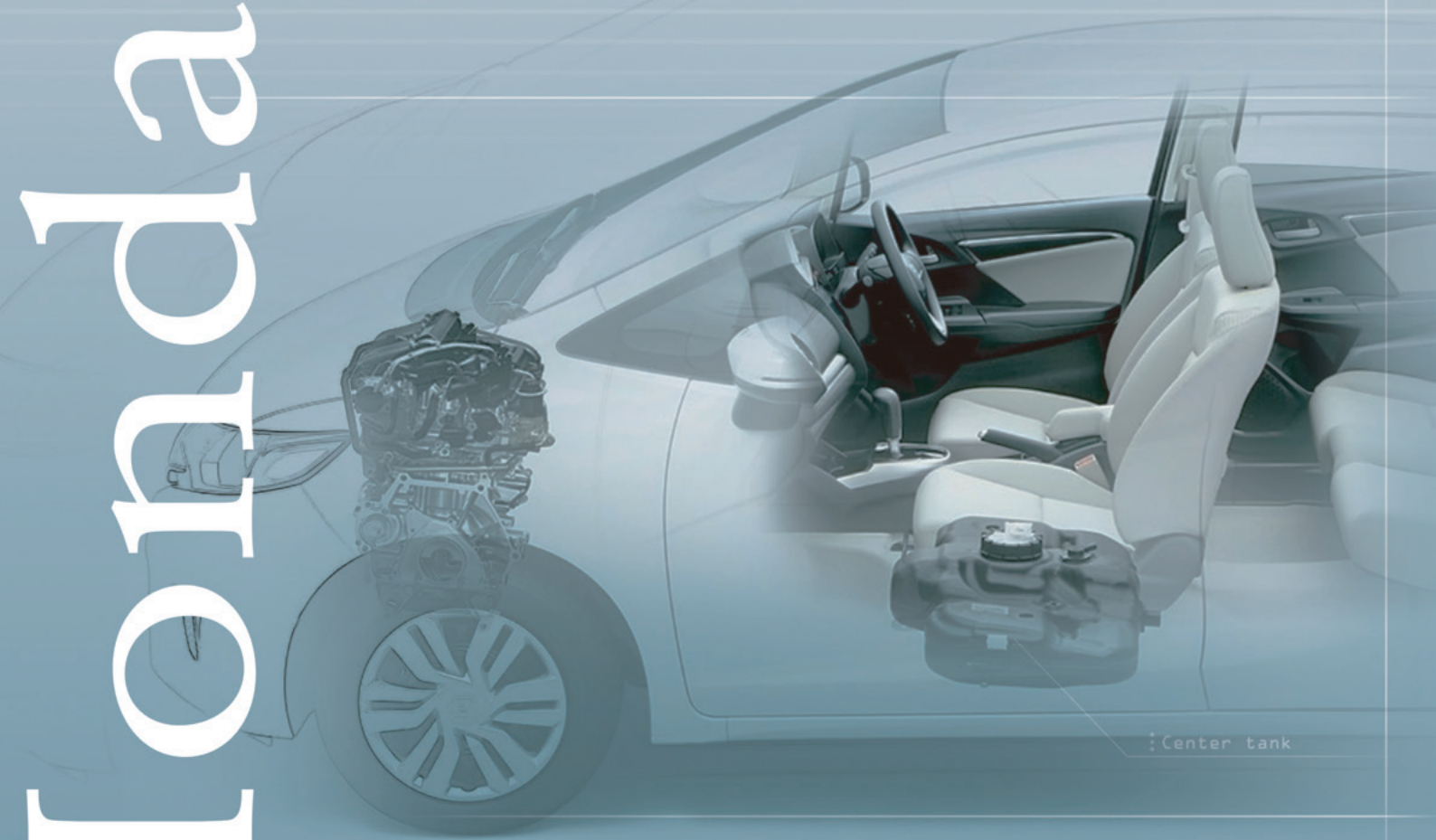
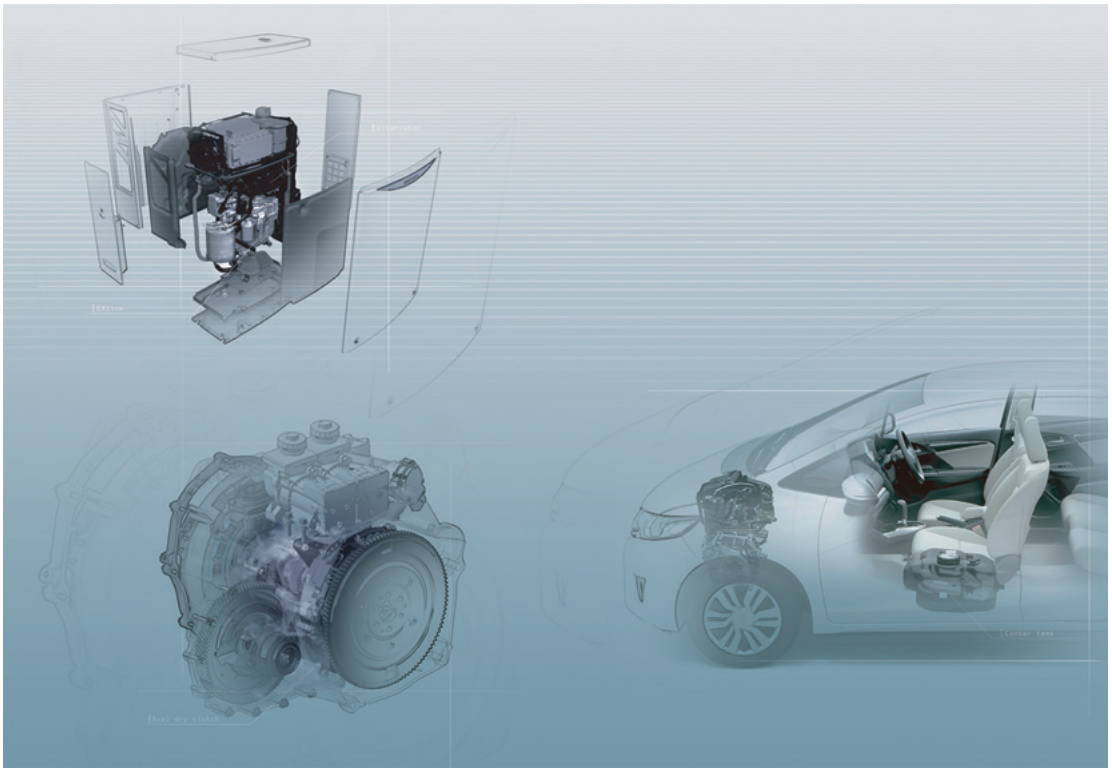
ISSN 0915-3918

Honda R&D

Technical Review
Vol.26 No.1



April 2014



表紙の言葉

ホンダの製品には社員の夢が詰まっています。

「こんなものがあったら楽しい！こうやって使って欲しい！」
「少しでも環境にいいものをつくりたい。」
「高品質、安全なものを提供したい。」

そんな一人ひとりの思いが乗り、小さな部品ひとつをとっても吟味され、世に送り出されています。
私たちの夢から生まれた製品が、世の人の夢をかなえる力の一端になれれば幸いです。

表紙デザインは、論文中で扱っている製品や部品をクローズアップし、先進かつ技術的な印象でまとめています。
夢の詰まった一冊をどうぞお楽しみください。



四輪R&Dセンター
佐川 正浩

Technical Review
Vol.26 No.1

April
2014

Honda R&D

目　次

技術紹介

◇ 新しいHondaデザインの考えに基づいた2014年モデルFITのデザイン……北島義也・村川　淳……1

◇ Honda Smart Home Systemの開発……津野康一・小谷尚史・土橋　学
小出文隆・福重貴浩・有吉斗紀知……11

◇ 次世代直列4気筒エンジン用高機能ECUの開発……村上　真・山中竜夫・貝谷泰正……17

◇ SPORT HYBRID i-DCD用IPUの開発……小林紀久・金森伊織……22

◇ SPORT HYBRID i-DCD用7速デュアルクラッチトランスミッションの開発
河合則和・太田浩司・政岡泰行
小西弘順・小林平典……27

◇ 高効率金属ベルト式CVT変速機構の研究……一條秀治・矢ヶ崎　徹・安藤大起
坂上恭平・隅田聡一朗……33

◇ グローバル小型車用新CVTの開発……神田知幸・戸塚博彦・大沼正志
首藤憲正・平田智宏・小形卯京……40

◇ Agile Handling Assistの開発……小島武志・二村知幸・大村一剛……46

◇ プリント基板におけるノイズ低減設計……南保貴志……55

◇ 軽量触媒コンバータ用材料の開発……鈴木　治……61

◇ 排気バルブ用低ニッケル耐熱材料の開発……露無崇志・植田茂紀・大崎元嗣
都地昭宏・大石勝彦……67

◇ 2014年モデルFITの空力開発……町田健太郎・金子宗嗣・小只輝将
村川　淳・小川　厚……73

◇ 2013年モデルAccordおよびAccord Hybridの空力開発……中村大輔・大西康之・竹原由泰……80

◇ CPMを用いたサイドカーテンエアバッグ展開シミュレーション技術の開発
菅谷尚貴・井村和郎・前　博行……87

◇ 中国における電気自動車需要の調査……恒石淳哉・髙須賀祥隆・髙橋佳子……94

論文

◇ バイオエタノール含有燃料を有効利用するエンジン制御の研究 .....黒谷忠司･葛岡浩平･工藤洋嗣 102

◇ 前後輪回転速度差に基づく AWD 駆動力配分の最適化 .....大八木翔一･関　孝幸 110

◇ レアメタルレス高強度浸炭ギヤ材の開発 ..... 二宮彬仁･岡田善成
堀本雅之･前田修作 116

◇ 二輪車用エアバッグのための２センサ衝突判定手法の開発 ..... 小林祐樹･眞壁　巧 122

◇ 官能評価手法に基づいたシート用ポリウレタンフォーム設計手法による高性能ポリウレタンフォームの開発
石井直人･松本伴紀･青　励 129

◇ 燃料電池電気自動車用 Type3 高圧水素タンクの寿命設計法と評価法 .....金﨑俊彦･間野覚文･宮川一夫
林　登･小川武史 139

◇ 変動風況下における風車翼断面形状のロバスト最適化 ..... 立川浩幹･Daniele Schiavazziz
有馬敏幸･Gianluca Iaccarino 148

◇ 電磁場の逆問題解析システムの開発 .....春松正敏･八代勝也･関原謙介 154

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ 2014 Model Year FIT Design Based on New Honda Design Concept
. . . . . Yoshiya KITAJIMA・Atsushi MURAKAWA 1

◇ Development of Honda Smart Home System . . . . . .Koichi TSUNO・Takafumi KOTANI・Manabu DOBASHI
. . . . . .Fumitaka KOIDE・Takahiro FUKUSHIGE・Tokitomo ARIYOSHI 11

◇ Development of Highly Functional ECU for Next Generation of Inline-four Engines
. . . . . .Makoto MURAKAMI・Tatsuo YAMANAKA・Yasumasa KAITANI 17

◇ Development of IPU for SPORT HYBRID i-DCD . . . . . Norihisa KOBAYASHI・Iori KANAMORI 22

◇ Development of 7-speed Dual Clutch Transmission for SPORT HYBRID i-DCD
. . . . . .Norikazu KAWAI・Koji OHTA・Yasuyuki MASAOKA
Hiromichi KONISHI・Heisuke KOBAYASHI 27

◇ Study of High-efficiency CVT Shifting Mechanism Using Metal Pushing V-belt
. . . . . Shuji ICHIJO・Tooru YAGASAKI・Taiki ANDO
Kyohei SAKAGAMI・Soichiro SUMIDA 33

◇ Development of New CVT for Global Compact Car
. . . . . .Tomoyuki KANDA・Hirohiko TOTSUKA・Masashi OONUMA
Norimasa SHUDO・ Tomohiro HIRATA・Ukyo OGATA 40

◇ Development of Agile Handling Assist
. . . . . .Takeshi KOJIMA・Tomoyuki FUTAMURA・Kazutaka OHMURA 46

◇ Noise Reduction Design in Printed Circuit Boards. . . . . .Takashi NAMBO 55

◇ Development of Material for Lightweight Catalytic Converter . . . . . Osamu SUZUKI 61

◇ Development of Low-Nickel Heat Resistance Alloy for Exhaust Valves
. . . . . Takashi TSUYUMU・Shigeki UETA・Mototsugu OSAKI
Akihiro TOJI・Katsuhiko OHISHI 67

◇ Aerodynamic Development of 2014 Model Year FIT
. . . . . .Kentaro MACHIDA・Munetsugu KANEKO・Terumasa KOTADA
Atsushi MURAKAWA・Atsushi OGAWA 73

◇ Aerodynamic Development of 2013 Model Year Accord and Accord Hybrid
. . . . . .Daisuke NAKAMURA・Yasuyuki ONISHI・Yoshiyasu TAKEHARA 80

◇ Development of Side Curtain Airbag Deployment Simulation Technology Using CPM
. . . . . Hisaki SUGAYA・Kazuo IMURA・Hiroyuki MAE 87

◇ Investigation of Demand for Electric Vehicles in China
. . . . . Junya TSUNEISHI・Yoshitaka TAKASUKA・Yoshiko TAKAHASHI 94

Technical papers

◇ Research on Engine Controll to Make Effective Use of Bioethanol-Blend Fuels
. . . . . Tadashi KUROTANI・Kohei KUZUOKA・Hirotsugu KUDO 102

◇ Optimization of Driving Force Distribution Control in All-Wheel Drive Based on Wheel Rotation Speed Difference Between Front and Rear
. . . . . Shoichi OHYAGI・Takayuki SEKI 110

◇ Development of Carburized High-strength Gear Steel with Less Rare Metals Added
. . . . . .Akihito NINOMIYA・Yoshinari OKADA
Masayuki HORIMOTO・Syusaku MAEDA 116

◇ Development of Two-sensor Crash Detection Method for Motorcycle Airbag System
. . . . . Yuki KOBAYASHI・Takumi MAKABE 122

◇ Development of High-performance PUF and Organoleptic Evaluation of Polyurethane Foam for Car Seat
. . . . . Naoto ISHII・Tomoki MATSUMOTO・Tsutomu AO 129

◇ Life Design and Evaluation Method of Type 3 High-Pressure Hydrogen Tank for Fuel Cell Electric Vehicle
. . . . . .Toshihiko KANEZAKI・Satomi MANO・Kazuo MIYAGAWA
Noboru HAYASHI・Takeshi OGAWA 139

◇ Robust Optimization for Windmill Airfoil Design under Variable Wind Conditions
. . . . . Hiroki TACHIKAWA・Daniele Schiavazziz
Toshiyuki ARIMA・Gianluca Iaccarino 148

◇ Development of Inverse Problem Analysis System in Electromagnetics
. . . . . Masatoshi HARUMATSU・Katsuya YASHIRO・Kensuke SEKIHARA 154

新しいHondaデザインの考えに基づいた2014年モデルFITのデザイン

2014 Model Year FIT Design Based on New Honda Design Concept

北島義也* 村川淳*
Yoshiya KITAJIMA Atsushi MURAKAWA

要旨

今回のフルモデルチェンジで3代目となる2014年モデルFITは「The World Best Functional Compact」をグランドコンセプトに空間，燃費，かっこよさ（デザインと走り）を兼ね備えた世界でもっとも便利で使えるコンパクトカーを目指して開発した．

2014年モデルFITのデザインはHondaデザインの新たなコンセプト「Exciting H Design」を取り入れた第一弾となる．

「Exciting H Design」とは人間中心のマンマキシマム，メカミニマム思想を核に，人に優しい先進性をあらわす「High Tech.」，動きのある骨格をあらわす「High Tension」，五感に響く質感をあらわす「High Touch」の三つから構成される．

「Exciting H Design」のコンセプトを取り入れることで，世界の中でより強い個性と存在感を主張することができる2014年モデルFITのデザインが実現できた．

ABSTRACT

The 2014 model year FIT is the third generation of the model having undergone a full model change. Under the grand concept of “The World Best Functional Compact”, it was developed with the aim of making it the world’s most convenient compact car to use by offering exceptional space, fuel economy, and coolness (design and cruising).

The design of the 2014 model year FIT is the first to incorporate the new Honda design concept, “Exciting H Design.”

“Exciting H Design” consists of three facets: “High Tech” (people-friendly advanced technology built on the human-centered “Man Maximum, Machine Minimum” concept), “High Tension” (dynamic-looking framework), and “High Touch” (texture that appeals to the senses).

By incorporating the “Exciting H Design” concept, Honda has achieved a 2014 model year FIT design capable of asserting stronger individuality and presence in the world.

1．はじめに

2001年モデルFit(初代Fit)は，センタータンクレイアウトという革新的なパッケージング技術を核にスモールカーに「革新」を起こし，2008年モデルFIT（2代目FIT)は初代Fitの良さを引継ぎながら全方位で進化した．世界的な広がりをみせているダウンサイジングの流れと共に大ヒットを続け，現在世界123ヶ国，世界販売累計が487万台にも及ぶ，大変多くのお客様に愛され続ける商品となった．

3代目となる2014年モデルFIT（新型FIT)は世界的ロングセラー商品のスーパーカブのように人々の身近で暮らしを支え，お客様の毎日に喜びをもたらす世界のベーシックカーとして創造したいと考え，「The World Best Functional Compact」(Fig. 1)をグランドコンセプトとした．

スモールカーの普遍的な価値を空間，燃費，かっこよさに定め，それぞれを驚きのレベルにまで引き上げることを目指し開発をおこなった．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_1

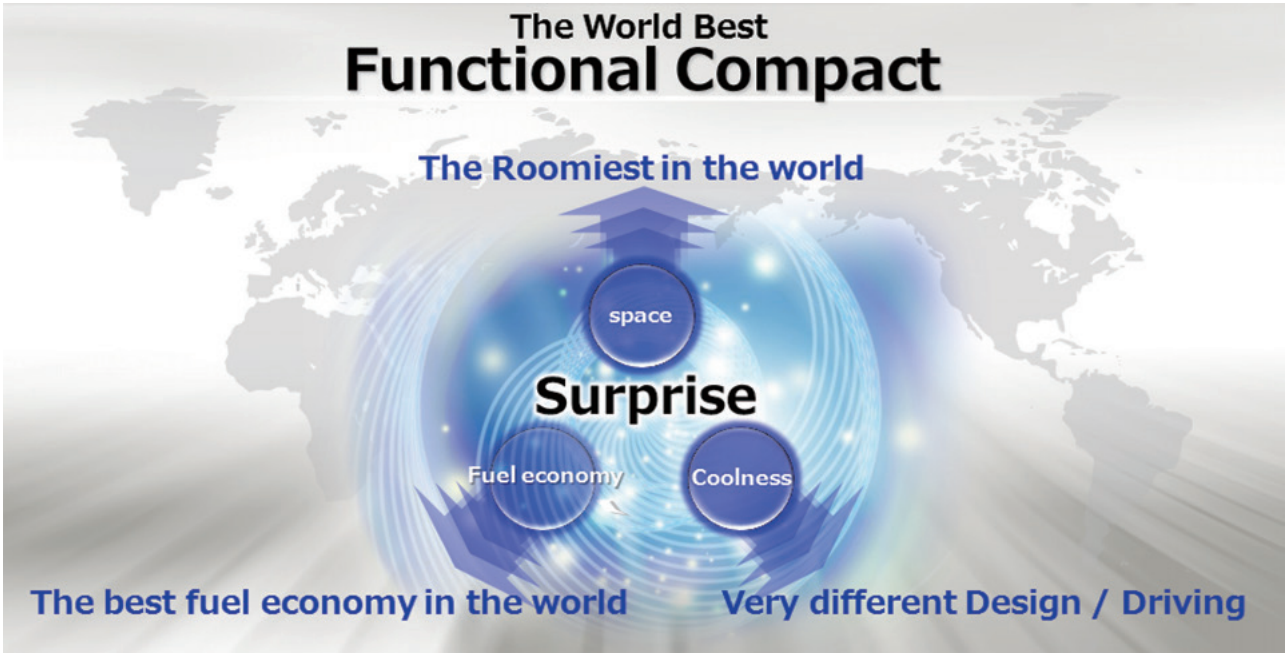


Fig. 1　Grand concept

2．デザインコンセプト

世界的なスモールカー市場の拡大で競争が激化する中では，デザインは埋没しない強い独自性が必要である．そこでHondaデザインの新たなコンセプト，人に優しい先進性をあらわす「High Tech.」，動きのある骨格をあらわす「High Tension」，五感に響く質感をあらわす「High Touch」の三つから構成された「Exciting H Design」(Fig. 2)の考えを取り入れて，エクステリアデザインのコンセプトは「CROSSFADE MONOFORM」(Fig. 3)，インテリアデザインのコンセプトは「Sophisticated Futuristic Cockpit」(Fig. 4)に定めた．

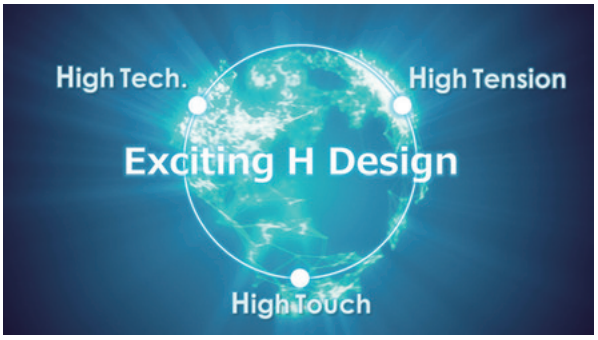


Fig. 2　Exciting H Design



Fig. 3　CROSSFADE MONOFORM

グローバルで強い独自性を表現するために，新しいHonda車の統一されたフェイスデザイン，ソリッドウイングフェイスの採用や先進インタフェースによる「High Tech.」，ダイナミックな塊感やパーソナルなコックピット骨格の「High Tension」，スモールクラスを超えた高い質感を持つ「High Touch」を実現した．

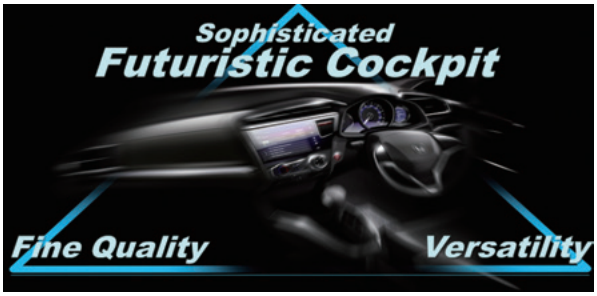


Fig. 4　Sophisticated Futuristic Cockpit

3．パッケージレイアウト

新型FITのパッケージコンセプトは「SMALL MAX PACKAGE」(Fig. 5)に定め，マンマキシマム，メカミニマム(MM)思想というHonda伝統の開発思想のもと，さらに空間効率を高め，初代Fit，2代目FITを超える広々とした室内空間を確保することを目指した．

2代目FITに対し全長で55 mm，ホイールベースを30 mm延長した上で乗員前後方向の距離(タンデムディスタンス)をホイールベース延長分以上の80 mm拡大した．リ

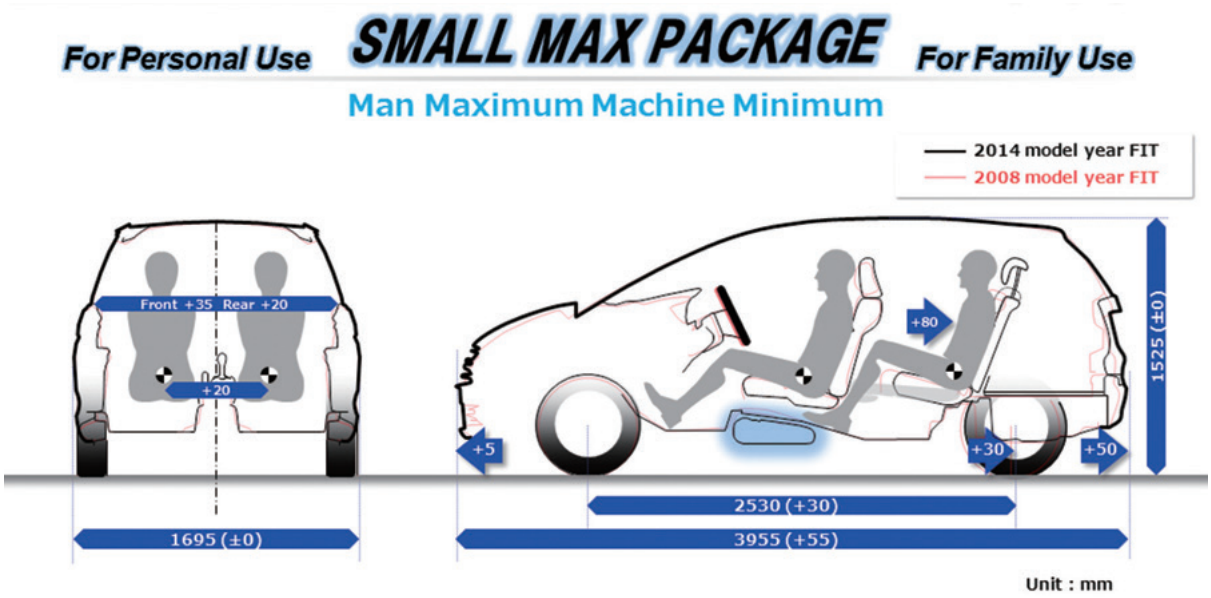


Fig. 5　Package concept

ヤサスペンションの前後長短縮によりリヤ席を設置するクロスメンバを後方へ移動し，リヤホイールアーチのフランジ短縮化やリヤドアの開口拡大により，リヤ席の乗り降りのしやすさを損なうことなくタンデムディスタンスを拡大した．

幅方向の室内空間も全幅は２代目 FIT と同じとしながらもドアライニングの形状，サイドウインドウの配置を変えることで乗員肩まわりの広さを拡大した．乗員間の横方向の距離（カップルディスタンス）は 20 mm 広げながら，肩まわり広さも前席で 35 mm，後席で 20 mm 拡大することで２代目 FIT を超える広々空間を達成した．

4．エクステリアデザイン

エクステリアデザインでは新型 FIT のグランドコンセプトである「The World Best Functional Compact」を表現するために，広い空間と便利さの象徴である一筆描きのようなデザイン（ワンモーションシルエット）を初代 Fit，２代目 FIT から受け継いだ．

先進技術の象徴である短いエンジンフードとスムーズに連続したキャビンで構成された上半身の塊と，タイヤを強調するしっかりとした下半身の塊がぶつかり合って融合する「CROSSFADE MONOFORM」をコンセプトに，クラスを超えた車格感と世界で通用する移動体としてのダイナミックさを追求した．また，新型 FIT から始まる「Exciting H Design」のもとに，「High Tech.」，「High Tension」，「High Touch」の三つの要素を取り入れ，存在感を強く示すデザインを目指した（Fig. 6）．

「High Tech」は，新しいデザインアイデンティティとしてソリッドウイングフェイスの具現化を目指した（Fig. 7）．これは新型 FIT に搭載している EARTH DREAMS TECHNOLOGY によるクラス最高水準の燃費を誇る革新パワートレインを表現する役割を持っている．

新型 FIT のフロントフェイスデザインについては，ソリッドウイングフェイスの考えをもとに日本だけではなくグローバルで通用する表情を目指してデザインをした．初代 Fit から２代目 FIT まで続いていた愛らしい小動物の表情から，小さくても精悍でたくましいライオンの子供の

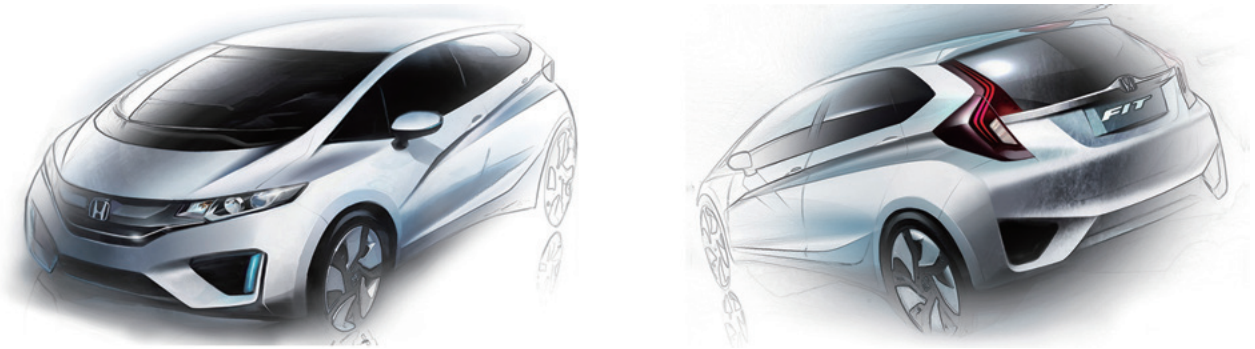


Fig. 6　Final exterior rendering

ような表情をねらいとした (Fig. 8). これには世界の厳しい競争社会で勝ち残るための独自性と強さを持たせるねらいがあった. 独自性を強調するにあたり, 横長でシャープな印象を生み出す天地の薄いヘッドライトと, レンズと質感を合わせたフロントグリルを連続して配置することでダイナミックなイメージと先進性を表現したフロントデザインとした.

ソリッドウイングフェイスは「H」マークエンブレムを中心にして羽を両脇に広げているイメージであり, Honda の先進技術が世界中に羽ばたいていって欲しいという願いが込められたものである. 羽ばたきを表現するにはフロントグリルからヘッドライトまでをひとつの繋がりとしてデザインする必要があった. ヘッドライト表面のレンズの質感とフロントグリルの質感を近づけるアイデアが不可欠であるが, 単純に同じ質感にするにはフロントグリルの部品構成をヘッドライトと同じようにレンズとメッキ蒸着されたハウジングという部品構成にすれば可能である.

しかし質感は揃うのだが重量やコストが一般のフロントグリルに比べ倍以上になり, 新型 FIT に求められている燃費性能や価格面に影響を及ぼしてしまう恐れがあった. そこで, より軽量でコストを抑えながらねらっている質感を実現できないかと考えた結果, フロントグリル表面を 3 mm 厚のスモークアクリルプレート (透過性のあるもの) にし, その裏側からメッキ蒸着に見えるミラーインク塗装を施した. そのためレンズ越しにメッキ層が見えるというヘッドライトの構成部品に近い見え方が可能となった. さらにアクリルプレートの裏面にかまぼこ状の凸をつくることで, 表から見ると 3 mm 厚のプレートとは思えない奥行きを持った高い質感のフロントグリルが実現できた.

先進性の表現としてはフロントとリヤのバンパデザインにも意思を込めており, レイヤードウイングという羽と羽が重なり合うモチーフで表現した. これは新しいスポーティ感の表現を目指しており, 従来のパワーを見せつけるものではなく, 自然界にある風を利用して推進力を生み出していくイメージを目指した. またフロントバンパのセンタ開口部分とバンパ下端までをすべて黒いパーツにすることで, バンパの立体的な奥行きを持ったウイング形状をより際立たせた存在に見せている (Fig. 9).

リヤ側にも先進性を感じさせる特徴をリヤコンビランプとテールゲート側に配置されたリッドランプで表現した. LED を光源としたライン状に発光する 2 本の導光チューブを使い, テールランプとして光らせることで周囲が暗くなってもひと目で新型 FIT だと認識できる先進的で存在感のあるデザインを実現した (Fig. 10).

「High Tension」は, 初代 Fit, 2 代目 FIT から受け継いだワンモーションシルエットをダイナミックに見せることで, 鍛え抜かれた美しいプロポーション, アスリートフォルムの実現を目指した.

サイドビューのシルエットでは, 世界中を駆け回る新型 FIT としてお客様に安心して乗ってもらうための強さや安心感が必要だと考えた. 特徴である短いエンジンフード長を強く見せる手法として, ヘッドライトを低い位置に設定しエンジンフード先端の高さを高く配置して厚みを増やした. 走り抜ける際の力強さや見た目上の安心感を兼ね備えた表現とした.

高いエンジンフード先端から一筆書きで繋がっていく



Fig. 7 Front face identity



Fig. 9 Layered wing bumper

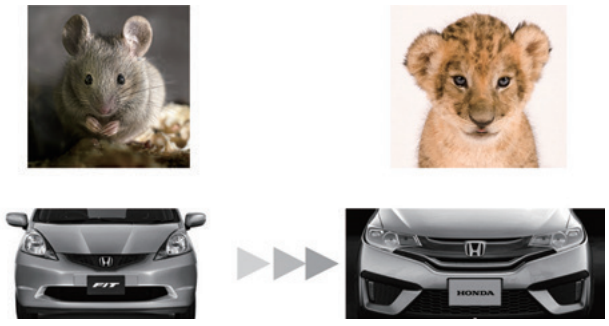


Fig. 8 Change in facial expression



Fig. 10 Rear design

ルーフラインにもダイナミックに見せる手法を取り入れた．ルーフラインの一番高い位置を前席の頭上に設けて，そこから後席の頭上やルーフエンドへと徐々に下がりながら後方へ抜けていくラインで，流麗でありながら前へ進もうとする動体としての動きを持ったルーフラインを表現している (Fig. 11)．実際にこのシルエットの造形は，空力性能の向上に貢献している部分でもある．またサイドから見たリヤエンドのシルエットにも動きを持たせる手法を施した．テールゲートにあるリヤウインドウの上端を前方にもって行きウインドウを前傾形状とすることで，ルーフラインと共に塊が前へ突き進んでいくようなサイドビューシルエットを実現した．ダイナミックさをさらに強調させるポイントとして，斜め前から見たときの前廻りと斜め後ろから見たときの後ろ廻りに動体表現を取り入れた．

前廻りは，横長のソリッドウイングフェイスと広がりのある豊かなエンジンフード面，立体感のあるフロントフェンダを作ることでダイナミックな表現を目指した．2 代目 FIT はフロントフェンダ上面にまで大きく食い込むような大きなヘッドライトが配置されていた．そのためフェンダのデザインはボデーの側面だけで表現されていて造形自由度が少なかった．そこで新型 FIT はソリッドウイングフェイスを採用することで，ヘッドライトがフェンダ上面にまで食い込むことも無く，上面と側面をもった立体的なフロントフェンダ (Fig. 12) を実現することができ，クラスを超えるダイナミックさとワイド感を表現することができた．

後ろ廻りは，躍動感を表現するために上側と下側の二つの塊で構成した．上側のキャビンの塊は，キャビンを絞り込むことで広い空間のワゴンイメージを緩和させることをねらいとした．下側のボデーの塊は，上側との対比で外側に大きく張り出して見せることで走りの安定感を表現するねらいがある．安定感を出すために，キャビンよりタイヤを外側に配置して，タイヤが踏ん張って見える骨格にした．踏ん張ったタイヤと共に，ボリュームのあるリヤバンパ部分は彫りの深い造形にすることで，力強さだけではなくスモールカーらしい軽快な走りのイメージも作り出している (Fig. 13)．上下二つの塊の構成はエンジンフードからテールゲートに至るまで，クラスを超えた豊かな造形面を生み出し，車本来の魅力である，ダイナミックさやパフォーマンスを感じさせる骨格や構成を実現した．

「High Touch」は，5 ナンバサイズ (全幅 1695 mm) という限られたサイズの中で，人の心をひき付ける彫りの深い抑揚のある面質を実現するドラマチックサーフェイスを目指した．ドラマチックサーフェイスとは，シャープなエッジと豊かな面質が融合することで，メリハリと変化に富んだ面質表現を目指している．

フロント廻りは，フロントピラーがエンジンフード面に勢い良く切り込んでいくシャープなエッジラインと，そのエッジと融合するフロントピラーの根元にある立体的で抑揚のある面質の変化で表現した．クレイモデルで幾度となく熟考を重ねながら，大きなキャビンを力強く支えながらダイナミックな勢いと色気を感じる面質を実現した (Fig. 14)．

ボデーサイド廻りは，パッケージレイアウトとメカレイアウトとのせめぎ合いであった．パッケージレイアウトでは空間の拡大を目指したために，全幅に限りがある新型 FIT では外側と内側のあいだの壁の厚みが薄くなっていた．壁が薄いということは，エクステリアデザインのデザインスペースやメカレイアウトのスペースも減少していることを意味している．メカレイアウトでは，ドアのヒンジ廻りと衝突に対応したビーム，それにサイドウインドウの昇降軌跡やドアハンドルの位置などの複数の要素が関係して，レイアウトを常に確認しながらのデザイン作業となった．メカレイアウトとの干渉を回避するためのデザイン線を，細いラインテープを使ってフルサイズのクレイモデル



Fig. 11　Side view silhouette



Fig. 12　Front fender



Fig. 13　Rear design



Fig. 14 Engine food design



Fig. 15 Side panel design

上にラインを引き，そのラインをガイドにしてクレイを盛り付けたり削ったりして造形をおこなった．造形を終えるとクレイモデルにシルバのフィルムを貼り込み，屋外でモデルの見え方や改善箇所の確認をおこなった．その後，測定器でモデルを測定しメカレイアウトやパッケージレイアウトとの干渉度合いを確認する，といった作業を延々と繰り返した．

特にサイドパネルの抑揚のあるデザインと，ドアヒンジのメカレイアウトの成立性は難しかったが，サイド廻りのドラマチックサーフェイスを表現するボデーセクションなだけに，こだわりながら造形した．彫りの深いキャラクターラインの溝から鋭角な折れで外側に出て，そこから下側へ向かって膨らみをつけながら内側に強めに入り込み，緩やかな曲率で外に出てまた折れをつけて内側に入っていくというメリハリの強いボデーセクション（Fig. 15）と，センタピラーにある上下に配置されたドアヒンジの下側が常に干渉もしくは飛び出るという状況だった．このメリハリを強めたセクションの実現は新型FITの躍動感を左右する重要なポイントである．そこでデザインでは折れのラインとドアヒンジの最適な位置を検討するために，ボデーサイドにあるすべてのラインや面のバランスを取り直し，必要に応じてサイドビューのシルエットにまで及ぶバランスの取り直しをおこなうことで，全幅1695 mmとは思えないメリハリと変化に富んだ面質を実現させた．これによりスモールカークラスを大きく超えたダイナミックさと高いクォリティーを持った新型FITのエクステリアデザインが完成した（Fig. 16）．

5．インテリアデザイン

インテリアデザインでは運転に集中できる先進インタフェースとそれを包み込む造型を質感高く表現する「Sophisticated Futuristic Cockpit」をコンセプトに「Exciting H Design」の三つの要素「High Tech.」「High



Fig. 16 Exterior design



Fig. 17　Final interior rendering

Tension」「High Touch」を取り入れて，スモールクラスを超えた先進性と上質さを表現した (Fig. 17)．

「High Tech.」は，先進技術を取り入れ，見やすく使いやすいアドバンスドインタフェースを追求した (Fig. 18)．スピードメータの目盛と数字を大きくし，独立した大型のインフォメーションディスプレイをメータ右側に配置して，先進性と瞬間認知性を高めた．

スピードメータ中央部には，虚像式のブルーのリング (Fig. 19) が浮かび上がり，先進感あふれるデザインとした．メータの指針中心部より乗員側にブルーの光源を配置し，それをスピードメータの文字盤に向けて照射する虚像方式で，ブルーのリングが実際の寸法以上に遠くに表示されることで，奥行き感のある先進的な見え方を達成した．

センタパネル部においてはナビゲーションシステムとフルオート・エアコンディショナを静電式のタッチパネルに採用してタップ，フリック操作などスマートフォン同様の軽いタッチで直感操作を実現した (Fig. 20)．

フルオート・エアコンディショナの下部に横一文字のシ



Fig. 18　Advanced interface



Fig. 19　Meter panel



Fig. 20　Center panel

ルバ加飾を設けているが，その表示の位置に合わせてさりげなく凹凸を設けている．これは指で触った時にスイッチの位置を探れるようにと工夫した所である．

「High Tension」は，スポーティでエモーショナルなパーソナルコクピットを目指して，操作，表示系をドライバ席に集中配置する構成とすることで実現した．

ドライバ席正面のメータパネルを中心に，左右に伸びる金属調加飾をあしらったアウトレットを配置した造形でドライバ中心のインストルメントパネルデザインを強調した．

センタパネルを乗員側に傾けることでドライバが運転中にも操作しやすい，パーソナルコックピット空間を表現した．運転に集中できる，すっきりとした視界を確保するためにインストルメントパネル上面をクリーンな面で造型するとともに，ワイパの停止位置をフロントフード下に設定した．ドアミラーはボデー付けとすることでフロントクォータウインドウ枠の凹凸を無くすことを実現した．

「High Touch」は，素材感を重視した丁寧なつくり込みで，隅々まで手が込んでいる感のあるクラフトマンシップを表現した．

加飾パーツの価値を高めるために，素材感と一致する造形を追及した．メータパネル両脇やステアリング，シフトパネル，ドアライニングの金属調加飾部分はシャープな造形でより硬質に表現した (Fig. 21)．インストルメントパネルの助手席側ミドル部はソフトパッドパネルを採用し，張りのある豊かな面にしながらステッチ表現を施すことで，柔らかさと高い質感が伝わる造型とした．ソフトパッドパネル下にも金属調加飾を配置することで柔らかさと硬質さ，それぞれの素材感を対比してお互いの質感を際立たせ，高め合うデザインにした (Fig. 22)．

このように一つひとつの丁寧なつくり込みで高い質感を実現した (Fig. 23)．



Fig. 21 Silver decoration panel



Fig. 22 Soft pad panel



Fig. 23 Interior design

6．カラーデザイン

6.1 エクステリア

エクステリアカラーは，お客様一人ひとりの個性にフィットした EXCITING カラーとした．

お客様のさまざまなライフスタイルに合わせて元気フレッシュカラー，洗練パーソナルカラーをキーワードに 5 色の新色を含め，11 色のカラーラインナップを設定した．

元気フレッシュカラーではユニークな色域と新しい質感にこだわり，インパクトのある明快なキャラクタ性を持たせた色調とした．ハイブリッドテーマカラーの VIVID SKY BLUE P. は雲一つない青空の爽快感をソリッドライクな細かなパールと高彩度ブルーで表現し，環境により配慮した先進性と力強い走りの両立をイメージさせる色とした．

ATTRACT YELLOW P. は街で見掛けた時に誰もが振り返る，ハッとする鮮やかなビビッドカラーを目指した．新型 FIT が持つ軽やかで若々しさを最大限に生かすために高彩度の緑味イエローを選定し，3 コートパールを用いダイナミックな形状を強調する上質な立体感を表現した．

洗練パーソナルカラーでは幅広い年代のお客様のし好性を考慮した大人の感性に訴える洗練された色調の 3 色を新規開発し，既存色を 1 色プラスした 4 色を設定した (Fig. 24)．

6.2. インテリア

インテリアカラーは，お客様一人ひとりの個性にフィットしたハイクラスな高質感コーディネートをコンセプトに，触って気持ちよい本物らしい素材感にこだわり，真の上質感を追求した．

黒を基調とした内装カラーはアルミの質感を表現した高輝度シルバ加飾が浮かび上がるメリハリの効いた空間となるようにモノトーンで構成した．

インストルメントパネルのミドル部には，やわらかな革素材のソフトパッドを採用し，クラスを超えた上質感を演出した．シートファブリックは，やわらかな触感と汚れにも配慮した織物を中心に幅広いお客様のし好性を考慮した色，柄を施しそれぞれのグレードで表現した (Fig. 25)．



Fig. 24　Exterior colors

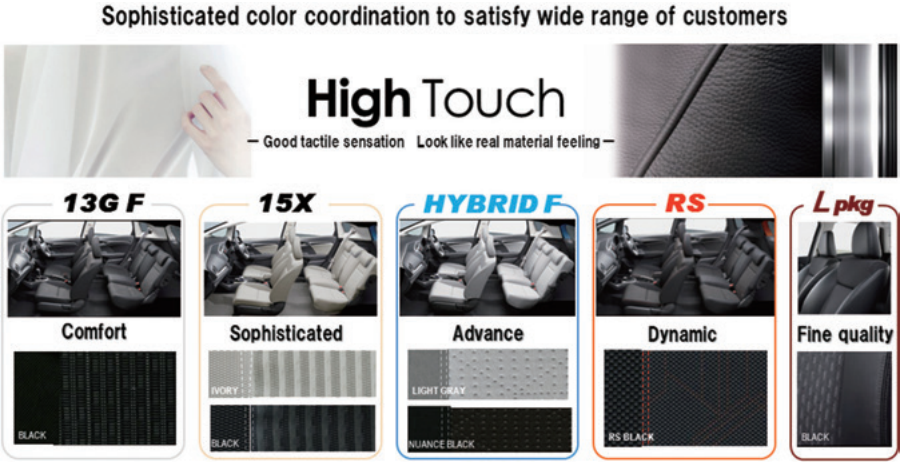


Fig. 25　Interior colors

7. まとめ

スモールカーのあたらしい基準となることを目指し，新型FITは機能性，デザインすべてを格段に進化させた．「Exciting H Design」と共に，世界中で強い個性と存在感を主張する新しいHondaデザインアイデンティティの第一弾として認知されながら，多くのお客様の生活にフィットし愛され続けることを願っている．

■著　者■



北島義也



村川　淳

Honda Smart Home System の開発

Development of Honda Smart Home System

津野康一* Koichi TSUNO
小谷尚史* Takafumi KOTANI
土橋学* Manabu DOBASHI
小出文隆* Fumitaka KOIDE
福重貴浩** Takahiro FUKUSHIGE
有吉斗紀知** Tokitomo ARIYOSHI

要　旨

家庭生活で排出される CO_2 に対し 2000 年比半減を目指した Honda Smart Home System を開発した. Honda Smart Home System は創エネルギー機器として太陽光発電パネルとガスコージェネレーションシステム, 蓄エネルギー機器として次世代モビリティである電気自動車のバッテリを利用し, 熱と電気のエネルギーを統合マネージメントしている.

Honda Smart Home System では Honda 独自の通信システムであるインターナビシステムの車両バッテリ情報とナビゲータ情報を利用している. クラウドサーバはインターナビ情報と家の電熱情報を集結し, 家の需要予測を算出する. 需要予測結果に基づく運転指令により Smart e Mix Manager が動作し, CO_2 または光熱費を優先的に抑えるモードで高効率に運転できる仕組みを構築した. この仕組みにより車を使用した家庭生活から排出される CO_2 を 2000 年比半減達成の見込みを得た.

ABSTRACT

The Honda Smart Home System was developed with the aim of reducing CO_2 emissions from household living down to one-half the 2000 level. The Honda Smart Home System conducts integrated energy management of heat and electricity by using a solar power generation panel and a gas cogeneration system as an energy creation mechanism and using the battery of a next-generation electric vehicle for energy storage.

The Honda Smart Home System uses vehicle battery information and navigation data from Honda's proprietary Internavi communication system. A cloud server assembles the Internavi information with household heat and electric power information to calculate household demand prediction. The Smart e Mix Manager functions according to operation planning based on the demand prediction results, and it was configured to allow highly efficient operation in modes that give priority to either CO_2 emissions reduction or utility cost reduction. This method is expected to yield a reduction of CO_2 emissions from a household using a car by one-half relative to the year 2000.

1. まえがき

世界経済の発展に伴い温室効果ガスの総排出量は年々増加の一途を辿っており, 地球規模での気候変動やエネルギー問題が発生している. 独立行政法人国立環境研究所による最新の統計データによると 2011 年度の国内における温室効果ガスの中で 90% 以上を占める CO_2 の総排出量は 1990 年 (京都議定書の基準年) 比 8.4% の増加となっており, その内家庭部門では 15.2% (48.1% の増加), 運輸部門では 18.6% (5.9% の増加) を占めている[1]. 2013 年 11 月に開催された第 19 回国連気候変動枠組条約国会議 (COP19) にて日本政府は 2020 年に 2005 年比で 3.8% 削減するという方針声明を打ち出した (2015 年 3 月末までに国連に提出). この声明を達成するには家庭・運輸部門の CO_2 排出量削減が重要な課題である.

住宅業界では 2020 年までにネット・ゼロ・エネルギー・ハウスを標準的な新築住宅にすることを掲げている[2]. ネット・ゼロとは住宅の躯体, 設備の省エネ性能の向上, 再生可能エネルギーの活用等により, 年間での一次エネルギー消費量が正味 (ネット) でゼロまたはおおむねゼロとなることをいう. 一方で, 2011 年の東日本大震災による原子力発電所停止により電力不安が重なり, 住宅に対する安心, 安全への要望も高まっている. これらの要求を満たすために各社スマートハウス技術に取り組んでおり, 近年普及が始まっている.

Honda では, 家庭で生じる熱エネルギーの最適化と停電時の安心を両立するエコウィルプラス (エコウィルプラスは大阪ガス株式会社の登録商標) の構成要素である停電時

＊　汎用 R&D センター
＊＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_2

自立運転機能付き家庭用コージェネレーションユニットを 2012 年に販売開始している[3]．また，バッテリ搭載の次世代電動化モビリティである電気自動車（EV）やハイブリッド車（HEV），プラグインハイブリッド車（PHEV）等を販売している．これらの製品と自然エネルギー活用の太陽光発電（PV）パネルを組み合わせたシステムを構築した．車を使用した家庭生活から排出される CO_2 に対し 2000 年比半減を目指し，安全性と利便性を備え持つ Honda Smart Home System（HSHS）を開発したので報告する．

2．開発のねらい

HSHS の開発にあたっては，「自由な移動の喜び」と「豊かで持続可能な社会の実現」をコンセプトにモビリティを含めた家庭内のエネルギーマネージメントシステムの構築を目的とした．Fig. 1 に 2011 年度に家庭から発生された CO_2 排出量の内訳を示す[4]．CO_2 半減を達成するには熱と電気だけではなくモビリティも含めたすべての要素で低減させる必要がある．

本開発では下記二点をねらいとし，電動化モビリティと創蓄エネルギー機器（創蓄エネ機器）が効率的に家と融合することを提案する．

（1）電動化モビリティとエネルギー機器を家と繋げる統合パワーコンディショナを構築する．モビリティとしての機能を損なうことなく蓄エネルギー機器（蓄エネ機器）として EV のバッテリを適用可能な技術を構築する．

（2）インターナビ情報と家の電熱需要から家の需要予測をおこなう技術を確立する．予測に基づきエネルギー機器の運転計画を決定し，必要なエネルギーを家で作り出すようにすること（家産家消）で CO_2 半減を達成するシステムを構築する．

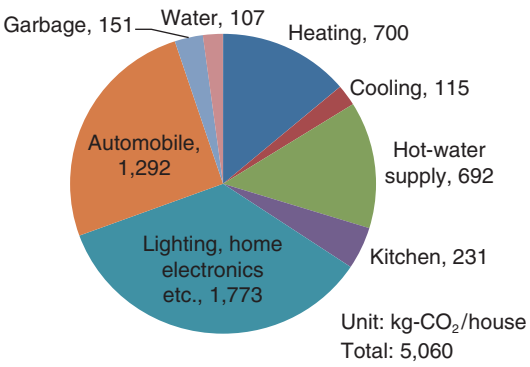


Fig. 1　CO_2 emissions from households (fiscal 2011)

3．HSHS システム概要

Fig. 2 に HSHS のシステム図を示す．HSHS を構成している創蓄エネ機器，Smart e Mix manager（SeMM），クラウドサーバはそれぞれ以下のような役割を果たしている．

（1）家庭用コージェネレーションシステム（MCHP）

ガスエンジン発電機にて電気を創り，エンジン排熱を回収して給湯器タンクで蓄熱可能なシステムである．発電出力 1 kW，熱出力 2.5 kW，総合効率 92% を家庭で活用できる．ガスエンジンを動力としているため，オンデマンドに発停することが可能である．熱に起因する CO_2 排出量が多い家庭部門において効果的な熱と電気の創エネルギー機器（創エネ機器）となる．

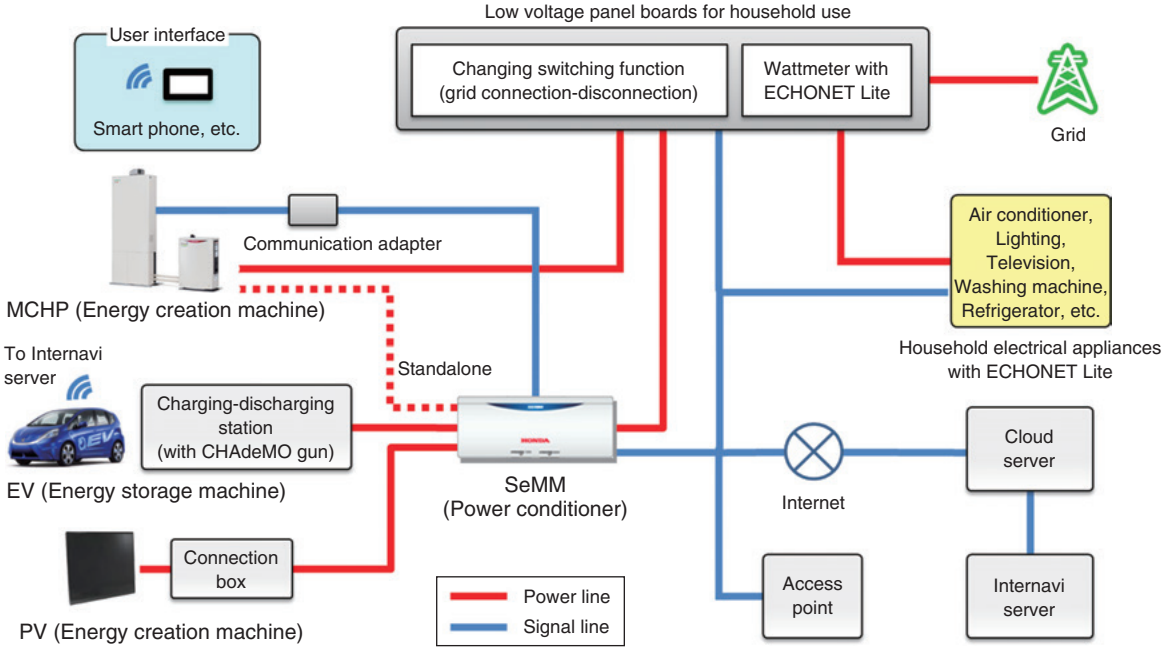


Fig. 2　System configuration of HSHS

(2) 太陽光発電 (PV) パネル

自然エネルギーである太陽エネルギーで発電する電気の創エネ機器となる．自然エネルギー起源のため CO_2 削減効果が大きい．売電することも可能であり，経済性メリットを有する．

(3) 電気自動車 (EV)

モビリティとしての使い方に加え，SeMM を利用することにより，在宅時には電気の創蓄エネ機器として有効活用する．深夜電力や家庭内負荷電力が少ないときの MCHP の余剰電力の蓄電が可能であり，家庭内または系統で電力が不足，停電している時に家庭内へ安定して給電することもできる．

在宅時間が不定期であるため，創蓄エネ機器として適用するためには正確な家への在宅時間予測と車両バッテリ情報が必要となる．

(4) SeMM

前述した三つの創蓄エネ機器を組み合わせたときに個々の特徴を最大限引き出すようにエネルギーのベストミックスをおこない，熱と電気を統合制御しているのが SeMM である．SeMM により系統連系し，発電，充放電，売電を制御することで家庭内のエネルギーマネージメントを実現している．機器の運転計画はクラウドサーバにて計算された運転計画により MCHP の運転時間と EV への充放電量を制御する．

停電時は SeMM と分電盤の組合せ動作により MCHP，PV パネル，EV の三つの創エネ機器を連携した電気を家庭内へ供給する．SeMM は常時系統状態を監視し，停電になった場合は自動的に自立発電に切り替わる．SeMM が分電盤に内蔵している連系 / 自立切り替えスイッチを開閉操作することでコンセントを挿し換えることなく使用することが可能である．自立発電出力を単相 3 線式 100 V/200 V とすることで停電時にも通常時同様の家電製品を使用することができる．

(5) クラウドサーバ

創蓄エネ機器の動作を最適化するためにクラウドサーバにて家庭内の熱と電気の需要予測，PV 発電量予測および EV の在宅時間予測を実施している．予測結果を元に MCHP の運転時間と EV バッテリへの充放電量を制御することでシステム高効率化を実現している．HSHS では家庭内の電力情報は分電盤から，熱情報は給湯器から，気象情報と車両情報およびナビゲーション情報をインターナビサーバから入手し，すべての情報をクラウドサーバへ蓄積している．SeMM は常時インターネットに接続し，Energy Conservation and Homecare Network (ECHONET) Lite[5] による家電との連携，ユーザインタフェースによる見える化を実現している．

本稿では，HSHS の特徴である SeMM による EV との連携技術および需要予測と最適制御によるシステム効率向上技術を紹介する．

4．開発技術の紹介

4.1. HSHS の EV 連携技術

HSHS では SeMM を用いることでモビリティの機能を損なうことなく EV のバッテリを蓄エネ機器として利用している点に特徴がある．定置型蓄電池の代替となるため，ユーザの初期投資を軽減することができる．以下の項で EV 連携システム概要，インターナビ通信による家と EV との連携技術について記述する．

4.1.1. SeMM による EV 連携システム概要

Fig. 3 に SeMM の簡易機能ブロック図を示す．PV パネルで発電したクリーンな電力を高効率に EV へ充電可能とするために DC リンク方式を採用した．独立した PV システムとの AC リンク方式と比べてインバータと整流器の二つの電力変換器を省略できるため高効率化が望める．さらに停電時も PV パネルの発電電力を最大限に利用することができるメリットもある．MCHP の自立発電出力を入力できるため，停電時に PV パネルが発電していない時間帯にも MCHP を動作させることで EV 充電が可能であり，緊急時の移動手段としての電気を蓄積することができる．

EV とのインタフェースは 2013 年 5 月に一般社団法人電動車両用電力供給システム協議会 (EVPOSSA) から公開された Vehicle to home (V2H) ガイドライン DC 版および CHAdeMO[6] に準拠し，他社との整合性を図り汎用性を高めている．V2H 対応車両が接続された時は V2H モードとなり充放電動作する．また，EV に接続するコンバータ部を絶縁型とすることで 2012 年 6 月に改訂された「電気設備の技術基準の解釈 199 条の 2[7]」に適合している．

4.1.2. インターナビ通信による家と EV との連携技術

Fig. 4 に通信接続図を示す．定置型蓄電池と異なり EV バッテリをモビリティとしての機能を阻害しないように創蓄エネ機器として利用するには EV バッテリの残充電量 State of Charge (SOC) 情報とナビゲーション情報が必要となる．SOC 情報は家に接続している時は SeMM と EV 間の通信により取込み，外出時は EV からインターナビサーバを介して取込む．これによりクラウドサーバで SOC

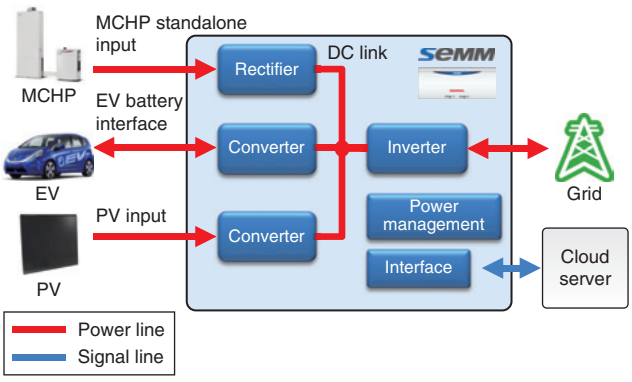


Fig. 3　Simple function block diagram of SeMM

を常に監視可能な仕組みとしている．EV のナビ情報はインターナビサーバ経由で，クラウドサーバに取込む．クラウドサーバにおいて家と EV の情報を一元管理することで最適なエネルギー機器の運転計画を算出する仕組みを構築した．

HSHS は自動制御を基本とするシステムであるが，突然の外出時などに自由な移動の喜びを阻害しないようにユーザの意思により移動手段を優先する充放電モードも設定した．

4.2. エネルギー需要予測，運転計画技術

HSHS では構成される創蓄エネ機器の高効率化と同時にエネルギー需要を予測し，予測に基づく機器の運転計画で動作させることで更なる CO_2 の削減を図っている．SeMM は運転計画に基づいて動作するが，実際の需要が予測からずれた場合は家庭毎の契約電力量によって家庭の契約ブレーカを落とさないように瞬時値制御する．現行の法規制では EV 放電時は系統に逆潮流することが禁止されているため，急峻な負荷変動に対して逆潮流防止機能も持つ．以下の項では基本的な運転パターンである需要予測による運転計画に特化し，構築したシステムの概要，エネルギー需要予測の計算手法と性能評価およびエネルギー需要予測に基づく運転計画について述べる．

4.2.1. システム概要

Fig. 5 にエネルギー需要予測，最適制御システムの概念図を示す．現在の家のエネルギー需要状況を SeMM からインターネットを介しクラウドサーバに送信する．クラウドサーバでは，将来のエネルギー需要を予測し，機器の運転計画を生成する．生成された運転計画は，インターネット，SeMM を介し各機器の運転を制御する．本システムの特徴として，エネルギー需要データを常に Data Base (DB) に蓄積し，そのデータを用いて予測することにより家族構成や家庭内の電化製品の変化にも対応しながら，継続的な CO_2 の削減効果が得られることが挙げられる．需要予測と実需要の差を検知し，差が大きい場合は再予測を実施することにより，予測精度を高めている．

4.2.2. エネルギー需要予測

Fig. 6 にエネルギー需要予測の概念図を示す．将来のエネルギー需要は，過去のエネルギー需要を機械学習させることにより生成した近似モデルにて予測する．HSHS では予測精度向上のために，エネルギー需要を自動カテゴライジングし，カテゴライジングされた領域ごとに近似モデルを生成する手法[8]を採用している．

以下に近似モデル，カテゴライジングおよび性能評価の詳細を示す．

(1) 近似モデル　　エネルギー需要予測の近似モデルは，過去のエネルギー需要時系列データを入力値として将来のエネルギー需要を出力する関数である．その近似モデルには複数のパラメータが含まれており，それらの値は DB 内データを用い機械学習によって推定される．エネルギー需要予測では，近似モデルに高い汎化性能を有する Support Vector Regression (SVR)[9] を用いている．

(2) カテゴライジング　　エネルギー需要データのカテゴライジングは，K-means 法[10]を使用した．K-means 法は，データを入力するだけでアルゴリズムが自動的

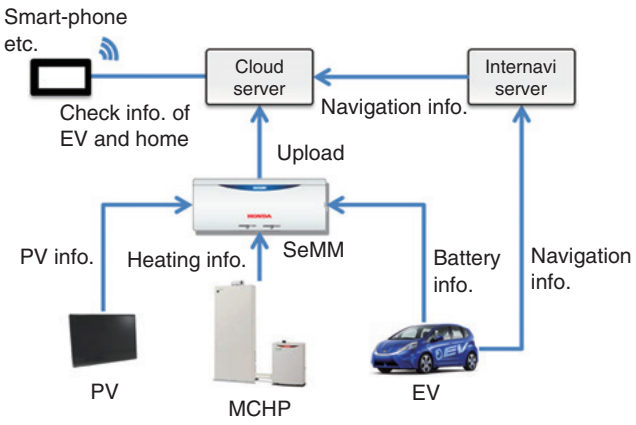


Fig. 4　Simple network configuration of SeMM

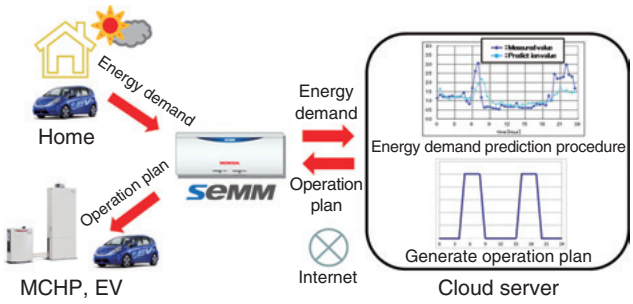


Fig. 5　Conceptual figure of prediction energy demand and operation plan

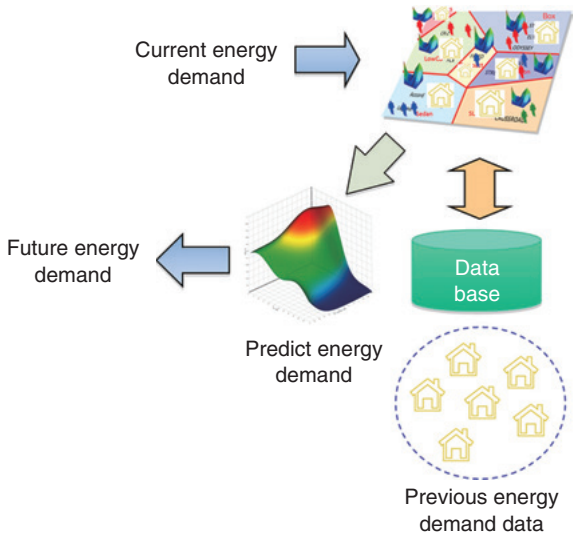


Fig. 6　Energy demand prediction procedure

Table 1　Prediction accuracy results

Item	Average 3 days	w/o clustering	w/ clustering
RMSE	0.267	0.225	0.215
Correlation	0.069	0.591	0.647

にカテゴライジングする教師無し学習手法の一つである.

(3) 性能評価　構築したエネルギー需要予測の性能評価を実施した. 予測性能の評価データは, Honda にて 2012 年 4 月から実施している実証実験ハウス[11]の実需要データ 230 日分を用い, 過去 72 時間分のデータから将来の 48 時間を予想した. 予測精度の評価手法として, 需要データ 230 日分から 1 日分を評価データとし, 残りを学習データとし評価した後に, すべての日が 1 回は評価日となるように検定を繰り返す Leave-One-Out 法を使用した. 予測性能評価指標として平均二乗誤差 (RMSE) と相関係数 (Correlation) の二つの指標を用いた. 平均二乗誤差は値が大きいほど予測誤差も大きいことを示し, 相関係数の値は 1 に近いほど相関が強く, モデルの再現性が高いことを示す. 以上の評価指標を用いて予測性能を評価した. 比較のために, 以下の二つの手法と比較した.

・前日 3 日間の平均を予測データとする

・近似モデルのみで予測 (カテゴライジング無)

Table 1 に評価結果を示す. 平均二乗誤差, 相関係数共に提案手法が優れていることが示され, 本手法の有効性が確認された.

4.2.3. 需要予測を用いた運転計画技術

前述した予測データを元に CO_2 最小または光熱費最小となるようにクラウドサーバ内で演算し, MCHP 運転計画とバッテリ充放電パターンを決定する. SeMM はどちらでも CO_2 削減量の目標値を満足できるように創蓄エネ機器を制御している.

Fig. 7 に車を含めた運転計画の一例を示す. EV は 8 時から 20 時まではモビリティとして外出先で利用し, それ以外の時間帯は家に在り V2H 可能な時間帯としている. MCHP は通常朝と夕方の熱需要ピークに合わせて運転する. 朝方の MCHP 運転 (a) に合わせて充電動作することで MCHP の余剰電力を抑制する. 夕方の MCHP 運転 (b) の際は家庭内消費電力が多いことから余剰電力は発生しにくいため, EV が不在のときにも熱需要に合わせて運転している. EV 帰宅後は深夜電力適用前の時間帯で家庭内負荷が大きい場合に放電動作となる. 需要予測および運転計画技術によりシステム効率の向上が見込める.

CO_2 排出量が最小になるようにエネルギー機器を制御した場合に年間で得られる CO_2 削減量を算出した. Fig. 8 に CO_2 最適化計算の結果を示す. Table 2 に計算で用いた創蓄エネ機器の諸元を示す. Table 3 に年間の電熱需要および車の走行距離の前提条件を示す. 創蓄エネ機器を使用せずガソリン車を使用する条件での CO_2 排出量のベース値に対して, 本システムおよび前述した制御技術を適用することでモビリティを含めて年間を通して CO_2 半減の見通しが示され, 本手法の有用性が確認された.

Table 2　Machine specifications for simulation

MCHP		PV panel	EV battery
Heat	Electricity		
2.5 kW	1 kW	4.6 kW	20 kW·h*

*EV battery can be used in V2H mode from 20:00 to 8:00.

Table 3　Assumptions regarding annual demand

Number of people	Heat demand	Electrical demand	Mobility mileage
4	7028 kW·h	5250 kW·h	8000 km

- Calculation conditions -
Electric power consumption rate 0.69 kg-CO_2/(kW·h), Gas consumption rate 2.31 kg-CO_2/m^3, Gasoline consumption rate 2.32 kg-CO_2/L, EV efficiency (JC08 mode)106 W·h/km, Fuel efficiency 16.6 km/L

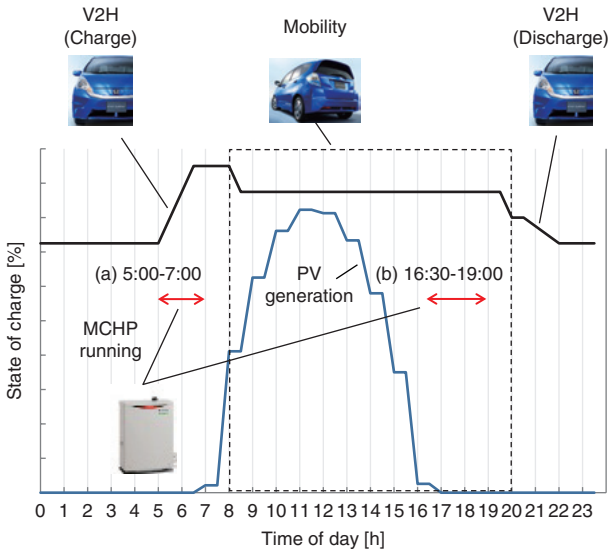


Fig. 7　Example of vehicle and MCHP operation plan

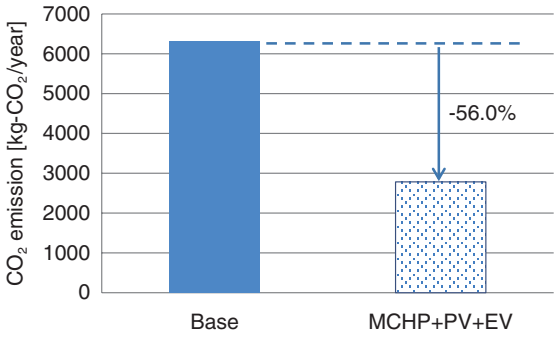


Fig. 8　Simulation result of annual CO_2 reduction rate

5. まとめ

モビリティとエネルギー機器(MCHP/PVパネル)が家と融合するトータルエネルギーマネージメントシステムのHSHSを開発した. 主要技術の達成により以下の結論を得た.

(1) SeMMとインターナビとを連携することでEVを定置型蓄電池の代替として創蓄エネ機器として活用することを実現した. 電動化モビリティの付加価値利用によりユーザの初期投資の軽減の見込みを得た.

(2) インターナビ情報と家の電熱情報を基に家の需要予測を算出し, 需要予測結果に基づく高効率な最適制御技術を確立した. 将来的に本技術を適用し, 予測に基づく運転計画でSeMMが動作することにより従来機器に対しCO_2半減の見込みを得た.

参考文献

(1) 独立行政法人国立環境研究所, http://www.nies.go.jp/whatsnew/2013/hrfba300000ar23o-att/honbun.pdf, 2011年度(平成23年度)の温室効果ガス排出量(確定値)について, 2013/4/12

(2) 経済産業省, http://www.meti.go.jp/committee/summary/0004657/energy.pdf, エネルギー基本計画, (2010)

(3) 武石正憲, 中川義徳, 直井専, 佐々木信行:停電時自立運転機能付きコージェネエコウィルプラスの紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.2, p.58-63

(4) 独立行政法人国立環境研究所, http://www-gio.nies.go.jp/aboutghg/nir/nir-j.html, 日本の温室効果ガス排出量データ(1990～2011年度)確定値xls: 1.6MB, 2013/4/12

(5) http://www.echonet.gr.jp/, 2013/10/15

(6) http://www.chademo.com/wp/japan/, 2013/10/4

(7) 経済産業省原子力安全・保安院電力安全課, http://www.meti.go.jp/policy/safety_security/industrial_safety/oshirase/2012/06/240629-1-2.pdf, 電気設備の技術基準の解釈第199条の2, p200-201, (2012)

(8) 福重貴浩, 有吉斗紀知, 宇田有佑, 大熊友貴, 岡部達哉, 山本幸一, Lars GRAENING, Stefan MENZEL, Markus OLHOFER:リアルタイム空力デザインシステムの構築, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.102-110

(9) Vapnik, V.: The Nature of Statistical Learning Theory, 2nd edn, Springer, New York, p.123-170(2001)

(10) MacQueen, J. B.: Some Methods for Classification and Analysis of Multivariate Observations, Proceedings of 5th Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probability, University of California Press, MR0214227, p.281–297(1967)

(11) http://www.honda.co.jp/hshs/introduce.html, 2013/7/8

■著　者■


津野康一


小谷尚史


土橋　学


小出文隆


福重貴浩


有吉斗紀知

次世代直列４気筒エンジン用高機能 ECU の開発

Development of Highly Functional ECU for Next Generation of Inline-four Engines

村　上　　真*　　山　中　竜　夫*　　貝　谷　泰　正*
Makoto MURAKAMI　　Tatsuo YAMANAKA　　Yasumasa KAITANI

要　旨

次世代の直噴方式エンジン，ポートインジェクション方式エンジンおよびハイブリット電気自動車用エンジンへの適用を目的として，新たな機能構成のエンジンコントロールユニットを開発した．機能実現にあたり，構成部品の発熱低減や部品点数の削減をおこなった．その結果，従来のエンジンコントロールユニットに比べて発熱を低減し，部品点数を 30% 削減した．

また，直噴方式エンジンにおいて，インジェクタ最小噴射量の低減のため，インジェクタの閉弁タイミングを検知することでフィードバック制御をおこない，従来のシステムに比べてインジェクタ駆動信号時間の最小値を 46% 低減できた．

ABSTRACT

We developed an engine control unit having a new functional composition, with the goal of applying it to the next generation of direct-injection engines, port-injection engines, and hybrid electric vehicle engines. To achieve these functions, the heat generated by the components and the number of parts were reduced. As a result, we decreased generated heat and reduced the number of parts by 30% compared to the conventional engine control unit.

Also, in order to reduce the minimum injection quantity in direct-injection engines, feedback control was performed by detecting the close timing of the injector, and we reduced the minimum value of the injector drive signal time by 46% compared to the conventional system.

1．まえがき

パワートレインシステムのバリエーションを考えたとき，Fig. 1 に示すように，従来はエンジンとトランスミッションの組み合わせは限られていた．従って，これを制御するエンジンコントロールユニット（Engine Control Unit: ECU）とトランスミッションコントロールユニット（Transmission Control Unit: TCU）の組み合わせや，それらに要求される機能も限定されていた．このため，ECU と TCU を一つのユニットとして統合して開発する事例があった．しかし，近年のますます厳しくなる環境規制対応のために，Fig. 2 に示すようにエンジンとトランスミッションに要求される機能が増加している．機能が増加すると，ECU と TCU を統合して開発することが難しくなってくるため，分けて開発をおこなう必要が出てきた．エンジンに関しては，燃費性に優れる直噴方式エンジンの採用が

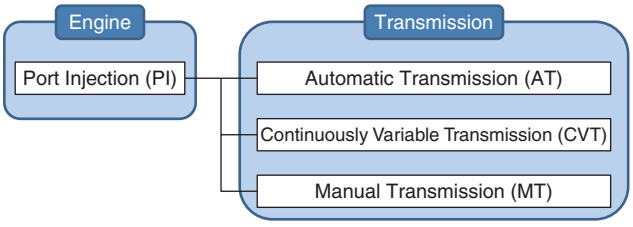


Fig. 1　Power train variations

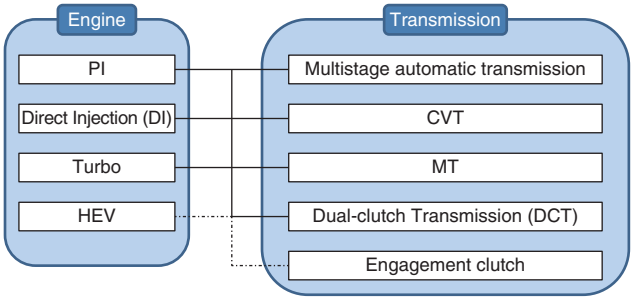


Fig. 2　Diversification of power train variations

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_3

拡大しており，また，過給機構の採用によるダウンサイジング化も加速している[1]．Fig. 3 に示すように，こうした新機能を実現するためにエンジンに付随するデバイスの種類が増大し，その結果 ECU を構成する部品点数が増加し，部品からの発熱量も増加する．また，デバイスを制御するための新たなアルゴリズムも必要になってきている[2]．一方で，機能増加には対応しつつ，コストやサイズは抑える必要がある．そこで，次世代の直噴方式エンジン，ポートインジェクション方式エンジン，ハイブリット電気自動車（Hybrid Electric Vehicle: HEV）用エンジンへの適用が可能な高機能 ECU の開発をおこなった．

本稿では，高機能 ECU を成立させるための機能集約技術，デバイス増加に伴って増加する ECU の回路発熱を低減させる技術の応用例を紹介する．

また，自動車に関わる CO_2 排出規制や燃費規制もますます厳しくなり，今後も全世界で排出ガス規制の強化が予定されている[3]．欧州では，2014 年から新法規 EURO6 の発効が予定されている．特に，直噴方式エンジンは，粒子状物質（Particulate Matter: PM）を低減するためにインジェクタの分割噴射が必要となってくる[4]．分割噴射は，混合気の均質度を向上し，燃料の筒内壁面付着を抑制することで，PM 低減に役立つことがわかっている．分割噴射のためには，インジェクタ駆動信号時間（Ti）の使用可能最小値（MinTi）を低減して，最小噴射量を低減する必要がある．この MinTi を低減させる有効な手段として，インジェクタ閉弁タイミングを検知して補正をおこなう技術を紹介する．

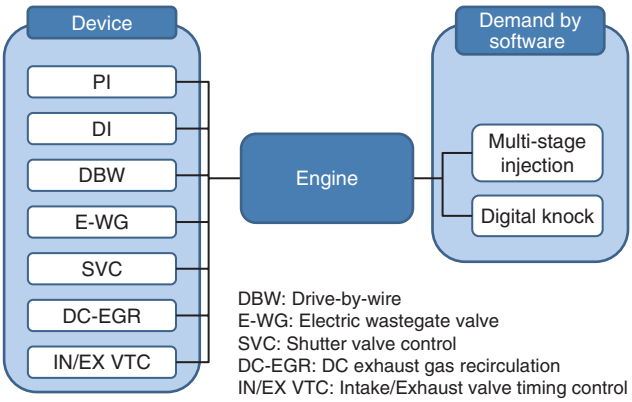


Fig. 3　Engine device and demand by software

2．開発のねらい

これまで述べてきたように，環境規制対応に必要な技術を可能とするための機能が増加し，それに伴いデバイスおよびソフトウェアが増加する．この技術とデバイス，ソフトウェアの関係を Table 1 に示す．さらに，直噴エンジン，過給機構に加えて HEV 用エンジンを想定した場合，ECU として制御対象となるデバイスが増加するため，ますます回路構成部品は多くなり，回路発熱も増える懸念がある．

Table 1　Engine technology

Technology	Device and software
Lean-burn engine technology Engine with supercharger technology Downsizing engine technology	E-WG DC-EGR
Atkinson cycle technology	IN/EX VTC
PM reduction technology	Multi-stage injection Dual injection
Knock detection technology	Digital knock filter

増加する部品点数に関しては，集約ドライバ IC の活用や昇降圧電源による低電圧動作回路の見直し，マイコン機能の活用による周辺回路の簡素化などによって，回路構成部品を削減する．

また，直噴方式エンジン用 ECU は，ポートインジェクション方式エンジン用 ECU に比べて，回路発熱も高くなる．このため，放熱構造が複雑化して，機構重量が増加する傾向がある．この機構重量を削減することをねらいとして，インジェクタ駆動回路の発熱自体を低減し，放熱構造の簡素化による軽量化を図った．

ソフト開発においては，直噴方式エンジンの PM 低減に有効な，インジェクタの分割噴射に着目した．1 噴射あたりの MinTi を低減させるには，インジェクタ閉弁タイミングを検知して，補正をおこなう技術が有効であり，その成立性を確認した．

以下，ねらいについてまとめる．

（1）さまざまなエンジンバリエーションへの適用を想定した機能実現のための部品集約

（2）直噴インジェクタ駆動について，駆動回路の発熱低減と MinTi 低減手段の構築

3．機能実現のための部品集約

開発した ECU は，Fig. 4 で示すエンジンバリエーションへの適用が可能であり，約 200 の機能を有する．これらの機能を実現させるために採用した技術を紹介する．

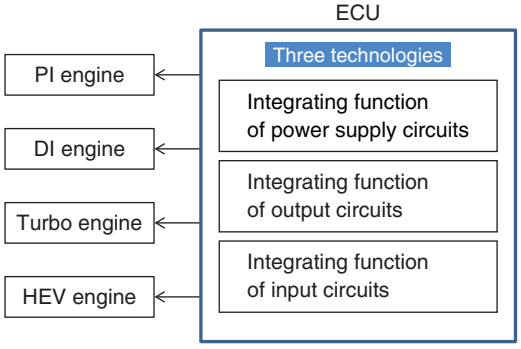


Fig. 4　Application of highly functional ECU

ECU の制御対象となる，各エンジンの約 200 の機能に対する要求分析をおこない，共通制御機能とエンジンバリエーションごとの個別制御機能を明らかにした．これをもとに，処理負荷，必要基板面積の予測をおこない，Central Processing Unit（CPU）の選定，基板サイズ，ケースサイズの目標値を定めた．

約 200 の機能を実装するために用いた技術として，Fig. 4 に示す電源構成部品の集約化，出力機能部品の集約化，入力機能部品の集約化の三つの技術を紹介する．

3.1. 電源構成部品の集約化

開発した ECU の電源生成には，システム電源 IC を採用した．システム電源 IC は，従来の電源 IC の機能に加え，CAN や LIN などの通信機能，外部からのハードウェア入力機能なども備えている．また，従来の ECU では，バッテリの電圧変動時に供給電圧を安定化するための回路が必要であったが，今回採用したシステム電源 IC は，従来の電源 IC には無かった昇降圧機能を有しており，バッテリの電圧変動時の供給電圧を安定化することができるようになった．これにより，従来の回路を削減できた．採用したシステム電源 IC の構成を Fig. 5 に示す．

3.2. 出力機能部品の集約化

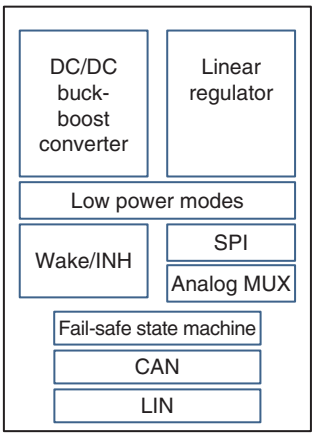
開発した ECU の出力機能を実現するための回路の多くは，半導体に集約されている．従来から半導体への集約の考え方はあり，機能集約を進めてきたが，発熱が集中するといった課題から，集約できる機能に制限があった．しかし，近年の半導体プロセスの進化によって集約度の向上や内部抵抗の改善により，発熱損失が低減され，従来と比較し，より多くの機能を集約することができた．出力ドライバ IC の集約について，一例を Fig. 6 に示す．これにより，回路の簡素化ができ，部品点数が削減できた．

3.3. 入力機能部品の集約化

入力機能部品点数の削減として，デジタルノックフィルタの適用を一例にあげる．まず，ノッキング検知に必要な信号の周波数帯と，アナログデジタルコンバータ（Analog Digital Converter: ADC）のサンプリング周波数との関係を Fig. 7 に示す．従来の CPU では，ADC のサンプリング周波数は 100 kHz 程度であり，ノッキング検知に必要な周波数帯域と近く，高次のアナログフィルタの活用が必要であった．このため回路構成が複雑となり，部品点数も多くなっていた．

しかし，CPU の進化に伴い，ADC も高速サンプリングが可能となった．開発した ECU で使用した CPU では，1000 kHz 程度のサンプリングが可能であるため，ノッキング検知に必要な周波数帯域と離れており，低次のアナログフィルタの活用が可能となった．これにより，アナログフィルタの構成を簡素化し，部品点数を削減できた．

以上に述べた，電源構成部品，出力機能部品，入力機能部品を集約化することで，従来の ECU に比べて，部品点数を 30% 削減することができた．



SPI: Serial Peripheral Interface
INH: Inhibit signal
MUX: Multiplexer
CAN: Controller Area Network
LIN: Local Interconnect Network

Fig. 5　System power supply IC

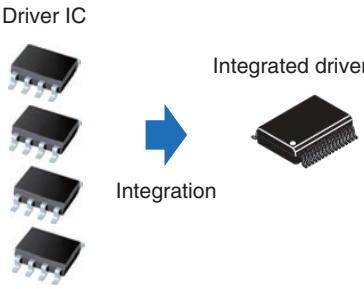


Fig. 6　Integrated driver IC

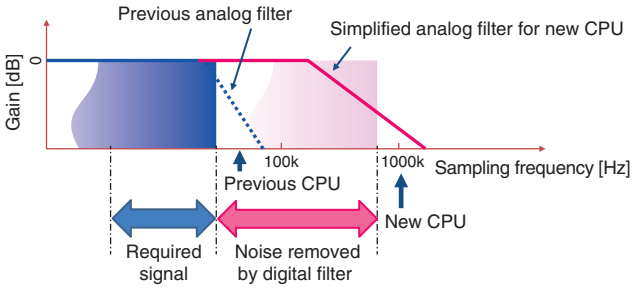


Fig. 7　Analog filter characteristics

4．直噴インジェクタ駆動回路

4.1. 発熱低減

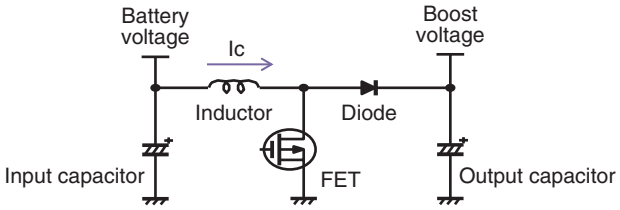
EURO6 準拠に向け，従来一回で噴射していた燃料噴射量を複数回に分割する必要がある．噴射を分割することで直噴インジェクタ駆動回数が増加し，駆動回路における出力電力量および発熱量は増大する．これらを抑制するために，直噴インジェクタ駆動回路の昇圧電源の発熱を低減させた手法について紹介する．

直噴インジェクタは，駆動するたびに駆動電圧用DC/DC昇圧回路からの開弁エネルギーの供給が必要となり，発熱量もそれに比例して増加する．そのため，噴射を分割するためには，昇圧回路の発熱低減が重要になる．そこで，昇圧回路の発熱量を計算するために，回路シミュレーションを活用し，駆動回路構成と構成部品，およびスイッチング周波数の最適化を図った．

Fig. 8 に，ECU に採用した昇圧回路の概略図を示す．バッテリ電圧を入力として昇圧することで，直噴インジェクタの駆動電圧を生成する．また，Fig. 9 に，スイッチング周波数と昇圧回路の各素子の発熱量の関係を，シミュレーション結果と実測結果についてそれぞれ示す．Fig. 9 より，スイッチング周波数が高くなると，インダクタによる発熱量は減少し，逆に半導体部品（ダイオード，FET）による発熱量は増加することがわかる．これにより，昇圧回路全体の発熱量が最小となる周波数が存在する．この周波数を使用することで，昇圧回路の発熱量を低減できた．

4.2. 直噴インジェクタ閉弁タイミング検知

分割噴射に必要な短い時間の噴射の領域は，駆動信号に対する噴射量がインジェクタごとに大きくばらつくため，これまで使用できなかった．そこで，ECU によってこのばらつきを補正する制御をおこない，今まで使用できなかった領域での噴射の実現を目指した．



Ic: DC/DC inductor current

Fig. 8　DC/DC boost converter

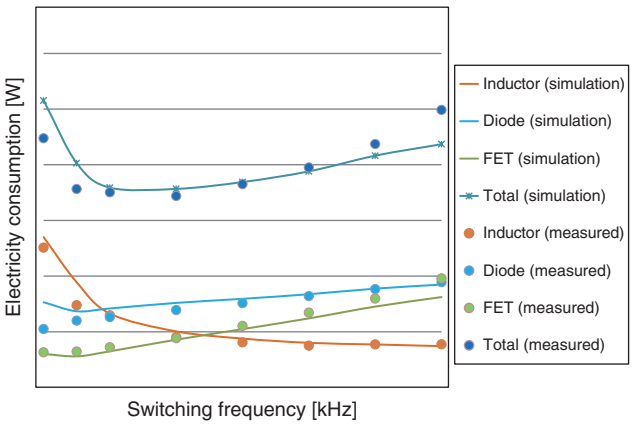


Fig. 9　Relationship between switching frequency and loss of DC/DC boost converter

4.2.1. インジェクタ噴射量と個体間ばらつき

Ti に対する噴射量 Q と，インジェクタの個体による Q のばらつきを Fig. 10 に示す．

Fig. 10 より，Ti が短い領域ではばらつきが大きくなっていることがわかる．

4.2.2. 閉弁タイミング検知アルゴリズム

閉弁タイミング検知の基本的な考え方は，閉弁時のインジェクタコア移動によってインジェクタのコイルのインダクタンスに変化が生じ，結果として電圧に生じる変曲点を検知するというものである．そこで，ECU にインジェクタの電圧を検出する回路を追加した．

ECU にて取得した電圧を信号処理することによって，閉弁により生じた電圧の変曲点を検知し，閉弁タイミングとして使用する．

4.2.3. 検知結果

検知性の確認のため，インジェクタ 10 本について，Ti に対して閉弁タイミング（Toff）の実測値と検知値を比較した．その結果を Fig. 11 に示す．

Fig. 11 より，実測値と検知値との間に高い相関性があることがわかった．これにより，ECU にて算出した閉弁タイミングに有用性があることが立証できた．

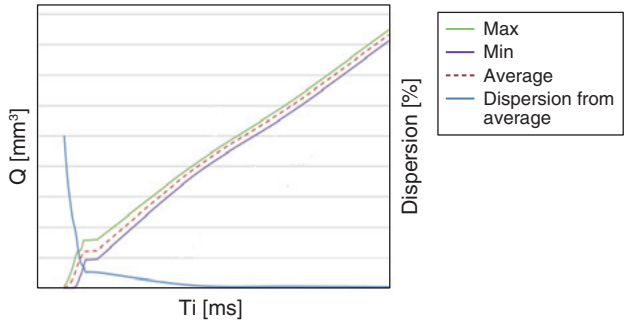


Fig. 10　Ti-Q characteristics

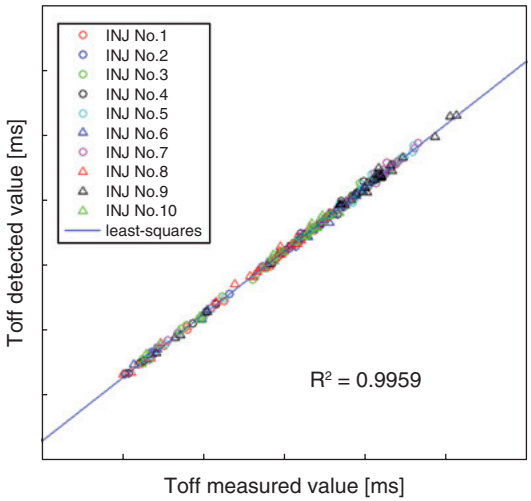


Fig. 11　Comparison of Toff measured value and Toff detected value

4.2.4. フィードバック制御

閉弁タイミングの検知結果を用いて Ti のフィードバック制御をおこなったときの Ti-Q 特性を Fig. 12 に示す.

Fig. 12 より, 制御前に比べて Ti が短い領域においても Q のばらつきが低減できていることがわかる. この制御により, MinTi を 46% 低減することができた.

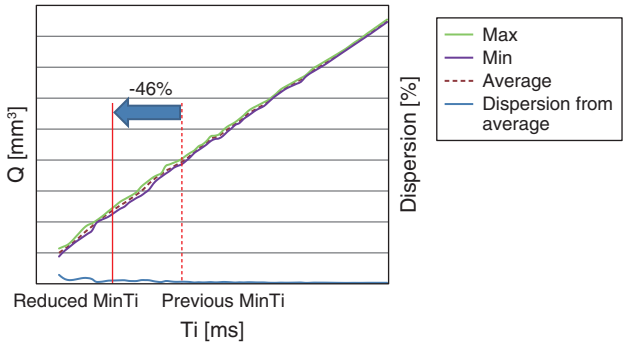


Fig. 12　Ti-Q characteristics after feedback control

5. まとめ

環境規制対応に必要な技術を可能とするための機能が増加する中で, 集約ドライバ IC の活用や昇降圧電源による低電圧動作回路の見直し, マイコン機能の活用による周辺回路の簡素化などによって, 回路構成部品を削減した. また, 直噴インジェクタ駆動回路の発熱自体を低減し, 放熱構造の簡素化による軽量化を図った. さらに, PM 低減に有効な直噴インジェクタの分割噴射のために, MinTi を低減させるインジェクタ制御技術を実現した. これらの技術を適用した高機能 ECU を開発し, 以下の結果を得た.

（1）今後のエンジンバリエーションへの適用を想定しながら, 部品点数を 30% 削減できた.

（2）直噴インジェクタ駆動について, 駆動回路の発熱を低減し, インジェクタ駆動時間の最小値を 46% 低減する手段の構築ができた.

参考文献

（1）http://www.env.go.jp/air/report/h21-01/ref3-1.pdf

（2）http://www.jsae.or.jp/~dat1/vision/page1.html

（3）http://www.jama.or.jp/lib/jamagazine/200812/06.html

（4）草壁亮, 安倍元幸, 江原秀治, 石川亨, 安川義人：直噴エンジン用インジェクタの噴射量シミュレータ開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.42-13, p.1-6(2013)

■著　者■


村 上　真


山 中 竜 夫


貝 谷 泰 正

SPORT HYBRID i-DCD 用 IPU の開発

Development of IPU for SPORT HYBRID i-DCD

小林紀久* Norihisa KOBAYASHI
金森伊織* Iori KANAMORI

要　旨

2014 年モデル FIT に搭載の SPORT HYBRID i-DCD 用 Intelligent Power Unit を開発した.

Intelligent Power Unit を構成するバッテリと Power Control Unit を平置き配置とすることで低全高化を達成するとともに, フレームおよび冷却ダクト構造の見直しにより小型, 軽量化を実現した.

SPORT HYBRID 用に開発した高出力, 大容量なリチウムイオンバッテリの採用により, 従来モデルに対してエネルギー量で 1.5 倍の性能を達成した. さらに, Intelligent Power Unit の体積を従来モデルに対して 23% 低減することで, エネルギー密度としては 2 倍に向上した.

低全高 Intelligent Power Unit の実現により, トランクタイヤパンの容積の小さい 4WD に対しても 2WD と共用化した Intelligent Power Unit の搭載を可能としつつ, 荷室高さの上昇を抑え実用上十分な荷室容量を確保した.

ABSTRACT

An Intelligent Power Unit for the 2014 model year FIT SPORT HYBRID i-DCD was developed.

