ISSN 0915-3918

Honda R&D

Technical Review Vol.22 No.2



October 2010



表紙の言葉

環境問題や経済状況など今我々を取り巻く状況は大変厳しい。
しかしその様な状況である今こそ、私たちは『夢』を具現化できる現場にいる事に今一度喜びを感じ、誇りを持つべきではないだろうか。

【表紙のデザイン】　周りの状況に目もくれず、大好きなオモチャもそのままに、閃きのまま夢中で描きなぐった少年の絵に命が宿る。
雪舟の涙の鼠が走り出した様に、突き抜ける想いが幻想さえも現実にする。その場面を表現して描きあげました。



四輪R&Dセンター
中山　良

Technical Review
Vol.22 No.2

October
2010

Honda R&D

目　次

技術紹介

◇ CR-Z のデザイン . . . . . 名倉　隆・尾崎貴史
柳本佳久・橋本栄子 1

◇ Styling Design of 2011 Model Year Odyssey . . . . . Eric SCHUMAKER・Catalin MATEI・Devon FUJIOKA
Lori ISHIDA・Nathan BROWN 9

◇ VFR1200F のスタイリングデザイン . . . . . 岸　敏秋 14

◇ カセットガス発電機「エネポ」の開発 . . . . . 飯田道博・前田譲治・笹嶋　剛
藤沼正訓・深野　純 20

◇ 差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション（SHS2）の紹介 . . . . . 中沢孝治・長岡久史・武内　淳
Frank MOBURG・山下郁也・岡部昌規 28

◇ ディーゼルエンジンの実動時ピストン温度計測技術 . . . . . 勝俣耕二・清水賢治
青木忠信・荒井秀実 36

◇ V10 500 馬力エンジンの開発－高出力と環境性能の両立技術－ . . . . . 奥山高弘・福澤　毅・橋本　朗 41

◇ V10 500 馬力エンジンの開発－高出力化とその信頼性保証技術－ . . . . . 奥山高弘・中田　真 49

◇ Development of New Structural Optimization Methodology for Vehicle Crashworthiness
Sanjaya FONSEKA 57

◇ Development of Low-profile Fuel Tank System and Zero Leak Valve for North American Market
Tetsuhiro ITO・Hisayuki GOMA・Jason GRAHAM 64

◇ Automated Tool for Brake Squeal Analysis . . . . . Sanjib NATH・Scott PAUL 72

◇ PCX 用アイドリングストップシステムの開発 . . . . . 柳沢　毅・山西輝英
宇津木克洋・永露敏弥 78

◇ 安全運転教育用自転車シミュレータの開発 . . . . . 鈴木憲二・宮丸幸夫 85

◇ 考えるだけで機械を操作する BMI 技術 . . . . . 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 91

◇ パワープラント分野におけるシステムモデリング技術 . . . . . 村上　真・野村和範
久木　隆・笠原康彦 99

◇ ラージスケール PIV 計測技術の開発 . . . . . 星野元亮・吉野　崇
福地有一・寺村　実 106

◇ ブロック積層接合による中空構造のアルミニウム合金エンジン部品の高速試作技法
和田　武・直本達夫・岡島秀典 114

論文

◇ 予混合圧縮着火ディーゼル燃焼の適用領域拡大 . . . . . 畑野潤一・原田丈也・松井一博
小林広樹・松井竜太 119

◇ FFV 用エンジンにおける低温燃焼の改善 . . . . . 中島　進 126

◇ 等価的な図示平均有効圧計測法の検証 . . . . . 長島慶一・三浦啓二・松本雅彦
花田尚喜・塚本能人・土屋一雄 134

◇ ディーゼルシリンダヘッド燃焼室の低サイクル疲労破壊予測手法 . . . . . 三上祥平・荻野晃一・空澤光将 141

◇ 低粘度エンジン油の省燃費効果としゅう動摩耗に与える影響 . . . . . 奥山庸介・下荒地大地・川内昌司
八田剛志・丸山雅司 151

◇ 一次元シミュレーションを用いた小型二輪車のエンジン出力と吸排気口音の予測技術
堀川博史・木戸秀樹
飯嶌智司・村上泰男 158

◇ 車体加速度波形推定による変速制御手法の研究 . . . . . 亀田眞太郎・稲川　靖 167

◇ Fuel-Efficient and Low-Noise Steering Systems in Large and Heavy Vehicles
using Variable Displacement Pump Technology . . . . . Jinghong YU・Jon HASKELL 173

◇ 貴金属担持 CeO_2 触媒における低温 CO 酸化サイクルの研究 . . . . . 中西義幸・竹折浩樹
橋本雅識・渡邊孝行 179

◇ 第四元素を添加した耐熱 Mg-Zn-Y 系鋳造合金の組織と機械的性質 . . . . . 家永裕一・井上剣志・川合光幹 185

◇ アルミニウムシャシ部品の電食予測技術 . . . . . 水上貴博 193

◇ めねじ谷底部を含むクランクケース全体に対する疲労強度評価技術の確立と製品開発への適用例
栗原　博・齋藤淳也
齋藤秀輝・関谷大輔 202

◇ サイレンサ排水異音メカニズムの研究 . . . . . 松田　修・徳永道広 208

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ Styling Design of CR-Z. . . . . .Takashi NAGURA・Takafumi OZAKI
Yoshihisa YANAGIMOTO・Eiko HASHIMOTO 1

◇ Styling Design of 2011 Model Year Odyssey . . . . . Eric SCHUMAKER・Catalin MATEI・Devon FUJIOKA
Lori ISHIDA・Nathan BROWN 9

◇ Styling Design of VFR1200F . . . . . .Toshiaki KISHI 14

◇ Development of ENEPO Gas Canister-powered Generator
. . . . . Michihiro IIDA・Joji MAEDA・Takeshi SASAJIMA
Masanori FUJINUMA・Jun FUKANO 20

◇ Introduction of High Differential Pressure Water Electrolysis-type Solar Hydrogen Station (SHS2)
. . . . . .Koji NAKAZAWA・Hisashi NAGAOKA・Jun TAKEUCHI
Frank MOBURG・Ikuya YAMASHITA・Masanori OKABE 28

◇ Piston Temperature Measurement Technology for Actual HSDI Diesel Engines
. . . . . Koji KATSUMATA・Kenji SHIMIZU
Tadanobu AOKI・Hidemi ARAI 36

◇ Development of V10 500-HP Engine
– Technologies for High-performance and Low-emission Clean Powertrain –
. . . . . Takahiro OKUYAMA・Takeshi FUKUZAWA・Akira HASHIMOTO 41

◇ Development of V10 500-HP Engine – Technologies for High Performance and Reliability –
. . . . . Takahiro OKUYAMA・Makoto NAKADA 49

◇ Development of New Structural Optimization Methodology for Vehicle Crashworthiness
. . . . . .Sanjaya FONSEKA 57

◇ Development of Low-profile Fuel Tank System and Zero Leak Valve for North American Market
. . . . . Tetsuhiro ITO・Hisayuki GOMA・Jason GRAHAM 64

◇ Automated Tool for Brake Squeal Analysis . . . . . Sanjib NATH・Scott PAUL 72

◇ Development of Idling Stop System for PCX . . . . . .Takeshi YANAGISAWA・Teruhide YAMANISHI
Katsuhiro UTSUGI・Toshiya NAGATSUYU 78

◇ Development of Bicycle Simulator for Safety Riding Education . . . . . .Kenji SUZUKI・Yukio MIYAMARU 85

◇ Brain Machine Interface Technology Enabling Control of Machine by Human Thought Alone
. . . . . Tatsuya OKABE・Kentaro YAMADA・Masahiro KIMURA・Akihiro TODA
Masaaki SATO・Okito YAMASHITA・Yusuke TAKEDA・Mitsuo KAWATO 91

◇ System Modeling Technology for Powerplant Control Systems
. . . . . Makoto MURAKAMI・Kazunori NOMURA
Takashi HISAKI・Yasuhiko KASAHARA 99

◇ Development of Large-scale PIV Measurement Technique . . . . . Gensuke HOSHINO・Takashi YOSHINO
Yuichi FUKUCHI・Minoru TERAMURA 106

◇ Rapid Trial-Production Technique for Aluminum Alloy Engine Components with Hollow Construction
using Block Buildup-Brazing
. . . . . Takeshi WADA・Tatsuo JIKIMOTO・Hidenori OKAJIMA 114

Technical papers

◇ Research on Expansion of Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Diesel Combustion Operation Range
. . . . . Junichi HATANO・Takeya HARADA・Kazuhiro MATSUI
Hiroki KOBAYASHI・Ryuta MATSUI 119

◇ Enhancement of Low-temperature Combustion in Flexible Fuel Vehicle (FFV) Engine
. . . . . Susumu NAKAJIMA 126

◇ Verification of Equivalent Indicated Mean Effective Pressure Measurement Method
. . . . . Keiichi NAGASHIMA・Keiji MIURA・Masahiko MATSUMOTO
Naoki HANADA・Yoshito TSUKAMOTO・Kazuo TSUCHIYA 134

◇ Prediction Method of Low-cycle Fatigue Breakdown in HSDI Diesel Cylinder Head
. . . . . Shohei MIKAMI・Koichi OGINO・Mitsumasa SORAZAWA 141

◇ Effects of Low-viscosity Engine Oil on Fuel Economy and Wear
. . . . . Yosuke OKUYAMA・Daichi SHIMOKOJI・Syouji KAWAUCHI
Takeshi HATTA・Masashi MARUYAMA 151

◇ Prediction Technology of Output Power and Intake-Exhaust Noise Using 1D-Simulation for Small-Displacement Motorcycles
. . . . . Hiroshi HORIKAWA・Hideki KIDO
Satoshi IIJIMA・Yasuo MURAKAMI 158

◇ Study of Upshift Control Method by Estimation of Acceleration Waveform
. . . . . Shintaro KAMEDA・Yasushi INAGAWA 167

◇ Fuel-Efficient and Low-Noise Steering Systems in Large and Heavy Vehicles using Variable Displacement Pump Technology
. . . . . Jinghong YU・Jon HASKELL 173

◇ Study of Low-temperature CO Oxidation Cycle on Precious Metal-supported CeO_2
. . . . . Yoshiyuki NAKANISHI・Hiroki TAKEORI
Masanori HASHIMOTO・Takayuki WATANABE 179

◇ Microstructure and Mechanical Properties of Heat-resistant Mg-Zn-Y Cast Alloys with Addition of Fourth Elements
. . . . . Yuichi IENAGA・Kenshi INOUE・Mitsumoto KAWAI 185

◇ Galvanic Corrosion Prediction Technology for Aluminum Parts of Chassis . . . . . Takahiro MIZUKAMI 193

◇ Establishment of Prediction Technology of Fatigue Strength in Roots of Internal Thread for Crankcase Assembly and Application in Product Development
. . . . . Hiroshi KURIBARA・Junya SAITO
Hideki SAITO・Daisuke SEKIYA 202

◇ Study of Mechanism of Silencer Drainage Noise . . . . . Osamu MATSUDA・Michihiro TOKUNAGA 208

CR-Z のデザイン

Styling Design of CR-Z

名　倉　　隆*　　尾　崎　貴　史*
Takashi NAGURA　　Takafumi OZAKI
柳　本　佳　久*　　橋　本　栄　子*
Yoshihisa YANAGIMOTO　　Eiko HASHIMOTO

要　旨

CR-Z は，車が本来もつ「運転する楽しさ」という魅力の表現と化石燃料の消費に伴なう環境課題への対応をハイブリッド技術により具現化した．「HYBRID Café Racer」というグランドコンセプトのもとに新世代のコンパクトスポーツカーとして開発した．

エクステリアデザインはコンパクトかつ力強さと先進感を「Advanced Sensual Bullet」をテーマとし表現した．インテリアデザインは「SMART COCKPIT」をテーマとし，先進感と運転に集中できるスポーツ感を表現した．

ABSTRACT

Using hybrid technology, the CR-Z realized a balance between addressing the environmental issues associated with fossil fuel consumption and offering the natural “joy of driving” an automobile. It was developed as a new-generation compact sports car based on the ground concept of a “Hybrid Café Racer.”

The exterior design with a theme of “Advanced Sensual Bullet” expresses compactness, strength and an advanced feel. The interior design with a theme of “Smart Cockpit” expresses an advanced feel and sportiness that lets the driver concentrate on driving.

1．はじめに

Honda は 1963 年より四輪に本格参入して以来，常に車の「運転する楽しさ」，「使う楽しさ」を考えた自動車を販売してきた．そして，化石燃料の消費に伴なう世界的な環境課題に対して，低燃費，低排出ガス性能を高め，応えてきた．

しかし，その中でスポーツカーカテゴリーの高性能化に伴なう車両重量と排気量の増加は環境課題に対しては相反する傾向にあり，また，コンパクトスポーツのマーケットはその進化の中で減少の一途をたどっていった．

我々は本来，車がもつ，「操る楽しさ」が凝縮しているスポーツカーカテゴリーを次世代の多くのお客さまへお届けするために，環境課題に対応し，さらに，時代に合致した楽しさを提案しなければならないと考え開発をスタートさせた．

2．デザインのねらい

自分の意のままに操ることができる車をスポーツカーと定め，同時にそれが楽しさに繋がると考えた．そしてお客さまがそれを所有し使用する上でその楽しさをイメージし，高揚できることが形態表現する上で重要であると考えた．

多くのお客さまが意のままに操れるサイズ，一目で新時代のスポーツカーとわかるスタイル，運転に集中できる室内．そしてそれらを日常気軽に楽しめるスポーツカーとして「HYBRID Café Racer」というグランドコンセプトを基に，新時代のハイブリッドスポーツとして開発した (Fig. 1)．



Fig. 1　Ground concept

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_1

「Café Racer」とはオートバイ好きが集まるイギリスの「エースカフェ」を発祥とする．運転して楽しく，満足し，仲間にも自慢したくなる日常に根付いたスポーツカーでありたいという思いをコンセプトで表現した．

3．パッケージレイアウト

パッケージレイアウトはスポーツカーの必要条件である低全高，意のままに操れるショートボデー，コーナーリング性能向上とスポーツカーのたたずまいを表現するワイドスタンス，これらの実現のために「低･短･ワイド」をキーワードとするスポーツパッケージをコンセプトとした．

低く短くワイドなフォルム，的確な操作がおこなえるドライビングポジション，広い視界などスポーツカーの条件を持たせながら，日常での使い勝手にも優れるパッケージとした．

低く短くワイドなフォルムは2009年モデルインサイトのプラットフォームをベースにし，エンジンの高さ，補機類の配置，サスペンションレイアウトの最適化，さらに前方視界，居住性を全域に渡り細かく見直し1350 mm(アンテナを除く)の低全高と4080 mmの短い全長を達成した(Fig. 2)．

低いドライビングポジションは，しっかりとシートに腰を押しつけホールドでき，車の挙動を正確に感じ取れるように，スポーツ走行にも適した設定とした．また，ステアリングホイールは角度を起こし，ドライバへ高いコーナリングGがかかっても，シートから肩が離れにくく正確な操作がおこなえる配置とした(Fig. 3)．

先進的なワンモーションのシルエットと伝統的なロングノーズのシルエットの融合をプレス成型による深曲げフロントガラスで実現した．これによりフロントピラー下端を後方に引くことができ，さらにその断面を細くすることでよりワイドな水平視野を達成した(Fig. 4)．その大きくラウンドしたフロントウインドウによりサイドウインドウとのグラスエリアの一体感にも寄与している．

ヨーロッパ仕様と日本仕様のシートは，フロント2席をメイン，リヤ2席をサブとする2＋2とし，リヤシートは汎用型ISOFIXのチャイルドシートに対応している(Fig. 5)．また北米仕様はリヤシートのない2シータとし，リヤスペースには「ミッドシップコンソール」を設定した．

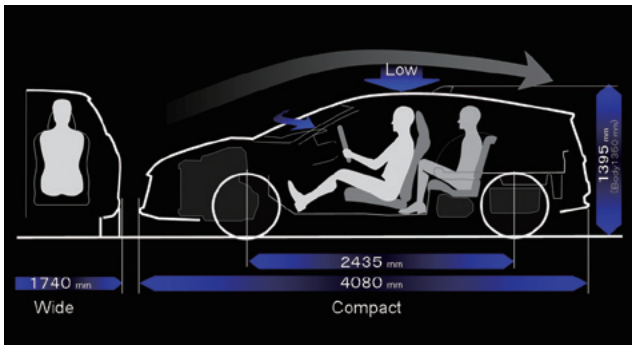


Fig. 2　Package design

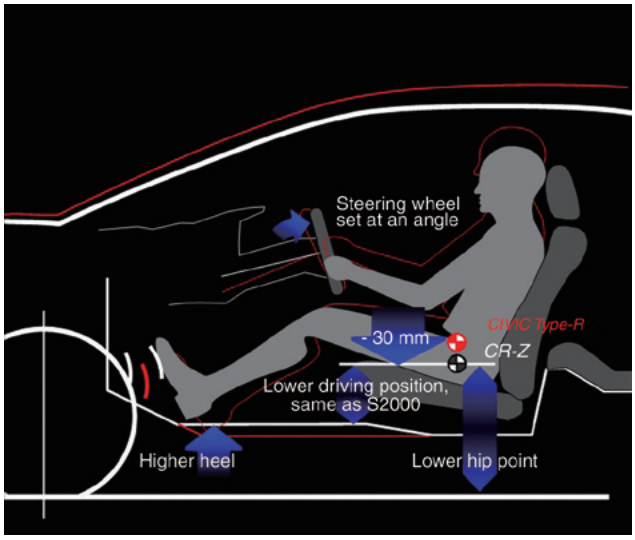


Fig. 3　Driver's position

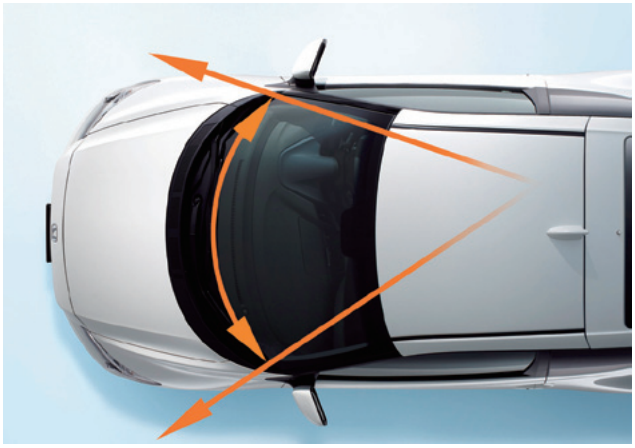


Fig. 4　Front window



Fig. 5　Child seat





Fig. 6　Luggage compartment

また荷室は日常で必要な容量とし使いやすさを向上させた．ねらいのモジュールとしてスーツケースは小型B（655 × 480 × 255 mm）を二つ収納でき，リヤシートをフラットに倒すことで 9.5 型の一般的なゴルフバッグは二つ，形状やサイズにもよるがマウンテンバイクはフロントタイヤをはずして一台，タイヤなら 4 本分を目安として積載を可能とした（Fig. 6）．

4．エクステリアデザイン

エクステリアは，所有する喜びとスポーツカー特有の高揚するたたずまいを表現することを目標にし，「Advanced Sensual Bullet」をコンセプトとした（Fig. 7）．

コンパクトながら存在感ある力強い塊をベースにハイブリッドらしい先進感と生きているような躍動感を表現した．

エンジンフードからキャビンに続くワンモーションのシルエットと，大きな曲率を持つフロントウインドウと段差の少ない黒色のフロントピラーによりサイドウインドウへと連続する一体感を際立たせ，コンパクトながら力強い凝縮したボデーとしている．

また，フロントピラー下端を後方に引くことでワンモーションのシルエットの先進性とロングノーズという伝統的なスポーツカーの表現を融合させた（Fig. 8）．

低く配置したフロントグリルと動力を地面に伝達するタイヤを中心としたフェンダ周りを隆起させ，曲面を多用したダイナミックなサーフェイスにより包み込むことでスポーツカーとしてのたたずまいと躍動感を表現した（Fig. 9）．

フロントバンパ下側をウイング形状とし，軽快さとスピード感を表現した（Fig. 10）．リヤバンパは，空力性能に



Fig. 7　Exterior design concept



Fig. 8　Side view of 2010 model year CR-Z



Fig. 9　Overhead view of 2010 model year CR-Z



Fig. 10　Front bumper

寄与するデュフューザ形状をメインモチーフとすることで(Fig. 11), スポーツカーへのアプローチと環境対応を両立した新時代のスポーツカーであることを象徴している.

ヘッドライトやリヤコンビネーションランプなどの灯火器類は, 生き物のような躍動感あふれるボデーの中に先進性が包括されているイメージとして「Cubic crystal」をテーマとしデザインした. 四角形のプロジェクタと六角形のLED ユニット形状, 積層構造のターンランプなど幾何形態で統一し, ハイブリッドの精緻さとクリーンさを表現した(Fig. 12).

ドアミラーは, 視認性を低下させることなく小型化し前映投影面積を減少させ, さらに最適な形状にすることで空力性能を向上させた (Fig. 13).

アウターハンドルはエクステリアのテーマにもなっている Bullet(弾丸)をモチーフとした. 空力性能と使いやすさを考慮し, アウターパネル側に指入れの凹形状を施し, コンパクトで突出量を抑えた縦型のフラップタイプを採用した (Fig. 14).

16 インチアルミホイールは, 「Advanced dynamic」をテーマとし, ダイナミックなスポーク形状を表現しながらも, インサイトの 16 インチアルミホイールに対して 1 台あたり 5 kg の軽量化を達成し燃費向上にも寄与している (Fig. 15).



Fig. 11 Rear bumper





Fig. 12 “Cubic crystal” image

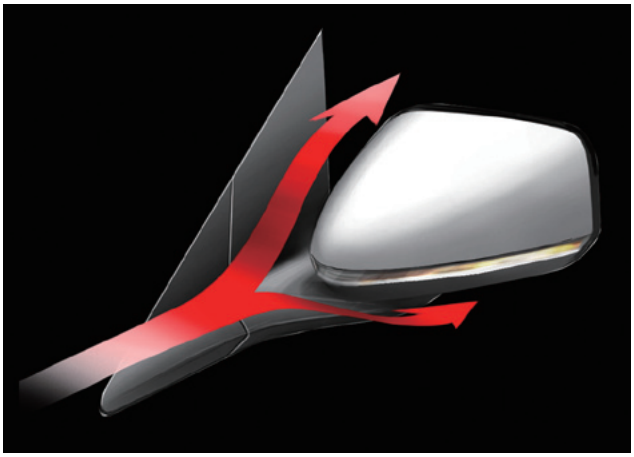


Fig. 13 Door mirror



Fig. 14 Door handle



Fig. 15 Aluminum alloy wheel

5. インテリアデザイン

インテリアは，「SMART COCKPIT」をコンセプトにスタイリングした．

ハイブリッドスポーツとして，運転に集中できるスポーティーなコックピットとハイブリッドカーらしい先進感，そして日常の使いやすさを考えた空間とした．

インストルメントパネルは左右に広がる形状を基調にし，運転に必要な情報表示と操作類をメータクラスタパネルとしてドライバ前に配置した．さらに適度にタイトなドライバ空間とし，ドライバが運転に集中できるようにした．対照的にアシスタント席側はシンプルな構成により爽快感を表現した (Fig. 16)．

インストルメントパネルのアッパ部を「フローティングアッパパッド」と名づけ，翼を拡げたようなモチーフに一体感あるオーディオを造形し，さらにロア部のカラーをライトグレーとすることでアッパ部を浮き立たせ，軽快感を表現した．

また，アッパ部にはセンタアッパボックス，ロア部にはエアコン連動温調機能付きグローブボックスとセンタロアボックスを設け，日常の使い勝手を考慮したユーティリティーを兼ね備えた (Fig. 17)．

メータクラスタパネルは運転に集中できるように，走行する上で重要度の高い情報表示と使用頻度の高いスイッチ類をステアリングを中心に配置させ，視認性と操作性を向上させた．

パネルの左側には車内の温度を操作するクライメートコントロールをコンパクトに配置した．すべての操作を指先で簡単におこなえるように動作を統一し，車内の温度を調整するダイヤルを薄く大きな径とした．

パネルの右側には CR-Z の大きな特徴の一つである３モードドライブスイッチを配置した．上から「SPORT」「NORMAL」「ECON」としスイッチを押すことで走りの特徴が変化するのと同時に，タコメータ内の照明の色が変化することでモードを瞬間で認知できる表示とした (Fig. 18)．

メータはブルーに輝くクリスタル調目盛とイルミネーションで一目でわかる「先進性」を表現した．走行する上で重要度が高い速度計と回転計を中央に配置した．速度計は遠焦点のデジタル表示を採用し，走行時の外視界との焦点差を少なくし，視認性を向上させた．表示が頻繁に変化する回転計はアナログ表示にすることで読むのではなく直感認知できるようにした．また，メータ内の左右には車の状態を表す燃料計やバッテリ計等を水平基調で表示した．これによりメータ内でしっかりと区分けをおこない表示を読みやすくした (Fig. 19)．

また燃費走行時にアクセルとブレーキ操作をコーチングするエコドライブバーを MID (Multi information display) に表示し，MT 車にはシフトタイミングを教えるシフトイ

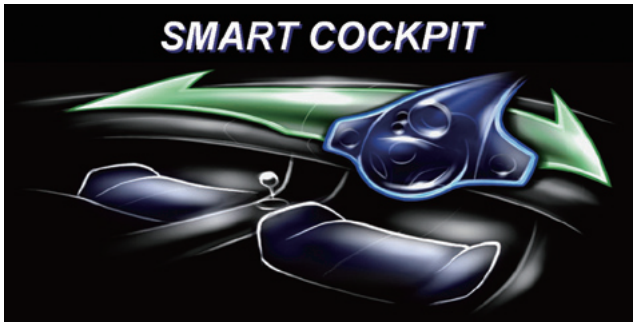


Fig. 16　Interior design concept



Fig. 17　Floating upper pad



Fig. 18　Meter cluster panel



Fig. 19　Meter

ンジケータを装備し燃費を向上できるようにした.

ドアライニングはインストルメントパネル同様にアームレスト部をフローティングしたような造形とし, ライトグレー色にすることで軽快感を与えた. ブラックのドアアッパ部は肩や手が触れる機会が多いためソフト素材で構成し上質に仕立てた.

また, スポーツ走行時にアシスタント席の体をよりシートにホールドさせることができるドアグリップとオーナメントパネル, コンソールセンタを重厚感ある金属の質感を表現することで安心感と上質感を成立させた (Fig. 20).

フロントシートは, 「スマートスポーツシート」をコンセプトに走りの性能と安全機能を高次元で融合した. ヘッドレストとシートバックをガーニッシュで繋げた一体感あるバケットシルエットは, サイドサポートを2段にすることでさまざまな体格に対応し, スポーツ走行時にしっかりと乗員をホールドしながら, シフト操作を妨げないように肘があたらない立体造形とした. また, ヘッドレスト部に後方衝突時頚部傷害緩和の機能を持たせ安全性も考慮している.



Fig. 20 Center console and door ornament panel



Fig. 21 Smart sport seat

シートサイドの生地は立体造形に追従できる伸縮性の高い材質を使うことで, 乗員を包み込み, シートクッションは格子じまに編込んだ生地がでん部のずれを抑えられるようにした. 生地色は光沢感あるシルバーを採用することで先進感のある上質感を表現した (Fig. 21).

リヤシートと荷室はコンパクトスポーツと日常の使い勝手を両立するために機能性を凝縮したコンパクトな空間とした.

リヤシートは子供など小柄な体格の人が座れる空間とし, フロントシートからシートバックをワンタッチで倒すことができ, その柔らかいクッションでカメラやモバイルPC等の精密機器を包み込むソフトボックスとなる. しかも車外から荷物を隠すことができるので防盗性も高めることができた (Fig. 22).

北米仕様はリヤのスペースにミッドシップコンソールを設定し2名乗車とした. リヤ部をトレイおよび, 背面部を荷室と隔てるバルクヘッドとした. トレイは大容量とし, 生活シーンなどで必要なものを収納することを可能とした.

バルクヘッドはワンタッチで倒すことができ, また衝突時に荷室から前席へ荷物の進入を防止できるようにした. さらにダンパを設けることでトレイとの衝撃音を軽減し高品位な操作感を実現した (Fig. 23).

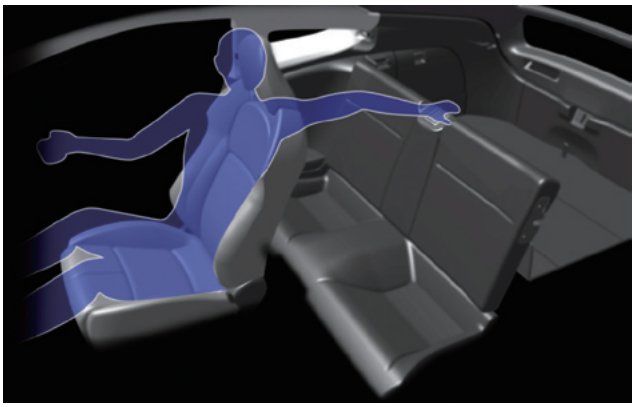


Fig. 22 Rear seat



Fig. 23 Mid-ship console

6．カラーデザイン

エクステリアカラーは「Advanced Sporty Color」をテーマとし (Fig. 24) 大人の感性に訴える，洗練された品格あるスポーティーな色のラインナップ構成とした．

その中で，CR-Z の専用新色は，ハイブリッドの先進性と質感の高さを強く打ち出した，ダークピューターメタリックとホライゾンターコイズパールの２色である．

ダークピューターメタリックは，色味と金属感のあるグレーを指し，ガンメタリックに渋めのグリーンのエッセンスを混ぜ，シックでかつ，スポーツの力強さを感じさせるプレゼンスのある色とした．

ホライゾンターコイズパールは，上品でプレミアムを感じさせる色である．落ち着いた色調ながら，ブルーが本来もつ鮮やかさや軽快感で，スポーティー感を引き出し，フリップフロップの効果を活かして，形状の豊かさを発揮している．

そして，これに続くべき他のラインナップについては，クリーンで軽やかなプレミアムホワイトパール，スポーツカーの定番のミラノレッド，躍動感のあるブリリアントオレンジメタリック，派手過ぎず鮮やかな持ち味のディープサファイアブルー，高級感･上質感を表現するクリスタルブラックパール，幅広く採用されているストームシルバーメタリックとした．

また，リヤディフューザ色にもこだわり，ダークグレーの樹脂に微細なアルミフレークを混ぜた原料着色にすることで，メタリックが輝き，造形の立体感を際立たせ，上質感を引き出した．

インテリアカラーのテーマは「Excitement & Tension」(Fig. 25) とし，興奮と緊張がみなぎるスポーツ空間をイメージした．従来のスポーツカー内装に見られるような黒×原色の組合せではなく，黒×ライトグレーという大胆なハイコントラスト内装である．ドアを開けた瞬間に感じさせるスポーツカーとしての高揚感と，ピーンと張り詰めたモダンな未来的空間で先進感を表現した．

内装カラーは，黒とライトグレーの大胆な２トーンをベースとして，全体をモノトーンで構成した．また，「Gloss on Gloss」で光沢感の異なる素材同士を組み合わせで新鮮な表情を引き出し，さらに「Tone on Tone」の同系色の組合せにすることで，クールでソリッドな近未来的な世界観を生み出している．

インストルメンタルパネルのアッパ部には上質感とプレミアム感の表現にこだわり，Honda では初となる，リム成形を採用したことで，手触りのよい風合いとした．また，新規にデザインした革シボを採用し，細かな毛穴までを再現することで，質感にこだわるヨーロッパ人にも納得のいく本物感を実現した．

シートのファブリックに関しては，人が座る部分にメイン材として採用したチェッカ柄の織物である．シルバーグレーの部分にしっかりと光沢感を生み出し，織目が着座時の滑り止めとなりホールド感ある座り心地を実現した．サイド材は光沢感のあるグレーのメッシュジャージとした．伸びのあるジャージ素材を使うことで，シート形状に追従し，カラダをきちんと支えることができる．そして，白く光るステッチを入れることで，よりいっそうプレミアム感，スポーティー感を引き出した．そして，サポート材にはシートの中で一番明るく光沢感のあるジャージ素材を採用した．視覚的にも，シート自体の立体感を生み出す大きなアクセントとなっている．

ドアグリップとオーナメントパネル，コンソールセンタの先進感と高級感を表現するため，初めてアルミの高輝度フィルムを採用した．その鏡面のような金属の輝きはドアを開けた瞬間に目に飛び込みインパクトある特徴となっている．

著作権上の理由により非表示

Fig. 24　Exterior color design

著作権上の理由により非表示

Fig. 25　Interior color design

7. まとめ

スポーツカーの「操る楽しさ」を具現化するうえで高性能，高出力は重要な要素となる．しかし，このような環境対応を求められている時代状況においては，今後スポーツカーは環境課題に対応していかなければスポーツカーカテゴリーそのものの存在が有り得ないといえるだろう．

「CR-Z」というネーミングはコンパクト・ルネッサンス・ゼロの頭文字からとったものである．まさしくこの車によりスポーツカーの新しい方向性を示唆でき，そして次の時代に車の「運転する楽しさ」をつたえるという意味で大きな一歩を踏み出せたと確信している．

■著　者■


名 倉　隆


尾 崎 貴 史


柳 本 佳 久


橋 本 栄 子

Styling Design of 2011 Model Year Odyssey

Eric SCHUMAKER* Catalin MATEI* Devon FUJIOKA*
Lori ISHIDA* Nathan BROWN*

ABSTRACT

The 2001 Honda Odyssey redefines the American minivan market by more completely fulfilling a family's rational needs and their emotional desires. Previous generations of the Odyssey led the competition in adaptable utility and spirited driving dynamics. The fourth generation Odyssey, guided by the concept of "Cool Family Dream," completely satisfies the minivan user's need for flexibility, utility, and comfort, while completely delighting the customer with exciting interior and exterior styling. It breaks free from the traditional image that a minivan works for a family, but is not something to desire.

For the 2011 Odyssey, the Interior Design Team's goal was to create an experience balancing emotional and rational needs. As a minivan, Odyssey's paramount mission is to satisfy a wide range of user expectations. Versatility and functionality are the cornerstones of the minivan's existence, and this new generation of Odyssey set forth to enhance Odyssey's already class-leading functionality and flexibility. The challenge came with adding an emotional aspect to that formula. Words such as "athletic" and "stylish" describe some traits the development team added as a new dimension to this pragmatic segment by way of a fresh interior layout and design.

The exterior design, based on the concept "Dynamic Monovolume," wraps the increased functionality of the interior with athletic forms and lines. The result is a new-generation Odyssey not just pleasant to look at, but truly stylish and desirable. No longer will the Odyssey be considered a "Mommy Mobile" or a necessary family household tool needing to be excused. The 2011 Odyssey is a stylish and smart expression desired by positive young families.

1. Introduction

The Honda Odyssey debuted in the North American market in 1995 as a smaller minivan with a more world market size and drive train. The second generation, introduced in 1999, targeted the mainstream North American minivan market in size, seating capacity, drive train, and features. It set the standard for minivan family utility and comfort with innovative automatic doors on both sides and a rear seat folding into the floor. Starting in 2005, the third generation extended its market segment leadership with improvements in comfort, performance, and convenience in package layout and solidified its position as the most spirited minivan in North America. It was enjoyed by customers as the minivan that fulfilled the family's needs yet supplied some style and driving pleasure. However, in the overall marketplace, minivans still carried the stigma of a vehicle that a family succumbed to buy—not one they truly wanted. Minivans were purchased by growing American families to support their wide range of activities, and by Empty Nester couples who needed a vehicle to support their traveling and activity with their grown children's families. Understanding this foundation, the 2011 Odyssey design team set out to create a vehicle that worked even better for these two main groups and added the style and emotion that made them want to buy a minivan and display it with pride as an expression of their positive, active lifestyle. In particular, the design team imaged the younger Generation Y family.

The team came up with the grand concept of "Cool Family Dream" as the theme of the overall development for the new Odyssey with the goal to "delight the kids and the parents." The team learned that for today's growing families, enjoying family time is a priority. They are proud to be a family and want to project a positive image of their life stage (Fig. 1).

*HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_2

著作権上の理由により非表示

Fig. 1 Development concept

2. Package Layout

The package layout is the foundation of the family minivan. Odyssey has led the market with the most user-friendly flexible seating, and the 2011 Odyssey team desired to enhance this practical leadership and add more emotional exterior styling. One might consider these two goals to be contradictory. To deal with this challenge, the team honored the foundational characteristic of a minivan—its package layout. The new Odyssey provides three rows that will seat eight adults comfortably or adapts to a wide variety of seating for any family situation (Fig. 2).

The primary target area for improvement was the center row seating for three. These three seats were given equal status, which required widening the middle row by 100 mm, moving the left and right seats outboard by 50 mm, and making the doors more vertical by 45 mm at the top of the windows. This allows three adults to sit side-by-side or three child seats to be harnessed, or combinations of both. Adding further adaptability to the seating, the middle row center seat can be moved forward, which allows closer access to the front row (Fig. 3). This feature gives a parent in the front row closer access to a child in the center seat of the middle row. Finally, the two outboard seats of the middle row can be moved inboard closer to the center seat or the center seat can be removed completely and the outboard seats moved next to each other. This allows very clear access to the third row of seats from the widened side sliding doors. An additional 25 mm of leg room was added to the third row to improve comfort.

Odyssey's third row "magic seat" system revolutionized the minivan segment and spawned many variations from competitors. The new Odyssey aims to re-establish itself as the "king of packaging" by making this feature simpler. Now, the customer can make either side of the 60/40 split third row "disappear" with a simple pull of a one seat strap versus two straps in the previous Odyssey.

The wider center row increased width and height in the center of the vehicle. The roof tapers and drops from the center to the front and rear, and narrows in width fore and aft from the center row. Overall, Odyssey gained a 35 mm wider stance and width, and 45 mm length on an unchanged wheelbase of 3000 mm. The driver position was made more car-like by lowering the hip point by 12 mm, and forward side visibility improved by moving the touchdown of the A-pillar forward by 127 mm. The windshield became more raked and flowing into the rounder side view roof line.

This layout would ultimately support the exterior designers' goal of creating a more fluid and stylish exterior shape (Fig. 4) and better aerodynamics with a

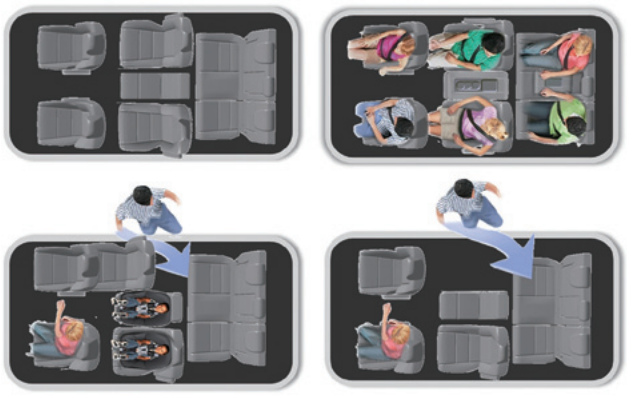


Fig. 2 Sample seating arrangement options

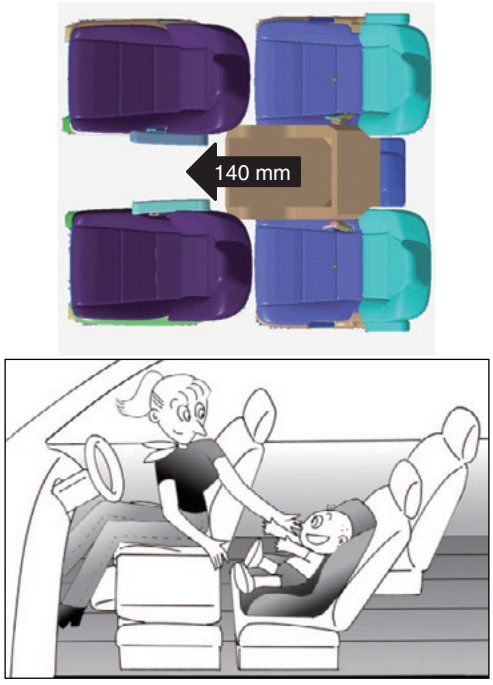


Fig. 3 Center seat function and adaptability

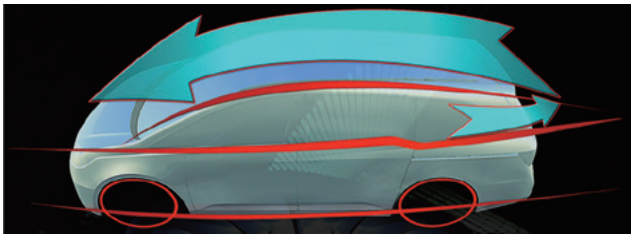


Fig. 4 2011 Odyssey body volume description

3% Cd reduction compared to the previous Odyssey's more conventional, rectangular form.

3. Exterior Design

To achieve the vehicle concept, the team wanted a vehicle that looked progressive and athletic while maintaining the classy, up-market look of the current Odyssey. Further, the designers wanted the styling to express the Odyssey's class-leading sporty driving traits. They desired to break free from the traditional minivan image of an emotionless box used to do the family hauling chores. In effect, redefine the minivan as something positive. The team envisioned a minivan that fathers wanted to buy and mothers felt younger while driving. Again, this was to be done without ever compromising the Odyssey's exceptional utility, comfort, and adaptability.

The team wanted to create a side view that will make the Odyssey unique in appearance from 100 m away. The side profile was styled to flow with the new package layout: a lower nose, low-angled windshield, raised roof in the center of the passenger area, and a tapered and lower tail. These characteristics changed the overall profile of the Odyssey away from the standard rectangle of a typical minivan. To complement the new profile, the window design introduced a rearward tapering upper edge and a belt line with a lightning bolt shape interacting with the body side forms as shown in Fig. 5. The body side is dominated by a spear form extending from the rear side panel between the rear side window and the C-line. It sets the overall forward dynamic stance of the body. It also works with the side door slide groove to both improve interior packaging and styling. The side door slide groove is lower and thus more outboard than the previous Odyssey and competitors. This allows for wider seats and a lower side window in the rear seat area, both of which provide better visibility for the passengers.



Fig. 5 Unique beltline shape



Fig. 6 Styling rendering showing lower, more car-like wrapping front end theme



Fig. 7 Styling sketch of rear shows car-like wide tail lamp design

The overall mass and center line shape; the strong, dynamic window graphic and body forms; and smart functional engineering combine to achieve a vehicle that looks fluid, athletic, modern and confident, and functions better for the Cool Family.

3.1. Detail Design

The front end theme of the new Odyssey maintains Honda's family heritage from the FCX. It incorporates jewel-like projector headlights and adds HID in the Touring package. The grille and headlights form one wrapping front mask with secondary detail design using a mix of bright chrome, satin chrome, and dark metallic finished grille bars. The front end components are positioned lower than the previous Odyssey to give a more car-like, air-penetrating appearance. The impression is classy and athletic.

The horizontally-oriented rear design theme leans the new Odyssey in a more automotive direction than previous minivans. The taillights extend from the side spear form wrapping around into a European proportioned license opening. The upper area of the tailgate integrates side and upper spoilers that extend smoothly from the tapered cabin. These spoilers were designed integrally with the Aerodynamic Engineers to achieve exceptional performance while enhancing the fluid styling. The Touring model has additionally rich detailing with gloss black finish on the cabin spoilers and center window pillar garnishes, and body color finish on the side sill garnishes. The expressive side window graphic is traced with bright trim just as the previous Odyssey. This maintains the upscale look while introducing the sportiness of the new window graphic shape. Finally, the door handles are designed to integrate with the body side spear shape while adding a jewel-like detail with a modern watch inspired shape and bright finish.

Overall, the initial impression of the new Odyssey is more personal in size and more emotional than functional. Upon interaction, the customer realizes that the interior size, comfort and adaptability is better than the previous class-leading Odyssey. It looks emotional, but is actually more functional. The exterior styling achieves the concept of the "Cool Family Dream."

4. Interior Design

The Interior Design team's goal was to create an experience that balanced emotional and rational needs. Versatility and functionality are the cornerstones of the minivan owner's wide range of expectations.

The challenge came with adding athletic and stylish emotion to the new Odyssey (Fig. 8).

From a styling standpoint, the team created leaner, more athletic shapes, surfaces, and lines. Radii were minimized and surfaces simplified through minimal breaks. By doing this, the appearance lends itself to a more thoughtful concise statement: more youthful, modern, and dynamic in appearance. The design unifies the overall interior design theme by minimizing changes in patterns, textures and gloss between different materials and finishes. The final outcome is a product with depth and sophistication that can be appreciated, not only from the first impression, but also over time. The team aimed to create or improve on the instrument layout, passenger amenities, and seating to enhance the user experience.

Instrumentation. The team recognized that as technology becomes more of a presence in peoples' lives, it creates a more complex experience for the customer. Therefore, a major objective was to simplify the instrumentation, especially the heater and audio controls, to create an easy-to-use and easy-to-understand interaction. Several different design techniques were used, such as color indication, surface treatment, and "zoning" logic, to achieve good ergonomics and clean appearance.

Cool Box. Minivans are the ultimate road-trip vehicles. So it seemed only natural to add a cooler box to the Instrument Panel to refrigerate and store cold beverages for the family. This feature is also practical to keep market or pharmacy items cold.

Split Screen. Another amenity new to the Odyssey is the Split Screen Rear Entertainment System, which is offered on the Touring Tech trim level, that allows second and third row passengers to watch two programs simultaneously. One video feed comes from the DVD player on the instrument panel; a second feed can be added through the HDMI input in the rear seat.

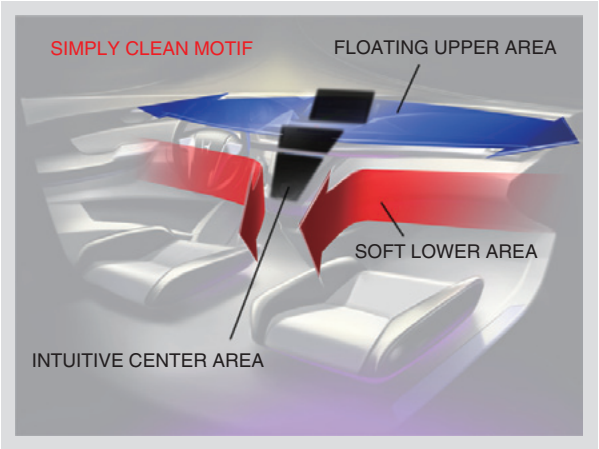


Fig. 8 Interior styling concept



Fig. 9 Key interior styling sketch

5. Color Design

A "Distinctive Living" concept guided the color and materials design for the 2011 Odyssey. The overall design of the vehicle was targeted for a stylish family wanting a vehicle that expressed their distinctive living and design sense. The interior and exterior materials and colors needed to express a carefree, relaxed, yet fresh and modern stylishness of owners who are embracing their family image—not held back by it.

The color and material design, much like the interior and exterior design, started from the customer's usage of the inside of the vehicle and then radiated out. The foundation was the fabric. A double Rochelle knit with a flowing line graphic pattern was created. It expresses a carefree, relaxed, stylish feeling of a flat surface with a fresh, slight sheen and warmth to the touch. Practically speaking, the material is very durable and cleanable.

5.1. Interior

The 2011 Odyssey offers a choice of three new interior colors, one of which is exclusive (Fig. 10). The "New Beige" color is greyer, darker, and more natural than the beige on the previous generation, and together with the new fabric complements the modern, stylish family. "New Grey" is a lighter mid-tone hue with a redder earth tone, again projecting a softer, more natural and friendlier feel. The new "Truffle" color, exclusive to the Odyssey, is a dark warm grey that exemplifies the Odyssey family who are proud of their life stage and their sense of modern style. It carries the undertone of luxury and style, without the formality of black, while projecting sportiness and modernity with just a hint of warm, natural hue. It is a medium tone that can be dressed up or down with different exterior colors to meet any occasion, much like the stylish family's home and fashion design.

5.2. Exterior

Complementing the interior colors is a pallet of eight exterior colors including two new colors designed specifically for Odyssey; one exclusive. Smokey Topaz was designed along with the exclusive Truffle interior color. It is a dark metallic color with rich, warm, almost red-brown side hue and bright, clean direct highlights. It accentuates the long, flowing exterior forms and crisp lines. It is similar in value to the window areas thus shows the entire vehicle as one interrupted form. Together with the new sporty, modern interior and exterior forms and designs, Smokey Topaz



Fig. 10　Interior color and material coordination

and Truffle present the carefree, relaxed, stylishness of the Odyssey family. They are a color set which is very upscale, confident, yet inviting. New Celestial Blue was designed for Odyssey and sedans. It is a light value cold color with just enough warmth to keep from being unfriendly. It complements the modern, crisp, machine surfacing of Odyssey's exterior, and because of its light value, allows the unique exterior window graphic shapes be expressed. Celestial Blue enhances and complements the different materials of the exterior's bright chrome window trim, door handle details, grille and lamps, and gloss black pillars and rear air valance. The exterior pallet will soon offer a new Pearl White with the simplicity and cleanliness of straight shade white and the added luxury and richness of pearl. Rounding-out the color offerings are Alabaster silver, Polished Metal metallic, Crystal Black pearl, Dark Cherry red metallic, and Mocha metallic. All together, the 2011 Odyssey color and materials design expresses the carefree and stylish family who are proud of their family lifestyle.

6. Conclusion

The Honda Odyssey has established itself as the minivan with spirit. With each generation of design, Honda has delighted the American family with a vehicle combining clever utility and convenience and fun-to-drive character. The fourth generation Odyssey establishes an almost new category of vehicle: a sporty family minivan. By focusing deeply on the theme "Cool Family Dream," the design team has created a vehicle that exceeds the young family's functional needs with flexible, easy to use seating, unprecedented features, and exceptional visibility. Trend-setting young families will be excited to show off their life stage through the styling expression of the new Odyssey. It embraces and celebrates the joys of family and parenting. The package layout design establishes a solid foundation of equal comfort and seating flexibility for all passengers. The clean, athletic interior design styling seamlessly blends an unprecedented amount of features. The exterior design wraps the new layout and interior design in a fluid yet crisp athletic and dynamic form with modern, elegant graphics and details. And the colors and materials complete the expression by providing different sets of exterior and interior finishes to fit the individuality of these vibrant families. All together, the 2011 Odyssey is a minivan to proud of.

■著　者■


Eric SCHUMAKER


Catalin MATEI


Devon FUJIOKA


Lori ISHIDA


Nathan BROWN

VFR1200F のスタイリングデザイン

Styling Design of VFR1200F

岸　　敏　秋*
Toshiaki KISHI

要　旨

大型スポーツツアラモータサイクルの商品カテゴリで，唯一Ｖ型４気筒エンジンを採用し，欧州市場での独自のポジショニングを獲得してきたVFRの新規機種開発において，新たなスタイリングデザインに挑戦した．洗練された大人のためのスポーツツアラというデザインコンセプトの基，スポーツモータサイクルとしてのダイナミズムと，ツアラとしての高機能をより高い次元で融合した，マス集中フォルムの実現を目指した．デザインの実現にあたっては，四つの外観要素を一つのフォルムとして結実させることで新しい魅力創出を図った．その結果，歴代VFRが築き上げてきた洗練の表現を保ちながら，Hondaモータサイクルのフラッグシップにふさわしい，先進性とプレミアム性をアピールできるスタイリングデザインが実現できた．

ABSTRACT

Honda has undertaken the challenge of a new styling design in the development of a new model in the VFR series, the only product in the sports tourer category to use a V-4 engine and one which has captured a unique position in the European market. Based on the design concept of a sports tourer with refined styling for mature riders, the design effort sought to achieve a form for mass concentration that fused, to a higher degree, the dynamism of a sports motorcycle with the high functionality of a tourer. Honda sought to create a new kind of attractiveness in achieving such a design by realizing four external appearance elements as a single form. The result was a styling design that retained the refined expression built up in successive generations of the VFR, while boasting an advanced and premium look suitable to the flagship of Honda motorcycles.

