

大衆車用エンジンマウントシステムの 振動騒音低減技術

Reduction of Noise and Vibration in Compact Car Engine Mount System

柳 瀬 浩*
Hiroshi YANAGASE

高 林 宏 幸*
Hiroyuki TAKABAYASHI

田 村 勉*
Tsutomu TAMURA

池 畑 澄 人*
Sumito IKEBATA

要 旨

次期大衆車の開発において、振動騒音および乗り心地性能を大幅に向上し高い競争力を得るために、新たなエンジンマウントシステムを開発した。基本形式として防振性能に優れるトルクロッド式慣性主軸型を採用し、さらに性能を最大限引き出すためのシステム特性として、(1)こもり音・エンジンノイズ低減のための防振性能を向上するロッド伝達特性、(2)アクセルペダル操作にともなうギクシャク振動を改善するロッド取付け方向、(3)乗り心地向上のためのエンジン剛体振動モードのコントロール、(4)エンジンノイズ低減のためのマウント点動剛性のそれぞれに対し指針を与える。これらのシステム特性を満足することにより、高い競争力を持つ大衆車プラットフォーム用エンジンマウントシステムとする事ができた。

ABSTRACT

A new engine mount system has been developed to enhance noise and vibration performance and driving comfort, and thus increase competitiveness, in the next generation compact car. The basic system configuration is a principal axis of inertia type mounting system with torque rods that display excellent vibration isolation performance. In addition, the following were employed as guidelines for system characteristics in order to maximize performance. (1) Rod transmission characteristic that increases vibration isolation, to reduce booming noise and engine noise. (2) Rod mounting direction that reduces body shaking when the accelerator pedal is employed. (3) Control of engine rigid body vibration modes to increase driving comfort. (4) Dynamic stiffness of mounting points to reduce engine noise. The achievement of these characteristics has enabled the development of an engine mount system for a highly competitive compact car platform.

1. はじめに

近年の自動車開発の傾向として、同一車格カテゴリーでプラットフォームを共用し、アッパボデー等の変更でセダンやワゴン、SUV等の派生機種を開発するスタイルが主流となっている。プラットフォームを共用することで開発期間短縮や、新規コストの発生を抑制することが可能となるため、基本性能の高いプラットフォームの開発が求められている。一方、従来直列4気筒エンジン搭載車で多く採用されている慣性主軸エンジンマウントシステムにおいては、走行こもり音やエンジンノイズが課題となっており、さらにオートマチックトランスミッションやCVTを搭載した車両においては発進時に大きな駆動力とトルク変動振動が前後のストッパ部に加わることによって発生する振動騒音が

課題となっている。

次期大衆車のフルモデルチェンジにおいてダイナミック性能を更に高めたプラットフォームを新規開発するにあたり、振動騒音および乗り心地性能を大幅に向上する新たなエンジンマウントシステムの構築をおこなうこととした。

2. 概要

2.1. システム概要

システム構成を Fig. 1 に示す。パワープラントはシリンダブロック右側およびトランスミッション左側上部を結ぶ慣性主軸上に配置された2点のマウントとシリンダブロック側マウントの上部とダンパベースを結ぶトルクロッド、オイルパン下部とサブフレームを結ぶトルクロッドにより

*栃木研究所

支持される。パワープラント荷重は2点のマウントにて分担され、駆動反力は2本のトルクロッドにて保持する構造としている。

2.2. トルクロッド方式の利点

従来の慣性主軸エンジンマウントシステムは駆動反力を受けるストッパをパワープラントの前後とサブフレームを結ぶ位置に配し、駆動反力を上下方向に受ける構造である。今回のトルクロッド式慣性主軸エンジンマウントシステムは、Fig. 2に示すように、駆動反力をトルクロッドで前後方向に受ける構造を特徴としている。この構造によって得られる振動騒音のメリットは以下の2点である。

- (1) トルクロッドは単に駆動反力を受けエンジンのロール回転を規制するだけでなく、両端をラバーで弾性支持され、鉄・アルミニウムなどの金属や樹脂等のロッドで構成されているために、それ自身の振動特性により大きな振動遮断効果を得ることができる。
- (2) トルクロッド伝達振動の車体への入力点であるサブフレームの音響感度は、一般に上下方向よりも前後方向が低いため、クランク廻りの回転方向に作用するトルク変動振動を前後に受けることで、アイドル振動や発進時などの低回転時の振動騒音に対し有利な入力形態とすることが可能となる⁽¹⁾。