The total height of the Intelligent Power Unit was reduced by the flat installation of its component battery and Power Control Unit, while achieving miniaturization and reduced weight by modifying the frame and cooling duct structure.

By adopting a high-power, large-capacity, lithium-ion battery developed for the SPORT HYBRID, an energy performance 1.5 times greater than that of the conventional model was achieved. In addition, by reducing the volume of the Intelligent Power Unit 23% compared to that of the conventional model, energy density was increased by a factor of two.

Reducing the total height of the Intelligent Power Unit allowed it to be installed in both 2WD and 4WD, which have limited spare tire well volume, minimizing cargo room height and ensuring a sufficient cargo volume for practical use.

1. まえがき

地球温暖化防止をはじめとした環境意識の高まりや原油価格の高騰を背景に低燃費車の販売比率が増加しており, 自動車各社はハイブリッド技術の開発にしのぎを削っている.

これまで Honda は軽量かつコンパクトな 1 モータによるパラレル式ハイブリッドシステムである Integrated Motor Assist(IMA)システムを開発し, 主に小型車に搭載してきた. ハイブリッド車のさらなる効率向上を達成するため SPORT HYBRID intelligent Dual-Clutch Drive (SPORT HYBRID i-DCD)を開発し, 2014 年モデル FIT (新型 FIT)へ搭載した. 本システムはエンジンとモータとをクラッチにより切り離すことで, 従来の IMA システムと比較して, EV 走行時のフリクション低減を可能としている. 広範囲での EV 走行を可能にするため, バッテリは高出力化, 大容量化をおこなった. 本稿では SPORT HYBRID i-DCD に適した高出力, 小型 Intelligent Power Unit(IPU)について紹介する.

2. 開発のねらい

従来の IMA システムはエンジンを主動力源とし, エンジンクランク軸にモータが直結したコンパクトで搭載性に優れたシステム[(1)]である. SPORT HYBRID i-DCD は一つのモータによるコンパクト性を確保しつつ, トランス

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_4

ミッション内にクラッチを搭載することにより，エンジンとモータの切り離しを可能とした．これによりエンジンを切り離してモータのみを動力源とする EV 走行，エンジンをモータでアシストして駆動するハイブリッド走行，エンジンのみを動力源とするエンジン走行の三つの走行モードを可能とした．広範囲での EV 走行を可能にするため，バッテリの出力および容量のさらなる向上が必要とされた．また小型車への搭載を可能とするため，IPU は小型，軽量化が要求される．

一方で，SPORT HYBRID i-DCD は Honda 初となるハイブリッドシステムと 4WD との組み合わせによる車体バリエーションに対応し，かつ荷室容量を確保するために IPU の低全高化も必要となる．2WD と 4WD で共用化が可能な IPU を開発することで 4WD 専用部品点数を抑制しコスト低減を達成した．

3．IPU 構造

3.1. 外観

Fig. 1 に IPU の外観寸法および 2011 年モデル FIT（従来型 FIT）からの寸法変化を示す．IPU 高さは従来型 FIT に対して 20% の低減を達成した．Fig. 2 に IPU の体積，重量の従来型 FIT からの変化を示す．新型 FIT の IPU は小型，軽量化を達成している．

3.2. 構成

Fig. 3 に IPU の構成を示す．IPU はバッテリモジュール，Power Control Unit（PCU），Junction Board（J/B），Electronic Control Unit（ECU）および冷却ファン等から構成される．バッテリモジュール四つを並列に配置し，その側方に PCU が配置される．また J/B はバッテリの前方に，冷却ファンは PCU の後方に配置した平置きパッケージにより IPU の高さを抑えた低全高パッケージを実現した．各コンポーネントはモジュール前後に横通しした二つの IPU フレームで保持される．

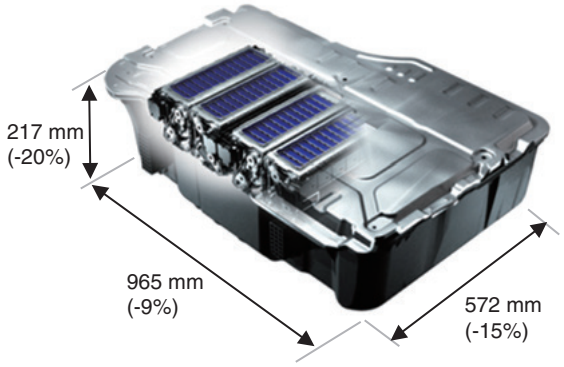


Fig. 1　Dimensions of IPU

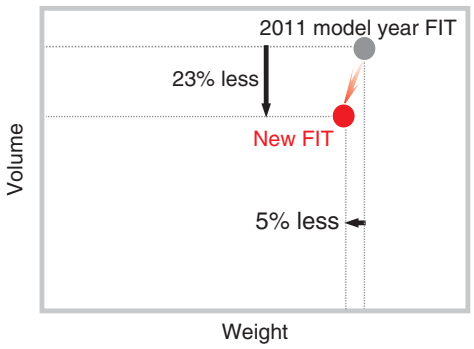


Fig. 2　Volume and weight of IPU

3.3. バッテリモジュール

Fig. 4 にバッテリモジュールの構成を示す．一つのモジュールは 12 個のセルを直列に積層し構成される．このモジュールは 2014 年モデル Accord に搭載の SPORT HYBRID i-MMD と共通である[2]．

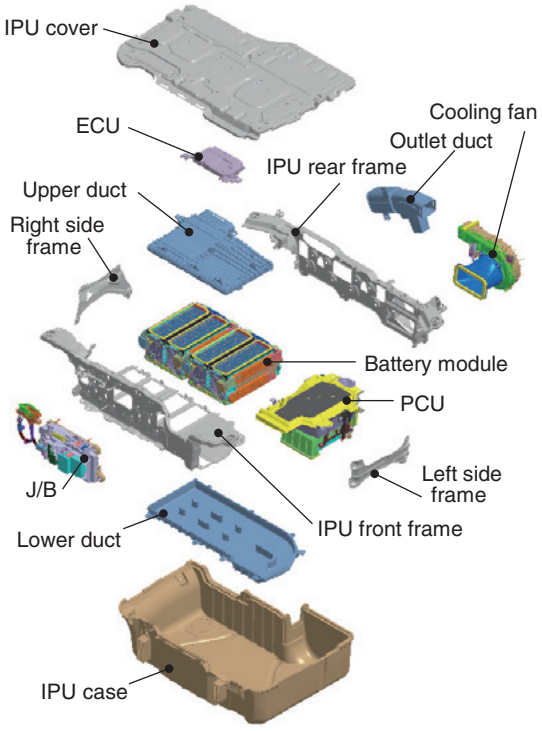


Fig. 3　Configuration of IPU

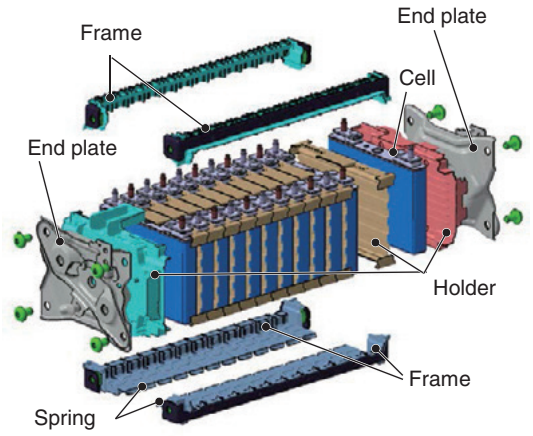


Fig. 4　Configuration of battery module

3.4. PCU

Fig. 5 に PCU の構成を示す. PCU はインバータ, DC/DC コンバータ, 電流センサなどで構成される. インバータと DC/DC コンバータを上下に配置することでバッテリモジュールの側方スペースへの搭載を可能とした.

3.5. フレーム構造

Fig. 6 に従来型 FIT のフレーム構造を示す. バッテリフレームおよび PCU フレームにてバッテリモジュールと PCU を固定し, それを二本の IPU フレームにて吊り下げる構造を採用していた.

これに対して Fig. 3 に示したように新型 FIT SPORT HYBRID i-DCD のフレーム構造は, モジュール前方に配した IPU フロントフレームとモジュール後方に配した IPU リヤフレームの二本のフレームのみで構成ユニットを保持する. この結果, 部品点数を削減しコストを低減するとともに, 組立て性を簡素化することができた. Fig. 7 に IPU フロントフレームの形状を示す. メインフレーム部は継手のないプレス成形品とした. また車両への締結部となるメインフレームの両端部にはアッパパッチとロアパッチを溶接し閉断面を形成することで高剛性化を図った. IPU リヤフレームも同様な構造を有する.

また, IPU フレームの側面にはフロントフレームとリヤフレームを連結固定するサイドフレームを設置した. これにより IPU の前後方向の剛性を高めることで揺動を抑制し, 車両操安性の向上を図った.

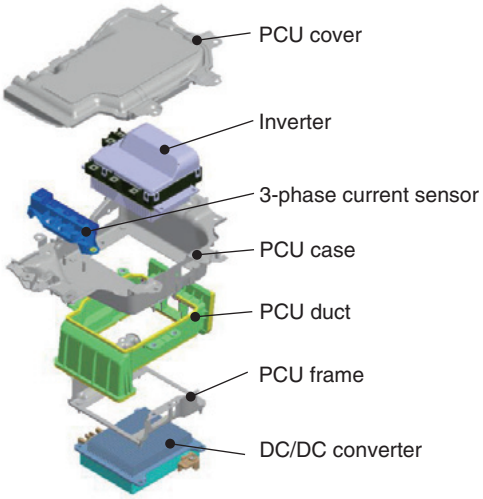


Fig. 5 Configuration of PCU

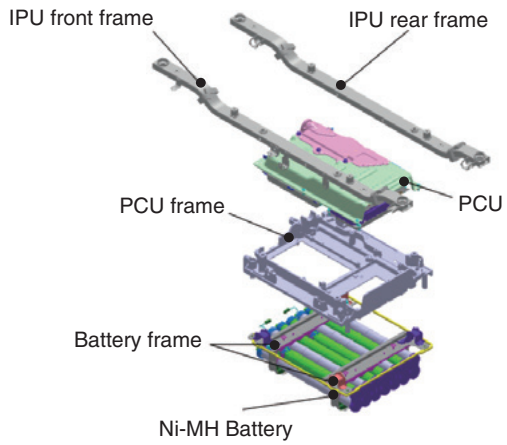


Fig. 6 Frame structure of 2011 model year FIT

3.6. 冷却構造

バッテリモジュール, インバータ, DC/DC コンバータは効率よく冷却され, 最適な作動温度領域に制御される必要がある.

Fig. 8 に冷却風の流れを示す. リヤシートの右側に設けた吸気グリルから取り込まれた冷却風は, トランクサイドに配した吸気ダクトを通過し, 車両後方側より IPU へ流入する. バッテリ上部に設けたアッパダクトにより四つの

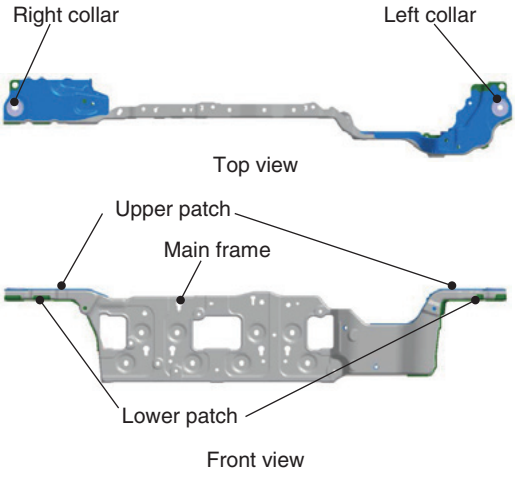


Fig. 7 IPU front frame of new FIT

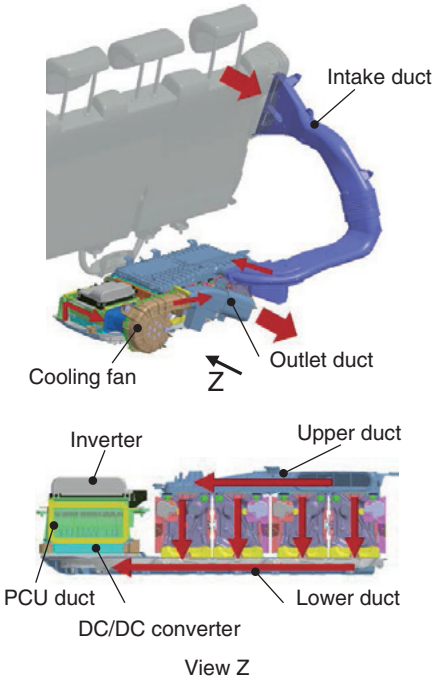


Fig. 8 Cooling air flow

バッテリモジュールに均等に冷却風を分配する．バッテリ通過後はロアダクトにより合流し，インバータおよびDC/DCコンバータを冷却したのち，冷却ファンを通過し排気ダクトを介しトランクタイヤパン内に排気される．

3.7. 4WD 対応

Fig. 9 に 4WD 用 IPU の外観を示す．4WD はトランクタイヤパン下にリヤディファレンシャルが設置されるためタイヤパンの深さが 2WD と比較して浅くなる．そのため 4WD への搭載時は IPU ステイを取り付けることで，IPU を 2WD の搭載位置に対して 65 mm 上方に持ち上げる．2WD 用 IPU に対する 4WD 用 IPU の変更点は，IPU ステイを取り付けるために IPU フレーム両端のカラーの位置を変更するのみであり，その他の部品は 2WD と共通である．

3.8. IPU 車載

Fig. 10 に IPU を車載した状態を示す．低全高 IPU パッケージの採用により 4WD においてもトランク荷室高さの上昇を抑えた．その結果，トランク荷室高さはトランクリヤゲート開口下端以下となり，荷室の使い勝手を確保した．

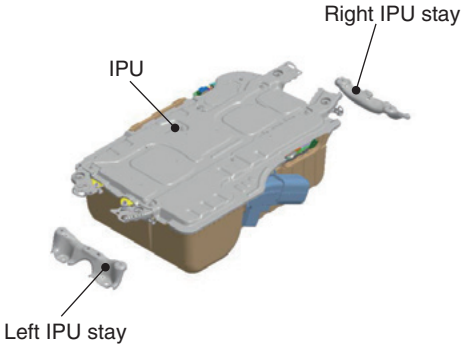


Fig. 9　Configuration of IPU for 4WD

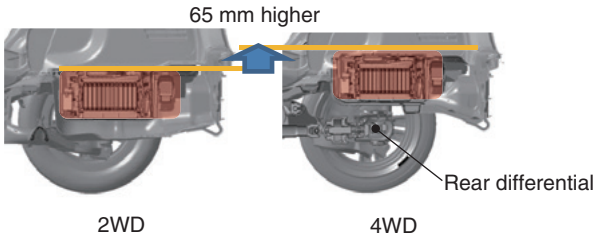


Fig. 10　Mounting of IPU

4．IPU 性能

4.1. バッテリ性能

Table 1 に従来型 FIT と新型 FIT とのバッテリ諸元比較を，Fig. 11 にエネルギー量の比較結果を示す．新型 FIT では従来型 FIT に比べ，エンジンとモータとをクラッチにより切り離すことによる，広範囲での EV 走行および増加した減速回生の受け入れを可能とするため，従来型 FIT 以上のバッテリ出力およびエネルギー量が要求される．従来型 FIT では Ni-MH バッテリを採用していたが，新型 FIT では Li-ion バッテリを採用することで定格電圧およびシステム出力を向上させ，エネルギー量で約 1.5 倍の性能を達成した．

Table 1　Specifications of battery

	2011 model year FIT	New FIT
Battery type	Ni-MH	Li-ion
Voltage	100 V	173 V
Output	10 kW	22 kW

4.2. 冷却性能

Fig. 12 に従来型 FIT と新型 FIT との，代表走行モードである LA4 モードおよび US06 モードでのバッテリ発熱量に対するバッテリ冷却能力の比較結果を示す．なお，冷却風量上限は冷却 FAN 動作時の NV を考慮して設定される．

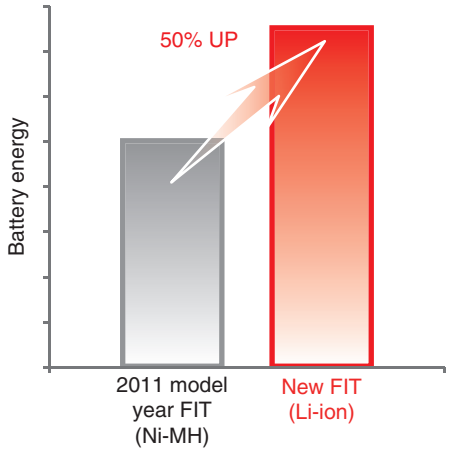


Fig. 11　Comparison of battery energy

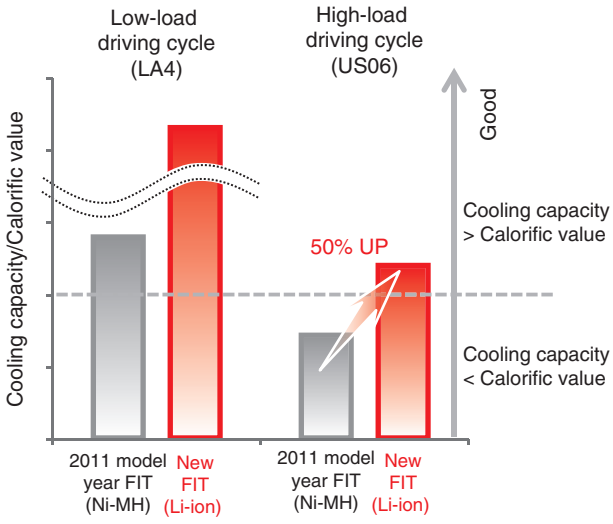


Fig. 12　Cooling capacity

新型FITでは角型セル採用によるセル冷却能力向上および吸排気ダクト形状やIPU内冷却風流路の最適化による圧損低減により，従来型FITに対して冷却能力として約1.5倍の性能を達成した．その結果，バッテリ高発熱モードであるUS06モードにおいても，バッテリ温度上昇による出力制限頻度の低減が可能となった．また，同IPUを搭載する予定の派生機種に対しても，十分対応可能な冷却能力を見込んでいる．

5．まとめ

2014年モデルFITに搭載のSPORT HYBRID i-DCD用IPUを開発した．低全高IPUパッケージの採用により，2WDと4WDにおいてIPUを共用化しつつ4WDにおいても十分な荷室容量を確保した．

また，リチウムイオンバッテリの採用によりエネルギー量で1.5倍の性能を達成しつつ，IPUの体積を23%低減することで，エネルギー密度としては２倍に向上した．

なお今回開発したIPUは新型FITのほか，2014年モデルVEZELへも搭載される．

参考文献

（1）落合志信，内堀憲治，原一広，靏見隆史，鈴木実：ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.12，No.1，p. 7-14

（2）大沼仁和，高橋広一，松田剛史：SPORT HYBRID用Li-ionバッテリの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.25，No.2，p. 48-51

■著　者■



小林紀久



金森伊織

SPORT HYBRID i-DCD 用７速デュアルクラッチトランスミッションの開発

Development of 7-speed Dual Clutch Transmission for SPORT HYBRID i-DCD

河合則和* Norikazu KAWAI
太田浩司* Koji OHTA
政岡泰行* Yasuyuki MASAOKA
小西弘順* Hiromichi KONISHI
小林平典* Heisuke KOBAYASHI

要　旨

小型，高効率をねらいとしてSPORT HYBRID i-DCD用７速デュアルクラッチトランスミッションの開発をおこなった．小型化においては，モータをトランスミッションに内蔵し，モータの内側に，１速を構成するプラネタリギヤを配置した．これにより１モータで，軽量かつコンパクトなトランスミッション構造とし，スモールカーのFITに搭載可能とした．最大入力トルクは190 Nmまで対応可能とした．高効率化においては，高い伝達効率を得ることができるマニュアルトランスミッションの構造を基本とし，電動アクチュエータや乾式クラッチの採用により効率向上をおこなった．走りの面でも，奇数段と偶数段用の二系統のクラッチを設け，事前に次のギヤ段を待機状態にしておき，二つのクラッチを交互に繋ぎ変えて変速することにより，変速時のタイムラグが小さく，動力を途切れなく伝達できると同時に，マニュアルトランスミッションのようなダイレクト感のある加速を実現した．

ABSTRACT

A 7-speed dual-clutch transmission was developed for SPORT HYBRID i-DCD to achieve the aims of compactness and efficiency. For compactness, the motor was built into the transmission, and the planetary gear that makes up first gear was located on the interior side of the motor. This created a lightweight and compact transmission structure with one motor, which was optimized for small-sized vehicles like the FIT. Maximum input torque of up to 190 Nm is supported. For efficiency, the structure of a manual transmission capable of high transmission efficiency is used as the base and its efficiency enhanced by using an electric actuator and dry clutch. In terms of driving, the transmission has two clutches, one for odd-numbered gears and one for even-numbered ones, and the next gear stage up from the current one is put in standby in advance. Alternating between the two clutches while shifting through the gears reduces the time lag when shifting so that power transmission is seamless, and at the same time it achieves acceleration that feels direct, as with a manual transmission.

1．まえがき

近年は，地球規模で環境への負荷低減，環境保全の取り組みがおこなわれている．

自動車分野においても，より一層の燃費向上が求められており，高効率エンジン，駆動系のフリクションの低減，車両の走行抵抗の低減，アイドリングストップ機構の他，ハイブリッド車，電気自動車，燃料電池車など多様な技術が投入されている．

Hondaは1999年にIntegrated Motor Asist(IMA)システムを開発しinsightに搭載したのに続き，CIVIC，Accord，FITへの適用車種拡大をおこなってきた(1)．CIVIC Hybridでは，減速回生による電力エネルギーを増加するシステムとして気筒休止VTEC機構（Variable

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_5

Value Timing and Lift Electronic Control)を採用して燃費向上を図った[2].

従来のIMAシステムからさらなる燃費向上を達成するため, SPORT HYBRID Intelligent Dual-Clutch Drive (SPORT HYBRID i-DCD)の開発をおこなった. 環境負荷低減のために, ハイブリッド車を普及させるには, スモールカーに搭載できる安価なシステムが必要である. そこで, 本システムは1モータでのハイブリッドシステムとして開発をおこない, 3代目FITに搭載した. 新開発の直列4気筒1.5 Lクラスエンジンに, 高出力モータ内蔵の7速デュアルクラッチトランスミッションとリチウムイオンバッテリを組み合わせ, 従来型の1モータハイブリッドシステムに比べて, 30%以上の効率向上を実現した[3].

燃費向上のためには, エネルギーを熱などに換えて捨てている動作の改善が必要であり, 減速回生時の電力エネルギーの増加, 発進時のエネルギー損失低減が重要となる. ハイブリッド車では減速時に回生ブレーキを作動させ, 運動エネルギーを回生電力として回収することにより燃費を向上させることができる. 従来のIMAシステムでは, エンジンとモータを切り離すことができないため, 減速時に回生する電力はエンジンのフリクション分が損失となっていた. また, 従来のクラッチによる発進では, クラッチを滑らせて発進するため, 熱エネルギーとなって損失が発生していた. 本システムにおいては, モータでの発進をおこない, 従来のクラッチやトルクコンバータによる発進でのエネルギー損失を低減した. また, エンジンとモータを切り離すことにより, EV走行時と減速回生時の損失を低減した.

本稿ではSPORT HYBRID i-DCDシステムを構成するトランスミッションについて解説する.

2. 開発のねらい

SPORT HYBRID i-DCD用7速デュアルクラッチトランスミッション(DCT)開発において, 開発の目的を, 直列4気筒エンジン搭載機種に適用可能なサイズの1モータのハイブリッド(HEV)用トランスミッションの構築とし, 下記項目を開発のねらいとした.

(1) エンジンを切り離してのEV走行および減速回生が可能なこと.
(2) FITクラスに搭載可能な, 軽量でコンパクトなサイズとする.
(3) 高伝達効率

3. 基本レイアウトと主要諸元

SPORT HYBRID i-DCD用7速DCTの主断面図と透視外観図をFig. 1, Fig. 2に, 主要諸元をTable 1に示す.

電動アクチュエータによって作動するデュアルドライクラッチ(DDC)を採用し, 1速は, モータ内側に配置したプラネタリギヤによって構成した. 奇数段をメインシャフト上に, 偶数段をセカンダリシャフト上に配置し, カウンタシャフト上のドリブンギヤを共用する構造とした. 二つのクラッチの動作により, 変速動作をおこなうと共に, エンジンとモータの断続をおこなうことで, エンジンを切り離してのEV走行および減速回生を可能とした.

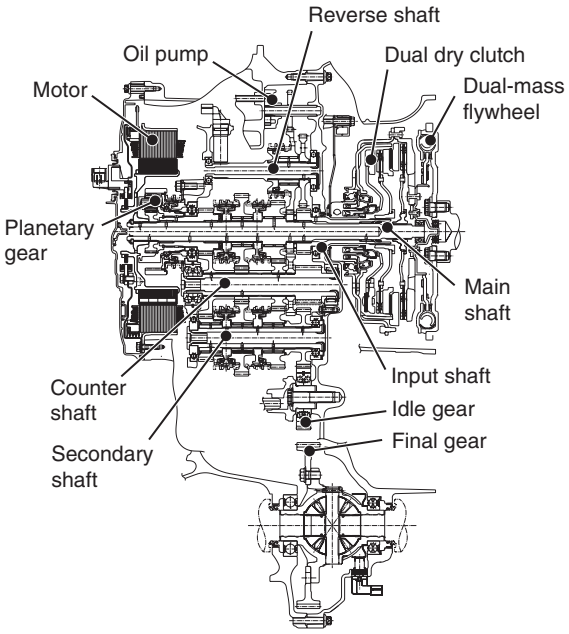


Fig. 1 Main sectional view of developed DCT

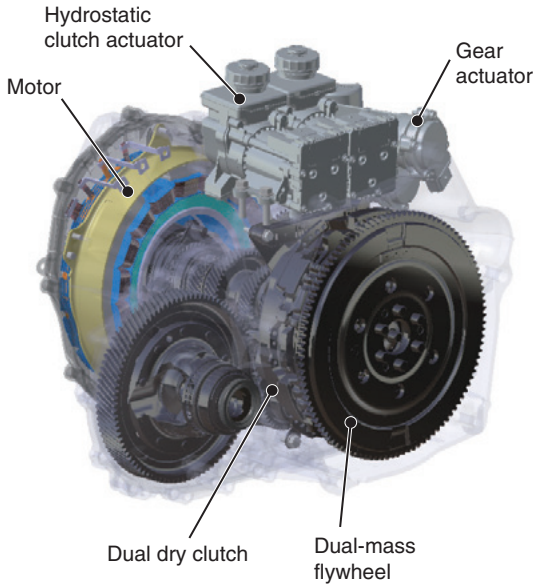


Fig. 2 Perspective view of developed DCT

Table 1　Specifications of FIT

Engine	Type		In-line 4 1.5 L Port injection
	Max. power		81 kW (6000 rpm)
	Max. torque		134 Nm (5000 rpm)
Motor	Max. power		22 kW
	Max. torque		160 Nm
Transmission	Type		7-speed DCT
	Size		420.8 mm
	Weight		70.6 kg (Without motor parts)
	Gear ratio	1st	4.148
		2nd	2.007
		3rd	1.481
		4th	1.098
		5th	0.810
		6th	0.605
		7th	0.446
		Reverse	3.221
		Final	4.842

4．主要技術

4.1. エンジン切り離し EV 走行および減速回生

モータはメインシャフト上に取り付けられ，デュアルクラッチの切断により，エンジンとモータを切り離す．Fig. 3 に DCT の動作の例を示す．

メインシャフトに接続されたモータおよびプラネタリのサンギヤにより，１速にインギヤするとリングギヤが固定される．キャリアに接続された３速のギヤを経由して，１速での EV 走行が可能となる．リングギヤの固定を解除し３速インギヤすることにより３速での EV 走行が可能となる．EV 走行，減速回生は奇数段ギヤを介してのみおこなわれる（EV 走行モードおよび EV 回生モード）．

EV 走行状態から，奇数段のクラッチまたは偶数段のいずれかの段を経由して偶数段クラッチを締結することにより，エンジンが始動し，モータアシスト走行が可能となる．モータが接続されていない偶数段の走行中においてもモータに接続された奇数段側からのアシストが可能である（ハイブリッドモード）．

モータによるアシストを使わずエンジンだけの走行も可能である（エンジン走行モード）．

また，シフトをニュートラル状態にして，奇数段クラッチを接続することにより，タイヤへの駆動を切り離した状態で，エンジンとモータを接続でき，停車中の充電を可能としている．

DCT のクラッチを変速だけでなく，エンジンとモータの断続に共用することができ，軽量かつコンパクトな構造にてエンジン切り離しの EV および減速回生をおこなうことが可能である．ギヤシフト段とクラッチを組み合わせることによって各変速段でのモータアシスト走行も可能であり，SPORT HYBRID i-DCD システムの効率向上に貢献している．また，モータの駆動および回生をおこなう奇数段は，ギヤの噛合いを最少とし，高効率なモータの駆動および減速回生が可能なレイアウトとなっている．

4.2. 軽量およびコンパクト化

直列４気筒エンジンに搭載するため，全長短縮，軽量化が必要であることから，下記の対応をおこなった．Fig. 4 にギヤ構造を示す．

（1）IMA モータをトランスミッションに内蔵し，モータハウジングを廃止すると共に，モータをオートマチックトランスミッションフルード（ATF）により冷却することで，発熱を抑え，モータを小型化した．

（2）１速をプラネタリギヤにより構成し，メインシャフト上にサンギヤを接続し，リングギヤを固定することで１速を形成する．キャリアの出力は３速ギヤと共用化した．モータをプラネタリギヤの外周側に配置することにより全長を短縮させた．キャリアはアルミキャリアを採用し，軽量化をはかった．

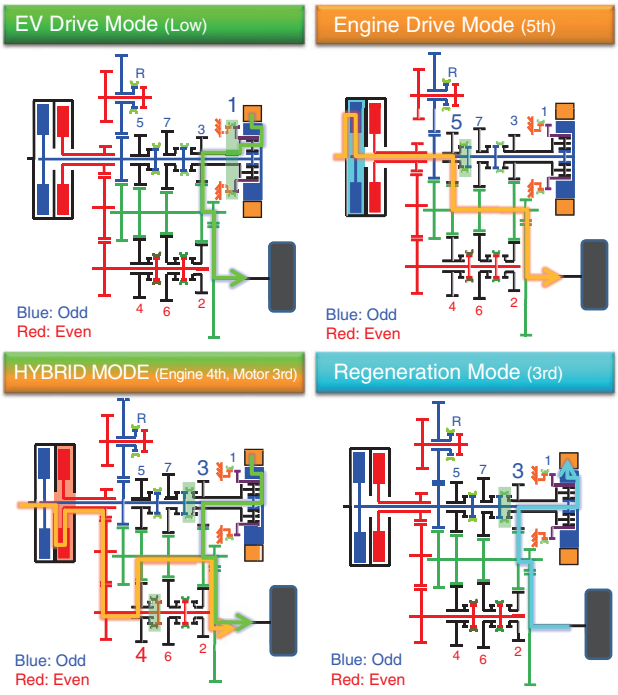


Fig. 3　DCT operation modes

（3）奇数段ギヤおよびモータをメインシャフト上に配置し，偶数段ギヤをインプットシャフトからアイドルシャフトを介して動力伝達されるセカンダリシャフト上に配置した．２速と３速，４速と５速，６速と７速ギヤ列で，カウンタシャフト上に配置されるドリブンギヤを共用し，全長を短縮した．

（4）ATF 対応の高容量シンクロナイザを開発した．高容量化することで小型化し，ギヤ下への潜り込みを可能とすることで，全長を短縮した．基材をブラス熱鍛造から鉄プレス成形に，摩擦材を粉末成形からシート成形とすることで ATF 環境下での容量および耐久性を確保しながらコストダウンおよび生産時の廃棄物削減をはかった．

（5）小径かつ高容量の４点接触ベアリングを採用し，シャフトの軸間を小さくすることを可能とした．また，ベアリングの小型化はフリクショントルクの低減につながり高効率化にも寄与している．

（6）アイドルギヤに高剛性片持ち支持構造を採用し，ギヤ下にベアリングを配置することにより，ベアリングの大径化を可能とした．これにより剛性を確保しながら，軸間を小さくすることができ，小型化かつ軽量化を可能とした．また，ファイナルギヤと軸方向で同列に配置することで全長を短縮している．同様に，リバースギヤとパーキングギヤも同列に配置し，トランスミッションの小型化かつ軽量化を実現した．

（7）クラッチケース（以下 C ケース）とトランスミッションケース（以下 M ケース）の締結および M ケースとサイドカバーの締結にはアルミボルトを採用した．アルミボルトの比重は従来の鉄ボルトに対して 1/3 程度と軽いが，引張強度が 1/2 程度と強度的には弱くなってしまう．引張強度の低下を補うため，次の観点により設計をおこなった．アルミボルトの線膨張係数は締結部材のケースと線膨張係数が同等であるため，熱間時の軸力上昇が鉄ボルトに対して有利である．また，角度法締め付けを採用することにより，締結時の軸力ばらつきを抑えることができること，表面処理を施すことによりトルク係数が安定し，液体パッキン，オイル付着時にトルク係数の変化が小さい．

これらにより，ばらつきを考慮したアルミボルトでの残存軸力を従来の鉄ボルトと同等レベルに確保することができ，鉄ボルトでの締付けと同じ本数のボルトで，締結条件を満足させることができた．Fig. 5 にアルミボルトの締結箇所を示す．M ケースと C ケースの締結部（M8 ボルト 17 本）および M ケースとサイドカバーの締結部（M6 ボルト９本）にアルミボルトを採用することにより約 300 g のケース締結ボルト軽量化をおこなった．

（8）モータのロータは，M ケースに片持ち支持構造とした．これによりサイドカバーは，ベアリング支持不要とし，樹脂化をおこなうことができた．サイドカバーの構造を Fig. 6 に示す．

モータ回転センサであるレゾルバのコネクタ部シール構造は，緊迫力を発生させる環状スプリングとゴムのシーリングメンバと樹脂環とで構成される．樹脂サ

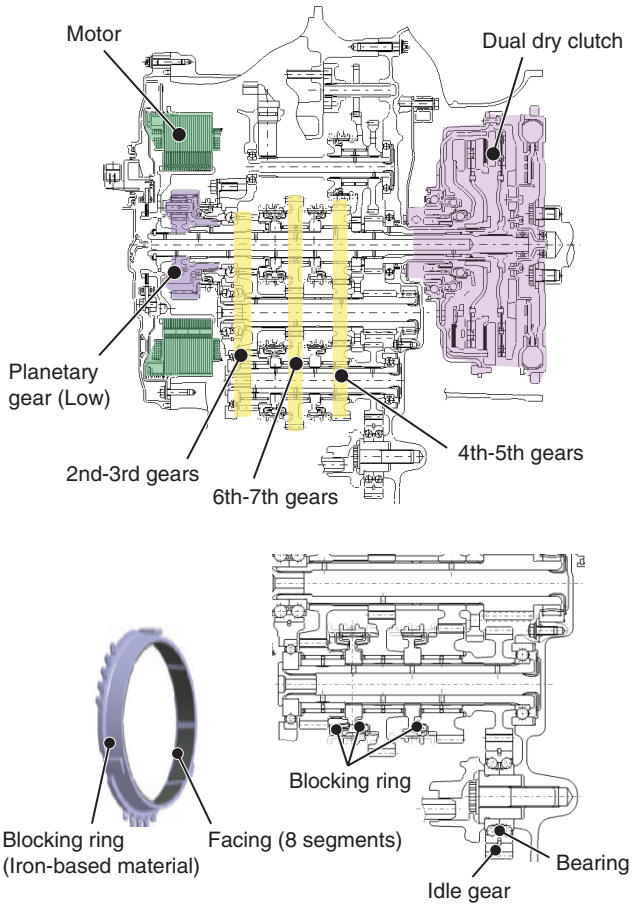


Fig. 4　Structure of gear train

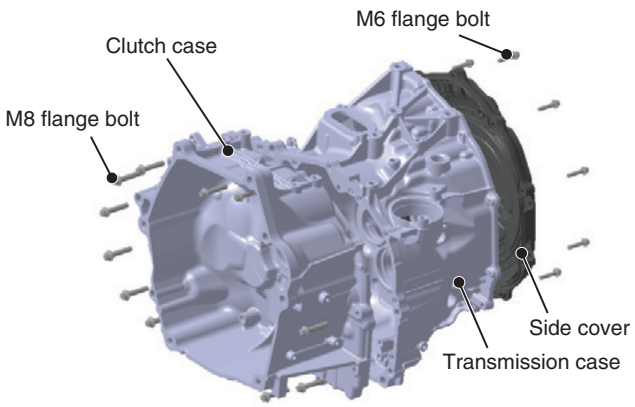


Fig. 5　Locations of aluminum bolts

イドカバーは，熱や吸水によるラジアルおよびスラスト変位が発生する．シーリングメンバの形状は，この変位を許容できるような構造とした．また，環を樹脂化することにより，樹脂カバーに溶着可能とし部品点数とコスト削減をおこなった．

オイルポンプから吐出されたオイルの油路もシール部と同様に溶着により一体成型とした．オイルポンプから吐出されたオイルは，メインシャフト軸内，プラネタリギヤ部を潤滑すると共に，樹脂カバーの油路を通じて，モータ巻き線部の冷却をおこなう．樹脂化によりモータとの絶縁距離確保が不要なことと樹脂成型によるレイアウトの自由度により，モータの冷却を効率的におこなう場所に油路を構成することができた．これにより，モータの小型化に寄与すると共に，軽量化，全長短縮を可能とした．

これらの結果，全長を従来の IMA システム（モータと CVT）同等のサイズとし，FIT シリーズへの搭載が可能な軽量かつコンパクトな構造のトランスミッションとすることができた．

4.3. 高伝達効率

本トランスミッションは，効率のより高いマニュアルトランスミッション（MT）をベースとし，クラッチとギヤが奇数段と偶数段の２系統に分かれており，２系統を交互に繋ぎ変えながら変速をおこなっている．

エンジンとの断続をおこなうクラッチには引きずり低減のために乾式クラッチを採用した．クラッチは Luk 社製 DDC とクラッチ作動油圧の発生とコントロールをおこなうハイドロクラッチアクチュエータ（以下 HCA）で構成される．HCA は電動モータにより駆動される．また，ギヤチェンジアクチュエータ（GA）によりシフトフォークのシフトおよびセレクト動作をおこない，ギヤの選択をおこなう．GA の構造を Fig. 7 に示す．

GA の軸方向への動作によってシフトレールを選択し，回転方向の動作によって，シフトフォークのレールを移動させシフト動作をおこなう．パーキング動作も GA の動作によっておこなう．HCA，GA 共に，電動モータを駆動することにより，油圧を発生させるオイルポンプを不要とし，効率を向上させている．また，これによって，シフトバイワイヤ化が可能であり，車体側のシフト，セレクトケーブルを不要として，シフタ部の配置自由度を上げ，デザイン性の向上に貢献することができる．

トランスミッションの潤滑オイルには，粘度の低い ATF を使用しフリクション低減をおこなっている．従来の MT においては，MT フルードを使用しているため，今回 ATF に対応した高容量シンクロナイザおよびシフトフォークを開発した．

シフトフォークの爪先には，耐摩耗性を考慮し，ポリアミド材をベースとした樹脂材を採用した．Fig. 8 にシフトフォークの構造を示す．鉄材のシフトフォークに樹脂爪を一体成型することにより，耐摩耗性を成立させると共に，従来のハードクロムメッキ仕様に対して，加工工程を減らすことができ，コストダウンを図ることができた．

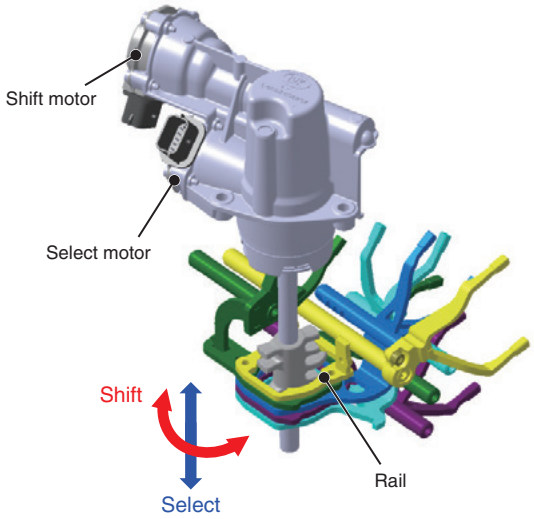


Fig. 7　Configuration of GA

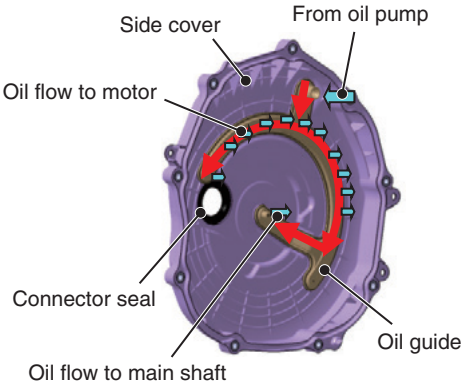


Fig. 6　Structure of side cover

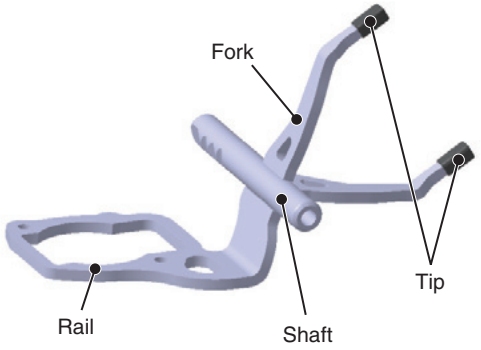


Fig. 8　Shift fork

潤滑構造をFig. 9に示す. フリクション低減のために, ファイナルギヤおよびセカンダリシャフトにバッフルプレートを設けてかくはん低減をはかった. デファレンシャルのベアリングにファイナルギヤの掻き揚げによる潤滑を効率良くおこなうために, ガタープレートにより効率的に潤滑をおこない低い液面での潤滑を確保している.

オイルポンプによりメインシャフト軸, モータ等への潤滑をおこなっている. しかし, オイル量を減らすと傾斜時や旋回時に油面が傾き, オイルの吸口からエアを吸ってしまう可能性がある. ストレーナの配置はレイアウトの制約を受けるため, ケースに設けた吸口部では適切な吸口位置に配置できない. オイル吸口からエアを吸わせないようにするためオイル量を増やすと, かくはん抵抗の増加や重量の増加を招いてしまう. このため, セカンダリバッフルに吸口を一体で設けることにより, 追加部品無しでオイルの吸口位置を最適化した. これにより, オイル量を削減でき, かくはん抵抗を低減可能とした.

これらの対策により, 伝達効率は, 従来のATと比較して5%程度向上することができた.

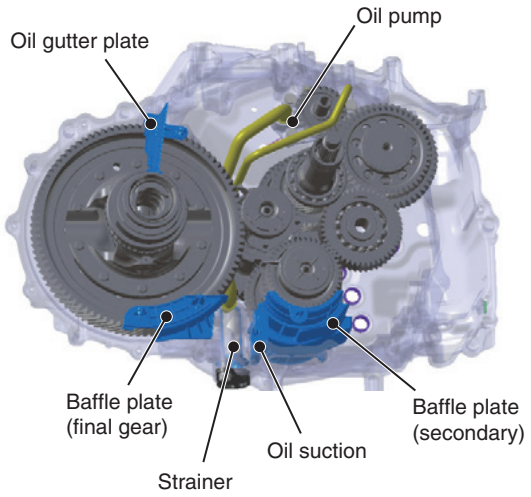


Fig. 9 Lubricating system

5. まとめ

SPORT HYBRID i-DCD用トランスミッションとして以下の項目を特徴とする7速DCTを開発した.

(1) デュアルクラッチの採用およびモータをメインシャフト上に配置することにより, エンジンを切り離してのEV走行および減速回生を可能とした.
(2) モータの内側に, 1速を構成するプラネタリギヤを配置すると共に, 共用ギヤ列構造等の採用および材料置換の推進により, 小型化および軽量化を達成した.
(3) ドライクラッチおよびアクチュエータの電動化とオイルかくはん低減により高い伝達効率を達成した.

参考文献

(1) 落合志信, 内堀憲治, 原一広, 靏見隆史, 鈴木実:ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1 p.7-14
(2) 松木正人, 若城輝男, 神山敏宏, 佐藤利行, 賀来嘉亜昭, 神田正浩:ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1 p.39-48
(3) http://www.honda.co.jp/news/2012/4121113a.html

■著 者■


河合則和


太田浩司


政岡泰行


小西弘順


小林平典

高効率金属ベルト式 CVT 変速機構の研究

Study of High-efficiency CVT Shifting Mechanism Using Metal Pushing V-belt

一 條 秀 治* Shuji ICHIJO
矢ヶ崎 徹* Tooru YAGASAKI
安 藤 大 起* Taiki ANDO
坂 上 恭 平* Kyohei SAKAGAMI
隅 田 聡一朗* Soichiro SUMIDA

要 旨

CVT の伝達効率向上のため，プーリ側圧制御，ベルト巻き付き軌道の変化，摩擦伝達容量の３点に着目し伝達ロスの低減を図った．プーリ側圧制御はプーリとベルト間の回転変動伝達特性とトルク伝達容量の関係に線形性があることを利用し，トルク伝達容量の余剰安全率低減を可能とした．ベルトのプーリ巻き付き軌道はプーリの倒れのため，幾何学的な理論半径に対し，ずれが生じ伝達効率が低下する．プーリ構造を変更し，ずれ量を小さくすることで伝達効率を向上した．CVT フルードの添加剤の最適化により摩擦係数を向上し，軸推力を低減して伝達効率を向上した．同時に，ベルトエレメントとプーリの接触部摩耗防止のため，亜鉛放電加工被膜および浸炭窒化焼入れを併用し，高摩擦係数と耐摩耗性を両立した．

ABSTRACT

Pulley thrust control, changes in the trajectory of the belt as it winds around the pulleys, and the amount of friction transmission were focused on in order to reduce transmission loss and increase the transmission efficiency of CVT. In the case of pulley thrust control, making use of the linear relationship between the rotary speed fluctuation transfer characteristic and the torque transmission capacity between the pulleys and the belt, it was possible to reduce the excess safety factor of the torque transmission volume. Due to pulley tilt, the trajectory of the belt displays deviations with the theoretical geometrical winding radius. The structure of the pulleys was modified in order to reduce this deviation and increase transmission efficiency. Optimization of the additives in the CVT fluid increased the coefficient of friction, decreasing pulley thrust and increasing transmission efficiency. At the same time, the application of a carbonitride heat treatment and a zinc electric discharge coating to help prevent wear in the parts of the belt elements and pulleys making contact balanced a high coefficient of friction with wear resistance.

1．まえがき

近年，燃費向上と排出ガス低減のニーズにより，自動車のパワートレインではハイブリッド方式とともに金属ベルト式CVTの適用が拡大しているが，金属ベルト式CVTは，高速巡航での伝達効率の改善が課題であるとの指摘がある[(1)]．金属ベルトの伝達損失は滑りによる摩擦損失が主要因であると考えられており，この摩擦損失を低減すればさらなる燃費向上の可能性がある．また，軸推力の最適化によるベルト効率向上の可能性についての報告[(2)]や，ベルト巻き付き径の理論巻き付き径に対するずれがベルト効率を低下させる要因であるとの報告[(3)]があり金属ベルトの伝達効率向上についての可能性が示唆されている．本研究では金属ベルトの滑りによる摩擦損失に着目し，伝達効率向上を目的として，軸推力低減，プーリ倒れ抑制構造について検討した結果，金属ベルトの性能が十分に発揮できる改良の知見が得られたので，その概要を報告する．

2．開発のねらい

金属ベルトは複数層２束のリングと数百個のエレメントで構成されており (Fig. 1, Fig. 2)，固定プーリと可動プーリに挟み込まれＶ面の摩擦力により動力を伝達する．このとき，エレメント間クリアランス，エレメントの弾性変形，およびプーリＶ面の傾きの影響を受け，プーリとエレメント間に回転方向と半径方向の微小な滑りが発生する．また，エレメントとリング間では，エレメントのピッチ半径とリングのピッチ半径が異なることから経路差が生じ，

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_6

プーリ回転に伴い経路差による滑りが発生する．同様に積層された各リング間においても，リングの厚みによりピッチ半径が異なることから，経路差による滑りが発生する．

リングの滑りによる摩擦損失を低減するには接触荷重を生じさせているリング張力を低下させることが効果的であり，軸推力を低減することでリング張力を低減することができる．また，エレメントとプーリ間の半径方向滑りは，プーリＶ面の倒れによるベルト軌道のずれによるものであり，プーリＶ面の倒れを抑制することでエレメントの半径方向の滑りを低減することができる．

本研究では実車クルーズ時に使用頻度の高いＯＤレシオにおけるベルト単体効率の向上を目指し，ベルト単体効率 3% 向上を目標として，新側圧制御，摩擦係数向上，プーリＶ面倒れ抑制の研究をおこなった．なお，ここで伝達効率向上率は，伝達損失がゼロの場合のベルト単体効率を 100% として，従来技術の効率と新技術の効率の差を表した．

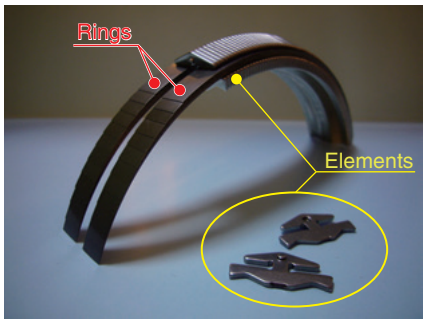


Fig. 1　Metal pushing V-belt

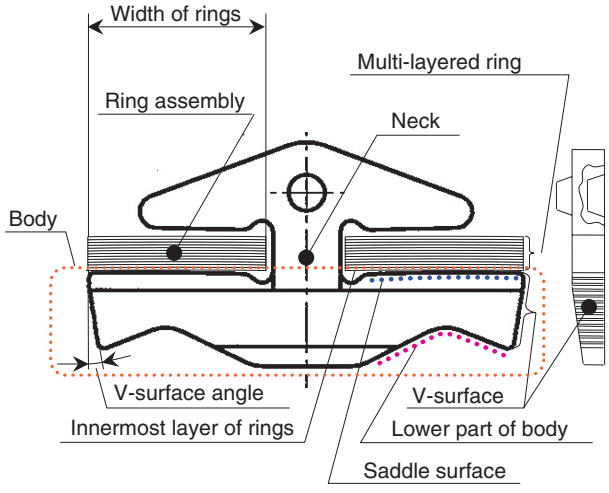


Fig. 2　Configuration of elements and ring assembly

3．伝達効率向上手法

軸推力にはトルク伝達容量を決める低軸推力と変速比を決める高軸推力があり，運転状態により入力軸と出力軸のいずれかに与えられる．低軸推力はＶ面角度と巻き付き半径と摩擦係数で決まるトルク伝達に必要な推力に加えて，ベルトスリップを考慮した安全率を見込んだ推力が与えられる．この安全率を最小限の値とすることで高効率な運転状態とすることができる．従来の制御では推定入力トルクに対して制御油圧のばらつきなどを考慮して補正係数により安全率を加味した軸推力を算出しており，運転中のベルトスリップに対しては，より安全側に軸推力を与えている．新しい制御では，ベルトスリップに対する余裕度を検出し，任意に設定した余裕度を目標値として軸推力を制御し，必要最小限の軸推力で運転を可能とした．プーリとベルト間の摩擦係数向上は，添加剤の処方によりオイル特性を変更した．同時に，摩擦係数向上にともない増加するプーリ摩耗を抑制するため，プーリＶ面に亜鉛放電加工被膜処理をおこなった．プーリに巻き付いているベルトの軌道は，プーリＶ面の傾きにより理論巻き付き半径からずれている．従来の可動プーリ構造は軸推力が内径側に多くかかる構造のため，ベルト巻き付き半径が大径側の場合，プーリＶ面の傾きが増加していると考えた．ピストン構造を変更してプーリ内径部と外径部にかかる軸推力のバランスを最適化し，可動プーリの傾きを抑制して軌道のずれ量を小さくした．

3.1. 新側圧制御

入力トルク T と最大伝達可能トルク T_{max} の比であるトルク比 T_r を指標として，制御の目標値に設定したトルク比と，実機から検出した実トルク比との偏差から補正係数を求め，軸推力を決定する制御方法を開発した．金属ベルトの伝達効率はトルク比とリニアな関係にあり，トルク比の増加とともに微小滑りが増加しつつ伝達効率は上昇する．トルク比１近辺で効率最大となりトルク比が１を超えるとベルトに損傷を与える大きな滑りが生じ効率が低下する (Fig. 3)．また，エンジンの回転変動はトルク比の増加にともない，微小滑りの増加のため，振動エネルギーの減衰と

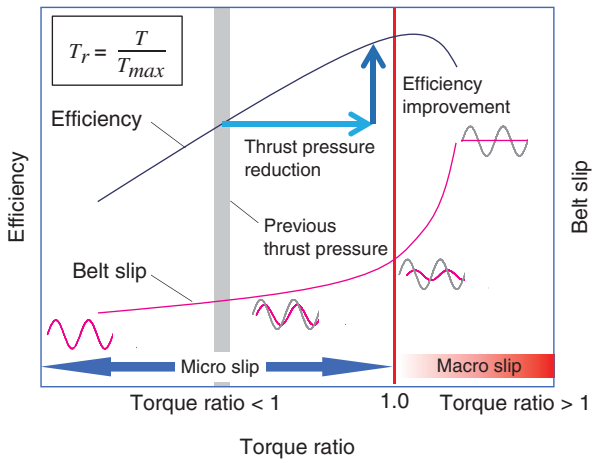


Fig. 3　Relationship between torque ratio and efficiency

位相の遅れが生じて伝達される．このトルク比と伝達特性の関係を利用することで運転時のトルク比が検出でき，任意のトルク比に制御することが可能となる[3]．

3.1.1. トルク比検出

トルク比の検出は，エンジンの回転が点火周期で変動することを利用し，入力軸の回転変動と出力軸の回転変動からパワースペクトル比，または位相差を求め，伝達特性とトルク比に相関があることを利用しておこなう．本研究では回転の検出に実機確認に使用したパワートレインに装備される既存の回転センサを用いた．入力軸の回転検出にエンジンクランクシャフト回転センサ出力を使用し，出力軸の回転検出にドリブンプーリシャフト回転センサ出力を使用して入出力軸の回転数を測定した (Fig. 4)．エンジンの点火周期から回転変動の基準周波数を算出し，入力軸回転信号，出力軸回転信号それぞれに 2 位相ロックインアンプを用いてパワースペクトル比と位相差を求めた (Fig. 5)．トルク比とパワースペクトル比および位相差の関係を実験で確認した結果，位相差は入力周波数全域でトルク比の増加にともないリニアに増加している．それに対してパワースペクトル比は，入力周波数 55 Hz 以下において，トルク比の増加に対してリニアに増加していない．以上のことから，トルク比を検出するパラメータとして位相差が適切であることが確認できた (Fig. 6)．車両制御用に位相差，周波数およびトルク比の 3 次元マップを作成した (Fig. 7)．

3.1.2. 新側圧制御の車両への適用

新側圧制御は従来の制御仕様に対して，設定した新制御適用条件で制御を切り替え，新制御適用条件外になった場合は従来制御に戻す仕様とした．新制御適用条件は，ベルト変速比をクルーズ状態で使用頻度の高い OD レシオの場合とした．従来制御における軸推力の算出は，トルク伝達に必要な軸推力にベルトスリップを考慮した安全率分の推力をマージンとして加算する．新側圧制御では車両走行状態と作成した 3 次元マップから実トルク比を求め，設定した目標トルク比と実トルク比との偏差からマージンの補正係数を算出する．従来制御から新側圧制御に切り替わった際に，従来制御のマージンを補正したマージンに置き替えて軸推力を算出する仕様とした．新側圧制御の適用により，従来制御に対して OD レシオクルーズ時のトルク比を 0.45 から 0.7 に向上し，軸推力を約 40% 低減した (Fig. 8)．

3.2. 摩擦係数向上手法

プーリとエレメント間の動力伝達は CVT フルードに含まれる添加剤の反応膜である境界膜のせん断により発生する摩擦力によっておこなわれる (Fig. 9)．摩擦係数の向上にはこの境界膜のせん断強度を向上させる必要がある．軸推力の低減率目標値を従来比−10% とし，摩擦係数向上をねらい添加剤を処方した．

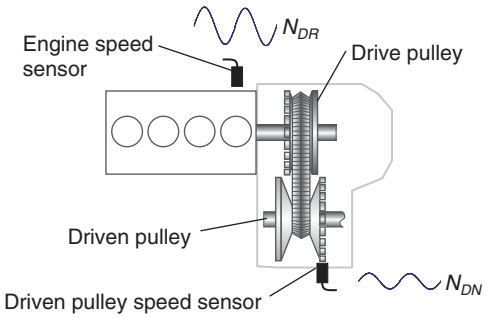
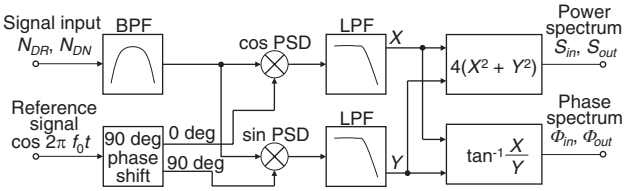


Fig. 4　Rotary speed detection system



BPF: Band pass filter
LPF: Low pass filter
PSD: Phase-sensitive detector

Fig. 5　Two-phase lock-in amplifier curve

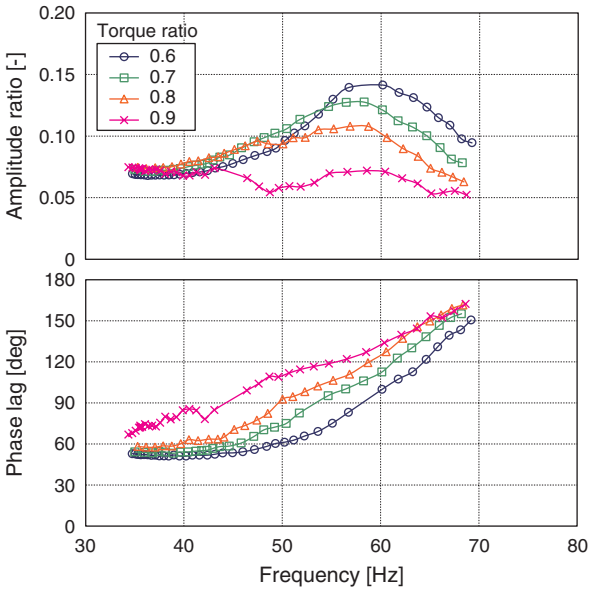


Fig. 6　Amplitude ratio and phase delay

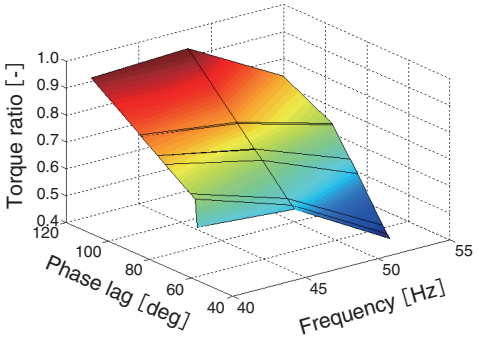


Fig. 7　3D torque ratio map

摩擦係数違いのCVTフルードを用いてしゅう動試験を実施し，しゅう動部の金属組織を観察した結果，摩擦係数が大きくなるほどしゅう動部表面近傍の微細化組織の深さが深くなっている(Fig. 10)．また，通常組織と微細化組織の境界部にクラックが発生し，はく離が生じることが観察された(Fig. 11)．したがって，摩擦係数向上時には微細化組織の発生を抑制し，はく離摩耗を防止する必要がある．

3.2.1. 添加剤処方

プーリとエレメント間の摩擦係数はベルト変速比と温度の影響を受ける．温度特性はCVTフルードに含まれる摩擦調整剤(FM剤)の活性化する温度がFM剤の種類により異なるためであり，FM剤の選定と配合比率を調整し，低温での摩擦係数低下を最小限に抑えた．摩擦係数向上にリン系極圧剤を主体に清浄剤と分散剤を処方し，ベルト異音，クラッチ特性の観点からFM剤を処方した．評価基準温度での摩擦係数は，従来に対してLOWレシオで18.1%，ODレシオで10.8%向上した(Fig. 12)．

3.2.2. プーリV面摩耗防止

摩擦係数の値と微細化組織の深さに相関があることから，V面の負荷に応じて微細化組織が生成されると考え，接触部の面圧が高いLOWレシオと，LOWレシオに対して面圧が低いODレシオにおいて耐久試験をおこない，微細化組織の状態を透過型電子顕微鏡(TEM)にて比較観察した．ODレシオで使用されるドライブプーリ外周部，ドリブンプーリ内周部，そしてLOWレシオで使用されるドリブンプーリ外周部は，浸炭焼入れ組織であるマルテンサイト組織が観察されたが，微細化組織の発生は確認されなかった．しかし，LOWレシオで使用されるドライブプーリの内周部には約3 μmの微細化組織層が生じており，マルテンサイト組織と微細化組織の境界付近に表面起点のクラックが観察された(Fig. 13)．また，走査型電子顕微鏡(SEM)による観察で，表面から15 μm程度の深さに内部

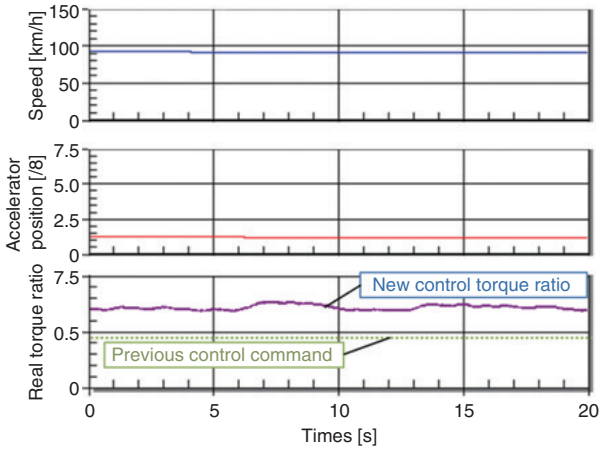


Fig. 8 Test results for new pulley thrust control

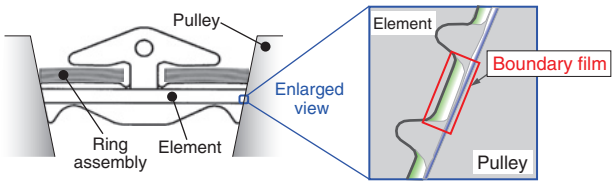


Fig. 9 Principle of frictional force

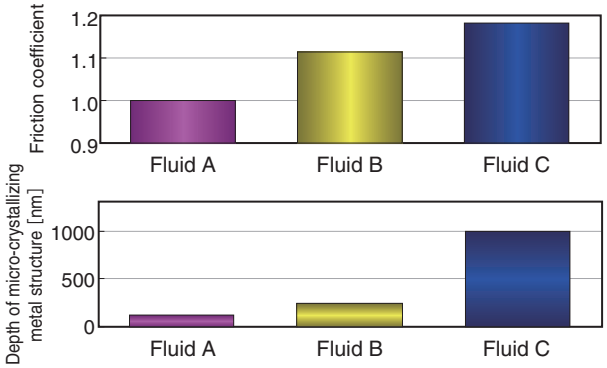


Fig. 10 Friction coefficient and depth of micro-crystallizing metal structure

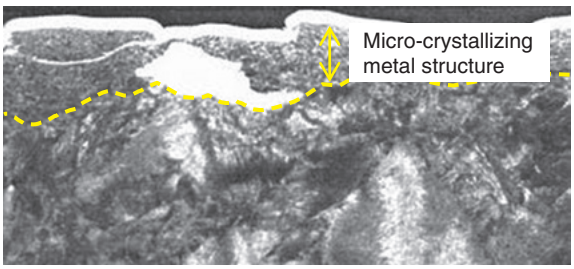


Fig. 11 Micro-crystallizing metal structure resulting from sliding friction

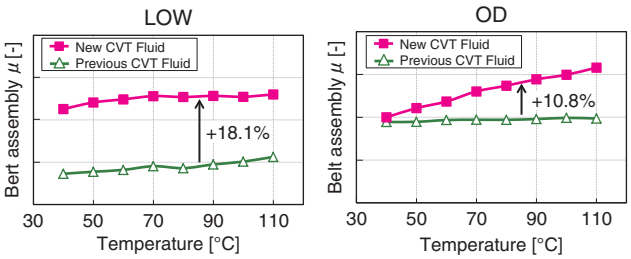


Fig. 12 Belt assembly friction coefficient

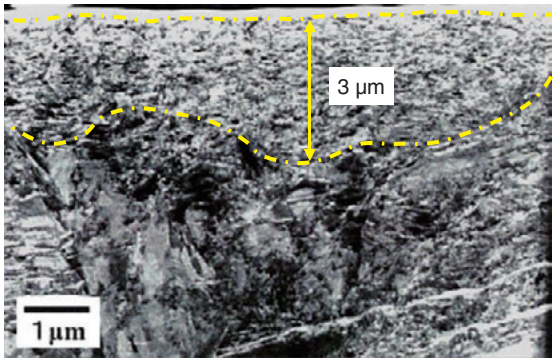


Fig. 13 Micro-crystallizing metal structure in drive pulley

起点のクラックが発生している (Fig. 14). これらのことから V 面の摩耗は発生したクラックが進展し, 表面がはく離して発生していると考えられる. よって, ドライブプーリの内周部は, 表面起点および内部起点のクラックの発生を防止する必要がある.

摩耗防止手法として, 表面起点クラックにはプーリ表面に亜鉛放電加工被膜処理を採用し, 内部起点クラックに対しては浸炭窒化焼入れを採用した. 耐久試験後のプーリ表面近傍の断面を SEM にて確認した (Fig. 15). 表面および内部ともクラックの発生がないことがわかる.

3.3. 可動プーリ倒れ抑制構造

金属ベルトのプーリ巻き付き軌道はプーリの倒れなどにより理論巻き付き半径に対してわずかにずれた軌道となる (Fig. 16). これは可動プーリが軸推力によりベルトに押し付けられると, ベルトが巻き付いていない部分の V 面間距離が狭くなり, 巻き付いている部分では V 面間距離が広くなり, 広い部分でエレメントの巻き付き半径が小さくなるためである. このエレメントの半径方向移動により摩擦損失が発生する. 本研究の目標である OD レシオクルーズ状態での効率向上をねらい, 巻き付き半径が大きくプーリ倒れの影響が大きいと考えられるドライブプーリのピストン構造を変更して, プーリの倒れを抑制し軌道のずれを低減した.

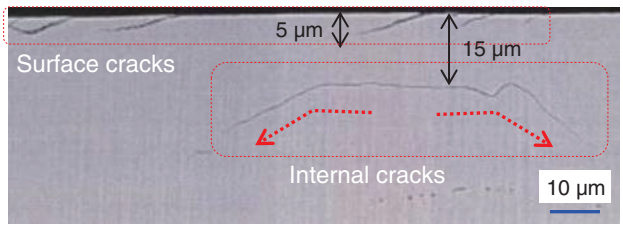
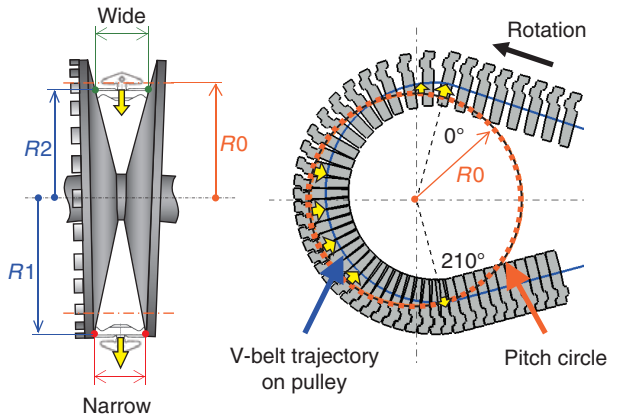


Fig. 14 Pulley cracks in durability test



Fig. 15 Sectional view of pulley surface



*R*0: Pitch radius
*R*1: Maximum variation rate
*R*2: Minimum variation rate

Fig. 16 Mimetic diagram of metal pushing V-belt trajectory on pulley

3.3.1. プーリピストン構造

ドライブプーリの従来構造における軸推力の発生は, 可動プーリの V 面背面の第 1 油圧室と, 内径部を押す第 2 ピストンで構成される第 2 油圧室による. 第 2 ピストンが内径部を押すため推力の約 50% が内径部に作用し, ベルトを挟み込むと外径部が開き可動プーリが傾いた状態となる. そのためベルト巻き付き軌道が理論巻き付き半径に対してわずかにずれる. この傾きを抑制するために第 2 油圧室の外周に可動プーリ外周部を押す第 3 油圧室を設けた. 従来構造と新構造の比較図を Fig. 17 に示す. 可動プーリにかかる推力を内径部と外径部で変化させてベルト伝達効率を確認した結果, 外径部の軸推力を高くした方が伝達効率は高くなり, 内径部と外径部の軸推力の比率が 1 : 1 で最高となった (Fig. 18).

3.3.2. ベルト軌道

従来構造と新構造のプーリ巻き付き部ベルト軌道を比較し構造変更の効果を確認した. ベルト巻き付き始めから巻き付き終わりまで 30 度間隔で配置した渦電流式変位セン

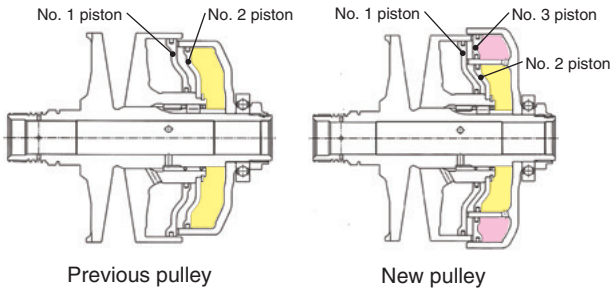


Fig. 17 Comparison of pulley configurations

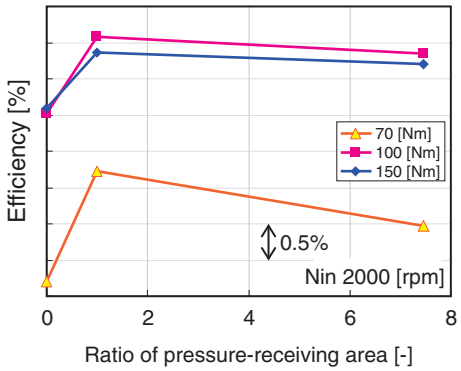


Fig. 18 Relationship between pressure-receiving area and efficiency

サにより測定した (Fig. 19). 0 度が巻き付き始めで，210 度が巻き付き終わりである．プーリ巻き付き部のベルト軌道は，巻き付き始めが最大半径となり中央部辺りが最小巻き付き半径となり巻き付き終わりで若干半径が拡大する．金属ベルトの半径方向移動による摩擦損失は，従来構造と新構造のベルト軌道の違いから，巻き付き始めの最大半径と巻き付き中央部の最小半径の差で生じると考えられる (Fig. 20). 従来構造に対して新構造は巻き付き始めの半径を 0.1 mm 小さくすることができた．

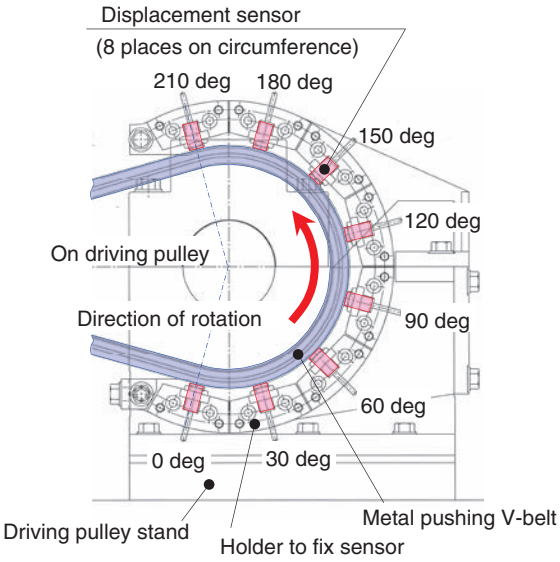


Fig. 19 Equipment for measurement of trajectory of metal pushing V-belt on pulley

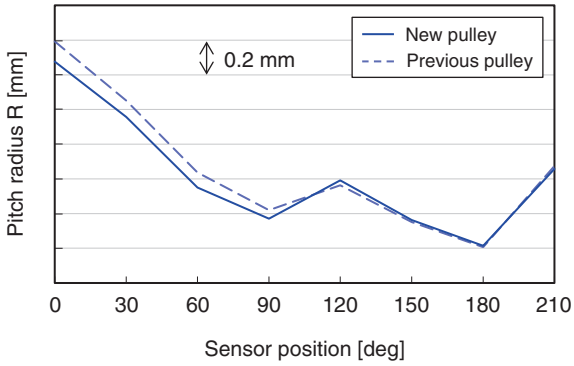


Fig. 20 Results of measurements of trajectory of metal pushing V-belt

4．ベルト伝達効率向上効果

検討した三つの伝達効率向上手法について，OD レシオクルーズ状態における伝達効率向上効果を実験で確認した．新制御は従来制御比で側圧を約 40% 低減し，伝達効率を 2.6% 向上した．摩擦係数向上 CVT フルードは摩擦係数を 10% 向上し，摩擦係数向上に対応した側圧設定をおこない，伝達効率を 0.2% 向上した．可動プーリ倒れ抑制構造はベルト巻き付き軌道ずれ量を 0.1 mm 低減し，伝達効率を 0.4% 向上した．三つの伝達効率向上技術によりベルト単体効率を 3.2% 向上した (Fig. 21).

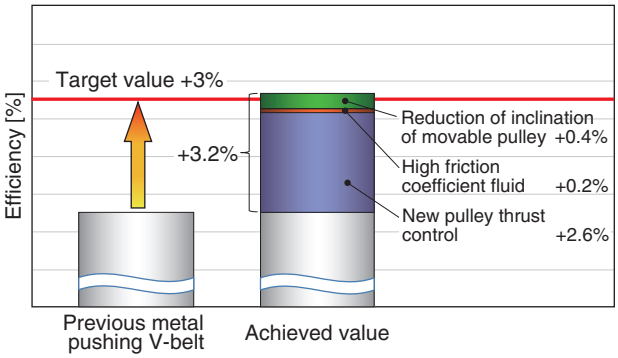


Fig. 21 Increase in efficiency

5．まとめ

ベルト単体効率向上に有効な三つの手法を構築した．

(1) トルク比と伝達効率，回転変動の入出力軸間での位相差に相関があることに着目し，運転時のトルク比を検出して油圧制御をおこない，任意のトルク比で運転することが可能となった．軸推力を最適化した結果，OD レシオクルーズ時の伝達効率を 2.6% 向上した．

(2) プーリとベルト間の摩擦係数を向上するため，CVT フルードの添加剤処方の変更により，摩擦係数測定基準温度での摩擦係数を 10% 向上し，伝達効率を 0.2% 向上した．また，プーリ V 面摩耗防止に浸炭窒化熱処理と亜鉛放電加工被膜処理が有効であることを見出した．

(3) 可動プーリの倒れによるベルト巻き付き軌道のずれを抑制するため，第 2 ピストンの外周に第 3 ピストンを設け，可動プーリの内径側と外径側に 1:1 の比率で軸推力を付与することで，ベルト巻き付き軌道のずれ量を 0.1 mm 低減し，伝達効率を 0.4% 向上した．

(4) 三つの伝達効率向上手法を同時適用し，OD レシオクルーズ時の金属ベルト単体の伝達効率を 3.2% 向上した．

6．あとがき

金属ベルト式 CVT の伝達効率の課題は，本当にベルトだけなのかという疑問から今回の開発はスタートした．金属ベルトの性能が十分に発揮できない環境で使っていることがわかり，本稿ではそれについて述べた．今後はさらなる高みを目指して性能向上を推進していきたい．

参考文献

（1）AutoBiz別冊 オートモーティブ･テクノロジー2004 戦略編, 第３部技術戦略, Part3-CVTの今後, 日経BP社, p. 194-199(2003)

（2）矢ヶ崎徹, 青山英明, 一條秀治, 戸塚博彦, 原田雅道: 金属ベルトCVTのV面角度の最適化, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.1, p. 158-164

（3）坂上恭平, 大窪和也, 藤井透, 吉田秀昭, 矢ヶ崎徹:金属Vベルト式CVTのすべり状態を記述する指標を用いた最適推力制御とそれによる動力伝達効率の向上, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.5, p. 101-106(2008)

■著　者■



一 條 秀 治



矢 ヶ 崎　徹



安 藤 大 起



坂 上 恭 平



隅田聡一朗

グローバル小型車用新 CVT の開発

Development of New CVT for Global Compact Car

神田知幸* Tomoyuki KANDA
戸塚博彦* Hirohiko TOTSUKA
大沼正志* Masashi OONUMA
首藤憲正* Norimasa SHUDO
平田智宏* Tomohiro HIRATA
小形卯京* Ukyo OGATA

要　旨

従来の小型車用 CVT に対して軽量，高効率な新 CVT を開発し，2014 年モデル FIT に搭載した．許容トルク容量を 1.8 L エンジンクラスまで拡大し，より多くの機種へ適用可能とした．またレシオレンジの拡大および伝達効率の向上により，燃費とドライバビリティを改善した．

油圧制御機能部品の集約とケース構成部品点数の削減を構造変更としておこなった．さらに新 CVT フルードによるプーリ側圧低減により，プーリの小型軽量化をおこなった．これらにより約 10% の軽量化を実現した．

またパワートレイン協調制御の改良と CVT 変速制御の改善をおこない，従来モデルよりリニアな加速フィーリングが得られた．

ABSTRACT

A new CVT that is lighter in weight and more highly efficient than the previous CVT for use in compact vehicles has been developed and used in the 2014 model year FIT. The allowable torque capacity was expanded to that of the 1.8-L engine class, making this CVT usable in a greater number of vehicle models. The ratio coverage was also expanded and the transfer efficiency was increased to enhance fuel economy and drivability.

Integration of hydraulic control system functional parts and reduction in the number of case component parts were carried out as structural modifications. Pulley side pressures were also reduced by the use of new CVT fluid so that the pulley could be made more compact and lighter in weight. These measures achieved a weight reduction of approximately 10%.

Enhancements were made in cooperative control of the power train and in CVT shift control, providing a more linear acceleration feeling than in previous models.

1．まえがき

近年，地球規模での環境問題が叫ばれており，CO_2 排出については自動車からの排出ガスの影響が大きいと言われている．自動車の環境性能を向上させる技術として，多方面からの取り組みがなされており，内燃機関の技術進化とともにトランスミッションの環境性能向上が重要となっている．

内燃機関を効率よく運転できる CVT は環境性能向上装備として，国内においては軽自動車から中型車まで採用を広げている．一方，海外においてはその地域の使用環境において最適な駆動方式としてステップ AT や Dual Clutch Transmission（DCT）が採用されているが，近年の CO_2 排出量低減に向けた取り組みの中で CVT の採用を進める動きもある．CVT の適用拡大においては，環境性能の向上に加えて，車両搭載性を高めるための小型軽量化，ドライバビリティの向上が必要である．

Honda は 1995 年より CVT を採用[1]し，ハイブリッド車[2]，小型車[3]，中型車[4]へと適用を広げてきた．さらに国内の軽自動車への適用[5]および 2013 年より北米向け中型車[6]から海外での CVT の搭載車種を拡大し，小型車グローバル機種に本 CVT を適用して全世界での環境性能の向上をおこなっていく．本稿では，開発のねらい，基本構造，主要技術について述べる．

2．開発のねらい

本 CVT は，従来の小型車用 CVT から構造を変更し，グローバル機種への搭載のための性能を備えた骨格として，環境性能向上技術と小型軽量化，走り性能の改善をおこ

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_7

なった. 開発のねらいは以下である.

(1) ユーザ使用環境に適合する燃費と走りの性能を両立させるため, レシオレンジの拡大と伝達効率の向上

(2) グローバル展開される多機種への搭載を可能にする軽量化とトルク容量の拡大

(3) パワートレイン協調制御と CVT 変速制御の進化による CVT 車のドライバビリティ向上

3. 基本諸元と性能

新 CVT の外観図を Fig. 1, 主断面を Fig. 2 に示す. また主要諸元を Table 1 に示す.

軽量化のため骨格構造は従来の小型車用 CVT から変更し, 中型車用 CVT の骨格と同一構造を採用した. プーリ軸支持構成の変更と油圧制御系, 油圧供給部の集約をおこなっている.

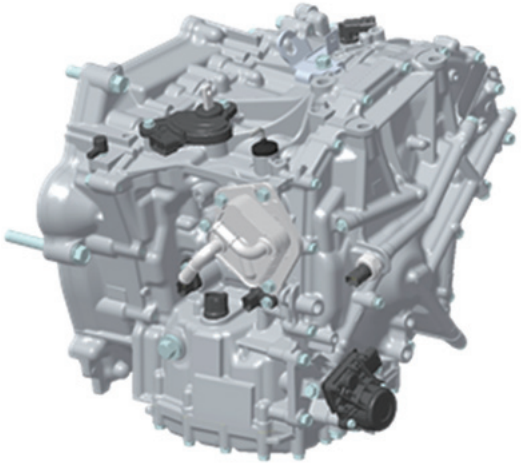


Fig. 1 Appearance of new CVT

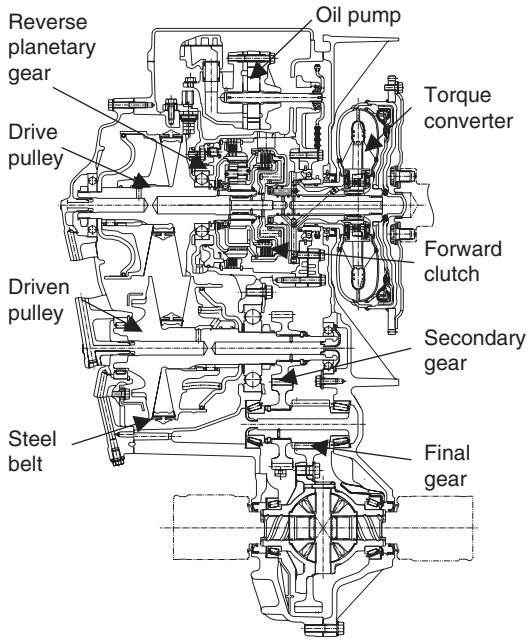


Fig. 2 Main section

Table 1 Main specifications

		2014 model year FIT	2008 model year FIT
Engine	Type	1.3 L/1.5 L	1.3 L/1.5L
	Max. power [kW/rpm]	97/6600 (1.5 L)	88/6600 (1.5 L)
	Max. torque [Nm/rpm]	155/4600 (1.5 L)	146/4800 (1.5 L)
Ratio	Low OD	2.526 0.408	2.419 0.421
	Secondary	1.266	1.266
	Final	3.941	3.875
	Reverse	1.119	1.024
	Overall	12.60 2.036	11.86 2.065
Dimension	Overall length [mm]	368.5	368.5
	Pulley axis distance [mm]	156	156
	Weight [kg]	69.4 (1.3 L)	77.6 (1.3 L)

基本諸元寸法は従来と同等とし, レシオレンジの拡大およびファイナルギヤをローレシオ化している. 基本骨格部品は幅広いエンジン排気量の車両に搭載可能とするため, 1.8 L クラスエンジンまで対応する設計とした. 重量については従来比約 10% の軽量化を達成した.

4. 主要技術

4.1. レシオレンジ拡大

発進加速性能と燃費性能を搭載車両の特性に応じてより高次元で両立させるため, レシオレンジを 6.2 とし当社の従来 CVT と比較して約 8% の拡大をおこなった. Fig. 3 にレシオ設定の比較を示す. レシオ設定は OD 側レシオを従来同等とし, Low 側を拡大した. すなわち, 発進性能の向上をおこない, 変速制御技術と合わせてレスポンスの良い加速性能を達成している. 小型軽量化のため, 駆動プーリと従動プーリ間の軸間距離は従来同等の 156 mm とし, シャフト軸径の小径化とプーリの外径を拡大した. 2013 年モデル[6]にて開発した新 CVT フルードを採用した. その高い金属摩擦係数の効果でベルト保持に必要な荷重を低減することにより, シャフト剛性を低くすることが可能となった. シャフト径を小径化することにより, ベルトの巻き付き径を小さくできるためレシオを広くとることが可能となった.