１．はじめに

1986年の初代VFR750F（Fig. 1）投入以降，常にユーザの支持を受け続けてきた歴代VFRは，スポーツツアラカテゴリにおいて唯一Ｖ型４気筒エンジンを採用し，その時々のHondaの先端技術を投入することにより，高性能かつ高機能というユニークなハードパッケージと大人のための洗練されたスタイリングの組合せによるコンセプトを具現化し続けてきた．Hondaロイヤルカスタマを中心に，多くのユーザからその独自性を“最新Hondaテクノロジーのショーケース”，“インテリジェントスポーツ”などと称され続け，欧州ミドルスポーツクラスでは競合車不在の強いブランド力を背景に安定した販売台数を継続していた．

2002年の５代目となったVFR800以降，大きなモデルチェンジは施されずに小変更のみで継続販売されていたが，モデル鮮度が下降線をたどるにつれて，長い時間をかけて築き上げてきたVFRのブランド価値も特別なものでは無くなりつつあった．

そこで，６代目VFRとなるVFR1200F（Fig. 2）は，欧州におけるHondaブランドイメージ再構築を鑑み，ミドルクラスのスポーツツアラから年々競争が高まる欧州プレミアムスポーツカテゴリへと，排気量，車格ともステップアップし，Hondaスポーツモータサイクルのフラッグシップとしての使命を担い，Hondaらしい先進技術と羨望のスタイリングを織り込んだブランドリーディング機種として，主要マーケットとしての欧州をはじめ，米州，日本などの先進国を中心に販売されることとなった．

２．コンセプト

本来VFRはRVFなどのHondaワークスレーシングマシン直系のＶ型４気筒エンジンと車体を備え，スーパス

＊二輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_3



Fig. 1　1986 model year VFR750F



Fig. 2　2010 model year VFR1200F

ポーツにも匹敵するテクニカルパッケージでありながら，スタイリングは決してレーシングイメージではなく，あくまでもエレガントであることを特徴としていた．加えて高い運動性能を誇りながらも，二人乗りで長距離を走破できるツアラとしての能力も持ち合わせる多才性が，レーサレプリカスタイルに飽き足らない経験豊富な大人のユーザに支持されて来た．そして，開発においても常に VFR コンセプトのバックボーンとして，歴史あるレーシングマシンの血統を表す高性能イメージの表現とユーザへの訴求は守り続けられるべきものとして捉えられていた．

しかしながら，昨今におけるレーサレプリカスタイルのスーパスポーツ群の台頭と性能先鋭化の流れの中にあっては，市場における VFR の立ち位置は，次第に“ツーリングにも使えるスポーツバイク”から“スポーツもできるツーリングバイク”へと変化してきており，VFR に対する市場ニーズも最新レーシングマシンの技術とそのイメージの反映といったものに代わって，大型プレミアムスポーツツアラとしての余裕とスティタスを求める声が多く聞かれるようになった．加えて Honda モータサイクルのブランドリーディングとしての役割を VFR に課し，そのコンセプトを大きく変貌させることとした．

具体的には VFR1200F は Honda の最新技術を搭載したスポーツツアラという基本骨子を守りつつ，レーシングの要素に頼らない，新価値をもってお客様の要求に答えられる魅力再構築を目指した．

VFR1200F の開発にあたって，ユーザに訴求すべき価値は数値性能や高性能イメージではなく，更なる個性と新しいモータサイクルライフを創造できる商品であるべきと考えた．そこで「Unique」「Intelligent Technology」「Riding Fun」の三つをコンセプトのキーワード，「The Gentleman Challenger」をスタイリング開発のキーワードとして定めた．

VFR1200F を構成する技術領域では，レーシングイメージをコンセプトのバックボーンとして持ち続けることを解かれたことで，技術的選択肢の自由度は一気に広がりを見せた．新設計 1200 cm^3 V 型 4 気筒エンジンは (Fig. 3)，高性能イメージが強いツインカムヘッドに替えて，モトクロス競技専用車のエンジンで採用されている軽量コンパクトな UNICAM(直押し，ロッカアーム併用式 SOHC)[(1)]ヘッドを持ち，後輪駆動系は歴代 VFR が採用してきたチェーン駆動から，クリーンでメインテナンス性に長けるオフセットピボットシャフト駆動にするなどのユニークな技術を採用することにより，プレミアム領域へ踏み出そうとする VFR の新しいチャレンジを表現した．また従来のマニュアルトランスミッションのメリットはそのままに，高度に自動化された電子制御オートマチックトランスミッション，デュアルクラッチトランスミッションを二輪車として世界で初めて採用することで，Honda が提案する VFR の新しい価値をユーザに強烈に印象付けることとした．



Fig. 3　Initial sketch of V4 engine's appearance

3. スタイリング

3.1. スタイリングの基本的な方向性

歴代 VFR のスタイリングは，その持てる高い性能を「スピード」や「凄さ」などと言った表現でダイレクトに伝えるのではなく，あくまでもその性能を生み出すレースの血統を持った技術の「先進性」を，洗練されたテクニカルな表情でスタイリングすることで，VFR コンセプトの性能と独自性を視覚から訴えてきた．

また，スーパスポーツのスタイリングに見られるような，見る者にそのスピードと性能を直感させるスタイリングではなく，ストライプなども含め，可能な限りデザインの要素を簡略化し，各機能の本質をシンプルにデザインすることで VFR の上質な資質を表現してきた．

そのような控えめな性能表現は，才能の一翼であるツーリング性能のスタイリング表現にもおよび，ライダのみならずパッセンジャをも含めた居住性など，長距離ランナとしての高い資質も強く外観上でアピールすること無く，秘めた能力としてスマートに働くことを好しとした．

スーパスポーツのデザインが性能を飾り，誇示する“足し算のスタイリング”とするなら，VFR のスタイリングはその多才な能力を決して飾り立てることのないものとも言え，その日本的美意識にも似た控えめで奥深い表現が多くの大人のユーザから共感を得てきた．

3.2. VFR1200F におけるスタイリング課題

VFR1200F のスタイリングには，フラッグシップモデルとして Honda のスポーツラインナップを牽引できるに足る革新性を表現するためにも，強い個性と新規性を伴って大きく変貌することが要求された．

ユーザに訴求する商品のイメージが，レーシングテクノロジーのバックアップを直接必要としなくなったことから，スタイリングにおいても自ずと歴代 VFR が続けてきた「洗練されたレーシング技術の表現」に頼らない新しいスタイリング表現が必要となった．Fig. 4 にコンセプトスケッチを示す．

VFR1200F のスタイリング構想の基点は，車体の基本骨格の変貌に大きく関わっている．エンジン形式とその配置，そして駆動系レイアウトに大きく影響を受けるモータサイクルのプロポーションであるが，VFR1200F では UNICAM ヘッドの採用によって，よりコンパクトになったエンジンサイズにも関らず，歴代 VFR では初採用のシャフトドライブ駆動の特性を活かすためのスイングアーム延長とフレームの大型化などにより，ホイールベースはチェーン駆動の先代 VFR800 の 1460 mm から 1545 mm となり，スポーツバイクらしいコンパクトなプロポーションから大型のスポーツツアラとしての堂々とした骨格へと変化した．VFR1200F のスタイリングでは，チェーン駆動に比べてスポーツイメージに劣るシャフト駆動と，大柄の車体サイズの組合せによって，ツーリングモデル然としたイメージが強くなることを懸案課題とした．そこで，デザイン開発チームは“VFR は常にスポーツバイクの佇まいであるべし”との強い信念の下，与えられた課題に対して新しい発想を持ってスタイリング開発に臨んだ．



Fig. 4 Concept sketch

3.3. ボリュームの分断による軽量感の演出

通常スポーツモータサイクルのスタイリングにおいて，カウリングのフォルムはスムースな連続面による，いわゆるスピードシェープと称される一塊のシェル構造を基本としたスタイリングを施されるが，VFR1200F では大柄になった車体サイズに対応した外装部品の大型化による視覚的重量の増加を嫌い，一塊のカウリングのボリュームを三つの要素に分断し，それぞれに違う表情を与えることで，視覚的軽量感を生み出しつつ，求められる走行性能とライダのウインドプロテクション性能を達成している．

さらに，スタイリングの重心をセンタの要素パートに強く集中させることにより，2002 年にデビューした HRC レーサ，RC211V（Fig. 5）以降続けてきた Honda スポーツデザインの基本テーマである「マス集中フォルム」の実現をも促している．

一つ目の要素としては，スタイリングの重心としての役目を負わせたフューエルタンクを覆うシェルタの部分からミドルカウルへとつながるボデー色に塗られた，いわゆる外観部品と認識される部分である．二つ目はブラックアウトされたアンダカウルや，大きく面積を取ったヘッドライトとそれにつながるスクリーンなどの機能的要素の強い部分．そして，三つ目はその両者を縦断しているシルバーに塗られた空力付加物としての機能を持ったレイヤパーツである．

その各々のパートに機能に合わせた視覚的にまったく異なる表情を施し，カウリングとして必要な絶対ボリュームを作為的に分断させ，コンパクトさを演出することで，

VFR1200F のスタイリングが重厚なイメージを持つツーリングモータサイクル然としたものへと変化することを避けた (Fig. 6).



Fig. 5　2002 model year RC211V



Fig. 6　Final rendering

3.3.1. 外観要素表現

まず，一つ目の“外観”の部分にはスタイリング上の重心として VFR1200F のスタイリングの特徴を一番決定付ける要素を盛り込んでいる．カウリングとしてのウインドプロテクションなどの居住性と空力性能を向上させながらも，エンジン冷却性能のために通常のカウリングならばそこにレイアウトされるエアアウトレットなどのテクニカルな要素を一切排除し，「色気」を湛えた面の造り込みを徹底的におこなった．特にフューエルタンク部分からミドルカウルにつながる優雅な連続面と，シンプルでボリュームを持ったサイドの面構成はスポーツバイクのスタイリングとしては視覚的重さを生み出してしまうリスクを含んだものだが，クレイモデルでの表情の造り込みを徹底的におこない，面の張りの変化と面の切り返しで生まれてくるキャラクタラインの角Rの変化に細心の注意を払うことで，スポーツバイクとしての佇まいにもふさわしい，リズム感と程よい緊張感を持った色気のある造形を造り上げることができた (Fig. 7).



Fig. 7　Graceful surfacing and character lines

3.3.2. 機能要素表現

二つ目の“機能”の部分にはエンジンや足まわりパーツなどの重要な機能部品などと共通の表情を持たせて，“外観”の部分とのコントラストを強めたスタイリングを施した．エアマネージメントの機能を有し，まるでエンジンの一部であるかのようなアンダカウルのハードな表情や，メータを支える構造体の様を外から見せるためのスクリーンのデザインなどは，VFR 伝統の「洗練された技術表現」の一端を引き継いだパートでもあると言える (Fig. 8).

3.3.3. 空力レイヤ表現

そして三つ目の“レイヤ”のパートは，ラジエータ冷却排風効果などの重要な機能を持ちながら，まるで金属の板を成型したようなテンションを持ったテクニカルな表情で，“外観”と“機能”という二つのデザイン要素の間を縫うように流れ，分断によりバラバラになりがちな各々のパートを一つのフォルムにまとめ上げる，スタイリング上の要となっている．さらにその流れはフロントカウルからリヤカウルの表情にも連続し，車全体に統一感をもたらすと共に，“外観”部分の優雅さに反発するかのようにクールな表情でスタイリング全体に緊張感を持たせる重要なパートとなった (Fig. 9).



Fig. 8　Styling of under cowl composed of functional elements



Fig. 9 Layer panel with technical expression

3.3.4. 隙間をデザイン

そしてVFR1200Fのスタイリングの視覚的ボリュームを軽減させている四つ目の要素が存在する．それは上記三つのパートの間に存在する隙間である．カウリングを構成する三つのパートは決して綺麗に合わさることはなく，その隙間を，表情を持った“空間”としてデザインすることで，カウリングの絶対的なボリューム感を軽減すると共に，各パートの個性をお互いに引き立てる効果をもねらった．さらにインナエアマネージメントを駆使することで，各々の隙間に通常のスポーツモデルのカウリングデザインに見られるような，独立した要素のエアインテークダクトやエアアウトレットダクト等に代わる重要な機能を持たせることが可能となり，スタイリング全体の変革の可能性をより大きく広げられる結果となった（Fig. 10）．

3.4. その他のスタイリングの特徴

全体のプロポーションに起因する部分の他にもVFR1200Fは多くの新しい試みをおこなっている．

その一つはフロントフェース．従来のラインビームを発展させ，よりワイドな光源を持たせた内部構造による新しいヘッドライトシェープが顔全体の表情を強く印象付けているが，スクリーン越しの空間の存在と相まって，レイヤとカウルとの間の抑揚が効いたダイナミックな表情を持つ空間＝エアインテークダクトの存在が，サイドビュー同様にフロントビューの絶対的なボリューム感を分断し，コンパクトで個性的な表情を演出している．

また，「マス集中フォルム」として，ボリュームのあるフロント周りに対して，キレのある表情のリヤ周りの印象を決めているシートデザインにおいても，サイドビューではシャープな印象を保ちながらも，長距離ライディングでも快適性を損なわない確かな性能をその座面形状に求めた．そのために，クッションウレタンと表皮の一体成型をHondaでは初採用することによって，均一な面圧の着座面積を確保した立体的でシャープなシートデザインが可能となった（Fig. 11）．

さらに，荷物の多いロングツーリングにもスマートに対応できるように，無粋なステー無しでもハードパニアケースをワンタッチ装着できる機能を有したリヤフェンダデザインをおこなうなど，ディテールにおいてもVFR1200Fは技術やアイデアを持って，高まった機能をスタイリング上にスマートに昇華させている．



Fig. 10 Emotional and functional space between each part



Fig. 11 Sharp and three-dimensional seat profile

4．まとめ

VFR1200Fは上級クラスへステップアップしたにも関らず，そのスタイリングコンセプトは歴代VFR同様，そこに盛り込まれた類まれな革新技術や高い運動性能を直接的に見る者に強く訴求することなく，あくまで洗練した佇まいでその独自の価値を次世代へと引き継いでいる．

ただし，大きく変化を伴ったこととして，採用された新技術と同様に，既存の考え方に捉われることなく，機能表現としてのスタイリングデザインの新境地に積極的に挑んだ．必要とされる機能を一つ一つ丁寧に本質を伴った新しい機能表現として創り出していくことによって，多くの経験を積んだ大人のユーザの審美眼にも訴えることができる次世代スポーツツアラのベンチマーク足る新しいスタイリングを実現することができたと確信している．

参考文献

（1）星紀夫，志村康雄，大熊孝則，野村明史，後郷和彦：
４ストロークモトクロッサ CRF450R の紹介，Honda
R&D Technical Review Vol. 14, No. 1, p.21-30

■著　者■



岸　敏秋

カセットガス発電機「エネポ」の開発

Development of ENEPO Gas Canister-powered Generator

飯田道博* Michihiro IIDA
前田譲治* Joji MAEDA
笹嶋剛* Takeshi SASAJIMA
藤沼正訓* Masanori FUJINUMA
深野純* Jun FUKANO

要　旨

燃料にカセットボンベを用いることで取扱いや保管を容易にするとともに，発電機になじみのなかった人達でも扱いやすい発電機を開発し，ホームユースを中心に新たな市場開拓を目指した．

外観はスリムな縦長フォルムとすることで，操作性の向上や設置面積最小化による保管の自由度の向上を図った．さらにはハンドルの最適化によるけん引性の向上を図り，ホームユーザが使いやすい機能的なデザインとした．

ボンベは二本仕様とすることで連続運転時間一時間以上を確保するとともに，ボンベ間の燃料の逆流を防止する構造を設定した．また，ボンベを誤装填しないための機構，本機傾斜時のエンジン停止システム，横置き後の始動時に白煙発生を防止する外部ブリーザ構造も採用した．

さらに，取扱い性に配慮した商品性向上技術として，ホイールやハンドルを標準装備して持ち運びを容易にするとともに，チョークの廃止，燃料バルブ連動エンジンスイッチの採用により，始動操作をシンプルにした．

ABSTRACT

A generator was developed that uses a gas canister for fuel in order to make it easy to handle and store, as well as to use for people who are not accustomed to generators. Development was aimed at opening up a new market opportunities focused on residential usage.

In outward appearance, the generator was given a tall, slim form in order to enhance its maneuverability and to make it more flexibility storable by minimizing its footprint. The handle was also optimized for enhanced transport, and the generator design was made functional and easy for residential user.

The generator was given a dual gas canister specification to assure continuous operation time of one hour or more, and this structure was also configured to prevent backflow of fuel between the gas canisters. A mechanism to prevent the gas canisters from being installed incorrectly, a system to stop the engine when the generator is excessively leaned, and an external breather structure to prevent the emission of white smoke when starting the generator after it has been lying on its side were also adopted.

As techniques for enhancing marketability that take handling quality into account, a wheel and handle were included as standard equipment to make the generator easier to carry. The traditional choke system was also eliminated and an engine switch interlinked with the fuel valve was adopted to simplify the starting procedure.

1．まえがき

日本の発電機市場は大部分が業務用としての市場であり，ホームユースの市場としてはあまり開拓されていなかった．その背景の一つには燃料（ガソリン）の保管や取扱いの難しさがある．

しかし一方ではオール電化住宅の増加に見られるように，電気製品に依存した生活が確立されつつある中で，ホームユースとしてさまざまな場面で電気を使用したり，防災意識の高まりに伴うバックアップ電源としての潜在ニーズが拡大していると思われる．

また，近年の団塊世代のリタイヤに伴いセカンドライフを楽しむためのキャンピングやガーデニングなどをサポートする電源としても潜在市場があると考えられる．

本開発では手軽で入手性，保管性の良いカセットガスを燃料とした扱いやすい発電機をお客様に提供することにより，これまで発電機を使用しなかった一般ユーザの潜在ニーズを掘り起こし，新たなパーソナル市場を創造することを目的とする．

＊汎用 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_4

2．開発コンセプト

2.1. コンセプト

本開発のコンセプトはホームユース向けカセットガス発電機として「一家に一台」を目指し，普段は家族のレジャーやイベント，趣味などに手軽に利用でき，いざというときにはバックアップ電源になる家庭用ポータブル発電機とした．そのための具体的な要件を以下に記す．

（1）発電機になじみのなかった人達でも使いやすく簡単に操作できること．
（2）気軽に持ち運ぶことができ，家族のレジャーや趣味活動に迅速に利用できること．
（3）首都圏の住宅事情を考慮し，狭い場所でも保管しやすい形態であること．
（4）安心して使える発電機であること．
（5）所有する喜びが感じられる商品であること．

本発電機は Energy･Portable･Epoch を掛け合わせて「発電機の新時代を切り開く，持ち運べるエネルギー」という意味をこめて「エネポ」とネーミングした．Fig. 1 にエネポの外観を示す．

2.2. ターゲットユーザ

「一家に一台」という商品コンセプトから，日本における，郊外の一戸建てに暮らす二世代家族から首都圏のマンションに暮らす核家族までを含めた幅広いユーザをターゲットとした．特に発電機になじみのなかったシニア世代も想定した．さらに用途としては，バーベキュ，オートキャンプ，お花見などの家族イベントや，DIY，ガーデニング，釣りなどの個人の趣味活動の電源も想定した．

2.3. 外観デザインの考え方

エネポのスタイリングにおいては「Smart Slim Design」というキーワードでデザインした (Fig. 2)．これは首都圏住宅の狭い間取りでも保管しやすい“スリム”な縦長フォルムをイメージしたものである．また，作業機のイメージではなく，屋内使用禁止ではあるが，家電製品や家具のような“スマート”で清潔感のあるデザインを追及し，持ち運びにおいても一般に幅広く支持されている「キャスターバッグ」を意識し，“スマート”に運べるスタイルを目指した．



Fig. 1　External view of ENEPO

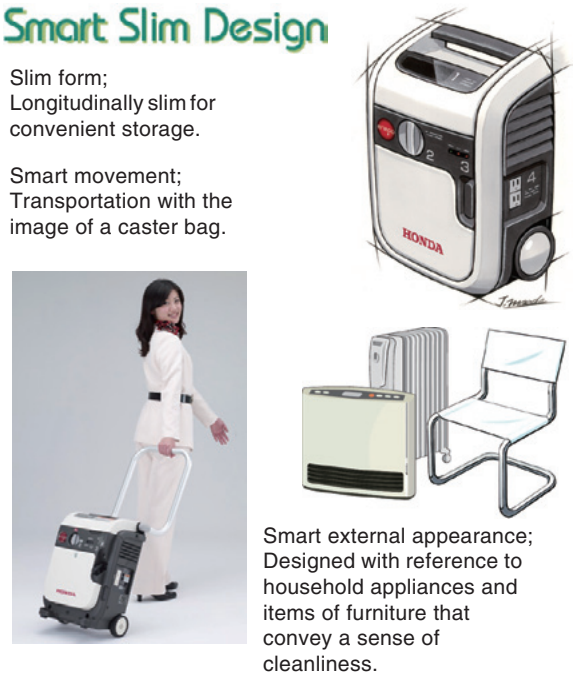


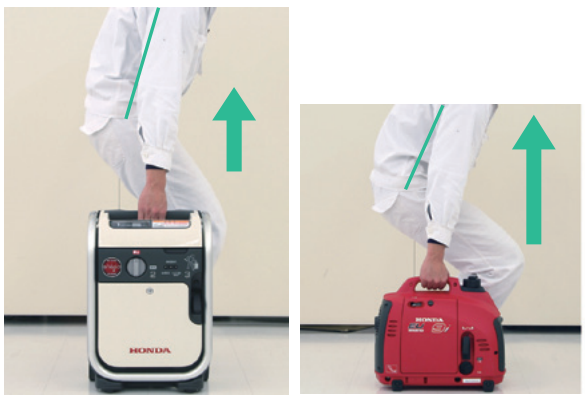
Fig. 2　Conceptual image of exterior design

3．縦型デザインについて

3.1. 縦型デザインのメリット

3.1.1. 操作のしやすさ向上

縦型スリムデザインをより効果的に使いやすくするため，操作部を高い位置に配置している．これは，ユーザが腰をかがめる体勢での一連の操作を最小限にするためである．また，本機を上部のグリップを握って持ち上げる際も，腰やひざを大きく曲げずに済む全高 (a) を設定した (Fig. 3 および Fig. 5 に示す)．



ENEPO　　EU9i

Fig. 3　Comparison of postures when lifting

最上部にはカセットガスボンベの装填機構 (b) を配置し，より近い目線で確実な装填を促した．

次にエンジンスイッチ (c) をその下に配置し，目立たせたい停止位置を上方に設定した (Fig. 4 および Fig. 5 に示す)．

リコイルグリップの位置については，ユーザがグリップを引く長さを考慮しながら，できるだけ腰を曲げない姿勢で安心して始動できる最適高さ (d) に設定した (Fig. 5)．

AC コンセントの位置 (e) は，右側面下部にレイアウトしている．これは，接続した AC コードがユーザの歩行の邪魔になりにくい位置であり，使い勝手を考慮して設定した．また，(e) の地上高 (250 mm) は，一般住宅の AC コンセントパネルの地上高とほぼ同じであり，ホームユーザには最も使い慣れた高さでもある (Fig. 5 および Fig. 6 に示す)．

3.1.2. 置き場所の自由度向上

「一家に一台」の機能として，特に首都圏の住宅に住むユーザにとっては，使用しないときの保管場所も重要な購入動機になる．屋内での使用は禁止であるが，想定される主な保管場所は物置や収納棚などで，その収納サイズは，幅は狭いもので 450 mm 程度，奥行きは 270 mm 程度であり，高さはさまざまである．これらを考慮して接地面積を決定した．「縦型デザイン」は本機の設置面積の縮小化にも大きく貢献しており，保管性能でも優れている (Fig. 7)．

3.1.3. けん引しやすさの向上

キャスターバッグタイプの場合，快適なけん引感覚を得るためには，オペレータ側に寄りかかる本機の荷重と，ユーザとホイールの距離を最適化することが必要である．

エネポではユーザのけん引ポイント (A) を 750 mm と定め，次に寄りかかる最適な荷重 (B) および，歩行時の本機とのクリアランス (C) を設定し，本機から延長しなければならないハンドルの長さ (D) を決定した (Fig. 8)．

ポイント (A) にハンドルを延長する際，「縦型デザイン」のメリットを生かして，本機側面の対角線上にハンドルの折れポイント (E) を設定することによって，長い延長距離を簡単で耐久性のある折り畳み方法で達成している．

3.1.4. 機能的で清潔感のある外観デザイン

操作系が高い位置で使いやすいカタチ，設置面積が少なく保管しやすいカタチ，折り畳みハンドルに適したカタチ，という機能的な形態として「縦型デザイン」を提案して

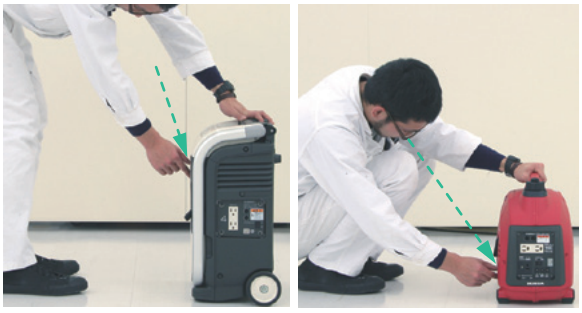


Fig. 4 Comparison of postures when using controls

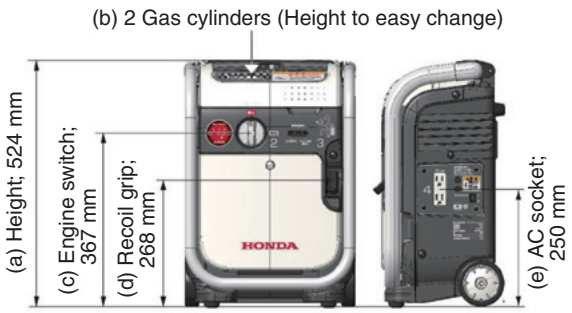


Fig. 5 Height of ENEPO controls



Fig. 6 Height of EU9i controls

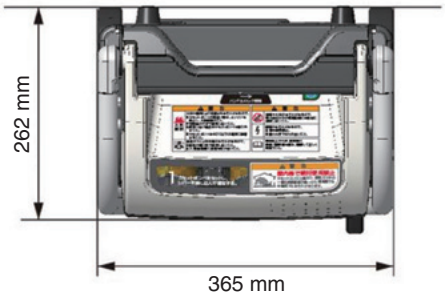


Fig. 7 ENEPO footprint

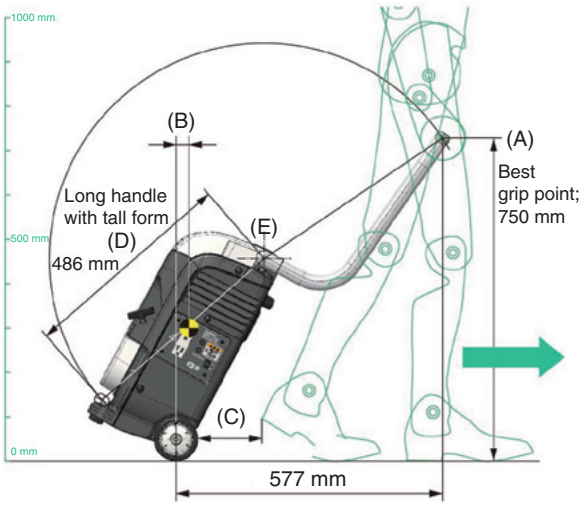


Fig. 8 Side view (generator being pulled)

いるが，さらにこれを「機能美」として洗練させるために，シンプルで清潔感ある外観デザインを与えている．目的は，開発コンセプトでもある，首都圏のホームユーザの趣向に合わせた外観商品性を実現させるためである．

手法として，

（1）折り畳みハンドルを銀色のアルミ押し出し材で成型し，収納時には本体に沈み込ませて一体感を出したこと．

（2）外観カバーに，ホワイト系の色とブラック系の色を用いて２トーンのカラーリングとし，複雑なルーバ形状や操作部をブラックアウト化し，見た目にシンプルでさらに「縦長スリム」に見せることで，清潔感ある外観商品性を具現化した．

その結果，屋外で使用する作業機よりは，どちらかと言えば家電製品に近いデザインとすることによって従来製品との差別化を達成した (Fig. 9)．

3.2. 操作系の表示デザイン

3.2.1. 操作手順に沿った番号表示

発電機を初めて使う人や，停電などで急に電気が必要なケースを想定し，安心して確実に操作できる表示方法を考案した．本体表面に天地 17 mm の数字１－４で，カセットボンベの装填からエンジン始動，コンセントへの差し込みまでの順番を示し，まず何から操作すれば良いかを伝えた．また，それぞれの番号に付随する操作説明も大きく読みやすい 4.5 － 7.5 mm の文字高さで表現するとともに，大きな絵表示を用いて，感覚的にも理解されやすいような配慮をした (Fig. 10)．

3.2.2. カセットガスを用いる際の警告マークの設定

エネポをはじめ，エンジン発電機は二輪，四輪と同様に一酸化炭素を排出するため，屋外運転が鉄則であり，屋内等での運転では一酸化炭素中毒のおそれがある．しかし，ホームユーザ向けのカセットガス商品として最も一般的なカセットコンロは，室内で使用する商品であり，これらの扱いに慣れたホームユーザがカセットコンロと同じ商品感覚でこのエネポを室内で運転することがないように，室内運転厳禁の警告マーク (a) と，エンジン発電機一般の警告マーク (b) を設定した．特に警告マーク (a) には「カセットコンロと異なり，排気ガス中の一酸化炭素濃度が高いので，短時間でも中毒死するおそれがあります．」と表現した．また，これらをユーザが運転前に認識できるように，先に述べた操作手順の数字表示「１」(c) の付近の最も目立つ位置に (a)，(b) を絵表示とともに大きく表示するデザインを施し，視界に入りやすくした (Fig. 11)．



Fig. 9　ENEPO coloring



Fig. 10　Numbers indicating operating procedure sequence

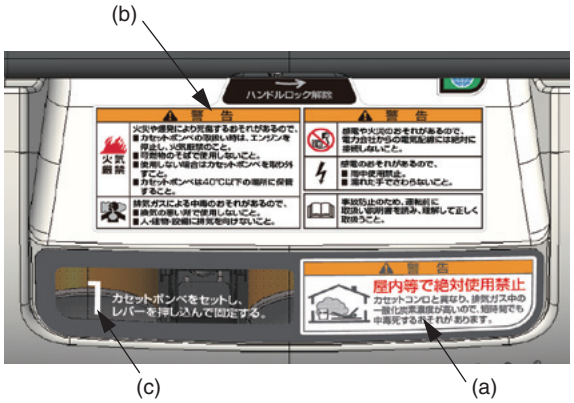


Fig. 11　Warning marks

4．エネポに採用した技術

4.1. エネポのカセットガスシステムについて

カセットボンベの装填部において，ガスパワー商品第一弾である「家庭用ミニ耕うん機　ピアンタ」[(1)]との違いはボンベを二本装填できるようにし，定格負荷 900 VA での連続運転時間を 1.1 時間確保したことである (Fig. 12)．

次にカセットボンベ二本との燃料接続部であるボンベアダプタの構造図を Fig. 13 に示す．

このボンベアダプタは以下の三つの機能を持っている．

（1）ボンベより液相状態で取り出した燃料通路を開閉する手動コック

（2）燃料の圧力により作動する燃料閉止弁

（3）ボンベの燃料充填を防ぐ逆流防止弁

この三つの機能の内，（3）の逆流防止弁を考案した経緯および機能と構造を次に説明する．

4.1.1. 逆流防止弁考案の経緯

カセットボンベは再充填禁止容器であり高圧ガス保安法により，カセットボンベへの再充填が禁じられている．しかし，ボンベの内圧はボンベ内の成分比（イソブタン：ノルマルブタン），ボンベの温度により変化するため，必ずしも双方のボンベの内圧が同一にはならない．したがって，カセットボンベがアダプタを介して並列につながれた場合，カセットボンベアダプタ内で合流した燃料は高い圧力のボンベから低い圧力のボンベへ流れてしまい，再充填や過充填と同様の事象が起こりうる．そこで，エネポでは，二本装填をした際にそれぞれのボンベから燃料が他方へ流れることを防止する構造を考案し採用した．

4.1.2. 逆流防止弁の機能と構造

逆流防止弁のメカニズム作動イメージを Fig. 14 に示す．例えばボンベ A の内圧がボンベ B の内圧より大きいとき，ボンベ A 側の逆流防止弁が開弁し，ボンベ B 側の逆流防止弁は閉弁しボンベ B への燃料逆流を防止する．その結果ボンベ B への充填が発生しない．

4.1.3. ボンベ装填方式について

エネポのボンベ装填方式はリンク機構を持つ操作レバーを動かすことで，スプリングからカセットボンベを固定するのに必要な力が得られる構造とした．これにより一本の操作レバーでカセットボンベ二本を押さえることを可能とした（Fig. 15 および Fig. 16 に示す）．



Fig. 12 Comparison of gas canister connectors

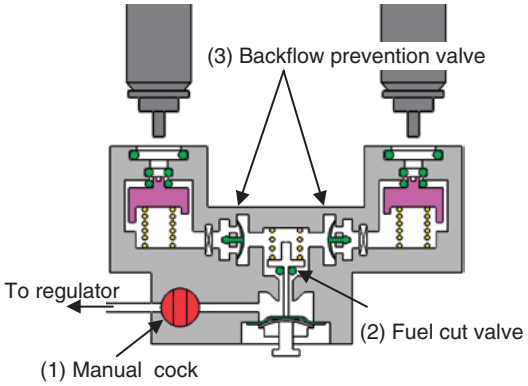


Fig. 13 Structural drawing of gas canisters and adaptor

エネポではピアンタと同様にカセットボンベから液相で燃料を取り出すため，カセットボンベの切欠を下にした状態で固定する必要があり，ユーザには切欠を下にしてカセットボンベをセットしてもらう必要がある[(1)]．

このため，カセットボンベのフランジ部の切欠が下向き

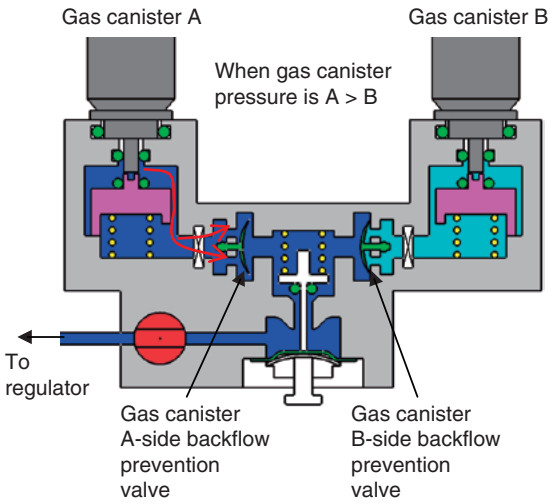


Fig. 14 Conceptual image of operation of backflow prevention valve

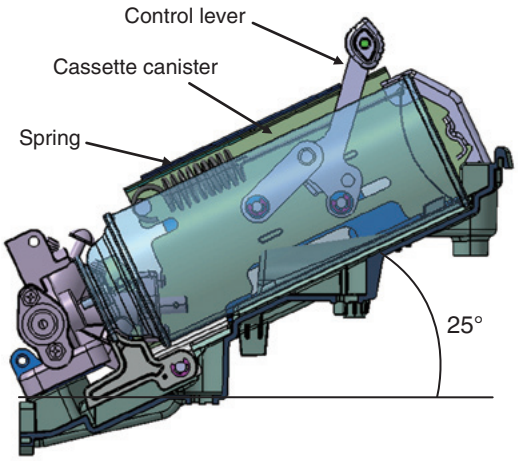


Fig. 15 Before setting

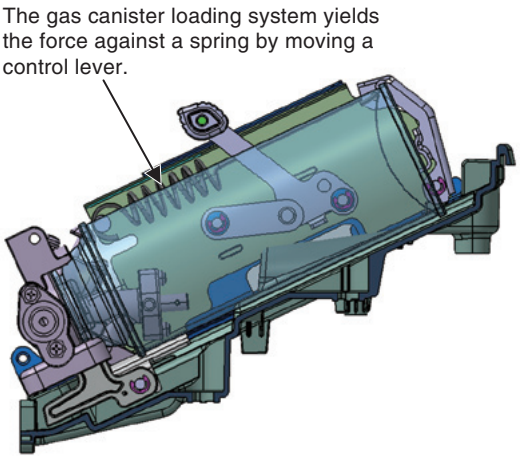


Fig. 16 After setting

に合っていない場合，リターンスプリングの力で持ち上げられているセンサアームがカセットボンベのフランジ部で押し下げる構造とし，この状態で操作レバーを動かしだすとセンサアームとトップカバーが接触し，操作レバーが動かせなくなるようにした (Fig. 17)．

また，25 ° 傾けた角度でカセットボンベを固定する部品配置とすることで，カセットボンベ内の燃料を極力使い切る仕様とした (Fig. 15)．

4.2. エンジンストップシステム

過度な傾斜状態でエンジンを運転し続けると，潤滑オイルが燃焼室に流入，またはブリーザからエアクリーナをとおり燃焼室に浸入することで，オイルが燃焼室内で燃焼し，白煙が発生する．そこで，発電機の運転姿勢の傾きを検知し，自動的にエンジンが停止するシステムを考案した．

本機角度の検出および制御は，インバータユニット内の加速度センサとそれを処理する電子制御部を用いて，地軸に対する加速度方向から実機の傾きを検出し，任意の角度しきい値を設定し，自立不可能な運転姿勢時のエンジン発電機の点火停止，発電停止を任意の時間経過後に実行できる設定とした．

加速度センサの X，Y，Z 軸の合成加速度となる G_{xyz} は，下記の式のとおり 1 g となる．

$$G_{xyz} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2 + G_z^2} = 1g \qquad (1)$$

Z 軸角度を求めることにより全方位の角度検出が可能である．

$$\theta_z = \sin^{-1}\frac{G_z}{G_{xyz}} \qquad (2)$$

本機の傾き角度は，$\angle\theta = 90° - \theta_z$ となる．

しかし，Z 軸方向は，エンジン振動等による加速度の影響を受け，実際の角度検出値にも影響があるため，検出に用いるのは難しいことがテスト結果から判明した．

そこで加速度センサの Z 軸成分を用いず X 軸，Y 軸の加速度の合成加速度となる G_{xy} と G_{xyz} を用いて本機の傾きである $\angle\theta$ を算出する．G_{xy} は以下のように算出する．

$$G_{xy} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} \qquad (3)$$

G_x ：X 軸方向の加速度
G_y ：Y 軸方向の加速度
G_{xy}：X，Y 軸の合成加速度

G_{xyz} と G_{xy} を用いて Fig. 18 の $\angle\theta$ を算出することができる．

$$\angle\theta = \sin^{-1}\frac{G_{xy}}{G_{xyz}} \qquad (4)$$

X 軸と Y 軸のみで，$\angle\theta$ の角度算出がおこなえることから，X 軸，Y 軸にて全方位の角度検出が可能となることがわかる．しかしながら，G_{xy} は天地逆転 (逆さま) の状態を判別できない．よって，この状態の検出には Z 軸の加速度を使用して，判別することとした．本開発においては，ユーザの使い勝手に支障がなく，かつ過度な傾斜状態を確実に検出する判定角度として $\angle\theta = 53°$ にしている．

以上の XY 軸合成加速度での周囲 360 ° の角度検出と，Z 軸による天地逆転検出を含ませた本機の全検出範囲は Fig. 19 のような範囲となっており，全範囲の検出を可能としている．

4.3. 外部ブリーザ構造

エネポは車などでの運搬時の利便性を考慮し，横置きが可能な構造とした．本機を横置きで保持した場合，始動時にブリージング流路内に滞留したオイルがエンジン燃焼室内に入り込み白煙が発生する場合がある．そこで，チェックバ

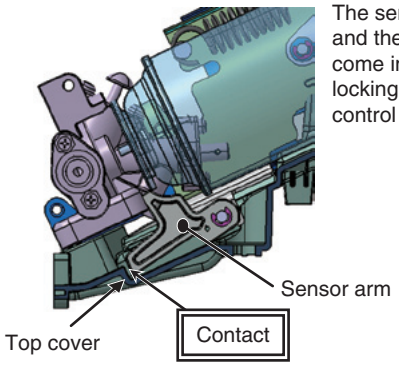


Fig. 17　Incorrect setting

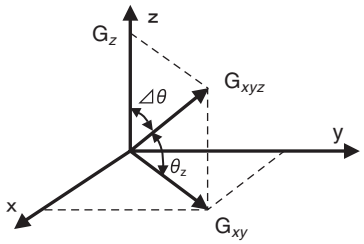


Fig. 18　Relationship of $\angle\theta$ and coordinate axes

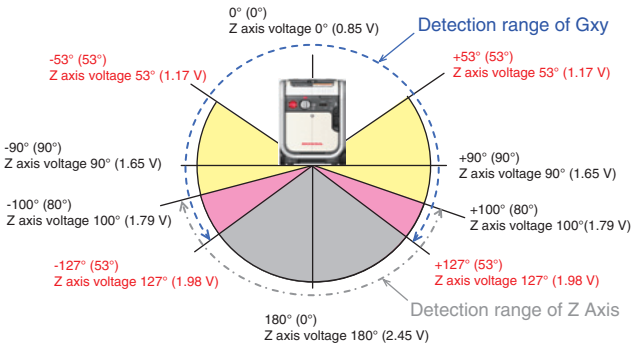


Fig. 19　Generator tilt-angle detection range

ルブの位置を Fig. 20 のように外部ブリーザタンク内にすることで本機を横置きにした場合，また万一前方または後方に転倒した場合でも，オイルがブリージング流路内に滞留しない構造を採用した (Fig. 21 および Fig. 22 に示す)．

4.4. キャリーハンドルのロック機構

常時ハンドルロックピンはリターンスプリングの荷重により外に押し出されており，ハンドルが規定の位置にくると，ハンドルロックピンがハンドルの穴に入り込み自動的にロックされる構造を考案した．

ハンドルノブをハンドルロック解除の方向に動かすことにより，左右のハンドルロックピンを同時に内側に動かし，ロックを解除できる (Fig. 23) 構造とした．

この構造により，ハンドルの自動ロックおよび一つのノブでの左右のロック同時解除を可能とした．

4.5. シンプルな始動操作のための構造

エネポは，1：ボンベを装填する　2：エンジン SW を操作する　3：リコイルを引く　のシンプルなアクションでエンジン始動可能なことを特徴としている．

4.5.1. チョークレス構造

ガス燃料の場合，エンジン停止時に燃料通路を自動遮断するシャットオフバルブが必要になる．シャットオフバルブの機構は電気式 (ソレノイドバルブ等) やメカニカル式 (負圧コック式等) などさまざまである．

一般的にバッテリーを装備しない商品は負圧コック式シャットオフバルブを採用しているが，その負圧源としてインテークマニホールド負圧を使用すると始動時スロットル開度およびリコイル引き回転数の関係上，インテークマニホールド負圧が確保できなくなる場合があり，ガソリンと同様のチョークを設定し始動時に操作が必要となる．そこでエネポはクランク室負圧によるシャットオフバルブ開閉方式を採用しチョークを不要とした．

シャットオフバルブ駆動システムを Fig. 24 に示す．

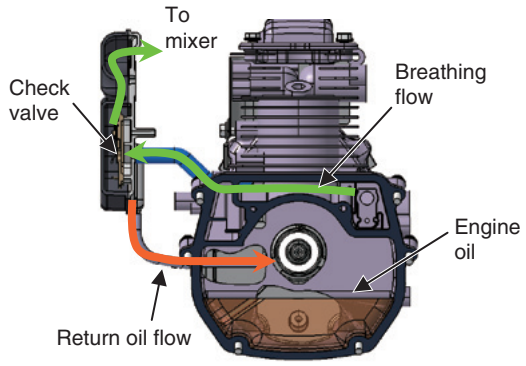


Fig. 20　External breather structure

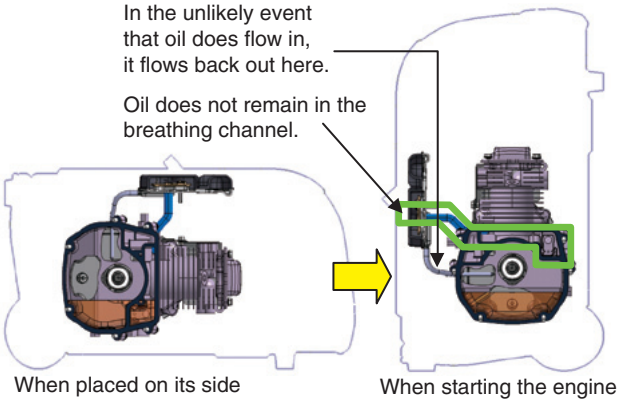


Fig. 21　When generator is placed on its side

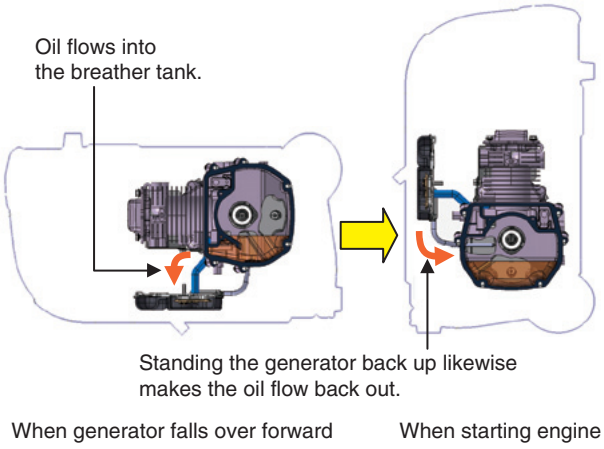


Fig. 22　When generator falls over forward

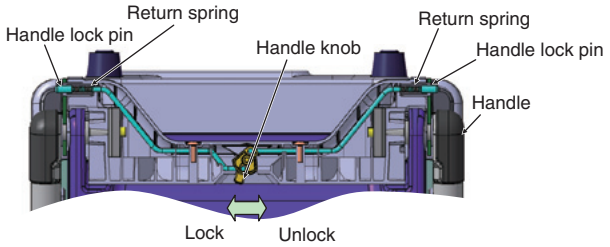


Fig. 23　Handle lock (unlock)

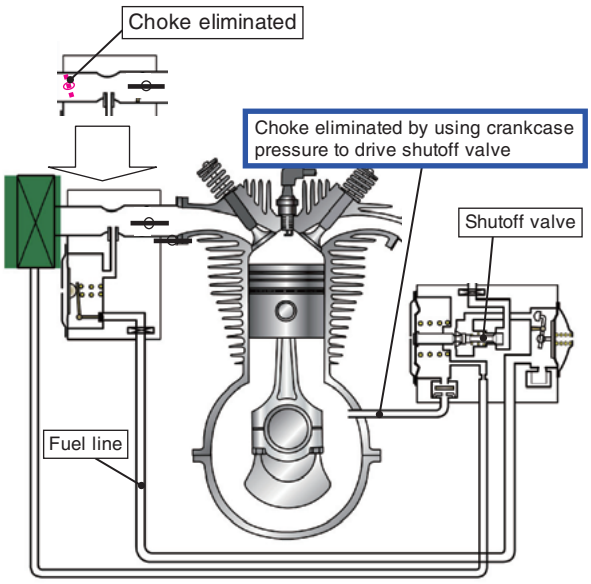


Fig. 24　Shutoff valve drive system

4.5.2. 燃料バルブ連動エンジンスイッチ

コネクティングジョイントでエンジンスイッチ部と燃料バルブ部を連結し，一つのノブでエンジンスイッチと燃料バルブの同時操作を可能とした．

これにより，エンジン始動までの操作手順を減らし，発電機始動までの操作を簡単にした (Fig. 25)．

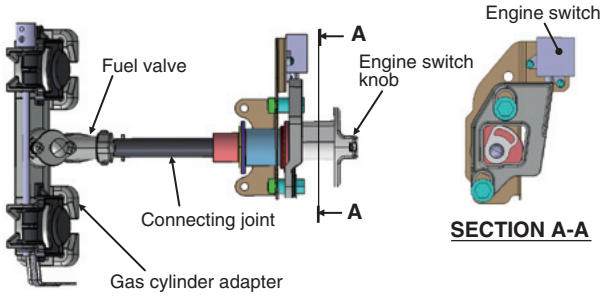


Fig. 25　Engine switch interlinked with fuel valve

5．まとめ

本開発により，扱いやすい発電機を商品化することができた．同時にスリムで機能的なデザインとすることで，これまで発電機を使用したことのないユーザに対しても垣根を低くすることができ，新規市場開拓商品としての期待が大きなものとなった．

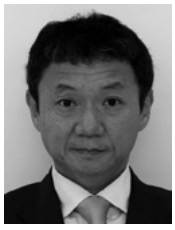
今後は日本市場のみならず海外市場の可能性についても検討し，全世界商品へと育てていきたい．

参考文献

(1) 小嶋洋明，伊藤智樹，佐藤貴之，藤沼正訓：カセットボンベを使用した家庭菜園用小型耕うん機 ピアンタの開発，Honda R&D Technical Review, Vol. 21, No. 2, p. 26-36

■著　者■


飯田道博


前田譲治


笹嶋　剛


藤沼正訓


深野　純

差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション（SHS2）の紹介

Introduction of High Differential Pressure Water Electrolysis-type Solar Hydrogen Station (SHS2)

中沢孝治* Koji NAKAZAWA
長岡久史* Hisashi NAGAOKA
武内淳* Jun TAKEUCHI
Frank MOBURG**
山下郁也** Ikuya YAMASHITA
岡部昌規* Masanori OKABE

要　旨

一般家庭に設置することを想定した差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション（High differential pressure water electrolysis-type Solar Hydrogen Station: SHS2）を製作した．このSHS2には，新たに開発した革新的技術である差圧式高圧水電解スタックを投入した．このスタックは，酸素極側と水素極側がともに高圧状態に保たれている一般的な高圧水電解スタックとは異なり，酸素極側は常圧であり水素極側のみ35 MPaの高圧状態に維持されている．したがって，一般的な高圧水電解スタックに比べ，構造がシンプルであり小型化することが可能である．また，本スタックは水素発生機能と水素昇圧機能をあわせ持ったものであり，これを搭載したSHS2では小型高効率で低騒音の家庭向け水素製造装置を実現することができた．

SHS2は従来型ソーラー水素ステーション（Previous Solar Hydrogen Station: SHS1）と比較して，容積60％の省スペース化とシステム効率25％の向上を達成した．

ABSTRACT

A high differential pressure water electrolysis-type solar hydrogen station (SHS2) was built with installation in ordinary households in mind. This SHS2 was equipped with a newly developed high differential pressure electrolyzer, which is an innovative technology. The stack differs from the ordinary high-pressure electrolyzer that keeps both the anode side and the cathode side in a high-pressure state. Here, instead, the anode side is under normal pressure and only the cathode side is maintained under the high pressure of 35 MPa. Compared to the ordinary high-pressure electrolyzer, therefore, this one has a simpler structure and can be made compact. Furthermore, the stack here has the functions of both generating and compressing hydrogen, so that the SHS2 with this stack mounted was made into a compact, highly efficient and low-noise, home-sized hydrogen refueling appliance.

Compared to the previous solar hydrogen station (SHS1), the SHS2 is 60% more compact and realizes an increase of 25% in system efficiency.

1．はじめに

Hondaはこれまで化石燃料の代替，排出ガスの削減，地球温暖化への影響の低減という観点から，水素を用いた燃料電池を次世代の究極的なパワープラントとしてとらえ，燃料電池電気自動車の開発に取り組んできた．

燃料電池電気自動車の燃料となる水素の製造プロセスにおいては，可能な限り化石燃料を使用せず，CO_2排出量が少なく持続可能なエネルギーから製造するのが望ましい．そのような観点から我々は将来の水素エネルギー社会の実現に向けて，太陽電池を入力電源に使ったソーラー水素ステーションについても研究開発に取り組んでいる．2001年7月に市販の機器を組み合わせて米国カリフォルニア州ロスアンゼルスのHonda R&Dロスアンゼルスセンタで

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

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_5

実験を開始し，2003 年 10 月に独自技術である常圧式水電解スタックとプロトタイプの CIGS 薄膜太陽電池を投入し SHS1 の運用を開始した[1), (2)].

