

ハイブリッド CAE 技術を適用した 新型アコードのエンジンノイズ低減

Reduction of Engine Noise in New Accord Using Hybrid CAE Technology

酒 井 竜 英*

Tatsuhide SAKAI

新 里 智 則*

Tomonori NIIZATO

宮 原 哲 也*

Tetsuya MIYAHARA

津 嶋 広 通*

Hiromichi TSUSHIMA

要 旨

2003年モデルの新型アコードの開発において、エンジン次数振動を起振源とする室内音低減を行うために数値解析、実験解析という異なる環境を融合したハイブリッドCAEモデルを構築した。開発初期の試作ロットにより検証を行うことで、それぞれのシステムに対する定量的な目標を設定し、具現化を推進した。それらが達成されたことにより、新型アコードにおいてエンジンノイズの大幅な低減が実現できた。

ABSTRACT

Hybrid CAE models were constructed for the 2003 Accord to reduce cabin noise induced from engine order vibration. The construction of Hybrid CAE was based on combined numerical and experimental analyses, which is a complex of two different approaches. Targets for each systems causes cabin noise were established on the basis of tests of the prototype constructed in the initial stage of development. The achievement of these targets has significantly reduced engine noise in the new Accord.

1. まえがき

近年、商品開発の短期間化、試作ロットの削減が叫ばれて久しい。短い開発期間で試作車を数少なくしても、商品性能が低下してはどうにもならず、最近では時代進化分や競合車に対して優位性を得るために、前モデルからの大幅な改良や違う味付けへの変更が求められることが多い。

商品性能を広く捉えてみれば、ハンドリング、加速性能、振動騒音、乗り心地といったものから衝突、コスト、ウエイトまで、それぞれの性能はともすれば相反する関係になる場合が多い。商品コンセプトから性能目標が設定されるが、相反する要素がある場合にはどのようにバランスするかが重要であり、その結果の如何によっては商品コンセプトからのかい離を招いてしまうことがある。

車両の振動騒音性能は、エンジン、サブフレーム、ボデー、ブッシュ、サスペンションとさまざまなシステムの相関により決定され、上記のような状況に陥りやすい特徴を持っている。したがって、どのシステムで対応することが最も効率が高いのか、他性能に対して相反する要素を極力少なく

するためにはどうすべきか、という配慮をしつつ、開発を進めなければならない。

十数年前は、商品性能の検討はあくまでも試作車中心で、試作ロットを何回か重ねていく中で商品コンセプトに合致した商品性能を作り上げるスタイルが取られていた。しかし、現在のように短い期間で高い商品性能を満足し、しかも他性能との相反する要素もコンセプトを損なわないよう検討しなければならない場合は、試作車作成前に車両性能を精度高く保証できるかといった点が肝要である。

本報告で対象としている事象はエンジン振動を原因とする室内音であり、主に 100Hz 以上を扱うものである。この周波数域に関連する部品すべてを計算モデルとして構築し、車両性能を精度高く予測するよう運用することは現時点では現実的ではない。このため、計算モデルに実験モデルを融合させたハイブリッドCAE技術を構築し、その優位性については既に報告した^{(1), (2)}。今回、2003年モデル新型アコードの開発(直列4気筒エンジン仕様)に対して適用を試みたところ良好な結果が得られたので、このCAE技術の検証結果を含めて報告する。

*栃木研究所

2. 室内音伝達寄与と各システム目標の設定

新型アコードにおける室内音目標と各システムへの目標設定について述べる。

2.1. 2003 年モデルの室内音目標

ベースとなる量産モデル(排気量 2.4 リットル US 市場向け)の室内音レベルと低減目標を Fig. 1 に示す。2003 年モデルについては前モデル比で約 5dB の低減という高い目標が掲げられた。商品コンセプトから大多数のユーザが実感できる改良が要求されたためである。