4.2. 効率向上

Fig. 4 にクルーズ走行時の伝達効率の比較を示す．従来比約 1.0% から 1.5% の向上を達成し，高車速度域の性能が向上した．高効率化のため，以下の対応をおこなった．

4.2.1. オイルポンプ容量低減

新 CVT フルードの摩擦係数向上により推力低減が可能となり，プーリピストン面積の縮小およびピストン形状の改良をおこないピストン室のデッドボリュームを低減した．これにより例えば急変速時にプーリ内への充填に必要なオイル量の低減が可能となり約 10% のオイルポンプ容量低減をおこなった．

4.2.2. オイルかくはん抵抗の低減

内部回転体がオイルをかくはんする際のフリクション低減をねらって，各部の潤滑量およびオイル流れ経路をレイアウトした．特に，ファイナルギヤはトランスミッション下部に配置されるため，そのかくはん抵抗の影響が大きい．そのため，ファイナルギヤ部へのオイル流入量を制限するバッフルプレートを設置した．ファイナルギヤ部のオイル流れの概略図を Fig. 5 に示す．ファイナルギヤ部へのオイル流入を下部の開口面積により調節し，かき上げられたオイルをバッフルプレート背面に導入し，潤滑油として利用する．さらにバッフルプレート背面をスロープ形状として上部からの潤滑オイルをオイルパン室へスムーズに戻すようにした．

4.2.3. 低フリクション化

その他回転しゅう動部となるシールリング，オイルシール等の低フリクション化，低フリクションベアリング (BRG) の採用，リバース (RVS) ブレーキディスクのドラグトルクの低減をおこなった．

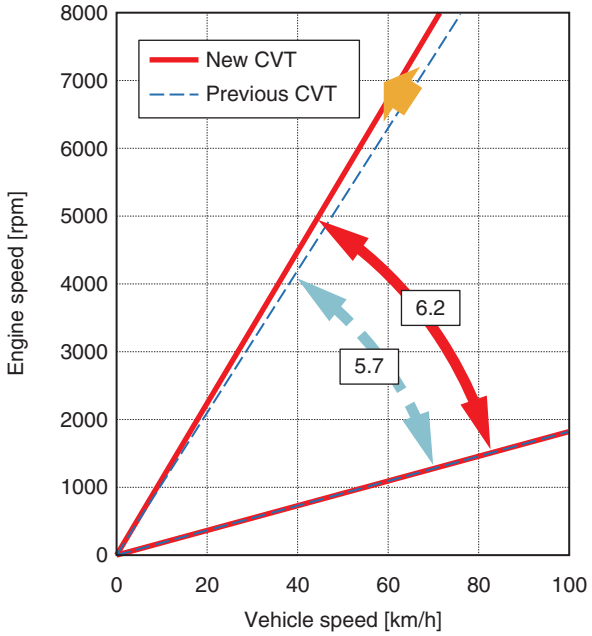


Fig. 3 Comparison of ratio coverage

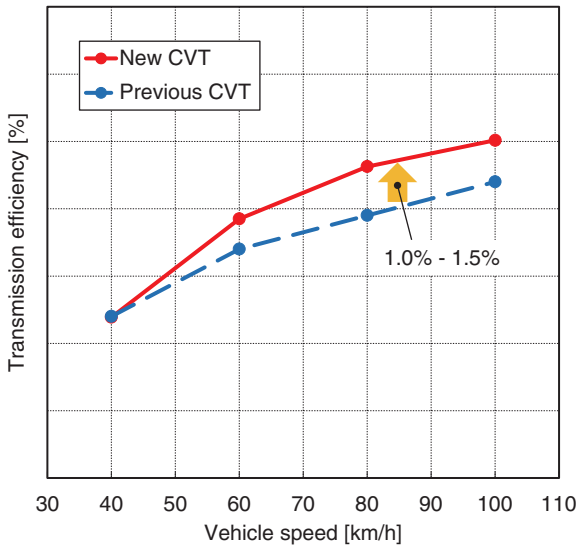


Fig. 4 Comparison of transmission efficiency

4.3. 軽量化

基本骨格のトルク容量の向上を図りながら，車両の走行性能と燃費性能向上のため，従来 CVT 比約 10% の軽量化をおこなった．

4.3.1. プーリの小型軽量化

新 CVT フルードのベルト，プーリ間の摩擦係数向上効果[(6)]によるプーリ側圧の低減効果により，シャフト，V 面部への負荷荷重が低減できた．これにより，従来同等の強度と剛性を確保しつつ軽量化が可能となった．Low レシオ時の従動プーリに発生する応力比較を Fig. 6，その時の V 面部の変位を Fig. 7 に示す．V 面部の薄肉化とシャフト部の小径化に伴い，高応力となる V 面根元部の発生応力および V 面部の変位量が従来と同等とした．

4.3.2. 機能集約構造

従来はケースに油圧制御系部品が点在していたが，新 CVT では油圧供給部をバルブボデーASSY として機能集

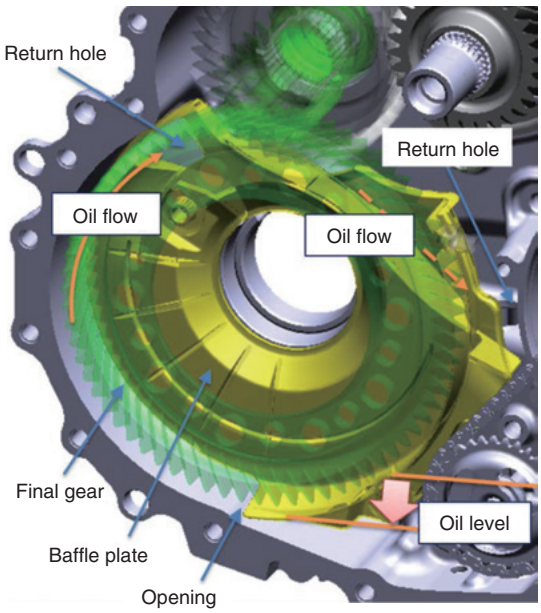


Fig. 5 Oil flow image around final gear

約し，また供給油路をオイルパッセージボデーに集約することで部品を簡素化した．それによって，約 1.2 kg の軽量化を達成した．

油圧制御系部品の構成を Fig. 8 に示す．

4.3.3. ケースの小型軽量化

トランスミッションケースとレフトサイドカバーによるドライブ，ドリブンプーリシャフトの両端支持構造を採用し，従来構造のインタミディエイトプレート廃止によってケース部品全体で約 3.1 kg の軽量化を実現した．ケース部品の構成を Fig. 9 に示す．

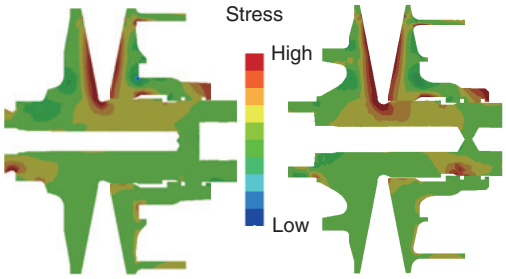


Fig. 6　Comparison of generating stress map

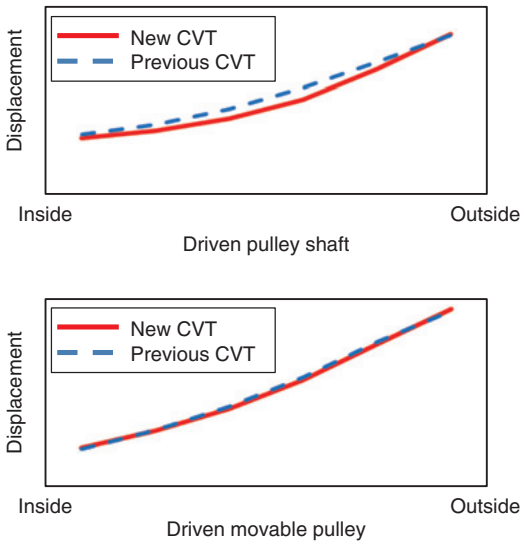


Fig. 7　Comparison of generated displacement

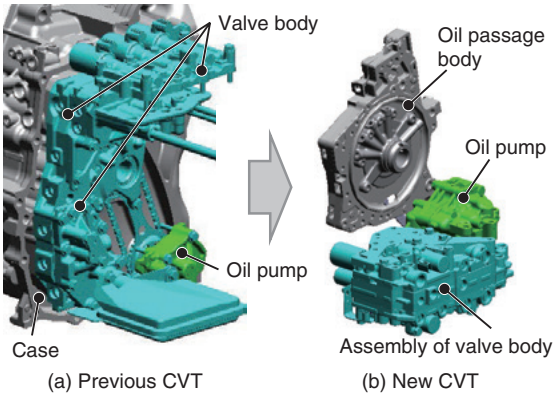


Fig. 8　Configuration of hydraulic control unit

また，従来の紙パッキンによるシールに変えて，液体パッキンを採用した．これによりケース合わせ面の相対変位に対するパッキンの追従が可能となった．その結果，締結剛性の最適化が図れ，締結ボス高さおよびボルト長さを 10 mm 短縮ができたことでケースの軽量化を達成した．

液体パッキンの適用部位の概略図を Fig. 10，ボルト締結部の詳細形状を Fig. 11 に示す．

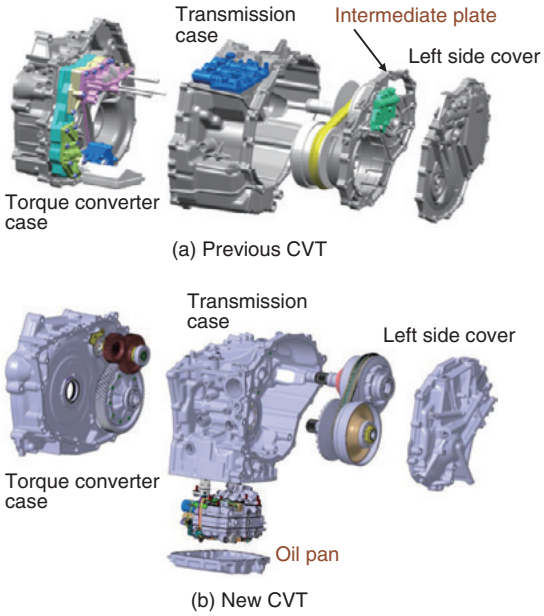


Fig. 9　Case parts composition

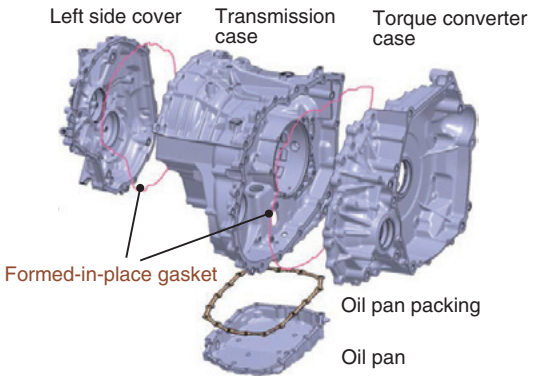


Fig. 10　Formed-in-place gasket

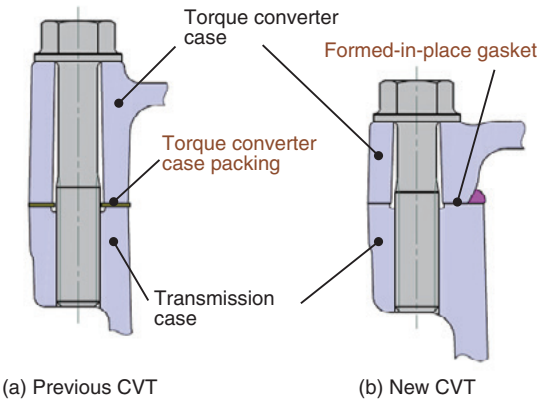


Fig. 11　Detail of bolt tightening

4.3.4. RVS 機構小型化

RVS プラネタリリングギヤに高強度を実現する新窒化材料を適用した．また新 CVT フルードの摩擦係数向上によりRVS ブレーキディスクフェーシング面圧を確保しながらRVS ブレーキディスク小型化が可能となった．これによりRVS 機構を約 12% 小型化した．Fig. 12 にRVS 機構の断面比較を示す．

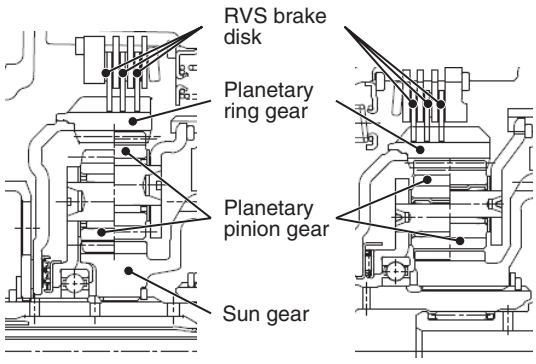
4.3.5. BRG 軽量化

新 CVT フルードを用いた低推力化によりプーリ支持部荷重を低減しプーリ支持 BRG を小型軽量化した．セカンダリ，ファイナル軸はテーパ BRG により必要容量を確保しながら小型軽量化をおこなった．その結果，BRG は従来CVT 比約 23% の軽量化を達成した．Fig. 13 にセカンダリ軸，ファイナル軸の断面形状比較を示す．テーパ BRG については低フリクション仕様を採用し，効率への影響にも配慮した．

4.4. 走行性能向上技術

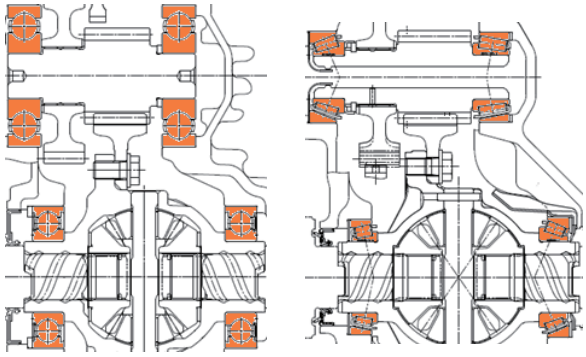
CVT 車両のドライバビリティ向上技術として駆動力を目標値とするパワートレイン協調制御を採用した．CVT 車両ではドライバの加速要求に対して CVT の無段階なダウンシフトが加速度レスポンスを遅らせる原因となりやすい．従来のドライブバイワイヤ (DBW) 協調制御においては，アクセルペダル開度に応じたスロットル開度となるため，レシオ変化により回転が上昇すると，エンジン負荷が下がりトルクが低下していた．本 CVT では Fig. 14 に示すような駆動力を目標値とするパワートレイン協調制御を実施することによりCVT のレシオ変化に応じてエンジントルク出力が決定されるため，回転上昇によるエンジントルク低下の抑制が可能となり，加速レスポンスの安定的な向上を実現した．Fig. 15 に従来制御と新制御による加速時のエンジントルクの時系列変化を示す．

ドライバの急激な加速要求に対しては，加速フィーリングの改善としてキックダウン時における変速制御の改善をおこなった．Fig. 16 にキックダウン時の加速度とエンジン回転数の時系列波形を示す．ステップ変速量を増加させることによってキックダウン初期の加速度を向上させ，ま



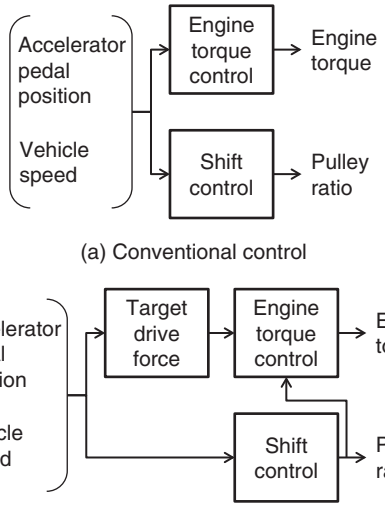
(a) Previous CVT (b) New CVT

Fig. 12 Comparison of RVS system



(a) Previous CVT (b) New CVT

Fig. 13 BRG shape at secondary and final shaft



(a) Conventional control

(b) New control

Fig. 14 Schematic diagram of cooperative control

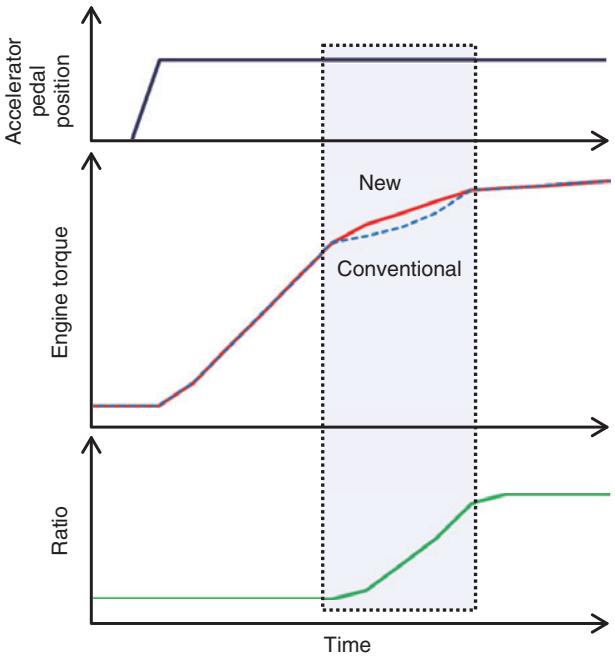


Fig. 15 Schematic diagram of torque response

た，ステップ変速後の回転上昇を維持することによりキックダウン後の加速度の維持を実現した．

4.5. 燃費向上制御技術

燃費向上制御技術として CVT 制御システムへの入力トルク情報の精度を向上した．

従来はエンジン回転やインテークマニホールド負圧，点火時期などの情報からエンジントルクを推定し，CVT 側圧を決定していた．本 CVT においては前述のパワートレイン協調制御にて算出されたエンジン制御状態に応じた精度の高いエンジントルク情報を用いることで，CVT 側圧を適正化した．また，目標駆動力からレシオ設定することにより駆動力のコントロール性を確保しながら，燃料消費率を抑制した．

トランスミッションの効率向上と新協調制御により JC08 モードにおいて燃費を約 7 % 向上した．

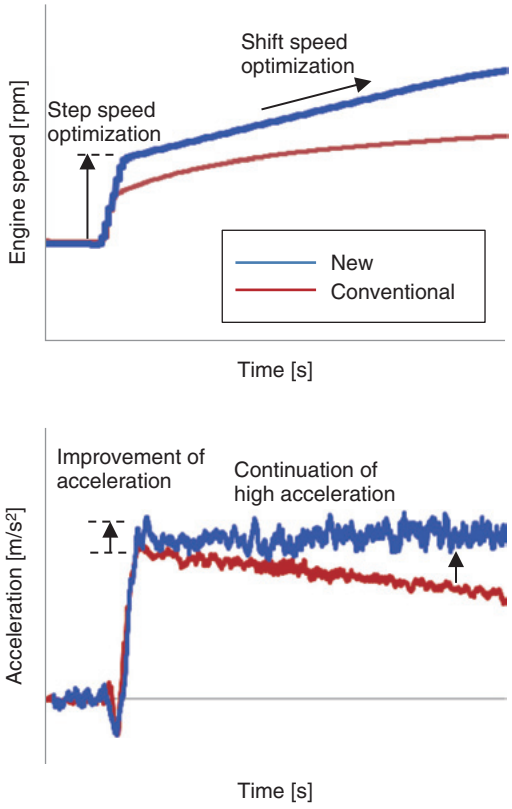


Fig. 16　Comparison of kick-down characteristics

5．まとめ

グローバル小型車用新 CVT を開発し，下記の技術を確立した．

（1）レシオレンジの約 8 % の拡大，および約 1.0 % から 1.5 % の伝達効率の向上により走りと燃費性能を両立した．

（2）骨格構造の変更と新 CVT フルードの適用により従来比約 10 % の軽量化を達成した．

（3）パワートレイン協調制御と変速特性の改良によりドライバビリティと向上させ，加速フィーリングを改善した．

参考文献

（1）大薗耕平，青木隆：全電子制御金属 CVT の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.8, p.21-33

（2）太田庄次，國井久史，角誠，藤本修一，山口徹朗：ハイブリッドカー「インサイト」用コンパクト CVT の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.61-70

（3）角誠，國井久史，藤本修一，一條秀治，長谷川隆，福島幸彦：フィット用新 CVT の開発，Honda R&D Technical Review,Vol.14, No.2, p.67-76

（4）佐藤洋一，浦野純司，大橋章人，佐久間信次，山口正明：新型 Odyssey 用 CVT の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.87-94

（5）鹿子木健，小西康一：軽自動車用新型 CVT の開発及び制御概要，自動車技術会学術講演会前刷集，No.146-12, p.1-4(2012)

（6）犬飼浩一郎，柴原章宏，村上康則，内野雄之，小島三千夫：中型車用新型 CVT の開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 24, No.2, p.47-52

■著　者■


神田知幸


戸塚博彦


大沼正志


首藤憲正


平田智宏


小形卯京

Agile Handling Assist の開発

Development of Agile Handling Assist

小島武志* 二村知幸* 大村一剛*
Takeshi KOJIMA Tomoyuki FUTAMURA Kazutaka OHMURA

要　旨

車両の応答性と収束性を向上させ，ユーザに爽快かつ安心なハンドリングを提供することをねらいとして，Agile Handling Assist を開発した．達成手段は，Honda 独自の Agile Handling Assist ロジックを高機能 Vehicle Stability Assist に追加することである．限界領域から作動する Vehicle Stability Assist に対し，常用域から，操舵切り増し時には内輪に，切り戻し時は外輪に，ドライバに気づかれない程度の軽いブレーキをかけることで，車両の応答性と収束性を向上させた．2014 年モデル ACURA RLX を皮切りに量産を開始した．

ABSTRACT

Agile Handling Assist has been developed in order to increase vehicle responsiveness and stability, offering users handling that is both exhilarating and secure. To realize the new system, a unique Honda Agile Handling Assist logic was incorporated in high-performance Vehicle Stability Assist. By contrast with VSA, which goes into operation in the limit range, Agile Handling Assist operates from the daily use range, applying light braking force, unnoticeable to the driver, to the inner wheels when the steering wheel is turned, and to the outer wheels when the steering wheel is returned, in order to increase responsiveness and stability. The system has been put into mass production in the 2014 ACURA RLX.

1．まえがき

パーソナルモビリティの代表である自動車には，ドライバが操る楽しさを満喫できるハンドリング性能が求められている．近年，公的機関や雑誌社などによる性能評価テスト結果が消費者に公表され，消費者が自動車を購入する際の判断条件になっている．Honda は，以前から，ドライバの操作に対し軽快で遅れの少ない車両応答性を実現するために，数多くのハンドリング技術を開発し量産に適用してきた．FF 車の左右駆動力を配分制御することによりハンドリングを向上させる Active Torque Transfer System（ATTS）[1]を開発し，1997 年モデル Prelude に搭載した．続いて，AWD 車において 4 輪駆動力を制御することによる Super Handling-All Wheel Drive（SH-AWD）[2]を開発し，2005 年モデル LEGEND を皮切りに搭載した．近年では，リヤのトー角を制御することによる Precision-All Wheel Steer（P-AWS）を開発し，2013 年モデル ACURA RLX に搭載した．Honda は以前から，旋回限界領域で作動し不安定挙動を抑制する安全機能 Vehicle Stability Assist（VSA）の作動領域を常用域へと拡大し，ブレーキ制御による車両のハンドリング性能の向上に取り組んできたが，新たな制御ロジックの開発と標準 VSA の静粛性や耐久性が課題であった．近年，危険回避性能以外に，坂道保持機能や渋滞追従機能などの利便性を向上させる機能を付加するために，静粛性や耐久性を高めた，高機能 VSA が開発された．この高機能 VSA を用い，常用域からブレーキ制御をおこない，車両の応答性や収束性を向上させるハンドリング機能という新しいコンセプトを持つ Agile Handling Assist（AHA）の制御ロジックを開発した．

2．AHA の目的と開発のねらい

ドライバの操舵操作に対して，車両の応答性と収束性の向上を実現するというのが AHA の目的である．AHA により修正操舵が減り，ドライバに俊敏，爽快，安心なハンドリングが提供できる．具体的な AHA の開発のねらいを，

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_8

以下の３項目とした.
（1）操舵応答性の向上
（2）スムーズな制御フィールに代表される商品性の確保
（3）限界ハンドリング性能の向上

3．AHA の作動シーンと効果

AHA の作動シーンを Fig. 1 を用いて説明する．横軸が旋回程度を示し，0 は直進走行を示し，右に行くほど旋回限界に近づく．縦軸は操舵速度を示し，0 は舵角固定，上に行くほど急操舵操作となる．

図中 (1) の AHA 作動領域の左上の領域は，直進付近から急な操舵操作をする場合，例えば，障害物を回避するレーンチェンジや，ラウンドアバウト通過のようなシーンで，俊敏に曲がってロールを早期に収れんさせる．

図中 (2) の AHA 作動領域の右下の領域は，中横加速度から高横加速度での旋回中に操舵操作をするシーンである．例えば，ワインディング路でのＳ字コーナにおける操舵操作や，旋回しながら切り増しするシーンでは，俊敏に曲がりドライバがねらったラインをトレースしやすくする．

図中 (3) の AHA 作動領域の右上の領域は，中横加速度から高横加速度での旋回中に急な操舵操作をするシーンである．例えば，障害物を緊急回避する場合や，旋回中に緊急回避するシーンで，限界付近でも俊敏でスムーズな挙動を実現することで，路面状況に左右されない安心感をドライバに提供する．

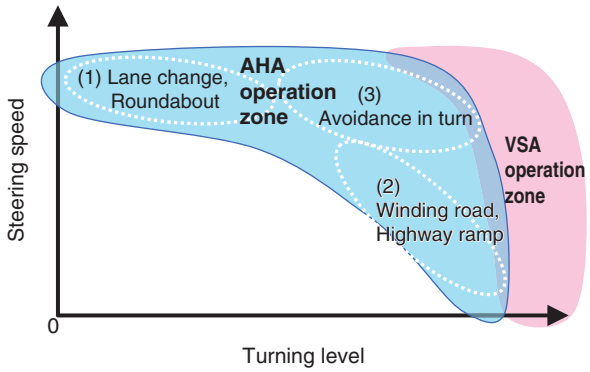


Fig. 1　AHA activation scenario

4．システム構成

高応答性，高静粛性，高耐久性のメリットを持つ高機能 VSA に，独自のロジックを追加することで AHA 機能を実現する．

4.1. ハードウエア

高機能 VSA は，標準 VSA に比べ，商品性，加圧応答性，耐久性を向上させた．具体的には，ポンプを多気筒化（標準 VSA が２ピストンに対し，高機能 VSA は６ピストンに変更）し，吐出脈動を低減させ，作動音，振動を低減した．併せて，吐出量も増加し，加圧応答性を向上させた．また，モータを高容量化し，耐久性を向上させた．モータ制御の制御周波数を高めることにより，モータ振動および作動音を低減した．また，モータ制御の制御周波数を高めることに伴う発熱に対して，Electric Control Unit（ECU）ケースの側面の材質にアルミニウムを用い，モータ制御素子を熱伝導性接着材で接着することで放熱構造とした．

4.2. ソフトウエア

独自の AHA 制御ロジックを開発し，高機能 VSA の ECU ソフトウエアに統合する構成とした．

4.2.1. AHA 制御ロジック

AHA 制御ロジックの構成を Fig. 2 を用いて説明する．

制御ロジックは，フィードフォワード（FF）制御およびフィードバック（FB）制御で構成される．

（1）FF 制御は，操舵操作による車両の位相遅れ量に対して，位相遅れを減らす方向に，切り増し時には内輪，切り戻し時には外輪に軽いブレーキをかける（Fig. 3）．ロジックとしては，舵角から求められる位相遅れのない舵角目標ヨーレートと位相遅れを考慮した舵角目標ヨーレートの偏差量をパラメータとして，FF 制御しきい値と比較し制御開始と終了を判断する．加えて FF 要求ヨーモーメントを計算する．FF 制御の作動シーンとしては，３章に記述した Fig. 1 図中 (1) に示す直進付近から急な操舵操作をした場合，３章に記述した Fig. 1 図中 (2) の中高横加速度旋回中の操舵操作をした場合に効果を発揮する．

（2）FB 制御は，実ヨーレートを目標ヨーレートに追従させるヨーレート FB 制御であるが，目標ヨーレートをドライバ操作に応じて可変させることによりドライバの操舵意志を反映し，旋回限界付近での俊敏でスムーズな車両挙動を実現する．ロジックとしては，VSA と同様に，ドライバ意志を反映する位相遅れを考慮した舵角目標ヨーレートと，旋回限界を推定する横加速度目標ヨーレートを算出する．しかし，ドライバが旋回限界を超えて切り増しし，目標ヨーレートが横加速度目標ヨーレートより大きくなった場合，VSA は，車両を安定方向に制御するために最終目標ヨーレートを，横加速度目標ヨーレートに近づけるように計算する．それに対し，AHA の FB 制御は，FB 目標ヨーレートを舵角目標ヨーレートに近づけるように計算することで，ドライバの切り増し意志を反映した制御をおこなう．その後ドライバが切り戻ししたり，実ヨーレートの急変などで車両が不安定になった場合は，FB 目標ヨーレートを横加速度目標ヨーレートに近づけるように計算し，ドライバ意志の反映と安定

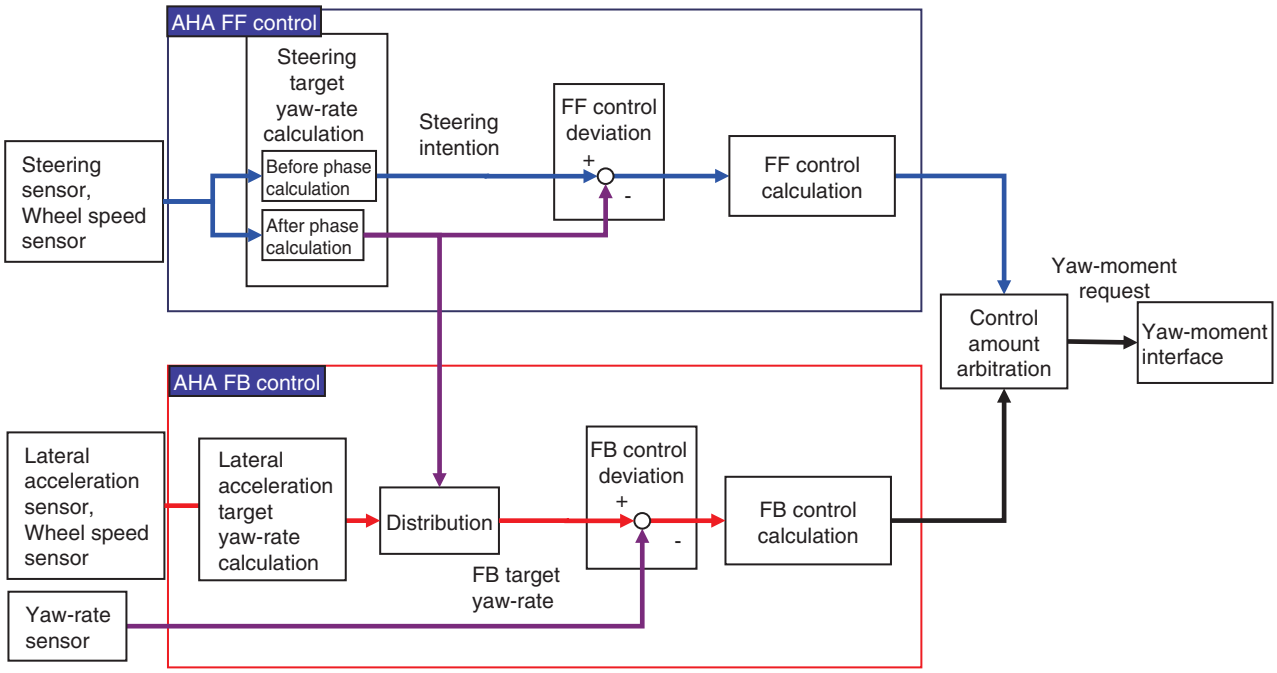


Fig. 2 AHA control logic

性を確保する制御をおこなう (Fig. 4). その後, FB 目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差量をパラメータとして, FB 制御しきい値と比較し制御開始と終了を判断する. 加えて FB 要求ヨーモーメントを計算する. FB 制御の作動シーンとしては, 3 章に記述した Fig. 1 図中 (3) 中高横加速度旋回中に急な操舵操作をした場合, 効果を発揮する.

(3) FF 制御要求ヨーモーメントと FB 制御要求ヨーモーメントを加算し, AHA 制御要求ヨーモーメントとする.

(4) 高機能 VSA の ECU ソフトウエアの構成について, Fig. 5 に示す.

AHA 制御ロジックが外部 ECU にあり, 外部 ECU から CAN 通信により VSA に要求を出す構成にした場合, CAN 通信遅れによる応答遅れが発生する. よって, 高機能 VSA の ECU ソフトウエアの中に AHA 制御ロジックを追加し統合した.

AHA は演算の結果, AHA と VSA とのヨーモーメントインタフェースに対し, AHA 制御要求ヨーモーメントを出力する. ヨーモーメントインタフェースは, AHA と VSA の各々の制御要求ヨーモーメントを調停して最終制御ヨーモーメントとし, その後ブレーキ加圧量に変換し, ブレーキ加圧制御を実施する. また, ヨーモーメントインタフェースには, AHA からの制御要求ヨーモーメントに対して, 上限リミッタを設け, センサ故障時の機能安全を確保できる設計にしている.

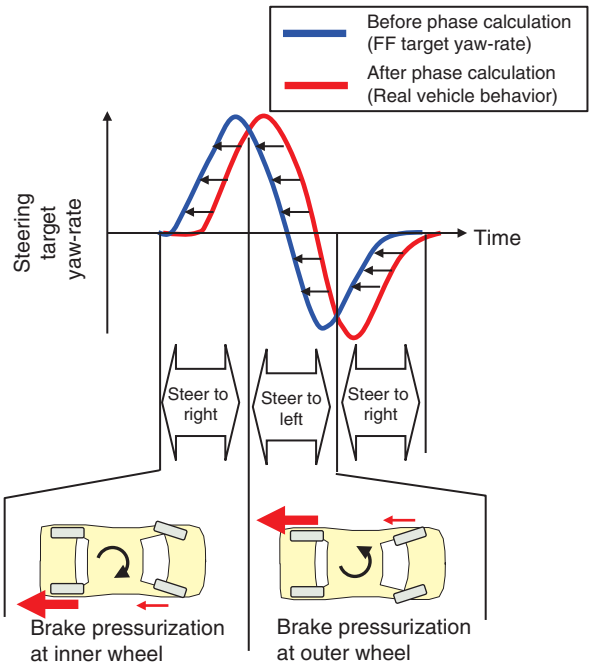


Fig. 3 AHA FF control

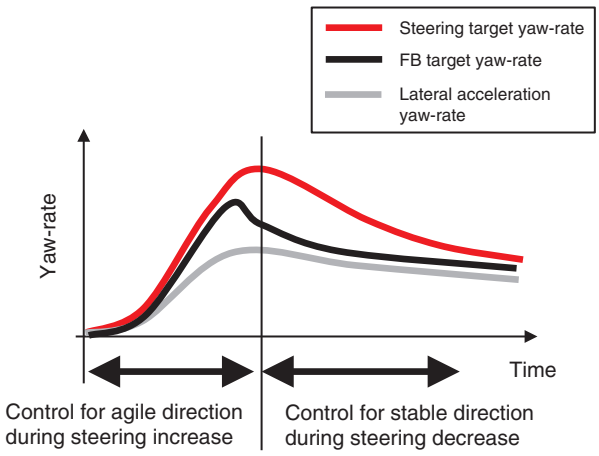


Fig. 4 AHA FB control

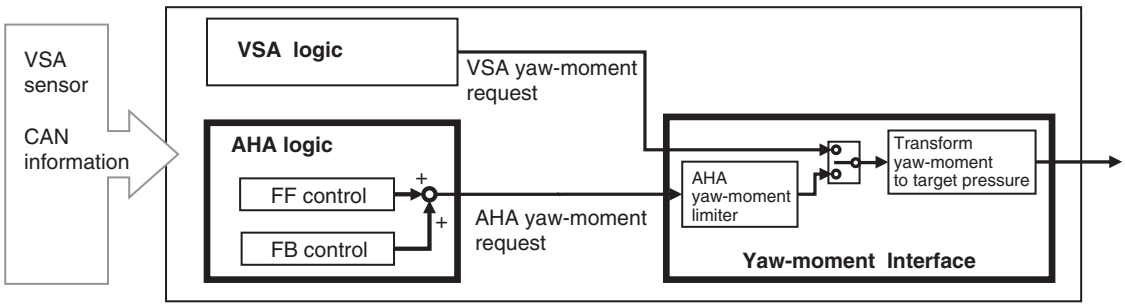


Fig. 5　VSA software structure

5．性能向上効果

5.1. 操舵応答性の向上

AHA の操舵応答性の向上効果を確認するために，J ターン走行における操舵入力に対するヨーレートの応答時間を計測した．試験方法としては，初速 60 km/h から，操舵を 0.5 s で 90 deg になる速さで入力し 90 deg でそのままの舵角を維持する．応答時間は，舵角が 45 deg に到達した時間から，発生したヨーレートが最大値の 90％のヨーレートに到達するまでの時間と定義する．その結果を，Fig. 6 に示す．AHA を作動させない場合に比べ，AHA を作動させると 330 ms から 275 ms と 55 ms 短縮できることが確認された．このことは，開発のねらいである操舵応答性の向上が達成できたことを示している．

5.2. 商品性の確保

AHA のスムーズな制御フィールの確保を確認するために，乾燥路でのスラローム走行における操舵角，ヨーレートを計測した．Fig. 7 にその結果である，操舵角対ヨーレートのリサージュ波形を示す．試験方法としては，初速 60 km/h から，操舵を最大舵角 90 deg で，0.5 Hz 周期の正弦波入力をおこなう．AHA を作動させない場合は，リサージュ図形からわかるように，操舵角に対するヨーレートの増加減少量が変化し，リニアリティがなく，ヒステリシスも大きいといった傾向もみられる．

それに比べ，AHA を作動させるとヨーレートの増加減少量が一定になり，リニアリティの向上や，ヒステリシスが小さくなる傾向が見られる．このことは，常用域からブレーキ加圧制御をすることによる課題であった制御リニアリティの確保に対して，課題を解決した上で，さらにリニアリティの向上に貢献していることを示している．

併せてヒステリシスも向上させるメリットがあることも確認できた．これらは，開発のねらいであるスムーズな制御フィールの確保が達成できたことを示している．

5.3. 限界ハンドリングの向上

雑誌社や公的機関のテストモードを弊社テストコースで実施した．

5.3.1. 乾燥路における低速スラローム

本モードは，ヨーロッパの自動車雑誌社のテストモード

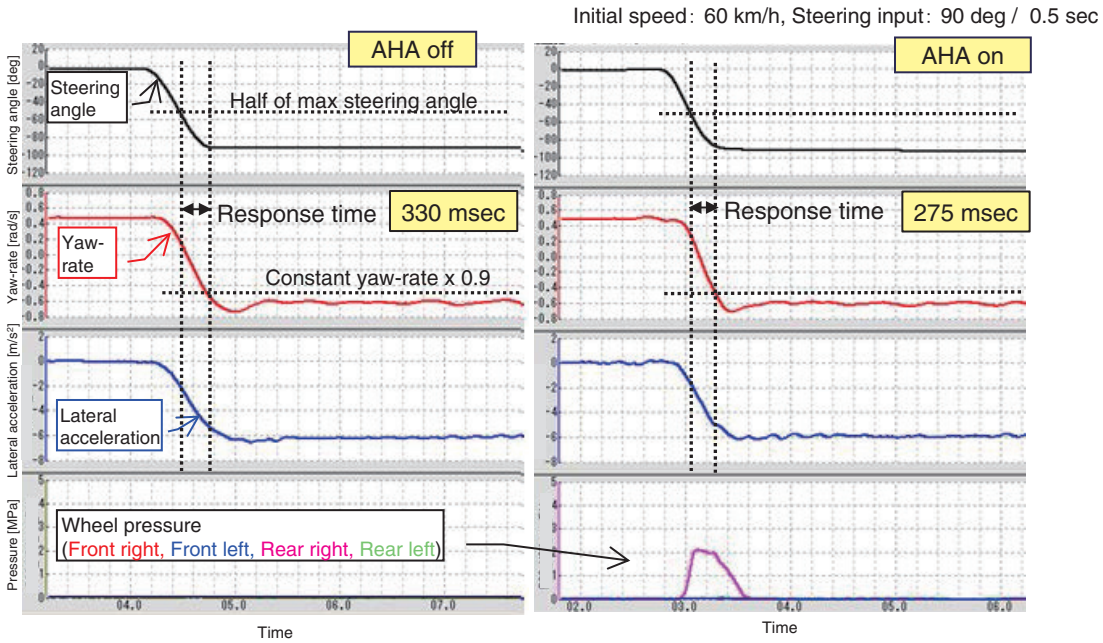


Fig. 6　J turn test result

である．試験方法としては，18 m 間隔のパイロンを 20 本，初速 50 km/h から可能な限り高い車速で通過する．本モードを用いて社内テストコースで確認した．その結果を，Fig. 8 に示す．AHA を作動させない場合に比べ，AHA を作動させると，通過タイムを 1.3 s 短縮することが可能となった．加えて，操舵角対ヨーレートのリサージュ波形において，操舵操作に対するヨーレートのヒステリシスの減少に代表されるヨーレート追従性の向上，および操舵操作量の低減効果が確認できた．これは，AHA の主に FF 制御により，低速域，限界付近での応答性と操舵追従性が向上することで，ドライバの余分な操舵操作が不要になり，素早くパイロン通過することが可能となることを示している．

5.3.2. 乾燥路における高速スラローム

本モードは，アメリカの自動車雑誌社のテストモードである．試験方法としては，100 ft 間隔のパイロンを 7 本，可能な限り高い車速で通過する．本モードを用いて社内テストコースで確認した．その結果を，Fig. 9 に示す．AHA を作動させない場合に比べ，AHA を作動させると，通過タイムを 0.29 s 短縮することが可能となった．加えて，ヨーレートの発散を抑制することにより，安定した操舵操作でスラロームが継続でき，操舵操作量の低減効果も確認できた．これは，AHA の FF 制御および FB 制御により，高速域，限界付近での応答性と操舵追従性，安定性が向上することで，低速時と同様に高いハンドリング性能が得られたことを示している．

5.3.3. 低 μ 路におけるスラローム

本モードは，弊社のテストモードである．試験方法としては，バサルト低 μ 路にて 30 m 間隔のパイロンを 6 本，可能な限り高い車速で通過する．本モードを用いて社内テストコースで確認した．その結果を，Fig. 10 に示す．AHA を

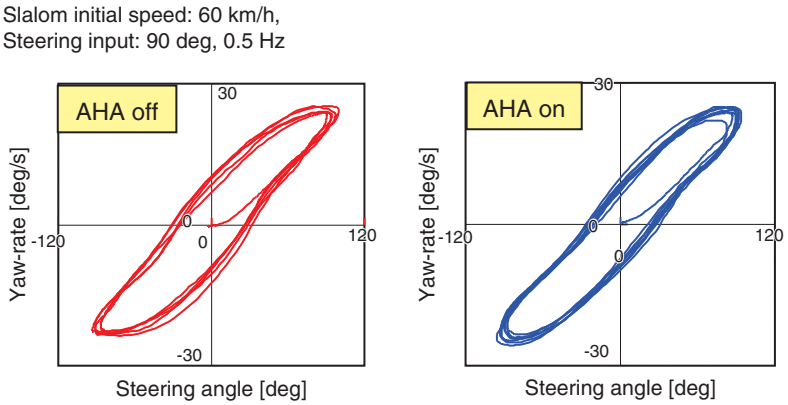


Fig. 7 Linearity control test result

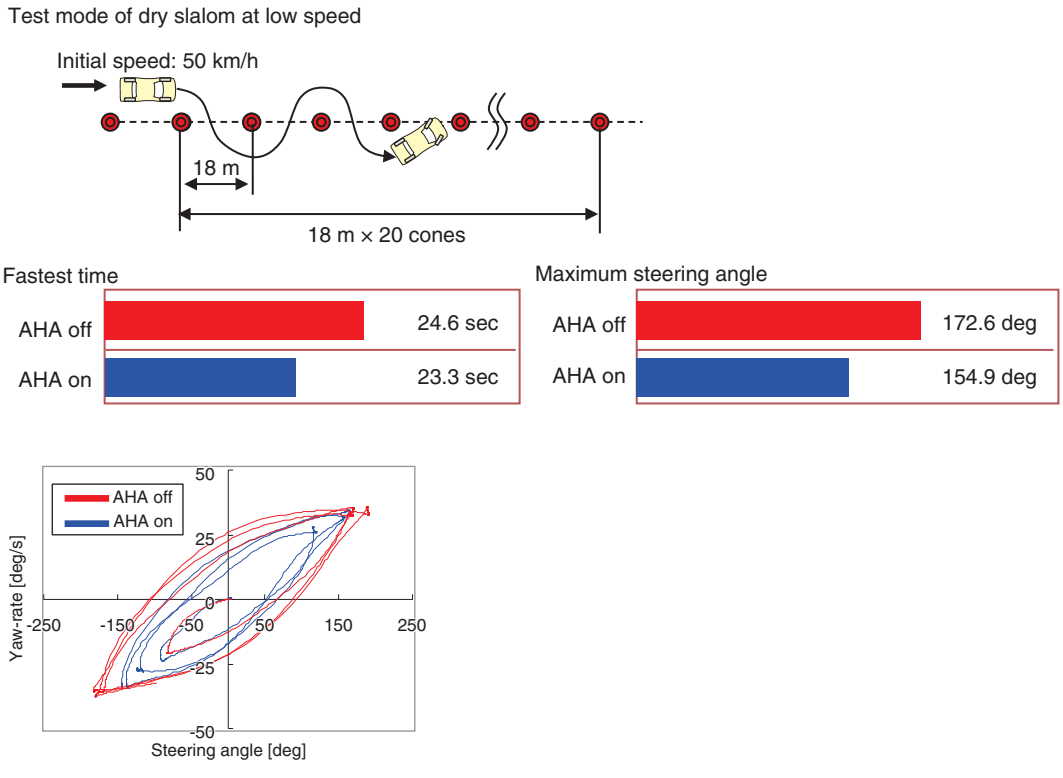


Fig. 8 Dry slalom test result at low speed

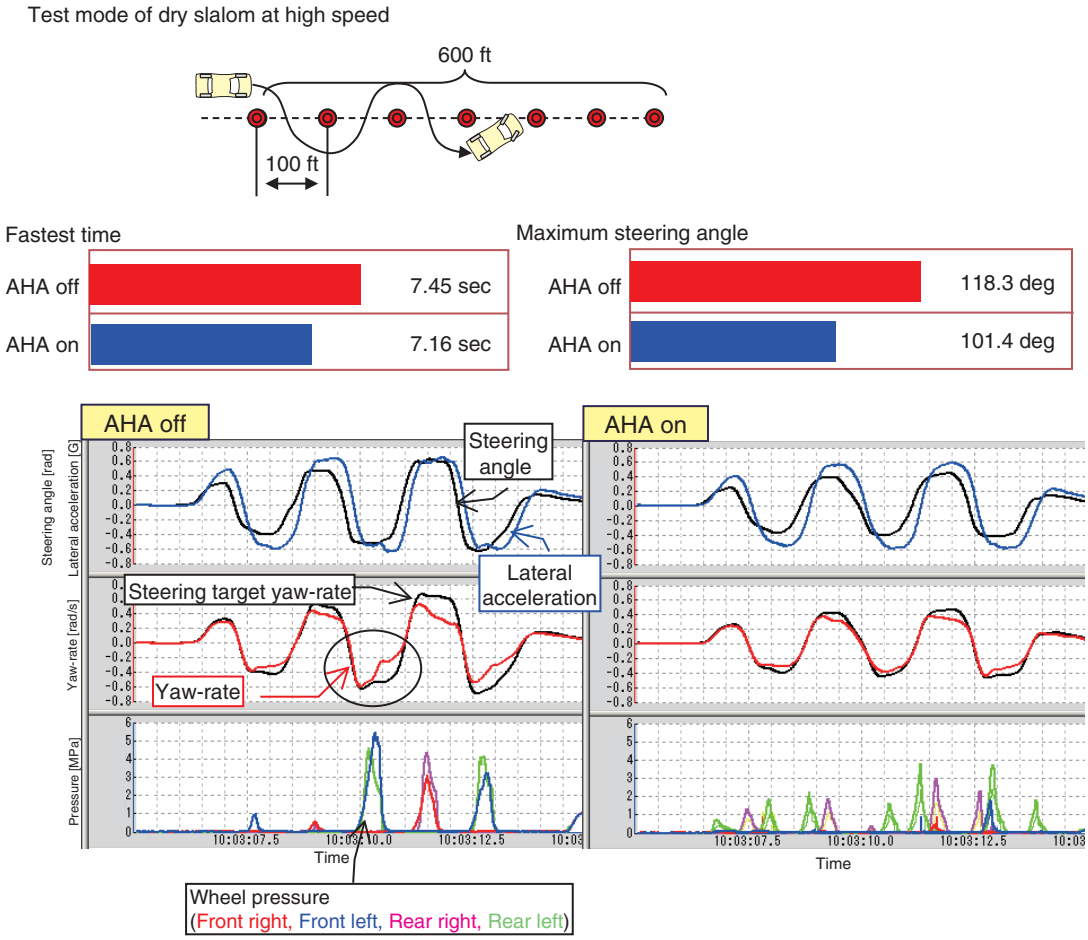


Fig. 9　Dry slalom test result at high speed

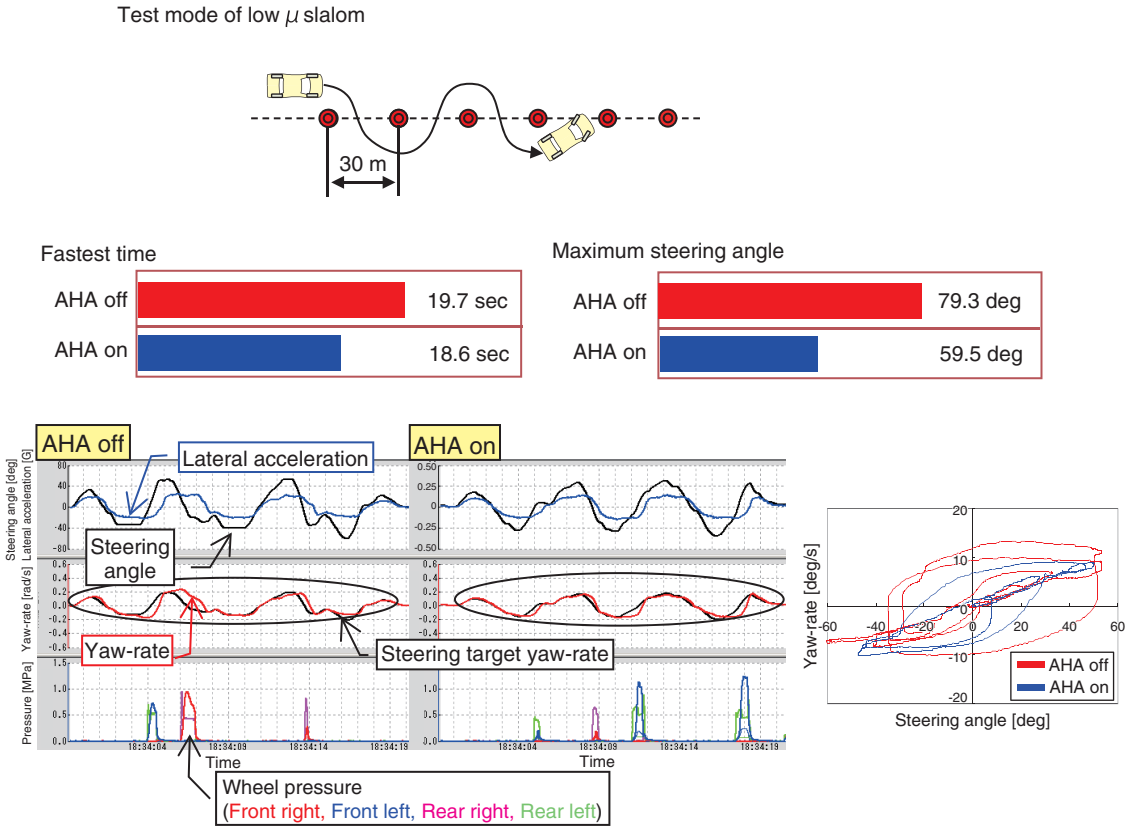


Fig. 10　Low μ slalom test result

作動させない場合に比べ，AHA を作動させると，通過タイムを 1.1 s 短縮することが可能となった．加えて，ヨーレートの発散を抑制することにより，安定した操舵操作で安定したスラロームが継続でき，操舵操作量の低減効果も確認できた．これは，AHA の主に FB 制御により，滑りやすい路面における限界付近においても同様に高いハンドリング性能をあらわしている．

5.3.4. 乾燥路における V レーンチェンジ

本モードは，アメリカの公的機関のテストモードである．試験方法としては，規定のレーンを最大進入車速で通過する．本モードを用いて，社内テストコースで確認した結果を Fig. 11 に示す．AHA を作動させない場合に比べ，AHA を作動させると，最大通過車速が 3.9 km/h 向上した．加えて，ヨーレートの発散を抑制し操舵操作量の低減効果が確認できた．これは，AHA の主に FB 制御により，限界付近での俊敏性と操舵追従性，安定性が向上することで，危険回避性能が向上することを示している．

6．P-AWS との組み合わせによる AHA の効果

2014 年モデル ACURA RLX では，AHA と P-AWS を組み合わせて適用した．P-AWS は，高速では安定性を確保するために，前輪舵角に対して後輪舵角を同相に制御する．また，低速では，回頭性を向上し内向き姿勢を作るため，前輪舵角に対して後輪舵角を逆相に制御する．AHA と P-AWS を組み合わせたハンドリングに対する相乗効果を検証した．

6.1. 急操舵時の操舵初期の横加速度応答向上

旋回中のレーンチェンジのテストモードにおいて，効果を確認した．その結果を，Fig. 12 に示す．P-AWS のみの場合は，後輪逆相操舵制御によりヨーレートが発生することで，優れた回頭性を示している．さらに AHA と組み合わせることで，高周波操舵入力時の横加速度応答遅れを向上させ，相乗効果により理想的な旋回性能を達成できることが確認できた．

6.2. 低 μ など限界域での操舵に対するヨーレート収れん性向上

低 μ 路におけるシングルレーンチェンジのテストモードにおいて，効果を確認した．その結果を，Fig. 13 に示す．P-AWS のみの場合は，後輪逆相操舵制御によりヨーレートが発生することで，低 μ 路においても優れた回頭性を示している．さらに AHA と組み合わせることで，AHA FB 制御により，後輪逆相操舵の特性である限界域でのヨーレート収れん性を向上させ，相乗効果により，理想的な旋回性能を達成できることが確認できた．

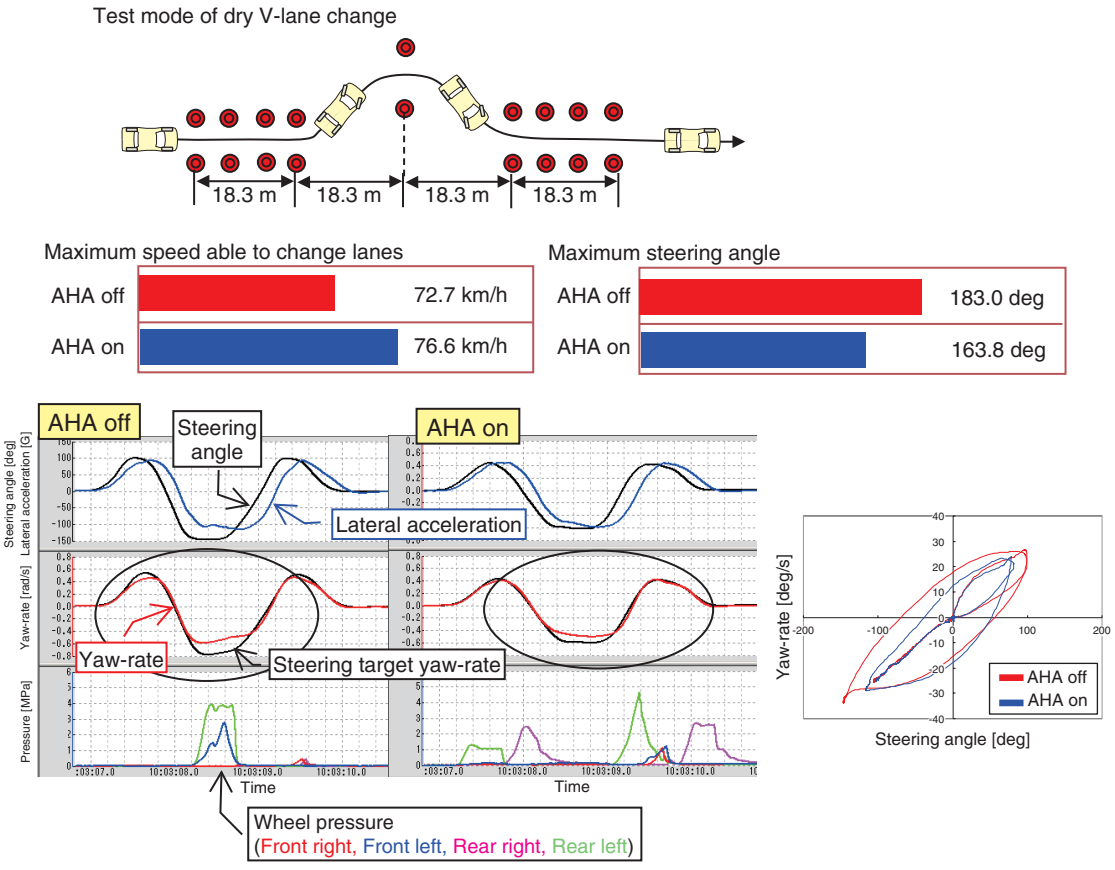


Fig. 11 Dry V-lane change test result

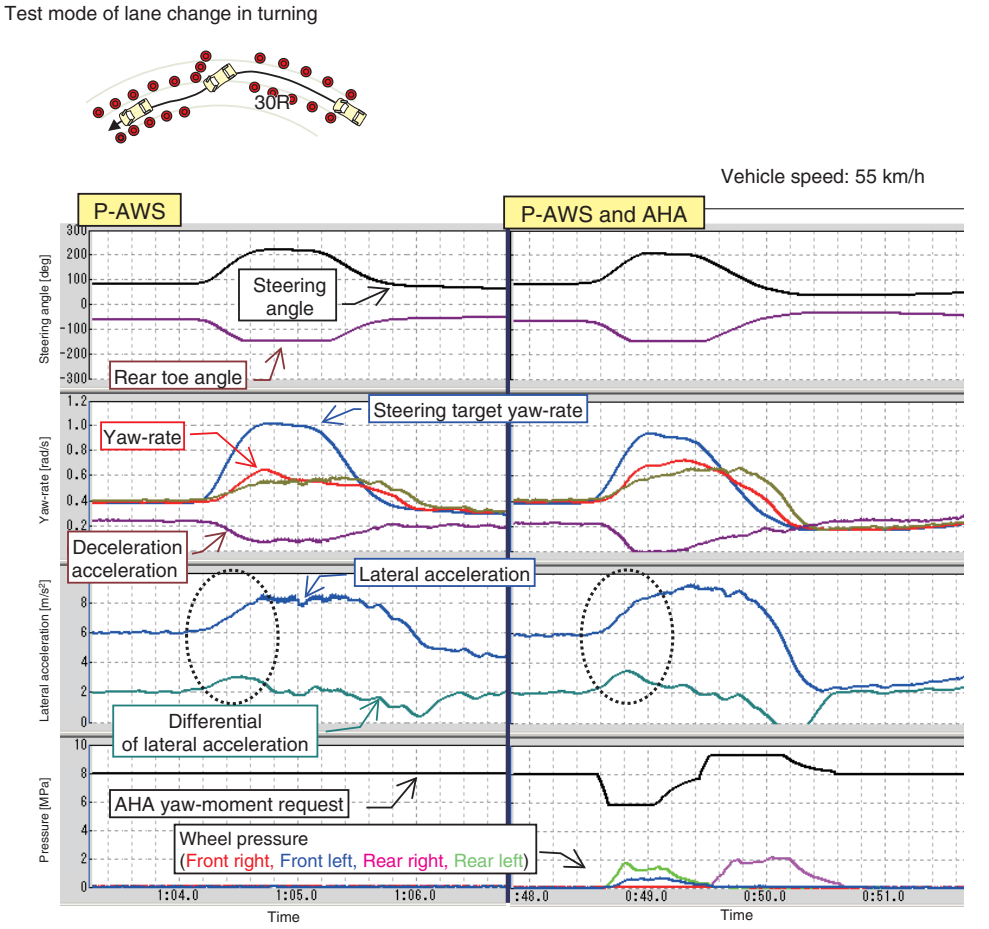


Fig. 12　AHA effect with P-AWS (part 1)

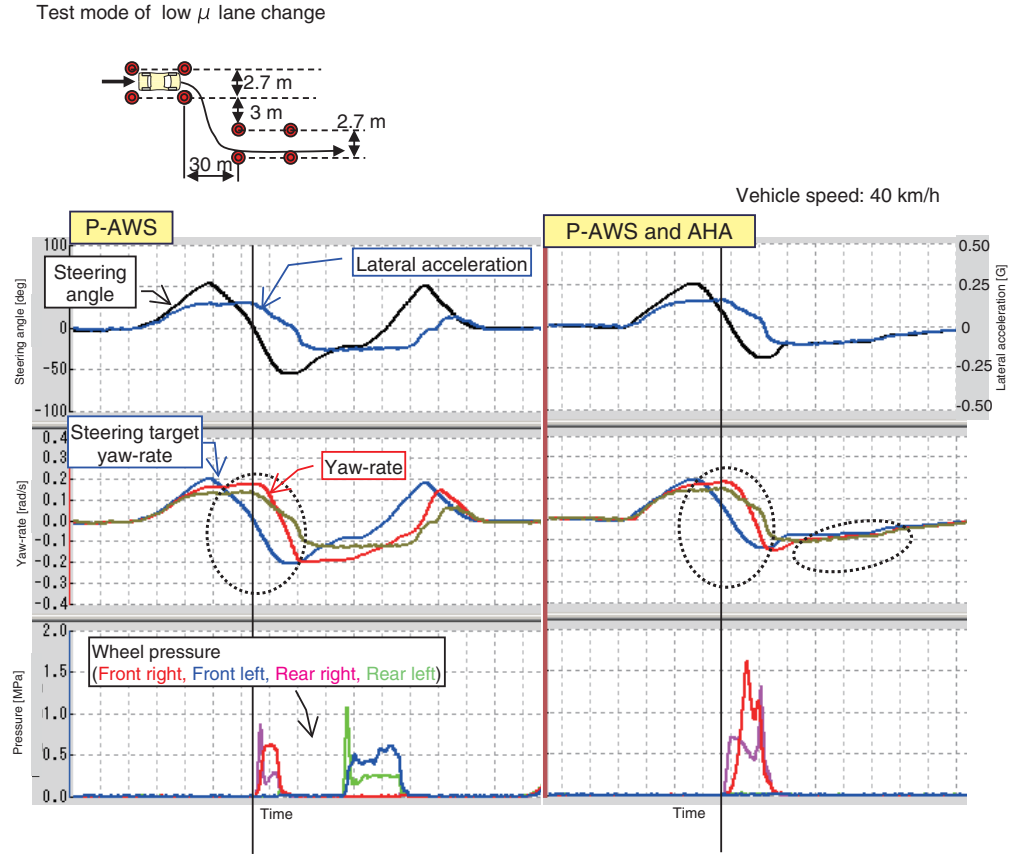


Fig. 13　AHA effect with P-AWS (part 2)

7. まとめ

AHAの開発のねらいであった，以下の３項目を達成し，ドライバの操舵操作に対して，車両の応答性と収束性の向上を実現させることができた．

（1）Jターン時のヨーレート応答性の向上の効果が得られ，車両の操舵応答性の向上が確認できた．

（2）スラローム走行により，舵角 - ヨーレート特性がリニアでスムーズであるという結果が得られ，商品性を確保できることが確認できた．

（3）媒体テストモードにおいて性能向上効果が得られ，限界ハンドリングの向上効果が確認できた．

また，AHAは，P-AWSと組み合わせることにより，相乗効果が得られ，理想的な旋回性能を達成することも確認できた．

参考文献

（1）芝端康二，栗城信晴，北村克弘，本多健司，和田一浩，梶原肇，森淳，桑原一好，大熊真司：左右駆動力配分システムの開発，HONDA R&D Technical Review，Vol.9，p.70-79

（2）國井力也，岩崎明裕，渥美淑弘，森淳：四輪駆動力自在制御システム（SH-AWD）の開発，Honda R&D Technical Review，Vol.16，No.2，p.9-16

■著　者■



小島武志



二村知幸



大村一剛

プリント基板におけるノイズ低減設計

Noise Reduction Design in Printed Circuit Boards

南　保　貴　志*
Takashi NAMBO

要　旨

車載電子機器から発生する高周波ノイズの低減を目的に，高周波信号の振舞いの原理，原則に基づいた基板設計手法を，基板設計ガイドラインとしてまとめた．

電子回路の動作により発生した高周波ノイズをプリント基板の広範囲に伝搬させない，ノイズの周波数と共振しアンテナとなるノイズ放射源をつくらない，という基本的な考えを基に構築したものである．

基板設計ガイドラインのノイズ低減効果を確認するために，FM 帯に対するノイズ対策部品が多く実装されている情報処理 Electronic Control Unit に，基板設計ガイドラインに沿ってプリント基板を再設計したものを試作し，プリント基板の差異によるノイズの低減効果の確認をおこなった．

その結果，設計ガイドラインに沿って設計したプリント基板を使用した情報処理 Electronic Control Unit には，FM 帯以上の高周波帯域に最大約 10 dBμV/m のノイズ低減効果があることが確認された．

ABSTRACT

To reduce the amount of high-frequency noise generated in automotive electronics, we have compiled circuit board design techniques that are based on the physical properties of high-frequency signals into a set of circuit board design guidelines.

These guidelines were created according to a fundamental approach toward noise reduction, which dictates that high-frequency noise generated as a result of electronic circuit operation must not be allowed to propagate widely through the printed circuit board, and noise radiation sources that resonate with the noise frequency and act as antennas must not be created.

To check the noise reduction effect of the circuit board design guidelines, we used them to redesign the printed circuit board of an information-processing electronic control unit that normally has a large number of FM bandwidth noise suppression parts mounted therein. Using this test ECU, we examined the noise reduction effect resulting from using the redesigned printed circuit board.

As a result, we were able to confirm that an information-processing electronic control unit using the printed circuit board that was designed in accordance with the design guidelines exhibited a noise reduction effect of up to approximately 10 dBμV/m in the high-frequency bandwidths at and above the FM bandwidth.

1．まえがき

現在，自動車には多くの電子機器が搭載され，さまざまな機能を実現するのに役立っている．一方，車載電子機器の高性能化への要求に伴いデジタル回路動作の高速化が進んでいる．このため，車載電子機器から発生する高周波ノイズ対策も重要となっており，開発の後工程でノイズ課題が顕在化し対策に苦慮することも散見される．課題発生後の対策には，多くの時間と労力を費やすこととなるため，設計初期段階で対策を講じておくことが求められている．この対策として，プリント基板をノイズ低減効果が確認された設計ガイドラインに沿って設計する手法[(1)]がある．

プリント基板上での高周波信号の振舞いに着目し，高周波ノイズを低減するための設計指針を基板設計ガイドラインにまとめた．

車載電子機器からの漏えい電磁ノイズが車載 FM ラジオに干渉した場合，可聴域の雑音となって現れ，車の商品性を損なうこととなる．このため，車載電子機器から漏洩する FM 帯（76 MHz - 108 MHz）の電磁ノイズを，商品性の観点から抑制する必要がある．したがって，車載電子機器設計者にとって基板設計ガイドラインが FM 帯のノイズ低減に有効で有るか否かは，強い関心のあるところである．

そこで，基板設計ガイドラインが FM 帯のノイズ低減に対して有効であるかについての検証をおこなった．

FM 帯用のノイズ対策部品が多く実装されている情報処理 Electronic Control Unit（ECU）に対し，基板設計ガイド

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_9

ラインに沿ってプリント基板を再設計したものを試作し，プリント基板の差異によるノイズの低減効果の確認をした．

以下にその内容について報告する．

2．プリント基板における高周波信号の振舞い

すべての導体はインダクタンスを持っており，低周波信号ではその影響を無視できるが，高周波信号では無視することができない．したがって，高周波ノイズの低減を考えるにあたって，プリント基板上で回路形成している導体の回路パターンはすべてインダクタンスをもっていることを考慮する必要がある．Fig. 1 はプリント基板に形成されているグランドプレーンとその上に実装されている Integrated circuit（IC1, IC2），および IC1 から IC2 に向かう信号の伝送路に相当する回路パターンを示す．ただし，グランドプレーンと IC1, IC2 の正電源および信号端子，回路パターンは絶縁されているものとする．

IC1 から IC2 への回路パターンを信号が伝導する場合，その帰還電流はグランドプレーンを通って IC2 から IC1 へ向かって流れる．信号が低周波の場合，多くの電流は図中の紫線で示されている最短距離を流れる．これは，低周波信号におけるインピーダンスの支配的要素がグランドプレーンの直流抵抗成分となるためである．

これに対し，IC1 が高速で動作するデジタル回路であり，その動作によって発生する高周波ノイズが回路パターンを伝導する場合，その帰還電流は図中の青線で示されたように回路パターンに沿った経路に多くの帰還電流が流れる．これは，高周波におけるインピーダンスの支配的要素がグランドプレーンのインダクタンス成分となるためである．

Fig. 2に示したように２線からなる信号伝送線路を考え，それぞれのインダクタンスを Lo, Lr とした場合，両者の距離が近いほど相互インダクタンス M が大きくなる．このため，帰還線路のインダクタンスは Lr－M と小さくなるので，高周波信号に対するインピーダンスは小さくなる．

これと同様に，グランドプレーンにおいても信号線の直近は高周波インピーダンスが小さくなるため，高周波ノイズの帰還電流は信号線に沿ったグランドプレーンに多く流れる振舞いをする．

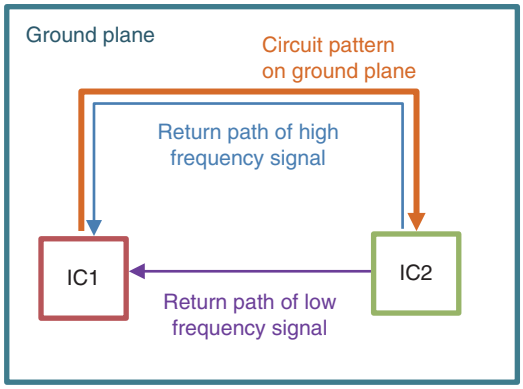


Fig. 1　Return path of signal on printed circuit board

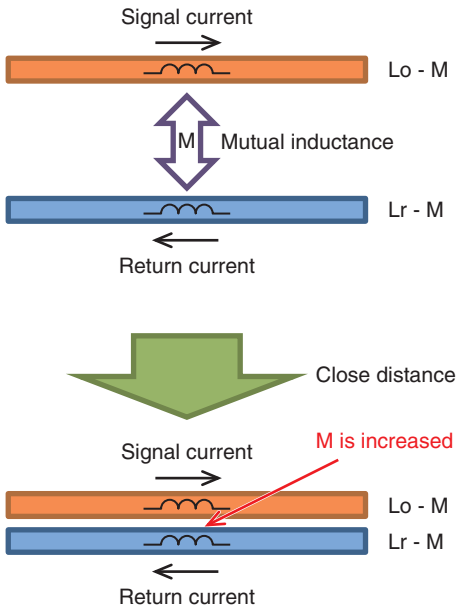


Fig. 2　Inductance of printed circuit with high frequency signal

3．基板設計ガイドライン

高周波信号の振舞いをもとに，高周波ノイズの帰路のインピーダンスを低減し，コモンモード電流の発生を抑制する．プリント基板パターン形状に起因するアンテナ形成を防ぐ．以上のことを基本として基板設計ガイドラインを構築した．

3.1. 伝導モードと放射ノイズの強度

信号の伝わり方（伝導モード）には，ディファレンシャルモードとコモンモードがある．導体から放射されるノイズの大きさは，導体を伝わる高周波ノイズの伝導モードの違いによって，大きさが異なる．

3.1.1. ディファレンシャルモード放射

ディファレンシャルモードは，信号パターンを往路，グランドパターンを帰路とし，往路と帰路で流れる電流の向きが逆となる伝導モードである（Fig. 3）．

ディファレンシャルモード電流 I_d による放射電界強度 E_d [V/m] は式（1）で近似できる．

$$E_d = 1.316 \times 10^{-14} \times \frac{I_d \times f^2 \times S}{d} \qquad (1)$$

I_d：ディファレンシャルモード電流 [A]
f：信号周波数 [Hz]
S：往路ー帰路のループ面積 [m^2]
d：ノイズ測定点までの距離 [m]

ここで，以下の条件のときのディファレンシャルモード電流による放射電界強度を求めると，

I_d = 1 mA
f = 100 MHz
S = 0.3 cm^2
d = 10 m

E_d = 0.3948 μV/m

となる．

3.1.2. コモンモード放射

コモンモードは，往路，帰路に対し流れる電流の向きが同一となる伝導モードである (Fig. 4)．

コモンモード電流 I_c による放射電界強度 E_c [V/m] は式（2）で近似できる．

$$E_c = 1.257 \times 10^{-6} \times \frac{I_c \times f \times l}{d} \qquad (2)$$

I_c：コモンモード電流 [A]
f：信号周波数 [Hz]
l：配線の長さ [m]
d：ノイズ測定点までの距離 [m]

ここで，以下の条件のときのコモンモード電流による放射電界強度を求めると，

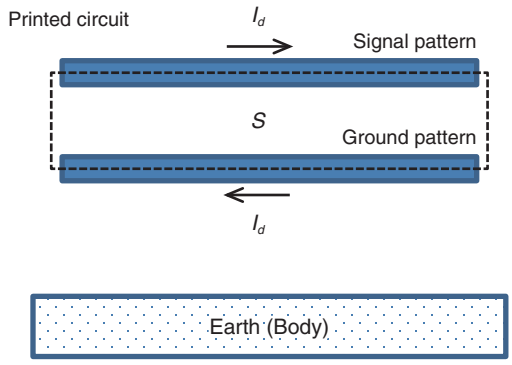


Fig. 3　Simple model of differential mode current

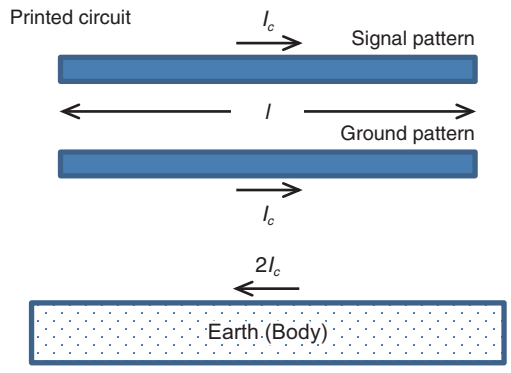


Fig. 4　Simple model of common mode current

Table 1　Conductive pattern length for each frequency

Signal frequency [MHz]	Conductive pattern length [cm]					
	λ/4	3λ/4	5λ/4	λ/2	3λ/2	5λ/2
25	136.8	410.5	684.2	273.7	821.0	1368.4
50	68.4	205.3	342.1	136.8	410.5	684.2
100	34.2	102.6	171.0	68.4	205.3	342.1
200	17.1	51.3	85.5	34.2	102.6	171.0
500	6.8	20.5	34.2	13.7	41.1	68.4
1000	3.4	10.3	17.1	6.8	20.5	34.2

I_c = 1 mA
f = 100 MHz
l = 10 cm
d = 10 m

E_c = 1257 μV/m

この例の場合，同じ大きさのノイズ電流においてコモンモード電流による放射ノイズは，ディファレンシャルモード電流による放射ノイズに対し放射電界強度が約 3000 倍大きいことがわかる．

したがって，コモンモード電流の発生を抑制することがノイズ低減において重要な要素のひとつとなる．

3.2. プリント基板パターンにより形成されるアンテナ

プリント基板上に，ある周波数（波長）で共振する長さのパターンを形成してしまうと，そのパターンが効率的なアンテナとして機能し，強いノイズを放射する可能性がある．

周波数に対する基板上の波長を式（3）に示す．

$$\lambda = \frac{C}{f \times \sqrt{\mu \times \varepsilon_r}} \qquad (3)$$

λ：波長 [m]
C：光速 [m/s]
f：信号周波数 [Hz]
μ：比透磁率 [-]
ε_r：比誘電率 [-]

ここで，比誘電率 ε_r = 4.8 のガラスエポキシ基板において，ノイズの周波数に対して効率的なアンテナとなるパターン長の例を Table 1 に示す．

高周波ノイズに対しては比較的小さな基板においてもアンテナとなりうるパターンが形成される可能性が高いことがわかる．

また，Table 1 に示す長さに近いパターンについても，アンテナとしての効率は落ちるものの放射源となり得るため，FM 帯を含めた各帯域について，アンテナとなる意図しないパターンの形成には注意が必要である．

3.3. プリント基板設計ガイドライン

3.1. 節，3.2. 節で述べた 2 点を踏まえ，コモンモード電流の抑制と基板パターンのアンテナ化を避けるための設計指針を定めた．

3.3.1. 節にプリント基板上でコモンモード電流を抑制するための原理，3.3.2. 節にその原理に基づいて定めたガイドラインの一例を示す．

3.3.1. コモンモード電流の抑制

Fig. 5 の IC1，IC2 はプリント基板に実装されている IC を示し，IC1 から IC2 へはプリント基板の配線パターンを通して電気信号が伝達される．Zo は電気信号の往路の配線インピーダンス，Zr は帰路の配線インピーダンス，Zc はアース（車両のボデーなど）のインピーダンス，I_d はディファレンシャルモード電流，I_c はコモンモード電流を示す．Fig. 5 のように往路の電流 $(I_d + I_c)$ と帰路 $(I_d - I_c)$ の電流の大きさが異なる場合，その差分 $(2I_c)$ だけコモンモード電流が発生する．

したがって，Zr をできる限り小さくすれば I_d が大きくなり，その結果 I_c を小さくすることができる．

基板設計ガイドラインでは，FM 帯以上の高周波信号に対し帰路のインピーダンス Zr が小さくなるような設計指針を具体的に示している．

3.3.2. ガイドラインの例

Fig. 6 のように信号線直下のグランドプレーンにスリットがあるような回路パターンの場合，高周波の帰還電流は信号線に沿って進もうとするが，スリットの部分で帰還経路が分断され帰還電流の迂回が発生する．このため，帰路のインピーダンスが大きくなりコモンモード電流の発生要因となる．また，スリット部分では電磁界が不連続となるため電磁界が広がり，ノイズの放射源ともなる．これは，スロットアンテナと同じ現象である．

プリント基板上でこのようなスリットが生じる配線設計の具体的な例としては，Fig. 7 のように多数のビアが隣接

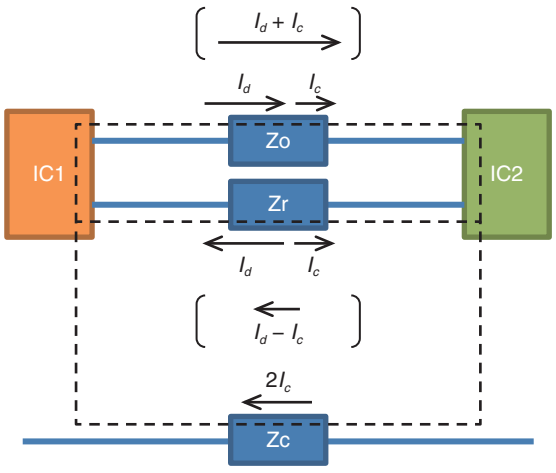


Fig. 5　Common mode current on printed circuit board

していると，大きなスリットが発生する場合がある．

このため，設計ガイドラインでは多数のビアを隣接する場合，Fig. 8 のようにビアに間隔を設け帰還電流の帰路を確保するように指示をしている．

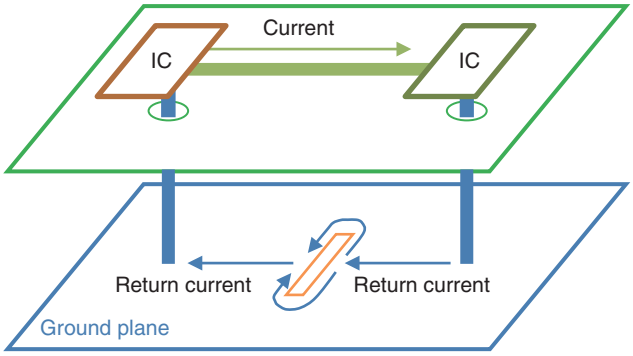


Fig. 6　Effect of slit in ground plane

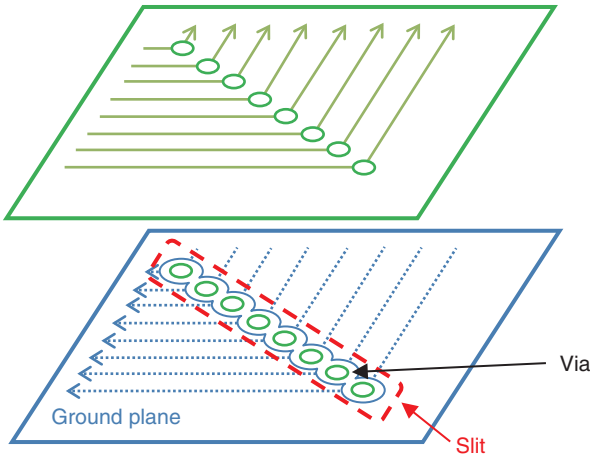


Fig. 7　Plurality of adjoining vias

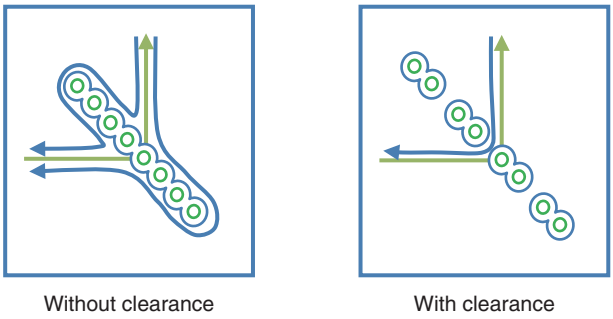


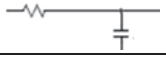
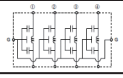
Fig. 8　Secure return path

4．プリント基板の試作

4.1. ノイズ比較試験に使用した基板の回路構成

基板設計ガイドラインがノイズ低減に有効であるかを検証するために，以下のような ECU を試作した．

Table 2　Removed noise suppression parts

Type	Equivalent circuit	Quantity
Three-terminal filter		4
Capacitor		4
CR		2
Ferrite bead		6
Ferrite bead array		13
Three-terminal filter array		5

FM 帯ノイズを低減するために多くのノイズ対策部品を使用している従来の ECU に対し，基板設計ガイドラインに沿って基板を再設計した ECU を試作した．オリジナルの ECU および基板を再設計した ECU の双方とも，ノイズ対策部品は実装していない．これは，基板設計違いのみによる両者の単体ノイズを比較するためである．

次に ECU の回路構成を Fig. 9 に示す．回路は，Micro Processing Unit(MPU)，ゲートアレイ，Random Access Memory(RAM)，電源から構成され，コネクタを介しワイヤハーネスと接続されている．プリント基板はノイズ伝搬経路となりやすい信号バスなど，多くの高速信号配線を有しており，また，アルミニウム製のきょう体に収められている．

4.2. ノイズ対策部品

プリント基板設計の差異のみによるノイズ低減効果を確認するために外したノイズ対策部品を，Table 2 に示す．

オリジナルの ECU(ECU1)と基板設計ガイドラインに沿ってプリント基板を再設計し試作した ECU(ECU2)を用いて，ノイズ低減効果の有無について確認試験をおこなった．

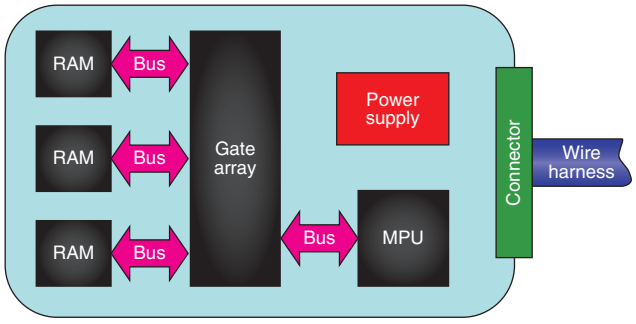


Fig. 9　ECU circuit configuration

5．ノイズ低減効果の確認結果

ECU1 と ECU2 のノイズ測定は，3 m 法電波暗室にて CISPR25 ALSE 規格[2]準拠で測定を実施した．

それぞれのノイズ測定結果を，Fig. 10, Fig. 11 に示す．両者を比較すると，ECU2 のノイズ測定結果は，ECU1 に対し約 70 MHz からノイズの低減効果が見られており，Fig. 10 に対し Fig. 11 では FM 帯のノイズが最大約 10 dBμV/m 低減しているのが確認された．また，FM 帯以上の帯域においてもノイズ低減効果が得られていることがわかる．

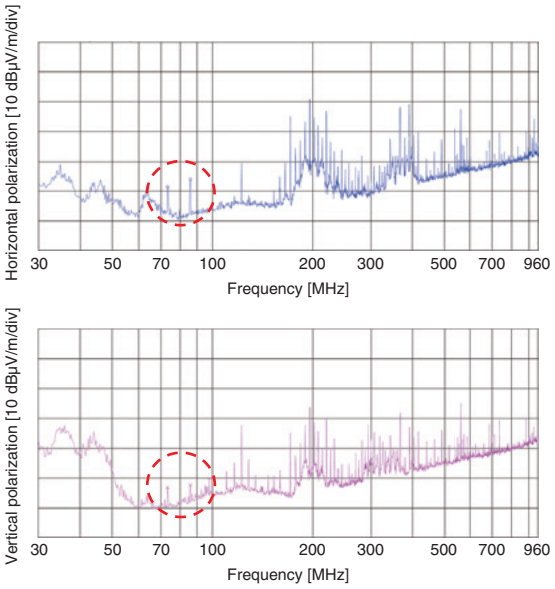


Fig. 10　Noise measurement result (ECU1)

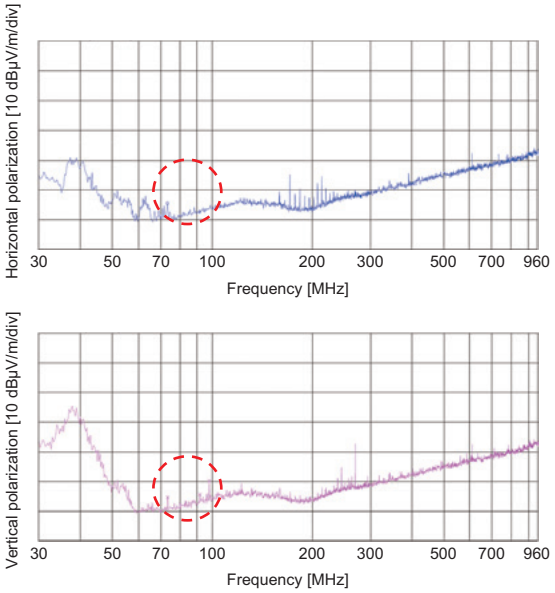


Fig. 11　Noise measurement result (ECU2)

以上の結果より，基板設計ガイドラインに沿った基板設計手法は，FM 帯以上の高周波ノイズの低減に有効であることが確認された．

6．設計プロセス

基板設計ガイドラインに沿った設計において，適正に設計するにはチェック作業なども含め多くの時間を要する．このため，基板設計ガイドラインを運用した場合の設計時間は，運用しなかった場合に対し約 1.5 倍多く必要であった．しかし，後工程でのトライアンドエラーによるノイズ対策，ノイズ課題による基板改版や試作数などが削減できると考えられ，トータルで考えるとそのメリットは大きい．

7．まとめ

プリント基板の設計において，高周波ノイズ低減効果が期待される設計指針を基板設計ガイドラインとしてまとめた．

基板設計ガイドラインに沿って設計したプリント基板を用いた ECU に，FM 帯で最大約 10 dBμV/m のノイズ低減効果が確認された．

FM 帯以上の高周波帯にもノイズ低減効果があり，ECU 回路の処理能力の高速化にともなう高周波ノイズの対策として，基板設計ガイドラインに沿った設計が有効であることがわかった．

設計ガイドラインに沿った基板設計は，後工程でのノイズ対策を基板設計時にフロントローディングする開発手法である．設計に時間をかけ，後工程の対策期間と費用を削減することを目的としている．そのため，設計期間が長くなることへの理解と，設計ガイドラインを効果的に運用した設計とするための体制づくりが重要であると考える．

参考文献

（1）http://www.iri-tokyo.jp/joho/kohoshi/houkoku/h21/documents/n0924.pdf, 2009
（2）山田和謙，池上利寛，佐野秀文：放射エミッション測定方法（ALSE 法），EMC 入門講座，電波新聞社，p. 222-228(2009)

■著　者■



南保貴志

軽量触媒コンバータ用材料の開発

Development of Material for Lightweight Catalytic Converter

鈴　木　　治*
Osamu SUZUKI

要　旨

触媒コンバータ用の材料として高温強度とプレス成形性に優れた高強度フェライト系ステンレス鋼HSS430CUを開発した.

HSS430CUは, Type444に代表される既存の高強度フェライト系ステンレス鋼に通常添加される高価なMoを含有せず, Cu添加により同等以上の高強度化を達成した材料である. この材料の特徴は, 触媒コンバータに必要な加工性と強度を両立させたことにある. その手法としては, プレス成形前の素材の状態で高強度化に必要なCuを固溶させることで優れた加工性を確保し, 車載後の部品の状態で排気ガスによる熱エネルギーを受けることにより, 固溶していたCuがε-Cuとして微細に析出することで高い強度を確保している.

この材料を2014年モデルFIT用触媒コンバータの構成部品に適用した際には, 高強度化の特性を生かし板厚を20%以上薄肉化することができた. またその優れた加工性によって, これまで2ピースで成形していた部位を, 一体成形することが可能となり, 軽量化と同時にコストも低減することができた.

ABSTRACT

High-strength ferritic stainless steel HSS430CU has been developed as a material for use in catalytic converters. This material has superior strength at elevated temperatures and excellent press-forming properties.

HSS430CU does not contain the expensive element Mo that is normally added to the conventional high-strength ferritic stainless steel that is represented in Type444. Instead, Cu is added, which achieves equal or better high-strength properties. This material combines both the workability and strength properties required for catalytic converters. These properties are achieved as follows: superior workability is ensured by incorporating Cu, which is required for high strength, into solid solution when the materials are still raw materials, prior to press-forming; and high strength is ensured once the part is mounted in the vehicle, when heat energy is received as a result of exhaust gas, causing the Cu that was incorporated into solid solution to precipitate as fine ε-Cu crystals.

When this material was used in the catalytic converter for the 2014 model year FIT, the high-strength-providing properties of the material were utilized to reduce the plate thickness by 20% or greater. In addition, that superior workability enabled parts that had previously been formed as two pieces to be integrated into one piece, and it reduced weight while simultaneously cutting costs as well.

1. まえがき

昨今の環境意識の高まりからCO_2削減に対する取り組みが各界でおこなわれている. 自動車分野においても, パワートレインの高効率化, 電動化, 車体の軽量化などによる燃費向上の検討が進められている. 排気系部品においても軽量化に対するニーズは高く, 鋳鉄の製品をステンレス鋼板を用いたプレス部材に置き換えるなどの施策がおこなわれてきた. 現在, 触媒コンバータに用いられるステンレス鋼板は, Type409L(11Cr-0.2Ti)やType429M(14Cr-1Si-0.4Nb)などのフェライト系ステンレス鋼が中心である. また薄肉化によってさらに軽量化を促進させようとした場合, その耐久信頼性を高める必要があるため, Type444(18Cr-2Mo-0.4Nb)に代表される高強度フェライト系ステンレス鋼を用いる必要があった. しかしながらType444にはレアメタルの一種で高価な元素であるMoが含有されており, 必然的に部品コストの上昇を招いていた.

本稿では, Moを含有せず高強度と高加工性を両立させたフェライト系ステンレス鋼HSS430CUの開発と, その材料を適用することで軽量化とコスト低減を達成した2014年モデルFIT用触媒コンバータについて紹介する.

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_10

2. 開発のねらい

2.1. 触媒コンバータ軽量化

2008 年モデル FIT 用触媒コンバータの概略構造を Fig. 1 に，その構成材料の重量比率を Fig. 2 に示す．触媒コンバータでは一部の構成部品（キャタリスト，触媒保持マット，フランジ，ナット類）を除き，ステンレス鋼が使われており，その重量比率は約 70% を占めている．このことから触媒コンバータの軽量化をおこなうには，ステンレス部位の軽量化が重要である．ステンレス部位を軽量化するためにはステンレス鋼素材そのものを高強度化により薄肉化することと，溶接で重ね合わせ継手構造になっていた部位を一体成形することで継手構造を削減することが必要である．またそのためにはステンレス鋼の高強度化に加え，難成形部品を一体成形するための加工性の向上が必要である．そこで本開発では Fig. 1 に示す Part A に着目し，一体成形を検討した．

2.2. 高強度ステンレス鋼開発

排気系部品に適用されるステンレス鋼にはフェライト系とオーステナイト系が存在する．オーステナイト系は，フェライト系に対し熱膨張係数が約 1.5 倍大きいため，運転中に高温から低温までの冷熱サイクルを受ける触媒コンバータ用の材料として用いた場合には，高い熱応力が繰り返し加わるため耐久性が厳しくなり，また Ni を含有するため高価な成分系である．そのため現行量産材である Type429M 同様，フェライト系で高強度材の開発をおこなった．

まず触媒コンバータ用材料として求められる以下の 4 項目の特性に対し開発目標を定めた．薄肉化することで発生応力が増加するため，既存の高強度フェライト系ステンレス鋼 Type444 同等以上の高温強度を目標とし，耐酸化性と耐食性に対しては使用環境が変わらないため従来材の Type429M 同等以上を目標とした．また軽量化とコスト低減のため，部品点数の削減を可能とするプレス成形性を加工性の目標とした．

（1）高温強度　　Type444 同等以上
（2）耐酸化性　　Type429M 同等以上
（3）耐食性　　Type429M 同等以上
（4）加工性　　部品点数削減を可能とするプレス成形性

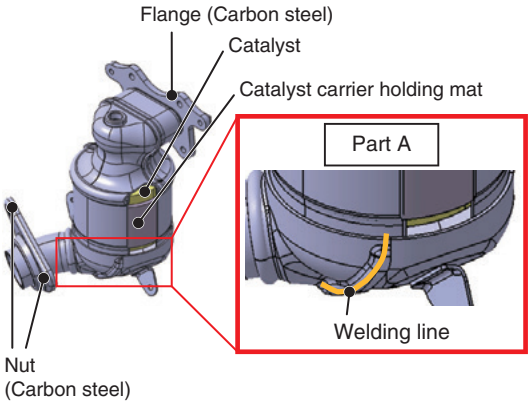


Fig. 1　2008 model year FIT catalytic converter

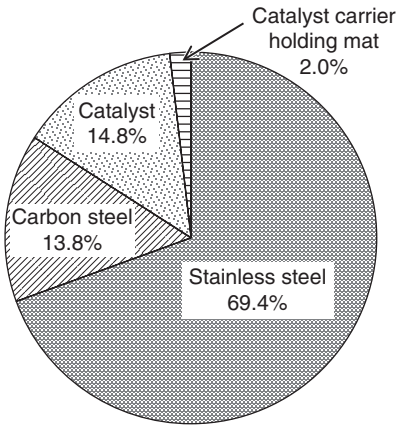


Fig. 2　Weight percentages of materials of 2008 model year FIT catalytic converter

3. 合金設計の考え方

1 章で述べた通り，Type444 に代表される高強度フェライト系ステンレス鋼には高価な Mo が添加される．Mo は金属中に固溶し，固溶強化元素として高温強度の確保に効果があるだけでなく，耐酸化性や耐食性にも有効であることがわかっている[1),(2)]．しかし今回の開発ではコスト低減のために Mo を添加せずに高温強度を上昇させる手法として，以下に述べる理由から Cu に着目した．

（1）コストが比較的安定していること
（2）Cu が固溶した素材状態では，加工性が良好であること
（3）固溶していた Cu は，車載後に排気ガスの熱エネルギーにより微細な ε-Cu として析出することで高温強度が高まること

開発目標である加工性を高めるには，伸びと r 値の二つの特性値を高める必要がある．

伸びに関して，Fig. 3 にフェライト系ステンレス鋼（板厚

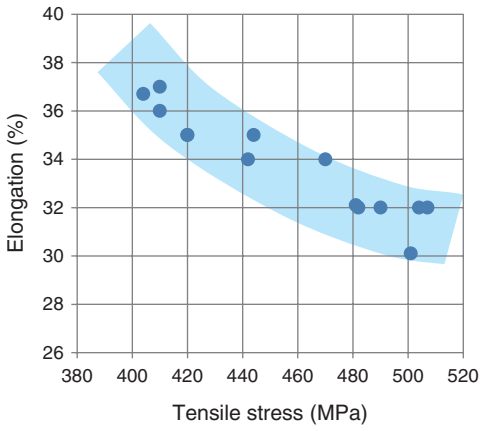


Fig. 3　Relationship between elongation and tensile stress

1.5 mm)の伸びと引張強さの関係を示す．引張強さが高い材料は伸びが低く，逆に伸びの高い材料は引張強さが低いことから，強度と伸びの両立は困難であることがわかる．

一方，Cu を含有するフェライト系ステンレス鋼は，Cu が固溶した状態では比較的良好な伸びを示すが，500℃から 700℃程度の高温域にさらすと微細な析出物（ε-Cu）が形成され，伸びは低下するものの強度は上昇する[3]．このため高い伸びが必要なプレス成形時では Cu を固溶状態とすることで良好な伸びを確保し，高い強度が必要な車載後には排気ガスの熱エネルギーによる ε-Cu 析出効果により強度を上昇させることが可能と考えた．

伸び同様，加工性の評価指標である r 値は，材料を引張変形させた際に，厚さ方向，幅方向のどちらに縮みやすいかを示す特性値であり式（1）で表される．

$$r = \ln(W_1/W_0)/\ln(t_1/t_0) \quad (1)$$

r：r 値
W_0, W_1：引張変形前後の試験片の幅
t_0, t_1：引張変形前後の試験片の厚さ

Fig. 4 に深絞り性に及ぼす r 値の影響を示す．r 値が大きい材料ほど，より深い絞り形状までの成形が可能となるため[4),(5)]，絞り形状を有する触媒コンバータでは r 値が特に重要である．Fig. 5 に Type429M の r 値に及ぼす板厚

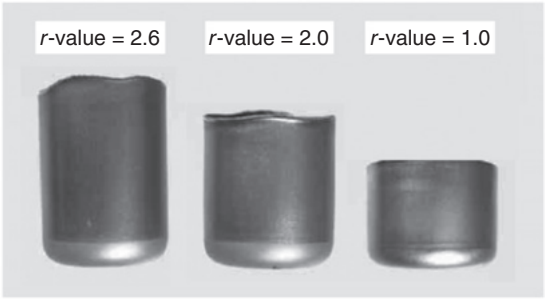


Fig. 4　Effect of *r*-value on deep-drawability

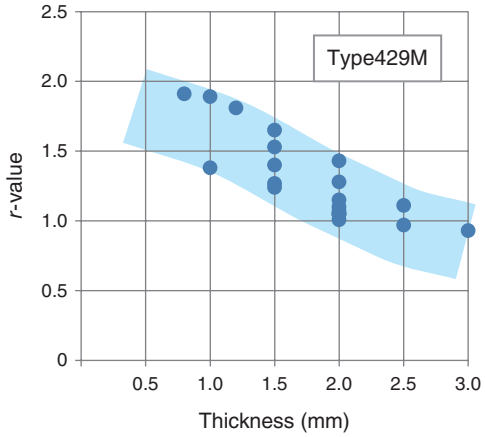


Fig. 5　Effect of plate thickness on *r*-value

Table 1　Chemical composition (mass%)

	C	Si	Mn	Cr	Mo	Cu	Nb	N
Developed steel	0.007	0.8	0.2	17	-	1.3	0.5	0.007
Type429M	0.008	1.0	0.3	14	-	-	0.4	0.009
Type444	0.009	0.3	0.2	18	2	-	0.4	0.010

の影響を示す．図が示す通り，板厚が薄くなる程 r 値が向上することから，高強度材を適用することで板厚を薄くすることができれば，その結果 r 値を向上させることができると考えた．さらに r 値向上を阻害する C，N を低減する手法[6]も用い，r 値のさらなる向上をねらった．

また Cu 添加は耐酸化性を阻害することが知られている．耐酸化性の向上にはステンレス表層に存在する酸化被膜の強化が欠かせないため，本開発では耐酸化性に有効な Cr を増量することで耐酸化性の確保をねらった．

耐食性に関しては，式（2）で示される Pitting resistance equivalent（*PRE*）で予想できることがわかっており[7]，耐酸化性の対策である Cr 増量により耐食性の確保も可能であると考えた．

$$PRE = \mathrm{Cr} + 3.3\mathrm{Mo}\ (\mathrm{wt}\%) \quad (2)$$

上記検討により設定した成分の代表値を Table 1 に示す．開発材の成分的な特徴は以下の通りである．

（1）既存材 Type429M に対して，高強度化するために Cu の添加，耐酸化性と耐食性の確保のために Cr を増量した．
（2）高強度フェライト系ステンレス鋼に通常添加される高価な Mo を含まない．
（3）加工性の向上のため，C，N を極力低減した．

4．材料特性

4.1. 高温強度

高温強度はステンレス鋼を薄肉化する上で重要な特性である．排気系部品には高温環境下でエンジンなどから伝わる振動の他，エンジンの冷熱サイクルによる熱応力が発生するため，材料には高温での高サイクル疲労強度と熱疲労強度の両方の特性が必要とされる．

Fig. 6 は，600℃で熱処理したときの硬さの変化を示す．Cu を含有しない Type429M では硬さに変化がなく一定値を示すのに対し，開発材では熱処理中に ε-Cu が析出することにより，硬さが上昇していることを確認した．

Fig. 7 に高温引張試験結果を示す．開発材は ε-Cu の析出により，すべての温度域で Type429M に比べ引張強さが高く，また高強度フェライト系ステンレスである Type444 に対しても同等以上の強度を保持することを確認した．

Fig. 8 に 800℃における両振り高温高サイクル（10^7 回）疲労試験結果を示す．開発材の疲労限度は，Type429M に

対し 20% 以上向上しており，Type444 に対しても同等以上の強度を保持することを確認した．

Fig. 9 に 700℃ から 100℃ の間で冷熱サイクルを加えた条件でテストした熱疲労試験結果を示す．開発材の熱疲労寿命は，Type429M に対し 40% 以上長寿命化しており，Type444 同等以上の寿命を保持することを確認した．

4.2. 耐酸化性

ステンレス鋼は限界温度を超えると急激に酸化するため[8]，その温度を酸化限界温度と称してその材料の使用限界を決めている．Fig. 10 に各種材料の大気雰囲気中における酸化限界温度を示す．開発材の酸化限界温度は 950℃ のため Type429M 同等以上であり，触媒コンバータ用材料として十分な耐酸化性を示すことを確認した．

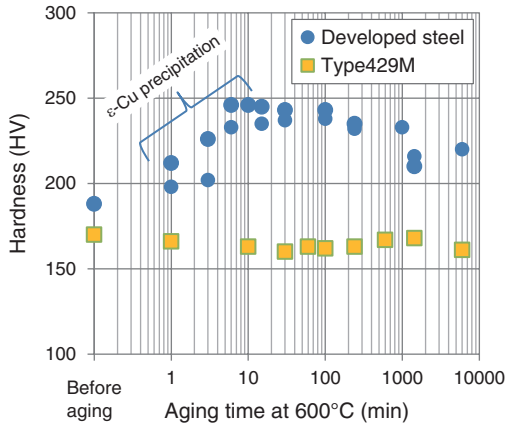


Fig. 6 Change in hardness at 600°C

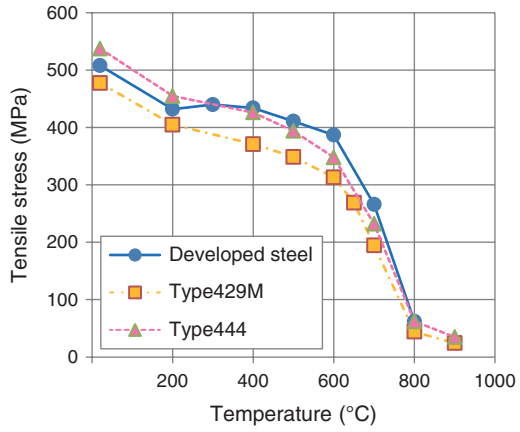


Fig. 7 Result of high-temperature tensile test

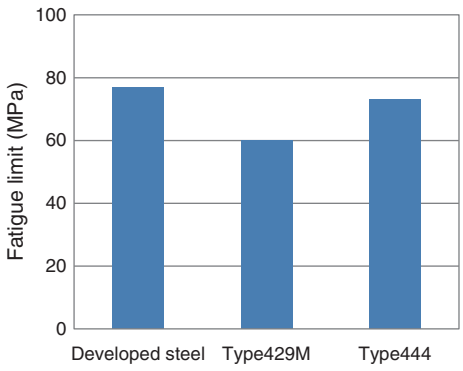


Fig. 8 Fatigue limit at 800°C

Table 2 Pitting resistance equivalent (*PRE*)

	Cr	Mo	*PRE*
Developed steel	17	0	17
Type429M	14	0	14
Type409L	11	0	11
Type444	18	2	25

PRE = Cr + 3.3Mo (mass%)

4.3. 耐食性

3 章で述べた通りステンレス鋼の耐食性は，*PRE* と相関性があり，*PRE* が高いほど，耐食性が向上することが知られている．Table 2 に各種排気系用材料の *PRE* を示すが，開発材の *PRE* は Type429M に対し高く，優れた耐食性が予測される．耐食性の評価は，JIS G 0577 に規定される孔食電位法でおこない，Fig. 11 に各種材料の孔食電位測定結果を示す．孔食電位が高い程，耐食性が優れるが，開発材の孔食電位は Type429M 同等以上であり，触媒コンバータ用材料として十分な耐食性を示すことを確認した．

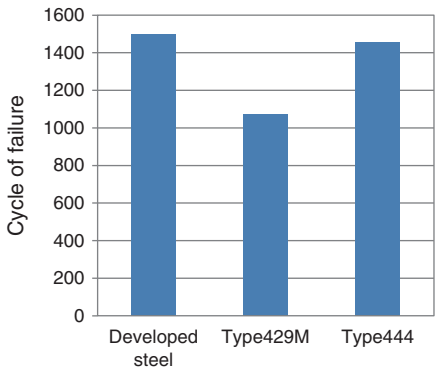


Fig. 9 Result of thermal fatigue test

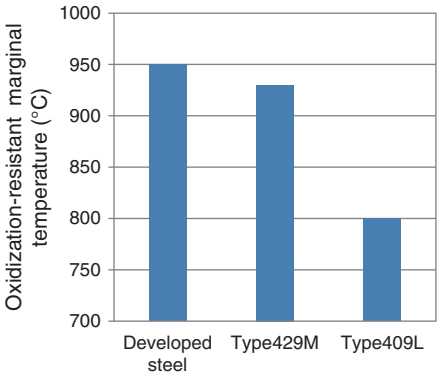


Fig. 10 Oxidization-resistant marginal temperature

Table 3　Test result of *r*-value

	Thickness (mm)	*r*-value			
		r_0	r_{45}	r_{90}	r_m
Developed steel	2.0	1.38	1.23	1.98	1.46
	1.5	1.74	1.26	2.36	1.65
Type429M	2.0	1.15	0.88	1.49	1.10
	1.5	1.30	0.96	1.85	1.27
Type444	2.0	1.01	0.96	1.29	1.06
	1.5	1.30	0.87	1.69	1.18

$r_m = (r_0 + r_{90} + 2r_{45})/4$

4.4. 加工性

Table 3 に *r* 値測定結果を示す．r_0, r_{45}, r_{90} は，それぞれ圧延方向に対する角度が，0°，45°，90° 方向の試験結果を，r_m は平均の *r* 値であり，式（3）で示される．

$$r_m = (r_0 + r_{90} + 2r_{45})/4 \quad (3)$$

C, N を低減したことにより，同じ板厚で比較した場合，開発材の *r* 値は Type429M に対し高く，加えて高強度化したことで板厚を 2.0 mm から 1.5 mm に薄くすることができたため，さらに高い *r* 値が得られた．このような高い *r* 値を利用し，コンバータの一部品（Fig. 12 の Part A）の一体成形を検討した．Fig. 13 に Part A のプレス成形試験結果を示す．Type429M ではプレス途中に破断してしまうが，開発材ではプレス成形が可能であることを確認した．このように，この部品は Type429M では一体成形ができないため，従来は 2 ピースのプレス部品を溶接して製造していた．しかし開発材では一体成形することができたため，1 ピースのプレス部品に置き換えることができた．

また材料に複雑なプレス成形をおこなった場合，材料は局部的に延ばされるため板厚は減少する．しかしながら，減少率が高いと板厚（*t*）が局部的に薄くなり，耐久信頼性などの観点から望ましくなく，可能な限り板厚減少率は抑制した方が望ましい．Fig. 14 に Part B をプレス成形後の板厚減少率の測定結果を示す．板厚減少率は式（4）で求められる値である．

$$D = (t_{p0} - t_{p1})/t_{p0} \times 100\ (\%) \quad (4)$$

D：板厚減少率

t_{p0}, t_{p1}：プレス成形前後の板厚

Part B は，開発材，Type429M ともに成形可能であったが，板厚減少率が一番少なかったのは開発材（板厚 2.0 mm）であった．二番目は Type429M（板厚 2.0 mm）で Type429M（板厚 2.5 mm）は最も大きかった．プレス後の板厚減少率は材料の *r* 値と相関するが，開発材の高い *r* 値が，プレス時の板厚減少率の抑制につながることが確認できた．

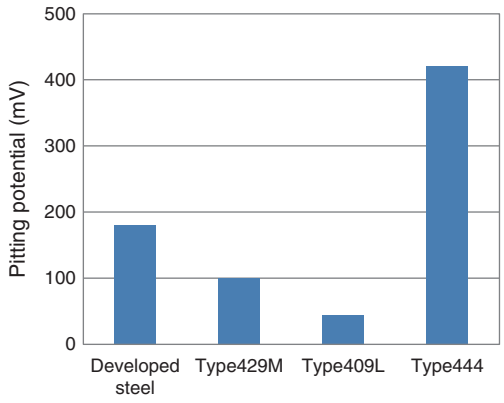
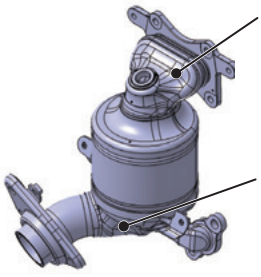


Fig. 11　Result of pitting potential measurement



Part B

	2008 model year	2014 model year
Material	Type429M	Developed steel
Thickness (mm)	2.5	2.0, 1.5
Weight (kg)	0.646	0.428

Part A

	2008 model year	2014 model year
Material	Type429M	Developed steel
Thickness (mm)	2.0	1.5
Weight (kg)	0.412	0.270
Number of pieces	2	1

Fig. 12　2014 model year FIT catalytic converter

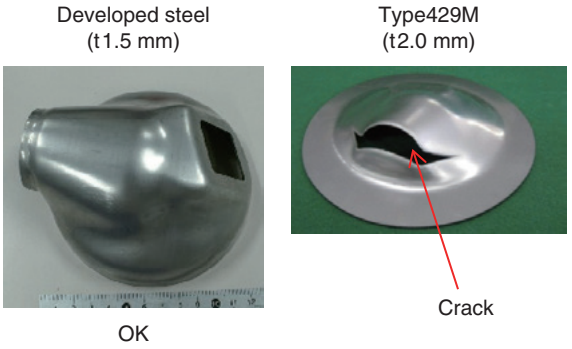


Fig. 13　Press-forming result of part A

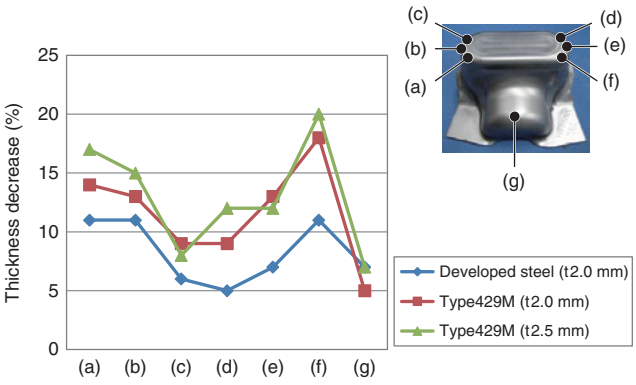


Fig. 14　Thickness decrease after part B press-forming

5．軽量化効果

開発材をFig. 12に示す2014年モデルFIT触媒コンバータの二つの部位（Part AおよびPart B）に適用することで，板厚を20%以上薄肉化した．Part Aに関しては部品の一体成形も併せておこなった．その結果，適用部位の重量としてトータル0.36 kgの軽量化を達成した．

また，Moを含まない高強度フェライト系ステンレス鋼の開発，薄肉化による材料使用量の低減，２ピース部品を一体成形することによるプレス金型費の低減と溶接部位の削減により，軽量化と同時にコストを低減することができた．

6．まとめ

高温強度と成形性に優れたHSS430CU材を開発することで，2014年モデルFIT用触媒コンバータの軽量化とコストの低減をおこなった．

（1）高強度フェライト系ステンレス鋼HSS430CUは，成形時にはCuを固溶させることで加工性を良好に保ちつつ，車載後に排ガスという熱エネルギーを利用することで微細なε-Cuを析出させ，高温強度を高めることで，加工性と両立させた．

（2）高強度化による薄肉化とr値向上による部品の一体成形化により触媒コンバータを軽量化した．

（3）Mo無添加および部品の一体成形による溶接部位削減等により，コストを低減した．

参考文献

（1）井上宜治，菊池正夫：自動車排気系用ステンレス鋼の現状と今後の展望，新日鉄技報，No.378, p.55-61(2003)

（2）宮崎淳，平澤淳一郎，古君修：排気部品用ステンレス鋼－耐熱性と加工性に優れるエキゾーストマニフォールド用フェライト系ステンレス鋼「JFE-MH1」－，JFE技報，No.4, p.53-57(2004)

（3）冨田壮郎，奥学：Cu含有フェライト系ステンレス鋼NSSEM-Cの開発，日新製鋼技報，No.90, p.30-39(2009)

（4）矢沢好弘，加藤康，宇城工：深絞り性に優れたフェライト系ステンレス鋼板：JFE技報，No.20, p.72-78(2008)

（5）石丸詠一朗，高橋明彦，小野直人：高純度フェライト系ステンレス鋼の成形性に及ぼす材料特性と加工と条件の影響，新日鉄技報，No.389, p.26-32(2009)

（6）矢沢好弘，加藤康，小林眞：Ti添加高機能フェライト系ステンレス鋼「R430XT，RSX-1」の開発，川崎製鉄技報，Vol.30, No.2, p.93-98(1998)

（7）宮坂松甫：「腐食防食講座－海水ポンプの腐食と対策技術－」第５報：ステンレス鋼及びニレジスト鋳鉄の腐食と対策技術，エバラ時報，No.224, p.28-37(2009-7)

（8）内田一也，湊司：高耐熱エキマニの耐高温酸化技術開発，CALSONIC KANSEI TECHNICAL REVIEW, Vol.8, p.62-66(2011)

■著　者■



鈴木　治

排気バルブ用低ニッケル耐熱材料の開発

Development of Low-Nickel Heat Resistance Alloy for Exhaust Valves

露 無 崇 志* Takashi TSUYUMU
植 田 茂 紀** Shigeki UETA
大 崎 元 嗣** Mototsugu OSAKI
都 地 昭 宏*** Akihiro TOJI
大 石 勝 彦*** Katsuhiko OHISHI

要 旨

排気バルブ用に，従来のニッケル基耐熱合金に対し，ニッケル含有量を低減した耐熱合金 DY2 を開発した．

本合金は，低ニッケル化に伴う強度低下を補うために，析出強化および固溶強化に寄与する添加元素（炭素，窒素，リン，モリブデン）の最適化を図り，いずれも熱間加工性を損なわない範囲にまで増量した材料である．DY2 は，高温強度と耐摩耗性に優れ，また，熱間鍛造によるバルブ製造が可能であり，20% の素材コスト低減を達成した．

ABSTRACT

The DY2 heat-resistant alloy was developed with lower nickel content than in the conventional heat-resistant nickel-based super alloy for use in exhaust valves. In order to compensate for the diminished strength that accompanies reduction in the nickel content, steps were taken with this alloy to optimize the additive elements (carbon, nitrogen, phosphorus, molybdenum) that contribute to solid solution hardening, increasing the quantities of these elements within the range that would not impair this material's hot workability. DY2 has reliable high-temperature strength and wear resistance, can be used to manufacture valves by hot forging, and achieved a 20% reduction in materials costs.

