

^{†2}Faurecia Exhaust System Division R&D Center, Bois sur Pres, 25550, Bavans, France

email: tom.lauwagie@dds.be, josiane.clavier@faurecia.com, mauricio.monteagudo@faurecia.com

要約

この論文は排気系 (Exhaust system) の有限要素モデリングの動的レスポンスを検証するための最適化アプローチを示します。最適化手続きの前に、そのモデルはモーダルテスト・データによってアップデートされます。このステップは初期FEモデルの信頼性を確認するために実行されます。実際の最適化ルーチンは2つの内部と外部の反復ループ処理で使用され、内部反復ループは構造の動的レスポンス変更を推定するためにモーダル・ドメイン変更技術の最適化計算法によって最適化されます。このモーダル・ドメイン推定法は指定パラメータ範囲内での変更値を推定します。外部反復ループはパラメータ変更がモーダル・ドメイン推定の「信頼—領域」境界を超過した時点を十分な有限要素モデルと評価します。その後の再評価の解決方法の内部反復ループ中でモーダル・ドメイン推定法の改善ベースとして使用されます。

示唆された最適化アプローチは、乗用車の排気系有限要素モデルにおいて例証されます。この排気系は4つのアイソレータで車体に接続されています。最適化は設計仕様に基づくアイソレータを介した排気系の車体への伝達力による衝撃を緩和するための剛性要素を最適化するために行なわれ、排気系の最適NVH (ノイズ・振動・荒さ) 性能を推定することです。

凡例

[• _m]	モーダル・マトリックス
[• _e]	要素マトリックス
Ψ	質量正規化モードシェープ
B	減衰マトリックス (粘性ダンピング)
C	減衰マトリックス (構造ダンピング)
HR(ω)	ハーモニック関数
K	剛性マトリックス
M	質量マトリックス
p _i	最適化/モデル・パラメータ

1. はじめに

自動車産業における品質、生産性、コストの効率性は必要条件であり、設計、製造の初期段階では最適化が必要不可欠です。有限要素 (FE) 最適化アプローチは、高度な数学的ツールによる設計の効率的な評価を可能にします。しかし、FE最適化アプローチの実践的な適用方法についてはあまり報告されていません。

自動車の排気系は車体下部に設置された設計と幾何学と制約によって特殊な事案です。排気系には多くの動的荷重が作用 (エンジンが最大要因) し、その振動は排気系に全体に沿って伝わり、ジョイント部を介して車体に伝わります。その振動レベルを縮小し、衝撃を緩和するために、ボール・ジョイントあるいはフレックス・カップリングおよびアイソレータが使用されます。また、それらの振動がパッセンジャー・コンパートメント構造によって雑音を引き起こすかもしれません。その衝撃を緩和する最適要素を定義することによって、目標値を導き出し、振動振幅を縮小が可能になります。この研究の目的は排気系の動的レスポンスの最適化のための手続きを開発することです。最適化手続きで使用されるFEモデルの有効性を確認する場合、相関分析とモデルアップデート解析のステップが必要であることに注意してください。

2. 排気系

2.1. 構造

排気系は、パイプ、アコースト/エミッション・コントロール・コンポーネント、衝撃緩和要素から構成されます。この排気系は、先端部パイプのボール・ジョイント (Ball-joint)、2つのアコースト巻 (Acoust volume)、4つのアイソレータ (Isolator) で構成され、アイソレータのそれぞれは類似品が使用されています。排気系のFEモデルは、107156の要素 (主としてquad4) でモデル化され、646200の自由度があります。