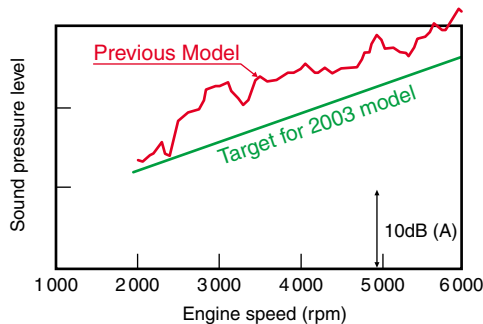


Fig. 1 Compared interior noise target for 2003 Accord with previous model

2.2. 室内音伝達寄与と各システム目標

固体伝播音が中心となる 2 次～8 次(上限 800Hz)についてエンジン振動が伝達する経路を解析し、各システムの目標を検討した。

伝達点であるエンジンマウントポイント i における実稼動時のエンジン振動 X_{Ei} 、ボデー振動 X_{Bi} 、エンジンマウント動特性 k_i 、ボデー音響感度 H_i からこの経路における伝達音成分 S_i は式(1)のように表され、式(2)のようにすべての伝達点を総和することにより求めた室内音 S_{all} に対して伝達寄与を算出した。

$$S_i = (X_{Ei} - X_{Bi}) \times k_i \times H_i \quad (1)$$

$$S_{all} = \sum_{i=1}^{All} S_i \quad (2)$$

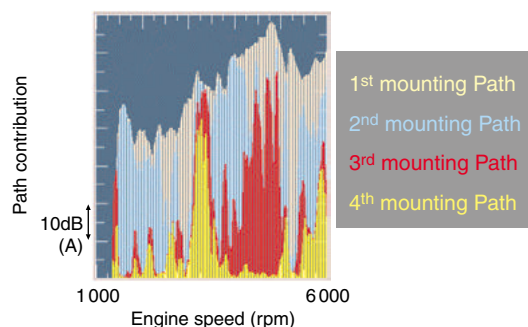


Fig. 2 Transfer path contribution in 1998 model

ベースとなる量産モデル(1998 年)の室内音 6 次成分を構成する伝達寄与を Fig. 2 に示す。この図からそれぞれの次数において伝達寄与の高い経路とその回転数帯が明確になる。

システム目標値を振り分けるにあたっては、18 伝達経路(エンジンマウント 6 ポイント、3 並進方向)を 2 次から 8 次までについて検討し、各経路におけるエンジン振動入力、ボデー音響感度にそれぞれ目標値を設定した。エンジン振動入力を求める際のボデー振動については、エンジン振動から 20dB 低い値と仮定した。

エンジンマウントやサブフレームフローティングラバーのようなブッシュ類に関しては、剛体共振領域である乗り心地、アイドル振動騒音等の低周波域の完成車事象から決定された値を使用し、これらの性能と両立するようハイブリッドモデル上の拘束条件とした。

3. エンジン振動に対する検証

エンジン振動は、エンジン内部にて発生する力 F (以降エンジン内力)と発生するポイントからエンジンマウントブラケット先端までの伝達関数 H^{EB} で式(3)のように表される。この伝達関数 H^{EB} は更に式(4)のように、エンジン、ブラケットそれぞれの伝達関数で表される。

$$\{X_E\} = [H_i^{EB}] \cdot \{F_i\} \quad (3)$$

$$H_i^{EB} = H_{is}^{Brkt} (H_{ss}^{Eng} + H_{ss}^{Brkt} + k)^{-1} H_{si}^{Eng} \quad (4)$$

H^{Eng} : エンジン伝達関数行列 (i : 内部点, s : 結合点)

H^{Brkt} : ブラケット伝達関数行列 (t : 先端, s : 結合点)

k : 結合部 剛性行列

H^{EB} : エンジン-ブラケット結合 伝達関数行列

F : エンジン内力

エンジン伝達関数行列は実測データから実験モデルとして構築し、ブラケット伝達関数行列は有限要素モデルから構築する。なお、エンジン内力については実測した筒内圧力とエンジン振動から算出した⁽¹⁾。

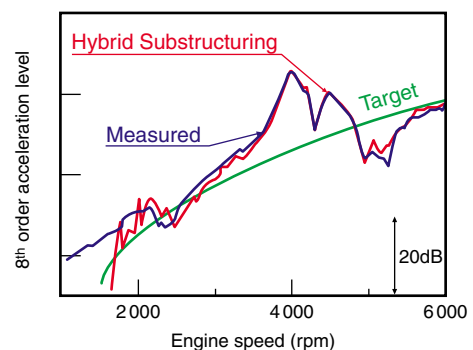


Fig. 3 Estimated 8th order vibration at 3rd engine mounting bracket

初期の試作ロットにおける第3エンジンマウント8次成分の検証結果を Fig. 3 に示す。合成計算結果と実測データが良く一致しているのがわかる。

他のマウント点についても2次, 4次, 6次, 8次成分についてほぼ同程度の精度であり, 良好なモデルであることが検証できた。また, 室内音への伝達寄与から導き出したこのシステムに割り当てた目標には達しないことが明確になった。