これまでの SHS1 の実証試験の結果[3)]から家庭サイズの再生可能水素ステーションに向けては，さらなる小型高効率の水素ステーションが必要であり，攻めどころとしては水素の除湿エネルギーと水素コンプレッサのエネルギーを削減することが重要であることが明確になった．

SHS2 は，SHS1 の一般家庭に向けた進化型であり，SHS1 をリニューアルし米国カリフォルニア州の Honda R&D ロスアンゼルスセンタに設置し 2010 年 1 月から稼動開始した．本稿では，SHS2 のデザインとステーションの性能，差圧式高圧水電解スタックの技術的な内容について紹介する．

2．差圧式高圧水電解型水素ステーション（SHS2）のコンセプトとデザイン

2.1. コンセプト

本稿で述べる SHS2 の外観を Fig. 1 に示す．

SHS2 のコンセプトは「Intuitive and Integrated」（直感と統合）とした．したがって，ユーザの水素充填操作が伴うディスペンサユニット（Dispenser unit）のデザインは，直感的で操作性にすぐれるものを目指した．また，電解ユニット（Electrolysis unit）では水素発生機能と昇圧機能を統合させ，よりコンパクトなサイズを目指した．

2.2. 家庭設置に向けて

SHS2 を家庭に設置するためには，ユーザにとって親しみやすく，かつ威圧感のないものにする必要がある．これらを達成するためにステーション全体や各ユニットは，形として鋭利なラインを極力なくし丸みを帯びた曲線にすることにより親近感や安心感を表現した．また，各ユニットは人間の感覚に合うように小型化をおこない威圧感のない大きさにした．

SHS2 を家庭のガレージに設置することを想定すると，ユーザがアクセスするディスペンサユニットはガレージ内に設置される．今回は，ガレージ内の壁に見立てたスクープ（Scoop）状の構造物をはさんでディスペンサユニットを前方に配置し，その後方に電解ユニットを配置した．

車の衝突からユニットを保護する対策として，従来はボラードと呼ばれる直径 150 mm で高さ 900 mm のコンクリート製の円柱がユニットの前に約 1600 mm 間隔で 7 本も設置されていた．しかし，今回はボラードの代替手段としてユニットの両側に湾曲した側壁（Sidewalls）を配置させることと，ユニット設置部分を車道から約 150 mm（6 inches）上げることで衝突保護の対策をおこなっている．そのため，SHS2 の概観は威圧感のないシンプルなものにすることができた．

2.3. パッケージング

Fig. 2 に電解ユニットの外観を示す．電解ユニットは屋外設置を想定しているため，雨や風などの環境因子について考慮されている．また，形状的には単純で曲面形状になっており，威圧感を与えないスタイリングとした．

Fig. 3 にディスペンサユニットとスクープの外観を示す．ユニットの高さはユーザインターフェイス（User Interface: UI）の位置により決定され，幅は充填ホース



Fig. 1　External view of high differential pressure water electrolysis-type Solar Hydrogen Station (SHS2)

(Hose)の許容曲げ半径により決定された．操作性や使い勝手については実物大のモックアップを作成し，充填ノズル(Nozzle)の収納方法やホースの長さについて事前に確認した．

2.4. ユーザインターフェイス(UI)

Fig. 4にUIの画面表示を示すが，一般のユーザに受け入れられるように画面表示はシンプルで必要十分な情報を提供するように配慮されている．また画面構成は階層化しており，操作模式図も直感的でわかりやすいデザインとした．



Fig. 2 Electrolysis unit

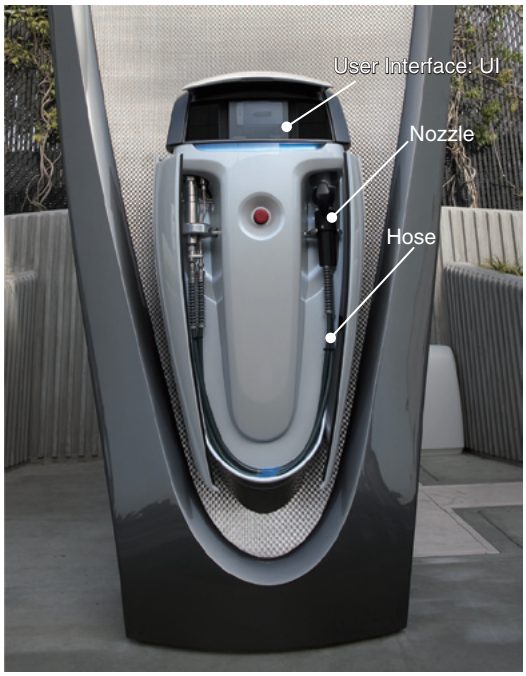


Fig. 3 Dispenser unit with User Interface

ディスペンサユニット内の水素充填ノズルを燃料電池電気自動車に接続し，画面のスタートボタン(Start Filling)をユーザが押すことにより水素充填が開始される．またストップボタン(Stop Filling)を押すか，燃料電池電気自動車のタンクが満タン状態(35 MPa)になると自動的に水素充填が終了する．

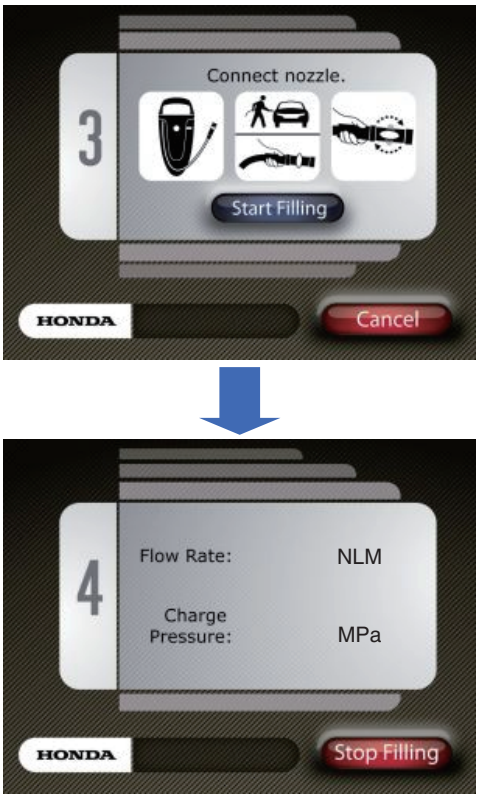


Fig. 4 UI screen

3．差圧式高圧水電解型水素ステーション(SHS2)のシステム概要

3.1. システム構成

Fig. 5にSHS1とSHS2の水素ステーションのシステム構成比較を示す．

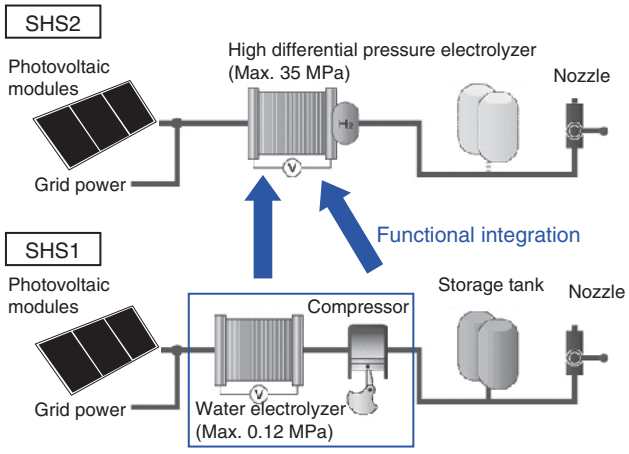


Fig. 5 Comparison of solar hydrogen stations

Table 1　Specifications of SHS2

Hydrogen production	Flow rate	0.7 Nm^3/h (0.5kg/8h)
	Filling pressure	35 MPa (max.) (approx. 5000 psi)
	Purity	> 99.99%
Component	Photovoltaic modules	CIGS thin film solar cell 6 kW system (approx. 53 m^2)
	Electrolysis unit	High differential pressure electrolyzer
Utility	Electricity	240 VAC
	Water	Tap water
Unit volume		Approx. 0.33 m^3 (approx. 12 cf)

SHS1 では，常圧水電解スタック（Water electrolyzer）で常圧（Max. 0.12 MPa）の水素を発生させ，水素昇圧を機械式コンプレッサ（Compressor）でおこなっていた．一方，SHS2 では水電解スタックに水素昇圧機能を統合させた差圧式高圧水電解スタック（High differential pressure electrolyzer）が搭載されている．

差圧式高圧水電解スタックは機械式コンプレッサとは異なり，水素昇圧の際の振動音やモータによる回転音などは一切なく静かである．また，電気化学的な水素昇圧方法であるため機械式コンプレッサのようなフリクションロスやモータ損失がなく，高効率である．さらに，機械式コンプレッサをなくしシステム構成を見直したことにより，電解ユニットの容積を SHS1 と比較して約 60% 小型化することができた．したがって，差圧式高圧水電解スタックを搭載した SHS2 は一般家庭への設置に対して有効である．

3.2. 仕様

Table 1 に SHS2 の仕様を示す．

SHS2 は SHS1 と同様に，株式会社ホンダソルテック製の CIGS 薄膜太陽電池を 6 kW 搭載している．システムの入力電源は米国の多くの一般家庭に既設されている 240 VAC を採用しており，昼間の太陽電池から発電した電力はグリッドを介して売電し，夜間にグリッドから電力を買電してシステムを運転する．また，運転にあたっては水道水と電気を供給するだけで高純度で最大 35 MPa の高圧水素を燃料電池電気自動車に充填することができる．水素製造量は 1 時間当たり約 0.7 Nm^3 であり，夜間の安い深夜電力を使って 8 時間 Honda FCX クラリティに水素を充填することにより翌日には約 30 miles[(4)] (50 km) の走行が可能となる．なお，本システムにおいてはまだ定置型の高圧水素タンクを設置していないが，タンクを設置することにより燃料電池電気自動車への急速充填が可能となる．また，昼間の太陽電池からの電力で水素製造しシステムを 24 時間運転させタンクに貯めることが可能となるため，1 日で約 90 miles（150 km）走行可能な水素を製造することができるようになる．

実証試験の目的のひとつには，構成部品の長期間の耐久信頼性評価も含まれている．そのため差圧式高圧水電解システム内の水素圧力は燃料電池電気自動車のタンク圧力と連動するのではなく，35 MPa に保持するように設計されており，あえて圧力的に厳しい条件で耐久信頼性評価をおこなえるようになっている．

4．差圧式高圧水電解型水素ステーション（SHS2）の初期性能評価

4.1. 燃料電池電気自動車への充填試験

Fig. 6 に燃料電池電気自動車に充填ノズルを接続して，水素充填試験を実施した結果を示す．

Fig. 6(a) に UI 画面のスタートボタンを押してから 20 分間のシステム起動時のデータ推移を示す．起動準備としてはじめに電解ユニットとディスペンサユニット内の換気をおこない，機器や配管などから水素の漏洩がないか確認する．その後システム起動が可能な状態になっているかセンサ類のイニシャルチェックを実施し，正常であれば純水製造装置の立上げをおこない純水循環ポンプを起動させ運転準備が完了する．運転準備完了までに要する時間は純水製造装置の立上げ時間が支配的であるが，Fig. 6(a) では約 6 分で運転準備が完了した．運転準備が完了すると差

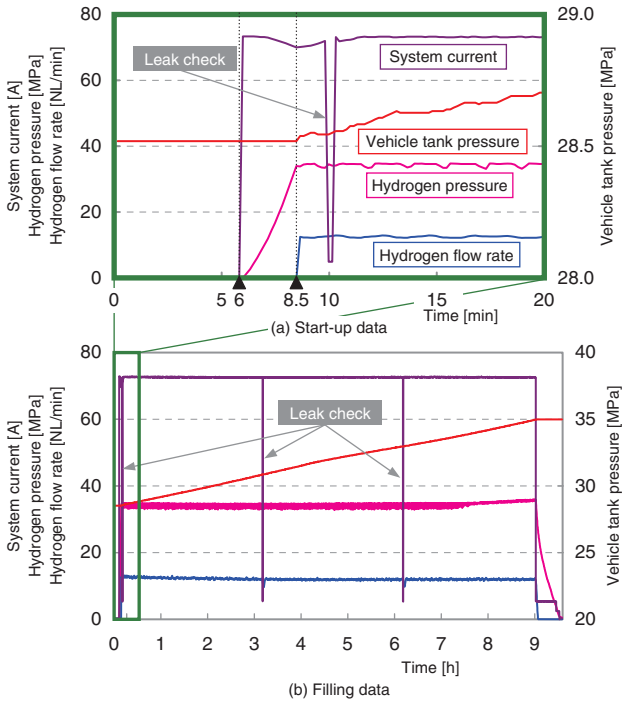


Fig. 6　System operating result for one day in January 2010

圧式高圧水電解スタックに電圧を加え，水の電気分解を開始する．差圧式高圧水電解スタックの水素圧力（Hydrogen pressure）は，常圧の状態から始まり 35 MPa に達するとシステム外へと水素が流れ（Hydrogen flow rate），燃料電池電気自動車への充填が開始されタンク圧力（Vehicle tank pressure）が徐々に上昇する．本試験においては，スタートボタンを押してから約 8.5 分で燃料電池電気自動車への水素充填が開始されたが，差圧式水電解スタックの立ち上げはわずか 2.5 分で完了したことになる．また，一般のユーザを対象とした安全性についても考慮されており，充填ノズルが燃料電池電気自動車に確実に接続されているかチェックすることを目的として，燃料電池電気自動車への水素充填開始直後にいったん水素製造を止めてノズル接続部からの水素リークによる圧力の低下がないか確認するリークチェック動作（Leak check）を約 20 秒間おこなっている．

Fig. 6(b) に今回おこなった一連の充填試験結果を示す．Fig. 6(a) に示した初期のリークチェック以外にも，水素充填中は 3 時間ごとにノズル接続部やホースからのリークがないか確認している．水素充填を停止する場合は，UI 画面のストップボタンを押すか，燃料電池電気自動車のタンク圧力が 35 MPa の満タン状態となるとシステムは自動的に運転を停止する．本試験においてはスタートボタンを押してから約 9 時間後に燃料電池電気自動車のタンク圧力が約 28.5 MPa から約 35 MPa になり，満タン停止を確認した．

4.2. 水素品質

燃料電池電気自動車に供給する水素の品質は，ISO14687（Hydrogen fuel – Product specification）[5] に規定されている．SHS2 を稼働させて得られた水素品質を Table 2 に示す．

SHS2 では純水から電気分解して水素を得ているため，水素中に含まれる不純物としては酸素と水分のみである．差圧式高圧水電解セルの特徴として，膜を介して水素極側が高圧に保たれており酸素が発生する酸素極側は大気圧となっている．そのため，酸素が高圧水素極側へと拡散移動する量は少ない．したがって，水素中の酸素濃度を低減するための処理をおこなうことなく，5 ppm 以下を達成している．また水分については差圧式高圧水電解スタックの後段に設置した吸着材により除去している．

水素品質の測定結果から SHS2 で製造した水素は，ISO 規格の基準をクリアしており燃料電池電気自動車用として十分な品質であった．

4.3. システム効率

Fig. 7 に SHS2 と SHS1 の水素圧力 35 MPa における昇圧と除湿に費やしたエネルギーを示す．

SHS1 に搭載されていた小型ステーション用の小流量機械式コンプレッサの消費エネルギーは，大流量コンプレッサに比べてフリクションロスの影響が大きくなり水素昇圧エネルギー（Compression energy）が大きい．一方で SHS2 に搭載した差圧式高圧水電解スタックは，固体高分子膜（Proton Exchange Membranes: PEM）による電気化学式の昇圧でありフリクションロスやモータ損失がないため水素昇圧エネルギーが少なく効率の良い水素昇圧手法である．また ISO 規格における燃料電池電気自動車用の水素中の水分許容量は 5 ppm 未満であるため，製造した水素は除湿する必要がある．

SHS1 では常圧水電解スタックで製造した水素圧力は約 0.1 MPa になるので，水素中に含まれる水分量は約 35800 ppm と多く存在していた．常圧水電解スタックの後段にはこの水分量を減らす目的で，水素を冷却し飽和水蒸気量を減らすペルチェ冷却装置が設置され，冷却エネルギー（Cooling energy）の多くは水蒸気の凝縮に使用されていた．さらに温度スイング吸着（Thermal Swing Adsorption: TSA）式の吸着装置が昇圧コンプレッサの前段に配置されていたが，電気ヒータによる吸着材の再生エネルギー

Table 2 Hydrogen quality of SHS2

	ISO14687-2	SHS2
H_2	>99.99%	>99.99%
H_2O	<5 ppm	<1 ppm
Hydrocarbon	<2 ppm	<0.1 ppm
O_2	<5 ppm	1 ppm
He, Ar, N_2	<100 ppm	<16 ppm
CO_2	<1 ppm	<0.1 ppm
CO	<0.2 ppm	<0.001 ppm
Sulfur	<0.004 ppm	<0.0008 ppm
HCHO	<0.01 ppm	<0.001 ppm
HCOOH	<0.2 ppm	<0.001 ppm
NH_3	<0.1 ppm	<0.02 ppm
Halogenates	<0.05 ppm	<0.004 ppm

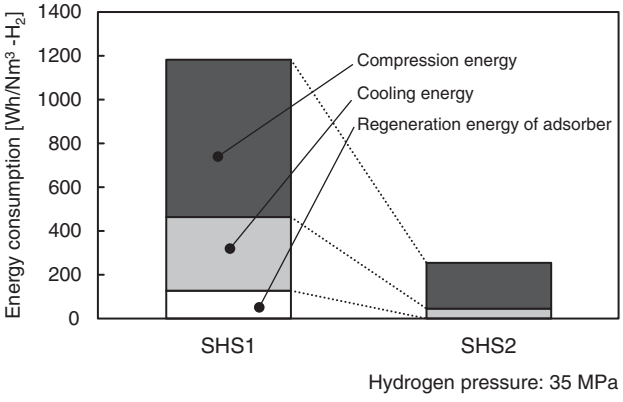


Fig. 7 Comparison of power consumption

（Regeneration energy of adsorber）が必要であった．

一方，SHS2 では差圧式高圧水電解スタックにより製造した水素圧力は 35 MPa と高圧であるため，水素中に含まれる水分量は約 100 ppm となり，SHS1 と比較して約 350 分の 1 以下になる．そのため，ペルチェ冷却のエネルギー（Cooling energy）が格段に少なくなる．また，ペルチェ冷却装置の後段に設置した吸着装置の内容積は約 700 cm^3 あり，ここに吸着材を入れることにより半年以上の吸着性能が維持される．したがって，今回は再生式ではなく交換式の吸着装置を採用しており，再生エネルギーを必要としないシステムにすることができた．これらの結果，SHS1 と比較して昇圧と除湿に必要なエネルギーが約 4 分の 1 になった．

差圧式高圧水電解スタックを搭載することにより，昇圧と除湿に必要なエネルギーが削減できたことに加えて，シンプルなシステムとなったことにより従来からもちいていた電磁弁などの補機動力の削減も可能となった．その結果，SHS2 では SHS1 と比較してシステム効率を 25％向上することができた．

5．差圧式高圧水電解スタック

5.1. 差圧式高圧水電解の原理

Fig. 8 に差圧式高圧水電解の単セルの模式図を示す．

PEM を用いた水電解セルは，純水を供給して PEM に電圧を加え続ければ酸素と水素を発生し続ける．したがって，水素出口側に高圧タンクを設置するとタンク内の圧力は徐々に上昇し続け，最終的には高圧水素を得ることができる．一方で酸素は大気圧（Atmospheric pressure）にしているため，差圧式高圧水電解セルでは PEM を介して圧力差が生じている．

式（1）と式（2）に差圧式高圧水電解の反応式を示す．

$$H_2O \rightarrow 2H^+ + \frac{1}{2}O_2 + 2e^- \qquad (1)$$

$$2H^+ + 2e^- \rightarrow H_2 \qquad (2)$$

PEM 間に電圧を加えると酸素極側で純水が酸素とプロトン H^+ になり，プロトンは対極へと移動し水素となる．この現象は一般的な常圧水電解と同じだが，プロトンが対極へと移動する際には，水素の分圧差による起電力を加える必要がある．

式（3）に差圧式高圧水電解に必要な電解電圧 E_{WE} の式を示す．

$$E_{WE} = E_1 + \frac{RT}{2F}\ln\frac{P_1}{P_2} + ir \qquad (3)$$

R：気体定数
T：絶対温度
F：ファラデー定数
P_1：高圧側の水素分圧
P_2：低圧側の水素分圧

常圧水電解の理論電解電圧 E_1 とセル抵抗 ir に加え，ガス濃淡電池[(6)]に必要な水素濃度差電位を印加することにより達成される．式（3）の第二項がネルンスト式の水素濃度差による起電力になる．

5.2. 差圧式高圧水電解スタックの性能評価結果

差圧式高圧水電解スタックをもちいて水の電気分解をおこない，発生した水素の圧力を常圧から 35 MPa まで昇圧したときの実測した消費エネルギー推移（Measured Value）と式（3）から求めた計算値（Calculated Value）を Fig. 9 に示す．

水素圧力が常圧のときの全消費エネルギーは約 4000 Wh/Nm^3 であったが，そのうちの 3544 Wh/Nm^3 が理論電

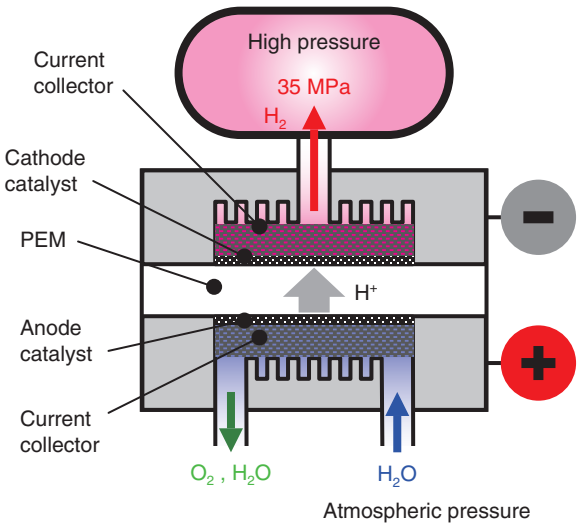


Fig. 8　Schematic of high differential pressure electrolysis cell

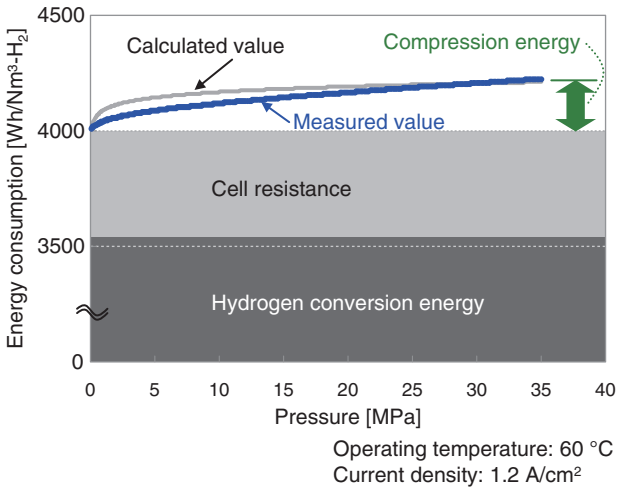


Fig. 9　Hydrogen compression curve of high differential pressure electrolyzer

解エネルギー(Hydrogen conversion energy)であり，残りがセル抵抗(Cell resistance)である．なお，セル抵抗には，膜と電極間や電極と給電体間の接触抵抗や膜抵抗，酸素極や水素極の過電圧，オーム損がある．

水素圧力が35 MPaのときの昇圧エネルギー(Compression Energy)は約200 Wh/Nm^{3}であり，Fig. 7に示したSHS1の機械式コンプレッサによる昇圧エネルギーの700 Wh/Nm^{3}と比較して差圧式高圧水電解スタックの水素昇圧に必要なエネルギーは小さく，計算値とも一致した．しかし圧力が低い領域では，計算値よりも実測値の消費エネルギーの方が低い値を示したが，これは圧力の上昇にともなってセル抵抗成分のうち主に膜と電極間の接触抵抗の減少と膜厚変化による膜抵抗の減少によると考えられる．

差圧式高圧水電解スタックにおける水素圧力35 MPaでの全消費エネルギーは4200 Wh/Nm^{3}であり，理論電解エネルギー(3544 Wh/Nm^3)に対して約84%の効率であり，高圧水素発生装置としては省エネルギーなものであるといえる．

5.3. 差圧式高圧水電解スタックの耐久性

水素圧力35 MPaでの差圧式高圧水電解スタック単体による耐久試験をおこなった．SHS2では1日8時間運転を想定しているため，3000時間では約1年相当となる．Fig. 10に差圧式高圧水電解スタックの電圧効率の維持率推移(a)と電流効率の維持率推移(b)を示す．

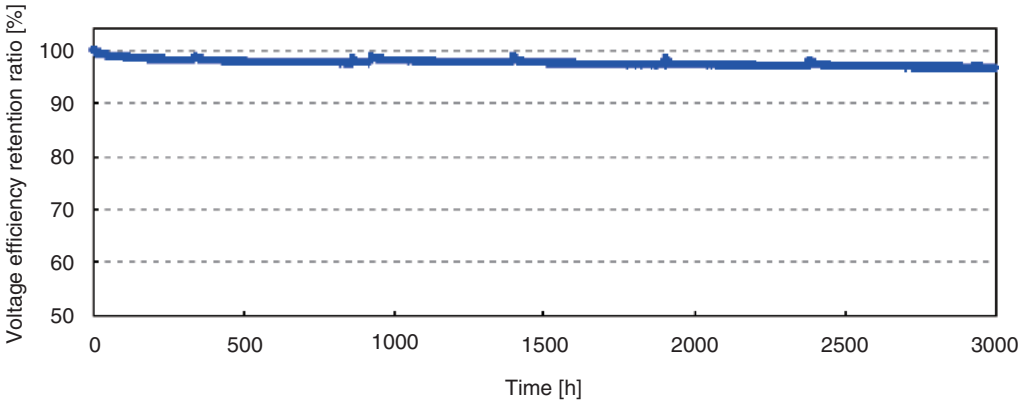
差圧式高圧水電解スタックにおける電圧効率の急激な低下は起きておらず，3000時間後では約4 %の変化であった．この性能低下は常圧水電解スタックの性能低下分とよく一致している．したがって，高圧水素による膜抵抗の経時的な増加や触媒性能の低下，給電体などのスタック構成部品の変形による接触抵抗の増加は生じていないと考えられる．

電流効率については，初期から3000時間まで一定で推移しており，高圧水素を製造する機能は安定維持されていた．なお，スタック外部へのリークも本耐久試験をとおして観察されなかった．

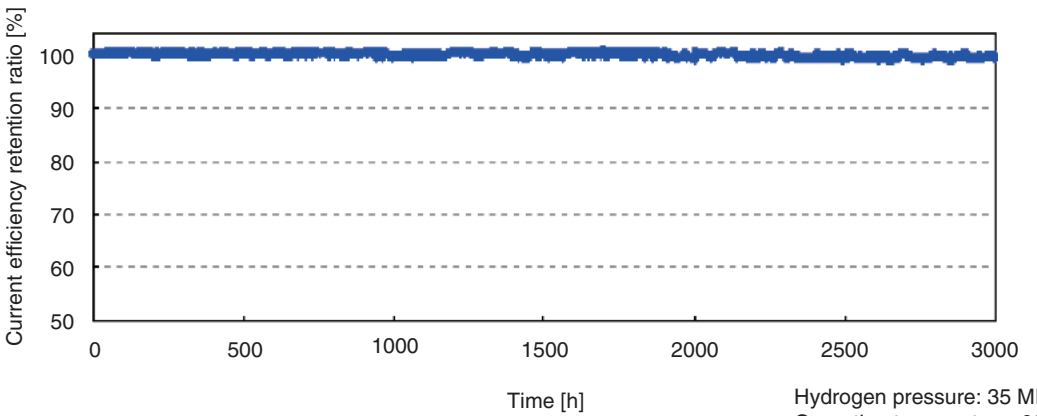
以上のことから，差圧式高圧水電解に特有の耐久変化はなく効率の維持推移が常圧水電解スタックと同等であったことから，SHS2に本スタックを投入しておこなう長期耐久実証試験の見通しを得た．

6．まとめ

CO_2排出量削減を目的とした差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション(SHS2)の設置および初期性能評価により，以下の結果を得た．



(a) Trend of voltage efficiency retention ratio



(b) Trend of current efficiency retention ratio

Hydrogen pressure: 35 MPa
Operating temperature: 60 °C
Current density: 1.2 A/cm^2

Fig. 10 Durability performance of high differential pressure electrolyzer

（1）一般家庭への設置を想定して安全性や操作性を考慮したSHS2は，SHS1と比較して約60％小型化し，一般家庭に設置可能な大きさを実現した．
（2）SHS2は，高効率の差圧式高圧水電解システムを開発したことにより，SHS1と比較してシステム効率25％の向上を達成した．
（3）差圧式高圧水電解スタックをもちいた場合の35 MPaの水素製造効率は約84％であり，SHS1での常圧水電解スタック＋機械式コンプレッサに比べて省エネルギーな高圧水素発生装置であることを示した．
（4）差圧式高圧水電解スタック単体での１年相当の耐久試験をおこなった結果，電力効率の変化が常圧水電解スタックの効率変化と同じであった．

今後は，差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション（SHS2）の実証試験をおこない，実環境下での機能や性能の成立性を確認していく．

参考文献

（1）上山雅樹，喜多真佐人，田口聡，中沢孝治，長岡久史，荒川慎一：太陽電池を使った水素ステーションの紹介，Honda R&D Technical Review，Vol.15，No.2，p.31-38
（2）Taguchi，S.，Handa，K.：Study of Hydrogen Refueling Station with Photovoltaic Modules，EVS-22 proceedings，p.350-357(2006)
（3）岡部昌規，中沢孝治，樽家憲司，判田圭：太陽電池を使った水素ステーション（SHS）の実証試験，Honda R&D Technical Review，Vol.20，No.1，p.67-73
（4）U.S. Department of Energy (DOE)，Office of Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE)，U.S. Environmental Protection Agency (EPA)：Model year 2010 Fuel Economy Guide，p.22(2010)
（5）ISO14687-2：Hydrogen fuel – Product specification – Part 2，Type 1，Grade D
（6）電気化学会編：電気化学便覧，第５版，p.155(2000)

■著　者■


中沢孝治


長岡久史


武内　淳


Frank MOBURG


山下郁也


岡部昌規

ディーゼルエンジンの実動時ピストン温度計測技術

Piston Temperature Measurement Technology for Actual HSDI Diesel Engines

勝俣耕二* Koji KATSUMATA
清水賢治* Kenji SHIMIZU
青木忠信* Tadanobu AOKI
荒井秀実* Hidemi ARAI

要　旨

高出力化と共にさまざまな燃焼制御がなされる近年のディーゼルエンジン開発に適したピストンの非接触リアルタイム温度計測手法を新たに導入し，エンジン単体および実車走行時の温度特性を計測した．

本手法は小型テレメータを用いており，アンプやアンテナをピストンに搭載可能である．このためレイアウト性，作業性に優れている．本手法を用いて平均ピストンスピード 14 m/s 以上のディーゼルエンジンにて従来リンクシステム同等の計測精度と，15 時間以上の耐久性を確認した．

本手法にてディーゼルエンジンの運転パラメータがピストン温度へ及ぼす影響を把握した．また運転条件全域におけるピストン温度マップを作成し，燃費，エミッションへの寄与について検討した．

ABSTRACT

A new telemetry-based method for measuring piston temperatures in real time was introduced that is suited to the development of diesel engines, which are becoming higher output and using various types of combustion control in recent years. This method was used to measure temperature characteristics in engine bench tests and while cruising in an actual vehicle.

The new method uses a compact telemeter, and the amplifier and antenna can be mounted on the piston, facilitating both layout and work. This method was confirmed to provide measurement accuracy equivalent to that of the conventional linkage system and to have durability of 15 hours or more in diesel engines with an average piston speed of 14 m/s or more.

The new method was used to understand the effects of the diesel engine operation parameters on piston temperature. In addition, a piston temperature map was created that covers all operating conditions, and the contribution to fuel economy and emissions reduction was also investigated.

1．はじめに

乗用車用のディーゼルエンジンは CO_2 排出低減に向けて有効な手段である一方，厳しい排ガス規制への対応を求められている．このため，近年のディーゼルエンジンにおいては多種多様の燃焼制御をおこなっている[(1),(2)]．さらに高過給ダウンサイジング化による出力密度の向上も併せて重要である．燃焼状態の把握や耐久性への影響等を検討するために，ピストンの温度計測は重要な技術となる．

これまでにさまざまなピストン温度計測手法が提案されてきたが，近年の開発ニーズに対応しきれていないのが現状である．材料の硬度劣化を温度に換算する間接手法は，一定速運転が必要であり，多様な温度計測には時間的制約がある．広く用いられているリンクシステムはロングストロークのエンジンや高回転型のエンジンにおいて計測線の屈曲部が疲労破壊してしまい寿命が限定されてしまうため，長時間の計測には不向きである．

二輪やレース車のエンジンのような高回転の用途としてサーミスタを用いたコンパクトな手法も開発されている[(3)-(5)]が，主に用いられる NTC サーミスタの特性上 400 ℃にも及ぶディーゼルピストンの温度域では十分な抵抗値変化が無いため，温度として精度が得られない．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_6

本計測システムは小型テレメータを使用しており，測温線としてシース熱電対を用いている．またテレメトリシステムがピストンに収まるコンパクトなものであるため，リンクシステムを使った有線方式ではレイアウト上困難であったＶ型エンジンや実車への適用が容易であるのも特徴である．

本計測システムを用いてエンジン単体および実車で実動時のピストン温度を計測することが可能となった．従来おこなわれている耐久性に関する調査に加え，燃費向上の可能性について検討したのでその結果について報告する．

2．計測システム概要

Fig. 1 に本計測システム全体の図を示す．下死点でピストンよりデジタル転送された信号はレシーバ内で D/A 変換されアナログ信号として出力される．この出力されたアナログ信号を計測デバイスと PC で温度に換算することにより実動時のピストン温度をリアルタイムに把握することができる．

信号伝達の状況を Fig. 2 に示す．ピストンにはセンサアンプとコイル状のロータアンテナを搭載する．このロータアンテナとシリンダブロック側に取り付けたロッド形状のアンテナが下死点近傍で近接することにより電力および計測信号の授受をおこなう．ピストン側への電力供給は電磁誘導にておこない，供給された電力によりセンサアンプが熱電対の起電力を増幅し，A/D 変換後，搬送波にデータをのせて計測信号をロッドアンテナに伝達する．この信号伝達はデジタル転送でおこなわれるため，ノイズに対してのタフネスが高い．

ピストンに搭載するセンサアンプは最大６チャンネル測定可能である．マルチプレクサにて多チャンネル化に対応しているため，測温線は非接地型のシース熱電対を用いる必要がある．

Fig. 3 は実際にピストンにセンサアンプおよびロータアンテナを搭載した状態である．

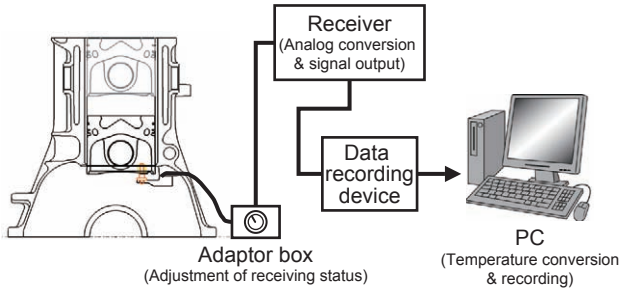


Fig. 1　Configuration of measurement system

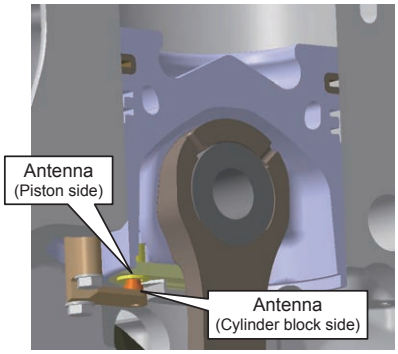


Fig. 2　Temperature measurement system

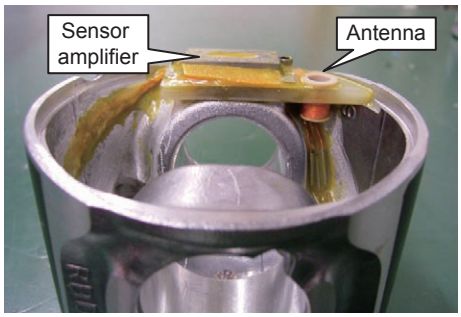


Fig. 3　Measurement piston mounted with new telemetry system

3．計測性能

本計測システムの計測精度および耐久性の確認を実施した．今回用いたディーゼルエンジンの諸元を Table 1 に示す．基本性能の確認は 2004 年モデル i-CTDI エンジンでおこなった．また計測ポイントについては Fig. 4 に示すポイントを選定した．燃焼室に面したポイントについては表層より 0.5 mm 内部に熱電対の先端が配置されている．

精度の確認は従来用いられている露出型熱電対と非接地型シース熱電対を同一ピストンのピンボス部に近接配置し，前者をリンクシステムにて，後者をテレメータシステムにて同時計測して比較をおこなった．

Fig. 5 は温度精度を検証した結果である．エンジンの出力によらず両手法の差異は約２℃であり，テレメータを用いた本計測システムが従来手法と比較し十分な精度を有することを確認した．なお計測値は各運転条件で温度が安定した後１分間の定常運転中の平均値を採用している．

また Fig. 6 は温度の過渡特性を比較した結果である．従来リンクシステム同様に，トルクの上昇や下降に伴いレスポンス良く温度も上下動している様子がわかる．

連続運転をおこない，計測器の耐久性を評価した結果を Fig. 7 に示す．高負荷での運転パラメータ変更の影響を確認しながらのテストであったが，15 時間を越える寿命を有しており，リンクシステムにおける高回転テストの実績が２時間程度であることを考えると，十分な耐久性である．

計測器としての精度および耐久性としては十分な性能が得られた．

Table 1 Specifications of test engine

Specification	04M/Y i-CTDI diesel engine	08M/Y i-DTEC diesel engine
Bore x Stroke (mm)	85 x 97.1	85 x 96.9
Displacement (cm^3)	2204	2197
Compression ratio	16.7	16.7
Max engine power (kW/rpm)	103/4000	110/4000
Max engine torque (Nm/rpm)	340/2000	350/2000
Max piston speed (m/s)	14.6	14.5

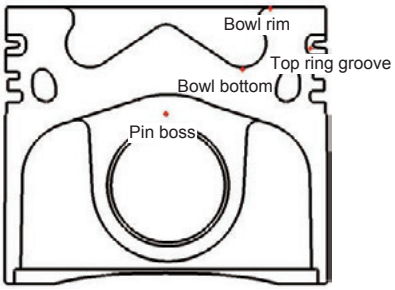


Fig. 4 Measurement points in thrust cross-section

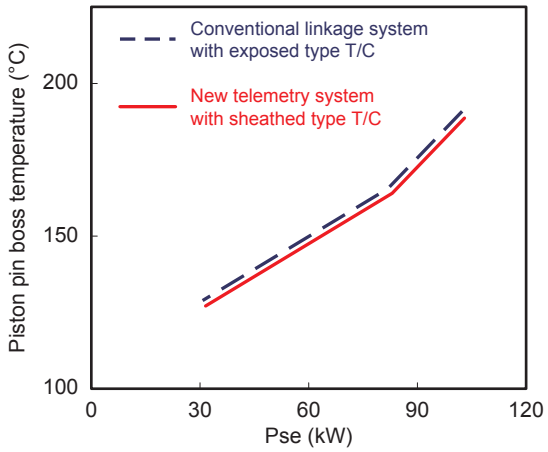


Fig. 5 Temperature correlation of both measurement systems

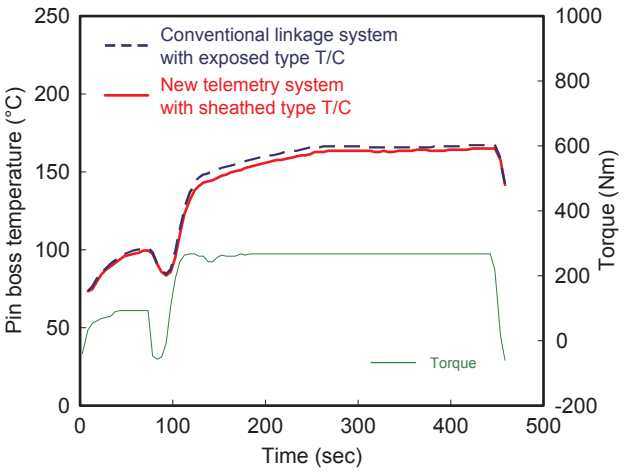


Fig. 6 Comparison of transient reaction of both systems

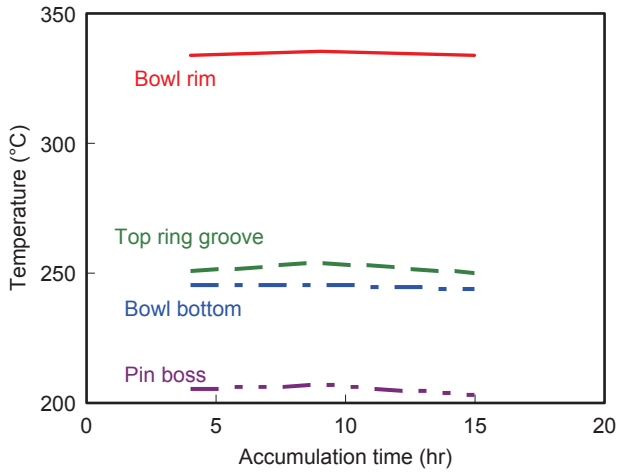


Fig. 7 Durability of telemetry system

4. エンジン単体テスト結果

本計測システムを用いてディーゼルエンジンの運転パラメータがピストン温度に及ぼす影響を確認した結果を以下に示す.

Fig. 8 は水温と油温がピストン温度に与える影響を検証したものである. 運転条件はすべて 4000 rpm 全負荷, 温度比較の観点から図示平均有効圧と吸気温度を同一とした. 横軸にオイルジェットより吐出するオイルの温度とエンジン入口の水温, 縦軸にピストン各部の温度を示す. 燃焼室近傍からピン穴周辺のすべての部位で油水温の上昇に伴う温度上昇に線形性が見られる結果となった. またその傾きは水温で整理した場合, 水温 1 ℃ あたりピストン温度が 0.5 から 0.6 ℃ の上昇となり部位による差が小さいことがわかった.

過給ディーゼルにおいてはターボチャージャの耐熱限界温度も考慮する必要があるため, 排気温度への影響も検証

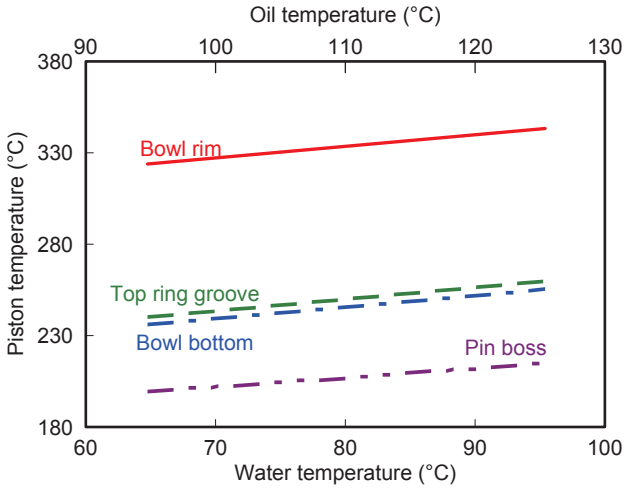


Fig. 8 Piston temperature against water and oil temperature

した．Fig. 9 は排気温度とピストン温度の関係を示したものである．また過給圧の変動に伴う指圧の影響も併せて示す．運転条件は上記同様に 4000 rpm の全負荷運転で図示平均有効圧と吸気温度を同一とした．

過給圧を 30 kPa 上昇させることにより排気温度が 100 ℃以上下がった．ピストンへの影響では，温度は 4 ℃の上昇に留まる一方で指圧が 1.5 MPa 上昇した．

熱的負荷と機械的負荷をコントロールすることで，各部品をさらに軽量，コンパクト化できる可能性があることを示している．

Fig. 10 に 2008 年モデル i-DTEC エンジン[1]を用いて運転条件全域にわたり燃焼室口元部のピストン測温をおこない，温度マップを作成した結果を示す．従来ピストン測温は耐久性の評価を主目的としてきたために，高負荷側の計測を優先してきた．今回は従来データに加えて低負荷から中負荷領域に関しても今後の開発に有用なデータが取得できた．

さらに i-DTEC エンジンを用いて，ピストン温度が燃費，エミッションに与える影響を検討した．ピストン温度のコントロールはピストン冷却用オイルジェットの流量を変化させることによりおこなった．Fig. 11 は燃費モード領域の負荷でピストン温度が上昇した時の図示燃費との相関を確認した結果である．ピストンの温度上昇に伴い，燃料消費が低減していく傾向を確認できた．これはピストン壁面温度の上昇に伴う熱損失の低減によるものである．なおこの時ピストン温度差により NOx，Soot やポンピングロスに変化はなかった．燃費改善に向けてはさらなる調査が必要であるが，ピストンの温度コントロールが燃費改善に寄与する可能性が示された．

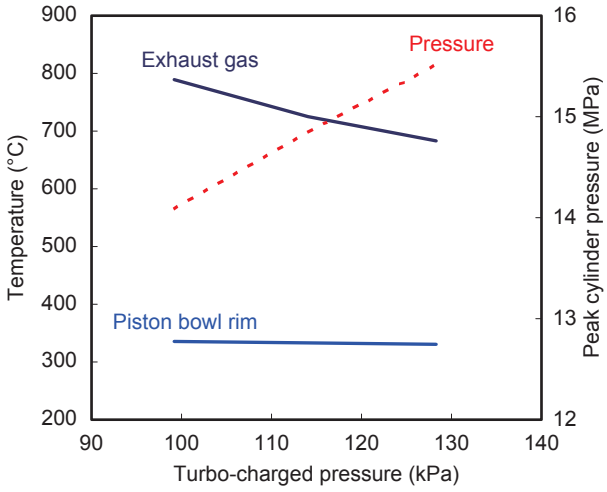


Fig. 9　Relation between piston temperature, exhaust temperature, cylinder pressure and turbo-charged pressure

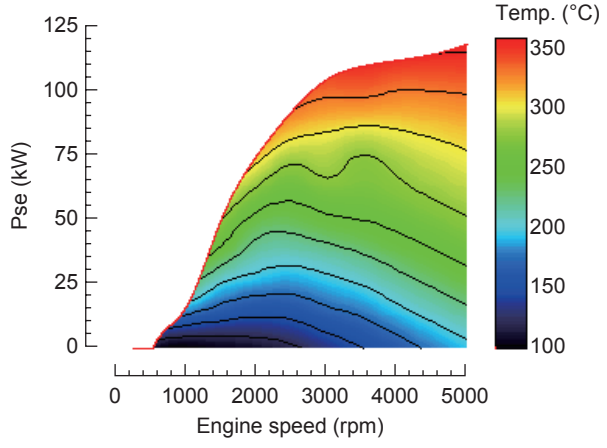


Fig. 10　Piston temperature map

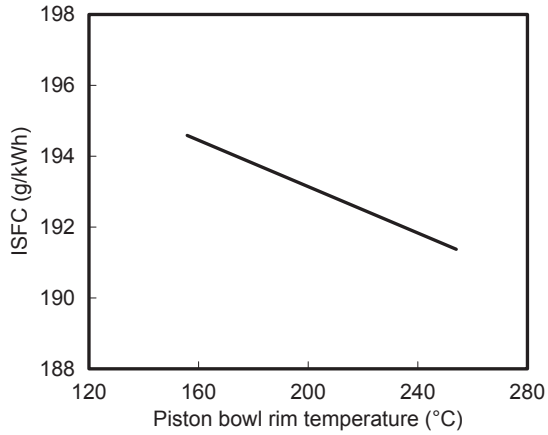


Fig. 11　Relation between fuel consumption and piston temperature

5．実車測温結果

実車での過渡状態や実際の使用状態で起こる温度変化を確認するために，本計測システムを組み込んだエンジンを実車に搭載し，温度計測をおこなった．走行モードは EU 地域で燃費，エミッション計測に用いられる NEDC モードにておこなった．またテストには i-CTDI エンジンを搭載した CR-V を用いた．本テスト車には燃焼にて発生する PM（パティキュレートマタ）を捕集する DPF（ディーゼルパティキュレートフィルタ）が搭載されていると同時に，フィルタの詰まりを防止するため，捕集した PM を燃焼させる DPF の再生機能が搭載されている．この機能は筒内でポスト噴射により未燃 HC を DPF まで到達させ，PM を燃焼させるのが一般的である[2]．この再生機能がピストンの温度に及ぼす影響を確認した．

Fig. 12 に通常の NEDC 走行モードと走行中に DPF の再生制御，すなわちポスト噴射がおこなわれた際のピストン温度を示す．共に車の加速に対し敏感に温度が立ち上がり，速度を維持する程度の負荷領域では素早く温度が下がる傾向を示した．またポスト噴射制御中は，通常時に対しピストン温度が上昇していた．ポスト噴射された燃料は本

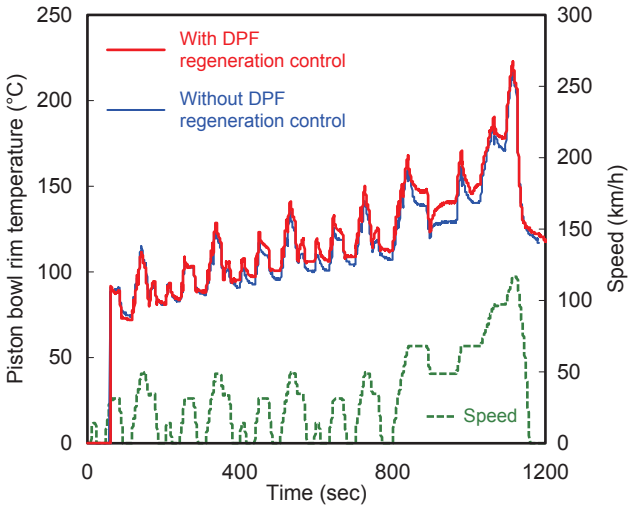


Fig. 12 Effect of regeneration control in NEDC mode on piston temperature

来 PM を燃やす燃料として DPF に投入するべきものだが，筒内で霧化されると共に，一部燃焼に使われていることがピストン温度から読み取れる．

6．まとめ

過給ディーゼルエンジンのピストン測温に適した非接触温度計測システムを導入した．本計測システムがコンパクトで従来リンクシステムと同等の精度を有し，高回転域の長時間計測が可能な耐久性を有していることを示した．

本計測システムを用いてエンジン単体でピストン温度計測をおこない，運転パラメータの変化がピストン温度へ及ぼす影響を定量的に把握した．また低負荷から高負荷までエンジンの運転条件に対するピストン温度マップを作成し，ピストン温度コントロールによる燃費向上の可能性を示した．

本計測システムを実車に搭載し，NEDC モード中のピストン温度変動と，DPF 再生中の温度測定をおこない，比較することができた．

今後は本計測システムの耐久性，搭載性という特徴を，エンジンの熱マネージメントを始め車両全体の高効率化に向けて活用することが期待される．

参考文献

（1）松井竜太，下山和明，千葉勲，日高尚志，野中繁治：EURO-Ⅴ対応高出力ディーゼルエンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.19-24

（2）千葉勲，金子功，松井竜太，石原佳敬，松門龍司：EURO-Ⅳ対応ディーゼルエンジン用 DPF システムの開発，自動車技術会 学術講演会前刷集 No.103-05, p.15-18（2005）

（3）稲見規夫，竹内一雄，加藤哲也，大崎理江：超高速（CART）エンジンにおける実動時のピストン温度計測，自動車技術会 学術講演会前刷集 No.89-02, p.1-4（2002）

（4）鈴木正剛，植田真悟：非接触電磁誘導法を用いたピストン温度計測例，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.77-80

（5）小井良治，杉野正芳，岩出純，大坪誠，瀬来徹朗，森次通泰，中村光宏：エンジン運動部計測用テレメータ，自動車技術会 学術講演会前刷集 No.62-07, p.17-20（2007）

■著 者■


勝 俣 耕 二


清 水 賢 治


青 木 忠 信


荒 井 秀 実

V10 500 馬力エンジンの開発
－高出力と環境性能の両立技術－

Development of V10 500-HP Engine
– Technologies for High-performance and Low-emission Clean Powertrain –

奥 山 高 弘* 福 澤 毅* 橋 本 朗*
Takahiro OKUYAMA Takeshi FUKUZAWA Akira HASHIMOTO

要 旨

スーパースポーツカー用に開発したV10 500馬力エンジンの環境対応技術を紹介する．高出力と低燃費の両立のために高出力型DOHC i-VTEC機構に気筒休止機能を追加した新たな動弁系を開発した．高出力と低エミッションの両立のために，エキゾーストマニホールド（エキマニ）はロングタイプとし，排気浄化システムとして２ベッド 直下キャタライザ（CAT）と床下CATを配置し，排気２次エアシステムを採用した．失火検知対応には，筒内圧検出システムを採用した．これらの技術により，競合車中トップクラスの出力性能と時代の要求に応える高い環境性能を両立することができた．

ABSTRACT

This article introduces environmental support technologies for the V10 500-HP engine that was developed for use in super sports cars. A new valve assembly was developed that adds a cylinder deactivation function to the high engine performance DOHC i-VTEC mechanism in order to achieve a balance between high engine performance and fuel economy. In order to achieve a balance between high engine performance and low emissions, the exhaust manifold was made a long type, a two-bed closed couple (CC) catalyst (CAT) and an under-floor (UF) catalyst were configured as the exhaust emissions control system, and a secondary air system was adopted. Misfire detection was supported by the adoption of a cylinder pressure sensor system. These various technologies enabled achievement of a balance between high output performance at the top of its class among competing cars and high environmental performance that responds to the demands of the times.