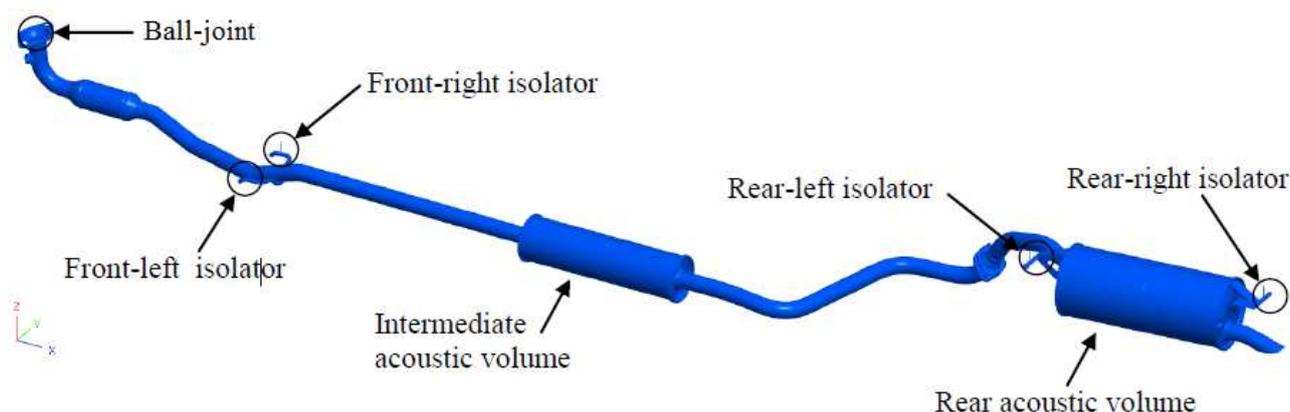


図1 排気系の構成

2.2 モデルアップデート

排気系を最適化する前に相関分析により初期FEモデル検証し、モーダル・データ、共振周波数、モードシェープを参照データとしてFEモデルをアップデートします。

2.2.1. テスト・セットアップと結果

2つのモーダルテストが行なわれ、第1のモーダルテストでは排気系の境界条件をフリー/フリーとしました。第2のモーダルテストでは運用状態と同様の方法で原動力テスト・ベンチに固定しました。このテスト・セットアップを図2に示します。



図2 テスト・ベンチに固定された排気系

測定と加振のポイント位置は、3D計測ツールを使用し、排気系上に直接定義しました。

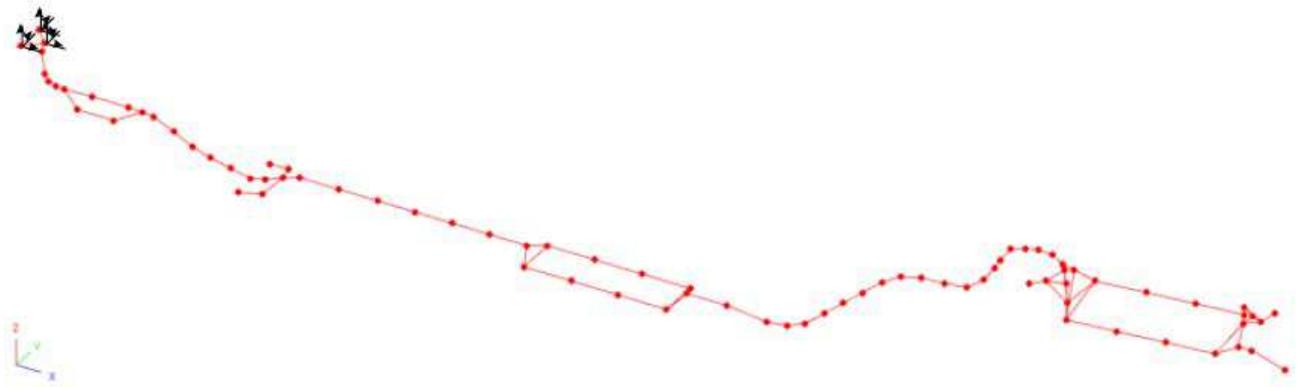


図3 測定と加振のポイント

実験データの収録はシェーカー加振によって行なわれ、3軸（Tri-axial）の加速度センサーがすべてのポイントでレスポンスを測定するために配置されました。実験モデル・ベースのモデル・パラメータ推定法を使用し、FRF測定データからモデル・パラメータを識別しました。

2.2.2. アップデート

2つのモデルアップデート手続きは、FEMtoolsモデルアップデート・モジュールを使用して行なわれました。第1の手続きはフリー／フリーの境界条件で得られたモーダルテスト・データを使用しました。このアップデート手続きの目的は、排気系（衝撃緩和要素なし）のFEモデルの信頼性を改善することです。第2のアップデート手続きは、実際の運用と同様の境界条件で得られたモーダルテスト・データを使用しました。この第2のアップデート手続きを始める前に第1のアップデート手続きによってFEモデルにボール・ジョイントとアイソレータが追加されました。第2のアップデート、衝撃緩和要素としての剛性パラメータがアップデートされました。第2のアップデート手続きの目的は、排気系のFEモデルの運用条件の下で得られたテスト・データによる適正を確認することです。唯一の不確実性を衝撃緩和要素として要素の剛性のみの変更により評価しました。表1は第2のモデルアップデート・ステップ後のFEMとEMAのデータの相関性を示します。

