

Honda

Technical Review
Vol.23 No.2

October 2011





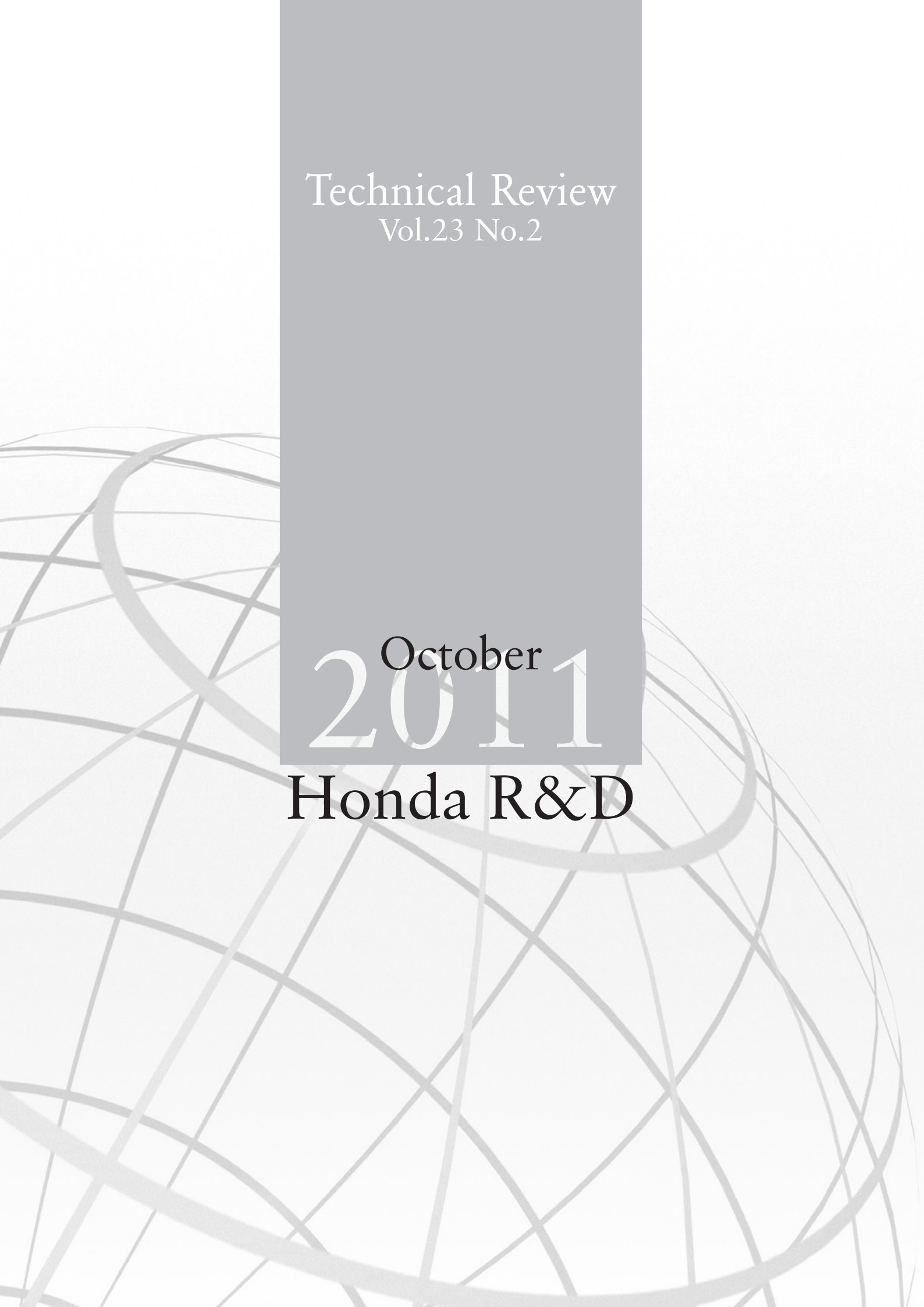
表紙の言葉

初めて社会と触れ合う、知るきっかけの一つとして「おもちゃ」があります。
子どもの頃おもちゃを通じ感じていたワクワクみたいな感情は大人になっても
心のどこかに残っていると思います。

その感情を思い出してもらいたくおもちゃ箱を描きました。



汎用R&Dセンター
磯野 史弥

The background features a light grey wireframe sphere on the left side. A solid grey vertical bar runs down the center of the page, serving as a backdrop for the text.

Technical Review
Vol.23 No.2

October
2011
Honda R&D

目 次

技術紹介

◇ CBR250R のスタイリングデザイン.....	飯田王海	1
◇ BRIO のデザイン	大橋昭彦・田中幸一 成田哲男・鬼塚真樹	7
◇ ビジネス用電動二輪車 EV-neo の開発.....	長 敏之・本田幸一郎・味村政秀	13
◇ 快適装備を備えた中型船外機「BF60」の開発	田中充治・清水則和・山本 宙 坂田繁一・安田興次・山岸政彦	21
◇ 複リンク式高膨張比エンジンを搭載した家庭用コージェネレーションユニットの開発	瀧田義治・河野昌平・高田秀昭 吉津邦弘・直井 専・津野康一	28
◇ 2011 Odyssey Fuel Economy Improvement.....	Ryan CHAPMAN・Paul DeHART・Patrick SHAFER Spyridon BLATSEAS・Chase LIN・Chris HARTWIG・Dennis PLANK Evan MARTIN・Scott PAUL・Brandon OLLANKETO	36
◇ 小型モータサイクル用吸気管内圧力センサレス燃料噴射システムの開発	宇津木克洋・高野祐紀 坂口和彦・大西謙太	46
◇ アキシアル型モータの研究	阿部昇栄・井上順二・石川 聡	57
◇ オーディオリモコン用ステアリングスイッチの操作性向上	阿部正明	63
◇ レアメタルレス高強度軟窒化クランクシャフトの開発.....	瀧谷善弘・斎藤 勇 宮崎貴大・神谷啓一郎	66
◇ ピストンピン打音発生時の潤滑油挙動可視化	近藤 孝・大林寿行	72
◇ ノイズリデュースホイールの開発.....	神山洋一・石井克史 高木久光・柏井幹雄	78
◇ 設計展開を目的としたナビゲーション機能を持つ二輪車部品用 CAE 標準化システムの開発	伊藤未丈・石原大輔・土屋美紀 大塚正人・土本健二・宮崎靖大	84

論文

- ◇ 差圧式高圧水電解セルの構造とその性能評価 針生栄次・中沢孝治・樽家憲司
石川博之・岡部昌規 90
- ◇ Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Analytical Study Jinghong YU 98
- ◇ Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Vehicle Experimental Investigation
Jinghong YU・Edward HOSNI 106
- ◇ 低周波音低減のための統合 ANC 技術の開発 井上敏郎・高橋 彰
坂本浩介・小林康統 113
- ◇ 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 近藤 隆・寺田雅史
國武幸宏・宮原邦友 121

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ Styling Design of CBR250R	Omi IIDA	1
◇ Styling Design of BRIO	Akihiko OHHASHI·Koichi TANAKA Tetsuo NARITA·Maki ONIZUKA	7
◇ Development of EV-neo, Electrical Motorcycle for Business Applications	Toshiyuki CHO·Koichiro HONDA·Masahide MIMURA	13
◇ Development of Midrange Outboard Motor BF60 with Equipment for User Comfort	Mitsuharu TANAKA·Norikazu SHIMIZU·Hiroshi YAMAMOTO Shigekazu SAKATA·Koji YASUDA·Masahiko YAMAGISHI	21
◇ Development of Micro Combined Heat and Power Generation Unit with Extended Expansion Linkage Engine	Yoshiharu TAKITA·Shohei KONO·Hideaki TAKADA Kunihiro KITSU·Atsumu NAOI·Koichi TSUNO	28
◇ 2011 Odyssey Fuel Economy Improvement	Ryan CHAPMAN·Paul DeHART·Patrick SHAFER Spyridon BLATSEAS·Chase LIN·Chris HARTWIG·Dennis PLANK Evan MARTIN·Scott PAUL·Brandon OLLANKETO	36
◇ Development of Intake Air Pressure Sensor-less Fuel Injection System for Small Motorcycles	Katsuhiko UTSUGI·Yuki TAKANO Kazuhiko SAKAGUCHI·Kenta ONISHI	46
◇ Development of Axial Motor	Shoei ABE·Junji INOUE·Satoshi ISHIKAWA	57
◇ Operability Enhancement of Steering Wheel Switch for Audio Remote Control.	Masaaki ABE	63
◇ Development of Nitrocarburized High-strength Crankshaft with No Rare Metals Added	Yoshihiro TAKITANI·Isamu SAITO Takahiro MIYAZAKI·Keiichiro KAMIYA	66
◇ Visualization of Oil Behavior when Piston Pin Noise Occurs ...	Takashi KONDO·Hisayuki OHBAYASHI	72
◇ Development of Noise-reducing Wheel	Youichi KAMIYAMA·Katsushi ISHII Hisamitsu TAKAGI·Mikio KASHIWAI	78
◇ Development of CAE Standardization System for Motorcycle Parts with Navigating Function for Designers	Mijo ITO·Daisuke ISHIHARA·Miki TSUCHIYA Masato OTSUKA·Kenji TSUCHIMOTO·Yasuhiro MIYAZAKI	84

Technical papers

- ◇ Mechanical Structure and Performance Evaluation of High Differential Pressure Water Electrolysis Cell
..... Eiji HARYU・Koji NAKAZAWA・Kenji TARUYA
Hiroyuki ISHIKAWA・Masanori OKABE 90
- ◇ Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Analytical Study Jinghong YU 98
- ◇ Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Vehicle Experimental Investigation
..... Jinghong YU・Edward HOSNI 106
- ◇ Integrated Active Noise Control System for Low-frequency Noise in Automobiles
..... Toshio INOUE・Akira TAKAHASHI
Kosuke SAKAMOTO・Yasunori KOBAYASHI 113
- ◇ Development of SRS Module Damping Structure for Vibration Enhancement and Weight Reduction
..... Takashi KONDO・Masashi TERADA
Yukihiro KUNITAKE・Kunitomo MIYAHARA 121

CBR250R のスタイリングデザイン

Styling Design of CBR250R

飯 田 王 海*
Omi IIDA

要 旨

CBR250R は、成長著しいアジア、インド地域の二輪車市場におけるトップエンド、また、成熟した日、米、欧の二輪車市場におけるエントリースポーツとして開発されたモデルである。モータサイクルが持つ「運転する楽しさ」という魅力を、より多くのお客様に提供することを主命題に置き、「スポーティーなフルカウル外観」「操る楽しさ」「リーズナブルな価格」を備えた二輪車として、世界 22 カ国に向け市場投入された。

開発にあたり、「Sports quarter for one world」を機種コンセプトとして掲げ、軽量、コンパクトで扱いやすく、スポーツ走行も楽しめるパッケージと、世界共通のスタイリング、リーズナブルな価格設定を具現化するべく、コンセプト、仕様の決定を含めた幅広いデザイン展開をおこなった。

Honda スポーツモータサイクルの基軸となるスタイリングテーマ「Mass Concentrate Proportion」を継承し、時代に合わせ進化させたスタイリングは、日本、欧州、アジアのデザイナーが議論を重ね、協力し創り上げた。

ABSTRACT

The CBR250R was developed as a top-end model for the rapidly growing motorcycle markets of Southeast Asia and India and an entry-level model for the mature markets of Japan, North America and Europe. This development was undertaken under the banner of offering more customers one of motorcycling's attractions, namely the “joy of driving.” The model has been launched in 22 countries as a motorcycle with a “sporty full-fairing exterior,” the “joy of operating” and a “reasonable price.”

With a model concept during development of “sports quarter for one world,” design proceeded on several fronts, including concept and determination of specifications. The purpose was to develop a package that is lightweight, compact and easy to handle so that sporty cruising is enjoyable, and to do it all with globally common styling at a reasonable price.

Carrying on the styling theme of “mass concentrate proportion” that underlies Honda's sport motorcycles, designers from Japan, Europe and Asia discussed the styling that evolves to fit the times, and working together, they created such a styling.

1. はじめに

CBR250R は、100 cm³ から 150 cm³ クラスの小型二輪車市場拡大が著しいアジア、インド地域におけるトップエンドモデルである。「運転する楽しさ」に加え「所有の喜び」を求めるユーザに向け、新規市場開拓の役割を担う。それと同時に、成熟した日、米、欧の二輪車市場においては、エントリースポーツモデルとして市場活性化の役割を担う。

このように、背景の全く異なる地域の市場ニーズを吸い上げながら、世界標準のグローバルスポーツモデルとして一つのコンセプト、一つのスタイリングにまとめることが、本モデルを開発する上での課題となった。

モータサイクルが持つ「運転する楽しさ」という魅力を、

より多くのお客様に提供することを主命題に置き、開発目標を、「所有の喜びを満たす、スポーティーなスタイリング」の表現、「ビギナからベテランライダーまで体感できる」操る楽しさ、「市街地走行からスポーティーな走行まで受容する」幅広い使い勝手の実現、と定めた。

本モデルは、250 cm³ スポーツモデルを、高い品質と低コスト化が実現できるタイにて生産することを前提とした。そのため、開発、営業、生産、調達、サービス、などの各部門が企画段階から一体となり開発を推進した。

CBR250R は、2010 年 11 月、世界 22 カ国に向け市場投入を果たし、各国で好評を得ている（日本国内 2011 年 3 月発売）。

*二輪 R&D センター

2. コンセプト

企画初期段階では、アジア、インド市場で最大排気量となる 250 cm³ スポーツモータサイクルの市場開拓を命題として検討を開始した。

ターゲットユーザを 20 - 30 才の高価格帯モータサイクルを求めるスポーツ志向な男性と仮定し、「訴求するための外せない商品価値は何か」をお客さまの視点で徹底的に議論した。その結果、開発目標を具現化するための本モデルの特徴を、所有の喜びを満たすスポーティーな「フルカウル外観」、ビギナからベテランライダーまで体感できる操る楽しさと、市街地走行からスポーティーな走行まで、幅広い使い勝手を実現する「トルクフルで扱いやすい単気筒エンジンと軽量でコンパクトな車体」と定め、アジア市場におけるトップエンドモデルでありながら、エントリーモデルとしても気軽に取り扱える間口の広さも同時に実現しようと考えた。

価格については、アジア、インド市場における高価格帯としながらも、ターゲットユーザの購買力を調査し、適正な価格を設定した。

基本仕様決定に伴い、スポーツモータサイクルカテゴリの成熟市場である、日、米、欧など他地域での「リーズナブルな売価と高品質を武器としたエントリーフルカウルスポーツ」として市場成立性を精査した。その結果、エントリー市場開拓のポテンシャルがあると判断され、市場投入が決定された。最終的には「Sports quarter for one world」を機種コンセプトとして掲げ、全世界の市場に向けた開発が始まった。

3. パッケージデザイン

アジアの小柄なライダーから欧米の大柄なライダーまで受容できるカウリング形状の設定と、軽量、コンパクトで扱いやすく、市街地走行からスポーティーな走行まで、幅広い使い勝手を考慮した最小回転半径を得るためのハンドル切れ角やアップライトなライディングポジションの設定は、「交通環境や体格の違いを問わずモータサイクルの楽しさを体感して欲しい」というチームの想いを実現するために必要不可欠な機能要求を達成するためであった (Fig. 1, 2)。

しかしそれら機能要求を満たすこと、すなわち市街地での使い勝手を考慮したハンドル切れ角や、アップライトなライディングポジションを確保するハンドル形状が、フルカウルスタイリングの要ともいえる重要な要素、特に、アッパカウルの低くならみの利いたプロポーションと、ミドルカウルの前後方向の伸びやかなキャラクターの造形自由度を著しく制約することが予測された。

そこで 3D バーチャルモデルによる形状検討をおこない、基本寸法を割り出した (Fig. 3, 4, 5)。また、それに

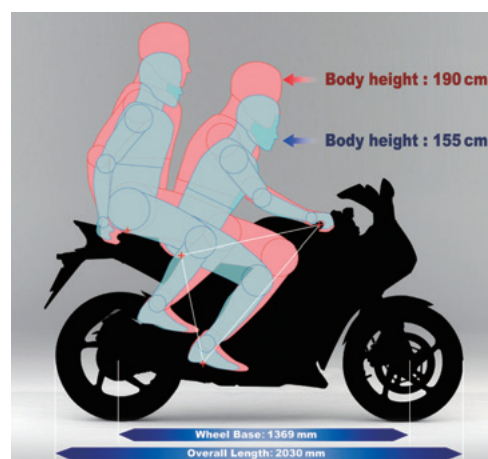


Fig. 1 Riding posture (body height: 155-190 cm)

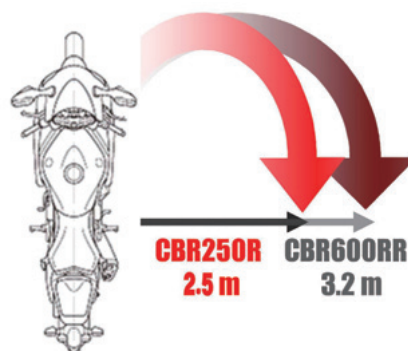


Fig. 2 Minimum turning radius



Fig. 3 3D model: Front quarter view



Fig. 4 3D model: Overhead view



Fig. 5 3D model: Gauges and switches

よってハンドル周辺の補器類やワイヤリングレイアウトと、デザインスケッチのアウトラインの相関関係を早期に整合することも可能とした。

それらシミュレーションを事前におこなうことで、造形する際の制約箇所をあらかじめ認識することを可能とし、スタイリングを検討する上での自由度を増すことができた。

4. スタイリングデザイン

CBR250R は、Honda スポーツモデルのアイデンティティが強く感じられる基本プロポーションと、モダンなスタイリング処理を施すことで、ミドルクラススポーツモデルの指標となるべく、デザイン作業をスタートした。

まず、2002年にデビューしたHRCレーサ、RC211V以来続けてきたスポーツカテゴリスタイリングの基本テーマである「Mass concentrate proportion」(マス集中プロポーション)をメインキーワードと定めた(Fig. 6)。次に、2008年時点で開発をおこなっていたVFR1200F⁽¹⁾、CBR1000RRで用いた「Multiplex structure」(多重的パーツ構成)と「Sculptural surface」(彫刻的面構成)というデザイン手法をサブキーワードとして設定し、スタイリングの検討を開始した。

それぞれのキーワードが示す具体的デザイン手法を以下に述べる。

Mass concentrate proportion: エンジンなどの重量物とそれらを覆う外装部品を車体中心にレイアウトし、全体のプロポーションをコンパクトにまとめるデザイン手法。

Multiplex structure: 各部カウリングパーツの持つ、走行風の防風、整流、排熱といった機能部分を、それぞれ別部品として形状表現し、重ね合わせて全体を構築することで機能性向上を図ると共に視覚的新規性を持たせるデザイン手法。

Sculptural surface: 大きな塊から抑揚や彫りの深さを強調した大胆な面形状を削り出して造形していく手法。

4.1. スタイリングコンセプトの深堀りと各国研究所デザイナーとのスケッチコラボレーション

前述のように、市場によって位置づけが大きく異なっ

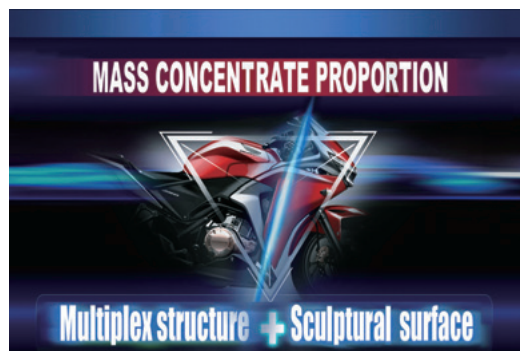


Fig. 6 Styling concept

ている本モデルのスケッチを展開するにあたり、スポーツモータサイクルのトップエンドモデルとしての「VFRのような高級感、ステイタス性」と、スーパースポーツモデルとしての「CBRシリーズの末弟、エントリスポートイメージ」のどちらの方向性を重視して進めるか、デザインチーム内でも意見が分かれた(Fig. 7, 8)。

モータサイクルは、高速での長距離移動や、サーキット走行を意識したものなど、使用目的や楽しみ方に準じて車体サイズや外観デザインが大きく異なっている。前述のVFR1200Fは、長距離を速く、疲労を少なく快適に移動するための大きなカウリングや、大人の持ち物としての質感を持たせた方向にデザインされている。

一方、CBR1000RRは主にスポーツ走行を一人で楽しむために、軽量、コンパクトさを追及し、車体中心への凝縮感やシンプルさを表現する方向にデザインされている。

本モデルにおいては、VFR1200Fの持つ抑揚があり存在感のある面表現やカラーリングが生み出す高級感やステイタス性など、所有欲を満足させる視覚的要素が、アジア、インド市場におけるトップエンドモデルとして必要な要素であると考えた。

一方、CBRシリーズ末弟としての役割も受け持つ汎用性の高いエントリスポートモデルであることから、スタイリングの基本となるプロポーションを、メインキーワードでもある「Mass concentrate proportion」、すなわち車体中心への凝縮感とし、スーパースポーツらしいシンプルで潔い造形を守ることとした。



Fig. 7 2010 VFR1200F



Fig. 8 2010 CBR1000RR

「抑揚があり存在感のある面表現」と、「シンプルで潔い造形」という、一見テーマの違う二つの相反するスタイリング要素を融合し、最適解を導くことが、造形上の最大の課題と位置づけた。

デザインチームは前述の課題解決に向けて日、欧、アジア各研究所のデザイナを招集、スケッチを展開させた。

上述の課題に対し、文化的背景の違う各国のデザイナが、各々の考えをスケッチに表現しぶつけ合うことでスタイリング表現の幅を広げると共に、上位機種のイメージを受け継ぎながらも独自性を創出しようと試みた。

最終選考に残った欧州案 (Fig. 9) と日本案 (Fig. 10) は、CBR シリーズの持つ車体中心への凝縮感を表現しながら、アッパ、ミドル、ロアカウルの各機能部分を各々独立した要素に分断し、視覚的な新しさと共にスポーツバイクらしい軽快感を表現しており、この2案をベースとして、最終スケッチに移行した。

4.2. 最終スケッチ展開

最終スケッチでは、前述のスケッチに不足した高級感やステイタス性を意識し、面の抑揚と張り、鋭く硬質な形状と柔らかな形状を連続させて変化させることで、フォルム全体に緊張感と変化を表現している。

ライダーが触れるタンクからミドルカウルへつながる面を有機的で抑揚のある連続面で構成したのに対し、走行風を整流するフロントカウルからミドルカウルには、シンプルで大きな面を大胆にあしらった。このキャラクタの違う面を使い分け、一つのモデルとして融合させたことが、本モ

デルにおける造形上の大きな特徴となっている。

また、高熱を発するエンジン、エキゾーストパイプを覆うアンダカウル、マフラカバーを連続的につなぐことで、エンジン周りの冷却に寄与すると共に、硬質でメカニカルな面で構成することで、あたかもエンジン部品の一部のような表現を施し、車体全体の軽快感を向上させた。

これらにより、所有の喜びを満たす高級感と、スポーツモデルとしての軽快さを一つのフォルムにまとめあげた (Fig. 11, 12)。

4.3. 各部機能パーツ

4.3.1. エンジンデザイン

新世代の環境、動力性能を備えた 250 cm³ 水冷 DOHC 単気筒エンジンは、虚飾を廃したシンプルなサイドビューと、コンパクトながら力強いヘッドまわりの造形を組み合わせた。

さらに、ブラックメタリックの塗装によって、機能美を感じる精悍な外観を強調している (Fig. 13)。

4.3.2. メータデザイン

メータやインジケータ周りのデザインは、インストルメントパネルの中央にアナログタコメータを配し、イグニッションのオンと共にフルスケールまで針を回転 (スイープ) させ、その針の下降にあわせながら液晶のスピード表示がカウントダウンし、各メータに異常がないかを確認できるものとするなど、スポーティーかつ機能的なものとしている。



Fig. 9 Concept sketch from Honda R&D Europe



Fig. 11 Final sketch: side view



Fig. 10 Concept sketch from Honda Motorcycle R&D Center Japan



Fig. 12 Final sketch: front view and rear view

また、機能的でモダンな表情を持たせるために、液晶表示部やインジケータ周りに幾何学的でメカニカルな造形のシルバーのガーニッシュを配し、ブルーの液晶バックライトで演出を施した (Fig. 14)。

4.3.3. ヘッドライトデザイン

スポーティーさと独自の表情を表現するために、メインリフレクタとポジションライトを一体化しY字型に配置することで、正面ビューの特徴とした。

また、スクリーンからスラントした面は、下方であごを引くように車体後方に追い込むことでフロント周りの視覚的な重さを回避している。

さらに、ポジションライトを覆うインナーレンズは灯体全体のY字キャラクタを強調し、メカニカルで精度の高い高級感も同時に表現した (Fig. 15, 16)。



Fig. 16 Front quarter view

5. カラーリングデザイン

CBR250R は外装部品の構成を工夫し、カラーリングで大きくイメージが変わる二つのバリエーションの設定を可能とし、幅広い地域のカラーリング嗜好性に対応できる仕様とした。モータサイクルには特徴的な塗装パターンのあるモデルが多いため、カラーリングによる差別化の効果は大きい。

Fig. 17 に示す例では、全体的なフォルムはシンプルな構成としながらも、シックなモノトーンカラーで塗装することによって、タンクからミドルカウルの有機的で抑揚のある連続面を強調した。これにより、アジア、インド地域に主眼を置いた VFR イメージを引き継ぐ、高級感、ステイタス性を表現したモデルとした。また Fig. 18 では、明るくス



Fig. 13 Engine sketch



Fig. 14 Meter view sketch



Fig. 15 Front view



Fig. 17 Monotone color



Fig. 18 Tricolor

スポーティーなトリコロールカラーの塗色と、CBR シリーズ直系のイメージを引き継いだシャープな形状のウイングパターンストライプを組合せた。これにより、日、米、欧地域が求める、シンプルで軽快なスポーツモデルを表現した。

6. まとめ

CBR250R 開発における、アジア、インド地域のフラッグシップスポーツと、日、米、欧地域のエントリースポーツの、市場背景の全く異なる地域のニーズを、一つのスタイリングにまとめるというデザイン上の課題に対し、以下の手法をもって解決した。

- (1) パッケージデザインにおいては、3D バーチャルモデルなどを活用し、アップライトなライディングポジションと、低く睨みの効いたフルカウル外観を両立させ、交通環境や体格の違いを問わず、モータサイクルの楽しさを体感できることを実現した。
- (2) スタイリングデザインにおいては、「抑揚があり存在感のある面表現」と、「シンプルで潔い造形」という一見相反する二つのスタイリング要素を融合し、所有の喜びを満たす高級感と、スポーツモデルとしての軽快さを一つのフォルムにまとめあげた。
- (3) カラーリングデザインにおいては、外装部品の構成を工夫し、高級感を強調するモノトーンカラーと、シャープで軽快なスポーティーカラーの2バリエーションの設定を可能とすることで、幅広い地域のカラーリング嗜好性に対応できる仕様とした。

これらデザイン展開を通じて、「所有の喜びを満たす、スポーティーなフルカウル外観」と、「ビギナからベテランライダーまで体感できる操る楽しさ」、「市街地走行からスポーティーな走行まで受容する幅広い使い勝手」という当初の開発目標を達成した。

参考文献

- (1) 岸敏秋:VFR1200F のスタイリングデザイン, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.14-19

■ 著 者 ■



飯田王海

BRIO のデザイン

Styling Design of BRIO

大橋 昭彦*
Akihiko OHHASHI
成田 哲男*
Tetsuo NARITA

田中 幸一*
Koichi TANAKA
鬼塚 真樹*
Maki ONIZUKA

要 旨

これからの時代にふさわしい新しいスモールカーを造りたいという思いから、グランドコンセプトに「MICRO METROPOLITAN JET」をかけた、都市部で使いやすいサイズを保ち、効率を高めながら、際立つ存在感と広い室内空間を兼ね備えた BRIO を開発した。

エクステリアデザインは「Efficient Energetic Exterior」のコンセプトに基づく先進フォルムで存在感を表現した。インテリアデザインにおいては「Efficient, Impressive Interior」をコンセプトとし、爽快かつ高質なインテリアを具現化した。また、それらの特徴をより引き立たせるカラーおよびファブリックを開発した。

ABSTRACT

Wishing to build a new small car suited to the coming age, Honda started with the grand concept of a “Micro Metropolitan Jet” and developed the BRIO. The size of the Brio makes it easy to use in urban areas, makes it is more efficient, and offers a striking appearance and spacious interior.

The exterior design creates a presence with an advanced form based on the “Efficient Energetic Exterior” concept. The interior design concept of “Efficient Impressive Interior,” achieves a refreshing, high-quality ambiance. Furthermore, colors and fabrics were developed to better bring out those characteristics.

1. はじめに

Honda は、アジアで高まるクルマへのニーズに応えるため、1996 年に CITY をアジア市場に向けた専用モデルとして投入した。それから 10 年以上が経過した今、アジア市場も、ユーザの意識も変化し、クルマに対するニーズも多様化した。

そこで今一度、原点に立ち返り、これからの時代にふさわしい、廉価でありながら、環境性能も備えた新しいスモールカーを創りたい、より多くのお客様にクルマを所有する喜びをお届けしたい、このような思いから、今回の開発はスタートした。

開発にあたって、開発スタッフがアジア各国の視察を実施した。各国の交通事情やユーザのライフスタイルなど、さまざまな角度から徹底的に研究していく中で、「存在感があること」、「室内が広いこと」、「燃費が良いこと」、という、三つのテーマを見出した。これらのテーマをふまえ、

街中での移動手段として、最適なパッケージングとクオリティ、そして燃費性能を備えた次世代スモールカーの創造を目指した。

Fig. 1 にそのグランドコンセプトを示す。

著作権上の理由により非表示

Fig. 1 Grand concept

*四輪 R&D センター



Fig. 2 2011 Honda Brio

そのためにまず、コンパクトカーとして定評のある JAZZ⁽¹⁾のプラットフォームを採用した。さらに、取り回しのよさを追求したショートボデーとしながら、細部に至るまで創意工夫を凝らすことによって、ゆとりある室内空間と際立つ存在感を実現した (Fig. 2)。

2. パッケージレイアウト

パッケージレイアウトは、エントリーユーザがメインターゲットとなることや都市部の交通事情を考慮して取り回しのよいショートボデーを前提にしながら、ゆったりとした室内空間を両立させる高効率パッケージを目指した。

JAZZ プラットフォームをベースにショートホイールベース化 2345 mm(=JAZZ マイナス 155 mm)することで最小回転半径を小さくし、JAZZ とのすみわけも考えながら全長を 3610 mm(=JAZZ マイナス 290 mm)のショートボデーとした。

またアジアでは高い全高のスペースを優先としたスモールカーが多い中で、存在感のあるフォルムを実現するために、ローアンドワイドにこだわった。十分な頭上空間を確保した上で全高を 1485 mm(=JAZZ マイナス 40 mm)全幅を 1680 mmとした。インド仕様では悪路対策として地上高を 15 mm 上げ全高 1500 mm とした (Fig. 3)。

限られたボデーサイズの中でいかにゆとりの室内空間を生むことができるかが課題であった。そこで室内全体ではなく、“人が広さを感じやすい所に重点的にゆとりをもたせる”という発想で室内空間を設定した。

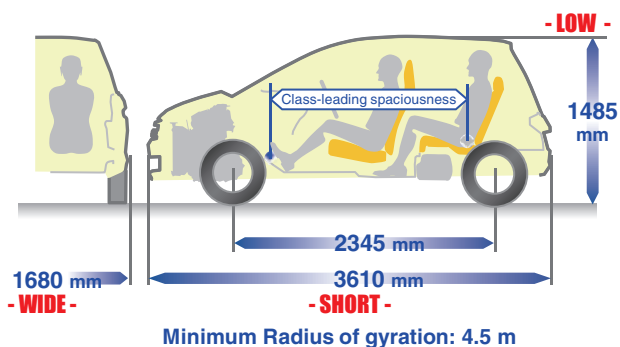


Fig. 3 Package layout

市場調査では、インド人は身長に対して足が長いことがわかった。そこでインストルメントパネルを削りアシスタント席のニークリアランスを拡大 (JAZZ プラス 60 mm)、後席でもフロントシートバックを薄型化して十分なニークリアランスを確保した (Fig. 4)。

また、民族衣装サリー着用の女性の意見から、後席のドア開口の長さが必要とわかったので、前席乗降性に影響がない程度にセンタピラーを前方に移動し後席の乗降性を向上させた。

ショートボデーがもたらす取り回しのよさに加え、良好な視界を実現し安心感を高めた。フロントピラーの断面を細くし、サイドウインドウ下端を下げたことにより、斜め前方視界や側方アンダ視界が広がり、右左折時や狭い路地でも運転しやすい視界を実現した (Fig. 5)。さらに大型ガラスハッチを採用することで、良好な後方視界を確保した。

荷室においては、日常生活で必要十分な容量を確保した。モジュールとしては大型スーツケース (750 × 540 × 280 mm) が一つ収納できる。シートを倒せば折りたたみ自転車も収納可能である (Fig. 6)。またガラスハッチは、

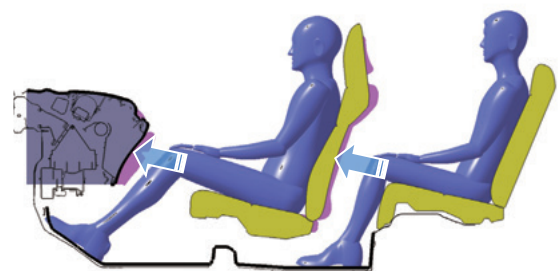


Fig. 4 Interior space

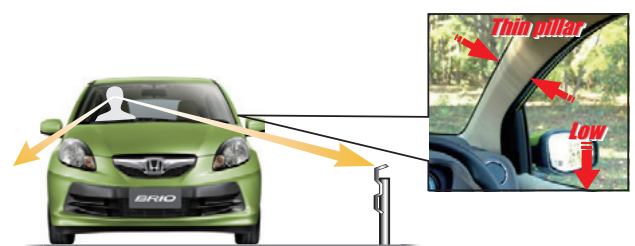


Fig. 5 Good visibility

軽量で開閉がしやすく、荷物の収まりのよさを向上させている。

以上のようなアイデアを取込むことで、ローアンドワイドのショートボデーでありながら、外観からは想像もできないゆとりの室内空間を創造している。



Fig. 6 Luggage compartment

3. エクステリアデザイン

エクステリアは先進フォルムによって存在感を強調する「Efficient Energetic Exterior」をコンセプトとした (Fig. 7)。

Fig. 8 にエクステリアデザインのコンセプトスケッチを示す。

「Double Triangle Form」をテーマに、ローアンドワイド骨格と張り出したフェンダという特徴のなかに、サイド



Fig. 7 Exterior design concept

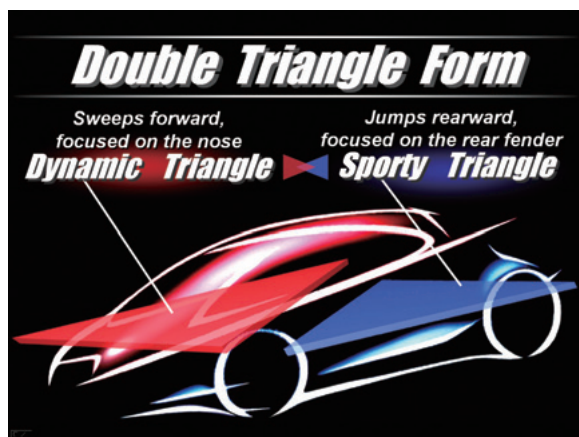


Fig. 8 Exterior design concept sketch

のキャラクタラインを境にして、ダイナミックさとスポーティさを表現した二つのトライアングルを構築した。それを端的に表したのがサイドビューである。

フロントノーズを基点に前進するかのような勢いのある塊「Dynamic Triangle」と、リヤフェンダを基点に後ろへ蹴り出すかのような塊「Sporty Triangle」、この上下の二つの塊を前後にずらすことで、きびきびと元気に走りそうな躍動感あふれるサイドビューを生み出した。また、二つの三角形を結びつける面構成も、有機的で筋肉質な面質とし、存在感を向上させている。

Fig. 9 にエクステリアのファイナルレンダリングを示す。

フロントビューではワイド感と安定感のある走りを感じさせるデザインを目指した。そのために、短いながらもしっかりと厚みのある力強いフロントマスクから、さらにフェンダを張り出させ、ダイナミックさを表現した。

ヘッドライトは大径シリンダデザインとし、明るく若々しい表情を演出している。フロントバンパも開口を拡大することによりワイド感とスタンスの良さを強調した。さらにフロントグリルにおいても、ボデーと合わせた抑揚のある面構成と、質感の高いクロームメッキを採用することで、高質感と存在感を際立たせた。

リヤビューでは、テールランプの赤丸レンズを極力外側に配置することで、ワイド感を強調した。さらにアウトレンズ外側の形状にエッジをもたせることと共に、ボデーサイド面の空気の流れを最適化することで、空力性能向上にも寄与させた。またガラスハッチの持つ操作感の軽さや、視界の良さといった使いやすさを活かすために、ガラスエリアを最大限確保した。その上で、カットオフして塊を切り落としたような造形とすることで、ワイドでありながら先進感と高い空力性能を感じさせるリヤビューとした (Fig. 10)。



Fig. 9 Final rendering

ドアミラーは、前後方向を長くすることで前進感を表現した。

表面はボデーと統一感を持たせた、鋭くエッジのある造形とすることで、シャープさとスピード感を演出した。

また、風洞テストを繰り返しながらデザインを磨き上げることで、空力に寄与する機能性と外観商品性を両立させた (Fig. 11)。

Fig. 12 にエンブレムデザインを示す。

キャラクタラインは矢印で示すように動きのある大胆な

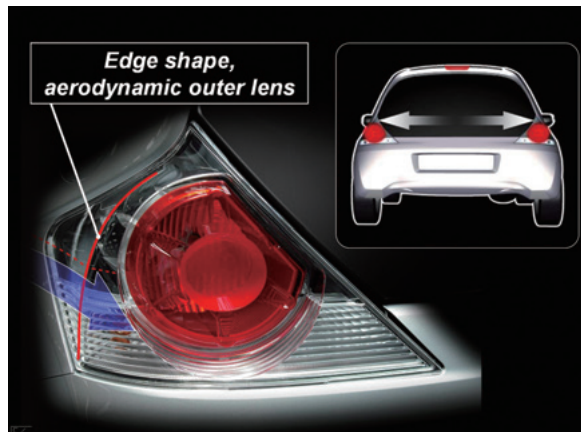


Fig. 10 Tail light

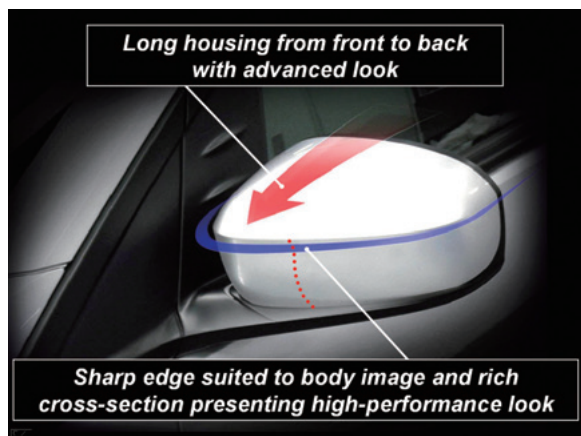


Fig. 11 Door mirror

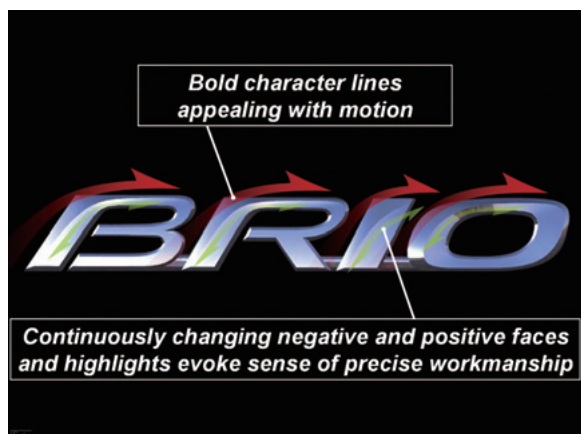


Fig. 12 Emblem design

書体を使った。表面処理はクロームメッキ仕上げとするとともに、ボデーと統一性を持たせたポジ面とネガ面を持つ抑揚のある面構成とし、光を受けることで、キラキラと輝く工夫を凝らした。

4. インテリアデザイン

インテリアデザインは乗る人の心地よさと高い満足度を追及した「Efficient, Impressive Interior」をコンセプトに開発した。コンパクトなボデーに広い空間を目指したパッケージの魅力を最大限引き出し無駄な部分を削り落としコクピット周りに機能的な価値を凝縮した (Fig. 13)。

使い勝手や収納などの機能を損なわず広さのために削り落とせるところは削り、見た目以上の広さを目指しつつ軽量化のため、設計者と共にインストルメントパネル内部の構造部材のシンプル化や部品点数削減などをおこなった。これはインドのお客様に足の長い方々が多く、日本の軽自動車をベースにしていた他社の旧世代のスモールカーの膝周りの狭さに対する不満が多く聞こえてきたため、それを解消したいという思いからである。

また、お客様の思いとして車を所有する喜びを得たいということがあった。そこでクルマを自ら操ることにより高い満足感を感じていただくためにコクピット周りに機能的な価値を凝縮した (Fig. 14)。

リング発光により昼夜ともに独立3眼の立体感を強調



Fig.13 Interior design concept



Fig. 14 Final rendering

したメータをはじめ、センタパネルの曲面に合わせた一体感と高質感のあるピアノブラック調処理で先進感を表した BRIO 専用となる 2 DIN サイズの USB オーディオを設定した (Fig. 15)。

フロントシートはしっかりとしたホールド性を持ったヘッドレスト一体型とし、さらにリヤ席乗員のニークリアランスを確保するためにシートバックを薄型化しスポーティなデザインとした。クッション部分においてはフロント、リヤシートともに厚くし上質な座り心地を実現した (Fig. 16)。



Fig. 15 Drivers cockpit



Fig. 16 Seat design

5. カラーおよびファブリックデザイン

5.1. エクステリア

キャラクタカラーはボデーサイズが小さくても他に埋もれない、誇れる存在感の表現を目指した。

「Energetic Vivid Color」をテーマに、シャープに輝くハイライトと澄んだ鮮やかさでインパクトある高彩度カラーとした。

仕向け地により 2 色のキャラクタカラーを設定した (Fig. 17)。

強くこだわったのは小さいボデーでも存在感を主張する高い彩度感を表現することである。通常メタリック質感のカラーは光の当たりにくいシェード部で彩度が低くなる傾向にあるため、シェード部での高い彩度感をキープする塗料開発をおこなった。

タイ向けの Fresh Lime Metallic は若葉の瑞々しさをイメージした透明感溢れるライムグリーンとした。

高輝度アルミフレイクで豊かなハイライトを表現した。有機イエロー顔料と酸化チタンで透明感ある鮮やかさとシェードの色だまり感を表現した。ハイライトからシェードにかけイエローからグリーンにカラーシフトする特徴を持つ。

インド向けの Energetic Blue Metallic は澄み渡った空をイメージした高彩度ブルーとした。

高輝度アルミと超高彩度ブルー顔料の組み合わせでハイライトの輝度とソリッドカラー並の高い彩度を両立させた。

鮮やかなブルーの中に爽やかなシルバーハイライトが通る特徴を持つ。

ホワイト、シルバー、ブラックといった人気のあるベーシックカラー (既存色) と仕向け地の嗜好に合わせた色を加えた幅広いカラーラインナップとした (Fig. 18)。

5.2. インテリア

インテリアカラーは誇れる上質さと優れた使い勝手を表現した。

「Efficient, Proud Coordinate」をテーマに、上質なベージュを基調とした爽快で豊かなコーディネートとなっている。ブラックとベージュの 2 トーンのインストルメントパ

著作権上の理由により非表示

Fig. 17 Exterior character color

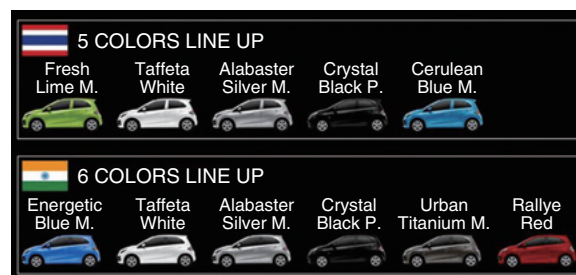


Fig. 18 Exterior color lineup

ネル、ポイント部にはブラウンカラーと楊流調シボを組み合わせ華やかに彩った (Fig. 19)。

シート表皮はカーボクロスをイメージしたスポーティなチェックパターンを採用した。仕向け地やグレードによりモノトーンタイプと、よりスポーティな2トーンタイプが用意されている (Fig. 20)。

最も生産効率の高い織り方を検討し、ドビー織機で高速に織れるシンプルなパターンとした。一部に生地色の糸を効果的に使用し染色工程の低減を図った。この結果、コストを大幅に抑えつつ、スポーティで丈夫な高質表皮を作ることを可能にした。

またサラッとした気持ちよい肌触りで、付着した埃やペットの毛も簡単に除去でき使い勝手にも優れる (Fig. 21)。サリーを着用した女性が多いインドでは、サリーが引っかかりにくく乗降性向上に寄与する。



Fig. 19 Interior color coordinate



Fig. 20 Seat fabric (1)

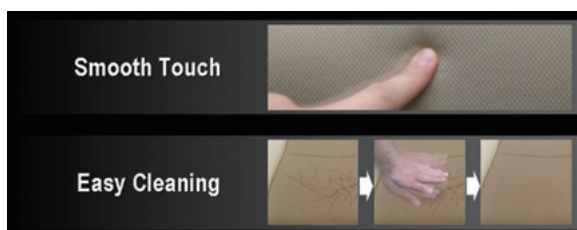


Fig. 21 Seat fabric (2)

6. まとめ

我々は、「Efficient Energetic Exterior」と「Efficient, Impressive Interior」をコンセプトに開発をおこなった。その結果、所有する人の心を満たす、存在感と先進感あふれる価値をこの車に凝縮することができた。

さらにボデー全身にわたり空力にこだわり、燃費性能を高め、街中での使いやすさ、運転しやすさについても優れたスモールカーを完成させた。

車名の BRIO は「元気な」という意味のイタリア語を語源としている。BRIO が、お客様に受け入れられ、車をもつことによる楽しさや元気といったものが、一人でも多くのお客様に広がってくれることを期待している。

参考文献

- (1) <http://world.honda.com/Fit-Jazz/>

■ 著 者 ■



大橋 昭彦



田中 幸一



成田 哲男



鬼塚 真樹

ビジネス用電動二輪車 EV-neo の開発

Development of EV-neo, Electrical Motorcycle for Business Applications

長 敏 之*
Toshiyuki CHO

本 田 幸一郎*
Koichiro HONDA

味 村 政 秀*
Masahide MIMURA

要 旨

ABSTRACT

近年、地球環境問題への対応として CO₂ 排出量削減に向けた取り組みが加速する中で、電気自動車 (EV) への期待が高まっている。しかし、一般に EV は十分な航続距離を実現するとバッテリー搭載量が多くなり、重くて高価なものになってしまう。こうした状況を踏まえ、今回、バッテリー搭載量を最小限とし、ビジネス用途を満足する電動二輪車 EV-neo を開発した。

まず、ビジネス用途における使い勝手の調査をおこない、走行および稼働パターンの分類および目標とする性能を設定した。

ビジネス用途での目標性能を達成するために、最小限のバッテリー搭載と一体型パワーユニット構造による軽量、コンパクトな設計とした。モータ効率は実用域全域で 75% 以上とし、必要な動力性能である一人乗り +30 kg 積載時の 12 度登坂発進性能を有しながら、航続距離 34 km (30 km/h 定地走行時) を実現した。

また、実用に耐える耐水性能とバッテリー冷却性能の両立を実現したリチウムイオンバッテリーのパック構造およびバッテリー監視システムによる充放電制御をおこなうことにより、ビジネス用途に必要な外気温 -10℃ から 35℃ での使用を可能とした。

上記に加えて、さまざまなビジネスユーザに対応できるように、バッテリー容量 0% から 80% までも 20 分で充電できる急速充電器およびコンパクトでユーティリティボックスに収納可能な普通充電器を開発した。

The acceleration of attempts to reduce CO₂ emissions in recent years in order to deal with global environmental issues has heightened expectations for the electric vehicle (EV). In general, however, an EV needs to be loaded with a larger amount of battery to realize sufficient range. This ends up making the EV heavier and more costly. Taking these circumstances into consideration, EV-neo was developed as an electric motorcycle that satisfied the requirements for business applications while keeping the amount of loaded battery minimum.

A study of usability in business applications was first conducted. Classification of travel and operation patterns as well as objectives for performance were set.

In order to achieve the performance objectives for business applications, the EV was designed to be light in weight and compact by keeping the on-board batteries to the minimum necessary and having a power unit with an integrated configuration. The electric motor was made to be at least 75% efficient throughout the practical operating range. The vehicle was given the required driving performance defined as 12-degree hill-climbing departure performance when carrying one person and a load of 30 kg, and it also realized a range of 34 km (traveling at 30 km/h on level ground).

The package configuration of lithium-ion batteries was designed to realize both of battery cooling performance and waterproof performance to stand up to actual use. A battery monitoring system was also included for control of charging and discharging. These features enable use of the vehicle in ambient temperature requirement range from -10°C to 35°C for business applications.

Furthermore, the quick charger capable of charging a battery from 0% to 80% of capacity in 20 minutes, in addition to a standard charger compact enough to be stored in the utility box, was developed to support various business users.

1. まえがき

近年、環境負荷低減に対して、さまざまな分野で取り組みがおこなわれている。二輪車においても走行時 CO₂ 排出量がゼロである電動化への期待が高まっている。しかし、現

状の課題は、十分な航続距離を実現するとバッテリー搭載量が多くなり、重くて高価なものになってしまうことである。

この課題を踏まえ、バッテリー搭載量が最小となるシステム構成をその最適利用形態と合わせて検討した。その結果、一回の航続距離がある程度限定され、また、充電時間

*二輪 R&D センター



Fig. 1 External view of EV-neo

の確保が期待できる配達業務に代表されるビジネス用途に可能性があることがわかった。

本稿では、これらの検討結果を踏まえて開発された電動二輪車 EV-neo への採用技術を紹介する。Fig. 1 にその外観を示す。

2. ビジネス用途の概要

2.1. ビジネス用途の分類

商品デリバリーに二輪車を使用しているピザ宅配や新聞配達などの業者について、一配達あたりの走行距離、配達間の待機時間等のビジネス用途における使われ方について調査をおこなった。それに基づき、走行パターンと稼働パターンによる分類をおこなった結果、Fig. 2 に示す二つのタイプに分類することができた。

まずタイプ1としては、「短距離往復配達型」と呼ばれる形態の走行パターンであり、これはピザ宅配などに代表される走行パターンで、店舗や会社から近隣への配達で、短距離主体の走行である。この走行パターンには、その配達ごとに店舗や会社に戻って来るといった特徴がある。またその稼働パターンには、配達と配達の間充電が可能な時間があるという特徴がある。

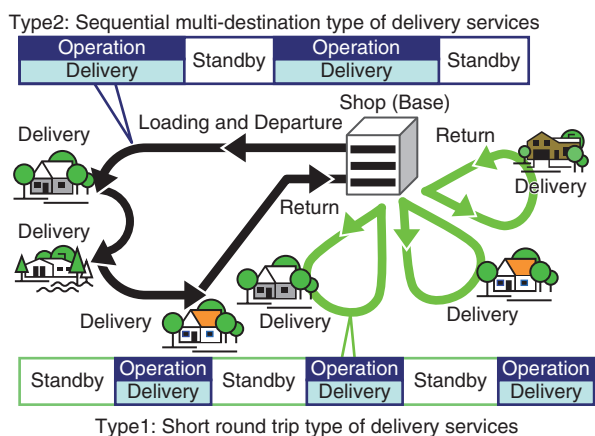


Fig. 2 Classification by operation patterns and travel cycles

次にタイプ2は、「小口配達型」と呼ばれる形態の走行パターンである。このタイプは、新聞配達などに代表される走行パターンで、決められた複数の配達先を巡回後に店舗や会社に戻るため、走行距離があらかじめ想定できる走行パターンである。その稼働パターンは、巡回後、次の稼働までに4時間以上の間隔があるという特徴を持っている。

いずれのタイプでも、店舗や会社を基地と考えると充電をおこなう場所が特定される使われ方である⁽¹⁾。

2.2. ビジネス用途の性能目標

走行モードを収録したデータや、使われかたについての調査結果より、ビジネス用途の電動二輪車として、以下の性能目標を設定した。

(1) 航続距離

必要とされる航続距離を見きわめることは、最小のバッテリー量でシステムを構成する上で、非常に重要なことである。前述2タイプのユーザの、1回の出動時走行距離データより、Fig. 3 および Fig. 4 に示す走行距離分布を得ることができた。

各タイプの走行距離分布より、いずれのタイプの場合で

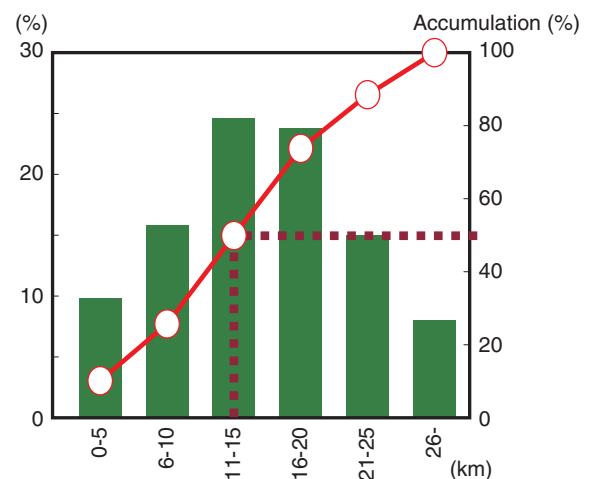


Fig. 3 Distance traveled per one operation in type 1

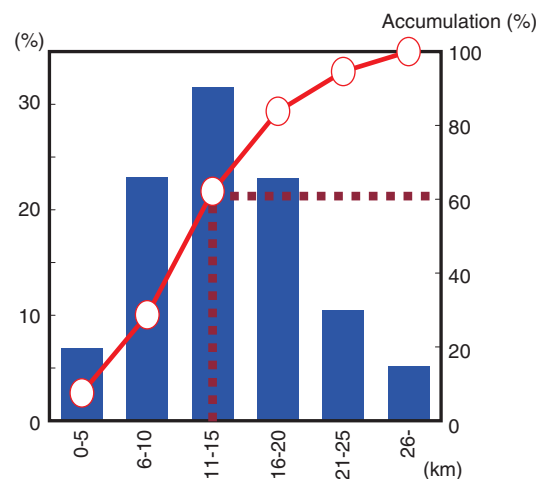


Fig. 4 Distance traveled per one operation in type 2

も、一充電あたり 15 km 以上の航続距離を満たすことができれば、本開発の目標であるビジネス用途で使用するユーザの過半数をカバーすることができると考えた。

また、発進・停止の頻度が多く、航続距離が短くなる「小口配達型」タイプのユーザの走行データより電力消費率を算出した結果、30 km/h 定地走行時の電力消費率に対して約二倍となることがわかった。これらにより航続距離の目標を、30 km/h 定地走行にて 30 km 以上とした。

(2) 動力性能

前述のユーザの走行データより、ビジネス用途においては発進・停止の頻度が多く、坂道での途中発進が使い勝手上重要であることがわかった。よって本開発では、原付一種の法規上最大である 30 kg 積載時に、同クラスのガソリンエンジン車同等の 12 度登坂発進が可能なることを動力性能の目標とした。

(3) 耐環境性

朝晩や夏冬の温度変化や天候に影響されずに使用できるように、耐環境性の目標は、外気温 -10℃ から 35℃ での使用が可能なること、かつ水たまり走行や雨中走行が可能なることとした。

(4) 充電時間

前述の稼働パターンより、「短距離往復配達型」タイプは配達と配達の間継ぎ足し充電をすることで、一充電あたりの航続距離による用途以上に活用の範囲を上げられると考え、配達間の待機時間で充電が可能となるように、バッテリー容量 0% から 80% までを 20 分で充電できることを充電時間の目標とした。

3. ビジネス用電動二輪車の概要

3.1. 主要諸元

EV-neo の主要諸元を Table 1 に示す。寸法 (全長×全幅×全高) は 1.830 × 0.696 × 1.605 (m)、車両質量は 106 kg であり、従来のビジネス用途ガソリンエンジン車と同等とした。バッテリーの公称電圧は 72 V、公称容量は 12.6 Ah とした。また、モータの定格出力は 0.58 kW、最高出力は 2.8 kW とした。

3.2. 完成車レイアウト

EV-neo の開発コンセプトは「タフで使えるビジネス EV」とし、航続距離や動力性能に加え、レイアウトにおいても、ビジネス二輪車としての使いやすさを追求した。Fig. 5 に主要部品の取り付けレイアウトを示す。

積載時でも安定した走行ができるよう、最も質量が重い部品であるバッテリーパックをフロア下に搭載し、完成車重心を下げる効果を持たせた。その結果、積載時の重心高さは、同サイズのガソリンエンジン車と比較して、約 6% 低くすることができた。

Table 1 Specifications of EV-neo

Dimensions L x W x H (m)		1.830 × 0.695 × 1.065
Wheelbase (m)		1.25
Ground clearance (m)		0.120
Seat height (m)		0.756
Rear deck height (m)		0.630
Vehicle curb mass (kg)		106
Rated power (kW)		0.58
Maximum power (kW/rpm)		2.8/5000
Maximum torque (Nm/rpm)		11/2000
Cruising range at 30 km/h (km)		34
Main battery	Type	Lithium ion
	Battery (V)/(Ah)	72 V/12.6 Ah
Tire size	Front	90/90-12 44J
	Rear	100/80-12 56J

また、駆動ユニットはバッテリーパック後方に配置し、パワードライブユニット (PDU)、モータ、自動遠心クラッチ、減速ギヤを一体化し、エネルギー効率の向上およびコンパクト化をおこなった。

ビジネス用途の場合、充電をおこなう場所は特定されるため、車両の軽量化を考慮して充電器は非車載とした。Fig. 6 に示すように、急速充電器・普通充電器の二種類の充電器を開発し、業態による車両の稼働パターンの違いや、複数の車両で一台の充電器を共有すること、またそれらの組み合わせでの使用などユーザ用途に合わせて、充電器の種類と数を選択可能とした。

充電する際のインターフェースとなる充電コネクタは、ユーザが車両から乗降する際に立つことが多い車体左側面に配置し、二輪車の車体サイズに見合う小型なものを開発した。また、コネクタが収まる部位のリッドにはロック機構を設け、そのロック開閉部は鍵のかかるユーティリティボックス内とし、いたづらを抑止する安心設計とした。Fig. 7 にコネクタ部構成を示す。

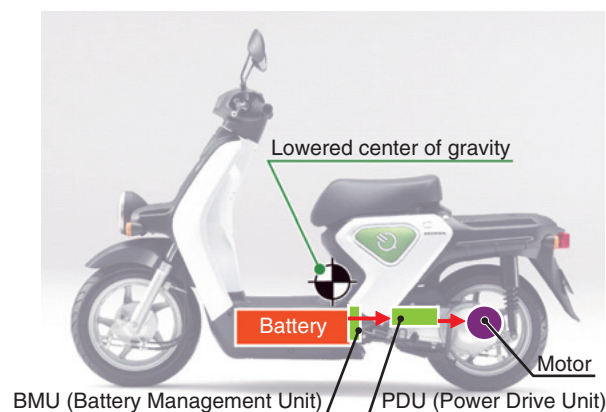


Fig. 5 Layout of components

車体のハンドル中央部には Fig. 8 に示すメータをレイアウトした。メータ部には、デジタル速度計とともに、バッテリーの残量をリニアに表示する 5 セグメントのバッテリー残量表示灯を設けた。さらに、バッテリー残量が残り 10% となった場合には、1 セグメントを点滅させると同時にブザーを鳴らし、視覚と聴覚によりユーザの認知を促す。また、後述する出力制限時にはメータ内に配置した出力制限状態表示灯を点灯させ、ユーザに知らせる。

3.3. システム概要

システムのブロック図を Fig. 9 に示す。従来のガソリンエンジン車に乗り慣れた人でも戸惑うことがないように、基本操作はガソリンエンジン車と同一となるようにシステムを構成した。メインスイッチを ON にするとサブバッテリーの電圧が PDU に印加され、システムが起動する。PDU からの信号でダウンレギュレータが動作し、各電装品に 12 V 系電源の供給をおこなう。これにより、灯火器類やメータ



Fig. 6 External view of chargers (standard type and quick type)



Fig. 7 Charging connector and lock of charging receptacle lid

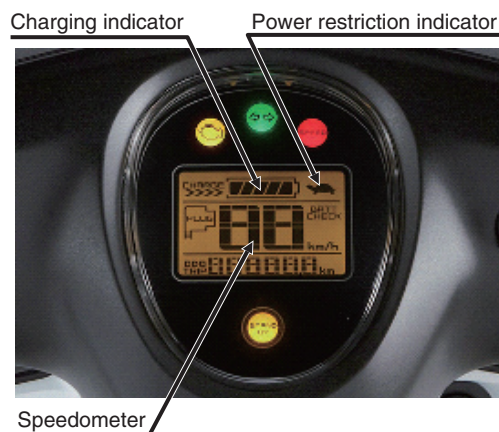


Fig. 8 External view of meter

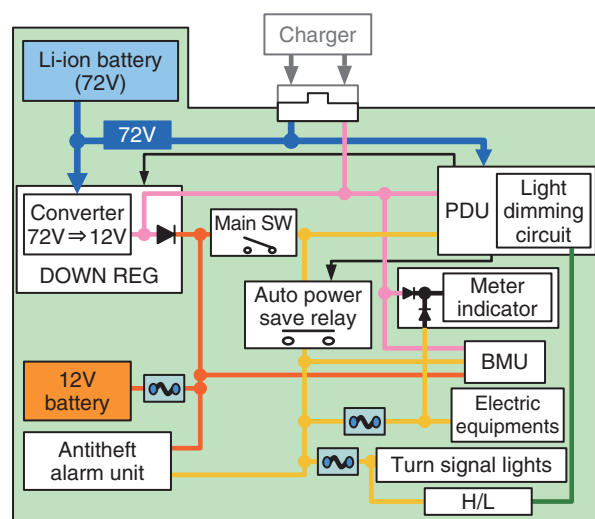


Fig. 9 System diagram

等は従来のガソリンエンジン車用の部品を使用することができる。スロットルグリップ操作によるライダーの意思をアクセラレータポジションセンサ (APS) が電圧信号に変換し PDU に出力する。バッテリーパックに一体に配置されたバッテリーマネジメントユニット (BMU) は、バッテリー電圧・電流・温度等のバッテリー情報を Controller Area Network (CAN) 通信にて PDU に伝える。PDU は APS 信号とモータ回転数およびバッテリー情報より最適なモータ出力を算出し、モータを駆動する。また、PDU は限られたエネルギーを有効に活用するため、車両停止時には Pulse Width Modulation (PWM) 制御により灯火器の減光をおこない、さらに 3 分以上の車両停止時にはオートパワーセーブリレーへの出力を OFF にして、システムを自動で OFF にする。

4. 一体型駆動ユニット

駆動ユニットの設計は、バッテリーからのエネルギーを無駄なく駆動エネルギーに変換することを主眼に置いておこなった。

電力損失を最小化するため、高圧配線の長さを最短にする部品配置とした。バッテリー、PDU、モータを最短距離で結び、バッテリーからモータまでの総高圧配線長を 895 mm とした。

4.1. モータ

一体型駆動ユニットの機構を Fig. 10 に示す。モータはロータを 8 極、ステータを 12 スロットで構成した 3 相ブラシレス方式を採用した。希土類磁石を使用した Interior Permanent Magnet (IPM) 構造とした。減速ギヤを設け高回転型モータとしたことで、ビジネス用途に必要な後輪トルク 150 Nm を、外径 ϕ 149 mm、積厚 35 mm のコンパクトなサイズで実現することができた。

4.2. 自動遠心クラッチ

モータと同軸上に自動遠心クラッチを配置したことで、以下の 2 点の効果を得ることができた。

(1) 車両取り回し荷重の低減

二輪車では乗車での走行以外に、人力による車両の取り回しがおこなわれることが多く、これはビジネス用途においても使い勝手上重要な特性である。自動遠心クラッチを設けることで、人力による車両取り回し時はモータ軸の回転をなくし、従来のガソリンエンジンスクータ同等以下の取り回し荷重とすることができた。

(2) 効率向上

Fig. 11 に本駆動ユニットのモータの効率マップを示す。通常、モータ効率は低回転高トルク領域が低くなるが、自動遠心クラッチのストール回転数を 1900 r/min に設計し、効率が低い領域を使用せずに走行することができるようにした。前述のモータ構造と合わせることで、最高効率は 92.7%、実用域での効率は全域 75% 以上とすることができた。

4.3. モータ制御

PDU は APS 信号とモータ回転数よりトルク指令値を決定し、最も効率が高くなるよう PWM 制御をおこなうための出力 Duty 値と進角値を算出する。進角値は弱め界磁領域を活用する値とすることで、モータ回転領域は 0-9000 r/min

と広範囲な特性とすることができた。これにより変速機を不要とすることができ、変速機効率分の効率向上を実現した。Fig. 12 に同クラスのスクータの変速機効率を示す⁽²⁾。

また、変速機を廃止したことで、ガソリンエンジンスクータのクランク・ドライブプーリーが位置する場所に PDU を配置することが可能となり、シリンダヘッドや吸気系が占めていたスペースを、後述する普通充電器の収納スペースに利用することができた。EV-neo の駆動ユニットと、原付一種スクータ Honda Today の駆動ユニットとのシルエット比較を Fig. 13 に示す。

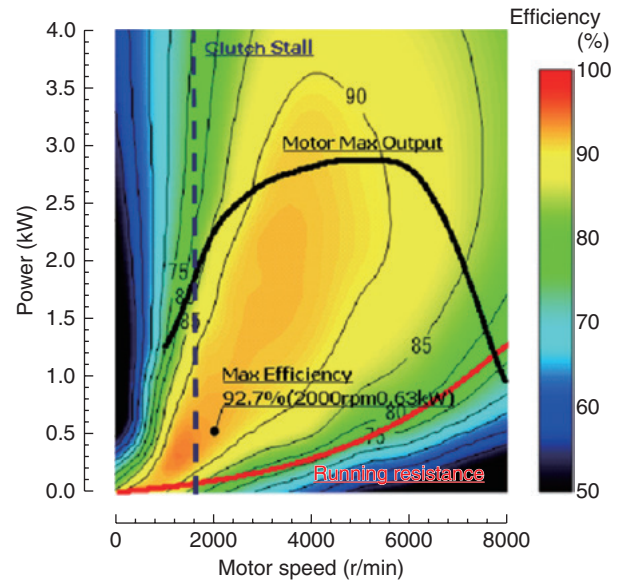


Fig. 11 Power and efficiency of motor

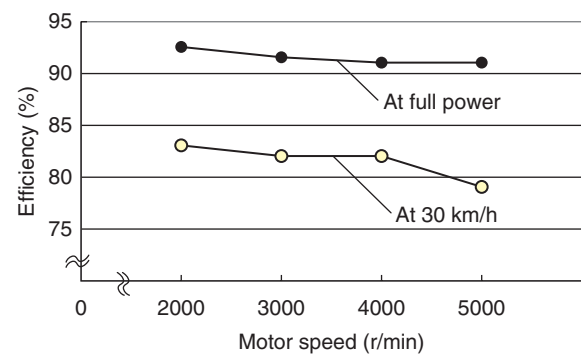


Fig. 12 Belt torque converter efficiency

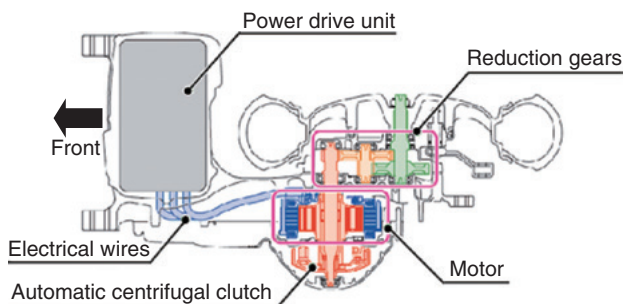


Fig. 10 Layout of drive train unit

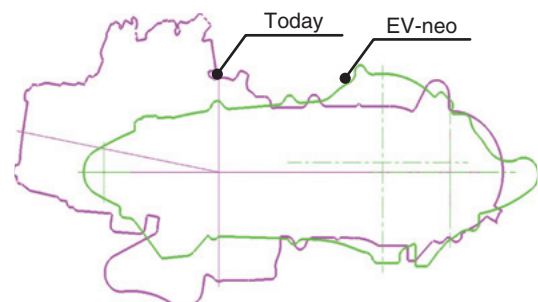


Fig. 13 Comparison of contours

アクセル開度が低い領域では、モータ回転数に応じて再生発電制御をおこない、従来のガソリンエンジン車のエンジンブレーキ同等の制動力を発生させつつ、バッテリーにエネルギーを回収させ、航続距離の向上に寄与させた。