本システムは上記の基本特性を最大限生かすと共に、さらに以下の技術要素を適用し高い競争力を確保する。トルクロッドは上記(2)の理由から水平に配置することを基本

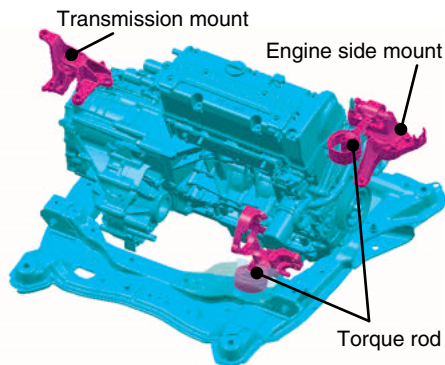


Fig. 1 Torque rod mount system configuration

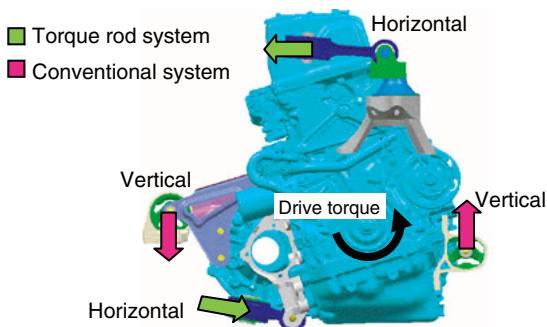


Fig. 2 Direction of principal input force

としながら、駆動反力によるパワープラントの挙動をコントロールする目的で取付け方向を適正化する。乗り心地性能においてはエンジンサイドマウントに液封マウントを採用し、さらにトランスミッションマウントのばね特性とあわせエンジン振動をコントロールし乗り心地性能を高める。各マウント点はエンジン振動伝達に対する音響感度目標を達成する動剛性目標を設定し、構造検討をおこなう。

3. トルクロッドシステムの基本特性

3.1. 二重防振効果によるこもり音の改善

二重防振構造とは、振動伝達経路内に直列に共振系を設け、その共振周波数以降で大きな振動遮断を得るものであり、サブフレームのラバーフローティングはこの原理に基づいてロードノイズやエンジンノイズを低減している。トルクロッドの場合は、ロッド重量や両端のラバーブッシュのばね設定で100Hz以下の周波数領域からその効果を得ることができる。したがって走行こもり音やエンジンノイズに対し振動遮断による改善効果が期待できる。4気筒エンジンの2次慣性力によるこもり音は、従来型慣性主軸マウントシステムの車両ではFig. 3に示すようにサイドマウントおよびリヤマウント上下入力の影響が大きい。これに対しFig. 4に示すようにトルクロッドではロッドの共振周波数より高い回転数域でエンジン振動は減衰し、大きな遮断

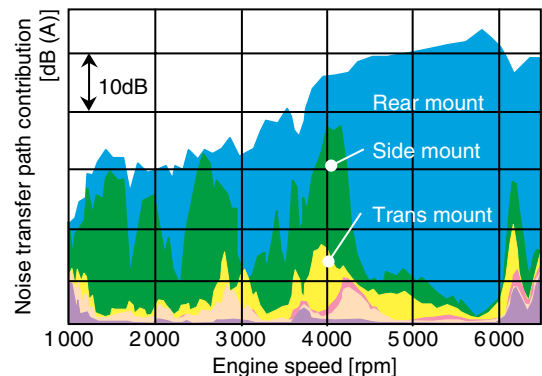


Fig. 3 2nd order booming noise transfer path contribution in conventional system

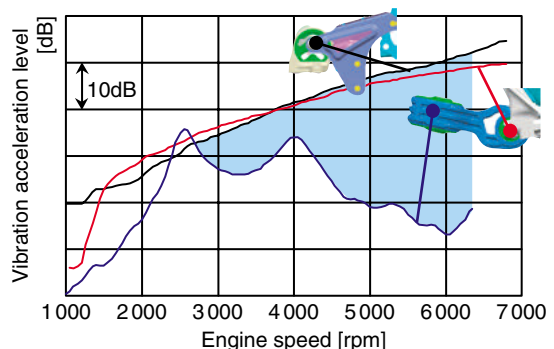


Fig. 4 Torque rod double floating effect in 2nd order vibration

効果を得ている。しかしロッドの共振周波数では振動遮断効果が少なくなるため、車体の感度などを考慮して感度の低い周波数帯域に共振周波数を設定し、走行こもり音を大幅に低減している。試作車での確認結果を Fig. 5 に示す。