Pair	FEA [Hz]	EMA [Hz]	Diff. [%]	MAC [%]	Pair	FEA [Hz]	EMA [Hz]	Diff. [%]	MAC [%]
1	11.59	11.60	-0.13	96.8	11	130.64	129.24	1.08	97.2
2	18.08	18.14	-0.35	93.7	12	152.46	148.33	2.78	96.0
3	21.54	22.14	-2.72	97.7	13	184.25	181.88	1.30	96.4
4	25.13	25.53	-1.56	94.9	14	223.44	218.71	2.16	95.3
5	42.69	42.52	0.41	98.4	15	277.47	266.71	4.04	80.3
6	44.66	45.50	-1.85	93.6	16	291.62	283.25	2.96	93.6
7	66.28	65.85	0.65	97.8	17	320.93	312.23	2.78	89.8
8	77.11	75.77	1.78	96.8	18	341.87	335.11	2.02	82.4
9	94.54	97.40	-2.93	94.9	19	362.31	360.42	0.52	86.8
10	115.55	114.28	1.11	97.4					

表1 アップデート後の解析と実験のモーダル・ベース相関

3. レスポンス計算

3.1. ハーモニック・レスポンス計算

ハーモニック・レスポンス計算の目的は、周波数関数としてアイソレータを介して車体に伝わる力を計算することです。直接法によるレスポンス計算時間は遅すぎて最適化に使用することができないため、モーダル・ベースのアプローチ[2-3]を使用したハーモニック・レスポンスを計算します。

エンジン挙動は軸に沿ったピストン変位として定義されます。そのため対象コンポーネントのみの排気系レスポンスを計算することが考慮されました。この事例研究では、自動車に固定された排気系の加速度を測定し、排気系先端の加速度データが動的シミュレーションの入力荷重として使用しました。

ハンギング（つり下げ）力の振幅値は減衰係数に非常に敏感であるため実験モーダル解析の減衰値が排気系の減衰モデルに使用され、構造減衰はハンギングとボール・ジョイントの減衰をモデル化するために使用されました。上記の仮定の下で計算された垂直斜面のフォース（力）値を図4に示します。4つのすべてのアイソレータのZ方向に伝わる力が基準レベル以上であることを注意してください。