1．はじめに

V10 500馬力エンジンは，NSX後継車への搭載を予定して2004年末より開発を始めたが，リーマンショック後の世界同時不況の影響を受けて2008年末に開発中止となった．ここでは，ほぼ開発を終えていたこのエンジンの主要技術を２部に分けて紹介する[(1)]．本稿では，エンジンの概要と時代の要求である環境性能への対応技術について述べる．

2．開発のねらいと目標

2.1. 開発のねらい

本エンジンの第１のねらいは，NSX後継となるスーパースポーツカーの商品魅力の核として圧倒的高出力でユーザを満足させることである．一方，Hondaエンジンラインナップの頂点に立つフラッグシップエンジンとして，時代の求める環境対応においても企業としての責任を果たさなければならないと考えた．このような観点から本エンジンの開発のねらいを，異次元の加速を生み出す「出力性能」と時代の要求に応える「環境性能」の両立と定め開発を進めた．

2.2. 開発目標

開発の最初に定めた目標を下記に，その位置づけをFig. 1に示す．

（1）出力　500馬力以上
（2）燃費　米国Gas Guzzler Tax規制クリア
（3）排出ガス　カリフォルニア州LEV2-ULEV適合

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_7

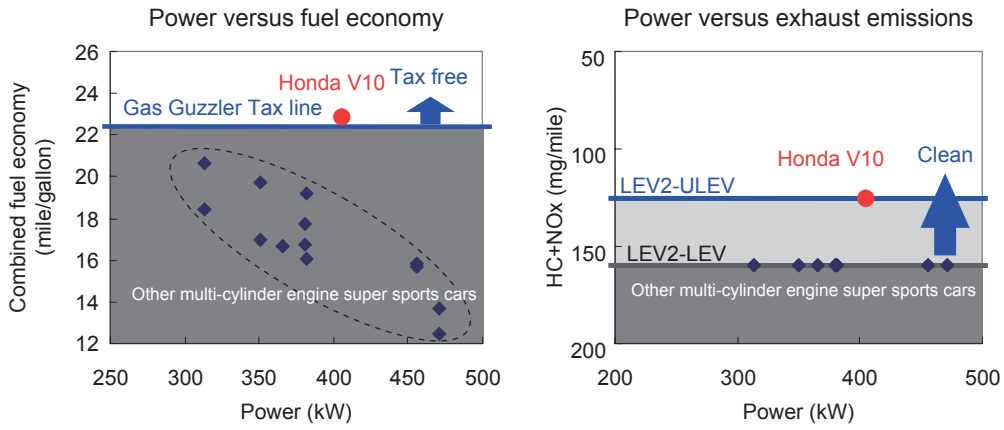


Fig. 1 Competitiveness of power, fuel economy and exhaust emissions

Table 1 Engine specifications

Cylinder configuration	V10
Bank angle	90°
Firing interval	90°-54°(uneven firing)
Bore pitch / offset	102 / 20
Bore × Stroke (mm)	90 × 78.5
Displacement (cm^3)	4993
Compression ratio	12.3 : 1
Valve train	DOHC i-VTEC VCM
Number of valves	4 per cylinder
Valve diameter IN / EX (mm)	37 / 31.5
Gasoline	Premium (RON95)
Max. power (kW/rpm)	405 / 8200
Max. torque (Nm/rpm)	513 / 7000
Idle / Fuel cut (rpm)	850 / 8500
Fuel economy City / Hwy label (mpg)	16 / 21
Unadjusted Combined (mpg)	22.8
Emissions	LEV2-ULEV

3. エンジン骨格概要

気筒数と給気方式は，Hondaエンジンのフラッグシップにふさわしいということを念頭に置き，歴代のHonda F1エンジンを代表するV型10気筒（V10）自然吸気（NA）エンジンとした．気筒当たり排気量は，高出力NAエンジンとして馬力とトルクのバランスの優れる500 cm^3とし排気量を5.0 Lと定めた．エンジン骨格としての最大排気量は，将来の発展性を考慮し5.5 Lとした．Bank角については，エンジンバランス，全気筒運転と気筒休止運転の切換え時のNV段差フィーリング，エンジンルームパッケージ，V8との生産機械共通性などを考慮し，すべてに優れる90度不等間隔爆発（クランクピンオフセット無し）を採用した．

Table 1に本エンジンの主要諸元を示す．

4. 高出力と低燃費の両立技術

高出力と低燃費の両立を図るため，高圧縮比化による燃焼効率向上と，チタンコンロッド採用に代表される構成部品の軽量化による機械損失低減をおこなうとともに，可変シリンダシステム（Variable Cylinder Management System: VCM）を採用し，新たに気筒休止運転を含む3-stage VTEC動弁系機構（3-stage VTEC VCM機構）を開発することで，米国Gas Guzzler Tax規制ラインを上回る22.8 mpgの低燃費を達成した．

4.1. 3-stage VTEC VCM機構

バルブタイミングおよびリフトを，低回転，高回転，気筒休止の3段階に切換えるDOHC 4バルブ機構を新たに開発した．量産機種との主要諸元比較をTable 2に示す．

（1）基本構造

Fig. 2にロッカアームの構成を示す．気筒休止をおこなわず常時燃焼運転されるBank1は，従来からある高出力型DOHC VTECと同様の2-stage機構である．Bank2は，Bank1のVTEC機構に二つのロッカアームと休止切換えシンクロピストンを追加し，気筒休止を可能にした機構である．バルブの作動と休止の切換えは，低回転域での切換え応答性を重視し，油圧により分離，連結する「油圧ー油圧切換方式」とした．

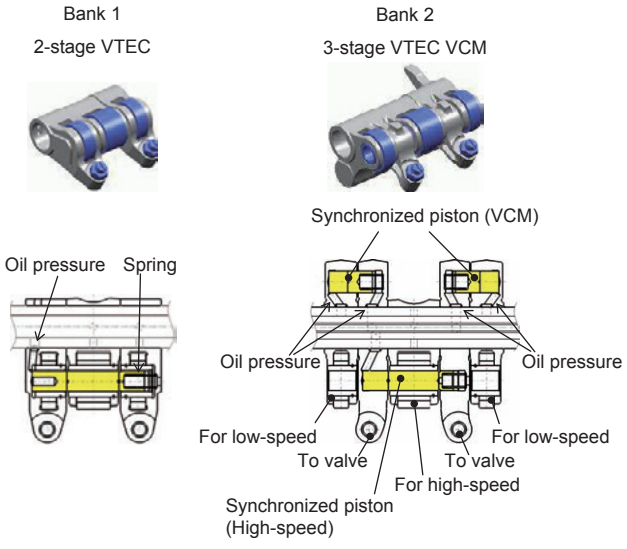


Fig. 2 Components of rocker arm

Table 2　Valve train specifications

Engine code		–	J35Z2	F20C	LDA-MF5
Cylinder configuration		V10	V6	L4	L4
Valve train		DOHC	SOHC	DOHC	SOHC
		3-stage VTEC VCM	VCM	VTEC	3-stage VTEC VCM
Number of valves per cylinder		4	4	4	4
VCM	Running	○	○	–	–
	Deceleration	○	○	–	○
	Idle	○	–	–	–
VTEC	In	○	–	○	○
	Ex	○	–	○	–
VTC		○	–	○	–
Max. engine speed (rpm)		8500	6900	9000	6500

Fig. 3 に 3-stage VTEC VCM 機構の部品構成を示す．Bank2 では，従来の VTEC 用の構成に対し，低回転用と休止用の２本の油路と，その油圧の切換えをおこなう３方弁スプールバルブを追加した．

（2）作動メカニズム

始動および低回転時の油圧とシンクロピストンの作動状態を Fig. 4(a) に示す．青色で示す油圧により休止切換えシンクロピストンが移動しバルブステム上にあるロッカアームが，低回転用カムに駆動されるロッカアームと連結しバルブは低回転用カムで駆動される．

この状態で赤色の油圧を加えると Fig. 4(b) に示すように高回転用シンクロピストンが移動し，バルブステム上にあるロッカアームと高回転用カムで駆動されるロッカアームが連結し，バルブはリフトの高い高回転用カムで駆動される．

Fig. 4(a) の状態で青色の油圧を緑色の油圧に切換えると，休止切換えシンクロピストンが移動し，バルブステム上にあるロッカアームと低回転用カムに駆動されるロッカアームが分離し Fig. 4(c) に示す気筒休止状態になる．

4.2. VCM 作動領域

本エンジンの VCM は主にスロットル開度の情報を基に，車速，エンジン回転数，エンジン油温，ギヤ段等からクルーズ走行状態や減速，アイドル状態であることを判断し Fig. 5 に示すように片 Bank 気筒を休止し５気筒運転に切換えている．また，環境を配慮し触媒温度等の排気ガス低減システムが切換えに適切な状態であるかの判断も同時におこなっている．

切換え時のトルク段差によるドライバビリティ低下の改善には，既に V6 VCM で採用している VTEC 機構の切換え応答性の精度向上や点火時期制御[2), (3)]に加え，Bank 別の吸入空気量制御を採用することによりトルク段差の無いスムーズな切換えをおこなっている．

4.3. VCM の燃費向上効果

本エンジンでは気筒休止運転中は，休止側 Bank のすべてのバルブを着座状態で停止することによりポンピングロスおよびバルブ駆動ロスが低減する．さらに運転側 Bank についてもスロットル開度が増大することによりポンピングロスが低減する．

またマルチエンジンの特性を活かしアイドルを気筒休止

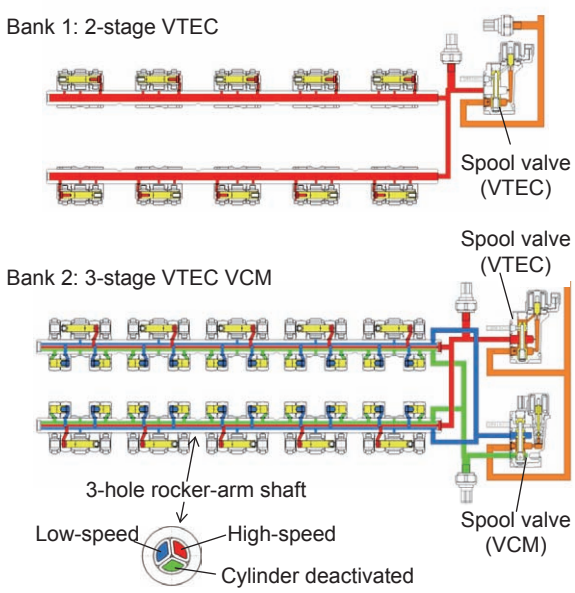


Fig. 3　Components of 3-stage VTEC VCM

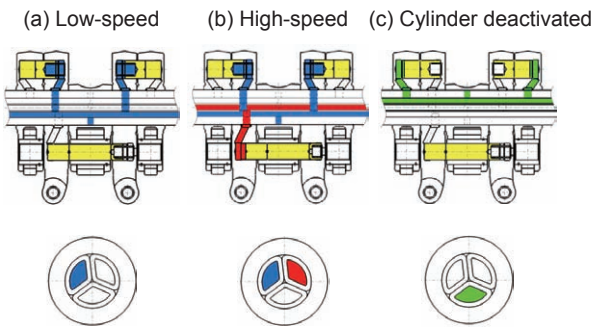


Fig. 4　Operating principle of 3-stage VTEC VCM

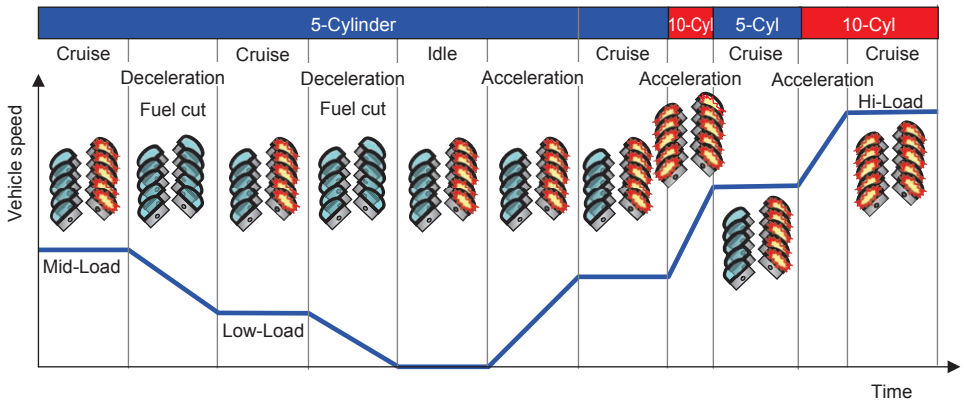


Fig. 5 Operation of VCM

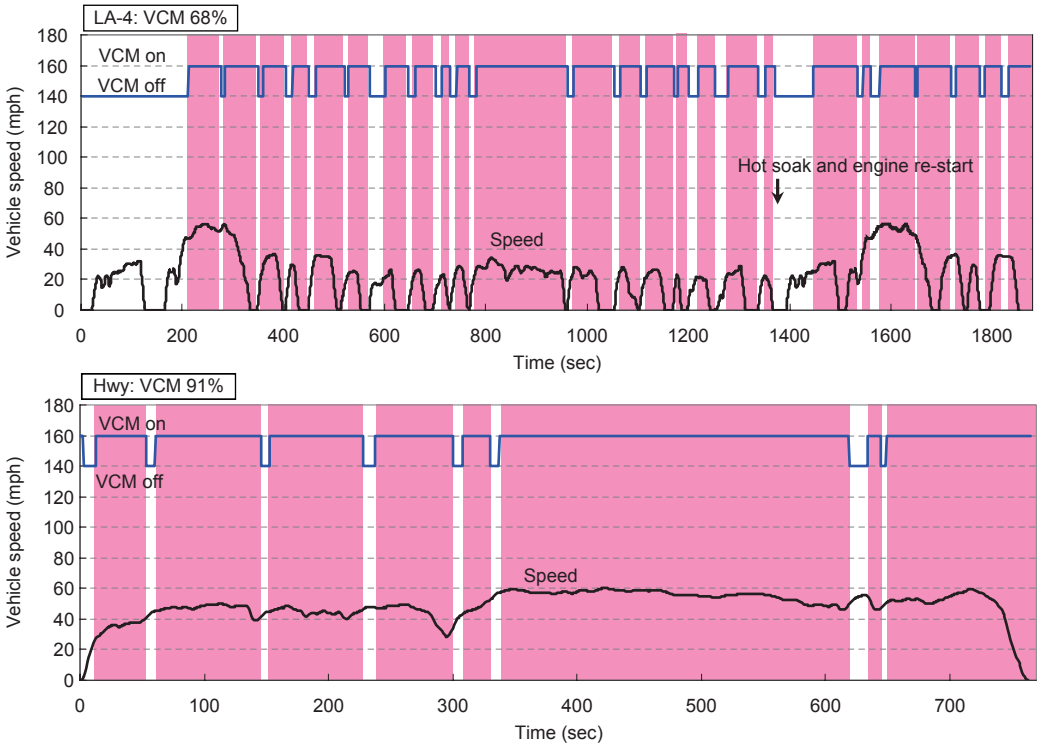


Fig. 6 Operation of VCM in LA-4/Hwy mode

とし，大排気量であるため気筒休止運転中のエンジン出力を大きくできるため，アイドルから約 100 mph (160 km/h) までの幅広い速度範囲での気筒休止運転が可能となった．

EPA LA-4/Hwy モードの気筒休止状態での運転領域を Fig. 6 にピンク色で示す．LA-4 モードで 68%，Hwy モードで 91% の気筒休止頻度であり，コンバインモード燃費の向上効果は，13% (全気筒運転比) であった．

5．高出力と低エミッションの両立技術

高出力と低エミッションの両立を図るため，まずエンジン単体における燃焼室形状の最適化により未燃ガス低減をおこなうとともに，Valve Timing Control (VTC) を使った始動時遅角制御やフューエルインジェクション方法の最適化により，フィードエミッションの低減を図った．

フィードエミッションの CAT による浄化性能を向上させる上では，冷間始動時に触媒温度を短時間で上昇させることが重要で，低エミッションを目標とするには，CAT の上流にあるエキマニのヒートマスを低減するため，これをなるべく小さく軽く設計する必要がある．しかし出力性能を重視する本エンジンでは 5-1 集合タイプの大きなロングエキマニが必要であり，排気浄化システムは Fig. 7 に示すように，エキマニの直下に 2 ベッドタイプの三元触媒 (Fig. 8) を配置し，床下に 1 ベッドタイプの三元触媒を配置するとともに，触媒温度を上げるための排気 2 次エアシステムを採用した．

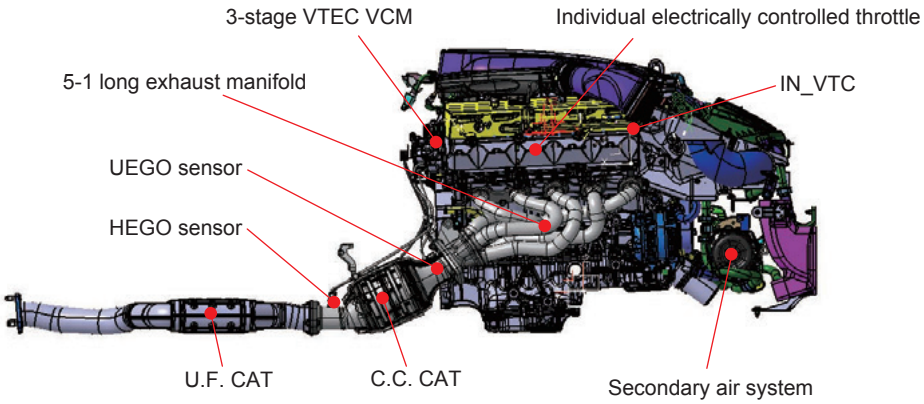


Fig. 7　Configuration of emissions control system

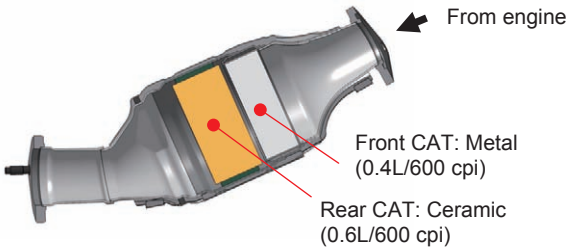


Fig. 8　Layout of C.C. CAT

5.1. フィードエミッション浄化技術

エキマニのヒートマスを低減するため，その製法を多数の曲がったパイプを溶接するものから薄板パイプを曲げ成型するハイドロフォーミングに変えて，部品点数を減らし軽量化した．

直下触媒のフロントベッドには，温度上昇の早いメタル担体を採用した．

これらにより Fig. 9 および Fig. 10 に示すように，LA-4 モード初期段階の触媒温度は始動後 20 sec 後に 250 ℃ を達成し V6 エンジンの LEV2-ULEV 車と同等となった．

5.2. 燃費向上との両立技術

燃費向上のために気筒休止運転を長時間おこなうと，休止 Bank 側の触媒温度は低下する．全気筒運転時のエミッション浄化性能を確保するためには，休止 Bank 側の触媒は活性状態を保つことが必要であり，触媒温度の低下が早いと不活性までの時間が短くなり，気筒休止運転時間が制限されて燃費向上率が低下する．

そこで，直下触媒のリヤベッドには，保温性能に優れたセラミック担体を採用することで触媒温度低下を抑制し，約 320 ℃ の活性温度を長時間保持して燃費向上との両立を図った．

Fig. 11 に，LA-4/Hwy モード中に休止 Bank 側の触媒温度が活性状態を維持している状態を示す．

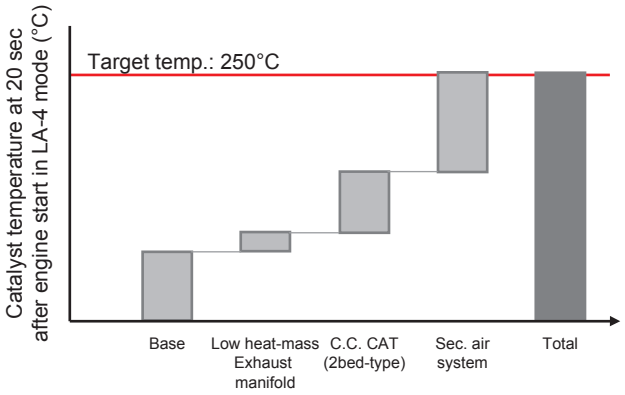


Fig. 9　Catalyst temperature after engine start

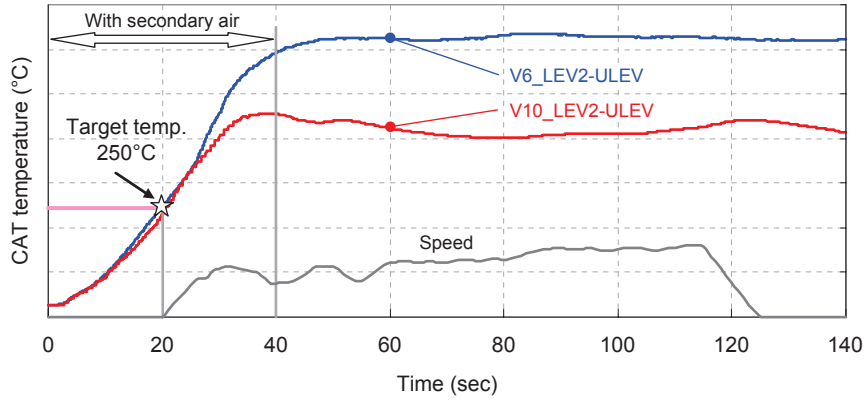


Fig. 10　Catalyst temperature after engine start in LA-4 mode

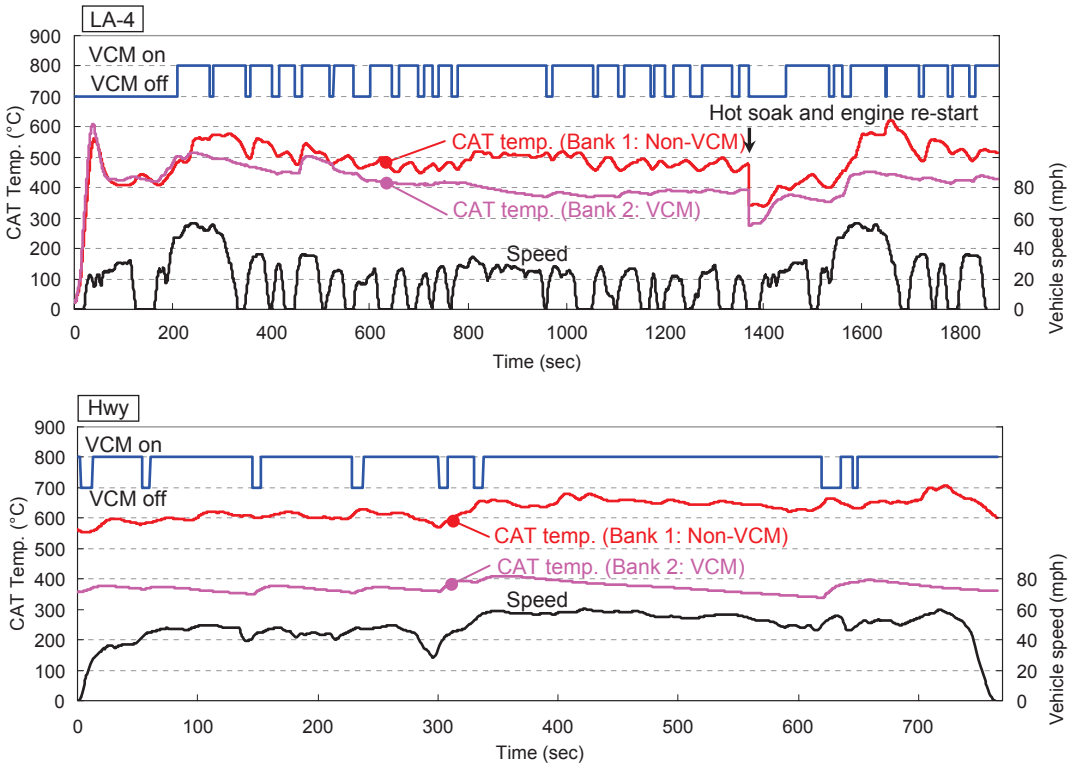


Fig. 11 Relationship between VCM and catalyst temperature

6. 失火検知技術

全世界環境対応をおこなうためには，失火検知への対応が欠かせないが，10 気筒の複数気筒失火判定を全パターンで検知するには，従来のクランク角速度変動を用いた検知手法では膨大なソフトウェア開発が必要となるため，本エンジンでは適応演算を用いた筒内圧検出システム[4]の特徴を活かしノッキング検知も失火検知と合わせて対応できるシステムとした．

6.1. システム構成

システムの構成は Fig. 12 に示すように，筒内圧センサおよび，筒内圧ユニットで構成しており，Engine Control Unit (ECU) に Controller Area Network (CAN) でデータ転送する構成とした．

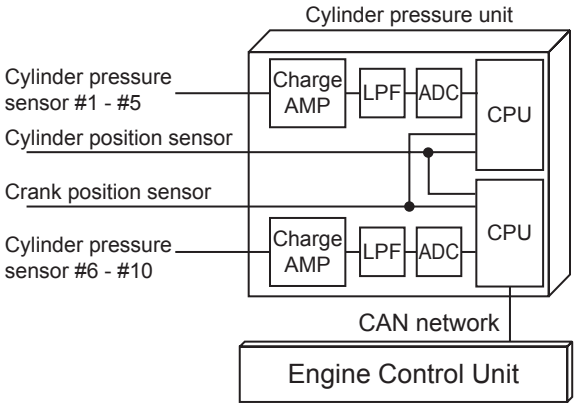


Fig. 12 Cylinder pressure unit configuration

筒内圧ユニット内部では，センサの信号を電圧に変換した後，AD コンバータでデジタル信号に変換し，Central Processing Unit (CPU) に取り込んでいる．また，クランクパルスとシリンダパルスを基に CPU 内部で各クランク角での筒内圧を演算している．100 MHz の CPU を 5 気筒ごと (Bank 別) に用い，AD コンバータは，50 kHz サンプリングとした．その結果，8000 rpm 以上まで，クランク角 1 deg ごとに筒内圧の測定が可能となった．

失火検知とノッキング検知では，それぞれの波形取得に必要な周波数フィルタリング処理が異なるため，CPU 内部でデジタルフィルタ処理を用い，最適な圧力波形として演算処理をおこなっている．

6.2. 筒内圧センサの構造

筒内圧センサの設置は動弁系およびバルブレイアウトへの影響を最小限とするため，Fig. 13 に示すようにプラグとシリンダヘッドの間に共締めする構造とした．

Fig. 14 にセンサ構造を示す．基本構成は圧電素子を筒状のハウジングに組み込み，シリンダヘッドとプラグ間のひずみをセンシングする簡素な座金構造とした．圧電素子にはチタン酸鉛 ($PbTiO_3$) を用いた．

6.3. 適応演算によるセンサ出力補正

チタン酸鉛 ($PbTiO_3$) の基本的な特性として圧電定数が温度変化により，大きく変化することは一般的に知られて

いる．また自動車エンジン用の筒内圧センサとして使用するためには，その他さまざまな特性変化に対応する必要がある．

本エンジン使用環境下でのセンサ特性の変化率は+120％から－80％と大きく，センサ出力をそのままでは使用できないため，筒内圧ユニット内部にて適応演算による出力補正をおこなっている．その手法の概要を下記に示す．

（1）運転状態から，演算にてモータリング圧力を推定する．

（2）演算で求めたモータリング圧力と実際に計測したモータリング圧力が一致するようにマッピングをおこない，規範圧力としてECUに格納しておく．

（3）圧縮工程中の筒内圧は，主に吸入空気量で求まり，その後の失火および燃焼には影響されない．そこで（2）で求めた規範モータリング圧力に，センサ信号を一致するようにサイクルごとに補正し，クランク角ごとの安定した推定筒内圧を得る．

6.4. 失火検知

補正処理をおこなった後の筒内圧波形は，正常燃焼時は燃焼に伴い圧力が上昇するが，失火時はユニット内で演算されたモータリング圧力と一致する．この特性を利用し燃焼区間の筒内圧波形とモータリング圧力波形の比率を求めることにより，燃焼によるエネルギーの発生の有無，すなわち失火状態の判定が可能である．

Fig. 15に同一運転状態時の燃焼および失火時の波形を示す．この結果，V10エンジンでの全回転領域，使用環境条件にて100％の失火検知性能を達成することが可能となった．

Fig. 16に実機での1気筒連続失火時の検知性能の一例を示す．赤色で示す正常燃焼時に対して，青色が1気筒連続失火状態であり，失火の判定が可能となっている．

6.5. ノッキング検知

気筒ごとに筒内圧を計測するセンサを配置しているため，ノッキングの検出にも有利である．従来のノックセンサと筒内圧センサのレイアウトの比較をFig. 17に示す．

Fig. 18に波形処理の様子を示す．ノッキングが発生すると，筒内圧にノッキングによる圧力変動波が加わる．そこで，バンドパスフィルタを用いノッキングによる圧力変動波の周波数のみを取り出すことで，ノッキングの検出をおこなう．前述のようなセンサ配置と波形処理の結果，安定したノッキング検出が可能となった．

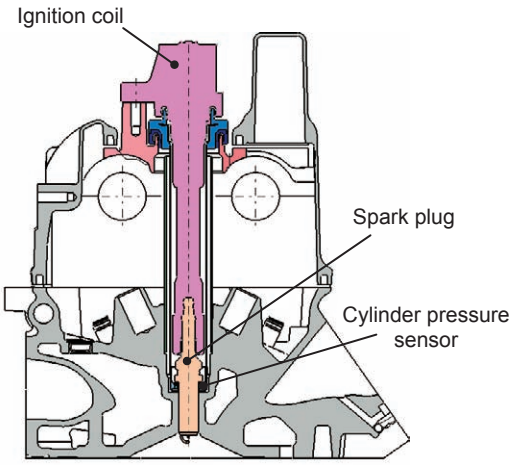


Fig. 13　Installation of cylinder pressure sensor

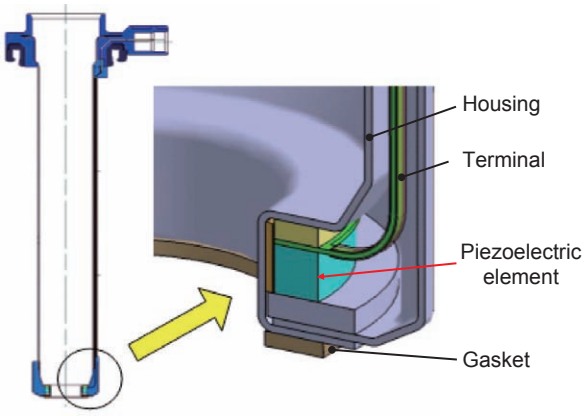


Fig. 14　Cylinder pressure sensor structure

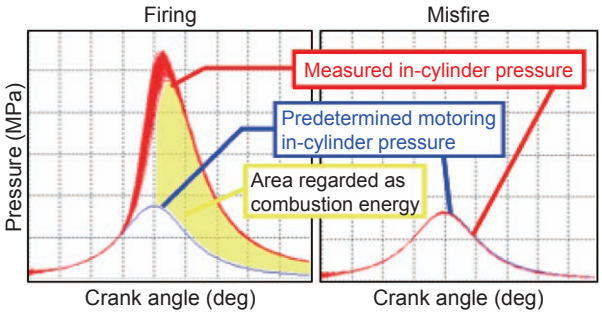


Fig. 15　Difference between firing pressure and misfire pressure

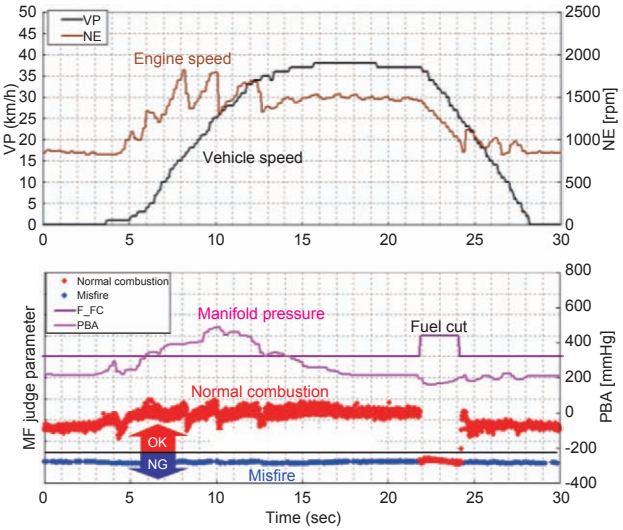


Fig. 16　Single continuous misfire on actual driving pattern

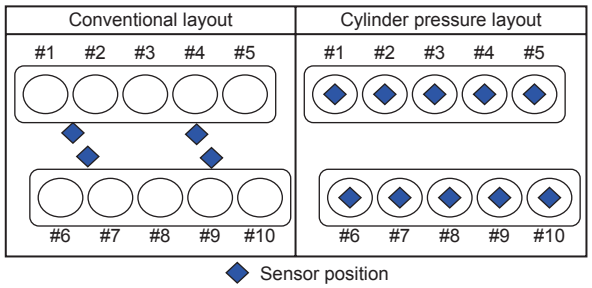


Fig. 17 Sensor layout

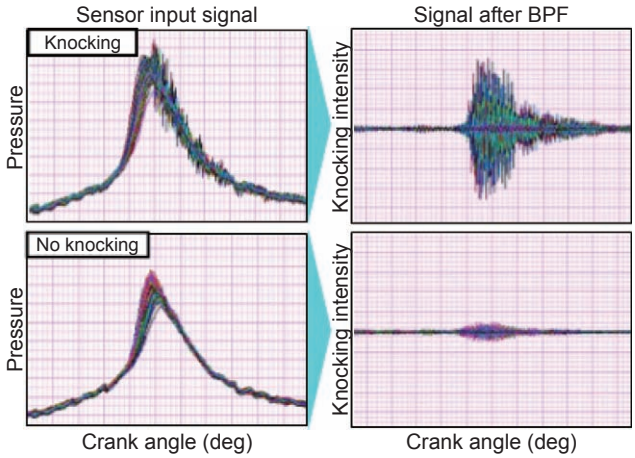


Fig. 18 Knocking signal processing

7. まとめ

スーパースポーツカー搭載の500馬力クラスマルチエンジンとして過去に例のない下記の環境性能目標を達成した.

(1)燃費　　米国Gas Guzzler Tax規制クリア

(2)排出ガス　カリフォルニア州LEV2-ULEV適合

エンジンを愛するものにとってNA高回転マルチエンジンは変わらぬ憧れであり, 本開発にたずさわれたことは大きな喜びであった. また環境性能目標を, 今までに例のない高い設定としたのは, 新しい時代の要請にこたえるエンジンを作りたいという強い思いからであった. 本稿が, そのようなエンジンの今後の発展の一助になることを願う.

参考文献

(1)奥山高弘, 中田真:V10 500馬力エンジンの開発 −高出力化とその信頼性保証技術−, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.49-56

(2)野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川誠, 澤村和同, 鈴木茂: V6 i-VTEC可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.85-92

(3)瀬川誠, 熊谷和英, 佐藤隆治, 田村勇一, 藤原幹夫:V6新可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.33-39

(4)山本裕司, 赤崎修介, 小原正徳, 水野隆英:適応演算を用いた筒内圧検出システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2, p.90-95

■著　者■


奥山高弘


福澤　毅


橋本　朗

V10 500 馬力エンジンの開発
－高出力化とその信頼性保証技術－

Development of V10 500-HP Engine
– Technologies for High Performance and Reliability –

奥 山 高 弘* 中 田 真*
Takahiro OKUYAMA Makoto NAKADA

要 旨

スーパースポーツカー用に開発したV10 500馬力エンジンの出力と信頼性に関する技術を紹介する．500馬力を超えるハイパワーを実現するため，吸排気の気筒間干渉の徹底した低減を図り，レーザクラッドバルブシートを採用した．スポーツカーにとって出力と同様に重要なハイレスポンスのために気筒別独立スロットルを採用し，主運動系部品には徹底した軽量化をおこなった．信頼性保証については，本エンジンが搭載を予定していたNSX後継車の使われ方を考察し，サーキット走行を含めた全領域の保証をおこなえるテスト基準を実走データをもとに定め実施した．以上により，目標とした魅力ある走りを，あらゆる場面で安心して楽しめるエンジンができ上がった．

ABSTRACT

This article introduces technology related to the power output and reliability of the V10 500-HP engine developed for use in super sports cars. In order to achieve high power exceeding 500 HP, thoroughgoing measures were taken to reduce interference of intake air and exhaust air between cylinders, and laser clad welded valve seats were adopted. Individual throttles were adopted for the purpose of high response, which is of similar importance to power output for sports cars, and comprehensive weight reductions were made in major moving parts. As to reliability assurances, an examination was made of how the successor vehicle to the NSX, which was slated to have this engine mounted in it, would be used. Test criteria were formulated on the basis of actual running data to enable issuance of a guarantee in all areas, including running on the circuit, and testing was carried out. The above measures produced an engine that would allow enjoyment of running with the high degree of attractiveness set as an objective and with a sense of security in all situations.

1．はじめに

V10 500馬力エンジンの主要技術を２部に分けて紹介している[(1)]．本稿では，高出力化とその信頼性技術について述べる．

スーパースポーツカーはサーキットを一般車と比較して異次元のハイスピードで走った時にその真価を発揮する．NSX後継車に搭載を予定していた本エンジンは，そのような走りの楽しみを提供するため，レーシングエンジン並の高出力とハイレスポンスを備える必要があった．また高出力スポーツカー用エンジンであるがために本エンジンの信頼性保証にあたっては，一般車用エンジンと異なる考え方や技術を投入する必要があった．以下にそれらの技術を紹介する．

＊四輪R&Dセンター

2．出力性能

2.1. 高出力技術概要

出力特性をFig. 1に，主要諸元をTable 1に示す．

高出力化のためには，吸排気効率の向上，熱効率の向上，フリクションの低減が重要であり，以下にこの順番で本エンジンの採用した技術を紹介する．

本エンジンの吸排気全体レイアウトをFig. 2に示す．吸気系は気筒間干渉を低減するため左右Bank独立とし，インテークチャンバ容量は，気筒別独立スロットルの採用により大容量にしてもレスポンスが低下することがなくなったので，出力ダウンのない十分な大きさの容量を設定した．排気系も気筒間干渉を低減するため左右Bank独立とした．エキゾーストマニホールドは5-1ロング形状とし，

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_8

５本集合部には Fig. 3 に示す GT chamber と名付けたロストワックス製法によるステンレス製チャンバを設け，気筒間干渉を低減させた．このように吸排気の気筒間干渉を徹底して低減させたほか，レーザクラッドバルブシートを採用し，吸気ポートのバルブシート近傍の形状をリファインし吸排気効率をさらに向上させた．

熱効率向上のためには，細軸プラグおよびアルミスリーブを採用し燃焼室およびウォータジャケット形状を最適化することにより圧縮比を 12.3 とした．

フリクション低減のためには，主運動系部品に徹底した軽量化をおこなうとともに，シリンダブロックに設けた気筒間連通穴やシリンダヘッドからクランクケースへのオイル戻し通路レイアウトのリファインをおこなった．

2.2. レーザクラッドバルブシート（LCVS）

出力向上のための主要技術の一つである LCVS について説明をおこなう．Honda F1 エンジンで採用していた LCVS[2] は粉末金属を溶接してバルブシートを形成するため，従来の圧入シートと比べシート材をバルブ着座部まわりの小さな領域に限定することができ，バルブ径の拡大が可能である．本エンジンでは直径を 0.7 mm 拡大することができた．

圧入シートにおいては，バルブシートのバルブ着座部の回転加工形状と鋳造されたポート形状を回転加工でつなぐのが一般的である．一方 LCVS を採用した Honda F1 エンジンでは，バルブシートのバルブ着座部からポート全体を３次元最適形状に連続加工して，高い流量係数を持つポートを安定的に供給していた．本エンジンでは，吸気側のバルブシートのバルブ着座部の回転加工形状と鋳造されたポート形状をつなぐ加工を Fig. 4 に示すような３次元のファンネル形状でおこなうことで，流量係数の安定的向上を図った．

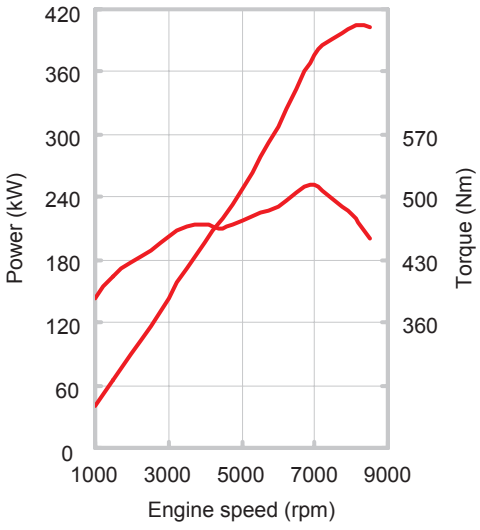


Fig. 1　Engine performance

Table 1　Engine performance specifications

Max. power (kW/rpm)		405 / 8200
Max. torque (Nm/rpm)		513 / 7000
Displacement (cm^3)		4993
Bore × stroke (mm)		90 × 78.5
Compression ratio		12.3:1
Main part	Valve (mm)	Inlet: ϕ37 × 2　Exhaust: ϕ31.5 × 2
	Piston & Ring	Forged & 3 Ring
	Connecting rod	Titanium
	VTC	Operation angle: 50 degrees
Air intake system	Surge tank	Product made of resin (vol: 9.4 L × 2) Each bank independent
	TH/B : Pri	ϕ38 × 2
	TH/B : Sec	ϕ50 × 10
Exhaust system	Exhaust manifold	ϕ38.1 × 440　Thickness: 1.0-1.5
	C.C.	2BED (0.4+0.6 L) 600/1.2 metal +600/3.5 ceramic
	Exhaust pipe-A	ϕ60.5　Thickness: 1.2
	U.F.	ϕ118 race track 1.4L　300/1.2 metal
	Exhaust pipe-B	ϕ65 - Exhaust chamber ϕ115 Each bank independent

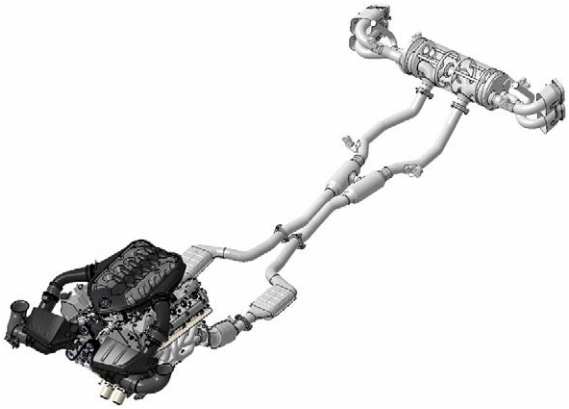


Fig. 2　Engine inlet and exhaust L/O



Fig. 3　Exhaust manifold and GT chamber

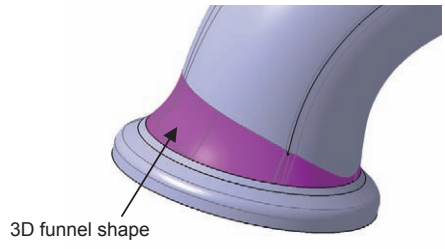


Fig. 4　Funnel shape of LCVS

LCVS 採用によるバルブ径拡大およびファンネル形状加工により，18 kW の出力向上が確認できた．

3. レスポンス向上技術

サーキットをより速く走行する条件の一つは，高出力であるが，スロットル（TH）の開閉に応じたエンジン回転の上昇下降レスポンスが良いことも重要なポイントである．このため従来よりレーシングエンジンでは，TH バルブ下流の吸気管容量が小さいことによりレスポンスが向上する気筒別独立 TH が採用されており，本エンジンもこの機構を採用した．無負荷のスナッピング時に測定したレスポンス性能結果を Fig. 5 に示す．

気筒別独立 TH は前述のようにレスポンスを良くすることができる反面，低流量域の微小な吸気量のコントロールが難しく，気筒別の TH バルブの開度差に起因した気筒間の AF 差が発生しやすい．AF 差があると排出ガス規制への適合が難しくなるため Fig. 6 の模式図に示すような構成としてこれを抑制した．以下にこれを説明する．

（1）気筒別に設ける TH は主に大流量域の吸気量制御をおこなうこととし，セカンダリ TH と名付けた．

（2）アイドルを含めた低流量域の吸気量制御は気筒間 AF 差を低減させるため各 Bank の 5 気筒分を一つの TH でおこなうこととし，プライマリ TH と名付け，両 Bank に設置した．

（3）パージおよび PCV 回路は気筒休止しない[(1)]Bank1 だけに設置した．

上記の構成で実際に設計した部品の Bank1 側のモデルが Fig. 7(a) である．Bank2 側には，これと対称形状に同様の部品を設置した．以下に設計の詳細を説明する．

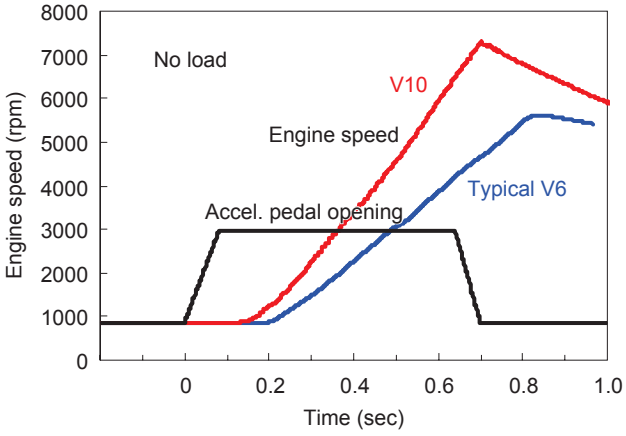


Fig. 5　Engine response

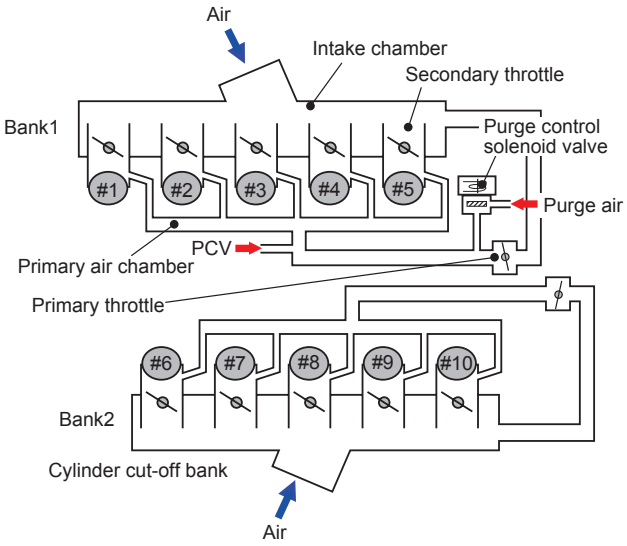


Fig. 6　Schematic diagram of throttle system

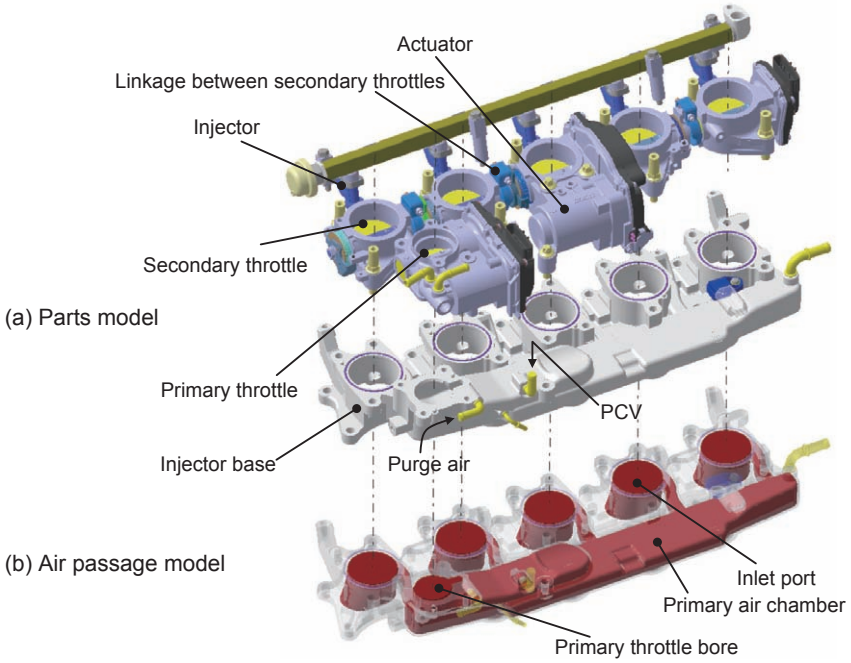


Fig. 7　3D model of throttle system

(1)プライマリ TH

ボア径を ϕ 38 とし最大流量は米国の一般走行を概ねカバーできる 1450 L/min とした．また Fig. 8 に示すようにプライマリ TH が全開になるまではセカンダリ TH が開かない設定として，一般走行域での気筒間 AF 差を極力低減させた．

(2)セカンダリ TH

気筒別の TH ボデーをインジェクタベース (INJ ベース) にボルト締結する構造とした．TH を動かすアクチュエータはセンタボアに配置し，となり合う TH 間を，リンクで連結した．

各気筒の TH にはリターンスプリングを設定し，戻し機構に故障が発生した場合 TH が全閉に戻る設計とした．

(3)INJ ベース

プライマリ TH からのエア通路は，Fig. 7(b) に示すように，INJ ベース内のプライマリエアチャンバ (チャンバ) を通って各気筒のポートにつながるようにした．

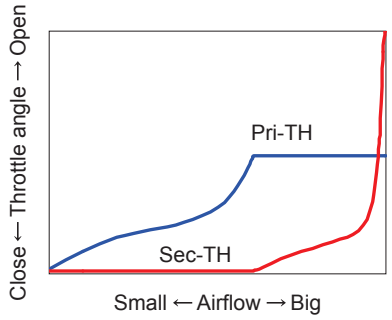


Fig. 8 Throttle open pattern

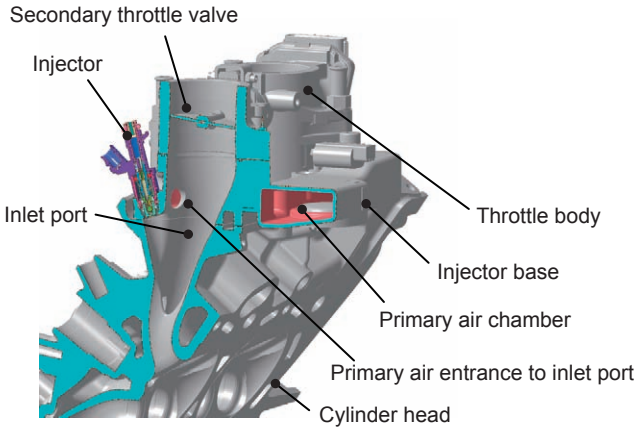


Fig. 9 Primary air passage and inlet port

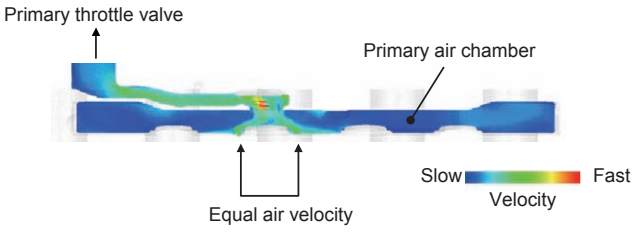


Fig. 10 Air flow analysis of primary air passage

吸気ポートへのプライマリエアの導入口は，燃料噴射フォームに影響しないように INJ の上流の Fig. 9 に示す位置に設けた．

プライマリ TH からチャンバまでの通路形状設定に当たっては気筒間 AF 差を低減するために，各気筒への空気の流れを均等にすることと，パージガスをエアに均質に混合することが重要である．Fig. 10 は，各気筒への空気の流れを均等にするためにおこなった CAE の一例で，エア通路がチャンバに合流する位置を適切に設定することにより合流位置から左右への空気の流れが均等になったことを示している．

4．主運動系部品の軽量化

主運動系部品の軽量化は，慣性力が低減することから出力およびレスポンスの向上に有効であり，またクランクのピン径，メインジャーナル径が小さくなることからフリクションが低減し燃費も向上する．以下に本エンジンで実施した軽量化について述べる．

4.1. ピストン

鍛造ピストンを採用し，熱応力 CAE による各部肉厚の最適化およびピストン挙動 CAE によるスカート面積最小化をおこない軽量化を図った．Fig. 11 はピストン挙動 CAE の結果で，ピストンスカートの剛性とフォームを適切に設定することにより，その面圧分布が中央部の最大面圧部から周辺に向かってなだらかに低減する良好な状態となっていること示している．

4.2. コネクティングロッド (コンロッド)

ナットを使わないボルト締めタイプのチタンコンロッドを採用し (Fig. 12)，鉄に比べて 18% の軽量化を図った．コ

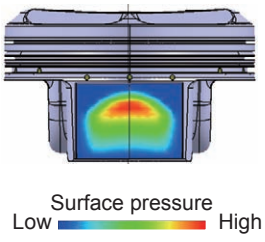


Fig. 11 Piston skirt surface pressure distribution analysis

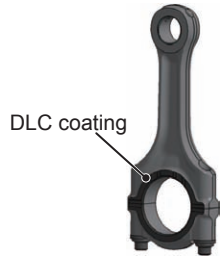


Fig. 12 Titanium connecting rod

ンロッド大端のスラスト受け面には焼き付き対策としてダイヤモンドライクカーボン（DLC）コーティングを施し，コンロッドボルトには繰り返し締結でもカジリが発生せずトルク係数の安定している二硫化モリブデン系の表面処理をおこなった．

4.3. クランクシャフト（クランク）

Honda F1 エンジンで採用していた応力緩和溝を Fig. 13 に示すように最弱のクランクウエブに設定した．これは応力の高くなるクランクピンフィレット R 部周辺の剛性を，溝を掘ることにより低下させて，変形が同フィレット R に集中することを緩和して応力低減をおこなうもので，これにより応力が 7 % 低減し，クランクピン径を 3 mm 細くすることができた．

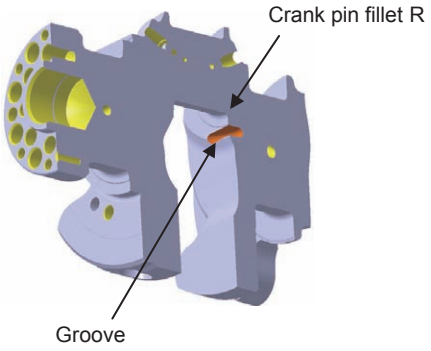


Fig. 13　Stress relief groove of crankshaft

5．信頼性保証技術

5.1. 信頼性保証の考え方

信頼性保証の基本目標は，サーキットにおけるレーシングカーのような限界走行から市街地における日常的な走行までの幅広い使用環境下で必要十分な保証をおこなうことである．

一般のエンジンでは想定しない使用環境であるサーキットにおける限界走行の信頼性を保証するため，まず日本の鈴鹿サーキットやドイツのニュルブルクリンクサーキットなど世界の主要なサーキットでの実際の走行およびシミュレーションにより，サーキット走行時のエンジン回転数やエンジン負荷，エンジンオイル温度などの使用頻度を求めた．その一例としてニュルブルクリンクサーキットを限界走行した場合の回転数頻度を Fig. 14 に示すが，エンジンが常に回転限界近くで使われることがわかる．このように過酷なサーキット走行時の信頼性を保証するための台上耐久試験モードの一例を Fig. 15 に示す．この耐久試験はニュルブルクリンクサーキットを最速 LAP で 48 時間走り続けた場合を模擬したものである．

耐用年数については，サーキット走行から日常の足としての使用まで，幅広い使われ方をしても US ACURA の基準を満足できることを目標として開発を進めた．一方，過剰な耐久性品質は性能を犠牲にすることとなるので，耐久試験基準の設定に当たっては，実際の公道走行データを元に十分な検討をおこない，通常のエンジンとは異なる設定をおこなった．

最初に，ドイツのアウトバーン走行時にユーザが使用する出力と回転数の頻度を，エンジンの最高出力で整理したものを Fig. 16 に示す．左縦軸はドイツのアウトバーンを一定距離走行する時に必要なエンジンの仕事量を，そのエ

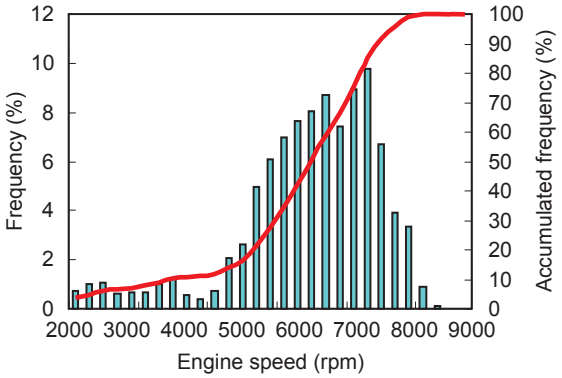


Fig. 14　Engine speed frequency of circuit driving

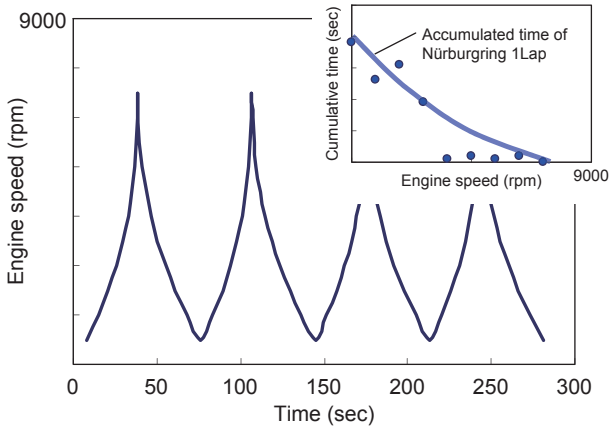
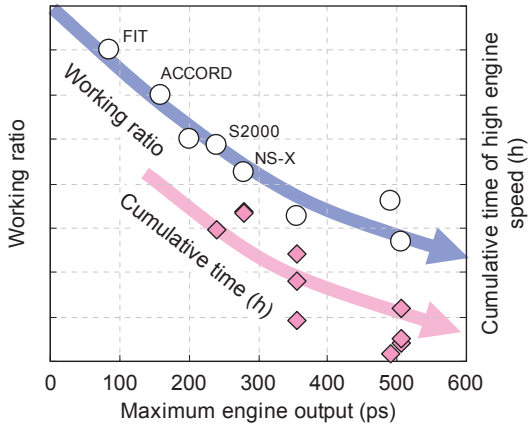


Fig. 15　Simulated circuit driving test mode of durability on dynamometer



$$\text{Working ratio} = \frac{\text{Engine work using in Autobahn constant distance driving}}{\text{Maximum engine output} \times \text{constant time}}$$

Fig. 16　Working ratio and high engine speed characteristic of high-power vehicles

ンジンが最高出力で一定時間運転した時の仕事量で規格化した仕事比である．右縦軸はドイツのアウトバーン走行時の高回転使用頻度であり，横軸はテストした車のエンジンの最高出力である．エンジン最高出力が高い車ほど，仕事比および高回転使用頻度が低いことがわかる．

次に，北米の市街地およびハイウェイを一般走行した場合の回転数使用頻度を走行シミュレーションにて算出した．その結果 99% が 3000 rpm 以下であり，平均回転数は 1800 rpm 程度となることがわかった．

以上の結果に加えて，冒頭のサーキット走行頻度も考慮し，信頼性保証テスト基準を次の三つの観点で設定した．

（1）エンジン仕事量を基準とした耐久条件の設定

Fig. 16 のドイツのアウトバーン走行における仕事比の傾向からわかるように，エンジンの高出力領域の使用頻度は最高出力が高い車ほど低くなるので，その点を耐久条件に反映させる必要がある．このため，通常最高出力でおこなっている台上耐久試験の出力条件を，前述した仕事比に合わせて低く設定した．

（2）高回転耐久条件の設定

高回転領域の使用頻度に関しても，Fig. 16 からわかるように最高出力が高い車ほど低くなるため，高回転の連続台上耐久時間は通常より短く設定した．一方で前述したようにサーキット走行では高回転を多用することとなるので，Fig. 15 で示したような限界回転数での特殊な耐久試験を追加設定した．

（3）一般公道運転を保証する耐久条件の設定

北米での一般走行では，低回転の使用頻度が高い．これはドイツアウトバーンを除く世界のどの国の一般道，高速道走行にも共通した特徴であり，これに対応するため，動弁系を代表とするしゅう動部の摩耗に対する評価モードに対してはその耐久時間を通常より延長した．

以上の信頼性保証の概念をエンジン回転数と負荷の頻度で現したものが Fig. 17 である．以上のようにサーキット走行，ドイツアウトバーン走行，北米一般走行の各条件に対応して設定した信頼性保証テスト基準により，本エンジンの使用される全走行領域に対して必要にして十分な信頼性保証ができるようになったと考える．