1．まえがき

エンジンの排気バルブは，高温高圧の燃焼ガスにさらされながら燃焼室の気密性を保つ役目を持ち，気密性が損なわれると出力低下やエンジンの機能停止を引き起こす重要な部品である．排気バルブ材には，機能上，高温時の強度と耐摩耗性および燃焼生成物における耐食性や耐酸化性が要求される．

一般的に，四輪車用の排気バルブには，高マンガン系耐熱鋼 SUH35（21-4N 鋼）が広く使用されてきた．この材料は，高温での強度と硬さが充分でないため，高性能エンジンにおいては必要に応じて，バルブフェース面への合金容射（盛り金）を施したり，高耐熱性材料であるニッケル基耐熱合金を用いている．

Honda の四輪車用排気バルブ材料は，1979 年以降一貫してニッケル基耐熱合金を採用しており，その時代のニーズに応じた排気バルブ材料を開発してきた．

四輪車用排気バルブに，ニッケル基耐熱合金を採用してきた理由を下記に示す．

（1）バルブフェース面に盛り金が不要なこと．
（2）高温強度に優れバルブステムの細軸化が可能なこと．
（3）耐酸化性に優れていること．

四輪車用排気バルブに対してのコスト低減のため，量販車には NCF3015（30Ni-15Cr）を，高性能エンジンには高ニッケル耐熱合金 NCF440（70Ni-19Cr）を採用してきた．近年，排気バルブに対して排ガス規制の強化や，燃費効率の改善から排気温度の高温化が進んでいる．量販車においても高温に対する高強度化ニーズがある反面，省資源化や，低コスト化が望まれている．現代社会において自動車やエレクトロニクスの機能向上のためレアメタルは欠かせ

＊ 四輪 R&D センター
＊＊ 大同特殊鋼株式会社
＊＊＊ 日立金属株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_11

ないものとなっており，その重要性は高まる一方である．しかしながら，資源枯渇抑制の観点から省資源化技術，リサイクルといった技術が重要な課題となっている．

これらの要求を満たすため，現在のニッケル基耐熱合金 NCF3015 に対しニッケル量を低減させ，コスト低減を図ると共に，同等の高温強度と耐摩耗性を有する耐熱合金 DY2 を開発した．

2．開発のねらい

低ニッケル化を図る上で，バルブ材に必要な諸特性は現行量産材（NCF3015）のニッケル耐熱合金同等とした．低ニッケル基耐熱合金開発に際して以下の４点を主要なねらいとした．

（1）800℃ の高温疲労強度，耐摩耗性
（2）耐酸化性
（3）耐食性
（4）熱間加工性

3．合金設計

従来の高ニッケル耐熱合金は，Ni_3(Al, Ti) のガンマプライム相を析出させ，高温での強度および耐摩耗性を高めた材料である．ニッケルは強化相であるガンマプライム析出相を構成する基本元素であるため，ニッケル量を低減することにより，ガンマプライム相を利用した高強度化が困難になり，強度が低下する．その課題に対して，開発材 DY2 は，ニッケル量低減，高温強度，耐摩耗性，および熱間加工性の確保を同時に満足するため，以下の２種類の強化手法を用いて合金設計した．

DY2-D：モリブデン添加による固溶強化と炭素量増加およびニオブ添加による炭化物析出強化
DY2-H：リン添加による粒界析出強化

3.1. DY2-D 材

耐熱材料として一般的なオーステナイト系耐熱鋼の高強度化は，モリブデンやタングステンによる固溶強化，炭化物による析出強化が有効である[(1)]．

モリブデンは本合金において，固溶強化により高温強度を高めるが，多いと脆化相が析出し熱間加工性を低下させる[(2)]．Fig. 1 より，モリブデンでは 3.5%，タングステンでは 3.2% を超えると脆化相であるラーベス相の析出が懸念される．また，固溶強化元素の強化量は一般的に原子濃度と関係し，図中の破線で示すように，モリブデンに比較し原子量が約２倍であるタングステンは同質量濃度であっても固溶強化の影響は約 1/2 程度となる．そのため，DY2-D ではタングステン単独もしくはモリブデンとの複合添加に比べ，効果の大きいモリブデン単独添加を選択し，モリブデン量を 3.2% とした．

また，炭化物析出強化を活用するため，炭素量を増加することで $M_{23}C_6$ 型（炭化クロム）の炭化物析出を促進し，高温強度および耐摩耗性向上に有効であるものの，じん性を低下させない範囲で炭素量を設定する必要がある．じん性の改善には少量のニオブ添加が有効である[(3)]ため，DY2-D ではニオブ量を 0.1% 添加し炭素の一部を MC 型（炭化ニオブ）の炭化物析出で置き換えた．炭素量は 0.6% を超えると熱間加工性が低下する．よって，炭素量は生産性を考慮し，0.52% と設定した．MC 型炭化物はバルブフェース部分の耐摩耗性改善に有効であり，本合金の特徴は，Fig. 2 に示すように，DY2-D では炭化物析出総量を増加し，さらに固溶強化による複合強化により高耐熱性を達成した点である．

モリブデン，ニオブはフェライト安定化元素であるため，ニッケル量を低減すると素材製造時のデルタフェライト相の生成が懸念される．デルタフェライト相が生成すると，溶解中に成分として含まれる窒素が窒素ブローを発生し，素材内部に欠陥を発生する可能性があるため，相安定性を低下させない必要がある．Fig. 3 は横軸にニッケル量，

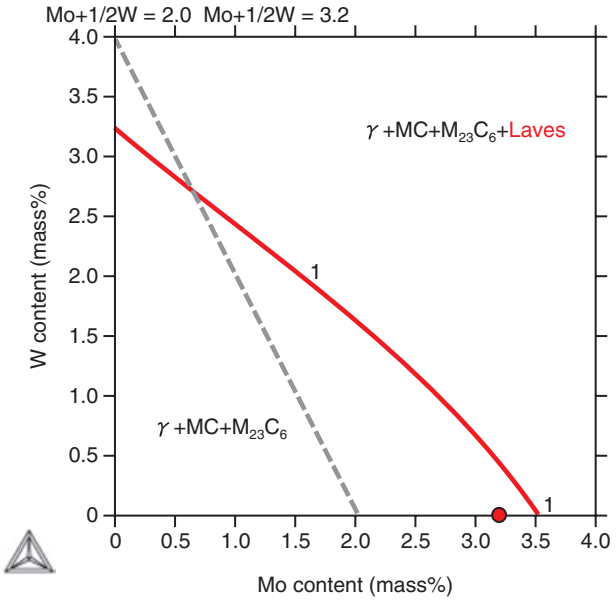


Fig. 1　Phase diagrams of Fe-0.52C-0.1Si-9Mn-6Ni-0.1Nb at 800°C

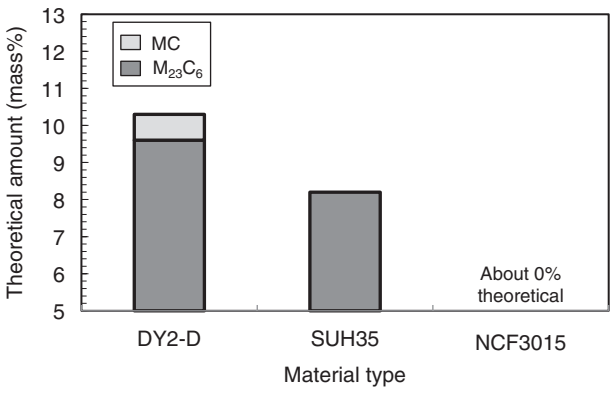


Fig. 2　Theoretical amount of carbides at 800°C

Table 1　Nominal chemical composition

	Composition (mass%)												
Material	C	N	Si	Mn	Ni	Cr	Fe	Mo	Ti	Al	Nb	P	Other
DY2-D	0.52	0.40	0.10	9.0	6	21	Bal.	3.2	-	-	0.10	-	
DY2-H	0.33	0.18	0.10	1.0	10.5	20	Bal.	0.5	-	-	0.12	0.22	
SUH35	0.50	0.40	0.10	9.0	4	21	Bal.	-	-	-	-	-	
NCF3015	0.03	-	0.10	0.10	32	16	47	-	2.70	1.20	0.80	-	0.004B

縦軸に温度を示す．ニッケル量 4% 以下では素材製造時にデルタフェライトが生成し，相安定性が図れないため，DY2-D ではデルタフェライト生成抑制のために添加量として 6% に設定した．

3.2. DY2-H 材

モリブデンによる固溶強化は高温強度を高めるには有効であるが，モリブデンはレアメタルでありコストも高い元素である．

DY2-H においては，高温疲労強度を高める効果をもつ粒界析出（リン）強化することにより，モリブデンによる固溶強化を低減した．次にリン量の設定について述べる．Fig. 4 に示すようにリン添加量が増えると M_3P が生成するようになり高温強度を高めるが，過剰になると粒界が脆くなり熱間加工性が低下する．そのため製造性を考慮して，相安定性が良好である 0.22% で設定した．Fig. 5 に炭化物とリン化合物の析出総量を示す．

以上の合金設計から設定した，DY2-D と DY2-H の化学組成，および既存のニッケル基耐熱合金の化学組成を Table 1 に示す．DY2 は高ニッケル耐熱合金 NCF3015 に比較しニッケル量を 20 ポイント以上低減し，かつ高い高温強度特性を有した素材である．

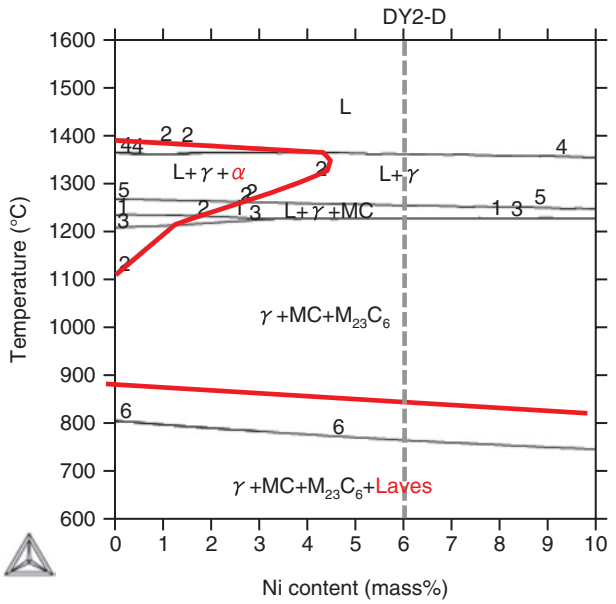


Fig. 3　Phase diagrams of Fe-0.52C-0.1Si-9Mn-3.2Mo-0.1Nb

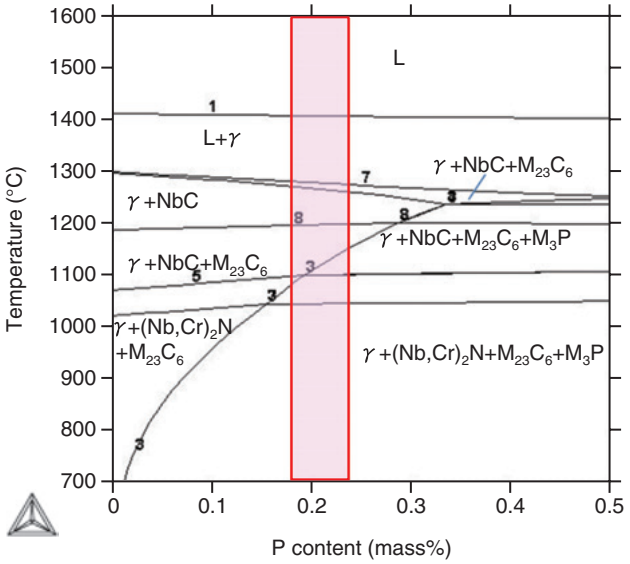


Fig. 4　Phase diagrams of Fe-0.33C-0.30Si-1Mn-0.5Mo-10.5Ni-0.2%Cu-0.12Nb-0.18N

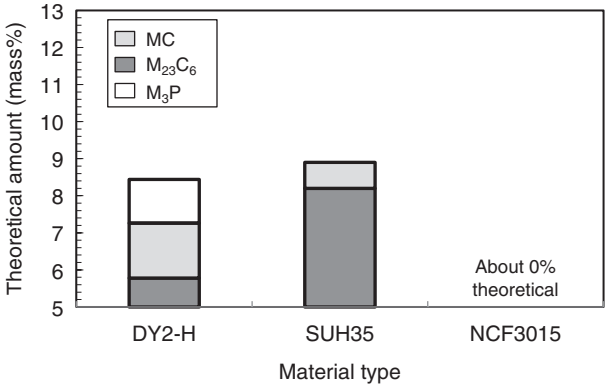
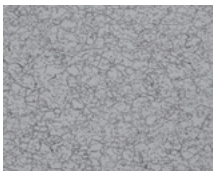
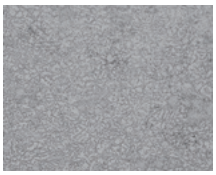


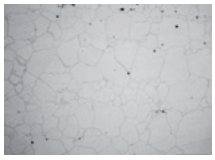
Fig. 5　Theoretical amount of carbides and phosphide at 800°C

4．組織の安定性

開発材の溶体化時効熱処理後，800℃ で 400 h 加熱後の組織写真を Fig. 6 に示す．組織写真からは，800℃ で 400 h 加熱において強度を低下させるラーベス相とデルタフェライト相の析出物は見られない．


After solution and aging treatment


After 800°C × 400 h
(a) DY2-D


After solution and aging treatment

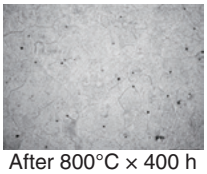

After 800°C × 400 h
(b) DY2-H

Fig. 6 Microstructure of developed materials

5. 材料特性

5.1. 高温疲労強度

高温疲労強度は，バルブ首部の疲労強度を示す重要な特性値である．800℃における回転曲げ疲労試験（回転数 3500 rpm）の結果を Fig. 7 に示す．DY2-D，DY2-H は 800℃において目標のニッケル基耐熱合金 NCF3015 と同等な疲労強度が得られた．

5.2. 耐摩耗性

高温硬さは，バルブフェースの耐摩耗性を示す重要な特性である．DY2-D，DY2-H の室温から高温までの硬さを Fig. 8 に示す．開発材は室温から 800℃の高温において SUH35 に対して硬さ特性が優れるが，NCF3015 と比較し低下する．

本合金は炭化物析出増加により耐摩耗性を向上させているため，摩耗特性は後述する 6 章の単体しゅう動試験およびエンジン実機耐久試験により検証した．

5.3. 耐酸化性

排気バルブは，高温酸化環境，エンジン加速減速の負荷変動に伴う温度サイクル下で使用される．バルブの酸化は，表面に酸化物スケールを生じ，摩耗を増加させたり，時にはフェース面での吹抜けを発生させる．850℃で 400 h 加熱後の酸化増量を Fig. 9 に示す．DY2-H は NCF3015 と同等であり，DY2-D を含めて，SUH35 に対して耐酸化性に優れている．

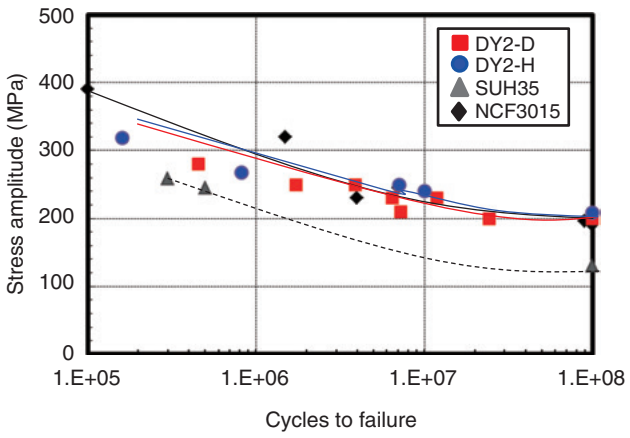


Fig. 7 Fatigue strength at 800°C

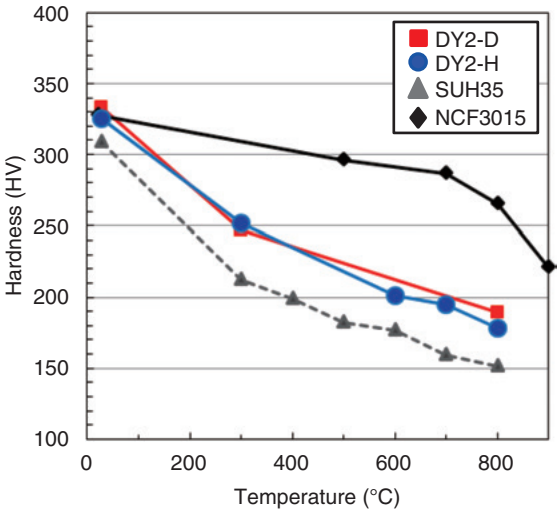


Fig. 8 Hardness at high temperatures

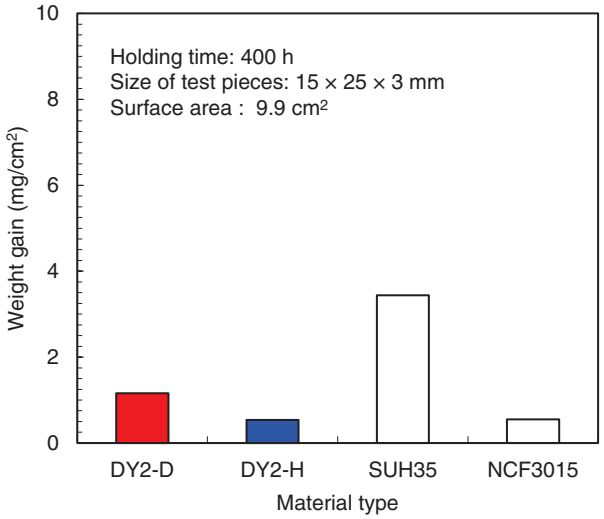


Fig. 9 Oxidation resistance at 850°C

5.4. 耐食性

排気バルブは，燃焼生成物である硫化物にさらされている．Fig. 10 に高温硫化試験（$CaSO_4$-$BaSO_4$-$NaSO_4$ 配合人工灰中 870℃ で 80 時間加熱）結果を示す．DY2 は NCF3015 に対して耐食性に優れている．

5.5. 物理的特性

物理的性質の中で熱膨張係数はバルブ材の伸び特性を示し，タペットクリアランスに影響を及ぼす．熱伝導はバルブの熱引き性に影響を及ぼす．また比重はバルブ重量に影響を及ぼす特性である．一般的に熱膨張係数は，熱応力軽減およびタペットクリアランスへの影響を少なくするために小さく，熱伝導率は熱引き性向上から大きく，比重は軽量化から小さい方がよい[4]．Fig. 11 に熱膨張係数，Fig. 12 に熱伝導率，Table 2 に比重を示す．DY2 の熱膨張係数，熱伝導率は，いずれも，NCF3015 よりも高いが，エンジン実機試験での熱伸び特性の検証により，タペットクリアランスに及ぼす影響に課題はなく，比重はニッケル量低減により小さくなっている．

5.6. コスト

低ニッケル化により，DY2-D と DY2-H の素材は，約 20% のコスト低減を可能とした．

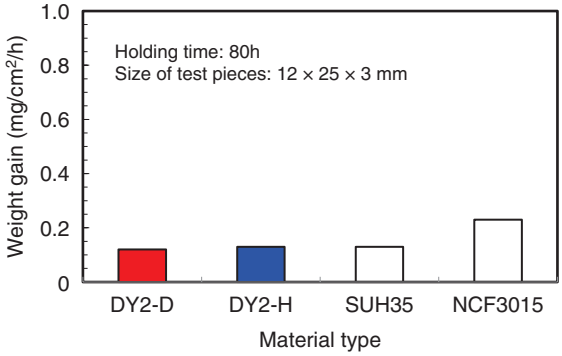


Fig. 10　Sulfur attack resistance at 870°C

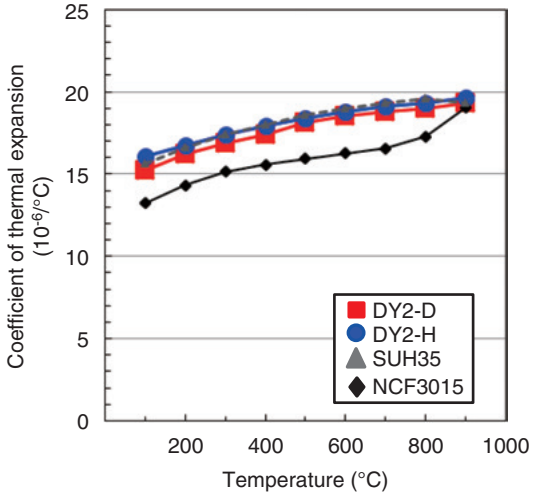


Fig. 11　Coefficient of thermal expansion

Table 2　Specific gravity

DY2-D	DY2-H	SUH35	NCF3015
7.83	7.86	7.75	7.89

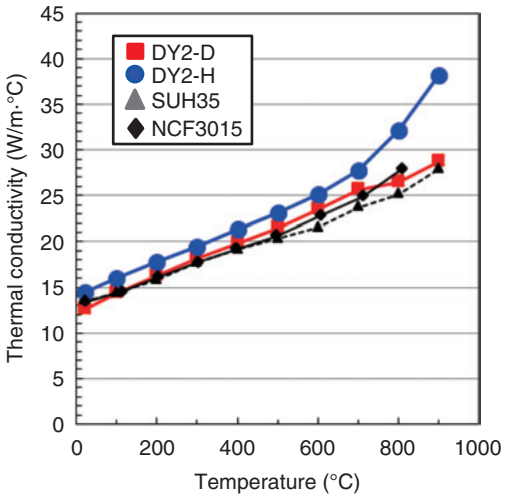


Fig. 12　Thermal conductivity

6．部品特性

6.1. 熱間加工性

熱間加工性は，バルブの成形性を評価するものである．グリーブル試験機による高温高速引張試験結果を Fig. 13 に示す．一般的に，グリーブル試験で絞り値 50% 以上を得られる温度域が成形可能範囲である．DY2-D，DY2-H の絞り値 50% 以上の温度範囲は，250℃ 以上の幅を有しており NCF3015 同等の加工性を有する．

6.2. 耐しゅう動特性

バルブ部品単体しゅう動試験結果を Fig. 14 に示す．DY2-D，DY2-H は，NCF3015 同等の耐しゅう動特性を有する．

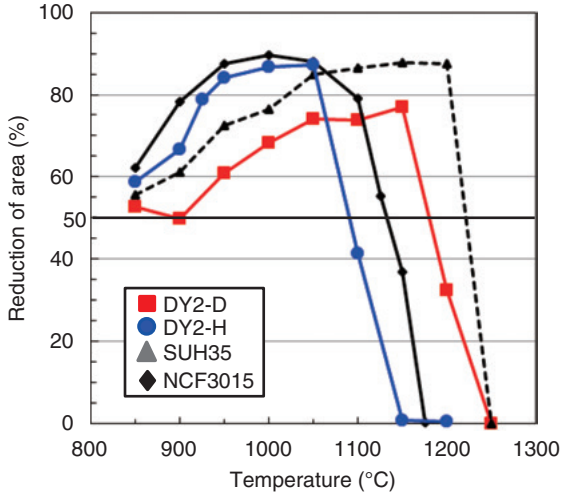


Fig. 13　Hot forgeability

6.3. 実機耐久性

1.5 L 直噴エンジンにて，6800 rpm で 100 h 運転後のバルブフェース摩耗量を Fig. 15 に示す．DY2-D，DY2-H は，NCF3015 同等の実機摩耗特性を有する．

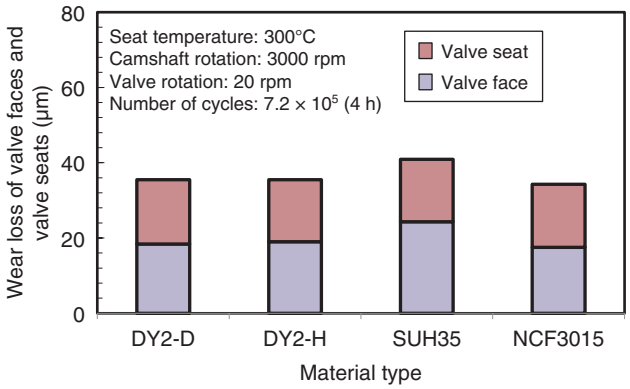


Fig. 14 Valve sliding test

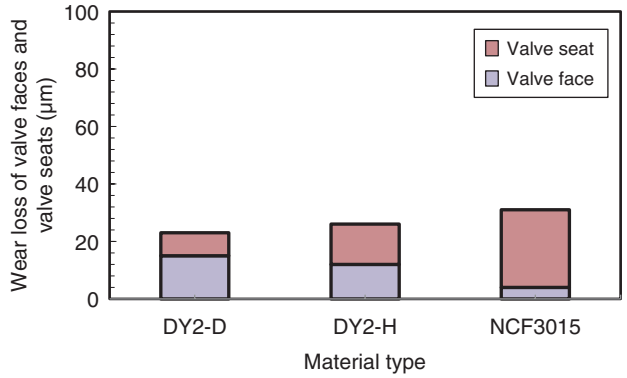


Fig. 15 Wear loss of exhaust valve face and valve seat

7．まとめ

近年の排気バルブ材への要求特性に対応した，省資源低コスト型の DY2 を開発した．

低ニッケル化を実現しつつ，熱間加工性を低下させない範囲で炭化物を増加させ，合わせて固溶強化元素であるモリブデン，粒界強化元素であるリンを最適添加させたことを特徴とし，高温での疲労強度，耐摩耗性，耐酸化性，および耐食性は，従来材であるニッケル基耐熱合金 NCF3015 同等を達成した．本合金を適用することにより，従来のニッケル基耐熱合金に対し約 20% のコスト低減が図れた．

本開発材は 2014 年モデル FIT より量産適用を開始している．

参考文献

（1）田中良平，篠田隆之，石井友之，耳野亨，木下和久，峰岸功：18%Cr-10%Ni 系オーステナイト鋼の高温における強度と組織におよぼす炭化物安定化元素（Ti，Nb および V）の影響，鉄と鋼，第 58 年，第 12 号，p.1632-1645(1972)

（2）森永正彦，湯川夏夫，足立裕彦：d 電子合金設計論，鉄と鋼，第 11 号，p.1441-1451(1985)

（3）田中照夫，飯泉省三，星野和夫，藤岡外喜夫：含窒素オーステナイト系耐熱鋼の時効後の室温靭性に及ぼす合金元素の影響，鉄と鋼，第 65 年，第 7 号，p.959-968(1979)

（4）萩原好敏，石田正雄，岡智生：排気バルブ用ニッケル基耐熱合金の開発，HONDA R&D Technical Review，Vol.4，p.63-72(1992)

■著　者■


露無崇志


植田茂紀


大崎元嗣


都地昭宏


大石勝彦

2014 年モデル FIT の空力開発

Aerodynamic Development of 2014 Model Year FIT

町　田　健太郎*
Kentaro MACHIDA
金　子　宗　嗣*
Munetsugu KANEKO
小　只　輝　将*
Terumasa KOTADA
村　川　　淳*
Atsushi MURAKAWA
小　川　　厚*
Atsushi OGAWA

要　旨

2014 年モデル FIT の空力開発において，2008 年モデル比で空気抵抗を約 7% 低減し，ハッチバックカテゴリで世界トップクラスの低 CD 値を達成した．デザイン領域とプラットフォーム領域の風洞テストおよびシミュレーション結果を基に高い空力性能を有する車体の具現化をおこなった．エクステリアデザイン領域では，内製 CFD システムを活用し，スケールモデルテストを補完しながら空力的な形状最適化を進めた．プラットフォーム領域では，CFD 解析により流れ場を分析し，その空力性能向上の方向性を定め，詳細形状の最適化をおこなった．車体後流での全圧損失を抑制するためには，エンジンルームを含む車体フロントまわりとリヤエンド部それぞれの流速と圧力分布を均一化することが重要であるとの知見が得られた．

ABSTRACT

Aerodynamic development of the 2014 model year FIT achieved an approximately 7% reduction in aerodynamic drag compared to the 2008 model, giving it among the world's lowest drag coefficients in the hatchback category. Based on wind tunnel testing and simulation results, a vehicle body with high aerodynamic performance was realized. The Honda-created CFD system was used for the exterior design development, helping to optimize aerodynamic shape while supplementing scale-model testing. For the platform development, CFD analysis of the flow field established a direction for enhancing aerodynamic performance and helped optimize the shape in detail. From this process, it was confirmed that to inhibit total pressure loss in the vehicle wake, it is important to ensure uniform flow velocity and pressure distribution in the vehicle front (including the engine room) and rear end.

1．はじめに

自動車による地球への環境負荷を低減するため，車体の空気抵抗低減により燃費向上や排出ガス削減に貢献することは重要である．したがって空気抵抗係数（CD 値）と車体前面投影面積〔A（m^2）〕を乗じた空気抵抗（CD･A）を低減することが空力開発における重要な目的となる．しかしながら近年のハッチバック車の開発では安全性，居住性，荷室容量など商品性向上のため，車体のダウンサイズ化には大きな制約がある．一方で CD 値を低減するための車体形状の変更についても，エクステリアデザインとの両立の観点からおのずと限界がある．よって CD 値低減を進めるためには，開発対象となる車体における空力改善要素を効率よく抽出し，その対応を衝突安全性，視界，パッケージングなどの他機能といかに両立させるかが課題となっている[(1),(2)]．この制約下では，車体まわりの流れ場を CFD シミュレーションで解析し，CD 値低減の方向性を定めることが有効である．また，デザイン部門と設計部門と共同で空力性能の定量的効果を確認しながら CD 値低減目標を達成するアプローチが効率的と考えられる．2014 年モデル FIT（新型 FIT）の開発においては，従来の風洞テストとフルビークル CFD に加えて，内製 CFD システム Flow Analysis Simulation Tool（FAST）[(3)]を活用し，デザイン，他機能との両立を図った．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_12

本報告では，新型 FIT の空力開発過程でわかったハッチバックの特徴的な流れ場を示しながら，世界トップクラスの低 CD 値を達成した手法を紹介する．

2．開発のねらいと目標

Fig. 1 に 2008 年モデル FIT（先代モデル）を含む B セグメントハッチバックの CD 値の変遷を示す．CD 値は先代モデルを基準とした各車との比で表している．これらの分布はすべて弊社実車風洞において計測した数値である．新型 FIT 開発スタート時のねらいは，燃費性能の向上に寄与する車体の低 CD·A 化と，同一セグメントにおける世界トップクラスの空力性能をお客様に提供することであった．ただし前提条件として，FIT の強みである広い室内空間を保持しながら，デザインモチーフであるワンモーションフォルム，フォワードキャビンフォルムと空力性能をそれぞれ両立させる必要があった．

これらの条件下で新型 FIT は A を縮小しない，すなわち CD 値の低減のみによって低 CD·A 化を図ることとした．

そこで，空気抵抗低減による燃費向上と，車体性能を決定する種々の影響因子とを高次元にバランスさせながら，取り組むべき空力改善案を絞り込んだ．開発初期段階でリストアップした新型 FIT の空力取り組み項目を Fig. 2 に示す．ここでは，エクステリアの意匠にかかわる部分をデザイン領域とし，フロントグリル，バンパを含むエンジンルームとアンダフロアをプラットフォーム領域としている．これよりトータル CD 値の目標値を定め，その確からしさを評価しながら開発をおこなった．

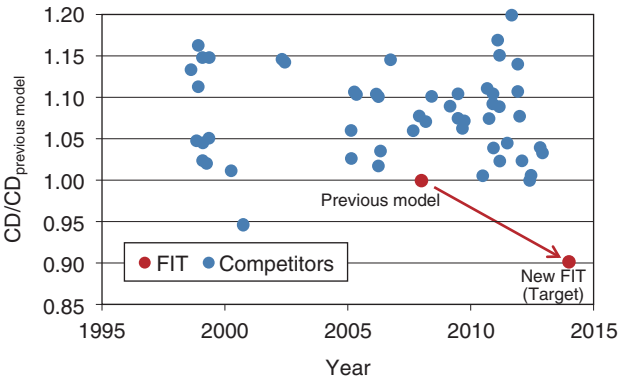
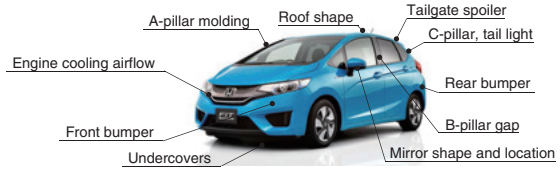


Fig. 1　CD history of B-segment hatchback



List of aerodynamic item		Target (compared to previous model)
Exterior design	Bumper, roof, pillar shape	-7.2%
	Adding A-pillar drip molding	
	Adding tailgate spoiler	
	Minimizing B-pillar gap	
	Optimizing side mirrors (shape and location)	
Platform	Optimizing shape of floor, engine undercover	-2.8%
	Adding rear engine undercover	
	Optimizing engine cooling airflow	
	Smoothing underbody shape	

Fig. 2　List of aerodynamic items of new FIT

3．新型 FIT の空力現象解析

Fig. 1 に示すように，先代モデルにおいても空力性能は B セグメントハッチバックでトップクラスの位置づけである．新型 FIT でさらに空気抵抗を低減するために，先代モデルの開発完了直後から CFD シミュレーションで空力現象を解析した．その結果をデザインや設計等の関連部門と共有し空力最適化の方向性を定めた．

以下，デザイン領域とプラットフォーム領域について新型 FIT の空力的な特徴について紹介する．なお，本稿では Fig. 3 のように車体の前後方向を X 軸，左右方向を Y 軸，上下方向を Z 軸と定義する．

3.1. デザイン領域

新型 FIT では FAST を初めて開発に適用した．これはエクステリアデザインデータとあらかじめ定型化されたプラットフォームデータを自動結合し空力シミュレーションをおこなうシステムである．このため開発に携わるデザイナや空力担当者でも効率よく計算をおこない相互に結果を共有することが可能である．

デザイン先行検討段階では，多数のデザイン案について解析をおこない，先代モデルと比較した．Fig. 4 は各デザイン案に対する空力検討の結果の一例である．ここではデザイン部門より提供されたモデルおよびそれらに空力向上



Fig. 3　Definition of coordinates

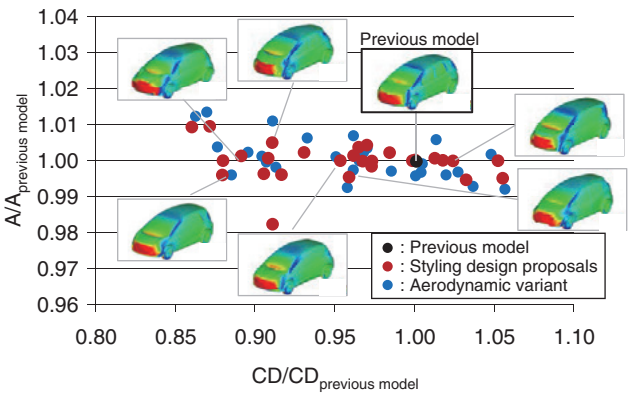


Fig. 4　Simulation results on styling development phase

提案の形状を反映したモデルを用い解析をおこなった．この段階はデザイン案を絞り込むことではなく空力改善要素を抽出することが目的であった．

この解析から，先代モデルに対し低 CD 値となるモデルに共通する要素のうち，形状変更に対する CD 値変化の感度が高いフロントバンパ，ルーフ，C ピラーサイド面の各形状の特徴を絞り込んだ．Fig. 5 に先代モデルおよびこれら各部位での空力要素を盛り込んだ新型 FIT の表面圧力分布を示す．フロントバンパについてはコーナ部で急激な圧力変化を避けるために流れ方向の側面長と曲率半径を大きくした〔Fig. 5(a)〕．またルーフ形状は先代モデルに対してサイドビューのピークを前方にし後方に向かって徐々に圧力が高まる形状とした〔Fig. 5(b)〕．これはフォルムに躍動感を感じさせたいデザイナの方向性とも合致した[4]．先代モデルではＣピラー形状の影響により側面からの流れが車体背面に巻き込みやすくなっているため，この部分で強い負圧のピークが発生している〔Fig. 5(c)〕．このため新型 FIT では後端末の形状をダウンビューで外側に向くような処理をおこない，この負圧ピークを弱めた．フロントバンパ，ルーフ，C ピラーはいずれも局所的な圧力勾配変化を小さくし，車体の後端末での圧力レベルの一致をねらっている．同時にその周辺での気流速度の向きを X 方向へ整流する形状とした．この結果，車体背面での圧力が上昇していることがわかる〔Fig. 5(d)〕．

これらの空力改善要素をデザイナが新型 FIT のデザインに活かすことで空力性能との両立が図られた．

車体表面での圧力分布を定量的に比較するため，Fig. 6 に新型 FIT と先代モデルの X 軸に沿った圧力分布を示す．

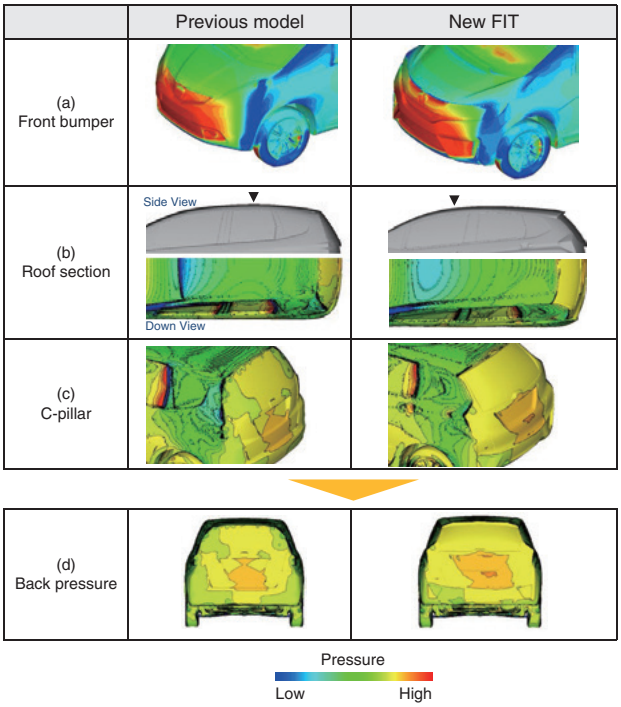
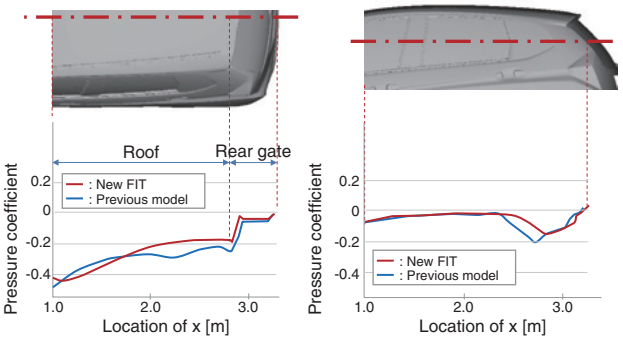


Fig. 5　Surface pressure comparison of previous model and aerodynamically optimized styling

Fig. 6(a) は車体中心断面でのルーフとリヤゲート面の圧力分布である．新型 FIT の方が X 方向の圧力分布の変化が緩やかであり，ルーフ上での圧力も高い．これはルーフピークが前方になっていることで，流れに沿って圧力が上昇する距離を大きくとれるためである．これにより車体背面の圧力も上昇している．Fig. 6(b) は C ピラー中央高さ断面での圧力分布である．前方のサイドウィンドウ面の圧力は先代モデルと同レベルであるが，後方の C ピラーにおいては負圧のピークが小さくなっており，その勾配も低い．また，新型 FIT においてルーフと C ピラーの圧力レベルが近くなっていることも確認できる．これらより，先行検討で抽出した車体表面の圧力分布を均一にするエクステリアデザイン形状のねらいが実現できていることがわかる．

Fig. 7 は新型 FIT の 25% スケールモデルを用いた風洞テストにおける開発全体での総計測回数と CD 値の関係を示したものである．図中の一つの点が一つの形状案別を表している．開発ではトータル 2000 回以上のテストをおこなってきたが，FAST を多く活用した初期段階の空力最適化形状にて目標レベルは達成している．その後のテストの大部分は空力とエクステリアデザインおよび設計，生産技術性との成立性を検討することを目的におこなわれたが，FAST を用いて得られた空力改善点を新型 FIT に反映することで，効率よく目標レベルに到達する形状を提案することができた．



(a) Roof section　(b) Rear side section

Fig. 6　Pressure coefficient on roof and rear side section

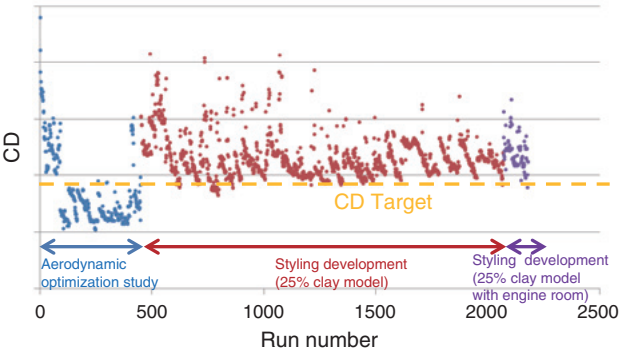


Fig. 7　CD history on wind tunnel tests

3.2. プラットフォーム領域

プラットフォーム領域において，新型FITで検討した床下デバイスと先代モデルとの比較をFig. 8に示す．アンダフロアのカバーについて，フロントサブフレーム後方にカバーを追加し，エンジンルームからの流れを整流した．また，アンダフロア後方の特にリヤサスペンションビーム周辺の全圧損失低減をねらってカバー面積を拡大し，さらなる空力向上をねらった．

これらの空力デバイスは仕向け地ごとに目標とする燃費とコストにより必要性を検討し，設定した．

プラットフォーム領域の空力開発にあたって，先代モデルでのシミュレーション結果をもとに空力影響の大きい部位を抽出した．ここでは，特に効果の大きいフロントフロア周りの流れ場とその空力改善手法について述べる．

Fig. 9に先代モデルのフロントホイールセンタ位置のYZ断面での圧力（左側）および速度分布（右側）を示す．ここで車体の側方とアンダフロアの圧力に着目すると，ホイールハウス近傍〔Fig. 9(A)〕の圧力が，アンダフロア〔Fig. 9(B)〕に対して低くなっていることがわかる．この圧力差によってアンダフロアからフロントホイールハウス側へのエネルギーの小さな流れ〔Fig. 9(C)〕が車両側方に導かれる．この流れは車両後方での全圧損失増大をまねき空気抵抗を増加させる．これはバンパコーナとアンダフロアの圧力差から生じる作用であり，フロントホイールハウスからの流出による全圧損失を抑制するためにはこの圧力差を小さくすることが必要である．

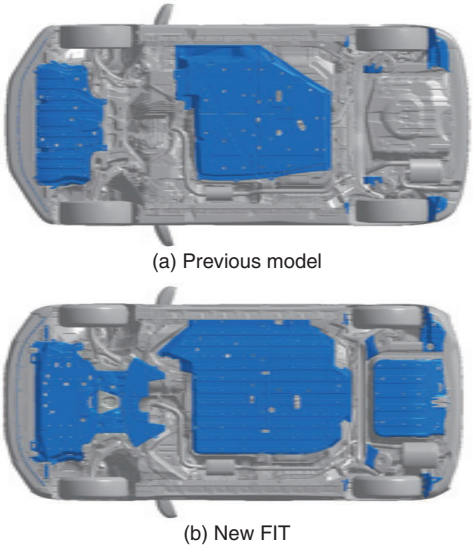


Fig. 8 Underbody covers

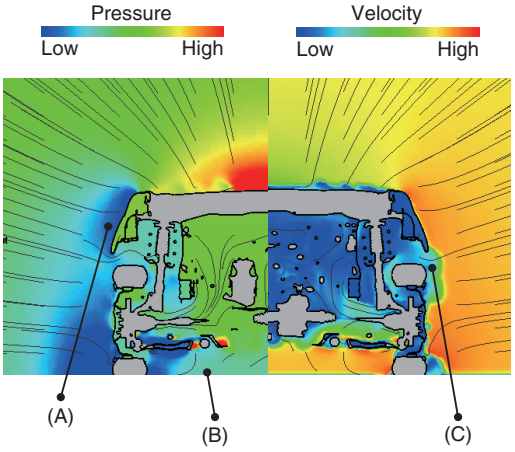


Fig. 9 Pressure (left) and velocity (right) contours at front wheel center section

Fig. 10はFITは初代モデルよりMM思想に基づいたフロントオーバハングが短いフォルムを特徴としており，このためフロントホイールエッジ〔Fig. 10(A)〕近傍で強い負圧が生じている．したがって，相対的にアンダフロアとの圧力差が大きくなり，ホイールハウスからの流出の影響が大きくなっている．これを抑制するためには，エクステリアデザイン形状の最適化によりフロントバンパでの負圧を減少させるとともに，フロントアンダフロアでの圧力を下げることがFITのようなハッチバックでは効果的である．なお，初代モデルよりFITで採用されているチンスポイラ（エアダム）はこの作用をねらって装着されている．

これらの先代モデルを用いた解析結果をもとに，新型FITではフロントアンダフロアでの負圧をさらに強めるために，エンジンアンダカバー先端に曲率のある突起を設けた新形状を採用した（Fig. 11）．フロントバンパ下端からの流れがこの小さい曲率半径をもった前縁を回りこむ際に加速されるため，この領域で負圧のピークが生じる．Fig. 12に新型FITと先代モデルとの床下圧力の比較を示すが，新

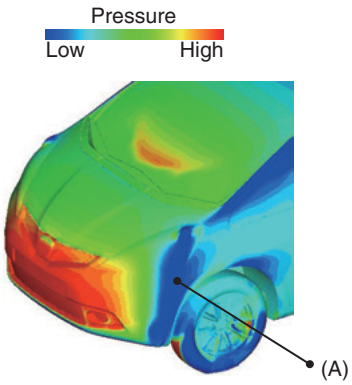


Fig. 10 Low surface pressure region at front bumper corner (previous model)

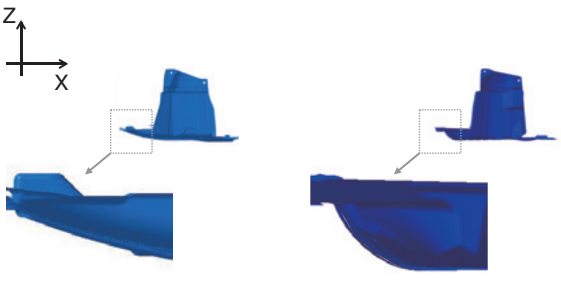


Fig. 11 Shape of engine undercover

型 FIT ではよりアンダカバー下の負圧が強められていることがわかる．アンダフロアとフロントバンパとの圧力差を比較するために，X 軸に沿ったそれぞれの圧力の分布を Fig. 13 に示す．新型 FIT ではエンジンアンダカバーのある領域で Fig. 12 に示したように負圧が強められている．エクステリアデザインの最適化によりフロントバンパコーナでの圧力のピークも先代モデルに対して緩やかであり，結果としてフロントセクションでの側面と床下の圧力差が小さくなっている．

Fig. 14 に新型 FIT と先代モデルとのアンダフロアの車体中心断面における流速分布を示す．フロントまわりの圧力差低減の効果によりアンダフロアでの全圧損失も減少しており，ほぼ全域で新型 FIT の方が流速が高くなっていることが示されている．

車両側方の全圧損失の断面図を Fig. 15 に示す．ここでは流れがエネルギーを失っている領域が赤色で示されている．先代モデルに対して新型 FIT は特にフロントホイールハウスからの流出が抑制されており〔Fig. 15(A)〕，車両後方での損失領域も小さい．これは Fig. 13 で示されているフロントセクションでの圧力の均一化の効果によるものである．

フロントまわりの空力改善について，これらの検討に加えエンジンルーム通気抵抗（クーリングドラッグ）低減にも取り組んだ．クーリングドラッグ低減のためにはフロントグリルから取り込む流れを効率よくラジエタ等の冷却機器に導き，その流量を必要最小限にすることが重要である．このため導風板を設定してエンジンルームから床下や車両側方に流出する余剰な空気を抑制し，冷却効率を高めた（Fig. 16）．その結果，グリル開口を最適化することによってクーリングドラッグを先代モデル比で 19% 削減した．

これらの検討結果をもとに新型プラットフォーム開発をおこない，車体領域として空気抵抗低減を図った．これらの結果は同様のプラットフォームを用いる FIT 派生車種にも活かされた．

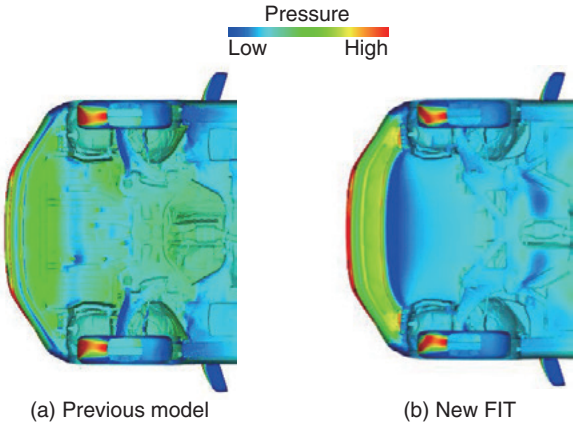


Fig. 12　Surface pressure distribution on engine undercover

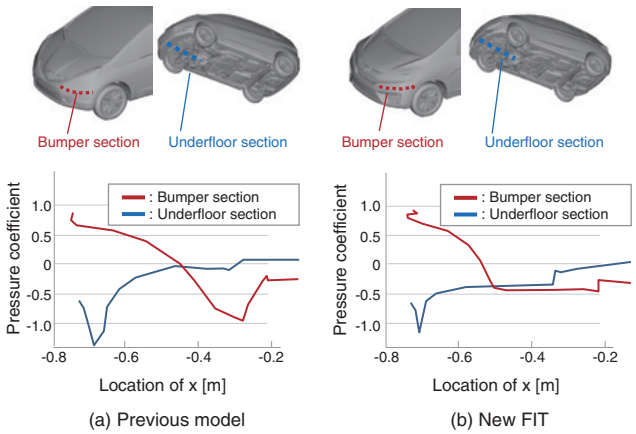


Fig. 13　Pressure coefficient on front bumper and underfloor

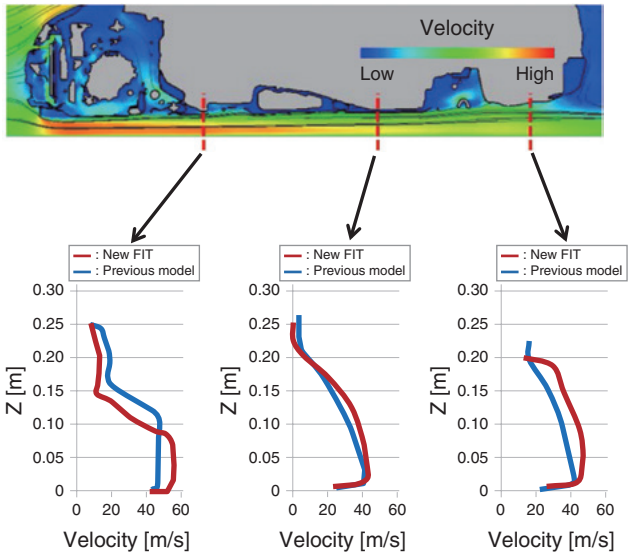


Fig. 14　Flow velocity on underfloor section

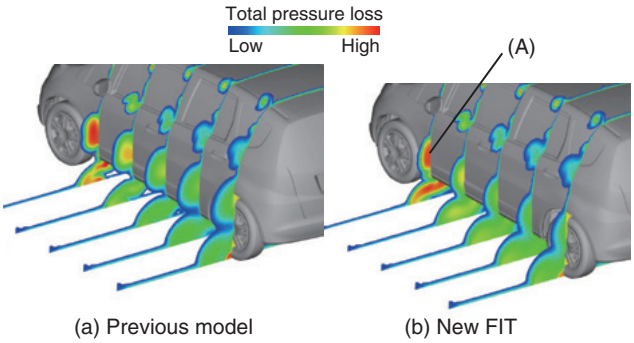


Fig. 15　Total pressure loss comparison of new FIT and previous model

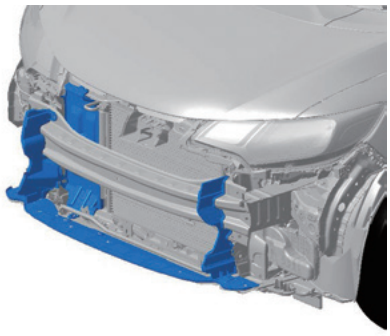


Fig. 16　Air guide devices in engine room

3.3. 車体後流の比較

車体に働く空気抵抗の要因は，流れのはく離に伴い車体後流での全圧損失が増大することと，車体表面の圧力差により Y，Z 方向の速度成分が誘起され，縦渦（X 方向に軸を持つ渦）が強められることに大別される．つぎの項でこれらに着目し新型 FIT の車体後流を先代モデルと比較する．

3.3.1. 全圧損失の分布

車体後流 YZ 断面における全圧損失の分布を Fig. 17 に示す．この図は，車両背後で赤色の領域が小さくなること，そのレベルが低くなることで全圧損失が小さくなることを示している．

新型 FIT の車体後流では，A ピラー段差の影響による全圧損失〔Fig. 17(A), (A')〕が減少している．これは A ピラーに新規設定したピラーガーニッシュの効果と考えられる．また車体サイド部において，フロントホイールハウスからの流出を低減する新型プラットフォームの効果により，損失領域が縮小している〔Fig. 17(B), (B')〕．その一方で，車体中心付近においては新型 FIT の方が損失が大きい〔Fig. 17(C), (C')〕．これは新型 FIT は先代モデルに比べルーフ後端からの下向き流れ（吹き下ろし）が車体中心部で抑制されているため，この領域では流速が小さいことによる．

新型 FIT と先代モデルとの差異を明確にするために，Fig. 18 に車両 5 m 後方の YZ 断面での全圧損失の差分を示す．ここでは新型 FIT が先代モデルに対して全圧損失が小さい領域，すなわち車体後流での損失が少なくなり低 CD 化に寄与している部分が青色で示されている．本図より，A ピラー〔Fig. 18(A)〕およびサイド部〔Fig. 18(B)〕において新型 FIT の全圧損失が小さく，断面全体での損失が低減していることがわかる．これより全圧損失の低減による空力改善要素として A ピラーと車体サイドが主に寄与していることが確認できる．

3.3.2. 縦渦の分布

Fig. 19 に新型 FIT と先代モデルでの後方 YZ 断面における X 軸まわりの渦度の分布を示す．図中で赤が反時計回り，青が時計回りの渦度が大きいことを示している．A ピラーからの渦〔Fig. 19(A)〕とともに，車体後方の一対の縦渦〔Fig. 19(B)〕がみられるが，新型 FIT ではこれらの渦が小さくなっていることがわかる．これはデザイン領域でのルーフの前ピーク化，C ピラー位置，リッドライト端末形状の最適化により，車体表面の圧力分布が均一化され，車両後端での流れの巻き込みが抑制されたためである．

Fig. 20 に車体後方の YZ 断面における渦抵抗を示す．これは Y，Z 方向速度の 2 乗和に密度を乗じたもので単位面積あたりの運動量の次元を持ち，車両後方で流れが巻き込むことによる抵抗の大小を表している[5]．新型 FIT では Fig. 20 の (A), (A') に見られるように渦抵抗が小さくなっている．Fig. 21 はこの差分をとったものであり，ここでは新型 FIT が先代モデルに対して渦抵抗が小さく低 CD 化に寄与している領域が青色で表されている．新型 FIT は全領域で渦抵抗が抑制されており，特に車体中心においてその差異が大きい．これは先代モデルに対して車体表面圧力が均一化されたことで，結果としてルーフからの吹き下ろしとそれに伴う縦渦が弱められていることによる〔Fig.

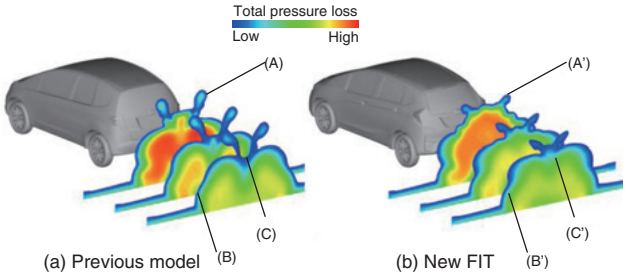


Fig. 17 Total pressure loss behind vehicle

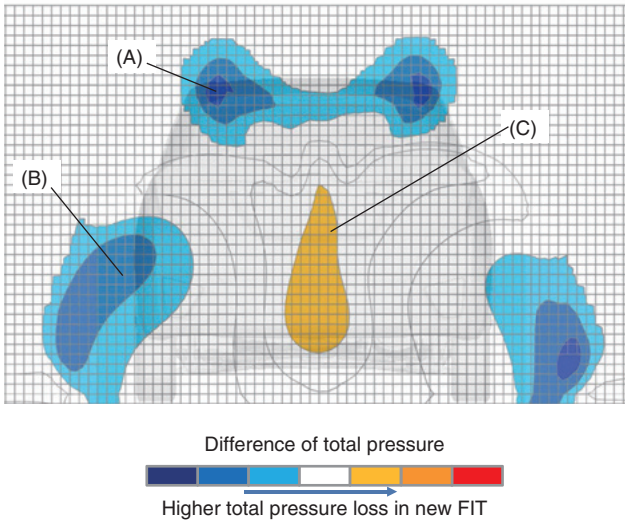


Fig. 18 Total pressure difference of New FIT and previous model

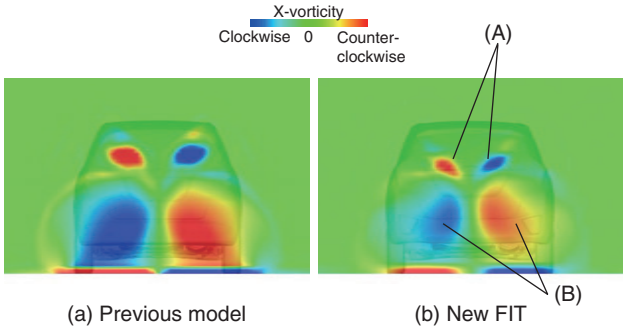


Fig. 19 Vorticity comparison of New FIT and previous model

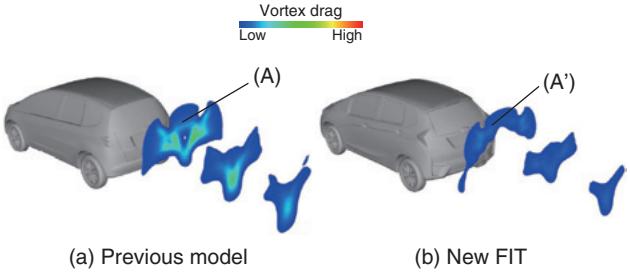


Fig. 20 Longitudinal vortex drag behind vehicle

21(A)]．ここは全圧損失の増加と縦渦の抑制がトレードオフとなる領域であるが，Fig. 18 と Fig. 21 より，新型 FIT の方が全圧損失低減，縦渦の抑制ともにトータルで空気抵抗が小さくなっていることがわかる．

3.4. 新型 FIT の空力達成値

これまでに述べた新型 FIT の空力性能向上の取り組みに対して設計部門との綿密な連携をとり商品化検討をおこなった．この結果 CD 値の位置づけは Fig. 22 のようになり，目論見通り B セグメントハッチバックにおいて世界トップクラスの低空気抵抗値を達成した．結果，JC08 モード 36.4 km/l という高い燃費性能に貢献した．

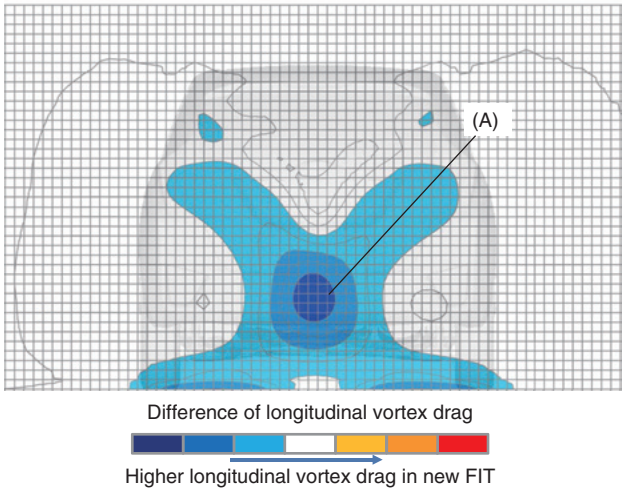


Fig. 21　Longitudinal vortex drag difference of new FIT and previous model

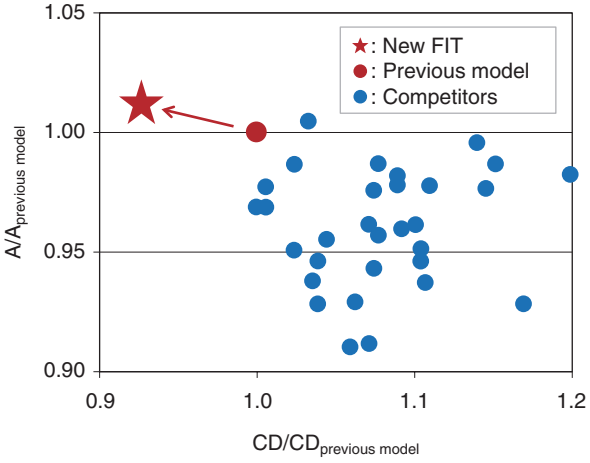


Fig. 22　Schematic of CDA

4．まとめ

新型FITの空力開発において，デザインとプラットフォーム各領域の先行研究の風洞およびシミュレーション結果を基に高い空力性能を有する車体の具現化をおこなった．

この結果は以下のようにまとめられる．

（1）エクステリアデザイン領域において，CFD システムと風洞テストの効果的な運用により，車体まわりの流速，圧力分布の均一化とデザイン性を両立する形状を具現化した．

（2）プラットフォーム領域において，エンジンルーム内ダクティングやアンダカバー形状を最適化することでフロントバンパ周辺の圧力を最適化し，デザイン領域の流れとの干渉を最小限に抑えた車体を開発した．

（3）上記のような空力車体の開発技術により先代モデル比で空気抵抗を 7% 低減し，JC08 モード 36.4 km/l という高い燃費性能に貢献した．

参考文献

（1）山崎博之，土岐優美子，村山俊之：3 代目プリウスの空力特性向上技術，Toyota Technical Review，Vol.57，No.1，p.20-26(2010)

（2）大平洋樹，岡本哲，中藤博文，賀谷守，植松徹，松岡秀典：新型マツダアテンザの空力性能開発，マツダ技報，No. 26，p.65-70(2008)

（3）Takiguchi，T.，Ogawa，K.，Tateyama，H.，Oda，T: The Automatic Aerodynamic CFD Framework Employing Vehicle Specifications at the Concept Stage of Development，SAE Technical Paper 2013-01-0604(2013)

（4）北島義也，村川淳：新しい Honda デザインの考えに基づいた 2014 年モデル FIT のデザイン，Honda Technical Review，Vol.26，No.1，p.1-10

（5）Hucho，W.，Sovran，G.: Aerodynamics of Road Vehicles，Annual Review of Fluid Mechanics，Vol. 25，p.485-537(1993)

■著　者■


町田健太郎


金 子 宗 嗣


小 只 輝 将


村 川　　淳


小 川　　厚

2013年モデルAccordおよびAccord Hybridの空力開発

Aerodynamic Development of 2013 Model Year Accord and Accord Hybrid

中 村 大 輔* Daisuke NAKAMURA
大 西 康 之** Yasuyuki ONISHI
竹 原 由 泰* Yoshiyasu TAKEHARA

要　旨

空力性能の指標であるCD･Aの向上は，燃費向上の一因となっている．2013年モデルAccordは，前モデルAccordに対して，LXグレードでCD･Aを1.3%向上させ，Accord Hybridでは，前モデルAccord EXグレードに対して，CD･Aを8.3%向上させた．空力開発に先立ち，前モデルAccordを用いた車体周りの流れ場の現象解析をもとにパラメータスタディをおこない，空気抵抗低減に繋がる要素を開発開始前のパッケージデザインに反映した．空力開発においては，25%スケール詳細モデルを用いて，デザイン室と合同で風洞テストをおこない，エクステリアデザインにおいて空力性能を向上させた．また，床下空力デバイスについては，詳細モデルに加えて，CFD，ローリングロード付風洞などのツールを用いて，空力性能の最適化をおこなった．

ABSTRACT

Improvement of the C_DA, which is an index of aerodynamic performance, is one factor in improving fuel economy. Honda has achieved a 1.3% enhancement in the C_DA of the LX grade of the 2013 model Accord relative to the previous model, and an 8.3% enhancement in the C_DA of the Accord Hybrid relative to the EX grade of the previous model Accord.

Based on an analysis of the phenomenon of the flow field around the car body, parameter studies were conducted using the previous model Accord before beginning aerodynamic development. Aerodynamic features contributing to the reduction of air resistance were applied to the package design before development was begun.

During aerodynamic development, aerodynamic performance of the exterior styling was enhanced through wind tunnel testing using 25%-scale detailed models, conducted jointly with the Styling Design Office.

The aerodynamic performance of the under-floor aerodynamic devices was optimized using CFD, a wind tunnel with rolling road, and other such tools in addition to the detailed model.

1．まえがき

走行中の抵抗を減らすことは，燃費向上や排出ガス削減に貢献することができ，自動車による地球環境への負荷を低減するために重要である．

Accordにおいては，1台における抵抗低減が微量であっても，1モデルサイクル当たりの販売台数が，約200万台となるため，地球環境への負荷低減に果たす割合は必然的に大きくなる．

走行抵抗には，空気抵抗，転がり抵抗，勾配抵抗，加速抵抗があるが，速度の2乗に比例して増加する空気抵抗は，2013年モデルAccord(新型Accord)の100 km/h走行時において，走行抵抗の約75%から80%を占める．そこで，空力性能では，形状の細部にまでこだわり，車体の空気抵抗係数(CD値)と車体前面投影面積A(m^2)を乗じたCD･Aを低減することで，走行抵抗を低減する必要がある．

他方で，居住空間，荷室容量，衝突安全性能など，自動車としての商品性のために必要な領域と容積が存在し，小型化を伴う面積Aの低減には制限がある．加えて，それらを内包するエクステリアにおいても，商品性として優先されるデザインにCD値を低減させる形状を織り込んでいくために，空力形状の反映には限界がある[1),(2)]．

そこで，フルモデルチェンジにおいては，Computational Fluid Dynamics(CFD)を用いて車体周りの流れ場を解析し，空力性能向上要素を抽出することが有益である．その結果をもとに，Hondaでは，エクステリアデザイン部門と合同で風洞テストを繰り返しおこない，デザインに空力性能向上技術を反映している．

本稿は，先行検討における流れ場の現象解析結果から，空力性能に大きな影響を与える要素を紹介するとともに，新型Accordの空力性能向上手法について紹介する．

＊　四輪R&Dセンター
＊＊ HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_13

2．空力開発のねらい

Fig. 1 に 3 BOX セダンカテゴリの空力性能を表す CD･A 分布図を示す．なおこれらの数値は，すべて弊社実車風洞にて計測した CD 値と前面投影面積 A（m^2）を基に求められた分布である．

先行検討では，すでに空力性能がトップレベルにある前モデル Accord に対して，CD･A を 7% 向上させるためには，どのような手法が必要かという観点で検討をおこなった．

また，開発段階においては，爽快，先進，上質のデザインコンセプトのもと，水平基調の 3 BOX プロポーションと空力性能との両立を図った．その上で，コスト，ウェイト等，さまざまな面で効率のよい空力パッケージを開発し，燃費性能を達成することを目標とした．

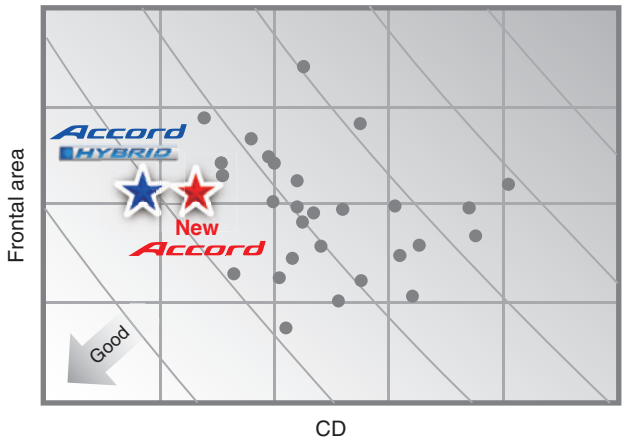


Fig. 1　CD･A distribution of 3box sedan category

3．エクステリア空力解析

新型 Accord の空力目標を達成する形状の方向性を探るため，前モデル Accord の 1/4 クレイモデルを用いて，現象解析およびパラメータスタディをおこなった．

車の開発は，車のコンセプトに見合った，全長，全幅，全高，および，乗員の配置，荷室の容量等，基本骨格を決めるパッケージデザインに基づいて展開される．そこで，空力への影響が大きく，パッケージデザインが決まった後では変更が難しくなる全体のフォルムに影響する部位に注力し，解析をおこなった．パラメータスタディでは，A ピラー周辺，サイド面絞り，トランク高さ，ミラー位置等，16 項目について，総計 500 回以上の案別計測をおこなった．

結果として，A ピラー周り，キャビンからサイドパネルの絞り，ルーフとトランクエンドの関係について，それぞれ他機能とのバランスを取りつつ，空力目標を達成できる変化量をエクステリアデザイン開発が開始する前にパッケージデザイン部門に提案した．

3.1. A ピラー周りについて

A ピラーでは通常，フロントガラスからキャビン側面に流れが回り込む際に，流れ方向に軸を持つ渦（縦渦）による抵抗が発生する．その縦渦は，Fig. 2 に示す渦 A のように，車体後流まで存在し，トランクエンドでの圧力の低下を助長する．それにより，車体側面からの回り込みが増加し，渦 B による縦渦抵抗を増加させる．そのため，空力性能の向上には，A ピラーで発生する縦渦を極力弱めることが重要となる．

基本的には，フロントガラスからサイドガラスへの流れをスムースに流すことで，A ピラーで発生する縦渦を弱めることができる（Fig. 3）．そのためには，回り込みによる偏向量を小さくするための A ピラーのはさみ角の増加，回り込みの曲率変化を小さくするためのピラー幅の拡大，流れに対する段差を低くするためのドリップモールディング高さの縮小が有効である．

しかしながら，各要素は，視界，水処理，風切音や衝突安全性といった機能に影響を与えることになる．先行検討段階では，それらの機能を成立させる範囲の変化量で，A ピ

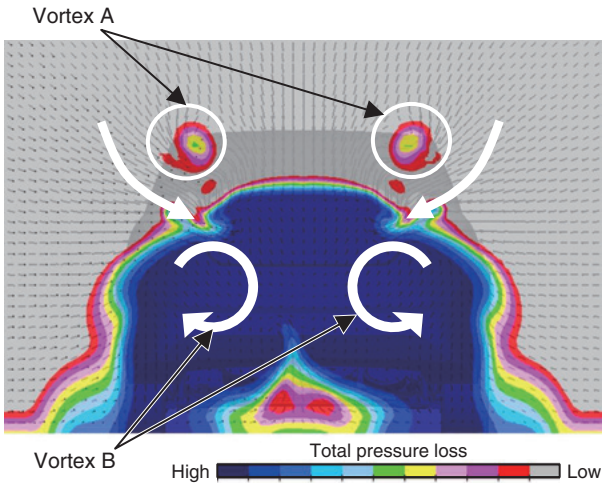


Fig. 2　A-pillar vortex on total pressure loss distribution

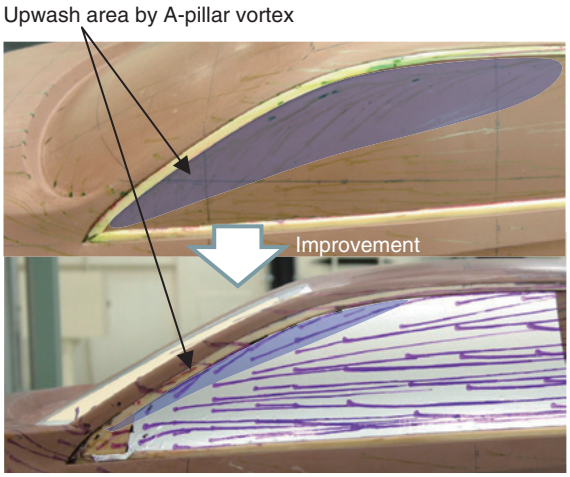


Fig. 3　Vortex improvement around A-pillar

ラーを内側に移動することではさみ角を増加，加えて，A ピラーモール先端の曲率を大きくし，ドリップモールディング高さを仮想的に縮小することで，1.6% の空力性能向上形状を提案した．

3.2. キャビンからサイドパネルの絞りについて

流れを車体後端まではく離させないように車体側面後部を絞り込み，車体後流に発生する全圧損失域を減らすことで，空力性能を向上させることができる．また，絞り込みによって，C ピラーで発生するはく離渦や，トランク上面からの流れと車体側面からの流れの合流時に生じる縦渦抵抗も低減することができる．

しかしながら，サイドパネルについては，Fig. 4 に示すようにタイヤの中央から，前側で 30°，後側で 50° の部分が法規でタイヤの露出が制限されている[3]．そのため，ほとんどの車種において，ホイールアーチが車体の最外側になっており，サイドパネル後部の絞込みがホイールアーチより後ろ側の比較的短い範囲でおこなわれている．

先行検討段階では，最外側を車体中央のフロントドア付近にすることで，サイドパネル後部に向けてスムースな絞込みをおこなった．加えて，リヤトレッドを狭くすることで，ホイールアーチの後側 50° 部分も内側に入れ込み，空力性能向上形状を提案した．

また，キャビンについては，室内空間のために B ピラー位置を維持し，サイドガラスの曲率を強めることで，前出の内側に移動した A ピラーと連続させた．さらに C ピラーを内側へ移動させることで，空力性能に有利なバレルシェイプとし，1.9% の空力性能向上形状を提案した．

3.3. ルーフとトランクエンドの関係について

ルーフ後端で下方に偏向された流れがトランクの後方に流れ込み，圧力が低くなると，車体後流の縦渦が強くなることに伴って，抵抗が増加する (Fig. 5)．圧力を回復させ，縦渦を抑えるためには，トランク上面の後方延長および，高さを上げることが有効である (Fig. 6)．しかしながら，トランク上面の圧力が車体側面より極度に高くなると，トランクサイド後端では逆相の渦が発生し，渦抵抗の増加につながるため，形状変更量にはしきい値が存在する．

一方，トランクの高さは後方視界，トランクの後方延長は衝突時のリヤバンパストロークといった機能に影響を与えるため変化量には制限がある．ルーフ後端の高さはトランクに向かう流れの角度に影響を与えるので，ルーフ後端高さと形状によって，空気抵抗を低減できる最適なトランク後端高さおよび位置は変化する．

後方視界に影響を与えないトランク高さでは，トランク後端をリヤバンパストローク限界まで，延長することで空力性能を向上し，ルーフ後端高さを下げることと合わせ，2.4% の空力性能向上形状を提案した．

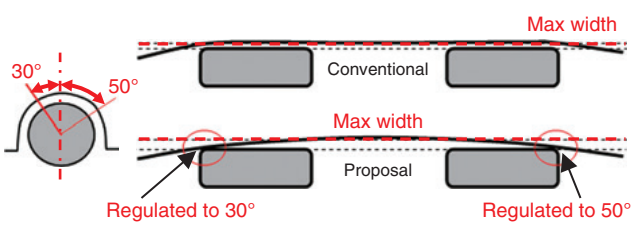


Fig. 4　Proposal of barrel shape to hide wheels

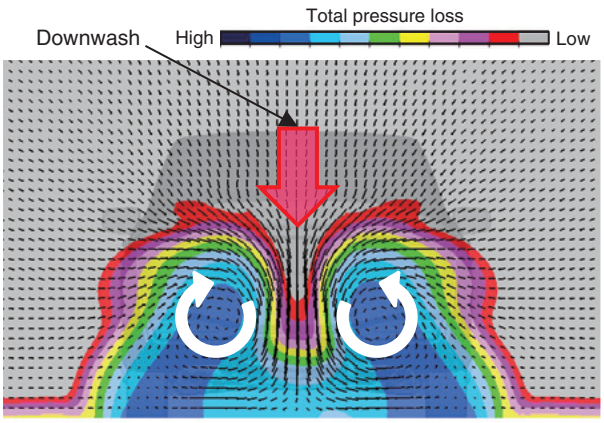


Fig. 5　Example of vortex caused by strong downwash at trunk end

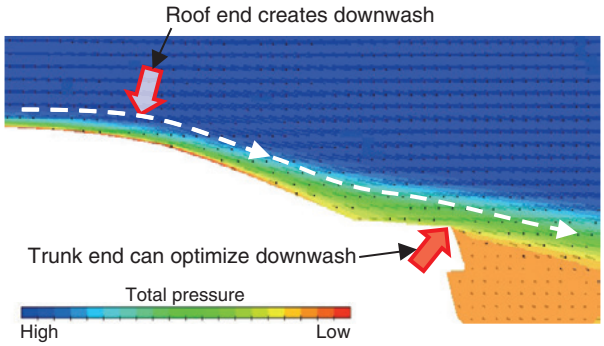


Fig. 6　Relationship between roof end and trunk end

4．エクステリア空力設計

先行検討で提案した基本骨格を取り込んだ開発においても，25% スケールのクレイモデルを用いて，デザイン性と空力性能を両立させるために，デザイン室と合同で風洞テストをおこなった．

風洞テストでは，新型 Accord のデザインが反映されたクレイモデルを用い，先行検討の結果をもとに，再度，細部を見直し，デザイン性を高めながら空力性能を向上させた (Fig. 7)．

A ピラーにおいては，内側への移動量を維持しながら，デザイン性向上のために前方に移動した．それによって，やや狭くなる視界は，A ピラーを細くすることで改善した．A ピラーを細くすることで，空力性能はやや低下するものの，

断面曲率変化の徹底的な見直しと，ドリップモールディング段差を縮小することで，A ピラー渦を弱めた (Fig. 8)．

キャビン側面は，居住性向上のために B ピラーを外側に移動させた．その際，ガラスの曲率を大きくすることで A ピラーの位置は外側に移動させず，バレルシェイプ化をさらに進めることができた．

サイドパネルの絞り込みについては，デザイン性と操縦安定性能との両立のためにリヤトレッドは縮小せず，リヤホイールアーチ周辺を外側へ膨らませた．しかしながら，車体中央からの絞込みを維持するために，フロントドア後端周辺が最外側となっている．トランクサイドにおいても，キャビン側面からの連続した絞込みをおこない，前モデル Accord と比べ，さらにバレルシェイプ化をおこなった (Fig. 9)．

ルーフ後端は，前モデル Accord よりも低く設定され，トランク後端は，前モデル Accord 同等の高さと位置に設定された．ホイールベースが 25 mm 短くなったことを考慮すると，トランク後端は，ルーフ後端に対して，相対的に延長された効果を得ている．また，トランク後端高さが視界性能の限界に近いために，トランク上面をダックテイル形状にすることで，後端面の角度を調整し，圧力回復を最適化した．さらに幅方向でもトランク後端高さを高く設定しており，抵抗低減のみならずリヤリフトの向上にも役立っている (Fig. 10)．

以上の見直しの結果，キャビンからトランク，およびサイドパネルにおいての流れを改善することができた．それらの可視化の結果を Fig. 11 に示す．

全体的な形状寸法が決まった後に，1/4 クレイモデルから，エンジンルームを再現した詳細モデル (Fig. 12) に移行し，さらなる最適化を進めた．

詳細モデルは，冷却開口が開いておりエンジンルームからの排風が模擬されているので，床下デバイスの効果と合わせながら，エクステリアの空力最適化をおこなうことができる．特に，チンスポイラとの関係が重要なフロントバンパの下端形状や，床下からの流れの影響を受けるトランク高さの最適化をより実車に近い状態でおこなうことができた点が有益であった．