3.2. トルク変動入力遮断

オートマチックトランスミッションや CVT を搭載した車両では発進時に大きな駆動力が発生し、トルク変動振動の増大とマウント伝達の悪化によりこもり音や振動が発生することがある。この事象に対するエンジンマウントからの入力影響は Fig. 6(a) に示すように従来型の慣性主軸マウントではリヤマウントからの上下方向の入力成分が支配的である。

これは一般的にサブフレームの音響感度が以下の要因により Fig. 9 に示すように上下方向に不利になるように決定づけられていることによる。

- (1) Fig. 7 に示すせん断曲げなどの音圧に対する影響の大きい骨格モード形態がサブフレーム上下方向入力で励起されやすいこと。
- (2) Fig. 8 に示すように一般にサブフレームはレイアウト上の制約から断面形状において上下に薄いことから上下剛性に対し不利なこと。

したがって、トルクロッド式慣性主軸マウントシステムでは、駆動反力とトルク変動によるエンジン振動を前後方

向に入力することができるため、これらの振動騒音事象に対し極めて有利である。トルクロッド式慣性主軸マウントシステムの音圧寄与分布を Fig. 6(b) に示す。主寄与のトルクロッド前後入力による音圧が低減し、音圧の総和が大幅に低減していることがわかる。試作車での2次こもり音の改善効果を Fig. 10 に示す。