3.1. エンジン実験モデル

初期試作ロットの伝達関数行列を分析した結果から, 主に 500Hz 以下ではシリンダロアブロックとトランスミッションブロックの結合部に, 500Hz 以上ではブラケット取付け壁面部に目標未達の要因があることが明確になった。Fig. 4にエンジン実験モデルとブロック部の形状改良が必要な部位を, Fig. 5にはブラケット取付け壁面であるシリンダブロックとトランスミッションケースを示す。

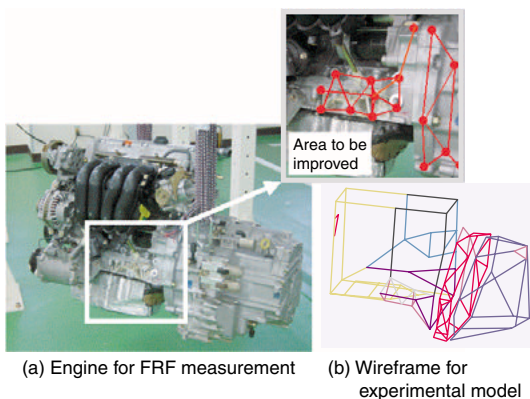


Fig. 4 Experimental engine model and improve section of powertrain block

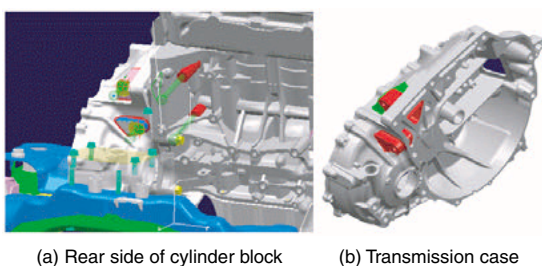


Fig. 5 Improved area for connecting points of engine mounting brackets

前述した部位に対して形状を改良するとともに, スティフナを追加して伝達関数行列の改良を試みた。Fig. 6にシリンダブロック応答関数(5番ジャーナル加振)における改良案の効果を示す。2種類の形状を確認し, 目標に合致するものを採用した。

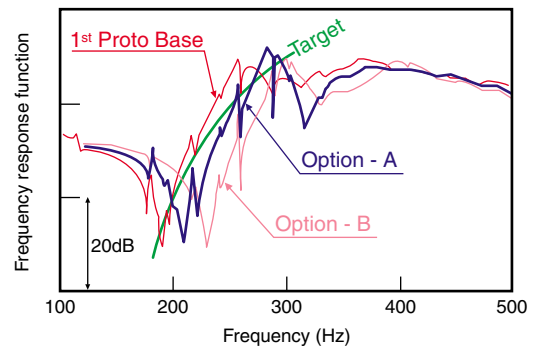


Fig. 6 Comparison of powertrain stiffness with two optional countermeasures

3.2. ブラケット有限要素モデル

Fig. 7 にエンジンマウントの全体を示す。すべてのエンジン取付けブラケットに対して既に筆者らが報告した方法でアップデート処理を行い固有モードの計算精度を向上させた⁽¹⁾。

第1, 第2マウントブラケットについては, 前モデルが3点締結であった形状を4点締結とし, 感度解析から先端形状と取付け形状の改良, 肉抜き構造による軽量化を図った。他のマウントブラケットについても同様な手法を採り, 全6点のうち4点でアルミブラケットを採用した。