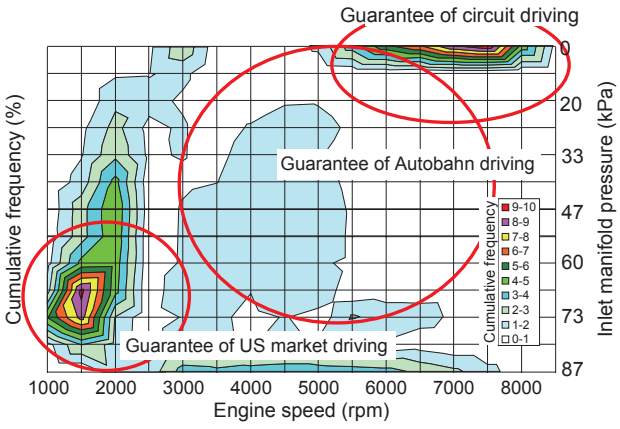


Fig. 17 Concept of reliability guarantee

5.2. クランク給油仕様

特にサーキット走行の信頼性を保証する上で重要なクランク給油の仕様設定について述べる．

はじめに，本エンジンの負荷の位置付けを示すため，レッドゾーン近傍でのクランクピンベアリングにかかる PV 値を量産エンジンとの比較で Fig. 18 に示す．本エンジンの PV 値は最も高い位置付けとなっており，信頼性保証のため新たな技術が必要であった．

本エンジンのクランクピン給油レイアウトは，一般的なメインジャーナルからの給油とした．開発の当初は，レースで多く用いられているセンタ給油システムでスタートしたが，後述する Fig. 21 に示すように，エアレーションに対するタフネスが不足していたため，オイル量管理が厳密でない量産車輌には不適切と考え取りやめた．給油レイアウトの特徴として Fig. 19(a) に示すように，クランクのメインジャーナルに設置した給油穴からクランクウエブに設置した給油穴へ分岐するポイントをなるべく外周寄りに設定することで，遠心力による圧力損失分を低減させた．さらに Fig. 19(b) に示すようにメインジャーナルに設置した給

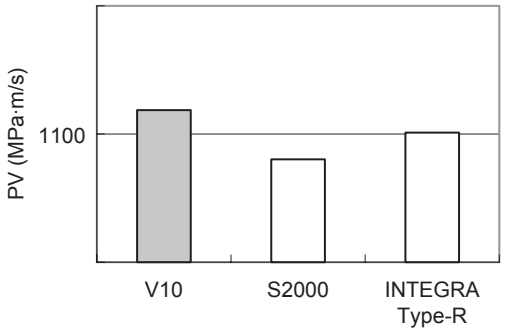


Fig. 18 PV value of crankpin bearing

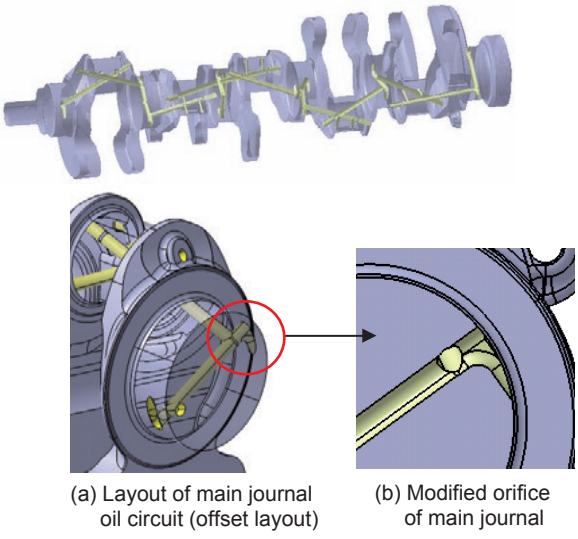


Fig. 19 Layout of crankshaft oil circuit

油穴にクランク軸受から来たオイルが流入する部分の形状をリファインして回転方向へ開口部を広く設けることにより，掻き込み効果による油圧および油量の向上を図った．

このことにより Fig. 20 に示すようにクランクピンベアリング直前の油圧は平均で 1.2 倍，最小で 2.0 倍に向上し，クランクピンベアリング温度は約 10 ℃ 低下した．

さらに Fig. 21 に示すようにエアレーション発生に対しても本クランク仕様は有利であることが確認できた．本データはクランク前のメインギャラリにエアを吹き込み，その時のメインギャラリの油圧とクランクピンベアリング直前の油圧の変化をエアレーション率とともに測定したものである．本エンジンの油圧を示す青線を例に説明するとA点がエアレーションゼロの時のメインギャラリの油圧（横軸）とクランクピンベアリング直前の油圧（縦軸）を表し，エアレーションを増加させた時に油圧は，青線上を左に移動する．本クランク仕様はエアレーションを増加させた時のクランクピンベアリング直前の油圧低下が少なく，限界条件での信頼性が高いことがわかる．

5.3. プラグ外側電極折損対策

最後に，前項でふれたサーキット限界走行を保証するための高回転耐久試験で問題となったプラグ外側電極折損対策について紹介する．従来からプラグ外側電極折損の原因のひとつとして高回転領域における吸排バルブ着座時の衝撃力による振動がプラグに伝わることが考えられてきたが，これを定量的に表現した例は少なかった．今回は，本事象に対する適切な対策をおこなうため定量的な把握が必要であると考え，バルブ着座時の衝撃力によりプラグ座面に発生する振動の測定と，200 kHz の高周波までを考慮したプラグ外側電極折損部の応力の測定を実施した．

Fig. 22(a) に高回転時のバルブリフト特性とモータリング運転時のプラグ座面振動を表す筒内圧検出システム[1]の出力値，Fig. 22(b) にバルブリフト特性とプラグ外側電極折損位置の応力値を示す．これらより，バルブ着座時の衝撃によって振動が発生し，それに同期してプラグ外側電極に応力が発生していることが確認できる．Fig. 23 に Fig. 22(b) の応力波形を周波数（PWR）解析した結果を示す．Fig. 23 より応力成分としては 20 kHz から 60 kHz 付近の周波数成分が支配的であることがわかった．また CAE によって求めたプラグ外側電極の共振周波数は，第 1 共振周波数が約 20 kHz ，第 2 共振周波数が約 60 kHz であった．以上からバルブ着座による加振力によりプラグ外側が共振現象を起こし折損を招いていることが確認された．対策としてカムプロフィル変更を検討したが出力ダウンが生じ

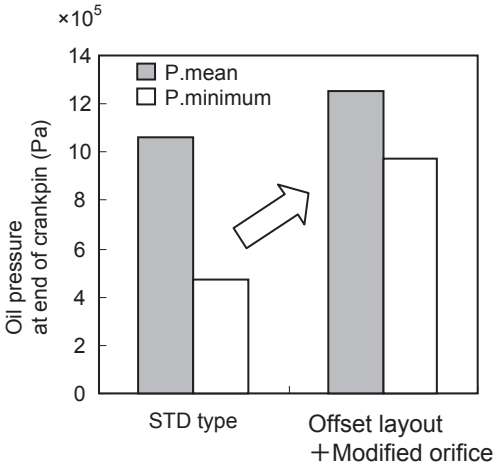


Fig. 20　Oil pressure at end of crankpin

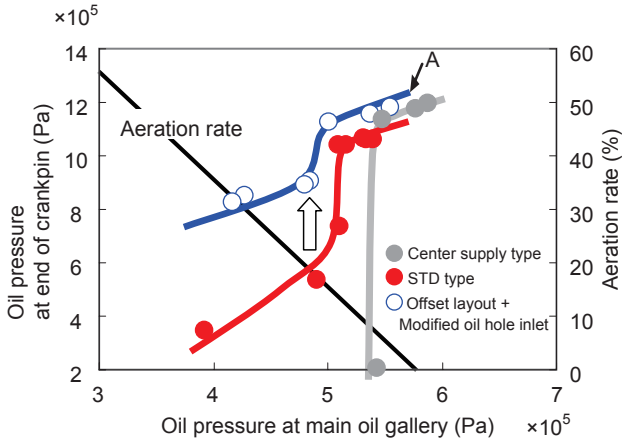
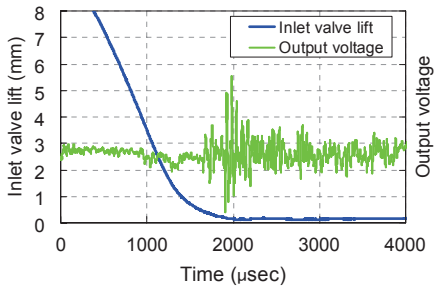
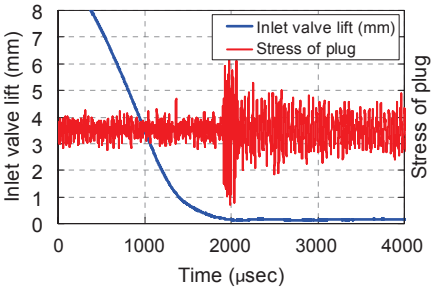


Fig. 21　Toughness of aeration



(a) Output voltage of cylinder pressure sensor and inlet valve lift



(b) Stress wave of spark plug ground electrode and inlet valve lift

Fig. 22　Analysis result of spark plug ground electrode

るため，プラグ外側電極の形状を変更し共振周波数を上げる対策をとることとした．この変更により第１共振周波数が約３ kHz，第２共振周波数が約 12 kHz 増加することを確認した．Fig. 24(a) に形状変更前後の応力測定結果，Fig. 24(b) に (a) の波形の周波数解析結果を示す．形状変更後は応力の周波数が高周波側へと移動しており，応力振幅も減少していることが確認でき，対策品での耐久試験でも折損の発生は無かった．

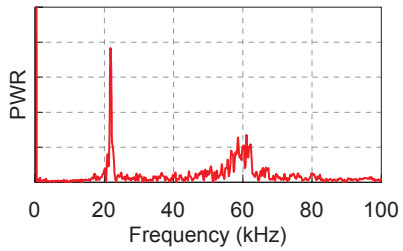


Fig. 23 Frequency analysis of spark plug ground electrode stress

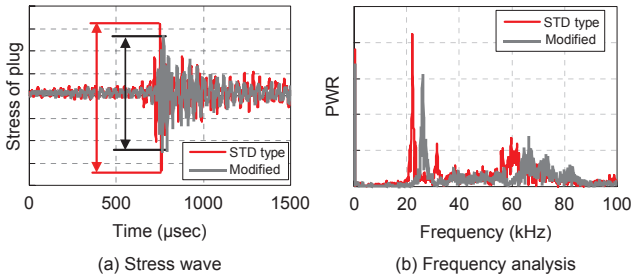


Fig. 24 Analysis result of before and after shape change

6．まとめ

出力と信頼性に関し下記を達成した．

（1）高出力　405 kW (550 PS) を達成

（2）ハイレスポンス　カリフォルニア州 LEV2-ULEV に対応した気筒別独立スロットルを開発

（3）軽量化　材料変更および CAE による形状最適化により主運動系部品を徹底軽量化

（4）高信頼性　サーキット走行，一般走行双方について実走データに基づく耐久テストを実施し，十分な信頼性を実証

以上の結果，サーキットでは一般車と比較して異次元のレーシングカーのような走りを楽しみ，高速道や街中では日常の移動の足として一般車と同じように使うことのできる，高出力と高信頼性を両立したエンジンを開発することができたと考える．

参考文献

（1）奥山高弘，福澤毅，橋本朗：V10 500 馬力エンジンの開発－高出力と環境性能の両立技術－，Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.41-48

（2）今井信行，西田浩明：レーザクラッドバルブシートの開発，Honda R&D Technical Review 2009 F1 Special (The Third Era Activities), p.253-255

■著　者■



奥山高弘



中田　真

Development of New Structural Optimization Methodology for Vehicle Crashworthiness

Sanjaya FONSEKA*

ABSTRACT

The automotive industry continues to face the challenge of developing efficient side body structures that help to reduce the risk of injury to occupants in collisions. The B-pillar, Roof, and Side Sill are key structural members that help reduce the risk of injury to the occupants during a side impact crash event. This study used a simulation-based global optimization method to find optimum thickness for the B-pillar, Roof, and Side Sill components considering baseline material specification and vehicle performance in the IIHS SICE (Side Impact Crashworthiness Evaluation) and FMVSS 216 (Roof Crush Resistance) safety tests.

Fifteen design variables were defined by selecting structural members from a unibody vehicle design. The objective of the optimization was to find the most efficient distribution of mass for the structural members that are vital for the occupant safety. Automated simultaneous simulations were conducted using a global optimization method called Self-Adaptive Evolution. This methodology resulted in a 11% increase in occupants survival space (or decrease in occupant compartment intrusion), and 1.7% reduction in total mass compared to the baseline structure. Also this optimization result met the FMVSS 216 roof crush resistance requirement.

1. Introduction

Government and insurance institutions have introduced many safety standards with the intent to help reduce the risk of serious and fatal injuries to occupants during side impact crashes. To achieve a desired crashworthiness, the auto industry focuses on developing better vehicle side body structures that help reduce the risk of injury to occupants in collisions. When considering safety standards in development, available design and test technologies only allows the engineer to design and tune the vehicle side structure to each test mode separately. However, this can be inefficient and somewhat imprecise since it requires a lot of design time and experience to find an appropriate strength and balance for the side structure. Still the engineer may not find the optimum structure respect to weight and strength.

A new simulation-based structural optimization method was developed to help design the structure more efficiently considering the crash modes simultaneously. This method was validated during the initial phase of side structure development for 2011 Odyssey. The objective was to find the optimum thickness for the side structural members that would help to reduce the risk of injury to occupants in collisions and meet the requirements of the Side Impact Crashworthiness Evaluation (SICE) and Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) No. 216, Roof crush resistance modes. These modes were selected since they are the most dominant for side impact crashes.

The numerical optimization method used was Self Adaptive Evolution (SAE). This is a global optimization algorithm[1] in which the results are not dependent on a starting point, such as it is in the gradient-based methods.

Furthermore, iterations are calculated in parallel and tend to converge to a global optimum.

Generally, global optimization methods require a large number of simulations and dedicated computer resources. To facilitate this, computer resources at the Ohio Supercomputing Center (OSC) were used.

2. Side Impact Crash Modes

Roof crush resistance and SICE simulation models were used simultaneously to find the optimum gauges for the side structure (Fig. 1).

Total mass of these parts, shown in Fig. 2, was

＊HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_9

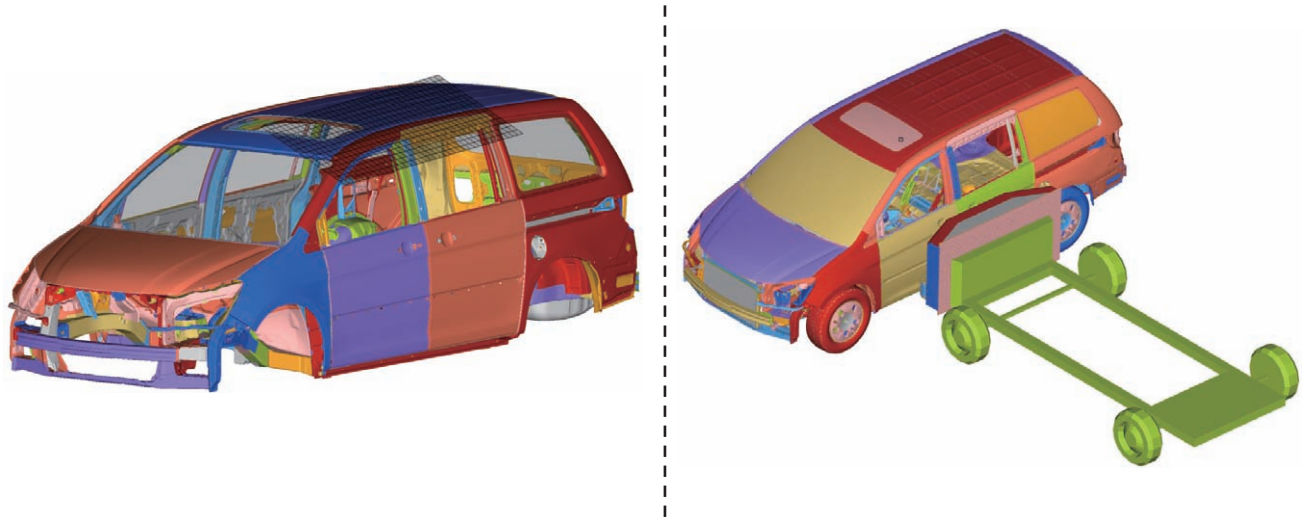


Fig. 1 Simulation models

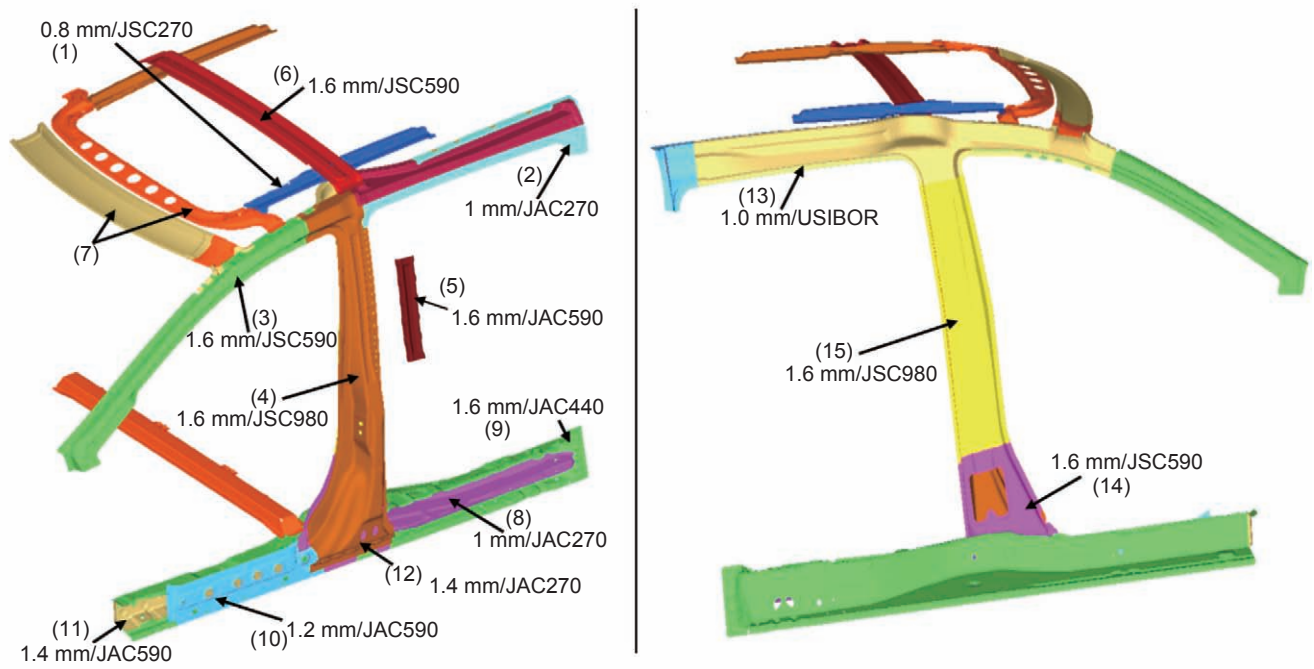


Fig. 2 Side structural members selected for optimization

36.93 kg. These parts were selected primarily based on their direct contribution to withstand the side crash modes. Part size was a secondary factor since more mass can be taken out from larger structural members. The objective of this study was to find the optimum thickness to the structural members that would meet the target force level and occupant survival space for roof crush resistance and SICE crash modes respectively.

3. System Workflow

Figure 3 shows the optimization workflow[2] that was developed using OPTIMUS software. This is a fully automated workflow that varies the thickness of the side structure, simulates the two crash modes, and extracts the roof crush resistance force and survival space.

Using this workflow, many simulations were run successfully. OPTIMUS easily interacts with other software that control the simulation submission process and can incorporate user scripts, which is essential since some of the simulations required extracting complex results. For this study, a separate script was written to extract the occupant survival space from the SICE simulation. All the simulations were done using LS-DYNA[3] software. The OSC was used to process the 200-plus simulations that were needed to complete this optimization.

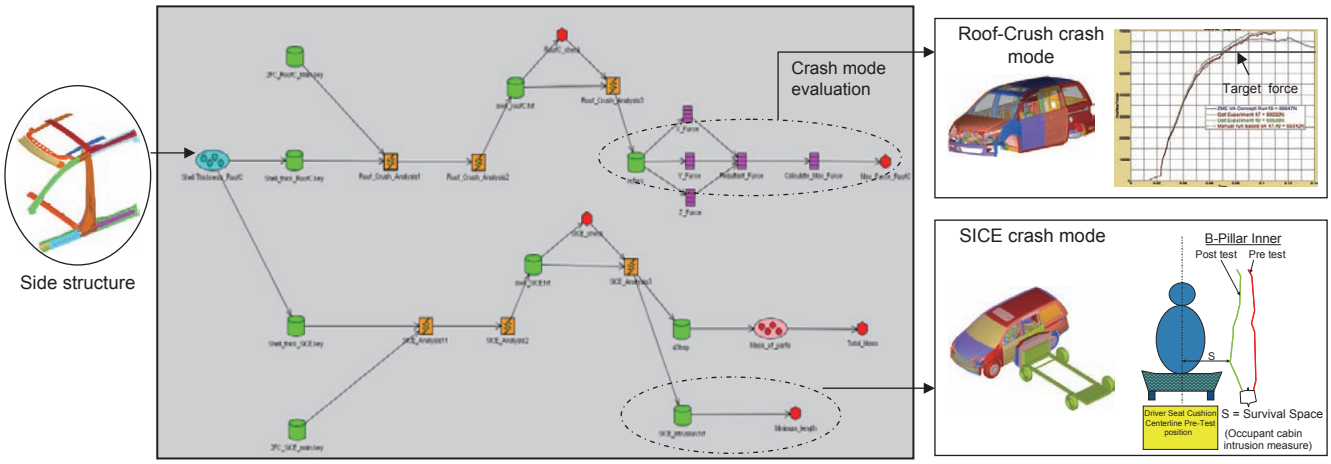


Fig. 3 Optimization workflow

Table 1 Baseline (first design milestone) simulation results

	Roof-crush force (N)	Survival space (mm)	Total mass (kg) [Comps for optimization]	Total mass (kg) [Comparing the both sides of the car]
Target	66400	116	Reduce mass	Reduce mass
Baseline run	73414	117	36.9	69.5

4. Optimization

The noisy, non-linear nature of crash analysis reduces the use of gradient-based optimization methods; therefore, a global optimization method called SAE was selected to drive the optimization. The SAE strategy is directly based on absolute valued vectors when dealing with continuous parameter optimization studies. The algorithm is a multi-recombinant scheme based on a population of designs and its strategy is to imitate biological mutation and selection[4]. Designs with the best fit from the current total population will be selected as the parents for the next generation. The multi-recombinant method used here selects multiple parents to generate one offspring, and mutation is independently applied to each design so the old generation produces a new generation. The new generation's fitness is then calculated and new offspring are made. The algorithm has convergence criteria and, for certain ranges, algorithm parameter values have been determined for improved performance.

Objective: Minimize total mass of the selected parts.

Constraint 1: Roof crush resistance force has to be greater than 66400 N

Constraint 2: Distance from center of the vehicle to B-Pillar Inner has to be greater than 551 mm for SICE.

Occupant survival space is calculated as 551 - 435 = 116 mm

Where 435 mm is the distance from center of the vehicle to the center of driver seat cushion, which is a constant.

Thickness of the parts varies between 0.7 and 2.3 mm.

Number of Simulations required is calculated as

Number of Load Cases (Roof-Crush and SICE) × *Population Size* (number of simulations for each generation) × *Number of generations*,

Therefore total number is 2 × 15 × 8 = 240 simulations.

Table 1 shows the baseline results compared to the target.

5. Optimization Results

Table 2 shows the results of the first 22 simulations. In the OPTIMUS workflow, Max_Force_RoofC refers to Constraint 1 and Minimum_length refers to Constraint 2. It is observed that when going from one generation to the next, the optimization algorithm finds more feasible solutions in allocating less mass to the structural members.

Figures 4 and 5 show the behavior of total mass respect to the two constraints. It is clear from Fig. 5 that the efficient mass distribution among the structural members can give better roof crush resistance force and survival space. It is also evident that SICE or Minimum_length is the driving constraint for the optimization.

Table 3 shows the best mass distribution among the structural members found through this optimization study.

As shown in Table 4, simulations 76 and 114 show better roof crush resistance force and better survival space with same or less mass compared to the baseline.

Table 2 Optimization results

Ex...	Sill_Str_11	Sill_Mid_Gusset_12	Roof_Rail_Midl_13	B_Plr_Innr_Lower_14	B_Plr_Innr_15	Max_Force_RoofC	RoofC_check	SICE_check	Minimum_length	Mass	Mass_Roof_Pnl_stfa_1	Mass_Roo...
1	1.4	1.4	1	1.6	1.6	73414.05988	1	1	551.80119	0.03693	0.00067	0.00142
2	2.17527	1.07986	0.9259	1.8068	0.82217	74098.89675	1	1	480.71187	0.04024	0.0015	0.00149
3	2.26034	1.45738	1.13839	1.58647	1.26983	83555.64269	1	1	522.36654	0.04132	0.00096	0.00298
4	0.73922	1.02046	1.26649	2.14818	1.03945	72408.99837	1	1	487.86479	0.0398	0.00079	0.00189
5	0.9197	1.72167	0.73424	1.63261	1.99598	83279.00918	1	1	553.16775	0.04573	0.00167	0.00236
6	1.23412	1.75231	2.21306	1.08029	1.35413	81371.44184	1	1	562.77054	0.04604	0.0011	0.00143
7	1.52989	2.08538	1.44351	1.01872	1.44085	79934.56033	1	1	562.73009	0.04241	0.00128	0.00318
8	2.01739	1.27882	2.18121	1.34293	2.22882	86990.55015	1	1	539.72879	0.04652	0.0016	0.0018
9	1.08419	1.92358	1.83202	1.23219	1.75651	74629.93174	1	1	483.58532	0.0339	0.00183	0.0029
10	1.81663	0.91657	1.94495	1.84493	1.52692	82692.24098	1	1	526.78253	0.04378	0.00193	0.00224
11	1.32462	2.28692	1.586	0.73092	0.7034	76685.33638	1	0	0	0	0	0
12	1.62001	2.05898	1.7118	0.88489	1.87067	74045.01601	1	1	497.4169	0.04311	0.00064	0.00254
13	1.00175	1.16911	0.97682	2.05075	1.63053	80076.50215	1	1	506.12295	0.03863	0.00139	0.0021
14	1.89399	1.53783	1.36992	1.42941	2.16825	68574.24987	1	1	544.5277	0.03591	0.00101	0.00104
15	1.43257	0.75562	2.06329	2.2798	1.15273	83475.05342	1	1	478.04627	0.04159	0.00077	0.0027
16	1.52574	1.46687	2.15844	1.32224	2.23749	87324.91362	1	1	575.81261	0.04727	0.00157	0.00108
17	1.91985	1.46763	0.78527	1.50638	1.98987	76008.33082	1	1	550.23227	0.04088	0.00131	0.00247
18	0.8661	1.38715	2.00255	1.54866	2.1108	85255.95634	1	1	566.1369	0.04411	0.00087	0.0028
19	1.22032	0.88859	1.55661	1.13431	1.46839	79604.92029	1	1	535.50341	0.04416	0.00098	0.00207
20	1.47562	2.01973	0.98894	1.4871	1.38109	77435.46488	1	0	0	0	0	0
21	2.28307	1.35723	1.30305	1.04271	2.1189	72373.9723	1	1	546.67652	0.04379	0.00101	0.00134
22	1.91869	1.77888	0.72418	1.45207	2.00793	77139.49329	1	1	546.38456	0.04377	0.00166	0.00239

Move towards a feasible region (s)

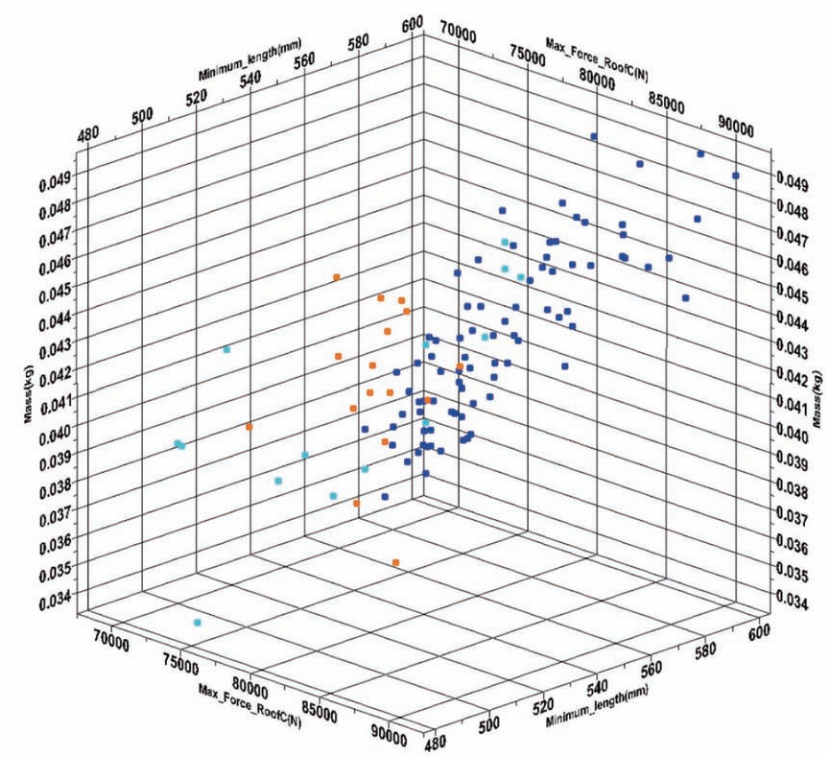


Fig. 4 Mass versus Roof crush force, Minimum_length

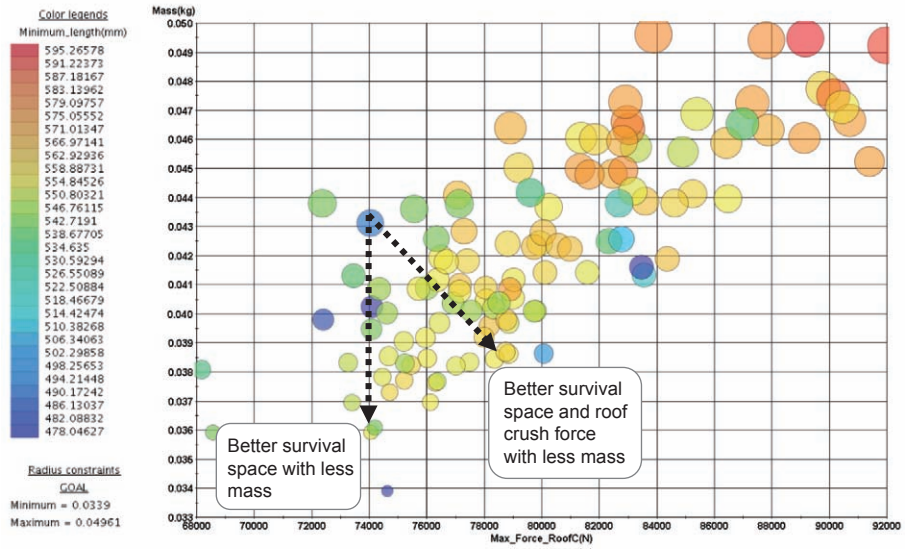


Fig. 5 Mass versus roof crush resistance force

Table 3 Optimization results with efficient mass distribution

Exp. Num.	Iter	B_Plr_Innr_15	Max_Force_RoofC	RoofC_check	SICE_check	Minimum_length	Mass
1	0	1.6	73414.05988	1	1	551.80119	0.03693
61	4	2.06459	76316.01867	1	1	565.17467	0.03762
76	5	2.10386	74064.04847	1	1	555.82743	0.03591
110	7	2.09286	76131.41799	1	1	560.37781	0.03695
114	7	2.19667	74716.40748	1	1	564.97335	0.0373

Table 4 Simulations 76 and 114 compared with baseline

	Roof-crush force (N)	Survival space (mm)	Total mass (kg) [Comps for optimization]	Total mass (kg) [Comparing the both sides of the car]
Target	66400	116	Reduce mass	Reduce mass
Baseline run	73414	117	36.9	69.5
Run 076	74064	121	35.9	-
Run 114	74716	130	37.3	-

6. Refinement of the Optimization Results

It is essential that optimization results should be analyzed further as global optimization methods will require many more number of simulations to converge to an optimized single solution. Because of the limitation on the computer resource availability this many simulations were not feasible. As already large numbers of simulations were completed and a good scatter was available for the responses (mass, constraints), these results were analyzed based on the Design of Experiments (DOE) principle.

Based on correlation values in Fig. 6, optimization results were further refined.

Correlation value table gives information about the level of correlation between the design variables (thickness of structural members) and the responses. The correlation value is always between +1 and -1. A correlation value closer to +1 or -1 signifies that responses and corresponding design variables are

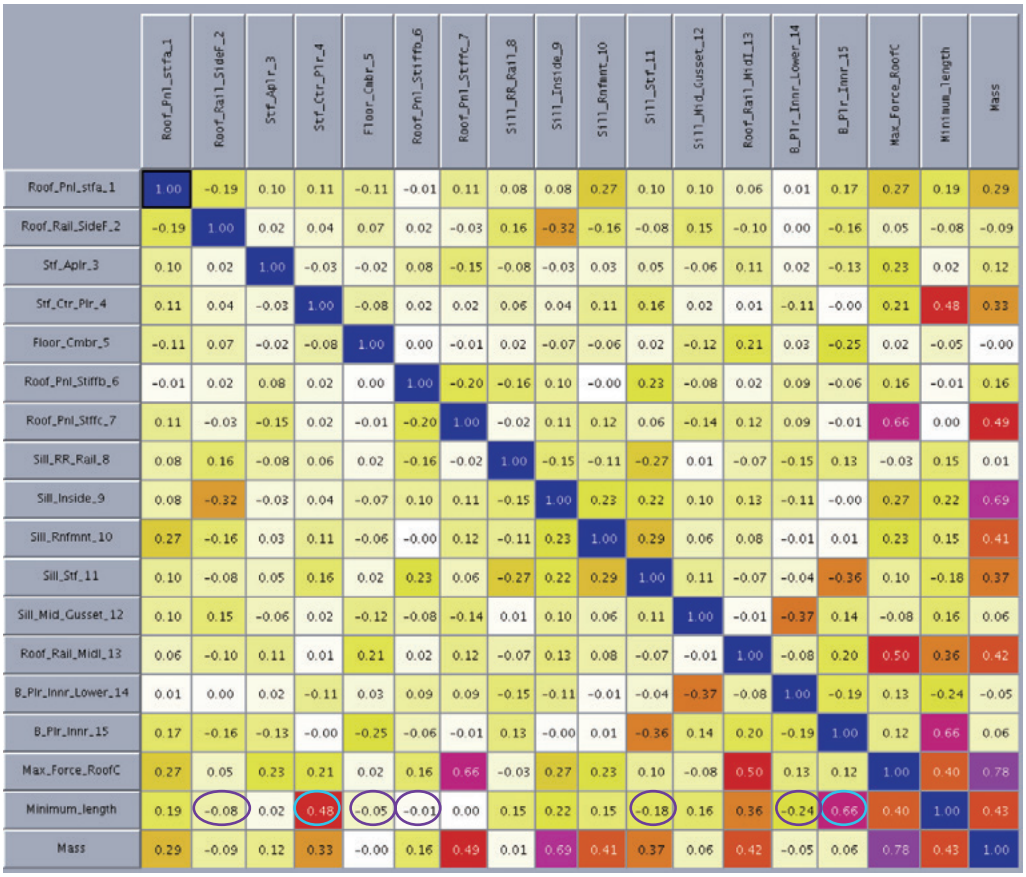


Fig. 6 Correlation value table

Table 5 Thickness values for simulations 76a, 114a were based on 76,114

	Roof_Rail_SideF_2	Floor_Cmbr_5	Roof_Pnl_Stiffb_6	Sill_Stf_11	B_Plr_Innr_Lower_14	B_Plr_Innr_15
1	1.00	1.60	1.60	1.40	1.60	1.60
76	0.82	0.77	1.00	0.91	1.66	2.10
114	1.91	1.77	1.01	0.73	1.40	2.20
76a	0.82	0.67	0.80	0.81	1.50	2.10
114a	1.01	1.60	1.01	0.73	1.40	2.20

Table 6 Manual Simulations 76a and 114a compared with baseline

	Roof-crush force (N)	Survival space (mm)	Total mass (kg) [Comps for optimization]	Total mass (kg) [Comparing both sides of the car]
Target	66400	116	Reduce mass	Reduce mass
Baseline run	73414	117	36.9	69.5
Run 076	74064	121	35.9	-
Run 076a	68760	120	35.0	66.5 (3.0) ↓
Run 114	74716	130	37.3	-
Run 114a	71692	130	36.0	68.3 (1.2) ↓

mostly linearly-related, while a value closer to zero indicates that they are fairly independent.

The high correlation value of 0.66 indicates that the B-pillar inner (part 15) is the most important for SICE. This is very much in line with the design experience.

Negative correlation values for parts 2, 5, 6, 11, and 14 indicate that they are not significant for SICE. Therefore, thickness for these can be reduced and still provide the same occupant survival space. To further reduce mass, the thickness of these parts was reduced and new simulations, called 76a and 114a, were run manually. Thickness comparison is shown in Table 5.

Table 6 shows the results for simulations 76a and 114a compared with optimization results.

Simulation 76a shows that mass can be reduced by about 3 kg per vehicle and still provide more occupant survival space and roof crush resistance force compared to the baseline. Simulation 114a shows a survival space improvement of 13 mm over the baseline condition and with a reduction in mass of about 1.2 kg less per vehicle. Figures 7 and 8 show comparison of the baseline to the simulations 76a and 114a with respect to roof crush resistance force and SICE.

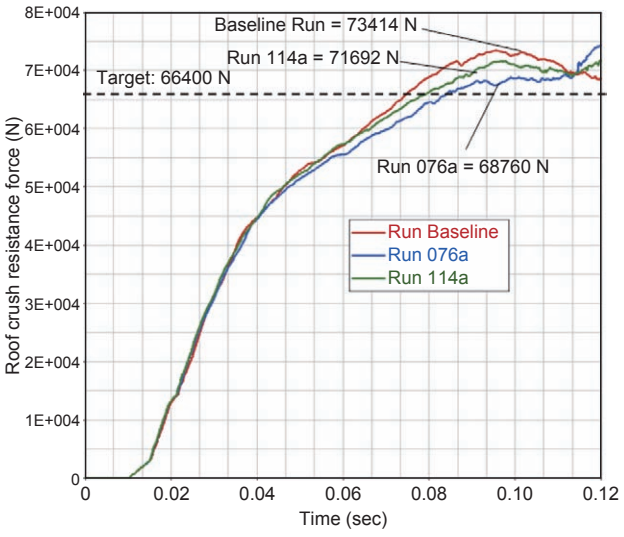


Fig. 7 Roof Crush force

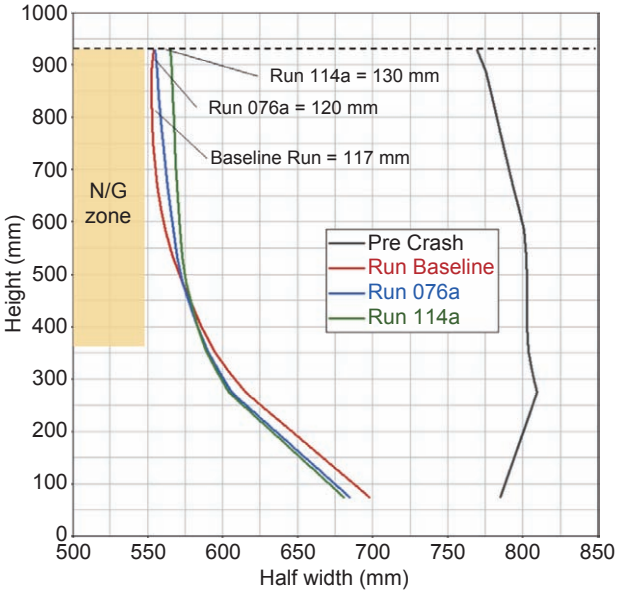


Fig. 8 Occupant survival space for SICE

7. Conclusion

(1) The global optimization simulation method used in this study can be applied to similar situations where a structure is designed using several test modes. In this study, the number of simulations required was a major challenge since each one required approximately 20 hours to complete. This required a parallel processing environment with many available CPUs. To use these computer resources efficiently, only the most dominant test modes were considered for the optimization workflow.
(2) During optimization, 7 out of 240 simulations did not complete correctly due to numerical instabilities caused by the unbalanced structure. When the optimization process assigned thickness, in extreme situations the structure became severely unbalanced and led to numerical instabilities in the simulation. This was an unavoidable situation that was considered in the planning stages of the study by having few additional simulations than required and aslo designing the optimization workflow to ignore such results.
(3) The optimization results in Table 5 show thickness of the B-pillar inner to be 2.1 mm. This may be infeasible to manufacture as a single part. Therefore, consideration is made to apply reinforcement to the B-pillar inner so that the combined thickness gives a similar strength as 2.1 mm B-pillar inner.

References

(1) Schwefel, Hans-Paul. Numerical Optimization of Computer Models. New York: John Wiley & Sons, 1981.
(2) Fonseka, Sanjaya, and Gaetan Van Den Bergh. “Development of a DOE/Optimization CAE Method to Simultaneously Improve Side Impact Occupant Restraint System Performance for Multiple Test Modes.” 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Lyon, France, June 18-21, 2007. http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/departments/esv/20th/ (Accessed April 20, 2010).
(3) Livermore Software Technology Corporation (LSTC). LS-DYNA® Keyword User’s Manual, Version 971. Vol. 1. Livermore, CA: LSTC, 2007.
(4) Noesis Solutions NV, OPTIMUS Documentation

■著　者■



Sanjaya FONSEKA

Development of Low-profile Fuel Tank System and Zero Leak Valve for North American Market

Tetsuhiro ITO* Hisayuki GOMA* Jason GRAHAM*

ABSTRACT

In the North American market, the US Honda Odyssey is commonly regarded as the "King of Minivans" because of the great value it provides to customers. Among other things, its low-flat floor packaging offers significant value, and the fuel tank system packaged under the floor greatly contributes to securing sufficient cabin space and making the low floor possible.

For the development of the fourth generation Odyssey, which applies an exclusive platform for the North American market, the underfloor platform was carried over from the previous model. However, the overall fuel tank system design was changed to further improve its reliability and reduce cost.

Specifically, fuel leakage was successfully eliminated by using a 2-vent system located on the top of the tank that consists of a Vent Shut Float (VSF), which detects when the fuel tank is full, and a Rollover Valve (ROV), which allows the tank to vent when the VSF is closed. As a result, the liquid-vapor separation device that was applied to the previous model to address this issue could be removed, thereby simplifying the low-profile tank vent system.

1. Introduction

The fuel line connected to the fuel tank normally consists of two lines: a feed line, which supplies fuel to the engine, and a vent line, which adjusts the tank's internal pressure by releasing fuel vapor from the tank to a canister. An important function of the fuel tank system is "liquid-vapor separation performance," which measures the system's ability to prevent a fuel leak during refueling and maintain an open ventilation passage during various conditions.

To achieve adequate liquid-vapor separation performance, multiple vents may be necessary depending on the fuel tank's shape. However, based on the vehicle's inclination, the vents can be submerged in fuel, which can cause fuel to flow out the vent line. Preventing this has traditionally complicated the system. The proposed system and valves discussed in this paper achieve the required performance and simplify the system.

2. Challenges with Prior Design

Generally, fuel tank systems used in Japan and Europe have a rollover valve (ROV) positioned at the top of the tank (Fig. 1) at the location where fuel vapor remains at all times. The ROV position prevents fuel from escaping out the vent line, even when the vehicle is inclined.

During refueling, fuel vapor is released to the atmosphere through a breather tube that is connected to the fuel inlet pipe. When the tank is filled, the breather is submerged, which cuts off the vapor flow to stop refueling.

However, vehicles sold in North America must comply with government regulations that prohibit the release of fuel vapor to the atmosphere during refueling. To comply with this regulation, an On-board Refueling Vapor Recovery (ORVR) system guides the fuel vapor to a canister that adsorbs it during refueling and, when the engine is running, desorbs and releases it to the engine for burning. A vent shut float (VSF), which detects when the fuel tank becomes full, is used to cut off the flow of fuel vapor to automatically stop refueling and to prevent liquid fuel from reaching the canister. Since the VSF also affects the aforementioned liquid-vapor separation performance, just like the ROV,

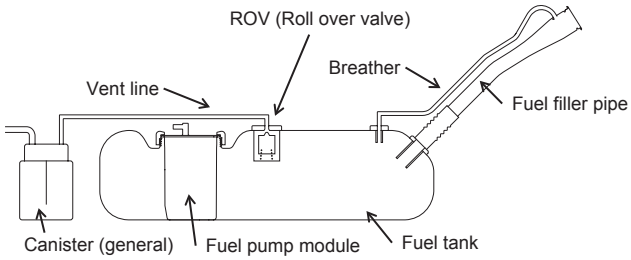


Fig. 1 General fuel system diagram

*HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_10

normally the VSF is positioned in an area at the top of the fuel tank where only fuel vapor is present.

Other North American regulations that pertain to gases evaporating from a vehicle include the California Air Resource Board's (CARB) Low Emission Vehicle 2 (LEV2) regulation and the Environmental Protection Agency's (EPA) Tier 2 regulation. Both regulations set different conditions, but the LEV2 requirements are stricter and also cover ORVR. Figure 2 shows the conventional LEV2 fuel system.

The "low-flat floor package" in the minivan category makes it difficult to ensure a sufficient fuel tank capacity and an efficient liquid-vapor separation at the same time. A fuel tank with a low-profile (flat) shape must be made larger to accommodate a fuel vapor area where a ROV and a VSF can be installed. However, a larger tank requires more package space, increases weight, adds volume to the vapor area, and ultimately requires a larger canister and higher purge flow rate for the engine to burn the increased amount of vapor. These factors are considerable disadvantages with regards to treating vapors in the fuel tank and improving fuel economy.

To solve these technical challenges, the 2005 model year Odyssey adopted a "2-vent system" (Fig. 3) and a liquid-vapor separation device called a "vent tower" (Fig. 4). The VSF, which is normally positioned at the top of the tank, was moved to a higher location within the vehicle's wheel housing, and the two ROVs were connected to the vent tower by separate lines. This LEV2 system achieved the required liquid-vapor separation performance, enhanced the tank's capacity filling efficiency, and contributed to a low-floor package.

Despite the advantages of the 2-vent system to marketability, compared to a conventional LEV2 system, the positioning of the vent tower still required the following:

- Increased part cost
- Increased package space inside the wheel housing
- Additional tube connections with lines extending from the tank
- Increased fuel permeation amount
- Additional assembly tasks in the manufacturing process
- Protection for the vent tower in the event of a vehicle crash or other dangerous situation

For the 2011 model year Odyssey, the fuel system was redesigned to eliminate the vent tower while maintaining marketability in terms of low floor packaging, fuel tank capacity, and filling efficiency; reduce cost; and enhance reliability.

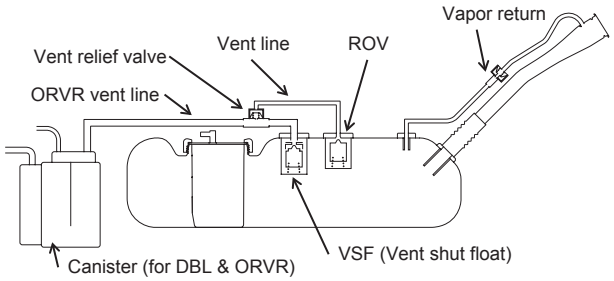


Fig. 2 LEV2 fuel system diagram

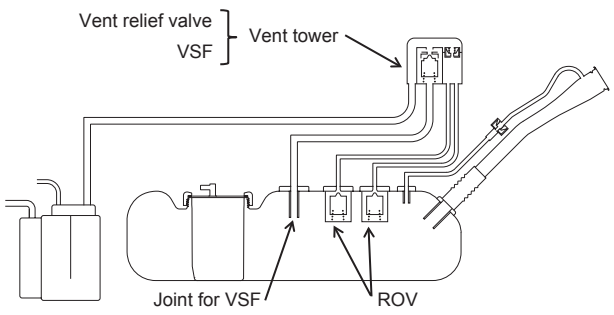


Fig. 3 2005 model year Odyssey fuel system diagram

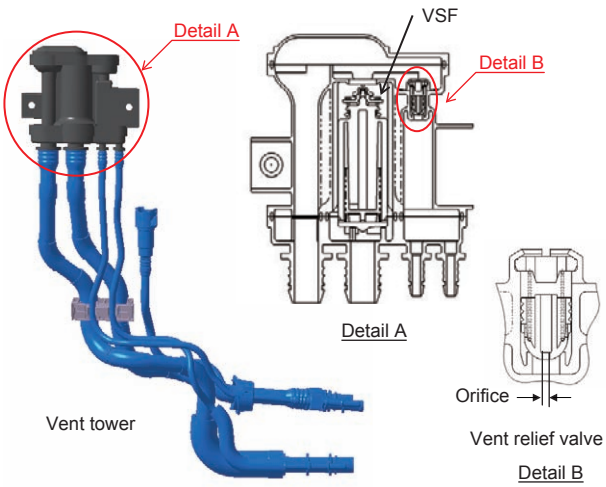


Fig. 4 Vent tower on 2005 model year Odyssey

3. System Concept and Technical Requirements for Components

3.1. System Concept

To achieve the development target, the overall concept of the fuel system had to be clearly defined. This design began with positioning the VSF and ROV on top of the tank, just as a conventional LEV2 tank system.

To ensure the same capacity and filling efficiency of a low-profile tank, a multi-vent system (that is, a system where two or more ROVs are applied) would be adopted as the 2005 model year Odyssey did. However, with the multi-vent system, one of the valves will be submerged when the vehicle is inclined in a certain direction. To meet the required liquid-vapor separation performance, the multi-vent design needs to reliably prevent fuel from leaking out the vent line via the submerged valve.

In other traditional multi-vent systems, a liquid trap is provided in the form of a separator to achieve the required liquid-vapor separation performance. However, such systems require an additional joint between the

vent line and separator as well as measurers to prevent permeation of fuel from the separator itself. This specification could not be adopted since it would be incompatible with the LEV2 regulation. Consequently, a new zero-leak VSF and ROV technology was needed to keep the amount of fuel leak to zero without adding a separator.

Generally, in multi-vent systems, the greater the number of vents, the smaller the required vapor volume, hence a 3-vent system is better than a 2-vent system. However, additional vents require more ROV welding locations on the tank and longer tubes for the vent line, both of which are negative factors since they affect cost, fuel permeation amount, and reliability. To minimize these factors, the "2-vent system with zero-leak valves" concept has only two valves, one ROV and a VSF that also provides the ROV function. Furthermore, a relief valve with an orifice was set at the joint between the vent line on the VSF side and the vent line on the ROV side. As shown in Fig. 5, all of these parts are installed to the fuel tank as one assembly.

3.2. Technical Requirements for Components

After defining the system concept, the specific performance requirements for each system component had to be clearly defined.

3.2.1. VSF

(1) General performance of the VSF shall be ensured, while keeping the level of leak to zero, using a traditional, anti-stick type multi-stage float.
(2) One valve shall provide both the "full-tank detection" function and "ROV" function to create a 2-vent system.
(3) An orifice shall be provided to control the pressure inside the tank when the vehicle is inclined, which actuates the ROV near full-tank capacity.
(4) The orifice shall control vapor inside the tank in such a way that sufficient auto-refueling stop performance is ensured and the amount of fuel that can be added after auto-stop is kept low. In doing so, the required total P-Q (pressure versus flow rate) characteristics of the entire system shall be satisfied by a combination of this orifice and the orifice in the vent relief valve, which is explained later.

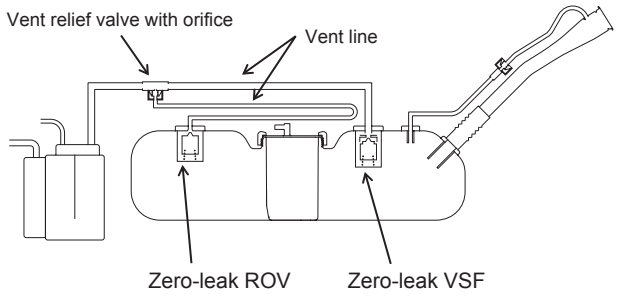


Fig. 5 Concept for 2-vent system with zero-leak valves

3.2.2. ROV

General performance of the ROV shall be ensured, while keeping the level of leak to zero.

3.2.3. Vent relief valve

(1) The pressure inside the fuel tank shall be adjusted properly through the vent line on the ROV side when the VSF is submerged and flow of vapor is cut off due to inclination of the vehicle.
(2) The amount of vapor flow shall be adjusted so that when the specified fuel level is reached during refueling, the VSF will actuate to cut off the vapor passage and thereby cause refueling to stop automatically.
(3) When combined with the VSF orifice, the valve must keep the amount of fuel that can be added after auto-stop low and to a level at which the full-tank level can be maintained.
(4) When combined with the VSF orifice, the valve shall achieve an appropriate flow of vapor to prevent spit-back of fuel upon auto refueling stop.

3.2.4. Fuel tank

(1) The structure shall be such that the above valves are retained on the fuel tank.
(2) The nominal capacity shall be ensured and equivalent filling efficiency achieved based on the same package space as on the previous model.

As listed above, the system concept and technical requirements for each component were clarified before the start of development.

4. Key Technologies

4.1. Zero-leak VSF Construction

Honda's traditional VSF adopts a 2-stage float and its valve re-opening pressure is designed to prevent the valve from sticking when a high volume of vapor is generated in the tank. Traditionally, a large diameter seal is achieved by contact between plastic and rubber, whereas a small diameter seal is achieved between plastic and plastic. However, the small diameter seal design has been associated with a small leak due to either fuel sloshing inside the tank or the seal remaining submerged in fuel for a long period. Therefore, the new design had to eliminate this leak.

If the sealing effect is lost, a leak will occur if the vehicle is inclined and the valve is submerged in fuel. Although this does not pose a concern in a normal system where the VSF is positioned in a vapor area, it did pose a significant challenge in designing the new system. For the new system, the zero-level leak requirement must be 1 ml or less over 1000 hours when the sealed area of the valve is submerged in fuel. Figure 6 shows a structural diagram of the zero-leak VSF.

Furthermore, actuation of the float to provide sealing is based on the reactive force of a spring and buoyancy of fuel, so sealing performance may be lost due to fuel sloshing.