これらの一体型駆動ユニットの構成により、ビジネス用途における目標動力性能である一人乗り +30 kg 積載での 12 度登坂発進性能および 30 km/h 定地走行で、一充電あたりの航続距離 34 km を得ることができた。

5. バッテリー

5.1. バッテリー選定

ビジネス用途での目標性能を満足させるため、バッテリーは、低温での放電容量低下が少なく、充電受け入れ電流が大きい特性を備えた、東芝製のリチウムイオンバッテリー SCiBTM を選定した。公称電圧 2.4 V、公称容量 4.2 Ah の性能を有する単セルを、3 並列 10 直列を一つのモジュールとし、3 モジュール直列にて公称電圧 72 V、公称容量 12.6 Ah のパッケージとした。

5.2. バッテリーパック構造

Fig. 14 にバッテリーパック構造を示す。バッテリーモジュールには、Voltage/Thermal Monitoring Board (VTM 基板) を一体で設け、常にバッテリーの状態についての情報 (電圧・温度) の収集をおこない、その情報はバッテリーパック内に配置された BMU によって監視される。また、バッテリーパック上部には、バッテリー冷却ファンおよび、メインスイッチが OFF 時に高圧回路を遮断する、コンタクトユニットを備えた構造とした。これらの構造にて、ビジネス用途に必要な以下の性能を満たすことができた。

(1) バッテリー冷却性能

リチウムイオンバッテリーは電池温度が高い状態にさらされると容量低下が進行する。ビジネス用途として十分なバッテリー寿命を満足するために、Fig. 15 に示す構造の冷却システムを開発した。バッテリー温度が 42℃ を超えると冷

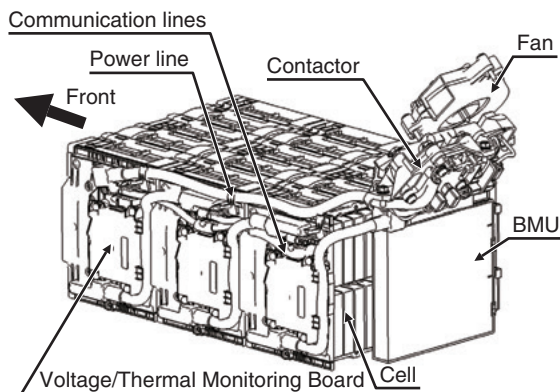


Fig. 14 Battery pack

却ファンが作動し、ハンドル下部に設けた吸気口から、埃等の侵入を防ぐフィルタを通して、バッテリーパック内に外気を送り込む。外気はクリアランスを設けて配置された各セル間を通過してバッテリーパック外へ排出される。これにより外気温 35℃ の環境での坂道連続走行においても最高温度を 55℃ 以下に抑えることができた。

(2) 耐環境性

バッテリーパックは、密封構造となっており、かつ吸気口および排出口も外からの直接被水がないようレイアウトし、水たまり走行や雨中走行に十分耐えられる耐環境性を持たせることができた。

(3) バッテリー出力制限制御

リチウムイオンバッテリーは低温時に内部抵抗が上昇し、放電電流による出力電圧降下が大きくなる特性があり、バッテリー容量がまだ残っているにもかかわらず車両停止となってしまう可能性がある。本システムでは以下に示すバッテリー出力制限制御 (MAP1 から MAP4) (Fig. 16) をおこない、バッテリー容量を有効に使うことができるようにした。

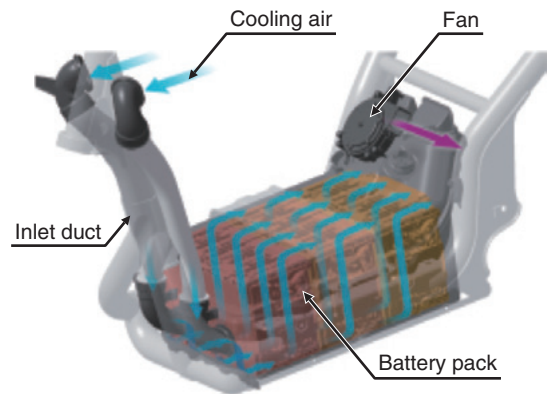


Fig. 15 Battery cooling system

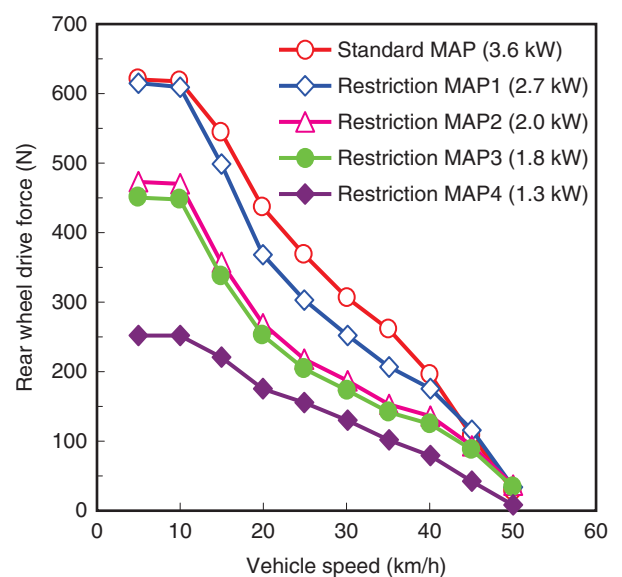


Fig. 16 Characteristics of output power

- ・ PDU は全セル電圧を BMU より受取り、最低電圧値 ≤ 1.95 V となった場合に出力制限 MAP1 に移行する。
- ・ 出力制限 MAP1 での走行時においても再度、最低電圧値 ≤ 1.95 V となった場合は、さらに 1 段階下の出力制限 MAP2 に移行させる。出力制限 MAP は 4 パターン設定されており、徐々に出力が低い MAP への移行をおこなう。
- ・ 走行中のバッテリー温度は放電電流による発熱で上昇するので、それに伴い内部抵抗値も減少するため、車両が停止した際には、標準の出力 MAP へ復帰させる。
- ・ ただし、最も低出力となる最終段の出力制限 MAP4 への移行は、最低電圧値 ≤ 1.90 V となった場合とした。この状態は State of Charge (SOC) が 0% 近傍の状態であると判定し、上位 MAP への復帰はおこなわずに一定時間出力後に出力停止とする。

以上のバッテリーパック構成と出力制限制御により、ビジネス用途の目標性能である -10°C から 35°C での使用が可能なこと、かつ水たまり・雨中走行が可能な耐環境性能を満足させることができた。

6. 充電システム

Fig. 17 に充電およびバッテリー残量管理システムの概略図を示す。充電器の AC プラグを交流商用電源に接続し、充電出力コネクタを車両側コネクタに接続して充電をおこなう。また、BMU の監視下にあるバッテリー情報は、CAN 通信にて PDU へ送られる。PDU は、充電器の制御およびメータ内に配置したバッテリー残量表示灯に出力をおこなう。

6.1. 急速充電器

急速充電器の主要諸元を Table 2 に示す。入力単相 200 V、出力電圧 86 V、出力電流 28.4 A として、バッテリー容量 0% から 80% までは 20 分で充電可能とした。

また、満充電近傍では出力電流を 28.4 A から 3.2 A へ切り替える二段定電流式充電をおこない、確実に満充電状

Table 2 Quick charger specifications

Size	W526 mm × H400 mm × D274 mm
Weight	18.8 kg
Charging time	Approx. 30 min (at ambient temp. of 25°C)
AC power source	Single-phase 200 V
Charging current	1st stage: 28.4 A $\Rightarrow$ 2nd stage: 3.2 A
Input	200 V 2900 VA 50/60 Hz
Output	DC86 V: 14.2 A $\times$ 2 DC14 V: 2 A

態にすることができるようにした。二段定電流式充電における充電時間とバッテリー容量の関係を Fig. 18 に示す。

28.4 A の出力を得るために、出力容量 14.2 A のコンバータ 2 台で構成し、また、各基板・冷却機構の最適配置により、コンパクト化と軽量化を実現し、全幅 526 $\times$ 全高 400 $\times$ 奥行 274 mm、質量 18.8 kg とした。さらに、取手を付属し、移動可能なものとするこで、特別な設置場所を必要としない構成とした。

また、出力コネクタは、Fig. 19 に示すように、充電出力端子を 2 系統持たせる構造とし、充電電流が大きい急速充電器は 2 系統、以下で説明する出力電流が小さい普通充電器は 1 系統を使用する仕様とし、共用可能なものにした。これにより充電器のタイプによらない簡単な使い勝手を実現した。

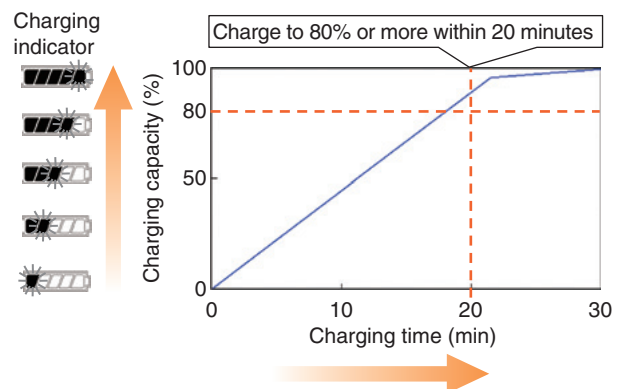


Fig. 18 Quick charge characteristics

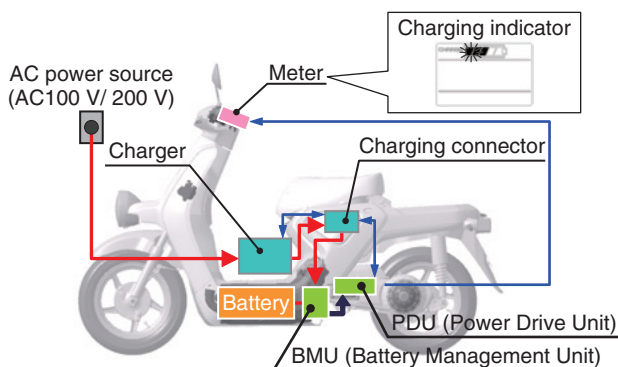


Fig. 17 Schematic drawings of charging system

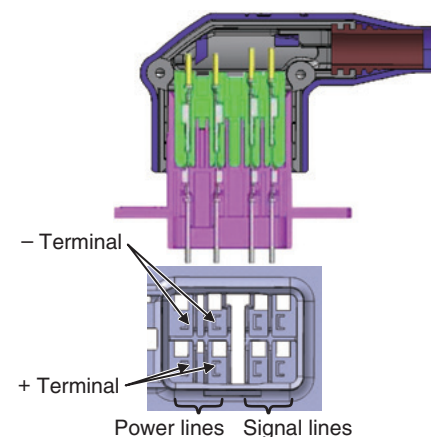


Fig. 19 Charger connector

Table 3 Standard charger specification

Size	W244 mm × H189 mm × D172 mm
Weight	3.2 kg
Charging time	3.5 h (at ambient temp. of 25°C)
AC power source	Single-phase 100 V
Charging current	3.2 A
Input	100 V 275 VA 50/60 Hz
Output	DC86 V: 3.2 A



Fig. 20 Storage of standard charger

6.2. 普通充電器

普通充電器の主要諸元を Table 3 に示す。入力単相 100 V、出力電圧 86 V、出力電流 3.2 A として、バッテリー容量 0% から 100% までを 3.5 時間で充電可能とした。

各基板、冷却機構の最適配置により、全幅 244 × 全高 189 × 奥行 172 mm、質量 3.2 kg と、コンパクトなサイズと軽量化を実現し、Fig. 20 に示すように車両のユーティリティボックス内に収納可能とした。

7. まとめ

ビジネス用途における二輪車の使用形態調査の結果、「短距離往復配達型」と「小口配達型」の 2 タイプに分類でき、その走行パターンや稼働パターンによりビジネス用途を満足する目標性能を設定した。

これにより、最小限のバッテリー搭載量で、上述の目標性能を満足する電動二輪車 EV-neo を開発し、以下の成果を得た。

- (1) 希土類磁石 IPM モータ、自動遠心クラッチ、PDU を一体とした駆動ユニットで、コンパクト化と実用域全域 75% 以上の効率を達成し、一人乗り +30 kg 積載時の登坂発進能力 12 度の動力性能と、30 km/h 定地走行で、一充電あたりの航続距離 34 km を実現した。
- (2) 冷却性能と耐水性を両立したバッテリーパック構造と、バッテリー出力制限制御にて、外気温 -10℃ から 35℃ での使用を可能にするとともに、水たまりおよび雨中

走行可能な、実用に耐えうる耐環境性を実現した。

- (3) 二段階定電流充電方式を採用した急速充電システムにより、バッテリー容量 0% から 80% まで 20 分の急速充電を可能にし、少ないバッテリー搭載量でもビジネス用途を満足する実用性を実現した。

参考文献

- (1) 新村裕幸, 鍋谷真, 長敏之: タフで使えるビジネス向け電動二輪車「EV-neo」の開発, 自動車技術, vol.65, No.3, 2011, p.114-115(2011)
- (2) 中澤祥浩, 熊谷千昭: 実用電気スクーターの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.6, p.17-23

■ 著 者 ■



長 敏 之



本田幸一郎



味村 政 秀

快適装備を備えた中型船外機「BF60」の開発

Development of Midrange Outboard Motor BF60 with Equipment for User Comfort

田 中 充 治*
Mitsuharu TANAKA
坂 田 繁 一*
Shigekazu SAKATA

清 水 則 和*
Norikazu SHIMIZU
安 田 興 次*
Koji YASUDA

山 本 宙*
Hiroshi YAMAMOTO
山 岸 政 彦*
Masahiko YAMAGISHI

要 旨

中型クラスの船外機は、搭載される艇体の種類や使用用途が多岐に渡り、お客様の要望は多様である。新規開発した中型船外機 BF60 では、エンジンの高出力化ならびに水没部の抵抗低減により、同クラス船外機と比較して最高速を 8.6% 向上し、かつリーンバーン制御領域を拡大して同時に -13% の低燃費をも達成した。また、中型船外機で初考案となる大転舵角ステアリングシステムによる取り回し性の向上や、操作性を向上させたマルチファンクションティラハンドルの新設定、大推力を発揮するパワースラストギヤケースの追加設定、NMEA2000 規格準拠による船外機用メータの選択肢拡大などの技術を盛り込み、利便性の高い商品とした。また、ウェッジシェイプデザインの採用により、Honda 汎用デザイン共通のテーマである「機能美」を具現化した。

ABSTRACT

Midrange outboard motors are installed on a variety of different boat types and used for a range of different applications, and customer demands are diverse. The newly developed midrange outboard motor BF60 was given a top speed 8.6% greater than outboard motors of the same class by increasing the engine power output and reducing the drag of the underwater portion of the motor. Fuel economy was also enhanced by 13% by expanding the range of situations where lean-burn control operates. Handling was also enhanced by devising the first wide-angle steering system for a midrange outboard motor, and the product was made highly convenient by incorporating such technologies as the newly configured multi-functional tiller handle with enhanced operability, the configuration with added Power Thrust gear case that yields higher thrust force, and the expanded range of options for attaching outboard motor gauges by complying with the NMEA 2000 standards. The adoption of the Wedge Shape form also gave material form to the concept of beauty, which is a theme common to Honda power products design.

1. はじめに

Honda の中型クラス船外機の新しいラインナップとして、BF75/90⁽¹⁾、BF40/50 に続いて BF60 を開発した。

Fig. 1 に BF60 の外観を示す。

1.1. 中型船外機のさまざまな使われ方

中型クラス船外機に使われ方は、フィッシング等のレジャーユースからレンタルボート、漁業等のコマーシャルユースまで多種多様である。搭載される艇体もアルミ製軽量艇(質量 100 – 500 kg)からポンツーン艇(質量 400 – 1200 kg)と種類が多く、艇体ごとに要求される機能や性能が異なる。以下に主要艇体の特徴を記す。



Fig. 1 External view of BF60

*汎用 R&D センター

1.1.1. アルミフィッシングボート

Fig. 2のアルミフィッシングボートは、主に釣りを目的に湖川で使用される。釣りのタイミングを逃さない迅速なポイント移動や長い航続距離（低燃費）に加え、流し釣りでは微妙な低速コントロールなどが要求される。

また、地域／用途によっては、Fig. 3に示すティラハンドルタイプが使われることもある。ティラハンドルには転舵だけでなく、スロットル、シフトなど艇を操る操作系が集中して配備されている。

1.1.2. リジッドインフレーターボート

Fig. 4に示すリジッドインフレーターボートは、湖川から海といったあらゆるところで、主に走りを楽しむために使われる。船底はV角度が強く付いており高い旋回性能を有している。また、舷がフロートで囲まれているため、静止安定性や復元性が高くダイビングのサポートやレスキューなどに使用されることも多い。高い動力性能と操安性に加え、どの回転領域からでも反応するスロットルのリ



Fig. 2 Aluminum fishing boat



Fig. 3 Tiller handle type



Fig. 4 Rigid inflatable boat

ニアリティを求める声強い。

1.1.3. ポンツーンボート

Fig. 5に示すポンツーンボートは北米ではメジャーな艇体である。フラットなデッキにソファやテーブルが据え付けられており、湖川や波の少ない湾内で使用される。パーティーやスイミングの水上基地、釣りなどの余暇を楽しむことを目的として使用される。観光地でのレンタルボートとしての需要も高く、操船に慣れていないお客様が扱う機会も少なくない。2本または3本の太いアルミチューブを組み合わせた船底を持ち安定性に優れているが、小回りがききにくい面も持っている。

1.2. コンセプト

BF60はコンセプトに「使って楽しい:FUN」「使って得する:ECO」「使いやすい:EASY」の3本柱を掲げ開発した。Honda 船外機の特徴である「走り」「低燃費」といった基本性能をクラストップに仕上げるだけでなく、さまざまな「快適装備」の開発をおこなうことで、お客様の多種多様な使い方においても満足して頂けることを目標とした。また、これらの高い性能を表現する新デザイン「ウェッジシェイプ」の採用によって、プレミアムな中型船外機とすることを目指した。



Fig. 5 Pontoon boat

2. BF60 に採用した技術

BF60の商品力訴求項目は、「走り」「環境性能と低燃費」「快適装備」「デザイン」の4つを柱として検討した。

2.1. 走り

BF60は、エンジンの高出力化だけでなく、ギヤケース・プロペラといった水没部の水中抵抗低減等により、同クラス船外機の中でトップレベルの動力性能を実現した。

スタンダード仕様のコンパクトな新設計ギヤケースは、最高速向上、燃費向上を目指し、水没部の前面投影面積を小さく抑え、さらに流体解析により水流の圧力変化を穏やかにすることで水中抵抗の低減を図った。最高速を最優先に考え、プロペラの推進効率を高めるため、このクラスとしてはやや大きめのギヤレシオ (29:14) を採用した。

その結果、エンジン出力特性と相まって 16 ft のアルミフィッシングボートにおいて、同クラス船外機に対し、8.6% (4.5 km/h) 上回る最高速を達成した。また、急加速時には、燃料噴射量を増量し、ノッキング限界寸前まで進角してトルクを増幅させる「空燃比連動点火時期制御」(Boosted low speed torque システム)を採用し、加速性能を向上させた。

Fig. 6 に流体解析の圧力分布図、Fig. 7 に最高速度、Fig. 8 に加速時間を示す。

また、BF60 は前記スタンダード仕様のギヤケースに加えてパワースラスト仕様のギヤケースも設定した。これは、さまざまな艇体への適合性を向上することを目的としており、次に記すような特徴を持つ。

パワースラスト仕様では、上位機種である BF90 のギヤケースを流用し、大きな直径のプロペラをゆっくり回すことで、排気量を変更することなくプロペラ推力を向上させる仕様とした。また、プロペラの適正な没水深度をとることにより、水面からの空気の巻き込みによる推力の低下を抑えるとともに、水没部の前面投影面積を抑え最高速への

影響にも配慮した。

パワースラスト仕様が搭載されることが多い重量艇にとって、船の行き足 (惰性走行) を止めたり、方向転換したりする際に後進推力が重要な性能となる。そのため BF60 は後進推力を重視し以下のような排気システムを採用した。

通常、船外機は、プロペラの中心から排気ガスを水中に放出することで、前進時の排気効率向上を図っている。しかしながら後進時には、この排気ガスをプロペラに巻き込みやすく、高い後進推力が得られ難い。そのためプロペラ中心の排気口に加え、上方にも排気口を設けることにより、前進時の効率を阻害することなく、後進時のプロペラへの排気の巻き込みを減少させた。

Fig. 9 にギヤケース周りの排気システム図を示す。

その結果、同等排気量の比較機はもちろん、1.3 倍の排気量を持つ比較機をも上回る後進推力を達成した。

Fig. 10 にプロペラ推力の比較を示す。

2.2. 環境性能と低燃費

BF60 は、米国環境保護庁 (EPA) による新排気ガス規制に対応する環境性能の向上と、低燃費化を両立させている。

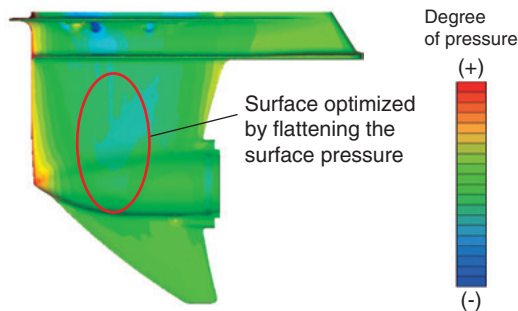


Fig. 6 Pressure distribution on the gear case

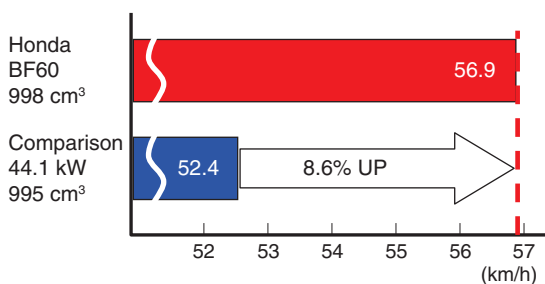


Fig. 7 Maximum speed

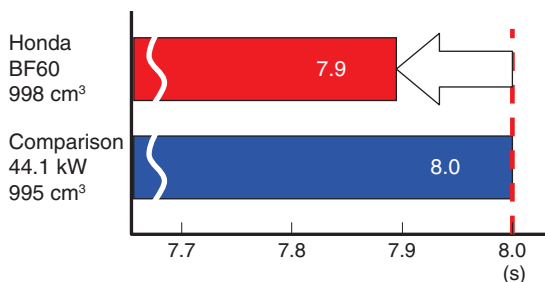


Fig. 8 0-50 m acceleration time

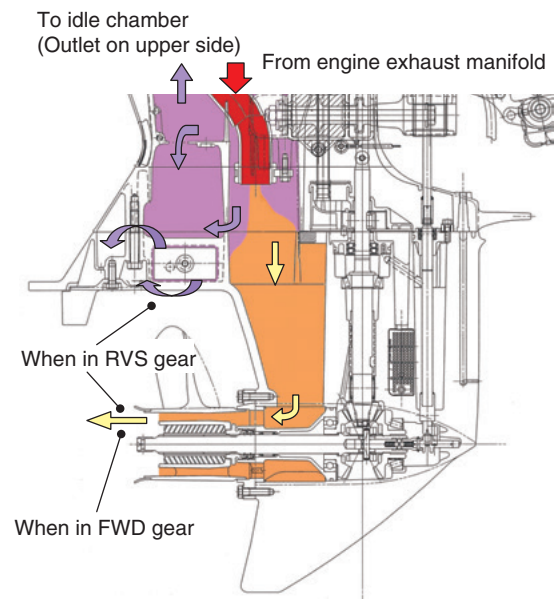


Fig. 9 Path of exhaust gas

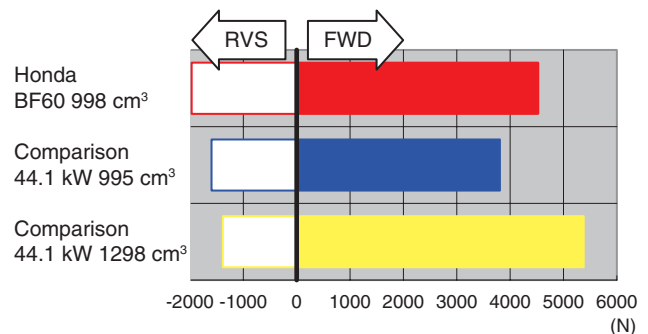


Fig. 10 Maximum thrust force of propeller

新排気ガス規制は2010 イヤーモデルよりカリフォルニア州大気資源局 (CARB) の HC + NO_x 規制値が採用されるとともに、新たに CO 値規制が追加となった。

さらに新モデルには Not to exceed (NTE) ゾーン規制と燃料透過規制も追加された。

燃料透過規制対応で採用した低透過燃料ホースを Fig. 11 に、NTE ゾーン規制の概要を Fig. 12 に示す。

BF60 は Honda 船外機の特徴であるリーンバーン制御⁽²⁾をさらに熟成し、リーンバーン制御領域の拡大、制御マップの緻密化をおこない、環境性能と低燃費の両立を実現した。これにより実用走行時の燃費は同クラス船外機に対し、16 ft のアルミフィッシングボートで 13% の向上を達成した。

Fig. 13 に実用走行時の燃料消費量、Fig. 14 に船の負荷特性と空燃比のイメージマップを示す。

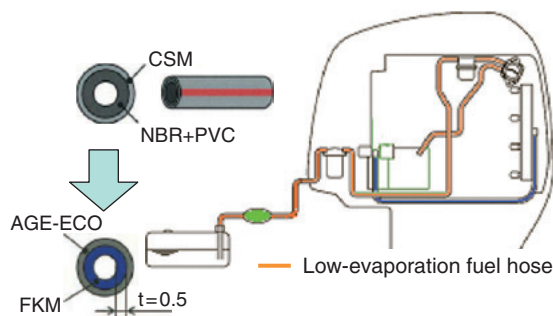


Fig. 11 Low-permeation fuel hose

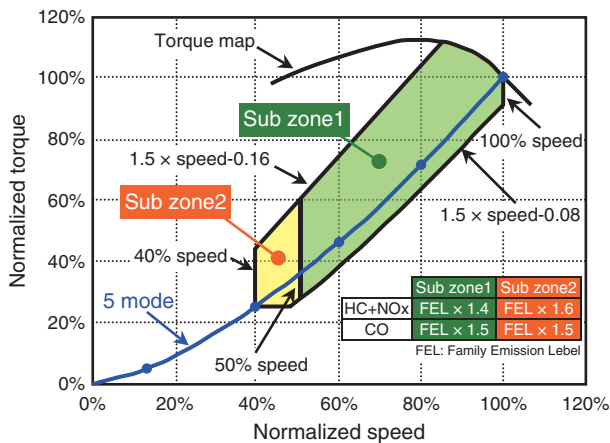


Fig. 12 NTE zone map under EPA regulations

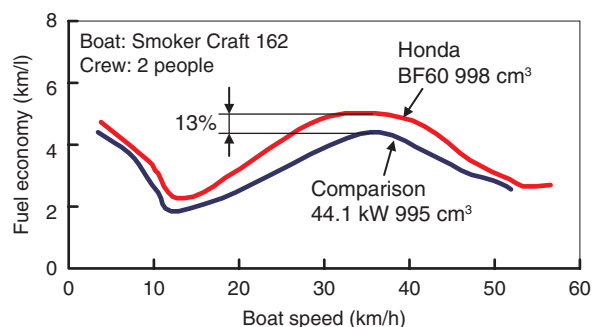


Fig. 13 Mileage in practical use

2.3. 快適装備

2.3.1. 大転舵角ステアリング

北米で多く使用されるポンツーンボートは、艇体の走行抵抗が大きいので、高価な高出力船外機を搭載しても期待するほどには動力性能は向上しない。そのためアンダーパワーな船外機が搭載されることも多い。例えば、方向転換や離着岸時などの小回り性が必要なときに、プロペラ推力が足りずに切り返しを繰り返す必要があった。このような煩雑な操船からお客様を解放するため、BF60 では、転舵角を業界標準の左右 30 度から 50 度に拡大させた大転舵角ステアリングを考案、採用した。

これにより、同クラスの船外機に対して半分以上の最小回転半径での旋回が可能となり、大幅な操縦性の向上を得ることができた。

Fig. 15 に最小回転半径の比較図を示す。

船外機の転舵システムは舟艇工業会国際評議会

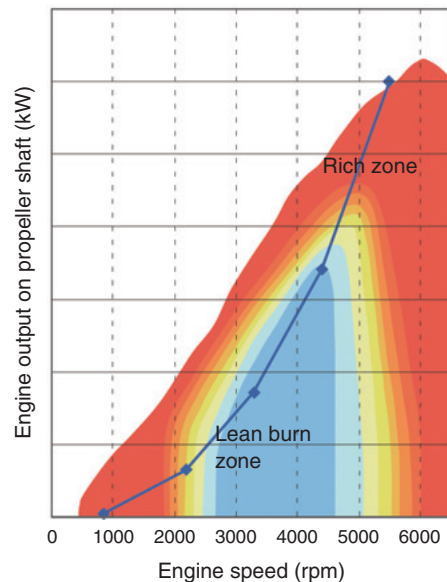


Fig. 14 Map of A/F ratio

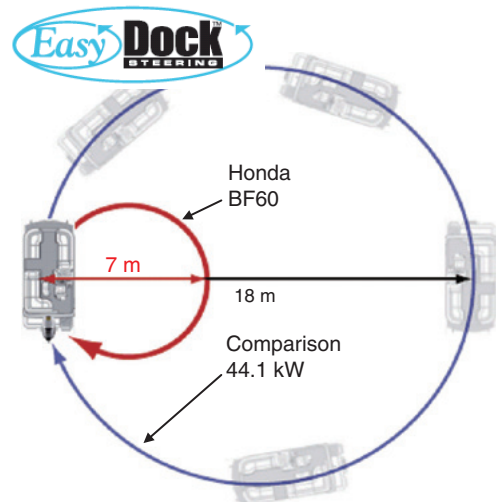


Fig. 15 Minimum turning diameters

(International Council of Marine Industry Associations) や米国ボートヨット協議会 (American Boat and Yacht Council) といった業界の規格にのっとり構成され、ステアリングピボットのストローク量が限定されている。このピボットと船外機をステアリングロッドを介して接続し船外機の転舵システムは完結する。したがって、転舵角度は、転舵軸のセンターとステアリングロッドの接続位置までの距離で決定される。この距離を短くすることによって、船外機の転舵角度を増大させることが可能になる。

通常、ステアリングロッドの接続位置は、船外機が直進状態の中心線上にとる。しかしこのまま 50 度転舵のレイアウトをおこなうと転舵時のリンク比が、左転舵時は 84% 右転舵時は 39% となり、右転舵時のステアリング操作荷重が際立って高くなってしまう。

BF60 ではステアリングロッドの接続位置を中心線上からオフセットさせることにより、リンク比を左転舵、右転舵ともに 71% に設定した。

これにより転舵荷重が極端に重くなることを抑制するとともに、左右転舵の荷重差を最小とし、操舵フィーリング向上を図った。

Fig. 16 にステアリング構造図, Fig. 17 にリンク比を示す。

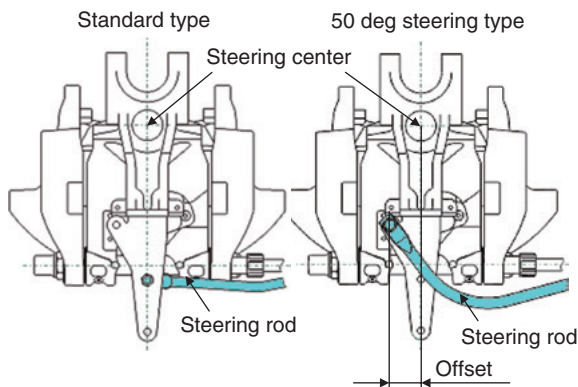


Fig. 16 Layout of steering system

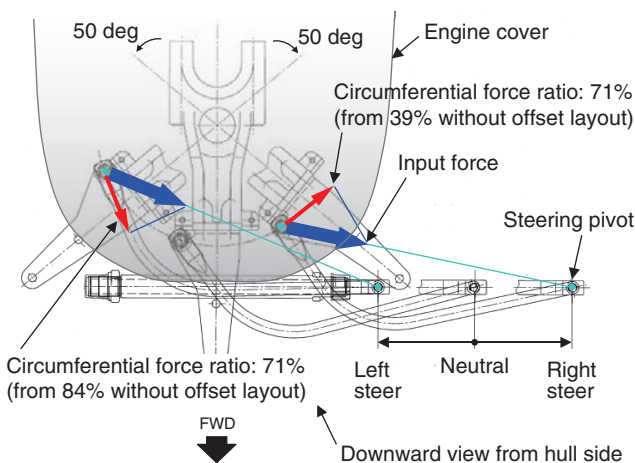


Fig. 17 Link efficiency

2.3.2. マルチファンクション ティラハンドル

船外機のティラハンドルは、操舵、スロットル、シフト操作に加え、船外機独特の調整機能であるパワートリムアンドチルト（船外機の上下角度を変化させ、船の航行姿勢、スピードを調整する機構）の操作をおこなうなど、各種機能が集中した部位であり使いやすさが重要となる。BF60 のティラハンドルの新規開発にあたっては、使いやすさを徹底的に追求し、操作系の形状や配置を決定した。

一般的にティラハンドルの船は右舷側にオペレータが着座し、左手でハンドルを操作する。したがってティラハンドルの操作部は右舷着座を前提に設定されている。しかし自動車などと違い船外機の操船ポジションはシートで規定されておらず、艇の形状や利き腕によっては船の左舷側にオペレータが着座することもある。そこで BF60 のティラハンドルではリバーシブルシフトレバー構造を採用し、シフトレバーの取り付け方向を左右どちらにでも選択できるようにした。これによって左手でも右手でもシフト操作が容易にできるようになった。

また全開航行時に最高速度を調整する際は、片手でスロットルを操作し、他方の手は船から振り落とされないように船体につかまりながら操船をおこなうのが一般的である。この状態でスロットル操作とトリム操作を同時におこなうため、スロットルグリップを握ったまま片手でトリムスイッチの操作ができることが望ましい。BF60 のティラハンドルでは、パワートリムアンドチルトスイッチをスロットルグリップの先端部にグリップ一体で配置することにより、常にスロットルを握る手に対して一定の位置にスイッチが存在し、スロットルグリップを握り直すことなく、容易に操作できるようにした。

Fig. 18 にティラハンドルの外観を示す。

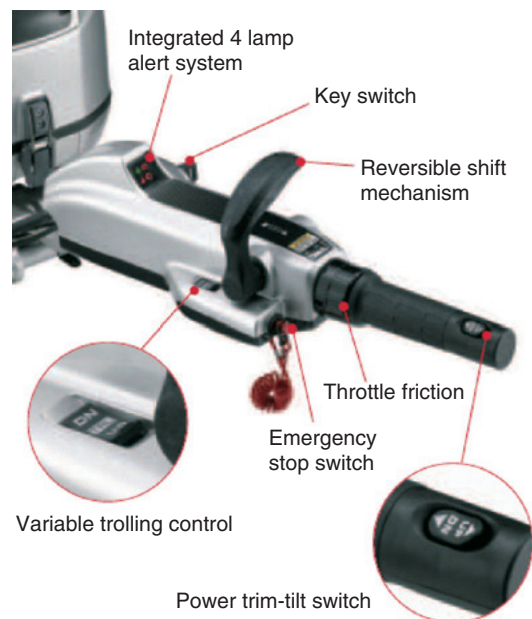


Fig. 18 Multi-functional tiller handle

一方、流し釣りなどの極低速では、風や潮の流れによる影響を受けるため、船速の微調整が要求される。この使い方を向上させるため、BF60 は低速時のエンジン回転数を 750 rpm から 1000 rpm まで 50 rpm ごとに調節できるトロリングコントロールシステムを設定した。

Fig. 19 にトロリングコントロールの回転数調整イメージを示す。

これにより 16 ft のアルミ艇では、ピッチ 15 インチのプロペラにてトロリングスピードをスイッチ操作ひとつで 3.5 km/h から 5.0 km/h まで 0.3 km/h ごとに調節することが可能となり、流し釣りでの船速微調整を容易にした。

なお、この機能はリモートコントロールハンドル仕様でも、パネルスイッチの追加で利用することができる。

2.3.3. 船外機用メータの選択肢拡大

船外機艇の場合、燃料計・バッテリー電圧計等の電子機器類を含むぎ装は、船外機とは別のメーカの製品をディーラーが組み合わせてボートを仕上げるといったカスタマイズの慣習が根強い。しかし、スピード・タコメータなどはエンジンとの相性からその選択肢は船外機メーカの純正メータにほぼ限定されてきた。つまりお客様の好みの選択の幅を狭める結果となっていた。それに対し、2001 年に船舶用電子機器の通信方式を統一した NMEA2000 規格が制定され、各種電子機器の接続が容易におこなえるようになった。

NMEA2000 規格⁽³⁾とは、米国海洋電子機器協会 (National Marine Electronics Association) が定めた船舶用電子機器の通信方式を統一したものであり、全世界の 500 社以上の製造メーカ・ディーラーが加盟している。

BF60 は NMEA2000 規格に準拠することにより、Honda 純正メータの他、この規格に対応した各種船舶用電子機器

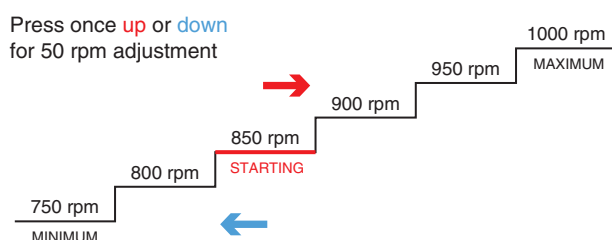


Fig. 19 Variable trolling speed control

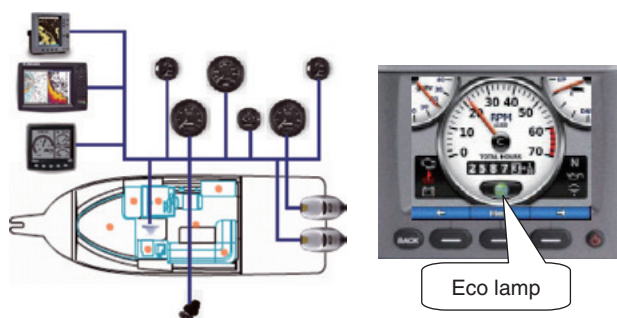


Fig. 20 NMEA 2000 instrument network

Table 1 Specifications

Code name	BF60A L-type
Overall length (mm)	777
Overall width (mm)	417
Overall height (mm)	1397
Transom height (mm)	521
Dry mass (kg)	110
Engine type	4 stroke water cooled in-line 3 cylinder
Displacement (cm ³)	998
Bore (mm) X Stroke (mm)	73.0 X 79.5
Compression ratio	9.2 : 1
Valve train	SOHC 12 valves
Maximum power (kW/rpm)	44.1 / 5500
Maximum torque (N·m)	79
Recommended engine speed range (rpm)	5000 - 6000
Trolling engine speed (rpm)	850 (750 - 1000)*1
Gear ratio	2.07:1, 2.33:1*2
Fuel supply system	Programmed fuel injection
Ignition system	Programmed ignition
Charge output (A)	22
Exhaust system	Through propeller hub

*1 : () under variable trolling speed control

*2 : Power thrust model

を幅広く使用することが可能となった。これより、お客様の電子機器の選択肢が大幅に増えた。

NMEA2000 は、規格にのっとったエンジン情報のみでなく、各メーカが任意に設定可能な情報領域を持っており、BF60 ではこの領域を ECO ランプ信号の出力に使用している。また、この ECO ランプ信号に対応した NMEA2000 準拠の Honda 用メータも設定した。

ECO ランプ信号とは、エンジンがリーンバーン制御条件を満たしたときに、ECO ランプに対応した NMEA2000 メータ上に、グリーンランプを点灯させるシステムである。今までユーザの認知が困難であったリーンバーン制御領域を視覚的に確認できるようになり、より燃費の良い運転状態での航行を容易に実感できるようになった。

Fig. 20 に NMEA2000 規格の電子機器の接続イメージを示す。

2.4. 主要諸元

BF60 のエンジンは、FIT 用 1496 cm³ 直列 4 気筒を 3 気筒化し、998 cm³ の船外機専用エンジンとして新設計した。同クラスの船外機は 4 気筒が主流であるのに対し、3 気筒を選択し、軽量コンパクトを実現した。

BF60 の主要諸元を Table 1 に示す。

3. ウエッジシェイプデザイン

外観デザインは、クラス No.1 の走りを予感させ、勢いのある「ウエッジシェイプ (くさび形) デザイン」をコンセプトとし、新世代の Honda 船外機としてのアイデンティティ

を構築した。さらに、他社との違いを「高質」を中心にアピールするために、デザインの細部にもこだわった造形とした。具体的には、トップカバーを二分割とし、ウエッジシェイプのキャラクターラインを際立たせるとともに、フロント側の水抜き穴を、動物の「眼」をモチーフに彫り込み、個性的な表情を加えた。また、アンダーカバーのスプラッシュラインを、凸形状とし、面のメリハリを高めるとともに、水の跳ね上がりによる本体上部の防汚にも貢献した。

これらの手法を取り入れ、Honda 汎用デザイン共通のテーマである「機能美」を具現化したプレミアムな中型船外機を作り上げることができた。

Fig. 21 に BF60 のデザインコンセプト、Fig. 22 にトップカバー部を示す。

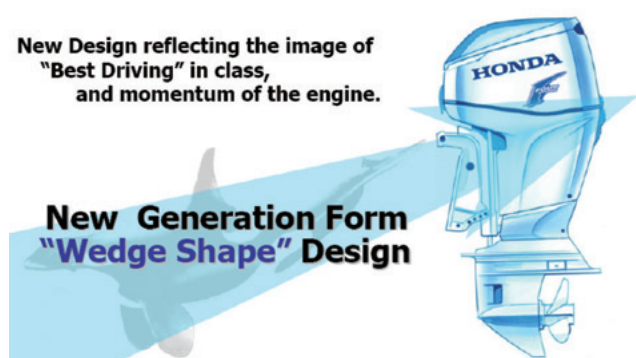


Fig. 21 The BF60 design concept



Fig. 22 The top cover of the BF60

4. まとめ

BF60 の開発では、走行性能や環境性能の向上に加えて、中型船外機に求められるさまざまな要求に応えるべく、快適装備を開発した。

- (1) 最高速は同クラス船外機に対し 8.6% 向上した。
- (2) 同クラス船外機に対し 13% の低燃費化を達成した。
- (3) 左右 50 度転舵ステアリングを考案、採用し、操船性を向上した。
- (4) 2 種類のギヤケースを設定し、艇体への適合性を向上した。
- (5) マルチファンクション ティラハンドルの新設定により操作性を向上した。
- (6) NMEA2000 規格への準拠による船舶用電子機器の選択肢を拡大した。
- (7) ウエッジシェイプ デザインの採用による「機能美」を具現化した。

5. おわりに

新型 BF60 の開発によって得られた技術、ノウハウを今後の船外機開発にも活かして、お客様視点に立った商品作りを継続していきたい。

参考文献

- (1) 吉村肇, 藤間昭史, 坪内方則, 宮内智広, 木村亨: 新型 [BF90] 船外機の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.20-25
- (2) 米沢道, 松田佳之, 田和寛基, 設楽貞文, 豊後圭一郎, 鈴木幸夫: 高出力, 低燃費船外機 [BF150] の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.29-38
- (3) NMEA2000 Main Document Version 1.200

■著 者■



田中 充治



清水 則和



山本 宙



坂田 繁一



安田 興次



山岸 政彦

複リンク式高膨張比エンジンを搭載した 家庭用コージェネレーションユニットの開発

Development of Micro Combined Heat and Power Generation Unit with Extended Expansion Linkage Engine

瀧 田 義 治*
Yoshiharu TAKITA
吉 津 邦 弘*
Kunihiro KITSU

河 野 昌 平*
Shohei KONO
直 井 専*
Atsumu NAOI

高 田 秀 昭*
Hideaki TAKADA
津 野 康 一*
Koichi TSUNO

要 旨

燃費の向上とコンパクト化の両立を目指して、複リンク式高膨張比エンジン (EXlink) を採用した家庭用コージェネレーションユニットを開発した。独自の複リンク機構を用いてアトキンソンサイクルを実現した小型エンジンの量産化は世界初となる。

吸気／圧縮行程長に対し膨張／排気行程長をリンク機構にて拡大し、出力を高効率で取り出すEXlinkを家庭用コージェネレーションユニットに採用することで、2006年モデルに対し3.8ポイントアップの26.3% (低位発熱量基準) の発電効率を達成するとともに、熱の流れの最適設計により総合効率も6.5ポイントアップの92% (低位発熱量基準) を達成した。

エンジンの高効率化による吸気量の減少により吸排気騒音を低減、コージェネレーションユニットの騒音値を43 dB(A)/1m (日本仕様) とした。

日本の住宅まわりの狭小スペースへの設置を想定し奥行き298 mmを達成した。あわせて部品配置を見直し、2006年モデルに対し33%のきょう体容積低減、-11 kgの軽量化を実現した。

ABSTRACT

A micro combined heat and power generation (CHP) unit that uses an extended expansion linkage engine (EXlink) has been developed with the aim of simultaneously enhancing fuel efficiency and reducing the unit size. This is the first mass production known to date of a compact engine that uses an original multiple linkage system to realize an Atkinson cycle.

EXlink increases the power output efficiency by using a linkage system to extend the expansion and exhaust stroke lengths relative to the intake and compression stroke lengths. Use of EXlink in a micro CHP unit increased the power generating efficiency by 3.8 points to 26.3% (lower heating value: LHV), and optimization of the heat flow design also increased the overall efficiency by 6.5 points to 92% (LHV), compared to the 2006 model.

The increased engine efficiency enabled reduction of the intake air amount which reduced the intake and exhaust noise and achieved a CHP unit noise value of 43 dB(A)/1m (Japanese specifications).

A depth of 298 mm was achieved in consideration of installation in the narrow spaces around a typical Japanese house. In addition to revision of the parts layout, this realized a 33% reduction in chassis volume and an 11-kg weight reduction compared to the 2006 model.

1. はじめに

地球規模での気候変動やエネルギー問題により環境意識が高まり、CO₂削減に向けて各界でさまざまな取り組みがなされているなか、全世界的に民生部門、とりわけ家庭内のエネルギー消費は増加の一途をたどっており、エネルギー消費全体が減らない大きな要因となっている。

コージェネレーションシステムは発電機で電気を作り、その際生じた熱を回収利用するシステムである。CO₂削減の有効な手段とみなされており、産業用の熱源を兼ねた自家発電設備として大規模設備などを中心に以前から広く利用されていた。

2003年Hondaは、汎用製品で培ったエンジン技術とインバータ発電機技術を応用し家庭向けに小型コージェネ

*汎用 R&D センター

レーションユニットを日本国内で発売⁽¹⁾し、2006年に第二世代(以下、2006年モデルとする)の発売を経て、2011年6月には累計11万台の出荷を達成した。

更なる環境性能の向上とコンパクト化のため、独自の複リンク機構を用いてアトキンソンサイクルを実現した高膨張比エンジン(以下、EXlinkとする)を世界で初めて採用し、Hondaとしては第三世代となる家庭用コージェネレーションユニットを開発した。

2. 開発のねらい

産業用コージェネレーションシステムの多くは、電力供給を主目的とし、常に電力を生み出しながら、その際発生した熱を利用し、余剰となった場合は熱を廃棄する運転パターン(電主熱従運転)を採用している。一方家庭では電気だけでなく、給湯や暖房といった熱の需要も一定量見込めることからHondaでは貯湯タンクに熱を温水の形で蓄え、温水が一定量、一定温度に達するまで運転する熱主電従運転を採用している。電力と熱を多用する時間帯を学習し、その予測をもとに運転制御しており、家庭用として無駄の少ないシステムを実現している。

日本向け家庭用コージェネレーションシステムの設置イメージをFig. 1に示す。

屋外に設置されたコージェネレーションユニットにて発電された電力は分電盤を経由して家庭内の電気製品で消費される。熱は貯湯タンクに温水として貯められ、必要に応じ給湯をはじめ床暖房や浴室暖房機などに利用される。貯湯タンクには補助ボイラが設けられ、湯切れを防ぐシステムとなっている。

今回開発にあたっては熱主電従運転を採用し、貯湯タンク、補助ボイラを併用しながら1kWの発電をおこなうシステムを踏襲することとし、以下の商品性の向上を目指した。

(1) 発電効率の向上

電気は同エネルギー量の温水と比較して経済価値が高く、さまざまな用途に変換することが可能なエネルギーである。燃料の持つエネルギーを温水に変換する給湯ボイラなどのシステムに比べて、コージェネレーションシステムは高価値な電気エネルギーを生み出すとともに残りのエ

ネルギーも無駄なく温水として利用できる点で経済的なシステムと言える。よって発電設備としてのコージェネレーションシステムにはより高い発電効率が求められる。

(2) 熱回収率の向上

家庭用コージェネレーションシステムは発電設備であるとともに給湯設備であるので、熱回収率は極めて重要である。家庭用コージェネレーションユニットから廃棄されるエネルギー量を従来のままとして発電効率のみを向上させると熱回収量が減ってしまうので、換気風量を最小化することで熱回収率の向上を図った。また、オイルパン一体型オイルクーラ熱交換器を採用し、エンジンオイルからの熱回収を増やした。

(3) 低振動、低騒音化

日本向け家庭用コージェネレーションユニットは住宅地での設置に加え、熱需要のある早朝、夕刻の運転が予想されるため、他のエンジン搭載商品に対してさらに高いレベルの静粛性が求められる。またコンパクト化により2006年モデルに比べ屋外のより狭いスペースへの設置の増加が想定されることから、低騒音化と騒音フィーリングの向上を目指した。

(4) コンパクト化

住宅と境界線までの狭いスペースに設置し、かつ必要なメンテナンスが可能になるように、メンテナンススペース含め650mmの隙間に設置ができる奥行き300mm以下のユニットを目標とした(Fig. 2)。また、出窓の下へ設置しやすくするため全高の見直しもおこない、最終的に2006年モデルの33%減の容積を目標とした。



Fig. 2 Example of 650 mm exterior space

3. 開発技術の紹介

3.1. 発電効率の向上

3.1.1. EXlinkの採用

発電効率を向上させるため、エンジンはEXlinkを採用した。

これは通常エンジンのコンロッド、クランクシャフトにトリゴナルリンク、スイングロッド、エキセントリックシャフトの各リンク機構を追加し、エキセントリックシャフトをクランクシャフトの1/2の回転数で同期回転させることで吸

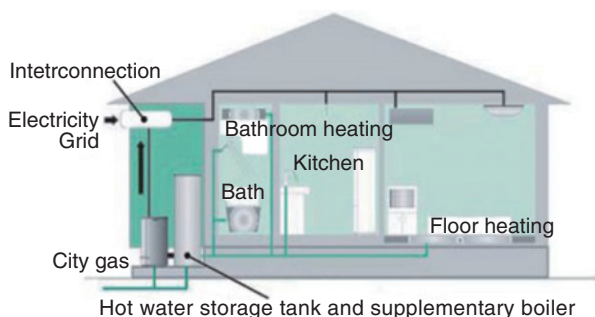


Fig. 1 Micro combined heat and power generation system

Table 1 Comparison of 2006 model and 2011 model engine specifications

	2006 model	2011 model
Engine name	GE160V	GFV110
Bore diameter (mm)	φ62	φ53
Intake/compression stroke (mm)	54.0	49.8
Expansion/exhaust stroke (mm)	54.0	74.1
Intake/compression volume (cm ³)	163	110
Expansion/exhaust volume (cm ³)	163	163
Compression ratio	12.0	12.2
Expansion ratio	12.0	17.6
Rated speed (rpm)	1,950	1,950

気/圧縮行程長と膨張/排気行程長を非等長としてアトキンソンサイクルを具現化したものである (Fig. 3)⁽²⁾⁻⁽⁹⁾.

吸気/圧縮行程長を短く、膨張/排気行程長を長く設定することで、少ない吸気でより多くの仕事を取り出すことができ、通常エンジンよりも高い熱効率を得ることができる。

2006年モデル搭載エンジン (GE160V) と、開発モデル搭載エンジン (GFV110) の諸元を Table 1 に示す。圧縮比は 2006 年モデルと同等とし、膨張比は 17.6 と設定した。またスモールボア化により燃焼室をコンパクト化し、さら

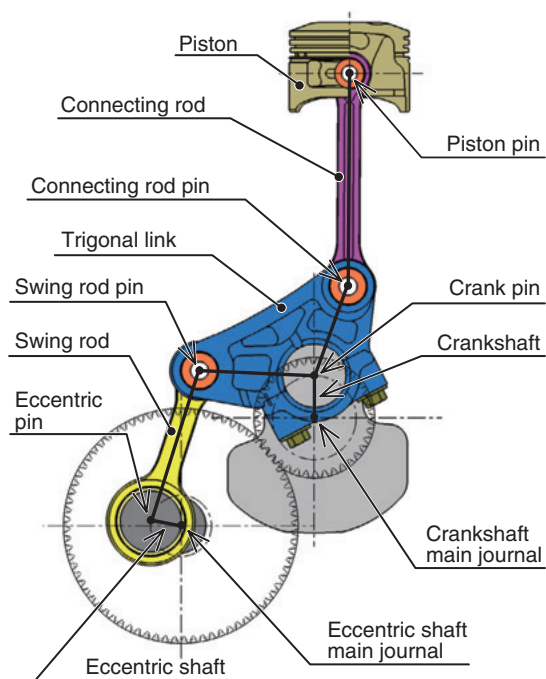


Fig. 3 Configuration of EXlink

に吸排気バルブを燃焼室に対して放射状に配置して、点火プラグをより中心に近づけることで燃焼効率の良い半球形燃焼室を形成した。Fig. 4 にエンジンの構造を示す。

高膨張比化と燃焼室形状の改良に加え、吸気行程容積を最適化することにより、定格運転時において 2006 年モデルに対してエンジン軸端効率を 16.4% 向上させた。

3.1.2. 電気変換効率の向上

発電効率向上のため、エンジンで発生した軸出力を電気出力に変換するオルタネータと、その電気出力を系統連系可能な電力に変換をおこなうインバータユニットのそれぞれの変換効率向上もおこなった。Fig. 5 に系統連系発電部のブロック図を示す。

3.1.3. オルタネータの効率向上技術

オルタネータの損失は磁性材に依存する鉄損と、巻線に依存する銅損からなる。鉄損は、鉄心に磁界が通過することで渦電流が発生し、そのジュール熱損失である「渦電流損失」と、磁性体のヒステリシス曲線 (B-H) によって発生する「ヒステリシス損」とに分類される。式 (1) に渦電流損 W_e 、式 (2) にヒステリシス損 W_h の一般式を示す。

$$W_e = af^2Bm^2 \quad (1)$$

$$W_h = bfBm^{1.6} \quad (2)$$

a : 磁性体の板厚で決まる定数

b : 磁性体の材質で決まる定数

f : オルタネータの周波数

Bm : 磁束密度

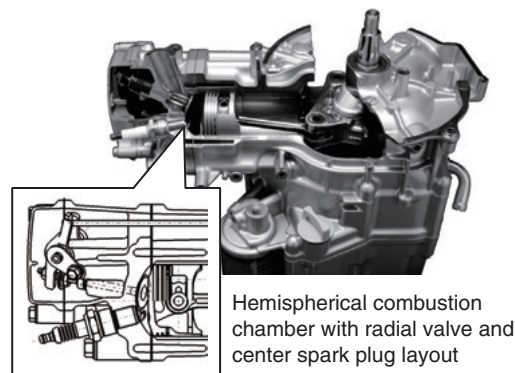


Fig. 4 External and sectional view of 2011 model engine

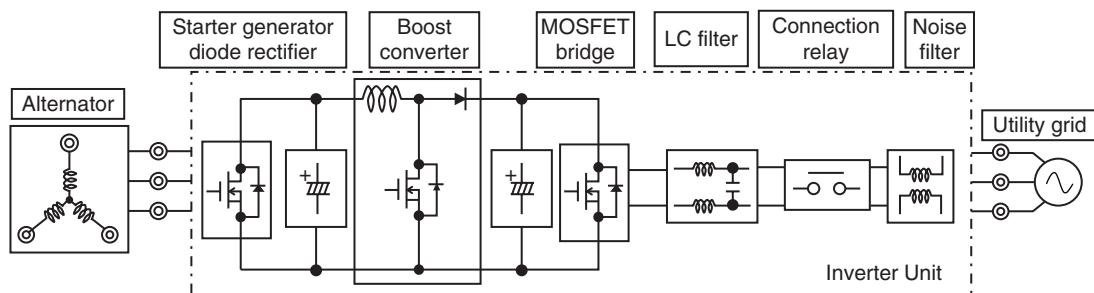


Fig. 5 Block diagram of interconnection inverter and alternator

本機では鉄損に着目し、以下の三つの技術要素により損失低減を図った。

(1) 周波数の低減による鉄損低減

式(1)、式(2)から周波数の低減は鉄損の低減に有効であることがわかる。Fig. 6に本機で採用したオルタネータを示す。ステータのスロット数とロータの極数を低減することにより、周波数の低減をおこなっている。これにより定格電圧が低下してしまうが、コアの積厚を厚くすることで2006年モデル同等の定格電圧を維持している。

(2) コア部渦電流の低減による渦電流損の低減

式(1)の定数 a は磁性体板厚の二乗に比例する。本機では、ステータコアの板厚を薄くすることで渦電流損失の低減をおこなった。

(3) 打ち抜きひずみによる磁気特性劣化率の低減

式(2)の定数 b は磁性体の磁気特性の劣化要因を取り除くことで減少させることができる。本機では、ステータコアの板厚を薄くしたことにより、打ち抜き成型時に生じるひずみを減少させ、磁気特性劣化を低減したことによりヒステリシス損の低減をおこなった。

(1)から(3)の効率向上技術を適用することにより、オルタネータの単体変換効率向上を達成した。

3.1.4. インバータの効率向上技術

2006年モデルではスイッチング素子の選定、チョークコイルのコア材選定等で効率向上を図り高効率系統連系インバータ⁽¹⁰⁾を実現していた。本機では、Fig. 5のオルタネータとダイオード整流器で生成したDC電圧を系統連系可能なDC電圧に昇圧するBoost converter部と、昇圧したDC電圧を系統電圧と系統周波数にあわせたAC電圧にするMOSFET bridge部のスイッチング周波数に着目し損失低減を図った。スイッチング素子の回路構成とLC Filter定数の見直しをおこない、スイッチング周波数を低減することにより、Boost converter部とMOSFET bridge部のスイッチング損失およびLC Filter部チョークコイルの鉄損が低減され、インバータ部の単体変換効率向上を達成した。

3.1.5. 発電効率の向上

エンジンの熱効率向上とオルタネータ、インバータの変換効率の向上により、ユニットの発電効率は2006年モデル

22.5% (低位発熱量基準、以下LHVとする)から26.3% (LHV)の3.8ポイントアップを達成した。

3.2. 熱回収率の向上

コージェネレーションユニットは燃料の持つエネルギーをエンジン、オルタネータ、インバータを介して電力として取り出し、その過程で発生する熱を排気熱交換器やエンジン冷却システムで冷却水を介して回収する。低温の熱は換気風や排気に取り込まれ廃熱としてユニット外に排出される。

換気はエンジンや電装部品などの各パーツ表面の熱を奪う形で冷却し、すべての構成部品が適正温度以下になるようにその風量が設定されている。熱回収率向上のために換気を効果的に行い、その風量を減らすことを目指した。

変換効率の向上により素子からの発熱量が下がり、電装部品の冷却に必要な風量を減らすことが可能となった。この風量でユニット全体の冷却が成立するよう、換気の流れとエンジン冷却システムの改善を図った。

3.2.1. 換気流れの最適化

ユニット内で換気による積極的な冷却が必要な箇所は

- ・インバータ (電装室)
- ・ECU (電装室)
- ・オルタネータ (エンジンに直結)
- ・エンジンマウント (エンジン室)

である。エンジン、ホース類は冷却水によって冷却される。

2006年モデルではエンジンと直結したオルタネータに取り付けられたファンで、電装室とエンジン室を換気して温度上昇した換気風でオルタネータを冷やしていたため風量が必要であった。新しいユニットでは電装室を冷却した換気でオルタネータを冷やしてからエンジン室を換気する (Fig. 7)。

エンジン室のエンジンマウントとオルタネータを冷やす順序が入れ替わるためエンジンルームの平均温度は上昇したが、エンジン室に流れ込む換気風の速度と向きを改善することでマウント周辺部の温度上昇を防いでいる。

Fig. 8にシミュレーション結果の一例を示す。

騒音をユニット外に漏らさない機構を備えた換気出口のダクトより換気をユニット外に排出する。

これにより効率的な庫内換気を実現でき、最終的に冷却風量を従来の35 m³/hから13 m³/hまで減らすことが可能となった。

3.2.2. エンジンオイル冷却システム

本機の熱回収システムでは冷却水は排気熱交換器の前にまづエンジンオイルと熱交換をしている。

2006年モデルではオイルタンク内にコイル状のオイルクーラ (タンクコイル式熱交換器)を設置していたが、本機ではオイルパンに一体構成 (タンクジャケット式熱交換器)とした (Fig. 9)。これによりエンジン内部を潤滑した直後の高温のエンジンオイルから効率よく熱を回収することを実現した。

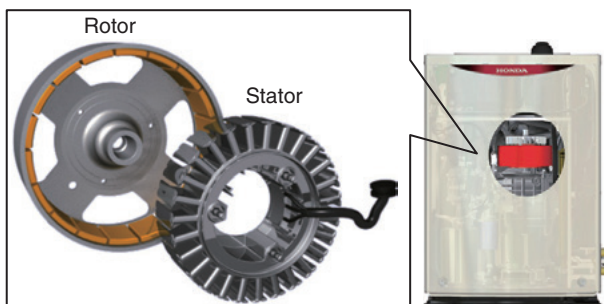


Fig. 6 External view of alternator

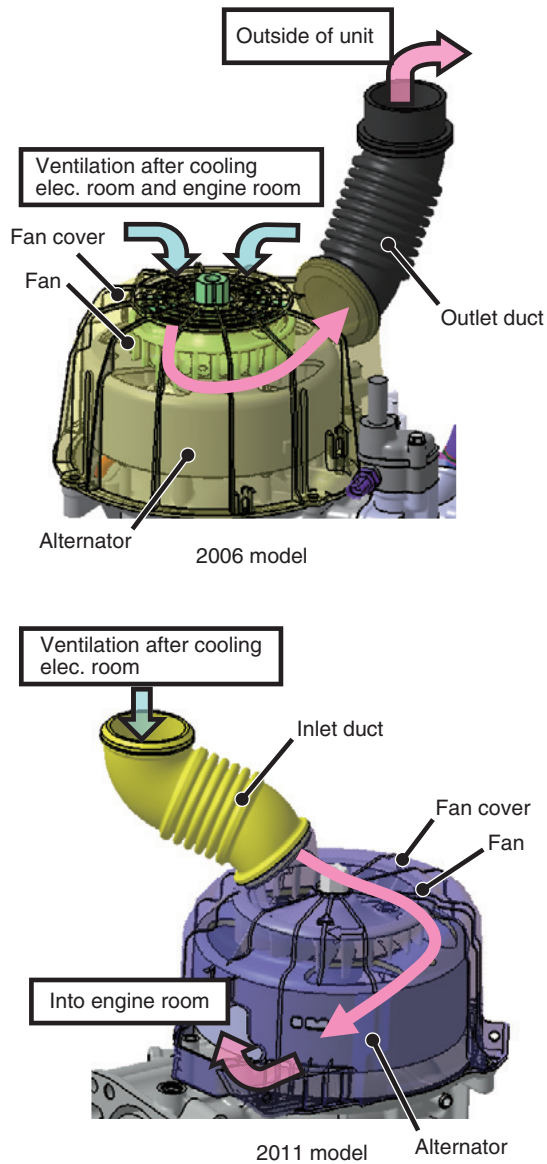


Fig. 7 Comparison of ventilation air flow in 2006 model and 2011 model

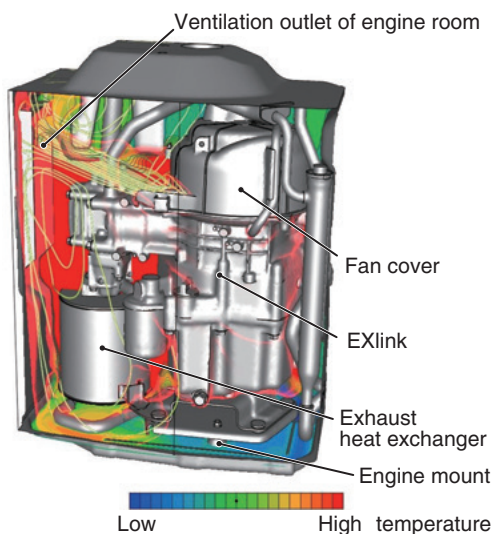


Fig. 8 Calculated flowlines and temperature distribution in engine room

3.2.3. 熱回収率の向上と総合効率の向上

ユニット外に廃棄する熱エネルギーの削減により熱回収率の向上を図り、2006年モデル 63% (LHV) から 2.7 ポイントアップの 65.5% (LHV) の熱回収率を実現した。これにより総合効率は 2006年モデル 85.5% (LHV) から 92% (LHV) への向上を実現した。

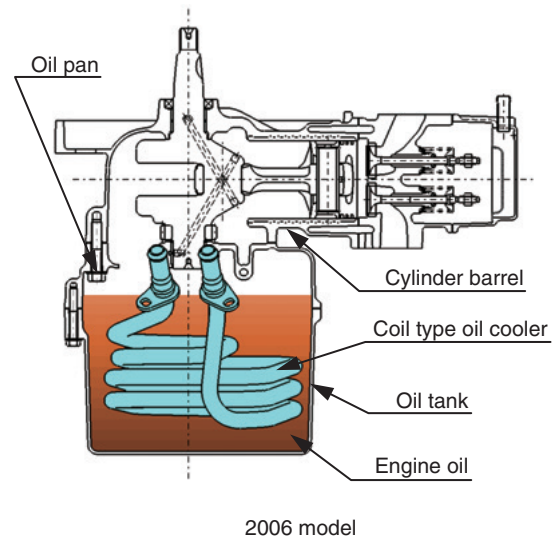
3.3. 低振動、低騒音化技術

3.3.1. EXlink 採用による騒音低減

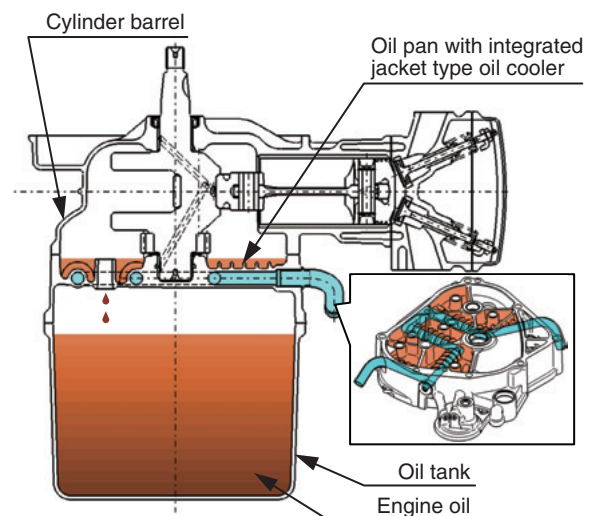
高効率な EXlink を採用したことにより吸気量が減少したことから、吸気サイレンサの容積を 2006年モデルに比べて 45% 縮小させることができた。また吸気量の減少は排気音の低減にも有利である。あわせてパッケージングを見直すことで、2006年モデルに対し 15% のマフラ容積増を達成し騒音フィーリングの向上を実現した。

3.3.2. リンク配置の最適化による振動低減

高膨張比化によりピストンの行程長が変わるので、ピス



2006 model



2011 model

Fig. 9 Oil cooler structure

トンの加速度による慣性力が増加し振動が大きくなる。この対策として、短い行程長を持つ吸気／圧縮行程にはそれぞれ 180° よりも短いクランク回転角を、長い行程長を持つ膨張／排気行程には 180° よりも長いクランク回転角を与えるリンク配置^{(6), (7)}とすることで、計算上のピストン往復運動による最大慣性力を 2006 年モデルに対して 23% 低減できた。さらにエンジン配置の変更等も加えて、ユニットから設置基礎への加振力を 2006 年モデルと比較して 40% 低減できた。