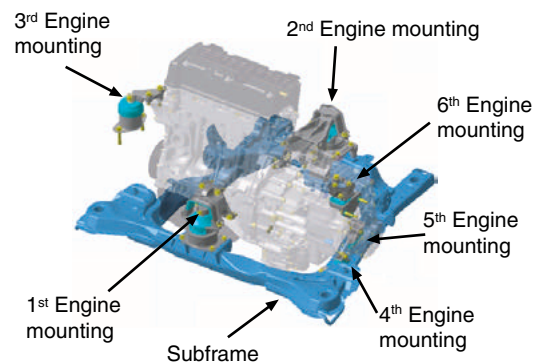


Fig. 7 Newly developed engine mounting system

3.3. エンジン振動 達成結果

2003 年モデルにおける達成レベルを Fig. 8 に示す。パワープラント剛性, ブロック壁面剛性, ブラケット剛性それ

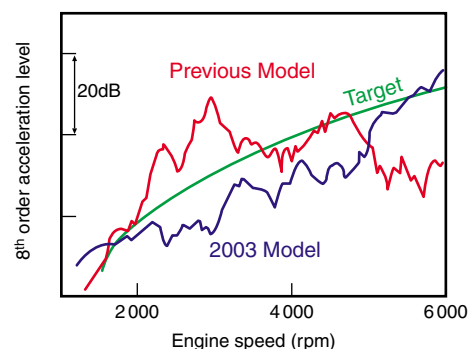


Fig. 8 Improvement of operational engine vibration—8th order at 2nd engine mounting bracket

それに適切な対策を施したために目標が達成され、前モデルに対して5～20dBと大幅にエンジン振動が低減した。他のマウント点におけるエンジン振動(2次～8次成分)についても同様である。

4. ボデー音響感度に対する検証

エンジン振動と同様なモデル化を行い、サブフレームを介して伝達する4経路、ボデーに直接伝達する2経路について検討した。

4.1. サブフレーム伝達経路

サブフレームの伝達関数行列は有限要素モデルから構築し、ボデーの伝達関数行列は実験データから構築した。Fig. 9にサブフレームモデルを示す。ブラケット同様アップデート処理を行い実験モードとの相関を向上させた。

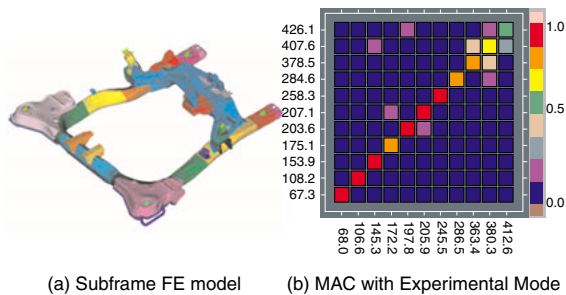


Fig. 9 Subframe FE Model

Table 1 に固有値の差異と MAC 値を示す。第9モードまで固有値差異は約5%以内、MAC 値は約0.8以上を確保し良好なモード相関が得られた。

初期試作ロットでボデー実験モデルと合成した検証結果を Fig. 10 に示す。有限要素モデルが実験モードとの相関が高い380Hz域までは良好な精度が維持されることを確認した。MAC 値で0.7を下回る第10、第11モード近辺は

Table 1 Correlation of experimental subframe mode

No.	Experimental Mode Hz	FE Mode Hz	Difference		MAC
			Hz	%	
1	67.3	68.0	0.8	1.1	0.97
2	108.2	106.6	-1.7	-1.5	0.96
3	153.9	145.3	-8.6	-5.6	0.95
4	175.1	172.2	-2.9	-1.6	0.79
5	203.6	197.8	-5.8	-2.9	0.87
6	207.1	205.9	-1.3	-0.6	0.86
7	258.3	245.5	-12.9	-5.0	0.96
8	284.6	286.5	1.9	0.7	0.80
9	378.5	363.4	-15.1	-4.0	0.81
10	407.6	380.3	-27.3	-6.7	0.62
11	426.1	412.6	-13.5	-3.2	0.58

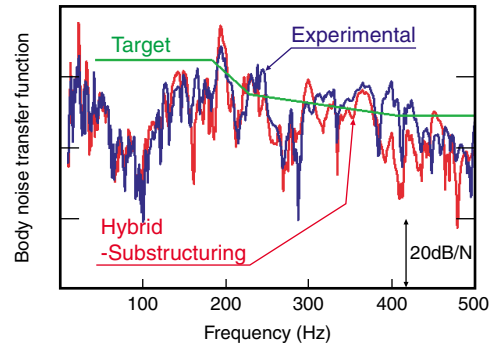


Fig. 10 Body noise transfer function of 2nd engine mounting point on subframe

ハイブリッド計算が検証結果を下回るレベルであり、これ以降の実験データを測定する際に特に留意して推進した。

このようにして構築したハイブリッドモデルからサブフレームとボデー双方の伝達関数行列を検討したところ、目標達成のためには、サブフレーム骨格の改良、フローティング構造の採用、ボデー取付け点構造の改良が必要であることが明確になった。