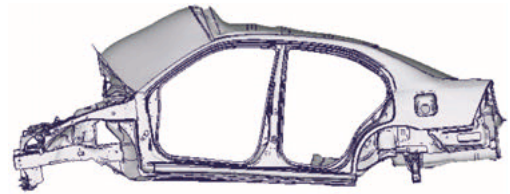


Fig. 7 Body bending mode



Fig. 8 Subframe section

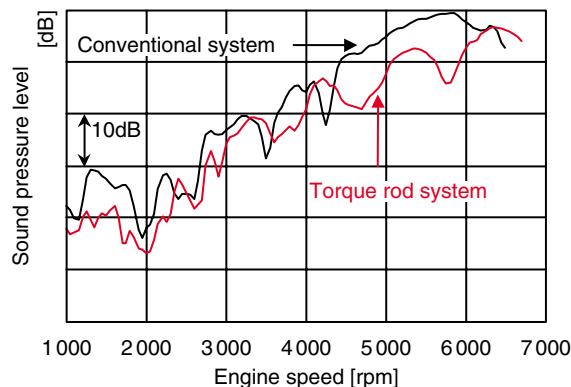


Fig. 5 Enhancement of 2nd order booming noise level

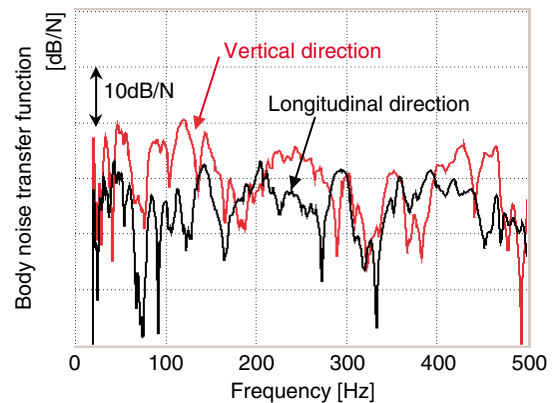


Fig. 9 Body noise transfer function of subframe

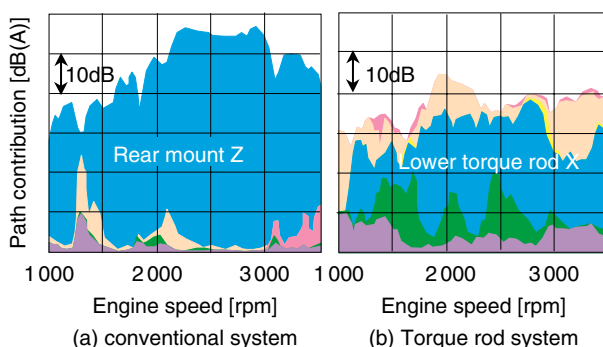


Fig. 6 2nd order booming noise transfer path contribution

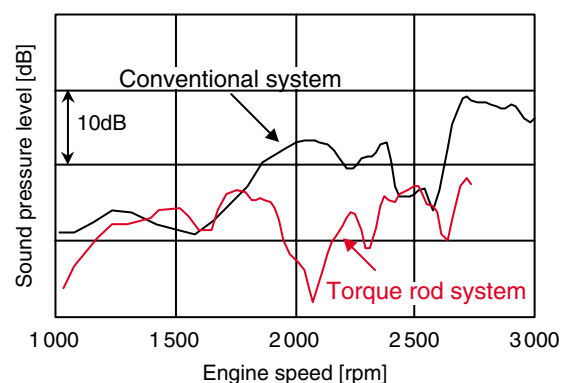


Fig.10 Enhancement of 2nd order booming noise

4. トルクロッド高周波振動伝達特性

走行こもり音と同様に、トルクロッドの振動伝達特性を車体の感度特性などを踏まえてコントロールすることで、マウント伝達影響がある 1 kHz 以上の周波数領域までエンジンノイズの改善が可能である。今回 Fig. 11 に示すようにトルクロッドの二重防振効果をトルクロッド単体の伝達率で定義した。

$$\text{伝達率} = F_1/F_0 = X_1 \times K_1/F_0 = \iint A_1 \times K_1/F_0$$

ロッド及び両端のブッシュを考慮した単体の CAE モデルを使用しトルクロッドの伝達率を定量的に予測し、ロッド形状、ブッシュばねレートを決定した。伝達関数の計算結果を Fig. 12 に示す。一般的にはロッド重量を大きくし、低周波側に共振周波数を設定するほど振動遮断効果が大きくなる傾向があるが、前項のこもり音領域同様にトルクロッド伝達特性のピークを車体感度の低い周波数帯域に規定することで防振性能を満足することができる。

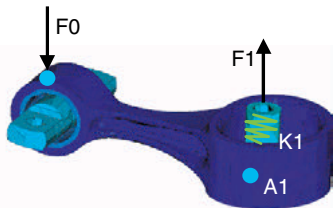


Fig. 11 Transmissibility simulation model of torque rod

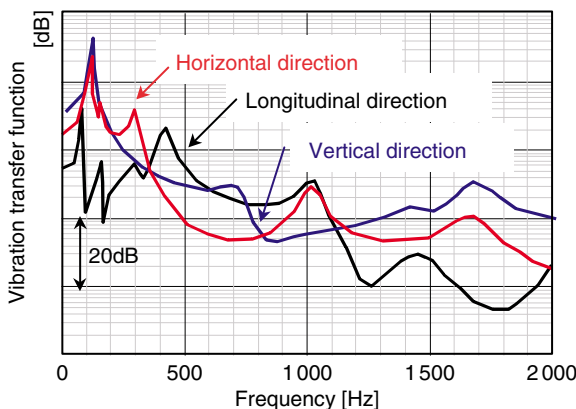


Fig. 12 Vibration transfer function of torque rod

5. トルクロッド取付け方向

パワープラントの回転剛性はエンジンルーム内の部品干渉問題やマニュアルミッション車の駆動力ショックやギクシャク振動に影響するため、ある一定の剛性を確保する必要がある。トルクロッドの場合、ブッシュのばねレートとともに取付け方向が重要となる。トルクロッドはブッシュの

回転方向のばねレートが小さく、ロッドの軸方向以外の変位拘束ができない。したがってロッドのパワープラント締結部の変位方向とロッドの軸方向のずれ角度を小さくすることでロール剛性を高めることができる。一方ギクシャク振動においてパワープラントの並進運動が悪影響を与える場合があり、パワープラントの回転中心と重心点距離を短くすることで改善できる⁽²⁾。加減速時のパワープラントのロール回転中心は Fig. 13 に示すようにトルクロッドの取り付け方向によってコントロールできるため、今回重心点の並進運動が最小となるようにトルクロッドの取り付け方向を Fig. 14 に示すように決定し、ギクシャク振動を約 30 % 低減した。