その他，エクステリアでは，フロントバンパコーナにおいて，流れがはく離を起こさずにサイドパネルに回り込む形状に最適化した．リヤバンパコーナにおいても，バレル

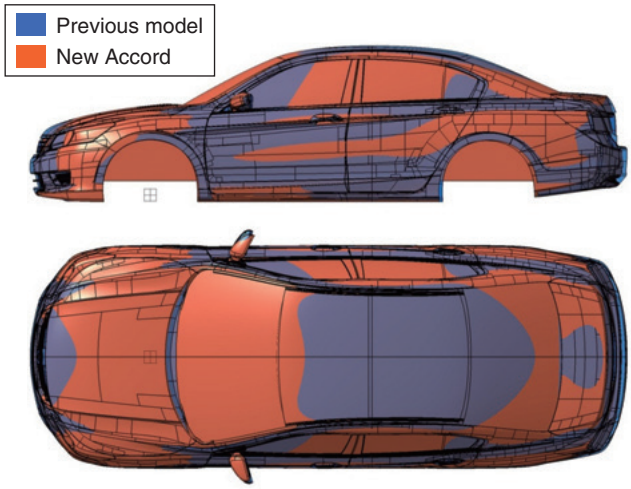


Fig. 7　Side and top view comparison between new Accord and previous model

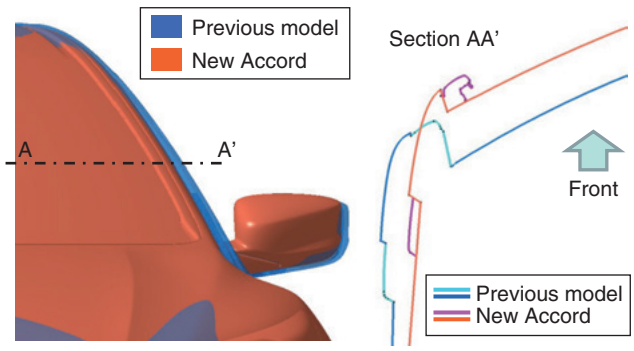


Fig. 8　A-pillar moved inboard

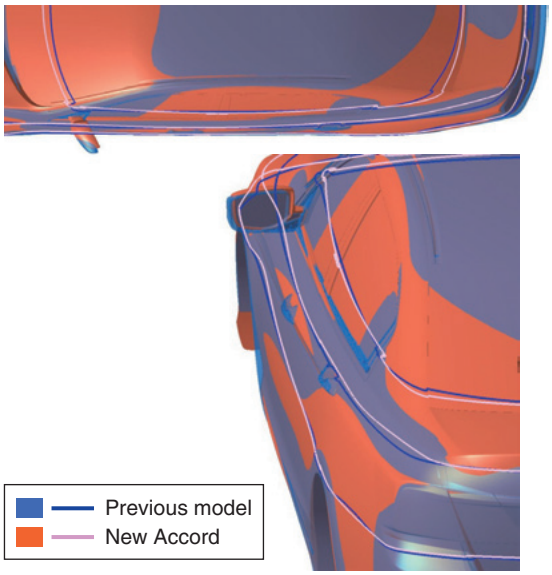


Fig. 9　Barrel-shaped cabin and body side panel

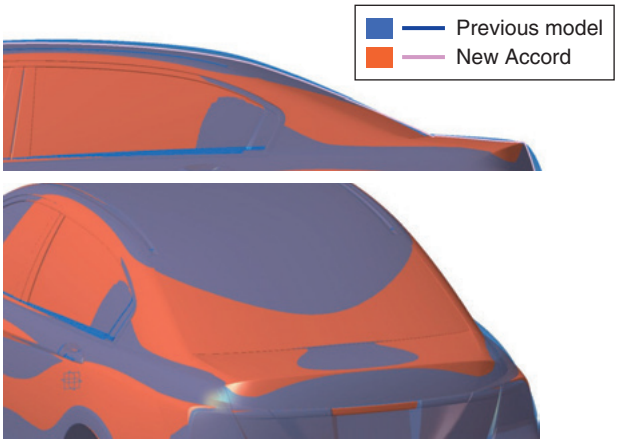


Fig. 10　Roof end and trunk height comparison

シェイプの延長で後部を絞り込んだうえで，車体背面に流れが巻き込まないように，はく離位置を安定させるエッジ形状をつける等の最適化をおこなった．

エクステリア空力設計における最適化は，細部にまでおよび，総計測回数は 1000 回を超えた．

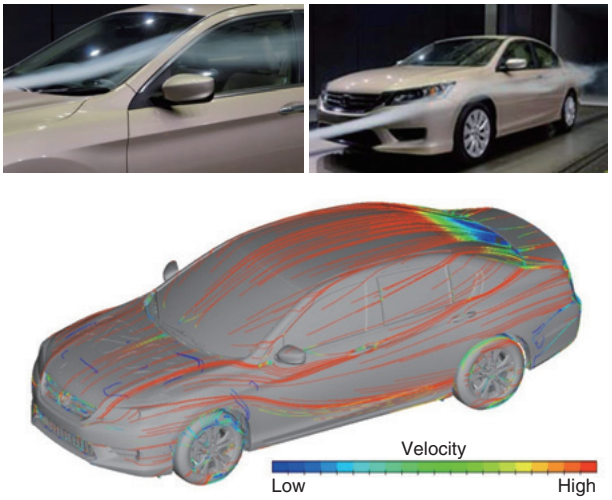


Fig. 11 Flow visualization of barrel-shaped body

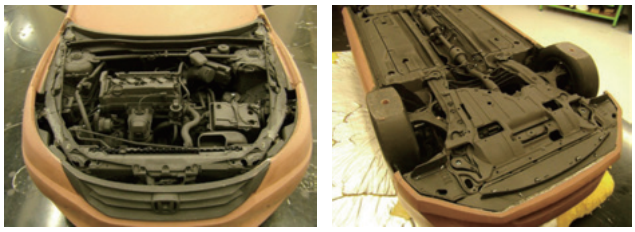


Fig. 12 25% scale model with engine room and under covers for wind tunnel test

5．床下デバイスの解析

床下デバイスによる抵抗低減は，床下を流れる空気をスムースに流すこともさることながら，床下を通過した流れが車体後流の下向きの流れを低減し，縦渦構造を変化させ，渦抵抗を低減することで達成される．

先行検討においては，現在の設計手法で到達できる CD 値のレベルを確認するために，最大面積のアンダカバーおよび床下デバイスを取り付け，CFD で検討することから開始した．

その結果をもとに，流れ場を解析することで，床下流れの改善に寄与している部分に注目し，効率の良いアンダカバーの範囲および形状の検討を進めた．

デバイスごとの効果を解析した結果，左右のリヤタイヤ間の圧力を下げることで，全圧損失域の低減と車体後部の渦抵抗を低減できることがわかった．

リヤタイヤ間の圧力を下げると，内側への偏向の影響でリヤタイヤ内側の流れ場が改善し，リヤタイヤ後ろの全圧損失域が縮小する (Fig. 13)．車体後流には車体中央の吹き下ろしによる大きな渦 (Fig. 14 中の渦 A) が存在する．リヤタイヤ後ろの全圧損失域が小さくなったことで，渦 A と同相で，リヤタイヤ後ろに存在する渦 B が強化され，その渦 B がリヤバンパコーナ後部において渦 A を弱めることで，車体後部の表面圧力を回復させている．また，渦 A による吹き下ろしが弱くなることで，車体中央での床下からの吹き上げの角度が増加し，車体後流の縦渦を減少させている．

新型 Accord では，その流れ場を実現するために，リヤタイヤ前のエリアで圧力を低下させることを床下デバイスの設計方針とした．

リヤタイヤ間の圧力を下げるためには，リヤタイヤ間の流速を増加することが有効であると考えた．もともとリヤタイヤ前側中央にあるタンクの下面はフラットであるが，その下面は，樹脂製カバー類との地上高設定の違いにより最低地上高に配置することができない．

そこで，タンクバンド間にブリッジを設けることで，クリップ点を増やし，カバーを延長した．それによって，リ

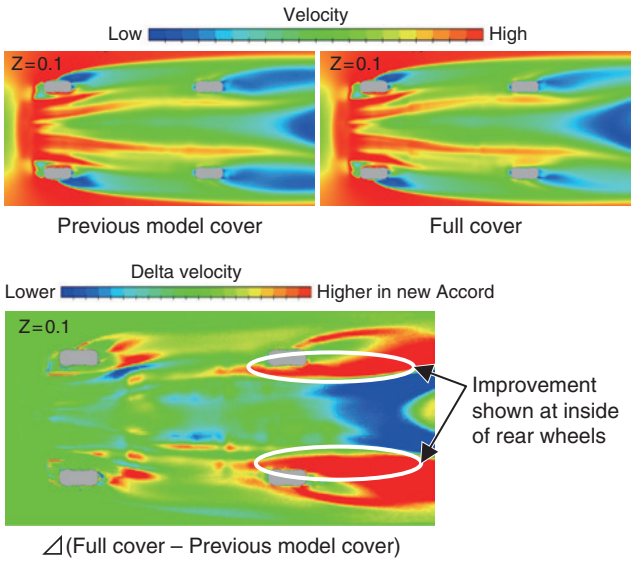


Fig. 13 Velocity distributions and delta velocity between full cover and previous model cover

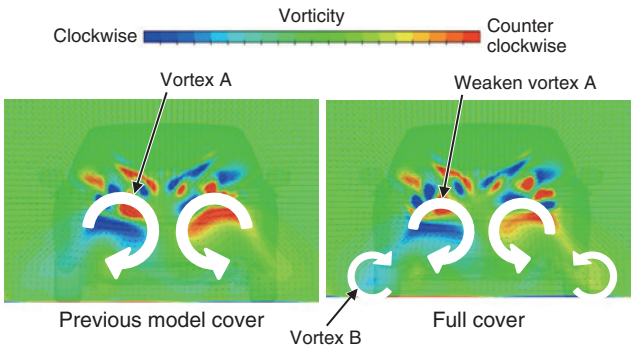


Fig. 14 Vorticity distributions between full cover and previous model cover

ヤタイヤ間の最低地上高に平面を配置し，流速を増加することで，圧力を低下させた (Fig. 15)．

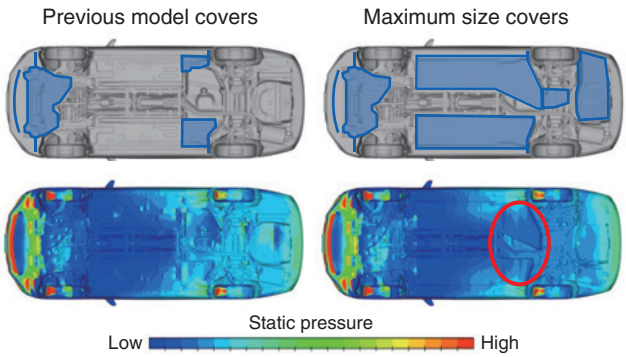


Fig. 15　Static pressure distributions

6．空力デバイスの設計

6.1. 床下デバイス

CFD でおこなった先行検討をもとに，詳細モデルを用いて床下デバイス形状の最適化をおこなった．

現在の設計手法の最大面積で検討したデバイスをもとに，リヤタイヤ前のエリアで圧力を低下させるという設計方針を守りながら，留め付け点や強度が考慮された形状を反映した．カバーサイズの効率化や，フロアアンダカバーやリヤアンダカバーの先端形状の最適化などを，エンジンルーム排風を模擬した詳細モデルを用い，より実車に近い状態でおこなった．その結果をもとに，試作車に形状を反映し，加えて試作車においても，面積の拡大やカバーによる相乗効果について細部の改善をおこなった．

新型 Accord の開発においては，開発当初よりもエンジン性能改善による燃費性能の向上があった．そこで，燃費目標に合わせて，コストとウェイトを考慮した床下デバイスの採否判断がおこなわれた．

前モデル Accord と比べ，LX グレードにおいては，設計方針を反映したフロアアンダカバーの拡大をおこない効率良く，空力性能を向上した．この向上分によって，耐熱のためのアルミ化が必要だったエンジンアンダカバーを，前モデル Accord より縮小することを可能にし，アルミ化を回避しつつ，冷却耐熱性能も改善することができた．

Accord Hybrid においては，さらに高い燃費性能を達成するために，先行検討時のデバイスをほぼ採用し，空力性能を 2.5% 向上した (Fig. 16)．

6.2. 冷却開口のダクティング

エンジンルームの冷却のために，フロントグリルから空気を取り込む必要があるが，その流量にほぼ比例してエンジンルーム通気抵抗 (クーリングドラッグ) が増加する．

したがって，空力性能向上のためには，フロントグリルから取り込む流れを必要最小限にすることが重要である．必要流量を最小限にするには，取り込まれた流れがラジエタ等，冷却の必要がある部分以外に流れず，効率よく冷却に使われるようにすることが有効である．そのために，新型 Accord においてはラジエタ全周に導風板を取り付け，ダクティングを施した (Fig. 17)．ダクティングおよび，グリル開口の最適化によって，前モデル Accord に対しクーリングドラッグを 13% 低減した．

6.3. 排気系形状

排気系は床下に露出しており，各拡大部の前端には流れに対して，垂直壁が存在する．それらによる抵抗を少しでも低減するために，空力的な工夫をおこなった (Fig. 18)．

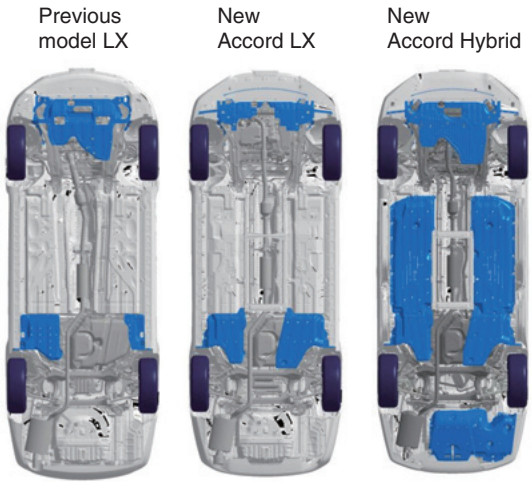


Fig. 16　Under cover variations

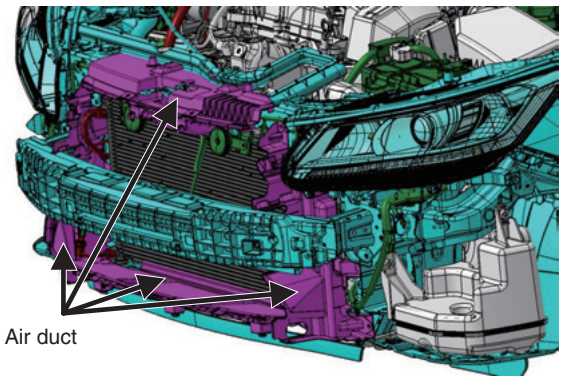


Fig. 17　Ducting around radiator

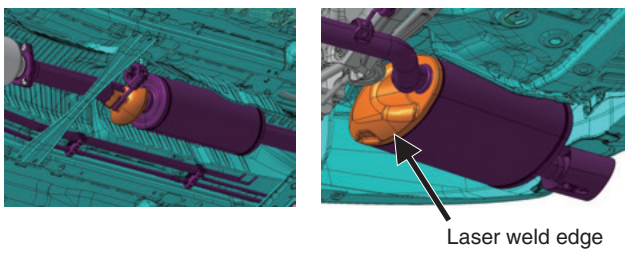


Fig. 18　Aerodynamically modified exhaust

プリチャンバの前側には接触ガードが存在するので，その形状は，後方に向かって広がりを持った半球形状とした．

また，サイレンサは，前縁をレーザ溶接することで，かしめ部をなくした．同時に前面に膨らみを持たせ，下方にスムースに流れを偏向できるような形状とし空力性能を0.6%向上した．

7．ローリングロード付風洞を用いた開発

新型Accordの開発終盤に，より現実に近い走行状態の流れをシミュレート可能なシングルベルトのローリングロードを持つ新風洞が稼働を開始した[(4)]．

Accord Hybrid用のアルミホイールについては，同時期に進行していたリサーチの結果をもとに，ローリングロードによるタイヤ回転を考慮に入れた空力ホイールの開発をおこない，走行状態での空力性能を向上することができた(Fig. 19)．

さらに，新型Accordの開発の試作車テストの最終段階として，ローリングロード付風洞において，フロントストレーキのサイズおよび，位置の最適化，各床下デバイスのローリングロード付風洞での効果を確認し，走行状態での床下デバイスの選択をおこなった．

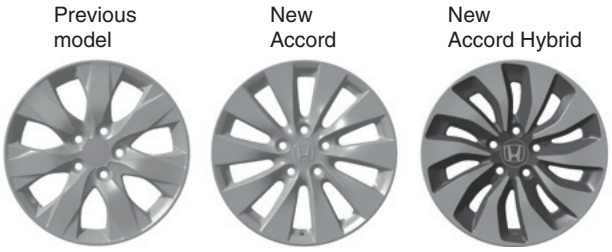


Fig. 19　17-inch wheel variations

8．まとめ

新型Accordにおいて，詳細な先行検討結果から，流れの現象を解析することで空力的な改良を提案し，それらをデザイン初期のパッケージデザイン段階から反映することによって，エクステリアデザインにおいて，空力性能を向上させることができた．

また，床下デバイスにおいても，先行検討で掲げた設計方針を推進することで，ベースのLXグレードでは，コスト，ウェイトと燃費のバランスを取り，効率の良いアンダカバーの組み合わせを実現した．Accord Hybridにおいては，すべての床下デバイスを採用し，空力性能を追求した．

LXグレードにおける，前モデルAccordからの空力性能の向上は1.3%に留まったが，スチールホイールからアルミホイールへの変更など商品性向上による空力性能の低下も，エクステリアの向上で吸収した．結果として，米国環境保護庁燃費にて，Cityモード24 mpg，Highwayモード36 mpg，Combinedモード30 mpgの目標燃費を達成することができた．

さらに，空力性能を追求したAccord Hybridでは，タイヤサイズが同じ前モデルAccordのEXグレードから，空力性能が8.3%向上し，JC08モード燃費30 km/Lの達成に貢献することができた．

参考文献

(1) 山崎博之，土岐優美子，村山俊之：3代目プリウスの空力特性向上技術，Toyota Technical Review，Vol.57，No.1，p.20-26(2010)

(2) 大平洋樹，岡本哲，中藤博文，賀谷守，植松徹，松岡秀典：新型マツダアテンザの空力性能開発，マツダ技報，No. 26，p.65-70(2008)

(3) 国土交通省：道路運送車両の保安基準の細目を定める告示（平成14年国土交通省告示第619号）第178条（車枠及び車体）

(4) 是本健介，河村信之，青木道広，倉谷尚志，中村信介，吉岡英樹：シングルベルトローリングロード付実車風洞，Honda R&D Technical Review，Vol.23，No.1，p.18-21

■著　者■


中村大輔


大西康之


竹原由泰

CPM を用いたサイドカーテンエアバッグ展開シミュレーション技術の開発

Development of Side Curtain Airbag Deployment Simulation Technology Using CPM

菅谷尚貴* Hisaki SUGAYA
井村和郎* Kazuo IMURA
前博行* Hiroyuki MAE

要旨

サイドカーテンエアバッグ展開について，衝突解析ソフトウエア LS-DYNA の粒子法を用いて，ガス流れを考慮したシミュレーション技術を構築した．本研究ではエアバッグの展開挙動のメカニズムを解明することで，適切なモデリング手法を開発し，展開シミュレーションの予測精度を向上させた．四つのモデリングパラメータを用いて，展開挙動に対しての影響度の解析とパラメータの入力値の同定とを，エアバッグ展開シミュレーションでおこなった．その結果，影響度の高いモデリングパラメータはメッシュサイズとタイムステップであることが明らかになった．決定されたパラメータの計算入力値を，サイドカーテンエアバッグのインパクタシミュレーションに適用し，展開挙動とインパクタの荷重変位特性の両者において実験と同等の結果を得た．

ABSTRACT

A technology for the simulation of the deployment of side curtain airbags that considers gas flow has been developed using the corpuscular particle method available in the crash analysis software LS-DYNA. The research developed an appropriate modeling method by elucidating the mechanism governing the behavior of the airbag during deployment, and increased the predictive accuracy of deployment simulations. Selecting four modeling parameters, the project analyzed their degree of effect on the behavior of the bag during deployment and identified input values for the parameters using simulations of airbag deployment. As a result, mesh size and time step were identified as the modeling parameters with the major effect on bag behavior. The determined computation input values for these parameters were employed in a side curtain airbag impactor simulation, and results for bag behavior during deployment and the impactor load displacement characteristic corresponded well with test results.

1．まえがき

今日，自動車開発期間短縮と試作数削減のため，シミュレーションによる開発への移行の要望が高まっている．たとえば，自動車衝突の乗員傷害シミュレーションにおいて，車体，搭載ダミー，シート，エアバッグなど安全装置のモデル化技術が求められている．すでに車体骨格は高田ら[(1)]によって，内外装等の樹脂部品は前ら[(2)]によって，シミュレーション技術が提案されている．安全装置であるドライバやアシスタントエアバッグの解析事例はあるが，サイドカーテンエアバッグ（SCAB）の解析事例は少ない．

SCAB は，側面衝突時やロールオーバ時の乗員を保護するための部品である．ロールオーバ時は側面衝突に比べ，乗員の頭部を保護すべき時間が長く，ガスの圧力を数秒間保持する必要がある．このため Fig. 1 に示す通り SCAB の構造には，外部にガスを排気するのではなく，サブチャンバと呼ばれる別の膨張部にガスを流すことで圧力を保持する機構が採用されている．また，SCAB は，普段は車両

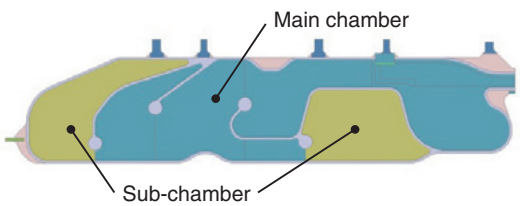


Fig. 1　SCAB structure

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_14

ルーフの中に折り畳んだ状態で収納されており，衝突時にインフレータからガスが放出され，エアバッグは折り畳まれた状態から展開する（静展開と呼ぶ）．SCABに関するこれらの特徴を踏まえると，シミュレーションでSCABをモデル化するには，ガス流れの考慮が必要不可欠である．

LS-DYNAを用いたガス流れの計算手法は，計算格子を用いる手法（Arbitrary Lagrangian Eulerian Method: ALE）と粒子法（Corpuscular Particle Method: CPMとSmooth Particle Hydrodynamics: SPH）とが知られている．粒子法はALEに比べ，計算コストが少なく済み，計算容量の大きな自動車の車両衝突計算に向いている．また，SPHは粒子の周りに影響半径と呼ばれる粒子間相互作用の及ぶ範囲を持つため，折り畳まれたエアバッグなどの隙間の小さいモデルには適していない．よって，CPMに着目した．Leeら[3]，Lienら[4]のCPMの先行検討によれば，正面エアバッグにおいて，エアバッグの展開形状と内圧の計算精度が低いとされている．展開形状と内圧は，乗員を拘束するインパクタの荷重変位特性上，重要な要素であり，計算精度の向上が求められている．それら計算精度低下の要因として粒子の大きさがガス分子の大きさに比べて大きいことが一般的に挙げられているが，そのメカニズムは解明されていない．

そこで本稿では，エアバッグの展開挙動のメカニズムを解明し，適切なモデリング手法の開発と研究プロセスとについて述べると共に，実験とシミュレーションとを比較した結果を紹介する．

2．開発のねらい

ガス流れを考慮したSCABのシミュレーション技術の開発に際し，以下の二点を主要なねらいとした．

（1）SCABの静展開に対して影響を与える重要なモデリングパラメータの抽出と決定

（2）インパクタの荷重変位特性の予測精度技術の向上

3．ガス流れと自己接触力の計算理論

SCABの静展開のシミュレーションに関して，SCABの展開に影響する粒子の運動に基づく計算法であるCPMと，SCABの基布同士が接触した際の反発力である自己接触力の計算法について述べる．

CPMは，ガスの運動，圧力，温度などを基に計算する手法である．一般的な概念は分子動力学に基づいている．気体の状態方程式（1）と，分子動力学で一般的に用いられている，分子の平均運動エネルギーを用いた圧力の式（2）から式（4）によって粒子の速度 v_{rms} が算出される．

$$PV = nRT \tag{1}$$

$$P = \frac{1}{V}\sum_{i=1}^{N} m_i v_i = \frac{1}{3V} m\overline{v^2} = \frac{nMv_{rms}^2}{3V} \tag{2}$$

$$T = \frac{Mv_{rms}^2}{3R} \tag{3}$$

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{3RT}{M}} \tag{4}$$

ここで，P は圧力，V は気体が占める体積，R は気体定数，T は気体の熱力学温度，M はモル質量，m は気体分子の質量，N は体積 V 中の気体分子の個数，n は気体のモル数である．また，粒子の内部エネルギーは，断熱膨張等によって損失を受ける．このエネルギー変化を基に，粒子の速度が再度算出される．この計算を繰り返すことで，ガス膨張を再現される．

一方の自己接触力 F_{CF} は，接触厚みに対しての貫入量 ΔL，およびペナルティ剛性 k とするペナルティ法により，式（5）のように表される．本研究におけるペナルティ剛性は，下記の式で計算した[5]．

$$F_{CF} = k_{CF}(t)\,\Delta L \tag{5}$$

$$k_{CF}(t) = 0.5 \cdot SLSFAC \cdot SFS \cdot \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}\right)\left[\frac{1}{\Delta t_c(t)}\right]^2 \tag{6}$$

ここで，$SLSFAC$ と SFS は，いずれもペナルティ係数で，m_1，m_2 は要素質量，Δt_c は計算タイムステップである．

4．CPMによるSCABシミュレーション

CPMによるSCABシミュレーション技術を，次の三つのステップで構築した．初めに，SCABの各構成部品のシミュレーション計算入力値を把握する．次に，その特性を用いてSCAB静展開シミュレーション計算を実施し，SCABの展開挙動に影響を与える重要なモデリングパラメータを洗い出す．決定されたパラメータ値を用いて，SCABの展開時間と内圧について，実験とシミュレーションの結果を比較する．最後に，それを計算入力値としてインパクタシミュレーションをおこない，その結果と実験結果とを，荷重変位特性において比較する．

4.1. SCAB各構成部品のシミュレーション計算入力値の把握

SCABの静展開シミュレーションをおこなう前に，基布材料の機械的特性と漏れ特性，およびインフレータの特性を把握する必要がある．そこで，基布の材料試験と漏れ試験，およびインフレータタンク試験をおこない，実験結果とシミュレーションのパラメータとを同定した．

基布材料の機械的特性として，引張特性とせん断特性を把握した．SCAB の展開時の形状は，Fig. 2 に示すように非膨張エリア A と膨張エリア B，C で構成された三次元形状において，エリア B では引張変形が，エリア C ではせん断変形が生じている．基布が二軸方向で引張をうけるため，二軸試験をおこなった．せん断特性は，Fig. 3 に示すピクチャフレーム試験から算出した[6]．それぞれの試験から得られた特性を，SCAB モデルの材料計算入力値として反映した．

基布漏れ特性は，ブラストチューブ試験 (Fig. 4) で取得した．ブラストチューブは，異なる二つの径からなる円筒状のタンク A とタンク B から構成される．タンク A とタンク B との間は，ダイヤフラムと呼ばれるフィルムによって仕切られている．また，タンク B の端部には，SCAB の基布が設置されている．空気によって，タンク A の内圧が 280 kPa に達すると，ダイヤフラムが破壊され，タンク A からタンク B に空気が移動し，基布を通じて空気が外部に放出される．ここで得られた圧力履歴から，漏れ特性を算出した．

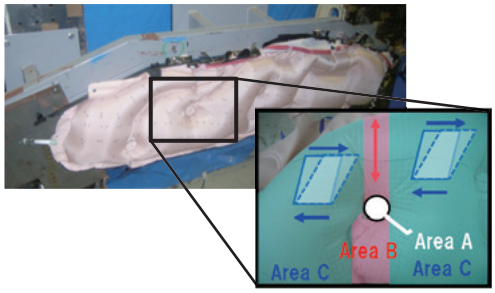


Fig. 2　Deformation of SCAB

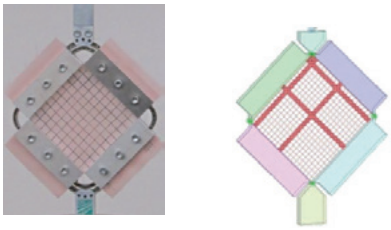


Fig. 3　Picture frame test

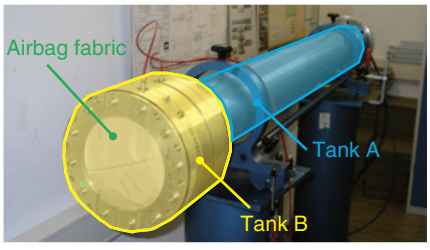


Fig. 4　Blast tube test

$$n = \frac{p_t V_t}{RT} \qquad (7)$$

$$D = \frac{d}{V_t m_t} \qquad (8)$$

ここで，p_t は計測で得られたガス圧力，V_t はチューブ容量を表す．この場合モル数 n は式 (7) で表される．さらに，式 (7) から単位面積当たりの漏れ量 d とすると，全容量の漏れ量 D は式 (8) で導出される[6]．この漏れ量を基布の漏れ特性の計算入力値として設定した．計算入力値の確からしさを確認するため，ブラストチューブ試験のシミュレーションを実施し，実験の圧力結果と一致することを確認した．

インフレータ特性は，インフレータガスの質量時間変化率 (マスフローレート) とインフレータ出口温度とをインフレータタンク試験で算出することによって取得した．容量 28.3 L の一つの閉空間タンクを用いて，点火時のインフレータタンクの圧力を計測した．この計測値から，インフレータガスのマスフローレートとそのインフレータ出口温度とを算出した[7]．こうして得たマスフローレートと温度とを，SCAB のインフレータの計算入力値とし，インフレータタンク試験のシミュレーションをおこなった．その結果，実験のタンク圧力と一致することを確認した．

4.2. SCAB 静展開解析

4.2.1. 静展開条件

SCAB の静展開挙動に影響を及ぼすモデリングパラメータを把握するためにモデル A を作成した (Fig. 5)．モデル A は，ロールで折り畳まれた状態で六点で拘束されている．インフレータは Fig. 5 のポイント A に設置されているため，ガスは矢印の方向へ流れる．

4.2.2. 支配的なモデリングパラメータの洗い出し

モデル A を用いて，静展開シミュレーションをおこなうことによって，展開挙動に対するモデリングパラメータの影響が明らかになった．ここで，モデリングパラメータと展開挙動との関係を定量的に解析するため，Fig. 5 のライン A をガスが通過する時間を展開時間と定義した．

SCAB の展開挙動に起因する物理的な要素として，基布の自己接触力，ガス流れ，ロール形状がある．これらに影響を与えるモデリングパラメータのうちユーザが設定可能

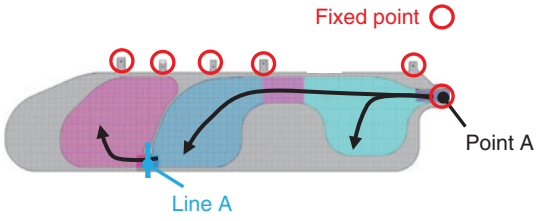


Fig. 5　Model A

Table 1 Parameter survey conditions

Parameter	Survey conditions
Time step	-100%, -70%, -60%, 200%
Self contact setting	3 patterns
Number of particles	-10%, 200%
Mesh size	-50%, -75%

なパラメータは，タイムステップ，自己接触設定，粒子数，メッシュサイズの四つである．

そこで，これら四つのパラメータについて，Table 1 に示す探索条件で SCAB の展開時間を比較した (Fig. 6)．

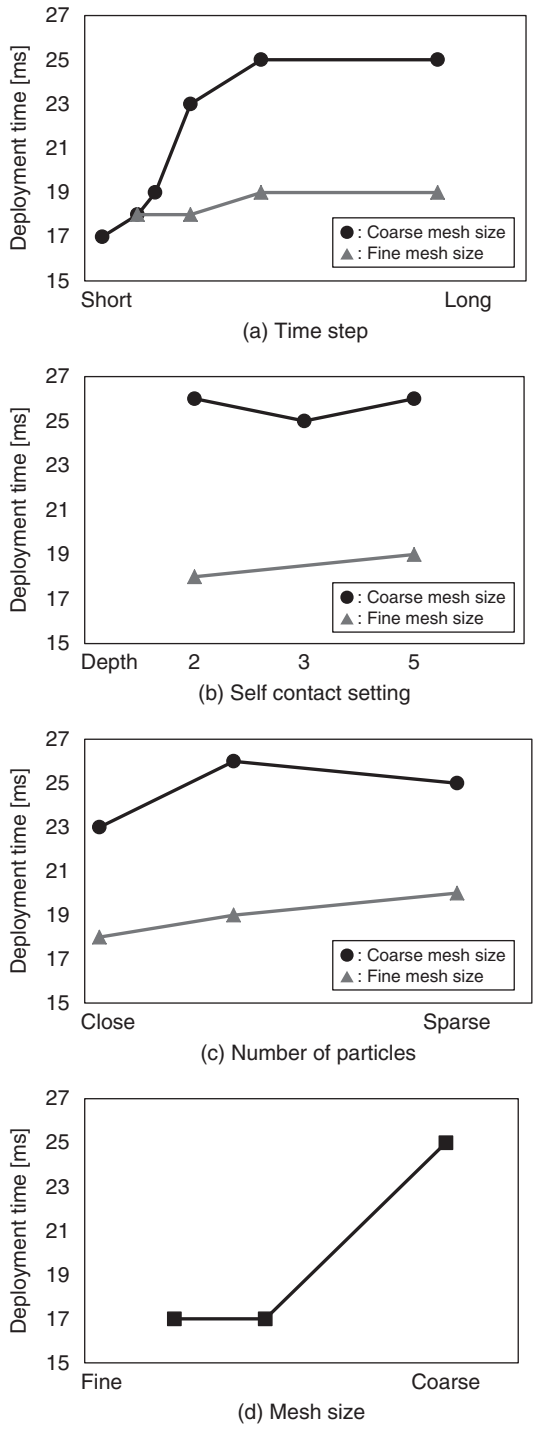


Fig. 6 Effects of each parameter on deployment time

また，これらのパラメータの影響度を検証するため，展開時間の最小値を最大値で除した値を展開時間の変化率とみなした．その結果，この変化率は，メッシュサイズが 32%，タイムステップが 32%，自己接触設定が 7%，粒子数が 10% となった．したがって，メッシュサイズとタイムステップが，モデリングパラメータとして影響度が高いと判断された．

次に，メッシュサイズによる展開挙動の変化の理由を明確にするため，膨張部を一つ持つエアバッグを，異なるメッシュサイズで作成し，ロールで折り畳んだモデルを作成した．Fig. 7 は，このエアバッグモデルの展開前と展開途中の図である．そのモデルを粒子法で静展開させると，モデル A と同様に，メッシュサイズによって展開挙動が変化した．この要因としては，下記の二つが挙げられる．

一つは，節点自由度が増すことである．ガスの流れる状態を把握するため，メッシュサイズの最も粗い場合と細かい場合の二ケース (モデル α，β) のエアバッグの基布下面を非表示とした粒子の状態を Fig. 8 に示す．メッシュサイズの細かいモデルは粗いモデルに比べ，基布の隙間に粒子が多く流入していることがわかった．それらの時刻歴のモデル中心のセクションを Fig. 9 に示した．細かいメッシュサイズの場合，ロール径が同心円状に縮まり，基布間の隙間が増すことでより多くの粒子がその隙間に流入してい

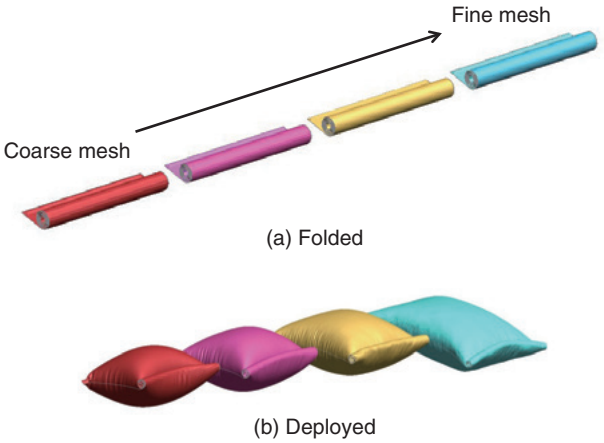


Fig. 7 Single-chamber model

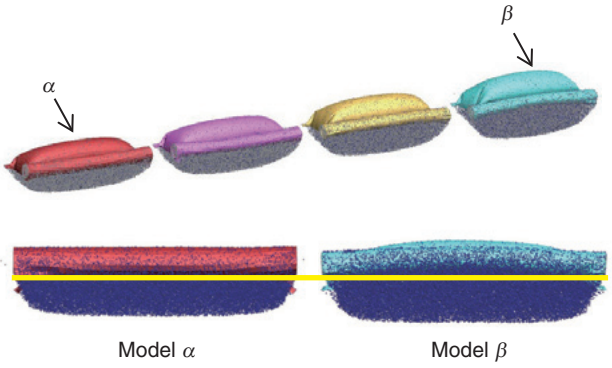


Fig. 8 Front view of single-chamber model

る．これは，メッシュの節点自由度が増加し，ロール内側の基布がロール内で自由に変形できることによると考えられる (Fig. 10)．

もう一つの理由は，メッシュサイズが粗い場合に基布接触厚みに対する貫入量が増すことである．Fig. 11 のようにメッシュサイズが粗い場合，基布の接触厚みの貫入増加に伴い，接触反力が SCAB 折り畳みのほどけに対して抵抗となった可能性がある．

タイムステップは，前述した式 (5) よりエアバッグの自己接触力に影響しており，タイムステップの増加に伴い接触力が減少するため，展開時間が遅れると予想した．Fig. 6(a) の結果においても，予想通りの結果が得られ，適切な値での設定が必要とわかった．粗いメッシュでは，基布間の貫入量が多いため，展開時間の変化率が 32% とタイムステップの影響が大きい．細かいメッシュの場合は，展開挙動変化率が 5% に下がり，タイムステップの影響を受けづらいことがわかった．

4.2.3. パラメータ数値の検証

メッシュサイズとタイムステップは一定の値で，SCAB の展開挙動の変動がなくなり，展開時間が一定の値に収束した．計算時間が少なくて済む，収束開始するメッシュサイズとタイムステップを選択し，シミュレーション結果と実験結果とを比較した．その時の Fig. 5 のライン A を通過した時間の SCAB 展開挙動を Fig. 12 に示す．両結果ともライン A を 18 ms で通過しており，展開時間が一致している結果が得られた．また，内圧の時間履歴の比較を Fig. 13 に示す．シミュレーションと実験の内圧において，両者で同等な結果が得られた．

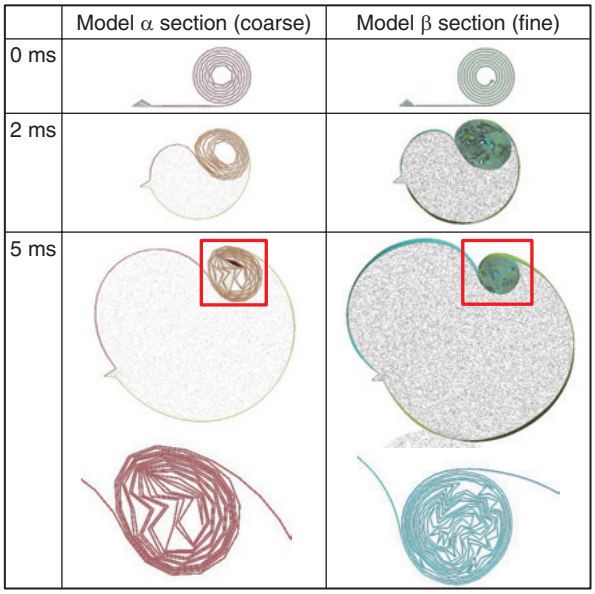


Fig. 9　Sections of centers of single-chamber models

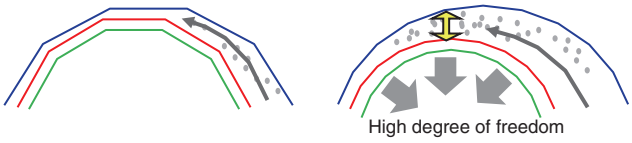


Fig. 10　Effects of mesh size (Degree of freedom)

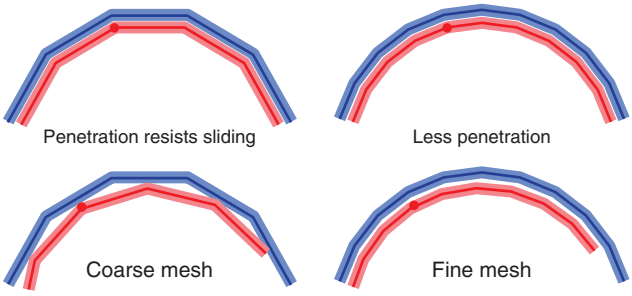


Fig. 11　Effects of mesh size (Penetration)

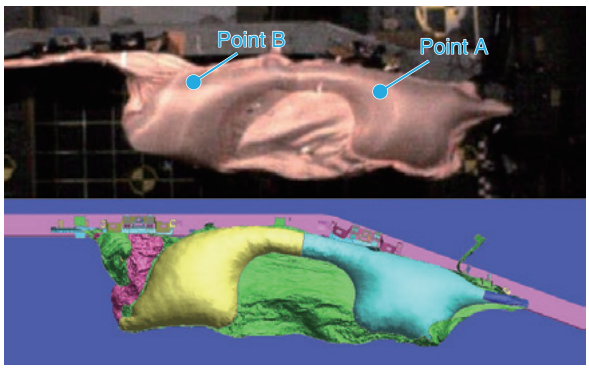
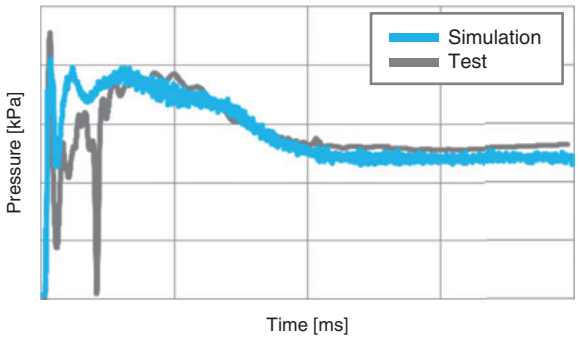
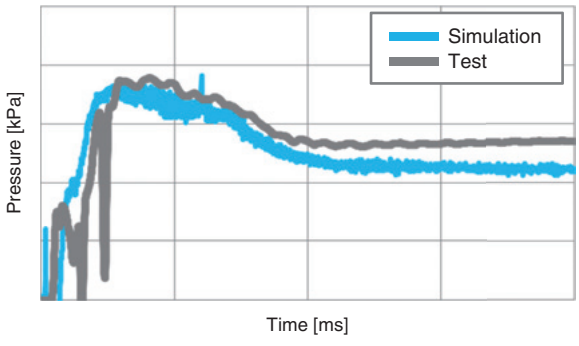


Fig. 12　Model A deployment at 18 ms



(a) Pressure at Point A



(b) Pressure at Point B

Fig. 13　Pressure during Model A deployment

4.3. インパクタ性能比較

セダンタイプに搭載されている（モデルB），SUVタイプに搭載されている（モデルC）の二つの車両に搭載されているSCABを用いて，前述のモデリング計算入力値を基に，インパクタシミュレーションをおこない，その結果と実験結果とを荷重変位の特性の観点から比較した．インパクタ試験条件は，インパクタの質量が4.5 kg，初速度が32 km/hである．

セダンタイプのモデルBは，ロールで折り畳まれており，折り畳まれた状態の直径が30 mmであり，インフレータは車両後端に位置している．このSCABを用いて，メッシュサイズとタイムステップの一般的設定値のケースAと，本研究で得た設定値ケースBとによる二つのシミュレーション結果で検証した．Fig. 14はインパクタ試験時の静展開映像の時刻歴について，シミュレーション結果と実験結果とを比較したものである．ケースAでは，実験結果に比べて展開時間が遅れ，インパクタがSCABと接触した時点では，接触域でのSCAB容量は小さい．

そのため，Fig. 15に示したインパクタの荷重変位特性において，ケースAのインパクタ荷重が高くなったと考えられる．ケースBでは，SCABの展開時間，インパクタの荷重変位特性のいずれも，シミュレーション結果と実験結果とで同等となり，エアバッグから受けるインパクタの荷重変位特性も実験と同等となった．

一方，SUVタイプのモデルCも，モデルB同様にロールで折り畳まれており，折り畳み状態の直径が33 mmである．インフレータの搭載位置は，車両中心付近に位置しており，セダンタイプのSCABとは，ガスの流れ方が異なり，インフレータから車両前後方向にガスが流れる．

本研究で得られたモデリング設定でインパクタシミュレーションの荷重変位特性の結果と実験結果を比較した．セダンタイプとは異なるガス流れの場合でも，Fig. 16に示した展開挙動とFig. 17に示したインパクタの荷重変位特性がシミュレーション結果と実験結果で一致したことを確認した．

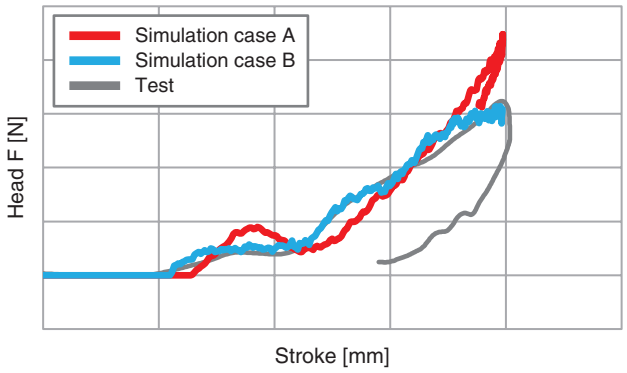


Fig. 15 Load-displacement history of impactor (Model B)

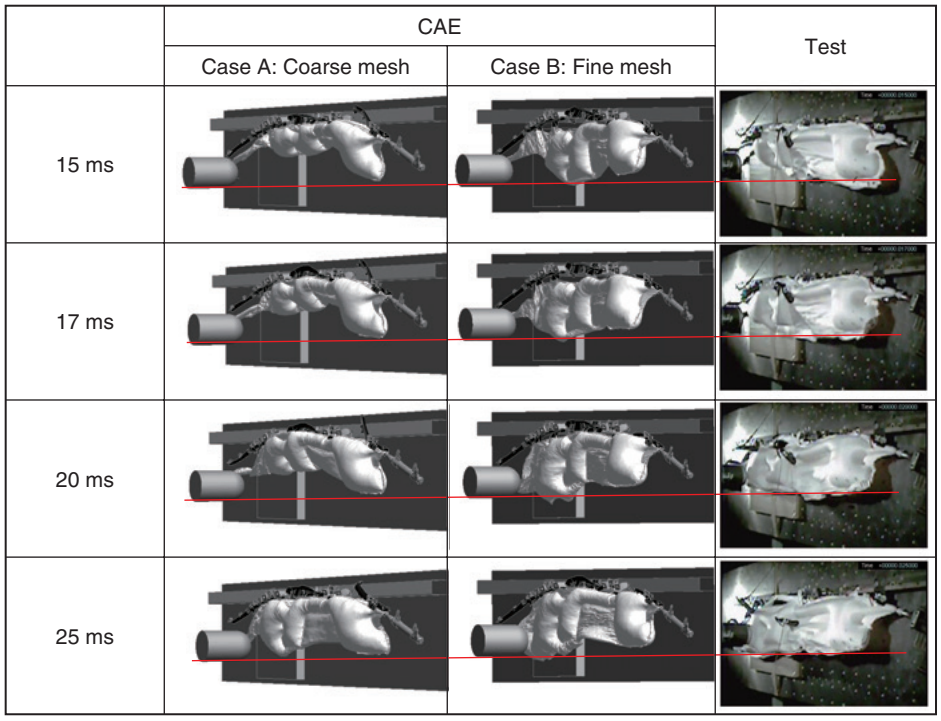


Fig. 14 Deployment behavior of sedan-type SCAB (Model B)

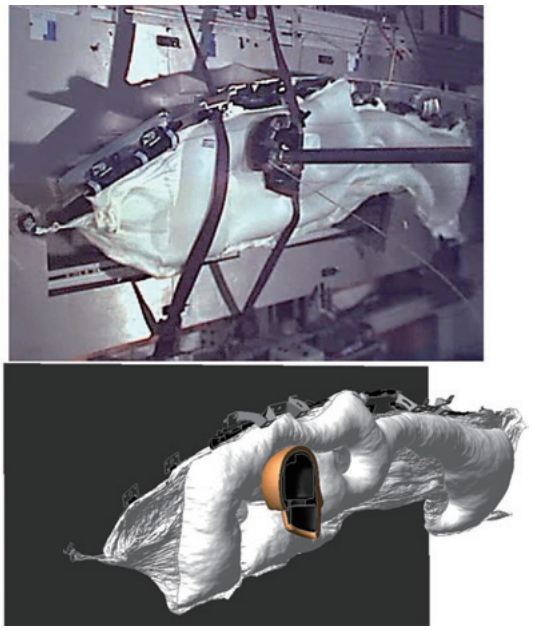


Fig. 16　Deployment behavior of SCAB SUV-type (Model C)

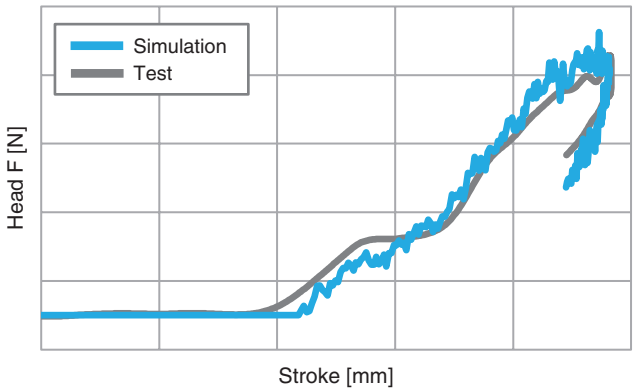


Fig. 17　Load-displacement history of impactor (Model C)

5．まとめ

ガス流れを考慮した CPM を用いた SCAB の展開シミュレーション技術開発において，下記の結果を得た．

（1）静展開時間への影響度が高いモデリングパラメータがメッシュサイズとタイムステップであることを明らかにし，SCAB の展開挙動メカニズムを解明することで，モデリングパラメータの適切な設定手法を開発した．

（2）SCAB の静展開挙動とインパクタの荷重変位特性を，シミュレーションで予測することが可能となった．

参考文献

（1）Takada, K., Muguruma, M., Maeno, T., Teraguchi, T., Kanamori, M., Koyanagi, K., Utsumi, Y., Nomura, N., Satonaka, S.: Investigation and Research into CAE Technique for Spot Weld Rupture, JSAE Annual Congress Proceedings, p. 17-20(2006)

（2）Mae, H., Kishimoto, K.: Modeling and Simulation of Impact Failure Characteristic of Polypropylene by Elastoviscoplastic Constitutive Law, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol. 1, No. 1, p. 35-46(2007)

（3）Lee, J., Ha, W.: Assessment of Single Stage Driver-Side Airbag For FMVSS 208 Low Risk Deployment, p. 1-4(2010)

（4）Lien, W., Bhalsod, D., Olovsson, L.: Benchmark Study on the AIRBAG_PARTICLE_Method for Out-Of-Position Applications, 10th International LS-DYNA Users Conference, p. 11-22(2007)

（5）Hallquist, J.: LS-DYNA MANUAL, LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION, p. 10, p. 26(2003)

（6）Harrison, P.: Determination of the in-plane shear stress response to shear strain and shear strain rate, using the picture-frame test, INTERNAL TEST STANDARD 1st edition, p. 3(2003)

（7）Freisinger, M., Hoffmann, J., Stahlschmidt, S.: Investigation of the Early Inflation Characteristics of a Complex Folded Knee Airbag with the New Corpuscular Method in LS-DYNA, LS-DYNA Anwenderforum, p. 12(2007)

（8）Schlenger, M.: A New Model for Simulation of Fabric Leakage in LS-DYNA, LS-DYNA Forum, p. 2(2010)

（9）Hussey, B., Rink, L.: Predictive Techniques for Airbag Inflator Exit Properties, SAE Technical Paper, p. 10(1995)

(10) Feng, B., Coleman, D.: Gas Dynamic Simulation of Curtain Airbag Deployment through Interior Trims, 10th International LS-DYNA Users Conference, p. 10(2011)

■著　者■


菅谷尚貴


井村和郎


前　博行

中国における電気自動車需要の調査

Investigation of Demand for Electric Vehicles in China

恒石淳哉* Junya TSUNEISHI
髙須賀祥隆* Yoshitaka TAKASUKA
髙橋佳子* Yoshiko TAKAHASHI

要　旨

Hondaは中国の広州市政府，広州汽車集団と協力して，新エネルギー自動車の普及に向けて，次世代モビリティとして期待されている電気自動車を使った社会実証実験を実施した．実証実験での確認結果とユーザへの調査結果から，電気自動車はガソリン車よりもランニングコストが低く，新エネルギー自動車に関する優遇措置も受けられるが，ユーザは航続距離が短く，市街地に充電場所がないことに不安を感じて，購入をためらっており，需要は潜在していることがわかった．また，電気自動車に使用されているリチウムイオン二次電池の安全性が，ユーザに技術的によく理解されていないことも判明した．中国で電気自動車の需要を顕在化させるには，航続距離などの性能向上に加え，充電インフラを整備し，リチウムイオン二次電池の安全性に関する不安を解消することも必要である．

ABSTRACT

Electric vehicles (EV) are expected to play an important role as next-generation mobilities. Honda, in cooperation with the People's Government of Guangzhou Municipality in the People's Republic of China and the Guangzhou Automobile Group Co., Ltd., has conducted a social field test using EV with the aim of popularizing new energy vehicles. The results confirmed by this field test and the results of user surveys showed that although EV have lower running costs than gasoline vehicles and are also eligible for preferential treatment as new energy vehicles, users feel some unease and hesitate to purchase EV due to short driving ranges and a lack of charging locations in urban areas, so demand remains latent. In addition, it was also found that users do not fully understand the technical safety aspects of the lithium-ion rechargeable batteries used in EV. In order to elicit demand for EV in China, it is necessary to enhance performance such as driving ranges, construct charging infrastructure, and address unease regarding the safety of lithium-ion rechargeable batteries.

1．はじめに

中国では，2008年から2012年の間に主要な大都市で新エネルギー車である電気自動車（EV），プラグインハイブリッド車（PHEV），および燃料電池電気自動車（FCV）を使い，試験運行をおこないながら，充電設備などの設置が進められた．また，2012年6月の省エネルギー車（HEV）および新エネルギー車の自動車産業発展計画（2012年から2020年）[(1)]では，2020年までに新エネルギー車の普及（累積販売台数500万台）と，生産規模の拡大（200万台／年）を目指すことを言及している．

一方，中国における新エネルギー車の販売台数[(2)]は，2011年に8,638台（EVは5,655台），2012年に12,791台（EVは11,375台）と増加した．直近の2013年1月から6月は5,889台（EVは5,114台）が販売された．これは2012年1月から6月の3,525台（EVは3,535台）に対して67ポイント（EVは48ポイント）伸びており，新エネルギー車の普及が始まったように見える．

このような背景の下で，Hondaは中国の広州市でEVを使った社会実証実験（実証実験）を2011年11月から2013年1月の間に実施し，実際の交通環境下でのEVの航続距離や走行コストの削減効果と，広州市内の充電インフラの配備状況と電源品質を確認した．また，自動車を利用している一般ユーザ（ユーザ）がEVを利用する際の課題と購入需要（需要）を明確にするために，調査をおこなった．本稿では，中国におけるEV普及の背景と実証実験での確認結果，およびユーザ調査から，中国でのEVの需要増加につながる条件について検討した結果を報告する．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_15

2．背景と調査目的

2.1. 新エネルギー車普及政策における EV の技術目標

2012 年 6 月の省エネルギー車および新エネルギー車の自動車産業発展計画 (2012 年から 2020 年)[(1)]によると，2015 年までの EV の技術目標は，以下の通りである．

（1）車両性能に関して，最高速度は 100 km/h 以上，航続距離は 150 km 以上

（2）二次電池モジュールの性能に関して，エネルギー密度は 150 Wh/kg 以上，サイクル寿命は 2,000 回以上または 10 年以上

2013 年 9 月時点において，これらの技術目標は，新エネルギー車の認定条件ではないが，EV の航続距離や二次電池モジュールの寿命に関しては，同等の仕様が一般的に認知されている．

2.2. 新エネルギー車に与えられる補助金と優遇制度

2013 年 9 月の中国中央政府通達[(3)]によると，新エネルギー車として補助金を受ける申請を認可された EV は，以下のような優遇措置を受けられる．

2013 年度は，航続距離が 80 km 以上 150 km 未満の EV には 1 台につき 3.5 万元，航続距離が 150 km 以上 250 km 未満の EV には 1 台につき 5 万元，航続距離が 250 km 以上の EV には 1 台につき 6 万元を上限に補助金が自動車メーカに支給され，販売価格に反映される．2013 年度の補助金に対して，2014 年度は係数 0.9，2015 年度は係数 0.8 が乗じられた補助金が自動車メーカに支給される．また，購入者に対しても地方政府から補助金が支給される．広州市の場合は，2012 年から 2013 年は，1 台につき 1 万元が支給された．さらに，北京，上海，貴陽，広州では市街地の慢性的な渋滞，環境問題に配慮するために車両の登録台数が制限されているが，新エネルギー車は別枠が設定されるなど，車両登録時に優遇措置を受けられる．広州市では，2012 年から車両の登録台数が制限されており，車両の購入予定者は登録のために無料抽選もしくは最低 1 万元からの入札に申し込む必要がある．しかし，2012 年から 2013 年の新エネルギー車の登録台数の制限はガソリン車とは別枠で設定され，申し込み数が少なかったこともあり，新エネルギー車は，抽選なしの無料で登録が可能であった．

2.3. EV 需要に関する調査の目的

Honda は，2011 年 4 月に広州市政府，および広州汽車集団との新エネルギー自動車産業の共同推進に関する覚書に調印した．その条項に基づき，新エネルギー自動車の普及に向けての社会実証実験および充電インフラの検討を共同で推進した．2011 年 11 月より広州市で EV を使用した実走行を開始し，以下の調査と検証をおこなった．

（1）実際の交通環境下での航続距離と，年間を通した空調消費電力のデータ収集と検証

（2）広州市内で計画中のくい型充電インフラの情報収集と配備状況，および一般電源の品質の調査

（3）ユーザの EV 利用に関する意識調査と，EV 需要の調査

実証実験で使用した EV は，2008 年モデル FIT のボデーに EV のシステムを組み込んだ試作車両であり，航続距離の絶対値やばらつきの評価だけではなく，日本での実証実験データと比較し，中国市場の傾向を確認した．充電インフラに関する調査では，実地検証だけでなく，充電インフラ設置をおこなっている中国南方電網広州供電局 (南方電網) の新エネルギー車事業に携わる各部門と 2011 年 6 月から情報交換をおこなった．ユーザ調査に関しては，広州市で試験車両の展示や試乗会を開催してアンケートやインタビュー調査の実施と，主要都市で EV の課題と需要確認のための定量調査と定性調査をおこなった．

本調査報告では，2.1. 節の条件を満たしている EV が，ユーザの需要を喚起し得るかを，実証実験で確認した結果と，ユーザ調査で確認した利用者が感じる不安点から考察し，EV の普及の条件を確認することを述べる．

3．広州市での実証実験

3.1. 実証実験概要と結果

中国では，交通集中による市街地の渋滞が慢性的である．市街地生活者の中には，郊外の開発指定地区にある工場や勤務場所に車で通勤をしている人が多い．また，レンタカーは普及しておらず，出張者や外国人は，空港から送迎車を利用することが一般的である．これらの車の利用環境を考慮し，Table 1 に示すような走行コースを設定し，3 台の EV で実証実験をおこない，以下の結果が確認できた．

1 回の満充電での EV の航続距離は，Fig. 1 に示すように，平均で 169 km であった．各コースの航続距離の中央値と上下限値より，中央値から下限側のばらつきが大きいことが確認された．コース別では市街地走行での航続距離が最も短いが，1 パーセンタイル値以下では交通事故や故障車発生による不測の渋滞に遭遇していたことから，走行距離が 100 km 以下であれば，電欠になるリスクは，ほとんどないと考える．

Fig. 2 に広州市と日本の熊本市における実証実験で確認した空調の年間消費電力を示す．外気温が 30℃ を超える夏場のクーラ使用時は，共に 0.5 kW で顕著な差はないが，10℃ 以下に気温が下がる日本の冬場は，広州よりヒータの消費電力が約 0.5 kW から 1 kW 大きい．結果から，ヒータの消費電力が小さい温暖な地域は，寒冷地に比べて空調による冬場の航続距離の低下が小さいため，EV 利用に適している．

Fig. 3 に日本のさいたま市，熊本市と中国の広州市で

Table 1 Driving route and distance in Guangzhou area

(1) Traffic jam route in Guangzhou city

Route name	Driving route	Distance	Via points
Traffic jam route 1	Inside Guangzhou city area	20 km	Pearl River
Traffic jam route 2	Inside Guangzhou city area	14 km	Garden hotel
Traffic jam route 3	Inside Guangzhou city area	31 km	LiuHuaHu Gong Yuan, Pearl River
Traffic jam route 4	Inside Guangzhou city area	32 km	LiuHuaHu Gong Yuan, Garden hotel

(2) Commuting route to suburban work place

Route name	Driving route	Distance	Via points
Commuting route	Guangzhou city to Guangzhou Honda factory	58 km	Guangyuan Expressway

(3) Baiyun airport route via highway

Route name	Driving route	Distance	Via points
Airport route 1	Guangzhou city to Baiyun airport via highway	76 km	Garden hotel
Airport route 2	Guangzhou city to Baiyun airport via highway	130 km	Garden hotel, Guangzhou Honda factory

の実証実験で確認した市街地走行での車両停止頻度を縦軸，該当区間の平均車速を横軸にして示す．平均車速が 20 km/h から 30 km/h の間になる市街地の交通状況下で，平均車速 20 km/h で移動するさいたま市街地の停止頻度は約 30% を超えるのに対して，同じ平均車速で移動する広州市街地では約 20% である．停止頻度が少ないにもかかわらず平均車速が同じということより，広州市街地走行では日本の市街地走行より低い車速域が使用されていることが考えられる．また，Fig. 4 に空調の電力消費を引いた電力消費を縦軸，減速回生で回収された電力を横軸にして示す．広州市街地でのブレーキ回生量は平均で 59.7 Wh/km であり，走行電費は 117 Wh/km であるから，加算した 176.7 Wh/km のエネルギーを駆動で消費している．同様

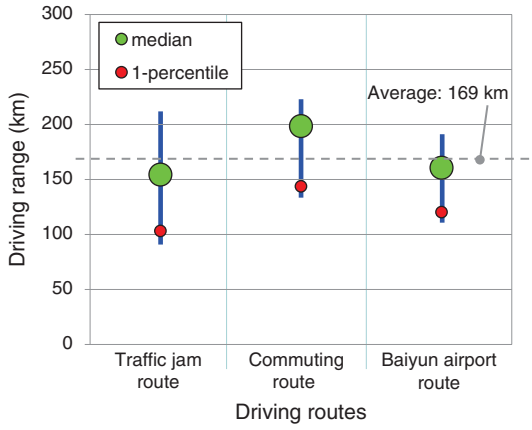


Fig. 1 EV driving range

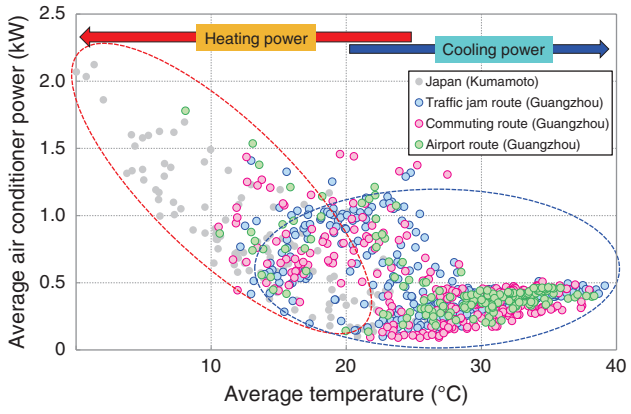


Fig. 2 Annual power consumption from air conditioning

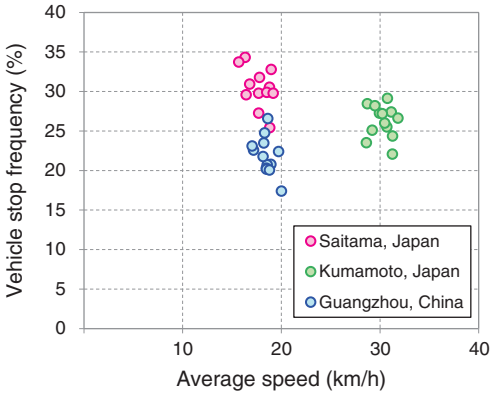


Fig. 3 Vehicle stop frequency in city

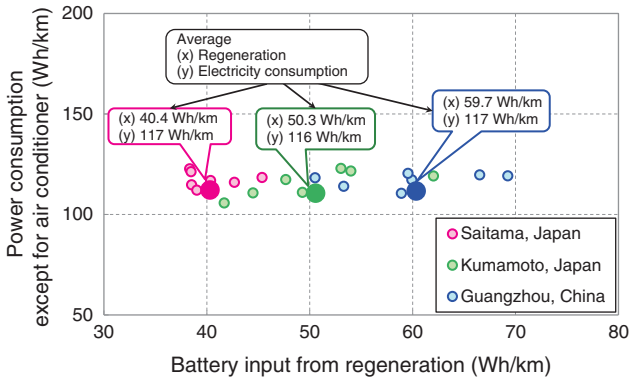


Fig. 4 Regeneration from braking in city

Table 2　Nominal electricity rate and gasoline price

City	Nominal electricity rate CNY/Wh	Regular gasoline price CNY/L	Ratio of Gasoline price to electricity rate
Guangzhou, China	0.610	7.69	12.6
Shanghai, China	0.617	7.75	12.6
Beijing, China	0.483	7.81	16.2
Yokohama, Japan	(25.19 JPY/Wh)	(149.2 JPY/L)	5.9

の計算で，さいたま市街地では 157.4 Wh/km，熊本市街地では 166.3 Wh/km のエネルギーを駆動で消費している．つまり，広州市街地では日本の市街地走行時より，加速時に必要な電力，あるいは電力損失が大きいことが考えられる．よって，発進から 30 km/h 程度までの電力消費を抑制するための技術は，中国のユーザ使用環境に対応する上で考慮すべきである．

Fig. 5 に示すように，通勤で片道 30 km 走行し 240 日間の使用（年間走行距離は 14,400 km）を仮定すると，1 年間の電気代は約 1,300 元である．これは，同じクラスのガソリンを使用する 2008 年モデル FIT と比較して，走行コストを約 5,600 元削減する効果があり，非製造業一般総合職の 1 ヶ月分の平均賃金[4]より大きい．また，Table 2 より日本との電気料金，ガソリン価格の違いを考慮すると，1 L のガソリン価格に対して，日本では約 5.9 kWh，広州では約 12.6 kWh の電気エネルギーが等価である．平均賃金[4]が日本の約 1/4 から 1/3 である中国では，ガソリン車から，供給や料金が安定している電気で動く EV に買い換えた場合の走行コストの割安感は日本人が感じるよりずっと大きいと考える．

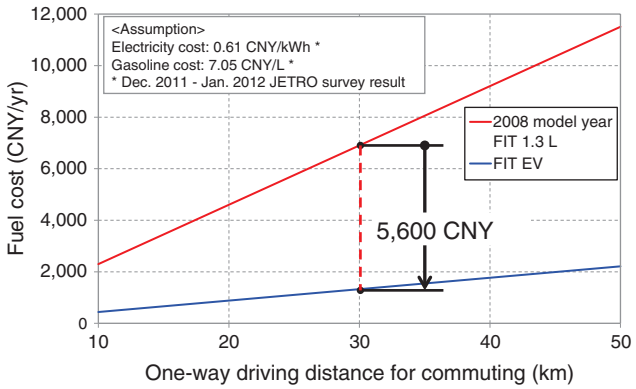


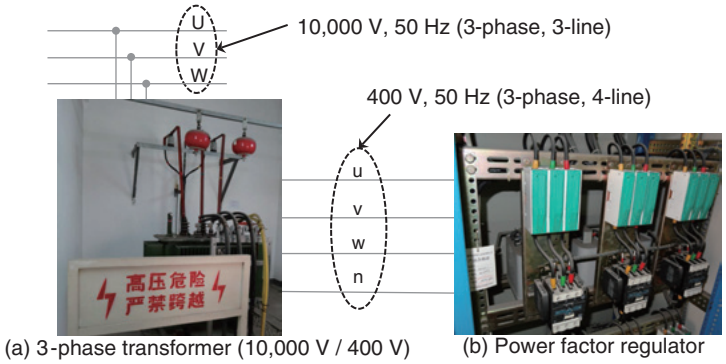
Fig. 5　Fuel cost reduction from EV in China

これらの結果から，想定する 1 日の走行距離が 100 km 以下で，走行コストを重視するユーザには，EV が向いていると考える．

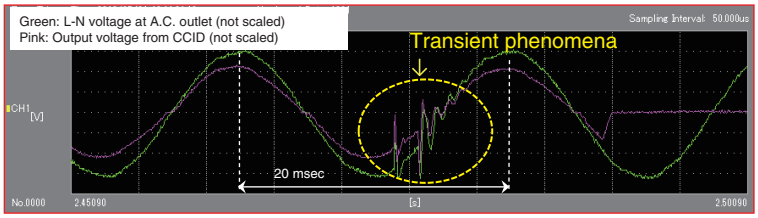
3.2. 対応すべき技術課題

広州市での実証実験では，走行用バッテリの充電時に不具合が発生したため，電源の品質調査をおこなった．その中で充電の機能設計の条件として考慮すべき，以下の実態が確認できた．

Fig. 6(a) に示すような高圧から低圧への変圧器を備える受電設備では，契約電気料金を抑えるため，低圧側に Fig. 6(b) に示すような力率調整装置が設けられており，電力負荷が高くなると力率に応じて配電元の回路に自動で接続，切り離しがおこなわれる．その際，力率調整装置の大容量コンデンサの影響により，充電に使用する電源の電圧は



(a) 3-phase transformer (10,000 V / 400 V)　(b) Power factor regulator



(c) Transient phenomena　CCID: Charging circuit interrupt device

Fig. 6　Transient phenomena of voltage from power factor conditioner switching

Fig. 6(c) に示すように変動する．

集合住宅の一般用電源（AC220 V）の配電は３相４線式であり，TN-C 接地方式が広く普及しており，各戸の接地線（E 線）が建屋全体の保護接地導体（PE 導体）でつながっている．実証実験では蛍光灯など小電力の機器側で，中性線（N 線）を接地させている施工事例が確認された．この場合，正しく配電施工された部屋の電源であっても，Fig. 7 に示すように，PE 導体を通じて，機器の E 線に他の機器のノイズが重畳する．

これらの電源品質の調査結果を考慮して車載充電器の仕様を見直した．また，電源の電圧波形のひずみがさらに大きい場合は，交流から直流さらに交流変換できる安定化電源の追加が必要であることを確認した．また，PE 導体を通じてノイズが入る事象に対しては，信号線に市販のリアクトルやフェライトコアを追加することで，改善効果があることを確認した．

今後，EV を中国市場向けに開発する際には，本実証実験でおこなったような電源品質の調査と，設置される充電インフラとの適合性検証が適宜必要と考える．

3.3. 充電インフラの配備計画

実地による一般電源の品質の調査と，対策の効果確認と並行して，くい型充電インフラの設置計画や配備状況の情報を得るために，南方電網との情報交換を 2011 年６月より実施した．南方電網の充電方式，規格，配電に関する考え方は以下の通りである．

（1）南方電網は，政府の方針である電池交換方式の EV の普及を目指し，広州市内に急速充電設備を併設する電池交換方式の充電ステーションの建設を推進中である．

（2）普通充電器，急速充電器を備えるくい型充電インフラの設置も推進しているが，一般利用を考慮した場所ではなく，EV を生産，もしくは生産計画のある自動車メーカらの実証実験での利用地域や要望を優先して対応している．前例として，花都区，深圳市内には既に設置している．

（3）自動車メーカの要望による実験対応を除き，すべての充電関連の規格は国家標準（GB/T）[5] を採用している．

（4）一度に多くの EV が，一般用コンセント（AC220 V，16 A）から充電した場合，同じ配電区域内で電源電圧変動など電源品質の低下が懸念されるので，充電用配電網の敷設を計画している．

実証実験で設定した走行コース沿線には，くい型充電インフラは設置されていなかったため，利用する機会はなかったが，充電インフラの配備は EV 普及の必須事項であり，今後も注目する必要がある．

4．EV の購入および利用に関する調査

4.1. 事前調査結果

中国自動車工業協会の調査 [2] によると，中国での 2011 年の EV 販売台数は 5,655 台であり全新車販売台数 18,505,100 台に対しての販売割合は 0.03% であった．この割合では，EV に関して一般的な統計調査をするには信頼できるサンプル（n）数が集まらないことが予測されたため，2012 年は事前調査として，自動車専門誌編集者，環境に関する調査や EV に関連する執筆をおこなっている有識者に対面インタビューを実施し，普及の見込みとユーザ像を探った．2012 年の時点で，有識者らは，総じてガソリン車に代わる方向性として EV の利用を肯定したが，Table 3 に示すユーザ視点での課題を指摘し，普及が拡大する状況

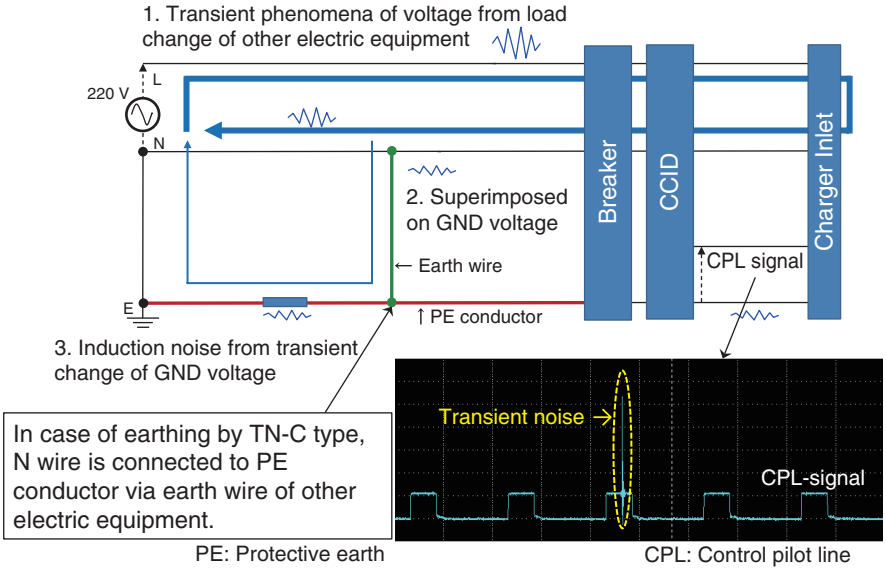


Fig. 7　Induction noise in CPL-signal from GND voltage's transient change

Table 3　Issues of EV dissemination found in preliminary survey

(1)	People will not be satisfied with EV in terms of driving distance and charging time.
(2)	People will have uneasiness from seeing almost no available charging facilities.
(3)	People will have uneasiness about technical methods for battery safety.
(4)	The battery is expensive, and thus EV are expensive.
(5)	People will think that the EV acceleration and maximum speed are insufficient.

ではないと考えていた．以下のユーザ調査では，EV の需要が実際に潜在しているかの確認と，指摘された課題の実態を調査した．

4.2. ユーザ調査結果

2013 年 4 月下旬から 6 月上旬に実施した調査対象者の属性を，Fig. 8 に示す．対象都市は，新エネルギー車の普及に関する 2012 年 6 月の中国中央政府通達[(1)]に基づき，充電インフラ設置の推進，購入者への補助金支給を発表している都市の中から，主要な 3 都市である広州市，上海市，北京市を選定した．各都市の n 数を 500 に設定し，調査全体の n 数は 1,500 とした．

Table 4(1) に示すように，車の利用頻度は，ほぼ毎日が 72.4%，週に 4 日から 5 日が 22.3% である．また，Table 4(2) に示すように，1 ヶ月の走行距離は，500 km から 999 km が 22.5%，1,000 km から 1,999 km が 33.4% であり，1 日あたりの平均走行距離を計算すると (2,000 km ÷ 20 日) 100 km 以下がほとんどである．この結果より，日常生活や通勤での車利用には，航続距離が 100 km 程度の EV でも移動に支障がない場合が多く含まれていると考える．

Fig. 9 に示すように，1 台目の車の購入価格は 20 万元から 29 万元が 29.1% で最も多い．次回購入検討車の予算も 20 万元から 29 万元が 29.9% で最も多いが，20 万元未満が減り，30 万元以上の割合が増えていることから，上級志向の傾向であると考える．一方，EV を想定した場合の購入予算は Fig. 10 に示すように，20 万元から 29 万元が 33.7% で最も多く，全体的には所有している車と同程度である．EV は高価であるという Table 3 の EV 普及の課題

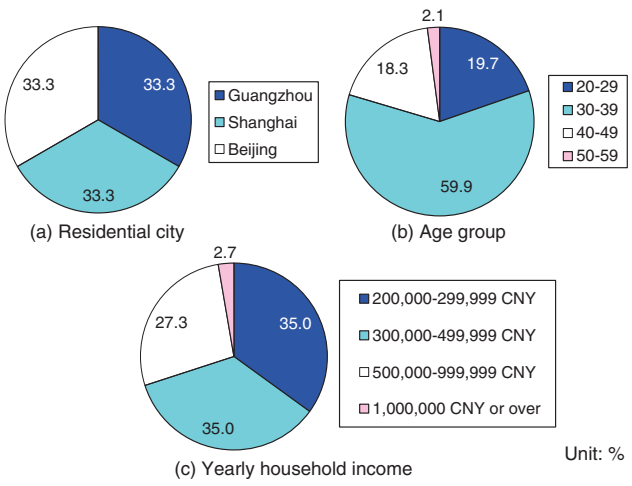


Fig. 8　Basic profiles of persons for survey (n=1,500)

Table 4　Frequency of driving (n=1,500)

(1) Frequency of driving (%)

Almost every day	72.4
4-5 times per week	22.3
2-3 times per week	4.6
1 time per week	0.7
2-3 times per month	0.0
1 time per month	0.0

(2) Monthly driving distance (%)

Less than 100 km	1.6
100-499 km	15.1
500-999 km	22.5
1000-1999 km	33.4
2000-2999 km	14.9
Over 3000 km	12.5

に対して，所有しているガソリン車と同程度の価格であれば，高価に感じることなく購入を検討するといえる．

EV の利用意向に関しては Fig. 11 に示すように，ぜひ利用したい，まあ利用したいと考えているユーザが 82.6% と

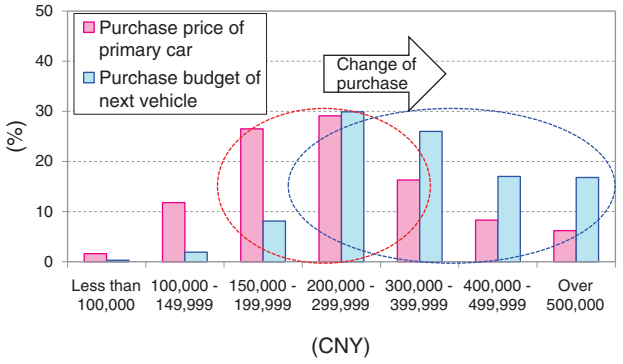


Fig. 9　Purchase price and budget of vehicle (n=1,500)

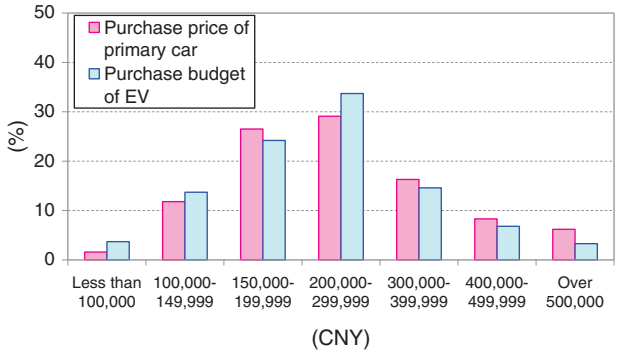


Fig. 10　Purchase budget of EV (n=1,500)

高い．一方，Fig. 12 に示すように，次回購入検討車の動力タイプは，ガソリン車が 62.6%，HEV が 32.5% に対して，EV は 1.7% であり，利用意向の割合とのかい離が大きい．すなわち，EV の需要は潜在していると考える．

Table 5 に示すように，EV 購入検討にあたっての優先項目（複数選択可）は，上位から 1 回の充電あたりの走行距離が 72.6%，電池が安全であることが 63.5%，充電設備等の街中のインフラ充実が 62.0%，充電時間が短いことが 60.9% であり，これらが実際の購入には至らない理由であり，解決すれば需要は顕在化すると考える．なお，事前調査で指摘された Table 3 の EV 普及の課題とも一致している．

EV の利用意向は高いが，ユーザが認識する課題が解決していないため，現時点での EV の購入，および利用者は先行層のみであり，普及が進んでいないというのが現状である．

4.3. EV 普及の課題

事前調査で指摘された Table 3 の (1) から (3) に関して，ユーザ調査で定量的に確認することができたが，実証実験での想定や認識との差異を確認するために追加で定性調査をおこなった．EV の利用に関して，実証実験での想定と，ユーザ意識との差異を Table 6 に整理した．結果，実証実験で想定していた EV の使われ方である毎晩自宅で充電をおこなうことを，ユーザは考えていないことが確認できた．その背景には，ほとんどの市街地生活者がマンションで暮らしているという中国固有の居住スタイルの影響があると考える．また，EV のリチウムイオン二次電池の安全性が，ユーザに技術的によく理解されていないことが確認できた．

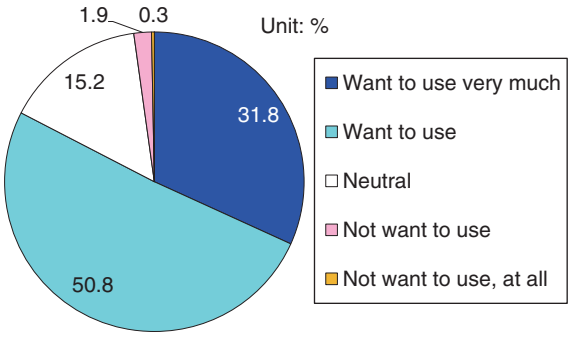


Fig. 11　Willingness to use EV (n=1,500)

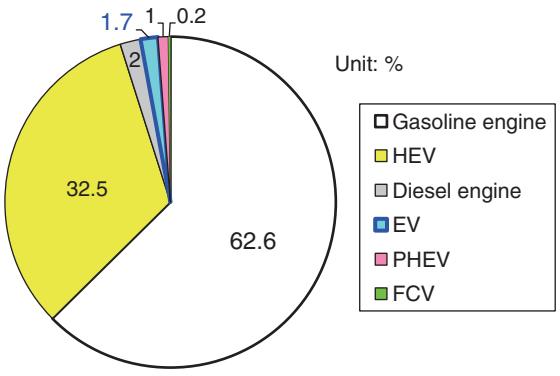


Fig. 12　Power type of next vehicle (n=1,500)

Table 5　Significant points for EV purchase (n=1,500)

Significant points	%
Driving range per one charge	72.6
Battery safety	63.5
Availability of on-street charging infrastructure	62.0
Short charging time	60.9
Maintenance cost	50.1
Availability of service in case of battery trouble	46.1
Low charging cost	40.7
Can charge at home	39.1
Low purchase price	33.1
Design	27.3
Subsidy and support from government	20.9

ユーザが課題だと考えている EV の動力性能の不足に関しては，中国内では鉛バッテリを使用した廉価な低速 EV が既に利用されていることから，そのイメージが先行していると予測し，実証実験で使用した EV に試乗してもらいユーザの意見を確認した．Fig. 13 に示すように，EV の加速性能に関して，わずかに悪いから極めて悪いといった試乗前のイメージは，試乗後に良い方向に見直されており，ネガティブなイメージが先行していたことが確認できた．

3.1. 節の実証実験結果と，4.2. 節の調査結果より，EV の購入，および利用を検討するユーザは潜在すると考える．その需要を顕在化させるには，メーカや EV 普及の推進者側は，ユーザの想定や認識の背景を理解して，航続距離を延ばす技術，充電インフラの整備，リチウムイオン二次電池の安全性に関する技術説明，動力性能に関して誤解されているイメージの払拭が必要である．

EV の需要が潜在化している現状において，考えられる対応は以下である．

（1）メーカは EV の航続距離を延ばすだけでなく，一般家庭のコンセントから充電ができるように電源品質課題に対応する．ユーザが長時間駐車する自宅や勤務先に充電用のコンセントがあれば，充電作業は習慣化されて，市街地のくい型充電インフラへの依存は下がり，航続距離が短いことや充電場所や時間に関する不安は少なくなると考えられる．

（2）メーカはリチウムイオン二次電池の安全性に関してユーザが不安に感じている点を調査し，技術的に配慮されていることを説明する．

（3）メーカや EV 普及の推進者側は，EV を利用したいと考えるユーザに対して，実際の利用環境下で航続距離と充電作業と動力性能を確認できる短期試乗やレンタルの機会を提供する．

Table 6　Perception gap between Honda and prospective users

Concerns	Honda	Users
Driving range per one charge	· 100 km per day is sufficient.	· At least 80 km per day is necessary. · 200-300 km for 2 or 3 days is ideal.
On-street charging infrastructure	· Number of on-street chargers is insufficient as main charger. · Charging from electrical outlet at home is recommended.	· Number of on-street charger is insufficient. · People don't know where available chargers are.
Shortening of charging time	· Short charging time may be necessary for emergency. · In case of emergency, fully charging every night is recommended.	· Shortening of charging time is necessary. · People often forget when last charging was.
Safety technology of rechargeable battery	· Technologies to use Li-ion battery are established. · Manufacturer's warranty is provided.	· Most of people don't know safety technologies and information about Li-ion battery. · Sometimes people hear news of battery explosion.

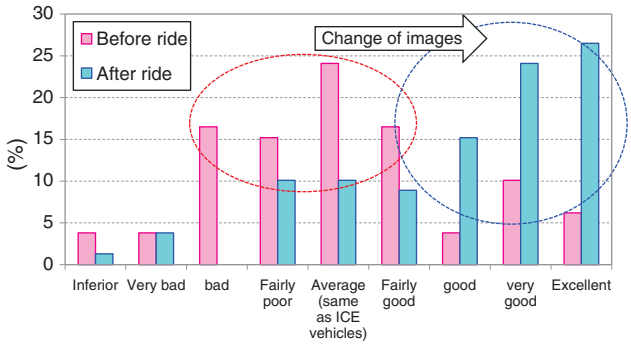


Fig. 13　Images of EV acceleration (December 2012, Guangzhou, China, n=79)

5．まとめ

中国の広州市での実証実験では，走行距離が 100 km 以下であれば，電欠になるリスクはほとんどなく，走行コストの削減が見込めることを確認できた．さらに，発進から 30 km/h 程度までの電力消費を抑制する技術や，充電で使用する一般電源の品質に対して，中国市場に適合させる必要があることを確認できた．

ユーザ調査では，約 7 割が 1 日の平均走行距離は 100 km 以下であることと，約 8 割が EV を利用したいと思っていることを確認できた．しかし，ユーザは，充電インフラを見かけないことから EV の航続距離が 100 km 程度では短いと考えている．また，リチウムイオン二次電池の安全性に対しても懐疑的になっている．それらの結果，EV を次回の購入車として検討する人は少なく，需要は潜在化している．

中国で EV の需要を顕在化させるには，航続距離などの性能向上に加え，充電インフラを整備し，リチウムイオン二次電池の安全性に関するユーザの不安を解消することも必要であると考えられる．

参考文献

（1）中国国務院：省エネルギーおよび新エネルギー自動車産業発展計画（2012 - 2020）
http://www.jama.or.jp/lib/jamagazine/201208/01.html
（2）中国自動車工業協会：新エネルギー車の販売台数（2011 - 2013）
http://www.caam.org.cn/english/
（3）工業情報化部：新エネルギー車両応用普及の継続的推進に関する通知（2013.9.17）
http://cys.miit.gov.cn/n11293472/n11293832/n11293907/n11368223/15629319.html
（4）日本貿易振興機構：投資コスト比較（2012.12 - 2013.01 調査）
http://www.jetro.go.jp/world/search/cost/
（5）中国国家標準化管理委員会：電気自動車の充電用導体接続装置，第 2 部交流充電カプラ GB/T20234.2-2011（2011.12.22 公布）

■著　者■


恒 石 淳 哉


髙須賀祥隆


髙 橋 佳 子

バイオエタノール含有燃料を有効利用するエンジン制御の研究

Research on Engine Controll to Make Effective Use of Bioethanol-Blend Fuels

黒谷忠司* Tadashi KUROTANI
葛岡浩平* Kohei KUZUOKA
工藤洋嗣* Hirotsugu KUDO

要　旨

エタノール含有燃料 E10 ガソリン中の限られたエタノールを有効に利用して，熱効率と最大トルクを向上させるエンジンシステムと制御の研究をおこなった．E10 ガソリンを高オクタン価燃料（高濃度エタノール）と低オクタン価燃料（低濃度エタノール）に分離し，高負荷運転時のノッキングが発生しやすい条件でエタノールを効果的に使用し，低負荷運転時は主にガソリンを使用する制御を高圧縮比エンジンに適用した．このシステムにおいて，燃料の保持割合に応じて筒内オクタン価（エタノール噴射割合）と点火時期の基本特性を決定し，その時のエンジン熱効率に合わせて最適な回転数と負荷になるよう変速比を協調する燃料マネジメント制御のロジックを構築した．その効果を車両シミュレーションにより確認したところ，一般的に高負荷頻度の高い運転モードとして知られる US06 モードにおいて，エタノールが不足することなく走行が可能となることを示した．また US-COMB. のように低負荷の運転モードにおいては，分離したエタノールを有効に利用することで燃費性能を最大で 26.8% 向上できる可能性を示した．

ABSTRACT

Research was carried out on engine systems and control that increase both thermal efficiency and maximum torque by making effective use of the limited ethanol content in E10 gasoline, which contains ethanol. Control that separates E10 gasoline into high octane number fuel (high-concentration ethanol) and low octane number fuel (low-concentration ethanol), using the ethanol effectively under conditions that tend to cause knocking during high-load operation and using mainly gasoline during low-load operation, was applied to a high-compression-ratio engine. A fuel management control logic was created so that, under this system, the basic characteristics of ignition timing and octane number (ethanol fraction) inside the cylinder are determined in accordance with the residual percentage of the fuel, and the gear ratio is cooperatively adjusted to yield an optimal engine speed and load matched to the engine's thermal efficiency at that time. Confirmation of this result in vehicle simulation indicated that in US06 mode, known to be an operating mode that generally is frequently under high load, the system is capable of operating without running short of ethanol. It also indicated that in a low-load operating mode such as the US combined mode, the system was capable of a maximum 26.8% increase in fuel economy through the effective use of separated ethanol.

1．まえがき

近年，環境問題における解決策として再生可能なエネルギーの普及が拡大している．なかでもバイオエタノールはトウモロコシやサトウキビなどを原料として作られ，自動車用燃料としてガソリンと少量混合させた形で使用する方法により従来のガソリンエンジンとほぼ同等の性能を得られることが知られている[1),(2)]．米国においてはガソリンにバイオエタノールを 10% 混合した E10 ガソリンが普及している．また，高濃度のバイオエタノール含有燃料に対応した Flexible Fuel Vehicle（FFV）と呼ばれる車両が開発され普及している[(3)]．

エタノールはガソリンに比べて高い耐ノック性を持つ燃料であり，その特性を利用して圧縮比を高めて高い熱効率が得られることが知られている[(4)]．また，バイオエタノール含有ガソリンの有効利用方法として，E10 ガソリンを高オクタン価燃料（高濃度エタノール）と低オクタン価燃料（低濃度エタノール）に分離することを想定したエンジンにおいて，高効率かつ高トルクのポテンシャルが実証されている[(5)]．さらに，燃料分離システムで実際に分離した燃料

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_16

が自動車用燃料として使用できる性質であり，高負荷頻度の高いUS06モードにおいても必要な高オクタン価燃料量を分離によって得ることができるという結果が報告されている[6].