サブフレームについてはハイドロフォームクレードルを中心とする大幅な構造変更を図ることによって曲げモードを84%、ねじりモードを29%(前モデル比)向上させている。

4.2. ボデー伝達経路

ボデー伝達関数行列は Fig. 11 に示すような加振実験から求めている。初期試作ロットを用いてボデー実験モデルとマウント有限要素モデルを合成した結果、Fig. 12に示すように良好な検証結果が得られたが、この経路に関しても双方の伝達関数行列を改善しなければ目標に達しないことが明確になった。

第3エンジンマウントには全高を大幅に低減し、ボデーへの取付けブラケットが一体になった低重心高剛性タイプ(前モデル比約40%ダウン)液封マウントを新たに開発し、第6マウントには樹脂と鉄を組み合わせ高い動剛性を実現した樹脂マウントを採用した。両者を Fig. 13 に示す。



Fig. 11 Experimental Trimmed body

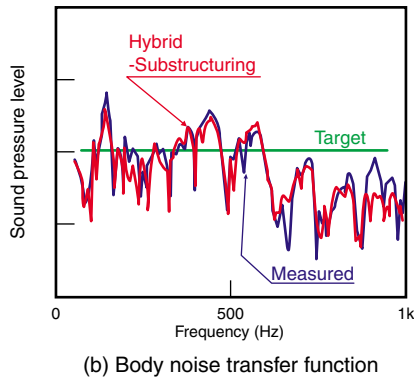
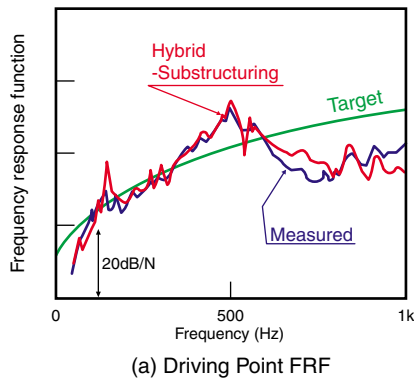


Fig. 12 Validation of sub-structuring for 3rd engine mounting FE model with experimental body

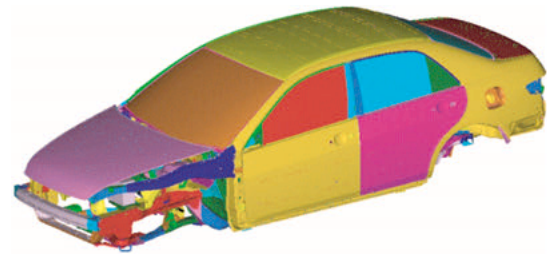


Fig. 14 FE model of trimmed body

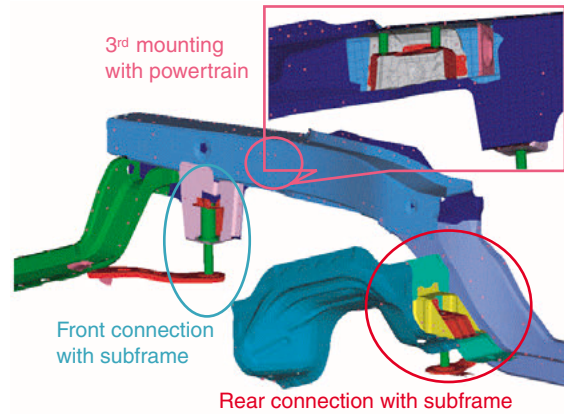


Fig. 15 Area for connection with subframe

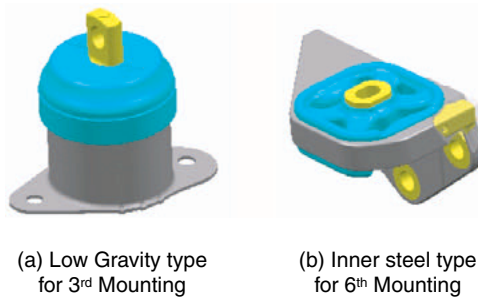


Fig. 13 3rd and 6th engine mounting

ボデー伝達関数行列に対しては、マウント取付け点の動剛性を前モデル比で約6～10倍確保するべきであることがわかった。

伝達関数行列には実験データを用いたが、取付け点構造の検討に関しては有限要素モデルの適用を試みた。Fig. 14にベースとなるトリムドボデーモデルを、Fig. 15に各取付け点構造の有限要素モデルを示す。