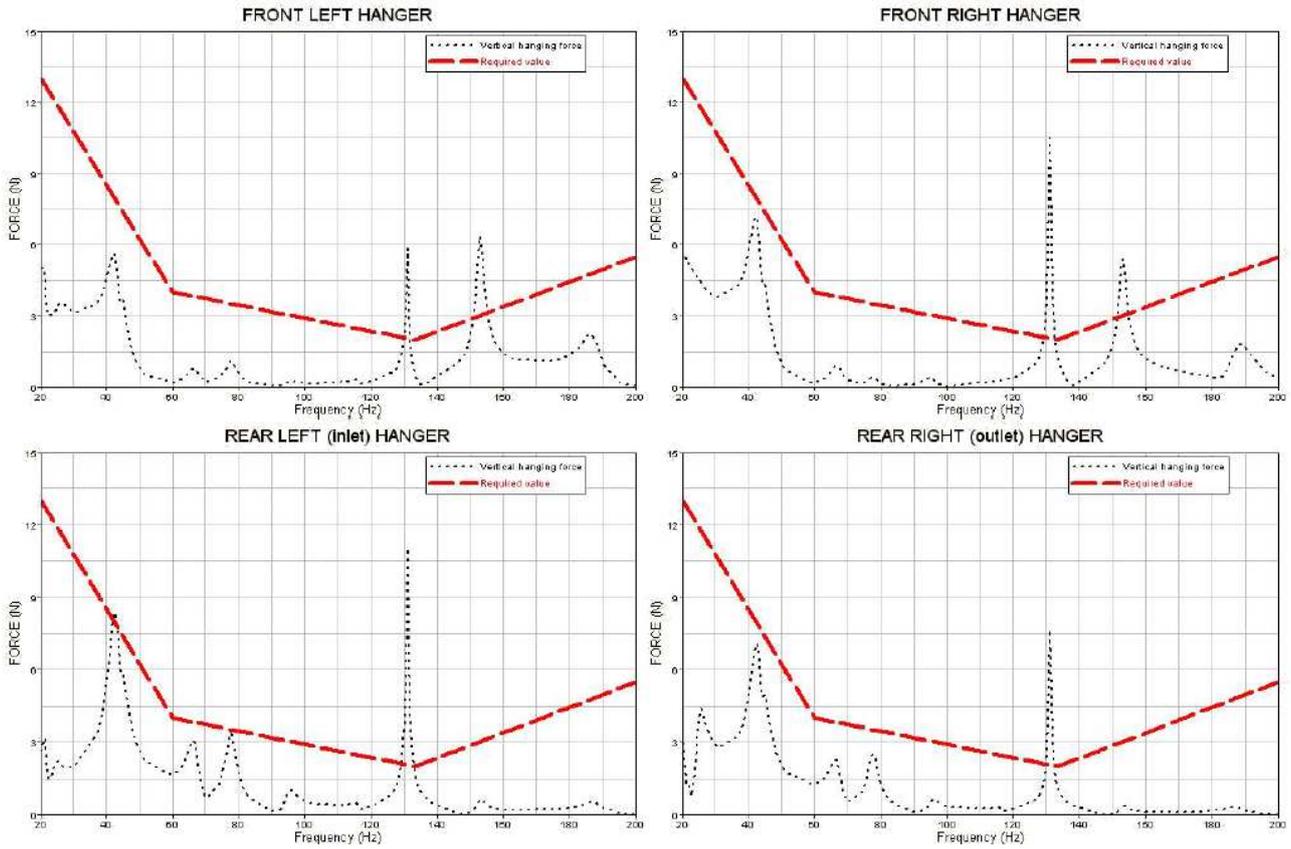


図4 エンジン荷重下の伝達力（黒）とローカルZ方向（赤）の比較

3.2. ハーモニック・レスポンス変更

変更後のモデルのハーモニック・レスポンスの共振周波数とモードシェープを計算し、伝達力を計算することができます。このアプローチは、FEソルバーの実行においてすべての変更後の周波数とモードシェープを計算することが必要とされます。

モーダル・ベースのハーモニック・レスポンス計算はハーモニック・レスポンスによる系の変更効果を評価するための代替アプローチになります。モードシェープ・ベクトルを再計算する代わりに、初期ベクトルが減衰と質量のマトリックスの変更効果を計算するために使用されます。

$$\begin{aligned}
 [\Delta K_m] &= \sum_{i=1}^{n_p} ([\Psi_e]^T ([K_e(p_i + \Delta p_i)] - [K_e(p_i)]) [\Psi_e]) \\
 &\vdots \\
 [\Delta M_m] &= \sum_{i=1}^{n_p} ([\Psi_e]^T ([M_e(p_i + \Delta p_i)] - [M_e(p_i)]) [\Psi_e])
 \end{aligned} \tag{1}$$

n_p は変更後のモデル・パラメータ数であり、 p_i は、 i 番目のデフォルト値です。 Δp_i は、 i 番目のパラメータの変更値です。 $[\Psi_e]$ は要素 e の縮小DOFのシェープ・ベクトル・マトリックスであり、 $[K_e]$ は要素剛性マトリックスです。式 (1) の結果に基づいて、変更後の系のモーダル・マトリックスが初期の系のモーダル・マトリックスから推定することができます。

$$\begin{aligned}
 [K_m^{\text{mod}}] &= [K_m] + [\Delta K_m] \\
 [B_m^{\text{mod}}] &= [B_m] + [\Delta B_m] \\
 [C_m^{\text{mod}}] &= [C_m] + [\Delta C_m] \\
 [M_m^{\text{mod}}] &= [M_m] + [\Delta M_m]
 \end{aligned} \tag{2}$$

変更後の系の伝達力はハーモニック・レスポンス計算に使用した変更後のモーダル・マトリックスを使用して近似することができます。伝達力に対するモデル・パラメータのモーダル・ベースの変更効果予測は、比較的大きなパラメータ変更において高い信頼性があるように見えます。フロント左側のアイソレータの垂直剛性の縮小率25%を考慮し、モーダル・ベースの予測によって得られた伝達力と再解析によって得られた伝達力を比較すると、その振幅の最大オフセットは1%未満でした。