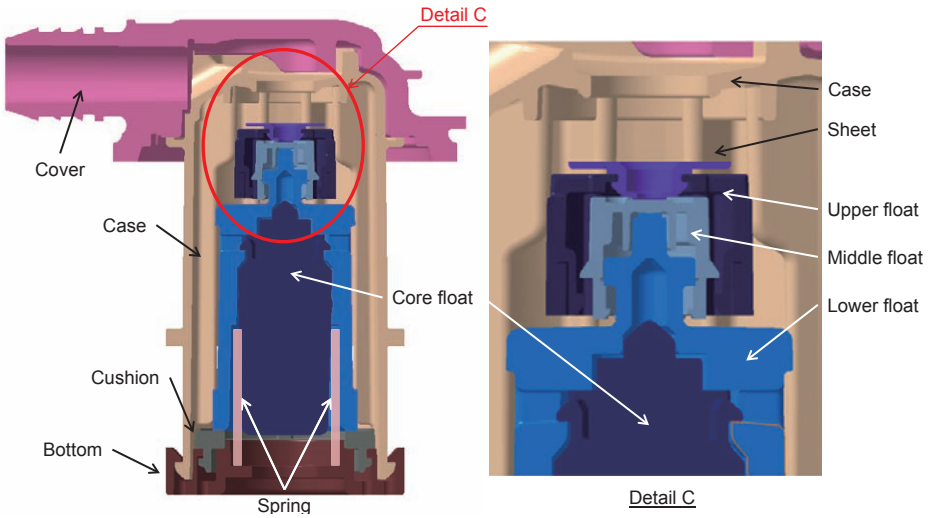


Fig. 6 Zero-leak VSF construction

During development, it was discovered that the conditions most susceptible to leak occurred from vehicle vibration input. Accordingly, an allowable amount of leak was set for each vehicle vibration condition that could occur with the vehicle traveling while the float is submerged. The hardware specifications were set to meet these target values.

The new adopted structure incorporates the following setting to prevent fuel leak, achieve an appropriate seal compression margin, and to ensure sufficient seal performance in a low-temperature environment:

- Seal structure based on plastic and rubber in the small-diameter area
- FKM Sifel material used for the seal rubber
- Adoption of a 3-stage float structure and setting of an auto-pivoting adjustment mechanism capable of absorbing angle variation
- Addition of a float stroke stopper for the small-diameter area

Furthermore, the following changes were made to suppress the effect of an external force to buoyancy behavior and to ensure sufficient sealing performance under vibration and in a submerged state:

- Setting of a core float to reduce the influence of the air volume trapped inside the lower float
- Adoption of POM for the lower float and lightweight PA12 for the core float to reduce the effect of the float's weight
- Increase of the stroke margin in each of the three float stages compared to the traditional structure to improve the valve's ability to remain closed when the lower float drops due to vibration

These design measures allowed us to achieve the zero-leak target value.

4.2. Zero-leak VSF Auto-stop Function

The VSF automatically stops refueling in one of two ways.

4.2.1. Float buoyancy method

As shown in Fig. 7, as the fuel level rises, the float rises and cuts off the flow of vapor and refueling stops.

4.2.2. Breather-type method

As shown in Fig. 8, as the fuel level rises, the vent holes in the VSF case are submerged, the vapor route is cut off, and refueling stops. This cutoff of vapor flow by the actuation of the float occurs secondarily.

The VSF of this system adopted the breather-type level detection method to achieve "full-tank detection" and "ROV" functions with a single valve.

In this system, vapor flow must be shut off in the tank when the full-tank level is detected. However, with the 2-vent system, vapor flow must be permitted when the ROV is inclined and submerged in fuel.

Accordingly, an orifice was integrated in the VSF case to permit vapor to flow to the vapor line even when the vehicle is inclined near its full-tank

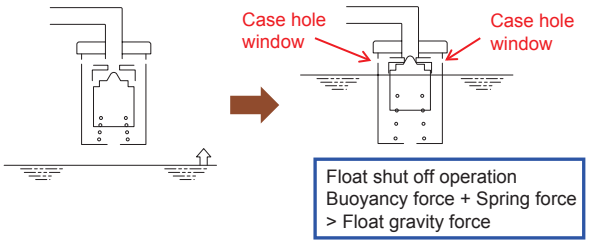


Fig. 7 Float buoyancy type VSF operation mechanism

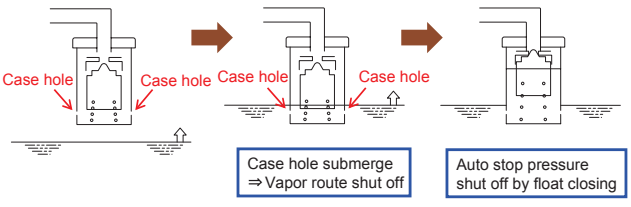


Fig. 8 Breather-type VSF operation mechanism

capacity. When setting the orifice diameter, the "total P-Q characteristics" of the entire system must be investigated, the details of which are explained later.

4.3. VSF Marketability Requirement

When the VSF was installed on the redesigned tank, actuation noise from the plastic of the float contacting the plastic of the bottom plate permeated into the cabin. This had not occurred on the previous model or any other model that used the traditional VSF design. To resolve this issue, an impact-absorbing rubber cushion was added to the bottom plate of the VSF.

4.4. Zero-leak ROV

The traditional seal structure of the ROV was based on contact of "plastic" and "plastic." As a result, a small amount of fuel leak occurred due to sloshing of fuel inside the fuel tank or the seal remaining submerged in fuel for a long period, just as the small-diameter seal area of the VSF. Accordingly, the new design had to eliminate this leak.

To achieve sealing, the ROV, like the VSF, is structured so that the float is actuated by a force resulting from the reactive force of a spring and buoyancy of fuel. However, the ROV does not have a full-tank detection function, so a one-stage float is applied. The same leak requirement value applied to the VSF was adopted and hardware specifications were investigated to satisfy these requirements.

Figure 9 shows a structural diagram of the zero-leak ROV. This ROV is adopts the float buoyancy method.

The newly adopted structure incorporates the following setting to prevent fuel leak, achieve an appropriate seal compression margin, and ensure sufficient seal performance in a low-temperature environment:

- Seal structure based on "plastic" and "rubber" in the seal area
- FKM Sifel material used for the seal rubber
- Ensuring sufficient seal compression margin through a structure that holds the outer periphery of the rubber all round and causes the rubber to deflect toward the inner periphery side
- Addition of a float stroke stopper

Furthermore, the following changes were made to suppress the effect of an external force to buoyancy behavior and to ensure sufficient sealing performance under vibration and in a submerged state:

- Setting of a core float to reduce the influence of the air volume trapped inside the float
- Adoption of POM for the float and lightweight PA12 for the core float to reduce the effect of the float's weight

These design measures allowed us to achieve the zero-leak target value.

4.5. Vent Relief Valve

A relief valve with orifice was set at the joint between the vent line on the VSF side and the vent line on the ROV side. This valve controls the flow rate on the ROV side. A structural diagram is shown in Fig. 10.

The valve seal diameter was increased from the conventional structure to ensure the required P-Q characteristics. Furthermore, to stabilize the accuracy of parts, a laser welding method was adopted instead of conventional vibration welding, and the valve was welded after the assembly.

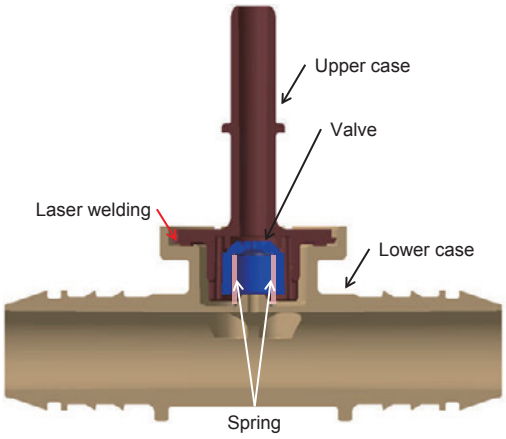


Fig. 10 Vent relief valve for zero-leak 2-vent system

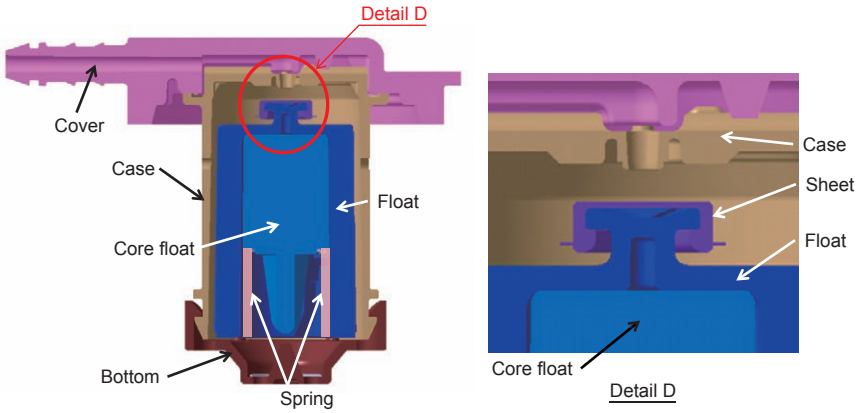


Fig. 9 Zero-leak ROV construction

4.6. Fuel Tank

For the 2011 model year Odyssey, a new low-profile plastic fuel tank that allows for a low-floor package was designed. The tank capacity is 21 gal. (79.5 L) that achieves an 84% capacity filling efficiency.

Figure 11 shows the tank's liquid-vapor separation performance.

As shown in Fig. 12, the valves constituting the vent system are positioned on top of the tank along with their respective vent lines.

Although the general outline of the fuel tank has a profile similar to that of the previous model, the upper and lower halves are welded at three Stand Off locations to ensure sufficient unit strength against the internal pressure of the tank. To most effectively suppress the deforming impact of vacuum on the plastic fuel tank, the welds are located near the three tank bands that hold the tank to the vehicle body. This design minimizes tank vibration bounce that occurs upon deflection by vacuum during engine purge and is effective in minimizing the inputs received by the valves on the tank.

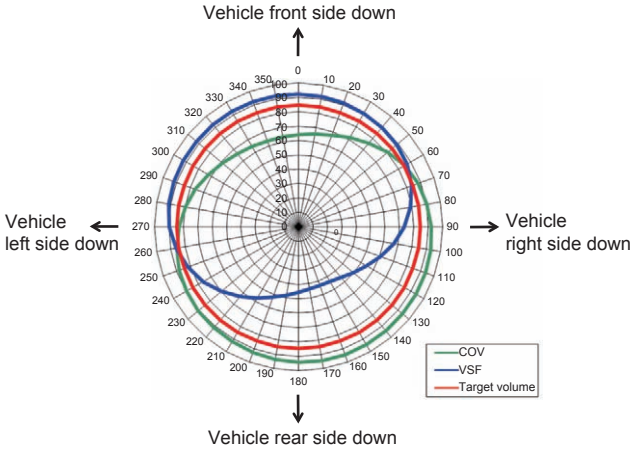


Fig. 11 Vapor-liquid separation performance

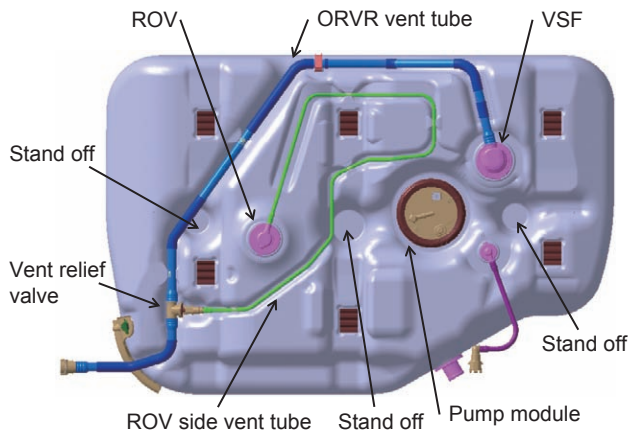


Fig. 12 Fuel tank assembly for 2011 model year Odyssey

5. Evaluation of System Soundness

5.1. 2-vent System – Total P-Q Characteristics

Vapor control is significantly different between a conventional system and the new 2-vent system.

In the conventional system, an optimal vapor flow setting for a refueling period can be achieved only by controlling and adjusting the P-Q characteristics of the vent relief valve.

In the proposed 2-vent system, the P-Q characteristics of the relief valve and of the VSF orifice must be considered at the same time. In other words, "total P-Q" control and adjustment is required.

First, the total P-Q characteristic of the entire system for the refueling period was verified to set the overall ventilation orifice size to Ø1.4 or equivalent. As shown in Fig. 13, this was attained through a VSF orifice diameter of Ø0.8 at two locations and a vent relief valve orifice diameter of Ø0.8 at one location.

These separate orifices were positioned to maintain vapor flow. Although the specific situation can vary based on the vehicle's inclination angle, vapor flow depends only on the VSF's P-Q characteristics when the ROV is submerged in fuel; thus the vapor flow passage is cut off when the main vent hole in the VSF is submerged. For this reason, a fairly large orifice size was set on the VSF side to maintain vapor flow.

Figure 14 shows the total P-Q characteristics of the 2-vent system, as well as the individual P-Q characteristics of the VSF orifice and relief valve.

The area requiring control during refueling and the area where the flow rate should be increased to prevent excessive pressure in the fuel tank were addressed by combining the VSF orifice characteristics

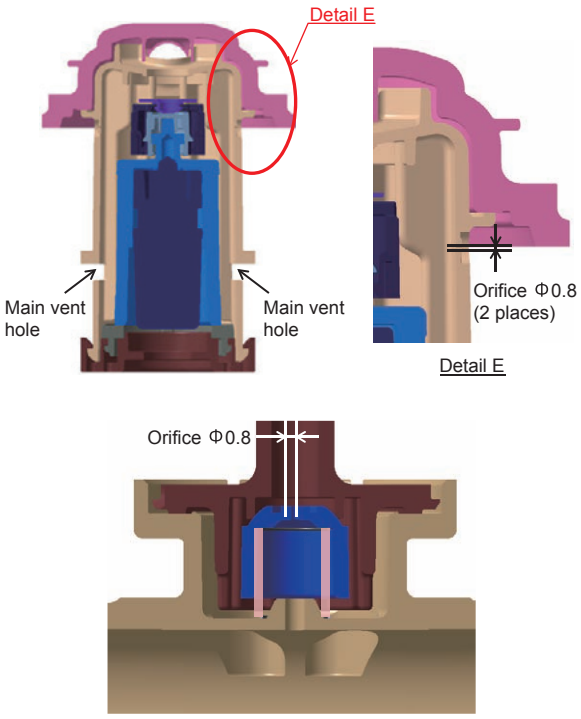


Fig. 13 Orifices for VSF and vent relief valve

with the characteristics due to opening of the relief valve. However, when vapor is passed through the main vent hole of the VSF, the pressure becomes low relative to the flow rate, at which time the P-Q characteristics do not apply.

5.2. Vapor Flow Characteristics at Diurnal Breathing Loss (DBL)

Although both the VSF and ROV achieve zero-level leak through their respective seals, the volume of fuel vapor generated was checked to confirm that the vent system met the required vapor flow performance and to evaluate any effect caused by a valve seal failure.

The condition where vapor flows only through the VSF orifices due to the vehicle's inclination occurs only near the full capacity of the fuel tank. Vapor flow needs to be maintained regardless of the pressure inside the tank. If vapor is generated by a change in outside air temperature while the vehicle is parked on a slope, no fuel leaks should occur. To confirm system performance, the temperature shift specified by CARB's Diurnal Breathing Loss (DBL) requirement was measured and vapor generation was checked under the condition of a leaking ROV seal.

Vapor generation was also checked in the condition where vapor was flowing only through the ROV and the VSF seal was leaking. The vapor flow was maintained and no fuel leaked to the canister. As shown in Fig. 12, a line connects each valve on the tank and prevents any fuel leakage.

Figure 15 shows how the fuel temperature and gasoline vapor generation in the fuel tank change due to a DBL temperature shift.

Given this data and the P-Q characteristics of the individual orifices shown in Fig. 14, it is clear that there is little pressure in the fuel tank as long as vapor is flowing.

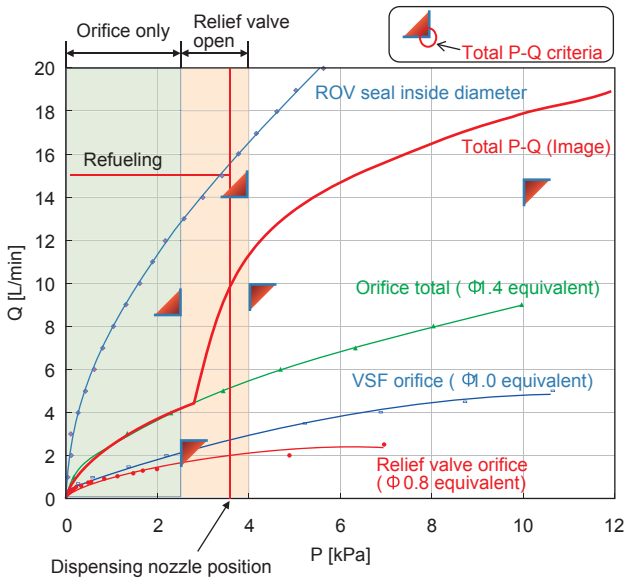


Fig. 14 Vent system P-Q characteristic

5.3. Refueling Performance

The operating pattern of the newly-adopted VSF and refueling based on the P-Q characteristics of the vent system were checked. Smooth refueling was possible until automatic refueling stop, and the volume of initial and subsequent refueling were confirmed to be at levels where the full-tank volume could be achieved. In addition, there was no spit-back of fuel after automatic refueling stopped and all targets set as initial technical requirements were met.

5.4. Evaporative Emission Performance

Evaporative emissions from the new system were evaluated according to the conditions under the LEV2 regulation. While the regulation specifies the full test based on 3 days of DBL from the entire system, and the short test based on 2 days of DBL, the development adopted a permeation target value of 200 mg or less per day from the system only. Figure 16 shows the evaluation results of 2 days of DBL from the fuel system components only. As shown, the new system meets the development target.

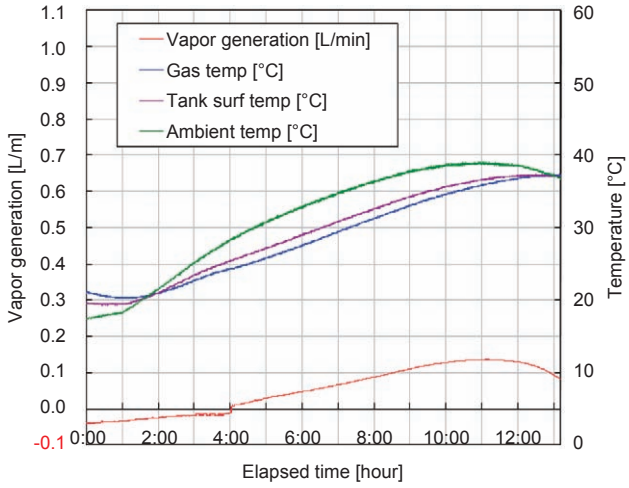


Fig. 15 DBL temperature and vapor generation

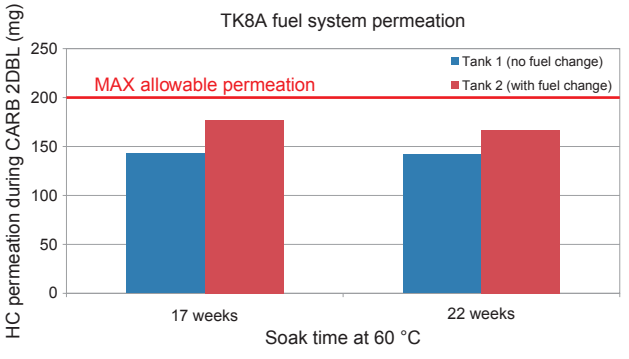


Fig. 16 Fuel system permeation (CARB 2DBL mode)

6. Summary

The outcomes of this development are summarized below.

(1) The “2-vent system with zero-leak valves” technology was established.
(2) Zero fuel leak level was achieved based on sealing between “plastic” and “rubber” materials in each seal area for both the VSF and ROV.
(3) Zero fuel leak level was achieved, even in a fuel-submerged environment, by adopting a lightweight, external-force adsorbing design for each float.
(4) Appropriate levels of marketability in terms of refueling, and vapor flow in an inclined state, were achieved by implementing total P-Q control of the vapor generating in the 2-vent system.
(5) The fuel system development target for the 2011 model year Odyssey eliminated the vent tower while maintaining marketability in terms of low floor packaging, fuel tank capacity, and filling efficiency; reduced cost; and enhanced reliability.

7. Acknowledgment

The authors would like to thank the group members of Toyoda-gosei Co. Ltd. and the group members of Yachiyo industries Co. Ltd. for their cooperation in the development.

■著　者■


Tetsuhiro ITO


Hisayuki GOMA


Jason GRAHAM

Automated Tool for Brake Squeal Analysis

Sanjib NATH* Scott PAUL*

ABSTRACT

Brake squeal analysis is a difficult process to set-up because selecting proper solver parameters and boundary conditions is complex. For that reason, an automation tool has been developed to mesh, set contacts, set constraints, define the non-linear and complex eigenvalue analysis parameters, and apply a gradual pressure load. The key benefit of this tool is that it helps a non-specialist quickly find unstable modes in the brake system design without prior knowledge of complicated CAE tools.

1. Introduction

Brake squeal is a high-frequency vibration that can be caused by vibrations between the brake pads and rotor, pads and the caliper, or caliper and its mounts. Brake squeal occurs in a high frequency range greater than a 1000 Hz vibration of the brake system during a braking event. Brake noise is annoying to passengers and can lead to customer dissatisfaction.

2. Contributing Factors to Brake Squeal

Figure 1 shows the brake components that can cause brake squeal. Applying the brake increases brake line pressure, which causes a caliper piston to push brake pads against a spinning rotor. An unstable mode occurs when a combination of piston pressure, friction, and damping effects cause two stable modes to merge.

Different brake noise phenomena exist in different frequencies. Figure 2 shows the different noise phenomena that exist in the human hearing range[3]. This study focused on low and high squeal frequencies in the 1-20 kHz range.

Figure 3 shows a tree of how different simulations are used to predict brake squeal.

Complex eigenvalue analysis (CEA) is one of the critical simulations for predicting unstable modes for brake squeal. The simulation is very difficult to properly setup. There was no easy tool capable of

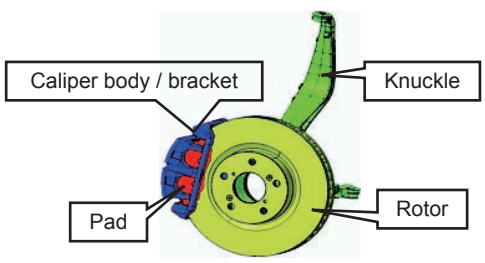


Fig. 1 Components that can cause brake squeal

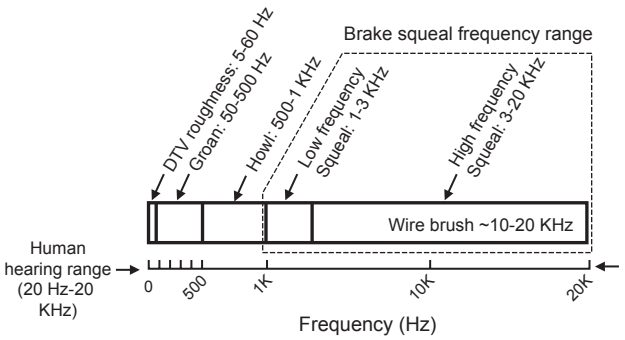


Fig. 2 Frequency range for brake noise phenomena

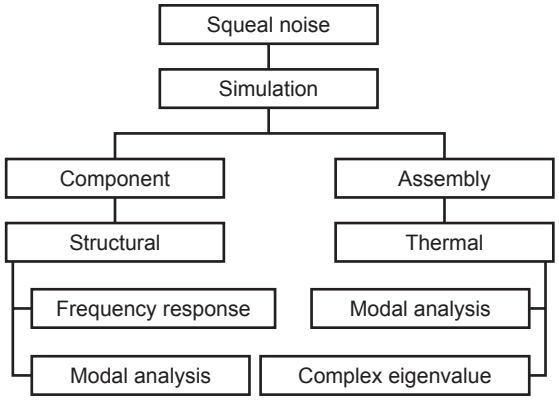


Fig. 3 Simulation dependencies for squeal noise

*HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_11

performing CEA confirmation prior to engine running testing. The main objective is to introduce new NVH techniques in order to improve marketability. CEA runs could be completed to find the best way to optimize the brake corner.

3. Modeling Techniques

The rear brake assembly model was considered to illustrate the modeling technique and analysis. Altair HyperMesh software was used to setup the model and complex eigenvalue analysis carried out using MD Nastran solver.

3.1. Brake Components

The rear brake assembly includes rotor, caliper body, caliper bracket, piston, inner pad lining, outer pad, retainer, back plates, and shim. The brake assembly with all the components is shown in the Fig. 4.

3.2. Material Property

Anisotropic material property was used for the lining material and isotropic material property was used for the rest of the components.

3.3. Contact Definition

Touch and glue types of contacts (in MD Nastran solution) were used between the mating parts. Touch contact was used where friction is involved and movement is allowed between components. The glue contact was used where no friction is involved and a rigid connector between components is allowed. Three different friction values of 0.1, 0.3 and 0.5 were applied between the rotor and pad and default values (blank) were used for the rest of the contact pairs. Contact pair for different mating parts is shown in Fig. 14 in section 4.4.

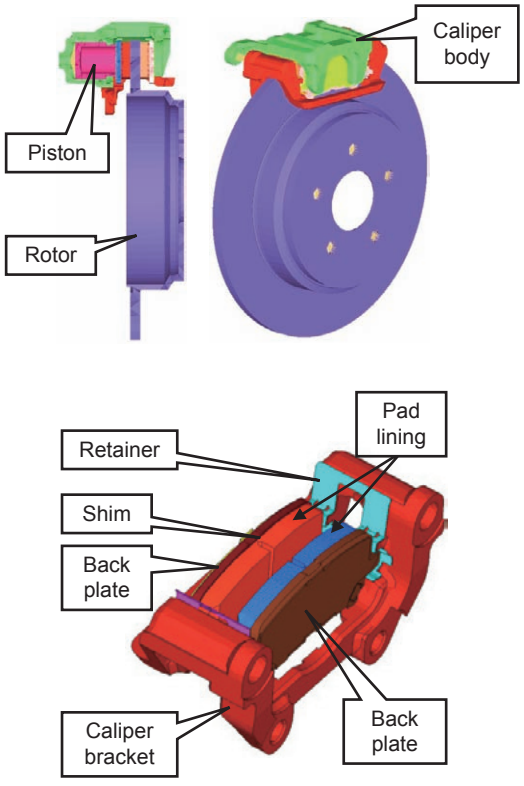


Fig. 4 Brake assembly

Table 1 MD Nastran parameters

Parameters	Definition
SOL 400	Nonlinear static and transient analysis
NLPARAM	Nonlinear static analysis parameter selection
NLIC	Defines nonlinear initial condition
METHOD	Selects real eigenvalue extraction parameters
CMETHOD	Selects complex eigenvalue extraction parameters
EIGRL	Defines data needed to real eigenvalue analysis
EIGC	Defines data needed to perform complex eigenvalue analysis
MAT1	Defines material properties for linear isotropic materials
MAT9	Defines material properties for linear anisotropic materials
BSQUEAL	Specifies data for brake squeal analysis
BSURF	Defines a contact body or surface defined by elements IDs
BCONTACT	Initiates and controls 3D contact
BCTABLE	Defines contact table
BCBODY	Defines flexible or rigid contact body

3.4. Constraining the Model

The rotor and caliper bracket bolt holes were fix-constrained. Rigid body elements were used instead of modeling pin and caliper contacts (virtual pin). The pin between the caliper body and bracket was only allowed to move in the Z axis (axial). The constraints details are shown in Fig. 10 and Fig. 11.

3.5. Loading Condition

The same and opposite pressure was applied to piston (bottom) and caliper body (bore bottom) which is shown in Fig. 12 in section 4.3.

3.6. Analysis Solver

MD Natran Solution 400 was used to solve the complex eigenvalue analysis. Some of the important brake squeals and contact parameters used in the analysis are listed in Table 1[1].

4. Developing Brake Squeal Analysis Tool

CEA is one of the established methods to predict squeal noise; however, it is a difficult analysis to set-up because selecting the proper solver parameters and boundary conditions are complex. For that reason, a wizard based GUI was developed for a non-expert to set-up a CEA step-by-step. The wizard is accessed in the Altair HyperMesh workbench, which is used for setting-up and viewing the results of the analysis. It uses the MD Nastran advanced non-linear solution sequence to solve the CEA. The overall process is shown in Fig. 5.

4.1. Brake Squeal Simulation GUI

The tool (as shown in Fig. 6) enables the designer to go through the following steps, with meshed parts as the starting point:

1. Update parts to represent correct material properties and orientation
2. Define the right boundary conditions
3. User defined contact pairs and contact properties
4. Export the input data to solve in MD Nastran

4.2. Part Update Function

After the user imports a mesh model, the Part Update function (as shown in Fig. 7) is used to adjust the materials and properties and create coordinate systems of the model. The process involves the following steps:

(a) Select a part from the Components list box.
(b) Select a material from the Materials list box.
(c) Display the part in the graphics window.
(d) Update the component properties.
(e) Specify a rectangular coordinate system (for pads) or cylindrical system (for rotors).
(f) Assign new references to parts.

The imported mesh model is shown in Fig. 8.

4.3. Load and Boundary Conditions Function

The Load and Boundary Conditions function (as shown in Fig. 9) constrains and applies load to the model. The process involves the following steps:

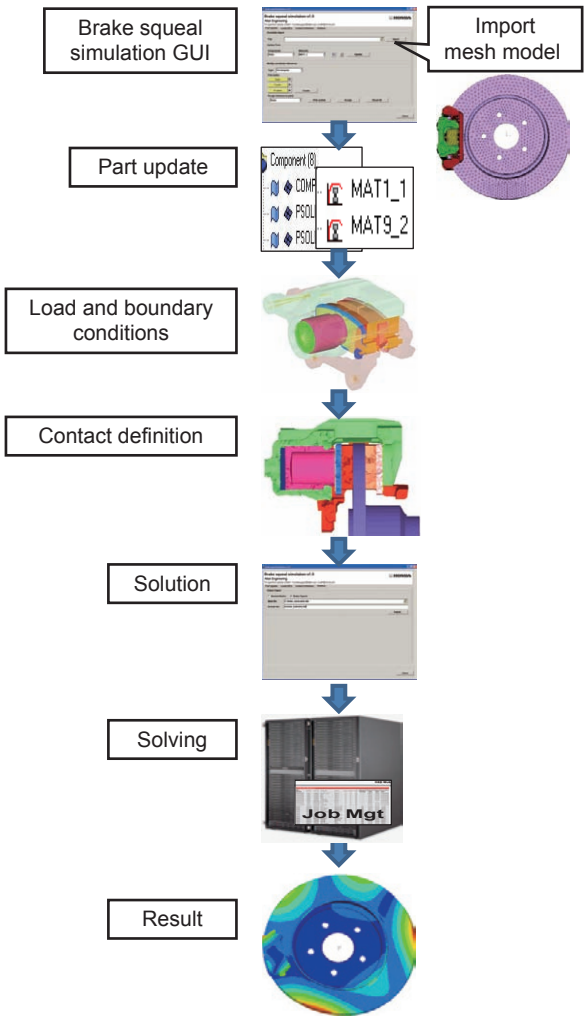


Fig. 5 Overall analysis process

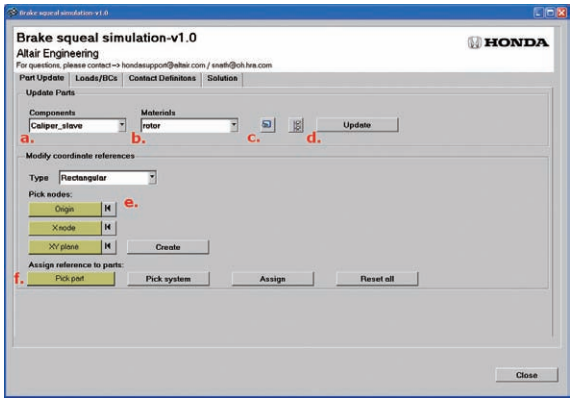


Fig. 7 Part update function

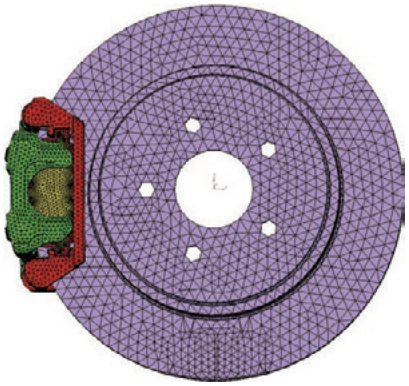


Fig. 8 Imported mesh model

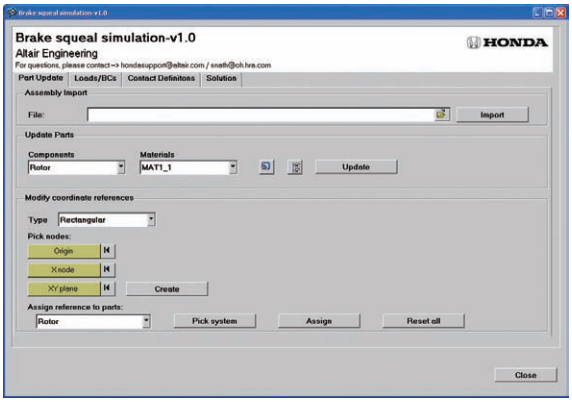


Fig. 6 Brake squeal simulation GUI

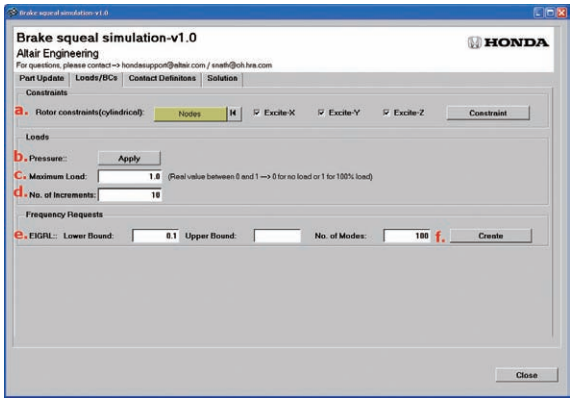


Fig. 9 Load and boundary conditions

a. Specify directions for nodal constraints. Since solid tetra elements are being used, only 3 degrees of freedom is necessary.
b. Specify pressure loads to be applied to the piston or the caliper, usually in equal and opposite pressure values (5 to 10 bars).
c. Indicate the maximum fraction of total load to be applied.
d. Enter the number of load increments for the non-linear static case.
e. Specify the lower and upper frequency bounds. The squeal mode usually occurs between 3-20 kHz. User also can define number of modes to be extracted.
f. Create the request for real and complex Eigenvalues.

Rotor and caliper were constrained shown in Fig. 10.

Virtual pin is allowed to move along the pin axis which is shown in Fig. 11.

Same and opposite pressure load were applied to piston and caliper body which is shown in Fig. 12.

4.4. Contact Definitions Function

Glue and touch contacts were defined between the mating parts using the GUI (as shown in Fig. 13). There is no user input required to select specific elements of the rotor and pad, which will potentially participate in contact surfaces. MD Nastran parameters automatically calculate the contact between deformable bodies by selecting rotor and pad components. The process involves the following:

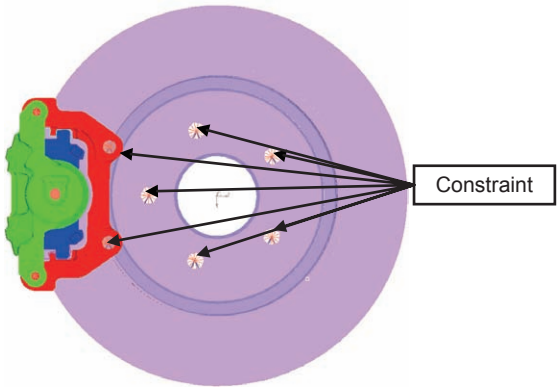


Fig. 10 Constraining model

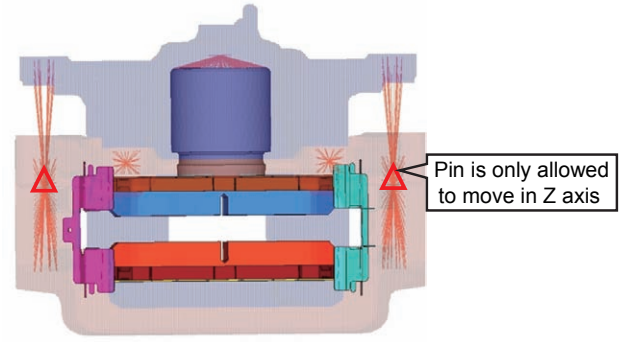


Fig. 11 Constraining virtual pin

a. Select a contact pair name.
b. Graphically pick master and slave parts.
c. Select Touch or Glue type of contacts.
d. Create a contact pair.
e. Select a coordinate system for the rotor.
f. Apply a friction coefficient between rotor and pad at different steps.
g. Review/modify/delete contact pairs.
h. Assign contact stiffness.

Glue and touch contacts were defined in the following contact pairs shown in Fig. 14.

4.5. Solution Function

Two simulation cases can be created: Normal Modes and Brake Squeal simulation. The analysis was solved in MD Nastran SOL 400 and the input file was exported from the GUI (as shown in Fig. 15).

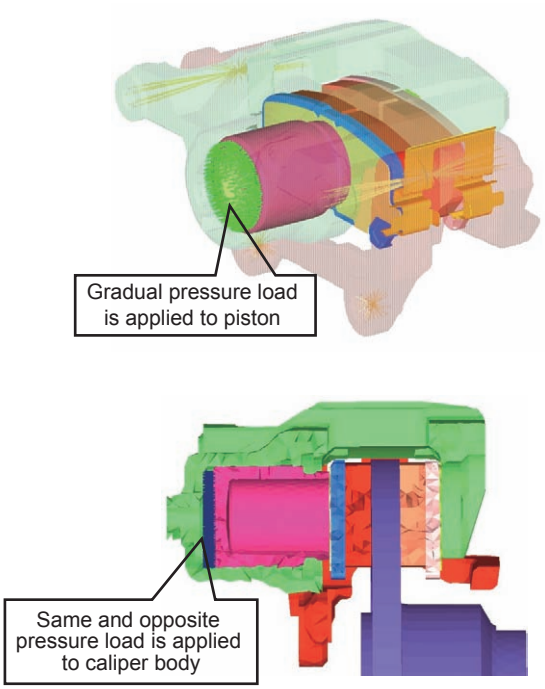


Fig. 12 Pressure load applied to piston and caliper

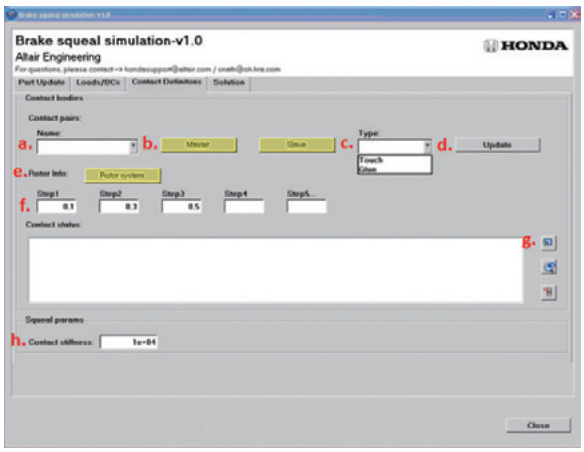


Fig. 13 Contact settings

4.6. Solving the Analysis

The MD Nastran model was submitted to a remote Cluster through a web-based job submission process.

4.7. The Result

After the analysis was solved, MD Nastran extracted the number of modes (based on frequency range) in different frequencies. If the mode contains a positive damping coefficient in a particular frequency called a stable mode and with a negative damping coefficient called an unstable mode. In addition, wherever an unstable damping mode exists there will also be an unstable positive real part (eigenvalue). These unstable real parts have a higher propensity for brake squeal.

All the unstable modes at different friction values are listed which is shown in Table 2. The highest Real Part values at that particular frequency and friction the more potential for brake squeal. The highest values were considered in each friction value.

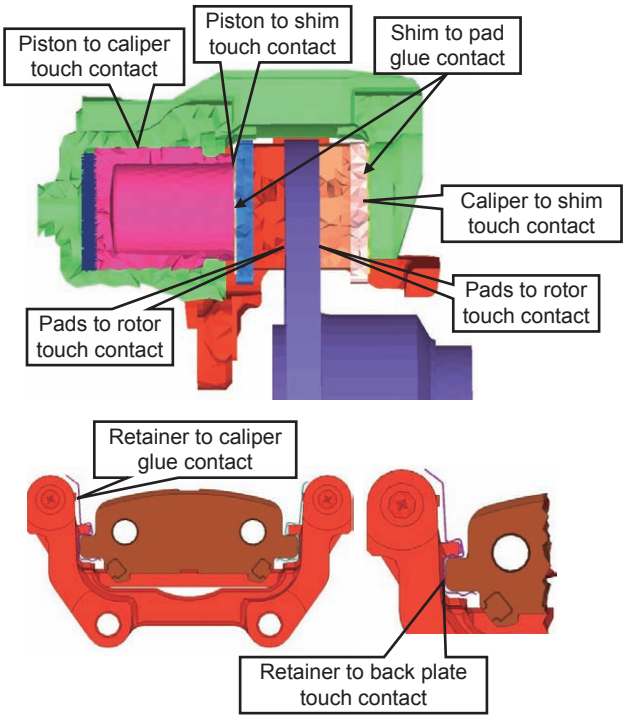


Fig. 14 Contact pair between mating parts

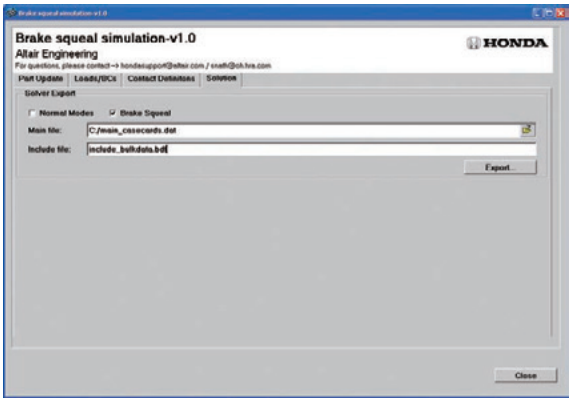


Fig. 15 Exporting Nastran input file

Table 2 List of unstable modes

Friction Coefficient					
0.1		0.3		0.5	
Frequency	Damping coefficient	Frequency	Damping coefficient	Frequency	Damping coefficient
1436.1	-1.0879E-02	765.9	-1.6644E-01	334.2	-3.9757E+00
1581.8	-7.3663E-02	1089.2	-2.1251E-01	1205.1	-9.1807E-02
2329.9	-1.2960E-02	1389.2	-2.6517E-02	2327.9	-5.0113E-02
2218.8	-1.3124E-01	2528.0	-1.6859E-01	2552.6	-1.1247E-01
1661.3	**-9.5757E-01**	2268.2	-5.0868E-01	3090.9	-2.6059E-01
2563.3	-9.3130E-03	3852.6	-4.4087E-02	3463.1	-2.7524E-02
4468.5	-2.5986E-03	4505.9	-1.8205E-02	3740.3	-4.6142E-02
5722.9	-3.4972E-02	4926.9	-9.4900E-02	4478.7	-8.0819E-02
5877.6	-2.2904E-02	5712.1	-5.0749E-02	3933.4	-5.2205E-02
7175.0	-4.5128E-03	5827.2	-1.2575E-02	5100.6	-5.8908E-02
7056.3	-4.9961E-02	7089.4	-6.6410E-01	6018.7	-5.2367E-02
		12719.1	-2.5516E-01	5644.7	-1.0792E+00
		11472.6	-1.0793E+00	11392.2	-8.9748E-01
		12897.3	**-1.8317E+00**	15360.0	-2.2695E-01
				10462.0	**-2.6509E+00**

The following plot (as shown in Fig. 16) was created to see the most unstable modes in different way. Real and imaginary parts of eigenvalues were plotted (shown in the left image in Fig. 16) and positive and negative values of damping coefficient were plotted (shown in the right image) with corresponding frequencies at a particular friction values of 0.3. The real part of eigenvalue and negative values of damping coefficient are the unstable regions. The farthest point from the axis center in unstable regions in both plots is the most unstable mode shown below.

Displacement contour of one of the unstable modes is shown in Fig. 17.

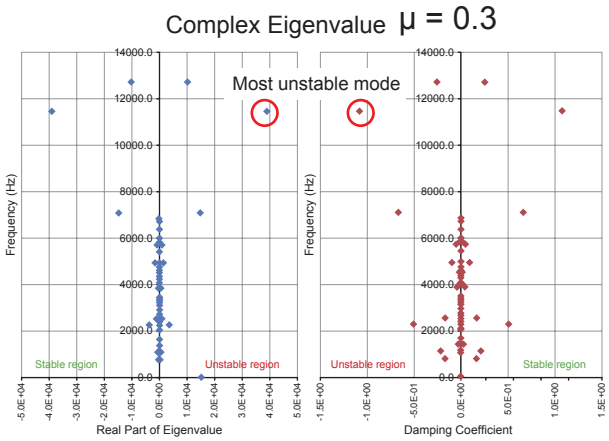


Fig. 16 Most unstable mode

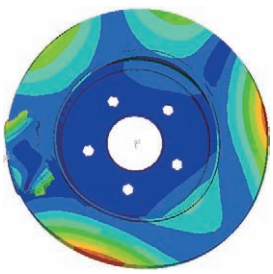


Fig. 17 Displacement contour of unstable mode

The most unstable mode listed above may not necessarily guarantee squeal on vehicle. Depending on the concerned frequencies, friction values, and applied pressure, a number of unstable modes could be considered. In verification with the test result will also be required to judge the simulation result.

5. Conclusion

Developing and implementing a brake squeal analysis tool have contributed to vehicle development in the following ways:

(1) The tool makes it easy to quickly set-up and run a Complex Eigenvalue Analysis.
(2) The wizard-based GUI helps the user quickly set-up and execute a simulation.
(3) A design engineer can use the tool without prior knowledge of complicated CAE tools, such as Hypermesh and Nastran.

References

(1) MSC Nastran R3 User Guide
(2) Kinkaid, NM O'Reilly, and P. Papadopounds. "Automotive disk brake squeal." Journal of Sound and Vibration 267 (2003): 105-166
(3) Liu, W. and J.L. Pfeifer. Introduction to Brake Noise & Vibration. Honeywell Friction Materials.

■著　者■



Sanjib NATH



Scott PAUL

PCX用アイドリングストップシステムの開発

Development of Idling Stop System for PCX

柳沢　毅*　山西輝英*
Takeshi YANAGISAWA　Teruhide YAMANISHI
宇津木克洋*　永露敏弥*
Katsuhiro UTSUGI　Toshiya NAGATSUYU

要　旨

125 cm^3 スクータ「PCX」の環境性能向上のために125 cm^3 エンジンに搭載できるアイドリングストップシステムを開発した．静かな始動音で高い質感を実現するために始動用の減速機構を持たないACGスタータを用いたシステムとした．このエンジンをクランキングするためには大型のACGスタータが必要になり，125 cm^3 エンジンのACG取付けスペースに搭載することが課題となる．この課題を解決するためにデコンプレッション装置によるエンジンのクランキングトルクの低減と，慣性力を利用したクランキング方法を採用した．これによって125 cm^3 エンジンのACG取付けスペースに搭載可能なサイズのACGスタータを実現した．

ABSTRACT

An idling-stop system that can be mounted on the 125-cm^3 engine of the PCX scooter was developed in order to enhance the environmental performance of the PCX. The system was made to use an ACG starter, which does not have a reduction mechanism for use in starting, in order to realize quiet starts with an impression of high quality. Cranking this engine requires a large ACG starter, and mounting this starter within the space given for attaching the ACG in the 125-cm^3 engine became an issue. This issue was addressed by reducing the engine cranking torque by means of a decompression device and by adopting a cranking method that makes use of inertial force. This approach realized an ACG starter of a size that allows mounting in the space for mounting the ACG in a 125-cm^3 engine.