3.3.3. シャフト類のスラスト荷重による打音と対策

エキセントリックシャフトを 1/2 の回転数で同期回転させるための円筒歯車にはヘリカルギヤを採用し、さらに噛合い部へオイルジェットをおこなうことでギヤの噛込み音低減を図った。ここでヘリカルギヤを採用したことからトルク反力によりクランクシャフト、エキセントリックシャフトそれぞれの軸方向にスラスト力が発生する。一方、筒内圧とピストンまわりの慣性力により発生するトルクは 1 サイクル中に変動するため、各シャフトのギヤの駆動・従動関係が交替する。このためスラスト力が交互反転し、打音の発生が懸念される。このスラスト打音を解消するため、クランクシャフトには自重とヘリカルギヤによるスラスト力を打ち消す方向に、エキセントリックシャフトには両端部に油圧をかけて、ギヤの駆動関係が反転しても軸にかかる荷重方向は変化しない構造とした (Fig. 10)。エンジン単体騒音と油圧によるクランクシャフトのスラスト力の関係を Fig. 11 に示す。この結果、2006 年モデルに対してエンジン単体騒音値を同等とし、ユニット騒音は上述の吸・排気音低減とあわせて 1 dB(A) ダウンの 43 dB(A)/1m を達成した。

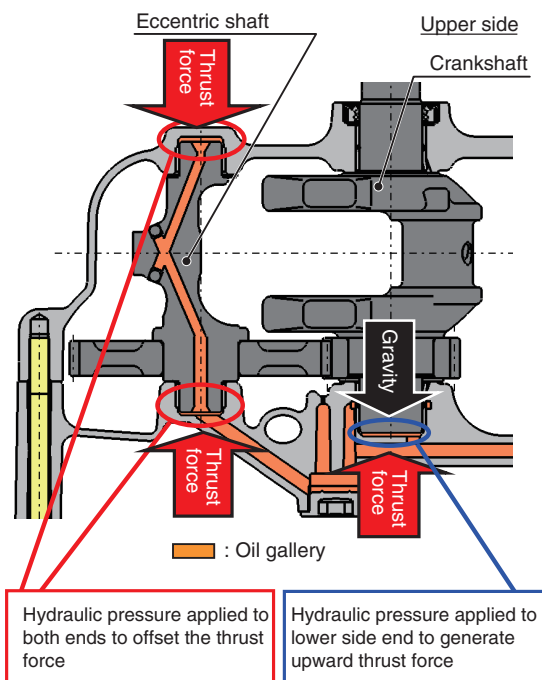


Fig. 10 Oil damping system

3.4. コンパクト化技術

3.4.1. エンジンのコンパクト化技術

EXlink は以下の点において、エンジンサイズの大形化が懸念された。

- ・複リンク、リンクの駆動ギヤの追加

- ・膨張比の延長による見かけ上の超ロングストローク化

このエンジンを、コンパクトなきょう体に収納するため、従来、シリンダバレルとオイルパン、オイルパンとオイルタンクと別々に締結していたものを、共締め構造にし、クランクケース外観寸法を従来同等とした (Fig. 12)。

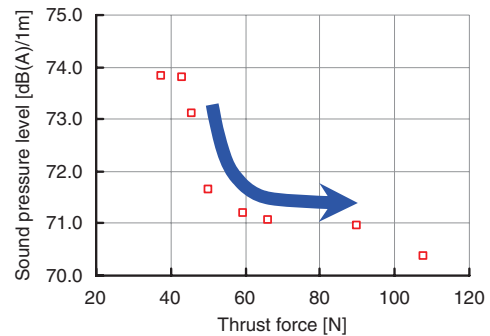


Fig. 11 Relative crankshaft thrust force (by hydraulic pressure) and engine noise

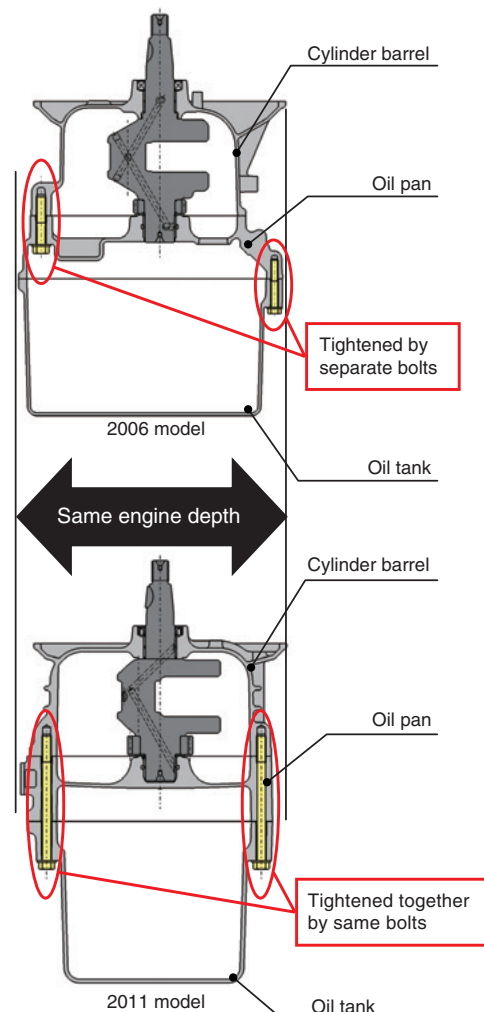


Fig. 12 Engine case tightening structure

3.4.2. ユニットのコンパクト化技術

エンジンのシリンダ配置を上からみて斜め置きから真横置きとした。これによりエンジンのクランクケースの厚みに吸音材厚みとクリアランスを足したものがユニットの奥行きとなる。ユニットの厚みを目標の 300 mm 以下とするため吸音材の見直しをおこなった。

従来のエンジン室の吸音材は一定厚さを持った軟質ウレタンフォームを裁断したものであったが、吸音材とエンジンのクリアランスを確保するために外観寸法自体大きめに設定し、それでも十分クリアランス確保できない箇所は吸音材に穴をあけていた。

そこで成形フェルト製の吸音材に変更し、その表面に圧縮成形を施した。これによりエンジンの凹凸にあわせ必要量のクリアランスを確保しながら音の逃げる穴を最小限にすることが可能となり高い静粛性とコンパクト化の両立が可能となった (Fig. 13)。

2006 年モデルでは突起部を除いたユニットの奥行きが 380 mm であったのに対し、本機では 82 mm 減の 298 mm となった。

また、吸気系部品の配置を見直したことでユニット高さは突起部を除き 880 mm から 130 mm 減の 750 mm となり、2006 年モデル比 33% の容積低減を達成した。

ユニットの表面積が減少したことでパネルなどの大型部品は部品点数の削減が可能となった。

ユニットを小型化することできょう体の剛性を高められ、レフトサイドフレームの廃止、締結部品の削減などが可能となった。最終的に大型プレス部品は 10 点から 8 点へ削減され、ユニット全体では 11 kg の質量ダウンを達成することができた (Fig. 14)。

ユニットの小型化と質量の低減により、設置性の向上だけでなく、外板からの放熱量の削減やユニット内の配線の

短縮、輸送時の積載数の増加などがもたらされた。

メンテナンス方向と設置時の配線配管方向をそれぞれ、ユニットの両サイドに集約させたことで、メンテナンススペースを含めた設置に必要な奥行きは 950 mm から 650 mm となり、大幅に設置性が向上した。

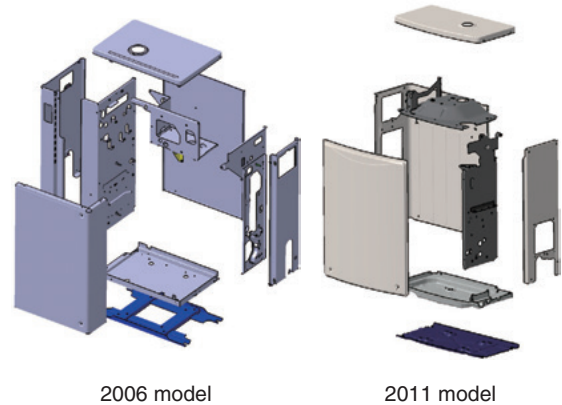


Fig. 14 Comparison of frame and panel structure

4. まとめ

EXlink を採用した家庭用コージェネレーションユニットを開発した。その外観 (Fig. 15) と商品スペック (Table 2)、および達成値を以下に示す。

- (1) EXlink を搭載したコージェネレーションユニットを開発し、発電効率は 2006 年モデルに対して 3.8 ポイントアップの 26.3% (LHV)、熱回収効率は 2.7 ポイントアップの 65.7% (LHV) を達成した。総合効率は 6.5 ポイントアップの 92% (LHV) となり、EXlink が家庭用ガスエンジンコージェネレーションシステムの環境性能向上に有用であることが示された。
- (2) エンジン搭載パッケージ手法の改良により、きょう体サイズを 2006 年モデルに対し奥行き 82 mm 減の 298 mm、高さは 130 mm 減の 750 mm とし、容積は 33% ダウンを達成し、これにより設置性の向上を実現した。

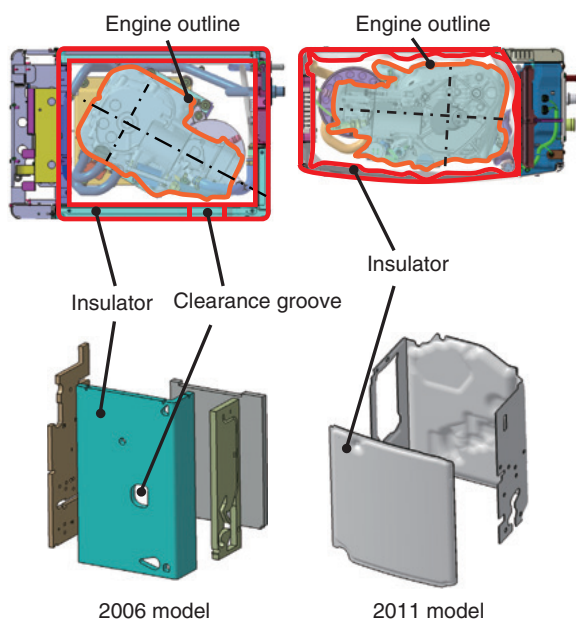


Fig. 13 Comparison of insulator structure



Fig. 15 External view of 2011 model

Table 2 2011 model specifications

Output	Electricity	1 ϕ 3W 202V/101V 50/60Hz 1.0 kW
	Heat	2.5 kW
Power supply		Grid connection by inverter
Heat recovery		75°C hot water
Efficiencies (LHV)	Electricity	26.3%
	Heat	65.7%
Dimensions (LxWxH)		580 mm x 298 mm x 750 mm
Mass		74 kg
Noise		43 dB(A)/1m (JIS B 8627-1)
Starting system		Starter generator

- (3) EXlink 搭載による吸排気系の見直しとギヤ音低減により, 43 dB(A)/1m の騒音値を達成した。
- (4) 小型化により大型フレーム部品の統合などをおこない, 2006 年モデル比 11 kg ダウンの軽量化を達成した。

参考文献

- (1) 高石敏充, 荒真人, 戸川一宏: 家庭用小型コージェネレーションユニットの紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.53-58
- (2) 渡辺生, 河野昌平, 倉田真秀, 古賀響: 汎用高膨張比エンジンの研究 - 複リンク機構の理論と熱効率の向上 -, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.81-87
- (3) 古賀響, 渡辺生: 汎用高膨張比エンジンの研究 第二報 - 熱発生と正味性能 -, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.52-58
- (4) Watanabe, S., Koga, H., Kono, S.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine Theoretical Analysis of Multiple Linkage System and Improvement of Thermal Efficiency, SAE paper, 2006-32-0101(2006)
- (5) Koga, H., Watanabe, S.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine - Heat Release and Friction -, SAE paper, 2007-32-0003(2007)
- (6) Naoe, G., Watanabe, S.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine - Characteristic of Vibration -, SAE paper, 2008-32-0012(2008)
- (7) Watanabe, S., Naoe, G., Sato, Y.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine - A Numerical Approach to Reduce Vibration -, SAE paper, 2009-01-1006(2009)
- (8) Naoe, G., Watanabe, S.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine - Noise Characteristics Caused by Multiple Linkage System and Reduction of the Noise -, SAE paper, 2009-32-0042(2009)

- (9) Kono, S., Koga, H., Watanabe, S.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine - Efficiency Enhancement by Natural Gas Operation -, SAE paper, 2010-32-0007(2010)
- (10) Ueno, M., Eguchi, H., Enomoto, T., Ogawa, M.: Study of Power Generation Loss Decrease in Small Gas Engine Cogeneration, SAE Paper, 2008-32-0044(2008)

■ 著 者 ■



瀧田 義治



河野 昌平



高田 秀昭



吉津 邦弘



直井 専



津野 康一

2011 Odyssey Fuel Economy Improvement

Ryan CHAPMAN *
 Spyridon BLATSEAS *
 Dennis PLANK *
 Brandon OLLANKETO *

Paul DeHART *
 Chase LIN *
 Evan MARTIN *

Patrick SHAFER *
 Chris HARTWIG *
 Scott PAUL *

ABSTRACT

The 2011 Odyssey development team targeted achieving the “Best Family Vehicle” in terms of functionality, safety, and efficiency. In the area of efficiency, the overall goal was set to achieve “best-in-class” fuel economy. This goal was achieved through a total vehicle approach that involved efficiency gains in the following areas: engine operation, engine accessories and accessory belt drive system, chassis running resistance, and aerodynamics. In addition to hardware efficiency gains, aggressive weight reduction activities were conducted across all vehicle areas that contributed to the overall fuel economy improvement while meeting the functionality and performance targets.

1. Introduction

For the 2011 Odyssey, the development team was tasked with increasing fuel economy while maintaining and refining the minivan characteristics that consistently made it a top seller. During the planning stages, the need to increase fuel economy and maintain Odyssey’s marketability was apparent as fuel prices increased to record levels and consumers began seeking smaller vehicles. In addition, the Odyssey’s improved fuel economy was necessary to help meet increasing CAFE requirements. To maintain overall marketability and achieve CAFE, the development team targeted “best-in-class” fuel economy while providing minivan functionality with V6 passenger car level fuel economy.

As shown in Fig. 1, label fuel economy targets were set at 18/27 miles per gallon on 5-speed

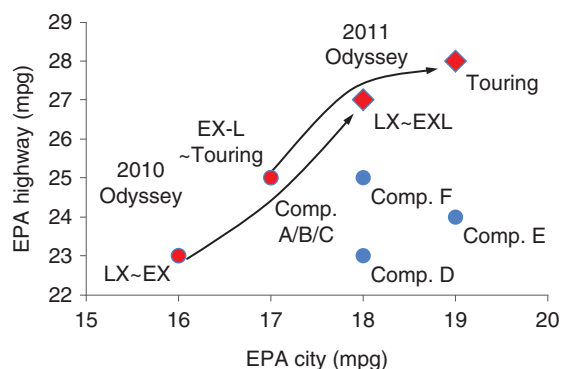


Fig. 1 Fuel economy competitiveness – EPA city versus EPA highway (mpg)

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

automatic transmission (5AT) models (LX~EX-L) and 19/28 miles per gallon on 6-speed automatic transmission (6AT) models (Touring and Touring Elite). Achieving the label and CAFE fuel economy targets required a total vehicle effort that encompassed the engine, transmission, chassis, and body-related areas as shown in Fig. 2.

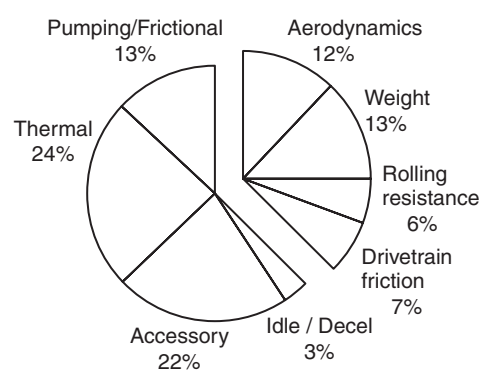


Fig. 2 Fuel economy improvement breakdown – Touring model highway mode

2. Engine

The power train development focused on “Smart Efficiency.” Based on this concept, the targets were set for “best-in-class” fuel economy and “best drivability.” Best drivability was retained by increasing power and mid-range torque. Fuel economy improvements started with applying the 3.5L V6 engine with Variable Cylinder Management (VCM) on all grades⁽¹⁾. Engine improvements were made in the following

areas: engine pumping loss reduction, internal friction reduction, thermal efficiency, accessory load reduction, and idle/deceleration losses.

2.1. Pumping Loss Reduction

To minimize pumping losses, the Odyssey uses Honda's VCM technology, which allows for dynamic downsizing by deactivating two or three cylinders to allow the engine to run on three or four cylinders instead of six as shown in Fig. 3. As displacement decreases, throttling is reduced to achieve the same torque, which reduces pumping losses.

The VCM operation area was expanded through enhancements to Honda's Active Control Engine Mount (ACM)⁽²⁾ and Active Noise Cancellation systems (ANC)⁽³⁾.

When the engine operates in 3- and 4-cylinder VCM modes, the engine mount system must inhibit vibration transfer to the chassis in addition to normal 6-cylinder mode. The ACM system compensates for operation on reduced cylinders by adding movement back into the engine to create a balance similar to 6-cylinder mode. The engine mount displacement has been increased by as much as 20%, which allows for higher torque operation in 3- and 4-cylinder modes.

For the 2011 Odyssey, the subwoofer size was increased and the low frequency performance (gain and phase) of the ANC microphone improved as shown in Fig. 4. Making these changes improved cancellation of the low frequency noise and enabled expansion of 3- and 4-cylinder VCM operation at lower engine speeds.

In addition to producing more torque and expanding low engine speed operation in 3- and 4-cylinder modes, engine losses and vehicle running resistance were reduced. These changes reduce the

gross engine power required to move the vehicle. Due to the reduced power requirements, the 2011 Odyssey is able to operate in the 3- and 4-cylinder VCM modes approximately 50% more often. Overall, VCM (as enabled by all the other reductions in losses) is the single largest contributor to the Odyssey's improved fuel economy and key to balancing performance and fuel economy.

Another major improvement for the Odyssey's reduction in pumping losses is an increase in Exhaust Gas Recirculation (EGR). While EGR is often considered an emissions control device, it can have a considerable effect on fuel economy. By allowing exhaust gas recirculation back into the cylinder, pumping losses can be reduced in two ways. First, since the exhaust gas bypasses the throttle and flows directly into the intake manifold from the high pressure exhaust side, the flow is not throttled and pumping is not required. Second, in order to maintain torque, more fresh air must be admitted into the cylinder to compensate for air that was displaced by the exhaust gas. This means that the throttling must be reduced, which reduces pumping losses.

For the new Odyssey, the mass ratio of EGR to fresh air was increased by up to 10%, which reduced pumping losses and improved fuel economy. The primary enabler for this increase was the application of Dual-Finite-Electrode spark plugs (Fig. 5). The dual finite electrodes guarantee a strong, clean spark, allowing an increased EGR ratio without introducing combustion stability concerns.

Overall, efforts taken to reduce pumping losses through enhancements to the VCM (engine, transmission, ACM, ANC) and EGR systems netted over 7% of the Odyssey's highway fuel economy improvement.

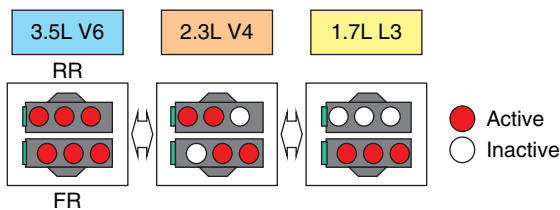


Fig. 3 VCM system operation: 3-4-6 cylinder modes

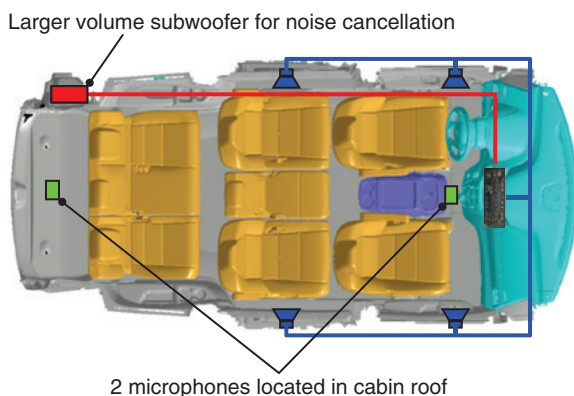


Fig. 4 Active Noise Cancellation (ANC) system

2.2. Internal Friction Reductions

Reducing engine internal friction was another strategy for improving fuel economy. This was accomplished by reducing piston sliding force and using 0W-20 engine oil.

To reduce piston sliding force, the two main piston sliding interfaces were analyzed and improved. These interfaces are the piston ring-to-cylinder liner and the piston skirt-to-cylinder liner.

The sliding friction in the piston ring-to-cylinder liner interface was reduced by changing the piston ring coating and the cylinder liner honing process. To achieve a smooth sliding surface, an ion plating hardening treatment was applied to the piston oil ring to help maintain the ring's smoothness and reduce

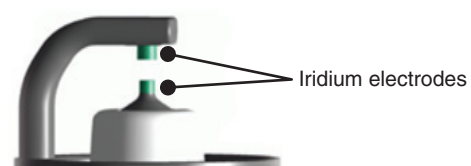


Fig. 5 Dual finite electrode spark plug

wear. To reduce cylinder wall friction, a secondary honing process was added to remove any high peaks from the initial honing process, which creates “plateaus” with valleys in-between (Fig. 6). The plateaus maintain a smooth sliding surface while the valleys hold oil to lubricate the rings as they slide by.

Figure 7 shows modifications made to the piston skirt-to-cylinder wall interface for reduced friction by removing small “dots” of molybdenum coating from the piston’s thrust surfaces on the skirt. These “dots” hold oil, helping to distribute the oil up and down the cylinder wall to further lower the friction between the molybdenum coating and cylinder wall.

Changing the piston sliding friction reduced engine friction by 4% and improved fuel economy by over 5% in both city and highway modes. To reduce friction under cold conditions, the engine oil was switched from 5W-20 to 0W-20 viscosity. This change contributed to over 10% of the engine’s fuel economy improvement in the city mode.

2.3. Thermal Loss Reduction

In addition to reducing pumping losses and internal friction, changes were made to reduce thermal losses in the engine. As shown in Fig. 8, the first change addressed the air entering the engine by applying a cold air intake system, which reduced intake air temperature by 21°C during the highway fuel economy test mode. Application of the cold air intake system improved highway mode fuel economy by 16%.

Second, EGR lowered combustion temperatures by displacing some of the oxygen in the cylinder with inert exhaust gas and netted an 8% increase in highway fuel economy. Overall, both of these changes advanced ignition timing, which converts more of the combustion energy into moving the piston versus escaping as heat through the exhaust gas.

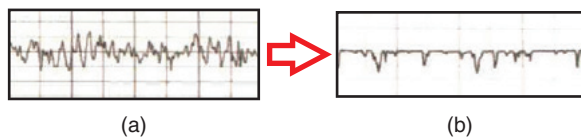


Fig. 6 Cylinder honing showing normal hone (a) and plateau hone (b)



Fig. 7 “Moly-Dot” piston skirt coating

2.4. Accessory Drive System Reduction

The accessory drive system was another focus area for reducing engine pumping losses. Reducing losses in each of the engine’s accessories allowed for an overall reduction in accessory belt tension. As shown in Fig. 9, the first and most fundamental change was made to the alternating current generator (ACG) by adding an Override ACG Decoupler (OAD). This device replaces the standard ACG drive pulley with one that incorporates a spring to absorb engine torque fluctuations, which yields a smoother operation and more consistent speed. As a result, the overall tension of the accessory drive belt was reduced by approximately 50%. Together, the OAD and reduced

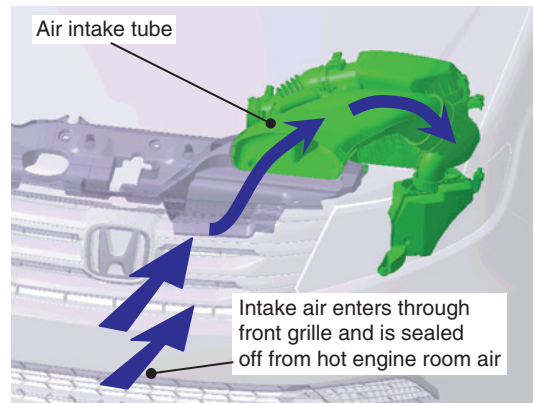


Fig. 8 Cold air intake system

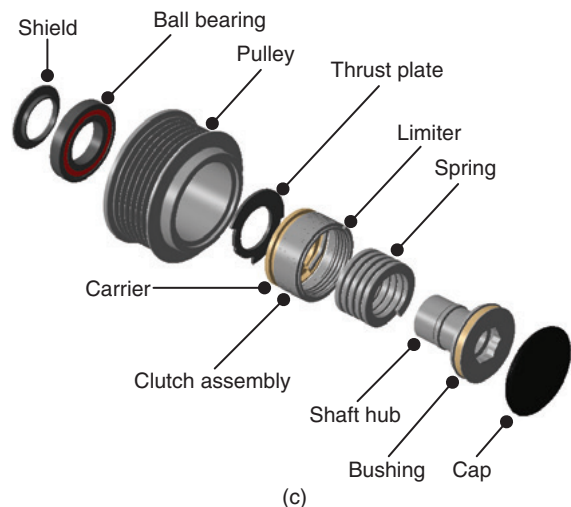
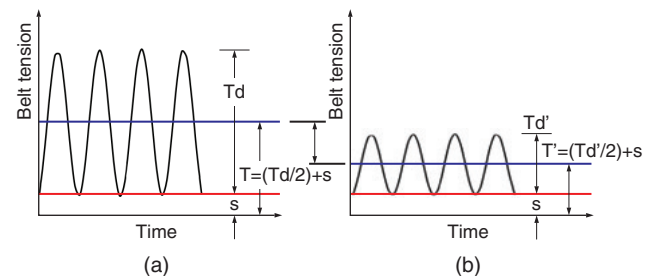


Fig. 9 Accessory belt tension and fluctuation shown without OAD (a), with OAD (b), and OAD components (c)

belt tension yielded a 9% improvement in highway mode fuel economy.

The largest benefit to the accessory drive system reductions came from changes made to the power steering pump. While Electric Power Steering (EPS) was investigated, applying a Variable Displacement power steering Pump (VDP) emerged as a solution⁽⁴⁾. The VDP system came at no additional cost from the previous Odyssey's power steering pump and provided most of the fuel economy benefit of an EPS system. This VDP contains an internal cam ring around the central vane pump. This cam ring is balanced by a spring and the pump pressure. When flow is reduced, the internal pressure shifts the cam ring closer to the centerline of the pump, thereby reducing the fluid displaced. By reducing the pump displacement, pump torque is decreased, thereby lowering engine parasitic losses. Overall, the VDP accounted for a 13% highway mode fuel economy improvement. As an added weight reduction benefit, a power steering cooler was not required on the towing package due to lower power steering fluid temperatures.

The final accessory on the belt drive system is the Air Conditioning (AC) Compressor. While the compressor remained essentially common to the outgoing model, changes were made in the AC control logic to reduce load on the compressor and hence the engine. This control system monitors a variety of parameters, such as humidity, and controls the evaporator temperature, air recirculation, and condenser fan speed for optimal performance and reduced compressor run time. This system yields fuel economy benefits of up to 5% in real-world driving.

2.5. Idle and Deceleration Reduction

The final area addressed in the engine was idle and deceleration losses. When the engine is idling and the vehicle is not moving, fuel economy is zero mpg. Conversely, when decelerating, if the vehicle is moving and fuel is shut-off to the cylinders, fuel economy is infinite. By reducing the idle speed, the impact of zero mpg operation was reduced, and optimizing the Deceleration Fuel Cut system, increased the time of operation at infinite mpg. During deceleration fuel cut, the Odyssey further applies a regenerative charging and cooling system to make use of the energy produced during deceleration to charge the battery and cool the engine. These changes netted a 9% increase in city mode fuel economy and a 3% increase in highway mode fuel economy.

3. Transmission

In addition to the already optimized 5AT, the application of the 6AT further improved fuel economy in multiple aspects⁽⁵⁾. The 6AT improves city mode fuel economy by over 4% and highway mode fuel economy by over 1% through reduced drivetrain losses.

3.1. Close Gear Ratio

Figure 10 compares the 5AT and 6AT gear ratios. Applying 6AT allowed for closer ratio gaps between gears, which resulted in better use of the engine's power during acceleration in city driving by keeping the engine speed in an optimum operating range. As a result, 3-cylinder VCM operation in the city fuel economy mode was dramatically increased.

For the 6AT, the 6th gear ratio is higher than the 5AT's 5th gear; however, due to increased mid range torque, there is ample driving force during the highway mode to allow for 3-cylinder VCM operation while lowering the engine speed to reduce overall friction.

3.2. Multi-Disk Lock-Up Converter

Figure 11 shows the higher capacity Multi-Disk Lock-Up Converter (LC), which allowed for expanding the LC feedback control area. This expansion reduced unnecessary torque converter (TC) slip; which was not

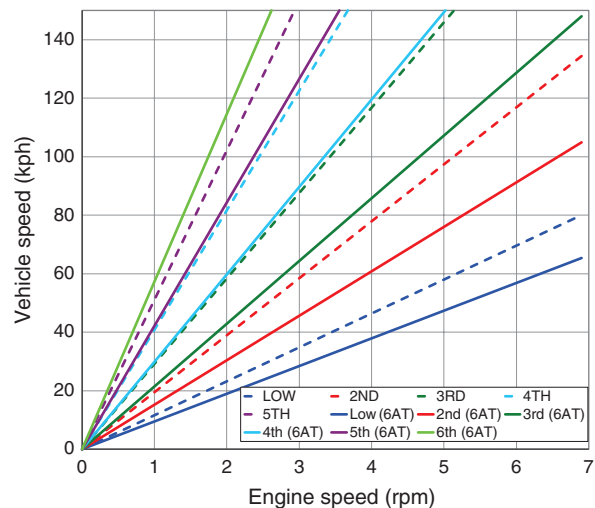


Fig. 10 5AT and 6AT gear ratio comparison

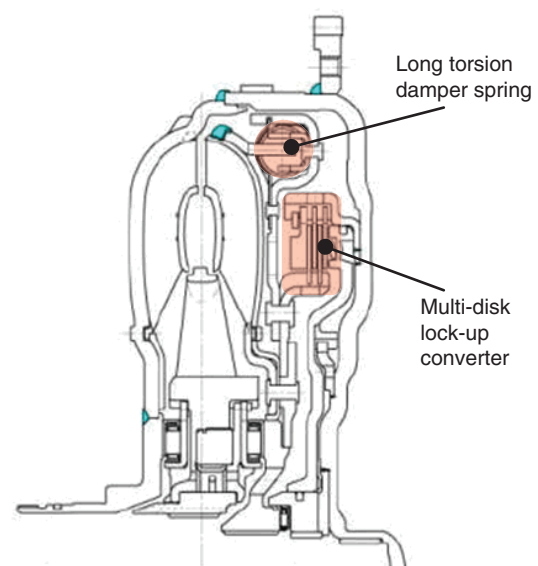


Fig. 11 Multi-disk lock-up torque converter

possible with the 5AT single plate LC. The expanded LC area reduced wasted energy and provided the majority of the city fuel economy increase and enhanced dynamic driving feel.

3.3. Long Torsion Damper Spring

Figure 11 shows the special torsion damper springs inside the TC that was selected to increase vibration absorption during VCM operation. This allowed for further expansion of VCM areas without compromising overall vehicle quality in terms of noise, vibration, and harshness (NVH) and improves fuel economy through reduced pumping losses.

3.4. Low-Viscosity Automatic Transmission Fluid

Applying low-viscosity automatic transmission fluid (ATF) reduced fluid friction during the critical warm-up phase, which in turn improved overall efficiency.

3.5. Transmission Calibration

Transmission calibration focused on more aggressive transient tip-in control to decrease unnecessary TC slippage. Shiftmap tuning was also optimized to maximize VCM operation before and after shifts. Continuous fuel cut (F/C) during natural deceleration downshifts also contributed to overall fuel economy by increasing F/C time.

4. Aerodynamics

Aerodynamic drag (C_dA) is a function of the vehicle's coefficient of drag (C_d) and frontal area (A) and has a direct impact on highway fuel economy. Reduced running resistance through reduced aerodynamic drag lessens the required engine torque to maintain highway speeds. The 2011 Odyssey's overall C_dA was reduced by 5% compared to the previous model and contributed to 12% of the Touring model's highway fuel economy benefit.

Enhancing the functionality and usability of the interior packaging increased the vehicle's frontal area, even with a lowered roof profile. The main contributor to the increase was reduced tumblehome to increase head clearance for the second row seat's wide mode position. Also, adding turn signals to the side mirrors on Touring grades increased frontal area. To overcome the frontal area increase, the entire vehicle exterior was considered for reducing the coefficient of drag (C_d).

To improve engine room and underbody flow, air guide plates were added to increase the airflow efficiency to the cooling system. The cooling open area was then strategically minimized to reduce drag while maintaining cooling and heat resistance performance as shown in Fig. 12. To control the exit flow from the engine room, the front inner fender side wall was optimized by extending rearward.

Under the vehicle, the front lip spoiler and front inner fender strakes were designed to work in concert. As shown in Fig. 12, the lip spoiler and strake position and shape were optimized using computational

fluid dynamics simulation. The airflow was diverted lower and toward the inside of the vehicle. This airflow change reduced the high pressure zone on the front tires. A rear undercover was added on the left side to reduce the drag of the rear fascia.

As shown in Fig. 13, the upper cabin and tail lights were shaped through extensive wind tunnel testing to control the airflow separation. The tailgate spoiler and side spoilers were shaped specifically for aerodynamic drag reduction. The Touring grade side sill garnish shape was styled to push air out and around the rear wheels.

The Touring grade's side mirror is larger than the base grades' side mirror due to adding an integrated side turn signal. Consequently, extensive wind tunnel testing was conducted to reduce drag induced by the mirror wake. Wind noise reduction was also completed in parallel during the testing.

Finally, the seals on the front and rear quarter windows were designed with a ramp shape to avoid separation and reduce wind noise.

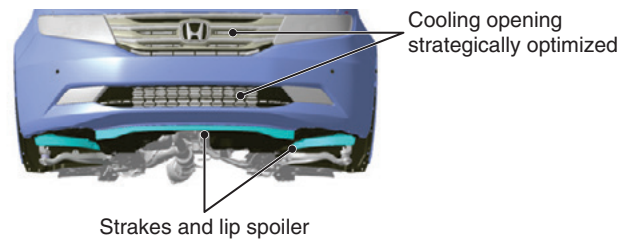


Fig. 12 Front aerodynamic components



Fig. 13 Wind tunnel development of rear flow separation

5. Drivetrain Friction Reduction

Traditionally, chassis-related efforts to improve fuel economy performance were limited to reducing tire rolling resistance. While the contribution to overall vehicle fuel consumption among chassis parts is clearly dominated by tire energy loss, every part's influence was considered during vehicle development.

5.1. Bearings

As total vehicle coast-down testing has improved, the bearing drag reduction benefit to fuel economy has been quantified. In an effort to improve fuel efficiency wherever possible, an effort was made to reduce bearing drag, even though its effect on fuel economy is on the order of 0.01 mpg. Two key design factors influencing bearing drag are sealing against water and the required preload needed to achieve bearing stiffness. In the past, improvements for sealing and preload have directly resulted in a drag increase. For the 2011 Odyssey, the chassis design team targeted an 18% drag reduction without affecting sealing or stiffness.

The front wheel bearing drag was reduced by changing the bearing type and optimizing the seal lip geometry. The front bearing was changed from a GEN1 to GEN3 structure, which reduced the bearing preload by eliminating the variation from the outer race-knuckle interface and the inner race-hub interface. Optimizing the seal lip involved changing the lip material and modifying the seal geometry to reduce contact pressure while ensuring equivalent sealing performance. These changes reduced front bearing drag by an average of 24% and increased bearing mass by 9.7%.

The rear wheel bearing drag was reduced by modifying the bearing layout and optimizing the seal lips. The bearing layout was changed from a symmetric GEN3 layout to an asymmetric GEN3. This change reduced the bearing weight and increased the geometrical stiffness, which allowed the preload to be reduced while maintaining overall bearing stiffness. Reducing the preload reduced the rolling element contribution to drag. The seal lip optimization strategy matched the front bearing approach and also reduced the overall bearing drag. These changes resulted in an average rear bearing drag reduction of 48% and a mass reduction of 6%.

From a total vehicle standpoint, wheel bearing drag was reduced by 37% with a nominal mass increase of only 2% and contributed to over 2% of the highway fuel economy increase.

5.2. Brake Drag Reduction

The 2011 Odyssey increased the brake package size from 16" to 17" to enhance brake feeling and performance without increasing mechanical drag. Several countermeasures were required to overcome the increase in effective radius. The target was achieved by changing pin A and B locations, applying V-springs to the pads, changing the pad retainer shape, and applying grease between the pad abutments and retainer.

Pin A and B positions were changed to better control the caliper body tilt angle. The 2010 Odyssey previously applied the tighter fit Pin A to the trailing side and the guide Pin B to the leading side. During the 2011 Odyssey testing, it was determined that due to the additional weight and center-of-gravity (CG)

location of the caliper body, the pins needed to be swapped to better control caliper body position during retraction as shown in Fig. 14. It was also decided that the body position could benefit from increasing the guide Pin B bushing volume.

Figure 15 shows the pad v-springs that were added to separate the pads from the disk during off brake to reduce parasitic drag. The v-spring set force was determined by checking the post durability vehicle test brake pad sliding force to determine the minimum force required to separate the pads from the disk. However, due to the application of the v-springs, it was determined that the pad rattle noise rating exceeded the development target.

To offset the rattle noise caused by adding v-springs and to maintain a good drag level, it was necessary to change the pad retainer shape. The pad retainer was changed from a P-type to a C-type as shown in Fig. 16. The P-type retainer was initially

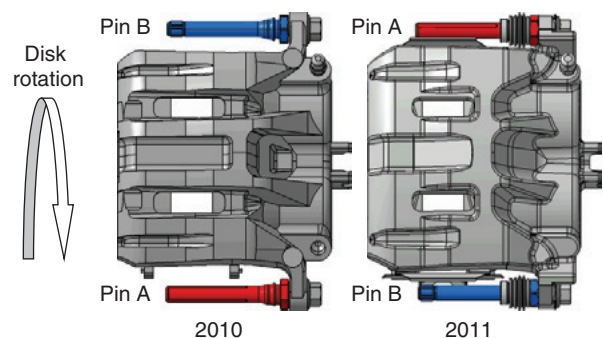


Fig. 14 2010 and 2011 Odyssey pin A and B locations

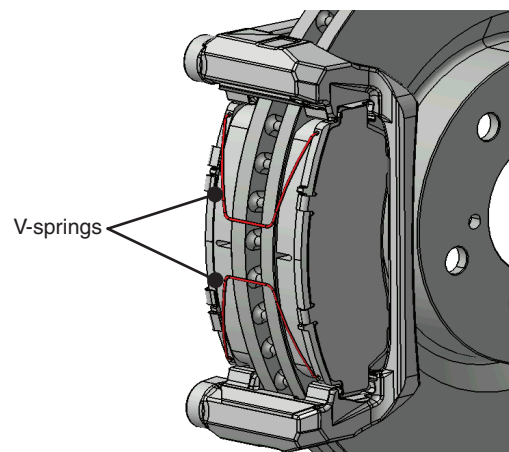


Fig. 15 2011 Odyssey V-springs

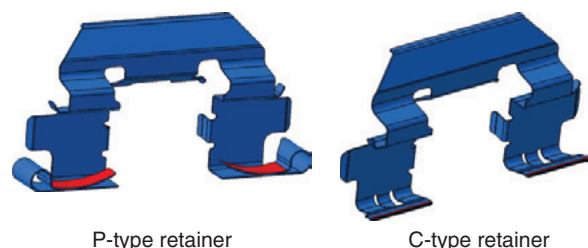


Fig. 16 2010 Odyssey P-type and 2011 C-type retainers

applied due to its ability to aid in pad retraction; however, it was not able to meet the pad rattle target. To meet the pad rattle target, the C-type retainer was implemented to maintain enough spring force on the pad to reduce pad rattle while reducing pad sliding force by approximately 32%. Pad sliding force was reduced by limiting the contact surface area between the retainer and pad interfaces. In addition, Molycoat M77 grease was applied between the pad and retainer interfaces to reduce the frictional forces and further reduce the pad sliding force.

After applying the aforementioned brake drag reduction items, the vehicle met the brake drag target. At 55 mph, the vehicle has an average 5% reduction in brake drag allowing enhanced brake feeling and performance without sacrificing fuel economy.

6. Rolling Resistance

The 2011 Odyssey uses 17" and 18" wheel fitments, which are one-inch larger over the previous model's wheel sizes. The 2010 Touring grade P235/60R17 tire was chosen as a reference tire for 2011 model tire development. The target was to reduce rolling resistance 6% versus the reference tire without degrading important performance areas, such as braking and snow performance.

For the 2011 Odyssey, the LX through EX-L grades applied P235/65R17 tires while the Touring grades applied P235/60R18 tires. An iterative approach was used to develop each tire's cavity shape, tread pattern, compounds, and materials to optimize the tire performance.

Compared to the reference tire, each tire improved rolling resistance by 7 to 8%, which contributed to 6% of the Touring model's highway fuel economy increase. In addition, each tire developed for the 2011 Odyssey achieved all dry braking, wet braking, and subjective performance targets.

7. Weight Reduction

For US Environmental Protection Agency (EPA) Fuel Economy, vehicle weight is critical in determining vehicle running resistance and EPA test conditions. Vehicle weight is categorized into equivalent inertia weight ranks (IWR) based on vehicle curb weight. Furthermore, the certification inertia weight rank is set based on power train and the model grade comprising the majority of vehicle sales. The certification IWR for the 2010 Odyssey was based on the EX-L grade, which allowed all variations to fall within the 4750 IWR.

The 2011 Odyssey required a separate weight certification based on 5AT application on LX through EX-L grades and 6AT application on Touring grades. Achieving the targeted fuel economy required all grades to fall within the 4750 IWR. This was especially important on the high feature content Touring grades. Overall, the vehicle weight was

reduced by 47 kg and the 4750 IWR was achieved for all certification models offsetting a 13% reduction in highway mode fuel economy.

7.1. Engine Weight Reduction

Engine weight was reduced by 5.5 kg while reducing cost, increasing horsepower, and contributing to improved fuel economy. The main design changes responsible for this weight reduction involved converting to lightweight materials, such as magnesium and plastic; optimizing material thickness and size for stamped, cast, and molded parts; and improving system efficiency.

Intake system weight reduced by 2 kg through structural optimization and system efficiency improvements while improving performance and fuel economy. The overall number of parts in the intake system was reduced by integrating parts between the air cleaner case and intake tube and between the resonator and cold air intake tube.

By applying a lightweight radiator package, the overall cooling system weight was reduced by 1.4 kg while increasing cooling performance. This was achieved by combining a new thin radiator core design with dual ring fans and changing the sub shroud material from steel to lightweight nylon.

7.2. White Body Weight Reduction

The 2011 Odyssey body is a conventional steel body with targeted use of advanced high strength steels (AHSS). It is 12.5 kg lighter than its predecessor and has increased body rigidity and collision performance.

Each component of the body was reviewed during development with material grades and thicknesses chosen to meet the functional requirements within each body system. A collaborative approach between design and manufacturing groups was used to refine the white body design. Each structural change was evaluated through extensive use of CAE tools. Crash simulations, body rigidity, and spot weld durability simulations were conducted to help ensure structural changes met all of the functional requirements. Part thickness and grade changes were cross-checked by all simulation groups.

Another challenge was to enhance collision performance by reducing side impact intrusion and increasing roof strength. Both required structural changes from the previous design. A typical approach would be to increase the size of the body sections to increase strength; however, this can reduce passenger space. The team chose not to increase the overall section sizes and looked for opportunities to use AHSS grades and enhance the section efficiency.

The Rear Roof Rail is one example of section optimization. The rail spans across the vehicle from D-Pillar to D-Pillar and forms the top of the tailgate ring. This part has functional requirements for body rigidity and safety performance as well as providing the structural base for the Tailgate Hinges. As shown

in Fig. 17, the previous design rotated the tailgate into the section during opening. For the 2011 Odyssey, the Tailgate Hinge design rotates the tailgate above the roof as shown in Fig. 18. This allowed the Rear Roof Rail section to be smaller and more efficient. The third row seat packaging was improved and the more compact design reduced the weight by over 0.35 kg.

The enhanced strength of AHSS allowed for body system construction changes that further reduced weight. As shown in Fig. 19, 59% of the Odyssey's

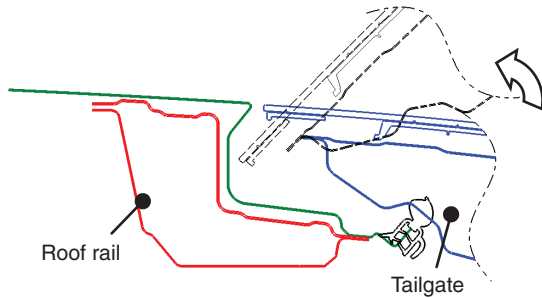


Fig. 17 2010 Odyssey rear roof rail section – tailgate closed and open positions

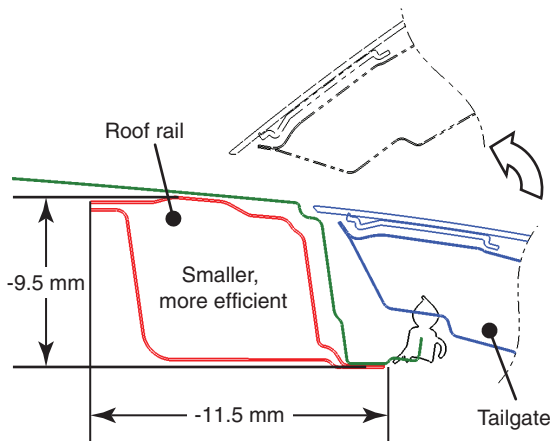


Fig. 18 2011 Odyssey rear roof rail section – tailgate closed and open positions

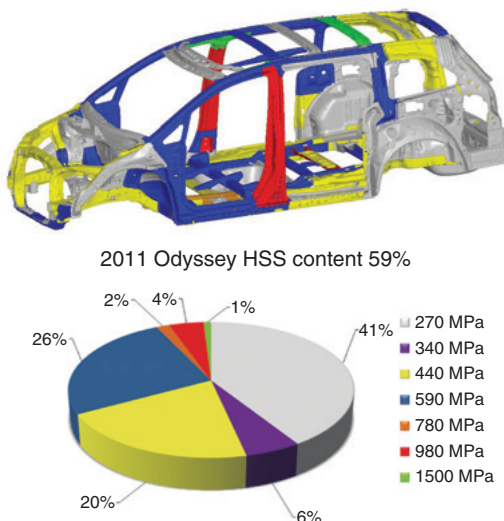


Fig. 19 2011 Odyssey high strength steel usage

Table 1 Seat assembly weight comparison

EX-L	10M	11M	Difference (kg)
FR RH	35.85	28.58	-7.27
FR LH	33.65	30.39	-3.26
Mid RH	28.50	25.10	-3.40
Mid LH	27.00	25.10	-1.90
Mid CTR	15.10	18.60	3.50
RR 40%	24.40	22.68	-1.72
RR 60%	36.60	31.98	-4.62
Total	201.10	182.43	-18.67

white body structure is composed of steels with tensile strength over 340 MPa, which is a 68.5% increase in AHSS usage. Building upon Honda's previously-developed models, 780 MPa, 980 MPa, and 1500 MPa AHSS grades were used for the first time on the Odyssey platform. Examples of AHSS usage to reduce weight on the 2011 Odyssey include the front floor frame (-1.3 kg), second row seat mounting crossmember (-0.86 kg), and the roof side rail (-0.75 kg).

7.3. Interior Weight Reduction

The majority of interior weight can be attributed to the seating system. Seats in the 2010 Odyssey EX-L accounted for approximately 60% of the interior parts' total weight. Customers' desire for versatile eight-passenger seating arrangements along with higher seat performance targets can result in higher seat design complexity and additional weight. The challenge for the 2011 Odyssey development was to find ways to reduce the seat system weight, enhance the seating arrangement flexibility, and exceed existing functionality. With this in mind, the focus was to optimize the previous seat design and maintain a high degree of functionality and performance.

As shown in Table 1, regarding the complete seat set, the seat weight was reduced by approximately 18.7 kg compared to the previous design. Considering the addition of new features and regulation changes, the weight savings is actually higher when compared to an equivalent design specification. For example, the 2011 Odyssey mid center seat adds a comfort slide adjustment, ISOFIX child seat attachment, and a dynamic damper, resulting in a weight increase of 3.5 kg. Mid row outboard seats added 1.66 kg due to dynamic dampers. The rear seat weight increased by 3.22 kg due to upgrading the outer headrests to comply with FMVSS 202a, adding an ISOFIX location to the 40% seat, and adding new cargo load floor flaps.

In the front row seating, weight was reduced by a total of 6.53 kg. This does not include a 4 kg weight transfer caused by replacing the passenger seat-mounted folding table with a body-mounted removable center console. The majority of the front

seat weight reduction, which is approximately 5.05 kg, was achieved by replacing the complex welded stamping seat riser assembly with a more efficient design. The new seat mounting concept consisted of a body-integrated rear mount structure and a taller 3-piece stamping for the device front mounting foot. These changes eliminated the need for a separate seat riser altogether (Fig. 20). An additional 0.88 kg savings was achieved by applying the latest generation passenger seat occupant detection system. The remaining amount of front row seat weight reduction was obtained by applying the latest generation anti-whiplash front seat back frame and an 8-way/4-way power device.

In the mid row, the outboard seat combined weight was reduced by 5.3 kg. The majority of this mid outboard weight savings resulted from applying a new low-effort slide adjuster device and an optimized recliner and walk-in mechanism. For the 2011 Odyssey, a dynamic damper was added to each mid outboard seat; however, approximately 95% of this weight increase was offset by deleting the inboard arm rests and their mounting brackets. To compensate the inner armrest feature loss, the larger 2011 mid center seat applied an integrated arm rest and cup-holder, which is accessible when the center seat back is folded down.

In the rear row seating, a total weight savings of 6.34 kg was achieved by optimizing the seat frame and mounting structure and reducing the lock quantity of the 60% foot comp to one using latest generation locks (Fig. 21).

For the 2011 Odyssey rear seat, the pivot mounting structure design was changed to reduce weight and simplify factory assembly (Fig. 22). For the center pivots, a lightweight welded steel stamping design was applied to replace the previous generation's bolt-on cast iron structure. For the outboard spring-loaded pivots, a lighter level-2 bolt-on design was applied, eliminating the need for the factory to install it to the body prior to the seat installation. Optimizing the rear seat pivot mounting structures reduced the rear seat weight by approximately 5.54 kg.

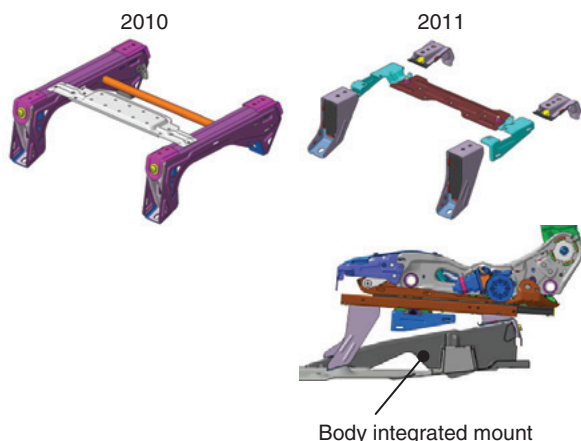


Fig. 20 2010 and 2011 front seat mounting system

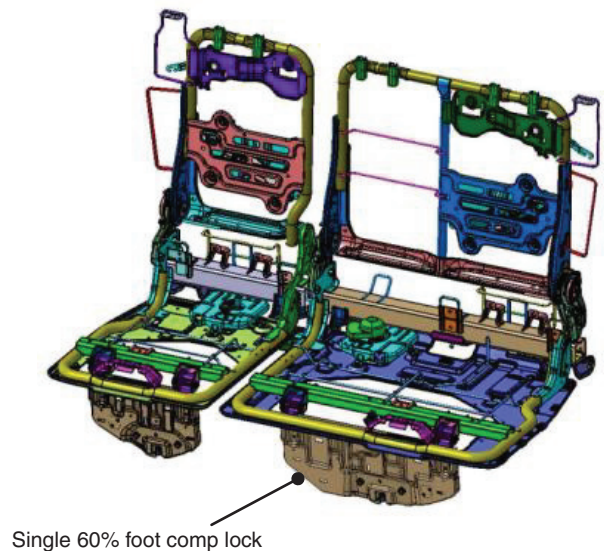


Fig. 21 2011 Odyssey 3rd row seat structure and 60% foot comp single lock

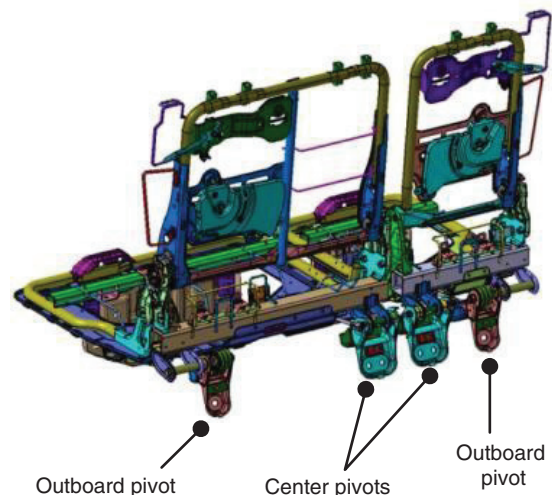


Fig. 22 2011 Odyssey rear seat integrated mounting pivot

8. Conclusion

The 2011 Odyssey's overall fuel economy achievement involved a total vehicle effort on a part-by-part and system-by-system basis that encompassed the engine, transmission, chassis, and body areas. Fuel economy improvements started with applying the 3.5L V6 engine with VCM to all grades. Changes to the engine design and calibration involved reduced pumping losses, increased EGR usage, air intake temperature management, reduced internal friction, reduced accessory drive losses, and reduced idle/deceleration losses. For the transmission, internal friction was reduced and gear ratios optimized for VCM usage. In addition, 6AT was applied to the Touring models to enhance drivability and further increase fuel economy. Changes to the chassis focused on reduced running resistance through tires, brakes, and bearings. Changes to the vehicle body focused on aerodynamics

and weight reduction with increased structural rigidity and enhanced safety performance. Total vehicle weight reduction was 47 kg.

Fuel economy on the 2011 Odyssey improved by +2/+4 mpg on the LX~EX models, +1/+2 mpg on the EX-L model, and +2/+3 mpg on the Touring models in EPA city and highway modes. Through these fuel economy improvements, the 2011 Odyssey achieved the 18/27 mpg label target on the LX~EX-L models and 19/28 mpg label target on the Touring models. In addition, vehicle development achieved the CAFE strategy and maintained Odyssey's overall marketability with "best-in-class" fuel economy by a margin of 3 to 4 mpg over competitors.

References

- (1) Segawa, M., Kumagai, K., Sato, R., Tamura, Y., Fujiwara, M.: Development of V6 Engine with New Variable Cylinder Management, Honda R&D Technical Review, Vol. 20, No. 1, p. 35-42
- (2) Matsuoka, H., Mikasa, T., Nemoto, H.: Development of Active Control Engine Mount, Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 2, p. 209-214
- (3) Inoue, T., Takahashi, A., Minowa, S., Sano, H.: Development of Active Noise Control System for Engine Booming Noise, Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 2, p. 201-208
- (4) Yu, J., Haskell, J.: Fuel-Efficient and Low-Noise Steering Systems in Large and Heavy Vehicles using Variable Displacement Pump Technology, Honda R&D Technical Review, Vol. 22, No. 2, p. 182-188
- (5) Takei, H., Ishikawa, Y., Saito, Y., Tsubata, Y.: Fine Control System for Multi-plate Lock-up Clutch, Honda R&D Technical Review, Vol. 21, No. 2, p. 155-161

■ 著 者 ■



Ryan CHAPMAN



Paul DeHART



Patrick SHAFER



Spyridon BLATSEAS



Chase LIN



Chris HARTWIG



Dennis PLANK



Evan MARTIN



Scott PAUL



Brandon OLLANKETO

小型モータサイクル用吸気管内圧力センサレス 燃料噴射システムの開発

Development of Intake Air Pressure Sensor-less Fuel Injection System for Small Motorcycles

宇津木 克 洋*

Katsuhiko UTSUGI

坂 口 和 彦*

Kazuhiko SAKAGUCHI

高 野 祐 紀*

Yuki TAKANO

大 西 謙 太*

Kenta ONISHI

要 旨

低コスト化を目的に、吸気管内圧力センサを廃止した小型モータサイクル用電子制御式燃料噴射システムを開発した。燃料噴射システムにおいて、吸気管内圧力センサは、スロットル低開度領域の吸入空気量の計量、大気圧の計測、エンジンの行程判別機能という三つの機能を担っている。本開発では、その機能を O_2 フィードバック制御を応用した新しい学習制御システムと、クランクシャフトの回転変動検知によるエンジンの行程判別制御で代替した。この新しい学習制御システムでは、エンジンの個体差や大気圧などの環境条件を包括した環境補正係数 Kbu を定義し、燃料噴射量の補正機能に用いることで、吸気管内圧力センサの機能に頼ること無く適正な燃料噴射量の制御を可能とした。さらに、始動直後の冷機時や過渡運転時に O_2 フィードバック制御がおこなわれない場合でも、ECU に記憶させた Kbu を用いることで適正な空燃比補正を可能にした。エンジンの行程判別機能は、従来のエンジンの行程間での吸気管内圧力差の計測から、エンジンの行程間でのクランクシャフトの回転変動検知による方法に変更することで、従来と同等の行程判別を可能とした。本技術により排出ガス性能および燃費性能を維持したまま、吸気管内圧力センサの廃止によるシステムの簡素化を実現した。

ABSTRACT

An electronically controlled fuel injection system for small motorcycles was developed without an intake air pressure sensor to reduce costs. In a fuel injection system, the intake air pressure sensor performs the three functions of measuring the amount of intake air in minute throttle-opening range, measuring the atmospheric pressure, and distinguishing the engine stroke. This study replaced these functions with a new learning control system that applies O_2 feedback control, and engine-stroke distinction control based on detection of crankshaft rotation speed fluctuation. This new learning control system defines the operational condition compensation coefficient Kbu , which covers operational conditions such as atmospheric pressure and conditional variations among completed engines, and uses this coefficient in the fuel injection quantity correction function. This enabled proper fuel injection quantity control without depending on intake air pressure sensor functions. In addition, storing Kbu in an Engine Control Unit (ECU) enabled proper air fuel ratio correction even when O_2 feedback control is inactive, such as when the engine is cold immediately after starting or during transient operation. The engine-stroke distinction function enabled stroke distinction equal to that of the conventional system by changing the method from measurement of the difference in intake air pressure between engine strokes to detection of crankshaft rotation speed fluctuation between engine strokes. This technology realized a simplified system that maintains the same performance for exhaust emissions and fuel economy without an intake air pressure sensor.