4. 排気系の最適化

4.1. 目的

最適化の目的は構造変更により、適切に力を伝達するアイソレータを決定することです。この開発ステップで、排気系の幾何学特性が最適化され、衝撃緩和要素の変更のみが考慮されます。（ボリュウムのサイズや位置、レイアウトやハンギング・ポイントは変更することができません。）その目標は設計必要条件に見合うボール・ジョイントとアイソレータの最適剛性値を同定することです。

4.2. パラメータ・インパクト研究

FEモデルには、18の最適化パラメータが存在し、ボール・ジョイント（6）の3つの並進成分と3つの回転成分の剛性係数、4つのアイソレータ（12）の3つの並進成分の剛性係数が相当します。しかし、それらのパラメータが伝達力に必ずしも重要な影響を及ぼすとは限りません。

伝達力に関するこれらの最適化パラメータの影響は、一つずつパラメータを25%変更し、初期モデルと変更後モデルのハーモニック・レスポンス間の相関性の確認することによって評価します。ハーモニック・レスポンス間の相関性は、2つのレスポンス関数の振幅に関する保証基準（SAC: Signature Assurance Criterion）と振幅差分（AD: Amplitude Difference）によって識別され、2つの確率密度関数間のSAC値（式3）とAD値（式4）として定義されます。

$$SAC = \frac{\left| HR(\omega)_1^T HR(\omega)_2 \right|^2}{\left(HR(\omega)_1^T HR(\omega)_1 \right) \left(HR(\omega)_2^T HR(\omega)_2 \right)} \quad (3)$$

$$AD = \frac{\sum_{\omega} HR(\omega)_2 - \sum_{\omega} HR(\omega)_1}{\sum_{\omega} HR(\omega)_1} \quad (4)$$

SAC値は2つのレスポンス間のシェープの違いを示し、AD値は2つの関数間の平均振幅の違いを示します。SACとADの値は18の最適化パラメータに関する4つのアイソレータのZ成分の伝達力から計算されました。相関分析により、シェープに関してボール・ジョイントの3つの並進成分の剛性係数の変更の影響と対象レスポンス関数の振幅が微小であることが分かります。ボール・ジョイントの回転剛性係数Hxの影響も同様に微小です。アイソレータの剛性係数は、シェープと伝達力の平均振幅に関する影響力の両方を持っています。しかし、アイソレータの特定成分の剛性変更は対象アイソレータの伝達力に影響し、他の成分および他のアイソレータを介した伝達力に関する影響は制限されます。また、最終設計段階では、2つのフロント・アイソレータの剛性とリア・アイソレータを縮小化が必要とされます。つまり、4つの最適化パラメータのみによって最適化することが重要となり、それらについて表2に示します。

パラメータ	説明
H_y	ボール・ジョイントのローカルY軸回りの回転剛性
H_z	ボール・ジョイントのローカルZ軸回りの回転剛性
$D1$	フロント・アイソレータの剛性係数
$D2$	リア・アイソレータの剛性係数

表2 選択された最適化パラメータ

4.3. 最適化

最適化問題の目的関数は、最適化パラメータの相対変更値の平方和として定義されます。この目的関数は、初期モデルの最終的な最適化モデルに帰着します。アイソレータを介して伝達力のための保証基準は制約条件として使用され、数学的な最適化問題として次のように表現されます。

$$\begin{aligned}
 \text{目的関数} \quad & f_0 = \sum_{i=1}^6 \left(\frac{p_i^0 - p_i}{p_i^0} \right)^2 \\
 \text{条件} \quad & \mathbf{g}_i = F_i(\omega) - F_a(\omega) \leq 0 \quad \forall i = 1, \dots, 12 \\
 & p_i \geq p_i^{\min} \quad \forall i = 1, \dots, 4 \\
 & p_i \leq p_i^{\max} \quad \forall i = 1, \dots, 4
 \end{aligned} \tag{5}$$

ここで、 p_i^0 と p_i は参照値^{*1}であり、最適化パラメータの現在値です。 $F_i(\omega)$ はレスポンス*i*番目の伝達力であり、 $F_a(\omega)$ は周波数関数としての許容力レベルです。最適化パラメータの側面制約条件は、ボール・ジョイントとアイソレータの剛性値の実現可能範囲を表わします。最適化は勾配ベースのオプティマイザ[5]として、目的関数の勾配と制約関数を使用したFEMtools最適化モジュールで行なわれます。目的関数の勾配はその値によって評価されます。制約関数の勾配はセクション3.2に導入されたハーモニック・レスポンス変更による有限差分アプローチで計算されます。