1．まえがき

近年，環境問題への関心の高まりから二輪車においてもCO_2 排出量削減，つまり燃費向上に向けた更なる取り組みが求められている．対応技術の一つとしてACGスタータを用いたアイドリングストップシステムがあるが，50 cm^3 までの実用化にとどまっている．全世界的に販売台数が大きな割合を占めている125 cm^3 クラスまでの車両への適用が求められている．今回，125 cm^3 エンジンに適用可能なシステムを開発し，グローバル展開機種であるPCXに搭載したので，その技術ポイントについて述べる．

2．PCXの機種概要

PCXは，多様化するお客様のニーズに応えるため，「クラスを超えた質感の高さと先進スタイリング」，「高い動力性能と環境性能の両立」，「スクータに求められる快適さと使い勝手の良さ」をキーワードに，ワンランク上の次世代125 cm^3 スクータとしてグローバル展開を前提に開発された機種である．Fig. 1に外観，Table 1に主要諸元を示す．

エンジンは，軽量コンパクトで上質な走りを演出する新開発のラジエータ一体型水冷(1)・4ストローク・単気筒125 cm^3 である．ACGスタータの搭載を前提に設計されており，従来仕様に比べてスタータモータ，減速ギヤ，ワンウェイクラッチ，ドリブンギヤなどの始動系部品が無いため，始動時の静粛性を向上しつつシンプルな構造となっている．

従来の始動システムを採用した場合と比較して約1.4 kgの軽量化とエンジン幅を15 mm短縮している．Fig. 2に始動系部品の比較を示す．

さまざまな使用条件において燃料供給を最適にするフューエルインジェクションシステムの採用による環境性能と，ゆとりのあるエンジン出力を両立している．加えて，

＊二輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_12



Fig. 1　Appearance of PCX

Table 1　Major specifications of PCX

Items		Specifications
Overall length	(mm)	1915
Overall width	(mm)	740
Overall height	(mm)	1090
Wheelbase	(mm)	1305
Vehicle mass	(kg)	126 (Wet)
Engine type		Liquid-cooled, 4-stroke OHC, single cylinder
Engine displacement	(cm^3)	124.9
Bore x Stroke	(mm)	52.4 x 57.9
Compression ratio		11
Fuel supply system		PGM-FI
Maximum power	(kW/rpm)	8.33/8000
Fuel economy	(km/L)	45.9 *
Front tire size		90/90-14M/C 46P
Rear tire size		100/90-14M/C 57P

*In-house test value: EURO-3 control mode, with idling-stop system

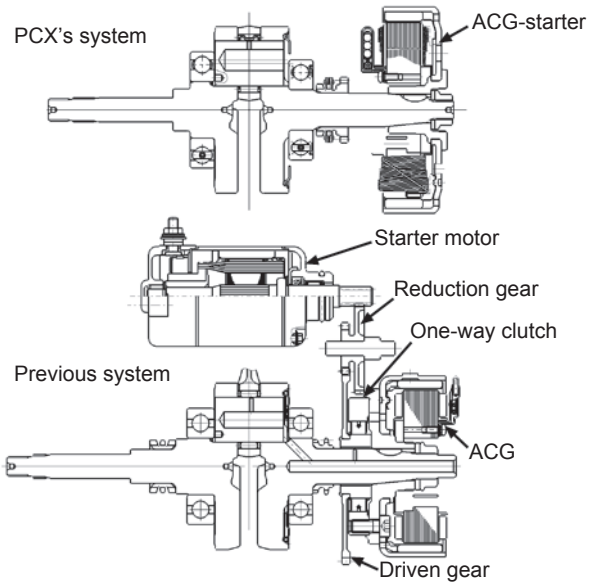


Fig. 2　Comparison of starter system parts

信号待ちや渋滞などでの一時停止時にエンジンが自動的に停止するアイドリングストップシステム（ACG スタータ方式）を 125 cm^3 クラスとして初めて採用した．これによりアイドリング時の無駄な燃料消費や排出ガスを削減し，より高い環境性能を実現している．

3．システム概要

PCX 用アイドリングストップシステムの概要を Fig. 3 に示す．本システムは，AC ジェネレータとスタータモータ機能をあわせもった ACG スタータ，エンジン始動時のクランキングトルクを低減させるデコンプレッション装置，点火／FI／アイドリングストップ及び発電／モータ駆動制御をおこなっている ECU，各検出センサ，インジケータにより構成されている．

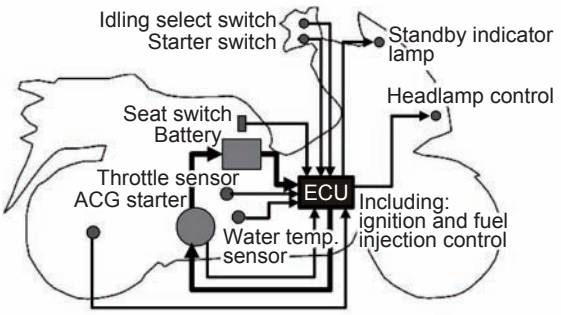


Fig. 3　Configuration of idling-stop system for PCX

4．アイドリングストップシステムの動作

初期の始動は通常のスクータの始動方法と同様にスタートボタンを押して始動する．この状態では停車時でもアイドリングをおこない，次に説明するアイドリングストップを実行するモードに移行するまで続けられる．

エンジン始動後，車速が 10 km/h 以上，かつ水温が 60 ℃以上になったことが検出されるとアイドリングストップを実行するモードに移行する．その後，スロットル全閉で着座が検出され，停車状態が 3 秒以上継続されるとエンジンが自動的に停止し，アイドリングストップ状態となる．着座が検出された状態でスロットルが開くと，ACG スタータによりエンジンが再始動され発進可能となる[(2)]．

5．PCX 用アイドリングストップシステムの特徴

5.1. ACG スタータ

5.1.1. 構造・性能

始動装置は，Fig. 4 に示すように，新たに開発した ACG スタータをエンジンのクランクシャフトに配置し，クランクシャフトを直接駆動する方式としている．本 ACG スタータはアウタロータ型の DC ブラシレス 3 相モータであり，フライホイールは作りやすい SPM（Surface Permanent Magnet）タイプとしている．Fig. 5 に ACG スタータの構造を示す．

既存ACGスタータではセンサ専用マグネットを使用していた．それを廃止するためにFig. 6に示すようにステータコイルのポール間に磁極センサを収め，発電用マグネットの位置によりクランクシャフトの位相を検出している．モータ通電時に発生する磁界が磁極センサの位置検出精度に与える影響はFig. 7に示すレベルであり，これはモータトルク特性に影響を及ぼさないレベルである．

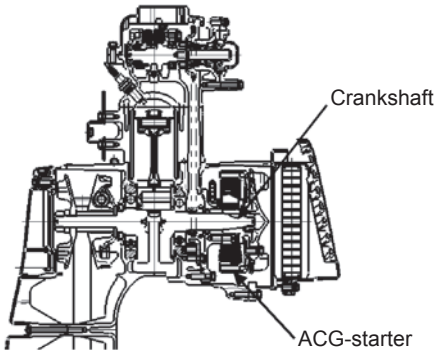


Fig. 4 Layout and configuration of ACG-starter and transmission

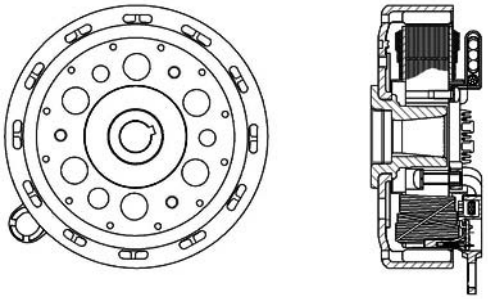


Fig. 5 Design of ACG-starter

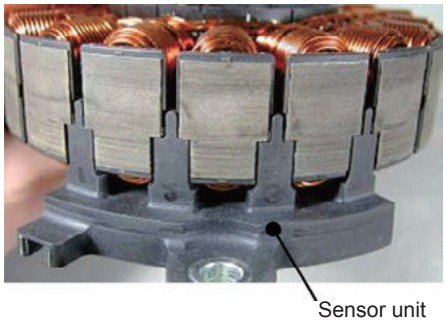


Fig. 6 Layout of angle sensor

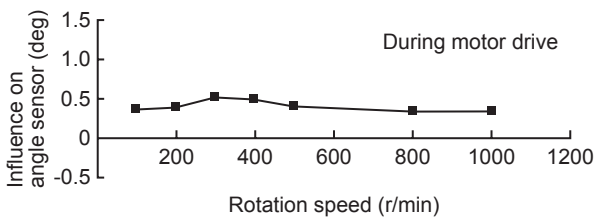


Fig. 7 Influence on angle sensor (at motor drive)

また，本システムではACGスタータのサイズを小型化するために慣性力を利用した始動方式としている．したがって，クランキングの際には圧縮開始直前のエンジン回転数をより高くすることが重要である．このシステムのクランキング可能な圧縮開始直前のエンジン回転数をFig. 8に示す．始動時はFig. 9に示すようにクランクシャフトを現在の位置から一行程前のコンプレッショントップ直後まで逆転してから正転動作させている（スイングバック動作）．これにより圧縮開始直前までのクランキング角を十分に確保でき，慣性力を最大限に利用できるようにしている．

以上によりACGスタータのサイズを，ACG取り付けスペースに収納可能なサイズとすることができた．本ACGスタータのモータトルク特性の比較をFig. 10に示す．

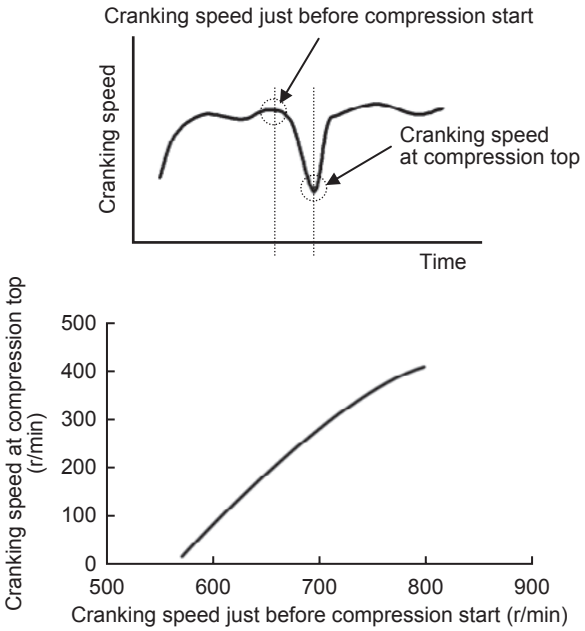


Fig. 8 Relation of cranking speed just before compression start and the compression top

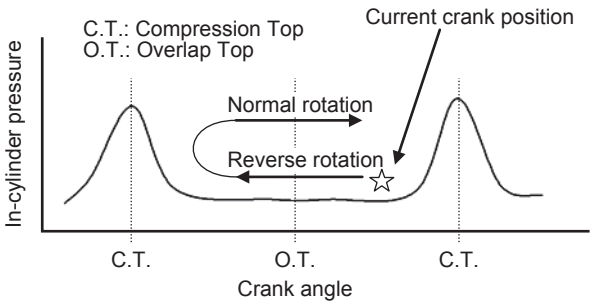


Fig. 9 Explanation of swing-back movement

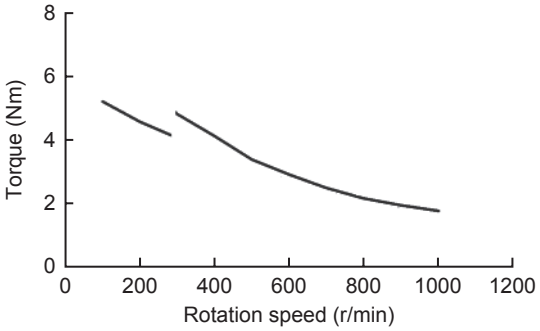


Fig. 10　Motor characteristics of ACG-starter

5.1.2. 発電制御

本システムでは，ACG スタータ駆動用３相ブリッジの通電位相を Fig. 11 に示すように進角方向，または遅角方向に動かすことにより ACG の発電量を制御している．本 ACG スタータの通電位相と発電量の関係を Fig. 12 に示す．本方式を採用することにより，Fig. 13 に示すような通常の短絡方式のレギュレータに比べ，発電フリクションを低減することが可能となった．Fig. 14 に通電位相角制御方式と短絡方式による発電フリクションの差を示す．

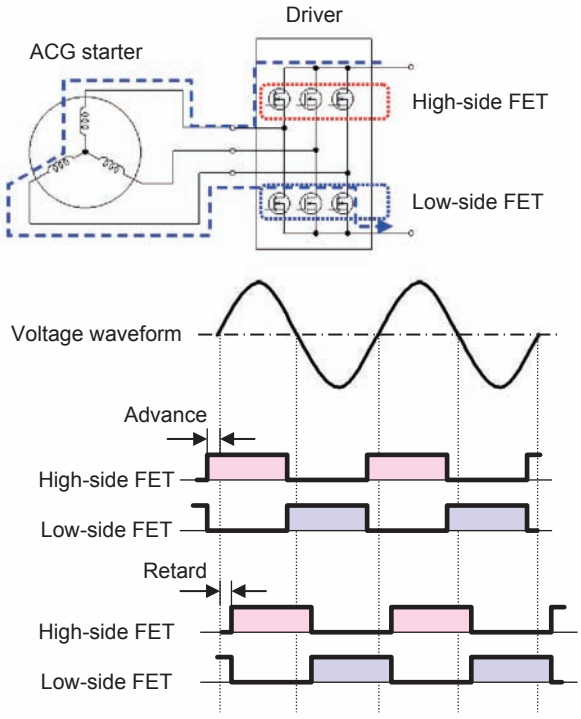


Fig. 11　Output electric current control by phase control

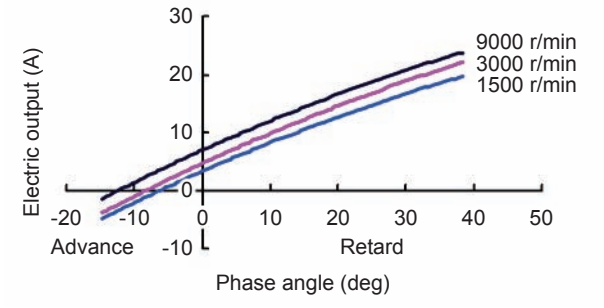


Fig. 12　Relation of phase angle and output current

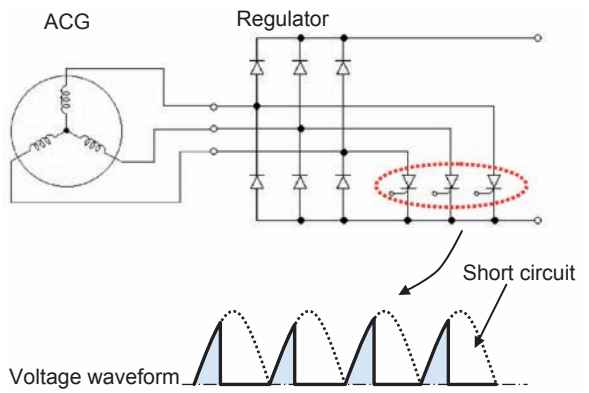


Fig. 13　Short circuit type regulator

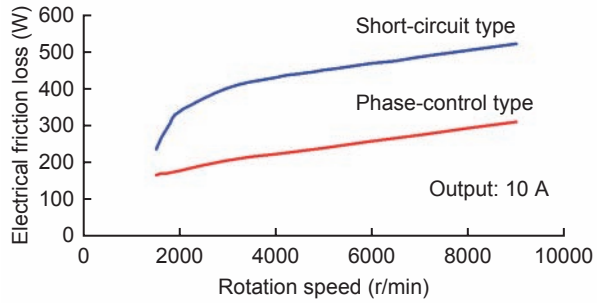


Fig. 14　Difference of electrical friction loss during electric generation by difference of control method

5.2. デコンプレッション装置

5.2.1. 構造･設定

本システムではクランキングトルクを低減するためにデコンプレッション装置を採用している．ACG スタータによるクランキング回転数では，エンジンの圧縮行程中一時的にロッカアームがデコンプレッションカムにより押し上げられ，エキゾーストバルブをリフトし，筒内圧が低下する．これにより，始動時のクランキングトルクを低減することができる．

一方，アイドリング回転数以上ではデコンプレッションアームの遠心力によりデコンプレッションカムが回動し，デコンプレッション作用は解除される．Fig. 15 にデコンプレッション装置の動作を説明する．アイドリング中にデコンプレッション装置が作動すると，デコンプレッション

アームの繰り返し作動による異音の発生やコンプレッションの低下によるエンジン停止が発生する．このため，デコンプレッションの解除回転数は，アイドリング下限から余裕を持たせ，1100 r/min 以下とした．また，ACG スタータの上限回転数は，デコンプレッション解除によるクランキング不良を防ぐためデコンプレッション解除回転数以下とする必要がある．これらの条件を満たすためにデコンプレッションの解除回転数を 850 － 1100 r/min，ACG スタータの上限回転数を 850 r/min と設定した (Fig. 16)．始動に必要な爆発力を確保するために最低限のコンプレッションを確保する必要がある．始動限界テストの結果からコンプレッションの下限値を 720 kPa と設定した．

5.2.2. デコンプレッション装置の課題と対応

従来の同カテゴリーのエンジンではデコンプレッションカム部とウェイト部が一体になっており，デコンプレッションアームの回動する角度が大きいため，デコンプレッションアームがストッパに当たる際に衝撃音が発生する．アイドリングストップシステムの場合は作動頻度が増加するため，商品性への影響が懸念される．そのために，デコンプレッションカム部とデコンプレッションアーム部を別体としリンク構造を用いることによりデコンプレッションアームが回動する角度を減らし衝撃音を低減した．デコンプレッション装置の従来仕様との比較を Fig. 17 に示す．これにより，PCX のねらいである「クラスを超えた高い質感」の実現に寄与している．さらに，デコンプレッションアームと他部品との干渉を避けるためのスペースを減らすことが可能となり，シリンダヘッド部のコンパクト化に寄与している．

アイドリングストップが無い従来エンジンのデコンプレッションカムは SCM420H 材に浸炭処理を採用している．しかし，アイドリングストップを想定した始動頻度を考慮すると，デコンプレッションカムの異常摩耗が懸念されるため，デコンプレッションカム表面にクロムメッキを施し耐摩耗性を向上させた．これにより，デコンプレッションカムの摩耗量を問題とならないレベルに低減した．

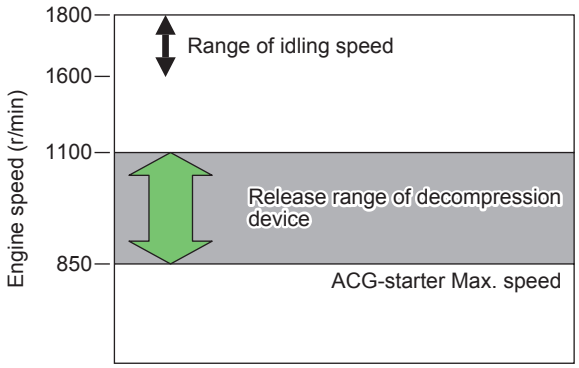


Fig. 16　Release rotation speed range of decompression device

また，スイングバック動作時に逆転から正転に切り替わる際の慣性力でデコンプレッションが解除されないように，回転方向に対しデコンプレッションアームの支点がウェイト部をリーディングする方向とした．

5.2.3. デコンプレッションによる効果

デコンプレッション装置を搭載することにより Fig. 18 に示すように，コンプレッショントルク (ピーク値) を 18 Nm から 12 Nm に低減することができた．これにより ACG スタータのサイズを最小限に抑えつつ 125 cm^3 エンジンをクランキングすることができ，エンジンのコンパクト化に貢献している．

5.3. エンジン停止と再始動時の制御

アイドリングストップ時のエンジン停止は未燃焼ガソリンの流出を防止するために燃料噴射を止めることで実施している．アイドリングストップによるエンジン自動停止の場合は，エンジン停止直後にスイングバック動作をおこない，次の始動時に，すぐに正転方向にクランキングできる

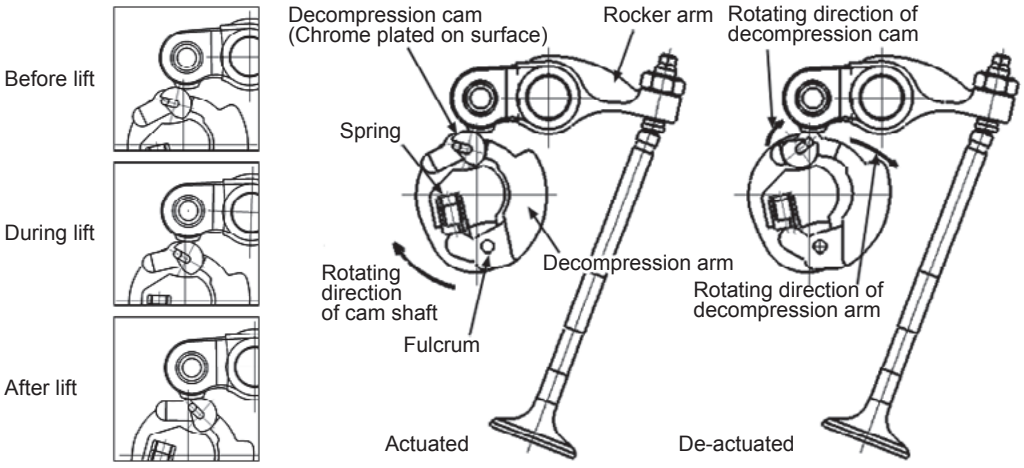


Fig. 15　Actuation of decompression device

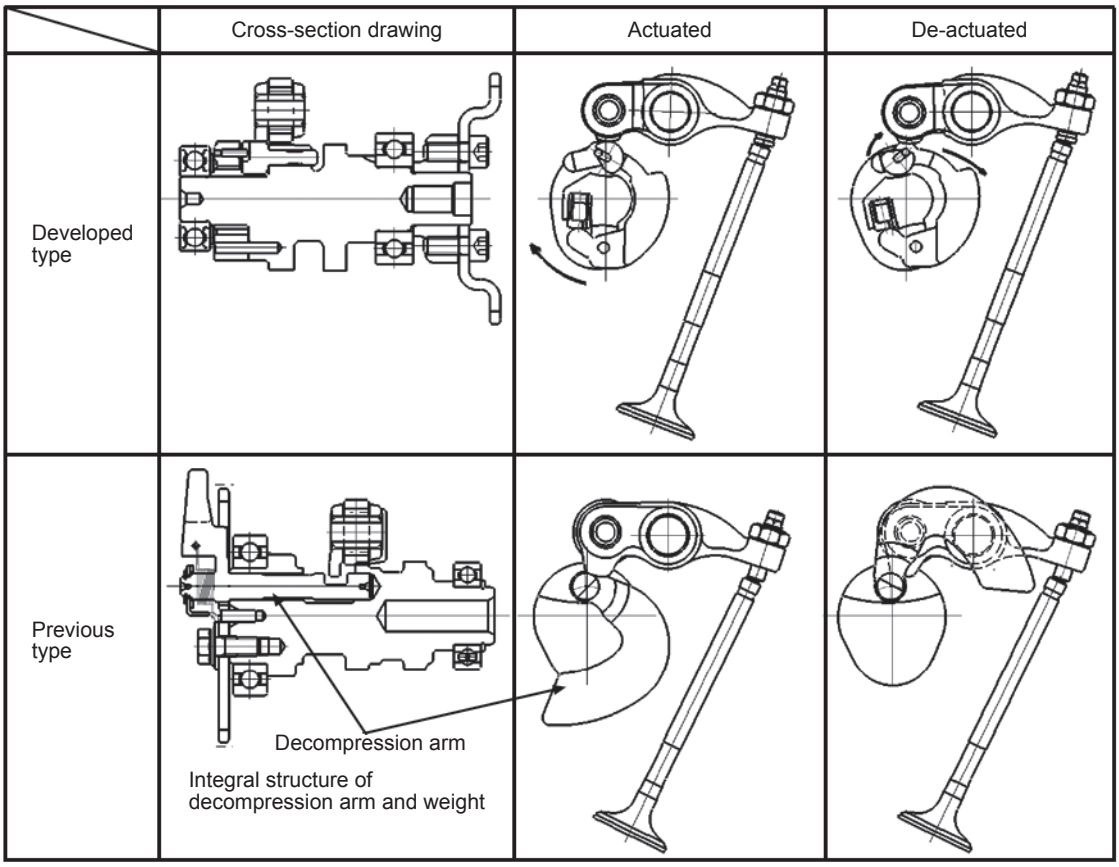


Fig. 17　Comparison between developed and previous decompression devices

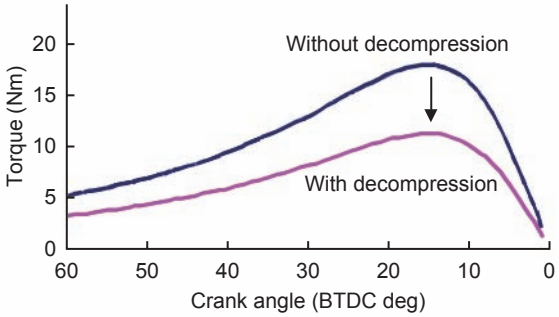


Fig. 18　Effect of reduction of demand torque by decompression device

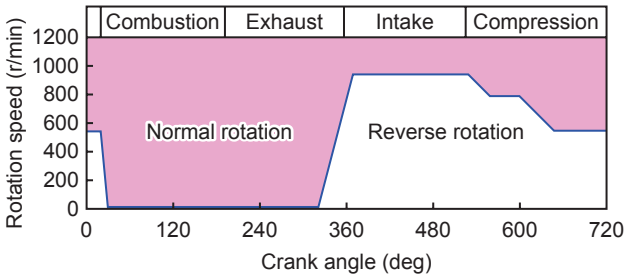


Fig. 19　Transition of swing-back operation during idling-stop

ようにしている．

一方，エンジン自動停止直後の惰性回転中に再始動が必要となった場合は，スイングバック動作をしない方がスムーズに始動できることがある．そのため，スイングバックを実施するか否かを判断する必要がある．これを，クランクシャフト位置と回転数により判断している．Fig. 19 にスイングバック要否判定テーブルを示す．

アイドリングストップ中は消費電力を低減させるためにヘッドランプを減光するとともに燃料ポンプを停止しているので再始動に必要な燃圧上昇特性の燃料ポンプを使用した．燃料ポンプの燃圧上昇特性を Fig. 20 に示す．

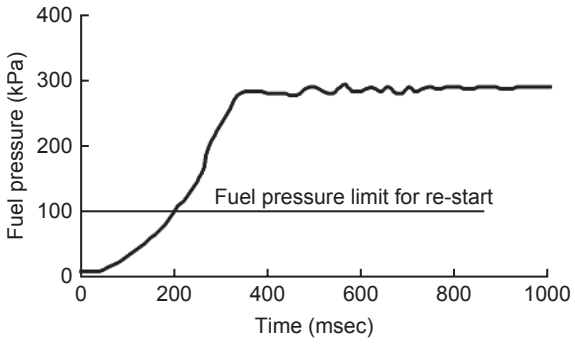


Fig. 20　Increasing characteristic of the fuel pressure in pump

6. アイドリングストップにより得られた効果

アイドリングストップを使用することにより，燃費向上率 7.5%，CO_2 低減率 7.0% の効果が得られた (Table 2)．測定モードは EURO3 規制モードを使用した (Fig. 21)．

Table 2 Effects of Idling-stop

	Fuel economy (km/L)	CO_2 (g/km)
Without idling-stop system	42.7	53.0
With idling-stop system	45.9	49.3
Effect	7.5%	- 7.0%

In-house test value: EURO-3 control mode

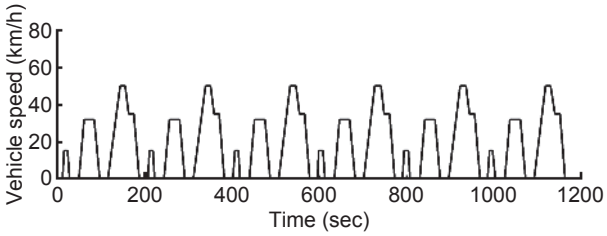


Fig. 21 Measurement mode of EURO 3 control

7. まとめ

125 cm^3 スクータに搭載できるアイドリングストップシステムを開発した．ACG スタータでクランクシャフトを直結駆動することで静かな始動音が実現でき，PCX の質感を向上させることができた．

その技術ポイントを示す．

・125 cm^3 エンジンを始動できる発電フリクションの少ない ACG スタータを開発した．
・クランキングトルクを低減するためにデコンプレッション装置を採用した．
・ACG スタータのサイズを最小限に抑えるために，慣性力を利用したクランキング方法を採用した．

このシステムの効果は，燃費向上率 7.5%，CO_2 低減率 7.0% である (EURO3 規制モード)．

参考文献

(1) 杉岡浩一，関谷義之，林秀樹，笠啓次，中島広幸，鳥山正雪：4 ストローク小型スクータ「ジョルノクレア」の開発，HONDA R&D Technical Review Vol.11, No.2, p.9-14(1999)
(2) Toriyama, M., Iwadate, T., Yuhara, T., Shinmura, H.: Development of Idling Stop System for Scooter, JSAE Review Vol.22, No.1, p.92-94(2001)

■著 者■


柳 沢 毅


山 西 輝 英


宇津木克洋


永 露 敏 弥

安全運転教育用自転車シミュレータの開発

Development of Bicycle Simulator for Safety Riding Education

鈴 木 憲 二* 宮 丸 幸 夫*
Kenji SUZUKI Yukio MIYAMARU

要 旨

生涯にわたる交通安全教育の実現には二輪車･四輪車の運転者教育に加え，免許を有しない自転車利用者の交通安全教育が不可欠である．そのため，幅広い年齢層に対応し，交通ルール，およびマナーの習得と危険予知予測能力の向上に有効な機能を有する安全運転教育用「自転車シミュレータ」を開発した．

ABSTRACT

Lifelong Education of Traffic Safety necessitates educating not only motorcycle and automobile drivers but also giving traffic safety education to bicycle users who may not have driving licenses. A “Bicycle Simulator” was developed for teaching safe riding to a wide age range, with effective functions to teach traffic rules and manners and enhance the student’s ability to predict risks.

1．まえがき

日本で自転車は日常生活の交通手段，レジャーなどの多様な目的で幅広い年齢層に利用されている．(財)自転車産業振興協会によると自転車の保有台数は年々増加傾向にある[(1)](Fig. 1)．また，自転車は環境負荷の少ない交通手段として，更にその利用が促進されていくと考えられる．

しかしながら，(財)交通事故総合分析センター(以下，ITARDA という)による事故統計データを見ると自転車利用者の増加に比例して事故が増えており，特に対歩行者事故が急増している[(2)](Fig. 2)．また，自転車の運転には免許が不要であるため，自転車が道路交通法を遵守しながら走行しなければならない道路交通法上の軽車両であるという認識が薄い．そのため，一部利用者のルール･マナー違反が社会問題として大きく取り上げられている．

このような状況を踏まえ，健全な交通社会を実現するためには道路のインフラ整備，行政指導と合わせ，更なる自転車運転者への交通安全教育が必要であると考える．

運転シミュレータは，実際の交通環境で体験が困難な混合交通に潜む危険を，その使用者に安全に体験させることができるので，それにより，自身の運転を客観的に見直して，理解し納得できるという特徴を有している．Honda は，これまで自動車教習所の教習課程で使用できる二輪･四輪シミュレータや身近な二輪販売店の店頭で安全運転を学習できる「ライディングトレーナ」[(3)]を開発した．その経験を活かし，また，モビリティにかかわる企業の責務として生涯にわたる交通安全教育を実現するため，幅広い年代に有効活用できる「自転車シミュレータ」を開発した．

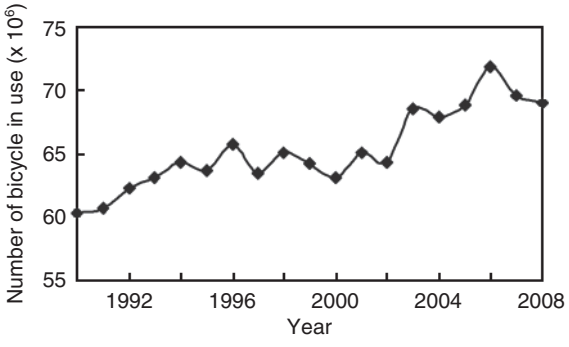


Fig. 1 Number of bicycles in Japan

＊二輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_13

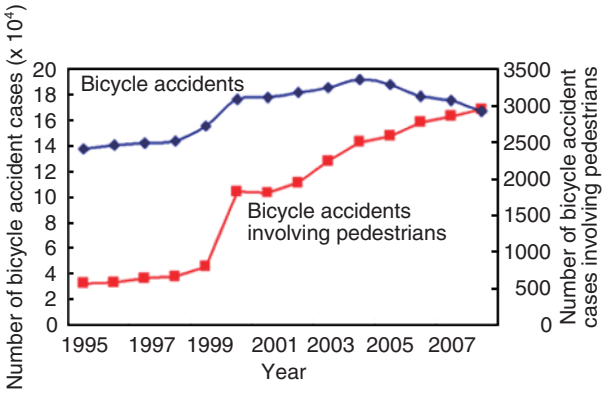


Fig. 2 Number of bicycle accidents and those involving pedestrians

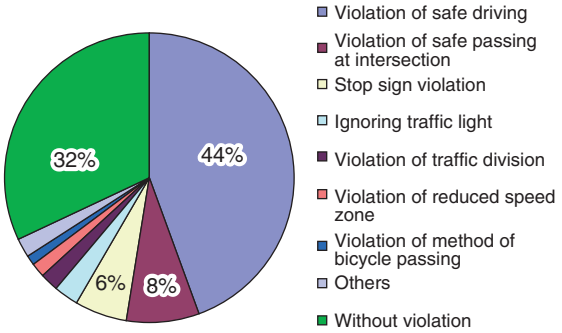


Fig. 3 Bicycle accident factors (2008)

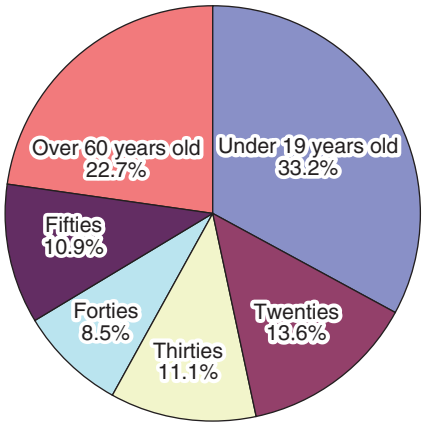


Fig. 4 Ratio of traffic accidents related to bicycles according to age group

2. 事故状況と自転車教育の現状

ITARDA の事故統計データによる自転車事故要因が示すように，安全運転義務違反や，交差点安全進行義務違反，一時不停止などの割合が大きく，自転車利用者が何らかの法令違反をしている割合が約 7 割を占めている[(4)] (Fig. 3)．また，年齢層別自転車関連交通事故を見ると，当事者は幼児から高齢者まで広く及ぶが，19 歳以下の割合が最も多く，約 3 割を占めている[(4)] (Fig. 4)．このことから，自転車事故を減らすには，道路交通を経験し始める幼少の頃から交通ルールの学習と危険予知トレーニングを実施することが効果的と考える[(5)]．

自転車の安全教育は，警察主催の自転車教室や，学校における総合学習の時間，クラブ活動などでおこなわれている他，教習所や四輪販社が地域活動の一環として実施する例も多い．警察庁の資料[(6)]によれば，自転車教室の実施回数は増加傾向にあり，2005 年には約 2 万 2 千回開催され，253 万人が受講した．代表的な教育手法としては，座学の他，グラウンドに道路状況を模擬し，交差点の通過，発進時や見通しの悪い場所での安全確認手法などを実地体験させている．また，児童･生徒のみならず，高齢者向け自転車教室や，子供･親･高齢者の三世代交流による交通安全教育を実施しているところも増えてきている．しかしながら，自転車安全教育はまだすべての年齢層で充分におこなわれているわけではなく，また，一般的には「参加している児童･生徒の主体性が見られない」との指摘[(7)]もあり，参加者の興味を引く教育効果の高い新たな取り組みが望まれている．

3. シミュレータの構成

Fig. 5 に開発した自転車シミュレータの外観写真を示す．本シミュレータは，正面モニタ部，モニタスタンド部，制御用パーソナルコンピュータ部，車体部，リヤビューモ

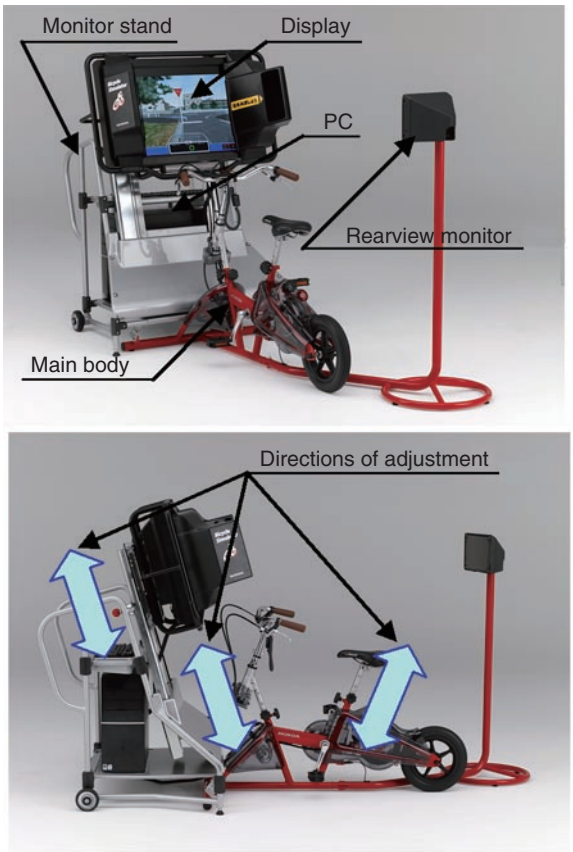


Fig. 5 Bicycle Simulator

ニタ部から構成されている．自転車教室の実施状況に合わせ，搬出入時には簡単に分解･組立ができ，容易に移動できる仕様とした．また，車体部は実車と同様にハンドル，ブレーキレバー，およびペダルの操作系を備えている．

幼児から大人まで使用するため，ハンドルとシートの高さを上下に調節ができるようにし，ハンドルについては調節方向も考慮した．また，正面モニタの高さ調節部にはガスダンパ，およびスライドレールを組合せ，軽い力で上下できる機構を採用して，体験者の視線に合わせて容易に高さ調節できる仕様とした．さらに，違和感なく路上走行を体験できるように，ハンドル操作とペダルに適度な荷重を与えた．

また，自転車シミュレータの乗車対象を自転車に乗り始める年齢の５歳児以上と設定しており，実際に安全に幼児が体験できるかを確認するため，幼稚園でのフィールドテストを実施した．そこで怪我につながる部位がないか，悪戯による不具合がないかなどの課題を抽出して，仕様に反映した．

制御部は，廉価かつスペースを必要としない構成にするため，映像，音響を含め１台のパーソナルコンピュータで動作するようにした．乗車部とパーソナルコンピュータのインタフェイスはUSB規格を採用した．

また，自転車教室でおこなわれている内容に則した機能として欠かせない安全確認動作を体得できる機構として，左右の安全確認用に「Mirror Box」，後方の安全確認用に「Rearview Monitor」，押し歩きができるように「Step Sensor」を装備した．装置類の詳細については次章にて述べる．

4．シミュレータの特徴と機能

4.1. 左右安全確認機能

体験者に見通しの悪い交差点や，路地で左右の安全確認をおこなうことを習慣づけるためには，シミュレータに左右確認動作をおこなわせる機能を持たせることが必要である．本シミュレータでは，画面の分割とMirror Boxを組み合わせることでその機能を実現した．モニタ画面は前方映像を表示する中央域と左右映像を小さく表示する左右域，後方映像を表示する後方域の四つに分割した（Fig. 6）．この小さく表示された左右域の映像をフレネルレンズで拡大して，鏡を用いて映像の方向を90度変えて映し出す機構をMirror Box内に構成した（Fig. 7）．これにより，左右の安全を確認するためには，上半身を前に乗り出してMirror Boxを覗き込む必要が生じ，身体を使った左右安全確認動作を習慣づけることができる．また，１台のモニタで左右にそれぞれモニタを設置したのと同等の機能が得られ，省コスト･省スペースにも貢献した．

正面モニタに中央域･左右域･後方域をすべて表示した

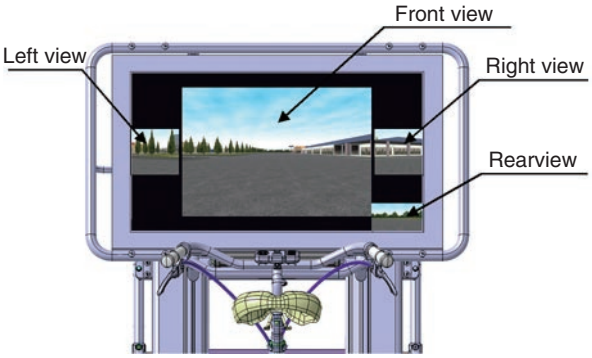


Fig. 6　Screen image

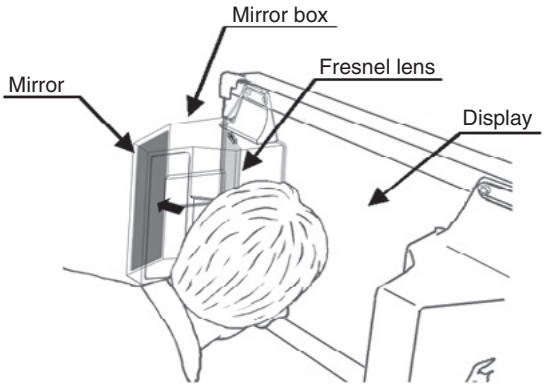


Fig. 7　Structure of “Mirror Box”

結果，プロジェクタを接続しスクリーンに同じ映像を投影することで体験者と同様の走行状況を体験者以外の見学者が見ることができる．そのため，集団教育への活用も容易である．

4.2. 後方安全確認機能

左右の安全確認と同様に，発進時もしくは進路変更時における後方の安全確認の習慣化には，実際に動作を繰り返しおこなわせる必要があり，Rearview Monitor（８インチのUSB接続モニタ）を設置した．正面モニタに映し出されている後方域の映像をソフトウェア上で切り出し，その映像をRearview Monitorに映し出すことで後方の交通状況を表示している（Fig. 8）．停車時，そのモニタには後方映像に重ねて数字が映し出され，体験者は振り返ってその数字を確認し，ハンドルに取り付けてある「Handle Switch」の数字ボタンを押す（Fig. 9）．押したボタンの数字とモニタに表示されている数字が一致した場合は正しく後方確認ができたことを示す確認音が流れる．不一致の場合はブザー音が流れ，また，確認を怠りボタンを押さずに発進した場合には警告アナウンスを流して確認を促すため，発進時の後方確認を習慣づけることができる．

開発初期では３色のLEDのみを用いた表示器を使用して同様のことをおこなっていた[8]が，この機構では後ろを振り返ったときに後ろの交通状況がわからないため，状況



Fig. 8 Photo of “Rearview Monitor”



Fig. 9 Photo of “Handle Switch”

に応じた判断ができないとのフィールドテストの評価結果に基づき，後方の交通状況が表示できる現モニタ仕様を採用した．

4.3. 押し歩き機能

道路交通法第 17 条，および第 63 条において，自転車を運転する際，歩行者専用道路や人込みや横断歩道等で歩行者の妨げになる場合は自転車から降りて押し歩くことと定められているが一般的に認知されていないことが多い．この点を教育するため，押し歩きを模擬する機能を付加した．押し歩き動作を検出するために専用設計の Step Sensor を用いた (Fig. 10)．この Step Sensor には 3 軸半導体加速度センサが内蔵されている．体験者が自転車を降りて Step Sensor を腰につけて足踏みをすることで，腰の加速度を検知する．その加速度に基づき歩行速度を算出して，ハンドルを切った向きに映像が進むように構成した．

4.4. 加減速演算

走行速度の演算手法として，ペダルで駆動される自転車の後輪の回転数を検出し，それをそのまま走行速度とする手法が一般に (トレーニングマシンなど) 使われている[(9)]．しかし，この手法では実際と同等の負荷や慣性質量を後輪に与えなければ，現実的な加減速運動を再現することは難しく，重く大きなフライホイールが必要となり，自転車シミュレータが重く，大型化してしまう．そこで，本シミュレータではペダルとチェーンによって回転駆動される小型フライホイール，およびその回転数を検出するピックアップ (Fig. 11) を用いながら，新たに考案した速度演算アルゴリズムにより小型軽量なシステムで走行速度を再現した．ピックアップにより検出した回転数信号に後述の係数を乗じ，それを運転者が期待している加速度とみなす．その加速度にブレーキ入力量や路面勾配･転がり抵抗などから求められる減速度を反映しトータルとしての加減速度を決定する．その加減速度を積分することで走行速度を算出した．回転数信号に乗ずる係数は，こぎ出し時では大きく，走り出し後ではより小さな値とした．これにより，こぎ始めではペダルの踏み込みに対して直接的に速度が上がっていき，走り出し後は徐々に加速していく感覚となる映像の動きとなり，より実車に近い加減速感覚を与えることができた (Fig. 12)．

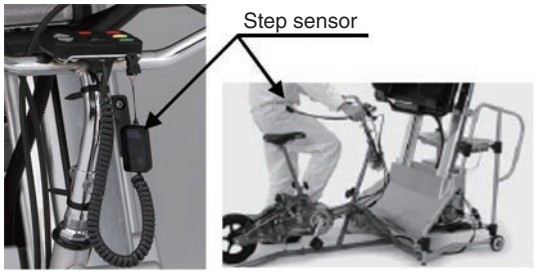


Fig. 10 Photo of “Step Sensor”

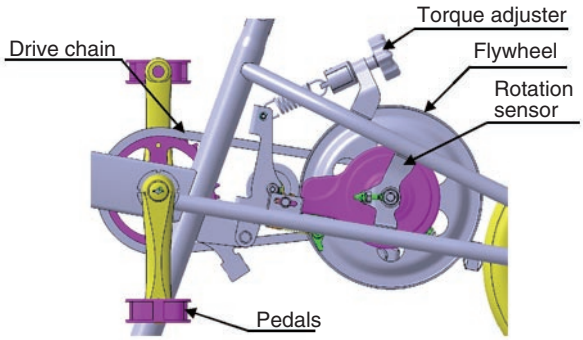


Fig. 11 Structure of drive parts

4.5. 教育機能

自転車特有の動作を模擬する体験機能に加え，教育機器としての機能について以下に述べる．

コース構成は，走る･曲がる･止まるといった基本動作を学べる「練習コース」，路上走行を体験しながら法規を学べる「やさしいコース」，路上の危険を体験し危険予知，予測トレーニングができる「難しいコース」，質問形式で標識，ルール，マナーを学べる「クイズコース」，路上走行で想定される横断歩道通行時の注意点や交差点通過における一時停止･安全確認の重要性などのポイントを短時間で体験できる「ケーススタディコース」を用意した．

自動車教習所で使用されているライディングシミュレータ[(10)]は，乗車対象者が免許取得可能な年齢層であること

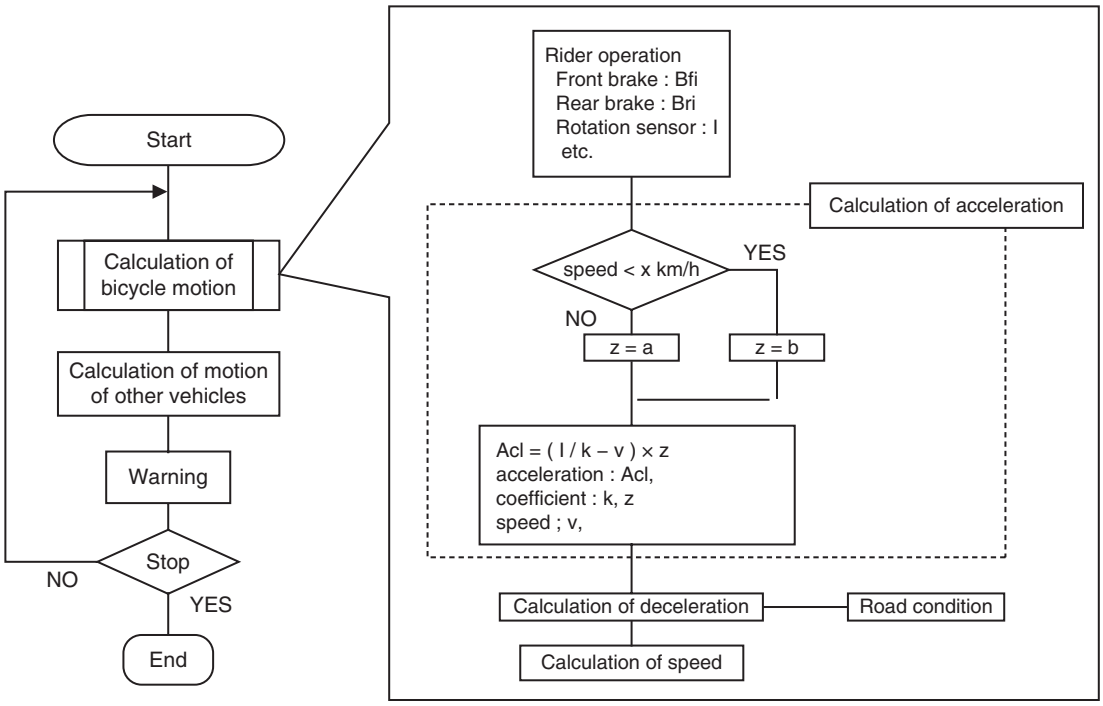


Fig. 12　Control flow of bicycle motion

や教習機材としてシステムが構築されている．しかしながら，自転車シミュレータは交通法規を知らない幼児･児童も乗車対象者としているために，「興味を持たせて楽しく学ばせる」ことに対してより注力し，解説やアドバイスをアニメーションと音声でおこなうキャラクタとして「ASIMO」を採用した．また，従来のシミュレータでは走行終了後にまとめて走行結果の評価をおこなっていたが，本シミュレータでは教育対象者年齢が幅広く，特に年少者では自分がどのような運転操作をしたか，記憶が薄れることによる教育効果の低下に配慮し，走行後の一括評価に加え，走行位置，事故形態，遭遇した危険場面をリアルタイムに読み取り，運転操作に対しその場その場で音声により適切な解説やアドバイスをおこなうようにした．

走行開始前に体験者の年齢層を選択させることで，体格差に応じた適切な視界高さからの視界映像や最高速･加減速などの走行性能，各年齢層の理解力に合わせた解説や説明表現，適用される法規の違いを反映した交通場面設定などの切り替えを可能とした．これにより幅広い年齢層に対応した安全な自転車利用の教育をおこなえるものとなった．

非安全事象が起きた時点で，アドバイスをその都度出す以外にもコース走行中に事故が発生した場合，その直後に自動的に俯瞰視点で再生し，何が起きたのか，なぜその事故が起きたのかをその場で振り返ることができる仕様にした．事故再生画面では，速度が数値で，前後ブレーキのかけ具合がバーグラフで表示される．左右のブレーキをどのように操作したかがわかることから，ブレーキ操作についての指導もすることができる (Fig. 13)．

最後に実際の交通安全教室で活用されている模様を Fig. 14 に示す．



Fig. 13　Screen image of replay after riding



Fig. 14　Bicycle simulator in actual training

5．まとめ

交通ルール，およびマナーの習得と危険予知予測能力の向上を目的とし，幼児から高齢者まで「興味を持って楽しく学べる」自転車シミュレータを開発した．自転車シミュレータは以下のような機能を有している．

・左右，および後方安全確認動作の体得機能
・自転車の押し歩きに対応し，道路交通法に則した正しい乗車方法の体得機能
・各年代に合わせた教育内容とアドバイス機能
・自転車が混合交通において遭遇しやすい危険場面体験機能

6．あとがき

試作機を使用した，数多くの小中高の教育現場や高齢者自転車教室，イベント･展示会での試乗を通し，自転車にまだ乗れない子供達も興味を持ち，楽しみながら安全運転教育が行えるとの声を多数頂いた．本シミュレータは平成 21 年 10 月に製品リリースを発表し，翌平成 22 年 2 月に量産が開始された．今後，自転車シミュレータが広く普及し，活用して頂くことで，健全な交通社会実現の一助となることを願っている．

参考文献

(1) 財団法人自転車産業振興協会：自転車統計要覧，第 42 版 (2008)
(2) 財団法人交通事故総合分析センター：交通事故統計年報，平成 20 年版 (2009)
(3) 一見貞直，宮丸幸夫，青木克仁，鈴木憲二：安全運転教育用ライディングトレーナの開発とその特徴，自動車技術会 2006 年学術講演会前刷集，No.121-06，p.15-18
(4) 財団法人交通事故総合分析センター：交通事故統計年報，平成 18 年版 (2007)
(5) 小川和久：児童を対象とした交通安全教育プログラム「危険箇所マップづくり」の評価研究，国際交通安全学会誌，Vol.32，No.4，p.31-40
(6) http://www.npa.go.jp/bicycle/pdf/0611teigen.pdf，2010/4/22
(7) http://www.npa.go.jp/bicycle/pdf/0705menkyo.pdf，2010/04/22
(8) 鈴木憲二，宮丸幸夫，一見貞直，青木克仁：自転車シミュレータの開発とその特徴，自動車技術会 2007 年学術講演会前刷集，No.71-07，p.15-18
(9) 特開 2005-21391
(10) 宮丸幸夫，山崎五郎，青木克仁：ライディングシミュレータの開発とその経緯，自動車技術会 2000 年学術講演会前刷集，No.59-00，p.1-4

■著　者■



鈴木憲二



宮丸幸夫

考えるだけで機械を操作するBMI技術

Brain Machine Interface Technology Enabling Control of Machine by Human Thought Alone

岡部達哉* 山田健太郎* 木村真弘* 戸田明祐*
Tatsuya OKABE Kentaro YAMADA Masahiro KIMURA Akihiro TODA
佐藤雅昭** 山下宙人** 武田祐輔** 川人光男**
Masaaki SATO Okito YAMASHITA Yusuke TAKEDA Mitsuo KAWATO

要　旨

機械は手や足や声などを使って操作するが，その基本概念を崩す「脳･機械インタフェース（BMI）」と呼ばれる技術が近年注目を浴びている．これは脳と機械を直接つなぐことで，考えるだけで機械を動かすことが可能となる技術である．

Hondaは，（株）国際電気通信基礎技術研究所，（株）島津製作所と共に，BMIのコア技術である脳計測装置と意図検出アルゴリズムの研究開発を行い，高性能かつ日常生活で利用可能なBMIの開発に成功した．脳計測装置として，脳波計と近赤外光脳計測装置を併用しリアルタイムに脳活動を計測できるシステムを新たに開発した．また，意図検出にはSparse Logistic Regressionと呼ばれる手法を用い，高次元データの中から重要なデータを自動的に抽出し，高性能に意図を検出できるシステムを開発した．

これらの新しい技術を使って，4択運動イメージ（右手･左手･舌･足）と呼ばれる実験で，世界最高水準の90％以上の精度で機械を考えるだけで動かすことが可能となり，BMI実応用の第一歩を踏み出すことが出来た．

ABSTRACT

Recently, brain machine interface (BMI) technology has gathered a lot of attention in regard to controlling a machine without any physical devices. Although this interface is often seen in science fiction, it is becoming realistic due to dramatic progress in brain and computer science. By directly connecting a human's brain with a machine, a machine can be controlled by human thought alone.

Honda has challenged the development of this BMI in collaboration with ATR and Shimadzu. By developing a new brain measurement using electroencephalography (EEG) and near-infrared spectroscopy (NIRS) and applying sparse logistic regression into BMI to detect a human's intention correctly, we successfully developed a highly accurate interface of BMI.

To validate our BMI system, we used 4-motor imagery task often used in BMI research. The performance of our BMI is more than 90% accuracy. This result is competitive against other BMI research groups.