1. まえがき

近年、世界的な環境問題への関心が高まる中で排出ガスの低減要求が強まってきている。二輪車においても例外は無く、その有効な施策として燃料供給システムはキャブレタから電子制御式燃料噴射システムへの移行が進んでい

る。電子制御式燃料噴射システムは、キャブレタと比較して、吸入空気温度や大気圧の変化に対して空燃比を精度良く制御できるシステムである。その反面、このような制御をおこなうためには、多数のセンサ類(吸入空気量、吸入空気温度、大気圧、カム位相、クランク位相、排出ガス残留酸素濃度等を計測するもの)の装備が必要となるため、キャ

*二輪 R&D センター

ブレタと比べ複雑で高価なシステムになってしまうという課題がある。特に小型モータサイクルには、四輪車や大型モータサイクルと比較して、より簡素で廉価なシステムが強く求められている。これまで、二次空気導入システムの廃止⁽¹⁾、スロットルボデーへの各センサ類の集約⁽²⁾、O₂センサの小型化やヒータレス化⁽³⁾、インジェクタの小型化⁽⁴⁾、燃料ポンプの小型化⁽⁵⁾などのコスト低減を目的とする開発がおこなわれてきた。しかしながら、センサ機能の統合などによるシステムの簡素化という観点での開発は少ない。

本開発では、システムを簡素化することを目的とし、センサ類の機能統合をおこなった。吸気管内圧力センサの役割を O₂ フィードバック制御を用いた新しい学習制御システムと、クランクシャフト回転変動検知による行程判別制御で代替した。これにより、排出ガス性能・燃費性能を維持しながらも吸気管内圧力センサの廃止を可能とした。

2. 供試車両と電子制御式燃料噴射システム概要

Fig. 1 と Table 1 に供試車両 WAVE110 の外観図と主要諸元を示す。WAVE110 は、タイ 6 次排出ガス規制 (EURO-3 相当) に適合した空冷 4 ストローク単気筒 110 cm³ エンジン搭載の小型モータサイクルである。

Fig. 2 は、スロットルボデーの外観図である。今回廃止した吸気管内圧力センサは、スロットルボデーに一体化されたセンサユニット内に装備されている。

Fig. 3 に供試車両の電子制御式燃料噴射システム構成を示す。

WAVE110 に搭載された電子制御式燃料噴射システムは、始動エアデバイスが無く、O₂ フィードバック制御をアイドル領域まで拡大したシステムと三元触媒を採用して、タイ 6 次排出ガス規制 (EURO-3 相当) に適合している。



Fig. 1 Test motorcycle

Table 1 Engine specifications of test motorcycle

Item		Specifications
Engine type		4-stroke single-cylinder
Cooling system		Air-cooled
Bore × Stroke (mm)		50.0 × 55.6
Engine displacement (cm ³)		109.1
Compression ratio		9.0
Valve train		SOHC
Valve diameter (mm)	Inlet	φ25.5 × 1
	Exhaust	φ21.0 × 1
Maximum Horsepower (kW/r/min)		6.18/7500
Maximum torque (Nm/r/min)		8.15/5500

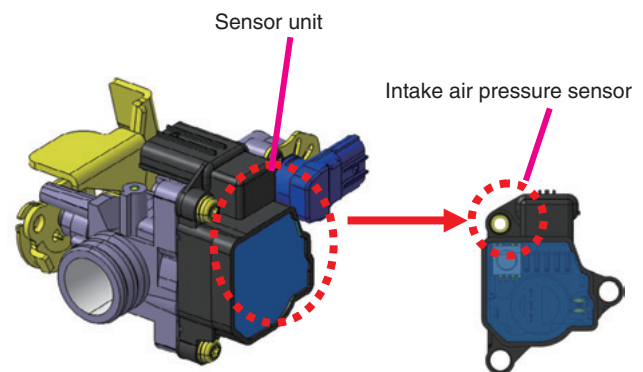


Fig. 2 External view of throttle body

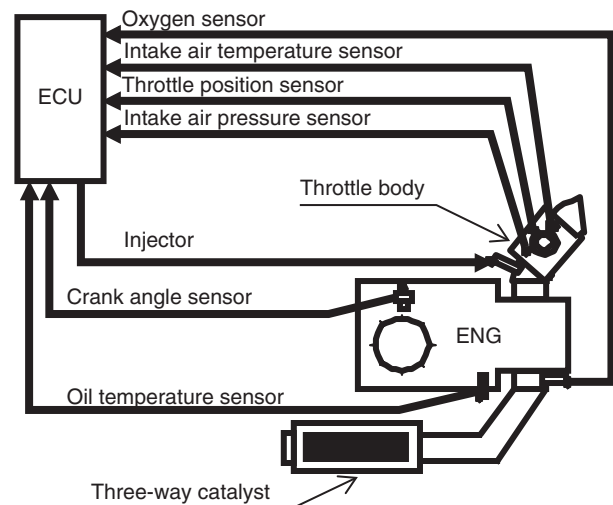


Fig. 3 Basic diagram of current FI system

3. 簡素化の検討

システムを簡素化するために、現行の電子制御式燃料噴射システムにおいて使用されているセンサの廃止を検討した。

電子制御式燃料噴射システムでは、直接計量または、間接計量した吸入空気量に応じて基本燃料噴射量が決定される。供試車両の場合、エアフローセンサによる吸入空気量の直接計量はおこなっておらず、スロットル低開度領域で

は、吸気管内圧力とエンジン回転速度で吸入空気量を間接計量するスピードデンシティ方式を、また、スロットル高開度領域では、スロットル開度とエンジン回転速度から吸入空気量を間接計量するスロットルスピード方式を採用している⁽⁶⁾。さらに吸入空気温度や大気圧の変化、エンジンの暖機状態などに対応した補正制御をおこなうために、多数のセンサ類を装備している。吸入空気温度センサ・ O_2 センサ・エンジン油温センサ・クランクアングルセンサの計測対象はそれぞれ吸入空気温度、排出ガス残留酸素濃度、エンジン油温、クランクシャフト回転数であり、それぞれの計測対象が異なっているため、他のセンサで置き換えるのは困難であると考えた。一方、スロットル開度センサと吸気管内圧力センサは、計測対象は異なるが、吸入空気量の間接計量という同じ役割を持っているので、一方のセンサを廃止し、その機能の一部を他方のセンサで代替することによるシステム簡素化の実現性を検討することにした。

4. 廃止センサの決定

スロットル開度センサと吸気管内圧力センサ、それぞれの役割に着目し、廃止可否の検討をおこなった。

スロットル開度センサの主な役割は、

- (1) スロットルスピード方式によるスロットル高開度領域の吸入空気量の計量
- (2) スロットルの開度判断 (全閉や全開など運転状態の検出)
- (3) 加速判断 (加速時の燃料増量補正と点火時期の進角補正)
- (4) 点火時期の決定

である。

スロットル開度センサ廃止時の課題を検討すると、

- ・ 精度は落ちるものの現行のシステムでも吸気管内圧力センサにて、スロットル高開度領域の吸入空気量の計量は可能である。
- ・ スロットル開度判断は、アイドリングや全開走行などの運転状態を判断するために使用しているので、代替するには、スロットルスイッチの追加が必要であり、システムを簡素化することはできない。
- ・ 加速判断と点火時期の決定に関しては、優れた加速応答性が要求される二輪車の特徴を考慮すると、スロットル開度センサが、運転状態を最も適切に感知できるセンサである。ゆえに、その役割を代替する手法の構築は困難である。

との結果となり、スロットル開度センサの廃止は断念した。

一方、吸気管内圧力センサの主な役割は

- (1) スピードデンシティ方式によるスロットル低開度領域の吸入空気量の計量
- (2) 吸気管内圧力による大気圧の推定

(3) エンジンの行程判別

である。

同様に吸気管内圧力センサ廃止時の課題を検討すると、

- ・ 精度は落ちるものの現行のシステムでもスロットル開度センサにて、スロットル低開度領域の吸入空気量の計量は可能である。
- ・ 大気圧の推定は、大気圧変化に対する燃料噴射量補正のためにおこなっているが、その補正は他の燃料噴射量補正で代替が可能である。
- ・ エンジンの行程判別に関しては、各行程で変動するクランクシャフトの角速度を検出することにより、代替が可能である。

との結果となり、吸気管内圧力センサを廃止したシステムの構築は可能であると考えた。

5. 吸入空気量特性と吸気管内圧力センサ廃止時の課題

吸気管内圧力センサを廃止するためには、前述した吸気管内圧力センサの三つの役割を代替する必要がある。代替するための課題を抽出するために、まずはスロットル開度と吸入空気量の関係に着目し、検討を始めた。

Fig. 4 に、スロットル開度に対する吸入空気量と吸気管内圧力の特性の代表例を示す。スロットル低開度領域 (スロットル開度 7.5 deg 以下) では、吸入空気量の変化率は小さいのに対し、吸気管内圧力の変化率は大きい。一方、スロットル高開度領域 (スロットル開度 7.5 deg 以上) では、吸入空気量の変化率は大きいのに対し、吸気管内圧力の変化率は小さい。これは、スロットル低開度領域では、スピードデンシティ方式の方が吸入空気量の計量精度が高く、スロットル高開度領域ではスロットルスピード方式の方が吸入空気量の計量精度が高いということを意味する。一般的に二輪車ではスピードデンシティ方式とスロットルスピード方式を併用し、この特性に合った設定をおこなっ

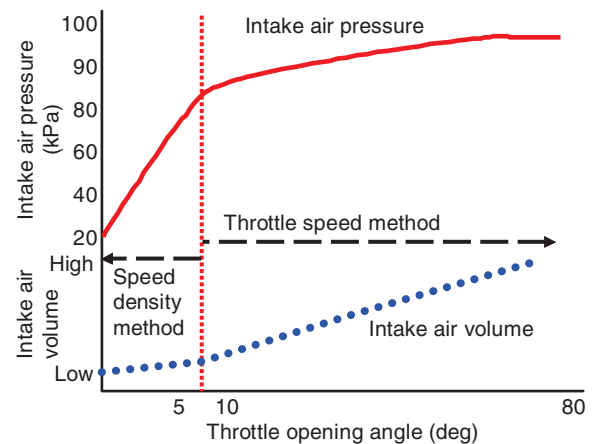


Fig. 4 Characteristics of intake air pressure and amount of intake air in relation to throttle opening angle

ている。よって吸気管内圧力センサを廃止する場合、スロットル低開度領域の吸入空気量の計量精度を維持することが一つ目の課題となる。

次に、アイドリング回転数調整に関連した課題について述べる。

Fig. 5 にバイパス通路を備えたスロットルボデー構造を示す。ベースモデルのスロットルボデーは、アイドリング時のエンジン回転数を調整するために、その通過空気量を手動で調整できるバイパス通路を備えている。エンジンの吸入空気量はスロットルバルブが配置されるメイン通路とバイパス通路の二系統で分担される形となる。

Fig. 6 にスロットル開度に対する吸入空気量の分担の特

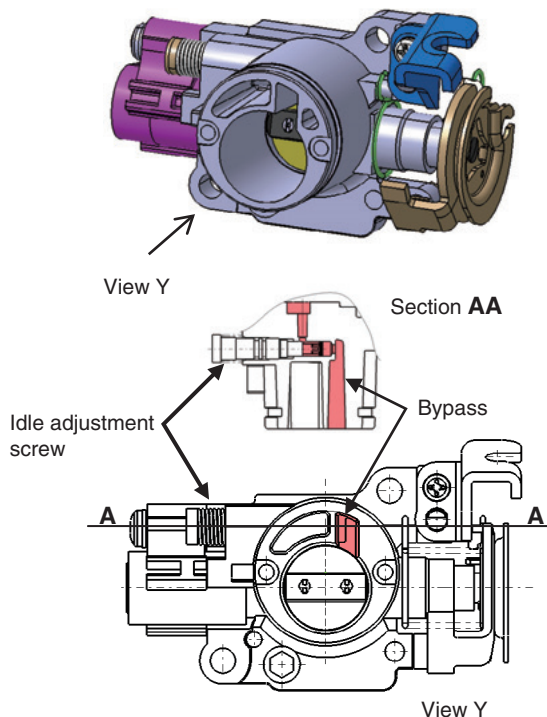


Fig. 5 Throttle body and bypass structure

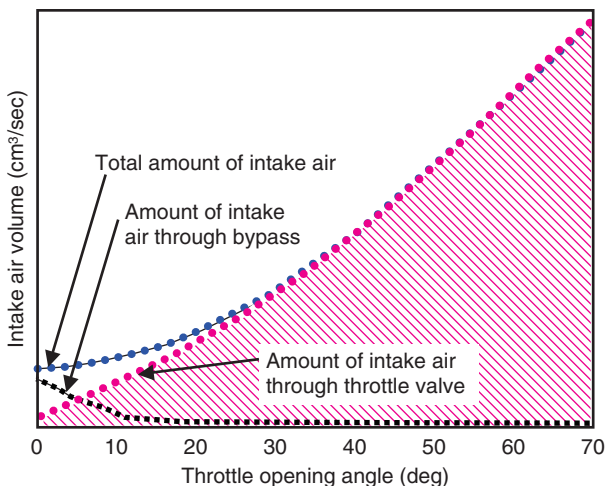


Fig. 6 Amount of intake air in relation to throttle opening angle

性の一例を示す。スロットル開度 0 deg においては、バイパス通路からの吸入空気量が大半を占め、スロットル開度が増すにつれてその分担割合が次第に減少する。スピードデンシティ方式では、バイパス通路の調整による吸入空気量の変化は吸気管内圧力変化として計測できるので、吸入空気量の計量精度を維持できる。一方、スロットルスピード方式では、吸入空気量の変化はスロットル開度変化として現れないため、計量精度を維持することは不可能である。よって、アイドリング回転数調整による吸入空気量の変化をどのように計量するかが二つ目の課題となる。

次に、吸気管内圧力センサの二つ目の機能である大気圧変化に対する補正機能について説明する。走行する場所の標高や天候条件による大気圧の変化に伴い吸入空気密度が変化する。この場合、適正な空燃比に制御するために、吸入空気密度変化に対応した燃料噴射量補正をおこなう必要がある。現行の電子制御式燃料噴射システムでは、吸気管内圧力から大気圧を推定し、補正をおこなうのが主流となっている。吸気管内圧力センサを廃止する場合、大気圧変化に対する燃料噴射量補正精度をどのように維持するかが三つ目の課題となる。

最後に、吸気管内圧力センサの三つ目の機能であるエンジンの行程判別機能について説明する。4 ストローク単気筒エンジンにおいては、適切なタイミングで燃料を噴射するために、エンジン始動後速やかに行程判別をおこなっている。現行システムのエンジンの行程判別は、吸気管内圧力センサの信号を用いておこなっており、このセンサを廃止する場合、行程判別機能をどのように維持するかが四つ目の課題となる。

以上より、吸気管内圧力センサの三つの機能を代替するためには、以下の四つの課題の対応が必要となる。

- ・ スロットル低開度領域の吸入空気量計量精度の維持
- ・ アイドリング回転数調整時の吸入空気量計量精度の維持
- ・ 大気圧変化に対する燃料噴射量補正精度の維持
- ・ エンジンの行程判別機能の維持

これらは、

- (1) 吸入空気量計量精度／燃料噴射量補正精度の維持
- (2) エンジンの行程判別機能の維持

の二つの項目に大別できる。この二つの項目に対応するための代替手法の構築をおこなった。

6. 吸入空気量計量精度／燃料噴射量補正精度維持のための代替手法

まず、一つ目の項目である吸入空気量計量精度／燃料噴射量補正精度維持のための代替手法について説明する。

6.1. O₂ フィードバック制御による対応

代替手法を構築する上で着目したのは、電子制御式燃料

噴射システムにおいて、三元触媒の浄化性能を高める手法として採用されている O_2 フィードバック制御である。 O_2 フィードバック制御とは、排出ガス中の酸素濃度を検知して理論空燃比よりリッチであるかリーンであるかを判断し、 O_2 フィードバック係数 (以後 K_{O_2} と呼ぶ) によって常にそれを打ち消す方向に燃料噴射量を微調整し続けて、理論空燃比近傍に収束させる制御である。Fig. 7 に O_2 フィードバック制御の動作例を示す。この制御を使用すれば、スロットル低開度領域の吸入空気量の変化、アイドリング回転数調整による吸入空気量の変化、大気圧変化による空気密度の変化が起こっても、その変化に見合った燃料噴射量を K_{O_2} により補正して供給することができる。つまり、 O_2 フィードバック制御により吸入空気量計量精度/燃料噴射量補正精度を維持することは基本的に可能である。

6.2. O_2 フィードバック制御非実施時の対応

6.2.1. O_2 フィードバック制御非実施時の課題

O_2 フィードバックを実施することで、吸入空気量計量精度/燃料噴射量補正精度を維持することが可能であるが、 O_2 フィードバック制御は、あらゆる運転状況下で実施できる制御では無い。

O_2 フィードバック制御を実施できない状況とは、

- ・ O_2 センサの温度が低い時
- ・ エンジンが暖機中のとき
- ・ 燃料カット中のとき
- ・ 急加速時
- ・ 再始動直後のとき

であり、実際の運転状況を考慮すると O_2 フィードバック制御を実施できない状況は、かなりの頻度で存在している。

O_2 フィードバック制御が実施できない状況下では、エンジンの状態変化、アイドル回転数の調整、大気圧の変化による吸入空気量変化に合わせた燃料噴射量の補正ができ

なくなる。このことから、 O_2 フィードバック制御非実施時の対応が必要となる。

6.2.2. O_2 フィードバック非実施時の課題への対応手法

この対応として、以下に定義した環境補正係数 (以後、 K_{bu} と呼ぶ) を用いた学習制御を構築した。

この学習制御の基本的な考え方は、実大気状態での O_2 フィードバック制御中、理論空燃比で安定した際の K_{O_2} の一定時間内の平均値を K_{O_2ave} 、標準大気状態において理論空燃比になる K_{O_2} の値を基準値 K_{O_2std} と定義し、この K_{O_2ave} と K_{O_2std} との比率を K_{bu} として算出する。 K_{bu} が安定していれば、ECU のメモリに学習値として記憶 (以後、学習と呼ぶ) させて基本燃料噴射量に反映させる手法である。この学習制御により、 O_2 フィードバック制御ができない環境下でも、学習された K_{bu} によってエンジンの要求に合った補正をおこない、常に適切な燃料噴射量の供給が可能となる。

以下に K_{bu} の算出式を示す。

$$K_{bu} = K_{O_2ave} / K_{O_2std} \quad (1)$$

K_{bu} : 環境補正係数

K_{O_2} : O_2 フィードバック補正係数 (O_2 フィードバック制御非実施時は $K_{O_2} = 1.0$ となる)

K_{O_2ave} : 実大気状態での O_2 フィードバック補正係数 K_{O_2} の平均値

K_{O_2std} : 標準大気圧状態で理論空燃比になる O_2 フィードバック補正係数

この算出式で求めた K_{bu} を燃料噴射量算出式に反映する。以下に燃料噴射量算出式の概要を示す。

$$T_{out} = Map_{th} \times K_{bu} \times K_{to} \times K_{O_2} \quad (2)$$

T_{out} : 燃料噴射量

Map_{th} : スロットルスピード方式の基本燃料噴射量

K_{to} : 油温補正係数

O_2 フィードバック制御実施中は、吸入空気量変化に対し、 K_{O_2} にて理論空燃比への合わせ込みをおこなう。このときに算出された K_{O_2ave} が K_{O_2std} に対して一定以上の偏差を生じた時は、 K_{bu} を更新する。この動作により、 K_{O_2} は 1.0 近傍に保持される。

O_2 フィードバック制御が非実施になった時は、 $K_{O_2} = 1.0$ に固定となるが、先の動作で更新された K_{bu} が O_2 フィードバック制御実施中と同等の燃料噴射量の供給を可能としている。

ここで実機によるテストにて、急加速時の空燃比変化を K_{bu} の算出前後で比較する (Fig. 8)。算出前は (左図)、 O_2 フィードバック制御非実施時に $K_{O_2} = 1.0$ となると、補正が効かなくなり、空燃比はねらいの値に対して差異が大きくなっていることがわかる。算出後は (右図)、 O_2 フィード

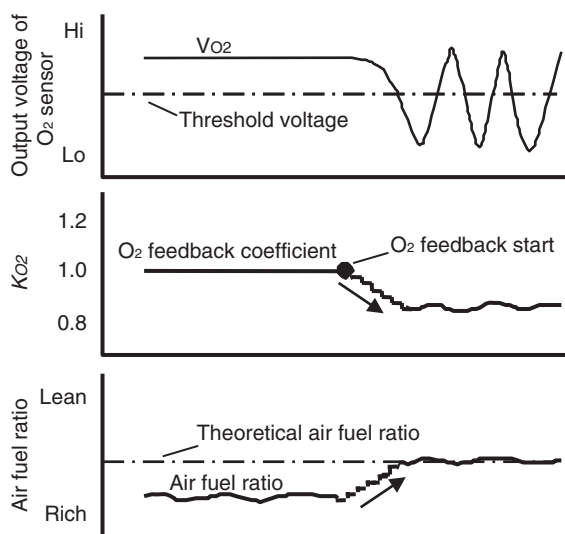


Fig. 7 O_2 feedback control operation

バック制御が非実施時に $K_{O_2} = 1.0$ となっても、算出した K_{bu} と K_{to} にてエンジンの状態変化、吸入空気量の変化、大気圧の変化に対応した補正をおこなっているため、ねらいの空燃比に対して差異が小さいことがわかる。

Fig. 9 に今回考案したシステムにおける冷間始動時から K_{bu} を算出し記憶するまでの過程と次回運転時の O_2 フィードバック制御開始までの過程を (1) から (7) のポイントで示す。

- (1) 運転開始時は冷機状態なので、一般的にアイドリング回転数を安定させるため、始動補正として燃料噴射量を増量させている。 $K_{bu}(0)$ は初期値で、標高、気象などの環境条件が初期値の設定条件と異なる場合、始動補正終了後にねらいの空燃比とならない可能性がある。
- (2) 燃料噴射量の増量が終わり、 O_2 フィードバック制御が開始される。即座に空燃比を理論空燃比に補正し、同時に K_{O_2} の平均値より $K_{bu}(n)$ を算出する。 $K_{bu}(0)$

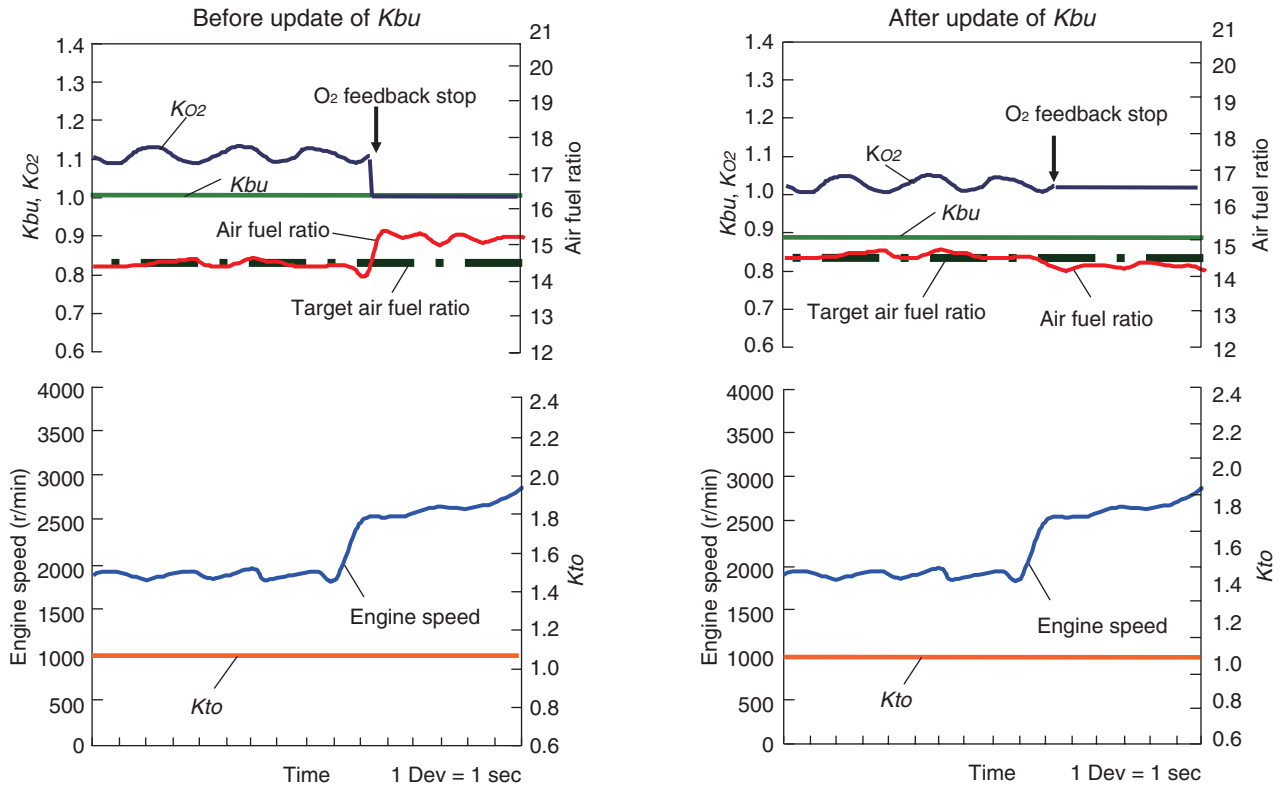


Fig. 8 Air-Fuel ratio correction during steep acceleration before and after K_{bu} is calculated

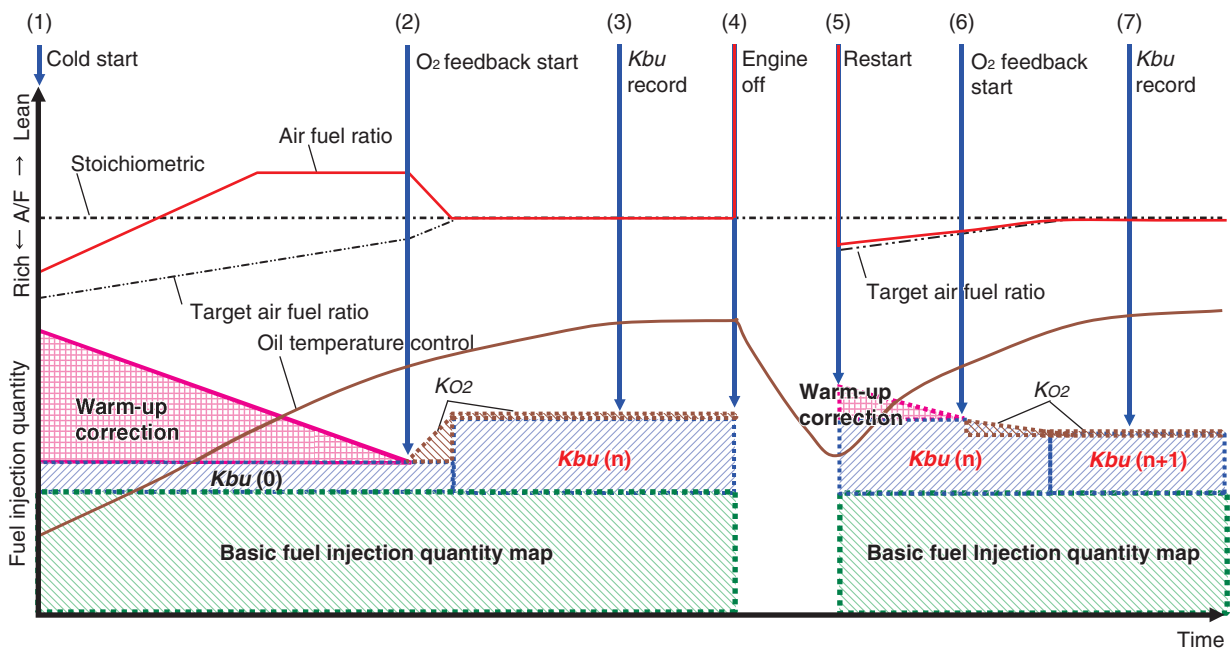


Fig. 9 Process to calculate and store K_{bu} and perform fuel injection control after cold start of engine

が $Kbu(n)$ に更新される。

- (3) この $Kbu(n)$ を不揮発性メモリに学習値として記憶させる。
- (4) エンジンを停止させても、 $Kbu(n)$ を不揮発性メモリに記憶させているので $Kbu(n)$ は維持される。
- (5) 次回運転開始時に $Kbu(n)$ を不揮発性メモリから読み出し、 O_2 フィードバック制御を開始するまでの間、環境補正係数 $Kbu(n)$ として使用する。(2)、(3)において $Kbu(n)$ を更新しているので O_2 フィードバック制御をおこなわない状態でもねらいの空燃比に近い値で制御できる。
- (6) O_2 フィードバック制御が開始されて K_{O_2} に差があると $Kbu(n+1)$ を新たに算出する。
- (7) $Kbu(n)$ と $Kbu(n+1)$ の値に差があると、 $Kbu(n+1)$ として不揮発性メモリに学習値として記憶する。

6.3. Kbu による補正効果の検証結果

Fig. 10 に、実機のアイドリング運転状態で空燃比がリッチにずれている状態からの Kbu による燃料噴射量補正の効果検証結果を示す。

- ・ 左図は、 Kbu は未学習状態で、実空燃比は目標空燃比 (理論空燃比) からずれている状態を示している。
- ・ 中央図は、 Kbu は学習状態で、目標空燃比 (理論空燃比) に近づいている状態を示している。
- ・ 右図は、 O_2 フィードバック制御が開始されると、理論空燃比に収束する状態を示している。

Fig. 11 にアイドリング状態で、1 気圧から 0.65 気圧まで気圧を徐々に下げていった時の Kbu の値と空燃比の変化を示す。大気圧の変化が起こるとともに K_{O_2} と K_{O_2std} に偏差が発生し、 Kbu が更新される。この動作を繰り返すことで大気圧の変化に Kbu が追従し、高地の運転時でも適切な

空燃比に制御できることがわかる。

以上の結果から、吸気管内圧力センサを廃止した時の吸入空気量を計量する機能の維持が可能となった。

6.4. Kbu による補正精度の向上

この Kbu による学習制御システムは、 O_2 フィードバック制御を応用し、さまざまな運転環境や運転条件に対応できる有効な制御システムであるが、前述したバイパス通路の特性に対しては考慮する点があった。

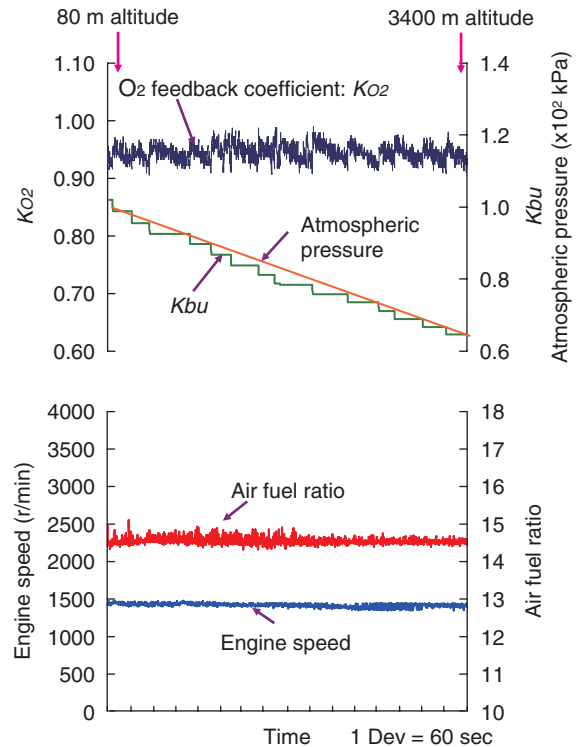


Fig. 11 Corrective effect by Kbu in response to changes in atmospheric pressure

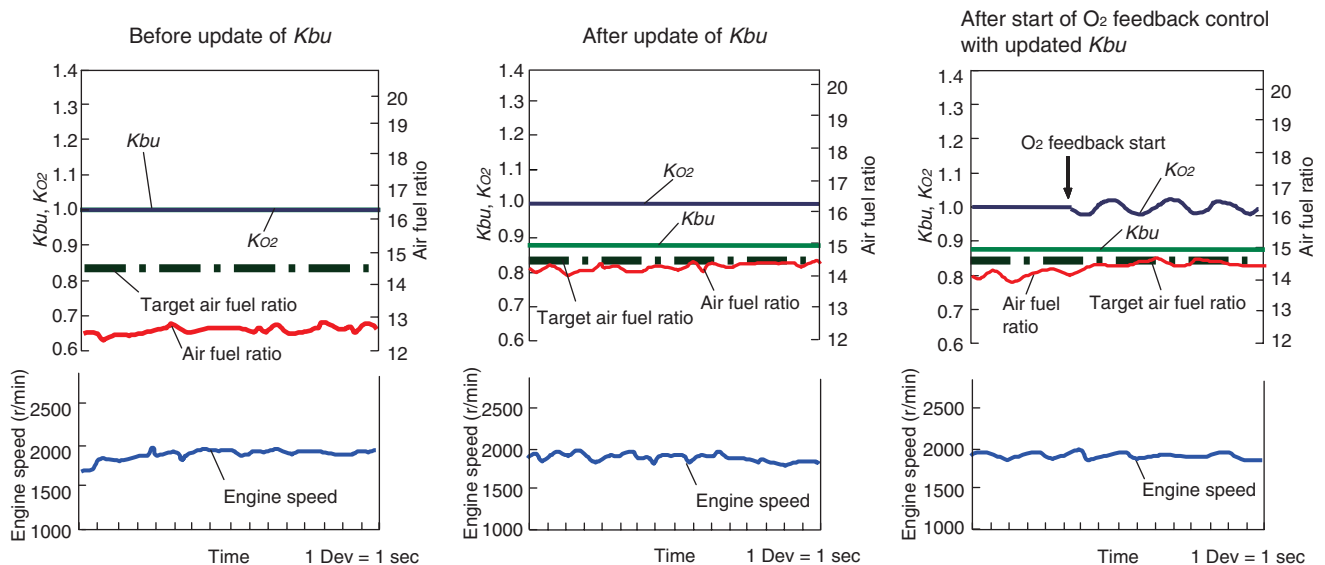


Fig. 10 Process to calculate and store Kbu and perform fuel injection control after cold start of engine

Fig. 12 に、アイドル吸入空気量をバイパス通路にて 20% 低減させた時のスロットル開度ごとの吸入空気量変化率を示す。基準となる 0% のラインは、アイドル吸入空気量の調整前を表わす。アイドル吸入空気量を 20% 低減させた場合、全体に対する吸入空気量の変化率は、スロットル低開度領域になるほど大きい。Fig. 13 は、そのときのスロットル開度に対する K_{bu} の値の変化を示す。基準となる 1.0 のラインは、アイドル吸入空気量調整前の K_{bu} を表わす。 K_{bu} はその定義より吸入空気量変化率を代表することから、吸入空気量変化と同特性を示し、スロットル低開度領域ほど変化は大きい。これは、スロットル低開度領域の走行時には、一つの K_{bu} の値では精度よく補正できないことを意味する。このことから、 K_{bu} による補正精度を向上させるために、 K_{bu} の算出領域をスロットル開度方向にいくつかに区分する対応をおこなった。

K_{bu} 算出領域の区分を細かくすれば、同区分内の K_{bu} の変化が少ないため、理論空燃比と実空燃比の偏差を最小限に抑えられる。しかし、 K_{bu} 算出領域の区分を細かく設定すると、スロットル開度が変化する過渡運転状態では、スロットルの開閉スピードが速くなるほど、一つの K_{bu} 算出

領域内に測定点が留まっている時間が短くなる。この時間が K_{bu} の算出に要する時間より短いと、算出が完了する前に別の K_{bu} 算出領域に移動することになり、 K_{bu} の算出機会を逸する。その結果、 K_{bu} による空燃比補正精度が下がる。このことから、 K_{bu} を算出する上で、空燃比の補正精度と K_{bu} の算出機会を考慮した領域区分の設定が必要になる。 K_{bu} の算出領域の区分に対する考え方を Fig. 14 を用いて説明する。

- ・アイドルリング領域は、エンジンの個体差や空気量調整等の影響を最も受ける領域のため、幅の狭い設定とした。(スロットル開度 0 deg-Border1)
- ・スロットル低開度領域では、Fig. 13 に示すようにスロットル微小開度変化に対して、要求される K_{bu} の値が大きく変化する。この領域で区分設定を広くすると、 K_{bu} の算出機会は増すが、一つの領域における上下限での K_{bu} 偏差が大きくなる。このため、一つの領域内での空燃比の差が大きくなりドライバビリティが低下する。逆に領域を狭くすると一つの領域内でのドライバビリティへの影響は少なくなるが、 K_{bu} の算出機会が減るため、空燃比補正精度は低下する。

これらの事象を考慮して、 K_{bu} の算出機会とドライバビリティのバランスを検討した結果、それぞれの領域の上下限での K_{bu} の偏差を 10% 以下にすることで両立が可能であることが実車テストにて確認された。この結果から、三つの K_{bu} 算出領域を設定した。(Border1 - 4)

- ・スロットル中開度以上の領域では、エンジンの個体差やアイドルリング時の空気量調整等の影響を受けにくいので、補正精度を考慮しても一つの領域区分で充分であった。(Border4 - スロットル全開)

以上の検討、確認結果より、Fig. 14 に示す五つの領域区分とした。

Fig. 15 に O_2 フィードバック制御非実施の状態における K_{bu} 算出区分が一つの場合と五つに分けた場合の空燃比補正結果を示す。破線は K_{bu} の算出区分を一つでおこなった

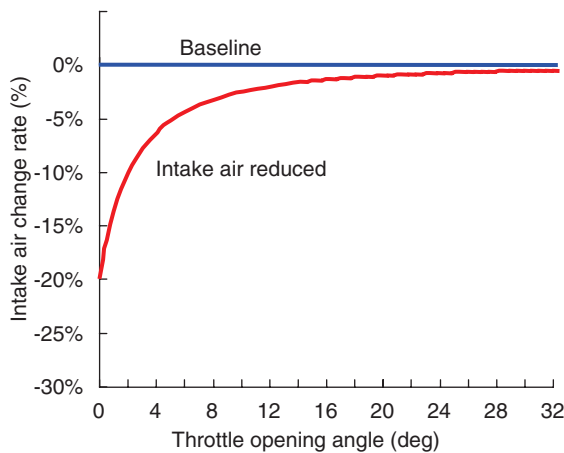


Fig. 12 Change rate of air intake when amount of intake air is reduced by 20% by bypass

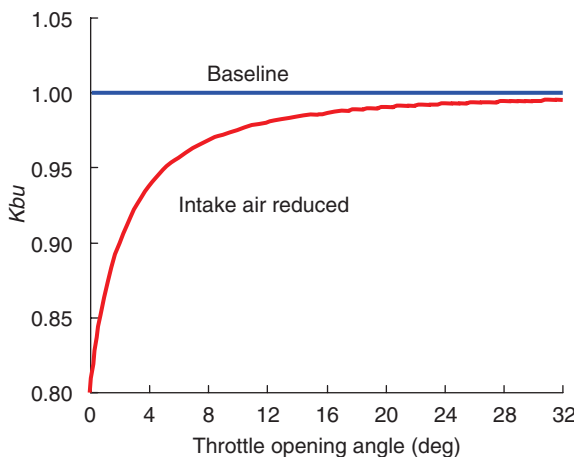


Fig. 13 Change in K_{bu} when amount of intake air is reduced by 20% by bypass

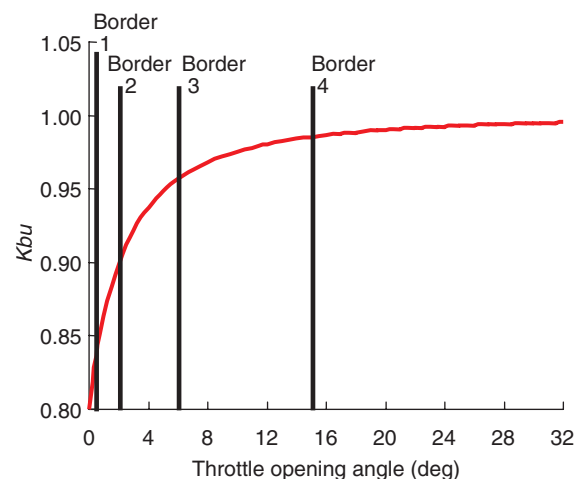


Fig. 14 K_{bu} calculation area divisions

場合、実線はスロットル開度ごとに五つに区分した場合の空燃比補正の結果である。O₂ フィードバック制御は非実施であるので、 K_{bu} は本テスト以前にある条件下で算出された値となっている。前者の場合、区分を一つしか持たないため、一つの K_{bu} しか存在せず、スロットル開度の変化に対して要求される K_{bu} との偏差が大きい状態が続いている。そのため、ねらいの空燃比に補正できない。一方、後者の場合、O₂ フィードバック制御が非実施でも本テスト以前に区分別に算出された五つの K_{bu} が適用されるため、スロットル開度が変化してもねらいの空燃比に近い値に補正されている。これにより、アイドリング回転数調整時の吸入空気量の変化を考慮して、 K_{bu} の算出領域区分数を必要最小限に設定することで、ねらいの空燃比と実空燃比の偏差を最小化できることが確認された。

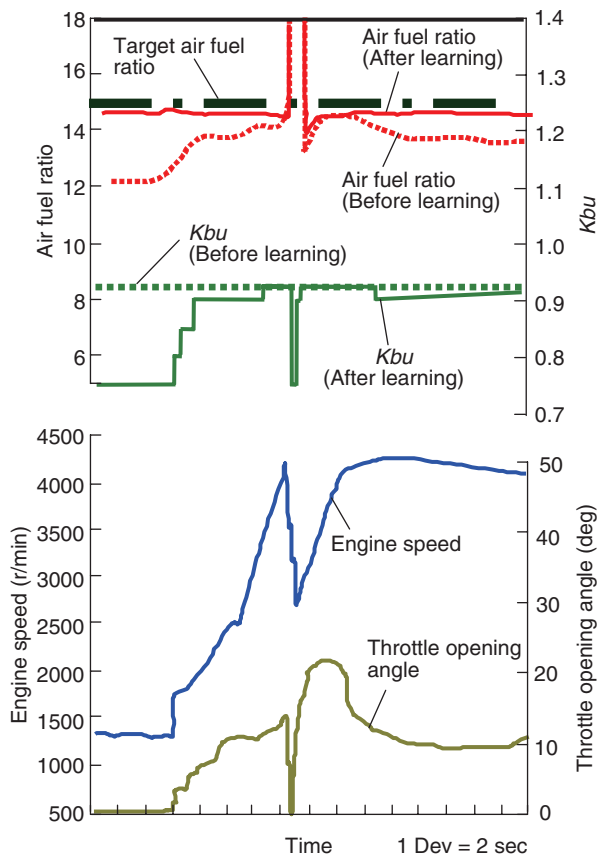


Fig. 15 Effect of K_{bu} calculation division setting on air fuel ratio correction

7. エンジンの行程判別機能の維持

次に、吸気管内圧力センサを廃止する場合の、もう一つの課題項目である、エンジンの行程判別機能の代替手法について説明する。

7.1. 従来のエンジン行程判別手法

従来のシステムでは、カムシャフトポジションセンサを

備えておらず、吸気管内圧力センサ信号を用いてエンジンの行程を判別している。Fig. 16 に4ストローク単気筒エンジンのアイドリング回転状態の吸気管内圧力波形を示す。

吸入行程中に吸気管内圧力は低下し、圧縮・膨張・排気の行程で吸気管内圧力は徐々に大気圧に近づいていく。この特徴を利用して、吸入行程と膨張行程の吸気管内圧力を同一位相で計測し、圧力が小さい方を吸入行程と判別している⁽⁷⁾。

7.2. クランクシャフト回転変動を利用した行程判別手法

吸気管内圧力センサを用いずに行程判別をおこなうために着目したのは、4ストローク単気筒エンジンのクランクシャフト回転速度が圧縮行程で遅くなる特徴を持つことである。

Fig. 17 にアイドリング運転状態のクランクシャフト

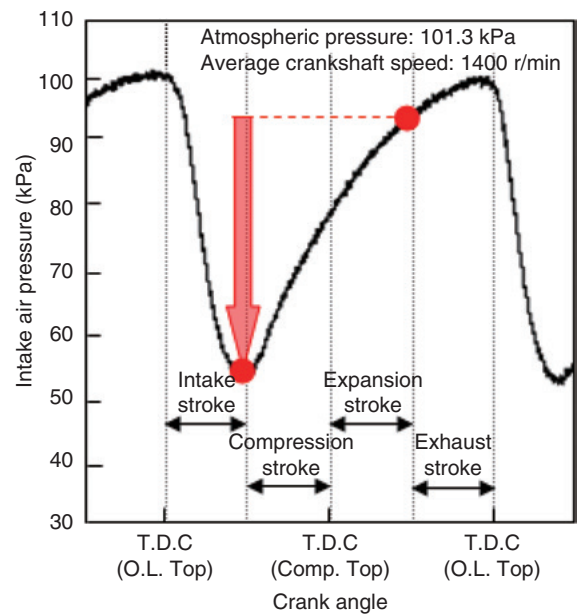


Fig. 16 Variation of intake air pressure at idling speed

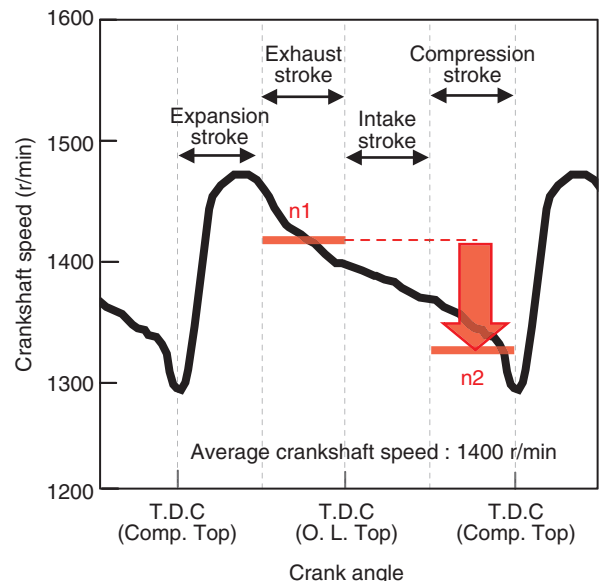


Fig. 17 Variation of crankshaft speed at idling speed

の回転速度変動を示す。クランクシャフト回転速度は排気・吸入・圧縮の行程では低下し、膨張行程で上昇する。このため、圧縮行程のクランクシャフト回転速度は最小となる。このことから、クランクアングルセンサの信号をもとに排気行程の区間平均回転速度 $n1$ と圧縮行程の区間平均回転速度 $n2$ を計測し、区間平均回転速度が低い方を圧縮行程と判別する制御とした。なお、クランクシャフト回転速度の比較において、膨張行程を含まない比較とすることで、失火等の燃焼状態の影響を受けにくい。

Fig. 18 はアイドリング運転状態の平均エンジン回転速度に対する排気行程と圧縮行程の区間平均回転速度を示したものである。アイドリング回転速度が変化しても排気行程の区間平均回転速度 $n1$ に対して圧縮行程の区間平均回転速度 $n2$ は常に低いため、行程を判別できる。これにより、吸気管内圧力センサを廃止してもエンジンの行程判別機能を維持することができた。

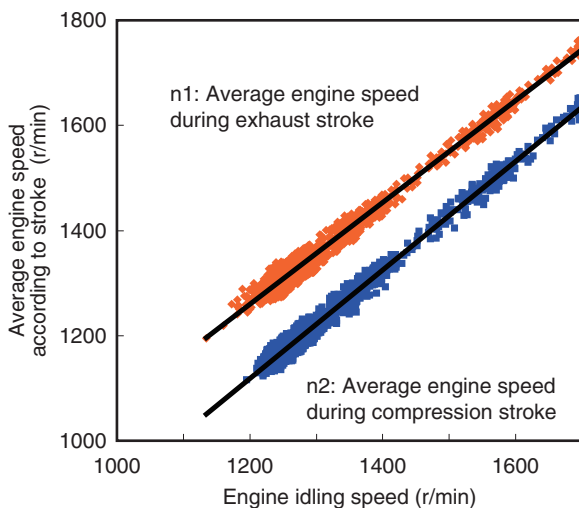


Fig. 18 Comparison of average engine speed between exhaust stroke and compression stroke

8. 効果の確認結果

8.1. 排出ガス・燃費性能計測結果

Table 2 に、排出ガス測定結果を、Table 3 に、モード燃費と定地燃費の測定結果を示す。排出ガスとモード燃費の測定は、ECE R40 モード同等の走行パターンであるタイ6次規制モードにておこなった。今回開発したシステムを搭載した車両の排出ガス、モード燃費、定地燃費性能は、ともに現行の電子制御式燃料噴射システムを搭載した車両と同等の性能を示している。吸気管内圧力センサを廃止した簡素なシステムでありながら、現行のシステムと同等の性能を維持できることが確認された。

Table 2 Comparison of exhaust emissions

	CO (g/km)	THC (g/km)	NOx (g/km)
Current system	0.525	0.217	0.039
Developed system	0.529	0.214	0.038
Regulation values *	2.0	0.8	0.15

* Thailand's sixth exhaust emission standard

Table 3 Comparison of fuel economy performance

	Mode (ECE R40)	Constant speed (50 km/h)
Current system	55.6 km/l	79.6 km/l
Developed system	56.7 km/l	80.0 km/l

9. まとめ

O₂ フィードバック制御を応用した新しい学習制御とクランクシャフト回転速度変動の検知によるエンジンの行程判別機能により、吸気管内圧力センサを廃止した簡素な燃料噴射システムを構築し、以下の結果を得た。

- (1) O₂ フィードバック制御により、吸気管内圧力センサ廃止時の課題であった吸入空気量計量精度を維持できた。
- (2) O₂ フィードバック制御非実施時は、O₂ フィードバック制御実施時にあらかじめ算出した環境補正係数 K_{bu} による補正により、吸入空気量計量精度を維持できた。また、 K_{bu} の算出を五つの領域に分けておこなうことで、アイドリング回転数調整後の空燃費補正精度を維持できた。
- (3) 圧縮行程の区間平均回転速度と排気行程の区間平均回転速度を比較することで、エンジンの行程判別機能を維持できた。
- (4) 従来システムと同等の排出ガス性能および燃費性能を維持できた。

参考文献

- (1) 宇津木克洋, 赤松俊二: 50cm³ 二輪車の国内二次エミッション規制対応技術, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.29-07, p.1-4(2007)
- (2) 島田信弘, 赤松俊二, 上田稔, 林徹, 平方良明: 小型二輪車電子制御燃料噴射システム用 ECU 統合型スロットルボデーシステムモジュールの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.83-88
- (3) 浦木護, 林達生, 牧野圭祐, 奥村達也: 小型二輪車用ヒータレス O₂ センサの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.92-06, p.21-24(2006)
- (4) 池田健一郎, 赤松俊二, 田中弘志, 村上泰男, 大城健

史, 黒坂斉: 二輪車用 50cm³ 4 ストローク 4 バルブ電子制御燃料噴射エンジンの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.9-04, p.15-18(2004)

- (5) 上野正樹, 上田稔, 鶴殿隆史, 赤松俊二, 鳥飼峰生, 福田充: 二輪車用小型燃料ポンプモジュールの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.82-86
- (6) 堀池達, 山田肇, 大山隆, 狩野宏司, 阿部正彦, 岩田康雄: 「VFR800FI」の排気エミッション低減技術の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.10, p.42-48
- (7) 赤松俊二, 石田周一, 浜渦朗: 低エミッション小型二輪車用フューエルインジェクションの研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.103-00, p.17-20(2000)

■ 著 者 ■



宇津木克洋



高野祐紀



坂口和彦



大西謙太

アキシアル型モータの研究

Development of Axial Motor

阿 部 昇 栄*
Shoei ABE井 上 順 二*
Junji INOUE石 川 聡*
Satoshi ISHIKAWA

要 旨

ABSTRACT

高トルク密度化をねらい、アキシアルギャップ型モータの研究をおこなった。トルク発生面を拡大するためにロータの両面を有効に利用できる対向ステータ型において、軸方向に磁化方向を持つ主磁石と周方向に磁化方向を持つ補助磁石と積層電磁鋼板とを組み合わせ接着固定した磁石埋め込み型ロータとすることで、容積当りのトルク密度をラジアル型モータのプラス 50% 程度にできることを確認した。また、この接着固定を基本とするロータ構造の製法課題に対して、ヨークの製法には捲回積層手法を採用し、磁石を挿入して磁気回路部を一体化した後、その内外周に非磁性強度部材であるリングを締め代嵌合で固定するという新構造を開発した。この構造において、十分な強度と剛性を持つことを確認するとともに、接着型製法に対してモータ効率もほぼ同等であり、最終的にはラジアル型モータに対して 1.34 倍の容積トルク密度を達成することが確認できた。

Research was conducted on an axial gap-type rotating machine with the aim of increasing the torque density. To expand the torque-generating surface, an interior permanent magnet (IPM) rotor was used in a double stator-type motor that enables effective use of both sides of the rotor. This IPM rotor combines main magnets with a magnetization direction in the axial direction, auxiliary magnets with a magnetization direction in the circumferential direction, and laminated electrical steel, and fixes these components in place using adhesive. The developed motor was confirmed to have a torque density per unit volume approximately 50% higher than that of a radial-type motor. In addition, to address the manufacturing issues for a rotor structure based on this bonded structure, the yoke was manufactured using the rolling laminate method, and a new structure was developed that inserts the magnets into the yoke, integrates them with the magnetic circuit, and then fixes them in place by interference fitting inner and outer rings that are nonmagnetic reinforcing components. This structure was confirmed to have sufficient strength and stiffness, and the motor efficiency was also approximately the same as that of a rotor manufactured using the adhesive method. The new structure was ultimately confirmed to achieve a volumetric torque density 1.34 times that of a radial-type motor.

1. ま え が き

近年、地球規模の環境意識の高まりから、自動車の低エミッション化と温室効果ガスである CO₂ 低減がさらに求められている。Honda では、これらの期待に応えるべく、電気自動車、ハイブリッド自動車、燃料電池電気自動車といった環境対応車を開発し、それらの普及によって地球環境への貢献を目指している。

こうした電動車両の適用拡大において、駆動源となるモータは、より小さな設計空間の中で所望のトルクと出力を発揮することを求められている。したがってモータ性能として、さらなる高トルク密度化や高出力密度化が必要とされている。出力性能の向上については、高回転化や昇圧による運転範囲拡大といった手段を用いることで達成することも可能であるが、それに伴い減速機や昇圧回路といった付帯部品の増加を伴う。またトルク性能の向上については、磁束量を増加さ

せるか電流量を増加させる必要があるが、材料の磁束密度や電流密度といった物性限界を改善することは材料の進化に頼らざるを得ない。本研究においては、付帯部品の増加を伴わず既存の材料を用いて形状的にトルク密度を向上させる新規のアキシアル型モータの構造とその製法について検討する。

モータの発生トルクは、トルクの発生面の面積およびトルク発生面での磁束密度によって決定される。制限された空間内でトルクの発生面積と磁束密度を向上させる構造をとることにより、同一体積でも発生トルクを向上させることが可能となる。従来のモータでは、ロータがステータ内部に配置されるラジアルギャップ型と呼ばれる構造をとっているため、トルクを発生するロータ表面積およびロータ内磁石の配置に制約があり、容積トルク密度向上の課題となっている。本稿では、

(1) 対向アキシアル型モータ構造によるトルク発生面の面積拡大

* 四輪 R&D センター

(2) 磁気レンズ効果を有するハルバッハ型磁石配置の二つの技術を組み合わせることで、モータの容積トルク密度向上をねらう。

2. 対向型アキシアルギャップモータの特徴

2.1. ラジアルギャップ型との違い

Fig. 1 に従来のラジアルギャップモータおよびアキシアルギャップモータのトルク発生面を示す。ラジアルギャップ型モータにおいては、トルクを発生する鎖交磁束面は円筒形ロータの表面であり円環形状となる。これに対して、アキシアルギャップ型モータの場合、ステータとロータが軸方向に対峙し、鎖交磁束面は円盤状の形となる。さらにロータの両側にステータを配置する、あるいはステータの両側にロータを対向して配置することで、トルク発生面の面積を2倍にすることができる。さらにこの場合、ロータコアのバックヨーク部あるいはステータコアのリターンパス部を省けるので、軸寸法は2倍より短く作ることができ、容積当りのトルク密度を向上することが可能である⁽¹⁾。

2.2. 両面ハルバッハ型 IPM モータ

前述のようにモータトルクはトルクの発生面の面積とその表面磁束密度で決定される。本研究では、トルク発生面の面積を増加させる対向アキシアルギャップ型構造を選定した。そこでトルク発生面の磁束密度を高め、より高いトルク密度をねらうため、磁石の配置をハルバッハ型磁石配

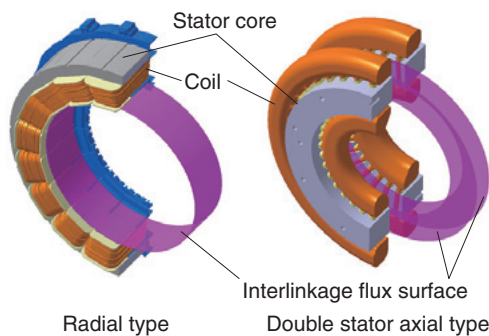


Fig. 1 Interlinkage flux surface

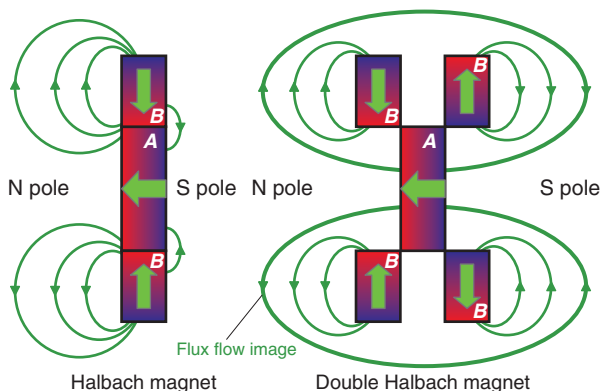


Fig. 2 Double Halbach magnet arrangement

Table 1 Specifications

	IMA motor	Axial motor
Number of poles	12	12
Magnet	Nd-Fe-B	Nd-Fe-B
Stator diameter [mm]	258	258
Rotor diameter [mm]	179	220
Motor length [mm]	80	88
Volume [L]	4.2	4.6

置とすることとした⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。

アキシアル型の場合、通常一つの極内に着磁方向と軸方向が一致するように磁石を配置し、隣の極には180度向きを変えた磁石を配置する。この繰り返しでN極S極が交互に連続するロータとなる。これに対して、Fig. 2のように着磁方向が直角となるように配置することで、片側の磁束が強められる磁気レンズ効果を使い、Fig. 3のように、その効果がロータの両面に発揮されるようなダブルハルバッハ型磁石配置とした。

また、ステータと対向する主磁石の軸方向両側には磁気抵抗の小さい電磁鋼板を配置し、主磁石と補助磁石に囲まれた空間には、非磁性材からなるロータの保持部材(フレーム)を配置する構造とした。これにより、ステータ側へ通る磁束を強めると共に、磁石が埋め込まれた Interior Permanent Magnet (IPM) ロータとした。

2.3. トルク密度の検証

トルク作用面の面積拡大と磁束密度向上によるトルク密度向上効果を確認するために、試作機を設計製作した。Fig. 4に示すように2006年モデルCIVIC IMA用のモータと同じ6極対で、外径サイズも同じである。詳細仕様をTable 1に示す。

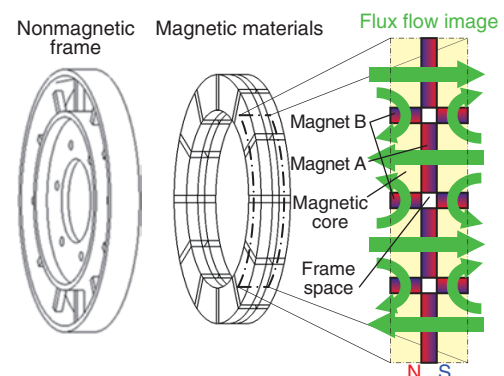


Fig. 3 Double Halbach-type rotor structure

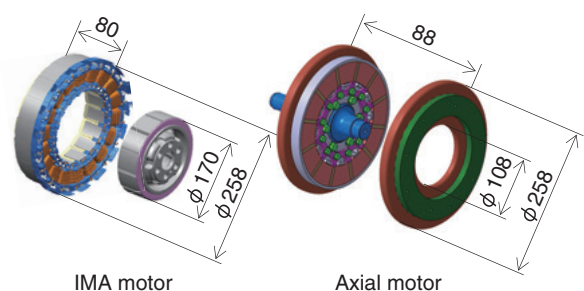


Fig. 4 Motor dimensions

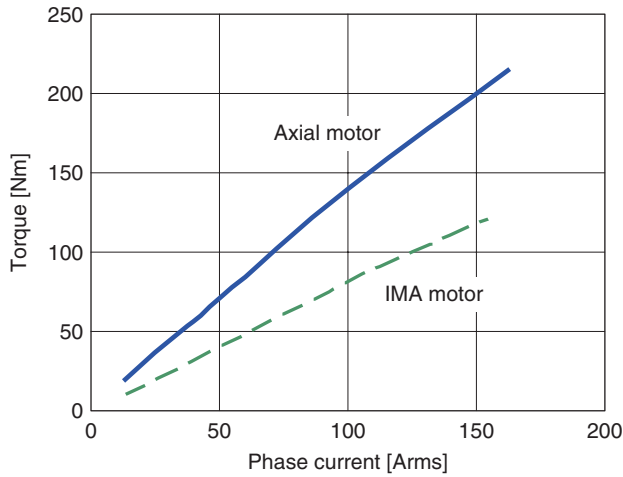


Fig. 5 Comparison of current-torque characteristics

試作したモータのトルク特性を実測した結果を Fig. 5 に示す。発生トルクを比較すると、1.63 倍のトルクを発揮することが確認できた。容積トルク密度は、従来ラジアルギャップモータの 1.48 倍、磁石の使用量を換算した比較でも、1.22 倍となっており、対向アキシタルモータ型は、ラジアル型に比べ、トルク密度を大きくできることが確認できた。

3. 製法を考慮したロータ構造の改良

3.1. ロータの課題

ラジアル型モータの磁石埋め込み方式である IPM ロータの場合、磁気回路は軸方向では変化せず、2 次元的な磁気回路となるため、ロータヨークは薄板電磁鋼板を打抜き積層し、回転支持とトルク伝達をおこなうシャフトにそれを圧入等で固定するのが一般的である。磁石の入る部分も打抜き成形しておくことで、積層した後に磁石を保持する空間ができる。したがって、磁気特性と機械的強度を両立した形状で電磁鋼板を打抜き成形すれば良いので、製法的に大きな課題はない。

それに対して、アキシタル型のロータには以下の三つの課題がある。

- (1) 3 次元磁路ヨークの材料選定とその成形
- (2) 非磁性強度部材（ステンレス材）の加工性
- (3) 磁気回路部材と強度部材の固定一体化

Fig. 6 にトルク特性計測のために製作したロータの構造を示す。アキシタル型モータ用の磁石の成形や着磁に特別な課題はないが、ロータ磁気回路は径方向で同一ではなく 3 次元磁気回路となるため、磁路を構成するヨークをどのように作るかが課題 (1) である。3 次元磁路に用いるヨーク材料としては、一般的に圧粉材や焼結材があるが、積層電磁鋼板に較べると鉄損が大きいため、本研究では電磁鋼板を選択した。薄板電磁鋼板でアキシタル型ロータ用 3 次元磁路を構成する際に、薄板電磁鋼板を同心円状に積層す

る形が渦電流の発生を最も抑制できる。しかしながら、軸方向に着磁された主磁石と同様な扇型とするためには、1 枚 1 枚周方向の長さや曲率が異なる電磁鋼板を積層する必要がある。これには長さ寸法違いの抜き型と曲率成形プレス加工が必要となる。他の製法として、擬似同心円形状となるが、フープ状に巻かれ接着固定された素材から、ワイヤーカットなどの各層間の絶縁を確保できる加工方法で扇型に切り出すというやり方もある。いずれにしても、ラジアル型ロータのヨークに較べると大量生産には適さない製法といわざるを得ない。

課題 (2) は、回転体としての強度と剛性を確保するための部材（フレーム）の加工性である。フレーム部材に磁束が通りやすいとロータ内での磁束短絡が生じ、トルクに寄与しない磁束が増加することになるため、非磁性材を使用する必要がある。一般的な非磁性材料として、軽量で加工もしやすいアルミ合金材があるが、限られた空間（寸法）で必要な剛性を確保できないため、オーステナイト系ステンレス材⁽⁵⁾を採用した。しかしながら、難加工材であるこの材料で、Fig. 6 に示すような細いスポーク状の部位を持つ寸法精度の良い部品を一体成形するには削り出し加工が必要となる。これも、大量生産には適さない製法である。

課題 (3) は極ごとにはばらばらに成形された磁石とヨークを回転体とするために強度部材であるステンレスフレームに一体化固定する方法である。寸法公差を許容した組立構造とすると、隙間のある組木細工のようなものとなるため、隙間を充填する接着固定となる。しかしながら、高速回転時のフレームの弾性変形や運転によるロータの温度上昇の条件に適合する接着材は現時点では見当たらないため、電動車両用途には適さないモータとなる。

3.2. ロータ課題の解決手法

これら三つの課題を解決するために、ロータヨークをノッチングプレスによる捲回巻成形後に磁石を挿入して磁気回路部を一体化する。また、その外周側をアルミダイキャストで加圧して固定したものに遠心力強度を担う外周リングを締め代嵌合する多重円環圧入構造を開発した。

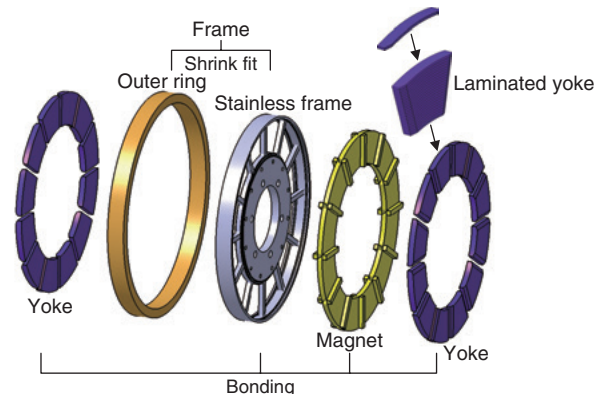


Fig. 6 Bonded fragment structure

3.2.1. 積層鋼板捲回巻ヨーク

ロータヨークは、トルク密度向上を確認した試作機の形状から、誘起電圧波形を正弦波に近づくように改良するため、補助磁石に接する角部に面取りを施したものに变更した。そのヨーク形状をベースに、必要最小限の連結部と補助磁石保持用のつめ部を設けた形状 (Fig. 7 右図) で、ノッチングプレス捲回巻製法を採用した。

Fig. 8 に示すように、ロータヨーク幅にそろえられたフープ状の素材から、磁石挿入部および非磁性ピン挿入部をパンチで抜いたものを巻きつけて両側のヨークを一度に

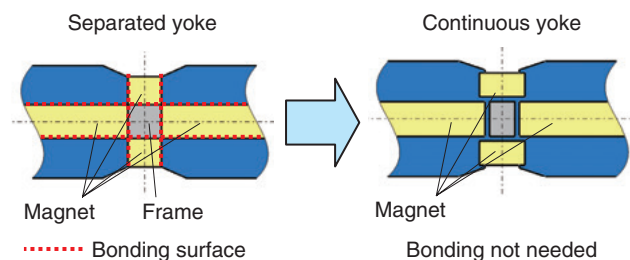


Fig. 7 Change in yoke structure

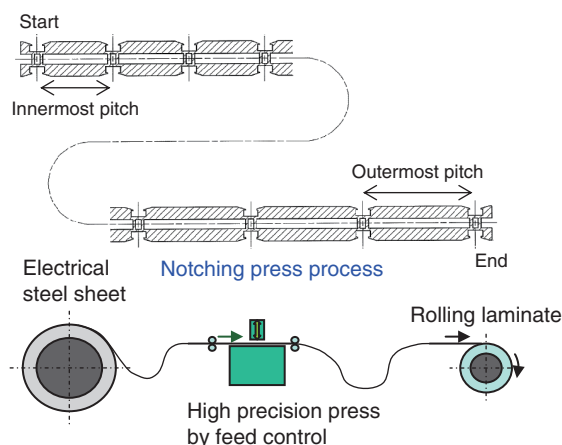


Fig. 8 Yoke manufacturing process using notching press

形成していく。主磁石挿入部およびヨークが扇型になるように、内径側の周長は短く外形側の周長は長く、一抜きごとに送り量 (ピッチ) を高精度に制御しながら連続的に抜きと捲付けを進めていく。捲回巻で成形されたヨークの写真を Fig. 9 に示す。

3.2.2. 多重円環圧入構造

上記の捲回巻で成形するヨークとともに非磁性部材でできた内側リングと外周リングで概略3層の多重円環圧入構造を設計し、回転強度と剛性を確保することにした。

Fig. 10 にその組立工程を示す。最終的な外周リングの圧入 (焼ばめ) 工程の前に、積層ヨークの外周面にアルミダイキャストによってアルミ層を設ける。これには以下のような効果がある。

- (1) 加圧による積層体の固定
- (2) 外周層変形 (アンカー効果) による磁石の固定
- (3) アルミ層加工で外径寸法管理容易化

これらの効果により、回転強度、スラスト剛性、トルク伝達に必要な各層の面圧を確保することが可能となり、接着材の強度に頼る必要のないロータを製作することができた。

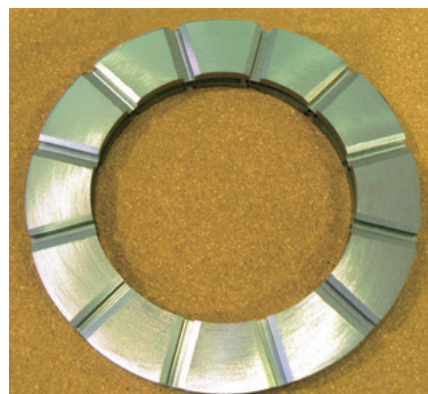


Fig. 9 Laminated roll yoke

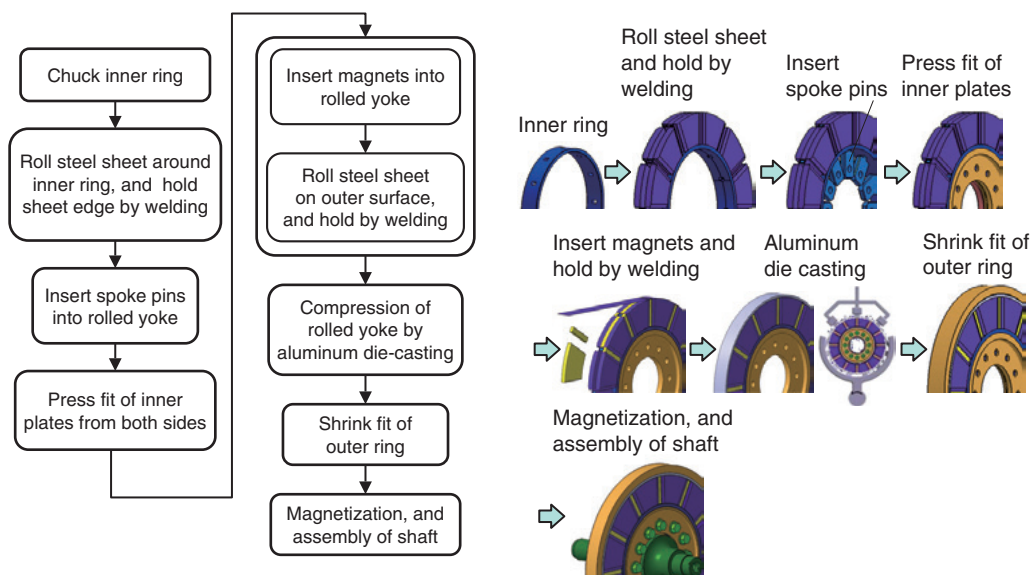


Fig. 10 Rotor assembly process

3.3. 強度と剛性の確認

試作した多重円環圧入型ロータで、回転強度、スラスト剛性、ねじりトルク剛性を実測したものをそれぞれ Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13 に示す。

まず回転強度については、ステンレス材外周リングの外径の変形量を測定し、弾性変形範囲を超えない回転数を確認することとした。その結果、想定する最高回転数 6,500 rpm に対して、1.85 倍にあたる 12,000 rpm であっても弾性変形領域にあり、十分な強度を確保できていることが確認できた。

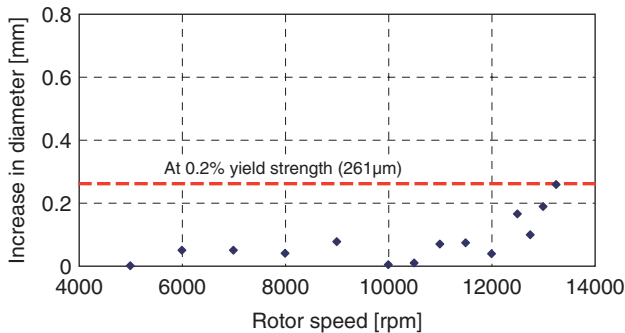


Fig. 11 Rotational strength

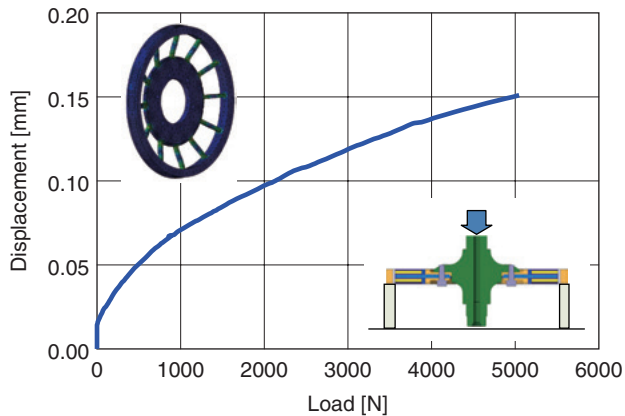


Fig. 12 Thrust stiffness

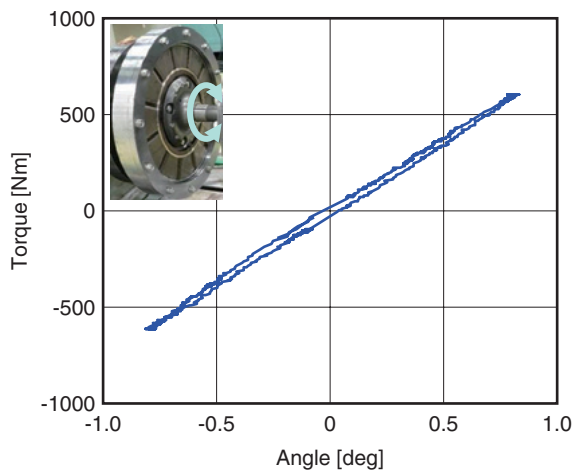


Fig. 13 Torsional stiffness

Table 2 Comparison of losses

	Bonded rotor	Rolled rotor
Iron loss [W]	692	630
Copper loss [W]	483	518
Motor loss [W]	1175	1148

次にスラスト剛性については、外周リングを固定しシャフトにスラスト力を加えた（集中荷重相当の）ときの変位を測定した。最大スラスト力 5,000 N 時の変位は 0.15 mm であり、最低エアギャップ幅 0.6 mm に対して十分小さくなっている。さらに磁気吸引力によってロータに作用するスラスト荷重はヨーク表面に分布荷重として作用するため、CAE 計算上、シャフトにスラスト力を加えた場合の 62% の変位に収まると考えられ、十分な剛性が確保されていることが確認できた。

ねじりトルクに対する剛性は、最大トルク 200 Nm に対して 3 倍の 600 Nm の両振りトルクをかけても不連続な挙動は発生しなかった。したがって、トルク伝達に対しても、十分な剛性と強度を有することが確認できた。

3.4. トルクと効率の確認

組木細工構造ロータに対して、回転体構造信頼性を向上させたこの多重円環型ロータの単位体積あたりのトルク特性を Fig. 14 に示す。捲回巻ヨークとするために設けた連結部からの磁束短絡と、補助磁石サイズ縮小による磁石表面積低下によって、誘起電圧は 11% 低下しており、その低下度合いにほぼ比例しただけトルク特性が変化している。図からわかるように対向アキシャルギャップ型モータのトルク密度の向上分は 2006 年モデル CIVIC IMA 用モータに対して、1.34 倍であることが実証できた。また、Table 2 は代表的な運転条件でのモータ損失比較である。トルク定数低下による銅損増加分と鉄損低下分が相殺され、モータ損失はほぼ同等となることが確認された。

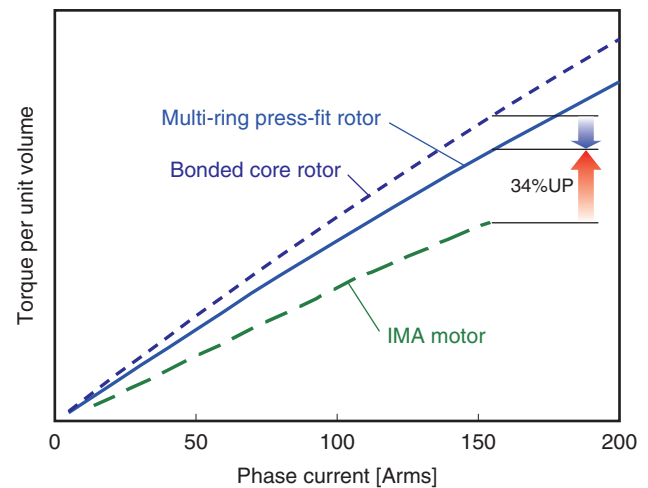


Fig. 14 Comparison of current-torque characteristics per unit volume

4. まとめ

モータの高トルク密度化をねらい、トルク発生面を二つ持つ対向アキシアルギャップ型モータの研究をおこなった。これまでのラジアルギャップ型モータと同様に、ロータはIPM型構造を採用し、実機の試作から性能評価をおこなった。その結果、ラジアルギャップ型に比べ体積あたりのトルク密度が向上することを確認した。

また、ロータの強度と剛性に課題を有するアキシアルギャップ型モータにおいて、電磁鋼板捲回巻ヨークとアルミダイキャストと非磁性リングを組み合わせ、構造信頼性の高いロータ構造を設計し実機にてその効果を確認した。

参考文献

- (1) Aydin, M., Huang, S., Lipo, T. A.: Axial Flux Permanent Magnet Disc Machines: A Review, In Conf. Record of SPEEDAM, p.61-71(2004)
- (2) Halbach, K.: IEEE, Trans., NS26 (1979), 3882, NIM169 (1989) 1 NIM 187 (1981) 109 NIM198 (1982) 213
- (3) http://www.pasj.jp/web_publish/lam28/proceedings/WP-45.pdf
- (4) 森本茂雄, 上野智広, 武田洋次: 埋込磁石構造PMモータの広範囲可変速制御, 電気学会論文誌D 産業応用部門誌, 第114巻6号, p.668-673(1994)
- (5) 日本工業規格 JIS G4304:2005, 熱間圧延ステンレス鋼板及び鋼帯

■ 著 者 ■



阿部昇栄



井上順二



石川 聡

オーディオリモコン用ステアリングスイッチの操作性向上

Operability Enhancement of Steering Wheel Switch for Audio Remote Control

阿 部 正 明*
Masaaki ABE

要 旨

新型 CIVIC 車載機器用に機能の高度化に対応しつつスイッチの操作性向上をねらった新形状のオーディオリモコン用ステアリングスイッチを開発した。スイッチ操作時間と走行中の操舵への影響の大きさを測定し、旧型スイッチとの比較をおこない、新型スイッチの操作性を確認した。走行中の操舵への影響も低減され、新型スイッチは旧型スイッチよりも操作負荷が減少しているといえる。

ABSTRACT

A steering wheel switch for audio remote control with a new shape has been developed with the aim of enhancing operability of the switches and addressing issues related to advancing functions of the on-board equipment in the new model CIVIC. The switch operation time and the magnitude of the effect on steering while driving were measured, and a comparison made with the former switch confirmed the operability of the new model switch. The effect on steering while driving was reduced, and the operating load of the new model switch is lower than that of the former switch.