最適化は、2つの反復ループによって行なわれます。その内部反復ループは、モーダル・ベースのハーモニック・レスポンス変更技術のみを使用し、最適化パラメータ値を最適化します。モードシェープは内部反復ループでは再計算されません。内部反復ループで変更値が収束したならば内部ループ終了し、最適化手続きは外部反復ループに返されます。外部反復ループは現在のパラメータ値に基づいたモードシェープを再計算し、新しいシェープが計算されると、新しい内部反復ループがスタートします。この方法でモードシェープの評価計算数は最小限にすることができます。最終的な変更値は、内部反復ループが0.25%未満のパラメータ変更値に達したときに収束したと考えられました。この全体の手続きは、FEMtoolsスクリプト・プログラミング言語を使用して自動化されます。

最適化問題は、 H_y と H_z の更新値および K_z に関する最小許容値によって解決されました。それらは実現可能な設計変更値として推定されました。それらのパラメータ値は伝達力に関する制限条件に基づいて、最適化モデルにできるだけ近似したモデルになるように最適化されました。表3にそれらの結果を示します。

パラメータ	アップデート変更係数
H_y	+ 0.0%
H_z	+ 0.0%
$D1$	- 83.0%
$D2$	- 82.7%

表3 最適設計値

この最適化ルーチンはボールジョイントの剛性を変更しませんでした。つまり、ボール・ジョイントの剛性を変更する負担（初期設計から変更プロセス）は、今回の最適化（伝達力の縮小）より大きいように見えます。今回の設計仕様の変更では、2つのフロント部とリア部アイソレータの剛性を83%に縮小しなければなりません。図5は初期FEモデルと設計仕様許容範囲の最適化FEモデルの伝達力スペクトルの比較を示します。

表4は最適化手続きの反復データ歴を示します。全体の最適化手続きには約13分^{*2}かかりました。同様の最適化において、モーダル・ベースの近似技術を使用しない場合はおよそ2時間かかることに注意してください。

※1 更新FEモデルの値

※2 Intel 6600 2.4GHz デュアルプロセッサ、Windows64Bit、RAM 4GBの標準PCによる計算

Step	Parameter				Iterations		Time [s]
	Hy	H _z	D1	D2			
Start	0.0%	0.0%	84.0%	92.8%			208.9
1	0.0%	0.0%	82.6%	82.4%	5	232.7	209.5
2	0.0%	0.0%	83.0%	82.7%	2	130.6	
Result	0.0%	0.0%	83.0%	82.7%	Total		781.7