このシステムが搭載された車両を実際のユーザに適用する際の課題の一つとして，さまざまな走行条件を考える必要があるということが挙げられる．ユーザの使い方や環境によって走行条件は一定ではなく，高濃度エタノールもしくは低濃度エタノールの消費量に偏りが生じる場合がある．例えば高濃度エタノールの保持量が少なくなった場合，充分なエタノール噴射割合を確保できず，ノッキングの発生によるトルク制限が必要となることがある．そのため，US06モードのような高負荷頻度の高い運転モードでもエタノールが不足しない設定が必要である．しかし，その設定だけでは逆に低負荷の運転モードの場合，高濃度エタノールの使用量が少なく余剰となってしまうことがある．余ったエタノールはノック抑制に有効に使用されず，燃料を分離するメリットが活かされない．このように，分離した高濃度エタノールを有効に利用するためには，2種類の燃料保持量の偏りを小さく抑え，偏りが生じても燃費性能を低下させない制御手法が必要となる．

そこで本研究では，エンジン制御に加え，トランスミッションの協調制御を取り入れた燃料マネジメント制御を考案し，車両走行を模擬したシミュレーションによりその効果を確認した．

2．コンセプトとシステムの概要

2.1. 筒内オクタン価制御

一般的な高圧縮比エンジンにおいて点火タイミングをMinimum spark advance for Best Torque(MBT)とするために必要なオクタン価のイメージとして，エンジン回転数とエンジントルク(エンジン負荷)の関係をFig. 1に示す．高オクタン価を必要とするのは高負荷の運転時のみであり，低負荷の運転時においては低オクタン価でもMBTタイミングで点火することができる．この特性に合わせ，高負荷運転の要求時にのみオクタン価の高いエタノールを効果的に供給することで，E10ガソリン中の限られたエタノールを有効に利用してノッキングを抑制することができる．このように，供給オクタン価を可変にする筒内オクタン価制御により，高圧縮比エンジンによる高効率化とノック抑制による高トルク化を両立することが可能となる．

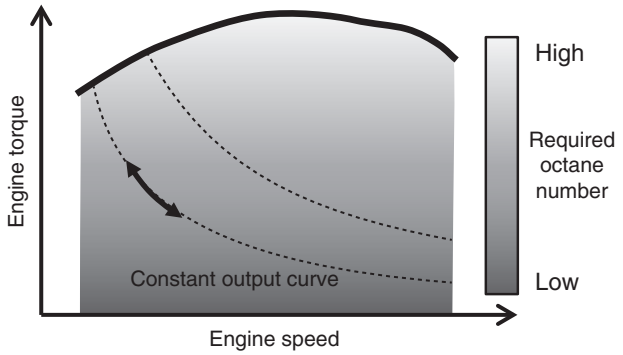


Fig. 1　Image of required octane number at MBT timing

また，要求される車両駆動力に対して，トランスミッションとの協調制御を用いて，エンジンの等出力線上においてエンジン回転数とエンジントルクを可変にする．すなわち，エンジンの要求オクタン価をトランスミッションで制御し，その要求オクタン価に応じて筒内への供給オクタン価を制御する．これにより，エタノールの消費量を制御することができる．

2.2. システムの概要と燃料噴射構成

Fig. 2に筒内オクタン価制御を実現するためのシステム構成を示す．エタノール含有ガソリンから高濃度エタノールを含むガソリンを分離する方法として，浸透気化法(PV法)の原理を用いた膜による燃料分離システムを製作した[6]．分離した高濃度エタノール(Fuel 1)と低濃度エタノール(Fuel 2)をそれぞれ二つのタンクに保持した上でそれぞれを任意の噴射割合でエンジンの各気筒に供給する．要求される運転条件に応じて筒内のオクタン価を任意に制御するため，1気筒当たり2系統の燃料噴射装置(インジェクタ)を用いて筒内のエタノール割合を瞬時に変更できる構成とした．要求される車両駆動力に対してエンジン回転数とエンジントルクを制御するため，自動変速機を組み合わせた．

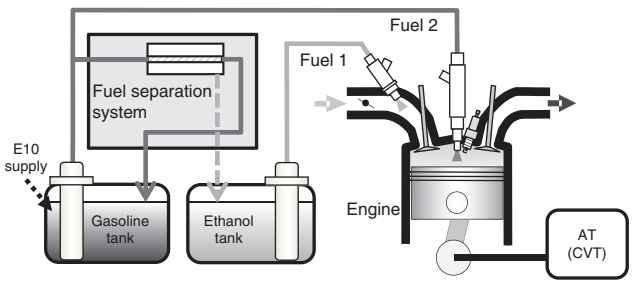


Fig. 2　System configuration

3．実験装置

エンジンの性能取得と，その性能を得るために必要な筒内エタノール割合を見積もるため，4気筒過給エンジンを実験に使用した．実験に使用した2種類の燃料の諸元をTable 1に，エンジン諸元をTable 2に，エンジンシステムをFig. 3に示す．燃料はエタノールとガソリンをE10ガソリンから分離することを想定し，レギュラガソリンとエタノールを独立したタンクに別々に保持した上でそれぞれ

Table 1 Fuel specifications

Fuels	Gasoline	Ethanol
Density [g/cm^3]	0.72	0.79
Boiling point [deg C]	-	78
Calorific value [J/g]	43.3	26.8
Octane number	91	115

Table 2 Engine specifications

Number of cylinders	4
Displacement [cm^3]	1755
Compression ratio	12.5
Combustion chamber	Pent roof
Valve control systems	VTEC, VTC
Fuel systems of each cylinder	Port injector Direct injector

を任意の噴射割合でエンジンの各気筒に供給する仕様とした．1気筒当たり2系統の燃料噴射構成を持ち，燃料の総量が吸入空気量に対して量論混合比になるように運転条件に合わせて2種類の燃料割合を任意に制御するシステムとした．ポートインジェクタにエタノール，直噴インジェクタにガソリンを供給する基本構成と，比較としてポートインジェクタにガソリン，直噴インジェクタにエタノールを供給する構成との2パターンについて検証した．エンジンは過給機を備え，吸気バルブの開閉時期を可変バルブリフト機構（VTEC）と連続可変バルブタイミング（VTC）によって制御が可能であり，運転条件に応じて吸気バルブの開閉時期を変更し吸入空気量と有効圧縮比を変えて，過給アトキンソンサイクル運転が可能となる仕様とした．

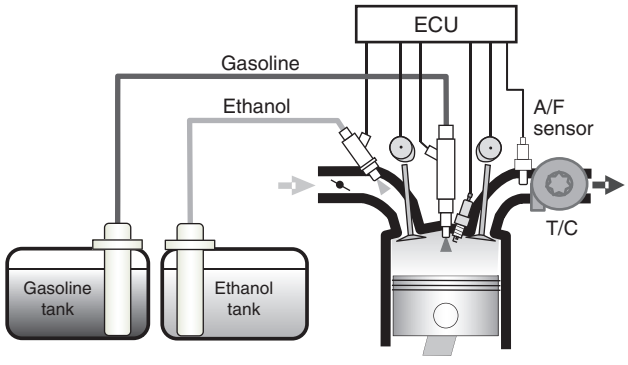


Fig. 3 Experimental engine system set-up

4．実験結果

4.1. 燃料噴射構成の比較

Fig. 4 に燃料噴射システムとして，ポートインジェクタにエタノール，直噴インジェクタにガソリンを供給する構成の Injection system 1 と，ポートインジェクタにガソリン，直噴インジェクタにエタノールを供給する構成の Injection system 2 との二つのパターンについて比較した結果を示す．同じエンジン負荷（図示平均有効圧：IMEP）と図示熱効率を得るために必要なエタノール割合は，Injection system 2 に対して Injection system 1 の方が約10ポイント抑制できた．これは，主に筒内に直接噴射するガソリンの蒸発潜熱による影響で，少ないエタノール量でもノッキングを抑制することができたためと考えられる．E10 ガソリンからエタノールを分離するという本システムの限られたエタノール使用可能量の観点から，エタノールの使用量は少ない方が有利であると考え，Injection system 1 を基本構成とした．

4.2. エタノール噴射割合の影響

Fig. 5 に基本構成において，筒内のエタノール噴射割合を変更したときの影響を示す．横軸の IMEP に対し，エタノール噴射割合と，燃焼時期の指標として質量燃焼割合（MFB）が 50% の時期，図示熱効率，図示燃料消費率（ISFC）との関係を示す．ガソリンのみの過給アトキンソンサイクル運転では，IMEP が 900 kPa を超えた点からノッキングによる点火時期遅角が必要となり図示熱効率が低下する．そして IMEP が 1600 kPa の最高負荷となりそれ以上高負荷の運転が不可能となった．これに対し Case 1 の条件ではエタノールを高濃度で使用することにより，高負荷（IMEP=1800 kPa）まで MBT タイミングでの点火が可能となり図示熱効率が向上した．さらに，エタノールが持つ低い発熱量特性の影響を考慮し，Case 2 の条件では MBT 運転時と同程度の ISFC となるようにエタノール割合を低く調整した運転を試みたところ，必要なエタノール割合は約 17 ポイント抑制できる結果となった．このようにエタノール使用量の抑制をしながら，かつ高負荷（IMEP=2100 kPa）までの運転が量論混合比において可能であることを確認した．

Case 1 と Case 2 を比較すると，ISFC が同等であるた

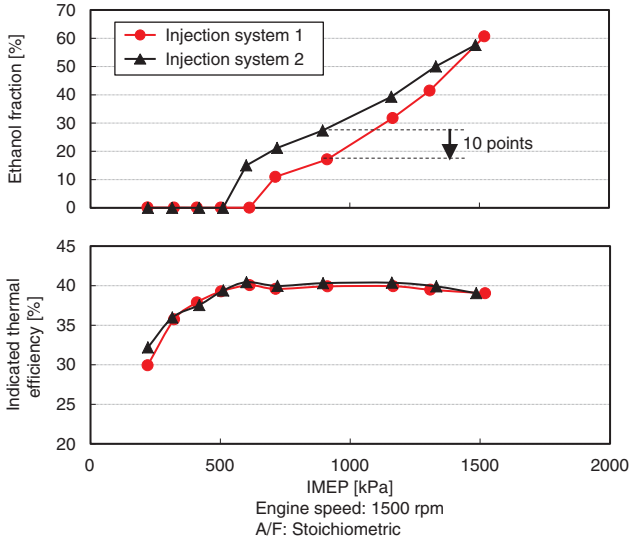


Fig. 4 Comparison of injection system

め同じモード走行を仮定したとき，質量当たりの燃費は同等となることがわかる．ここで，1回当たりの走行で消費するエタノール量を考慮すると，Case 2の方がより少ないエタノール量での走行が可能となる．このように，図示熱効率を多少低下させながら燃費性能を低下させない最適なエタノール噴射制御をおこなうことで，E10ガソリン中の限られたエタノール使用可能量において，高負荷運転が比較的多いユーザに対してもエタノールの効果（燃費性能と加速性能の向上）を提供することができる．Case 2を基本の設定とし，エタノールが余剰のときはCase 1に切り替えるなど，エンジンの制御幅においてエタノールの消費量を調整することができる．

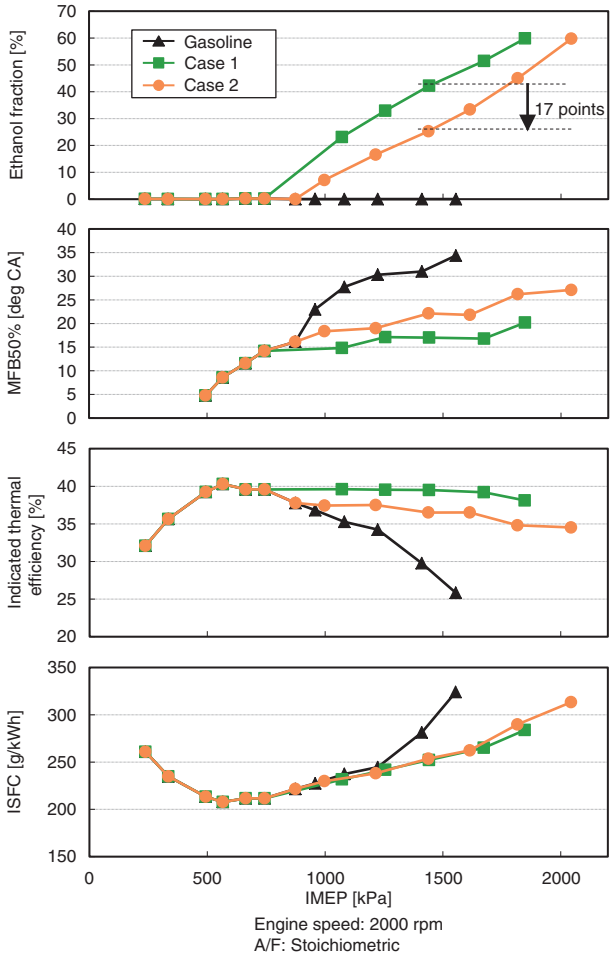


Fig. 5　Effect of altering ethanol fraction

5．燃料マネジメント制御検証

5.1. 燃料保持量に応じたエンジン回転数と負荷制御

4章の試験で得られた特性を踏まえ，燃料保持量に応じたエタノールの有効な使い方を実現する燃料マネジメント制御を構築した．Fig. 6にエタノール保持率に応じてエンジンの運転ポイント（エンジン回転数と負荷）を変化させる制御コンセプトを示す．エンジン回転数が1500 rpmのときMBT運転となる設定をCase 1とする．同様にMBT運転時と同程度のISFCとなる設定をCase 2とする．エタノールの保持量が少ないときを想定し，エンジン回転数を2000 rpmとしてエタノール使用量を節約する設定をCase 3とする．比較としてエンジン回転数が1500 rpmのままエタノール使用量を節約する場合をCase 4として示す．例として30 kWのエンジン出力を発生する場合を考えると，エンジン回転数が1500 rpmのときはIMEPが約1400 kPa，エンジン回転数が2000 rpmのときはIMEPが約1100 kPaとなる（Table 2のエンジン諸元想定）．エタノールが余剰のときは，高い図示熱効率が得られるCase 1のA点で運転する．エタノール保持量が低下してきた場合，Case 2のB点で運転することで，エタノール噴射割合をA点に比べて約13ポイント抑制することができる．図示熱効率は約2ポイント低下するが，ISFCはほとんど変化しない．さらにエタノール保持量が低下してきた場合は，エタノール噴射割合を抑えた設定に加え，トランスミッションとの協調制御を加えてCase 3のC点で運転する．このとき，図示熱効率としてはB点に比べて約3ポイント低下するが，エタノール噴射割合を約36ポイント抑制することができる．C点の運転は，仮にCase 4のD点の運転をした場合に比べて図示熱効率の低下分を抑制することができ，エタノール噴射割合を約23ポイント抑制することができる．このように，燃料保持量に応じてエンジン制御だけでなくトランスミッションの制御を加えることで，燃費

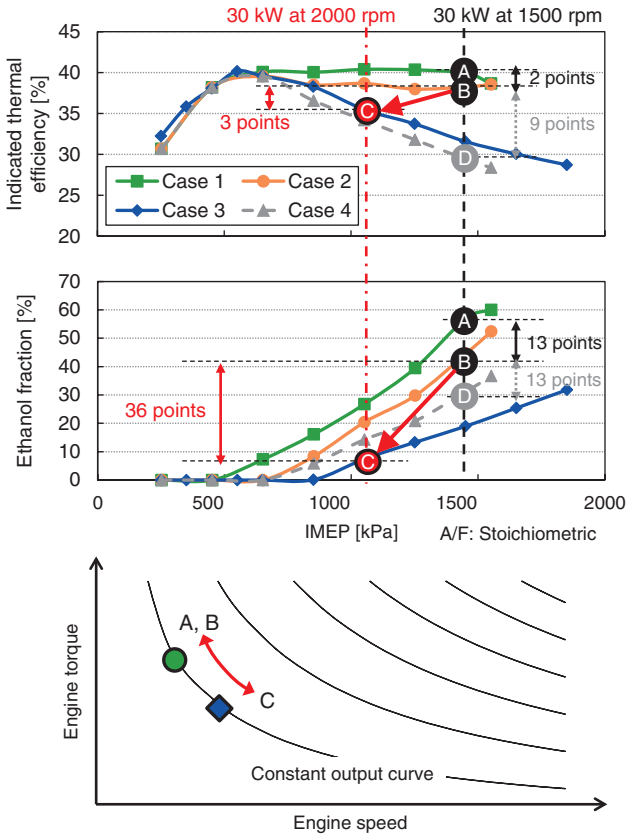


Fig. 6　Fuel management concept

性能の低下を抑制しながらエタノールの消費量を抑制することが可能となる．要求される車両駆動力を一定とした無段変速機（CVT）の場合，エンジン回転数とエンジントルクは，A，B 点から C 点まで，ほぼ等出力線上をトレースすることになる．

5.2. 燃料マネジメントの制御ロジック

Fig. 7 に燃料マネジメント制御の概要と流れを示す．まず，ドライバの操作から要求される車両の駆動力を算出する．次に燃料濃度推定器により，2 種類の燃料のエタノール濃度を算出し，その濃度値とそれぞれのタンク内燃料保持量とを用いて，燃料保持量推定器により，車両トータルでのエタノール保持率を式（1）にて算出する．

$$ER=(EC_1 \times RQ_1 + EC_2 \times RQ_2)/(RQ_1 + RQ_2) \quad (1)$$

ER: Total ethanol residual rate [%]

EC_1: Ethanol concentration of fuel 1 [%]

EC_2: Ethanol concentration of fuel 2 [%]

RQ_1: Ethanol residual quantity of fuel 1 [L]

RQ_2: Ethanol residual quantity of fuel 2 [L]

分配器のなかでは，Fig. 6 で示した例などから最適なケースを選択する．具体的には，エタノール保持率に応じて要求する筒内オクタン価，すなわち筒内のエタノール割合の目標値（基本マップ）を決定し，それに合わせて基本点火時期特性を決定する．そして，変化する熱効率特性に合わせて燃費が最適となるエンジン回転数と負荷になるよう，変速マップ（シフトスケジュール）を決定し，ドライバからの要求駆動力を，トランスミッションへの目標エンジン回転数と，エンジンへの要求トルクとに分配する．トランスミッションはエンジン回転数が目標回転数（目標レシオ，目標ギヤ段）となるよう変速比を制御する．エンジンは要求トルクを発生させるために吸気量を制御し，燃料噴射量および点火時期を制御する．

Fig. 8 にエンジンおよびトランスミッション制御の概要

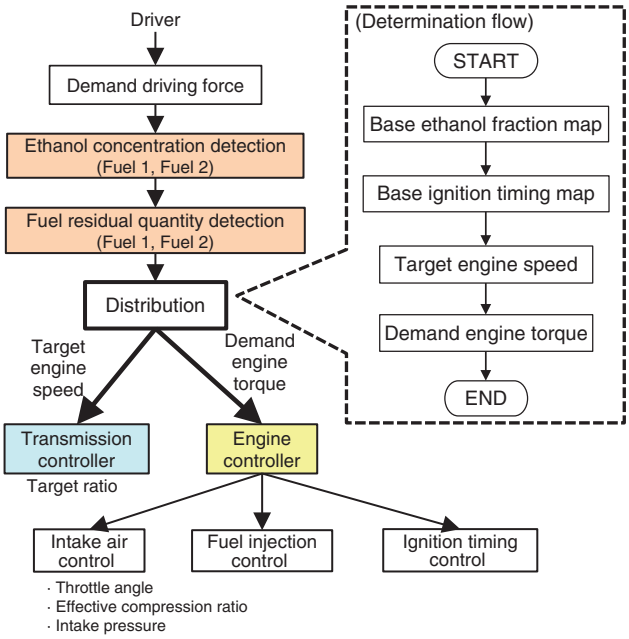


Fig. 7　Overview of fuel management control logic

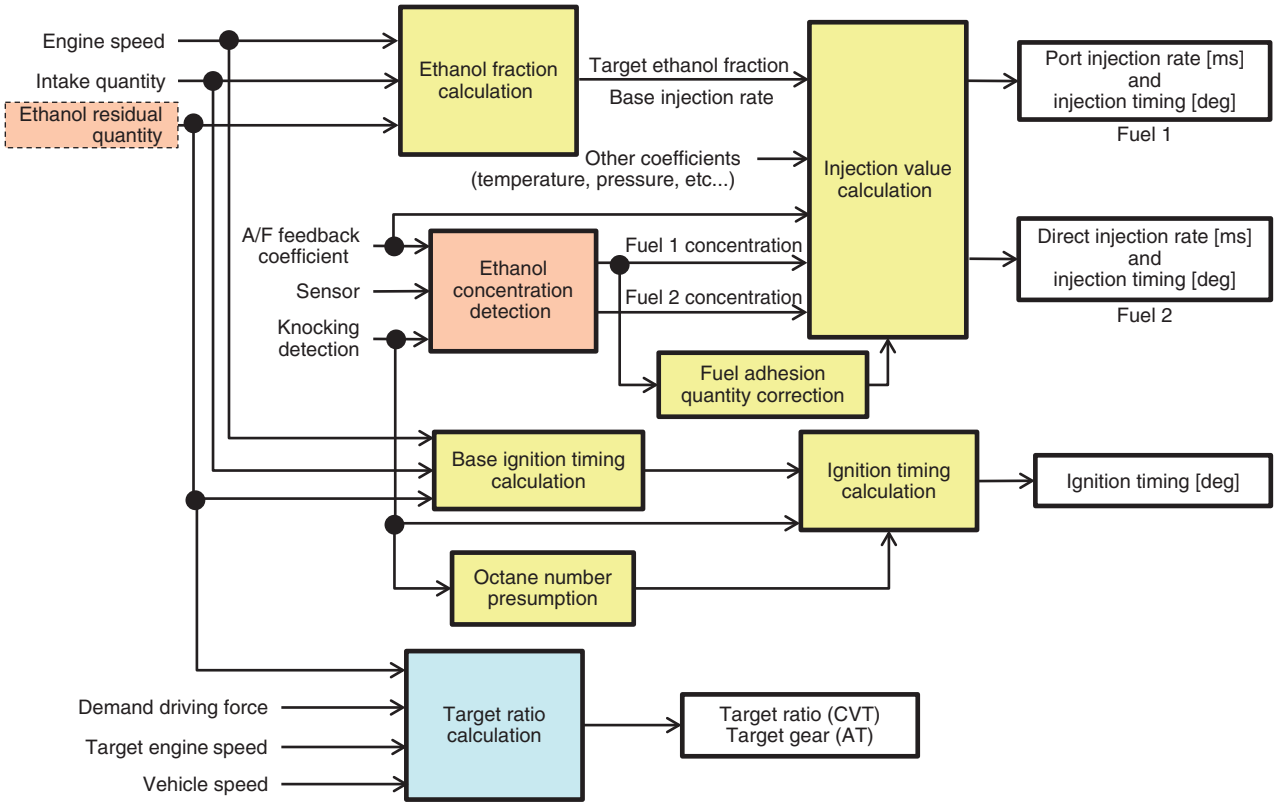


Fig. 8　Overview of engine and transmission controll

を示す．現在のエンジン回転数，吸気量，エタノール保持率から先に決定した基本マップに従ってエタノール割合と基本燃料流量を決定する．排ガスの空燃比補正値およびノック検出値やエタノール濃度センサ値などの情報を基に算出したエタノール濃度推定値，ポート壁面付着補正値，その他環境補正値を加えてポートインジェクタおよび直噴インジェクタの噴射量と噴射時期を決定する．同様に，基本マップから基本点火時期を算出し，ノッキング特性などから推定されるオクタン価推定値の補正を加えて点火時期を決定する．トランスミッション制御部は，要求駆動力，目標回転数，車速によって目標レシオ（目標ギヤ段）を決定する．

5.3. 燃費性能とエタノール消費率の検証結果

取得したエンジン性能を用い，ベースとした自然吸気エンジン（NA）の量産車両に対し，燃料分離システムと過給エンジンを搭載した車両を想定し，車両シミュレーションにより燃費性能とエタノール消費率の検証をおこなった．シミュレーションに用いた車両条件を Table 3 に示す．高負荷まで高効率特性が得られる本技術の効果を活かすため，エンジン排気量を下げたダウンサイズ過給エンジンを想定した．Case 1 は，エタノールが余剰のとき MBT 運転となるエタノール噴射割合の条件 A とした．Case 2 は，MBT 運転時と同程度の ISFC となるエタノール噴射割合の条件 B とした．Case 3 は，エタノールの保持率が低下した際，エタノールを節約する設定とした噴射割合マップに，トランスミッションとの協調制御を加えた条件 C とした．

E10 ガソリンからの分離を想定すると，エタノール使用量は燃料総量中の 10％以下に抑える必要がある．ここでは E10 ガソリンから全てのエタノールを分離抽出したとして，これを全て使用した場合をエタノール消費率 100% と規定する．本シミュレーションでは，高負荷頻度の高い運転モードとして US06 モードを用い，低負荷の燃費基準モードとして US-COMB. を用いて計算した．Fig. 9 にエタノール割合を可変としたときの正味熱効率特性と，シミュレーションによる各走行モードの運転プロット（エンジン回転数と正味平均有効圧：BMEP）を示す．Case 1 と Case 2 は，高負荷でのエタノール噴射割合を高く設定し，高負荷までの高い熱効率特性に合わせたシフトスケジュールにより，低回転高負荷の運転となっている様子がわかる．Case 3 は，変化した熱効率の特性に合わせて比較的高回転低負荷側に運転範囲が変化している様子がわかる．

Table 3　Vehicle simulation conditions

	Ethanol fraction	Displacement [cm^3]	Weight [kg]	Compression ratio	Fuels
Mass-production vehicle 5AT (NA, Base)	–	1799	1361	10.5	E10
Case 1	A	1496	1423	12.5	Separated
Case 2	B				
Case 3	C				

Fig. 10 にシミュレーションにより得たベースに対する燃費性能の向上率と，エタノール消費率の計算結果を示す．Case 1 の US-COMB. において，燃費性能の向上率が約 26.8% の最大値を示し，エタノール消費率が約 98% となった．しかし，US06 モードにおいては，エタノールの消費率が約 196% となった．これは，エタノールが余剰のときは問題無いが，高負荷頻度の高い運転を何度も繰り返す走行条件を想定するとエタノールの保持率が低下してくることを意味する．そこで Case 2 の設定を確認すると，US-COMB. において，燃費性能は約 25.3% 向上，エタノール消費率は約 53% となり，Case 1 に比べてエタノールの消費量を抑制することができた．しかし，US06 モードのエタノール消費率を約 131% まで抑制できたものの，高負荷頻度の高い運転を何度も繰り返す走行条件を想定する

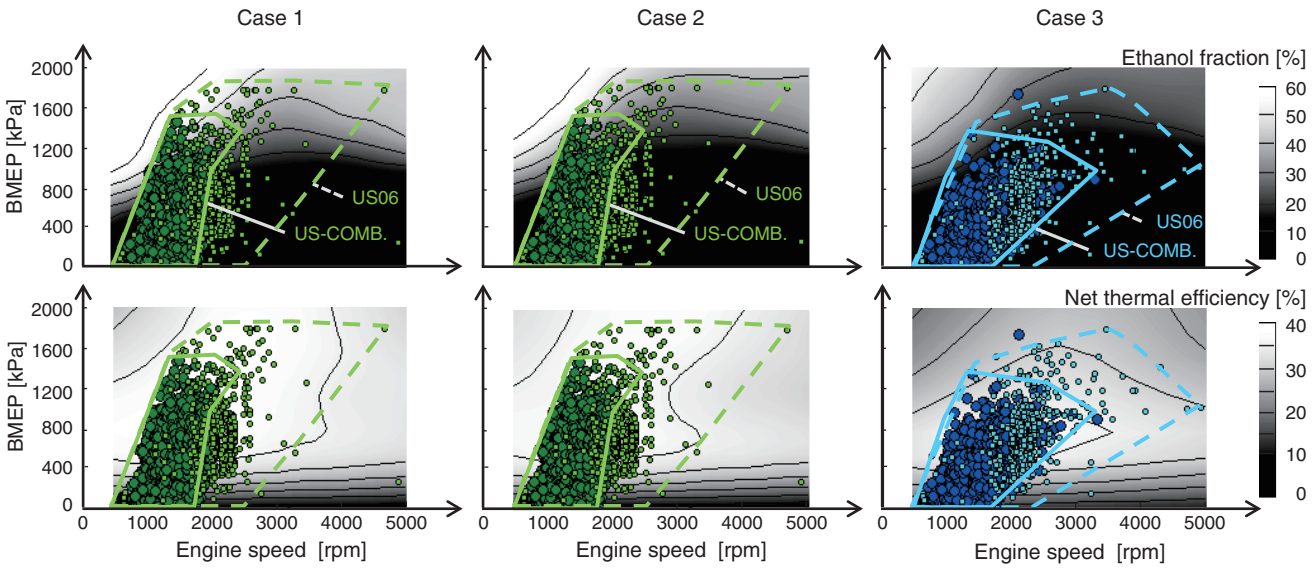


Fig. 9　Operating range with ethanol fraction and thermal efficiency

とエタノールの保持率は低下してくる．それに対し，Case 3 の設定では，US06 モードのエタノール消費率が約 65% となり，Case 2 よりもさらに抑制することができた．US-COMB. の燃費性能は約 23.4% の向上となり，燃費性能の低下を抑制することができた．このときのエタノール消費率は約 17% となり，低負荷の運転が続くとエタノールが余剰となっていくので，そのときは Case 2，さらには Case 1 に移行することで余剰のエタノールを燃費性能向上のために使うことができる．実際のユーザにおいては，ドライバの要求，運転状況，燃料保持量などに応じて，Case 1 から Case 3 の設定を連続的に可変する制御をおこなうことで，さまざまな走行条件に対応できる．

以上の結果より，燃料分離システムと過給アトキンソンサイクルエンジンを搭載した本システムは，実際のユーザを想定した場合において E10 ガソリンから分離したエタノールを有効に使って燃費性能を向上することができる技術であるといえる．エタノール保持率に応じた燃料マネジメント制御をおこなうことにより，高負荷頻度の高い運転を要求された走行条件でもエタノールが不足することなく走行することが可能である．また一般的な走行条件においては，余剰のエタノールを有効に使用することで燃費性能を向上させることができる．

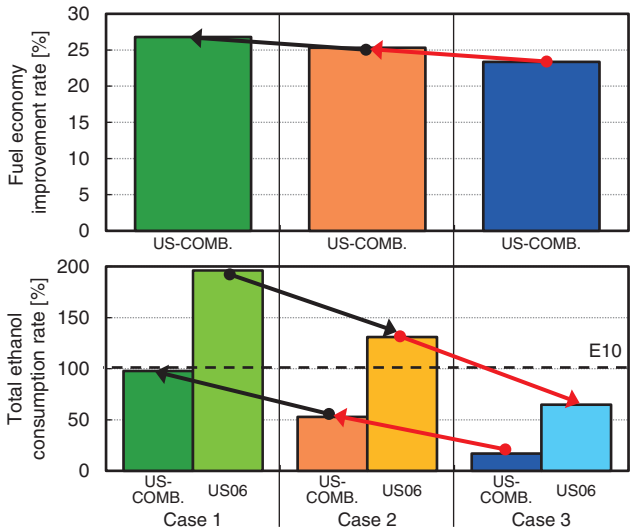


Fig. 10 Fuel economy improvement rate and ethanol consumption rate

6．まとめ

エタノール含有燃料 E10 ガソリンを高濃度エタノールと低濃度エタノールに分離し使用するエンジンシステムにおいて，分離した燃料を有効利用するために，過給アトキンソンサイクルエンジンとトランスミッション制御の組み合わせを検証した結果，以下の知見を得た．

（1）燃料噴射装置は，ポートインジェクタにエタノール，直噴インジェクタにガソリンを供給する構成とすることにより，エタノール使用量の抑制が可能となり，E10 ガソリン中に含まれる限られたエタノール量を有効に利用することができる．

（2）高濃度のエタノールを E10 ガソリン燃料から分離することを想定し，効果的にノッキング抑制に用いることにより高負荷運転が可能となる．その場合の各運転条件においてエタノールを多量に噴射して熱高効率を向上させるだけでなく，燃料消費率を考慮した最適量を噴射することで，燃費性能の低下を抑制しながらエタノール使用量の抑制が可能となる．

（3）E10 ガソリン給油時に燃料分離によって得られる 2 燃料を最適に使い分ける本システムの燃費性能向上効果を車両シミュレーションにより検証した結果，ダウンサイズ過給ガソリンエンジンに適用することにより，車両の燃費性能を最大 26.8% 向上できる技術である可能性を示した．

（4）エタノールの保持率に応じてトランスミッションを協調する燃料マネジメント制御を組み合わせることにより，高負荷頻度の高い US06 モードにおいても，エタノールが不足することなく走行が可能となった．また US-COMB. のような低負荷の走行条件においては，余剰のエタノールを有効に利用して燃費性能を向上することができる．

参考文献

（1）Cohn, D. R., Bromberg, L., Heywood, J. B.: Direct Injection Ethanol Boosted Gasoline Engines: Biofuel Leveraging for Cost Effective Reduction of Oil Dependence and CO_2 Emissions, MIT LFEE Report 2005-001(2005)

（2）Bromberg, L., Cohn, D. R., Heywood, J. B.: Calculations of Knock Suppression in Highly Turbocharged Gasoline/Ethanol Engines Using Direct Ethanol Injection, MIT LFEE Report 2006-001(2006)

（3）齊木良治，中島進，中島寛明，三木健太郎，沖秀行，御領園陽一：ブラジル向け CIVIC 用 1.8L フレックスフューエルエンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.13-19

（4）神尾純一，黒谷忠司，佐藤卓哉，清弘幸彦，橋本公太郎，郡司貴浩：デュアルフューエル内燃機関の燃焼制御に関する研究，自動車技術会学術講演会前刷集，No.55-07, p.19-22(2007)

（5）葛岡浩平，久保康之，黒谷忠司，神尾純一，工藤洋嗣：バイオエタノール含有燃料の有効利用による高圧縮比エンジンの研究，第 23 回内燃機関シンポジウム，2012-C1-04

（6）工藤洋嗣, 葛岡浩平, 久保康之, 千嶋啓之, 黒谷忠司 :
バイオエタノール含有燃料の有効利用によるエンジンシステムの研究 , 自動車技術会学術講演会前刷集 , No.87-13, p.1-4(2013)

■著　者■



黒 谷 忠 司



葛 岡 浩 平



工 藤 洋 嗣

前後輪回転速度差に基づく AWD 駆動力配分の最適化

Optimization of Driving Force Distribution Control in All-Wheel Drive Based on Wheel Rotation Speed Difference Between Front and Rear

大八木　翔　一*　　関　　孝　幸*
Shoichi OHYAGI　　Takayuki SEKI

要　旨

前輪駆動ベースの電子制御 AWD システムでは，前後輪回転速度差の発生量に応じて後輪駆動力配分量を増加させることで，前輪の空転を抑えることができる．一方で，駆動力の配分量で車両の旋回特性は変化する．この変化が大きいと操縦性が低下するため，前後輪回転速度差が大きくなる旋回時の影響を考慮した駆動力配分が必要である．

そこで，旋回やタイヤ半径のばらつきによって発生する前後輪回転速度差を理論的に算出し，その値を目標値とする空転抑制制御の構築をおこなった．前後輪回転速度差の発生要因を前輪空転とそれ以外とで切り分けることで，前輪空転による前後輪回転速度差のみ収れんさせることを確認できた．

ABSTRACT

Electronically controlled all-wheel drive (AWD) systems that are built on a front-wheel drive base can control spinning of the front wheels by increasing the amount of driving force distributed to the rear wheels according to the speed difference generated between the front and rear wheels. On the other hand, the turning characteristics of the wheels change with the amount of driving force distributed. When the magnitude of this change is large, vehicle controllability may be degraded. Driving force distribution therefore needs to take into account the effects during turns that involve a greater wheel rotation speed difference between front and rear.

A spin suppression control system was therefore created that performs theoretical calculations of front and rear wheel rotation speed differences that occur due to turns and tire radius variations, and that takes those values as the target values for the system. The factors that cause front and rear wheel rotation speed differences are divided between front wheel spin and all others, and it was confirmed that this would enable convergence only on front and rear wheel rotation speed differences that are due to front wheel spin.

1．はじめに

タイヤの横滑り角に対するコーナリングフォースの大きさ（コーナリングパワー）は，そのタイヤ前後方向の駆動力によって変化することが知られている[(1)]．駆動力配分用クラッチを有する電子制御 AWD システムでは，クラッチ締結力を電子制御することで，副駆動輪への駆動力配分量を決定することができる．駆動力の配分量を調整することでコーナリングパワーをコントロールし，車両の旋回状態を制御することは広くおこなわれている[(2)-(5)]．

また，このような AWD システムでは前後輪間の回転速度差発生量に応じてクラッチ締結力を強め，回転速度差を抑制する制御がおこなわれることがある[(6)-(8)]．これらは，主駆動輪に与えた駆動力がタイヤの摩擦力限界を超えて空転した際に，余剰な駆動力を副駆動輪に受け持たせ，主駆動輪のスリップ率を下げる制御である．空転による駆動力低下，エネルギーロス，機械への負荷を低減させるといった効果が見込まれる．

前後輪間の回転速度差は主駆動輪の空転以外に，車輪の向きや軌跡の違いでも発生する．空転抑制制御でこれらの影響を考慮しない場合，空転量が多めに見積もられ，空転抑制に必要な駆動力配分量に対し余剰が生じる．この余剰な駆動力配分量は旋回特性を変えるので，前述の駆動力配分による旋回状態制御の妨げとなる場合がある．そのため，空転抑制制御では旋回補正が必要となる．従来は横方向加速度に対する比率[(6)]や，左右輪の速度差に対して駆動力の補正値を与えるといった手法がとられてきた．しかし，いずれも旋回時に起こる前後輪回転速度差の計算値に基づく補正はおこなわれていない．

本稿では前後輪の車輪回転速度差の発生要因について述

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_17

べ，駆動力配分による旋回状態の制御の妨げとならない空転抑制制御の手法を示す．

2．空転抑制の基本理論

本稿では，Fig. 1 に示す主駆動輪が前輪，副駆動輪が後輪，前後共に左右輪は駆動力を均等に配分しつつ左右回転速度差を吸収するディファレンシャルギヤを備えた AWD システムについて述べる．このようなシステムでは，後輪側が前輪側より早く回転した場合，トルク伝達が後輪側から前輪側になる．後輪側は駆動源を持たないため，トルク伝達によって回転速度差は収れんする．よって，空転抑制は前輪が空転した場合のみを考える．

空転抑制は前輪空転量に応じた後輪側への駆動力配分量を増加させることでおこなう．空転量は，車輪中心速度ベクトルの回転方向成分に対する車輪の回転速度の比で求めることができる．しかし，旋回中は車輪の向きと車輪中心速度ベクトルの向きと大きさが各車輪で異なるため，車輪回転速度だけでは空転量を求めることはできない．そのため，前後輪回転速度差から前輪空転量を求めるには，旋回時に発生する回転速度変化の影響を除去する必要がある．

また，前後輪でタイヤ動荷重半径に差がある場合も回転速度差が生じる．この回転速度差も空転量とは無関係な値であり，極度の回転速度差で機械負荷が過大になる場合を除けば，タイヤ動荷重半径誤差の影響も前後輪回転速度差から除去する必要がある．

本章では，前後輪回転速度差に基づく空転抑制制御における旋回影響やタイヤ半径ばらつき補正の考え方について述べる．

V：車体速度
V_{ij}：車輪中心速度
ここで，添字 $_i$ は前輪 (f)，または後輪 (r) を示す．
添字 $_j$ は左輪 (l)，または右輪 (r) を示す．
R_{ij}：タイヤ動荷重半径
ω_{ij}：車輪回転速度
s_{ij}：車輪前後方向のスリップ率
α_x：車体前後加速度
δ：舵角
γ：ヨーレート
β：車体横滑り角
l：ホイールベース長さ
l_f：水平面上の車体重心から前輪車軸への垂線の長さ
l_r：水平面上の車体重心から後輪車軸への垂線の長さ
d_f：前輪トレッド
d_r：後輪トレッド
h：地面から車体重心までの高さ
ω_f：前輪平均回転速度
ω_{in}：前後駆動力配分クラッチの入力回転速度
ω_{out}：前後駆動力配分クラッチの出力回転速度
A：前輪平均回転速度に対するクラッチ入力回転速度の比
B：後輪平均回転速度に対するクラッチ出力回転速度の比
I_f：前輪側回転系の慣性モーメント
T_{all}：駆動源の発生駆動トルク(ドライブシャフト換算値)
T_r：後輪駆動トルク
F_f：前輪前後方向のタイヤ反力
g：重力加速度

2.1. 前後輪回転速度差の理論値

本節では，簡易化のため Fig. 2 に示す二次元的な車両モデルを用いる．旋回時の各車輪の中心速度の回転方向成分はそれぞれ式（1），式（2），式（3），式（4）で示される．

$$V_{fl} = V\cos(\delta-\beta) + \gamma\left(l_f\sin\delta + \frac{d_f}{2}\cos\delta\right) \quad (1)$$

$$V_{fr} = V\cos(\delta-\beta) + \gamma\left(l_f\sin\delta - \frac{d_f}{2}\cos\delta\right) \quad (2)$$

$$V_{rl} = V\cos\beta + \gamma\frac{d_r}{2} \quad (3)$$

$$V_{rr} = V\cos\beta - \gamma\frac{d_r}{2} \quad (4)$$

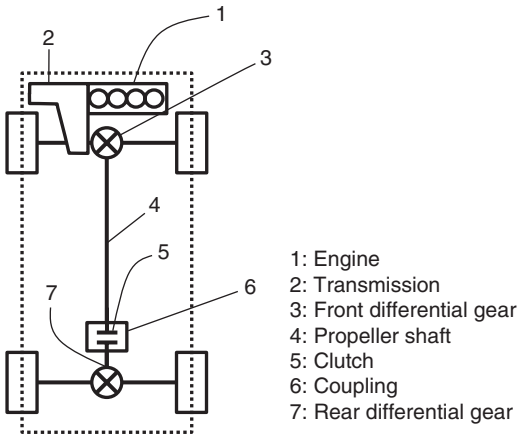


Fig. 1　Structure of AWD system

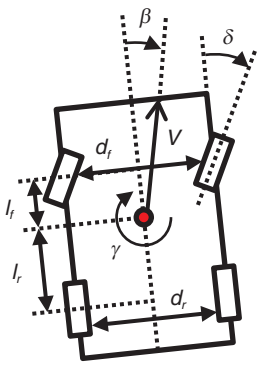


Fig. 2　Vehicle model

各車輪が駆動力を発生している時，前後方向に滑りが発生する．駆動時のスリップ率を式（5）で定義すると，各車輪の回転速度は式（6）となる．

$$s_{ij} = \frac{V_{ij} - R_{ij}\,\omega_{ij}}{R_{ij}\,\omega_{ij}} \tag{5}$$

$$\omega_{ij} = \frac{V_{ij}}{(1+S_{ij})\,R_{ij}} \tag{6}$$

駆動力配分用クラッチの入力および出力の回転速度（ω_{in}, ω_{out}）に換算すると左右輪の回転速度は平均化されるので，それぞれ式（7），式（8）で示される．

$$\omega_{in} = A\,\frac{\omega_{fl}+\omega_{fr}}{2} \tag{7}$$

$$\omega_{out} = B\,\frac{\omega_{rl}+\omega_{rr}}{2} \tag{8}$$

クラッチの滑り量（以下ΔNとする）は式（9）となる．

$$\begin{aligned}\Delta N &= \omega_{in} - \omega_{out}\\ &= A\,\{x_{fa}\,[V\cos(\delta-\beta)+\gamma\,l_f\sin\delta] + x_{fd}\gamma\,\frac{d_f}{2}\cos\delta\}\\ &\quad - B\,(x_{ra}V\cos\beta + x_{rd}\gamma\,\frac{d_r}{2})\end{aligned} \tag{9}$$

$$x_{fa} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{(1+s_{fl})\,R_{fl}} + \frac{1}{(1+s_{fr})\,R_{fr}}\right] \tag{10}$$

$$x_{fd} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{(1+s_{fl})\,R_{fl}} - \frac{1}{(1+s_{fr})\,R_{fr}}\right] \tag{11}$$

$$x_{ra} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{(1+s_{rl})\,R_{rl}} + \frac{1}{(1+s_{rr})\,R_{rr}}\right] \tag{12}$$

$$x_{rd} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{(1+s_{rl})\,R_{rl}} - \frac{1}{(1+s_{rr})\,R_{rr}}\right] \tag{13}$$

2.2. 旋回に伴う前後輪回転速度差

式（9）において，$s_{ij}=0$, $R_{fl}=R_{fr}=R_{rl}=R_{rr}=R$とすると，式（14）となる．

$$\Delta N_{id} = \frac{A\,[V\cos(\delta-\beta)+\gamma\,l_f\sin\delta] - BV\cos\beta}{R} \tag{14}$$

式（14）はタイヤ動荷重半径のばらつきがなく，前後方向の滑りを伴わない走行時のΔNであり，この値が基準値となる．

2.3. タイヤ動荷重半径ばらつき

タイヤ動荷重半径が各輪で異なる場合，どのタイヤもグリップした状態で走行していても常にΔNが発生してしまう．ここでは，前後方向に滑りがない状態で，タイヤ動荷重半径ばらつきによって発生するΔN（ΔN_a）について述べる．

式（9）を各車輪のスリップ率が0として整理する．タイヤ動荷重半径ばらつきの補正をおこなう範囲を±5% 以内とすると，x_{fd}, x_{rd} は x_{fa}, x_{ra} と比べて十分に小さい．式（9）の x_{fd}, x_{rd} の項を無視すると式（15）で示すことができる．

$$\Delta N_a = \frac{AX_{fa}\,[V\cos(\delta-\beta)+\gamma\,l_f\sin\delta] - BX_{ra}V\cos\beta}{R} \tag{15}$$

$$X_{fa} = \frac{1}{2}\left(\frac{R}{R_{fl}} + \frac{R}{R_{fr}}\right) \tag{16}$$

$$X_{ra} = \frac{1}{2}\left(\frac{R}{R_{rl}} + \frac{R}{R_{rr}}\right) \tag{17}$$

式（16），式（17）はそれぞれ前左右輪，後左右輪の半径に対する基準タイヤ半径の比の平均である．ここで，ΔN_a の最大値を考える．

$$max\,(R_{fl}, R_{fr}, R_{rl}, R_{rr}) = R \tag{18}$$

とすると，ΔN_a が最大（ΔN_{amx}）となるのは明らかに

$$R_{rl} = R_{rr} = R \tag{19}$$

すなわち，式（20）の時である．

$$\Delta N_{amx} = \frac{AX_{fa}\,[V\cos(\delta-\beta)+\gamma\,l_f\sin\delta] - BV\cos\beta}{R} \tag{20}$$

式（20）と式（14）を比較すると，X_{fa} が係数 A の項（前輪側の回転速度）の比率として現れていることがわかる．

ここで，実ΔN（ΔN_{re}）と，ΔN_{amx} の差が，前後輪スリップ率差によって発生するΔN（ΔN_{sl}）であるとすれば

$$\Delta N_{re} = \Delta N_{amx} + \Delta N_{sl} \tag{21}$$

ΔN_{re} と ΔN_{id} の偏差（前後滑りおよびタイヤ動荷重半径のばらつきがなければ0になる）を考えると，式（22）となる．

$$\begin{aligned}&\Delta N_{re} - \Delta N_{id}\\ &= (\Delta N_{amx} - \Delta N_{id}) + \Delta N_{sl}\\ &= \frac{A}{R}\,(X_{fa}-1)\,[V\cos(\delta-\beta)+\gamma\,l_f\sin\delta] + \Delta N_{sl}\end{aligned} \tag{22}$$

式（22）を変形すると，式（23）となる．

$$\frac{R\,(\Delta N_{re} - \Delta N_{id})}{A\,[V\cos(\delta-\beta)+\gamma\,l_f\sin\delta]} + 1 = X_{fa} + X_{sl} \tag{23}$$

$$X_{sl} = \frac{R\Delta N_{sl}}{A\,[V\cos(\delta-\beta)+\gamma\,l_f\sin\delta]} \tag{24}$$

式（16）において，各車輪の動荷重半径の時間変化を無視すれば，X_{fa} は定数である．すると，式（23）の左辺は定常値 X_{fa} と変動項 X_{sl} に分けることができる．

3．空転抑制を含むAWD駆動力配分制御

本章では，空転抑制制御の具体的な実施方法について述べる．Fig. 3に制御概要図を示す．後輪への駆動力配分量

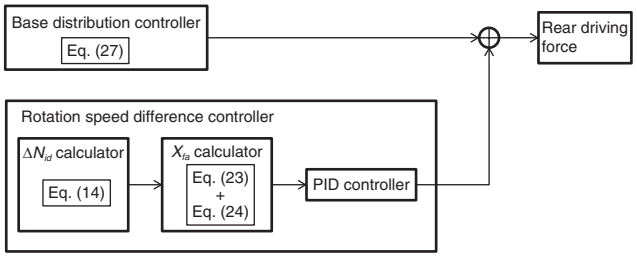


Fig. 3　Block diagram of control

は基本配分制御部と空転抑制をおこなう回転速度差制御部によって決定する駆動力配分量の和となる．駆動力配分量は基本配分制御部が支配的に決定し，回転速度差制御部は前輪が滑りやすい状況など，後輪への駆動力配分が不足する際の補償器として動作する構成となっている．

3.1. 基本配分制御部

タイヤの最大摩擦力は路面とタイヤ間の摩擦係数と接地荷重で決まる．前後輪の駆動力の配分比を接地荷重の比で決定すると，タイヤをバランスよく使うことができるため，駆動性能，旋回安定性において有用な手法である．前後加速度による荷重移動を考慮に入れると，車両重量に対する前輪および後輪の接地荷重比 u_f, u_r は，それぞれ式 (25)，式 (26) のように表せる．

$$u_f = \frac{l_r}{l} - \frac{\alpha_x}{g} \cdot \frac{h}{l} \tag{25}$$

$$u_r = \frac{l_f}{l} + \frac{\alpha_x}{g} \cdot \frac{h}{l} \tag{26}$$

基本配分量 (T_b) は駆動源が発生させた駆動力の推定値に対して後輪の接地荷重比を掛けた値，すなわち

$$T_b = u_r\, T_{all} \tag{27}$$

とする．

3.2. 回転速度差制御部

回転速度差制御は，ΔN がある目標値に対し上回った時に後輪への配分量を増加させ，前輪空転を抑制する．適切な目標値を与えることで，空転抑制が不要な場面で基本配分比を乱すことを防ぐ．目標値は非空転時に想定される最大値に設定し，ΔN_{re} が目標値よりも低い時は何もしない構成とすることで，回転速度差制御の制御量を抑える．

制御の構成は，前後滑りがない状態での ΔN を算出する旋回補正 ΔN 算出部，タイヤ動荷重半径ばらつきに対するロバスト性を向上させる ΔN ばらつき補正部，実 ΔN と得られた規範 ΔN の偏差によって配分量の増加量を決定する ΔN サーボ制御部にわかれる．

3.2.1. 旋回補正 ΔN 算出部

ここでは，車両の走行状態から前後方向に滑りが生じていないと想定した場合の ω_{in}, ω_{out}, ΔN_{id} を算出する．これらは，後述の ΔN ばらつき補正部の計算に用いられる．

ところで，式 (14) 中には車体の横滑り角 β が含まれている．しかし，実際の車両に横滑り角センサを搭載して測定するのはコストパフォーマンスを考えると現実的ではない．そこで，横滑り角は車両ダイナミクスモデル[9]を用いて推定する構成とする．

3.2.2. ΔN ばらつき補正部

ここでは，タイヤ動荷重半径ばらつきによって発生する ΔN の補正係数 X_{fa} を求め，規範 ΔN を計算する．目標値は想定される最大値を考えればよいので，式 (20) を用いることができる．式 (23) の左辺の計算値に対し，ローパスフィルタを用いることで定常値を求める．

このローパスフィルタの時定数は，小さいほど短い時間で補正係数 X_{fa} が一定値に定まるが，小さすぎると時間変動値に対しても計算値が追従するため真の補正係数 X_{fa} からかい離する．

しかし，この時間変動値に対しある程度追従させることで，ロバスト性をさらに高めることができる場合がある．式 (23) の左辺はセンサ誤差や車両モデルからの推定誤差や路面の凹凸による外乱といった真値に対する計算誤差が生じる可能性がある．これらは時間変動する値であると考えられる．前輪空転による ΔN 上昇は比較的速い応答性を持つので，空転により想定される ΔN 上昇よりも十分に遅い時定数の時間変動値については計算値を追従させてもよいと考えられる．ただし，前輪が空転し続けると定常的な ΔN が発生してしまうため，補正係数 X_{fa} は想定される誤差範囲内で制限する必要がある．

得られた補正係数 X_{fa} を式 (20) に代入する．この値は前後方向に滑りが生じていない時の ΔN であるが，駆動時は前後輪にスリップ率差による ΔN (ΔN_{sl}) が発生する．そこで，許容するスリップ率差分の ΔN (ΔN_{os}) をオフセットさせる構成とする．すなわち，規範 ΔN (ΔN_t) は式 (28) とする．

$$\Delta N_t = \Delta N_{amx} + \Delta N_{os} \tag{28}$$

3.2.3. ΔN サーボ制御部

ΔN_{re} と ΔN ばらつき補正部によって得られた ΔN_t の偏差に基づいて Proportional Integral Differential (PID) 制御をおこなう．前述したように目標値に対し ΔN_{re} が低い時は基本的には制御をおこなわないが，制御が不安定にならない構成をとっている．

この ΔN サーボ制御は定常偏差について収れん性を上げるために PID 制御としたが，偏差が継続的に発生する状態では積分項により際限なく制御量が増加してしまう．これは小さい旋回半径で旋回した時に，前後輪の拘束によりブレーキ力が働く現象 (タイトコーナブレーキング現象) を引き起こす可能性がある．

そこで，ΔN サーボ制御では後輪への駆動力配分の総量が式 (29) で表されるように駆動源の発生する駆動力を超えない値で制限する．

$$T_r \le T_{all} \tag{29}$$

以下にタイトコーナブレーキングの原理を示す．
前輪の回転速度 ω_f の変化量は，式 (30) で表される．

$$I_f \frac{d\omega_f}{dt} = T_{all} - T_r - RF_f \tag{30}$$

ここで，前輪の回転速度変化のない定常状態について考えると，式 (30) の左辺は 0 となり，式 (31) のように変形できる．

$$T_r = T_{all} - RF_f \quad (31)$$

ブレーキ力は $F_f < 0$ の時発生するが，$T_r \leq T_{all}$ とすれば F_f は必ず正になる．すなわち，前後輪の拘束による定常的なブレーキを防ぐことができる．

4．空転抑制制御の効果確認

3章で述べた制御を前輪駆動ベースの電子制御式AWD車両に実装し，規範回転速度差の妥当性，規範値補正の効果，ΔNサーボ制御の空転抑制効果の観点で評価した．

4.1. 規範回転速度差の妥当性確認

Fig. 4は駆動力をかけていない（すなわち，各輪のスリップ率がほとんど0）状態で旋回した時の実回転速度差 ΔN_{re} と ΔN_{id} を比較したものである．

ΔN_{re} の過渡的な変化分を除けば ΔN_{id} の波形はほぼ一致しており，規範回転速度差の計算結果が妥当であることがわかった．

4.2. 規範回転速度差補正の効果確認

規範回転速度差補正は規範回転速度差 ΔN_t と実回転速度差 ΔN_{re} の偏差を常に監視することで，タイヤ動荷重半径ばらつき等により発生するΔNを速やかに補正する．ここでは，発生したばらつきに対する規範値補正動作を確認した．

まず，定常円の旋回中に前輪車輪回転速度の値を X 倍させた値に置換し擬似的にタイヤ動荷重半径ばらつきを発生させ，ΔN_{re} に対して ΔN_t，および補正係数 X_{fa} がどのように変動するかを確認した．Fig. 5に結果を示す．

ΔN_{re} が瞬間的に増加している位置が，前輪車輪回転速度の値を置換した時間である．ΔN_{re} が変化した瞬間は ΔN_t の方が小さいが，X_{fa} が増加することで ΔN_t が補正され，ΔN_{re} を再度上回った状態になることがわかる．3.2. 節で述べたように ΔN_{re} が ΔN_t より低い時は回転速度差制御をおこなわない．すなわち，タイヤ動荷重半径ばらつきは回転速度差制御によって決定される駆動力配分量に継続的な影響を与えない．

次に，前輪の空気圧を下げ，実際に前後輪半径差を作った状態で走行した．Fig. 6にその時の ΔN_{re}，ΔN_t，X_{fa} の変動の様子を示す．前後輪で半径差があることにより，X_{fa} が1である時間が少なく，ΔN_t の補正が常におこなわれていることがわかる．また，X_{fa} が時間とともに緩やかに変化することで，ΔN_{re} の低い周波数成分に対し ΔN_t が追従できている．

4.3. 空転抑制の効果確認

4.2. 節までは回転速度差制御が非空転時に動作しないように，規範値を補正する方法を示した．しかし，補正係数 X_{fa} は，規範値を補正することで定常偏差を小さくしており，偏差に応じて決定する駆動力配分量が不足する可能性がある．ここでは，ΔNサーボ制御の前輪空転時の抑制効果を確認した．

Fig. 7は雪道走行時の ΔN_{re}，ΔN_t，およびΔNサーボ制御によって決定する後輪駆動トルク変化分を示したものである．空転時の ΔN_{re} の速い変化に対して ΔN_t は追従しないので，ΔNサーボ制御が後輪駆動トルクを増加させている．これにより，ΔN_{re} は抑えられていることがわかった．また，ΔNサーボ制御量はほとんどが0となっており，空転抑制が不要な場面での動作を抑えられていることがわかる．

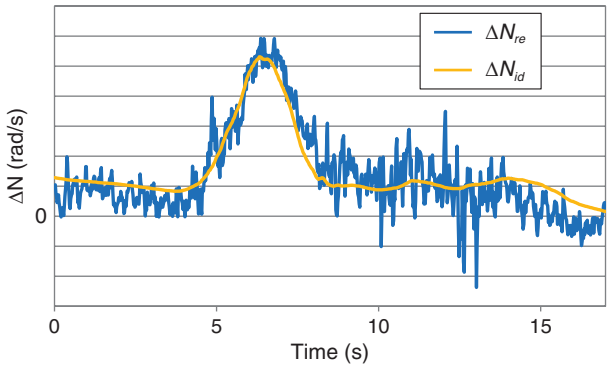


Fig. 4 Comparison of actual and calculated rotation speed difference

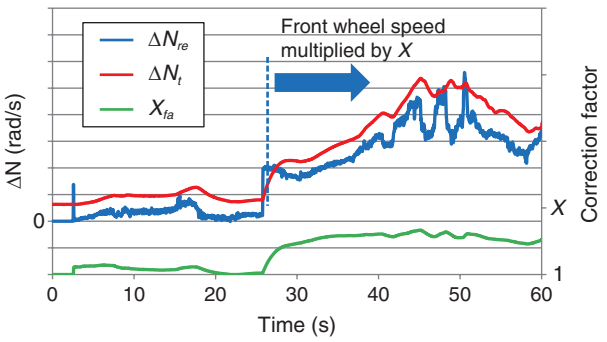


Fig. 5 Variation of correction factor for tire radius error

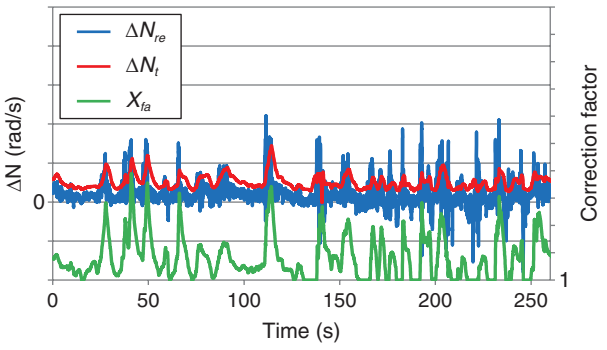


Fig. 6 Low front tire pressure driving data

次に，雪道登坂での停止状態からの発進のような前輪が滑りやすい場面を考えた．このような場合，前輪が比較的長い時間滑り続けるため，ΔN_{re} に定常成分が発生する．この定常成分について補正がおこなわれると，空転を抑制するために必要な制御量に対し不足する場合がある．

そこで，3.2.2. 項で述べたように X_{fa} は補正させたい誤差範囲内で制限値を与えている．Fig. 8 は $1 \leq X_{fa} \leq X$ で制限し，雪道登坂での停止状態から発進したときの ΔN_{re}，X_{fa}，ΔN サーボ制御量を示したものである．

発進時の大きな ΔN_{re} に対し X_{fa} が速やかに上限値 X に達していることがわかる．これにより，補正による偏差減少がなくなるため ΔN サーボ制御の PID が働き，回転速度差が収れんしている．

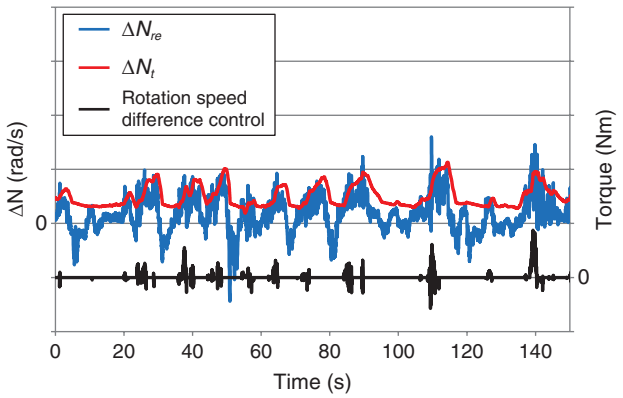


Fig. 7　Snowy road driving data

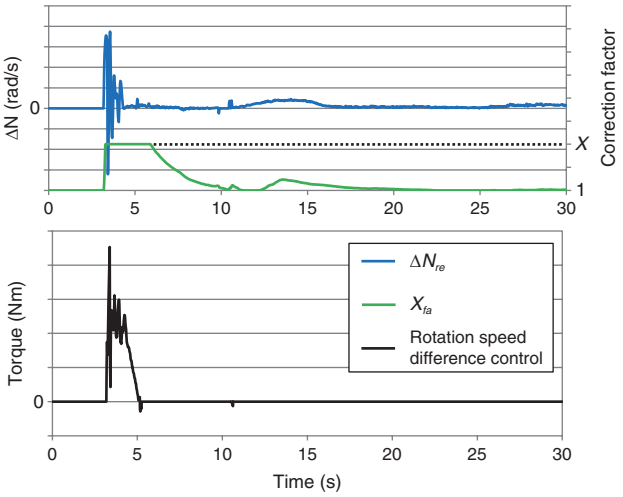


Fig. 8　Uphill snowy road driving data

5．まとめ

前輪空転に伴って後輪駆動力配分量を増加させる空転抑制制御において，旋回時に発生する前後輪回転速度差を幾何学的に求めることで目標値の補正をおこなった．また，前後輪回転速度差の実値と目標値の定常偏差によって求められる補正係数を用いることで，タイヤ動荷重半径のばらつきなどによって発生する回転速度差も補正することができた．

これにより，前後輪回転速度差が前輪非空転でも発生する車両状態において空転抑制制御が動作しないことを示した．また，補正係数の範囲を適切に与えることで，補正による空転抑制制御量の減少を抑え，前後輪回転速度差を速やかに収れんさせることができることを示した．

参考文献

（1）安部正人：自動車の運動と制御　第二版，山海堂，p.5-47, p.179-187(2003)
（2）澤瀬薫，後田祐一，三浦隆未：S-AWC（Super All Wheel Control）の核となる左右駆動力移動技術，三菱自動車テクニカルレビュー，No.18, p.18-24(2006)
（3）澤瀬薫，後田祐一：各種駆動方式における左右トルク移動システムの車両運動性能向上，三菱自動車テクニカルレビュー，No.20, p.16-22(2008)
（4）國井力也，岩崎明裕，渥美淑弘，森淳：四輪駆動力自在制御システム（SH-AWD）の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.16 No.2, p.9-16
（5）鈴木浩一，大葉充，山本貴史，宅野博：乗用車用電子制御 4WD システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.75-98, p.1-4(1998)
（6）特開平 4-103433
（7）後藤敦彦，楠川博隆，福永功，水谷論，飯田典男，福田佳之：FF ベース新型電子制御式四輪駆動システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.84-01, p.18-21(2001)
（8）森工，久米章友，藤川昌道，溝部龍利，沢研司，嶋田克利，河野裕人，麓寿男：アテンザの駆動系，マツダ技報，No.20, p.75-85(2002)
（9）足立智彦，村瀬健二，吉岡透，益啓純，津山俊明：DSC 開発支援用 HILS の構築－車両モデルの開発－，自動車技術会学術講演会前刷集，No.5-00, p.13-16(2000)

■著　者■



大八木翔一



関　孝幸

レアメタルレス高強度浸炭ギヤ材の開発

Development of Carburized High-strength Gear Steel with Less Rare Metals Added

二宮彬仁* Akihito NINOMIYA
岡田善成* Yoshinari OKADA
堀本雅之** Masayuki HORIMOTO
前田修作*** Syusaku MAEDA

要　旨

従来の高強度ギヤ材は，Ni，Mo の添加により，浸炭焼入れで生成するギヤ表層の不完全焼入れ組織を低減し，マルテンサイトとすることで高い疲労強度を確保していた．しかしながら，Ni や Mo はレアメタルのひとつであり，これらの多量添加による材料コストの上昇は無視できなくなってきた．本開発では，不完全焼入れ組織の生成メカニズムに基づき，浸炭焼入れにコールド油焼入れを適用することで冷却速度の向上を図り，さらに材料成分の最適化を図った．この結果，従来の高強度材に対し，Ni を添加せず，Mo の添加量を 1/2 以下としながらも，同等以上の疲労強度を有するギヤ材を開発し，レアメタルの使用量削減と高い疲労強度の確保を両立した．

ABSTRACT

In conventional high-strength gear steel, the addition of Ni and Mo reduces the non-martensitic structure at the process of quenching the gear surface after carburizing. This makes the gear surface martensitic and thereby guarantees high fatigue strength. However, Ni and Mo are rare metals, and it has become impossible to ignore the increase in material costs caused by the addition of large quantities of these metals. Based on the mechanism by which non-martensitic structures form the mechanism by which non-martensitic structures form, we have developed a method for producing carburized high-strength steel in which the application of cold-oil to the quenching process improves the cooling speed and the chemical composition of the steel is optimized. Using no Ni and reducing Mo to less than half, we have developed a new gear steel with a greater level of fatigue strength than conventional steel. In other words, it was made possible to reduce the amount of rare metals used while simultaneously achieving high fatigue strength.

1．まえがき

トランスミッションの動力伝達に使用されるギヤはその要求性能によって汎用材と高強度材の使い分けがされている．一般的に，高トルクの入力頻度の高い低速段ギヤや常にトルク入力があるファイナルギヤには高い疲労強度が要求され，高強度材が適用される傾向にある．さらに，近年の自動車の環境負荷低減や商品魅力向上に対するニーズの高まりから，トランスミッションの多段化と軽量コンパクト化のため，ギヤに対する負荷はより厳しくなる傾向にある．一般的にトランスミッションギヤは，鍛造と機械加工の後，浸炭焼入れによる高硬度化やショットピーニングによる残留圧縮応力の付与により疲労強度の向上が図られる．

＊　四輪 R&D センター
＊＊　新日鐵住金株式会社
＊＊＊日本グリース株式会社

Honda は 1990 年代に高強度材[(1)]を量産車に適用し，現在も多くの機種で採用している．浸炭焼入れ等の表面硬化処理を前提としたギヤに使用される肌焼鋼は，炭素鋼の主成分である C，Si，Mn に加えて Cr，Ni，Mo，V 等の合金元素が種々の目的により添加されている．汎用材である SCr420 の成分が C-Si-Mn-Cr 系であるのに対し，高強度材はさらに Ni と Mo を添加した成分系とすることで浸炭焼入れ時の最表層の硬度上昇幅をさらに高め，疲労強度を向上させている．

トランスミッションギヤの多くがその強化手法として浸炭焼入れを採用している理由は，浸炭焼入れによって金属組織で最も硬く強じんなマルテンサイト組織が得られるためである．マルテンサイト組織は鋼をオーステナイト域に

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_18

昇温し急冷することによって得られる組織で，その硬さは炭素(C)濃度で決まり，0.7%C から 0.8%C で最も高硬度が得られる[2]．理想はギヤ内部から表層にわたり全体がマルテンサイト組織となることであるが，材料成分や浸炭焼入れの条件によってはその状態は得られない．Fig. 1 にガス浸炭焼入れした(a)SCr420 および(b)従来の高強度材の表層断面ミクロ組織を示す．SCr420 の最表層に見られる黒色の組織は不完全焼入れ組織（微細パーライト組織）でありマルテンサイトではない．これは粒界酸化によって鋼材表層の焼入れ性が著しく低下しているためである．Fig. 2 にそのメカニズムを示す．粒界酸化はガス浸炭特有の事象であり，炉内残留酸素や浸炭ガスの分解によって生じる酸素が鋼材中に侵入する際に，特に表面近傍の旧オーステナイト粒界で鋼中の Si, Mn, Cr と結合し酸化物を形成する事象である．粒界酸化物近傍のオーステナイトでは Si, Mn, Cr の溶解量が局所的に減少するために焼入れ性の低下が生じ[3)-6)]，焼入れ時にマルテンサイトが得られにくくなる．鋼中の酸素拡散速度は炭素の拡散速度に比べて遅いため，粒界酸化物生成深さは浸炭深さに比べて浅い．この結果，ガス浸炭焼入れ材では高炭素でありながら最表層部の焼入れ性の局所的な低下により，最表層部のみで硬さの低い不完全焼入れ組織が生じることがある．従来の高強度材は酸化物を形成しにくい Ni, Mo をそれぞれ 0.5%, 0.8% 程度添加することによって，Si, Mn, Cr などの粒界酸化物生成による焼入れ性の低下を補い，Fig. 1(b) のように不完全焼入れ組織を低減することで疲労強度を向上させている．Fig. 3 に不完全焼入れ組織の生成深さと曲げ疲労強度の関係を示す．不完全焼入れ組織の低減が高強度化に有効であることが確認できる．しかしながら，レアメタルである Ni, Mo は供給が不安定で，価格高騰しやすい元素であるため，材料コストの上昇が課題となっていた．

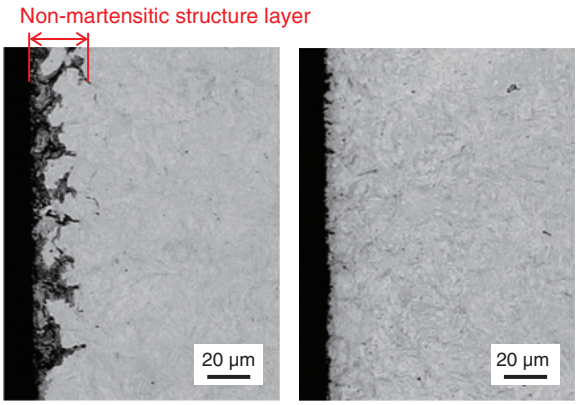


Fig. 1　Microstructure of gas-carburized steel surface

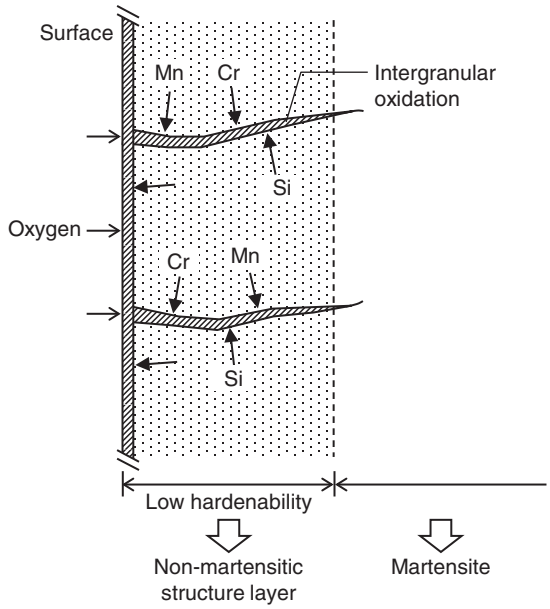


Fig. 2　Mechanism of non-martensitic structure layer generation

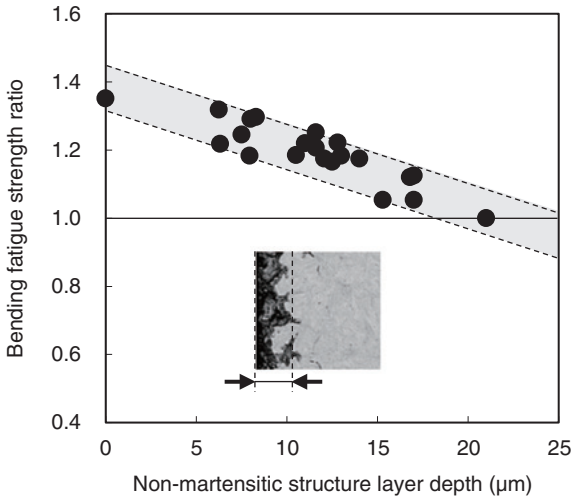


Fig. 3　Relationship between depth of non-martensitic structure layer and bending fatigue strength (SCr420 gas-carburized = 1.0)

2．開発のねらい

本開発では，高強度ギヤ材の低コスト化を目的とし，Ni と Mo の添加を抑制しつつ不完全焼入れ組織の低減（すなわち高強度化）を可能とする材料成分設計および熱処理仕様の検討をおこなった．

3．コールド油焼入れによる不完全焼入れ組織の低減

材料を高合金化（Ni や Mo を添加）することなく不完全焼入れ組織を低減する手法としては，真空浸炭や浸炭後の歯面研削がある．真空浸炭は炉内酸素が存在せず粒界酸化が起こらないため，鋼材表層の焼入れ性低下がなく一般に不完全焼入れ組織は生成しない．しかしながら，現状 Honda および関連メーカではガス浸炭が主流であり，既存

設備を前提とした場合は適用拡大しにくい課題がある．浸炭後の歯面研削については，不完全焼入れ組織が生成しても研削によって取り除くことができる．しかしながら，通常歯面研削で研削するのは歯面のみであり，歯底には不完全焼入れ組織が残るため歯元曲げ疲労強度の向上を図ることができない．また，歯面研削を前提とすると部品コストが上がってしまう．そこで本開発では，既存設備を活用することができ，ギヤ全面にわたり不完全焼入れ組織の低減効果が得られるコールド油焼入れに着目した．

一般的に，約 930℃ で浸炭されたギヤは約 850℃ に降温，保持され，油焼入れによって急冷されるが，このとき鋼材表層に不完全焼入れ組織が生成するか否かは材料の焼入れ性と焼入れ時の冷却速度で決定される．Fig. 4 に連続冷却変態（CCT）曲線の模式図を示す．冷却曲線がパーライト変態開始（Ps）線を通過すると微細パーライト組織が生成する．第 1 章で述べた SCr420 ガス浸炭材の表層の状態が Fig. 4 に相当する．一方で，冷却曲線が Ps 線を通過しない場合には不完全焼入れ組織は生成しない．すなわち，不完全焼入れ組織の生成を抑制するには，冷却曲線が Ps 線を通過しないように，Ps 線を長時間側へシフトさせるか，冷却曲線を短時間側へシフトさせるか，あるいはその両者を組み合わせるという考え方ができる．従来の高強度材は Ps 線を長時間側へシフトさせる効果がある Mn，Cr，Ni，Mo 等の元素のうち，酸素との親和力が低く，粒界酸化物を形成しにくい Ni，Mo を添加する手法を採用している．

本開発では，Ni，Mo の添加を抑制すべく，冷却曲線を短時間側へシフトさせる，すなわち冷却速度を向上させる手法としてコールド油焼入れを採用した．一般にコールド油は建機などに使用される大型ギヤ等のヒートマスの大きい部品の内部硬度を確保するために使用されるが，本開発では油種メーカの協力のもと鋼材最表面の冷却特性に優れるコールド油の選定をおこなった．Fig. 5 に検討油種の一部であるコールド油 (A)，(B)，(C) の冷却曲線[7]を示す．併せて，量産で使用しているホット油（代表 1 種）の冷却特性を示す．Fig. 6 にはコールド油 (A)，(B)，(C) で浸炭焼入れされたギヤ歯底最表面のバルクハウゼンノイズ[8]（BN）測定値を示す．BN 値は金属材料の組織や硬度と相関を持ち，BN 値が小さいほど高硬度であることを示す．したがって，最も安定して歯底最表面で高硬度が得られるコールド油 (C) を選定した．

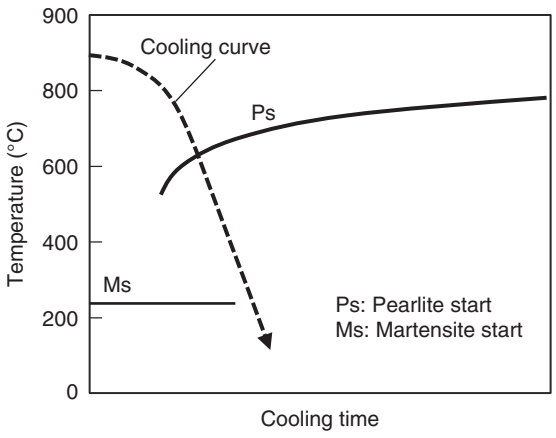


Fig. 4　Schematic diagram of CCT curve

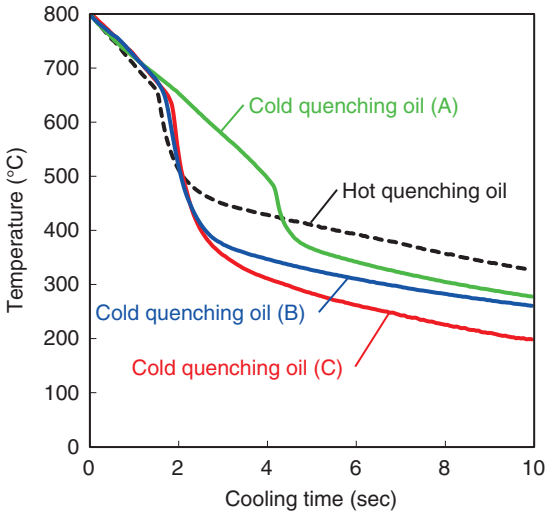


Fig. 5　Cooling characteristics of quenching oil (JIS-K-2242 method, silver probe test)

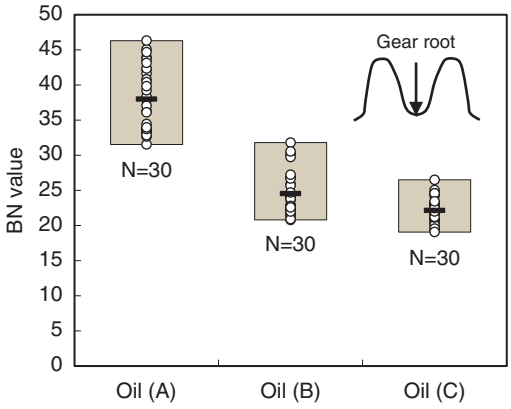


Fig. 6　Barkhausen noise (BN) value of gear root quenched by cold oil (A), (B), (C)

4．材料成分設計

第 3 章で選定したコールド油を用いたガス浸炭焼入れを前提とし，不完全焼入れ組織を低減するのに効果的な成分バランスの検討をおこなった．まず Sente Software 社製の計算ソフト（JMatPro）を用い，SCr420 の浸炭層表面のパーライト変態開始線を算出した．なお，ここでは浸炭層表面を模擬するために SCr420 の炭素量を 0.75％として計算した．Fig. 7 中の Ps_1 および Ps_2 がその計算結果であり，Ps_1 は粒界酸化が無い場合，Ps_2 は粒界酸化に伴う Si，Mn，Cr 溶解量の減少を考慮した場合のパーライト変態開始線である．図中には，850℃ から選定したコールド油に焼入

れした際のギヤ表面温度を実測した際の温度履歴を冷却曲線として併記している．Ps_1 に比べて，Ps_2 は短時間側にシフトしており，冷却曲線と交差している．これは，選定したコールド油を適用したとしても，SCr420 のような酸素との親和力の小さい Ni や Mo を添加していない成分系では，粒界酸化物の生成により局所的に焼入れ性が不足し，不完全焼入れ組織が生成する可能性があることを示している．

そこで，本開発では Ni よりも少量の添加で高い焼入れ性が得られる Mo に着目し，その最適添加量を検討した．Fig. 7 の Ps_3 は Ps_2 と同様に，浸炭時の表面を模擬し炭素濃度を 0.75% とし，粒界酸化を考慮した場合の検討鋼（0.3%Mo 添加）での計算結果であるが，冷却曲線とは交差しておらず，従来の高強度材に対し，Ni を添加せず，Mo 添加量を 1/2 以下としても不完全焼入れ組織の生成を抑制できることが予想された．

さらに，粒界酸化深さの低減について検討した．Fig. 8 に粒界酸化深さに対する Si，Mn，Cr の影響を示す．粒界酸化深さを浅くするためには，Si 添加量を低減するだけでなく，Cr/Mn 比を大きくすることが効果的であることがわかった．従来の高強度材の粒界酸化深さは 5 μm 程度であり，これと同程度の粒界酸化深さを達成するため，Si 添加量低減に加えて Cr/Mn ≥1.3 を満足する成分系とした．

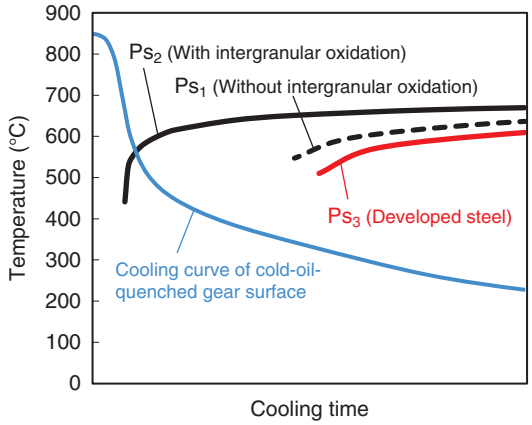


Fig. 7　CCT curve of SCr420 (0% Ni, 0% Mo) and developed steel (0% Ni, 0.3% Mo)

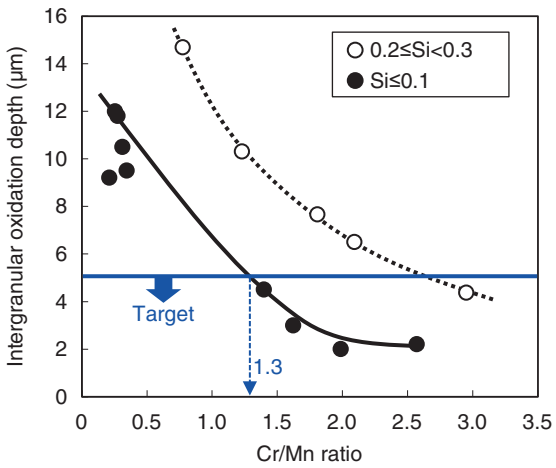


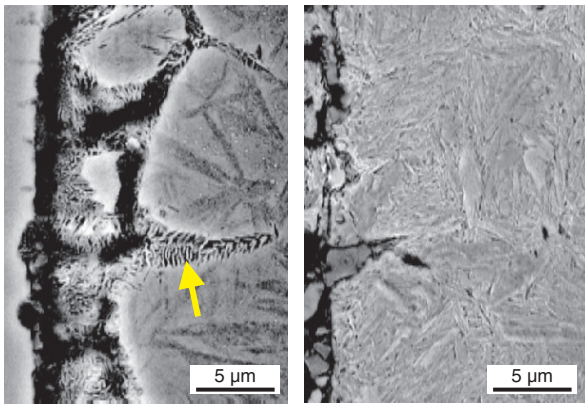
Fig. 8　Relationship between Cr/Mn ratio and intergranular oxidation depth

Table 1　Chemical composition

(mass%)

	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo
Developed Steel	0.20	0.08	0.65	-	1.05	0.35
Conventional high-strength steel	0.20	0.05	0.40	0.50	0.60	0.80

これらの検討内容をもとに，開発材の成分系を決定した．開発材の代表的な成分系を Table 1 に示す．Fig. 9 にガス浸炭後にコールド油焼入れされた SCr420 および開発材の表層断面ミクロ組織を示す．SCr420 では粒界酸化物近傍に不完全焼入れ組織が認められるが，開発材ではこれが抑制されることが確認できた．



(a) SCr420 (0% Ni, 0% Mo)　(b) Developed steel (0% Ni, 0.3% Mo)

Fig. 9　Scanning electron micrograph of steel surface that was gas-carburized and cold-oil quenched (Arrow mark indicates non-martensitic structure)

5．開発材の特性

5.1. 熱処理品質

Fig. 10 にガス浸炭焼入れ焼戻しをおこなった開発材のミクロ組織と硬度分布の例を示す．Fig. 1(b) で示した従来の高強度材と同様に不完全焼入れが低減された組織が得られ，高い表層硬度（720 HV 以上）を確保できた．

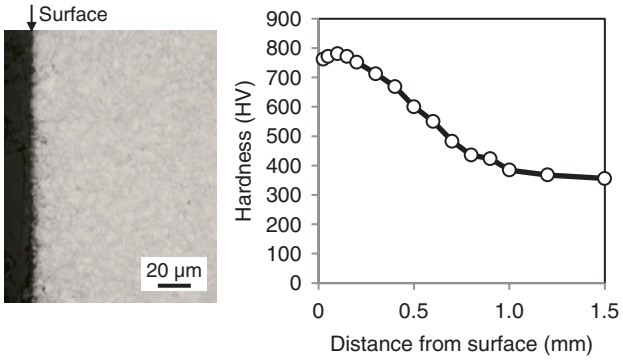


Fig. 10　Microstructure and hardness distribution of gas-carburized developed steel

5.2. ギヤ疲労強度

開発材と従来の高強度材のギヤ疲労強度を比較するため，ギヤ単体疲労試験機を用い，歯元曲げ強度およびピッティング強度を評価した．なお，評価に用いたギヤは各鋼種同等歯形で製作し，浸炭後の歯面研削はおこなっていない．Fig. 11 にギヤ単体疲労試験結果を示す．歯元曲げは試験トルク 320 Nm，ピッティングは試験トルク 200 Nm での結果である．(a), (b) は浸炭後ピーニング無し，(c), (d) は浸炭後ピーニング仕様の結果であり，いずれの仕様においても開発材は従来の高強度材同等以上の疲労強度を達成した．Fig. 12 に開発材の強度位置づけを示す．

5.3. 歯形精度

開発材と従来の高強度材の熱処理ひずみ特性を比較するため，代表的な高強度材適用部品であるファイナルギヤを用い，熱処理寸法変化量を評価した．開発材のファイナルギヤは，浸炭焼入れ条件を除き量産と同じ工程で製作した．評価結果の一つとして，Fig. 13 に歯筋修正量を示す．開発材の寸法変化量および変化量のばらつきはともに従来の高強度材に対し同等以下であることを確認できた．

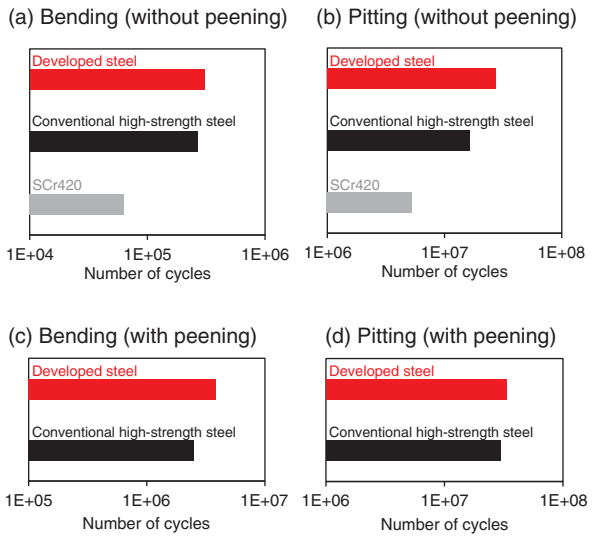


Fig. 11 Gear bending and pitting fatigue strength

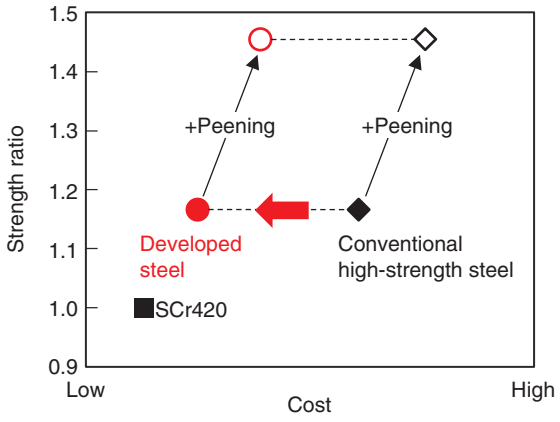


Fig. 12 Position of developed steel

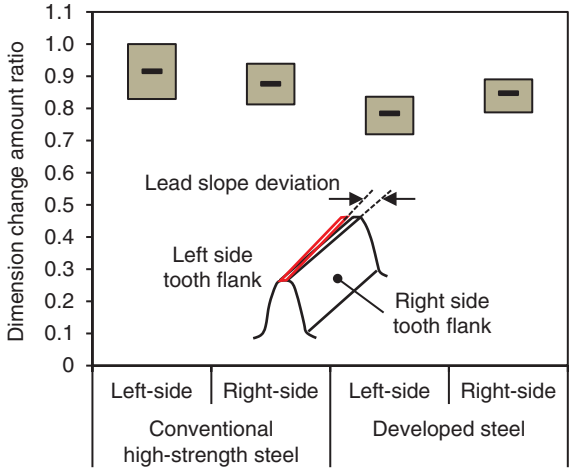


Fig. 13 Dimension (Lead slope deviation) change amount (Maximum change amount = 1.0)

6．まとめ

浸炭コールド油焼入れ専用鋼として最適な材料成分設計をおこなうことにより，従来の高強度材に対しレアメタルである Ni，Mo 添加量を削減しながら同等以上の強度を確保できる高強度ギヤ材を開発した．これにより，従来の高強度材の代替によるコストダウンを可能とした．本開発では，以下のことが明らかになった．

（1）焼入れ時の冷却速度向上と材料成分設計を適切に組み合わせることで，材料コスト上昇を抑制しながら不完全焼入れ組織を低減することが可能である．

（2）コールド油焼入れをおこなうことで，ホット油焼入れで従来の高強度材が必要としていた Ni 添加を不要とし，Mo 添加量を 1/2 以下に抑制することが可能である．

（3）ガス浸炭焼入れにおいて不完全焼入れ組織生成の一要因である粒界酸化物の生成深さを浅くするには Si 添加量を低減するだけでなく，Cr/Mn 比を高くすることが効果的である．

参考文献

（1）水野孝樹，松原敏彦，天野政樹，中田雅之，鈴木雅啓，服部弘基：高強度トランスミッションギヤ材の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol. 5, p. 60-70

（2）Krauss, G.: Steels: Heat treatment and processing principles, ASM International, p. 147(1990)

（3）内藤武志：浸炭鋼の粒界酸化，浸炭焼入れの実際，第２版，日刊工業新聞社，p. 197-200(1999)

（4）村井暢宏，相原賢治，神原進，津村輝隆，西田和彦：浸炭異常層低減鋼の開発，住友金属，Vol. 45, No. 4, p. 11-21(1993)

（5）村井暢宏, 津村輝隆, 長谷部光弘:ガス浸炭処理での平衡炭素量に及ぼす合金元素と酸素ポテンシャルの影響, 鉄と鋼, Vol. 81, No. 3, p. 203-208(1995)
（6）蟹沢秀雄, 越智達朗, 子安善郎:高強度歯車用鋼の開発 , 新日鐵技報, No. 354, p. 43-47(1994)
（7）日本工業規格 JIS K2242:2012, 熱処理油剤
（8）古屋泰文:バルクハウゼンノイズ法による非破壊材料評価, 溶接学会誌, Vol. 64, No. 2, p. 120-125(1995)

■著　者■


二宮彬仁


岡田善成


堀本雅之


前田修作

二輪車用エアバッグのための２センサ衝突判定手法の開発

Development of Two-sensor Crash Detection Method for Motorcycle Airbag System

小林祐樹* Yuki KOBAYASHI
眞壁巧* Takumi MAKABE

要旨

二輪車用エアバッグシステムにおいて，従来システムより少ない２個の加速度センサで衝突判定をおこなう手法を開発した．従来システムでは４個の加速度センサが配置され，複数の出力信号を用いてセーフィング判定をおこなっている．開発した手法ではセンサ出力波形の特徴に着目することによりセーフィング判定を成立させ，２個のセンサのみでシステムを構成した．これにより加速度センサ配置に必要なスペースを縮小させ，配置自由度を向上することができた．

ABSTRACT

An airbag system for a motorcycle was developed by establishing a crash detection method using two accelerometers, which reduced the number of sensors compared to the previous system. In the previous system, the Safing Judgment method was employed based on signals from four accelerometers. In the newly developed system, the judgment method was established with only two sensors by utilizing the difference in characteristics of the waveforms of sensor outputs. Installation freedom for the sensors was enhanced due to the space for installation gained by the removal of two sensors.

1．はじめに

二輪車用エアバッグの研究は1970年代に始められた．エアバッグ展開のトリガとなる衝突検出手法は，エアバッグそのものと同様に重要な技術要素である．従来研究においては，前面衝突時に最初に衝撃が加わる前輪系に着目した衝突判定手法が提案されている[(1)-(3)]．Kuroeらは，左右のフロントフォークに加速度センサを設置したシステムを提案し，大型スクータタイプ二輪車と大型ツーリングモデル二輪車での研究をおこなっている[(4),(5)]．このシステムでは，衝突時の転舵挙動により発生する加速度影響を除去するために左右のセンサ出力を平均化して衝突判定に用いている．この手法を基に，Hondaでは左右それぞれのフロントフォークに２個ずつ，合計４個設置した加速度センサの信号による衝突判定手法を開発した[(6)]．このシステムは2006年に発売したHonda Gold Wingに採用され，世界初のエアバッグシステムとしてリリースされた．Fig. 1にGold Wingに適用されたエアバッグシステムの構成を示す．

このシステムでは，衝突時の転舵挙動の影響低減やフェールセーフのため，４個の加速度センサを利用しているが，フロントフォーク上で加速度センサが設置できるスペースは，二輪車の構造に依存するため，このシステムが適用できるモデルは限られる．多くの場合，サスペンション形式（倒立，トレーリングリンク等），サスペンション長，搭載部品（ブレーキキャリパ等）などにより十分なスペースが確保できない．本研究は，この制約を緩和することを目

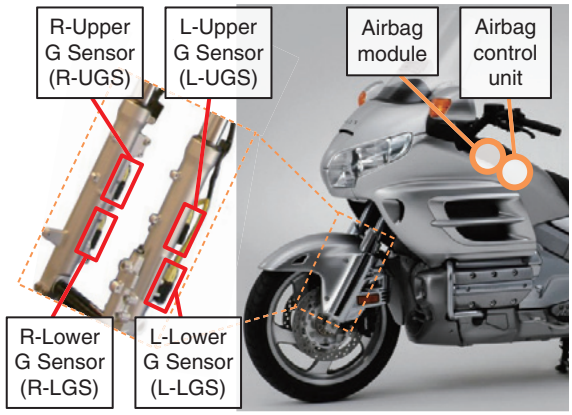


Fig. 1　Configuration of first airbag system for Gold Wing

＊二輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_19

的とし，左右フロントフォークにそれぞれ１個ずつ，合計２個配置した加速度センサの信号のみによって衝突判定をおこなう手法を確立した．

2．従来の衝突判定システム

Table 1 に，Fig. 1 に示す二輪車の主要緒元を示す．本章ではこの二輪車で取得したデータを使用する．

2.1. 衝突判定手法

Fig. 2 に従来のシステムにおける衝突判定手法のブロック図を示す．

R-LGS(Right-Lower G Sensor)，L-LGS(Left-Lower G Sensor)と R-UGS(Right-Upper G Sensor)，L-UGS(Left-Upper G Sensor)の４個の加速度センサにより衝突判定をおこなう．メイン判定(Main Judgment)は，エアバッグを展開させるかどうかを判別する処理である．セーフィング判定(Safing Judgment)は，メイン判定に使用される加速度センサの故障等によりエアバッグが誤作動することを防ぐためのフェールセーフ処理である．

2.2. 左右平均化プロセス

従来手法では，左右平均化プロセスにより，衝突初期に発生する転舵挙動が衝突判定におよぼす影響を低減している．転舵挙動の影響低減の例として，ISO13232[7]に基づいた二つの衝突条件においてフロントフォークで計測される加速度波形を Fig. 3(a), (b) に示す．この２条件では相手車の速度のみが異なり，(a) は静止している相手車への衝突，(b) は走行している相手車への衝突である．それ以外の条件(二輪車の衝突速度，衝突位置，衝突角度等)は同じである．

Fig. 3(a) の静止している相手車への衝突条件では R-LGS の加速度波形が L-LGS と同等であるのに対し，Fig. 3(b) の走行する相手車への衝突条件では L-LGS の加速度が R-LGS よりも小さいことが分かる．これは，二輪車に対し横方向に走行する相手車の動きにより，前輪系が右に転舵させられることによるものである．しかしながら，R-LGS と L-LGS の加速度の平均値は双方の衝突条件においてほぼ同じ波形を示している．このように，平均化プロセスによって転舵挙動の影響を低減できる．

Table 1　Specifications of test motorcycle

Length	(mm)	2,630
Width	(mm)	945
Height	(mm)	1,525
Wheelbase	(mm)	1,690
Curb mass	(kg)	425
Engine displacement	(cm^3)	1,832

2.3. セーフィング判定

R-LGS と L-LGS の平均値に基づくメイン判定は，故障等により R-LGS, L-LGS のいずれかが高い加速度を出力すると，誤って衝突と判定をおこなう可能性がある．セーフィング判定は通常走行時のエアバッグ誤作動を防止する目的で設けられている．従来のエアバッグシステムでは左右フロントフォークにメイン判定用とは別にもう１組の加速度センサ(R-UGS, L-UGS)を設置し，その平均値を用いてセーフィング判定をおこなっている．衝突判定はメイン判定結果とセーフィング判定結果の論理積により得られるため，加速度センサ１個の故障等によりいずれかの判定

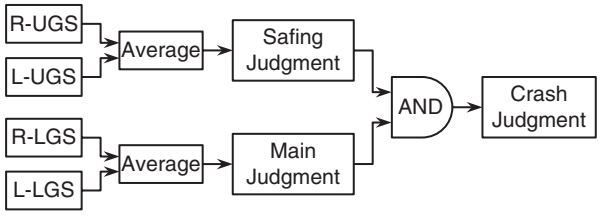
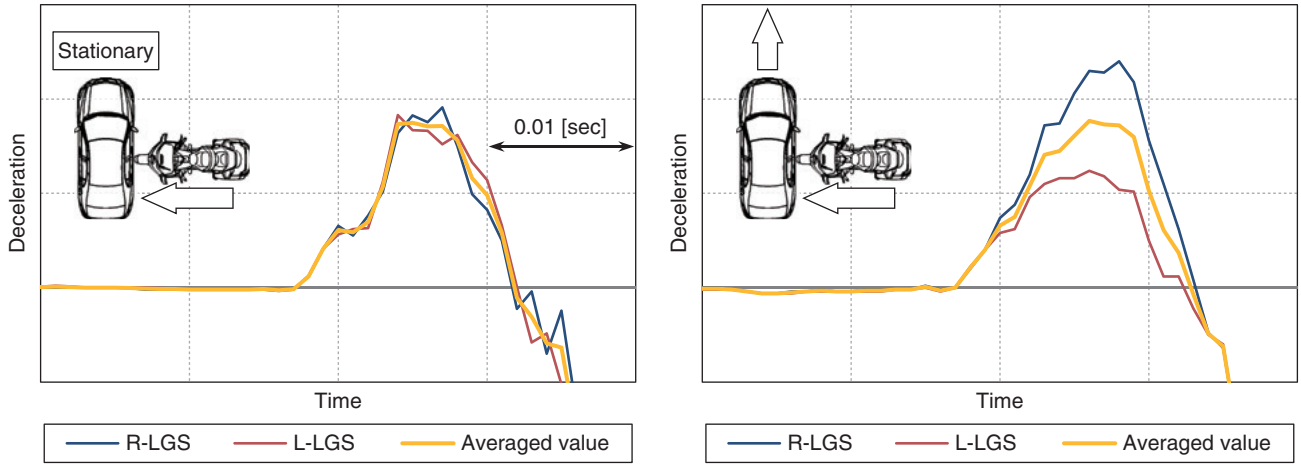


Fig. 2　Block diagram of previous crash detection method



(a) Crash on stationary vehicle　　(b) Crash on moving vehicle

Fig. 3　Comparison of LGS deceleration

処理が誤って衝突と判定しても，他方の判定処理によりエアバッグインフレータへの誤った作動信号を防止できる．以上に述べてきたセーフィング判定の要求機能をまとめると以下の２点となる．

（1）フェールセーフ機能

通常走行においてメイン判定結果が誤ってONとなった場合には，エアバッグが誤作動に至らないようにOFFであること

（2）正常展開阻害の防止

エアバッグが展開すべき状況においてはONとなり，メイン判定結果によるエアバッグ展開を阻害しないこと

これらの要求機能を満たすためには，セーフィング判定に通常走行と衝突を判別する能力が求められる．

3．センサ衝突判定システム

本章でも前章と同じ二輪車で計測したデータを使用する．

3.1. 衝突判定手法

２センサ衝突判定手法のブロック図をFig. 4に示す．従来の衝突判定手法に対しUGSを２個廃止した．衝突判定は，R-LGSとL-LGSの出力の平均値で計算されるメイン判定結果と，それぞれのセンサの出力で計算されるセーフィング判定結果との論理積により得られる．この場合，例えばR-LGSに出力異常が発生すると，メイン判定結果とR-LGSの出力に基づいて計算される一方のセーフィング判定結果はONとなる可能性がある．しかしながら，L-LGSの出力で計算されるもう一方のセーフィング判定結果がOFFであるため誤作動が回避できる．

２センサ衝突判定手法のメイン判定処理には構成，手法ともに従来の手法と同様の手法が採られている．したがって，衝突判定性能は従来手法と同等である．しかしながら，セーフィング判定処理に用いる信号には平均化処理がおこなわれずR-LGSとL-LGSの個別の信号を用いておこなわれるため，前述の転舵挙動の影響が避けられない．この課題を解決するために，新たな衝突判定手法を開発する必要があった．

3.2. 左右個別検出加速度でのセーフィング判定

２センサ衝突判定手法におけるセーフィング判定の要求機能は従来手法と同じ基準で設定されている．したがって，通常走行と転舵挙動の影響を受ける衝突の判別が求められる．通常走行には悪路走行が含まれる．悪路走行時の検出波形をFig. 5に示す．この悪路には，アスファルト路面上の陥没部分（ポットホール）があり，加速度ピーク（G_0）はこのポットホールを通過した際に検出されている．

これに対し，転舵挙動を伴う衝突の例として，左に転舵した状態で停止中の二輪車に相手車が衝突する場合を考える．このときの検出波形をFig. 6に示す．なお，Fig. 5とFig. 6の縦軸スケールは同一である．

この波形では，R-LGSとL-LGSで計測された加速度には差異が生じる．衝突により二輪車の前輪系がさらに左に転舵され，L-LGSの検出加速度ピークはR-LGSの検出加速度ピーク（G_1）の約2.2倍となる．G_1はFig. 5に示す加速度ピーク（G_0）と同等レベルである．したがって加速度波形のピーク比較のみでの判別は困難であることがわかる．

3.3. 検出加速度の周波数特性

Fig. 5に示した悪路走行波形のうち，ピーク値近傍の波形をFig. 7に示す．悪路走行時の検出波形は減衰振動を示すことがわかる．

計測した波形のスペクトログラムをFig. 8(a), (b)に示す．縦軸は周波数，横軸は計測時間を示し，スペクトル密

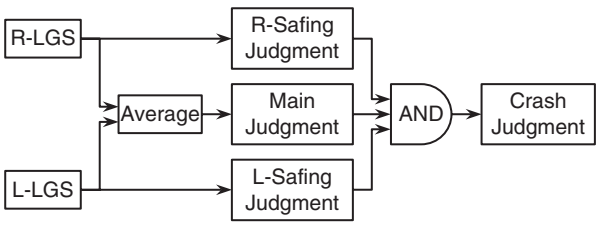


Fig. 4　Block diagram of two-sensor crash detection method

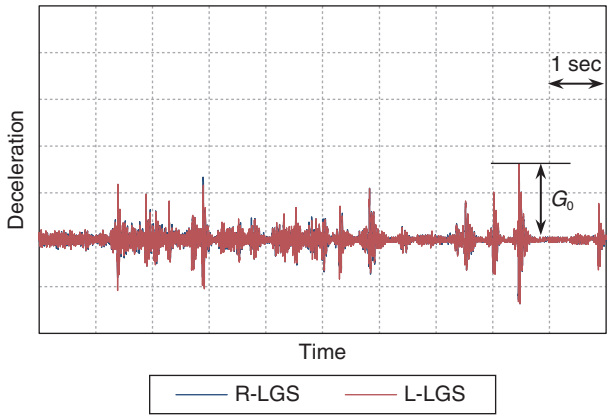


Fig. 5　Deceleration time history in rough road running

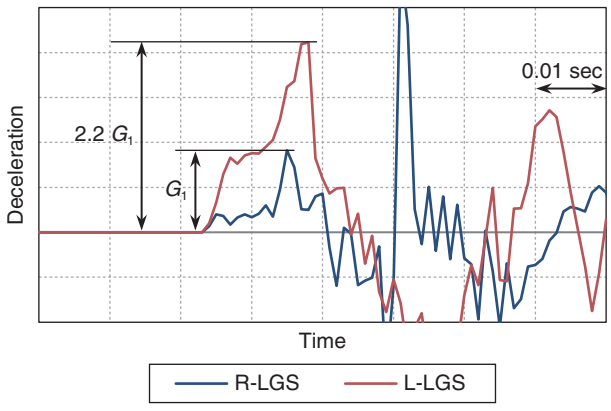


Fig. 6　Deceleration time history in steered collision

度を色で表す.