1. はじめに

自動車の車載機器は近年急速に機能を増やしており、その結果、操作をおこなうスイッチ数の増加をもたらした。こうした機能を操作するスイッチ類をいかに使いやすくするかは最近の自動車車載機器の開発における一般的な課題である。

新型 CIVIC では、多くの機能を使いこなすため、ドライバが多様な情報を切り替えて表示できる新型のマルチインフォメーションディスプレイ（以下 MID）を導入した。この MID 操作のため、従来のオーディオリモートコントロールと、その他の情報表示の切り替えができるオーディオリモコン用ステアリングスイッチ（以下 SW）の開発をおこなった。この SW の走行中の操作性向上のために、人の触覚能力に着目し、操作方法の違いを形状で表現することにより、SW を見ないで操作できる操作性を追求した。本稿ではこの新型 SW の設計コンセプトとその操作性についての評価を報告する。

2. 設計コンセプト

今回の開発に当たっては、Honda のインターフェースのコンセプトである、瞬間認知と直感操作を達成するため、（1）運転中操作性が高いこと（瞬間的に操作ができる、運転への影響が少ない）（2）オーディオ機能の誤操作を最小限におさえること（3）従来からのユーザも混乱せず操作できることをめざした。

2.1. 基本構造と目標要件

オーディオリモコンの操作 SW は、従来機種においてもステアリング上に音量の調整、チャンネルの切り替え（選局）／楽曲の切り替え（選曲）、オーディオ音源（ソース）の切り替えの 3 機能を装備しており、乗り換えた際の混乱を防ぐため、新型 CIVIC においても同じ装備が必要である。一般的な SW 設定ではこれら 3 機能を三つの SW として、ステアリング中段に設置することが多い [Fig. 1(a)]。このように従来装備と類似した方式をとりながら、より操作時

*四輪 R&D センター

間を短縮化して、運転操作への影響を少なくすること、さらにはSWの誤操作を抑制することが同時に求められる点が、このSWの設計のポイントになる。

操作時間短縮のためにはこれらSWをステアリング上の、指の届きやすい位置におくことが重要である。この際、あまり近くに置きすぎると、SWがステアリンググリップに張り出し、ステアリング操作に影響を与えてしまうだけでなく、操舵中にSWを不用意に押してしまう可能性が高まる。この場合はSW周辺にガードを設けるなどの誤押し抑制策が必要になる。

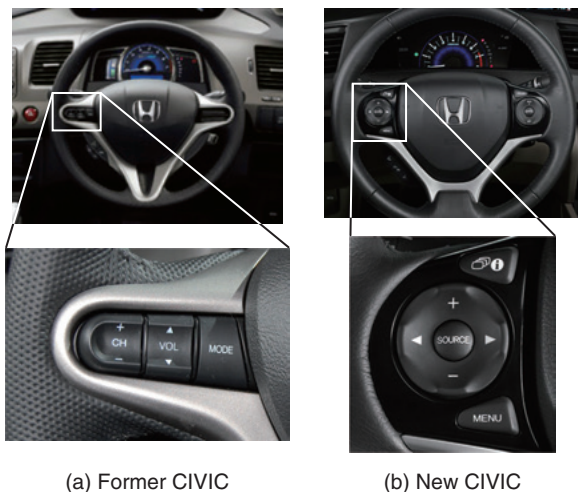
また個々のSWを集約して配置することも操作時間短縮に有効であるが、近接するSW同士を同時に押してしまう可能性がでてくるため、誤押し抑制対策が必要になる。一般的には各SWを離して設置するか、SW間や周辺に分離リブを設置して、誤押しを抑制する。

これら誤操作抑制の手法はいずれもSWの探索から押下までの操作を多少なりとも妨げるため、若干の操作性低下を招く。そのためこうした操作時間短縮策と誤操作抑制策は両立しない場合が多い。新型SWでは、従来より短いSW操作時間を達成しながら、誤操作を抑制する効果もある形状にした。

Fig. 1に旧型SWと新型SWの拡大図を示す。新型SWではステアリングを水平位置で把持した際、自然に親指の位置に球形になったSWをおくことにより、SWを見なくてもSW全体の中心（ホームポジション）が明確にわかる〔Fig. 2(1)〕。

また上下左右のSWは、上下を音量増減、左右を選局／選曲とし、中心から上下または左右に操作方向を変えることで機能の判別をわかりやすくしている。さらに周辺に行くに従いSW表面が突出するため、SWを押す際に自然に周辺部へ向かう荷重がかかり、操作性を高めながらも中心を押下する誤操作を抑制することができる〔Fig. 2(2)〕。

また四方向の突起と斜め方向の陥没により、SW上に置



(a) Former CIVIC

(b) New CIVIC

Fig. 1 Images of steering switch

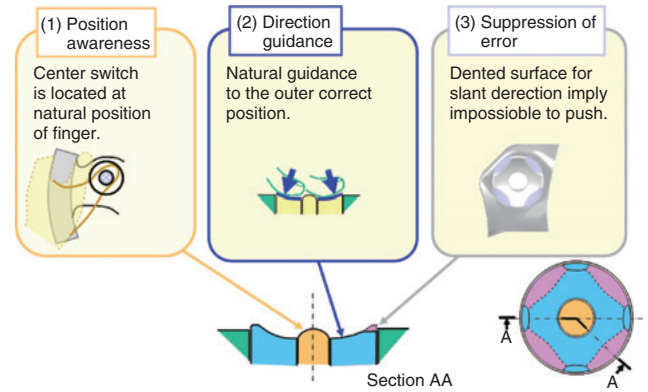


Fig. 2 Ergonomic design of new switch

いた親指の触覚により瞬時に押せる方向と押せない方向が区別できる〔Fig. 2(3)〕、といった特徴をもつ。これらの形状の工夫により、SW全体を小型化でき、ステアリンググリップ形状への影響を少なくすることができた。

3. ドライビングシミュレータを用いた 操作時間の計測法

SW操作の性能計測として、精密な操作時間計測をおこなうため、走行環境を模擬したドライビングシミュレータ（以下DS）上でのSW操作テストを主たる性能計測手法として活用した。

Fig. 3に今回の実験に用いたDSを示す。室内に設置した運転席に対し視野角180度のスクリーンで走行シーンを表示し、被験者に対してはステアリング反力やブレーキ反力を模擬的に与える。

走行中のSW操作時間の計測は、走行タスクとSW操作タスクを常時多重におこなう、二重課題法⁽¹⁾と呼ばれる計測方法をとる。二重課題法の計測では、主課題（この場合SW操作）に対して副課題（運転操作）を妨害負荷として扱うため、負荷のバランスが重要になる。両者のバランスが悪い場合、主課題に対して副課題が妨害タスクとして機能せず、結果として二重課題法になりえない。一般にDSでの走行は実際の走行に比べ、運転者の受ける情報が少ないため、走行負荷としてはやや低めに感じられる傾向にある。ステアリング上のSW操作のような、もともと操作負



Fig. 3 Image of driving simulator

荷の小さい課題に対する二重課題設定では、このようなDSの特性の克服が課題となる。本研究においてはDS上の走行負荷を高め、少しでも実際の運転負荷に近づけるように、走行環境の設定をおこなった。具体的には前方を走行する車両の追従課題を設定し、前方走行車との車間距離を一定に保つ等の指示をした。

設定したコースを走行する間に、6秒に1回、五つの異なるタスク（音量増加、音量減少、次の選局、前の選局、音源切り替え）をランダムに音声にて提示し、被験者はそれを聞き取る。音声聞き取りの時間を操作時間に含めないよう、音声発話の1秒後に鳴るブザー音をきっかけに操作を開始する。指定したSWを押すまでの時間を操作時間として計測した。被験者一人当たり約45回のSW操作をおこない、その平均時間を操作時間として用いた。

4. 新旧のステアリングSWテスト結果

新型SWの操作時間短縮効果を確認するため、同一タスクでの操作時間を新旧型SWで計測し比較した。Fig. 4に測定結果を示す。ウィルコクソンの符号順位検定⁽²⁾の結果、操作時間は、5%有意で約0.15 sec短縮した。

SW操作中の運転への影響に関しては、SW操作後の操舵角度の平均変化率をステアリング操作の滑らかさの指標とし新旧SWを比較した。Fig. 5に新旧SWのSW操作中の操舵角度の平均変化率の比較結果を示す。旧SWでは操作終了後、短時間に目論んだ走行軌跡からずれた分の微修

正を小刻みにおこなっていると思われる。新SWではこの量が減少しており、より滑らかなステアリング操作が得られていることがわかる。

5. まとめ

SWの操作性向上に関して、親指の触覚を活用し瞬間認知可能とするSW形状と機能判別性を高め直感操作可能としたSW操作方向を採用することにより、操作時間を短縮できる構造のステアリングSWを設計し、旧型SWに比べ、操作時間の短縮効果を確認した。

クルマのHuman Machine Interface (HMI) 改善の観点は多岐にわたる。走行中操作性に加えて、初めて操作したときのわかりやすさ、多機能を迷わずに操作できる配置や読み取りやすい表示方法などを総合的に改善する必要がある。人の特性を有効に利用し、認知・操作負荷を低減させる手法を多重に組み合わせることでこれら課題を解決し、より直感的に理解でき、瞬間的に操作できるHMIを開発していきたい。

参考文献

- (1) 内山祐司, 小島真一, 本郷武朗, 寺寫立太, 脇田敏裕: 二重課題法によるドライバ運転余裕の定量化, ヒューマンインターフェースシンポジウム論文集, p.617-620(1999)
- (2) Wilcoxon, F.: Individual comparisons by ranking methods, Biometrics Bulletin Vol.1, p.80-83(1945)

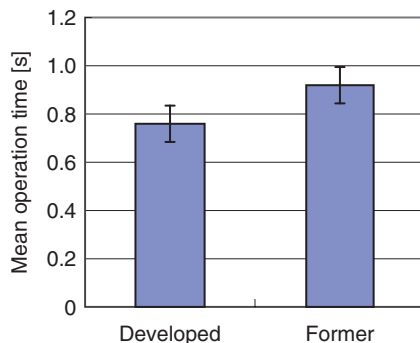


Fig. 4 Measurement result of mean operation time

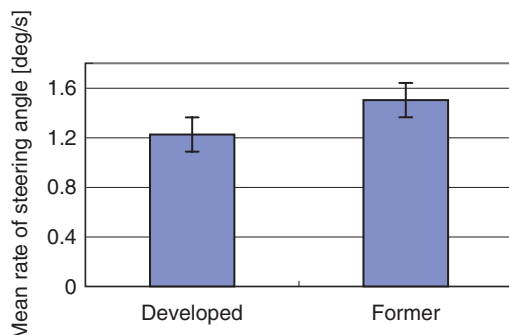


Fig. 5 Example of variation of steering angle

■ 著 者 ■



阿部 正明

レアメタルレス高強度軟窒化クランクシャフトの開発

Development of Nitrocarburized High-strength Crankshaft with No Rare Metals Added

瀧谷 善弘*

Yoshihiro TAKITANI

宮崎 貴大**

Takahiro MIYAZAKI

斎藤 勇*

Isamu SAITO

神谷 啓一郎**

Keiichiro KAMIYA

要 旨

従来の軟窒化高強度クランクシャフトは、レアメタルである Mo による強化機構を活用することにより高い疲労強度を確保していた。それに対し Cu, Cr を活用し最適化した材料設計により、レアメタルを添加せずに従来材と同等の高い疲労強度を有するクランクシャフトを開発した。

Cr は軟窒化時に表層近傍の硬度を上昇させるため高強度化に有効であるが、軟窒化処理により発生するクランクシャフトの曲りを、塑性変形を与えて矯正する際にクラックが発生しやすくなるため積極的に活用するのが難しいとされていた。開発材は Cr による硬化と、Cu によるフェライト固溶強化を組み合わせ、高強度化に必要な Cr 使用量を抑制することにより曲り矯正性を改善し、レアメタルを添加せずに高い疲労強度と良好な曲り矯正性を両立した。

ABSTRACT

Conventional nitrocarburized high-strength crankshafts secure high fatigue strength through a strengthening mechanism using the rare metal molybdenum (Mo). In contrast, a crankshaft with high fatigue strength equal to that of the conventional material was developed without the addition of rare metals by using copper (Cu) and chromium (Cr) and optimizing the material design.

Cr increases the hardness near the surface layers during nitrocarburization, which effectively increases the strength. However, in this case cracking easily occurs when plastic deformation is applied to straighten crankshaft bending that occurs in the nitrocarburization process, which has made it a challenge to actively use Cr. The developed material combines hardening by Cr with ferrite solid solution strengthening by Cu, and enhances straightenability by suppressing the Cr content required for strengthening. This simultaneously achieved both high fatigue strength and good straightenability without the addition of rare metals.

1. まえがき

近年の自動車エンジンは高出力化と環境性能の相反する特性が同時に要求される。特に最近時、環境ニーズの高まりにより省燃費化が求められている。これに伴い、エンジンの構成部品であるクランクシャフトは、軽量化やクランク軸と軸受け間のしゅう動抵抗低減を目的としたクランク軸の細径化による剛性低下によりクランクシャフトへの負荷は増大する傾向にあり、高い疲労強度が要求される。クランクシャフトは一般的に熱間鍛造や鋳造で成型され、高周波焼入れやロール加工、軟窒化処理など高硬度化や残留

圧縮応力を利用して疲労強度の向上が図られる^{(1)–(5)}。

軟窒化をおこなう高強度クランクシャフトに対しては、焼ならしを前提として 0.45 mass% 以上の比較的高い炭素含有量の鋼に窒化性元素の Al や Cr を添加して硬度上昇を図る方法などがおこなわれていた。その後、焼ならしを省略しつつ高い疲労強度と曲り矯正性を確保し、さらには素材硬度を低く抑えることにより機械加工性を向上させるために、比較的低い 0.35 mass% 程度の炭素含有量の鋼にレアメタルである Mo を添加する手法が用いられている⁽⁶⁾。Mo を添加することにより、焼ならしを省略した比較的低い炭素含有量の鋼においても高い疲労強度と良好な曲り矯

* 四輪 R&D センター

** 大同特殊鋼株式会社

正性の達成が可能である。しかし一方でレアメタルは投機の対象になりやすいため価格が安定せず、また新興国における需要の拡大により供給が不安定になる可能性が予測される⁽⁷⁾。本開発では電炉製法を対象として Mo を省略する手法を検討した。

2. 開発のねらい

Honda の自動車用ガソリンエンジンに使用されるクランクシャフトは鍛造により成型し、機械加工後に軟窒化処理を施すことで疲労強度特性を向上させている。高強度材をターゲットとして以下の特性を満足するクランクシャフトを検討した。

- (1) レアメタルの添加が不要であること
- (2) 高疲労強度であること (従来高強度材同等)
- (3) 良好な曲り矯正性を有すること (従来高強度材同等)

3. 成分設計

3.1. 成分設計の考え方

曲り矯正を前提とする軟窒化クランクシャフトは軟窒化時に表層近傍の硬度を上昇させることによって曲げ疲労強度を確保している。一方で表層近傍の硬度が上昇すると曲り矯正性が低下してしまうため、曲げ疲労強度と曲り矯正性を両立させる成分設計をおこなうことが重要である。従来の高強度材はレアメタルである Mo により軟窒化時に表層近傍の硬度を適度に上昇させつつ、Mo のクラスタ生成によりフェライトを高強度化することによって高い疲労強度と良好な曲り矯正性を両立している。軟窒化により表層近傍の硬度を上げる手法としては Mo 以外に Cr, V や Al などの添加が挙げられるが、これらの元素は高強度化には有効であるが矯正性を低下させるため、曲り矯正を前提とするクランクシャフトに対し積極的に活用するのは難しいとされている⁽⁶⁾。実際に従来の高強度材と同等の 0.36 mass% の炭素量を含む鋼に Mo の代わりに表層近傍の硬度を上げる元素の一例として Cr を 0.15 mass% 添加した場合、Table 1 に示すように従来の高強度材と同等の疲労強度を達成可能であるが、矯正性が低下してしまう。この矯正性はテストピースに曲げ変形を与えた時、クラックが発生した時のひずみ値 (クラック限界ひずみ) により評価した⁽⁸⁾。このように Cr を添加し、軟窒化によって硬度を上げるだけでは従来材のように高い疲労強度と良好な曲り矯正性を両立することはできない。Cr, V や Al による高強度化の効果を活用して Mo を省略するためには、なんらかの手段で Mo のもう一つの効果であるフェライト高強度化をおこない、必要な Cr 量を抑制する必要があると考えられる。開発材はこの課題を解決する手法としてフェライト高強度化機能を他の元素によって代用し、Mo 添加を省略することを検討した。

Table 1 Bending fatigue strength and cracking limit strain of Cr added steel after nitrocarburization (Conventional steel = 100)

	Bending fatigue strength	Cracking limit strain
Cr added steel	106	51

3.2. フェライト面積率の設定

フェライトの高強度化を検討するにあたり、フェライトとパーライトからなるクランクシャフトの金属組織に占めるフェライトの面積率を設定し、その後高強度化について検討をおこなった。フェライト面積率には C と Mn の量が大きく影響するため、最初にこの 2 元素の量を設定した。曲げ疲労強度を低下させずに曲り矯正性を改善する手法として低カーボン (C) 化が有効であるとされており⁽⁶⁾、これは同じ硬度においてもフェライト面積率が多いほど曲り矯正性が良好であることを意味していると考えられる。Fig. 1 に C, Mn 量を調整し、いずれも軟窒化後の表層近傍硬度が同程度であり、フェライト面積率をそれぞれ 63.2%, 41.5%, 11.1% に調整したものについて曲り矯正性を検証した結果を示す。同程度の表層近傍硬度であっても、フェライト面積率が多いほどクラック限界ひずみ値が高く、曲げ矯正性が良好であることが確認できた。良好な曲り矯正性を得るためにはフェライト面積率を多く設定するのが有効であるが、一方でクランクシャフトにはオイルシールとの耐摩耗特性も必要とされ、C と Mn 量を必要以上に減らし、フェライト面積率が増加すると硬度が低下し耐摩耗性が課題となる。Fig. 2 に C, Mn 量の調整により内部硬度が異なるクランクシャフトを作製し、内部硬度と耐摩耗性の関係を検証した結果を示す。従来クランクシャフトと同等の耐摩耗性を確保するために必要な内部硬度は HV 160 以上である。Fig. 3 に C, Mn 量を調整してフェライト面積率を変化させた時の C, Mn 量とフェライト面積率の関係を示す。C, Mn 量を低減し、フェライト面積率をできるだけ多く確保したいが、フェライト面積率 70% を超える

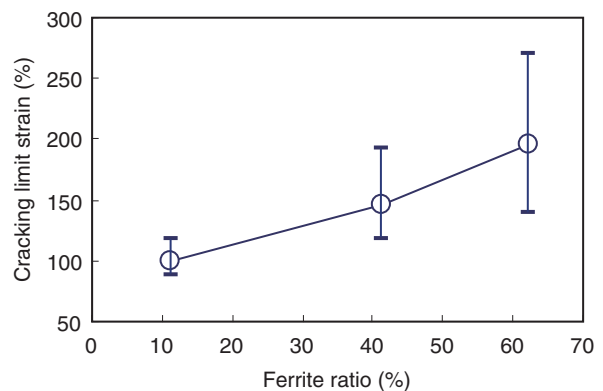


Fig. 1 Relationship between ferrite ratio and cracking limit strain (Ferrite ratio 11.1% data = 100)

と必要な硬度である HV 160 を下回ってしまう。以上を考慮しフェライト面積率を 50% から 70% と設定し、C 0.30 mass%, Mn 0.80 mass% を開発材の代表値とした。

3.3. フェライト固溶強化

Mo のフェライト高強度化効果を代替する手法として他の元素によるフェライト固溶強化の活用を検討した。これにより必要な Cr 量を抑制し曲り矯正性の改善を図った。Mo はクラスタ生成効果により表層から内部まで均一にフェライトを強化する効果を有する。よって代替する元素としては軟窒化時に窒化物等を生成し表層近傍硬度を上昇させたり、硬化層深さを抑制したりすることにより軟窒化前後の硬度変化へ影響を与えることなく、表層から内部まで均一にフェライトを高強度化する元素が望ましい。Fig. 4 は、Table 2 に示す成分をベースとして、一般的にフェライト固溶強化元素として知られている各種元素を添加した鋼について軟窒化をおこない、50 μm 深さ位置におけるベースとなる成分の鋼と各種元素を添加した鋼の硬度差をプロットしたものである。50 μm 深さ位置の硬度上昇幅は Cu や Ni の添加量に依存せず一定であり、これらは軟窒化の影響を受けずにフェライトを強化できる元素であることを示している⁽⁹⁾。Cu は Ni に対し、原料となるスクラップ材の調整により活用しやすい元素であるため、Cu と Ni は同様の効果を得られると考えられるが、Cu の活用を検討

Table 2 Chemical composition of original test steel

	C	Si	Mn	Cu	Ni	Cr
Original test steel	0.36	0.07	0.65	0.10	0.10	0.15

することとした。

Fig. 5 に、C, Mn や Cr 等の調整により、フェライト面積率 50% から 70% を前提として表層近傍の硬度を変化させた時の表層近傍の硬度と曲げ疲労強度の関係を示す。従来材と同等の曲げ疲労強度を確保するために必要な硬度は HV 300 である。Fig. 6 に Cu が 0.05 mass% 以下の含有量の場合と Cu が 0.25 mass% から 0.30 mass% 含有する場合の曲り矯正性を示す。Cu を 0.25 mass% から 0.30 mass% 含

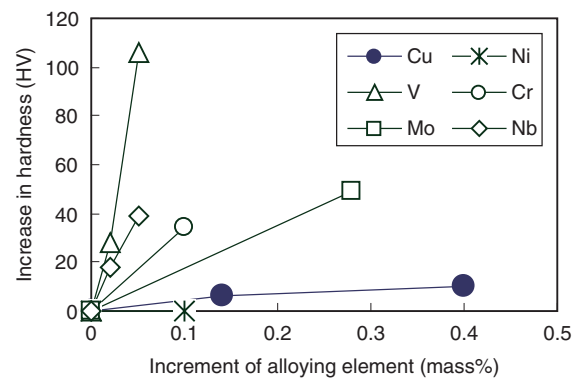


Fig. 4 Influence of alloying elements on surface hardness after nitrocarburization

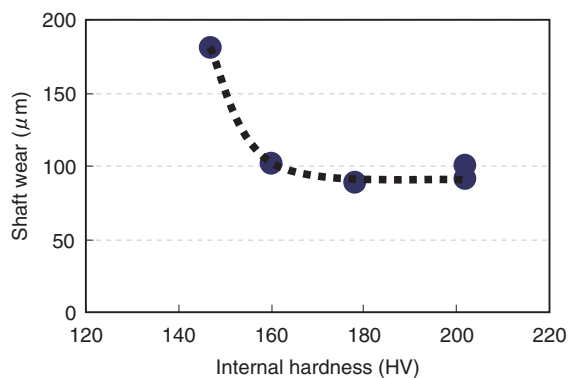


Fig. 2 Relationship between internal hardness and wear loss at oil seal section of crankshaft

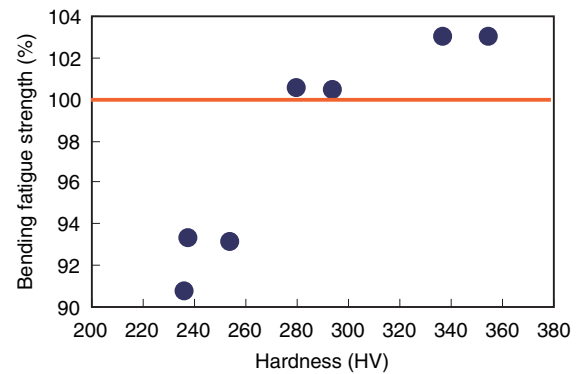


Fig. 5 Relationship between hardness and bending fatigue strength (Conventional steel = 100)

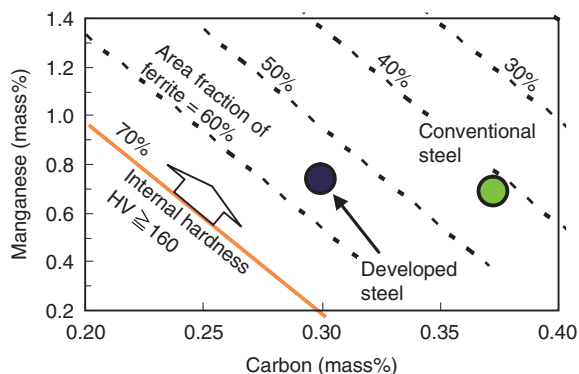


Fig. 3 Relationship between added alloying element contents and area fraction of ferrite

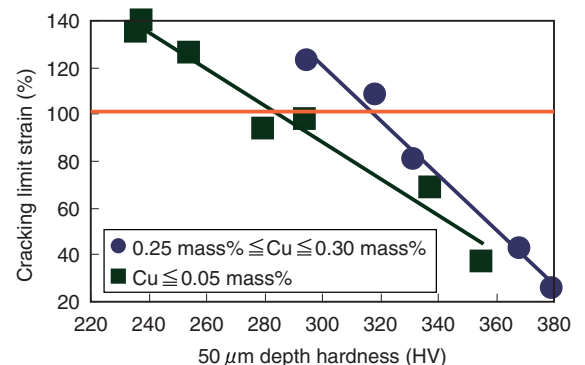


Fig. 6 Relationship between 50 μm depth hardness and cracking limit strain

む場合、同一硬度あたりの曲り矯正性が改善されており、必要な硬度 HV 300 において従来材と同等以上の曲り矯正性を確保していることがわかる。またこの Cu 成分範囲はスクラップ材の調整により添加せずに必要量を確保可能であり、0.25 mass% から 0.30 mass% の Cu を固溶強化元素として活用することとした。

3.4. 軟窒化による高強度化

軟窒化時に表層近傍の硬度を上げる元素としては Cr, V や Al⁽⁶⁾ などが挙げられるが、Cr は鋼の原料であるスクラップ材の調整により添加せずに確保可能である。Fig. 7 に Cr 量を変化させた時の軟窒化前後の表層近傍と内部それぞれの硬度変化量を示す。Cr は内部硬度への影響がほとんど無いため、鍛造性や機械加工性へ影響を与えることなく軟窒化時の表層近傍の硬度をコントロールすることが可能である。以上の理由から軟窒化時に表層近傍の硬度を上げる元素として Cr を選択した。Fig. 8 に Cu が 0.25 mass% から 0.30 mass% 含有されていることを前提とした場合の Cr 含有量と表層近傍の硬度の関係を示す。従来材と同等の曲げ疲労強度を確保するための必要硬度 HV 300 を達成するのに必要な Cr 量は 0.10 mass% 以上である。Cr が必要以上に含有すると曲り矯正性が低下するため、曲げ疲労強度と曲り矯正性の兼ね合いから Cr 0.12 mass% を開発材の代表値とした。

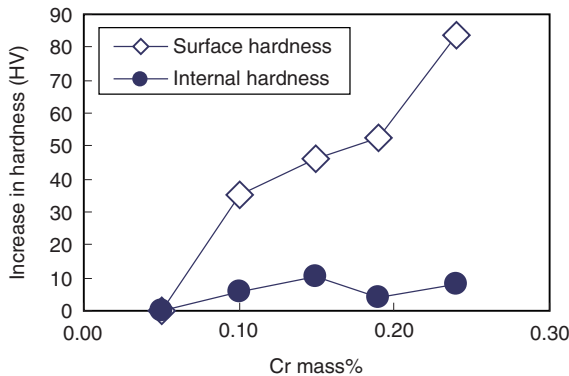


Fig. 7 Influence of Cr on surface hardness and internal hardness after nitrocarburization

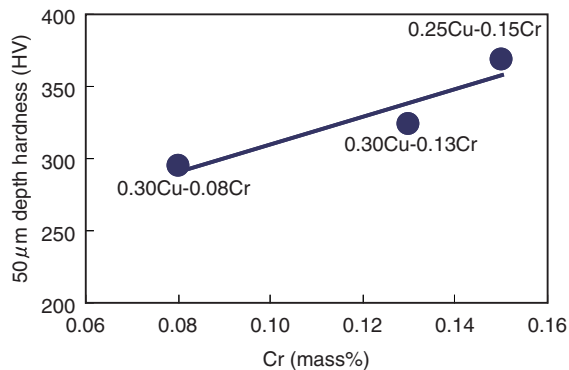


Fig. 8 Relationship between Cr mass% and 50 μm depth hardness

4. 強化機構

開発材のフェライト高強度化の機構は Cu による固溶強化である⁽⁹⁾。軟窒化による高強度化の機構は炭素鋼の場合、一般的に窒素の固溶強化であると言われているが、一方で Cr は窒化物を形成する元素として知られている⁽¹⁰⁾。開発材のように 0.10 mass% 程度の比較的少量の Cr を含む鋼における軟窒化時の強化機構が窒素の固溶強化によるものなのか、それとも窒化物の析出強化によるものなのか確認をおこなった。固溶強化の強化機構が支配的である場合、固溶する窒素濃度に応じてフェライトの格子定数が変化すると考えられる。Fig. 9 に表面より 30 μm, 100 μm, 1000 μm 深さにおいて電子線マイクロアナライザにより窒素濃度を測定し、X 線解析によりフェライトの格子定数を測定した結果を示す。格子定数は窒素濃度に依存せずほぼ一定であり、固溶強化の寄与は小さいと推定できる。次に Fig. 10 に電界放射型透過電子顕微鏡にて表層から 50 μm 深さ位置について分析した結果を示す。これにより CrN と同様の結晶構造をもつ析出物が多数確認された。Fig. 11 はこの析出物をエネルギー分散型 X 線分析にて分析した結果である。析出物は Cr を含んでおり、CrN の析出物であると考えられる。よって 0.10 mass% 程度の比較的少量の Cr を含有する鋼における軟窒化時の強化機構は、窒素の固溶強化よりも CrN による析出強化が支配的であ

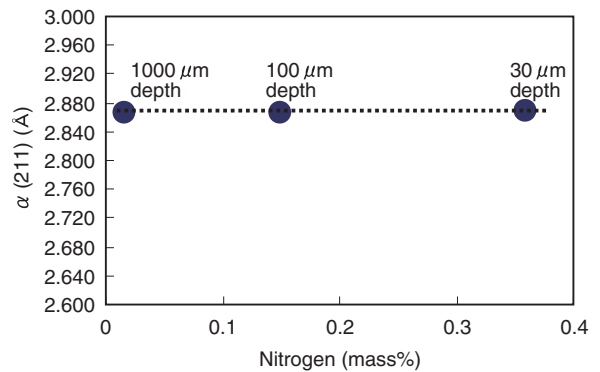


Fig. 9 Lattice constant of ferrite after nitrocarburization

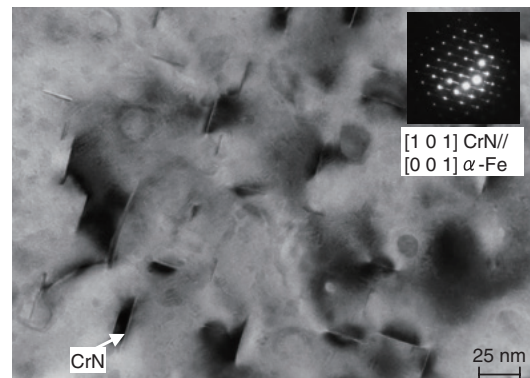


Fig. 10 Transmission electron micrograph taken from diffusion layer of steel containing 0.10 mass% Cr

Table 3 Chemical composition of developed and conventional steel in mass %

	C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Mo
Developed steel	0.30	0.08	0.80	0.013	0.05	0.25	0.12	-
Conventional steel	0.37	0.20	0.82	0.015	0.05	-	-	0.16

と考えられる。Crのみで高強度化した場合、曲り矯正性を低下させる原因は、この強化機構である析出強化に因るものと考えられる。析出強化はき裂伝播エネルギーを低下させる⁽¹¹⁾ため、曲り矯正性が著しく低下する原因となると考えられるが、開発材はMoのフェライト高強度化の効果をCuで代用したことにより高強度化に必要なCr量を抑制することができ、高い疲労強度と曲り矯正性を両立することが可能になったと考えられる。

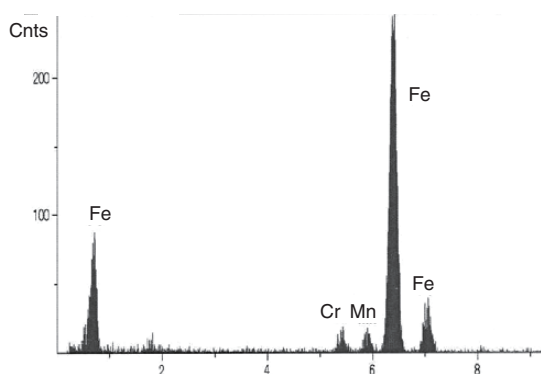


Fig. 11 Energy dispersive X-ray spectrometry analysis of precipitate

5. クランクシャフト特性

以上の検討結果より設定した代表的な材料成分値をTable 3に示す。あわせて従来高強度クランクシャフトの代表的な材料成分値も記載した。開発材は従来材に対しMoを省略しており、一方でスクラップ材の調整により確保可能な範囲のCu, Crを活用しているため、レアメタルの添加が不要な成分系となっている。次に3.5L用V6クランクシャフトを作製して断面硬度を測定し、クランクシャフト特性である曲げ疲労強度と曲り矯正性を確認した。Fig. 12に示すようにクランクシャフトの表層近傍硬度は

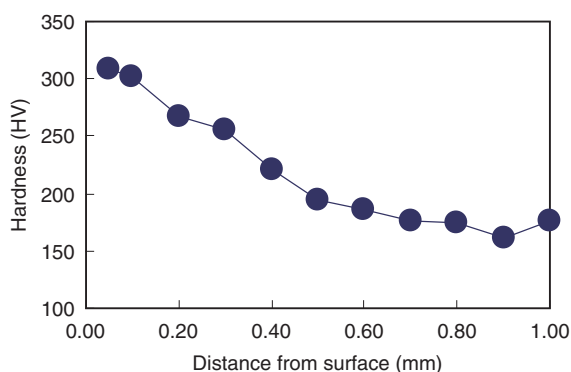


Fig. 12 Hardness profile after nitrocarburization

Table 4 Bending fatigue strength and cracking limit strain of crankshafts (Conventional high strength crankshaft = 100)

	Bending fatigue strength	Cracking limit strain
Developed steel	102	99

必要硬度HV 300を満足しており、Table 4に示すように従来のクランクシャフトと同等の曲げ疲労強度と曲げ矯正性を達成した。

6. まとめ

Cu, Crを最適化した成分設計材料を電炉製法にて作製することにより、Moを必要とせずレアメタルの添加が不要な高強度クランクシャフトを開発した。これによりコストを約2%低減し、将来的なレアメタル高騰のリスクを回避することが可能となった。本開発で以下のことが明らかになった。

- (1) Crによる軟窒化時の析出強化とCuによるフェライト固溶強化を組み合わせることにより、レアメタルを添加せずに従来の高強度材と同等の高い疲労強度と良好な曲げ矯正性を達成することが可能である。
- (2) 高強度化に必要なCu, Crは原料となるスクラップ材中に含有されており、スクラップ材の調整により必要量を確保可能である。
- (3) 0.10 mass%程度のCr量における軟窒化時の強化機構は窒素の固溶強化よりもCrNによる析出強化が支配的である。

参考文献

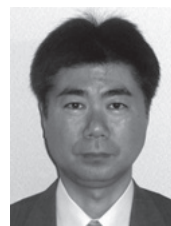
- (1) 岩間直樹：自動車用特殊鋼部品における最近の技術動向，自動車技術，Vol.55, No.10, p.64-68(2001)
- (2) 鈴木信一，谷健二：最近の窒化処理製品，熱処理，32巻，第5号，p.262-266(1992)
- (3) 森元秀，河本剛，張龍隆行，大脇進，岩間直樹：高疲労強度非調質鋼クランクシャフトの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.47-00, p.9-12(2000)
- (4) 恩田勇人，浅井鉄也，藤木賢治，工藤洋嗣，室伏和昌：高強度高周波焼入れクランクシャフトの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.175-182
- (5) 長坂英明，森啓之，荒木重臣，石橋保樹，濱田猛，高

- 見元彦:冷間ロール加工による一体型クランク軸の疲労強度の向上, 神戸製鋼技報, Vol.48, No.1, p.68-71(1998)
- (6) 浅井鉄也, 瀧谷善弘, 佐野直幸, 松本斉:焼準省略可能な高強度軟窒化クランクシャフトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.86-93
- (7) 渡辺寧:レアメタルの埋蔵量と生産量, 将来の需給展望, 自動車技術, Vol.63, No.11, p.14-18(2009)
- (8) Matsumura, Y., Kurebayashi, Y., Konagaya, D., Mizuno, K.: Development of Nitrocarburizing Steel for Crankshafts, SAE Technical Papers, 1999-01-0601(1999)
- (9) 保母誠, 高田勝典:中炭素鋼の軟窒化特性に及ぼす微量 Cu の影響, 電気製鋼, Vol.77, No1, p.29-38(2006)
- (10) 井上幸一郎, 松村康志:中炭素鋼の軟窒化特性に及ぼす合金元素の影響, 電気製鋼, Vol.75, No.1, p.11-18(2004)
- (11) 井上幸一郎, 中村貞行:フェライト・パーライト型非調質鋼の機械的性質に及ぼす C, V 量の影響, 電気製鋼, Vol.65, No1, p.22-30(1994)

■ 著 者 ■



瀧谷 善弘



斎藤 勇



宮崎 貴大



神谷啓一郎

ピストンピン打音発生時の潤滑油挙動可視化

Visualization of Oil Behavior when Piston Pin Noise Occurs

近 藤 孝*
Takashi KONDO

大 林 寿 行**
Hisayuki OHBAYASHI

要 旨

セミフローティング支持方式で顕著なピストンピン打音発生時におけるピストンピン挙動計測とピストンピン周りの潤滑油挙動可視化をおこなった。

ピストンピン挙動はギャップセンサを用いたリンク法で計測した。これにより打音発生時のセミフローティング支持方式のピストンピン挙動が明確となった。

潤滑油挙動の可視化は光ファイバを用いたリンク法でおこなった。高速度カメラにて撮影された潤滑油滴の粒子画像を PTV 処理することでエンジン内潤滑油挙動のベクトル化に成功した。

ABSTRACT

Piston pin behavior was measured on occurrence of conspicuous piston pin noise when using a semi-floating support system, and oil behavior around the piston pin was visualized.

Piston pin behavior was measured by the linkage method using a gap sensor. This clarified the behavior of the piston pin using a semi-floating support system when the noise occurred.

Visualization of the oil behavior was performed by the linkage method using optical fiber. Particle images of oil droplets were captured with a high-speed camera. Processing those images with particle tracking velocimetry (PTV) successfully vectorized the oil behavior inside the engine.

1. まえがき

ハイブリッドや燃料電池などの新パワープラントの開発が急速に進む中、従来のガソリンエンジンについてもさらなる性能向上のため開発が進められている。小型で軽量、低燃費かつ高出力で高信頼性といった性能に加え静粛性や低コストへの要求も高い。特に主運動系部品はそれら性能に直接影響を与える重要部品であり、ピストンはその最たるものである。またその支持方式についてはフルフローティング支持方式（以下フルフローティング）とセミフローティング支持方式（以下セミフローティング）に大別されるが、コストメリットから軽自動車や小型車ではセミフローティングが採用される場合が多い。しかし一方で、この支持方式はピストンピン打音が発生しやすいという課題がある。

この課題は支持方式による各部クリアランスの差によると考えられるが、潤滑条件も打音に影響を与えることが経

験として知られている。よってピストンピン打音低減のためにピストンピン打音発生メカニズムを把握し、影響因子と考えられる潤滑油挙動を把握することが重要である。

2. 研究のねらい

ピストンピン打音低減のためメカニズム解明が重要である。その第一歩として、これまで明確にされていないピストンピン打音発生時の現象把握のため以下をおこなった。

- (1) ピストンおよびピストンピン挙動計測
- (2) 潤滑油挙動可視化

3. 供試エンジン

供試エンジンの基本諸元を Table 1 に示す。セミフローティングを採用している 1.5L エンジンを使用した。ピストンピン打音現象を明確化するためピストンピンクリアラ

* 四輪 R&D センター

** 本田金属技術株式会社

Table 1 Engine specifications

Item	Specifications
Engine type	In-line 4-cylinder
Injection type	Port injection
Bore × stroke (mm)	73 × 89.4
Displacement (cm ³)	1497
Compression ratio	10.4
Valve train	SOHC i-VTEC
Number of valves	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	IN: $\phi 28 \times 2$ EX: $\phi 23 \times 2$
Gasoline	Regular (RON91)
Max. power (kW/rpm)	88/6600
Max. torque (Nm/rpm)	145/4800

ンスをピストンピン打音が発生しやすい設定とした。運転はピストンピン打音が発生している状態とし、その代表として熱間時のエンジン回転数 1850 rpm の無負荷の条件で試験をおこなった。

4. ピストン支持方式とピストンピン打音

Honda の四輪車に採用されているピストン支持方式を Fig. 1 に示す。フルフローティングとセミフローティングの二通りであるが、ピストンピン打音は主にセミフローティングで発生する事象である。フルフローティングはともに鋼製であるピストンピンとコンロッド間でクリアランスを持つが、セミフローティングはアルミ合金製のピストンと鋼製のピストンピン間でクリアランスを持つ。よってセミフローティングの方が線膨張係数差により特に熱間時にクリアランスが広がってしまいピストンピン打音が出やすいとされている。

ピストンピン打音は二通りのエンジン運転状態で発生する。各特徴を表したのが Table 2 である。ピストンピン打音およびそれに伴うピストンピン挙動について多くの研究や計測事例が報告されている^{(1), (2)}。

本研究ではまず定常状態 [Table 2 (a)] で発生するピストンピン打音に注目し、その打音発生時における各現象について計測解析をおこなった。

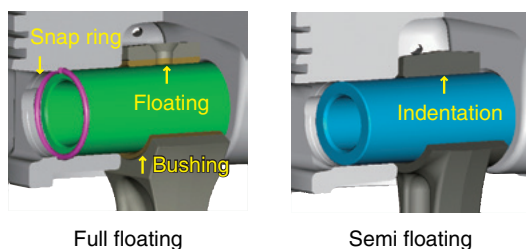


Fig. 1 Two types of floating support

Table 2 Occurrence conditions of piston pin noise

	(a) Steady operation	(b) After snap
Frequency	2-3 kHz	2-3 kHz
Engine load	No load, Light load	No load
Timing	Around BTDC20°	Not only BTDC20°
Expansion stroke	With combustion	Without combustion
Imitative sounds	“Kata”, “kara”	“Jyara”, “Jya-”

5. ピストンおよびピストンピン挙動計測

5.1. 計測システム概要

Fig. 2 に本計測システムの全体図を示す。ピストンピン挙動はピストンピンボス部に直交に取り付けられた二つのギャップセンサ〔(株)電子応用 PU-02A 型〕で計測した。センサは渦電流式でピストン取り付け後にピストンピン穴に沿った R 加工が可能なように先端に削り代のセラミック部を設けた仕様とした。

ピストンとピストンピンそれぞれの速度と振動加速度については加速度センサ〔PCB 社 型式 352C22〕で計測した。なおピストンピンはコンロッドに圧入されているため、計測はピストンピン近傍のコンロッドでおこなった。計測した出力信号はリンク機構により外部に取り出した⁽³⁾。リンクはコンロッド大端部より三つの節を持ち一端はコンロッドに、もう一端はエンジンに取り付けられたケースに固定した。各計測点からの配線取り出し経路を矢印で示す。

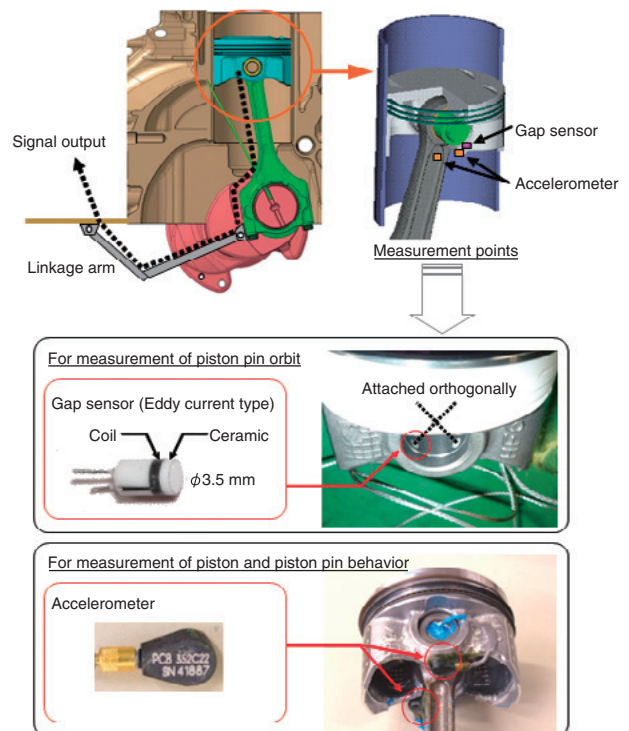


Fig. 2 Configuration of measurement system

5.2. 各種挙動計測

5.2.1. ピストンおよびピストンピン上下方向挙動

ピストンピン打音発生時の筒内圧、ピストンおよびピストンピン速度と加速度の上下方向成分を Fig. 3 に示す。Table 2 で示したように、ピストンピン打音は BTDC20° 付近で発生するのでこの付近に注目する。

まず筒内圧は、無負荷運転のためおよそ BTDC40° 付近で負圧から正圧に推移し燃焼によりさらに増加する。

この時ピストンには筒内圧増加による上昇への制動力が働く。一方で相対速度の大きくなったピストンピンが上昇しピストンに追いつく。結果として BTDC30° から BTDC20° にかけてピストンとピストンピンが衝突する。この衝突現象は加速度のグラフからも読み取れる。

5.2.2. ピストンピン軸心挙動

次にピストンピン打音発生時のピストンピンの動きを明らかにするため、ピストンピン穴内のピストンピン軸心挙動の計測をした。その結果を Fig. 4 に示す。図中の BTDC90° から TDC までの実線軸心挙動上に書かれた白丸はクランクアングル 1° ごとの軸心位置を示している。

前項での確認結果からは、ピストンピン打音は筒内圧上昇に伴うピストンとピストンピンの上下方向の衝突現象と考えられる。しかしながらピストンピン軸心挙動計測の結果、ピストンピンは単純な上下挙動をしているだけではないことが明らかとなった。

ピストンピンは打音発生タイミングである BTDC20° にかけてピストンピン穴内を大きく反スラスト側に回り込む

ような動き（以降この動きを旋回と呼ぶ）をしながら急激に上方向に移動している挙動が確認された。ここまでの知見をフローチャートにまとめたものが Fig. 5 である。ピストンおよびピストンピン挙動は明らかになったが、それらの部品間に介在する潤滑油の状態は明らかとなっていないので次章で明らかにする。

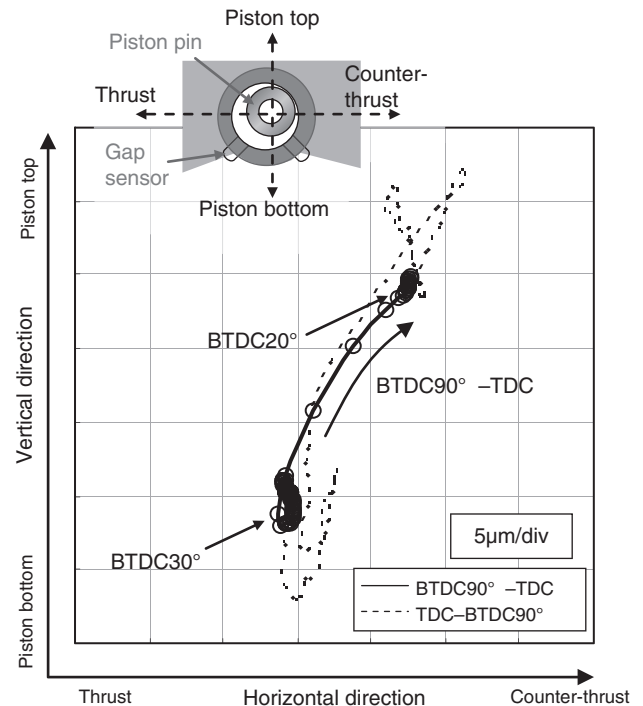


Fig. 4 Piston pin center orbit of semi floating system at steady operation (1850 rpm, No load)

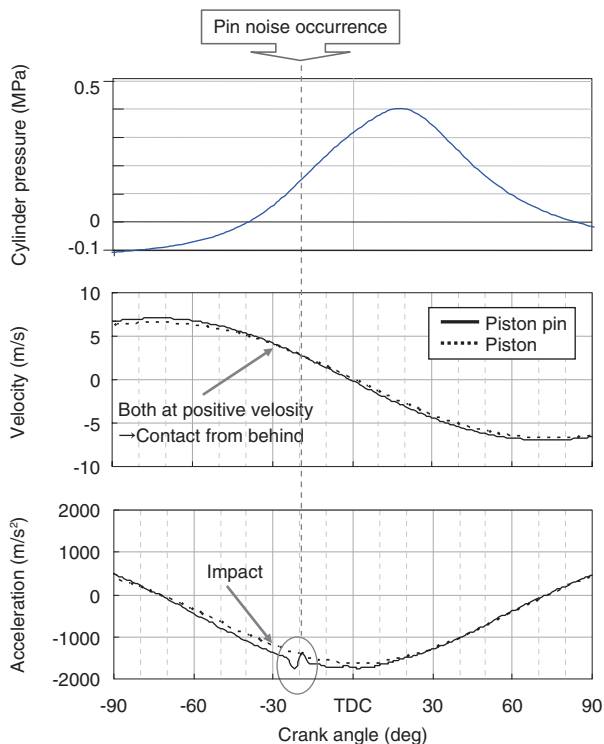


Fig. 3 Vertical behavior of piston and piston pin (1850 rpm, No load)

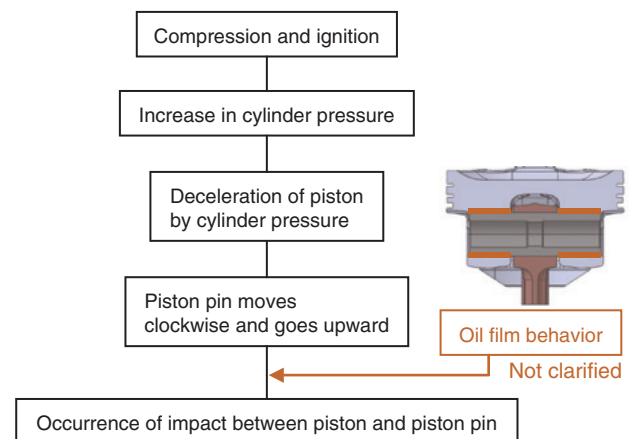


Fig. 5 Flow of piston pin noise phenomena

6. 潤滑油挙動可視化

ピストンピン打音発生時の潤滑状態を明らかにする。ピストンピン穴内の潤滑油を直接視するのが理想だが手法がないため、ピストンピン穴に流入流出する潤滑油の状態を可視化観察することで、ピストンピン穴内の潤滑状態を推定した。

Table 3 Comparison of oil behavior visualizations

Method	Developed method	Conventional methods	
	Direct view by fiber scope PTV	Direct view (fluorescent paint)	Neutron radiography
Observation point	Inside of engine Moving with linkage Very near to target	Outside of engine View from static point Visible via quartz/sapphire glass port	Outside of engine View from static point Permeation by neutron beam
Difficulty	Easy	Easy	Difficult
Cost	Low cost	Low cost	Expensive
Safety consideration	None	None	Radiation exposure
Advantages	• Viewable from moving point • Viewable inside/reverse side of parts • No influence for flow • PTV possible by oil mist	• Easy to install	• Viewable wide area
Disadvantages	• Depends on fiber scope spec (because of mass product model)	• Expensive fluorescent paint • Difficult to view inside/reverse side • Different deformation at window from actual engine	• Limited equipment only • Significant cost • Significant safety considerations • Depends on permeability of parts

6.1. 計測システム概要

潤滑油挙動の計測には PTV (Particle Tracking Velocimetry) を用いた。潤滑油挙動の可視化および PTV のシステムを Fig. 6 に示す。

リンク機構に取りつけたファイバスコープによりエンジン内部を観察した。そこで観察された様子を高速カメラ〔(株) nac MEMRECAM fxK5〕で撮影し PTV 用粒子画像とした。

今回適用したファイバスコープリンク法による計測および PTV 解析とこれまで報告されているエンジン内部潤滑油可視化事例とを比較したものが Table 3 である^{(4), (5)}。

今回適用した手法は以下の特徴を有している。

- (1) ファイバスコープをリンクに設置することで可視化対象が動いていても、追従しながら常に同一距離を保ったまま可視化が可能であること
- (2) 潤滑油滴を可視化した画像は PTV 処理によって速度ベクトル化が可能でありエンジン内部の潤滑油挙動把握が可能であること
- (3) シリンダブロック等エンジン外壁部に設置された観

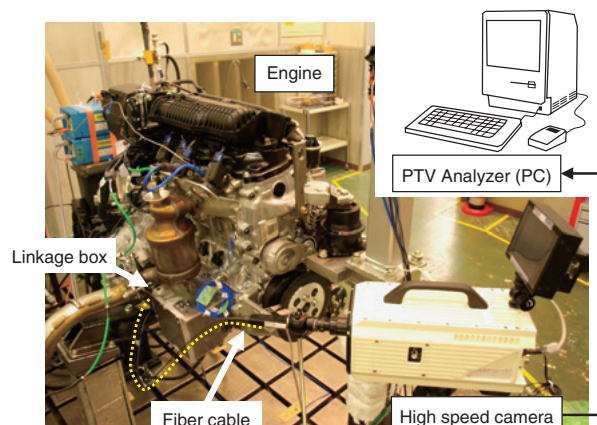


Fig. 6 Visualization and PTV system

Table 4 Specifications of fiber scope

Consideration		Fiber specifications	Requirements
(1) Oil proof		OK	Need oil proof
(2) Heat resisting		-10 to 80°C	Up to 80°C
(3) Minimum radius of curvature		R19 mm	Less than R25 mm
(4) Imaging area		60°	Enough to visualize
(5) Size	Diameter	φ2.4 mm	Less than φ5 mm
	Length	1170 mm	More than 450 mm

察窓からでは可視化が不可能な部品裏側などの領域でも可視化可能であること

- (4) トレーサが不要なので潤滑油変質や異物混入によるエンジンへのダメージが避けられること
- (5) 一般的に PTV などを用いられるレーザや光学系などが不要で、システムとして簡易であること

なお本手法はこれまで報告例がない計測手法のため、装置の適不適の検討をおこなった。

6.2. ファイバスコープおよび光源の検討

可視化のためファイバスコープを実稼動中のエンジン内にリンクを介して設置する必要があるが、初の試みであるため計測環境にファイバスコープが適合するか検討をおこなった。

検討しなければならないのは以下の点であり、その結果が Table 4 である。

- (1) 耐油性
- (2) 耐熱性
- (3) 耐屈曲性
- (4) 撮像範囲 (視野角)
- (5) サイズ (直径, 長さ)

Table 5 Specifications of light source

Voltage	100 V 50/60 Hz
Light	250 W metal halide
Power consumption	290 W
Cooling	Fan
Shutter	Continuously mechanical
Filter	UV, IR CUT

検討の結果、各要求を満足しているのでファイバ스코プは適用可能と判断した。なお使用したファイバ스코プは工業用市販品である。

次に光源について検討した。ファイバ스코プと同軸で設置される250Wメタルハライド光源を用いた。これについてはエンジン内部に設置した状態で撮影するフレームレートにて画像確認しPTVに耐えうる明るさを有していることを確認し採用した。Table 5にその諸元を示す。

6.3. ピストンピン穴への潤滑油流入流出状態可視化

6.3.1. ピストンピン穴への流入状態

まず潤滑油流入状態について観察する。リンクに取り付けたファイバ스코プによる可視化画像のPTV(速度ベクトル化)によりおこなった。ピストン内側のオイルについてはクランクからはねかけやコンロッドやオイルジェットからの強制給油などの影響も受けるため、今回はピストンピン外側からの飛沫による自然給油による潤滑状態に注目した。

本手法で得られた可視化画像およびベクトル画像、それをもとに判明した潤滑油挙動がFig. 7である。結果は動画で得られ、時々刻々の潤滑油飛沫挙動のベクトルが明らかである。これにより以下の結果が得られた。

- (1) 外部からの静的可視化では不可能なピストンピン近傍の潤滑油挙動を明らかにできたこと
- (2) ベクトル化することで、より潤滑油の挙動が明確になったこと
- (3) その様子から、実際にはピストンランド裏を伝って流れてきた潤滑油がピストンピン穴まで到達せず途中で落下していること

本結果により外側からの飛沫による自然給油状態が明らかとなり、改善手法の検討が可能になった。

この可視化手法を用いることでピストンピン内側の潤滑油挙動の把握も可能である。さらにはオイルジェットなどによる強制給油時の潤滑油挙動把握と定量的流量判断にも利用できる。またトレーサを使用すれば各部クリアランス内の潤滑油流動が定量的に把握できる。

このように、本可視化技術はさまざまなエンジン内部の潤滑油挙動把握に利用できる可能性のある技術である。

6.3.2. ピストンピン穴からの流出状態

次にピストンピン穴からの潤滑油の流出状態について明

らかにした。本現象についてはピストンピン打音発生時の状況を擬似的に再現したエンジンで可視化をおこなった。可視化は高速度カメラによる直接観察である。その時の潤滑油挙動をFig. 8に示す。

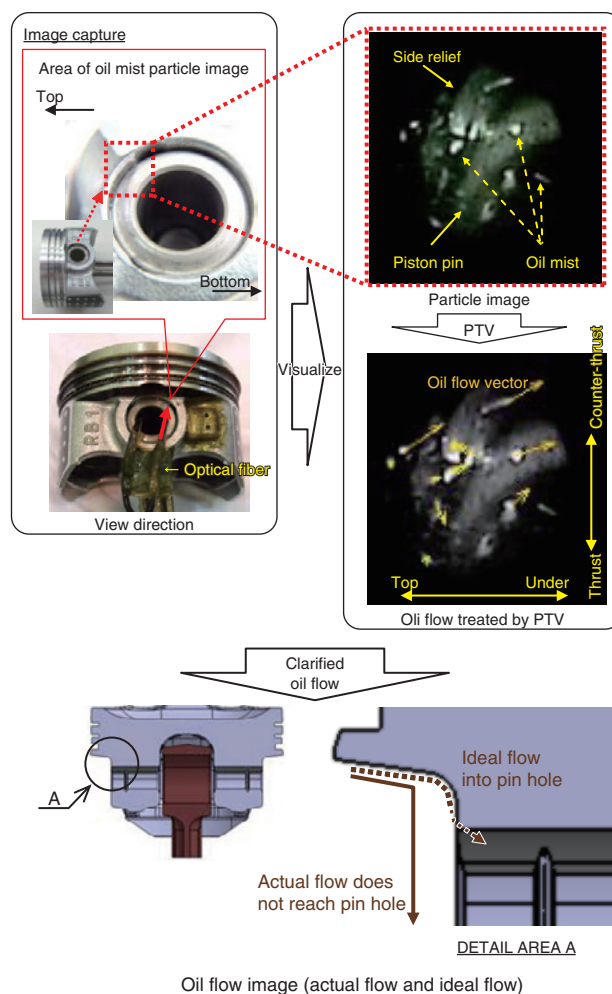


Fig. 7 Visualization of oil flow from piston pin hole (Particle image: 640×560 pixel, 5000 fps)

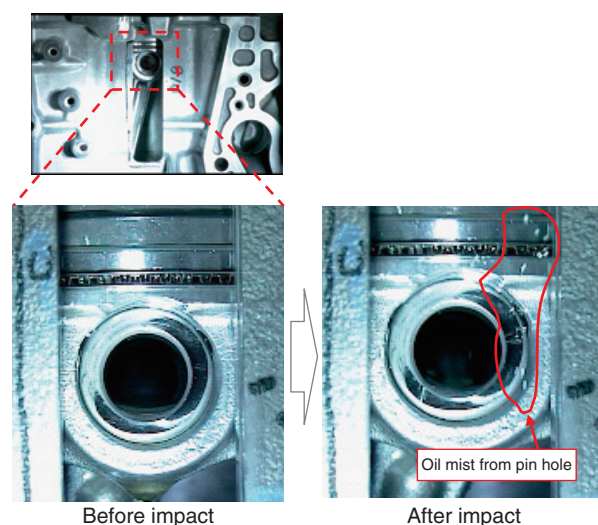


Fig. 8 Visualization of oil flow from piston pin hole to outside

可視化画像から明らかなように、ピストンとピストンピン衝突後サイドリリーフから潤滑油が噴出している様子が観察された。これはピストンとピストンピン間の潤滑油が漏れ出ていることを意味している。

ピストンピン挙動をきっかけに潤滑油が噴出するまでの推定経路を Fig. 9 に示す。ピストンピンの旋回挙動によって押された潤滑油がピン穴内部円周溝を通路として流れ、最終的にサイドリリーフから排出されていることが推定される。

6.4. 潤滑状態まとめ

流入流出状態の可視化により、ピストンピン打音が発生している状態でピストンランド裏の潤滑油はピストンピン穴内に入らず途中で落下しサイドリリーフ部からは噴出していることが明らかになった。この時ピストンピン穴内は潤滑油が少なくピストンピン衝突時の緩衝効果が減少し、衝撃が増加していることが推定できる (Fig. 10)。これは今後のピストンピン打音メカニズム解明と対策の検討に重要な知見である。また、実際は充填されることと噴出することは相互関係があるため、これについても明確にすることが今後の課題である。



Fig. 9 Oil transfer path in piston pin hole

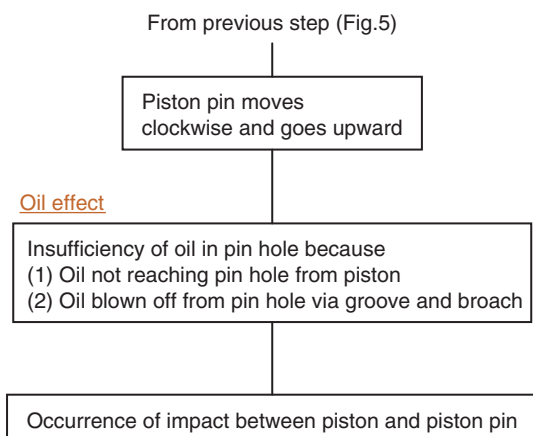


Fig. 10 Flow of piston pin noise phenomena with oil effect

7. まとめ

- (1) セミフローティング支持方式でピストンピン打音発生時のピストンピン挙動を明らかにした。
- (2) ファイバ스코ープを適用したリンク法によるエンジン内部潤滑油挙動可視化および潤滑油液滴の PTV によるベクトル化の手法を確立した。
- (3) エンジン運転中のピストンピン打音発生時のピストンピン穴周りの潤滑油挙動を明らかにした。

本研究で確立した可視化技術は各部の潤滑油挙動把握のため利用可能と考えられ、潤滑に関する諸元決定のための手法として将来性がある。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、試験装置製作にご協力いただいた日本ピストンリング(株)一杉英司、仲田文浩の両氏に対し、誌面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 瀧口雅章, 青木佑介, 安西新市: ピンボス軸受の潤滑状態とピン打音の関係, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.50-02, p.5-8 (2002)
- (2) 河野佳介, 末誠一, 石田博之: ピストンピン軸受部打音の実験的メカニズム解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.148-08, p.5-10 (2008)
- (3) 神谷満好, 小林利彰, 嶽和秀, 高橋幸敬, 三原雄司, 染谷常雄: ピストン打音発生時のピストンスカート面圧測定, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.149-155
- (4) 臼井美幸樹, 村山克己, 佐藤和希, 吉田秀樹: ピストンリング周りのオイル流れと可視化観察に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.7-06, p.5-8 (2006)
- (5) 日産自動車株式会社ホームページ, http://www.nissan-global.com/JP/NEWS/2008/_STORY/081110-03-j.html

■ 著 者 ■



近 藤 孝



大 林 寿 行

ノイズリデュースングホイールの開発

Development of Noise-reducing Wheel

神 山 洋 一*

Youichi KAMIYAMA

高 木 久 光*

Hisamitsu TAKAGI

石 井 克 史*

Katsushi ISHII

柏 井 幹 雄**

Mikio KASHIWAI

要 旨

タイヤ気柱共鳴音とは、路面凹凸により励起されるタイヤ内部の空洞共鳴による車室内騒音のことであり、ロードノイズ発生原因の一つである。

タイヤ気柱共鳴音の低減デバイスとしてノイズリデュースングホイールを開発した。構造上の特徴は、薄肉軽量の樹脂製ヘルムホルツ型レゾネータをホイールに新設した溝に嵌合固定することで、遠心力強度と組付け性を両立させている。また効果としてタイヤ気柱共鳴音を聴感上認知できないレベルまで低減が可能である。

この新開発のノイズリデュースングホイールは、量販車である 2011 年モデル HONDA レジェンド/ACURA-RL に搭載をしている。

ABSTRACT

Tire cavity noise is a noise produced in the cabin by resonance in the hollow cavity inside the tire when it is excited by unevenness on the road surface, and this phenomenon is one factor of road noise.

A noise-reducing wheel was developed as a means of reducing tire cavity noise. In the proposed configuration, a thin, lightweight plastic Helmholtz resonator is fitted into grooves newly cut in the wheel well, balancing strength in relation to centrifugal force with fittability. The noise-reducing wheels have had the effect of reducing tire cavity noise to an inaudible level.

The newly developed noise-reducing wheels are used on the 2011 model HONDA LEGEND / ACURA-RL, mass-market vehicles.