ボデー取付け点に対するこの周波数帯における計算は本報告で求めているような高い精度を保証することは困難であることから、実験を実施する前に有利な構造に絞込みことを目的として活用している。

4.3. ボデー音響感度 達成結果

ボデー取付けボルトに対するカラー構造、断面内部のバルクヘッド形状の改良と新型エンジンマウントを組み合わせることによりボデー動剛性目標を達成させた。Fig. 16に低重心タイプを採用した第3エンジンマウントの動剛性達成レベルを示す。

サブフレーム上のエンジンマウント点に対しては、サブフレーム骨格へのハイドロフォーム採用による改良、フローティングによる防振、ボデー取付け点の動剛性向上により、目標音響感度を達成させた。Fig. 17に第2エンジンマウントにおけるボデー音響感度の達成レベルを示す。

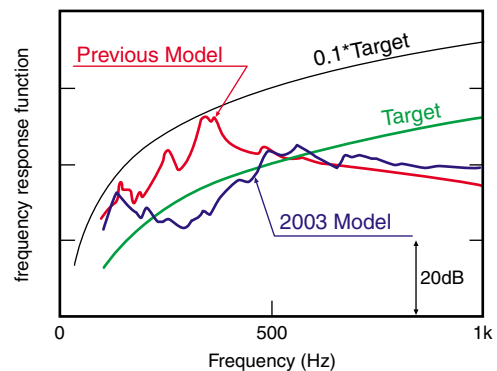


Fig. 16 Improvement of dynamic stiffness for 3rd engine mounting point on an actual body

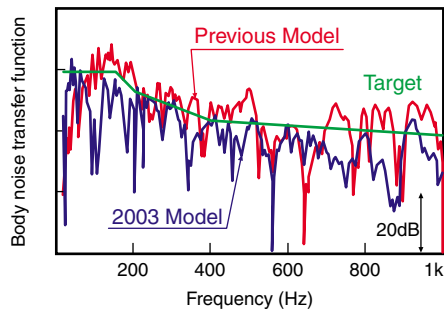


Fig. 17 Improvement of body noise transfer function at 2nd engine mounting point on a subframe

5. 室内音達成レベル

各システム目標をクリアさせることによって、Fig. 18に示すように2003年モデルは室内音目標を達成し、前モデルに対して大幅な低減を実現できた。

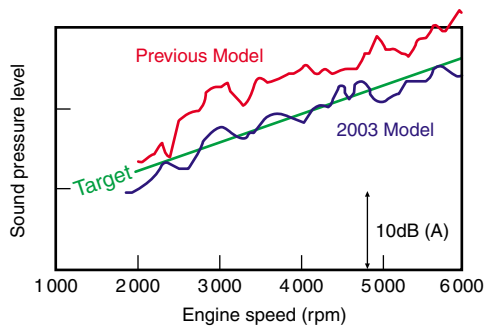


Fig. 18 Improvement of cabin noise

6. まとめ

2003年モデルの商品開発においてハイブリッド CAE モデルを構築し、それぞれのモデル要素に課せられるシステム目標を室内音低減目標と定量的に関連付けた上で設定した。システム目標を達成するよう具現化を推進した結果、新型アコードのエンジン伝達ノイズを大幅に低減させることができ、開発初期に設定した通りの車両性能を実現することができた。

参考文献

- (1) Sakai, T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538 (2001)
- (2) 酒井 竜英：室内音予測を目的としたヴァーチャルピークル解析手法, Honda Technical Review, Vol.13 No.2, p.195-204 (2001)

- (3) Wyckaert, K.: Flexible Substructuring Based on Mixed Finite Element and Experimental Models -A step ahead of Transfer Path Analysis, Proceedings 14th International Modal Analysis Conference, p.633-640 (1996)
- (4) Wyckaert, K.: Hybrid Substructuring for Vibro-acoustical Optimisation -Application to suspension - Car Body Interaction, Proceedings International Noise & Vibration Conference, No.971944 (1997)

■ 著 者 ■



酒井 竜英



宮原 哲也



新里 智則



津嶋 広通