表4 反復データ歴史

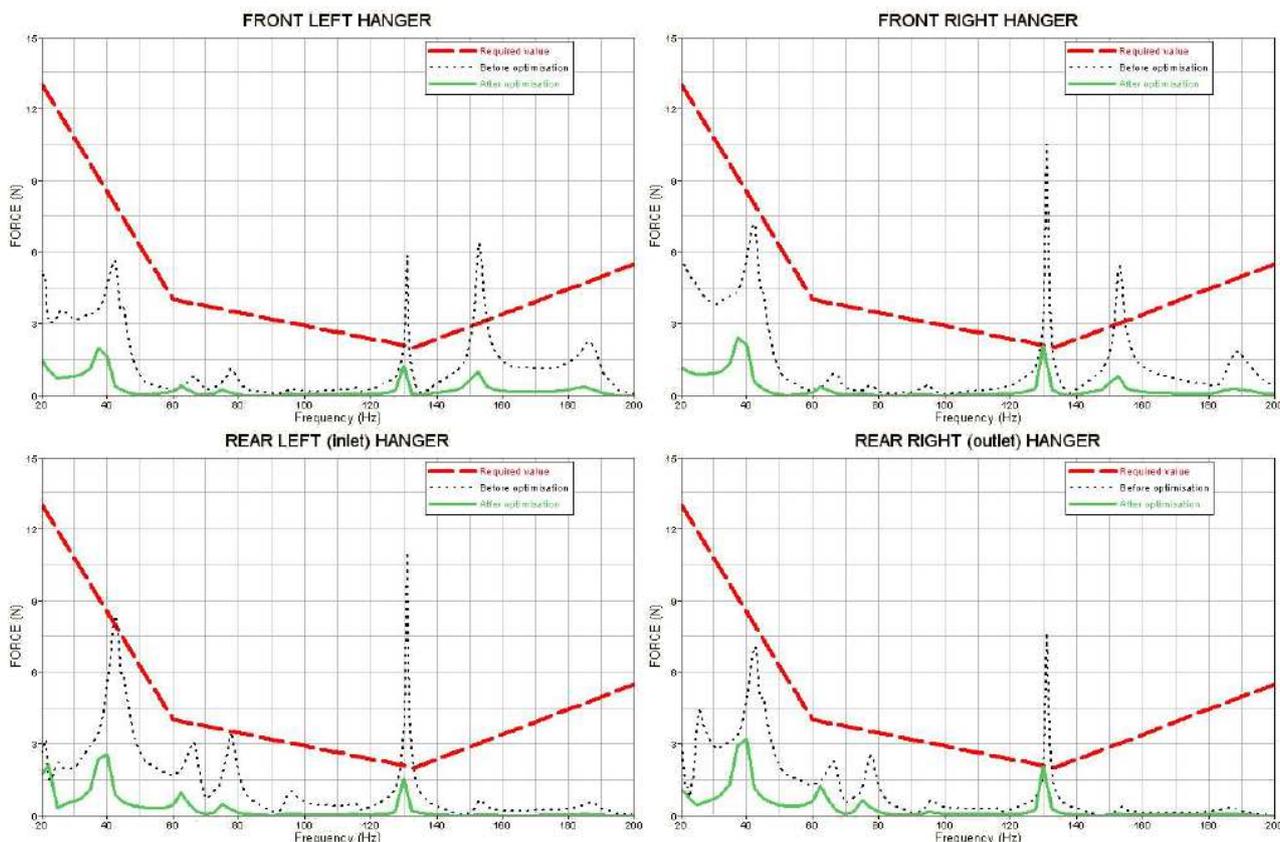


図5 エンジン駆動下の最適化モデルのハウジング荷重伝達力(黒)とローカルZ成分の設計仕様(赤)

5. 結論

この論文は、FEモデルのハーモニック・レスポンスを最適化する最適化アプローチを示しました。この最適化アプローチは排気系の動的パフォーマンスを最適化の成功例として発表されました。結論として、以下のような特徴を示すことができます。

- 1) モーダル・ベースの近似技術は、論文で示したような最適化問題を解決するために有効であり、対象とした排気系において使用したモーダル・ベースの近似技術は、必要とされる計算時間をおよそ10倍縮小しました。モーダル・ベースのアプローチを使用する利点は、膨大な最適化パラメータとモデル・サイズの最適化には不可欠です。
- 2) モーダル・ベースの近似技術の効果は期待された以上であることが分かりました。ただし、選択したパラメータはモードシェープの相関性に対し、比較的制限があったことに注意してください。モーダル・ベースの近似はモードシェープに大きく依存し、選択する最適化パラメータがモードシェープに対して大きな影響を及ぼさない場合、最適化精度も低下することに注意しなければなりません。

- 3) 従来から、エンジン荷重下の排気系の動的挙動を研究するためには数学的なツールが使用されてきました。この論文中で示した方法論によって、開発プロセスの初期段階からのコンポーネントを最適化することが可能になります。従来の方法では対象の排気系のようなレスポンスの衝撃緩和要素の特性を評価するための試行錯誤的解析には多くの時間が必要でした。ここで示したアプローチではボール・ジョイントやアイソレータの剛性変更に関する最適妥協点を見つける過程は自動化し、比較的短時間で最も重要なパラメータを識別することができ、排気系のFEモデルの設計は多様な顧客の要求を満たします。

あとがき

本論文の発表に当たっては、Faurecia Exhaust System Division・R&D CenterおよびDynamic Design Solutionsのサポート・グループの協力、資料提供に感謝します。

参考文献

- [1] www.femtools.com
- [2] Kundra, K. T. Structural dynamic modifications via models, *Sadhana*, Vol. 25, Part 3, June 2000, pp. 261-276.
- [3] Avitable Peter, Twenty years of structural dynamic modification: A review. *S.V. Sound and vibration*, vol. 37, no1, 2003, pp. 14-27.
- [4] Grafe H. Model Updating of Large Structural Dynamics Models Using Measured Response Functions. PhD Thesis, Imperial College, October 1998, London, UK.
- [5] FEMtools Optimization User's Guide, June 2008.