1. まえがき

タイヤ気柱共鳴音は路面凹凸により励起されたタイヤ内部の円環空洞の共鳴がホイールを加振して、振動としてサスペンションを介して車体に伝達され室内に発生する騒音である。共鳴周波数はタイヤ内部の円環空洞の周長で決まり、普通乗用車用タイヤの場合、通常 200 Hz から 250 Hz に存在する。その他ロードノイズ成分に比べ音圧レベルも大きく、聴感上も純音に近い音色かつ残響感を伴い乗員にとって耳障りな音として古くからロードノイズ主要課題の一つとなっている。

タイヤ気柱共鳴音の主要因は、空気充填タイヤの場合避

けることはできないタイヤ内部空洞の 1 次共鳴現象であることから、共鳴そのものを対処しない限り根本的な解決は困難である。従来の対策手法を例にとると、タイヤ構造振動低減による対策の場合、その他タイヤ機能との両立を考慮すると対策自由度が低く大きな改善は望めない。またタイヤから下流側でのサスペンション伝達経路対策や車体防音対策の場合、対策対象部品が広域に広がり、重量増加を伴う場合が多い。

今後一層強まる環境問題対応の流れから車体の軽量化は必須であり、従来のような重量増加を伴う下流側での対策はますます困難になることが想定される。またパワープラントが内燃機関からモータへ切り替わることによるパワー

* 四輪 R&D センター

** 二輪 R&D センター

プラント系騒音の低下から、ますますタイヤ入力系騒音の寄与が高くなることを考慮すると、重量効率が良く根本解決が可能なタイヤ入力源流側での対策技術のニーズはより一層高まることが予想される。

タイヤ気柱共鳴音の低減デバイスは過去 30 年前から、100 件以上ものアイデアが特許や技術発表⁽¹⁾を通して提案されてきたが、商品化にあたっては市場での要求を満たすことが難しく、吸音スポンジをタイヤのインナーライナに接着した構造⁽²⁾が商品化されるにとどまっている。

ノイズリデュースホイールの開発では、機能性と量産化に必要な生産性とコストを満足させるヘルムホルツ型レゾネータをホイールに装着する手法を構築し、タイヤを限定することなくタイヤ気柱共鳴音を聴感上認知できないレベルまで低減できることを確認した。

2. 開発のねらい

タイヤ気柱共鳴音低減デバイスのねらいは以下のとおりである。

- (1) タイヤを限定することなくタイヤ気柱共鳴音を聴感上認知できないレベルとするため、完成車走行時 10 dB の低減量を達成すること
- (2) 最高速走行時の遠心力や悪路走行および縁石乗り越しなどの大入力に対するデバイスの強度耐久性が従来のタイヤホイールと同等であること
- (3) 車両の快適性（乗心地や振動）を両立させるため、デバイスは軽量かつホイールバランスに影響を与えないこと
- (4) タイヤ着脱等の整備性が従来のタイヤホイールと同等であること
- (5) 従来のタイヤホイールの製造工程に影響を与えず、生産技術難易度や量産性が考慮された低コストのデバイス構造であること

3. 基本コンセプト

デバイス形態としてホイールウェル部に別体構造の扁平軽量の樹脂製レゾネータを組付けするホイールアセンブリとした。

基本構造図を Fig. 1 に示し、以下にその特徴を示す。

- (1) 軽量高剛性の薄肉樹脂による扁平断面レゾネータ構造
- (2) 周方向溝を設けたホイールへの「返し」による外れ止め嵌合組み付け構造
- (3) ホイール型割り構造を生かした連通孔横だし回り止め構造

上記基本構造により遠心力作用時にレゾネータ保持力が増加することを設計の基本コンセプトとした (Fig. 2)。

また樹脂製レゾネータの材料を選定するにあたり、バネ下重量増を抑え、遠心力強度が得られる高剛性ポリプロピレンを選定した。

成型方法としては、成型自由度が高く低コストで生産性が良いブロー成型を選定した。これによりレゾネータ本体

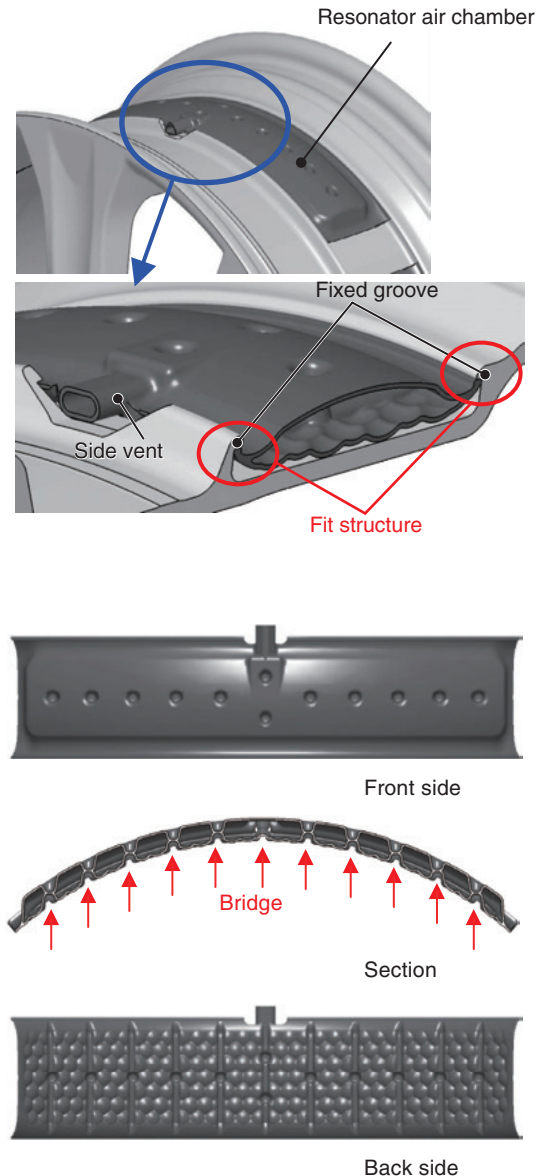


Fig. 1 Structure of noise-reducing wheel

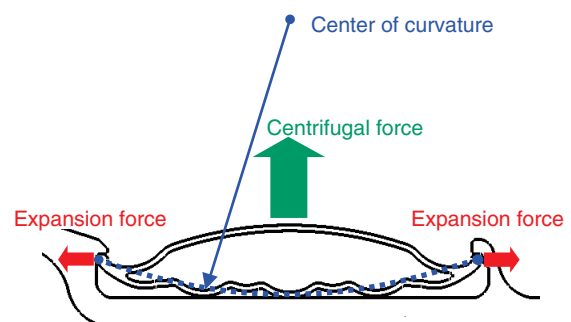


Fig. 2 Concept of structure under centrifugal force

を気密性に有利な継ぎ目の無いシームレス構造で成型することをねらいとした。

レゾネータの消音量を十分に発揮させるためには、気密性の確保とレイアウト制約内でのレゾネータ容量と連通孔断面積の確保が重要である。Fig. 3 にレゾネータ容量と消音量の関係、および連通孔断面積と消音量の関係を示す。上記パラメータ影響の把握から必要なレゾネータの基本諸元を決定した。

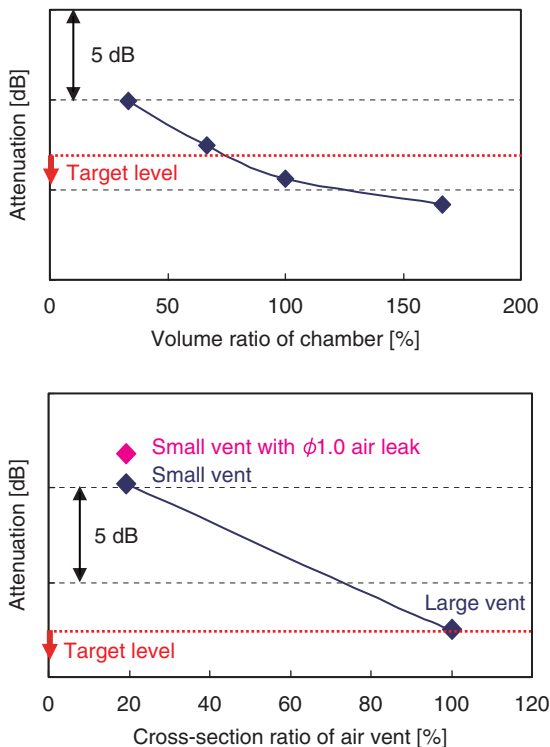


Fig. 3 Attenuation parameters of resonators

4. 主要開発内容

想定されるあらゆる走行条件で十分な消音効果と強度耐久性を兼ね備えた軽量かつ低コストで生産性の高いレゾネータ構造を具現化する上での技術課題と対策内容を以下に示す。

4.1. 薄肉軽量構造と消音性能確保

300 km/h 走行時のホイールリムに作用する遠心力は約 1500G に達する。この最大遠心力に耐えるにはレゾネータ自重を最小限に抑える必要がある。一方レゾネータとして消音性能を機能させるには、レゾネータ自体の面剛性の確保が必要である。

樹脂レゾネータの肉厚はエンジン吸気系のレゾネータを例にとると、ポリプロピレン材の場合 2.5 mm から 3.0 mm が一般的であるが、高い遠心力が作用するホイール装着用の肉厚としては重量が大きくなり適さない。よって

薄肉軽量を前提とした樹脂レゾネータ構造の構築が必要である。

目標消音性能を達成する面剛性を見極めるため、単純な中空構造をベースに肉厚を変化させた試験をおこない、消音性能と必要肉厚の関係を把握した。

Fig. 4 に示すようにブロー成型上の下限最小肉厚を 100% とした場合、消音器としてはほとんど機能せず、肉厚 1.5 倍で消音量は若干向上するものの、逆に肉厚 2.0 倍ではレゾネータ容量の減少が大きく消音量は減少する結果となった。

よって単純な中空構造を基本断面構造とした場合の肉厚対応のみでは目標の消音性能を満足させることが困難であることが判明し、薄肉でも消音性能を確保可能な構造の検討が必要であることがわかった。

そこで CAE 計算を用いて Fig. 1 に示すような中空断面内に上面と底面を連結させるブリッジを必要本数追加し、さらに面剛性の低い底面の外面側にブランプル（ハニカム配列の球面形状突起）を追加することで面剛性向上を図った。タイヤ加振による消音量を計測した結果、上記最小肉厚中空構造に対し、重量増なしに目標の -10dB 以上の消音性能を達成することが確認できた (Fig. 5)。

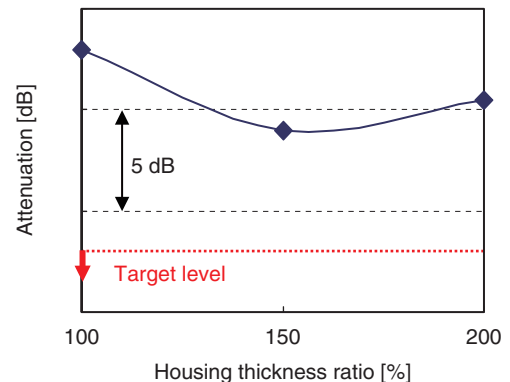


Fig. 4 Attenuation of resonator when thickness of housing is varied

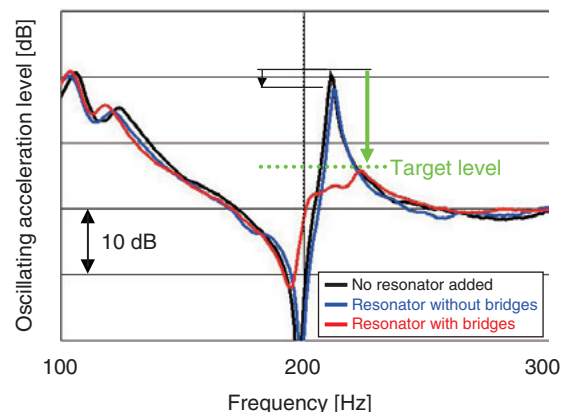


Fig. 5 Noise reduction results for tire tread hammering test on wheel rim

4.2. 遠心力強度と組付け性の両立構造

最大遠心力に耐えられるレゾネータ強度を保証するには、あらゆる走行状況下でのホイール装着レゾネータが置かれる荷重条件、頻度、環境条件等を把握し、構造を最適化する必要がある。その反面、組付け性を考慮すると低荷重で組付け可能な構造が望ましく、両者のバランスを取った設計が必要となる。

強度と組付け性に最も影響を与えるレゾネータ本体の曲げ剛性は、樹脂材料を適用した場合レゾネータが置かれる環境温度により大きく変化する。実際にレゾネータ表面の最高温度を計測したところ、過酷条件下でのホイールリム部の上限温度に近い数値を示しており、該当温度での樹脂材料の弾性率が Fig. 6 に示すように常温時の約 20% まで低下することが判明した。

温度に依存する弾性率変化を材料特性の見直しのみで大幅に改善することは困難なため、上限温度時の低い弾性率でも強度上必要な曲げ剛性を確保できるようにレゾネータ本体形状による曲げ剛性向上を図ることにした。なお組付け性については、手組み可能な低荷重嵌合から工具による高荷重嵌合を前提とすることで両立させることにした。

Fig. 7 に示す CAE による遠心力解析を活用し、遠心力作用時にレゾネータが均一にたわむように腕部長さと中空部本体底面のブランプ面に横ビードを追加することで (Fig. 8)、消音性能に重要な面剛性を維持しつつ、遠心力曲げ剛性を向上させる仕様を検討した。

上記構造にて遠心力負荷試験をおこなった結果、タイヤとホイールアセンブリにおけるレゾネータの脱落や損傷、ホイールバランスの低下は見られず、目標の最大遠心力に耐えられる強度を確保できることが確認できた。

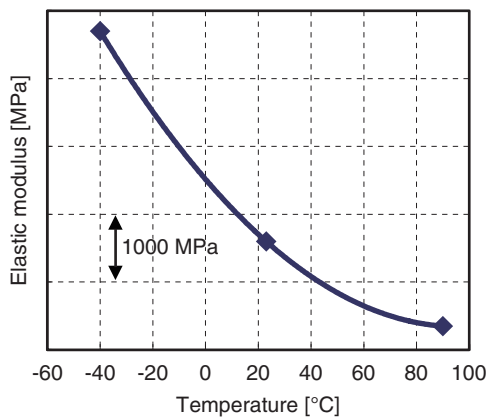


Fig. 6 Temperature-dependency of elastic modulus

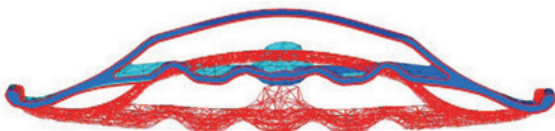


Fig. 7 CAE analysis result of centrifugal force

以上の検討内容により、遠心力強度と組付け性を両立させるレゾネータ構造を実現した。

4.3. 量産組付け手法

生産技術上、最も難易度が高いのがレゾネータとホイールのアセンブリ工程であり、TPMS センサ以外の部品のホイールへの組付けは世界的に前例が無い。

レゾネータ装着ホイールの量産を想定した場合、レゾネータのホイールへの組付け工程に要する時間はホイール製造工程やタイヤとホイールの組付け工程に要するライン流動時間により制約を受ける。制約時間内でレゾネータをホイールへ組付け可能な手法の構築が課題である。

さらに量産組付けには以下の製品寸法公差や環境温度のすべての組み合わせを想定する必要がある (Fig. 9)。

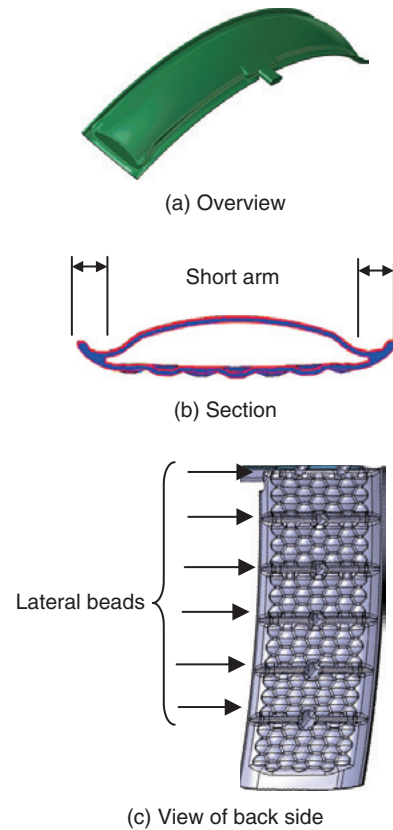


Fig. 8 Structure for resistance to centrifugal force

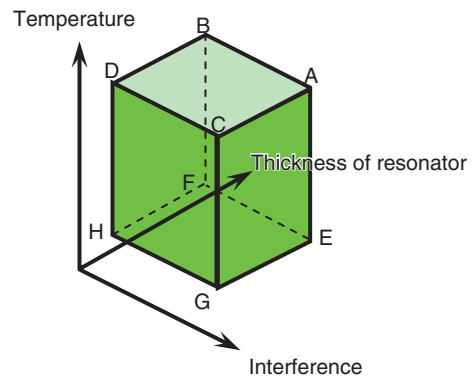


Fig. 9 Parameters for fitting

- (1) レゾネータ, ホイールの締め代
- (2) レゾネータ剛性 (ブロー成形の肉厚)
- (3) 組付け環境温度

特に樹脂は温度による剛性の変化が大きく, 低温時は組付け荷重を上げる必要があり (Fig. 9 条件 E), 高温下ではレゾネータがたわみ過ぎて組付けストロークが不足し組付けができなくなる (Fig. 9 条件 C) など, 想定されるすべての組付け環境温度条件下での組付け性を保証する条件パラメータの設定が課題である。

前述のように遠心力強度向上でレゾネータの剛性を上げたため, 試作品の組付けは専用工具 (Fig. 10) でレゾネータ 1 個あたり何度も押し込む作業が必要となっていた。

しかしながら, 上記組付け手法では量産工程を考えると非効率で現実的ではない。

そこで, エアシリンダを用いた組付け機による組付けを検討した。この組付け機はレゾネータを押し込むプッシャーと呼ばれる部分の形状をレゾネータの腕部に沿った円弧状にすることで, レゾネータ 1 個あたり 1 回の押し込みで組付けることをねらいとした。

装置を試作し組付け検証をおこなった結果, 組付け時間が 1/5 に短縮され量産化の目処が立った。

また Fig. 11 に示す以下の項目を調整することにより, 量産を想定した幅広い温度域での組付けを可能とした。



Fig. 10 Tool for fitting (prototype)

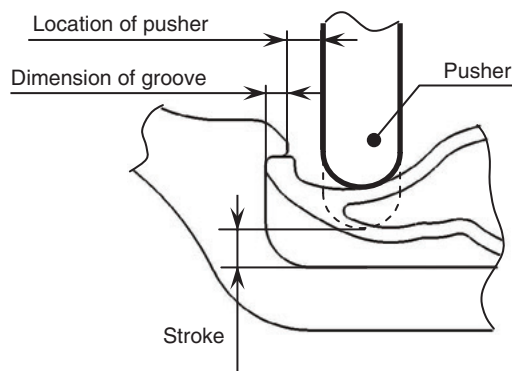


Fig. 11 Groove shape, pusher location and stroke optimization of resonator and wheel assembly machine

- (a) ホイール溝形状のレゾネータ腕部かかり代
- (b) 組付け機のプッシャー位置とストローク
- (c) 組付け機のプッシャー押し付け荷重

上記 3 項目の最適化により, 最終的には -5°C から 40°C の環境下での量産組付けが可能となった。

5. 実機効果

ノイズリデュースホイール装着車でラフ路面を走行した時の室内音とナックル振動を Fig. 12 に示す。10 dB の消音効果を示しており, また聴感上もタイヤ気柱共鳴音を認知できないレベルまで低減できていることが確認できた。

次に路面粗さや車速条件に対するロバスト性の検証をおこなった。路面の粗さが異なる各種ラフ路面にて車速を変えて走行した時の室内音効果を Fig. 13 に示す。小入力, 大入力, 低車速, 高車速のどの条件においても 10 dB の消音効果を示しており, ノイズリデュースホイールが路面の粗さや車速変化に対するロバスト性を有することを実証した。

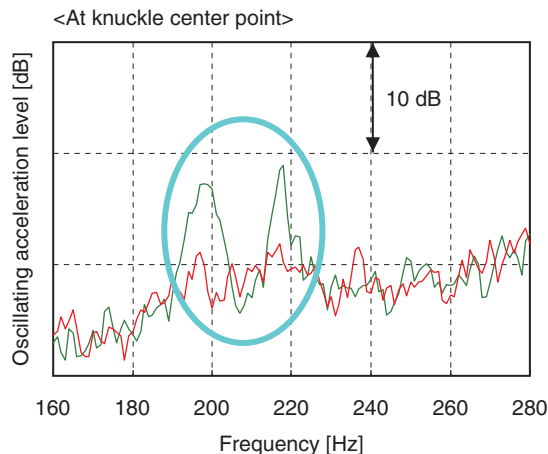
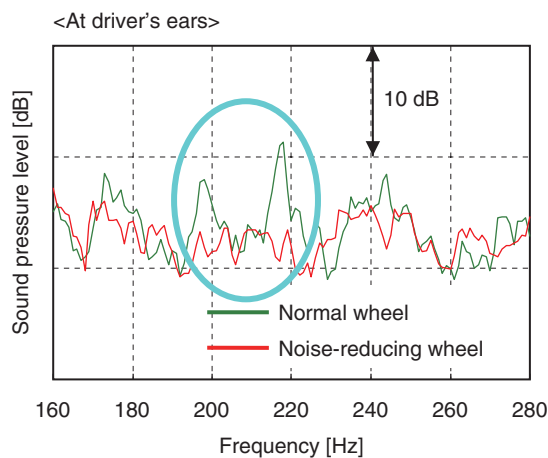


Fig. 12 Noise reduction effect when driving on rough road at 80 km/h

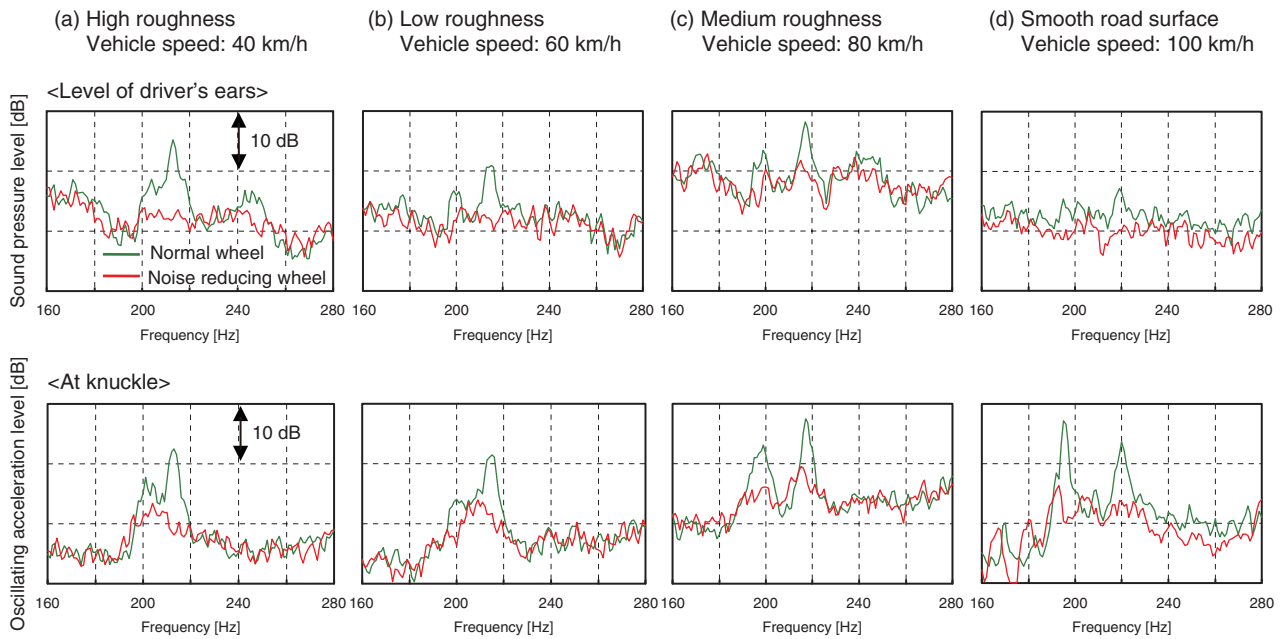


Fig. 13 Robustness of noise reduction in relation to road roughness and vehicle speed

6. まとめ

以下の内容を満足する樹脂製レゾネータを装備する消音ホイール構造を発案, 世界初の量産化を実現した。

- (1) プロー成型下限最小肉厚で消音性能 10 dB を満足する軽量薄肉樹脂レゾネータ構造
- (2) 最大遠心力 1500G に耐えられるレゾネータ本体構造とホイール嵌合構造
- (3) 組付け性の高いレゾネータ嵌合設定と量産組付け手法

参考文献

- (1) 山内祐司, 秋好靖二: タイヤ空洞共鳴音に関する理論解析と走行中の改良手法の提案, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.2, p.79-84(2001)
- (2) 湯川直樹: 特殊吸音スポンジ技術, 日本機械学会誌 2009.5, Vol.112, No.1086, p.426(2009)

■著 者■



神山 洋一



石井 克史



高木 久光



柏井 幹雄

設計展開を目的としたナビゲーション機能を持つ 二輪車部品用 CAE 標準化システムの開発

Development of CAE Standardization System for Motorcycle Parts with Navigating Function
for Designers

伊藤 未 丈*

Mijo ITO

大塚 正 人*

Masato OTSUKA

石原 大 輔*

Daisuke ISHIHARA

土本 健 二*

Kenji TSUCHIMOTO

土屋 美 紀*

Miki TSUCHIYA

宮崎 靖 大*

Yasuhiro MIYAZAKI

要 旨

設計者による CAE (以下設計者 CAE と呼ぶ) に焦点を当てた二輪車部品 CAE 標準化システムを開発した。本システムは、設計 CAE に適したナビゲーション機能により、解析条件設定などの簡易化を図り、間違いや操作ミスによる解析の手戻りを防止した。また、解析手法や条件設定の標準化により、解析の個人差の発生をなくした。更に本システムによるデータ蓄積により、解析結果の比較を容易にすると共に、独自の Analysis Tag 機能により、結果評価と定型レポートの作成を半自動化した。以上により、本システムは設計 CAE の作業時間を 75% 削減し、設計作業を効果的に支援することを可能とした。

ABSTRACT

“Motorcycle parts CAE standardization system” that focused on CAE for designers (hereafter termed “designers’ CAE”) has been developed. This system simplified the analytical condition settings by unique navigation function that was suitable for designers’ CAE, and realized prevention of redoing due to misunderstandings and operation errors. And also, the individual differences in analyses were eliminated by standardizing the methods for analysis and condition settings. In addition, the comparison of the analytical results was facilitated by the data accumulation using this system, and evaluations of the results and the fixed form report making were semi-automatically carried out by the function of “Analysis Tag.” Thus this system reduced the working hours of designers’ CAE by 75%, and enabled effective supports for design operations.

1. まえがき

近年の汎用 CAD ツールの進化により、CAD システム上で実施可能な CAE の機能向上や操作の簡易化が実現されている。これにより、設計者 CAE のハードルが下がり、開発初期段階での机上熟成ニーズの高まりと共に設計者 CAE が急速に普及してきている。当社二輪開発部門での設計者の CAE 使用者数も、この 5 年間で約 2.5 倍に増加している (Fig. 1)。

一方で、多くの設計者は CAE の実施頻度が低く、解析のプロセスやオペレーションを忘れやすいという課題がある。Fig. 2 に設計者の CAE 使用回数の頻度分布を示す。

* 二輪 R&D センター

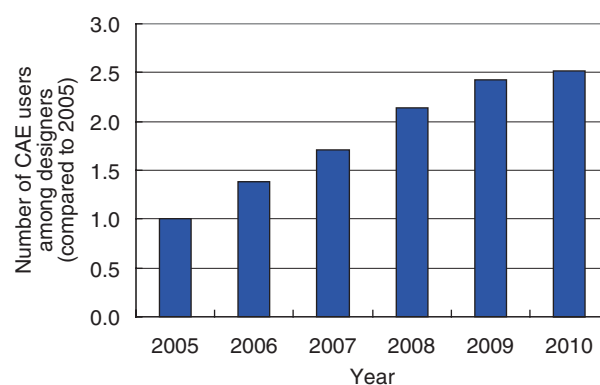


Fig. 1 Increase in number of CAE users among designers (compared to 2005)

50%以上の設計者が年に20回未満のみの使用であり、使用しない期間が1年以上というケースもめずらしくない。設計者にとってCAEはあくまで検討手段であり、必要とときにのみCAEを使用するというのは自然なことであり、こうした傾向は当然のことである。

このような特徴をもつ設計者CAEに対し、操作の簡易化・自動化などさまざまな取り組みがおこなわれている^{(1), (2)}。

しかし、安易な自動化は解析プロセスをブラックボックス化し、他の部品へのCAEの応用展開を妨げるなどの課題がある。そこで、設計者がCAEを有効に活用するために、解析プロセスを理解しやすくするナビゲーション機能を備えた「二輪車部品CAE標準化システム」を構築した。本稿では、本システムの内容とその効果について紹介する。

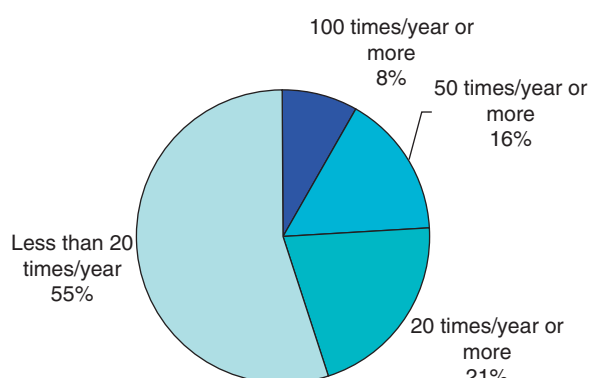


Fig. 2 Frequency of CAE use by designers

2. 設計者 CAE の課題

設計者CAEの利用が急速に増加してきた結果、下記の課題が顕在化してきた。

2.1. 解析作業における手戻りの発生

Fig. 3は設計者に対するCAEサポート内容の内訳を示す。グラフより間違いやミスが少なからず存在していることがわかる。特に前述のような使用頻度の少ない設計者

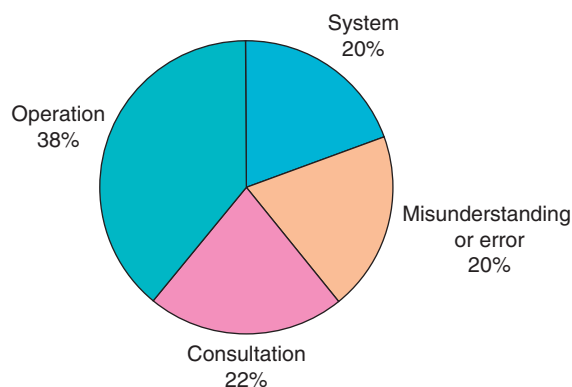


Fig. 3 Categories of requests for support from CAE users

や初心者においては、知識不足に起因する設定等の間違いや、意図に反して発生してしまう操作ミスなどによって、正しい解析結果を得るまでに多数の手戻りが発生していると考えられる。

2.2. 使用者による手法や設定の違いの発生

CAEの解析条件(荷重条件、拘束条件、結合条件、メッシュ設定等)は、同じ解析をおこなう場合においても、複数の条件設定が可能であるため、使用者による解析手法や設定の違いが発生する。このような違いが存在する場合は、特に解析結果を比較する際に課題が生じる。メッシュサイズの異なる二つの解析結果があり、どちらの解析も単独では妥当なものであった場合にも、この二つを比較することは適切ではないことが多い。

2.3. 過去の解析結果の有効活用

ハードウェアやアプリケーションの進化による計算環境の変化に伴い、解析可能なメッシュ数などの解析規模は年々変化している。一般的な設計者の計算環境で実施できる解析規模はこの10年間で約100倍に拡大した。このように計算環境が変化すると、メッシュサイズ設定などの最適値もそれに伴い変化し、過去の結果と最新の結果が同一条件で比較できなくなり、蓄積されたデータを有効活用できない。

2.4. 煩雑な解析条件設定による工数増加

前述のようなCADツールやハードウェア環境の進化により、設計者もより複雑で大規模なアセンブリ解析が実施可能となった。このような解析においては、多くの煩雑な解析条件設定が必要となり工数が増加している。

3. システム開発のねらい

前述の設計CAEの特徴と課題に対し、本システムでの開発のねらいを以下に示す。

(1) 自動化ではなく、解析作業のナビゲーションシステムであること

CAEの自動化は、工数削減とミス防止には大きな効果を発揮する。しかし、最近1年間で実施された設計者CAEの部品割合を分析した結果、解析頻度の高い10部品が全体の約50%を占めており、残りの50%は頻度は低いものの300部品以上の解析が実施されていることを把握した。これらすべての部品の解析を自動化することは、システム開発工数が膨大となり現実的ではない。また、解析頻度の高い部品のみを自動化した場合には、その部品については簡易に解析できるが、設定がブラックボックスとなるため、他部品を解析する際に応用が効かなくなるという課題が生じてしまう。

本システムは、プロセスを意識させながら、解析条件設定から評価までの一連の作業をナビゲーションするシステムとしている。これにより、正しい解析や評価へ導くだけでなく、解析頻度が低くオペレーションを忘れがちな設計者を効果的にサポートし、同時に他解析への応用ができるスキルを身につけることができる。

(2) 解析の手戻りや使用者による設定の違いが防止できること

知識や経験不足に起因する間違いによる手戻りおよび使用者による手法や設定の違いについては、解析条件設定および結果評価の標準化をおこない、この手法を間違いなく実施できるシステムとすることで防止する。また、使用者の意図に反して発生する操作ミスによる手戻りについては、原因となる煩雑な条件設定の簡易化、発生してしまったミスを計算実行前に発見するチェックツール、計算後に使用者自身が結果の妥当性を確認するプロセスを導入することにより防止する。

(3) 解析データを有効活用できる状態で蓄積できること

解析データや解析結果は、計算環境の変化によりメッシュサイズなどの設定を変える必要が生じた際にも、必要に応じて容易にアップデート可能な形で蓄積する。

(4) 設定工数が削減できること

設計者が CAE をおこなう上で工数増加は大きな負担となるため、繰り返しの多い複雑な条件設定作業については簡易化することにより、工数を削減することもねらいとする。

4. 解析手法の標準化

前述のねらいを達成するため、部品ごとの解析頻度の分析からニーズの高い構造部品 15 部品を選定し、部品ごとに解析設定・結果評価手法の標準化をおこなった。本稿は、システム面からの技術紹介のため、標準化の具体的内容については割愛するが、解析手法が標準化されていることが本システムを構築する上での前提となる。しかし、標準化しただけでは、だれもがその手法を確実に実施することは難しいため、標準解析プロセスを遵守させる仕組みが重要である。

5. システムの構成と概要

5.1. システム基本構成

Fig. 4 に本システムのシステム構成図を示す。Generative Structural Analysis(GSA)とは、当社で使用している CAD システム (CatiaV5) の CAE 機能である⁽³⁾。GSA では、設定はすべて 3D-CAD データにリンクしているため、形状ベースのみでの解析設定が可能である。従来のメッシュベースの設定から形状ベースの設定となっ

たことで、経験の少ない設計者でも CAE を実施しやすくなった。

本システムは、この構成を利用して GSA 上に構築されている。設計者が使用する Graphical User Interface (GUI) 部分はすべて CatiaV5 上で動作するため、設計者は普段使い慣れた操作環境下で解析を実施できる。また、GSA の機能をベースとしたシステムであることで、GSA 標準機能と混在して使用することができるため汎用性も高い。

5.2. システム概要

ここでは、ステップホルダ標準化システムを例としてシステム概要を解説する。Fig. 5 にナビゲーション機能の概要図を示す。設計者はメニューを上から順に実行していくことで、標準化された解析を間違いなく実行し結果評価することができるようになる。また、この解析の流れ自体は部品に固有のものではないため、設計者はこの解析手順を

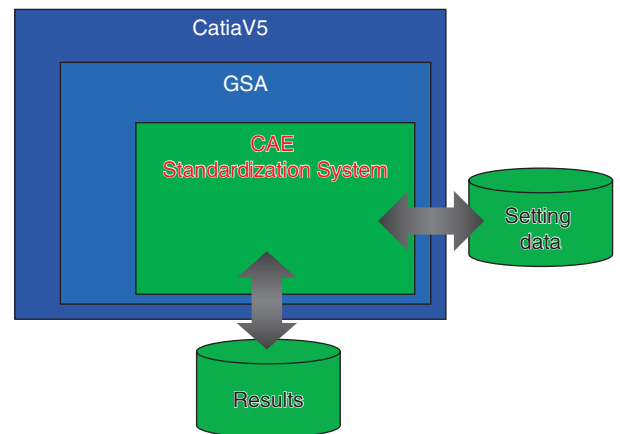


Fig. 4 System configuration

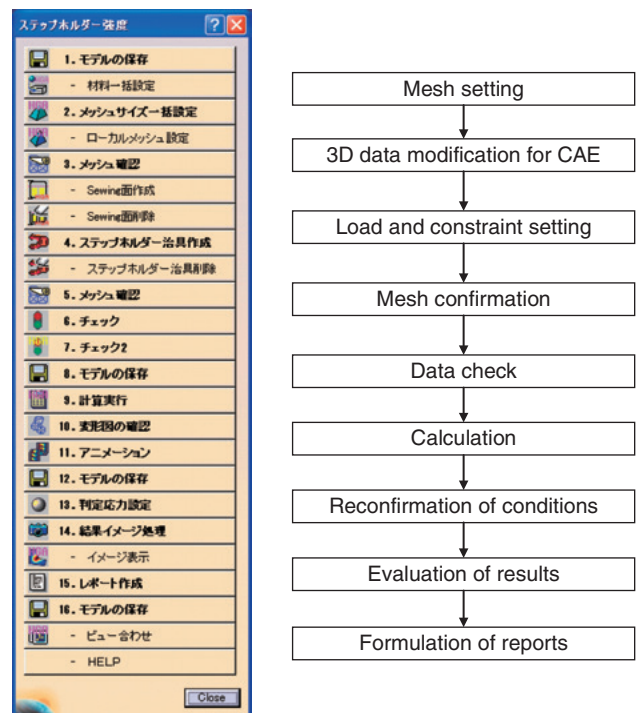


Fig. 5 Outline of navigation function

実施することで、汎用的な解析の流れを自然に身に付けることができる。

5.2.1. メッシュ設定

メッシュサイズや要素タイプなどの設定は、CAE 解析をおこなう上で重要な設定の一つである。課題であったメッシュ設定の使用者による違いを無くするため、本システムでは、部品ごとに標準化で決定したメッシュ設定を自動で入力し、使用者は変更できない設定画面仕様を標準としている (Fig. 6)。ただし現在のメッシュでは、指定したメッシュ設定ではメッシュ作成できない場合があるため、modify ボタンをチェックすることで設定を修正可能とし、標準設定からの変更があったことをレポートに出力する仕組みを導入した。

5.2.2. CAE 用モデル修正

近年では、CAE 用に形状の簡易化 (不要なフィレットや穴の削除など) をおこなうことは少なくなり、設計用の 3D 形状をそのまま解析に利用することが多い⁽⁴⁾。しかし、CAE の条件設定をおこなう上で形状の修正が必要になる場合がある。

Fig. 7 に示すステップホルダの例では、ステップパーストップ部の接触面形状は設計用の 3D 図面には必要ないが、CAE の条件設定には必要となる。この面形状の作成は CAD 機能でおこなう必要があり、CAE 作業の流れが中断されるため操作ストレスと工数の大きい作業となっている。本システムでは、この作業を CAD 機能に切替えるこ

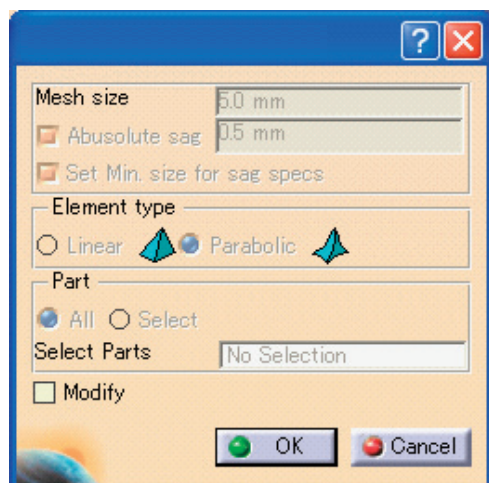


Fig. 6 Dialog box for mesh setting

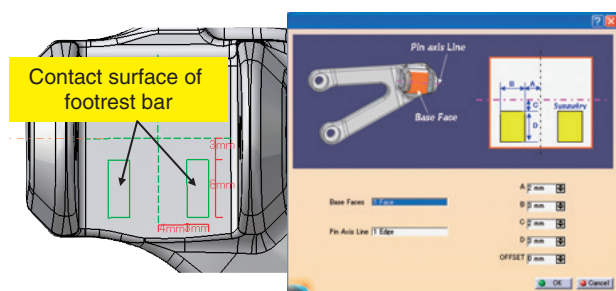


Fig. 7 Assist function for creation of contact surfaces for design of footrest bar

となくナビゲーション内から実施できる仕様とし、無駄な工数を削減した。

5.2.3. 荷重および拘束条件の設定

Fig. 8 に荷重、拘束条件設定画面を示す。CAE をおこなう上で荷重と拘束条件の設定が最も重要であるが、同時に、使用者による違いも発生しやすい作業である。本システムでは、標準化された条件を間違いなく設定するため、この設定操作を簡易化した。最低限必要な選択と入力をするだけで、荷重、拘束、結合の作成が可能となっている。例えば、画面には荷重値の入力欄は表示されないが、標準化で決定された値が自動的に適用される。この簡易化により、標準化の設定が遵守されるだけでなく、工数削減、操作ストレス低減、ミス防止を実現している。

5.2.4. メッシュの確認

メッシュをまったく意識しなくても良い、というのが設計者 CAE の究極の姿であると筆者は考える。しかし現状では、オートメッシュ機能や解析規模が充分ではないため、計算実行前に作成されたメッシュの密度や形状等を確認することが必要である。ところが、5.1 節で述べたように形状ベースのみでの設定が可能になった現在の CAE 機能では、メッシュを一度も見ることなく計算実行することができてしまう。このような事象を防止するため、ナビゲーション機能にメッシュ確認のプロセスを導入した。

本来標準化されたメッシュ設定を用いていれば、多くの場合、適切なメッシュが作成される。本システムへ敢えてメッシュ確認のプロセスを追加したのは、実際の確認作業の目的だけではなく、汎用的な解析のプロセスとしてメッシュ確認することを習慣とするためでもある。

5.2.5. モデルのチェック

Fig. 9 に示すチェック機能では、良くある間違い、エラーではないが問題となる可能性のある設定、独自の禁じ手などを、モデルの設定内容から自動チェックし可視化した。これにより、計算実行前に間違い、ミスに気付くようになり、計算実行後の手戻りを防止している。

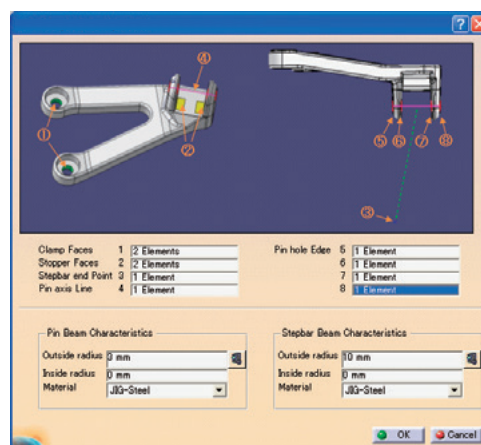


Fig. 8 Assist function for load and constraint condition setting

5.2.6. 計算実行

本システムから計算を実行すると、その使用履歴が自動的に記録され、各部品での標準化システムの適用状況を把握できるようにしている。この履歴をもとに標準化の効果確認や、新たな部品への標準化適用を検討する。

5.2.7. 解析条件の再確認

計算が終了した際に第一にすべきことは、計算条件が正しいかどうかの再確認である。本システムでは、最も簡単で効果的な方法として、倍率を大きくした変形アニメーションを表示するプロセスを追加した。これにより、計算条件が自分の想定した通りになっているかを視覚的に確認することができる。

5.2.8. 結果評価

強度解析結果の評価においては、応力の最大値を評価値として用いることが多い。通常この最大値は、応力コンター図などにより応力分布を表示し、高応力発生部を特定した上で、その付近で最大値が発生している節点を手作業により探し読み取っている。アプリケーションによっては、最大値の検索機能を持つ場合もあるが、単純にモデル

全体の最大値を検索するため、評価に使用するのは適切でない特異点や、評価対象部以外の値が検索されてしまう場合がある。また、手作業により値を読み取った場合には、後日そのモデルを見た際に、どの節点の値で評価したかが分からなくなるという課題がある。

これらの課題を解決するため、独自の Analysis Tag 機能 (Fig. 10)を開発した。この機能により、評価に使用した節点、値、コメントなどをモデルデータとして保存可能となり、第三者がモデルを見た場合にも、評価の根拠が明確となる。また、高応力発生部位での最大値検索機能を実装し、最大値の見落とし防止、および評価の使用者による違いの削減を実現した。

5.2.9. レポート作成

本システムでは、CAE 結果を第三者が見る際に必要な情報を記載した定型レポートを半自動で作成する。このレポートには、モデルデータ名、解析設定内容、標準化設定の変更有無、前述の Analysis Tag から取得した評価値、判定結果などが自動で記載される。これにより、設計者はこれらのデータを元に結論を記載するだけで容易にレポートを完成できる。

6. 本システムによる効果

6.1. 設計者 CAE のサポート

設計者 CAE の特徴に対応したナビゲーションシステムを提供することで、使用頻度の低い設計者でもたやすく解析を実施可能となった。また、本システムによる解析を繰り返し実施することで、汎用的な解析プロセスが身に付き、標準化された部品以外への CAE 適用スキルの向上が図れるようになった。

6.2. 解析の手戻りおよび使用者による設定の違いの削減

標準化によって決定された解析手法を本システムにより

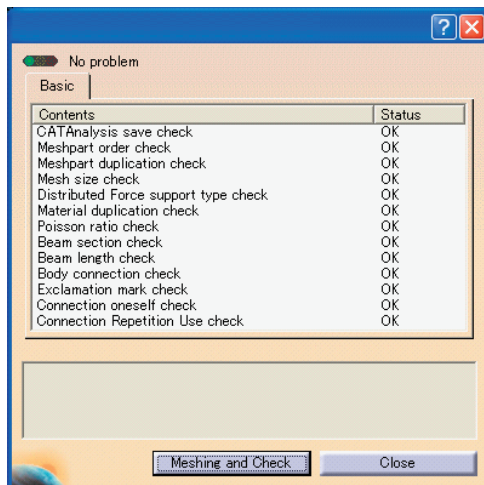


Fig. 9 Dialog box for data check function

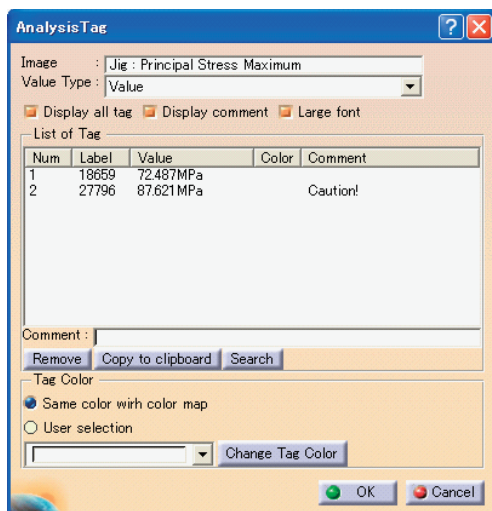


Fig. 10 Function of the analysis tag

実施することで、解析条件の設定間違いなどに起因する手戻りと、使用者による設定の違いが防止可能となった。また、煩雑な解析設定を簡易化し、チェック機能を導入することにより、操作ミスによる手戻りの削減を実現した。

6.3. 過去解析データの有効活用

本システムによる解析データの蓄積により、計算環境の変化によるメッシュ設定の変更が発生した場合にも、容易に結果を更新し、蓄積された解析データが、後の比較に使用できなくなることを防止した。また、独自の Analysis Tag 機能により、蓄積した解析モデルに評価の根拠を明確に残すことができるようになった。

6.4. 工数の削減

煩雑な設定操作の簡易化とナビゲーション機能により、設計者作業工数を平均で 75% 削減した (Fig. 11)。これらは主に、荷重、拘束条件設定および条件設定に必要な補助要素の簡易作成 (Pre processing) と、解析結果の評価および定型レポートの半自動作成 (Post processing) の効果によるものである。また、設定が複雑なため設計者では実施することが難しかった部品の解析についても、本システムにより実施可能となった。

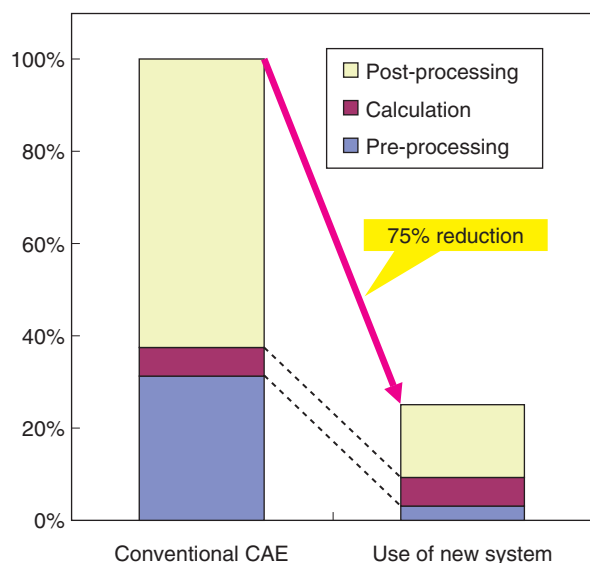


Fig. 11 Ratio of reduction of total work hours

7. まとめと今後の展開

設計者 CAE をターゲットとした二輪車部品 CAE 標準化システムを開発したことにより、間違いやミスによる手戻りおよび使用者による手法や設定の違いを削減した。また、煩雑な設定操作および結果評価の簡易化により作業工数の平均 75% 削減を実現した。本システムでは解析作業全体をナビゲーションすることにより、設計者 CAE の特

徴に対応した適切なサポートをおこなうと同時に、使用者には汎用的な解析プロセスが身につく、CAE スキルが向上するため、標準化された部品以外への応用も可能となった。また、蓄積されたデータの更新を容易にし、過去の解析データの有効活用が可能となった。

なお、今回のシステムの対象は、線形構造解析で検討可能な部品のみであったが、拡大する机上熟成ニーズに合わせ、今後、非線形構造解析などの領域へも適用拡大を検討する。

参考文献

- (1) 小島芳生: 設計者 CAE としてのファーストオーダーアナリシス, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.37, No.1, p.1-3(2002)
- (2) 榎村康司, 近藤俊之: 「SOL!BOX」の開発およびその展開, デンソーテクニカルレビュー, Vol.7, No.1, p.136-140(2002)
- (3) Dassault Systemes, <http://www.3ds.com/>
- (4) 内田孝尚, 永井滋, 小山重: 自動車用トランスミッション開発における設計者の行なう CAE 解析例と今後の方向性, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.109-114

著者



伊藤 未丈



石原 大輔



土屋 美紀



大塚 正人



土本 健二



宮崎 靖大

差圧式高压水電解セルの構造とその性能評価

Mechanical Structure and Performance Evaluation of High Differential Pressure Water Electrolysis Cell

針 生 栄 次*
Eiji HARYU
石 川 博 之*
Hiroyuki ISHIKAWA

中 沢 孝 治*
Koji NAKAZAWA
岡 部 昌 規*
Masanori OKABE

樽 家 憲 司*
Kenji TARUYA

要 旨

従来の常圧水電解と機械式コンプレッサによる高压水素製造に代替する手法として、差圧式高压水電解がある。差圧式には電解セル自体に耐圧性が必要であり、ねらいの水素圧力を電解質膜で保持しなければならない。この課題に対し、酸素極給電体の強度と表面の開口を調整し、電解質膜の変形を抑制することで 35 MPa の差圧保持を達成した。ピストン式の差圧式高压水電解セルでの試験により、給電体と触媒の最適接触面圧は 5 MPa であることを明確にし、セル内部の水素圧力によらず接触面圧を一定とすることで、濃度差電圧による理論昇圧エネルギーでの高压水素製造を達成した。また、電流効率は 97% であり、損失分は水素の膜透過のみで、透過した水素によるその他の機能への影響は無いことを確認した。差圧によって酸素の透過は抑制され、製造水素中の酸素濃度は規定値の 5 ppm 以下となり、常圧水電解よりも高純度の水素を得た。

ABSTRACT

High differential pressure water electrolysis is a method that can replace the conventional high-pressure hydrogen production technology that uses normal pressure water electrolysis and a mechanical compressor. The differential pressure method requires a pressure resistant electrolysis cell, and the target hydrogen pressure is to be held by the proton exchange membrane. These issues were addressed by adjusting the strength and surfacial pores of the anode current collector and suppressing proton exchange membrane deformation, enabling the membrane to sustain a differential pressure of 35 MPa. Tests using a piston-type high differential pressure water electrolysis cell clarified that the optimum interfacial pressure between the current collector and the catalyst is 5 MPa. High-pressure hydrogen was successfully produced with a theoretical pressurization energy based on the concentration difference voltage by maintaining a constant interfacial pressure regardless of the hydrogen pressure inside the cell. In addition, it was confirmed that the current efficiency was 97%, the only loss was that due to hydrogen cross-permeation across the membrane, and that the cross-permeated hydrogen had no effect on other functions. Cross-permeation of oxygen was suppressed due to the differential pressure, and the oxygen concentration in the produced hydrogen was the specification value of 5 ppm or less. This means that the obtained hydrogen had a higher purity than that produced by normal pressure water electrolysis.

1. はじめに

燃料電池電気自動車用燃料製造工程のゼロエミッション化へ向け、太陽電池で発生した再生可能電力と水電解を組み合わせたソーラー水素ステーション (Solar Hydrogen Station: SHS) の研究をおこなっている。開発初期型である常圧水電解と機械式コンプレッサを用いた SHS1 の実証試験では、機械式コンプレッサの消費電力がシステム補機の約 4 割を占め^{(1), (2)}、家庭用を目指したさらなる小型化と高効率化には機械式コンプレッサの削減が有効であることがわかった。代替する技術である固体高分子型高压水電解

には、等圧式と差圧式があり、一般的には等圧式が用いられている。等圧式は、水電解セルを高压容器に収納し、水素極と酸素極とともに高压とすることで電解質膜への差圧は生じないが、サイズが大きくなるため商用向きである。このため、水電解セル自体に耐圧性を持たせ、水素極のみを高压とすることで小型化が可能な差圧式を選択した。ねらいの差圧である 35 MPa を電解質膜で保持した例は無かったが、これを達成した技術を適用したソーラー水素ステーション SHS2 の実証試験を 2010 年よりおこなっている⁽³⁾。本稿では、その中心技術である差圧式高压水電解セルの基本構成検討における、セル構造とその性能評価結果について述べる。

* 四輪 R&D センター

2. 差圧式高圧水電解セルの技術課題

差圧式高圧水電解セルの模式図を Fig. 1 に示す。水電解の原理は常圧の場合と同じであるが、製造水素を閉空間に貯蔵し続けることで高圧水素が得られ、水素極のみが高圧となる。

式 (1) に差圧式高圧水電解に必要な電解電圧 E_{WE} を求める式を示す。

$$E_{WE} = E_0 + \frac{RT}{2F} \ln \frac{P_1}{P_2} + ir \quad (1)$$

E_0 : 理論稼働電圧	[V]
T : 絶対温度	[K]
R : 気体定数	[J/(K・mol)]
P_1 : 高圧側水素分圧	[MPa]
P_2 : 低圧側水素分圧	[MPa]
ir : 直流抵抗電圧	[V]
F : ファラデー定数	[C/mol]

常圧水電解に必要な電圧に対して水素の濃度差に起因する電圧を加えることで高圧水電解に必要な電解電圧となる。式 (1) 中第二項に示したネルンスト式が、ガス濃淡電

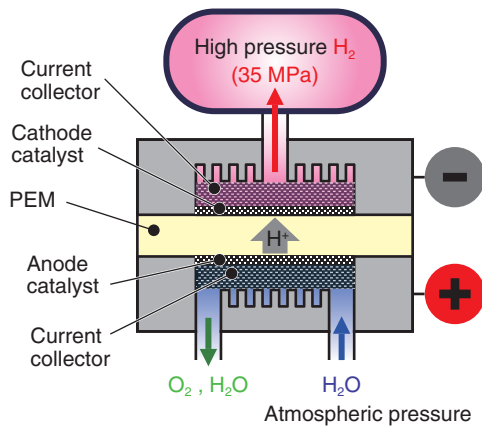


Fig. 1 Schematic of high differential pressure water electrolysis

池に必要な水素濃度差電圧である⁽⁴⁾。この濃度差に起因する 35 MPa までの昇圧エネルギーは、25℃において水素 1 Nm³ あたり約 180 Wh と見積もられ、セルのサイズや電流すなわち水素製造量に依存しない。従って、家庭用を目指した小型の機械式コンプレッサに対して大きな優位性がある。

しかしながら、差圧式高圧水電解を実現するには大きく 3 点の技術課題が存在する。課題とセル構成についての模式図を Fig. 2 に示す。

1 点目に、ねらいの製造水素圧力と酸素極との差圧に対し耐圧性を有する必要がある。それは PEM (電解質膜) で差圧を保持することを意味し、そのためには、酸素極給電体自体が変形せず、なおかつ表面に存在する開口への電解質膜の変形を抑制しなければならない。多孔質体である給電体は、表面開口および内部空孔を小さくすることでバルク体に近づき、強度は向上する。しかしながら、水電解に必要な流体透過性は低下するため、強度と表面開口を調整し、この相反する性質を両立しなければならない。

また 2 点目に、常圧水電解とは異なりセル内部の水素圧力により触媒と水素極給電体を引き離す力 (以下 反発力) が生じるため、水素圧力の上昇に応じて、触媒と水素極給電体間の接触抵抗を低減するための接触面圧 (以下 面圧) を確保しなければならない。

さらに 3 点目として、差圧式水電解特有の現象として、差圧による酸素極への水素の透過量増加がある。水素圧力と透過量に関する理論式⁽⁵⁾を式 (2) に示す。

$$N = \alpha \cdot \left(\frac{P_1 - P_2}{d} \right) \cdot \exp \left(\frac{-E_a}{RT} \right) \quad (2)$$

N : 単位面積あたりのガス透過速度	[m/sec]
α : ガス透過係数	[m ³ ・m/(m ² ・sec・MPa)]
d : 膜厚み	[m]
P_1 : 高圧側圧力	[MPa]
P_2 : 低圧側圧力	[MPa]
T : 絶対温度	[K]
R : 気体定数	[J/(K・mol)]
E_a : 透過の活性化エネルギー	[J/mol]

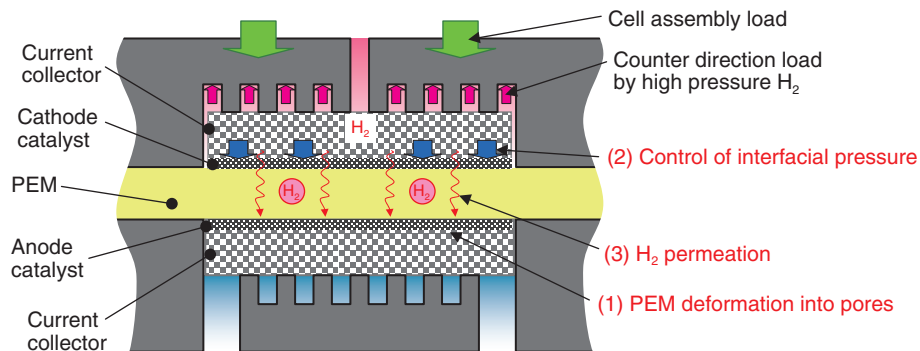


Fig. 2 Three technological issues for high differential pressure water electrolysis cell

この式によると電解質膜のガス透過量は圧力差に比例するため、常圧の場合に比べてより多くの水素が透過する。透過することで、電流に対して得られる水素が減少すること、また酸素との混合ガスの存在が懸念されるため、差圧式高压水電解には、ガス透過量の観点からも検討が必要である。

本稿では、これらの課題について検証可能なセルを作製し、電解質膜による差圧保持達成と 35 MPa 差圧下での電解性能評価を目的とした。

3. 実験方法

3.1. 差圧式高压水電解セルの構造

3.1.1. 試験用高压水電解セル

前項で示した課題を具体的に検証するために、セル内部圧力と面圧を調整可能なピストン式高压水電解セルを作製した。Fig. 3 に、その断面図を示す。

常圧電解セルと基本構成は同じであるが、高压水素によって応力が生じるため、セル全体に高压容器設計をおこなった。また水素極は、給電体と触媒を接触させるためにピストン構造を適用した。ピストン径と水素極給電体径を等しくしたため、ピストンに導入する窒素と製造した水素との圧力差が面圧となる。この窒素圧力を調整することで、反発力に応じて面圧を変化させた。

酸素極触媒として、常圧水電解同様の Ru-Ir-Fe 系複合酸化物触媒を用いた。水素極触媒として、白金ブラックを用いた。厚さ 100 μm のフッ素系固体高分子電解質膜にこれらの触媒をホットプレスした。なおセル材料は、常圧水電解セルと同様にチタン材を用いた。

3.1.2. 給電体

差圧保持のための重要部品である酸素極給電体の素材として、球状チタン粉末を板状に焼結したものを用いた。酸

素極給電体の外観および拡大観察写真を Fig. 4 に示す。この給電体は、水電解に必要な流体透過性を有したまま、高强度化および高緻密化するように焼結条件を調整した。

本セル構造では、35 MPa の差圧は電解質膜によって保持される。酸素極給電体は、表面開口を緻密にすることで電解質膜の変形を抑制し、かつ高压ガスによる荷重に対して給電体自体が変形しない強度を有し、電解質膜全体を支持する。これらを積層し組み合わせることで、その差圧保持機能を発揮する。なお、水素極給電体も同様のものを用いた。

3.2. 差圧保持機能確認および水素透過量測定試験方法

本稿における一連の試験に用いた装置概略を Fig. 5 に示す。

電解質膜を純水に浸漬し給電体上に配置後、高压水素の反発力で各構成部品同士に隙間が生じないようにボルトで締結した。純水を循環させヒータにて温度を調節した。水素極に窒素をコンプレッサにより導入し、背圧弁にて内部圧力を調整した。圧力トランスミッタにて内部圧力を計測し、膜透過による圧力低下以外の急激な圧力降下の有無にて耐圧性を判定した。

水素透過量測定では、水素をコンプレッサにて導入し、膜を透過した水素を循環水にて捕集し、マスフローコント

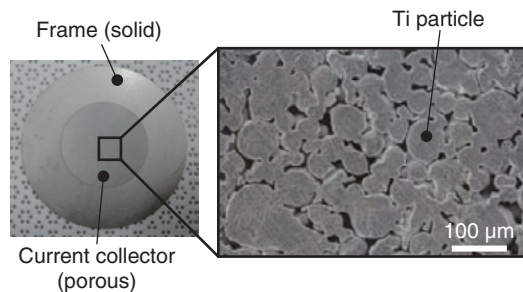


Fig. 4 Current collector

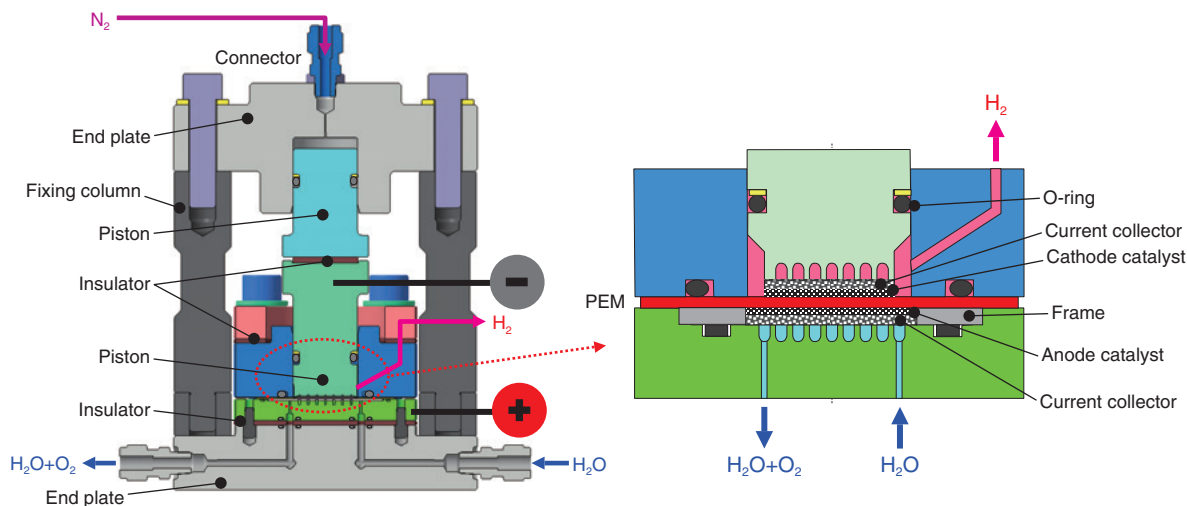


Fig. 3 Structure of experimental electrolysis cell

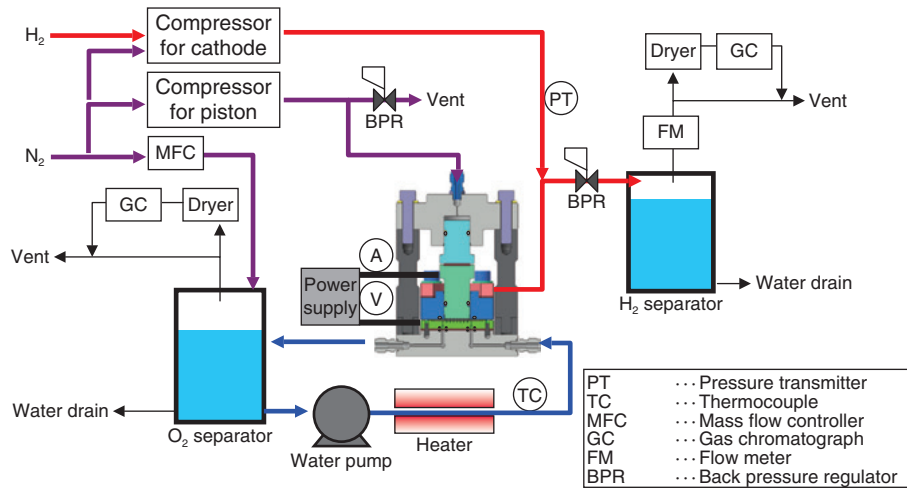


Fig. 5 Evaluation system

ローラによる窒素希釈流量およびガスクロマトグラフによる水素濃度の積から、単位時間あたりの水素透過量を求めた。透過面積は酸素極給電体面積とした。

3.3. 電解性能評価試験方法

まず、給電体と触媒の適正面圧を決定するために、常圧で水電解しながら面圧を 0.2 MPa から 40 MPa まで窒素圧力で調整し、面圧と電解電圧の関係を評価した。

次に、上記操作により決定した適正面圧にて 35 MPa での高圧水電解をおこない、水素圧力と電圧効率の関係を評価した。電圧効率は式 (3) で求めた。

$$\eta_v = \frac{E_0}{E_{WE}} \times 100 \quad (3)$$

η_v : 電圧効率 [%]

E_0 : 理論稼働電圧 = 1.48 [V]

E_{WE} : 電解電圧 [V]

発生した水素は、背圧弁通過後に常圧まで減圧し、水素気液分離器にて水と分離した。分離した水素は、湿式積算流量計で流量を測定した。電流と得られた水素の 1 時間あたりの積算値から電流効率を式 (4) にて計算した。水素の一部を除湿し、不純物である酸素濃度をガスクロマトグラフにて測定した。発生した酸素は未反応水と酸素気液分離器にて分離し、窒素で希釈し排出した。

$$\eta_A = Q \cdot \left(\frac{I_{WE} \cdot 3600}{F} \cdot \frac{1}{2} \right)^{-1} \times 100 \quad (4)$$

η_A : 電流効率 [%]

Q : 水素発生量 [mol/hr]

I_{WE} : 電解電流 [A]

F : ファラデー定数 [C/mol]

4. 結果と考察

4.1. 差圧保持機能確認試験および水素透過量試験

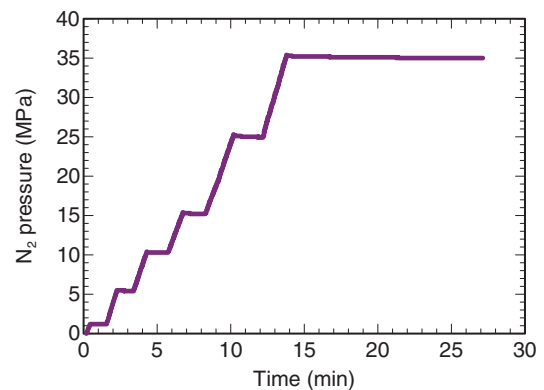
4.1.1. 差圧保持機能確認試験

高圧水電解に先立ち、35 MPa の差圧保持の確認試験をおこなった。Fig. 6 にコンプレッサの窒素昇圧による水素極側圧力の経時変化を示す。1, 5, 10, 15, 25, 35 MPa において窒素の導入を停止し、圧力の降下の有無を確認した。この操作により、膜透過による微少な圧力降下を除いた圧力低下は観測されず、電解質膜による 35 MPa の差圧保持を確認した。

一般的な電解質膜の引張強度は常温において 20 MPa から 30 MPa 程度であり、この差圧は保持できない。本セル構造においては、膜を支持する酸素極給電体の開口を緻密化したことにより、35 MPa の圧力が加わった状態でも電解質膜の変形を抑制し、破断伸びまで至らなかったと推測する。