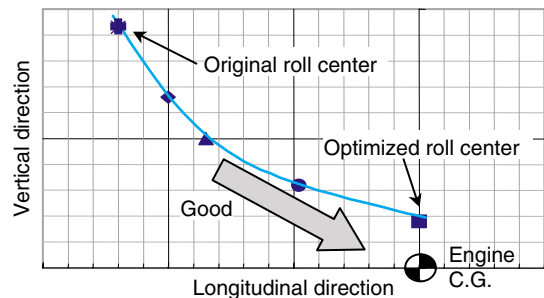


Fig.13 Optimization of engine roll center axis

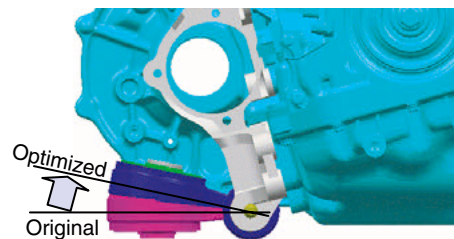


Fig.14 Optimization of torque rod angle

6. 乗り心地の改良

路面入力にともなう低周波(5-20Hz)車体振動に対しては、パワープラント剛体振動モードのコントロールが重要である⁽³⁾。本システムではパワープラント振動のバウンスモードとピッチモード(前後軸廻り)に着目し、モードのコントロールをおこなった。エンジンサイドマウントとトランスミッションマウントの上下ばねの比を大きく取ることで、Fig. 15 に示すようにパワープラント重心点とマウント弾性中心の左右方向の位置をずらし、タイヤ入力に対しバウンスとピッチ振動を励起させることができる。これにより Fig. 16 に示すようにパワープラント左右の上下振動の位相差が生じ、車体への入力を相互干渉させることにより車体振動を低減している。台上加振の結果、Fig. 17 に示すように前モデルに対し約 3dB の低減が確認された。

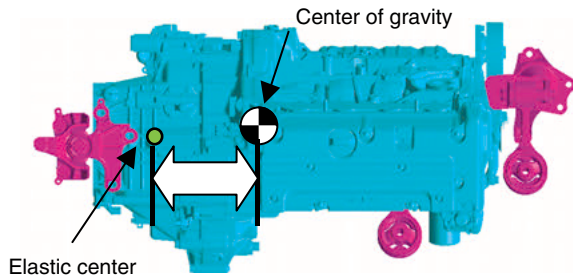


Fig. 15 Horizontal distance between engine center of gravity and elastic center of mount system

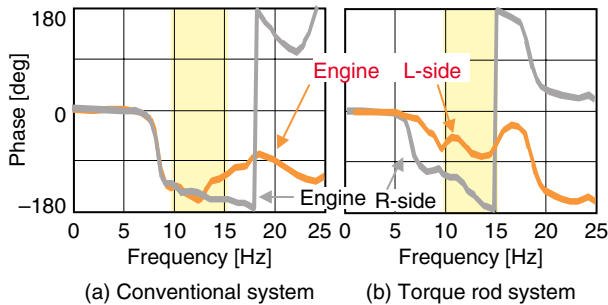


Fig. 16 Comparison of body transmissibility phase

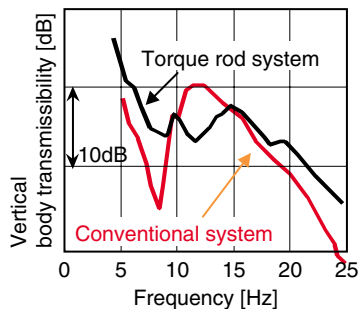


Fig. 17 Comparison of body transmissibility

7. エンジンマウント取付け点剛性

エンジンマウント点の高周波音響感度目標を達成するために、まずマウント点の音響感度と動剛性値の相関を実験から求めた。同一の車体においては音響感度と動剛性値はほぼ比例関係にあるため、システム目標を動剛性値に置き換え、有限要素モデルにて構造検討をおこなった。サイドフレームに締結されるマウントは Fig. 18(a), (b), (c) に示すように、取り付けボルトにカラー構造を採用し、さらに左右剛性を高めるために Fig. 18(d), (e) に示すようにマウント本体とホイールハウスもしくはアッパメンバとの間にステーを取り付けた。またマウント本体やステーはアルミダイキャスト・鉄を使い分け、目標剛性を確保した。Fig. 19 にサイドエンジンマウントの音響感度の達成レベルを示す。動剛性を目標値まで高めることで、100 - 300Hz の音響感度が大幅に低減していることがわかる。