悪路走行では，前輪系が路面の凹凸に応じたランダムな加振入力を受けるが，スペクトログラムは約 0.02 kHz の一定の低周波領域に高いスペクトル密度を示している．この周波数は前輪系の前後方向の固有振動周波数とほぼ合致する．加速度センサの感度指向性の設定方向がフロントフォークのストローク方向と直交しているため，路面凹凸を吸収するフロントフォークストロークに起因する加速度はほとんど検出されない．一方で，片持ち梁構造の前輪系は，路面凹凸によりストローク方向と直交する前後方向に加振される．この悪路走行時の振動周期は路面凹凸に依らず前輪系特性により決定される．同様の周波数分析を，転舵挙動を伴う衝突時の計測波形についてもおこなった．Fig. 9(a), (b) に示す.

転舵挙動を伴う衝突時のフロントフォークは弾性域を超えて変形するため，検出波形はその固有振動によらない．その結果，スペクトル密度の高い領域は 1.0 kHz 以下に広く分散している.

3.4. 変位加速度線図特性

3.3. 節に述べた検出波形解析から得られた特徴を用いた衝突判別手法の構築を試みた．そのため，近似波形を用いて論理的な検討をおこなった．セーフィング判定結果は，悪路走行中，常に OFF でなければならないことから，Fig. 7 の減衰振動全体を近似対象にする必要がある．一方で衝突時には初期に発生する加速度のみで ON 判定をおこなうため，この初期の波形のみを近似することとした.

悪路走行中の検出波形は減衰振動を示すことから式（1）で近似した.

$$m\ddot{x} = -kx - c\dot{x} \qquad (1)$$

ここで,

m : Mass
k : Spring constant
c : Damping coefficient

とした.

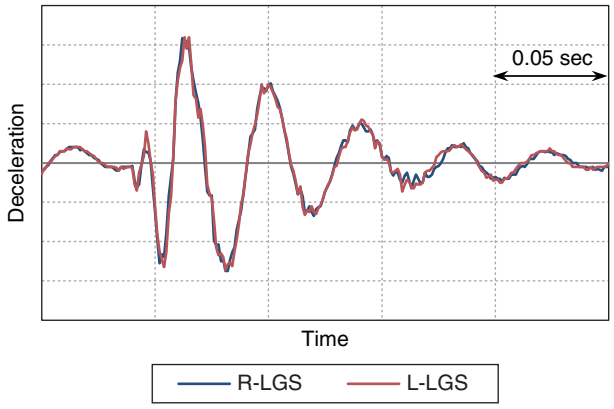
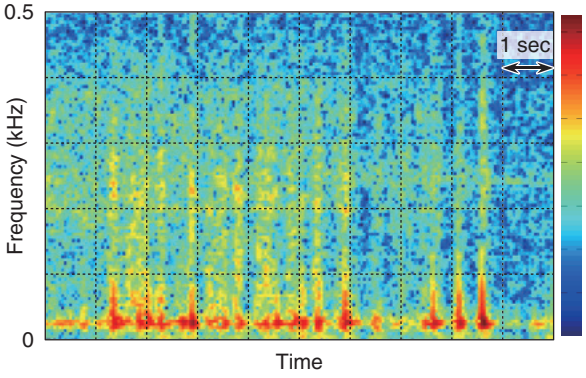
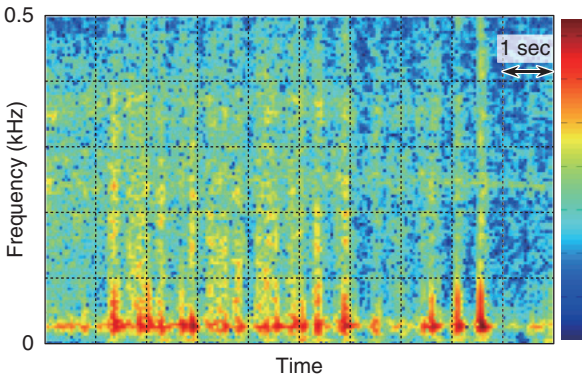


Fig. 7　Oscillation waveform of front suspensions

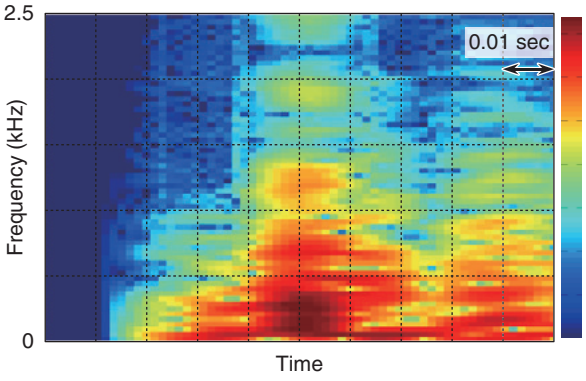


(a) R-LGS

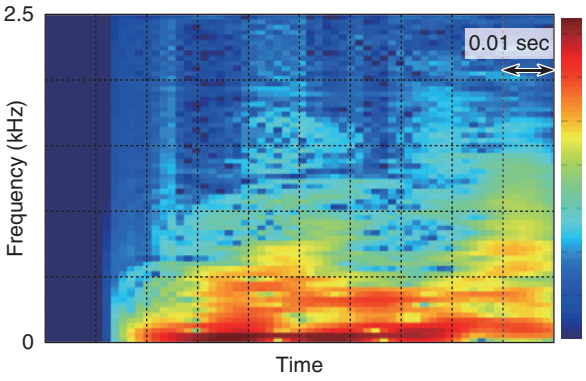


(b) L-LGS

Fig. 8　Spectrogram of waveform of deceleration measured during rough road running



(a) R-LGS



(b) L-LGS

Fig. 9　Spectrogram of waveform of deceleration measured in steered collision

初期位置 $x(0)$ を 0，初速 $\dot{x}(0)$ を v_0 とすると，実数解は，

$$x(t) = \frac{v_0}{\sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0} e^{-\zeta\omega_0 t} \sin\left(\sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0 t\right) \quad (2)$$

$$\dot{x}(t) = \frac{v_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_0 t} \cos\left(\sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0 t + \phi\right) \quad (3)$$

$$\ddot{x}(t) = -\frac{v_0\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_0 t} \sin\left(\sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0 t + 2\phi\right) \quad (4)$$

ここで，

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right)$$

である．

実走行試験計測結果から各パラメータを決定し Fig. 10 に示す近似波形を得た．減衰係数 ζ は 0.08 であった．$\zeta \ll 1$ から $\phi \simeq 0$ とすると式（2）と式（4）より式（5）が得られる．

$$\ddot{x}(t) \simeq -\omega_0^2 x(t) \quad (5)$$

すなわち，加速度は変位に対しほぼ逆位相の振動となる．

一方で，転舵挙動を伴う衝突の検出波形は式（6）のハーフサイン波で近似した．

$$\ddot{x}(t) = \begin{cases} 0 & (t<0) \\ a_0 \sin\omega t & (0 \le t \le \pi/\omega) \end{cases} \quad (6)$$

変位は式（7）で表される．

$$x(t) = \begin{cases} 0 & (t<0) \\ a_0 (\omega t - \sin\omega t)/\omega^2 & (0 \le t \le \pi/\omega) \end{cases} \quad (7)$$

定数 a_0，ω を式（4）の減衰振動と同等としたときの Fig. 6 の R-LGS に対する近似波形を Fig. 11 に示す．これらの近似波形についての変位加速度線図を Fig. 12 に示す．横軸が変位，縦軸が加速度を表している．変位と加速度が逆位相となる減衰振動は第 2，第 4 象限に分布する．一方でハーフサイン波は変位が単調増加となるため第 1 象限に分布する．

この特性を利用し，変位加速度平面の第 1 象限内に適切な閾値ラインを設定することで悪路走行と転舵挙動を伴う衝突の判別が可能となる．

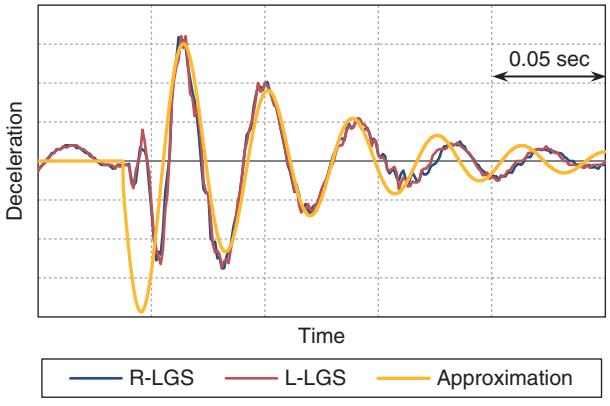


Fig. 10 Approximation of oscillation of front suspensions

3.5. 衝突判定への適用

2 センサ衝突判定に適用したセーフィング判定のブロック図を Fig. 13 に示す．変位（ΔS）は短時間積分により計算

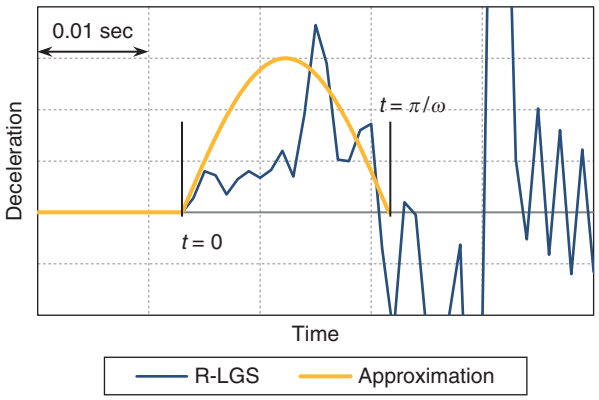


Fig. 11 Approximation of deceleration of steered collision

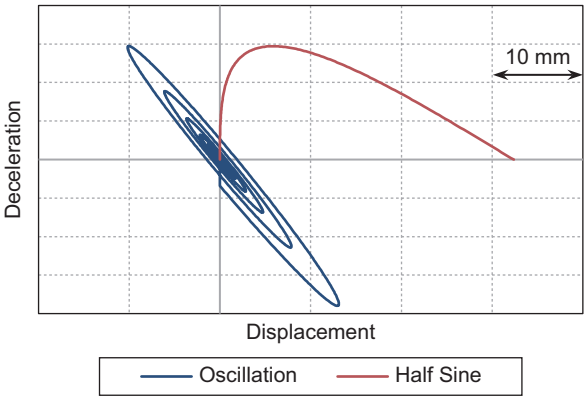


Fig. 12 Displacement-Deceleration curves of approximations

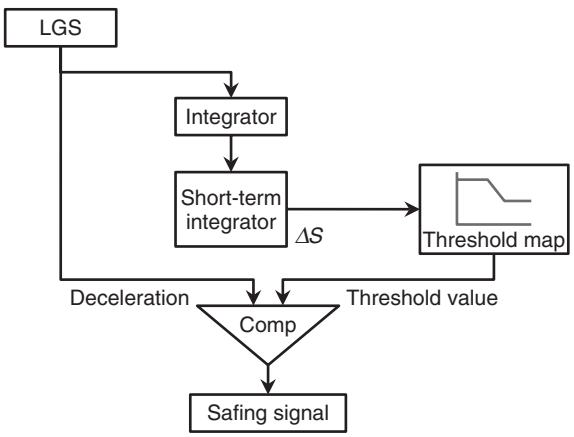


Fig. 13 Block diagram of Safing Judgment for two-sensor crash detection system

することとした．式（4）の減衰振動の変位（ΔS）は，$\zeta \ll 1$ より $\phi \simeq 0$ とすると，積分区間（T_0）を用いて以下のように表される．

$$\Delta S(t) = \int_{t-T_0}^{t} \dot{x}(t)\,dt$$
$$= \frac{v_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_0 t} \sin\left\{\sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0 t - \alpha(T_0)\right\} \quad (8)$$

ここで，

ΔS : Displacement

T_0 : Interval of short-term integration

$$\sin\{\alpha(T_0)\} = -\left|\cos\left(\frac{\omega}{2}T_0\right)\right|$$

$$\cos\{\alpha(T_0)\} = \left|\sin\left(\frac{\omega}{2}T_0\right)\right|$$

とした．短時間積分（Short-term integrator）に用いる積分区間（T_0）は，変位（ΔS）が式（4）で表される加速度波形の逆位相になるように，前輪系の固有振動数から決定する．

$$T_0 = \frac{\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}\,\omega_0} \quad (9)$$

悪路走行と転舵挙動を伴う衝突の計測データの変位加速度線図および判定閾値ラインを Fig. 14 に示す．変位加速度平面において，第１象限（変位，加速度が共に正）上のプロットは前輪系が中立位置よりも後退領域にあり，かつ減速する状態にあることを表している．この領域では前輪系の変形が塑性域に達するような衝撃が印加されていると判断できるため，ON 判定領域と設定し，Fig. 14 に示す閾値ラインを設定した．悪路走行時と転舵挙動を伴う衝突時ではピーク加速度が同等レベルに達するが，変位加速度平面上ではこの二つの事象が判別できる．

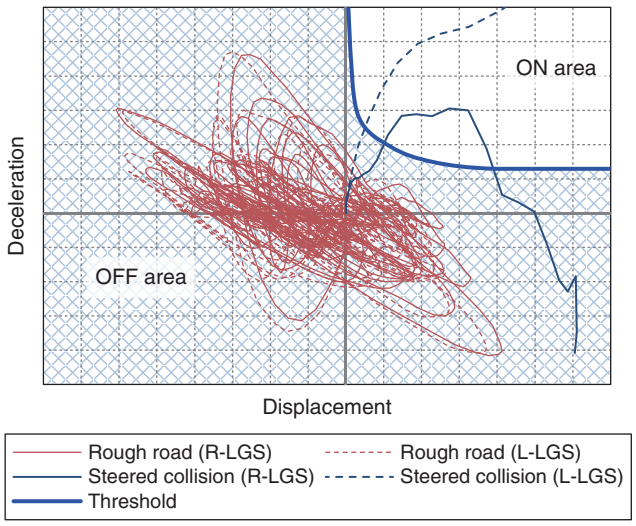


Fig. 14　Displacement-Deceleration curves and threshold of two-sensor Safing Judgment

Table 2　Evaluation result of two-sensor Safing Judgment

Configurations	Result			
	Main Judgment		Safing Judgment	
	Previous method	Two-sensor	Previous method	Two-sensor R	Two-sensor L
Rough road	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
413-0.0/13.9*	ON	ON	ON	ON	ON
413-6.9/13.9*	ON	ON	ON	ON	ON
Steered collision	ON	ON	ON	ON	ON

*Impact configuration codes defined in ISO 13232

Table 3　Specifications of large scooter

Length	(mm)	2,185
Width	(mm)	750
Height	(mm)	1,180
Wheelbase	(mm)	1,545
Curb mass	(kg)	204
Engine displacement	(cm^3)	248

4．検証

３章で述べた大型ツーリングモデル二輪車での加速度計測結果を用い，従来手法と２センサ衝突判定手法それぞれの判定結果を比較した（Table 2）．いずれの条件でも従来手法同等の結果が得られた．さらに，大型スクータに対してもこの手法の検証を実施した．この供試車両の主要緒元を Table 3 に示す．

大型ツーリングモデルとは異なり，大型スクータではトップブリッジが無く，小径のホイールを採用している．しかしながら悪路走行テストで得られる波形は同様の減衰振動を示している（Fig. 15）．

前輪系構成の差異から減衰振動のパラメータは異なるものの，大型ツーリングモデル同様の変位加速度線図が大型スクータについても得られた（Fig. 16）．

これらの結果により，本手法は大型スクータタイプ二輪車にも適用可能であることが示された．

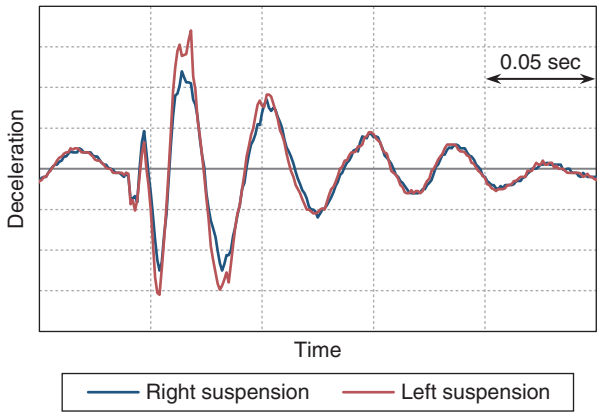


Fig. 15　Oscillation waveform of front suspension of large scooter during rough road running

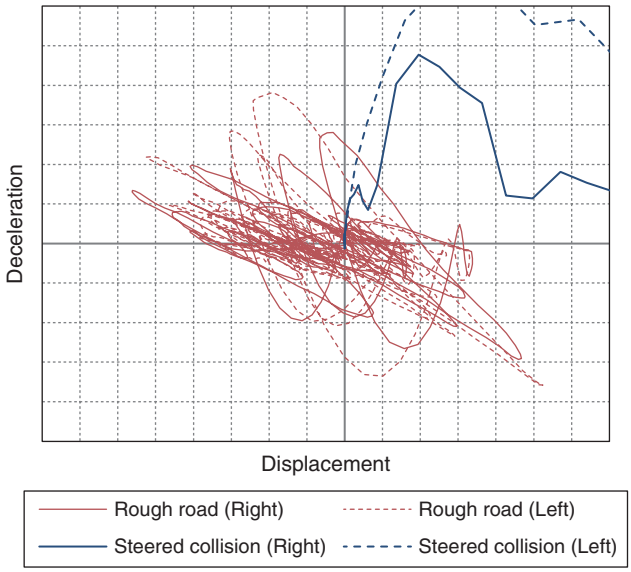


Fig. 16 Displacement-Deceleration curves measured in large scooter

5. まとめ

振動挙動解析により，悪路走行時および衝突時の二輪車前輪系運動の特徴分析をおこない，悪路走行時には減衰振動波形が検出されることを利用した２センサ衝突判定手法を開発した．大型ツーリングモデルで計測したデータを用いて，従来の衝突判定手法との比較をおこない，同等の判別性能が得られることを確認した．大型スクータで計測したデータに基づいて，この衝突判定手法が異なる前輪系構成を持つ二輪車にも適用可能であることを示した．

参考文献

（1）Sporner, A., Langwieder, K., Polauke, J.: Development of a Safety Concept for Motorcycles - Results From Accident Analysis and Crash Tests, 11th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, p.835-842(1987)
（2）Chinn, B. P., Okello, J. A., McDonough, P. J., Grose, G.: Development and Testing of a Purpose Built Motorcycle Airbag Restraint System, 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, p.1167-1188(1996)
（3）Iijima, S., Hosono, S., Ota, A., Yamamoto, T.: Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle, 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, p.2260-2278(1998)
（4）Kuroe, T., Iijima, S., Namiki, H.: Exploratory Study of an Airbag for a Large Scooter-Type Motorcycle, 5th International Motorcycle Conference 2004(2004)
（5）Kuroe, T., Namiki, H., Iijima, S.: Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle: Further Research Second Report, 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Paper Number 05-0316(2005)
（6）飯島聡：二輪車用エアバッグシステムの開発，Motor Ring, Vol. 25(2007)
（7）ISO13232 2005(E): Motorcycles - Test and analysis procedures for research evaluation of rider crash protective devices fitted to motorcycles -

■著　者■


小林祐樹


眞壁　巧

官能評価手法に基づいたシート用ポリウレタンフォーム設計手法による高性能ポリウレタンフォームの開発

Development of High-performance PUF and Organoleptic Evaluation of Polyurethane Foam for Car Seat

石 井 直 人* Naoto ISHII
松 本 伴 紀* Tomoki MATSUMOTO
青 励* Tsutomu AO

要 旨

座り心地，乗り心地，乗員の運転しやすさの向上と軽量化をねらいとした，車両用シートクッションのための，ポリウレタンフォームを開発した．静的な性能である座り心地については，硬さ感，ぐらつき感，底付き感，ばね感について官能評価をおこない，各評価指標とポリウレタンフォーム特性値の関係を明確にした．また，動的な性能である乗り心地については，人体の振動特性に注目し，ポリウレタンフォーム特性を調整することにより性能が向上できることを明らかにした．これらの結果からポリウレタンフォームの設計手法を確立することができた．この開発手法を用いて，座り心地，乗り心地に優れ，振動やぐらつき感が少なく，かつ軽量なシートを実現することができた．

ABSTRACT

A polyurethane foam for a vehicle seat cushion was developed in order to improve seat comfort and drivability , as well as to reduce ride vibration and weight. An organoleptic evaluation of seat comfort, which is a static property, was performed by examining hardness, wobbling, bouncing sensations and the bottoming feel, and the correlations between each evaluation marker and the polyurethane foam property values were clarified. For ride comfort, which is a dynamic property, emphasis was placed on the vibrational properties of the human body, and a clear determination was made that adjusting polyurethane properties improves performance. A method for designing the polyurethane foam was established using there results. Using this development method, it was possible to achieve a lightweight seat with superior seat comfort and ride comfort that produced little sensation of vibration or wobbling.

1．まえがき

車両用シートのクッションには，乗員を優しく支え快適な座り心地を確保すること，不快な振動を遮断すること，ぐらつかず運転しやすいこと，などが求められている．また昨今の環境問題への意識の高まりから，燃費性能向上のために，軽量化の要求も大きくなっている．

今日，車両用シートのクッション材には，ポリウレタンフォーム（PUF）が多く使われている．PUF のモールド成形製造技術は 1960 年頃に確立され，Honda においては，1974 年発売の初代 CIVIC のリヤクッションに日本初で適用した．現在はコールドキュア（HR）PUF が，高反発であるために薄肉化できることと，製造エネルギーが少ないことから主流となっている．

シートのクッションを軽量化するには，PUF の密度を低くすることが一般的であり，一部の軽自動車などのシートに使われているが，静的な性能である座り心地などを満たすことが課題である．一方，動的な性能である車の乗り心地向上の要求に対しては，高密度な PUF を用いて性能を満足させることで対応している．よって，低密度で高性能な PUF が求められている．

そこで，まず静的な座り心地において人間の官能評価と PUF の特性の関係を明らかにし，動的な特性のコントロール手法を含め，PUF が持つべき特性の開発方向性を定めた．次に PUF の特性の実現においては，ポリウレタン配合処方，F-S 特性など各種 PUF 特性値や，PUF のセル構造によってコントロールする開発手法を明確にした．

この開発手法により，軽量で高性能なシートクッション用 PUF を開発することができた．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_20

2．静的性能の官能評価

静的性能である座り心地に関し，硬さ感，ぐらつき感，底付き感，ばね感の官能評価指標と PUF 特性値の関係を明らかにするため，各種ウレタン処方で広範囲な特性値のテストピース（TP）を作成し静的官能評価試験をおこなった．基本的な考え方を Fig. 1 に示す．

ここで Indentation Load Deflection（ILD）硬度は，ϕ200 の円盤で TP の厚さの 25%，65% まで押し込んだ時の，それぞれの荷重値である．つまり，25% ILD は初期のタッチを示し，65%ILD は安定して着座している時の硬さを示す．例えば Fig. 1 に示すように，25% と 65% の ILD 硬度がともに低い場合は過度に軟らかい特性を示し，ともに高い場合は過度に硬い特性となる．また，25% ILD 硬度が低く 65% ILD 硬度が高い場合は，初期タッチは柔らかいがストロークに対し荷重が急激に立ち上がることでぐらつきにくい特性となり，逆に 25% ILD 硬度が高く 65% ILD 硬度が低い場合は，初期タッチが硬いがストロークに対し荷重が立ち上がりにくく，ぐらつきやすくなる．

このように座り心地に関して，25% ILD 硬度と 65% ILD 硬度のバランスにおいて最適な特性領域があると考え，官能評価試験をおこなった．

2.1. 試験サンプル

試験用サンプルは，三井化学株式会社で作成したものを使用した．TP の寸法は，400 × 400 × 100 mm とした．製法はハンド発泡とし，アルミ製発泡型を用いて 25%ILD 硬度を 180 N から 300 N にコントロールするために，ポリプロピレングリコール（PPG）の平均分子量（Mw）を 4000 から 7000 の範囲で 4 種類の処方でイソシアネートインデックスと密度を可変した（Fig. 2）．

2.2. 官能評価試験方法

パネラは男女 20 名で体重は 45 kg から 95 kg である．実験参加者は公募と自由意志による参加とし，書面による十分な説明の後，Fig. 3，Table 1 に示す試験方法で官能評価を実施した．また本試験は，弊社生命倫理委員会の承認を受けて実施した．

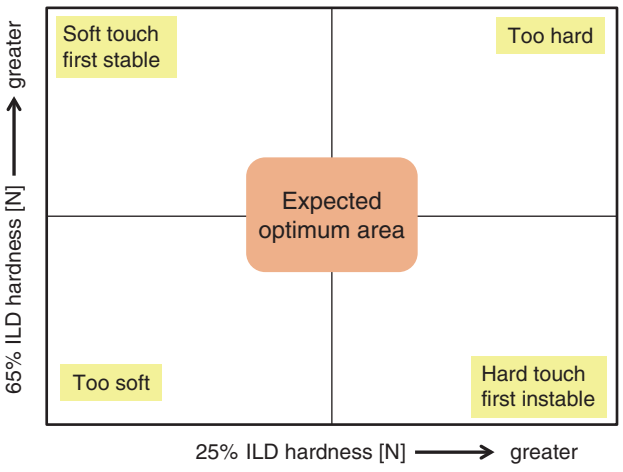


Fig. 1　Material characteristics of polyurethane

2.3. 官能評価試験結果

2.3.1. 硬さ感と ILD 硬度

一般的に 25%ILD 硬度が自動車用シートクッションパッドに PUF の硬さの指標として用いられている．今回，各種配合処方で PUF の特性を可変した PUF による官能評価による硬さ感と ILD 硬度の相関性を確認した．その結果，Fig. 4 のとおり 65%ILD 硬度の方が，より相関係数が高かった．

2.3.2. ぐらつき感とサグファクタ

ぐらつき感と，25%ILD 硬度と 65%ILD 硬度比であるサグファクタの関係を，TP で検証した結果を Fig. 5 に示

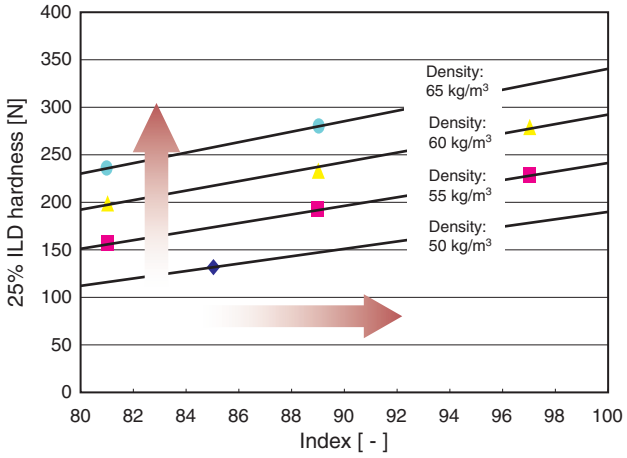


Fig. 2　Hardness controlled under different density and indexes

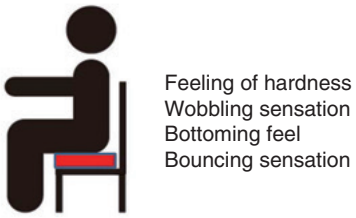


Fig. 3　Organoleptic evaluation method

Table 1　Procedures of organoleptic evaluation method

Feeling	Test method
Feeling of hardness	Sit still on a seat and make a sensory evaluation on a 6-point scale.*1
Wobbling sensation	Based on urethane test piece equivalent to the reference one, swing upper body back and forth and around to make a sensory evaluation on a 6-point scale.
Bottoming feel	Stand up from urethane test piece and sit down to make a sensory evaluation on a 5-point scale.*1
Bouncing sensation	

*1 (To correct feeling change with the passage of time, compare seating comfort with reference samples and other test piece.)

す．ぐらつき感とサグファクタには，きわめて高い相関性があることが確認できた．この結果は，25％ILD 硬度や65%ILD 硬度とぐらつき感を示す Fig. 6 よりも高い相関性があることを示している．

2.3.3. 底付き感とサグファクタ

底付き感とサグファクタの関係を Fig. 7 に示す．サグファクタが 2.6 から 3.0 の領域に底付きを感じにくい領域があることがわかった．サグファクタが 3.0 を超える領域では，ウ

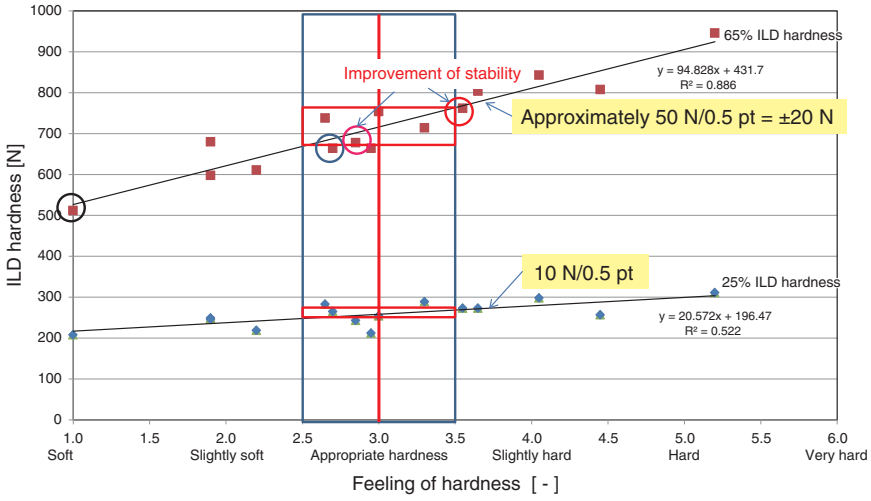


Fig. 4　Feeling of hardness and ILD hardness

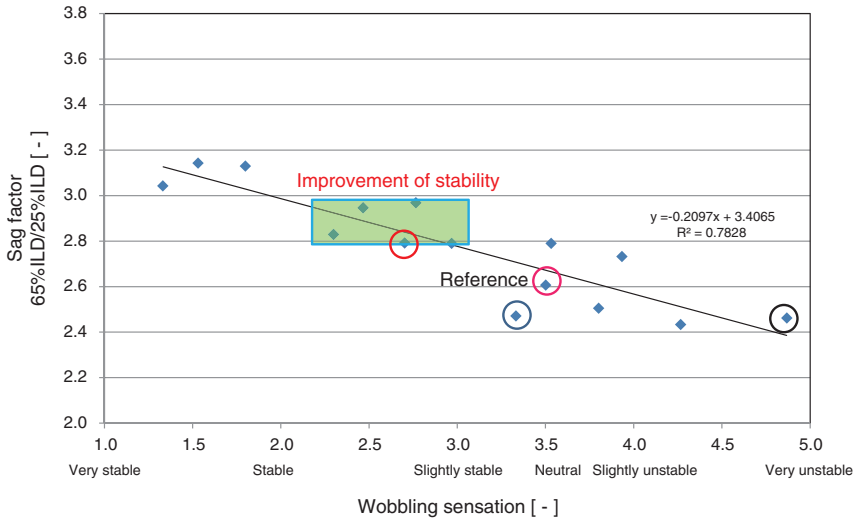


Fig. 5　Relationship between wobbling sensation and sag factor

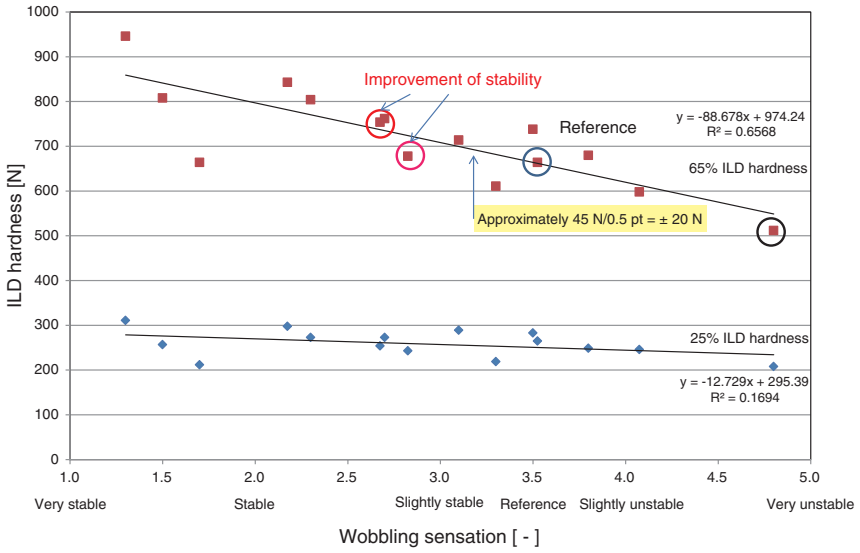


Fig. 6　Wobbling sensation and ILD hardness

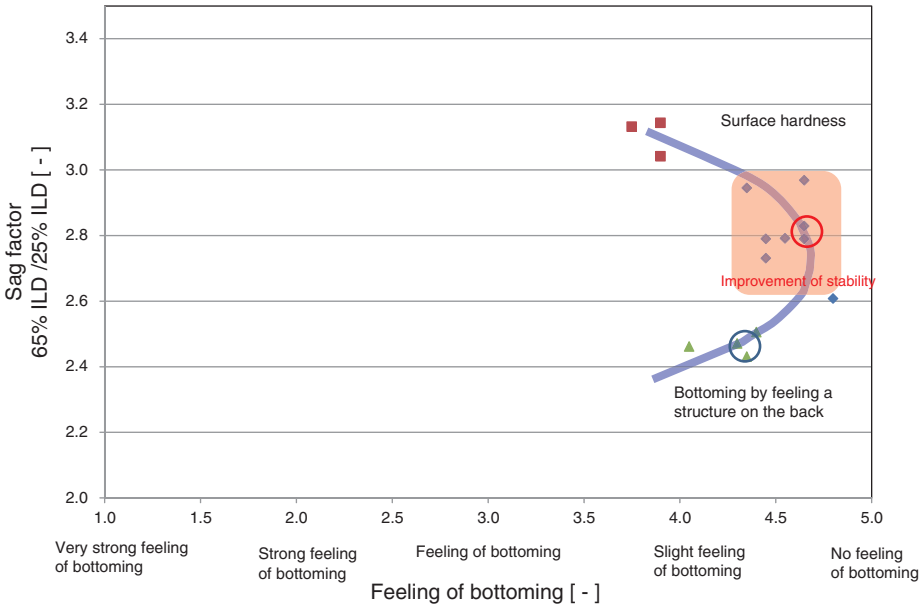


Fig. 7 Relationship between bottoming feel and sag factor

レタンがたわみ過程での荷重立ち上がりを底付きと感じる．サグファクタが 2.6 以下の領域では，たわみに対する荷重が立ち上がらず，荷重に対するストローク量が多くなり最後に急激に荷重が立ち上がるため，底付きと感じる．

2.3.4. ばね感とヒスロス率

ばね感とヒステリシスロス（ヒスロス）率との相関性を確認した（Fig. 8）．F-S 特性の圧縮から除荷した際の赤の面積がヒスロス部分である．ヒスロス率が低いほどばね感を強く感じる傾向が見られた．ばね感は樹脂のヒスロスだけでなく，PUF のセルの通気抵抗により熱エネルギー変換され振動吸収することが知られている．同一条件で作成した TP を発泡直後につぶすクラッシング条件を可変し，強くクラッシングすることで，より通気性が良くなりばね感が高くなる．

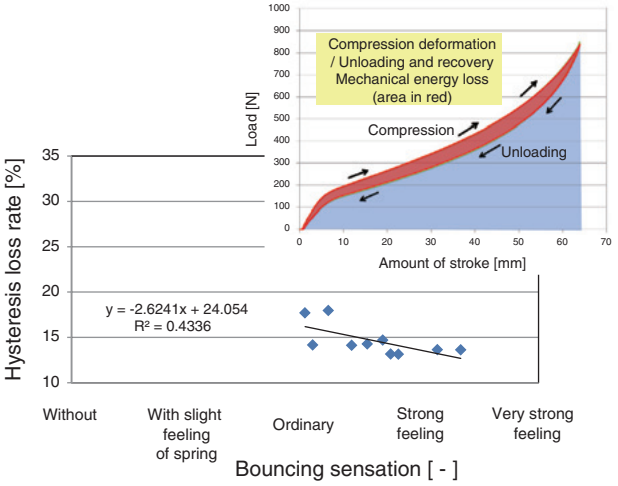


Fig. 8 Relationship between bouncing sensation and hysteresis loss rate

2.3.5. 硬さ感とぐらつき感から得られた快適硬度領域

官能評価の主要指標として 25％ILD 硬度と 65％ILD 硬度と静的着座での快不快について確認した．聞き取りの結果，快不快の判断は硬さ感とぐらつき感であった．Fig. 9 に示すように，硬さ感とぐらつき感の観点から見ても，25％ILD 硬度ではやや快適からやや不快な領域が同一硬度

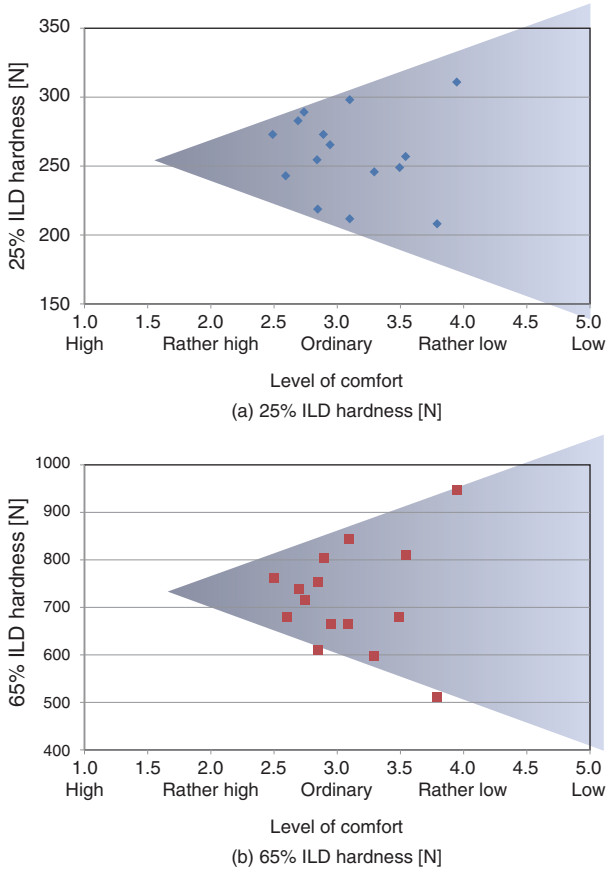


Fig. 9 Hardness of polyurethane test piece and level of comfort

Table 2　Feelings and urethane foam characteristics

	Urethane compression Physical property					Ventilation volume
	25% ILD hardness	65% ILD hardness	Sag factor	Hysteresis loss rate	Impact resilience rate BR%	Ventilation volume
	25% compression Reaction force	65% compression Reaction force	Value obtained by dividing 65% ILD hardness by 25% ILD hardness	Rate of mechanical energy loss during 1 cycle of compression deformation and recovery	Height of an iron ball bouncing back when it is dropped	<Vibration absorption> Approximate energy loss due to ventilation resistance of urethane cell
Feeling of hardness	○	◎				
Wobbling sensation		◎	◎			
Bottoming feel	(○)	(○)	◎			
Bouncing sensation				◎	◎	◎
Comfort level	○	◎	◎			

○ : Good　　◎ : So good

に多く混在するのに対し，65％ILD 硬度では硬度と快不快の切り分けが容易に可能となる結果が得られた．このことからも，従来からの 25％ILD 硬度指標に加え 65％ILD 硬度が指標として有効なことがわかった．

2.4. 静的性能と PUF 特性のまとめ

静的な座り心地と PUF 特性の関係を Table 2 にまとめる．より再現性を高めるべく要求特性項目と最適な管理幅を明示しシート開発の効率化と量産品質安定を図る必要がある．

3．動的性能評価

3.1. 動的性能と人体共振周波数

実車走行における車体からの入力加速度の計測結果を Fig. 10 に示す．1 Hz から 2 Hz，4 Hz から 8 Hz，10 Hz から 20 Hz にピークがある．車体からの入力はシートフレームからウレタンパッドを通じ人体各部に振動が伝わる．人体の感じ方は，2 Hz から 4 Hz は乗員の上下動によるヒョコヒョコ感，4 Hz から 8 Hz は腹部への圧迫感，8 Hz 以上は大腿部へのゴツゴツ，ブルブル，ビリビリ感として伝達される．

車体から伝わる振動を遮断し，人体の感じやすい不快な 4 Hz 以上の振動領域の振動を低減するとともに共振を低減することが車酔いや疲労を少なくする意味でも重要である．

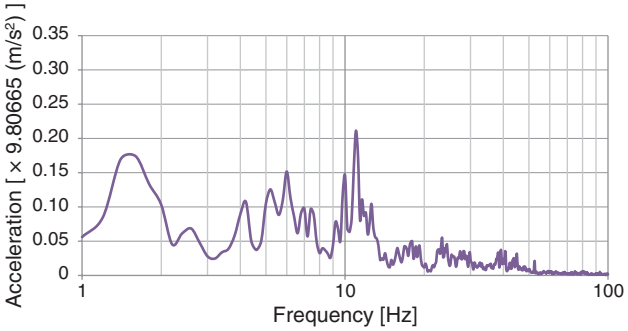


Fig. 10　Input acceleration from body (Attachment point of front seat)

3.2. 動的性能と PUF 特性

ウレタンパッド上に人が座った時，車体からの入力を受けた状態を簡易モデルで示す (Fig. 11)．共振周波数 f_0 Hz は，ばね定数により変わり，人が着座した状態でのばね定

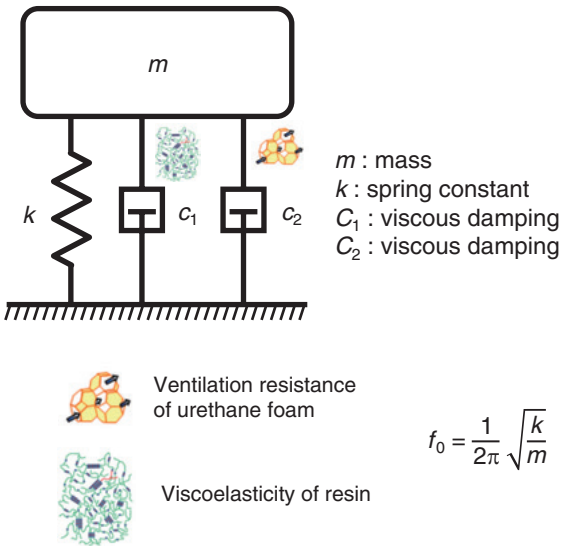


Fig. 11　Viscosity mass damper with spring model of PUF

数を下げることで共振周波数を Fig. 12 のように低周波にシフトさせることが可能である.

動的性能である乗り心地の観点では, PUF の共振周波数を低周波数域にシフトすることと共振倍率をより低くし全域で振動伝達を低減することが望まれる.

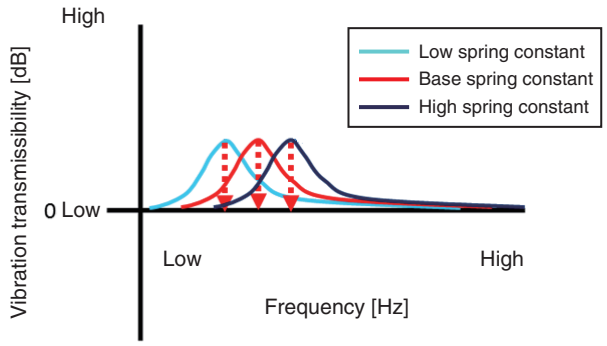


Fig. 12 Movement by spring rate of resonance frequency

4. 設計手法

車両用シートで重要な役割である, 体の安定に影響の大きいぐらつき感に影響するサグファクタと振動遮断についてウレタン樹脂設計と PUF のセル構造の関係をまとめた.

4.1. ILD コントロール

硬さ感との相関が高い ILD については, イソシアネートインデックスと密度で 25%ILD を調整することが一般的であるが, この手法では 25%ILD と 65%ILD の両方を望む値にコントロールすることは困難である. Fig. 1 で示す最適な特性域の硬度に設計する上で PPG の分子量およびポリマーポリオール (POP) の量が重要である.

4.2. サグファクタと PPG 分子量

ぐらつき感に影響が大きいサグファクタは Fig. 13 のようにポリオールの分子量の影響が大きいことが確認できた. ポリウレタン樹脂の模式図を Fig. 14 に示す. 低分子量 PPG に比べ高分子量 PPG を用いたポリウレタン樹脂は PPG とアミノ基が相分離しやすく, イソシアネートと鎖延長剤で形成されるハードセグメントが大きくなるため, 初期弾性が高い. また主に PPG で構成されるソフトセグメントは, 高分子鎖が長く伸びやすい特性があり, PUF の特性として見ると高ストロークでも荷重が立ち上がりにくい F-S 特性になる.

4.3. 動的性能とぐらつき感の両立

ウレタンの樹脂設計の観点で見ると Fig. 13 のようにポリオールの成分である PPG の分子量による影響が大きく, 高分子量 PPG を用いることで共振周波数を低周波にシフトさせることが可能なことがわかった. しかしながら単純に高分子量 PPG を用いてばね定数 k 値を低くすると Fig. 15 のように共振周波数が低周波にシフトするものの, 共振倍率が高くなる. Fig. 13 に示すように, PPG の高分子量化によりサグファクタが低下しぐらつき感を感じやすくなるため, ぐらつき感とのバランスをとることが重要である. 単純に高分子量 PPG 化した場合, 連泡化により通気量が高くなり, 共振倍率が高くなる. これについては, シリ

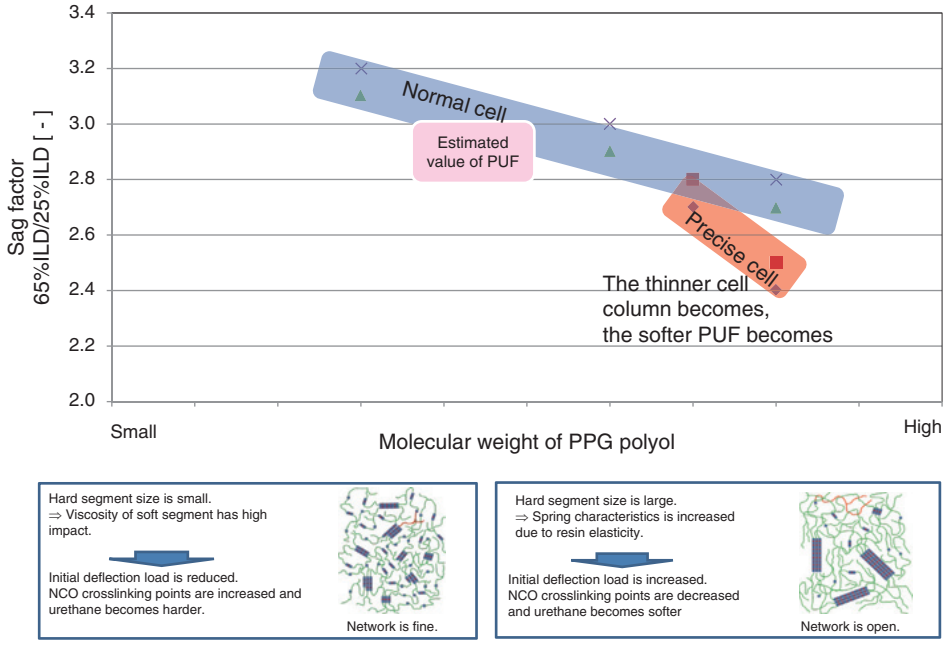


Fig. 13 Sag factor and molecular structure

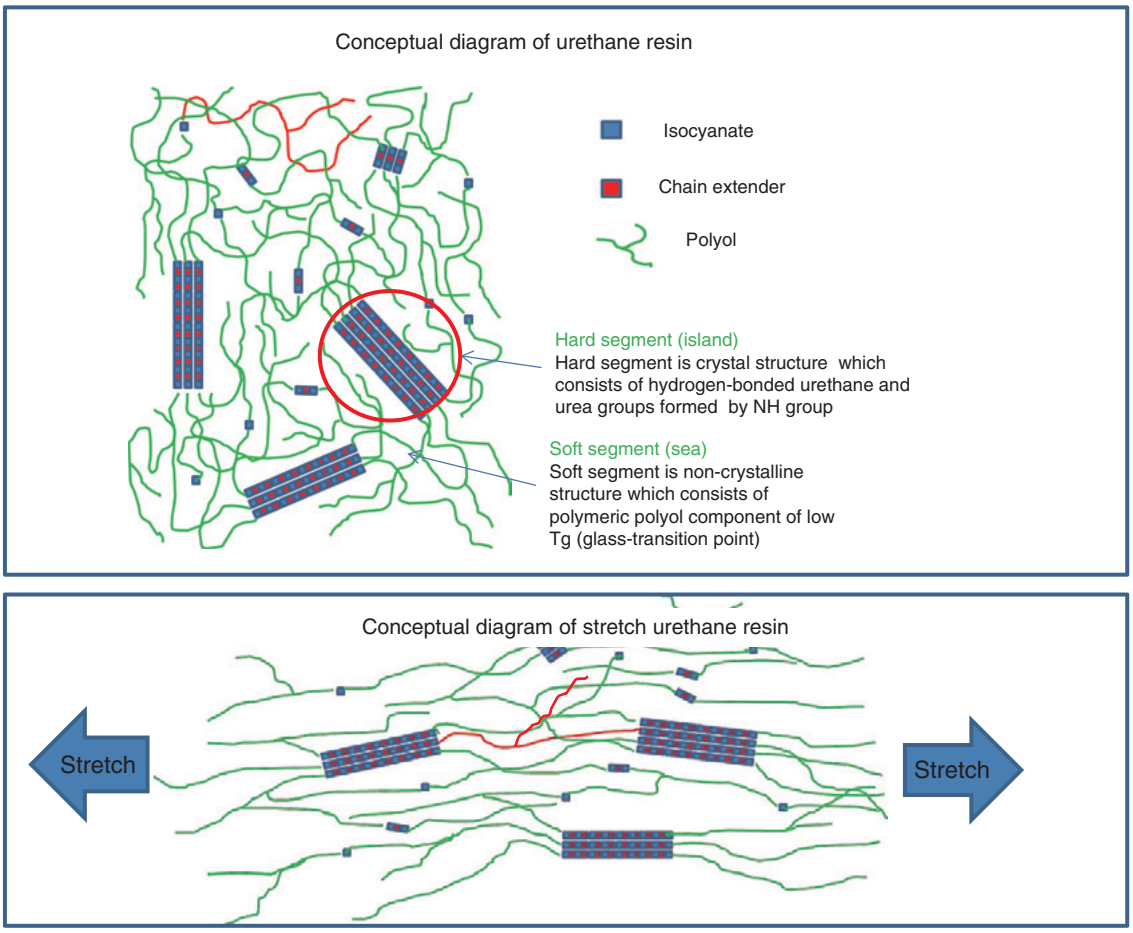


Fig. 14　Schematic diagrams of polyurethane

コン整泡剤の種類や量を最適化することで，緻密なセル構造で通気抵抗を増やし共振倍率を低減させた．通気量と共振倍率は，Fig. 16 の関係がありセルサイズやクラッシング条件の設定により最適な通気量にすることで共振倍率を低くし，共振周波数とのバランスをとることが可能なことがわかった．PPG と POP の配合比率変更でも同様な共振周波数の変化やサグファクタの変化が確認されている．

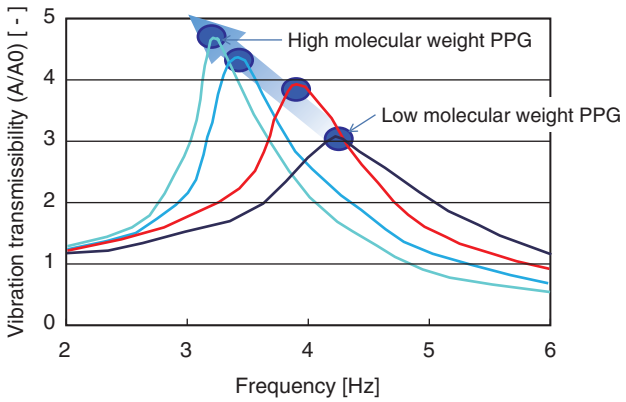


Fig. 15　Molecular weight and vibration transfer characteristics of PPG

4.4. PUF 設計手法のまとめ

今回の解析から静的には，ぐらつき感に大きな影響のあるサグファクタと PPG の分子量 (Fig. 13)，ヒスロス率と PPG の分子量 (Fig. 17) の相関性が確認された．従来の密度とイソシアネートインデックスによる 25%ILD 硬度管理に加え，快適な硬度指標である 65%ILD 硬度ぐらつき感指標のサグファクタに影響が大きい PPG の分子量を指定可能なヒスロス率を規定することが重要であることがわかった．

また，動的には，共振周波数とヒスロス率 (Fig. 18)，ヒスロス率と PPG の分子量 (Fig. 17) の高い相関性が確認され，望む共振周波数を得るために必要な PPG の分子量指

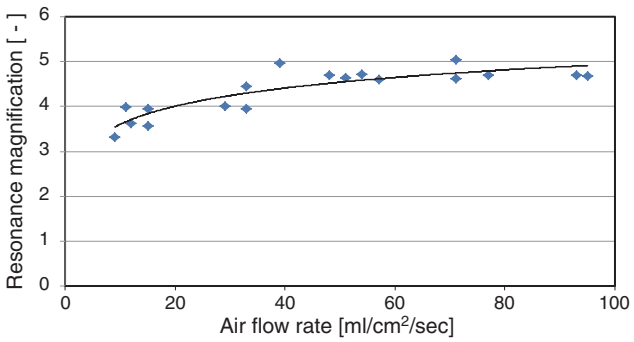


Fig. 16　Air flow rate and resonance magnification

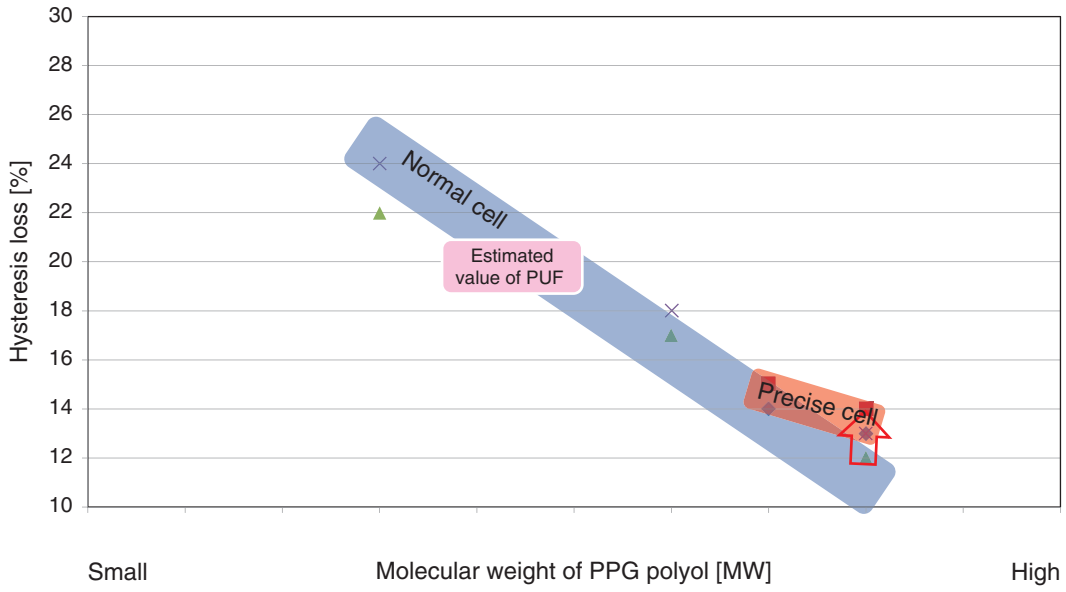


Fig. 17 Hysteresis loss rate and molecular structure of PPG

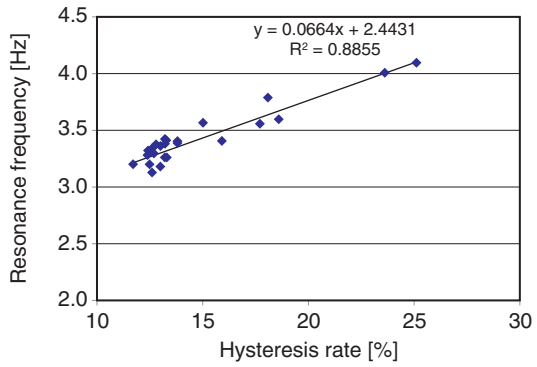


Fig. 18 Hysteresis loss rate and resonance frequency

定をヒスロス率で代替できることがわかった．ヒスロス率を指定することでポリオールの主原料である PPG の分子量の限定とウレタンの振動特性の共振周波数などの主要な性能を規定できることを示した．また通気量を規定することで共振倍率の予測が可能である．

5．高性能シートの開発

5.1. ねらい

車両シート用 PUF 材料開発に際して以下の 4 点を主要なねらいとした新たな特性の PUF（開発 PUF）を開発した．

（1）適度な硬さ感
（2）優れた振動遮断性
（3）従来同等のぐらつき感特性
（4）軽量

5.2. 開発 PUF の特徴

開発 PUF 主要諸元を Table 3 に示す．開発 PUF は，量産の低密度ウレタンと同じ 63 kg/m^3 のコア密度で軟らかいながら，共振周波数が低く，全域で振動伝達率が低減されている．また 80 kg/m^3 の高密度 PUF 並みの座り心地でぐらつき感が少なく適度なばね感を有しかつ振動遮断性にすぐれた特性を有している．

Fig. 19 に開発ウレタンと現行量産低密度ウレタンのマイクロ X 線 CT スキャンで撮影した画像を示す．開発ウレタンは量産低密度ウレタンに比べセルが細かく均一で，セル間の通気抵抗が大きい構造であった．

5.3. 開発 PUF 設計の考え方

開発 PUF のウレタン樹脂はヒスロス率が低くなる，低モノオールの高分子量 PPG を採用し，ぐらつき感と振動特性のバランスをとった．具体的には，高分子量 PPG による低ばね化で共振周波数を低周波数にシフトさせ，シリコン系整泡剤の種類と量の最適化でウレタンのセル構造を緻密化とクラッシング量の最適化により，エアダンパによる振動吸収性能を向上させることで共振倍率を低く抑え 6 Hz および 10 Hz 振動遮断性を向上させた．

Fig. 20 に代表的ウレタンの F-S 特性を示す．開発ウレタンは，車両クッション用ウレタンとして軟らかすぎず硬すぎずぐらつき感の少ない特性であり，欧州で用いられている MDI 系ウレタンに近く 65%ILD 硬度の値がほぼ一致していることが確認された．

同一 25%ILD 硬度で低分子量 PPG を用いてウレタン樹脂設計した場合，図中の赤紫色線で示すように F-S 特性の傾きが高く硬い PUF になり，底付きを感じやすい．一方，高分子量 PPG を用いた場合，図中青線で示すように F-S 特性の傾きが寝ているため，軟らかく，ぐらつき感を感じやすい PUF で振動遮断性が極めて高いが，実シートでぐらつき感が大きく対策が必要となった PUF の特性を示している．

Table 3　Specifications of flexible PUF (400×400×100 mm)

		Unit	Development	Reference existing mass-produced low repulsion urethane	Reference high density product urethane
Density	Dcore	kg/m^3	63	63	83
Hardness	25%ILD	N	250	245	250
	65%ILD	N	730	700	675
Hysteresis loss rate		%	<15	19	14
Repulsive elastic core		%	>65	65	68
Resonance frequency		Hz	3.3	3.6	3.3
Resonance magnification (A/A0)		-	2.6	2.6	2.8
6 Hz transmissibility (A/A0)		-	0.6	0.8	0.65
10 Hz transmissibility (A/A0)		-	0.2	0.3	0.28

Fig. 21 に厚さ 100 mm の PUF を用いた振動特性を示す．図中の赤線で示す開発品は，図中黒線で示す量産の振動吸収ウレタンよりも共振周波数が低く，かつ共振倍率も低い特性を示しており，人体が感じやすい 4 Hz から 8 Hz の領域での振動伝達率が低い．図中青線で示すぐらつき感対策前は，振動遮断性が極めて高いが，実シートでぐらつき感が大きく対策が必要となった PUF の特性を示している．

Table 4　Specifications of trial seat

Cushion frame	Pan frame
Cushion pad thickness (HP)	105 mm
PUF density (core)	63 kg/m^3
Hardness　25%ILD (Pad)	245 N
Hardness　65%ILD (Pad)	790 N

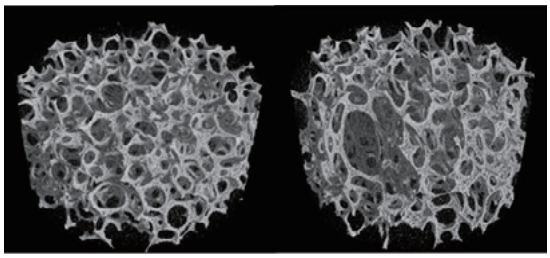


Fig. 19　X-ray Microtomography ϕ3 mm 3D View

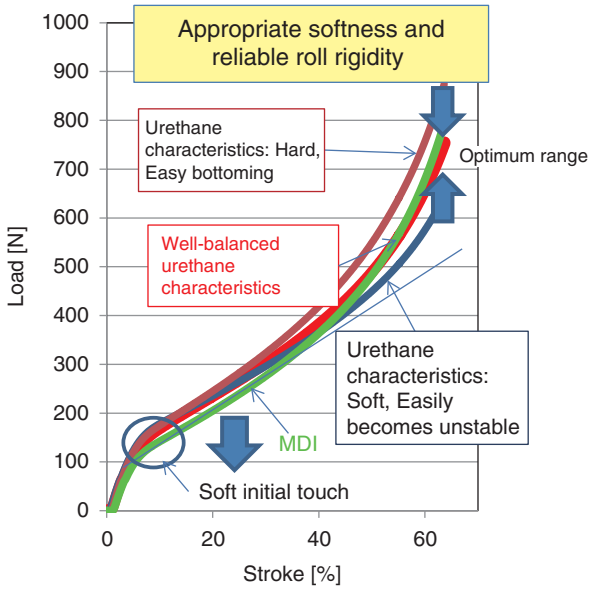


Fig. 20　Compression load characteristics of flexible PUF 400×400×100 mm

5.4. 開発 PUF シートの官能評価

車両に Table 4 に示す諸元の実験シートを取り付け，テストコース走行でのエキスパートによる官能評価において Table 5 の結果を得た．PUF の PPG の分子量変更によるばねレートを上げる調整で低ストローク時の荷重を低くすることでの軟らかさや振動減衰性の向上やロール剛性（ぐらつき感）の向上が認められ，バランスの良いシートができた．

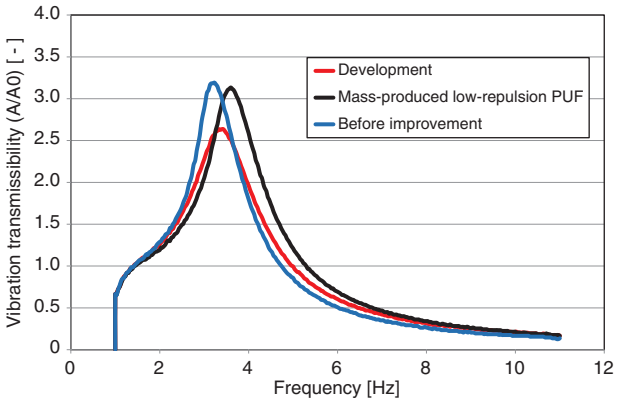


Fig. 21　Vibration transmissibility of PUF 400×400×100 mm

Table 5 Organoleptic evaluation of test track driving

	Structure with spring						Full pan structure			
	Mass-production foam		Foam with formulation to reduce wobbling sensation		High resilience and high-vibration absorption foam after reducing wobbling sensation		High resilience and high-vibration absorption foam after reducing wobbling sensation		High resilience and high-vibration absorption foam before reducing wobbling sensation - baseline	
Soft-touch feeling	- Felt	-0.5 ×	- Slight permanent set - Felt	-1 ×	- Felt	+1 ○	- Felt	+1 ○	- Baseline	Baseline
Damping feeling	- Choppy road (US) 80 - 100km/h large vertical motion - Vibration not absorbed when suspension fully stroked.	± 0	- Choppy road less vertical motion - Vibration absorbed when suspension fully stroked - Unsteadiness of spring hardly felt	+1 ○	- Choppy road less vertical motion - Vibration absorbed when suspension fully stroked - Slight stroke observed and sufficient thickness of foam felt	+1 ○	- Choppy road less vertical motion - Vibration absorbed when suspension fully stroked - Slight stroke observed and sufficient thickness of foam felt	+1 ○		Baseline
Rolling stiffness feeling	- Rolling observed when turning corner	± 0	- Movement of spring felt but rolling stiffness sufficient	+1 ○	- Good firmness	+1.5 ◎	- Good firmness	+1.5 ◎		Baseline
Shaky feeling	- Hardly felt	± 0	- Not felt other than at belly	-0.5 ×	- No	± 0	- No	± 0	- No	Baseline
Fluffy feeling	- Felt	-0.5 ×	- No	± 0	- No	± 0	- No	± 0	- No	Baseline
Rebound feeling	- Slightly felt	-0.5 ×	- No - Felt thinner than actual	-1 ×	- Firmness, felt thicker than actual	+0.5 ○	- Firmness, felt thicker than actual	+0.5 ○	- Greatly reduced elasticity	Baseline
Bottoming feeling	- No	+1 ○	- No - Slight vertical acceleration felt at suspension bottoming	+0.5 ○	- No - Right amount of stroke, a sense of fullness	+1.5 ◎	- No - Right amount of stroke, a sense of fullness	+1.5 ◎		Baseline

◎ : So good ○ : Good × : Poor

6. まとめ

車両用シートクッション用として優れた特性のPUFを開発した. 高分子量PPGの分子量とPOP配合比の最適領域を見いだすことで, 軟らかく, 姿勢保持性に優れ, ぐらつき感が少ない特性を得た. 高分子量PPGとシリコン整泡剤の種類および量の最適化とクラッシング条件の最適化を組み合わせることで, 人体に不快な領域の振動遮断性を得た.

本開発PUFは, パンフレームのみならず, ばねフレームのシートに用いても座り心地および乗り心地に優れている.

同時に本研究を通じて以下の知見が得られた.

(1) 官能評価指標を再現するPUF特性の重点管理項目は, 密度, 25%ILD硬度, 65%ILD硬度, ヒスロス率, 反発弾性率, 通気度である.

(2) PUF特性は, PPGの分子量やPOPとの配合比の影響が大きく, 荷重たわみを示すサグファクタ, ヒスロスに対する影響が特に大きい.

(3) 振動遮断において共振周波数をPPGの高分子量化により低周波にシフトする. シリコン整泡剤の種類および量の最適化とクラッシング条件の最適化により共振倍率を低くすることと, 人体に不快な領域の振動伝達率を低く抑える条件が存在する.

(4) 座り心地および乗り心地に影響の大きいウレタン樹脂設計に必要な特性が明確になりPUFの再現性が向上した.

参考文献

(1) http://hdl.handle.net/10069/24818

(2) 自動車技術会編: 3章人間工学ベースの新技術, 3.1 負荷低減, a. シートの疲労軽減技術, 自動車の人間工学技術 (2008)

(3) 村田義幸, 高木大輔, 佐々木孝之, 原田久一, 豊田賢伯:高性能シートクッションパッドの開発, 自動車技術, Vol.60, No.7, p.62-67(2006)

(4) 野崎博路:自動車工学入門 第3章 乗り心地･振動, p.65-66(2005)

■著 者■


石井直人


松本伴紀


青 励

燃料電池電気自動車用 Type3 高圧水素タンクの寿命設計法と評価法

Life Design and Evaluation Method of Type 3 High-Pressure Hydrogen Tank for Fuel Cell Electric Vehicle

金崎俊彦* Toshihiko KANEZAKI
間野覚文* Satomi MANO
宮川一夫* Kazuo MIYAGAWA
林登* Noboru HAYASHI
小川武史** Takeshi OGAWA

要　旨

Type3 高圧水素タンクの損傷は，ライナの口金近傍またはシリンダ部から発生したき裂が進展し，ライナを貫通することによって生じる．口金部は，実車走行時の被水などによって腐食環境になる可能性が高い．このためリークまでの寿命は，実車での腐食環境を想定したうえで評価する必要がある．そこで，応力腐食割れや長期負荷割れによる損傷が想定される口金部を適切に評価し，口金部の損傷メカニズムに基づいた寿命設計法を構築した．さらに，Type3 高圧水素タンクを用いた試験結果との相関性を調べることで，この手法の妥当性が確認できた．また，実車で想定される腐食環境での疲労特性を考慮した Type3 高圧水素タンクの評価法を示した．

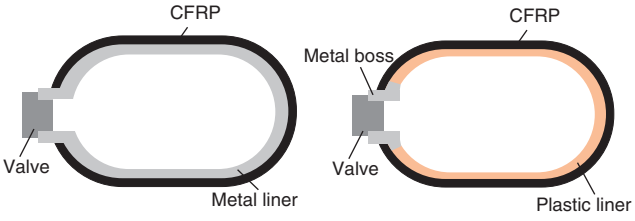
ABSTRACT

Failure in Type 3 high-pressure hydrogen tanks occurs as a result of the growth of cracks in the boss of the liner or the cylinder until the liner is penetrated. The boss of the liner is prone to exposure to corrosive environments, for example by being splashed with water during driving. For this reason, it is essential to evaluate the life of a tank until a leak occurs with consideration of the corrosive environments in an actual vehicle. A life design method based on the mechanism of failure of the boss, in which evaluations are conducted with consideration of stress corrosion cracking and sustained load cracking, was therefore developed. The correlation between the results produced by the method and the results of tests using a Type 3 high-pressure hydrogen tank was examined, demonstrating the validity of the method. This paper also discusses a method of evaluation of Type 3 high-pressure hydrogen tanks that considers their fatigue characteristics in the type of corrosive environments occurring in actual vehicles.

1．まえがき

燃料電池電気自動車の市場投入に向け，その開発と検討が自動車業界を中心に進められている．燃料電池電気自動車の重要な構成要素の一つとして水素貯蔵システムがある．最近では，1 回の水素充填で走行できる航続距離の拡大や，貯蔵密度向上による貯蔵システムのコンパクト化を可能とする 70 MPa 水素タンクを用いた貯蔵システムが主流である．車両用の高圧水素タンクは，水素ガスバリア層であるライナと，そのライナの外面を補強する炭素繊維強化樹脂（CFRP）層とで主に構成される．また，ライナが金属製（主にアルミ合金）の場合は Type3 高圧水素タンク（以下，Type3 タンク），樹脂製の場合は Type4 高圧水素タンク（以下，Type4 タンク）に分類される（Fig. 1）．どちらのタイプのタンクも，車両用部品としては大型かつ高価であり，軽量化やコストダウンが課題である．

重量，価格，充填速度，安全性などのタンクの特性は，Type3 タンクと Type4 タンクで異なり，設計手法も異なる．そのため，タンクの種類や損傷メカニズムに適した評



(a) Type 3 tank　(b) Type 4 tank

Fig. 1　Structural schematics of Type 3 and Type 4 tanks

＊　四輪 R&D センター
＊＊青山学院大学

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_21

価法が求められる．Type3 タンクの損傷は，アルミ合金ライナで発生したき裂が進展し，ライナを貫通することによって生じる．Type3 タンクでは，軽量化のために疲労によるき裂進展を考慮して設計（有限寿命域で設計）する．また，高圧水素タンクの搭載方法にもよるが，タンクの口金部は，実車走行時の被水などによって腐食環境になる可能性が高い．上記のことから，Type3 タンクの耐久性能の評価は，実車での腐食環境を考慮しつつおこなう必要がある．

次に法規および規格における高圧水素タンクの耐食性評価法の課題について述べる．1990 年代後半に，A6351-T6 アルミ合金製のスキューバ用ボンベ（Type1）の破裂事故が数件生じた[1), (2)]．この破裂は，国内においては応力腐食割れ（Stress Corrosion Cracking: SCC）が原因と解釈されており，海外においては長期負荷割れ（Sustained-Load Cracking: SLC）が原因とされている．このような事故を防ぐため，耐力が 250 MPa を超える過剰 Si 型 6000 系アルミ合金の使用を禁止している高圧容器規格が存在する[3)]．また，ISO7866 Annex B には，高圧タンクの内圧が使用環境で長期間負荷されたままの状態でも，き裂の進展による破損にいたることがないよう確認するための SLC 試験が規定されている．しかし，7000 系アルミ合金では SLC 特性が試験環境（環境中の水分）に依存するという報告[4), (5)]を踏まえると，湿度を規定しない大気中での評価である SLC 試験は，車両用高圧タンクに対して適切な評価方法とはいえない．また，SLC 試験を含め ISO7866 Annex A に規定される粒界腐食試験と SCC 試験は，塩水環境でのアルミ合金製タンクの腐食の発生および割れの成長を評価する試験であるが，材料に対する合否判定型の試験である．そのため，ISO7866 に規定された評価試験では腐食環境の厳しさや寿命設計上の対応に対する判定ができない課題があり，腐食環境と寿命設計を考慮したアルミ合金用の応力腐食割れ評価法が必要である．

そこで，外部環境にさらされ，SCC および SLC による損傷が想定される Type3 タンク口金部を適切に評価できる寿命設計手法を構築した．さらに，その手法の有効性を実証するためにおこなった試験の結果について説明する．また，Type3 タンクの軽量化と低コスト化とを将来実現するための検討プロセスとして，Type3 タンクのライナ用として NEDO 事業[6)]でも検討されている高強度アルミ合金 A6066 による解析例を示す．

2．高圧水素タンクの関連規格と設計の考え方

2.1. 関連規格と評価方法

ここで，高圧水素タンクの技術基準についてまとめておく．まず国内では最高充填圧力が 70 MPa まで対応した圧縮水素自動車燃料装置用容器の技術基準（KHK S0128）[7)]が 2013 年に発効した．この規定によると，使用可能な金属は高圧水素ガス中の疲労強度[8)]が確認されたアルミ合金 A6061-T6 およびステンレス鋼 SUS316L に限定されている．一方，海外では燃料電池電気自動車用の世界技術規則（Global Technical Regulation: GTR）[9)]が検討されている．GTR の策定は二つのフェーズに分かれており，Phase 1 では，タンクの基本的評価方法などが審議され，まとめられた．参加各国の合意に時間を要する材料評価に関する詳細部分は，Phase 2 で継続審議されることになっている．GTR の内容は，合意されればそれに国内基準を合わせることが想定されているので，重要である．GTR の評価基準に適合するタンクは，材質上および構造上の制約が緩和される（国内基準で指定されている A6061-T6 または SUS316L 以外の材料を使用できる）可能性がある．

前述のように金属材料の水素適合性の評価方法は，GTR の Phase 1 では合意にいたらず，Phase 2 で議論されることになっている．さらに，自動車用部品として金属材料の健全性を確保するには，塩水環境に対する腐食疲労強度および応力腐食割れ特性も的確に評価しておくことが重要である．

現在，高圧タンク用のアルミ合金の腐食に対する材料適合性判定は，ISO 7866 Annex A and B[10)]などによっておこなわれている．Annex A には，粒界腐食深さで環境敏感性を判定する粒界腐食試験と，塩水の乾湿サイクルによって応力腐食割れを評価する SCC 試験が規定されている．これらは，塩水環境におけるアルミ合金製タンクの腐食の発生および割れの成長を評価する試験と考えられる．また，Annex B には，前章で述べた SLC 試験が規定されている．ただし，ISO 7866 は，CFRP で補強されていないアルミ合金製高圧タンク（Type1）を前提とした評価方法である．一方，Type3 タンクでは，アルミ合金ライナの外面が CFRP で覆われているため，応力の発生状態や腐食環境にさらされる場所が Type1 タンクと異なる．そのため，Type3 タンク用のアルミ合金を評価するには，上述した水素適合性の評価方法とともに，複合容器に適した破壊力学的な観点での耐食性評価方法を確立する必要がある．

2.2. 安全設計の考え方

高圧設備や高圧タンクにおける安全設計の考え方に破断前漏洩（Leak Before Burst: LBB）がある[11), (12)]．この考え方は，高圧設備，タンクにおいて不測の事態が発生した場合に内部のガスを先行してリークさせることで，大惨事になる可能性がある破裂を回避するというものである．具体的には，まずタンクの部位ごとに LBB の成立または不成立を判定する．LBB が成立する部位では，負荷応力と寿命との関係を示す S-N 曲線を基に寿命設計をおこなう．一方，LBB が成立しない部位は，き裂進展解析による寿命計算をおこない，LBB が成立する部位よりも十分に長い寿命

になるよう設計する．

Type3 タンクでは通常，アルミライナで発生した疲労き裂が貫通することで，アルミライナが破損する．それでも，ライナの外面は CFRP で覆われているので，破裂には至らずリークとなる．そのため，Type3 タンクの場合，LBB は基本的に成立している．したがって，ライナに発生する応力と寿命との関係（S-N 曲線）をもとに有限寿命設計を実施する．一方，CFRP で完全に覆われていない口金部では，LBB が成立しない．例えば，想定していないサイズの欠陥が口金部のねじ底部にあると仮定する．この場合，その欠陥を起点として疲労き裂が進展し，貫通すると，口金部の破損形態は破裂となり，構造的に LBB が成立しない．このような事象を予防するには，ある程度のサイズの初期欠陥が口金部に存在する場合を設計的に想定し，口金部でのき裂進展寿命がその他の LBB 成立部位でのリーク発生寿命よりも十分に長くなるよう設計する．これにより，タンク全体として LBB を成立させる必要がある．

3．口金部における寿命設計と実験方法

3.1. 寿命設計方法

水素タンクの口金部は，実車走行時の被水などによって腐食環境になり得る．アルミ合金における SLC は，ばく露環境の湿度が高いほど，き裂進展抵抗が小さくなることが報告されている[4),(5)]．そのため，口金部の寿命設計では，想定される腐食環境相当での SLC を考慮する必要がある．Fig. 2 に口金部シール構造の例を示しているが，シール構造によりねじ部がさらされる環境は異なる．本論文では，Fig. 2(b) に示すように，塩水等の浸入を防ぐ目的でねじの外面側にシールを施した構造の場合を対象として寿命設計をおこなった．Fig. 2(b) の構造ではライナ口金ねじ部に外部から腐食イオンを含んだ水は入ってこないので，さらされる環境は大気環境である．そこで，SLC に対してより厳しい環境である湿潤大気中で SLC が発生する下限界の応力拡大係数（SCC 下限界応力拡大係数 K_{ISCC}）を測定し，寿命設計に反映した．高圧容器業界では，アルミ合金において長期間の負荷によってき裂が進展する現象は SLC と扱われているが，一般的には SCC と解釈されている．本論文では，SLC と SCC の詳細なメカニズムの違いは区別せずに，腐食環境中にて静的負荷によってき裂が伸びる事象を SLC と捉え，K_{ISCC} を用いて評価した．SLC を考慮した，口金部の寿命設計手法（Fig. 3）を，以下に示す．

（1）製造時の非破壊欠陥検査で検知可能な限界寸法を想定し，設計上の初期欠陥寸法を設定する．この寸法を初期き裂長さとする．

（2）湿潤環境における SCC 下限界応力拡大係数 K_{ISCC} を求める．

（3）湿潤環境での疲労き裂進展速度データを取得する．

（4）疲労き裂進展解析をおこなう．

（5）タンクの設計寿命にいたるまでの間は，口金部におけるき裂の応力拡大係数が，K_{ISCC} に達しないようにする．

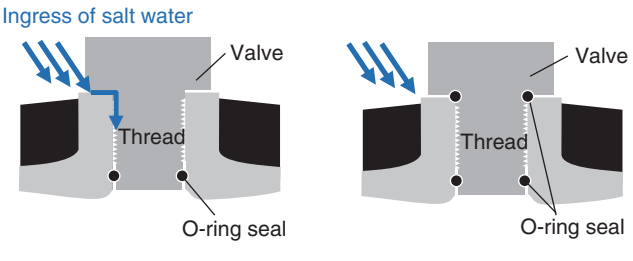
3.2. 初期き裂長さ

設計上で想定する初期き裂長さは，口金部ねじ底部での非破壊検査にて検知可能な最小値よりも優位に大きいサイズにする方がより安全側の設計である．今回の疲労き裂進展解析では，深さ 2 mm の円周状欠陥とした．これは，目視でも検知可能であり，実際の加工では入りえないサイズの欠陥として想定した．

また，欠陥から疲労き裂が発生するまでには，ある程度の応力負荷の繰り返しが必要である．通常，金属疲労では，疲労寿命の 1 割程度の回数でき裂が発生し，そのき裂が進展し破損するまでの回数が，寿命の大部分を占める．そこで，設計寿命計算では，欠陥からき裂が発生するまでの回数は無視し，初期欠陥をき裂とみなした．

3.3. き裂進展データの取得方法

口金部におけるき裂進展データを取得するため，き裂進展試験をおこなった．この試験では，A6066 アルミ合金ライナ口金部から採取した CT 試験片を用いた．この CT 試験片の形状を Fig. 4(a) に示す．この形状は，ASTM E647[13] に準拠したものである．また，この試験は，室温（25℃），相対湿度 90% 以上の湿潤環境でおこなった．試験初期の応力拡大係数幅は ΔK = 6 MPa$\sqrt{\text{m}}$ とし，漸減法および漸増法を適用した．き裂長さの測定や応力拡大係数の



(a) Single seal structure　(b) Double seal structure

Fig. 2　Schematics of seal structure

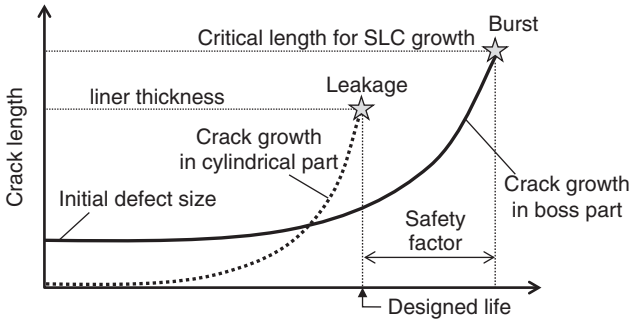


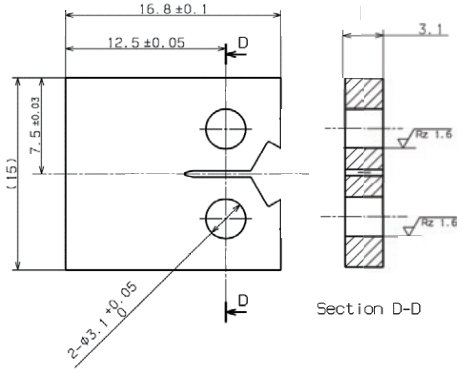
Fig. 3　Schematic of fatigue crack growth life design

計算などの手法は，ASTM E647 に準拠した．なお，応力比 R は 0.1 とし，負荷速度は 5 Hz から 20 Hz とした．

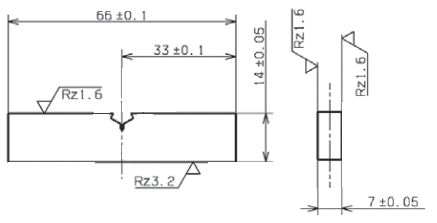
3.4. K_{ISCC} の測定方法

K_{ISCC} を求めるため，A6066 アルミ合金ライナの口金部近傍およびライナ用の A6066-T6 板材から，Fig. 4(b) に示す形状の 3 点曲げ試験片（ASTM E399[14] に準拠）を採取した．また，あらかじめ導入した疲労き裂（予き裂）の破面と SLC き裂との破面の違いを見極めるための参照用として，A6066 と同様に過剰 Si 組成であり確実に SLC が発生すると思われる A6351-T6 材からも試験片を切り出した．

ISO7539-6[15] に基づき，予き裂を導入した試験片に荷重をかけ，環境ばく露後のき裂進展の有無を確認する手法で K_{ISCC} を求めた．この荷重は，一定変位を与える方式でかけた．環境ばく露の条件は，温度 25℃，相対湿度 90% 以上，ばく露期間 90 日とした．また，長期負荷によるき裂進展挙動を調べるため，ばく露期間を 10 日と 30 日とに短縮した試験も実施した．環境ばく露後，試験片への荷重を測定した．その後，破面を観察するため疲労試験によってき裂を進展させた．この時，き裂が新たに 1 mm 以上進展するまでの間は，ばく露前に荷重をかけた時の応力拡大係数の 0.6 倍を最大応力拡大係数が越えないようにした．ばく露中に進展したき裂長さは，走査型電子顕微鏡（SEM）で破面を観察することによって調べた．き裂長さの測定場所は，試験片の厚さ方向において，厚さの 25%，50%，および 75% の位置とした．これら 3 点の値の平均値をき裂長さとした．環境ばく露後に測定した荷重と観察とによって測定したき裂長さに基づき，試験片に荷重をかけた時の応力拡大係数を再計算した．上記のき裂長さ測定結果をもとに，き裂進展が確認されなかった負荷条件のうち応力拡大係数の最大値を，SLC の下限界応力拡大係数 K_{ISCC} とした．



(a) CT specimen for crack growth test



(b) 3-point bend specimen for measuring K_{ISCC}

Fig. 4 Size and shape of specimens

3.5. き裂長さと応力拡大係数の関係

口金部ねじ底部におけるき裂の応力拡大係数の計算は，KHK S0220 付属書 IX[11] に記載の手法に従っておこなった．この手法を用いると，口金ねじ部の応力解析結果から応力拡大係数を簡単に計算できるためである．

口金部ねじ部における応力解析手法を以下に示す．この応力解析は，FEM の軸対称モデルでおこなった（Fig. 5）．通常，各ねじ接触面は，荷重に伴い相対的に移動するが，この解析では解析を簡易化するため固定した．負荷圧力は，70 MPa 水素タンクの最大圧力である 87.5 MPa とした．

応力拡大係数の計算手法を以下に示す．まず式（1）の 3 次式でねじ底部からの応力分布 σ を近似する．この値を係数として式（2）から式（7）の式で計算する．この計算では，ねじの中で最大応力が発生するねじ部の応力分布を採用した．また，近似する際には，応力分布を 4 区間に分割した．

$$\sigma = A_0 + A_1 x + A_2 x^2 + A_3 x^3 \quad (1)$$

$$K_I = F\sqrt{\pi a} + \sum_{i=1}^{3} \Delta K_{I,i} \quad (2)$$

$$F = A_0 F_1 + \frac{2aA_1F_2}{\pi} + \frac{a^2A_2F_3}{2} + \frac{4a^3A_3F_4}{3\pi} \quad (3)$$

$$F_1 = 1.1259 + 0.2344\left(\frac{a}{t}\right) + 2.2018\left(\frac{a}{t}\right)^2 - 0.2083\left(\frac{a}{t}\right)^3 \quad (4)$$

$$F_2 = 1.0732 + 0.2677\left(\frac{a}{t}\right) + 0.6661\left(\frac{a}{t}\right)^2 + 0.6354\left(\frac{a}{t}\right)^3 \quad (5)$$

$$F_3 = 1.0528 + 0.1065\left(\frac{a}{t}\right) + 0.4429\left(\frac{a}{t}\right)^2 + 0.6042\left(\frac{a}{t}\right)^3 \quad (6)$$

$$F_4 = 1.0387 - 0.0939\left(\frac{a}{t}\right) + 0.6018\left(\frac{a}{t}\right)^2 + 0.3750\left(\frac{a}{t}\right)^3 \quad (7)$$

ここで，x はねじ底部からの半径方向距離である．A_0，A_1，A_2，A_3 は定数である．$\Delta K_{I,i}$ は，分割した区間の境界における前の区間の応力拡大係数と後の区間の応力拡大係数との

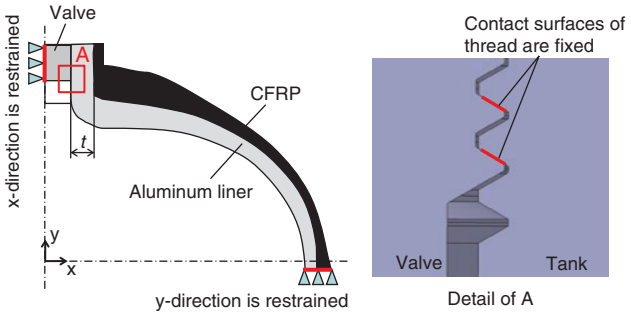


Fig. 5 Simulation model for stress analysis for calculating stress intensity factor

差である．a はねじ底部からのき裂長さであり，t はライナ口金部の厚さである．

3.6. 設計確認試験の方法

口金部における寿命設計の妥当性を評価するため，A6066 アルミ合金ライナ Type3 タンクを用いて試験をおこなった．き裂進展解析で用いた 2 mm の初期欠陥は，口金部のねじ底部のうち最大応力が発生する位置に，放電加工による円周切欠きを導入した (Fig. 6)．このタンクを用いて，リークが発生するまで 87.5 MPa の液圧サイクル試験を実施した．その後，切欠き底からのき裂発生の有無を確認することで，寿命計算との相関性を調べた．

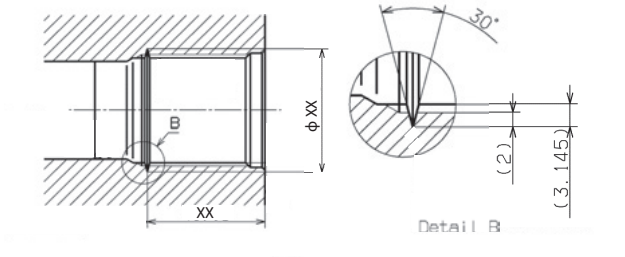


Fig. 6　Configuration of artificial notch machined into thread

4．き裂進展解析結果および試験結果

4.1. 湿潤環境での疲労き裂進展試験

A6066 アルミ合金ライナの口金部から切り出した試験片の，湿潤環境におけるき裂進展試験結果を Fig. 7 に示す．これをもとに，き裂進展解析に用いるき裂進展速度 da/dN の近似曲線を以下のとおり設定した．ここで，N は応力の繰り返し回数である．

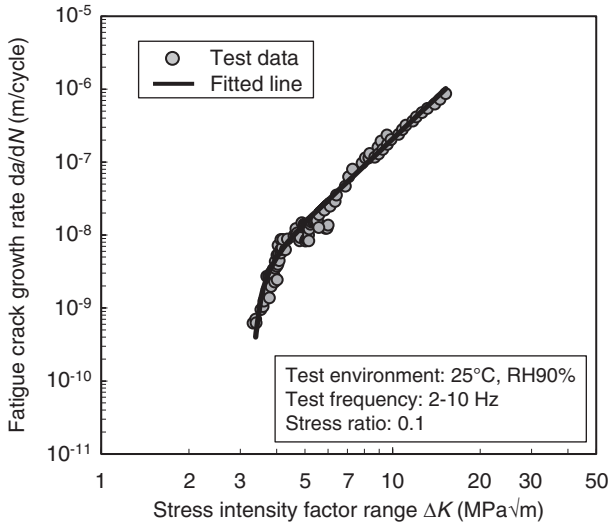


Fig. 7　Fatigue crack growth rate of specimen cut from A6066 aluminum alloy Type 3 tank liner boss

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K) \tag{8}$$

(i) $3.4 \le \Delta K \le 5.0$ のとき

$$f(\Delta K) = 1.088 \times 10^{-9}\Delta K^2 - 6.724 \times 10^{-10}\Delta K - 1.020 \times 10^{-8} \tag{9}$$

(ii) $5.0 < \Delta K$ のとき

$$f(\Delta K) = 3.433 \times 10^{-11}\Delta K^{3.781} \tag{10}$$

4.2. K_{ISCC} 試験

A6351 の試験において SLC によるき裂が確実に進展した破面を観察したところ，ディンプルが形成された粒界割れが生じている領域が存在した (Fig. 8)．この特徴を参考に破面を観察し，き裂長さを測定した．

K_{ISCC} 試験の結果を Fig. 9 に示す．Fig. 9(a) は，初期負荷応力拡大係数 K_{IAPP} を ISO7866 SLC 試験の規定値としたときの，き裂長さとばく露時間との関係を示している．A6351 では，負荷時間の増加に伴いき裂長さも増加した．一方，A6066 では，き裂が伸びることはほとんどなかった．また，Fig. 9(b) は，K_{IAPP} を変えた場合に，90 日ばく露した後のき裂進展量を示している．この図から，各材料で SLC が生じない応力拡大係数が存在することがわかる．また，A6066 は，A6351 と同様に過剰 Si 型ではあるが，SLC に対する耐性が A6351 に勝ることがわかる．

Fig. 9(b) より，SLC が生じなかった応力拡大係数の中で最大の応力拡大係数である 18.7 MPa$\sqrt{\text{m}}$ を A6066 の K_{ISCC} とした．

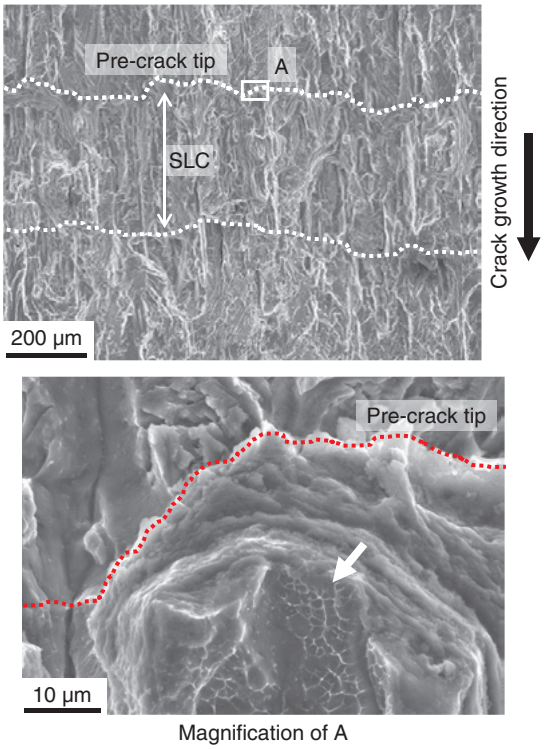


Fig. 8　SEM observation of A6351-T6 fracture surface caused by SLC (K_{IAPP} = 17.2 MPa$\sqrt{\text{m}}$)

4.3. 応力拡大係数幅とき裂進展寿命の計算

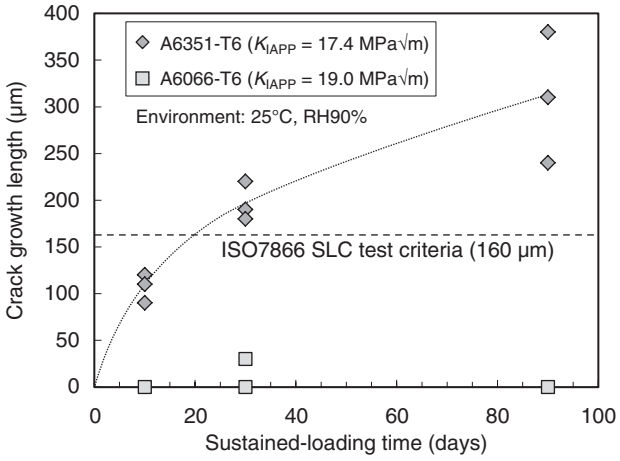
ライナ口金ねじ部の応力解析結果から求めた応力拡大係数とき裂長さとの関係を Fig. 10 に示す.