4.1.2. 水素透過量測定試験

次に、差圧式高圧水電解における水素の膜透過量を確認


 Fig. 6 Pressure sustaining characteristics relative to change in N₂ pressure over time (30°C)

した。Fig. 7に水素圧力と膜透過量の関係および膜透過量から計算される電流効率の推算値を示す。水素圧力の上昇とともに、膜透過量は一次的に増加し、式(2)による膜透過量理論式と傾向が一致した。

30℃, 35 MPaの条件で、膜透過量は $0.20 \text{ cm}^3/\text{min} \cdot \text{cm}^2$ であった。この量は $1 \text{ A}/\text{cm}^2$ の電流で得られる水素量に対して約2.8%であり、酸素極に透過することで損失となるため、電流効率は約97.2%と予測できる。また、この透過水素は、酸素極において濃度約5.6%の混合ガスを形成する。これは可燃濃度であり、この混合ガスによる差圧式高压水電解セルの機能への影響を確認するべく、混合ガスの存在している状態および着火源の存在の2点から、セル内部での反応性について検証した。

Fig. 5に示すように差圧式高压水電解セルでは電解質膜に十分な水を供給するために、反応に使用する量の数倍の水を循環している。この状態での酸素と水は、ガスが気泡として分離したスラグ流であると予測でき⁽⁶⁾、仮に着火源が存在した場合においても、反応は継続しない。これは、井上らが報告している、不活性ガスの存在下水素燃焼波に霧状の水を噴霧し温度と圧力を下げ、燃焼の伝播を抑制する手法からも裏付けられる⁽⁷⁾。また酸素極触媒が着火源となる可能性の検証として、水素と酸素の混合ガスとの反応性を確認したが、2対1の化学量論比の濃度においても触媒の表面温度は上昇しなかった。

以上から、差圧によって電流効率は低下するがその量は

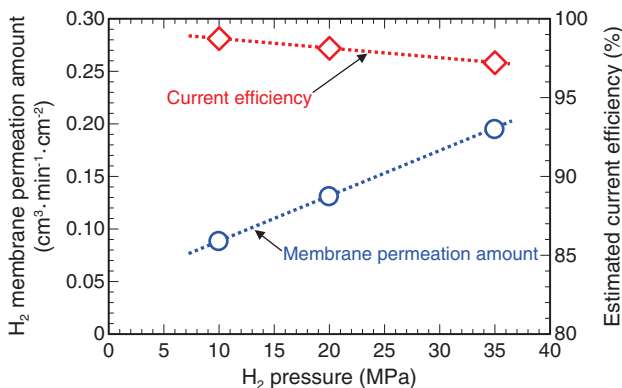


Fig. 7 Influence on H_2 permeation and estimated current efficiency (30°C)

わずかであり、生じる混合ガスによる水電解セルの機能への影響はないことがわかった。

4.2. 電解性能評価試験

4.2.1. 常圧水電解による適正面圧の決定

初めに、ねらいの面圧を決定するために、常圧水電解にて面圧を変えながら電圧を測定した。Fig. 8にその結果を示す。面圧を0近傍から増加させると、電圧が急激に減少し、3 MPaから10 MPaの領域で最小値を示した後、40 MPaにむかって緩やかに上昇した。

面圧3 MPa以下の領域は差圧式水電解用に平滑化した給電体と触媒との接触抵抗が急激に増加する領域であると考えられる。10 MPa以上の高面圧下では、その他の効率低下への要因が存在する。この挙動については、面圧によって、湿潤した電解質膜から水が排出されてしまうことによりプロトン導電性が低下し膜抵抗の増大を引き起こすためと推測する。

この結果から、接触抵抗と膜抵抗の影響を最も受けにくい5 MPaを適正面圧とした。

4.2.2. 自己昇圧による高压水素製造および水素圧力と電圧効率の関係

次に、実際に高压水電解をおこない、水素圧力と電圧の関係について、初期面圧型および一定面圧型の2タイプを模擬し評価した。それぞれのセル構造の模式図をFig. 9に示す。

初期面圧型とは、常圧水電解でも用いられ、セルの端部

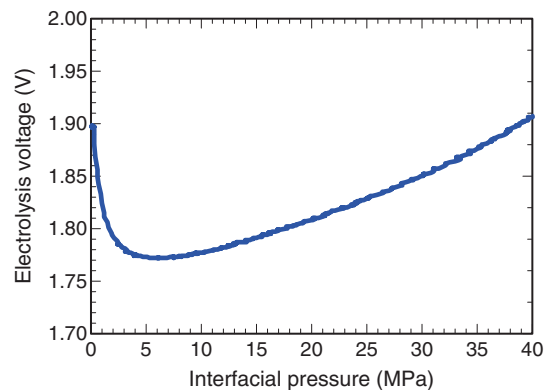


Fig. 8 Influence of interfacial pressure on electrolysis voltage (30°C, $1 \text{ A}/\text{cm}^2$)

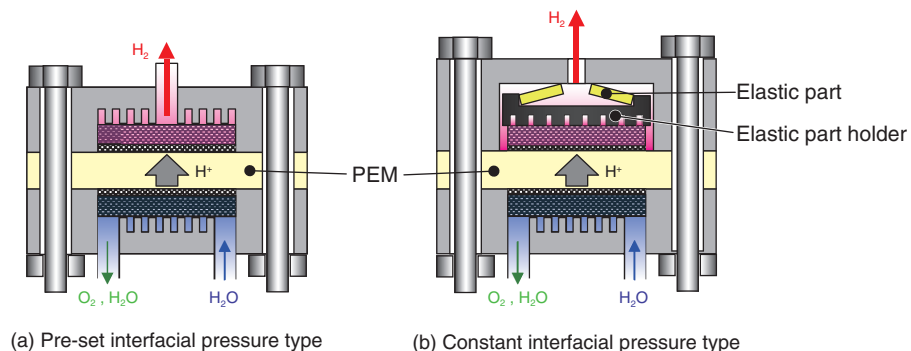


Fig. 9 Comparison of fastening mechanism

からボルト等によって電極を押し付けるセル構造であり、各セル内部に面圧を与える機構が不要なため、部品点数が少なくなり、積層時に薄くできるメリットがある。しかしながら、差圧式高圧水電解セルに適用した場合、セル内部の水素圧力の増大とともに面圧が低下するため、組立時にねらいの水素圧力である 35 MPa と面圧の両方の荷重を加えなければならない。一方で、一定面圧型とは、面圧をセル内部に設置した弾性体 (Fig. 9 では皿パネ) で付与することで、水素の圧力に関わらず一定とする構造である。ピストン内の圧力を調整し、それぞれの構造を模擬した面圧を付与しながら電圧と水素圧力の関係性を評価した結果を Fig. 10 に示す。

初期面圧型では、水素圧力が常圧から 35 MPa となる間に、面圧は 40 MPa からねらいの 5 MPa に変化し、一定面圧型では、常に 5 MPa となる。この操作において、初期面圧型では、常圧時に約 1.93 V となり、昇圧するにつれて減少した。一定面圧型では、常圧時は約 1.76 V と初期面圧型に比べて低く、その後昇圧するにつれて緩やかに上昇した。ともに 35 MPa 時の電圧は 1.9 V 程度となり、ねらいの面圧での電解ができた。

初期面圧型では常圧から昇圧途中において面圧が過剰であるために、膜抵抗が高い状態での電解となるため電圧効率も低い。これは Fig. 8 にて測定した高面圧試験の傾向と一致した。一定面圧型は、面圧が常に一定であるために、接触抵抗や膜抵抗の影響が小さく、濃度差電圧の計算値に近い挙動になった。

両セル構造とも 35 MPa で定常電解をした場合には電圧効率に大きな差は無いが、昇圧途中では電圧効率低下の影響が無い一定面圧型が有利であることがわかった。また、実際の水素の昇圧エネルギーは、30℃において 1 Nm³ あたり 183 Wh となり、SHS1 で用いた機械式コンプレッサ⁽²⁾に対して約 1/4 まで低減可能であった。

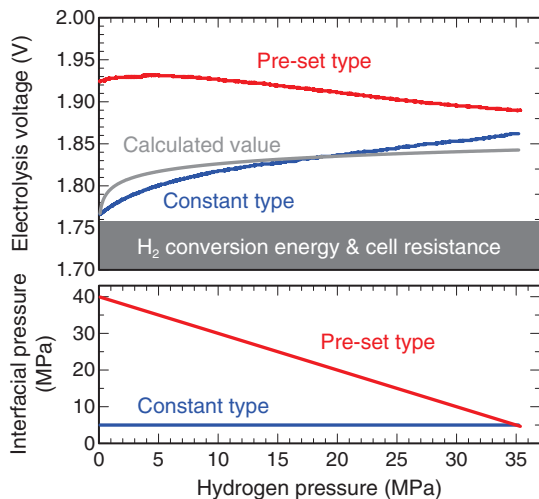


Fig. 10 Comparison of electrolysis voltage and interfacial pressure (30°C, 1 A/cm²)

4.2.3. 電解性能評価

Fig. 11 に 60℃における常圧から 35 MPa までの電流に対する電圧性能の曲線 (以下 IV カーブ) を示す。常圧の IV カーブに対して、10 MPa から 35 MPa までの IV カーブはそれぞれ平行に推移しており、差圧式高圧水電解において水素圧力上昇による抵抗成分の変化はほとんど無い。この挙動は、Fig. 10 において一定面圧型での水素圧力と電圧の関係が昇圧エネルギー理論式によることと一致する。電流密度が 1 A/cm² での、常圧と 35 MPa の電圧差は 78 mV であり、理論濃度差電圧 84 mV と近い値となった。また、IV カーブが 2.3 A/cm² の高い電流密度まで傾きが一定で推移しており、差圧式高圧水電解セルにおいても水が触媒まで不足なく供給されたことを示している。

また、Fig. 12 に 35 MPa における各温度での IV カーブを示す。30℃から 60℃に温度を上げることで IV カーブの傾きは減少した。1 A/cm² における電圧効率は、30℃では 77% であったのに対し、60℃では 84% にまで向上した。

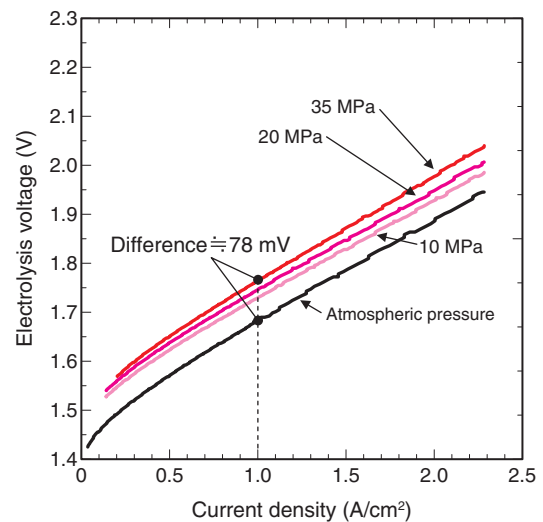


Fig. 11 Effect of H₂ pressure on IV curve (60°C)

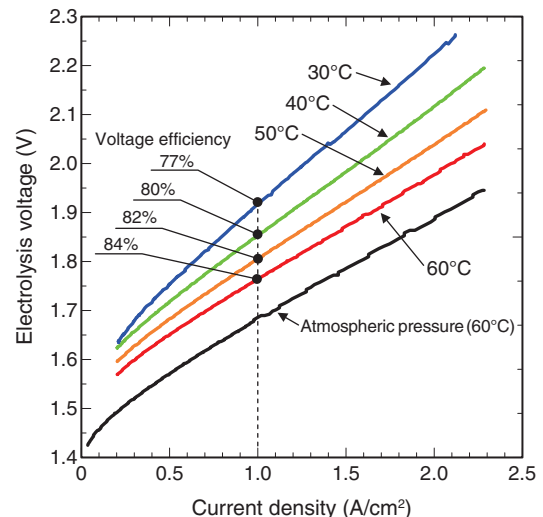


Fig. 12 Effect of temperature on IV curve (35 MPa)

この挙動は常圧水電解と同様であり⁽²⁾、差圧による温度と膜抵抗の関係への影響がないことがわかった。

Fig. 13 に電流効率の経時変化を示す。電流効率は、常圧水電解においては、水素の損失がほとんど無いためほぼ 100% であるのに対し、35 MPa では約 97% となった。これは水素の膜透過量測定結果と同等であり、膜透過以外の損失は無い。また経時的な低下もなかったことから、35 MPa の差圧においても電解質膜は形状が維持されており、差圧に対して変形が起きていないと考える。

4.2.4. 水素品質評価

Fig. 14 に製造水素中の酸素濃度の圧力依存性を示す。常圧時では約 33 ppm 程度あった酸素濃度が、圧力の上昇と共に急激に減少し、1 MPa 近辺で 5 ppm 程度まで減少した。

この挙動は、圧力差によって酸素の対極への移動が抑止されたことを示している。ISO 14687-2 燃料水素品質規定⁽⁸⁾によると、酸素濃度は 5 ppm 以下にしなければならないが、差圧式高压水電解では定常運転条件下でこの濃度条件を満たすことがわかった。常圧水電解では製品水素の純度向上のために、規定濃度以上の余分な酸素を水素と反応させ、水として排出する必要がある。そのための反応器をシステムに備える必要があり、さらに反応後の生成水を

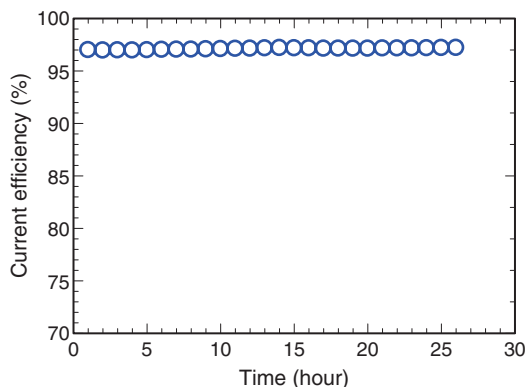


Fig. 13 Duration of current efficiency (integrated values for one hour, at 30°C)

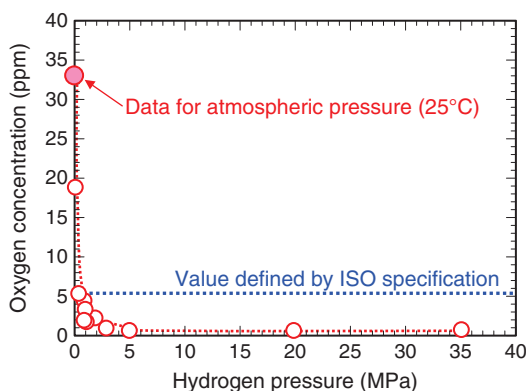


Fig. 14 Oxygen concentration in produced hydrogen (60°C)

除去する工程も必要であったが、差圧式高压水電解ではこの必要がない。

また、高压ガス中の飽和水蒸気量は圧力に反比例し、常圧では 30°C において数万 ppm の水分濃度が 35 MPa では 135 ppm 程度まで減少する。上記、燃料水素品質規定によると製品水素中の水分量もまた 5 ppm 以下であるが、除湿に要するエネルギーを常圧水電解に比べ格段に減少させることができる。

以上から、差圧式高压水電解を用いた水素供給システムでは、従来に比べデバイスの簡素化および効率向上が可能である。

5. 結論

差圧式高压水電解セルの基本構成検討における差圧保持機能確認試験および電解性能評価試験にて、以下の結論を得た。

- (1) 表面開口を緻密化し、強度を向上させた粉末焼結体を酸素極側給電体として用いることで、電解質膜での 35 MPa の差圧保持を達成した。また、差圧によって膜を透過した水素は酸素極において反応性が無かったことから、差圧式高压水電解セルの基本構成を見出した。
- (2) 差圧式高压水電解セル構造として、常圧水電解で用いた初期面圧型より、セル内部の水素圧力によらず面圧を一定とする一定面圧型の方が電圧効率は高かった。
- (3) 理論濃度差電圧によって 35 MPa の水素を製造した。差圧による水素の膜透過により、電流効率は 97% となったが、経時変化はなかった。
- (4) 差圧式高压水電解で 35 MPa の水素を製造した場合、酸素濃度は ISO 規定の 5 ppm を大きく下回り、酸素除去の工程が必要ないことがわかった。規定の水素純度とするためには、除湿のみが必要である。

参考文献

- (1) 上山雅樹, 喜多真佐人, 田口聡, 中沢孝治, 長岡久史, 荒川慎一: 太陽電池を使った水素ステーションの紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.31-38
- (2) 岡部昌規, 中沢孝治, 樽家憲司, 判田圭: 太陽電池を使った水素ステーション (SHS) の実証試験, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.67-73
- (3) 中沢孝治, 長岡久史, 武内淳, Frank MOBURG, 山下郁也, 岡部昌規: 差圧式高压水電解型ソーラー水素ステーション (SHS2) の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.28-35
- (4) 電気化学会編: 電気化学便覧, 第 5 版, p.155(2000)

- (5) 酒井清孝ほか: 気体透過, 膜分離プロセスの理論と設計, アイピーシー, p.196-197(1993)
- (6) 化学工学会編: 流動状態とその遷移条件, 化学工学便覧 改訂六版, 丸善株式会社, p.298(1999)
- (7) 井上雅弘, 中原真也: 水噴霧による水素の燃焼抑制に関する研究, 水素エネルギーシステム, Vol.34, No.3, p.23-31(2009)
- (8) ISO 14687-2: Hydrogen fuel — Product specification — Part 2, Type 1, Grade D

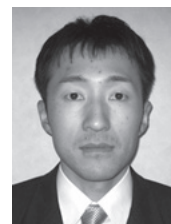
■ 著 者 ■



針生 栄次



中沢 孝治



樽家 憲司



石川 博之



岡部 昌規

Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Analytical Study

Jinghong YU *

ABSTRACT

An extensive analytical study was performed to analyze the influence of chassis frictions on vehicle dynamic behavior and identify the relative importance of frictions in different locations of a chassis system. First, a multi-body simulation model of a full vehicle was developed that integrates customized friction functions in all major chassis joints. The model was correlated with measurement in chassis kinematics, compliance, system-level frictions, and vehicle dynamic performance. Using the simulation, along with the confirmation of two test vehicles, seven key vehicle performance areas affected by chassis frictions were identified. This was followed by a thorough sensitivity analysis to identify frictions that have high influence on each of those performance areas. Common influential frictions that have a considerable influence on multiple performance areas were identified.

1. Introduction

Vehicle dynamics and comfort have become two principal vehicle attributes that customers judge when deciding on a vehicle purchase. However, simultaneously achieving these attributes has been a challenging task for automotive engineers. It is even more challenging to achieve in passenger cars with high-power front-wheel drive and in vehicles with a high center of gravity, such as sport utility vehicles.

Friction exists in any mechanical joint in an automotive chassis system, and many frictions can have considerable effect on vehicle performance. Passively applying supplemental frictions at a chassis location, such as in the steering gearbox, is a common approach used to enhance system toughness and performance. Nevertheless, while one friction setting can enhance vehicle performance in one area, it may affect performance in other areas.

The influence of chassis frictions has not been studied thoroughly to determine the influence of a specific friction at a given location to a performance area; what level of friction is best for a given performance area; how a required friction level can be realized; and more importantly, how to appropriately control chassis frictions to enhance multiple performance areas without compromising others areas.

To answer these questions, systematic research was conducted. As the initial step in this research, an extensive analytical study was performed to quantify the influence of chassis frictions on various

vehicle performance areas and to identify the relative importance of those frictions. A broad spectrum of performance in dynamics and comfort was analyzed, including torque steering, vehicle drift and pull, brake judder, vehicle gross body motion control, vehicle body roll control, steering feel at both low and high speeds, steering kickback, impact harshness, driving vibration, and self-steer. This paper explains first the development of a full vehicle multi-body simulation model that integrates customized friction functions in all major chassis joints. The model was correlated with the measurement of chassis kinematics, compliance, system-level frictions, and vehicle dynamic performance. Using the simulation and a confirmation with two test vehicles, key vehicle performance areas affected by chassis frictions were then identified. Next, a virtual sensitivity analysis was done to find influential frictions for each of the affected performance areas. From this research, common influential frictions that have influence on multiple performance areas were identified.

2. System Modeling

2.1. Modeling Approach

A multi-body simulation model was developed for a sport utility vehicle equipped with a MacPherson front suspension, trailing-arm rear suspension, and a rack-and-pinion steering system. To build the model, an Adams/Car environment was used due to its ability to assemble different sub-systems.

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

In order to capture critical effect of chassis frictions on vehicle performance, custom templates and sub-systems were created to include frictions at major chassis joints in translational, rotational, and rocking directions. Figure 1 shows the frictions that were considered in the study, which included strut bearing friction torque, front damper friction force, front damper friction torque, and lower-arm ball joint friction torque for the front suspension, steer-arm ball joint friction torque and steering gearbox friction force for the steering system, and upper-arm ball joint friction torque and rear damper friction force for the rear suspension.

In order to help achieve numerical simulation stability and replicate a realistic friction profile, velocity-dependent friction functions (Fig. 2) are used to describe the chassis frictions. The velocity-dependent friction profile allows the breakthrough friction to exponentially decay to the kinetic one while guarantying continuity at zero relative velocity. The breakthrough friction and the ratio of kinetic friction to breakthrough friction are measured by using related components for each defined chassis friction.

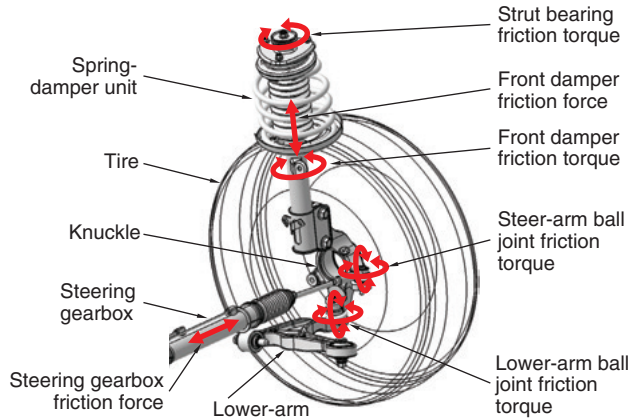
Figure 3 shows the full vehicle simulation model, which includes the front chassis, rear chassis, power train system, tires and wheels, rigid body, front and rear stabilizer bars, front and rear sub-frames, and chassis frictions. Displacement-dependent stiffness and damping characteristics were considered for all

mount bushings. A Pacejka tire model with relaxation consideration was used for the tires in order to capture both low-speed and high-speed behavior. The complete vehicle model functions as a single tool to analyze multiple dynamic phenomena.

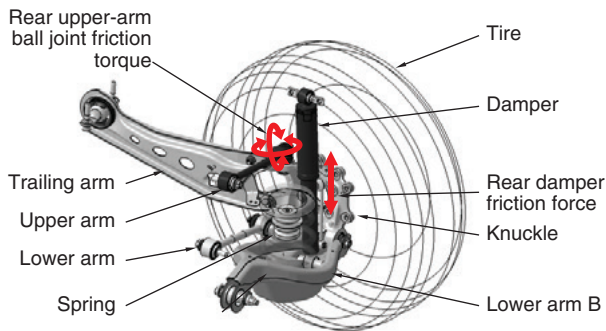
2.2. Vehicle Model Validation

In order to systematically validate the vehicle simulation model, the simulation results of chassis kinematic, compliance, and friction characteristics were compared in sequence with the measurement data of the vehicle. The simulation model was then compared with the test vehicle in multiple performance areas.

The measured kinematic and compliance characteristics are captured on a suspension parameter measurement machine (SPMM). During the measurement of vertical friction of suspension systems, a quasi-static loading cycle in vertical direction on the SPMM was carried out, and the vertical friction was then determined as half of the hysteresis bandwidth of the suspension displacement-loading force curve. During the measurement of steering friction torque of the front suspension and steering system, the vehicle was supported at the front tire contact patches by a pair of friction-free bearings, and a quasi-static steering lock-to-lock cycle was performed. Half of the hysteresis bandwidth of the steering angle-torque curve was used as the steering friction torque of the chassis system.



(a) MacPherson front suspension and steering system



(b) Trailing-arm rear suspension

Fig. 1 Frictions in vehicle chassis system

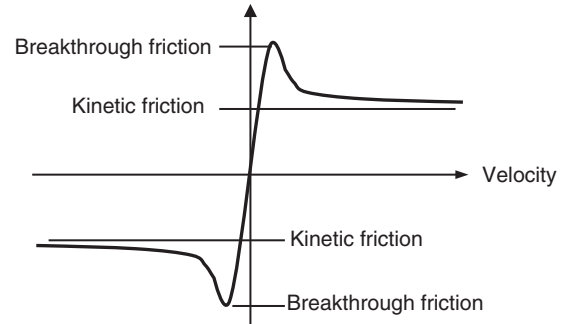


Fig. 2 Velocity-dependent friction profile used to define chassis frictions

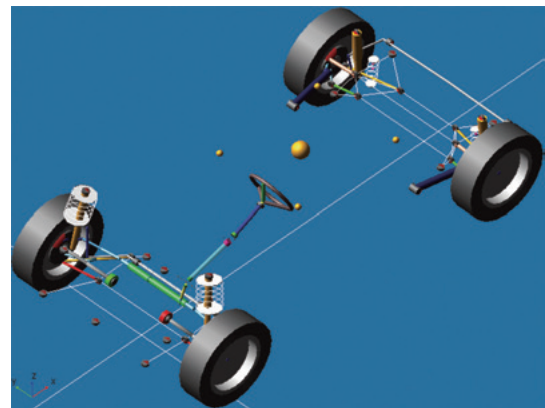


Fig. 3 Multi-body simulation model for complete vehicle

Table 1 Friction specifications of the Low-Friction and High-Friction vehicles

Friction name	Low-Friction	High-Friction
Lower-arm ball joint friction torque (Nm)	7	21
Steer-arm ball joint friction torque (Nm)	0.5	11
Strut bearing friction torque (Nm)	1.7	8
Steering gearbox friction force (N)	100	175
Rear upper-arm ball joint friction torque (Nm)	1	17.5

During the validation of compliance characteristics, a common stiffness scaling factor was included for all suspension bushings, sub-frame bushings, and steering gearbox mounting bushings, while during the friction correlation of the simulation model, a common friction scaling factor was used for all frictions in the chassis system.

Three vehicles (High-Friction vehicle, Low-Friction vehicle, and Production vehicle) were specially built to validate the model. The vehicles all had the same specifications except for different friction levels in the following chassis parts: strut bearing, lower-arm ball joint, steer-arm ball joint, steering gearbox, and the upper-arm ball joint of the rear suspension. These parts were chosen based on the production line capability for manufacturing parts with varying friction specifications. The differences in friction specifications between the Low-Friction and the High-Friction Vehicles are listed in Table 1. The ratio of system-level frictions between the High-Friction and Low-Friction vehicles achieved 1.3 in vertical direction of the front suspension and 1.6 in the steering rotational direction.

Whereas the kinematic and compliance correlation was mainly based on the Production vehicle, the friction correlation was performed on all three vehicles. Figure 4 illustrates an exemplary comparison between simulated and measured suspension kinematic and compliance characteristics. As shown, the simulated bump toe, bump camber, lateral compliance, and longitudinal compliance have fairly good agreement with the measurement. Similarly, good correlation results are obtained for other kinematic and compliance parameters, such as steering ratio, roll stiffness, wheel rate, and toe compliance.

Figure 5(a) demonstrates the measured and simulated suspension vertical frictions. As shown, the simulated system-level friction results closely match those from measuring all three vehicles and for both front and rear suspension systems. Figure 5(b) shows close correlation between simulated and measured steering friction torques of the chassis system in all three vehicles.

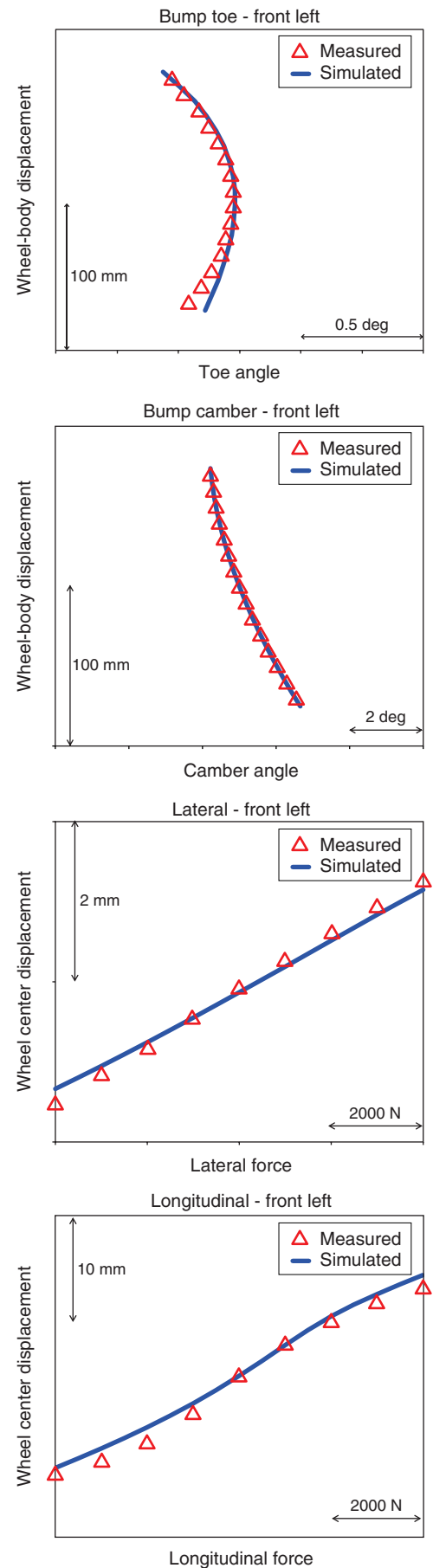


Fig. 4 Comparison of simulated and measured chassis kinematic and compliance characteristics

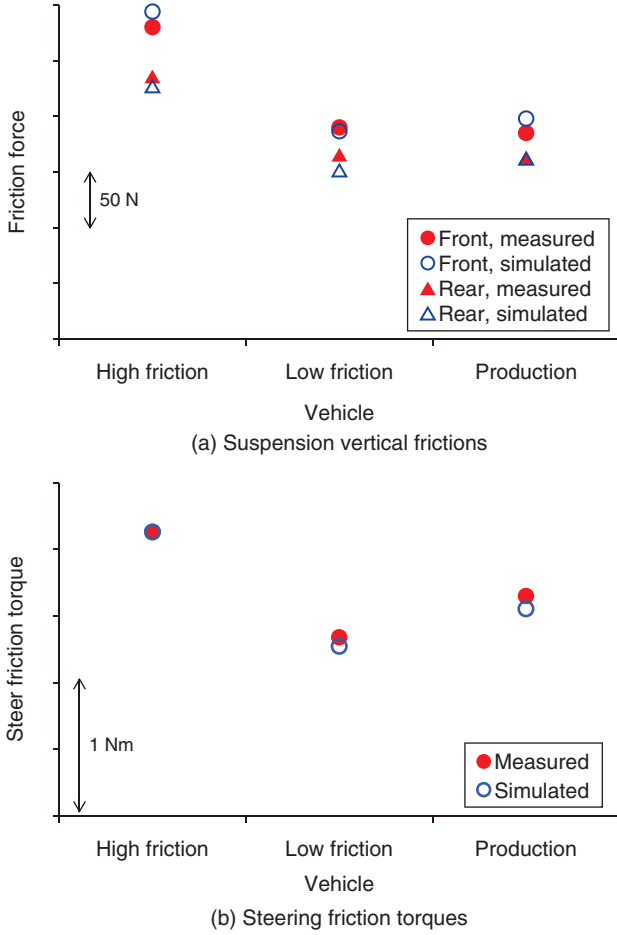


Fig. 5 Comparison of simulated and measured system-level friction characteristics

3. Performance Areas Affected by Frictions

3.1. Quantifying the Influence of Frictions

The High-Friction and Low-Friction vehicles were used to evaluate the relative performance change in each area and the evaluation results were used to further validate the simulation model.

The performance areas covered in the investigation include high-speed steering feel, low-speed steering feel, torque steer, vehicle drift and pull, brake judder sensitivity, gross body motion, body roll motion, steering shimmy, steering kickback, impact harshness, driving vibration caused by the tire-wheel's second order imbalance, and self-steer. High-speed steering feel is focused on the on-center steering angle-torque characteristics that can be presented by a steering damping factor and a spring coefficient⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾, while low-speed steering feel is evaluated by the nimble feeling and maneuverability at low speeds. One of the key low-speed steering feel attributes is the self-centering ability of the steering wheel when it is released during a steady-state turning event. It is quantified by the steering wheel returning angle from a given angle in a certain period of time after the steering wheel is released.

Torque steer is when a vehicle drifts to one side during hard acceleration from zero speed on a split- μ

surface, which can be judged by the steering angle change during a hands-free acceleration event. Self-steer is the extent of steering effort degradation with the increase of steering input during cornering. Vehicle drift (and pull) is normally experienced during middle-to high-speed straight-line driving.

On the other hand, chassis sensitivity of brake judder and steering shimmy can be quantified as the transmitted vibration at the steering wheel when the front knuckles are excited by a given level of brake torque fluctuation or tire-wheel imbalance^{(5), (6)}. Whereas gross body motion is judged by the vehicle body motion in vertical direction, body roll motion is evaluated by the combined effect of the first and second overshoots of roll angle, roll rate, and yaw rate when there is an abrupt change in steering angular input. Steering kickback is measured as the steering effort fluctuation while impact harshness is quantified by a specially-designed index for the impact to vehicle seats, floor, and steering wheel, when the vehicle runs over an obstacle on a road.

Extensive simulation and measurement have been performed for the performance areas described above. Figure 6 shows the simulated and measured results of the high-speed steering feel characteristics under a sinusoid steering input (at 0.5 Hz). It suggests that chassis frictions can affect the steering damping factor but maintain steering spring coefficient for various

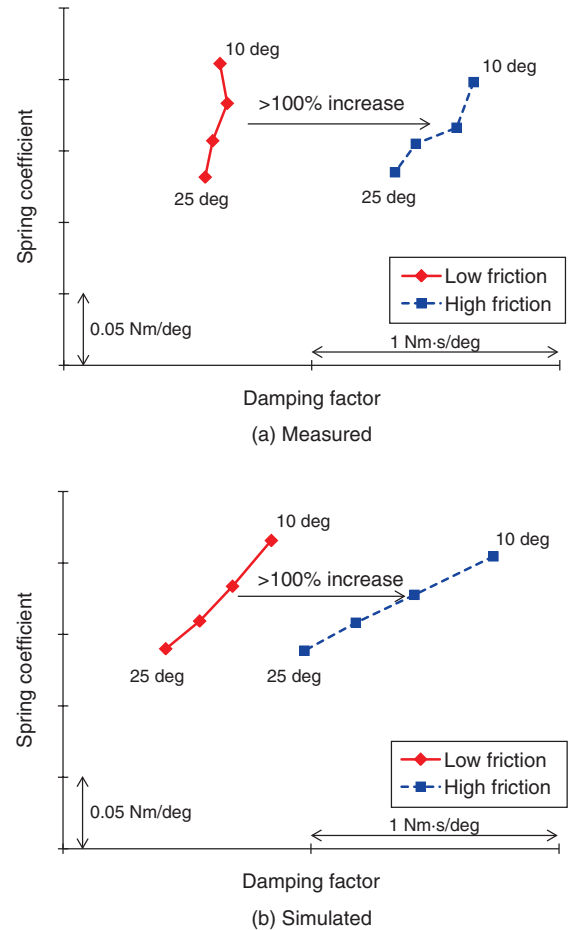


Fig. 6 Measured and simulated on-center steering feel characteristics (at high speed)

amplitudes of steering input. It was also confirmed that the simulation can accurately predict the trend.

Figure 7 compares the torque steer performance between the High-Friction and Low-Friction vehicles during hard acceleration from zero speed. As shown, the steering wheel angle change is reduced about 80% from the Low-Friction to High-Friction vehicle, and the simulation model accurately predicts the maximum steering angular rotation.

Figure 8 shows how body roll behavior changes between the Low-Friction and High-Friction vehicles when the steering wheel is released after a steady-state steering input of 60 degrees. As shown, increasing chassis frictions results in a reduction in the second overshoots and a mild decrease in the first overshoots of roll angle, roll rate, and yaw rate. It is further shown that the friction change from the Low-Friction vehicle to the High-Friction vehicle is able to reduce the number of roll rate and yaw rate overshoots from four to two. This can enhance a stable performance feel during abrupt maneuvers, such as making an emergency lane change or avoiding an obstacle.

These examples suggest that the higher the chassis frictions, the better the vehicle performance in torque steer, body roll control, and high-speed steering

damping. However, this trend does not hold true for low-speed steering feel. During low-speed maneuvers, such as in city driving or parking, lower levels of chassis frictions are desired to achieve a nimble and clear steering feel. Figure 9 shows the effect of frictions on low-speed steering feel by comparing the steering wheel self-centering ability of the High-Friction vehicle versus Low-Friction vehicle. Due to the increase in frictions, the self-centering ability of the High-Friction vehicle is reduced by almost 50%.

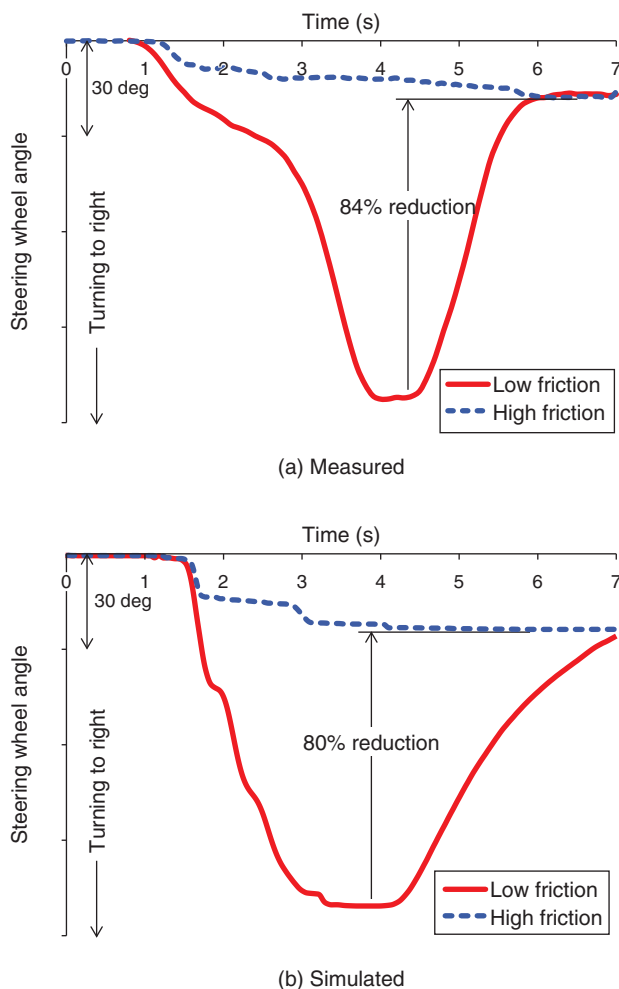


Fig. 7 Torque steer during hard acceleration from zero speed

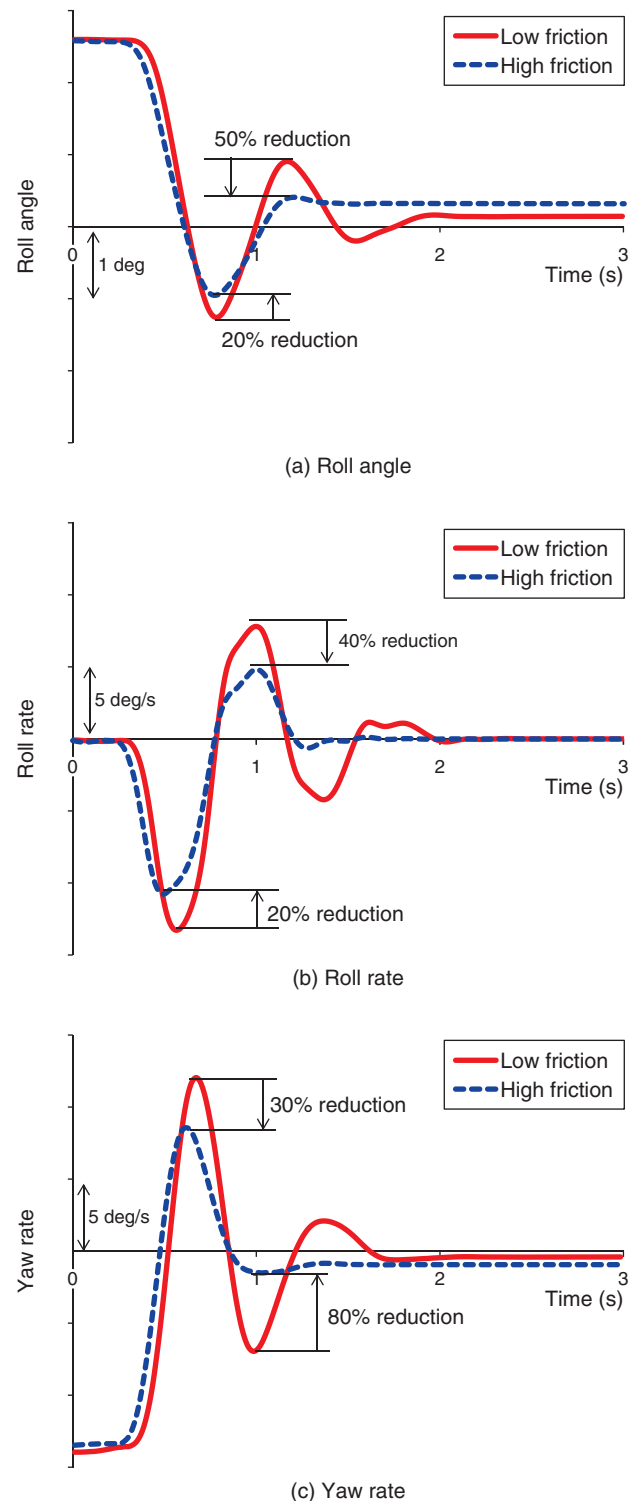


Fig. 8 Simulated vehicle roll motion control

3.2. Performance Areas Influenced by Frictions

In order to compare the impact of chassis frictions on different vehicle performance areas, the percentage of performance change from the Low-Friction vehicle to the High-Friction vehicle is calculated for each performance area. The absolute values of the percentage results are then summarized as relative changes in performance in Fig. 10.

In general, one quarter (or 25%) change in performance can be considered as significant enough for normal drivers to feel the difference. Thus, as shown in Fig. 10, chassis frictions can considerably affect the following performance areas: high-speed steering feel, torque steer, vehicle drift, low-speed steering feel, body roll motion, brake judder, and gross body motion.

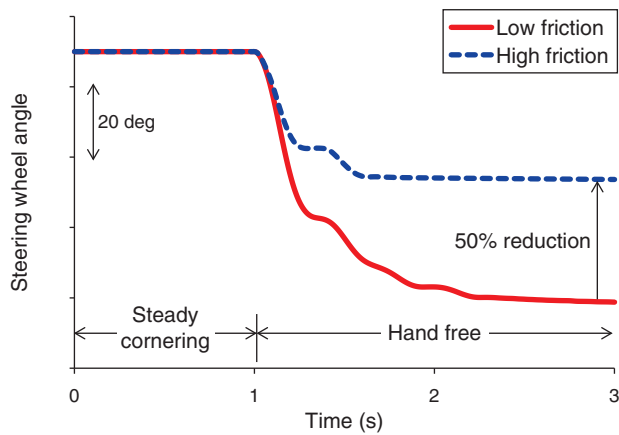


Fig. 9 Simulated steering wheel self-centering ability

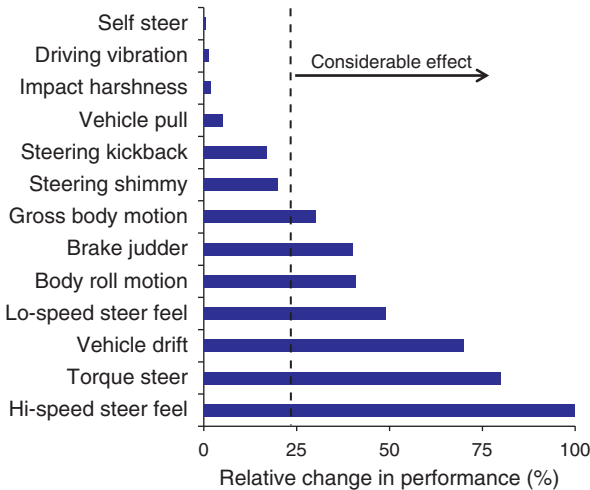


Fig. 10 Influence of chassis frictions on vehicle performance areas

4. Sensitivity of Performance to Frictions

4.1. Most Influential Frictions

A virtual sensitivity analysis was conducted to identify which frictions have more influence. During the sensitivity analysis, the vehicle model with half of production specification levels of chassis frictions

was used as a baseline model. Next, one derivative model was created for each chassis friction in such a way that the breakthrough and kinetic values of that specific chassis friction in the baseline model was increased up to five times as much as the corresponding production specification, while other chassis frictions remained unchanged. Because there are eight chassis frictions included in the baseline model, there are eight derivative models in total. The baseline model and the derivative models were used to predict individual performance areas; the relative sensitivity of each performance area to the changes of chassis frictions was analyzed, and most influential frictions for each performance area were determined.

Figure 11 shows that for torque steer, steer-arm ball joint friction torque, steering gearbox friction force, and lower-arm ball joint friction torque have high influence; strut bearing friction torque has some influence; while front damper friction force, front damper friction torque, rear damper friction force, and rear upper-arm ball joint friction torque have no influence. Conversely, for gross body motion, Figure 12 suggests that front damper friction force has high influence; lower-arm ball joint friction torque and steer-arm ball joint friction torque have some influence; rear damper friction force has low influence;

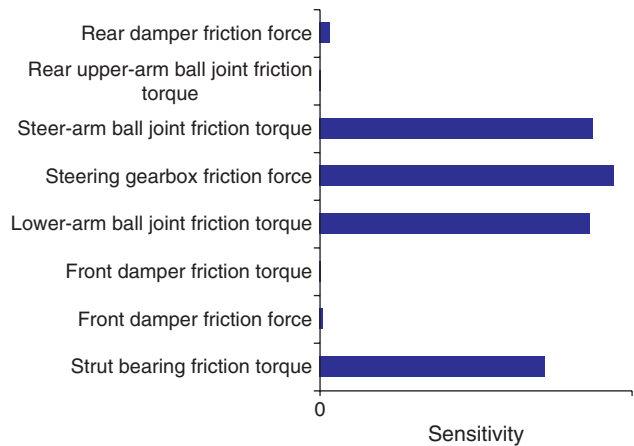


Fig. 11 Sensitivity of torque steer to chassis frictions

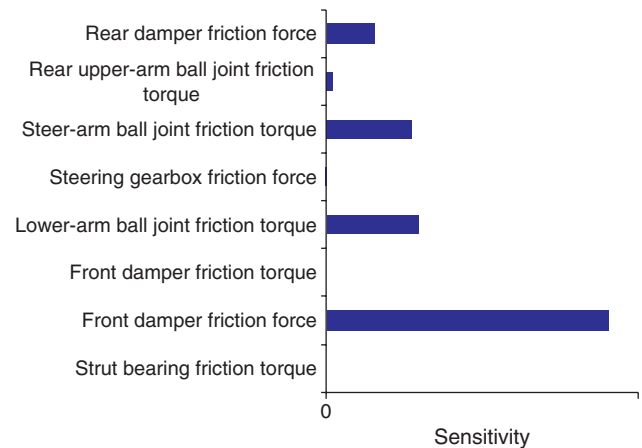


Fig. 12 Sensitivity of gross body motion to chassis frictions

and strut bearing friction torque, front damper friction torque, steering gearbox friction force, and rear upper-arm ball joint friction torque have no influence.

Similarly, Figs. 13 and 14 show that with respect to low-speed and high-speed steering feel, steer-arm ball joint friction torque and steering gearbox friction force have high or some influence, lower-arm ball joint friction torque and strut bearing friction torque have low influence, and all other frictions have no influence.

4.2. Common Influential Frictions

Table 2 summarizes the findings of the high-influence chassis frictions for each performance area. As shown, steer-arm ball joint friction torque and lower-arm ball joint friction torque are the only chassis frictions that affect all seven performance areas, while steering gearbox friction force is influential on most, but not all, performance areas. The data also imply that steer-arm ball joint friction torque, lower-arm ball joint friction torque, and steering gearbox friction force are principal chassis friction elements that need close attention during vehicle development.

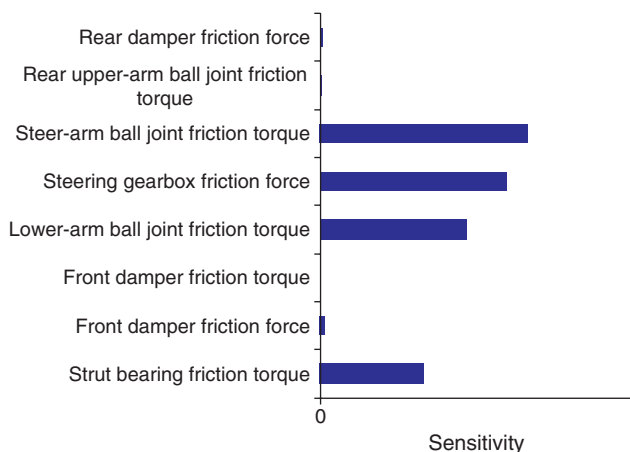


Fig. 13 Sensitivity of low-speed steering feel to chassis frictions

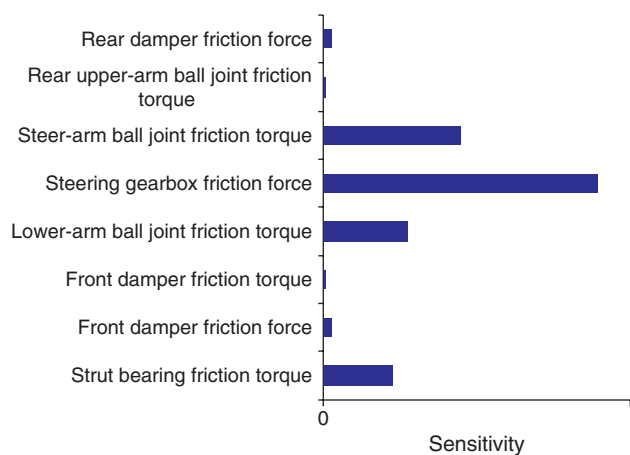


Fig. 14 Sensitivity of high-speed steering feel to chassis frictions

Table 2 Summary of the sensitivity of vehicle performance to chassis frictions

⊙ Most influential ○ Influential △ Less influential × Not influential

Friction \ Performance	Strut bearing friction torque	Front damper friction force	Front damper friction torque	Lower-arm ball joint friction torque	Steer-arm ball joint friction torque	Steering gearbox friction force	Rear upper-arm ball joint friction torque	Rear damper friction force
Hi-speed steer feel	△	×	×	△	○	⊙	×	×
Torque steer	○	×	×	⊙	⊙	⊙	×	×
Vehicle drift	⊙	×	×	⊙	○	○	×	×
Lo-speed steer feel	△	×	×	○	⊙	⊙	×	×
Body roll motion	○	○	×	○	○	⊙	×	△
Brake judder	⊙	×	×	○	○	⊙	×	×
Gross body motion	×	⊙	×	○	○	×	×	△

5. Conclusion

An extensive analytical study was conducted to quantify the influence of chassis frictions on vehicle dynamic performance areas and to identify the relative importance of frictions in different locations in a chassis system. A multi-body simulation model of a full vehicle was developed with the integration of customized friction functions in all major chassis joints and the correlation with measurement in chassis kinematics, compliance, system-level frictions, and vehicle dynamic behavior. Using vehicle simulation and actual measurement, it was determined that chassis frictions can affect seven key vehicle performance areas, which include high-speed steering feel, torque steer, vehicle drift, low-speed steering feel, body roll motion, brake judder, and gross body motion. This was followed by a thorough sensitivity analysis to identify the high-influence frictions for each of those performance areas. As a result, steer-arm ball joint friction torque, lower-arm ball joint friction torque, and steering gearbox friction force were identified as the common influential chassis frictions that exert considerable effect on almost all of the seven vehicle performance areas.

The study provides valuable information for understanding the influence of chassis frictions on vehicle dynamic behavior and for developing an effective friction control strategy for vehicle development. Further experimental investigation is conducted⁽⁷⁾ to understand how each of the seven key performance areas can be affected by the different friction levels at a selected location.

References

- (1) Misaji, K., Tokunaga, H., Takimoto, S., Shimizu, Y., Shibata, K.: Vehicle Dynamics Evaluation by Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type, Proceedings of 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'02, Hiroshima, Japan (2002)

- (2) Tokunaga, H., Misaji, K., Takimoto, S., Shimizu, Y., Shibata, K.: Steer Feel Evaluation Method Based on 'Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type', Proceedings of 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'02, Hiroshima, Japan (2002)
- (3) Yu, J., Aston, J., Gilsinger, C., Shutway, J., Tokunaga, H.: Vehicle Dynamic Feeling Study with a Focus on the On-Center Steering Feeling of North American Highway Driving, Proceedings of the 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'04, HAN University, Netherlands (2004)
- (4) Yu, J., Goolsbey, S.: Modeling and Simulation of Vehicles with Hydraulic Power Steering for High-Speed On-Center Dynamic Steering Feel Study, Proceedings of 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'06, Taipei, Taiwan (2006)
- (5) Yu, J., Nutwell, B., Brickner, B.: Analysis of Vehicle Chassis Transmissibility of Steering Shimmy and Brake Judder: System Modeling and Validation, SAE Technical Paper 2007-01-2341 (2007)
- (6) Yu, J., Brickner, B., Nutwell, B., Johnson, M.: Analysis of Vehicle Chassis Transmissibility of Steering Shimmy and Brake Judder: Mechanism Study and Virtual Design of Experiment, SAE Technical Paper 2007-01-2342 (2007)
- (7) Yu, J., Hosni, E.: Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Vehicle Experimental Investigation, Honda R&D Technical Review Vol. 23, No. 2, p.106-112

■ 著 者 ■



Jinghong YU

Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Vehicle Experimental Investigation

Jinghong YU *

Edward HOSNI *

ABSTRACT

To study the influence of chassis frictions on vehicle dynamic behavior, an experimental investigation is done using a test vehicle with a specially-designed friction control device integrated with the steer-arm ball joints. Extensive vehicle on-road tests were conducted to understand the relationship between the chassis friction level and the following seven performance areas: torque steer, high-speed steering feel, low-speed steering feel, vehicle drift, body roll motion, gross body motion, and brake judder. The research demonstrated that vehicle performance in these areas is highly dependent on the level of friction torque at the steer-arm ball joints in a linear or nonlinear manner. Each performance area can be enhanced by an appropriate level of the friction torque, but different performance areas may require different settings of the friction torque and some settings may contradict each other.

1. Introduction

Frictions exist at multiple locations in an automotive chassis system, including suspensions and steering. With unique nonlinear characteristics, frictions in a chassis system may affect vehicle dynamic behavior.

Passively applying supplemental frictions at a chassis location, such as in the steering gearbox, is a common approach used to tune steering feel or to enhance system toughness for vehicle performance. However, while one friction setting can increase vehicle performance in one area, it may affect performance in other areas. To help design a chassis system that enhances various dynamic and comfort factors, research was done on the influence of chassis frictions.

Related research⁽¹⁾ by the first author reveals that the following seven key vehicle performance areas can be highly affected by chassis frictions: torque steer, high-speed steering feel, low-speed steering feel, vehicle drift, body roll motion, gross body motion, and brake judder. Furthermore, steer-arm ball joint friction torque and lower-arm ball joint friction torque have been identified as the frictions that exert high influence on all of these seven vehicle performance areas.

This paper explains an experimental study on the influence of chassis frictions on vehicle dynamic

behavior. The study involved a test vehicle with a specially-designed on-board friction control device integrated with the steer-arm ball joints. Extensive vehicle on-road tests were conducted to understand the relationship between the friction torque level at the steer-arm ball joints and each of the seven key vehicle performance areas.

2. Experimental Approach

2.1. Test Vehicle

The test vehicle used in the investigation was a sport utility vehicle equipped with a MacPherson front suspension, trailing-arm rear suspension, and rack-and-pinion steering system. In addition, two modifications were made. First, the front lower-arm ball joints, strut bearings, and steering gearbox were replaced with parts of low-limit specifications for friction. Second, at the location of each steer-arm ball joint, a specially-designed friction control device (FCD) was installed as shown in Fig. 1. The design of the FCD consists of a ball joint with movable ball socket and a force actuator that acts on the socket. By the control of the input (in hexadecimal) of the force actuator, the friction torque of the ball joint can be controlled. The design intention of the FCD is to have an on-board device to vary the friction level of the steer-arm ball joint as needed. With the FCD, real-time control of the friction torque can also be possible.

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

As demonstrated in other research⁽¹⁾, the steer-arm ball joint friction torque is one common friction that exerts high influence on the seven vehicle performance areas. By changing input to the FCD, the friction torque of the steer-arm ball joints can be varied without physical part change, and the investigation on the relationship between the level of the friction torque and each of the seven vehicle performance areas can be conducted.

2.2. Tool Used to Vary Frictions

The FCD is designed to generate sufficient and smooth friction torques. Friction torques of the FCD can occur in different directions, where the rotational direction is around the axial line of the ball stud and the rocking direction is the direction in which the ball stud swings back and forth relative to the ball socket. Kinetic (or dynamic) friction occurs when the ball stud is rotating or rocking relative to the ball socket, while breakthrough friction is the maximum friction between the ball stud and the ball socket when they are not moving relative to each other (i.e. zero relative velocity). Figure 2 shows an example of the measured FCD friction torques under a given input. As shown,

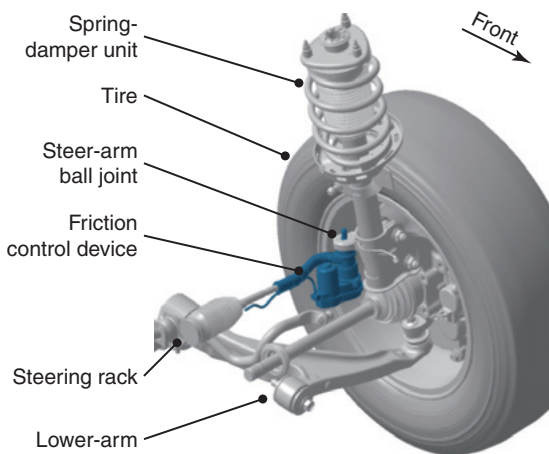


Fig. 1 Friction control device integrated with steer-arm ball joint

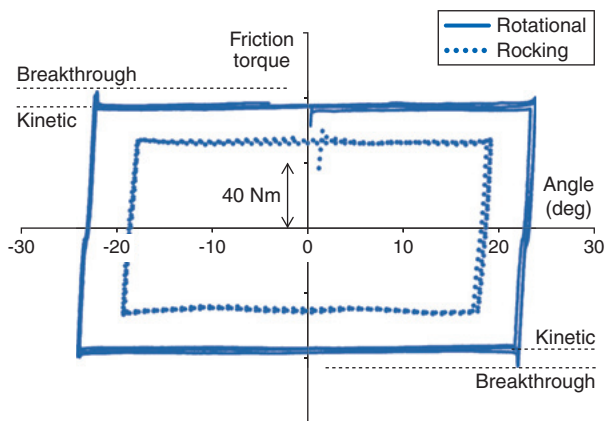


Fig. 2 Rotational and rocking friction torques of FCD at one given input

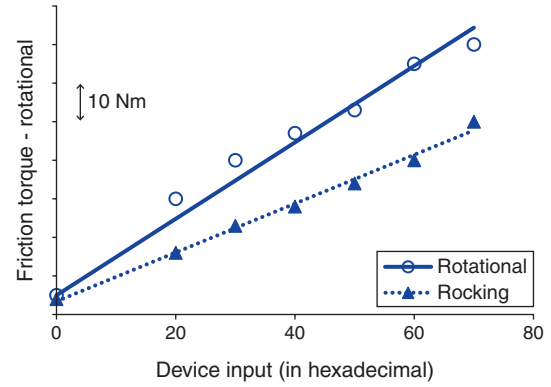


Fig. 3 Friction torque characteristics of FCD with respect to its input

the FCD can create smooth and linear friction torques with little increase from kinetic to breakthrough frictions in both rotational and rocking directions.

Figure 3 shows the measured kinetic FCD friction torques with different device input. It was confirmed that friction torques in both rotational and rocking directions increase linearly with the increase of the device input, the ratio between the friction torques in rotational and rocking directions remains nearly constant regardless of input value, and the variation range of friction torque can achieve 70 Nm maximum in rotational direction and 50 Nm maximum in rocking direction.

3. Performance Dependency on Friction Level

3.1. Torque Steer

Torque steer occurs normally during hard acceleration from zero speed on split- μ surface, which can be quantified by the steering angle change during the hard acceleration event when the driver's hands are free from the steering wheel. Torque steer performance of the test vehicle is investigated against a series of FCD friction torque settings.

Figure 4 illustrates the variation of maximum steering wheel angle with the change of the friction

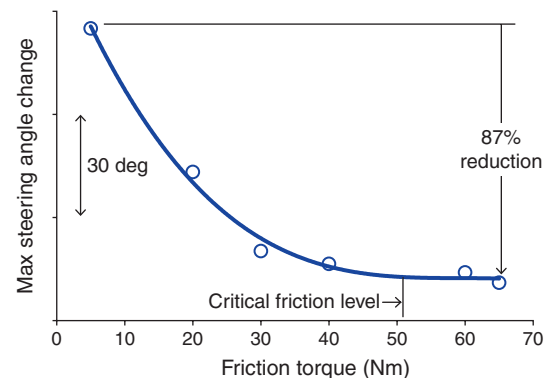


Fig. 4 Variation of maximum steering wheel rotation angle with change of FCD friction setting during torque steer tests

torque during hands-free, hard acceleration events under a given unbalanced vehicle loading condition. As shown, the FCD friction torque has high influence on torque steer performance. Steering wheel rotation and vehicle lateral drift caused by torque steer can be improved by about 87% to an unnoticeable level when the friction torque is increased from the lowest setting to the highest setting.

The data also demonstrate clearly a nonlinear relationship between the torque steer performance and the FCD friction torque. Maximum steering angle change decreases steadily with the initial increase of the friction torque, but beyond a critical level of friction torque, further increase of the friction torque does not further enhance torque steer performance significantly. This implies that the critical level of friction torque can be considered as the sufficient setting for enhancing torque steer performance.

3.2. Steering Feel

Steering feel is evaluated with various FCD friction torques at different vehicle speeds so that the dependency of steering feel on the friction torque can be understood thoroughly. Steering feel for mid to high speeds is focused on an on-center region (small steering input) and characterized by a steering damping factor and a spring coefficient⁽²⁾⁻⁽⁵⁾, while steering feel for low speeds is quantified by the self-centering ability of the steering wheel when the steering wheel is released during a steady-state turning event.

Figure 5 shows on-center steering feel characteristics at a middle speed and a high speed under different FCD friction settings. It is shown that at the middle vehicle speed, the increase of the FCD friction torque from 5 Nm to 30 Nm can increase the steering damping factor while maintaining the level of the spring coefficient for both smaller sinusoid steering input (15 deg) and a relatively larger steering input (30 deg). However, further increasing the friction torque does not considerably increase the damping factor; it actually reduces the effect and raises the spring coefficient for smaller steering inputs. The results indicate that if the goal is to achieve maximum impact on the damping factor for both smaller and larger steering inputs, there exists an optimal friction level for the vehicle speed being discussed.

As shown in Fig. 5(b), the experimental results for high speeds reveal an interesting trend. With a lower level of friction torque, the steering damping factor not only is lower but also has a decreasing trend with the increase of steering input amplitude. This is an undesired situation that causes an insecure steering feel. As evidenced by the figure, this situation can be completely reversed by applying a higher friction torque setting.

On the other hand, Fig. 6 shows that increasing the FCD friction torque quickly decreases the steering wheel's self-centering ability. Since a high level of steering wheel self-centering ability is desired for

achieving a nimble feel, lower FCD friction torque is necessary at lower speeds. This suggests that the vehicle needs a completely different friction setting for enhancing low-speed steering feel from the one required for achieving a good high-speed steering feel.

3.3. Vehicle Drift

Vehicle drift is normally experienced during mid-to high-speed straight-line driving. In order to obtain repeatable results, the test vehicle was set with split camber angles and unbalanced tire conicity forces

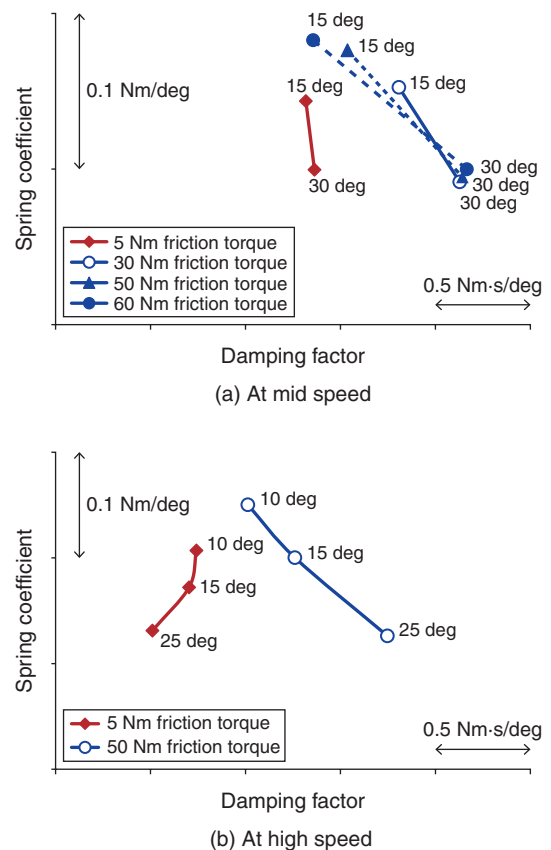


Fig. 5 Variation of on-center steering feel characteristics with changes in FCD friction torque (at mid to high speeds)

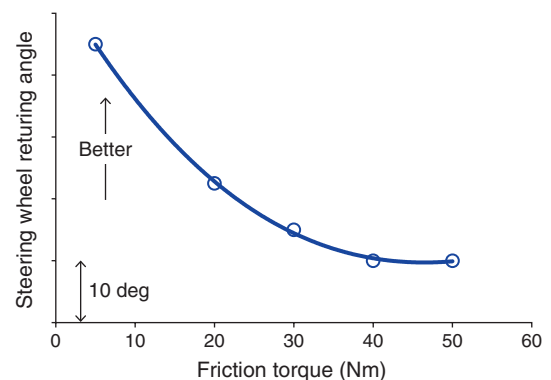


Fig. 6 Variation of steering wheel self-centering characteristics with changes in FCD friction torque (at low vehicle speeds)

between left and right tires. With the driver's hands free from the steering wheel, the vehicle was driven at a constant speed along a straight line on a flat surface. Vehicle drift performance is determined by the lateral displacement of the vehicle within a predefined distance.

As shown in Fig. 7, vehicle lateral displacement during drift tests decreases almost proportionally with the increase of the FCD friction torque, and the lateral displacement can be improved by at least 60% from the lowest to the highest friction torque settings applied in the investigation. The results show that the higher the FCD friction torque, the better the vehicle drift performance.

3.4. Body Roll Motion Control

Body roll motion is evaluated by the combined effect of vehicle roll angle, roll rate, and yaw rate when there is an abrupt change in steering angular input (i.e., the steering wheel is released after a steady-state steering input). Since yaw and roll are coupled during a vehicle roll event, the feeling of body roll motion control is related to both yaw and roll response.

Figure 8 shows the differences in the body roll motion between a lower setting and a higher setting of FCD friction torque. As shown, increasing FCD friction torque lowers the second overshoots in roll angle, roll rate, and yaw rate and reduces maximum roll rate and maximum yaw rate. The trends closely match analytical results⁽¹⁾.

Body roll motion control was evaluated under several FCD friction torque settings. Figure 9 shows the variation of body roll characteristics with changes in friction torque. As shown, the second roll angle overshoot, maximum roll rate, and maximum yaw rate all demonstrate a purely linear relationship with the FCD friction torque. The friction torque has considerable effect on the roll angle and yaw rate and a mild effect on roll rate. The higher the friction torque, the lower the roll angle overshoot, maximum roll rate, and maximum yaw rate. Thus, a high FCD friction torque can create a more-damped and stable roll motion.