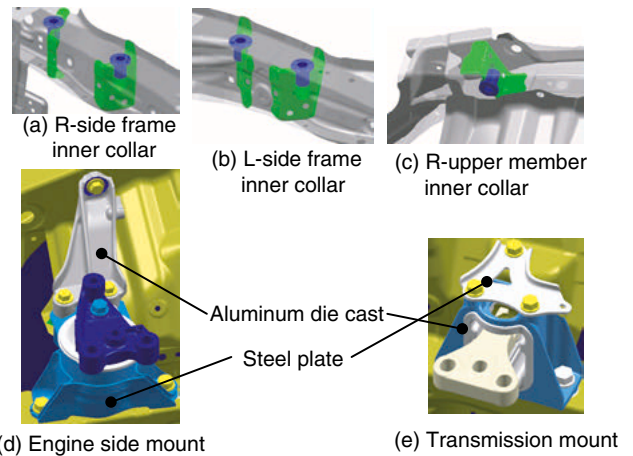


Fig. 18 Body construction in mount area

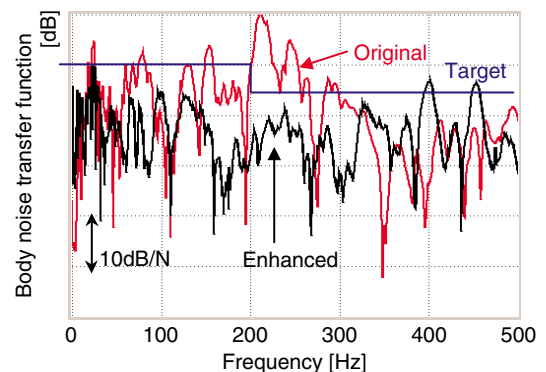


Fig. 19 Enhancement of body noise transfer function at engine side mount

8. まとめ

次期大衆車のモデルチェンジにて開発したトルクロッド式慣性主軸マウントシステムに適用した振動騒音低減技術を以下にまとめる。

(1) トルクロッド高周波防振性能

二重防振効果をトルクロッド単体の伝達特性で定義し、有限要素モデルで最適化することで防振性能と軽量化を両立した。

(2) トルクロッド取付け方向

回転剛性の確保とエンジン回転中心コントロールによりギクシャク振動を低減した。

(3) 乗り心地の向上

両サイドのマウントの上下バネをエンジンバウンス振動とピッチ振動を連成させるように決定することにより車体振動を低減した。

(4) マウント取付け点動剛性の向上

音響感度と相関の高い動剛性目標を定量的に設定し、構造を決定することによりエンジンノイズを低減した。トルクロッドの持つ優れた振動騒音基本特性に加え、さらにこれらの技術要素を適用することで、大衆車プラットフォーム

フォーム用の高い競争力を持つトルクロッド式慣性主軸エンジンマウントシステムの開発ができた。

9. 参考文献

- (1) 比留間政雄, 野中繁治, 加藤裕治, 野口好洋, 伊神肇:
直噴ディーゼルエンジン搭載車の振動騒音低減技術,
Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.121-126
- (2) 久野陽一, 成瀬利孝: FWD 車パワープラント慣性主
軸支持マウントの最適化開発, MAEテクニカルレポー
ト, No.9(2000)
- (3) Ishihama, M., Satoh, S., Seto, K., Nagamatsu, A.: Vehicle
Vibration Reduction by Transfer Function Phase Control
on Hydraulic Engine Mounts, JSME International Journal,
Series C, Vol.37, No.3(1994)
- (4) 片桐好浩, 矢谷浩, 伊神肇, 齋藤浩之, 白木達也, 大
森生雄: MT 車加速時の前後振動の研究, Honda R&D
Technical Review, Vol.15, No.2, p.139-144
- (5) 河辺啓行, 金井良一, 石松喜代司, 本井雅人, 児玉敦:
加減速時の車両前後振動の低減, SUBARU Technical
Review, Vol.30(2003)
- (6) 酒井竜英, 宮原哲也: 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, 自動車技術
会, 学術講演会前刷集, No.86-02

■著 者■



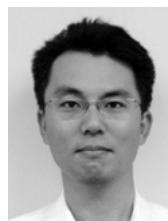
柳瀬 浩



田村 勉



高林 宏幸



池畑 澄人