この関係をもとに, 式 (11) に示すとおり, 式 (8) をき裂長さで積分することによってき裂進展寿命を計算した. また, 応力拡大係数幅 ΔK は式 (12) で求めた. これは, 圧力 (ゲージ圧) が最大値 (87.5 MPa) から最小値 (0 MPa) まで水素タンクを毎回使用することを前提としたものである.

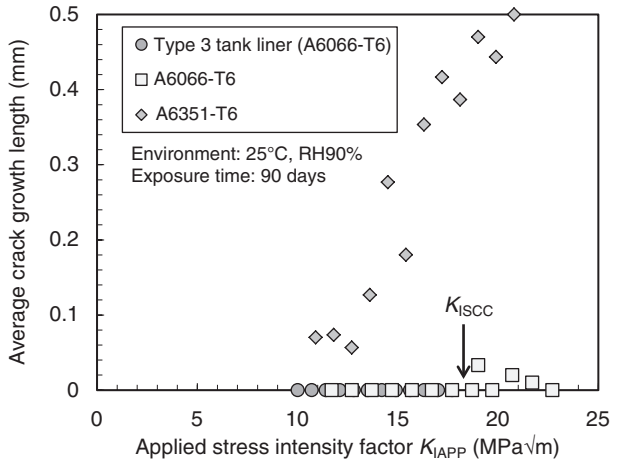
$$N = \int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{1}{f(\Delta K)}\,\mathrm{d}a \tag{11}$$

$$\Delta K = K_{p=8.75\ \mathrm{MPa}} - K_{p=0\ \mathrm{MPa}} \tag{12}$$

ここで, a_0 は初期き裂長さ (設計上想定する初期欠陥サイズ), a_{cr} は K_{ISCC} となるき裂長さである. Fig. 11 にき裂進展解析結果を示す. 初期き裂 2 mm から, $K = K_{ISCC}$ (18.7 MPa$\sqrt{\mathrm{m}}$) となるき裂長さ (a_{cr} = 9.7 mm) までのき裂進展寿命は 44,500 回である. これは, 法規で定められている, 高圧水素タンクの寿命の中で最も長い 15,000 回[16] に対して十分長い. 以上の結果から, 本 Type3 タンクでは, 規定の寿命に達するまでの間に SLC が生じることはないことを確認した.



(a) Relationship between crack growth and sustained-loading time at K_{IAPP}



(b) Relationship between average crack growth length by SLC and applied stress intensity factor

Fig. 9 Results of K_{ISCC} test

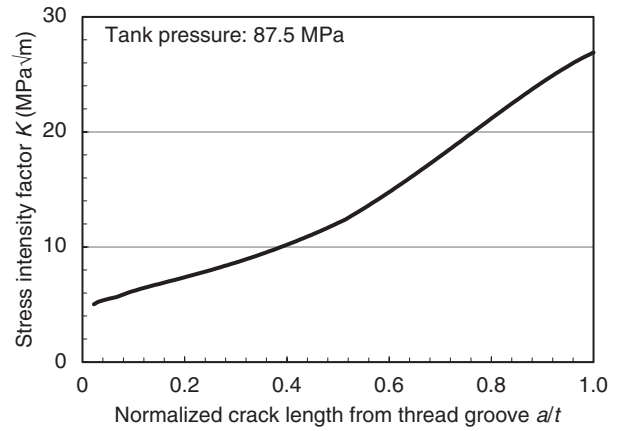


Fig. 10 Relationship between stress intensity factor and crack length from thread root

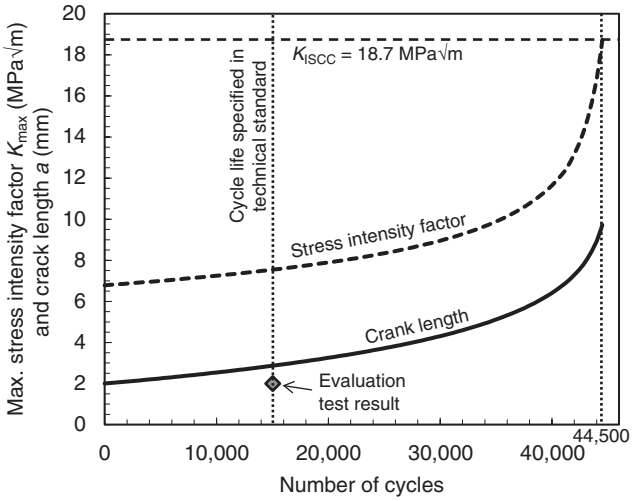


Fig. 11 Result of fatigue crack growth analysis

5. 考察

5.1. き裂進展解析結果に対する考察

口金部における寿命設計の妥当性を評価するため, ねじ部に加工による切欠きを導入した A6066 アルミ合金 Type3 タンクを用いて液圧サイクル試験をおこなった. その結果, 規格基準で定められている最も長い回数である 15,000 回以上で, タンクのシリンダ部にてリークが生じたのを確認した. き裂進展解析によると, 15,000 回のときは, 口金ねじ部に導入した初期き裂長さ 2 mm の切欠きが最大 2.9 mm まで進展すると予測された.

この解析結果と実験結果とを比較するため, 試験終了後に口金部を切断し, その断面を観察した. この断面の写真を Fig. 12 に示す. この観察により, 切欠き先端から約 60 μm のき裂が存在することと, このき裂の長さは切欠きを含め 2.06 mm であることがわかった. つまり, き裂進展解

析に基づいた予測は安全側であると判明した．この原因として，以下の２点が考えられる．

（1）本き裂進展解析では，導入した切欠きをき裂と仮定したうえで計算したので，切欠きからき裂が発生するまでの回数が考慮されていない．

（2）き裂長さに対する応力拡大係数の計算値が安全側である．

今回の試験においては，発生していたき裂長さが 60 μm 程度とわずかなので，（1）が主な原因と考えられる．一方，（2）に関しても，どの程度安全側に予測されているかを把握することは寿命保証の議論において重要なので，次に記す試験によって検証した．

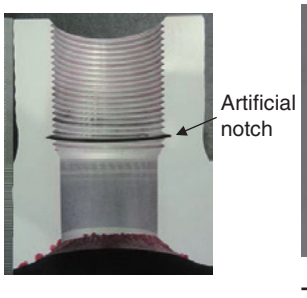
まず，導入する切欠きは，先端形状と幅を変えずに，深さを 2 mm よりも深めた．ここからき裂が確実に進展するようにするためである．次に，この切欠き加工を施したタンクを用いて前述と同様のサイクル試験をおこない，切欠きからき裂を発生させた．その後，口金部を切断し，き裂が進展した破面を観察することで，疲労ストライエーションからき裂進展速度を調べた．

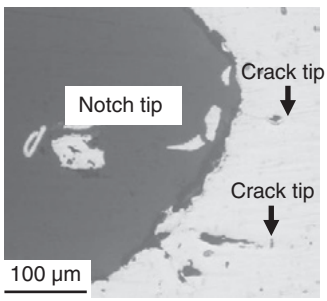
Fig. 13 に示すように，切欠きからき裂が進展していることがわかる．また，その破面を観察すると，疲労ストライエーションが観察できた．このストライエーションの間隔は，１回の荷重によってき裂が進展した量に対応することが知られている．そこで，ストライエーション間隔から得られたき裂進展速度と，解析で得られたき裂進展速度とを比較した．き裂長さとき裂進展速度との関係を Fig. 14 に示す．この図を見ると，ストライエーションから得られたき裂進展速度は，解析で得られた速度の約 1/3 から 1/2 である．この図のほか，Fig. 7 と Fig. 10 から，解析で得られたき裂長さに対する応力拡大係数が約２割から３割程度過大であり，安全側に計算されていることがわかる．したがって，応力拡大係数の算出に今回用いた簡易的手法を含め，本論文で示した寿命計算手法の妥当性が確認できた．

5.2. 車両搭載を考慮した評価試験方法

タンク口金部における損傷は，口金ねじ部などから発生したき裂が進展し，貫通することによって生じる．前述の ISO 7866 Annex A and B にしたがうと，き裂発生は粒界腐食性試験と平滑試験片での SCC 試験とによって，き裂進展は SLC 試験によって評価することになる．しかし，いずれもタンクの損傷メカニズムに基づいていないので，適切な評価方法とはいえない．そこで，損傷メカニズムに基づく評価法を示す．

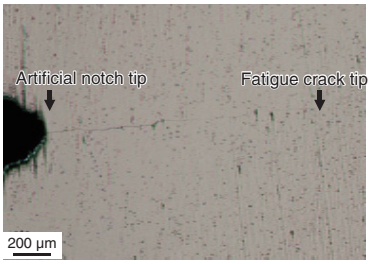
タンクを搭載する場所にもよるが，水素タンクの口金部は，実車走行時の被水などによって腐食環境になる可能性が高い．ここで，以前に我々が実施した，数種のアルミ合金の腐食環境におけるき裂進展特性調査の報告内容[17),(18)]に触れる．Fig. 15(a) に示す A6061-T6 の結果のとおり，0.1% 程度のわずかな濃度の塩水によって疲労き裂進展速度は上昇する．また，Fig. 15(b) は，各試験環境でのき裂進展速度が 10^{-8} m/cycle になるときの応力拡大係数を示して



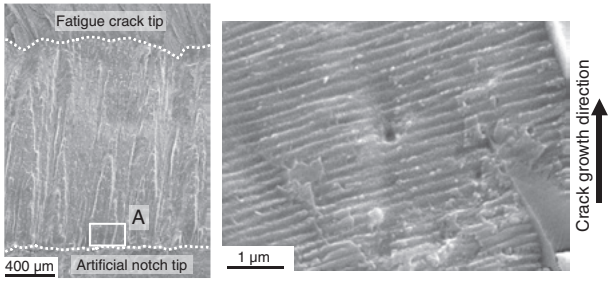


(a) Overview of boss area　(b) Magnification of vicinity of notch tip

Fig. 12　Cross-sectional view of boss after cycle test



(a) Cross section of fatigue crack initiated from artificial notch



(b) Fracture surface　(c) Magnification of A

Fig. 13　SEM observation of striations

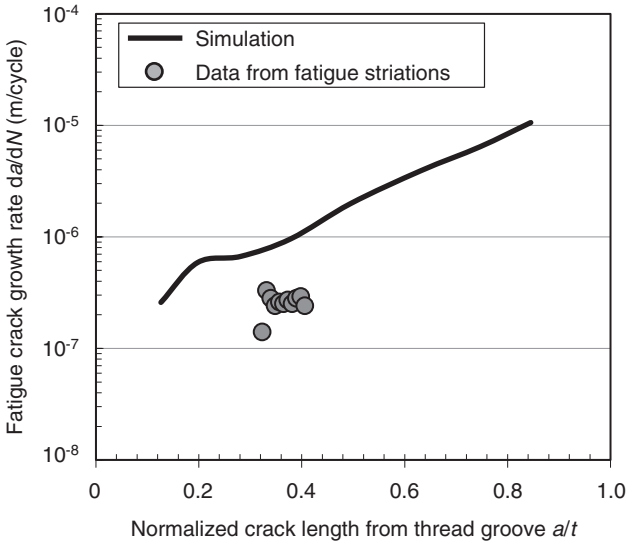
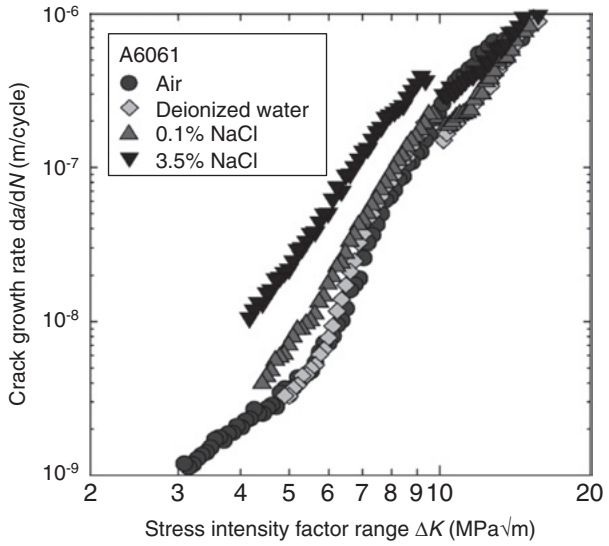
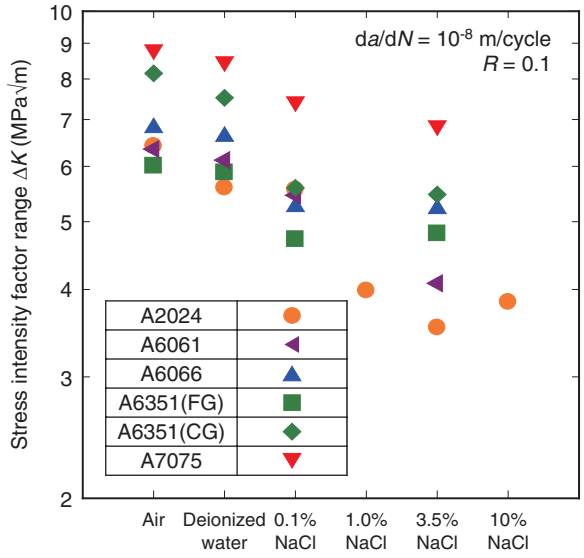


Fig. 14　Comparison between simulation and data obtained by fracture surface observation

いる．この図では，応力拡大係数が大きいほど，き裂進展に対する抵抗が大きいことを表している．試験をおこなった全てのアルミ合金でも，A6061-T6 と同様に，0.1% 程度のわずかな塩水環境でき裂が進展しやすくなる．また，6000 系アルミ合金では，0.1% と 3.5% の塩水環境における疲労き裂進展抵抗は同程度である．Fig. 2(a) に示した軸シール構造の場合は，外部から塩水等がねじ部に浸入する可能性がある．上記のように，ねじ部に浸入した塩水によりき裂進展が加速されるので，実車走行時に想定される塩水環境においてき裂進展速度データや K_{ISCC} を測定することが望ましい．また，Fig. 2(b) のシール構造のように，ねじの外面側にシールを施した構造の場合は，塩水の浸入を防ぐことが可能である．しかし，タンクの使用温度範囲が



(a) Fatigue crack growth rate of A6061-T6 under corrosive environments



(b) Fatigue crack growth resistance under various environments of various aluminum alloys

Fig. 15 Corrosion fatigue crack growth characteristics

-40° から 85℃ であることを考慮すると，シールで密閉された空間内に結露の発生が予測される．そのため，本論文で示した解析のように，湿潤環境にてき裂進展速度データや K_{ISCC} を測定する方が適切と考えられる．

一方，GTR によるタンク性能評価法は，設計用の材料データを評価するものではなくタンクそのものによる手法を中心に構成されている．そこで，これに基づく評価法の手順を以下に示す．

（1）製造時の非破壊欠陥検査で検知可能な限界寸法を想定し，設計上の初期欠陥寸法を設定する．
（2）口金部のねじ底部のうち最大応力が発生する位置に，前述の欠陥寸法（深さ）の円周切欠きを導入する．
（3）口金部に塩水を噴霧しながら，タンクの保証寿命を超えるまでタンクの液圧サイクル試験を実施する．
（4）SLC に対する評価のため，負荷として内圧を長時間（例：1000 時間）かける．

上記の方法の模式図を Fig. 16 に示す．タンクの損傷が口金部で生じなければ，口金部の寿命はタンクの設計寿命に対し十分に長いということになる．上記の手順で塩水を噴霧するのは，以下の 3 点のことから，想定される供用期間内における最も過酷な条件下でも損傷しないことが確認されなければならないと考えられるからである．

（1）塩水によってアルミ合金のき裂進展速度が加速する．
（2）アルミ合金製一般継ぎ目なし容器の場合，外面と内面は所定期間ごとに検査される．この時にき裂が見つかったタンクは使用できない[19]．
（3）燃料電池電気自動車用水素タンクの場合，外面は定期的に検査されるものの，内面は検査を免除されている[20]．そのため，内面に存在するき裂は検知できない．

なお，Type4 タンクの金属ボス部の構造は Type3 タンクのそれと同様であるため，Type4 タンクに対しても本論文で示したような評価が必要である．

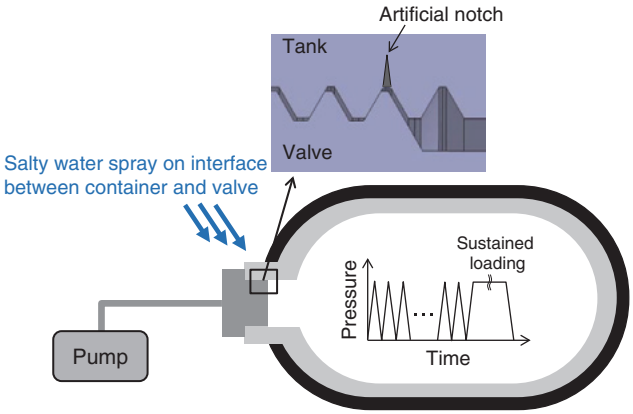


Fig. 16 Schematic of performance-based test for evaluating integrity of boss part against corrosive environments expected in vehicles

6．まとめ

Type3 高圧水素タンクについて，その口金部の損傷メカニズムに基づいた適切な設計法と評価法を構築し，その有効性を実証するための試験をおこなった．得られた主な結果は，以下のとおりである．

（1）湿潤環境中 SLC を考慮した口金部における寿命設計方法を示した．また，この手法で求められる寿命の妥当性を確認した．

（2）燃料電池電気自動車用水素タンクがさらされる環境とアルミ合金の腐食環境での疲労特性を考慮したうえで，規格への反映が可能な，タンクの性能評価法を示した．

参考文献

（1）高圧ガス保安協会：スキューバ用アルミニウム合金製容器の調査報告書 (2001)

（2）U.S. Department of Transportation Pipeline and Hazardous Materials Safety Administration: Technical Report Metallurgical Evaluation of DOT-E-6498-2216 Cylinder(1997)

（3）American National Standard for Basic Requirements for Compressed Natural Gas Vehicle Fuel Containers (NGV2), ANSI/CSA(2000)

（4）Suresh, S.: Crack Deflection: Implications for the Growth of Long and Short Fatigue Cracks, Metallurgical and Materials Transactions A, Vol. 14, Issue 11, p. 2375-2385(1983)

（5）Speidel, M. O.: Stress corrosion cracking of aluminum alloys, Metallurgical and Materials Transactions A, Vol. 6, Issue 4, p. 631-651(1975)

（6）(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構：平成 17 年度～平成 21 年度成果報告書 水素社会構築共通基盤整備事業 水素インフラ等に係わる規制再点検及び標準化のための研究開発 水素用アルミ材料の基礎研究 (2010)

（7）高圧ガス保安協会 KHK S0128：2013，70MPa 圧縮水素自動車燃料装置用容器の技術基準

（8）Murakami, Y., Matsuoka, S.: Effect of Hydrogen on Fatigue Crack Growth of Metals, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 77, No. 11, p. 1926–1940(2010)

（9）ECE/TRANS/WP.29/GRSP/2012/23: 2012, Revised Draft Global Technical Regulation (gtr) on Hydrogen and Fuel Cell Vehicles

(10) ISO7866: Gas Cylinders - Refillable Seamless Aluminum Alloy Gas Cylinders - Design, Construction and Testing

(11) 高圧ガス保安協会 KHK S0220：2009，超高圧ガス設備に関する基準

(12) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 3: Alternative Rules for Construction of High Pressure Vessels, American Society of Mechanical Engineers

(13) ASTM E647: Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates

(14) ASTM E399: Standards Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness KIC of Metallic Materials

(15) ISO7539-6: Corrosion of Metals and Alloys -Stress Corrosion Testing - PART 6: Preparation and Use of Pre-cracked Specimens

(16) REGULATION (EC) No 79/2009 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 14 January 2009: Type-approval of Hydrogen-powered Motor Vehicles, and Amending Directive 2007/46/EC

(17) 杉山裕貴，小川武史，金崎俊彦，林登：水素容器用アルミニウム合金の塩水中の腐食疲労き裂進展特性，第 31 回疲労シンポジウム講演論文集，日本材料学会，p.46-50(2013)

(18) Ogawa, T., Sugiyama, Y., Kanezaki, T., Hayashi, N.: Characteristics of Corrosion Fatigue Crack Growth in Salt Water of Aluminum Alloys for Hydrogen Gas Containers, Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Conference (PVP2013), PVP2013-97259(2013)

(19) 高圧ガス保安協会 KHK S0152 付属書 1，p. 27：2012，アルミニウム合金製一般継ぎ目なし容器再検査基準

(20) 高圧ガス保安協会：容器保安規則に基づき表示等の細目，容器再検査の方法等を定める告示第 20 条，高圧ガス保安法規集，第 11 次改訂版 (2012)

■著　者■


金崎俊彦


間野覚文


宮川一夫


林　登


小川武史

変動風況下における風車翼断面形状のロバスト最適化

Robust Optimization for Windmill Airfoil Design under Variable Wind Conditions

立　川　浩　幹*　　Daniele Schiavazziz**
Hiroki TACHIKAWA
有　馬　敏　幸***　　Gianluca Iaccarino****
Toshiyuki ARIMA

要　旨

風車翼断面形状のロバスト設計は，変動する不確実な風況下で実施される．この設計は，風況変動に対して平均性能を最大化しつつ，翼性能の変化は最小化するように多目的最適化により実現される．変動する風況により複雑に変化する翼性能は，CFD 計算によって求められ，不確実性の評価に用いられる．形状最適化フレームワークは，翼断面形状変数を世代更新の反復によって最適化する遺伝的アルゴリズムによって組み立てられる．変動風況下における翼の平均性能と感度は，最小限の計算量で求めることができるよう構成した．以上により，風車翼断面へのロバスト設計への適応可能性を示した．

ABSTRACT

Robust design of windmill airfoils is carried out in the presence of uncertain environmental conditions. The formulation follows a multi-objective optimization approach, where the mean aerodynamic performance is maximized while sensitivity to changes in wind conditions is kept to a minimum. Due to the complex nature of the physical processes involved, a non-intrusive collocation approach is used to quantify uncertainties, coupled with a RANS solver for the fluid flow. A robust design optimization framework is thus assembled, where Genetic Algorithms are used to iteratively evolve section parameters toward optimal designs. Expectations and variances are computed with a Smolyak sparse grid approach combined with nested Clenshaw-Curtis quadrature, leading to a minimization of the number of deterministic solutions needed. The results show the potential applicability of the proposed methodology to the robust design of industrial devices.

1．緒言

安全で環境負荷が少ない再生可能エネルギーへの関心の高まりより，自然エネルギーの一つである風力エネルギーを直接プロペラの回転へ変換して発電する風力発電が注目されている．高効率で風力発電を行うために，時々刻々と変動する風環境（風況）下における高効率な発電ができる翼断面形状が必要となる．

変動する風況のように不確実なものを数値的に取り扱う分野は，不確実性定量化（Uncertainty Quantification）として近年世界的に着目され始めている．変動する風況下において翼性能の最適化を行うことを，本稿ではロバスト最適化として定義する．従来のモンテカルロ法による最適化手法は，不確実な環境下での翼性能評価に膨大な計算コストが発生し，風車翼における設計最適化はしばしば限定された風況下のみでの適用となっている．

そこで本研究の目的は，変動する風況を不確実性定量化により扱うことで効率的なロバスト最適化手法を確立し，風車翼断面への適応可能性を示すことである．

2．目的関数設定

風車翼断面に対して流入速度 Va で流入した風は，迎角 α より風車翼の移動速度 U および風速 Vr に分解され，この風速 Vr の無次元量をマッハ数 M として用いる（Fig. 1）．本研究では二種類の手法で風車翼断面形状の最適化を行う．

第一に従来の最適化として，風車翼へ流入する風況が一定条件であるとする．この問題は，翼性能の評価に用いられる

＊　基礎技術研究センター
＊＊　University of California, San Diego
＊＊＊　四輪 R&D センター
＊＊＊＊　Stanford University

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_22

揚抗比を最大化する単目的最適化問題として定式化される．

第二にロバスト最適化では，迎角とマッハ数を一様分布に従う連続な確率変数 α および M として，変動風況を表現する．ロバスト最適化では，この風況の変動範囲にて翼性能の平均値を最大化して，環境変化への感度である標準偏差は最小化を目指す多目的最適化問題として定式化される．

また，翼断面形状および風況は現実的な値で定義し，流れ場は非圧縮流体を仮定し，翼性能を CFD により求める．ここで流れ場は一定のレイノルズ数として Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation（RANS）解析により計算する．

風車翼断面形状を表す集合 $\xi = \{\xi_1, \ldots, \xi_{np}\}, \xi_i^l \le \xi_i \le \xi_i^u$ およびコンパクト空間 D で定義されたベクトル $\xi \in D$ にて，風車翼断面形状を定義できると仮定する．ξ_i^l, ξ_i^u はそれぞれ，ξ_i が取りうる下限値および上限値を示す．また，確率空間 (Ω, F, P) を定義する．Ω は変数空間，F はシグマ代数，P は F の確率測度を示す．二つの互いに独立同分布に従う確率変数によって，同時確率密度関数 $\rho(y) = \rho_\alpha(\alpha)\,\rho_M(M) : \mathbb{R}^2 \to \mathbb{R}^{\ge 0}$ は，$\alpha, M : \Omega \to \mathbb{R}$ で定義される二次元ベクトル $y = (\alpha, M)$ により表される．

揚抗比を算出する関数 $f : D \times \Omega \to \mathbb{R}$ は，確率ベクトル y を変数として持ち，y はサンプル数を n_l とし，$i = 1, \ldots, n_l$ において $y^{(i)} = (\alpha^{(i)}, M^{(i)})$ により与えられる．f の変数であるデザインパラメータ ξ および環境変数 $y^{(i)} = (\alpha^{(i)}, M^{(i)})$ は RANS 解析により評価される．

二つの最適化問題は下式により定式化される．

(a) 従来の最適化手法として，変動風況による不確実要素を除き，式（1）を満たす $\xi^* \in D$ を探索する単目的最適化問題として定式化する．

$$\xi^* = arg\ \max_{\xi \in D} f(\xi, y^{(i)}) \tag{1}$$

(b) ロバスト最適化として，変動風況による不確実性を含む条件下において，$\xi^* \in D$ を探索する多目的最適化問題として定式化する．

$$\mathcal{M}(\mathbb{E}\{f(\xi^*, y)\}, \sigma\{f(\xi^*, y)\}) \ge \mathcal{M}(\mathbb{E}\{f(\xi, y)\}, \sigma\{f(\xi, y)\}) \quad \forall \xi \in D \tag{2}$$

ただし，$\mathbb{E}\{\cdot\}$, $\sigma\{\cdot\}$ はそれぞれ平均および標準偏差の演算を示し，

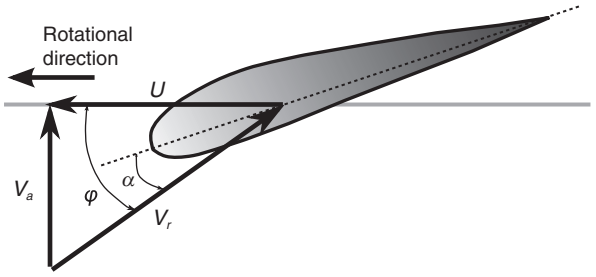


Fig. 1　Schematic representation of velocity triangle for windmill airfoil section

$$\mathbb{E}\{f(\xi, y)\} = \int_{M_l}^{M_u} \int_{\alpha_l}^{\alpha_u} f(\xi, y)\,\rho_\alpha(\alpha)\,\rho_M(M)\,d\alpha dM \tag{3}$$

$$\sigma\{f(\xi, y)\} = \left(\int_{M_l}^{M_u} \int_{\alpha_l}^{\alpha_u} (f^2(\xi, y) - (\mathbb{E}\{f(\xi, y)\})^2)\,\rho_\alpha(\alpha)\,\rho_M(M)\,d\alpha dM\right)^{1/2} \tag{4}$$

である．ここで $\mathcal{M} : \mathbb{R}^2 \to \mathbb{R}$ は，複数の目的関数を統合する多目的意思決定演算子であり，式（2）が満たされるとき，ξ^* は任意の ξ に優越するといい，この ξ^* を最適解と定義する．

以上の定式化は，ロバスト最適化により全ての変動風況領域において揚抗比の平均値を最大化し，標準偏差の最小化，つまり迎角とマッハ数の変動における翼効率の感度を最小化することを示す．

ここで，$[\alpha_l, \alpha_u]$ および $[M_l, M_u]$ は，迎角 α [deg] および，マッハ数 M の定義域を示す．本稿は以下範囲を用いる．

$$[\alpha_l, \alpha_u] = [\alpha_0 - 2, \alpha_0 + 2], \alpha_0 = 10 \tag{5}$$

$$[M_l, M_u] = [M_0 - 0.05, M_0 + 0.05], M_0 = 0.25 \tag{6}$$

式（2）で定式化したように，この問題は変動環境条件下での平均翼性能および感度の二つの目的関数間のトレードオフ関係を持つ多目的最適化である．特筆すべきことは，異なる演算子 $\mathcal{M}$ の選択により異なった最適解が得られることである．例えば，与えられた二つの目的関数 $o_1, o_2 \in \mathbb{R}$ に対し，$\mathcal{M}(o_1, o_2) = o_1$ とすれば平均効率を最大化する解を，$\mathcal{M}(o_1, o_2) = -o_2$ とすれば感度を最小化する解を得ることができる．一方，折衷解を得るために $\mathcal{M}(o_1, o_2) = \sqrt{(o_1/n_1)^2 + (o_2/n_2)^2}$ と記述できる．ここで，正規化因子 n_1, n_2 は o_1 の最大化と o_2 の最小化を考慮できる形式をとるものとする．

3．翼断面形状のモデル化

本手法では，PARSEC[1] により，翼断面形状のモデル化を行った．このモデルは，翼の上部形状と下部形状は (x,z) 平面上の次の PARSEC の多項式により表現される．

$$z = \sum_{i=1}^{6} a_i x^{(i-1/2)} \tag{7}$$

係数 a_i は Fig. 2 で示す幾何形状を決定する $\xi \in D$ で与えられるパラメータである．これは前縁半径，上部および下部の頂点位置および曲率，後縁位置（$x = 1$ における），最大翼厚，後縁角，後縁開き角の 11 の設計変数からなる．PARSEC の設計変数および，迎角とマッハ数の制約条件を Table 1 に示す．

PARSEC のパラメータは互いに従属であるため，実際の工業製品へ応用する際にパラメータの削減を行う場合は，互いの相互作用の考慮が必要となる，例えば Fig. 3 に，z_{TE}, $z_{lo} + z_{up}$ にそれぞれ異なる値を与えた時の翼断面形状を示す．

Table 1 List of parameters used in PARSEC and α, M

ID	Description	ξ_l	ξ_u
r_{le}	Radius of leading edge	0.005	0.02
x_{up}	X at crest of upper surf.	0.3	0.7
z_{up}	Z at crest of upper surf.	0.12	0.18
$z_{xx,up}$	Curv. of upper surf.	-0.4	0.0
x_{lo}	X at crest of lower surf.	0.2	0.6
z_{lo}	Z at crest of lower surf.	-0.07	0.02
$z_{xx,lo}$	Curv. of lower surf.	0.3	0.9
z_{TE}	Z at trailing edge	-0.01	0.05
α_{TE}	Camber gradient at trailing edge	-13.0	-3.0
Δz_{TE}	Thickness at trailing edge	0.0	0.0
β_{TE}	Wedge angle at trailing edge	4.0	8.0
α	Angle of attack	8.0	12.0
M	Mach number	0.2	0.3

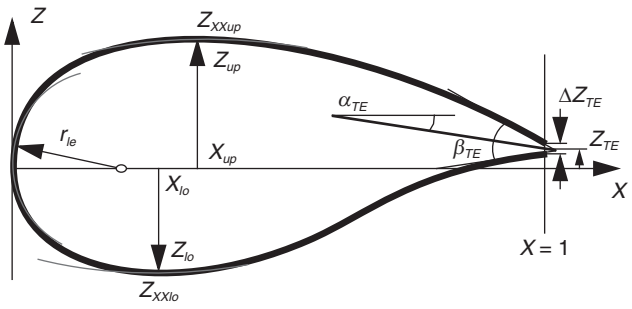


Fig. 2 Graphical representation of input parameters for PARSEC

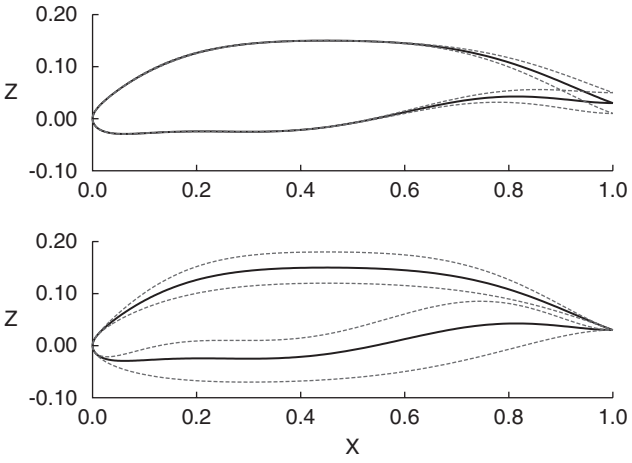


Fig. 3 Change in airfoil configuration as a result of adjusting z_{TE} (top) or $z_{lo} + z_{up}$ (bottom)

4. CFD 計算と予備最適化

翼断面形状はパラメータセットξによって定義され，PARSEC により翼断面形状が生成され，次に自動メッシュ生成プログラムによりメッシュが生成される．その後二次元の非圧縮ナビエストークス方程式によりレイノルズ数 10^5 の条件で流れ場を計算する．

使用した CFD ソルバ[2]においては，時間積分に物理量の時間差分を未知数とした形式（デルタ形式）の陰解法[3]が用いられ，対流項の評価には空間 3 次精度の Chakravarthy-OsherTVD スキーム[4]が適用されている．乱流は完全発達乱流を仮定し，Menter による k-omega SST 乱流モデル[5]が適用されている．

予備最適化として固定風況における従来の最適化問題として，$(\alpha, M) = (10, 0.25)$ の風条件で翼断面形状の最適化を実施した結果を Fig. 4 に示す．選択した迎角の方向に向けて，先端部が明白に湾曲し，非常に薄い翼断面形状を生成した．この翼断面形状は高い空力性能を実現したが，断面係数が不十分であるため構造的に強度不足が懸念される．そこで，z_{up} の範囲を初期の [0.08, 0.18] から [0.12, 0.18] へ変更することで，翼の厚みを増し，空力性能および構造性能の両者を満たすように，設計変数空間 D に制約を付加した．制約された設計空間から探索された，制約最適解を Fig. 5 に示す．

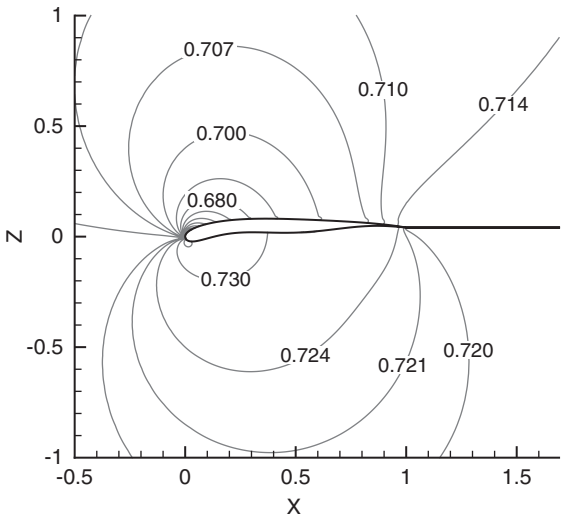


Fig. 4 Pressure levels for unconstrained optimal airfoil design under certain wind conditions $(\alpha, M) = (10, 0.25)$

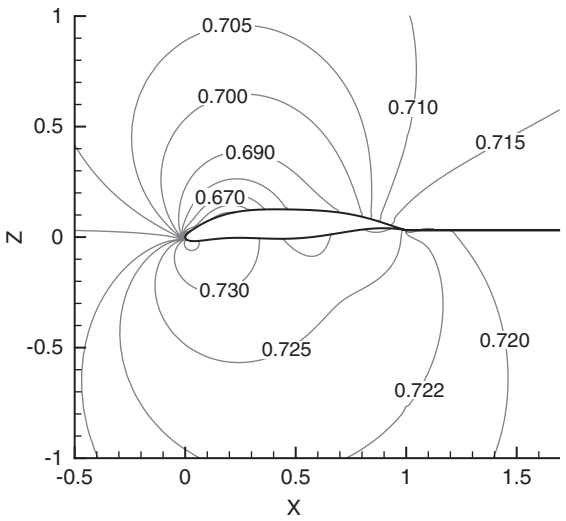


Fig. 5 Pressure levels for constrained optimal airfoil design under certain wind conditions $(\alpha, M) = (10, 0.25)$

5．ロバスト最適化手法

本研究では，遺伝的アルゴリズム（Genetic Algorithms：GA）を形状最適化手法として用いた．この手法は，複数の個体からなる集団の世代更新により最適解を探索する進化的アルゴリズムの一つである．個体はそれぞれ翼断面形状を決定づける 11 の設計パラメータ ξ を染色体として持ち，それに加えて風況を示す迎角およびマッハ数 $y^{(i)} = (\alpha^{(i)}, M^{(i)}),\ i = 0,\ldots,\ n_l$ を持つ．この離散化された風況変数は，連続変数である風況を離散化した求積点であり，この点で CFD 計算することで翼性能を算出する．

従来の最適化では，集団内の個体性能 f を固定された風況下について 1 回だけ評価を行う．一方，ロバスト最適化では，変動する風況下における最適化を必要とする．すなわち，離散化された変動風況変数による多数回の CFD 計算を行わなければならない．

ここで $f(\xi^*, y)$ は，任意の確率ベクトル y を独立変数とする基底関数 $\phi_i(y)$ の，加算有限個の一次結合で近似する多項式カオス展開（polynomial chaos expansions）が可能と仮定する．

$$f(\xi^*, y) \approx \sum_{i=0}^{P} \alpha_i(\xi^*)\phi_i(y) \qquad (8)$$

$\mathbb{E}\{f(\xi^*, y)\}$ および $\sigma\{f(\xi^*, y)\}$ は下式により計算できる．

$$\mathbb{E}\{f(\xi^*, y)\} \approx \sum_{j=1}^{n_l} \omega_j f(\xi^*, y^{(j)}) \qquad (9)$$

$$\sigma\{f(\xi^*, y)\} \approx \left\{\sum_{j=1}^{n_l} \omega_j [f(\xi^*, y^{(j)}) - \mathbb{E}\{f(\xi^*, y)\}]^2\right\}^{1/2} \qquad (10)$$

但し，$\sum_{j=1}^{n_l} \omega_j = 1$ である．ここで n_l 個の求積点は，基底関数 $\phi_i(y)$ がゼロとなる点である[6]．

本手法では，Clenshaw-Curtis 求積法[7),(8)]における求積点を用いることにより，式（8）に Chebyshev 多項式を展開した．f が事前に与えられていない時，Taylor 展開のような一般的な多項式展開と比較して，Chebyshev 多項式は同じ近似次数で高い収束性を与えることができる．

GA アルゴリズムでは全ての個体にて，この求積点を用いて式（9），(10) で示す翼性能が計算され，世代更新される (Fig. 6)．翼性能の評価時のように，多変量の積分の計算コストは，確率変数の増加に伴い求積点の劇的な増加につながる．このことは一般に“次元の呪い”と呼ばれ，本研究での事例を Table 2 の上段に示す．また $f(\xi^*, y^{(i)})$ の評価のために，計算コストが高い RANS 解析を実施するため，現実的な時間でロバスト最適化を行うためには，最小限の計算回数で $f(\xi^*, y^{(i)})$ の評価を行う必要がある．

本手法では，この確率変数の増加に伴う求積点の増加に対して，nested Clenshaw-Curtis 求積法に Smolyak スパース格子を組み合わせることで，計算量増加の緩和を行った（Table 2 下段）．今回我々は，13 点の求積点を持つ二次元の Smolyak スパース格子[9]を用いた．Fig. 7 にて $\alpha - M$ 平面で選択される求積格子を示す．近似次数 0，1，2 の時，それぞれ 1，5，13 の求積点を含む．

Table 2　Increase in multivariate quadrature points with dimensionality for fixed one-dimensional polynomial accuracy

Dimension	1	2	3	4	5	n
Full grid	5	25	125	625	3125	5^n
Smolyak sparse grid	5	13	33	89	253	$3^n + 2n$

本手法は確率的な変動要素に対して，CFD ソルバに改変を加える必要が無いことが特徴である．このことは RANS 解析の結果が，設計空間内で大部分が一定値であり滑らかであることから判断される．

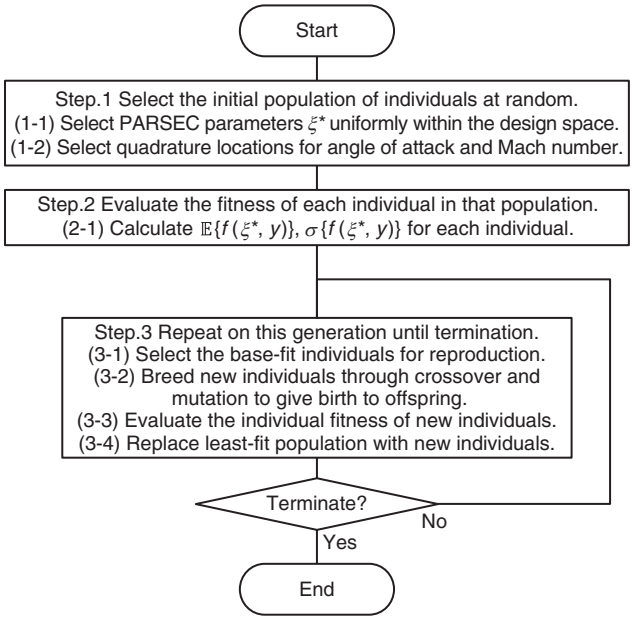


Fig. 6　Genetic Algorithm

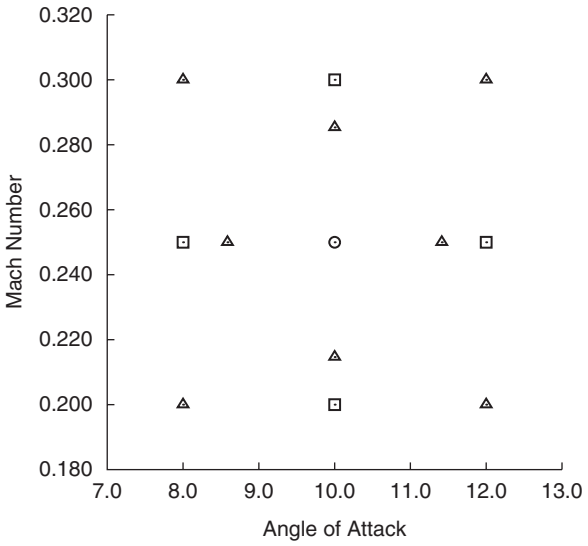


Fig. 7　Two-dimensional Smolyak sparse tensor quadrature grid up to order 2 accuracy. Level 0 (○), Level 1 (□) and Level 2 (△) incremental grids are shown.

Table 3 Sensitivity of optimal design to GA parameters

Population size	20	50	100
Optimal C_L/C_D	38.20	37.70	39.22
Cross probability	0.2	0.4	0.6
Optimal C_L/C_D	37.94	39.23	39.22
Flip probability	0.002	0.004	0.02
Optimal C_L/C_D	39.22	39.58	38.22

6. 風車翼の最適計算結果

最初に，GA のパラメータ（個体数，交叉確率，突然変異確率）が最適翼断面形状へ与える影響を評価するために感度分析を行う．固定した風況 $(\alpha, M) = (10, 0.25)$ にて実施した結果を Table 3 に示す．ここで C_L は揚力，C_D は抗力，C_L/C_D は揚抗比を示す．この結果，個体数を十分に増加させても，最適解の改善が見られなかった．よって，今回は個体数，交叉確率，突然変異確率をそれぞれ 50，0.4，0.004 に設定した．

次に，従来の最適化とロバスト最適化による最適形状パラメータ ξ_T^* および ξ_R^* をそれぞれ生成する．Fig. 8 に $(C_D, 1/C_L)$ 平面上に従来の最適化による翼性能の計算結果を示す．○によって示される従来手法により最適化されたパラメータ ξ_T^* が，固定された風況下で C_L/C_D を最大化する最適形状による性能である．本形状が不確実性を持つ変動風況下で示す性能は，$\mathbb{E}\{f(\xi_T^*, y)\} = 30.46$ および，$\sigma\{f(\xi_T^*, y)\} = 2.53$ であった（Table 4 上段）．ここで，平均，標準偏差に加え，歪度を示した．歪度が負の歪みを持つということは，f の確率分布の最頻値が右にずれている，つまり分布の裾野が左に長いことを表す．このことは，標準偏差の最小化により分布の左側の頻度を低下することができれば，分布全体の平均値を上げることが可能となることを意味し，この傾向理解は最適化指針となる．

Table 4 Comparison of results for traditional and robust optimizations

	Design	Statistic	C_L/C_D
Traditional optimizations	Max C_L/C_D	Mean	30.46
		SD	2.53
		SK	-0.45
Robust optimizations	Maximum average efficiency	Mean	32.68
		SD	1.64
		SK	-0.40
	Minimum combined metric	Mean	15.96
		SD	0.24
		SK	-0.04
	Minimum sensitivity	Mean	2.35
		SD	0.10
		SK	0.12

SD: Standard Deviation, SK: Skewness

Fig. 9 にロバスト最適化によって得られた翼性能を示す．ここでは，変動風況に対して目的関数を以下の三つに定め，翼断面形状最適化を行った．

（1）平均揚抗比最大化（○で示す）
（2）平均揚抗比最大化かつ感度性能最小化（△で示す）
（3）感度性能最小化（□で示す）

それぞれの結果を Table 4 下段に示す．

上記（2）で示した平均揚抗比最大化かつ感度性能最小化および（3）で示した感度性能最小化を目指した最適翼断面形状は，従来の最適翼断面形状と比較して，変動風況に対する感度性能を向上させることができた．しかし一方で，翼の平均揚抗比が低下したことが分かる．

また（1）で示した平均揚抗比最大化を目指した翼断面形

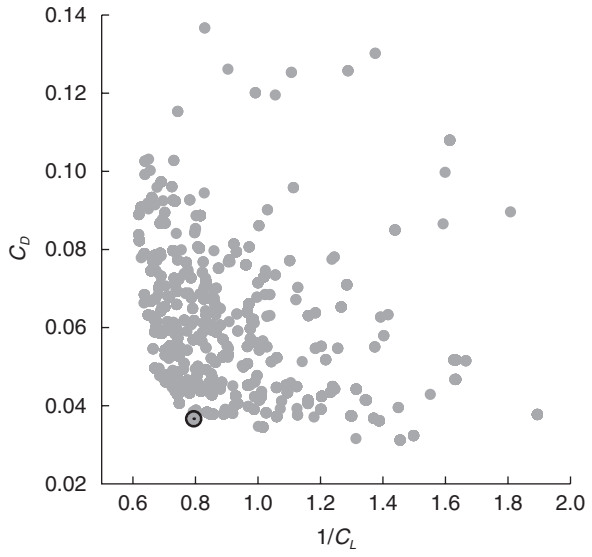


Fig. 8 Individuals generated by GA for single-objective optimization not accounting for variability in wind conditions. The optimal constrained design (○) is highlighted.

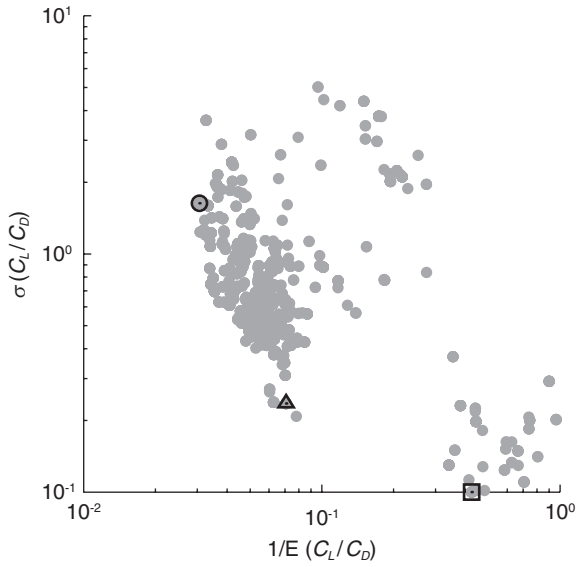


Fig. 9 Efficiency-sensitivity tradeoff resulting from robust optimization. Designs with maximum average efficiency (○), minimum combined metric (△) and minimum sensitivity (□) are highlighted.

状は，変動する風況全域に渡り，平均揚抗比が向上しただけでなく，変動風況に対する感度性能も同時に向上している．

以上より，本稿で提案したロバスト最適化により平均揚抗比最大化を探索した翼断面形状は，従来の最適翼断面形状と比較して，風況の変化に対して強健な性能を示すことができた．

7．結言

本研究は，不確実なものを数値的に取り扱う不確実性定量化の技術と組み合わされた遺伝的アルゴリズムを使用することで，変動風況下における風車翼の効率を最大化する翼断面形状のロバスト最適化のフレームワークを提案した．

変動風況から与えられる多変数空間全域で，RANS 解析によって翼性能の評価を行うために，一次元求積法である nested Clenshaw-Curtis 求積法を Smolyak スパース格子に適用することで，次元の呪いによる計算量の増加を緩和しながら高次元化した．そしてロバスト最適化により，変動する不確実な風況下における従来の最適翼断面形状の性能を上回ることが出来ることを証明した．今後，本技術の応用により工業製品開発効率を高めることができると考える．特に自動車のようにさまざまな変動環境条件下で使用される工業製品開発へ応用されることが期待され，評価指標がパラメータ変動に対して十分滑らかに変動する場合，本手法において計算コストを削減することが可能となる．

本論文は，著者らが 2012 年にスタンフォード大学，乱流研究センター（CTR）主催のサマープログラムにて実施した研究成果 [10] に基づいている．

参考文献

（1）Sobieczky, H.: Parametric airfoils and wings, Notes on Numerial Fluid Mechanics 68, p. 71-88 (1998)
（2）Arima, T., Sonoda, T., Shiratori, M., Tamura, A., Kikuchi, K.: A numerical investigation of transonic axial compressor rotor flow using a low-Reynolds-number k-e turbulence model, Journal of Turbomachinery 121 (1), p. 44-59 (1999)
（3）Chaussee, D. S., Pulliam, T. H.: Two-Dimensional Inlet Simulation Using a Diagonal Implicit Algorithm, AIAA J., Vol. 19, p. 153-167 (1981)
（4）Chakravarthy, S. R., Osher, S.: High resolution applications of the Osher upwind scheme for the Euler equations, AIAA Paper p. 83-1943 (1982)
（5）Menter, F.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA Journal 32 (8), p. 1598-1605 (1994)
（6）Xiu, D., Karniadakis, G.: The Wiener-Askey polynomial chaos for stochastic differential equations, SIAM J. Sci. Comput. 24 (2), p. 619-644 (2002)
（7）Clenshaw, C., Curtis, A.: A method for numerical integration on an automatic computer, Numerische Mathematik 2 (1), p. 197-205 (1960)
（8）Fraser, W., Wilson, M.: Remarks on the Clenshaw-Curtis quadrature scheme, SIAM Review 8 (3), 322-327 (1966)
（9）Smolyak, S.: Quadrature and interpolation formulas for tensor products of certain classes of functions., In Dokl. Akad. Nauk SSSR, Vol. 4, p. 111 (1963)
(10) Tachikawa, H., Schiavazzi, D., Arima, T., Iaccarino, G.: Robust optimization for windmill airfoil design under variable wind conditions, Center for Turbulent Research, Proceedings of the 2012 Summer Program, p. 241-249 (2012)

■著　者■


立川浩幹


Daniele Schiavazziz


有馬敏幸


Gianluca Iaccarino

電磁場の逆問題解析システムの開発

Development of Inverse Problem Analysis System in Electromagnetics

春松正敏* 八代勝也* 関原謙介**
Masatoshi HARUMATSU Katsuya YASHIRO Kensuke SEKIHARA

要　旨

Brain Machine Interface 分野で使用される電磁場の逆問題解析システムを開発した．従来技術では人間の頭部を球体近似して電磁場計算を行い，脳内電流位置を求める方法が採用されている．従来使われてきた球体近似計算では被験者の頭部組織の形状や物性値を考慮できないだけでなく，球面法線方向の電流を検出できない課題があった．これらの課題を解決するために数値解法のひとつである境界要素法（Boundary Element Method）による電磁場計算を採用し，計算に必要となる人体メッシュモデルとメッシュ生成法を合わせて開発した．また Minimum-variance 空間フィルタを逆問題解法に採用するとともにサブグリッド技術を適用して数値解法に伴う計算時間の増加を抑えた．脳内に仮定した電流源を再構成する数値シミュレーションにより検証を行い，頭部組織の形状や物性値を考慮した逆問題が本システムにより解析できることを確認した．

ABSTRACT

An inverse problem analysis system for electromagnetic fields, for use in the field of brain-machine interfaces (BMI), has been developed. In the conventional technique, a spherical approximation of the human head is used for the calculation of the electromagnetic field in the brain. The spherical approximation presents the issues that the shape and electromagnetic properties of the human head cannot be considered in the calculations, and that the currents normal to the surface of the sphere cannot be detected. In order to address these issues, we used the boundary element method (BEM) as a numerical method, to calculate the electromagnetic field, in addition to developing the mesh model and mesh generation method that were essential to the calculations. We employed a minimum-variance spatial filter as the method for inverse problems and applied a sub-grid technique to minimize the increase in calculation time of the numerical method. We verified the effectiveness of the method using a numerical simulation problem to reconstruct the hypothetical electric current sources in the brain. The results showed that the system was able to analyze inverse problems with consideration of the shape and electromagnetic properties of the tissues of the human head.

1．まえがき

人間が思考するだけで機器類を操作するインターフェース技術の研究が進められている．このようなインターフェース技術は Brain Machine Interface（BMI）と呼ばれる[(1)]．BMI 技術によって人間が手を触れずに情報機器や家電製品や車両等を操作することが可能になると操作性を向上できるだけでなく機器のデザインや使い方の自由度も広げることができる．また，身体が不自由な人たちが身の回りの機器を操作できる可能性が広がるため福祉分野への貢献も期待されている．現在は各研究機関で BMI の基礎技術の研究が行われている．BMI は特定の脳活動に応じて機器を操作しなければならないので脳活動をセンシングする技術が重要である．脳活動を検出するために人間の脳内にセンサを埋め込むのは現実的ではないため，人体外部から脳活動を検出できる非侵襲の計測技術と，得られた計測データをもとに脳内電流位置を計算する逆問題技術とが必要になる．

脳活動を非侵襲で計測する技術には，脳活動部位の血流が増加する生理現象を捕える Near Infra-Red Spectroscopy（NIRS）や，Functional Magnetic Resonance Imaging（fMRI）がある．NIRS は赤外光を利用した検出法で，fMRI は強磁場を利用した検出法である．脳の血流変化は脳活動に対して数秒の遅れを持つためどちらの手法も検出遅れの課

＊　基礎技術研究センター
＊＊首都大学東京

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_1_23

題がある．さらにNIRSでは脳深部の血流変化を検出しにくいという課題がある．血流のような二次的な生理活動を介することなく脳内電流を電磁気現象として直接計測する手法もある．脳波（頭皮の電位変化）や脳磁（頭部周囲の磁界変化）を検出する手法が代表例で，それぞれElectro-encephalography（EEG），Magneto-encephalography（MEG）と呼ばれる．いずれも計測時間遅れはサブミリ秒以下であり，脳深部の活動検出も可能なのでBMIへの応用が期待されている．

2．従来技術の課題

EEGで得られる電気信号や，MEGで得られる磁気信号を入力条件として電磁場の逆問題を解くと脳内電流位置が求められる．MEGによる脳内電流位置を求めるシステムは既に開発されさまざまな臨床研究に利用されている．脳内電流位置は次のような手順で求められる．

（1）脳活動により発生する磁界を磁界センサで計測する．
（2）電流源の計算点（グリッド）を設定する．
（3）各グリッドに対してリードフィールドと呼ばれる係数を計算する．
（4）センサ信号とリードフィールドをもとに逆問題を解き電流位置を求める．
（5）得られた電流位置をグリッド上に画像として表示する．

リードフィールドとは電流源とセンサ信号の関係を表す係数で，単位電流源がセンサ位置に作り出す電界や磁界を表す．リードフィールドは人体組織の形状，物性値，電流位置およびセンサの位置や向きから電磁場計算で求められる．従来のリードフィールドの計算では脳を球体近似する手法が使われている．脳が一様媒質の完全球体で位置$\mathbf{r}_0$に電流密度ベクトル$\mathbf{J}$が局在する場合，位置$\mathbf{r}$の磁界$\mathbf{H}$は式（1）で表される[2]．

$$\mathbf{H}(\mathbf{r}) = \frac{1}{4\pi A^2}(A\mathbf{J}\times\mathbf{r}_0 - \mathbf{J}\times\mathbf{r}_0\bullet\mathbf{r}\nabla A) \qquad (1)$$
$$A = |\mathbf{r}-\mathbf{r}_0|(|\mathbf{r}||\mathbf{r}-\mathbf{r}_0|+|\mathbf{r}|^2-\mathbf{r}_0\bullet\mathbf{r})$$

リードフィールド計算に球体近似を用いると二つの課題が発生する．一番目の課題は被験者の頭部組織の形状や物性値を考慮できないことである．Fig. 1は人体頭部内の脳に近似球体を点線で重ねて表示した図である．近似球体の下部や両側面と脳の間には大きな隙間があり，脳が完全な球体でないことがわかる．脳の形状は被験者によって異なるが球体近似ではその違いを考慮することができない．また，式（1）には物性値を入れる項がなく，物性値の影響も考慮できない．

二番目の課題は不感帯の発生である．球体近似では球面の法線方向を向いた電流が発生する磁界の計算値は0になる．これは球体の対称性に原因がある．実際の人体にはさまざまな凹凸や非対称性があるため発生磁界は0とはならない．従って球体近似によるリードフィールド計算では，考慮できない電流が存在するため得られた電流分布が実際と異なるものになってしまうことがある．

これらの課題を解決するために，リードフィールドの計算において球体近似の代わりに形状と物性値をもとにMaxwell方程式を解く数値解法を採用した．数値解法では新たにメッシュモデルが必要になるため，人体頭部モデルとメッシュ生成法を開発した．また電流源の計算点を効率的に生成するグリッド生成法も開発した．さらに逆問題解法にMinimum-variance空間フィルタを採用するとともに，数値解法で増加する計算時間の影響を軽減するためにサブグリッド技術を適用した．これらの技術により電磁場の逆問題解析システムを構築した．以下，3章でシステムを構成する技術の詳細な説明，4章でシステムの検証，5章でまとめを述べる．

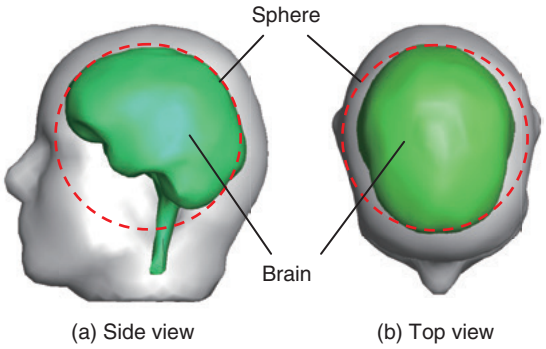


Fig. 1　Human head and sphere

3．電磁場の逆問題解析システムの構成技術

3.1. 人体モデル用メッシュとメッシュ生成法

リードフィールドの計算には後述するように境界要素法（Boundary Element Method: BEM）を採用したため，人体の表面メッシュモデルが必要になる．人体頭部組織の導電率の違いをもとに複数の層に分割し，各組織表面にメッシュを生成する．Fig. 2に本システムで生成した人体頭部の4層モデルの例を示す．人体頭部組織を外側から順に，頭皮，頭骨，脳髄液，脳の四つのメッシュ面で表している．各層のメッシュは，内部および外部に隣接する組織の導電率を物性値情報として持つ．

メッシュは次のような条件を満たす必要がある．

（1）要素サイズ，形状ができるだけ均一であること．
（2）モデルの形状再現性が良いこと．
（3）メッシュ生成が高速であること．

上記の条件を満たす適切な手法やツールが無かったため新たにメッシュ生成法を開発した．均一な要素を生成する

ステップと，人体形状に変形させるステップに分けてメッシュ生成を行った．まず要素の均一性を確保するために球体をベース面としたメッシュ生成を行う．正多面体の要素面を再帰的に細分割して外接球面に投影して必要な要素数の球体メッシュを生成する．正多面体の面を分割して球面に投影するので，ほぼ均一で歪みも少なく高速に生成できる．細分割の個数と回数を変えることで要素数のコントロールを行う．要素の細分割点は式（2）により計算する．ここで $\mathbf{r}_a$ と $\mathbf{r}_b$ は辺の両端の座標ベクトルで，$\mathbf{r}_c$ はこの辺を p:q に内分する点を外接球面に投影した点の座標ベクトルである．原点はいずれも球の中心である．

$$\mathbf{r}_c = \frac{|\mathbf{r}_a|}{|q\mathbf{r}_a + p\mathbf{r}_b|}(q\mathbf{r}_a + p\mathbf{r}_b) \qquad (2)$$

Fig. 3 は辺を 2 等分してメッシュを細分割した例で，左から，正二十面体，細分割 1 回，細分割 2 回のメッシュを表す．

MRI で人体頭部を撮影すると頭部組織の物性値に応じた濃淡の断面画像が得られる．この断面画像を積み重ねると頭部形状を三次元的に表現することができる．Fig. 4(a) のように人体頭部の三次元 MRI 画像データを包み込むように球体メッシュを配置し，メッシュを MRI データの組織面に投影すると表面メッシュが生成できる．投影先の MRI データの濃度を変えることでメッシュ生成する組織を選ぶことができる．投影操作は球体メッシュの節点を式（3）で表される点に移動させることにより行う．

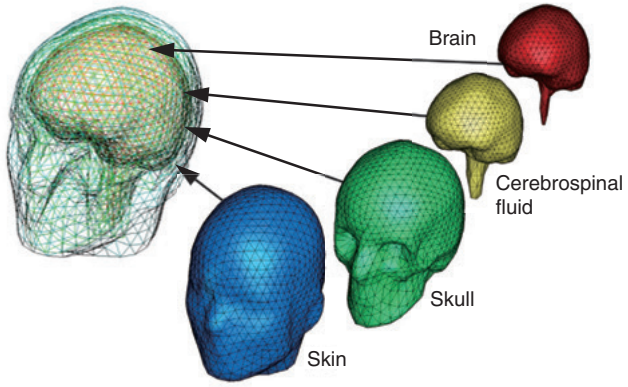


Fig. 2　Mesh model of human head with four shells



Fig. 3　Mesh refinement

$$\mathbf{r}_p = \mathbf{r}_s + \gamma \frac{\mathbf{v} \bullet (\mathbf{r}_m - \mathbf{r}_s)}{\mathbf{v} \bullet \mathbf{v}} \mathbf{v} \qquad (3)$$

$\mathbf{v}$ は球体メッシュの内向き法線ベクトル，$\mathbf{r}_s$ は球体メッシュの節点ベクトル，$\mathbf{r}_m$ は $\mathbf{v}$ 方向の近傍で $\mathbf{r}_s$ に最も近い MRI データ点ベクトル，γ は投影比率を表す係数で 1 以下の正の実数，$\mathbf{r}_p$ は投影された点のベクトルである．組織表面の凹凸が比較的少ない場合は $\gamma = 1$ として投影すると 1 回の投影で組織形状に変形されたメッシュが得られる．組織表面の凹凸が大きい場合は γ を 1 より小さい数にして，球体メッシュが少しだけ組織の凹凸形状に近づくように変形した後，スムージングを行ってメッシュの歪みを修正する．この操作を何度か繰り返し十分に組織の凹凸面に近づいたところで $\gamma = 1$ と置いて組織表面に投影する．スムージングには Taubin の方法[2]を用いた．Fig. 4(b) は脊髄を含む脳組織のメッシュモデルを 4 段階の変形と投影で生成する様子を示す．

3.2. 逆問題用グリッド生成法

電流源の分布を計算するために脳内部にグリッドを生成する．まず，Fig. 5(a) に示すように脳を包含する直方体領域をグリッドで埋め尽くしておき脳外部にあるグリッドを削除する．内部と外部の判断には立体角の値を用いる．グリッド点の脳表面メッシュに対する立体角は式（4）で表さ

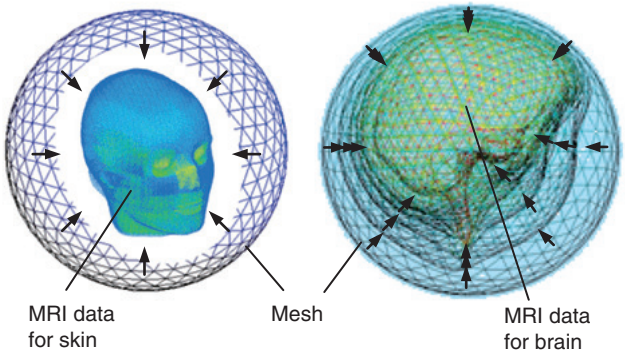


Fig. 4　Projection of spherical mesh

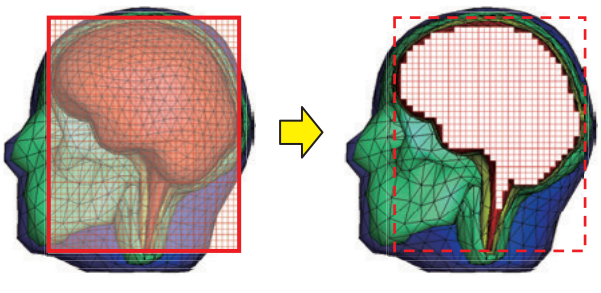


Fig. 5　Grid for inverse problem calculation

れる．ここで，$\mathbf{r}_{i1}$，$\mathbf{r}_{i2}$，$\mathbf{r}_{i3}$ は脳表面メッシュの i 番目の三角形要素節点のグリッド点に対する位置ベクトル，N は脳表面メッシュの要素の数である．

$$\Omega = 2\sum_{i=1}^{N} \tan^{-1} \frac{\det(\mathbf{r}_{i1},\mathbf{r}_{i2},\mathbf{r}_{i3})}{|\mathbf{r}_{i1}||\mathbf{r}_{i2}||\mathbf{r}_{i3}|+|\mathbf{r}_{i1}|(\mathbf{r}_{i2}\bullet\mathbf{r}_{i3})+|\mathbf{r}_{i2}|(\mathbf{r}_{i3}\bullet\mathbf{r}_{i1})+|\mathbf{r}_{i3}|(\mathbf{r}_{i1}\bullet\mathbf{r}_{i2})} \quad (4)$$

グリッド点が脳表面メッシュ内部にあれば立体角は 4 π，境界上にあれば 2 π，外部にあれば 0 となる．Fig. 5(a) は脳を包含する直方体領域のグリッドを示す．Fig. 5(b) は脳外部と脳表面のグリッドを除いた結果を示す．

3.3. リードフィールドの計算

人体頭部組織の形状や物性値を考慮できる数値解法には有限差分法，有限要素法，BEM 等があるが，少ない未知数で精度よく計算できる BEM を用いることとした．

式（5）は電磁界を表す Maxwell 方程式である．

$$\begin{cases} \nabla\times\mathbf{E} = -\dfrac{\partial\mathbf{B}}{\partial t}, & \nabla\bullet\mathbf{D} = \rho \\ \nabla\times\mathbf{H} = \dfrac{\partial\mathbf{D}}{\partial t} + \mathbf{J}, & \nabla\bullet\mathbf{B} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

ここで **E**，**H**，**B**，**D**，**J**，ρ，t はそれぞれ電界，磁界，磁束密度，電束密度，電流密度，電荷密度，時間である．脳内電流を考慮するために脳内電流密度を $\mathbf{J}^i$，導電率を σ とすると電流密度 **J** は式（6）のように表わされる．

$$\mathbf{J} = \mathbf{J}^i + \sigma\mathbf{E} \quad (6)$$

脳内電流が数百 Hz 程度の低周波信号であることを考慮して準静的近似を行い，式（5）と式（6）をまとめて整理すると脳内電流に関する電磁界は次の式（7）で表される．

$$\nabla\times\mathbf{H} = \mathbf{J}^i - \sigma\nabla V \quad (7)$$

ここで V は電位である．ベクトル公式と Green の定理を利用して式（7）を表面積分の式に変形する．電位を求める表面積分方程式は式（8）となる．磁界を求める表面積分方程式は式（8），式（9）の連立方程式となる[3]．

$$\frac{\alpha_k(\mathbf{r})+\beta_k(\mathbf{r})}{2}V(\mathbf{r}) = \frac{1}{4\pi}\frac{\mathbf{J}^i(\mathbf{r}')\bullet(\mathbf{r}-\mathbf{r}_s)}{|\mathbf{r}-\mathbf{r}_s|^3} - \sum_{j=1}^{m}\frac{\alpha_j-\beta_j}{4\pi}\int_{S_j}\frac{V(\mathbf{r}')\mathbf{n}(\mathbf{r}')\bullet(\mathbf{r}-\mathbf{r}')}{|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|^3}dS_j \quad (8)$$

$$\mathbf{H}(\mathbf{r}) = \frac{1}{4\pi}\frac{\mathbf{J}^i(\mathbf{r}')\times(\mathbf{r}-\mathbf{r}_s)}{|\mathbf{r}-\mathbf{r}_s|^3} - \frac{1}{4\pi}\sum_{j=1}^{m}(\alpha_j-\beta_j)\int_{S_j}\frac{V(\mathbf{r}')\mathbf{n}(\mathbf{r}')\times(\mathbf{r}-\mathbf{r}')}{|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|^3}dS_j \quad (9)$$

ここで $\mathbf{r}_s$ は電流源の位置ベクトル，$\mathbf{n}(\mathbf{r})$ は **r** における面法線ベクトル，α は内側隣接組織の導電率，β は外側隣接組織の導電率，S はメッシュ面，j，k はメッシュ面の番号，m はメッシュ面の総数を示す．式（9）と球体近似の式（1）とを比較すると，右辺第 2 項が頭部組織の形状や物性を計算に反映していることがわかる．

式（8），式（9）を離散化し人体メッシュ面に適用して BEM で解くとリードフィールドが求められる．各グリッド点の電流 $\mathbf{J}^i$ を単位電流と仮定して式（8）から求めた V が EEG のリードフィールドとなる．同様にして式（8），式（9）を連立させて求めた **H** が MEG のリードフィールドとなる．電流位置に関連しない項は係数行列にまとめて LU 分解し，電流源ごとに後退代入と前進代入を行い解を求めた．

3.4. 逆問題解法

位置 **r** の電流源強度 s（**r**，t）と計測データ **b**（t）との関係はリードフィールド **L**（**r**）を用いて式（10）で表される．

$$\mathbf{b}(t) = \int \mathbf{L}(\mathbf{r})s(\mathbf{r},t)d\mathbf{r} \quad (10)$$

ここで計測データとは EEG では電位 V の計測データ，MEG では磁界 **H** の計測データである．EEG や MEG の逆問題によく用いられる Minimum-variance 空間フィルタにおいては以下の式（11）を用いて電流源強度を再構成する．

$$\hat{s}(\mathbf{r},t) = \mathbf{W}^T(\mathbf{r})\mathbf{b}(t) \quad (11)$$

ここで ŝ（**r**，t）は真の s（**r**，t）と区別するため ^ を付けて表す．**W**（**r**）は再構成のための重みベクトルである．**W**（**r**）は，「位置 **r** の電流源に対する感度が 1」になる条件で「他の位置の電流源の影響を最小化」して求める．これは式（12）の制約条件のもとで式（13）を最小化することで求められる．

$$\mathbf{W}^T(\mathbf{r})\mathbf{L}(\mathbf{r}) = 1 \quad (12)$$

$$\mathbf{W}^T(\mathbf{r})\left\langle\mathbf{b}(t)\mathbf{b}^T(t)\right\rangle\mathbf{W}(\mathbf{r}) \quad (13)$$

ここで 〈〉は時間平均を表す．**W**（**r**）は式（14）で表される．

$$\mathbf{W}(\mathbf{r}) = \frac{\mathbf{R}^{-1}\mathbf{L}(\mathbf{r})}{\mathbf{L}^T(\mathbf{r})\mathbf{R}^{-1}\mathbf{L}(\mathbf{r})}, \quad \mathbf{R} = \left\langle\mathbf{b}(t)\mathbf{b}^T(t)\right\rangle \quad (14)$$

この **W**（**r**）を用いて式（11）から電流源を再構成できる[4]．

3.5. サブグリッド技術の逆問題への適用

逆問題解法においてはグリッド間隔を細かくすると解の位置精度を上げられるがグリッド点が増えるため計算時間が増加する．そこで順問題に使われるサブグリッド技術を逆問題に適用し，必要な領域だけグリッドを細かくすることで計算量の増加をおさえる．まず粗いグリッドで逆問題を解いて電流源強度が高い位置を求める．次に，求めた位置に隣接するグリッド領域だけを 1/2 ピッチのサブグリッドで細分割し，サブグリッド領域の逆問題を解いて電流源強度が高い位置をより詳細に求める．この操作をあらかじ

め決められた回数繰返すと電流源強度の高い位置を精度良く求めることができる．サブグリッドを生成する領域は，グリッド点における電流源強度の全方向の一回微分が正になる点を探した後，電流源強度の高い順に一定個数を検出して求めた．サブグリッド技術を逆問題解法に適用したフローチャートを Fig. 6 に示す．ここで N_{max} はサブグリッドの最大反復回数である．

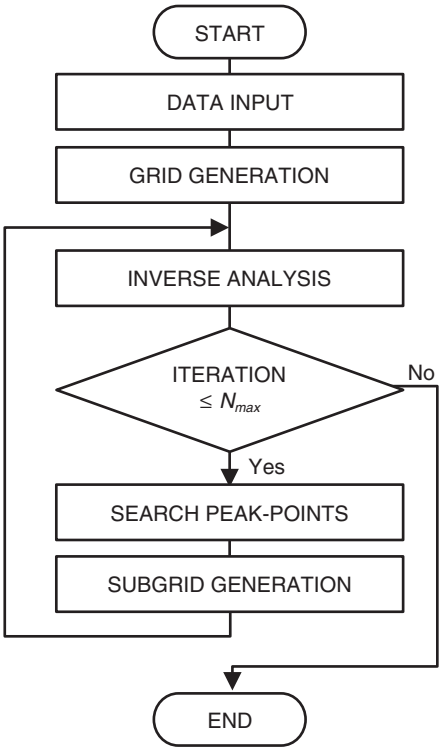


Fig. 6 Flowchart of inverse problem analysis with sub-grids

4．システムの検証

システムの検証のために実際の脳内に任意の電流を発生させることは困難であるため，数値シミュレーションによる検証を行った[5]．頭部周囲に 210 チャンネルの MEG センサを仮定するとともに，脳内に座標，向き，波形の異なる三つの電流源を仮定する．センサ位置の磁界をあらかじめ順問題で計算しておき，この値をセンサ信号とみなして逆問題を解き電流源の再構成の検証を行った．Fig. 7 は頭部モデルとセンサ配置面および電流源とを示す．磁界センサはセンサ配置面のメッシュの節点に配置される．頭部モデルは 3 章で説明した頭部 4 層モデルである．Table 1 に電流源の位置と向きを，Table 2 に波形を示す．被験者から見て頭部の前方，左方，上方がそれぞれ x，y，z 軸の正方向で，頭部重心が座標原点である．

逆問題解析は次の 2 種類のグリッドを用いて計算を比較した．いずれも最小グリッドピッチは 2.5 mm である．

Table 1 Position and direction of sources

Source No.	Position [mm]	Direction
1	(5, -17.5, 57.5)	(1, 0, 0)
2	(5, 20 , 57.5)	(1, 1, 0)
3	(5, 12.5, 20)	(0, 1, 1)

Table 2 Waveform of sources

Source No.	Wave form
1	$\exp\left(-\left(\frac{t-0.47}{1.2/5.9}\right)^2\right) * \sin\left(\frac{2\pi * 3.8 * (t-0.556)}{1.2}\right)$
2	$\exp\left(-\left(\frac{t-0.54}{1.2/3.8}\right)^2\right) * \sin\left(\frac{2\pi * 6.3 * (t-0.492)}{1.2}\right)$
3	$\sin\left(\frac{2\pi * 7.3 * (t-0.455)}{1.2}\right)$

（1）ピッチが 2.5 mm のグリッドによる逆問題解析
（サブグリッド使用せず）
（2）ピッチが 10 mm のグリッドによる逆問題解析
（サブグリッド反復を 2 回行う）

Fig. 8 に 2 種類のグリッドを示す．頭部メッシュ内のグリッドを断面で表示している．

Table 3 に計算結果を示す．どちらのグリッドでも三つの電流源は仮定した位置に再構成できている．サブグリッドの適用によりピッチが 10 mm の粗いグリッドでもピッチが 2.5 mm のグリッド使用時と同じ精度で電流源が再構成できた．また，計算は 4101 秒に対して 190 秒で終了し，約 1/22 の計算時間短縮の効果があった．

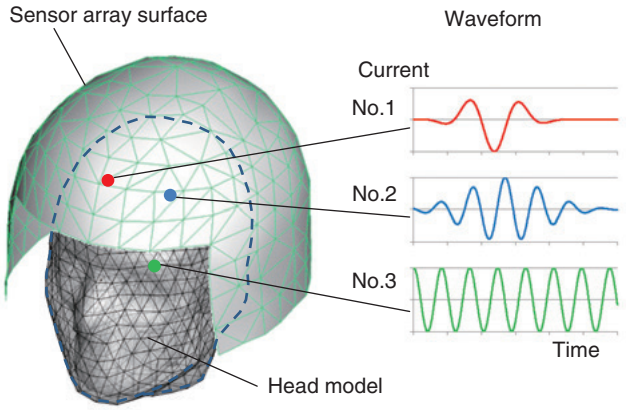
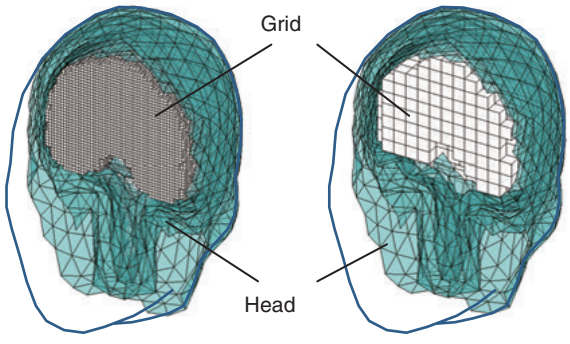


Fig. 7 Model of inverse problem analysis



(a) Pitch: 2.5 mm (b) Pitch: 10 mm

Fig. 8 Grids for inverse problem analysis

Table 3　Results of reconstruction of the sources

Pitch of grid [mm]		2.5	10 (+Sub-grid)
Position [mm]	No.1	(-5, -17.5, 57.5)	(-5, -17.5, 57.5)
	No.2	(-5, 20, 57.5)	(-5, 20, 57.5)
	No.3	(5, 12.5, 20)	(5, 12.5, 20)
Calculation time [sec]		4101	190

Fig. 9 に計算結果を示す．赤い点の箇所は電流密度が高いことを表し三つの電流源が再構成されていることがわかる．Fig. 9(b) は電流源の周囲に 2.5 mm のサブグリッドが自動生成されていることを示す．

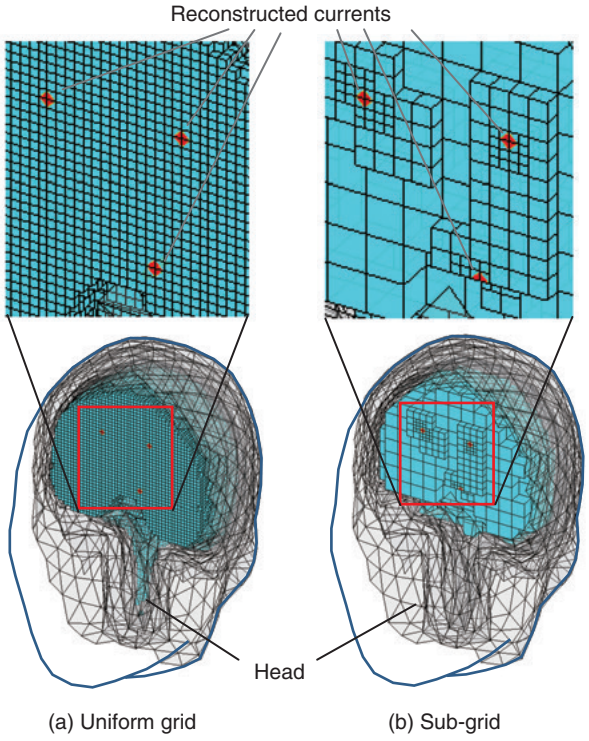


Fig. 9　Reconstructed currents in brain

5．まとめ

脳内電流源を再構成する電磁場逆問題システムを構築した．従来の球体近似計算の課題を解消するために BEM によるリードフィールド計算法を採用し，計算に必要となる人体頭部メッシュモデルとメッシュ生成法及び逆問題用計算グリッドの生成法を開発した．また逆問題解法に Minimum-variance 空間フィルタを採用し，サブグリッド技術を逆問題解法に適用して高速化を図った．脳内電流を再構成する数値シミュレーション問題によりシステムの検証を行った．ピッチが 10 mm のグリッドにサブグリッド技術を適用すると，ピッチが 2.5 mm のグリッドで得られるのと同じ位置精度の解が約 1/22 の計算時間で得られることを確認した．本システムにより被験者の頭部組織の形状や物性値を考慮した電流源の再構成が可能になった．本システムではサブグリッド技術を電磁場の逆問題解法へ適用したが，流体解析，構造解析，音響解析等の他分野の逆問題にも応用可能である．今後，広範な分野への応用展開を図る予定である．

参考文献

（1）岡部達哉，山田健太郎，木村真弘，戸田明祐，佐藤雅昭，山下宙人，武田祐輔，川人光男：考えるだけで機械を操作する BMI 技術，Honda R&D Technical Review, Vol. 22, No. 2, p. 91-98

（2）Taubin, G.: A signal processing approach to fair surface design, SIGGRAPH '95 proceedings of the 22nd annual conference on Computer graphics and interactive techniques, p. 351-358(1995)

（3）Sarvas, J.: Basic mathematical and electromagnetic concepts of the biomagnetic inverse problem, Phys. Med. Biol., Vol.32, No.1, p. 11-22(1987)

（4）Capon, J.: High-resolution frequency wavenumber spectrum analysis, Proc. IEEE, Vol. 57, p. 1408-1419(1969)

（5）Kumihashi, I. Sekihara, K.: Array-gain constraint minimum-norm spatial filter with recursively updated gram matrix for biomagnetic source imaging, IEEE Trans. Biomed. Eng., Vol. 57, p. 1358-1365(2010)

■著　者■


春松正敏


八代勝也


関原謙介

本田技術研究所　論文委員会

編集長　漆山　雄太　四輪 R&Dセンター
須藤　　晶　四輪 R&Dセンター
馬場　雅之　二輪 R&Dセンター
金古　　章　基礎技術研究センター
笠井　聡人　汎用 R&Dセンター
石橋　正明　二輪 R&Dセンター
郷土　健二　四輪 R&Dセンター
佐々木　隆　四輪 R&Dセンター
齋藤　俊博　四輪 R&Dセンター
徳根　敏生　基礎技術研究センター
中村　孝広　基礎技術研究センター
塩崎　智夫　二輪 R&Dセンター
木村　芳彦　二輪 R&Dセンター
千葉　省作　汎用 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
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

自分が Honda R&D Technical Review の編集に携わるようになって早５年の月日が流れました．その間の最大の変化は，なんといっても電子書籍化です．弊社内でも全員には配布されていなかったものを，社員はもとより全世界のインターネットユーザに無償公開いたしました．目的は世界の技術者との論文を通した交流です．

インターネットでの公開にあたり，有償無償，機密事項の取り扱い，コミュニケーション方法などをはじめとし，さまざまな議論が交わされました．

そこで生じた疑問点を，ホームページ運用で長い実績のある本田技研工業株式会社広報部をはじめ，特許，知財のエキスパートに相談に出向き，一つ一つ丁寧に答えを見つけることで実現に至りました．

おかげさまで，社員はもとより，関係部品メーカさま，同業他社さま，大学や研究機関のみなさま，学生のみなさまなど幅広くご登録いただき，今後の発展につながっていくであろう兆しが見えてまいりました．

また，紙媒体ではないこと最大の利点である検索機能を強化したり，人気論文ランキングや関連論文の紹介などの機能も追加したりと，使いやすいページづくりを心がけています．

先程も触れましたとおり，目的は内外の技術者同士の交流による相互研鑽に他なりません．どうぞみなさま，各論文の要旨紹介ページにある「この論文へのご意見をお聞かせください」ボタンを押していただき，交流にご参加いただければと思います．

（石　橋）

Honda R&D Technical Review

©2014 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2014 年３月１日　　Vol.26　No.1

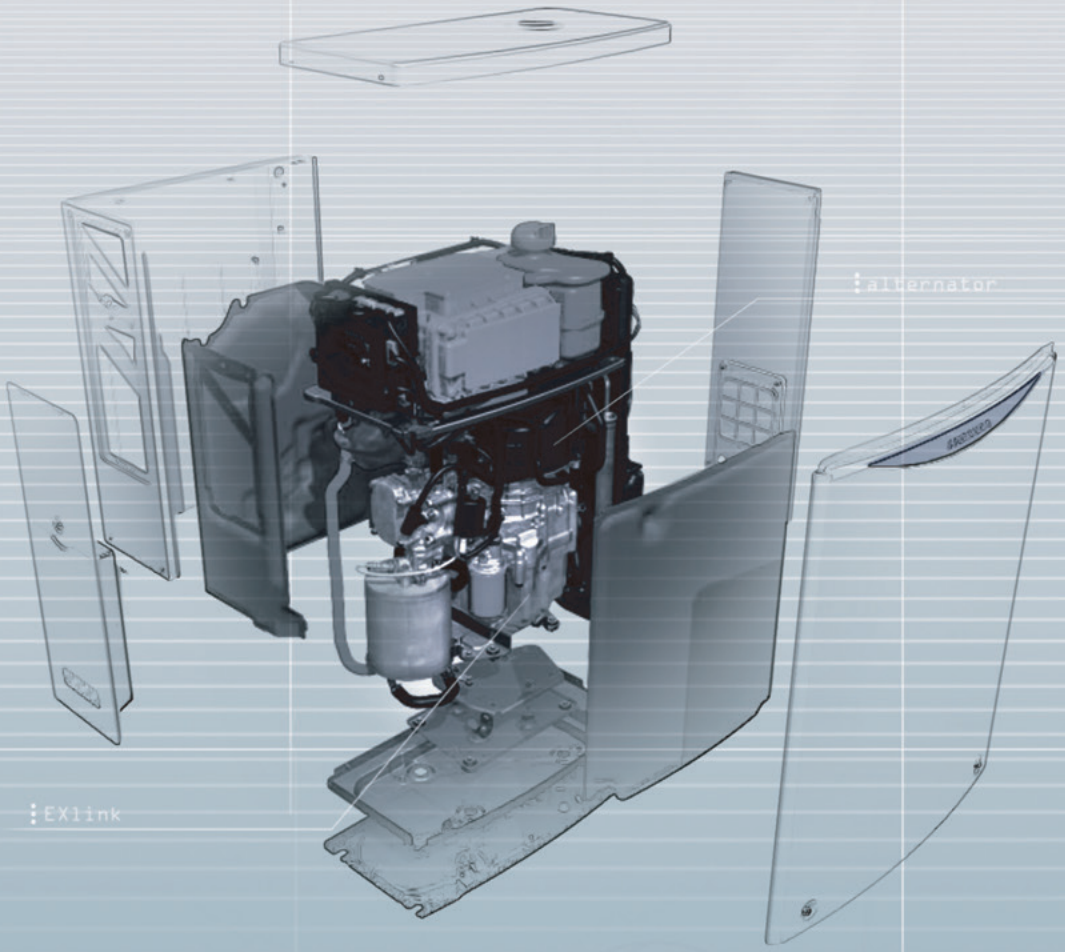
発行所　株式会社　本田技術研究所

発行人　山　　本　　芳　　春

編集人　本田技術研究所　論文委員会

事務局　〒321-3393　栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社　本田技術研究所　四輪 R&Dセンター
技術広報室　第２ブロック　論文事務局
TEL 028-677-3311（代表）　FAX 028-677-7854
Tr_randd@n.t.rd.honda.co.jp

印刷所　〒351-0024　埼玉県朝霞市泉水 2-8-21
協永堂印刷株式会社



Honda R&D Co., Ltd.