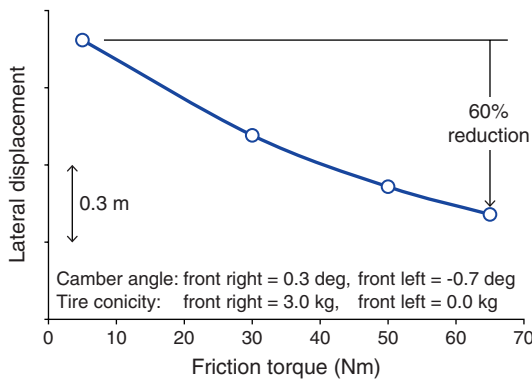
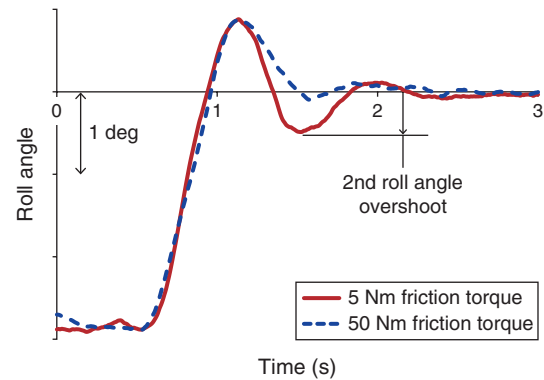


Fig. 7 Variation of vehicle lateral drift with changes in FCD friction torque

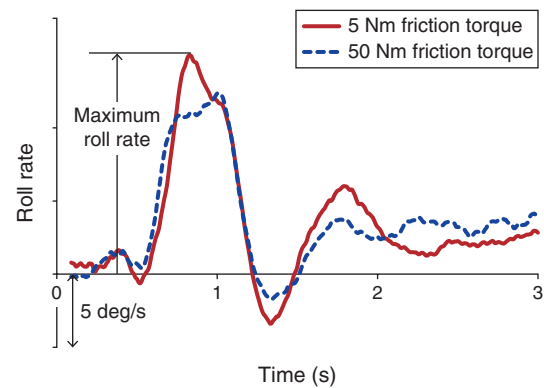
3.5. Gross Body Motion Control

Gross body motion was examined by the vehicle body motion in a vertical direction when the vehicle is tested both on a laboratory four-post tester and on a flat ride road.

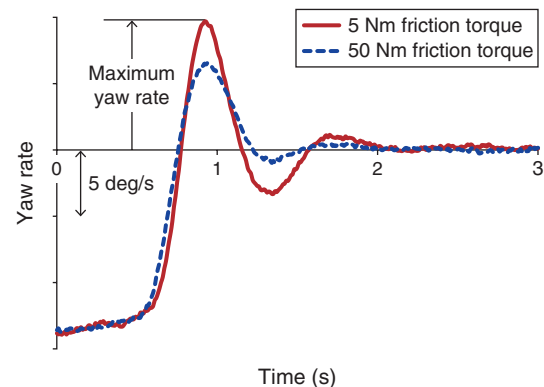
Figure 10 shows the sprung mass (body) response under a larger excitation amplitude and the front unsprung mass (front suspension) response under a smaller excitation amplitude at the tire contact patches, when the FCD friction torque is set to different levels. As shown, with the increase of the FCD friction torque, the peak gain of the frequency



(a) Roll angle



(b) Roll rate



(c) Yaw rate

Fig. 8 Comparison of vehicle roll behaviors between lower and higher settings of FCD friction torque during abrupt change in steering input

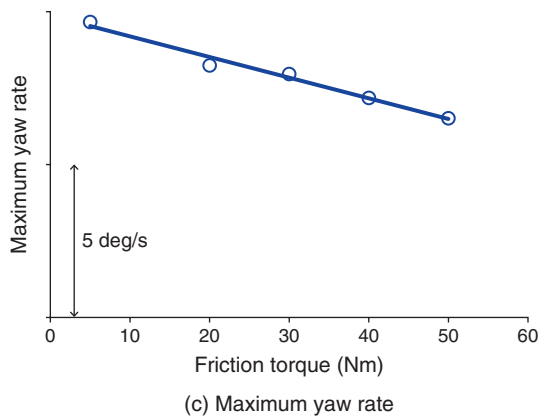
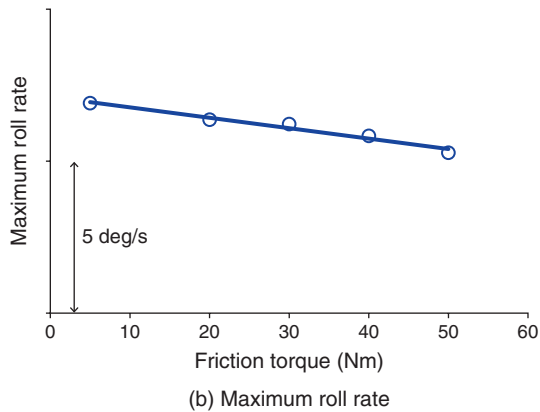
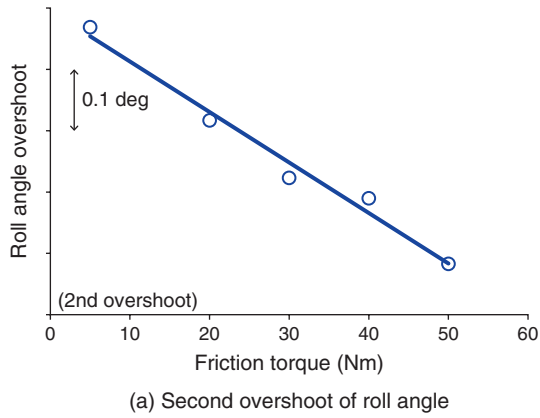


Fig. 9 Variation of body roll characteristics with changes in FCD friction torque

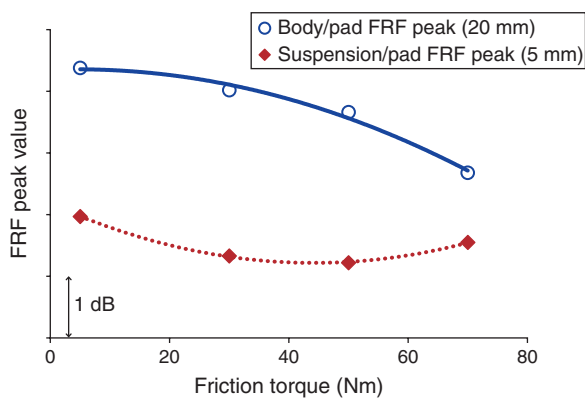


Fig. 10 Variation of FRF peak value with change of FCD friction torque during laboratory four-post excitation tests

response function (FRF) between the sprung mass and the pad of the four-post tester demonstrates a nonlinear decrease trend, while the peak gain of the FRF between the unsprung mass and the pad of the four-post tester exhibits a decrease trend initially and then a subtle increase trend.

Figure 11 shows the nonlinear dependency of seat-rail vibration, body vertical displacement, and steering effort fluctuation on the FCD friction torque when the vehicle is driven on a flat ride road with a sinusoid profile in vertical direction. Similar to the trend of the sprung mass FRF shown in Fig.10, the amplitudes of seat-rail vibration, body vertical displacement, and

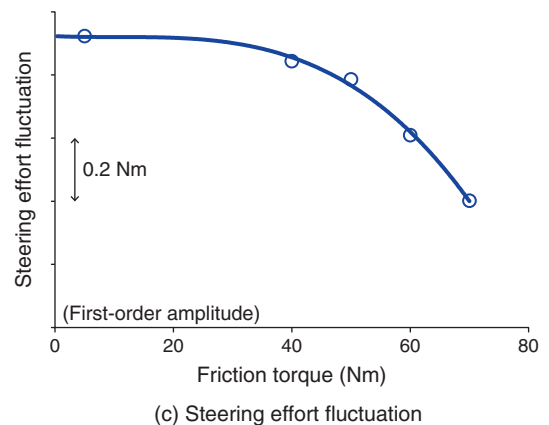
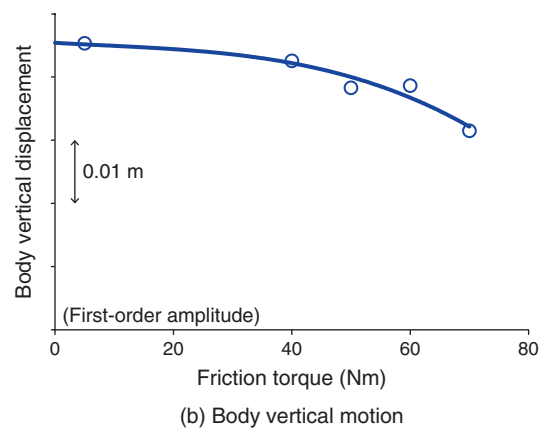
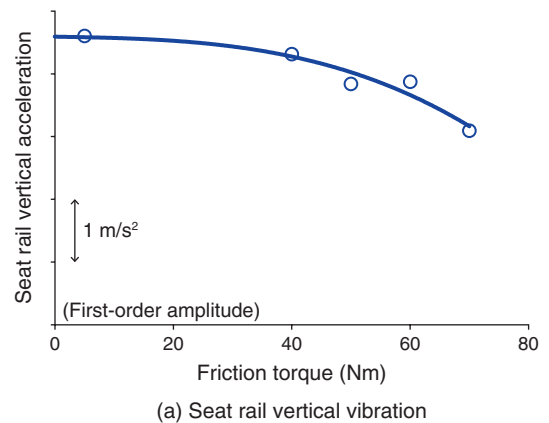


Fig. 11 Variation of flat ride characteristics with changes in FCD friction torque

steering effort fluctuation decrease slightly with initial increase of the friction torque but then decrease with further increase of the friction torque. For best ride comfort under the flat ride road condition, the highest possible FCD friction torque is needed. In addition, the characteristics of steering effort fluctuation shown in Fig. 11(c) suggest that increasing the FCD friction torque can reduce the busyness of the steering wheel and further enhance the driver's comfort.

3.6. Chassis Sensitivity of Brake Judder

Chassis sensitivity of brake judder is quantified as the steering wheel rotational vibration when the front knuckles are excited by a given level of brake torque fluctuation^{(6), (7)}. A brake rotor with known, exaggerated rotor thickness variation is installed in the front right brake system of the test vehicle. During the brake judder tests, the vehicle is decelerated from 140 kph at a deceleration of 2 m/s^2 .

Figure 12 shows examples of brake judder test results when different FCD friction torques are applied. As shown, the FCD friction torque has considerable effect on the peak amplitude of steering wheel vibration during deceleration. Brake judder can be reduced linearly by increasing FCD friction torque and be improved by as much as 6 m/s^2 within the limits of the FCD.

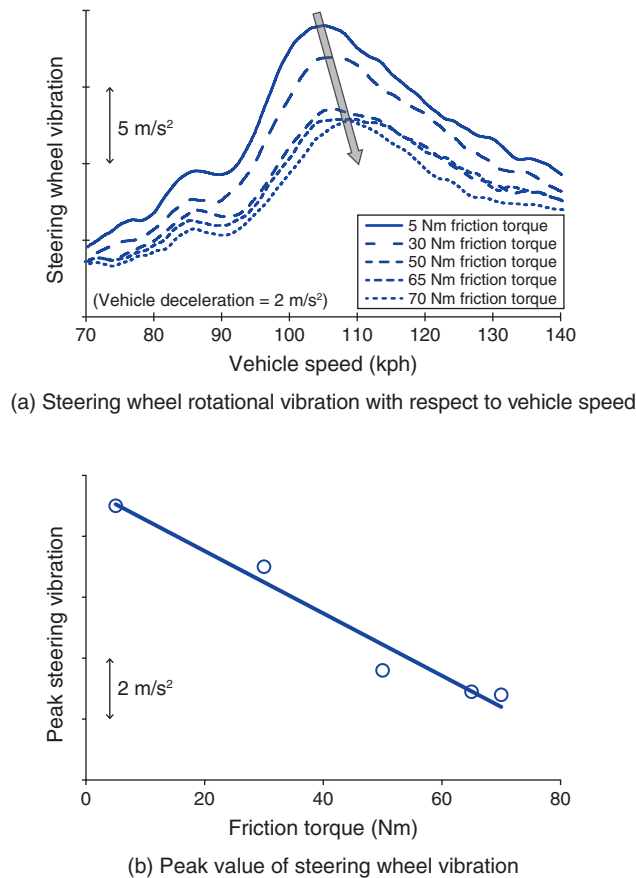


Fig. 12 Variation of brake judder sensitivity with changes in FCD friction torque

4. Conclusion

Building on other research into the influence of chassis frictions on vehicle dynamic behavior⁽¹⁾, an experimental investigation was done using a test vehicle with a specially-designed friction control device integrated with the steer-arm ball joints. Extensive vehicle on-road tests were conducted to understand the relationship between the friction torque level at the steer-arm ball joints and the following seven key performance areas: torque steer, high-speed steering feel, low-speed steering feel, vehicle drift, body roll motion, gross body motion, and brake judder.

It was determined that these vehicle performance areas are considerably affected by the level of friction torque at the steer-arm ball joints in either a linear or nonlinear manner. Each performance area can be enhanced by an appropriate level of friction torque, but different performance areas may require different settings of friction torque and some settings may contradict each other.

This study extends the understanding of chassis frictions' influence on vehicle dynamic behavior. Further investigation is planned to take the advantage of the frictions' effects to simultaneously enhance multiple performance areas.

References

- (1) Yu, J.: Influence of Chassis Frictions on Vehicle Dynamic Behavior: Analytical Study, Honda R&D Technical Review Vol. 23, No. 2, p.98-105
- (2) Tokunaga, H., Misaji, K., Takimoto, S., Shimizu, Y., Shibata, K.: Steer Feel Evaluation Method Based on 'Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type', Proceedings of 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'02, Hiroshima, Japan (2002)
- (3) Misaji, K., Tokunaga, H., Takimoto, S., Shimizu, Y., Shibata, K.: Vehicle Dynamics Evaluation by Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type, Proceedings of 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'02, Hiroshima, Japan (2002)
- (4) Yu, J., Goolsbey, S.: Modeling and Simulation of Vehicles with Hydraulic Power Steering for High-Speed On-Center Dynamic Steering Feel Study, Proceedings of 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'06, Taipei, Taiwan (2006)
- (5) Yu, J., Aston, J., Gilsinger, C., Shutway, J., Tokunaga, H.: Vehicle Dynamic Feeling Study with a Focus on the On-Center Steering Feeling of North American Highway Driving, Proceedings of 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'04, HAN University, Netherlands (2004)
- (6) Yu, J., Nutwell, B., Brickner, B.: Analysis of Vehicle

Chassis Transmissibility of Steering Shimmy and Brake Judder: System Modeling and Validation, SAE Technical Paper 2007-01-2341 (2007)

- (7) Yu, J., Brickner, B., Nutwell, B., Johnson, M.: Analysis of Vehicle Chassis Transmissibility of Steering Shimmy and Brake Judder: Mechanism Study and Virtual Design of Experiment, SAE Technical Paper 2007-01-2342 (2007)

■ 著 者 ■



Jinghong YU



Edward HOSNI

低周波音低減のための統合 ANC 技術の開発

Integrated Active Noise Control System for Low-frequency Noise in Automobiles

井 上 敏 郎*

Toshio INOUE

坂 本 浩 介*

Kosuke SAKAMOTO

高 橋 彰*

Akira TAKAHASHI

小 林 康 統*

Yasunori KOBAYASHI

要 旨

Honda では二つの Active Noise Control (ANC) 技術を開発し、多くの商品に標準仕様として適用してきた。一つはフィードバック制御を応用したドラミング低減技術、もう一つはエンジン回転信号を参照信号とするフィードフォワード制御を応用したエンジンこもり音低減技術である。これらの技術は、制御システム間で互いに干渉するという課題やフィードバック制御の安定性確保という課題があるために統合したシステムとして実現していない。本研究では、これらの課題を解決可能な新しいドラミング制御技術を構築し統合 ANC システムを開発した。本研究にて開発した新 ANC システムは、いくつかの商品に適用した。

ABSTRACT

Honda has developed two Active Noise Control (ANC) technologies, and has employed them as standard in a large number of vehicles. One of these technologies is a drumming reduction technology that employs feedback control, and the other is an engine booming noise control technology that employs feed forward control, which uses the engine speed signal as a reference signal. These technologies have previously not been combined to produce an integrated system due to issues of mutual interference between the control systems and stability in the feedback control. The research discussed in this paper created a new drumming control technology that resolved these issues, and developed an integrated ANC system. The new ANC system developed in the research has been employed in a number of vehicles.

1. はじめに

近年、地球環境保護の観点から自動車の環境性能や燃費性能向上に対する要求はますます高くなり、車輛の軽量化技術と合わせパワートレインの燃費向上技術が盛んに商品適用されている。一方、商品競争力の一つである振動騒音性能向上の要求も高くなっている。しかし、車輛の振動騒音対策、特に低周波事象の対策は、車輛の重量増加を伴うことから先の燃費性能向上という要求と相反することが多い。相反する理由としては、一般的にパワートレインの燃費改善技術は従来に比較して低いエンジン回転数領域を頻度高く使用する技術が多い。そのため、低周波数領域の吸排気音やエンジン振動の増加を伴うことが多い。この振動騒音増加の対策のために従来からのパッシブ技術である吸排気システムの消音ボリュームの拡大、車体への剛性部材やダンピング部材の追加、また、特定周波数の振動低減のためのダイナミックダンパの追加などを施すことは車輛の重量増加を伴うことが多いためである。そこで、重量増加

の少ない低周波数領域の振動騒音対策技術が求められている。Honda では、燃費性能と振動騒音性能の両立のために 2 種類の ANC 技術の開発に取り組み、開発した技術を多くの商品に標準仕様として適用してきた。一つは低周波ロードノイズの一種であるドラミングを低減する技術⁽¹⁾⁻⁽³⁾、もう一つはエンジンこもり音を低減する技術⁽³⁾⁻⁽⁵⁾である。Fig. 1 はうねりのある路面を 50 km/h 一定で走行したときの室内音のスペクトラムを表している。ドラミングとエンジンこもり音は車室内に同時に発生する事象である。そのため、同時に制御可能な制御技術の構築が求められてきた。また、システムコストを最小限に抑えるために制御システムの統合化が望まれてきた。しかし、これら二つの ANC システムを統合する場合、それぞれの制御手法の違いから制御器間の干渉や安定性の課題があり、これまで一体化した ANC システムとすることができなかった。本稿では、これらの技術課題を解決する新しいドラミング ANC 技術とそれをこもり音制御技術と統合化した統合 ANC 技術の概要について示す。

*四輪 R&D センター

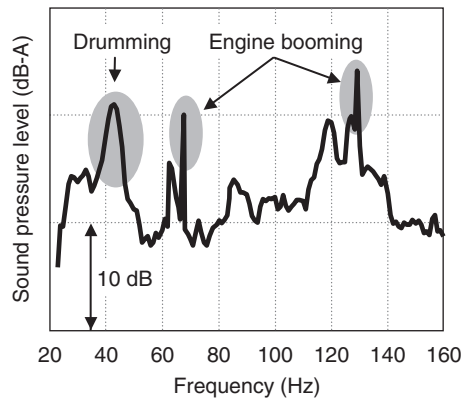


Fig. 1 Frequency characteristic for drumming and engine booming noise

2. 従来技術概要

2.1. ドラミング ANC

2.1.1. ドラミングの特徴

Fig. 2 は車室内音場を有限要素法によりモデル化し固有値解析をすることにより得られる音響固有モードである。走行中に路面からの入力が入力サスペンションを介して車体に伝わり、この音響固有モードが励起されることでドラミングは発生する。この現象はキャビン長が音の波長の 1/2 となる周波数で起こるもので、乗用車においてはおよそ 40 Hz となる。Fig. 3 に荒れた路面を走行中の前席付近の音圧スペクトラムを示す。ドラミングは周波数幅が 8 Hz から 10 Hz 程度の帯域幅を持つ狭帯域事象であることがわかる。

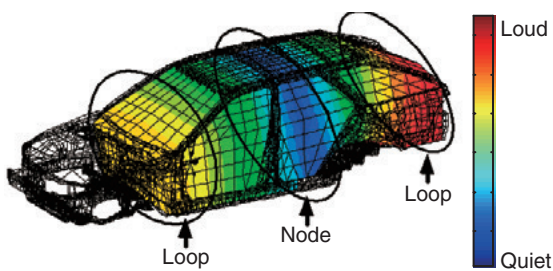


Fig. 2 Acoustic modes of station wagon

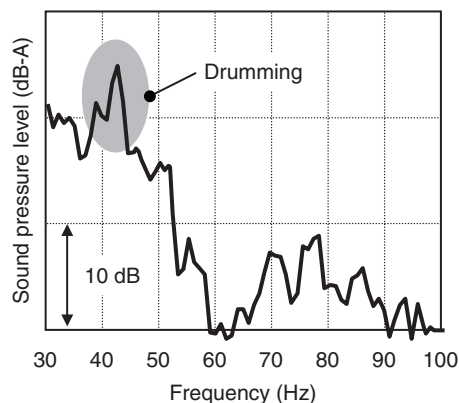


Fig. 3 Frequency characteristic for drumming

2.1.2. 従来ドラミング ANC システム

ドラミング ANC のシステム構成を Fig. 4 に示す。図に示すとおり、コントロールユニット (Electronic Control Unit: ECU) は運転席シート下に配置した。制御手法は、車室内の音を基に制御信号を出力するフィードバック制御を用いている。すなわち、ECU はいくつかのアナログ回路を組み合わせたドラミング制御フィルタとスピーカ駆動用のアンプおよびマイクロホンで構成され、マイクロホンで検出した室内音信号はドラミング制御フィルタを通過することでドラミングを打ち消す制御信号に変換されアンプで増幅しスピーカを介して車室内に発せられる。

2.1.3. 従来ドラミング ANC の制御技術

Fig. 5 にドラミングを制御するためのマイクロホンと制御フィルタおよびオーディオと共用するスピーカによるフィードバック (以下 FB) 制御のブロック線図を示す。FB-ANC は制御工学における外乱抑圧制御に相当する。すなわちスピーカからマイクロホンへの伝達関数である車室内音場をプラント C としてその出力に外乱である騒音 d が加わったとき、コントローラ G によってこれを低減することが制御目的である。制御結果の残信号を e としたとき e/d を感度関数 S と呼ぶ。 S が 1 以下となることは騒音を低減できることと等価である。 S は式 (1) のように表せる。 S を小さくするために、制御対象周波数 ω において一巡伝達関数 $L(j\omega) = C(j\omega)G(j\omega)$ のゲインをできるだけ大きく位相が 0° になるようにコントローラ G を調整する。例えば、 $|L(j\omega)|=1$, $\angle L(j\omega)=0^\circ$ のとき S は式 (1) より 1/2 となり、騒音を 6 dB 低減できることになる。

$$S = \frac{1}{1 + C \cdot G} \quad (1)$$

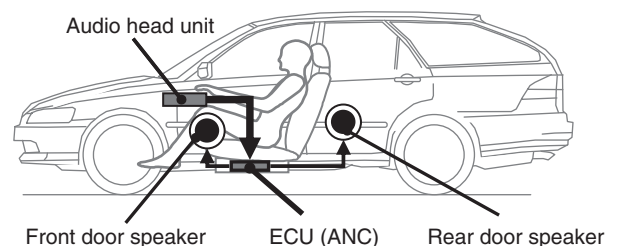


Fig. 4 On-board system configuration of drumming ANC

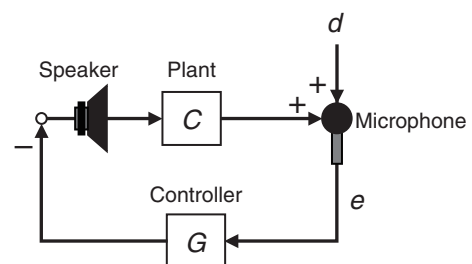


Fig. 5 Block diagram of feedback ANC

コントローラ G は、マイクロホン信号が全周波数成分の信号を含むことから、制御対象帯域において一巡伝達関数 L のゲインをできるだけ大きく位相を 0° に調整すると同時に、安定性を確保するために高域を低減させる、つまり、ローパスな特性となるように調整する。一巡伝達関数の整形結果の一例を Fig. 6 に示す。制御対象帯域である 40 Hz 付近が約 6 dB となっていることから式 (1) より約 10 dB 程度のドラミングを低減する効果が期待できると同時に、位相余裕が約 90° 、ゲイン余裕が約 12 dB であることから安定性が確保されていることがわかる。

2.2. エンジンこもり音 ANC

2.2.1. エンジンこもり音の特徴

Fig. 7 は車輦が加速走行している時の室内音を示している。図において、色が濃いほど騒音が大きい。図中央の騒音の高い部分がエンジンこもり音である。この図からエンジンこもり音成分は、エンジン回転に同期して周波数が高くなると同時に、単一周波数の騒音であることが確認できる。つまり、こもり音は正弦波に近い騒音波形となるため、これを低減するための打ち消し音も騒音と逆位相の正弦波に近い波形となることがわかる。

2.2.2. エンジンこもり音 ANC システム概要

Fig. 8 にシステム構成を示す。本システムは ECU、ループの前と後に配置されたマイクロホンユニット、ECU か

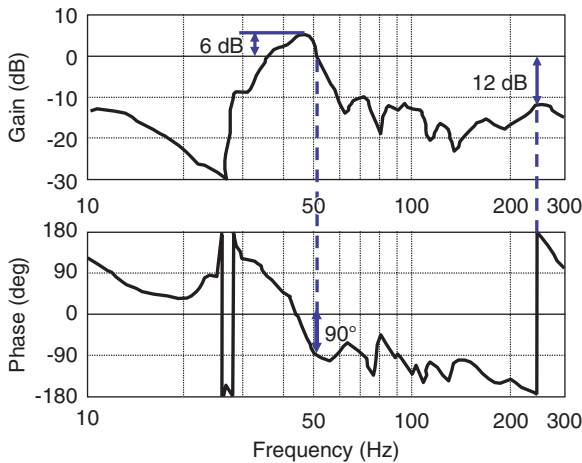


Fig. 6 Bode plot of open loop transfer function

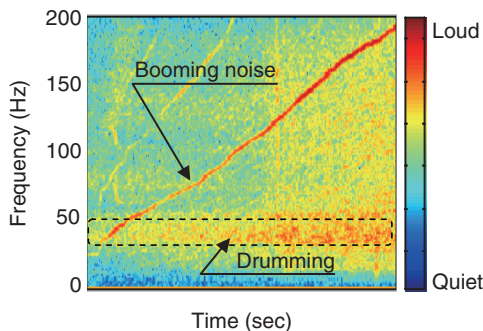


Fig. 7 Contour map of noise inside cabin

らの制御音信号の入力端子を設けたオーディオユニット、オーディオと共用使用するスピーカから構成される。ループの前に配置したマイクロホンユニットは、ハンズフリーテレホンやナビゲーションシステムの音声認識機能のためのマイクロホンと機能統合されている。制御手法はエンジン回転信号を参照信号とするフィードフォワード制御を用いている。すなわち、ECU への入力信号は、エンジン燃焼状態を制御する ENG-ECU からのエンジン回転パルス信号 Number of Engine Pulse (NEP) と車室内騒音を検出するためのマイクロホン信号である。出力信号はオーディオシステムと共用使用するアンプを介してスピーカを駆動するための制御信号である。

2.2.3. エンジンこもり音制御技術

こもり音は単一周波数の事象であるため Fig. 9 に示すように複素平面上に表せる。図より、実軸と虚軸に相当する基準信号、すなわち RX 信号と RY 信号を用いれば、打ち消し音信号は RX 信号の振幅 A と RY 信号の振幅 B を用いて作り出せることがわかる。本手法は直交した基準信号を内部生成しその振幅に相当する適応ノッチフィルタ A, B を適応動作させる Single-frequency Adaptive Notch (SAN)⁽⁶⁾ 制御を Filtered-x SAN に拡張し、エンジン回転数変化に高速に追従してこもり音を低減する。本手法では、音響特性 $\hat{c}$ (インパルス応答) を式 (2) のように周波数分解し $\hat{C}$ として周波数に対するテーブルとして保持し制御周波数に応じた値を読み出して演算に用いる。 j は虚数単位とする。

$$\hat{C}(f) = C_R(f) + j \cdot C_I(f) \quad (2)$$

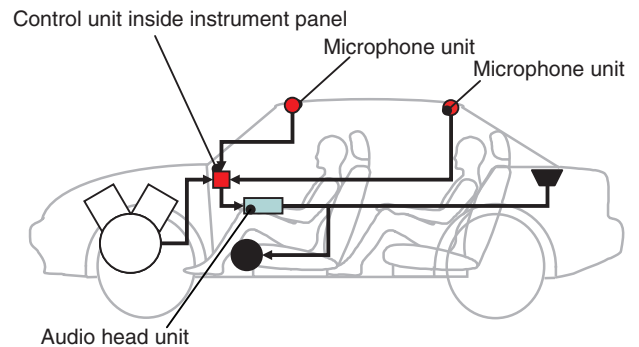


Fig. 8 On-board system configuration of engine booming ANC

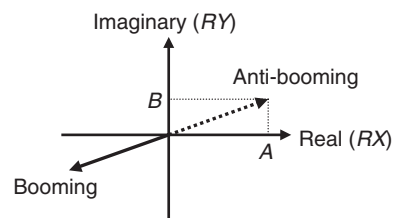


Fig. 9 Polar coordinates of booming noise

参照信号 RX に対する Filtered- x 部の演算は式 (3) のように表せる。

$$\hat{C}(f) \cdot RX = C_R(f) \cdot RX + C_I(f) \cdot RY \quad (3)$$

式 (3) では、 RY は RX に対して 90° 位相が進んだ信号であることから、 $j \cdot RX = RY$ となることを利用している。同じように、参照信号 RY に対しては式 (4) となる。

$$\hat{C}(f) \cdot RY = C_R(f) \cdot RY - C_I(f) \cdot RX \quad (4)$$

式 (3)、(4) を用いて実現させたこもり音制御ブロック線図を Fig. 10 に示す。この手法の特徴は、計算量の多い畳み込み (ベクトル) 演算を用いずスカラー演算のみで実現させた点であり、これにより現在では安価となったマイコンでの実現を可能にした。

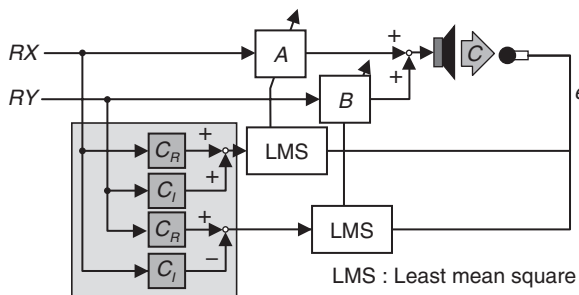


Fig. 10 Block diagram of frequency-filtered reference SAN algorithm

3. 低周波音統合制御技術

3.1. 二つの制御技術を統合するための課題

エンジンこもり音制御技術は安価なマイコンによるデジタル処理技術を利用している。よって、複数の車輻への適用に際してはメモリの制御パラメータを書き換えることで対応することができ、それによりハードウェアを共通化することで生産コストを低く抑えることが可能となる。一方、従来のドラミング制御技術はアナログ回路での実現のため複数の車輻への適用に際しては機種ごとに回路構成を見直す必要が発生するためハードウェアの共通化は困難であった。そこで、ドラミング制御技術をデジタル制御化しパラメータ調整のみによる開発に置き換えると同時にこもり音制御技術と統合化する技術を新たに構築した。

3.1.1. ドラミング制御のデジタル化に関する課題

ドラミング制御 ANC は従来技術概要でも示したようにフィードバック制御を用いている。フィードバック制御は Fig. 5 のように一巡伝達関数 $L (=CG)$ を級数とする等比級数と等価である。つまり、一巡伝達関数が 0° 付近の周波数帯では騒音を低減できるものの 180° 付近の周波数帯では増音することになる。制御対象となる車室音場はスピーカとマイクロホンを同一点に配置できないため必ず位相遅れ

を持つ特性となることから、ドラミング周波数帯域で 0° に調整しても高域では必ず 180° となる帯域が発生する。これにより Fig. 11 に示すように制御周波数から周波数が離れることで効果帯域と増音帯域を繰り返すウォータベッド効果が発生する。そこでフィードバック ANC においては、増音抑制のためにバンドパスフィルタや高域の低減のためのローパスフィルタを用いてウォータベッド効果の影響が小さくなるように制御フィルタを設定し安定化を図る。この制御フィルタをデジタルフィルタで実現させる場合の課題を示す。

(1) Finite Impulse Response (FIR) フィルタを用いる場合の課題 エンジンこもり音 ANC はエンジン回転数変化に高速で追従するために制御するこもり音の周波数に対し高いサンプリング周波数で動作させる。高いサンプリング周波数を維持しつつ周期の長い低周波を制御するフィルタを FIR で実現する場合、フィルタ長が長くなる (フィルタ係数の要素数が増える)。FIR フィルタによるフィルタリング処理は、フィルタ係数ベクトルと入力信号ベクトルの内積をサンプルごとに実行するためフィルタ長が長くなると計算量が増加する。そのため安価なマイコンでの実現が困難となる。

(2) Infinite Impulse Response (IIR) フィルタを用いた場合の課題 高いサンプリング周波数を維持しつつ低周波の調整をするフィルタを IIR フィルタで実現する場合、フィルタ係数値が小さくなる。そのため固定小数点演算を基本とする安価なマイコンでは計算精度の点で実現性が困難になる。

これらデジタルフィルタの課題より、従来のドラミング ANC の制御フィルタを単純にデジタルフィルタ化することは困難であった。

3.1.2. 二つの制御器が干渉するという課題

(1) ウォータベッド効果のこもり音への影響 エンジンこもり音はエンジン回転数の変化に同期して周波数が変化する。よって、ドラミング ANC によるウォータベッド効果の増音帯域にこもり音の周波数が重なるときこもり音が増音する。

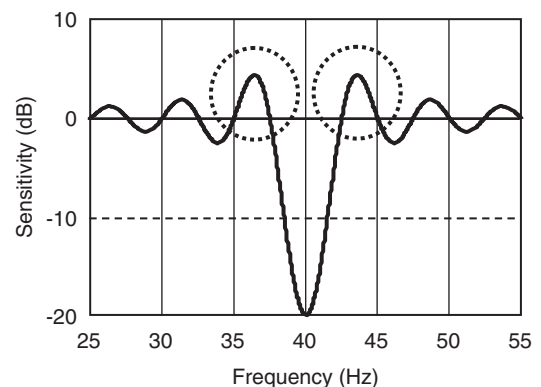


Fig. 11 Waterbed effect

(2) こもり音制御器から見た音場特性の変化 ドラミング ANC もエンジンこもり音 ANC もスピーカからマイクロホン（正確にはマイコンの出力から入力）までの伝達特性をデータとして保持し制御に用いる。よって、統合化する際には互いの制御器から見た伝達特性の変化を加味しなければならない。

これら制御器が干渉するという課題のため、従来の二つの ANC 技術を単純に統合化することは困難であった。

3.2. 新ドラミング制御技術

ドラミング制御技術をデジタル制御化する手法を示す。フィードバック制御を用いる場合、3.1.1. 項で示したようにウォータベッド効果の影響を考慮して安定性を確保するためにローパスフィルタやバンドパスフィルタを組み合わせた制御フィルタを構築することが一般的である。この手法の場合、こもり音制御との統合化という点で課題がある。そこで、固定フィルタをデジタル化する方法を用いるのではなく、Fig. 12 に示すようにマイクロホン信号からドラミングのみを抽出し、その信号を一定のゲインと位相特性で調整し出力する新しいドラミング制御手法を提案する。マイクロホン信号からドラミングを抽出するために、エンジンこもり音制御でも用いている SAN 制御を応用する。ドラミングとエンジンこもり音との違いはその帯域の広さである。つまり、エンジンこもり音は単一周波数信号として扱えるのに対し、ドラミングは 8 Hz から 10 Hz 程度の狭帯域ではあるが帯域を持つ事象であるということである。そこで、SAN の制御帯域を広げる手法を考える。Fig. 13 に示す SAN の制御ブロック線図において、出力信号は式 (5) となる。ここで ϕ は Fig. 13 の振幅 A と B の大きさにより決まる位相特性を表している。

$$Out = \sqrt{A^2 + B^2} \cos(\omega \cdot t + \phi) \quad (5)$$

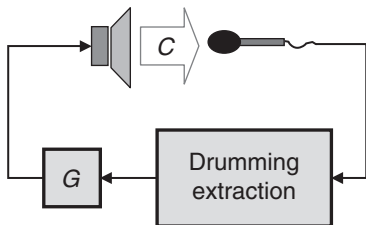


Fig. 12 Block diagram of drumming ANC

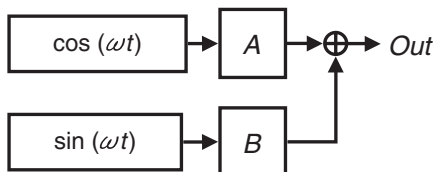


Fig. 13 Block diagram of SAN

なお、適応フィルタ A, B の更新式は式 (6), (7) となる。

$$A_{n+1} = A_n - \mu \cdot \cos(\omega t) \cdot e \quad (6)$$

$$B_{n+1} = B_n - \mu \cdot \sin(\omega t) \cdot e \quad (7)$$

ここで μ はステップサイズパラメータを表す。式 (5) において、 A, B が一定値の時、出力信号 Out は基準周波数 ω の信号となる。しかし、 A, B が式 (8), (9) に示すように ω_a で振動しているとき、出力信号は式 (10) で表せる。

$$A = Q \cdot \cos(\omega_a t) \quad (8)$$

$$B = Q \cdot \sin(\omega_a t) \quad (9)$$

$$Out = Q \cdot \cos\{(\omega - \omega_a) \cdot t\} \quad (10)$$

式 (10) より出力信号 Out は $\omega - \omega_a$ の周波数の信号となる。つまり、 A, B が 1 Hz で振動すれば SAN を動かす基準信号 ω に対して 1 Hz ずれた信号を出力することができる。 ω_a は Fig. 14 に示す極座標において時計回りに A, B が回るときはプラスの値を、反時計回りのときはマイナスの値となる。適応フィルタ A, B を振動させるために式 (6), (7) に示す μ を調整する。Fig. 15 に示す信号処理シミュレーションにより得られる出力信号の周波数特性を Fig. 16 に示す。図より、 μ が小さいほど周波数幅が狭く、 μ が大きいほど周波数幅が広くなることがわかる。ここに示した SAN を応用したドラミング ANC のブロック線図を Fig. 17 に示す。図の ω はドラミングの中心周波数に相当する。また、 ϕ_a はドラミングを制御するための位相を示してお

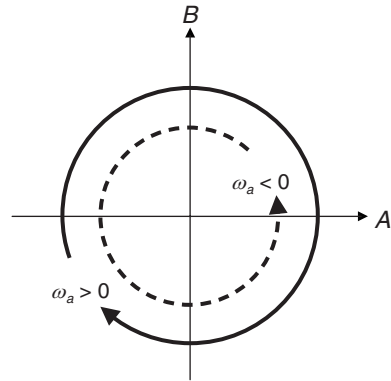


Fig. 14 Polar coordinates of gain coefficient

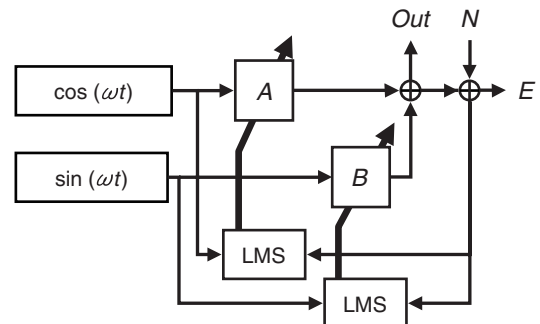


Fig. 15 Block diagram of signal extraction

り、この位相はスピーカからマイクへの伝達特性において信号がマイクロホンに到達したときに 180° となる位相に相当する。 G_d はドラミングを制御するためのゲインを示しており、低減目標量に応じて調整するパラメータである。例えば、 ω におけるスピーカからマイクロホンへの伝達特性と掛け合わせたときに 0 dB となる G_d を選べば、式 (1) に従い 6 dB の低減が期待できる。

3.3. こもり音制御技術の統合化

3.3.1. エンジンこもり音の増音の除去

新ドラミング ANC は SAN を応用した狭帯域のバンドパスフィルタを利用する。中心周波数 ω ではドラミングと

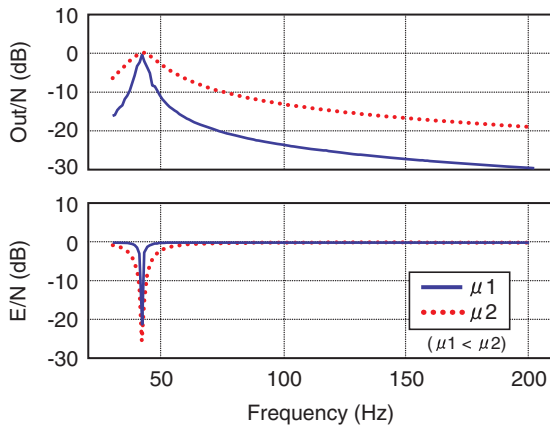


Fig. 16 Effect of signal extraction

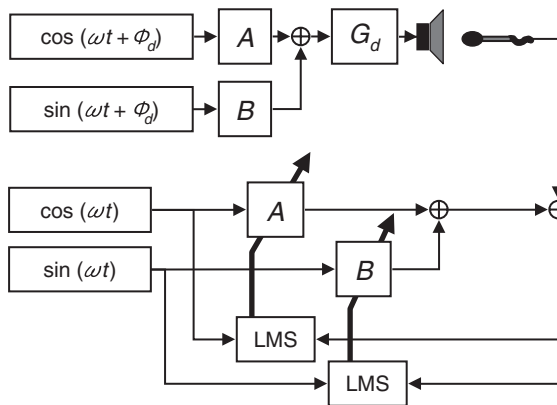


Fig. 17 Block diagram of drumming ANC using SAN

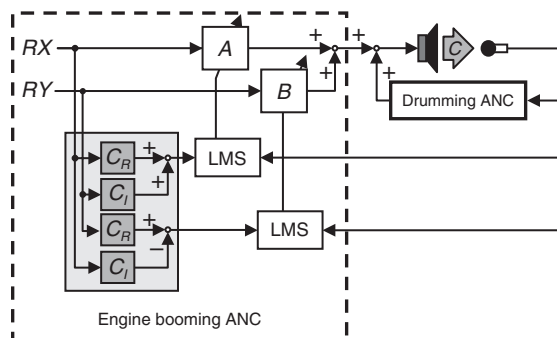


Fig. 18 Block diagram of integrated ANC

の位相差は 0° となるが、その上下の周波数域では大きく位相が変化する。そのため、ウォータベッド効果の影響を受ける。このウォータベッド効果による増音周波数帯域にエンジンこもり音周波数が重なるときこもり音を増加させてしまう。このエンジンこもり音のウォータベッド効果の影響を除去するために SAN を応用してマイクロホン信号から信号処理上でこもり音成分を除去する。この除去の効果は Fig. 15 に示すブロック線図のノイズ N に対する E として表すことができ Fig. 16 の下段に相当する。

3.3.2. ドラミング ANC による $\hat{C}$ 変化の設定

Fig. 18 に示すようにエンジンこもり音 ANC とドラミング ANC を統合する。エンジンこもり音 ANC はその制御アルゴリズムから見た出力と入力との伝達関数を $\hat{C}$ として制御パラメータとして保持するためドラミング ANC による $\hat{C}$ の影響分を加味した設定が必要となる。

4. 低周波音の統合制御システム

Fig. 19 にシステム構成を示す。エンジンこもり音 ANC ではエンジン回転数により動作と非動作を切り替える。また、ドアが開いている状態では閉じている状態と比較しスピーカとマイクロホンの距離が変わることで $\hat{C}$ が変化するため動作を停止させる仕様となっている。同じようにドラミング ANC ではフィードバック制御を用いているので停車している状態では市場での安定性向上の観点で動作を停止させる仕様とした。さらに、ドアの開閉のみならずトランクの開閉にも連動して動作状態を切り替える必要がある。なぜなら、音場の特性変化の影響によりドラミングの中心周波数が変化するためである。このように動作状態の切り替えのための制御信号が増える場合、Fig. 8 のようなこれまでのアナログ信号での通信では信号の数に応じてハーネス数や ECU のカプラサイズ変更の必要性が発生する。そのため機種間のハードウェアを共通化することが困難となる。そこで本システムでは車輦側情報を Control Area Network (CAN) からデジタル通信で ECU に取り込むこととした。新たに構築した統合 ANC システムの制御

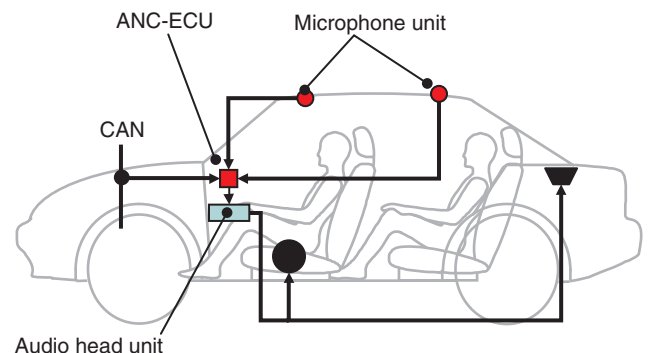


Fig. 19 On-board system configuration of integrated ANC

ブロック線図を Fig. 20 に示す. ここに示す制御システムに加え CAN 通信で得られる走行中のパワートレインの状態や車速など車輛の状態に関する情報を用いて加速中の車室内加速サウンドコントロール機能⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾をギヤ段ごとに調整する機能向上および AWD 車や FR 車のリヤのデフレレンシャルのアンバランスに起因するこもり音をプロペラシャフトの回転次数音として同時に低減する新機能を構築し搭載した.

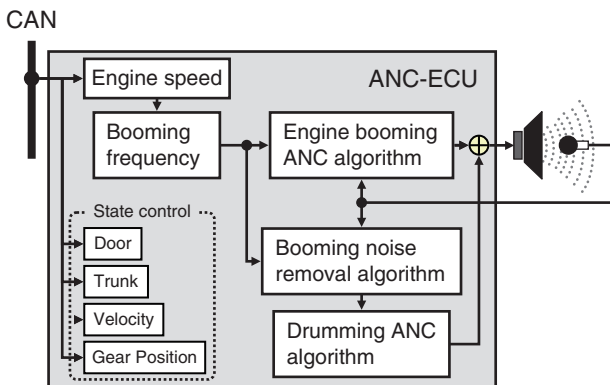


Fig. 20 Block diagram of on-board system for integrated ANC

5. 適用効果

5.1. 新ドラミング ANC の制御効果

Fig. 21 および Fig. 22 に荒れた路面を走行したときの新ドラミング ANC の制御効果を示す. Fig. 21 は数秒間の時間平均の周波数スペクトラムである. 図より約 6 dB の低減効果がある. また, Fig. 22 は高速道路などにある路面の継ぎ目を乗り越す時に路面から受けるインパルス入力により発生する室内音の時系列信号の制御効果を示している. 図から新ドラミング制御技術はインパルスの入力による室内音に対してもドラミング成分の音を低減できることから充分な追従性能を有していることがわかる.

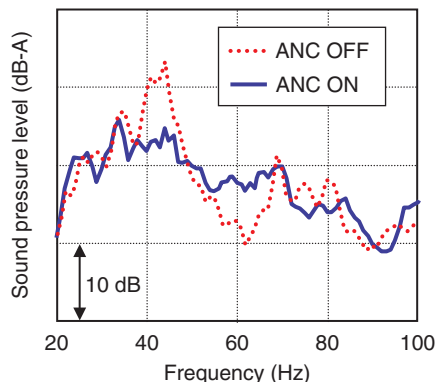


Fig. 21 Drumming reduction effect of developed drumming ANC

5.2. 統合 ANC システムの制御効果

Fig. 23 にエンジンこもり音制御効果を示す. 従来システムと同様, ねらいとする次数成分を約 10 dB 程度低減できる. また, Fig. 24 に, 車速 50 km/h, エンジン回転数 2300 rpm でうねりのある路面を走行したときの制御効果を示す. 図より, ドラミングとエンジンこもり音が同時に低減できることが確認でき, 今回新たに構築した統合 ANC 技術が良好であることがわかる.

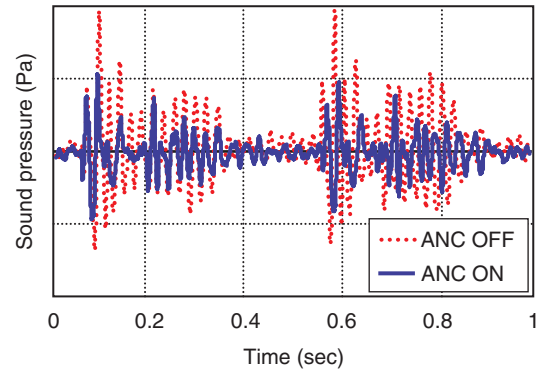


Fig. 22 Noise reduction effect of developed drumming ANC when receiving impulse input from road surface

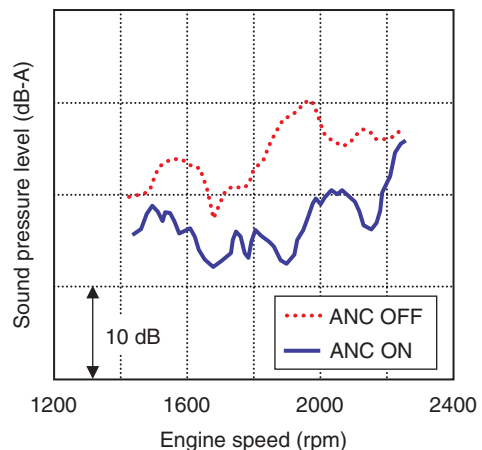


Fig. 23 Engine booming noise reduction effect of developed ANC

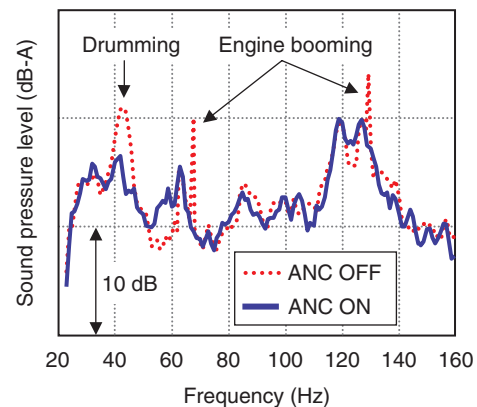


Fig. 24 Low-frequency noise reduction effect of developed integrated ANC

6. まとめ

計算量の少ないSAN制御を応用してデジタルフィードバック制御による新ドラミング ANC 技術を構築した。この新ドラミング ANC 技術は制御器間の干渉問題を解決する新技術を適用することで従来のフィードフォワード制御を用いたエンジンこもり音 ANC 技術と統合することが可能となった。これにより、ドラミングとエンジンこもり音を同時に低減することが可能な ANC システムが構築できた。本論文で示した新統合 ANC システムは新商品に適用された。このシステムの適用により、従来からのパッシブ技術による低周波音対策ではなく、打ち消し音をスピーカから車室内に発することで低周波音を低減するという対策をおこなうことで、車輻の重量を増加することなく振動騒音性能を大幅に改善することが可能となり、燃費性能との両立を実現させることができた。

参考文献

- (1) 佐野久, 井上敏郎, 高橋彰: オーディオシステムと結合した低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.71-80
- (2) 井上敏郎, 佐野久, 高橋彰: 低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.111-00(20005554), p.13-16(2000)
- (3) 井上敏郎: 車輻のアクティブ騒音制御技術について, 自動車技術会シンポジウム (環境と振動騒音との両立), No.08-10, p.26-31(2010)
- (4) 井上敏郎, 高橋彰, 箕輪聡, 佐野久: エンジンこもり音低減のためのアクティブ騒音制御システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.201-208
- (5) 井上敏郎, 高橋彰, 佐野久: 適応ノッチフィルタを応用したアクティブこもり音制御システムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.84-03(20035578), p.1-4(2003)
- (6) Widrow, B., Stearns, S. D.: Adaptive Signal Processing, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey(1985)
- (7) 小林康統, 井上敏郎, 高橋彰, 坂本浩介: アクティブサウンドコントロールシステムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.128-08(20085849), p.17-20(2008)
- (8) 井上敏郎, 高橋彰, 小林彰, 坂本浩介: アクティブサウンドコントロール技術, 自動車技術, Vol.63, p.77-82(2009)
- (9) 井上敏郎: 自動車への標準適用を実現した車室内音の騒音制御技術, 騒音制御, Vol.34, No.5, 2010.10, p.336-341(2010)

■ 著 者 ■



井上 敏 郎



高 橋 彰



坂 本 浩 介



小 林 康 統

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。

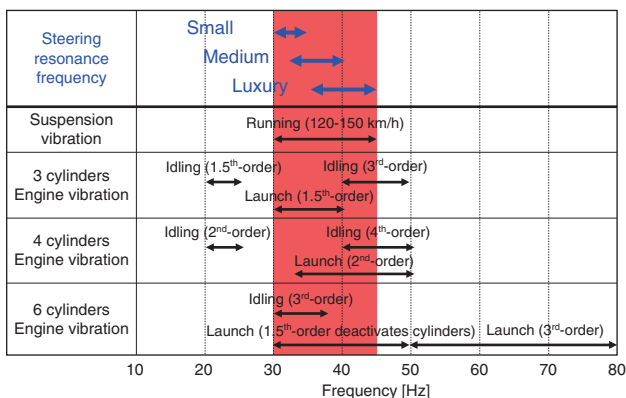


Fig. 1 1st-order resonance frequency of steering system and vibration phenomena

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

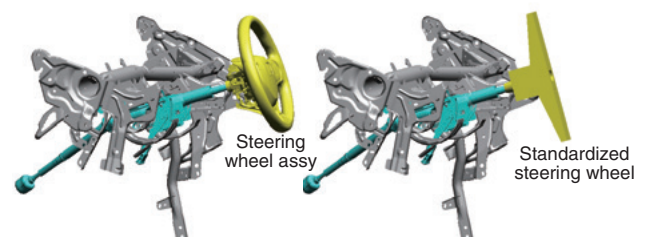


Fig. 2 Standardized components for measurements

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。

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

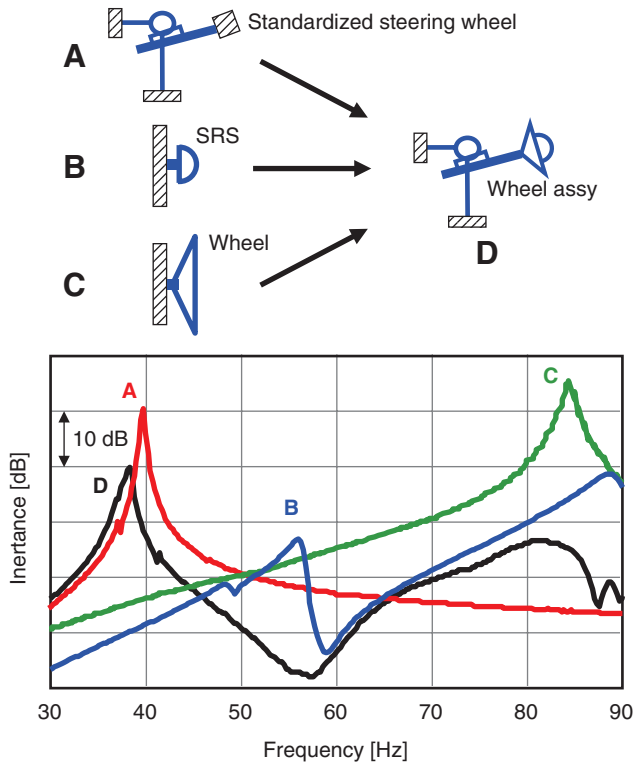


Fig. 3 Comparison using standardized components

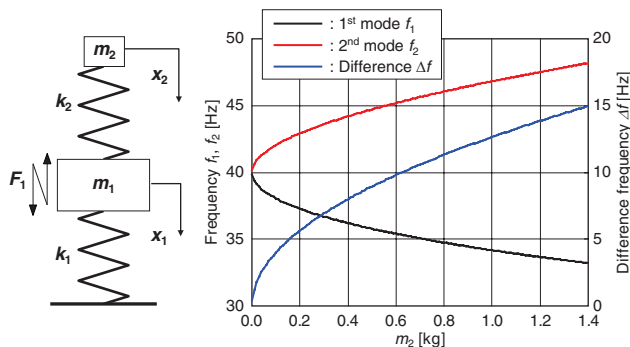


Fig. 4 Effect of dynamic damper and weight ratio

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

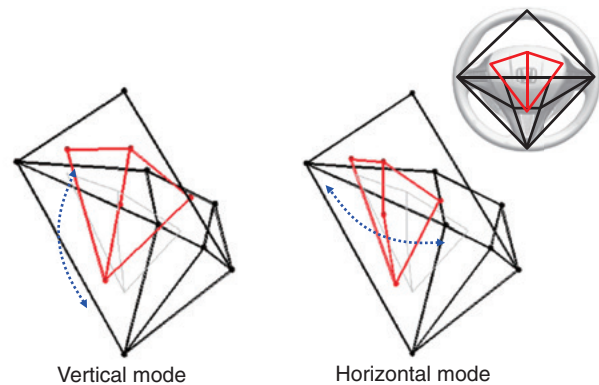


Fig. 5 Shapes of SRS module resonance frequency modes

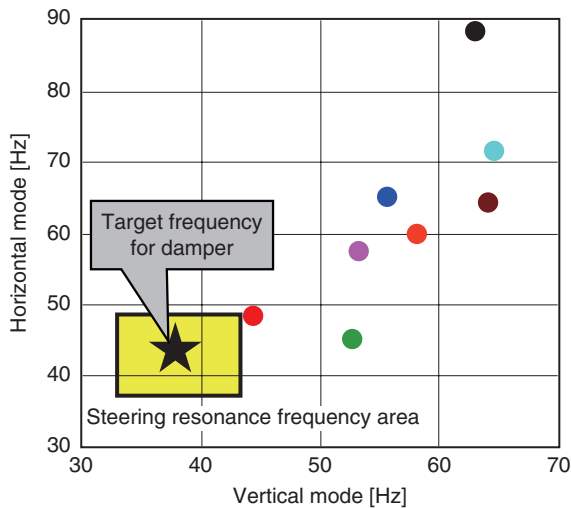


Fig. 6 SRS module resonance frequency

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.

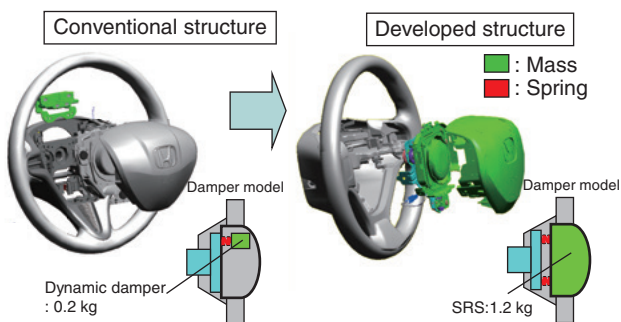


Fig. 7 Models of conventional and developed dynamic dampers

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。

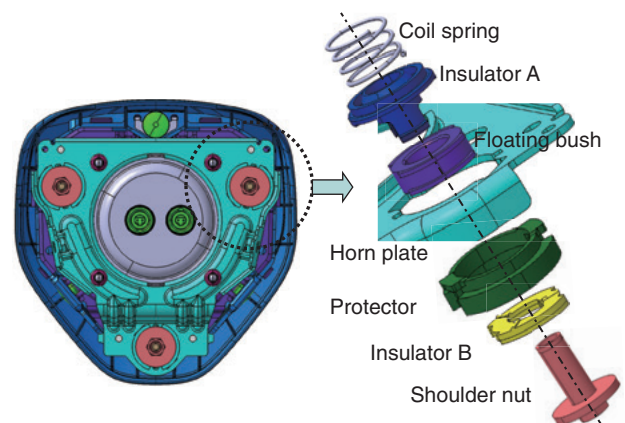


Fig. 8 Structure of SRS module damper

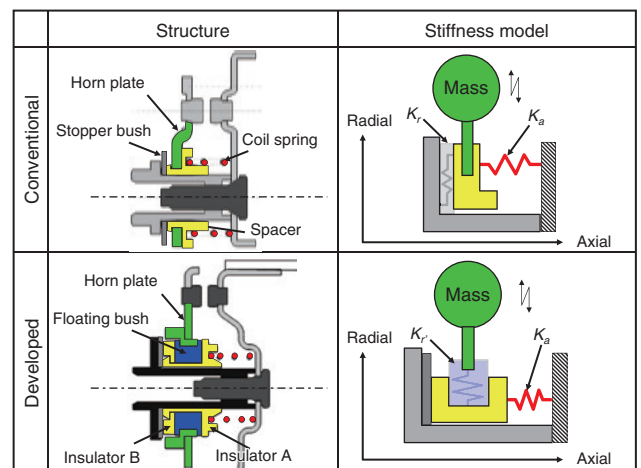


Fig. 9 Comparison of conventional and developed structures

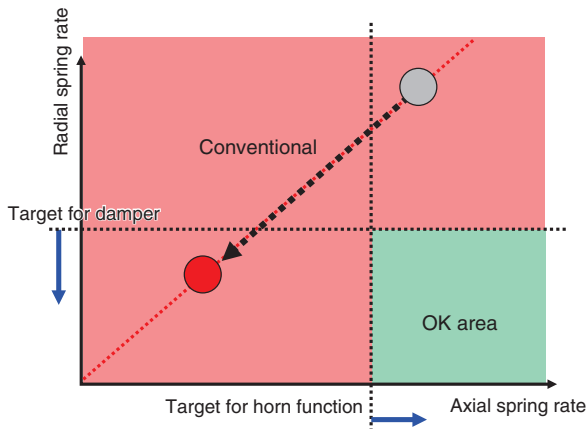


Fig. 10 Compatibility with horn function

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.

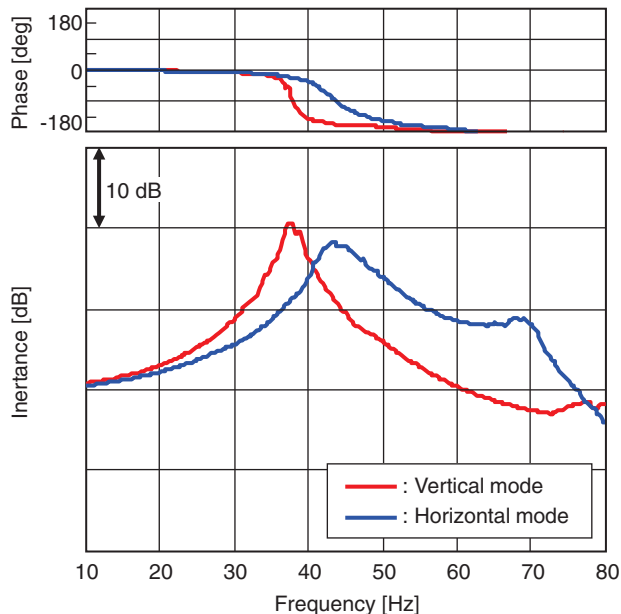


Fig. 11 Resonance frequency of SRS module damper

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

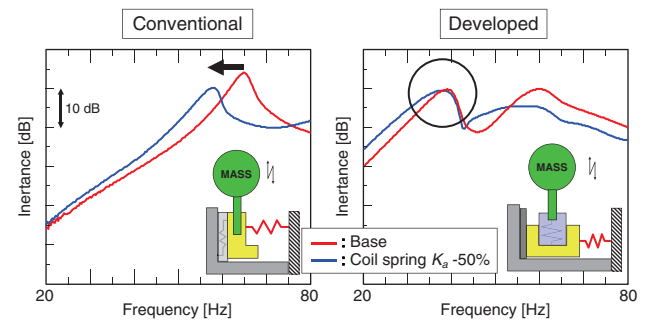


Fig. 12 Verification of stiffness model mechanism

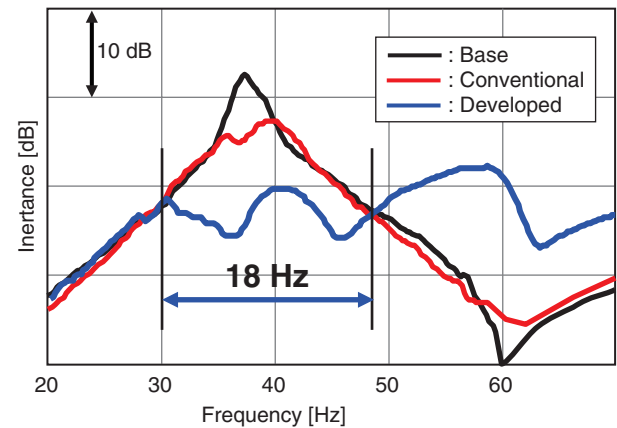


Fig. 13 Effect of SRS module damper in actual car

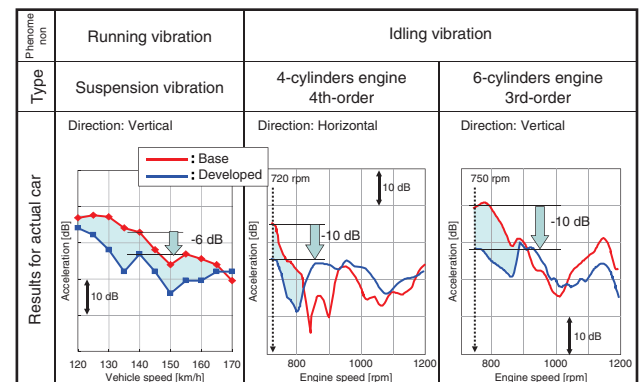


Fig. 14 Measurement results of running vibration and idling vibration

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。

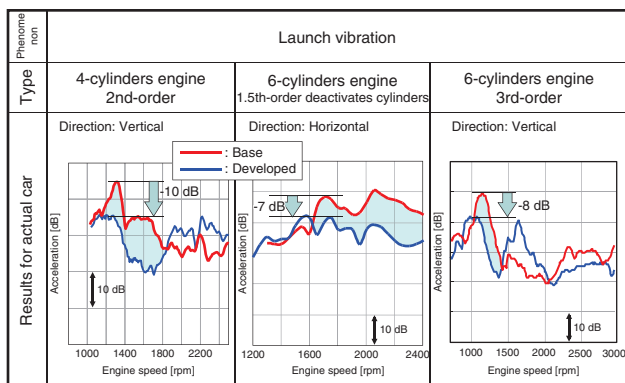


Fig. 15 Measurement results of launch vibration

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

本田技術研究所 論文委員会

委員長	川口 祐治	基礎技術研究センター
副委員長	熊谷 千昭	二輪 R&Dセンター
副委員長	山下 剛	四輪 R&Dセンター
委員	漆山 雄太	四輪 R&Dセンター
	佐藤 俊彦	四輪 R&Dセンター
	馬場 雅之	二輪 R&Dセンター
	塩崎 智夫	二輪 R&Dセンター
	塩見 和之	汎用 R&Dセンター
	永野 敬二	汎用 R&Dセンター
	藤平 徹	基礎技術研究センター
	金古 章	基礎技術研究センター
事務局	大塚 裕也	航空機エンジンR&Dセンター
	友永 久人	四輪 R&Dセンター
	白木 晶子	四輪 R&Dセンター
	石橋 正明	二輪 R&Dセンター
	杉本 康弘	汎用 R&Dセンター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪 R&Dセンター論文委員会
汎用 R&Dセンター論文委員会
四輪 R&Dセンター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジンR&Dセンター論文委員会
HRA 論文委員会
(HRA Technology Introduction Planning Committee)

編集後記

テクニカルレビューの編集方針を議論していると、論文とは何か？技術紹介とは何か？製品紹介との違いは何か？など、編集委員の各人各様のご意見を伺うことが出来る。似たような議論で、科学技術も議論される。科学とは何か？技術とは何か？通常は、境が明確でないため科学技術と言う言葉でまとめられたりする。

一般的には、科学は現象から定型化や定式化された技法を使って普遍性のある原理を発見しようとする試みであり、技術は科学・技芸を我々の生活に役立つ形で応用することのようである。我々の仕事は、お客様の役に立つように技術開発して製品化することなので、後者が主体となる。

ところが、技術開発や製品開発をしていると、いまだにさまざまな未知の現象を発見する場面に出くわしたりする。その現象はたとえば局所応力のような微細なものから、システムの最適化のような全般的なものまで、また領域も、性能、振動、騒音、燃焼、計測、制御、材料など多岐に及ぶ。

我々は技術を開発しているはずであるが、いつしか科学的に新たな現象を解明せざるを得なくなる場面に直面する場合も少なくない。そんなはずじゃあなかったのに、というところから解明する試みがスタートしたりする。その中には、将来の技術開発のヒントになる新たな発見が含まれていることもある。こういうところから革新的な製品につながる新技術が生まれてくると開発者も会社もお客様も元気になる。このような技術→科学→技術の議論が出来る場も提供できたらうれしいと思い、テクニカルレビューの編集活動を続ける所存である。

—(塩 見)—



Honda R&D Co., Ltd.