1．まえがき

近年の脳科学の発展による脳機能の解明とコンピュータ科学の進展により，今までサイエンス･フィクション（SF）の世界と考えられてきた「考えるだけ」でロボットやコンピュータ等を操作することが可能となりつつある．この技術は，脳･機械インタフェース（BMI: Brain Machine Interface）または脳･コンピュータインタフェース（BCI: Brain Computer Interface）と呼ばれ，脳と機械を直接つなぐことで，手や足を使わなくとも機械を操作することが可能となる[(1)-(3)]．

Hondaは2005年よりBMIの研究を開始し，翌2006年には（株）国際電気通信基礎技術研究所と共同で，機能的核磁気共鳴装置（fMRI: functional Magnetic Resonance Imaging）を使って，ロボットハンドを動かすことに成功し，BMIの基礎技術検証を行った[(4), (5)]．この時は，fMRIの中に横たわった被験者が右手を使って実際にじゃんけんをする際の脳活動データを第一次運動野付近から取得し，それを解析することで，グー･チョキ･パーのどの脳活動データかを判別した．そして，その結果をロボットハンドに送ることで，ロボットハンドに85％以上の精度で被験者と同じ動きをさせることに成功した．しかし，被験者に

＊　基礎技術研究センター
＊＊（株）国際電気通信基礎技術研究所 脳情報研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_14

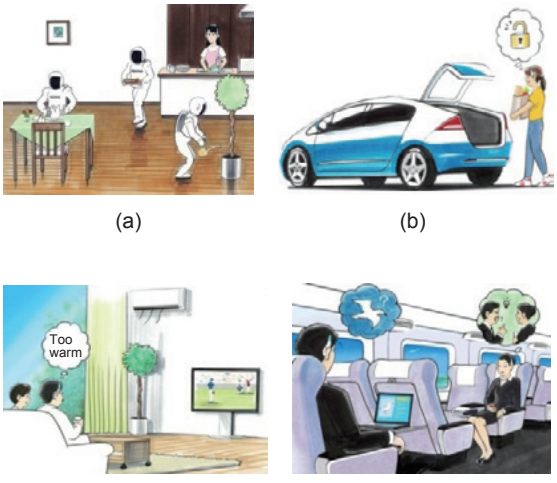
実際に運動をさせるために「考えるだけ」とはなっていない点，fMRI という巨大な装置を使っているために日常生活への応用が難しいという点，操作対象がロボットハンドであり生活の中で役立つイメージが湧きにくい点などの問題があった．

そこで本稿では，fMRI から日常生活で利用可能な脳波計（EEG: Electroencephalography）[6]や近赤外光脳計測装置（NIRS: Near-InfraRed Spectroscopy）[7]への脳計測装置の置き換え，また実際の運動ではなく「考えるだけ」での機械操作，日常生活で BMI がどのように使われるかのイメージが湧きやすいように人型ロボットへの変更を行った．EEG や NIRS は装置が小型であるため日常生活での利用が可能であるが，信号の質が fMRI に比べて大幅に悪くなるため，データから被験者の動作や意図をいかに正確に判別するかが重要な研究課題となる．また，実際の運動から「考えるだけ」に変更することで，強い信号が得られる第 1 次運動野の脳活動ではなく，より高次の弱い信号しか使えないと言う問題が生じる．そこで，信号から意図を検出するためのアルゴリズムの開発および EEG-NIRS リアルタイム同時計測システムの開発を行い，上記の問題点を解決した．その後，一般環境において考えるだけでロボットを動かす実験を行い，後述の 4 択運動イメージ実験で平均 91.6% の精度で人型ロボットを動かすことに成功した．

ここでは，2009 年 3 月 31 日に発表した「考えるだけでロボットを制御する BMI 技術」の基本技術を紹介する．

2．将来イメージ

Fig. 1 に我々が考えている BMI 技術による将来像を示す．洗い物で手が離せない際に考えただけでロボットがテーブルセッティングや食事運びや植木への水やりなどの家事を手伝ってくれたり (a)，両手がふさがっている際に考えただけでトランクが開いたり (b)，暑いと考えただけでエアコンがついたり，テレビを見たいと考えればテレビがついたり (c)，声を出さずとも他の人と会話できたり，イメージしただけでその情報が集まったり (d)，日常生活を見回すと BMI 技術を使える可能性を持った機械が数多くあり，例をあげれば枚挙にいとまがない．これらのように，BMI 技術が実現すれば，今までの機械の操作に対する概念を根底から変えることができ，人々にとってより便利で，効率的な世界が実現できると考えられる．



(a) (b) (c) (d)

Fig. 1　Images of our future lives using BMI

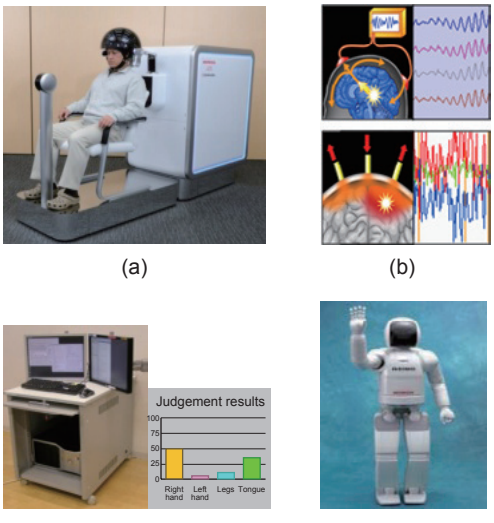
3．脳･機械インタフェース（BMI）

BMI は，その言葉の通り，脳と機械を直接つなぐインタフェースである．脳科学研究の急激な発展とともに，1990 年頃から研究が活発化し，2000 年頃から研究成果が徐々に報告されるようになった[2]．研究当初は，侵襲型 BMI と呼ばれる手術によって脳の表面に電極を置くタイプがアメリカなどを中心に研究されていたが，最近は徐々に体に全くダメージのない非侵襲型と呼ばれる BMI 研究も盛んにおこなわれるようになってきた．

今まで報告されている BMI は大きく分けて，入力型 BMI と出力型 BMI に分類される．入力型 BMI は，機械から電気信号を脳に入力するもので，例えば人工内耳などで既に実用化済みである[3]．一方，出力型 BMI は，脳活動を脳計測装置で計測し，それに解釈を加えて機械に送信することで機械を操作する．脳から見て信号が出力される形になっているので出力型 BMI と呼ぶ．

ここで報告する BMI は，体に全くダメージのない脳計測装置を使い，脳活動データに解釈を加えて機械に送るタイプで，「非侵襲･出力型 BMI」である．体に全くダメージがないことからも，将来，一般の方に適用可能なインタフェースとしての可能性を秘めているものである．

非侵襲･出力型 BMI（以下，BMI と略す）の大まかな処理の流れを Fig. 2 に示す．



(a) (b) (c) (d)

Fig. 2　Basic flow of our BMI

被験者が何かを考えている（イメージしている）際の脳活動を脳活動計測装置 (a) によって計測し，脳活動データ (b) を得る．後ほど説明するが，ここでは脳波計と近赤外光脳計測装置を使い，脳波（b の上段）と脳血流（b の下段）のデータを同時に得る．そして，得られたデータに信号処理を施した後に弁別器と呼ばれる学習アルゴリズム（後述）を使って，得られたデータから被験者が何を考えている際の脳活動かを判別する (c)．そして，得られた結果を機械に送信することで，機械があらかじめ定められた動作を行う (d)．Fig. 2 からも明らかであるが，いかに脳活動を正しく測定するか，そして測定した脳活動データからいかに正しく意図を検出するかが BMI の重要な研究テーマである．

4．新しく開発した脳計測装置

今回，世界に先駆けて脳波と脳血流を同時に計測し，リアルタイムでデータを処理できる EEG-NIRS リアルタイム同時計測システムを共同開発した．EEG と NIRS を同時に計測できるシステムは既に（株）島津製作所から発売されているが，これは計測後にオフラインでデータを解析するためのものである [7]．すなわち，考えるだけでロボットをリアルタイムに操作することができない．また，EEG と NIRS が別々に制御されているために，それぞれのデータのタイミングをどのように合わせるかが大きな問題となる．

本章では，まず脳波計と近赤外光脳計測装置の原理について概説し，その後に開発した脳計測装置を説明する．特に今回開発した EEG-NIRS の同期方法とリアルタイムデータ転送について説明を行う．

4.1. 脳波計

脳のある領域が働く際，非常に微弱ではあるがその領域で電気の流れが存在する．その電気の流れが，ほんの一部ではあるが頭蓋を通して頭皮上に漏れ出てくる．その漏れ出てきた電気の流れを測定しているのが脳波である．ここで注意したいのが，脳の外には脳髄液と呼ばれる導電性の液体があるため，ある領域で活動があったとしても脳髄液の影響で最も近い頭皮上に信号が出てくるとは限らないことである．一方，脳髄液を覆う形で頭蓋骨が存在するが，頭蓋骨はほぼ絶縁体であるため電気をほとんど通さず，電気信号を大幅に減衰させる．すなわち，脳髄液で脳活動領域をぼやかしているために脳活動領域の特定が難しくなっている上に，頭蓋骨が電気信号を遮断するという状態になっている点に注意したい．

4.2. 近赤外光脳計測装置

脳のある領域で活動があると，その部分で酸素が消費される．その酸素が消費された領域には，酸素を運ぶために血液が集まる傾向があるため，その血液を近赤外光という無害の光を使って見ているのが近赤外光脳計測装置である．具体的には，波長 780 nm，805 nm，830 nm の光を頭皮上から脳内に入れ，血液中の酸化ヘモグロビン，脱酸素化ヘモグロビン量に応じた吸収量の違いを使って脳内の活動を見る．しかし，脳で活動があっても，すぐに血液が集まってくるわけではないため，測定には少し時間が必要であり，後述の実験では 10 秒程度イメージをし続ける必要が生じた．

4.3. 開発した脳計測装置

Fig. 3 が開発した脳計測装置の全体像である．島津製作所から販売されている EEG-NIRS 同時計測システム（オフライン）をベースに，EEG-NIRS の測定結果を合わせるための同期システムとリアルタイム処理システムを新しく付加したものである．

Fig. 3 右下図は，被験者の脳活動を計測するセンサ部分の拡大図である．黒のケーブルがついたものが NIRS のセンサで，赤いラベルのついたものが発光部，青のラベルのついたものが受光部である．センサは発光部 16 本，受光部 16 本の合計 32 本であるが，発光部と受光部のセットで 1 論理チャンネルを構成するため，48 個所の測定（48 論理チャネル）が可能である．また，論理チャネルごとに酸化ヘモグロビン量と脱酸素化ヘモグロビン量のデータが取得可能である．一方，白のケーブルがついたものが EEG のセンサで，66 本装着可能である．内 2 本はアース用のセンサであるため，64 個所の測定が可能である．

同期システムは，数ミリ秒のズレが脳活動の理解に大きな影響を及ぼすために，EEG と NIRS のデータを数ミリ秒単位で同期を取るための仕組みで，時間を管理しているコンピュータから TTL 信号を出して，それを EEG と NIRS 装置で同時に記録することで同期を取っている．

同期システムは，Fig. 4 に示すように，時間を管理しているコンピュータから TTL 信号（0 V または 5 V）8 ビット分を送信し，EEG および NIRS では計測データと共に，

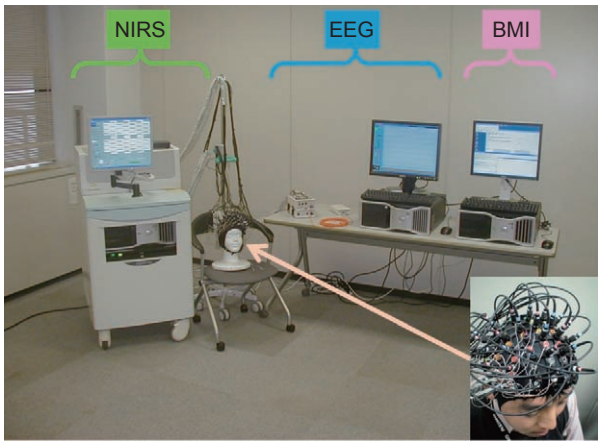


Fig. 3　Brain activity real-time measurement system using EEG and NIRS

TTL 信号を記録する．時間管理をしているコンピュータと各計測器の間は BNC ケーブルで物理的に接続をした．各計測装置からは後述のようにオンラインでデータが統合用コンピュータ (Fig. 3 では BMI と表記) に LAN 経由で送信される．統合用コンピュータに到着する計測データは，ネットワークの遅延などのために EEG と NIRS の間でわずかであるが時間ずれが生じている．そこで，計測データと同時に送られてくる TTL 信号を使って時間の調整をすることで，EEG と NIRS のデータの同期を行った．

リアルタイム処理システムは，計測データをサンプリングごとに外部コンピュータに LAN 経由で転送する仕組みで，外部コンピュータ上に作られる共有ファイルにリングバッファーを実装することで，データを高速に取得できるようにした．また，ブロードキャスト機能をつけることで複数の外部コンピュータに同時にデータを送信することも可能となっている．

Fig. 5 は，Fig. 3 の装置をベースに BMI 装置として一つにまとめたものである．一般的に脳計測装置類は電磁ノイズなどの影響をさけるために，AC 電源を用いる機器類から離して置くのが一般的である．しかし，その距離を維持すると装置が巨大化するなどの問題があり，今回は装置をコンパクトにまとめることを前提に，電磁ノイズを削減する方向で検討を行った．

各種機器で生じる電磁ノイズの影響を最小にするために

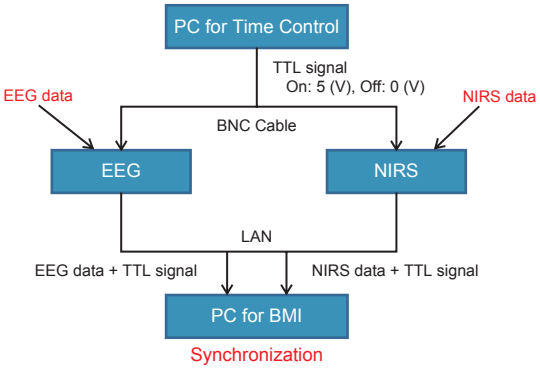


Fig. 4　EEG-NIRS synchronization system



Fig. 5　Brain activity measurement system for BMI

各部に電磁シールドを施し，電磁ノイズに弱い機器は AC 電源を用いる機器類とは別の電磁シールドを施したスペースに配置した．また，配線の都合で電磁シールドの破れが発生する場所が一部あるため，装置ごとに電磁ノイズの状態を測定し，電磁ノイズが大きい機器類を順番に並べ，脳計測装置から見て最も遠いスペースから順に配置した．

実験の際に使用する被験者指示画面や被験者用の椅子なども 1 つにまとめ，さらに装置の状態を示す LED や容易に移動可能なようにキャスターなども配置した．また，被験者にかかるセンサの重量を軽減するために，アームでセンサを支える形にした．

装置の大まかな外寸は，縦 200 cm，横 70 cm，高さ 140 cm で，現在の重量は約 300 kg となっている．この Fig. 5 の脳計測装置により，まだ大型ではあるが，任意の場所で BMI の実験検証が可能となり，日常生活で使える BMI 装置へと一歩前進したと考える．

5．意図検出アルゴリズム

5.1. 情報抽出技術

前章の脳計測装置を使うと 1 サンプリングごとに NIRS からは 96 データ (酸化ヘモグロビン量，脱酸素化ヘモグロビン量)，EEG からは 64 データが取得可能である．今回の実験では NIRS のサンプリング周波数が 7.69 Hz，EEG のサンプリング周波数が 256 Hz，イメージを行っている時間が 10 秒であるため，イメージ中のデータだけでも約 17 万点程度のデータが取得可能である．また，このデータに対して，各種フィルタリングや周波数解析などの信号処理が考えられるために得られるデータは膨大である．

しかしその膨大なデータの中には，被験者が何をイメージしているのかを判別するのに重要なデータや全く意味のないデータが混ざっていると容易に想像できる．そこで，ATR 山下らが提案している Sparse Logistic Regression と呼ばれるパターン認識器を使って，真に意味のあるデータのみを使って意図を判別することを試みた[8]．

Sparse Logistic Regression の詳細は，本稿の目的ではないために文献 (8) を参照頂きたいが，統計的に不要なデータを自動的に削除しながら，Fig. 6 に示すような境界

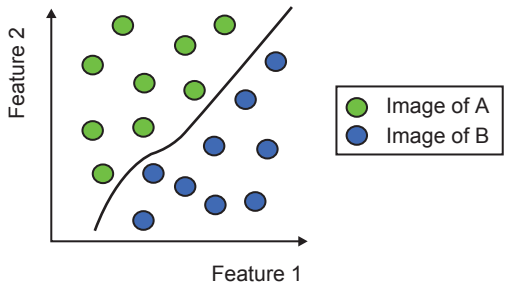


Fig. 6　Image of classification (binary classification shown as example)

面（弁別面と呼ぶ）を自動的に学習するものである．この際，データを可能な限り正確に弁別できる面を計算するのはもちろんのこと，汎化性能の観点からも出来るだけ単純な弁別面を選ぶようにした．

Fig. 6 の各点は，被験者が何かをイメージした際に得られるデータ群に対応する．すなわち，1 点が 1 回のイメージに対応する．なお，実際のデータは非常に高次元であるが，Fig. 6 では図示のために 2 次元としている．

Sparse Logistic Regression では，事前に取得したデータを使って弁別面の学習を行っておく．そして，弁別面の学習後は，新規に入ってきたデータが弁別面のどちら側にあるかによって，そのデータが何をイメージした際のデータかを判別する．例えば，Fig. 6 の場合，新規のデータが弁別面の左側にあった場合は，イメージ A を行っている際の脳活動データとみなす．

5.2. EEG-NIRS 併用技術

第 4 章で紹介したように，今回は EEG と NIRS により脳波と脳血流が同時に計測可能である．そこで，最も単純な併用の例として，EEG データと NIRS データから Sparse Logistic Regression を用いて，それぞれのイメージ判別結果を得ることとし，EEG からの判別結果と NIRS からの判別結果を統計的に統合することで，判別の正答率を向上させることとした（Fig. 7 参照）．

具体的には，Sparse Logistic Regression を用いると，新規のデータに関して各イメージに所属している確率が得られる．これは，弁別面からの距離を使ってシグモイド関数によって計算される．この確率は言わば，判別の自信度合いを示す指標である．それぞれ EEG と NIRS から各イメージの確率が出力されるために，それらを単純にかけ合わせ正規化することで，2 つの測定装置の結果をまとめた確率が出力され，その確率に基づいて最終結果を計算した．

これらを数式で示すと，EEG から得られるタスク i の確率を P_i^E，NIRS から得られるタスク i の確率を P_i^N，全タスクの集合を I とすると最終結果 T は次のように表わされる．

$$T = \arg\max_{i \in I} P_i^{Total}$$

ここで，P_i^{Total} は次の通りである．

$$P_i^{Total} = \frac{P_i^E \cdot P_i^N}{\sum_{i \in I} P_i^E \cdot P_i^N}$$

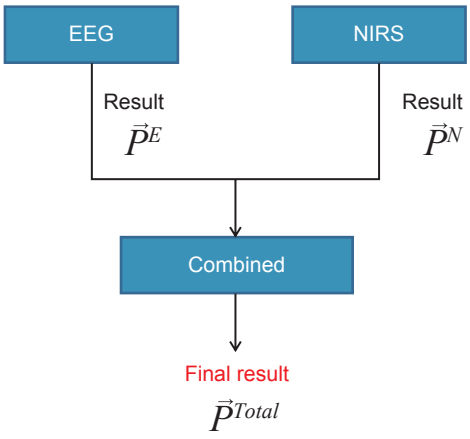


Fig. 7　Combination of EEG / NIRS results

6．実験

6.1. 実験課題

被験者に右手，左手，舌，足の 4 つの選択肢から任意の一つを選んでもらい，その選んだ体の部位を動かすイメージを行ってもらう実験課題を使った．イメージの方法は，体を絶対に動かさないことを前提に，特に指定はしなかった．実験後にどのようなイメージをしたのかヒアリングしたところ，イメージの方法は人によって異なるが，例えば，ボールを投げる（右手運動イメージ），車のギアをシフトする（左手運動イメージ），お皿をなめる（舌運動イメージ），走る（足運動イメージ）などのイメージをしたとのことであった．

このような実験課題は，一般的に 4 択運動イメージと呼ばれるもので，BMI の世界ではよく使われるものである．ちなみに，ランダムに予測しても 25％（期待値）は的中するが，この 25％ をチャンスレートと呼び，このチャンスレートを基準に，如何にチャンスレートより高い性能を出すかが重要となる．選択肢数が多くなるにつれ課題が難しくなることは言うまでもなく，BMI では何択の課題で正答率が何％かを議論する必要がある．

6.2. 実験の流れ

今回の実験では，前述の弁別器を学習させるためのデータを取る「学習セッション」と，学習した弁別器で実際にテストを行う「テストセッション」をその順番で適宜休憩を挟みながら行った．学習セッションは後述の 1 ランを 10 回分で構成し，テストセッションは 1 ランを 1 回分で構成する．1 ランは，右手，左手，舌，足をそれぞれ 7 回ずつ計 28 回イメージすることで構成する（それぞれを 1 トライアルと呼ぶ）．なお，右手，左手，舌，足のどれをイメージするかは，Fig. 5 の被験者の前にある小型のディスプレーを使ってランダムに指示を行う．1 トライアルは，3 秒間の安静，ビープ音による 1 秒前の指示予告，1 秒間の課題指示，10 秒間のイメージ，6 秒間の安静の合計 21 秒間で構成される．28 トライアルで 1 ランを構成するために，1 ランは約 10 分間である．また，実験開始時と終了時に 5 秒と 10 秒の安静時間をはさんだ（Fig. 8 参照）．

10 回の学習セッションで得られる 280 回（右手・左手・

舌・足，それぞれ 70 回）のデータと過去に行った実験データを使って弁別器を学習し，1 回のテストセッション，すなわち 28 回分のデータでテストを行う．なお，テストセッション中は被験者の前のディスプレーで課題を指示する必要はないが，BMI の性能（正答率）を検証するために，被験者が何をイメージしたかを知る必要がある．そこで，テストセッション中もディスプレーで課題を指示した．

Fig. 9 が実験中に使用した画面の一例である．なお，被験者の眼が動くことによる眼電位や，筋肉が動くことによる筋電位などが実験に影響することがないように十分な配慮を行っている．また，視覚刺激が大きくならないように画面の輝度変化にも十分な配慮を行った．

6.3. 実験環境

日常生活で利用可能な BMI 技術確立を目指しているために，シールドルームなどの特殊な実験環境を使わずに，一般的な会議室（窓あり）で実験を行った．

6.4. センサ位置

NIRS のセンサ取り付け位置のイメージを Fig. 10 に示す．EEG は全脳をカバーしているが，NIRS はセンサ数に限りがあるので，国際 10-20 法[6]で言う C3，C4 を中心に左脳と右脳を 4 × 4 のセンサで覆うように配置した．それぞれのセンサー間は，3 cm である．

6.5. 被験者とインフォームドコンセント

実験には研究グループメンバーの 20 代から 40 代の健康な男性 3 名（右利き）が参加した．なお，社内の倫理規定に基づき，実験前に被験者に十分な説明を行い，被験者の承諾を得た上で実験を行っている．また，計測したデータに関しては，個人情報保護の観点から厳密な管理を行っている．

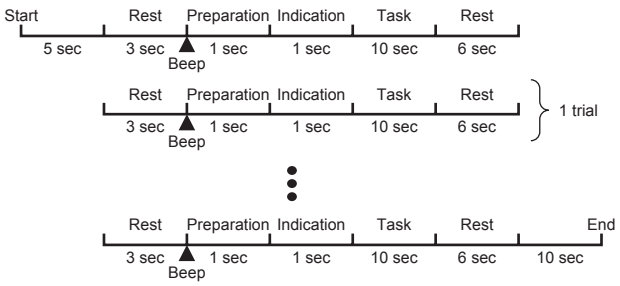
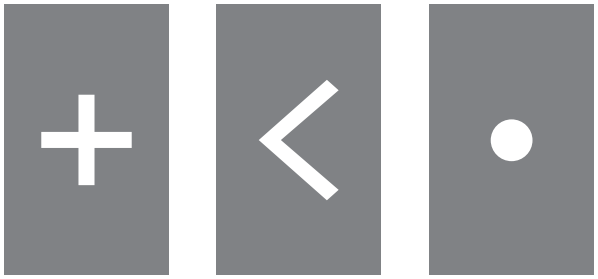


Fig. 8 Experimental protocol. ‘One run’ includes 28 trials.



(a) Rest (b) Task indication (Left hand) (c) Task (Image)

Fig. 9 Indications for subjects

6.6. データの評価方法

テストセッションの 28 トライアル中，何回 BMI が正しく予測できたかで評価を行った．なお，Sparse Logistic Regression は，当日の 10 セッション分のデータを含む近々の 115 セッション分のデータで学習させておいた．

6.7. データ処理

実験で得られる EEG，NIRS のデータ処理は，次の通りである．EEG データは，テスト中のデータを抜き出し，ベースラインの補正を行う．そして，判別に重要なセンサを選び，バンドパスフィルタを施す．その後，データを 2 乗し，移動平均を施し，これを判別に用いた．この判別に用いるデータを特徴量と呼ぶ．一方，NIRS データは，オンラインバンドパスフィルタを施し，その後判別に重要なセンサ・時間を選ぶ．最後に移動平均を行い特徴量とした．ここで問題となるのは，各種信号処理のパラメータである．このパラメータ決定のために，別途取得したチューニング用データを使って，複数のパラメータをテストし，最もパフォーマンスの高かったパラメータをテストで使うこととした．なお，チューニング用データはパラメータ決定のためだけに使い，パラメータ決定後に全てを破棄した．これは，パラメータ決定時にテストデータを使わないことで，公平なデータ解析を実施するためである．

実際に用いたパラメータは，紙面の関係もあり，説明を省略する．

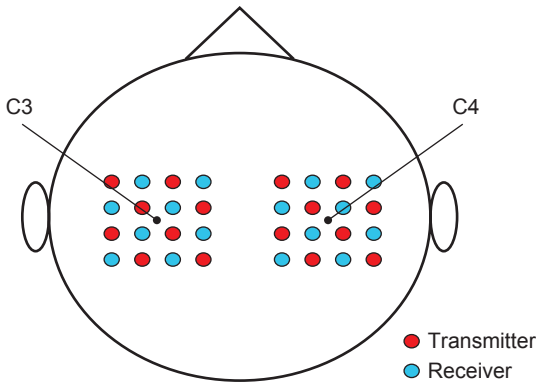


Fig. 10 Positions of NIRS sensors. The red points show transmitters and the blue ones are receivers.

7．結果

7.1. 計測データ

計測したデータの一例を Fig. 11 に示す．(a) が EEG データの一部，(b) が NIRS データの一部である．横軸が時間 (sec)，(a) の縦軸は電圧 (μV)，(b) の縦軸はヘモグロビン量を示す．

行方向には，左手･右手･舌･足を動かすイメージをした際に得られる各データを，列方向には代表的なセンサ位置でのデータを示した．これらのデータを前述のデータ処理を行うことで，判別に用いる特徴量を計算した．

7.2. 新技術の効果

新技術を使った BMI 装置を用いて，試験日当日の 28 トライアルでテストした結果を Fig. 12 に示す．Fig. 12 では 18 日分のデータを示した．性能はばらつきがあるが，

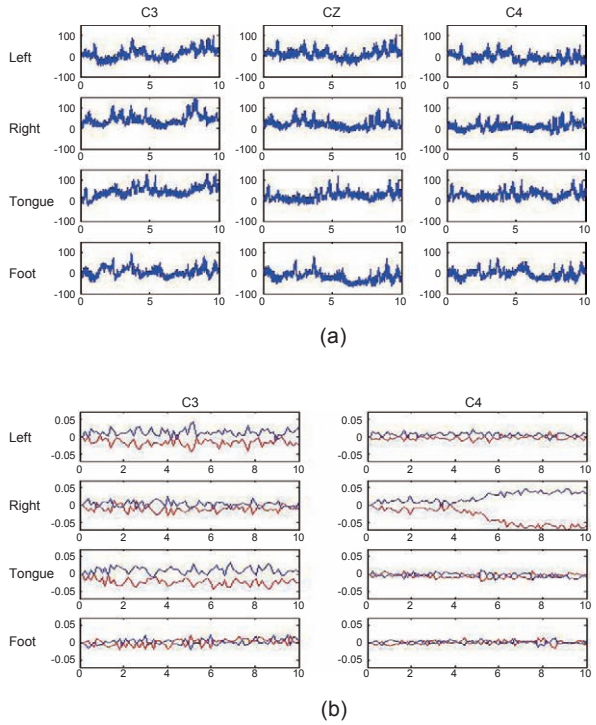


Fig. 11　Raw data of EEG (a) and NIRS (b)

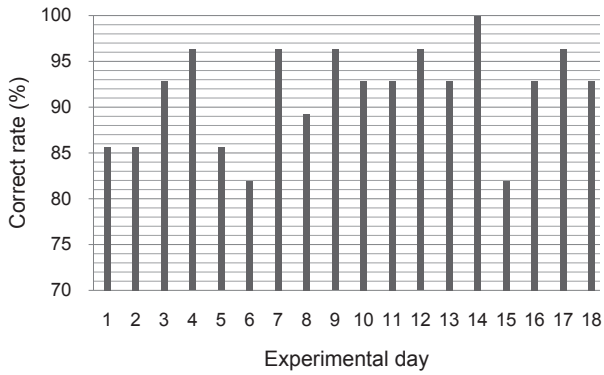


Fig. 12　Performance of our BMI system under 4 motor imagery tasks

Table 1　First actions of ASIMO in BMI experiment

Range of P_T^{Total}	Action and speech of ASIMO
$P_T^{Total} \geqq 0.90$	Speaks “Hai, kekka wo uketorimashita. Machigai nai to omoimasu”. (Yes, I received the result. I strongly believe that the result is correct.)
$0.90 > P_T^{Total} \geqq 0.70$	Speaks “Hai, kekka wo uketorimashita. Tabun, atteiru to omoimasu”. (Yes, I received the results. Maybe, the result is correct.)
$0.70 > P_T^{Total}$	Speaks “Hai, kekka wo uketorimashita. Chotto jishinga arimasenga”. (Yes, I received the results. I am not sure that the result is correct.)

Table 2　Second actions of ASIMO in BMI experiments

Image by subject	Action and speech of ASIMO
Right hand	Raises a right hand. Speaks “Migi-desu” (right hand)
Left hand	Raises a left hand. Speaks “Hidari-desu” (left hand)
Tongue	Imitates eating. Speaks “Shita-desu” (tongue)
Foot	Steps. Speaks “Ashi-desu” (foot)

平均 91.6％の判別性能を示した．最低は 82.1％，最高は 100.0％である．このばらつきは，被験者の体調によるものなのか，意図検出アルゴリズムが検出しきれていないためなのかは，今後検討をする必要がある．なお，91.6％は報道発表時の判別性能と若干異なるが，これは解析方法を一部変更したことによる．

8．ロボットを使ったデモ

テストセッション中は，実際に機械を動作させた．今回の実験では，機械の例として Honda が開発しているヒューマノイドロボット ASIMO を使った．

各運動イメージに対する ASIMO の動きは Table 1 および Table 2 の通りであるが，これはあくまでも一例である．BMI で判別した右手･左手･舌･足に対応したコマンドを ASIMO に無線で送ることで，ASIMO は Table 1 および Table 2 で定義された動作を行う．

ASIMO は BMI からの結果をコマンドとして受け取ると，まず P_T^{Total} に応じて，判別の自信度について Table 1 の第一コマンドに応じた発話を行う．ここで，P_T^{Total} は最終判別結果 T に対する自信度を示す．そして最終判別結果 T に基づいて Table 2 の第二コマンドを実行する．これにより，考えるだけでロボットの操作が可能となった．

9．まとめと今後の課題

本稿では，考えるだけで機械を動かすことができる脳･機械インタフェース技術（BMI: Brain Machine Interface）を紹介した．情報抽出技術と脳波･脳血流の同時計測システムによる併用技術を使って，右手･左手･舌･足のいずれかを動かすイメージをする４択運動イメージ実験で，世界最高水準の判別性能である 91.6％を達成した．また，機械の一例として人型ロボットと BMI を結合し，考えるだけでロボットを動かすことにも成功した．今後，装置の小型化･軽量化と意図判別性能のさらなる向上を図りたいと考えている．

謝　辞

本研究は，（株）ホンダ･リサーチ･インスティチュート･ジャパン，（株）本田技術研究所，（株）国際電気通信基礎技術研究所（ATR），（株）島津製作所との共同研究で行ったものである．関係各位には深甚なる謝意を表したい．また研究グループメンバーの ATR 脳情報研究所の佐古望央氏，玉川崇人氏，林亮輔氏には，心より感謝致します．

参考文献

（1）Dornhege, G., et al.: Toward Brain-Computer Interfacing, The MIT Press(2007)
（2）Johan Wessberg et al.: Real-time prediction of hand trajectory by ensembles of cortical neurons in primates, Nature, 408, p.361-365(2000)
（3）川人光男：ブレイン･ネットワーク･インタフェース，電子情報通信学会，91(2)，p.123-130(2008)
（4）Kamitani, Y., and Tong, F.: Decoding the visual and subjective contents of the human brain. Nat Neurosci 8, 679-685(2005)
（5）http://www.honda.co.jp/news/2006/c060524a.html
（6）一條貞雄，高橋系一：脳波判読に関する 101 章，医学書院 (2003)
（7）http://www.an.shimadzu.co.jp/prt/nirs/nirs_top.htm
（8）Yamashita, O., Sato, M., Yoshioka, T., Tong, F., and Kamitani, Y.: Sparse estimation automatically selects voxels relevant for the decoding of fMRI activity patterns. Neuroimage 42, 1414-1429(2008)

■著　者■


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

パワープラント分野におけるシステムモデリング技術

System Modeling Technology for Powerplant Control Systems

村　上　　真*　　野　村　和　範*
Makoto MURAKAMI　　Kazunori NOMURA
久　木　　隆*　　笠　原　康　彦*
Takashi HISAKI　　Yasuhiko KASAHARA

要　旨

自動車の制御システム開発は，燃費向上，環境対策，高い安全性を達成するために年々複雑化している中で，開発期間の短縮が求められている．システムが複雑化，大規模化するほど，V字プロセス開発の上流設計の精度がその後の工程に与える影響が大きく開発期間短縮の大きな課題となっている．この課題を解決するために，ユースケースシナリオや品質機能展開シート（QFDシート：Quality Function Deployment Sheet）を用いて要求抽出をおこない，要求分析とシステムモデル設計手法であるModel Driven System Engineering（MDSE）の要素を取り入れたTotal Trial Sheet（TTS）を用いて要求分析とシステムモデル設計をおこなうことで，開発初期段階での仕様完成度を上げる手法を考案した．

ABSTRACT

Developing automobile control systems requires shortened development times even as it becomes more complex each year to enhance fuel efficiency, take environmental measures and meet high safety standards. The more complex and large-scale a system becomes, the greater the impact that upstream design precision during V-process development has on subsequent processes, and the greater the issue becomes of shortening development time. To resolve this issue, this research devised a technique that uses a use-case scenario and a Quality Function Deployment sheet (QFD sheet) to elicit requirements. In addition, it uses a total trial sheet (TTS) incorporating elements of Model Driven System Engineering (MDSE), a requirements analysis and system model design technique, to analyze requirements and design a system model, thereby increasing specification completeness at the start of development.

1．はじめに

制御システム開発では，Fig. 1に示すようなV字プロセスといわれる開発スタイルがよく用いられる．これは，仕様検討段階から製品完成に至る一連の流れをV字にたとえ，設計したものを検証し，不具合があれば仕様を修正し検証するといったことの繰り返しで開発を進めていくものである．最近は，検証に至る前の仕様設計時において，シミュレーションツール（Matlab, Simulink）により設計し，ソフト開発していく手法が用いられている[1), 2)]．これによって，仕様上の論理的な間違いや仕様と実装コードの不一致など，設計ミスを事前に検出することにより，実機検証時の負荷が減り，効率よくソフト開発をおこなうことができる．これまでのパワープラント開発においては，仕様と実装コードの一致は，高い開発効率をもたらしてきた．一方，マイコンの性能アップがソフトウェア数の急激な増加を可能としたエレクトロニクス分野のように，大規模システムの開発になるほど，要求抽出および分析とシステムモデル設計の開発比率が増大するといわれており[3)]，仕様

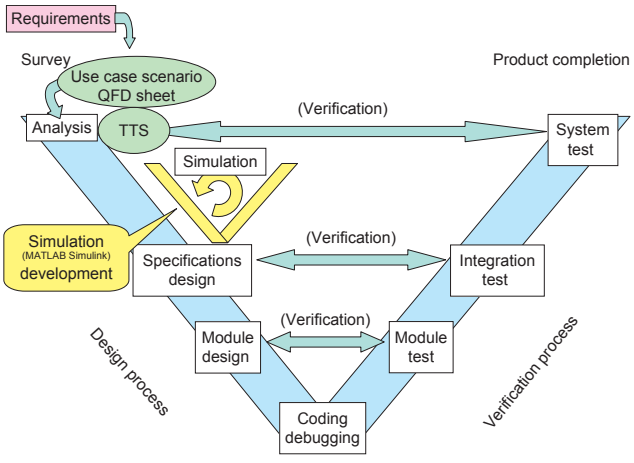


Fig. 1　V-process development

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_15

と実装コードの一致性だけでなく，実装以前の要求と仕様の整合性を高めていくことが重要となる．

今後の自動車の制御システム開発は，複雑化することが予測され，さまざまな取り組み[4], [5]が試みられており，開発初期段階での仕様完成度を上げるためには，要求抽出および分析とシステムモデル設計を効率良くおこなう手法を検討する必要がある．

2．開発のねらい

パワープラントシステム開発においては，開発効率と品質向上のため制御仕様書を実装コードに近いところまで記述している．これによってソフトウェアの開発期間短縮と品質向上を達成した．その一方で，このような制御仕様書は設計者以外には，その根拠，経緯がわからないという欠点があり，設計者の技術伝承が困難になりつつあることが顕在化している．

今後のシステムの大規模化に対して上記課題を解決し，開発効率を向上させるためには，V字プロセス開発の上流設計段階において，要求抽出および分析とシステムモデル設計を効率よく実施し，その過程を第３者にもわかる形でドキュメントとして残すことが重要であると考え，開発のねらいと定めた．

上記のねらいを達成する手段として，下記の手法を考案する．

（1）ユースケースシナリオおよびQFDシートを用いた要求抽出手法

（2）MDSEの要素を取り入れたTTSを用いた要求分析とシステムモデル設計手法

手法（1），（2）の関係をFig. 2に示す．

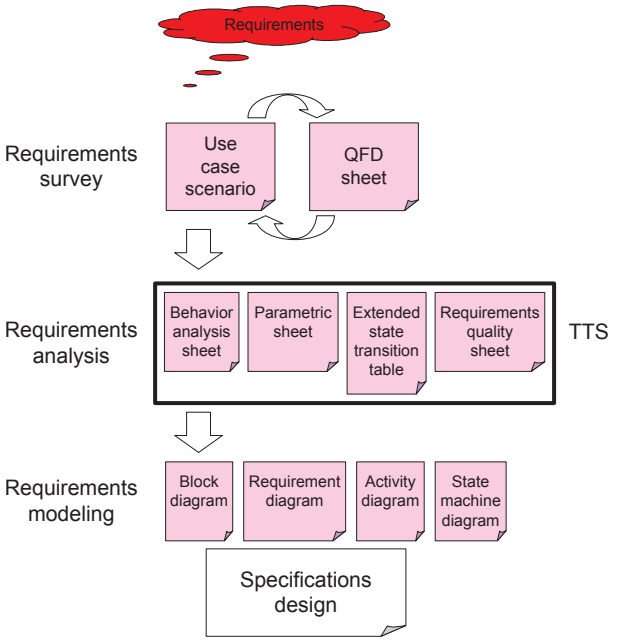


Fig. 2　Development flow

3．要求抽出手法

上流設計段階において要求抽出をおこなうために，ユースケースシナリオを用いて要求を抽出し，その要求に対するシステム構造，制約，要求品質を明確にするために，QFDシートを作成する．

3.1. ユースケースシナリオによる要求抽出

ユースケースシナリオ[6]とは，要求を引き出しやすくするためにシーンを設定して，そのシーンに基づいて要求を獲得するものである．この段階においては該当制御が利用される代表的なシーンを5W1HのWhen, Where, What, Who, Why, Howに着目してリストアップする．リストアップされたシーンに対して，基本的にテキスト形式で記述するシナリオを作成するが，はじめにシステムが正常動作する場合のシナリオをメインシナリオとして作成する．パワープラントECUの制御仕様書に適用した記述例をFig. 3に示す．メインシナリオ中の正常動作をする条件が成立しなかった場合を拡張シナリオとして作成する．また，過去のトラブルや，設計者の知見を生かし例外シナリオを洗い出し，異常系の要求を抽出する．パワープラントECUの制御仕様書に適用した際の拡張シナリオと例外シナリオの例をFig. 4に示す．こうしてシナリオで記述することによって，システムの機能を振舞として記述する．

Inquiry work of scenario according to scene

Main actor:　Compatibility check

Actors:　Compatibility information, MIL, meter, ECM, TCM

Case 1:　Cycle of usual drive

Case1-1:　A compatibility check transmits compatibility information to other units, when it becomes Ignition-ON.

Case1-2:　A compatibility check will perform a compatibility check if compatibility information about other units is received.

Case1-3:　The compatibility check compares the compatibility information on other units with compatibility information on the subject unit, and judges a compatibility error.

MIL; Malfunction indicator lamp
ECM; Engine control module
TCM; Transmission control module

Fig. 3　Use case scenario

Case1:　Cycle of usual drive

<Extended scenario>

Case1-1:　**********

Case1-e1:　**********

Case1-2:　A compatibility check will perform a compatibility check if compatibility information about other units is received.

Case1-e2:　When compatibility information about other units cannot be acquired, a compatibility check judges a compatibility error, and ends the compatibility check of this driving cycle.

Case1-3:　**********

Case1-e3:　**********

<Exception scenario>

Case1-ex1:　After Ignition-ON, when compatibility check judged that the power supply was shut off, And compatibility check will perform a compatibility check again.

Fig. 4　Extension scenario and exception scenario

3.2. QFD シートによるシステム構造，制約，要求品質の明確化

QFD シートとは，シーンごとの要求と方式および技術の検討をおこない，システム構造，制約，要求品質を明確にするものである．QFD シートを Fig. 5 に示すようなテンプレートとして用意することで，より多くの要求を抽出できるように網羅性を高めていく．製品開発では，要求元がシステム全体を把握していない場合，インタビューだけでは，要求の実現手法を決定することができない．QFD を通して漠然とした要求を，品質特性や制約について明確にすることで具体的な要求にしていくことができる．

ステークホルダ（利害関係者）が誰で，システムとどのように関わるかを抽出するために，ユースケースシナリオのメインシナリオを導き出したシーンをもとに，下記の手順にて技術的な要求を導く．

（1）シーンの選定

ステークホルダを抽出し，ステークホルダがシステムと関わるシーンを洗い出す．シーンの詳細をシナリオ欄に記載していく．例を Fig. 6 に示す．

（2）要求の選定

それぞれのシーンでシステムに求められる要求を洗い出す．その要求元が誰なのかを明確にする．

（3）実現技術の明確化

要求を実現するソリューションを洗い出し，ECU で実現させるための制約を明確にする．例を Fig. 7 に示す．

| (1) | | (2) | | (3) | | | | | (4) | | | | | | | | | | (5) | | | | | | | | | |

(4)技術要求の選定

抽出された課題に対するソリューションがどのような品質特性に関連しているかを確認することで，要求品質を抽出する．例を Fig. 8 に示す．

(5)品質特性による分類

抽出された課題にたいするソリューションがどのような品質特性に関連しているかをチェックする．また，QFD シートから構成するコンポーネントを確認し，システムの構造を明確にする．例を Fig. 9 に示す．

以上のように，QFD シートにて，システム構造，制約，要求品質を明確にする．明確になったシステム構造，制約，要求品質，新たなシナリオをユースケースシナリオに反映し，要求文書として管理する．

(4)								
Technical requirements								
	Relation post							
Technical requirements	Driver	Car	Engine	Service	ECM	TCM	Meter	Regulations
Add compatibility communicative function					○	○	○	○

Fig. 8 Relation post

(5)																																
Quality characteristics																																
Safety					Desti-nation		Marketability															Vehicle status				Quality		Amenity				
Information	Safety	User	Battery	Seat belt	USA	Japan	Noise	Drivability	Sound insulation	Vibration	Starting	Running	Fuel consumption	Meter	Convenience	Cost	Security	Environment	Warranty	Acceleration	Price	Weight	Water temperature	Shift position	Start	Maintenance	Guarantee	Temperature in car					
○					○	○								○											○							

Fig. 9 Quality characteristics

4．要求分析手法

QFD シートにて，要求抽出されたシステム構造，制約，要求品質を反映したユースケースシナリオを高い精度で効率よく分析するために，TTS を用いて整理する．TTS とは，自然言語で書かれた要求文書を整理するために，要求を振舞，構造，制約，要求品質の観点で表形式にまとめたものである．

以下に四つの観点の詳細とシステムモデル設計の手順を述べる．

4.1. 振舞分析によるモデル設計

振舞分析とは，要求文書の文中からシステムが持つ状態と遷移，および各状態におけるアクションについて記述している行を抽出，分析することを指す．

分析手順としては，初めに要求文書から振舞を表す行を抽出し，一行ごとにコンポーネント，事前状態，トリガ，アクションに分離し，TTS の振舞検討シートに記入していく．主語や目的語が書かれていない文書があった場合は，要求分析者が前後の文から不足する言葉を推測し振舞検討シートに追記する必要がある．その一例を Fig. 10 に示す．

Serial	Requirement	
	ID	
1	1	A compatibility check transmits compatibility information to other units, when it becomes IG-ON.



Prior state				Trigger				Relationship (Prior state and trigger)	Action							
State ID	Block	Property	Condition	Trigger ID	Block	Property	Action		Action ID	Block	Object1		Object2		Action or state	
											Block	Property	Block	Property	Operation mode	Verb
C0101	System		IG-OFF	T0101			IG-ON	C0101&T0101	A0101	Compatibility check		Compatibility information	Other units			Transmits

Fig. 10 Total trial sheet (behavioral constructs study)

また，自然言語で書かれた要求文書は，同一内容を異なる言葉で表現されることがあるため，そのままモデル設計をおこなうと，類似した状態やトリガが多くなり複雑なモデルとなる場合がある．そこで，名寄せ（類似，重複する言葉を整理することを示す）をおこない，上記の不都合を抑制する．Fig. 11 に名寄せの一例を示す．次に名寄せにより整理された状態，トリガとアクションを基に拡張状態遷移表を作成する（Fig. 12）．行に状態，列にトリガを配置し，各組み合わせにおけるアクションと遷移先を記載していく．拡張状態遷移表は状態遷移図を作成する上で必要となる情報が網羅されている．状態遷移図を作成することによって，自然言語で書かれた要求文書では抽出が容易でない遷移が発見可能となる（Fig. 13）．

4.2. 構造分析によるモデル設計

構造分析とは，要求文書の文中からシステムを構成するコンポーネントの構造や関係とそのコンポーネントの持つ機能について記述している行を抽出，分析することを指す．

コンポーネントとはシステム，部品，物理デバイスを指し，制御システムの観点とハードウェアの観点双方から抜き出す必要がある．4.1. 節では振舞を表す文書からコンポーネントを抽出した．本節では振舞以外の文書（以下，説明文と呼ぶ）からもコンポーネントを抽出し，名寄せをおこなう．名寄せ結果を基に，各要素が既存システムや手法に依存しているかを確認し，既存システムへの依存度を基準に階層化（依存度が低いものを上位とする）をおこない，結果をブロック図としてまとめる（Fig. 14）．

4.3. 制約分析によるモデル設計

制約分析とは，要求文書の文中から諸元や目標性能など，数値で決められた仕様や制限について記述している行を抽出，分析することを指す．

要求文書の中で，数字で表現されている部分で性能や限界値など仕様を表している部分から制約式を検討し，制約式に使われる変数を抽出して制約図を作成する．一例として，ECM の互換性制御に関する制約図を Fig. 15 に示す．

Serial	Prior state			
	State ID	Block	Property	Condition
14	C0901	System	State	Compatibility judge
15	C2801	System	State	Compatibility check
16	C3001	System	State	Compatibility analysis

Serial	Prior state			
	State ID	Block	Property	Condition
14	~~C0901~~			
15	C2801	System	State	Compatibility check
16	~~C3001~~			

Fig. 11　Example of term unification

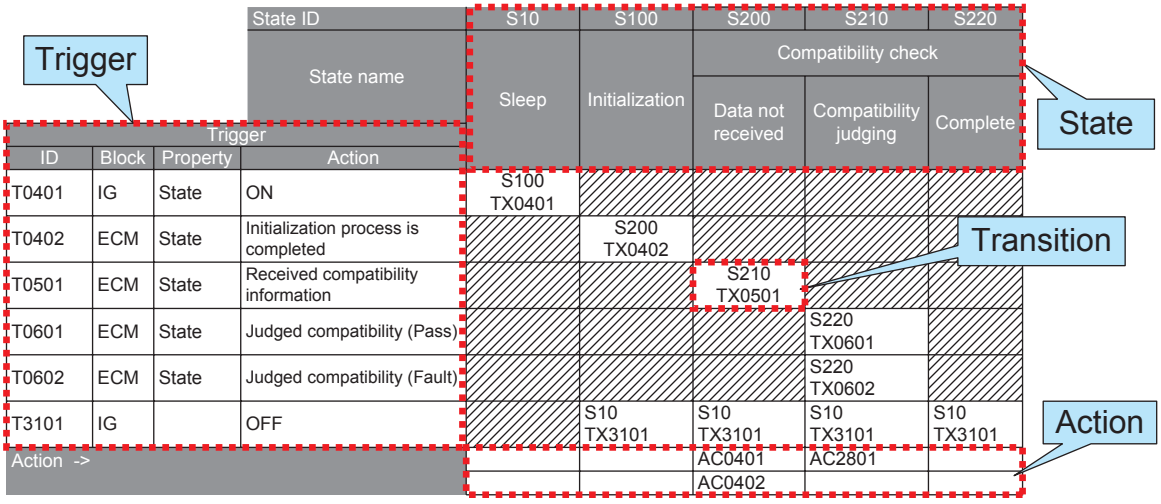


Fig. 12　Extended state transition table

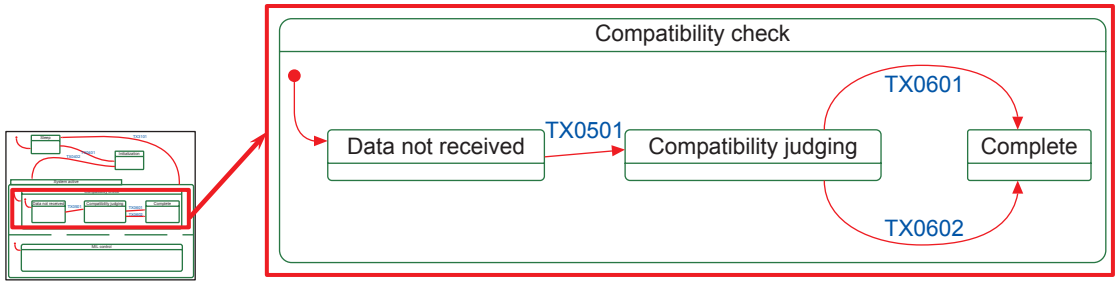


Fig. 13　State machine diagram

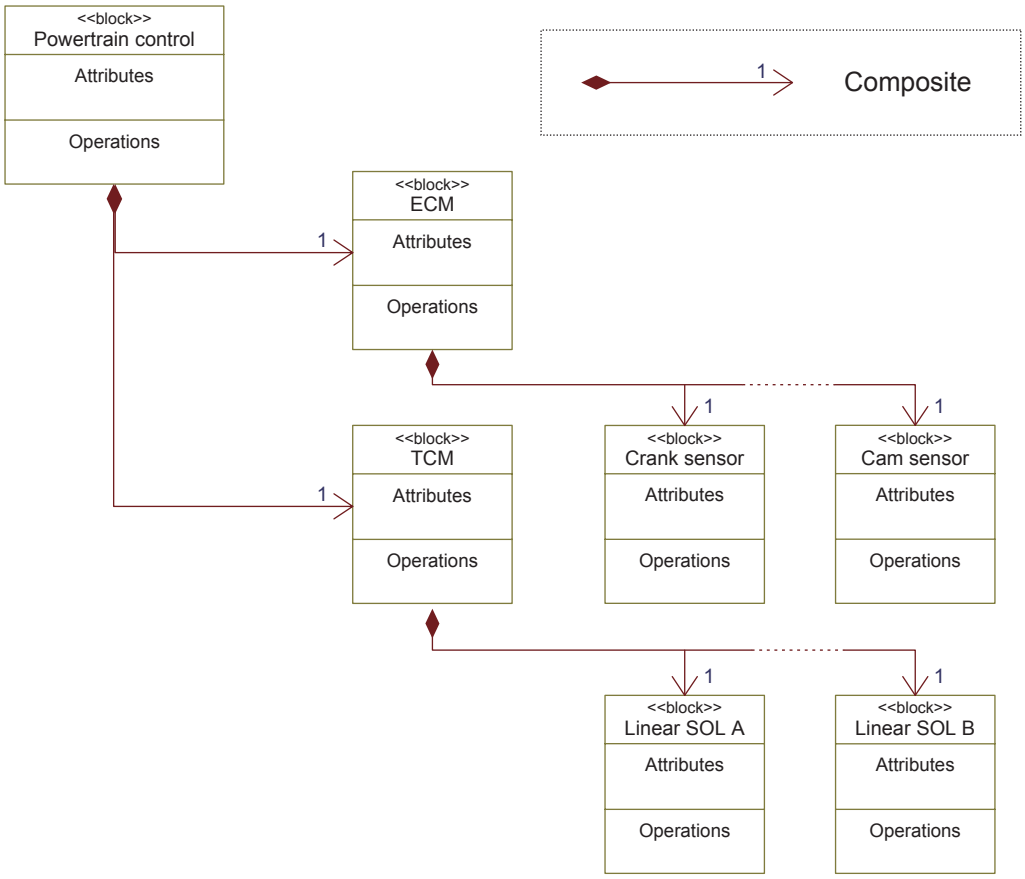


Fig. 14 Block diagram

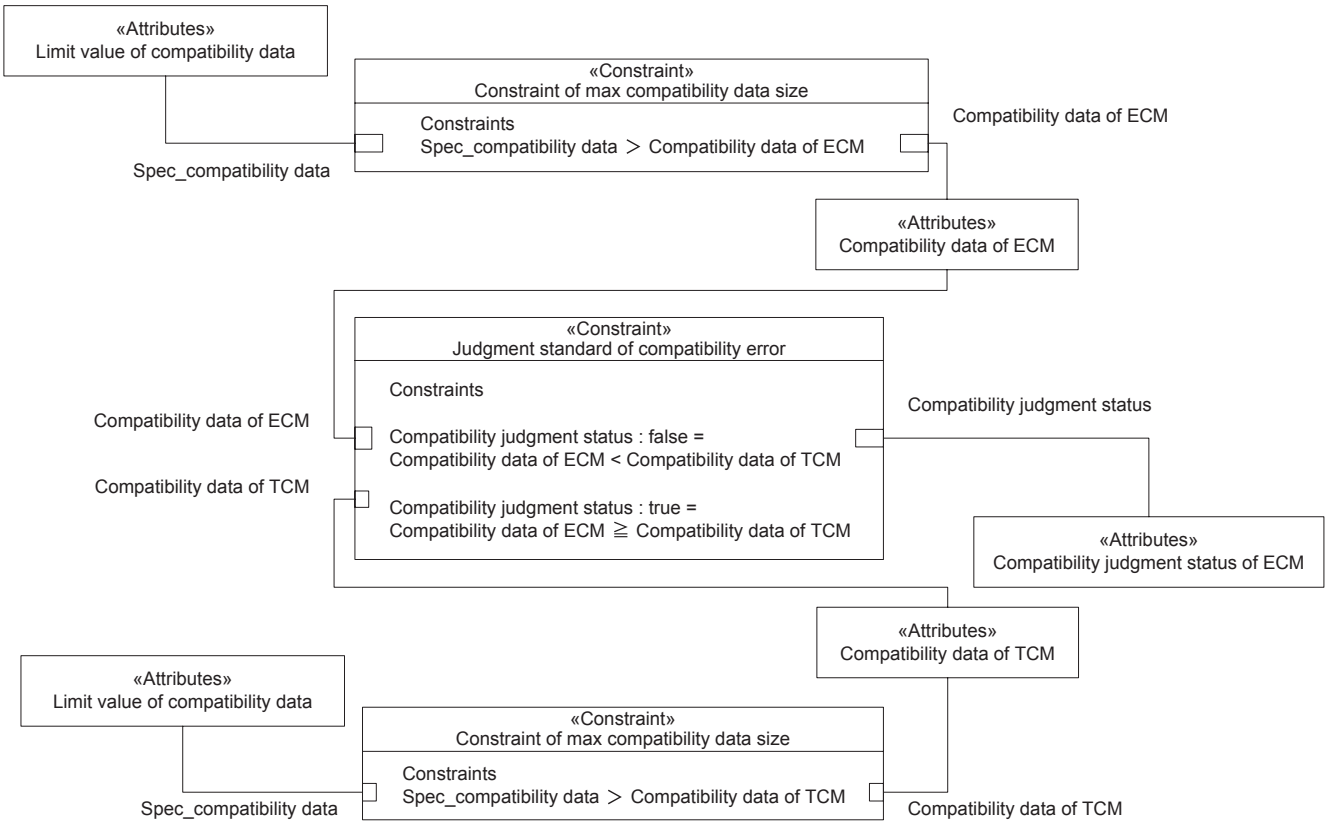


Fig. 15 Parametric diagram

本図はECM, TCMがある規定値内の互換性情報をそれぞれ持ち，その大小関係により，互換性判定をおこなっていることを示している．

4.4. 要求品質分析によるモデル設計

要求品質分析とは，要求文書の文中から品質的な要求のうち，数値では表せない要求について記述している文章を抽出，分析することを指す．

程度をあらわす言葉をもとに，文章中にある副詞や形容詞もしくは「最適な」「自動的」など，達成する程度や状態などの定性的な要求項目を抽出し，要求図に記載する（Fig. 16）．要求品質は上流設計段階においては要求図にまとめる作業までに止め，具体的な実現方式を検討する段階で振舞や制約に展開する．

4.5. 振舞の詳細化とモデル設計

4.1. 節で作成した状態遷移図は状態に含まれるアクションを表現していない．本節では，振舞を明確にするために，アクティビティ図を用いて機能展開をおこなう．各状態におけるアクションはアクティビティ図を用いて表現する．アクティビティ図では各アクションの内容から流れていく情報を想定しオブジェクトフローを追記する．コンポーネント間で情報を共有している一例をFig. 17に示す．アクティビィティ図を用いて振舞いを詳細化することよりコンポーネント間で共有するデータが明らかとなり，連続性の観点からコンポーネント間で共有するデータの不足を発見することができる．

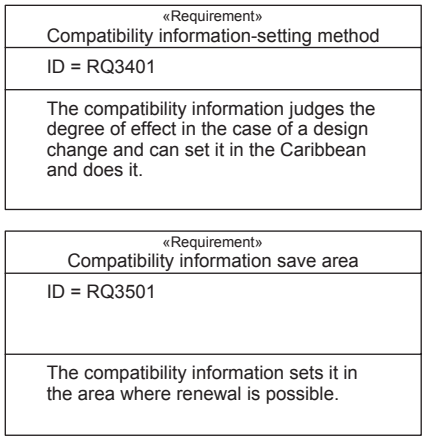


Fig. 16　Requirement diagram

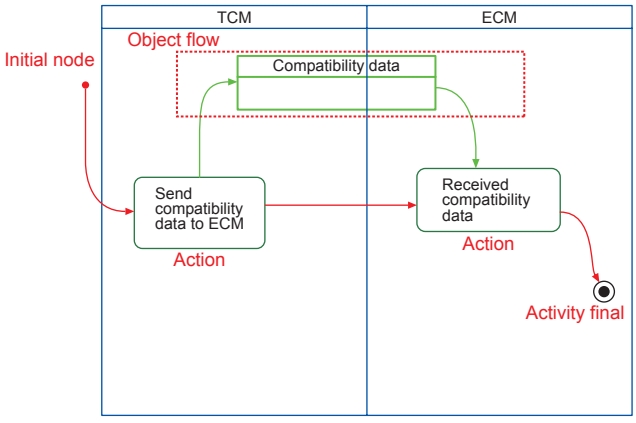


Fig. 17　Activity diagram

5．まとめ

ユースケースシナリオおよびQFDシートを用いて要求抽出をおこない，要求分析とシステムモデル設計手法であるMDSEの要素を取り入れたTTSを用いて要求分析とシステムモデル設計をおこなうことで，開発初期段階での仕様完成度が上がり，V字プロセス開発でいう下流開発への容易な移行ができ，上流への手戻りを防ぐことができる手法を考案した．

参考文献

（1）箕輪信太郎，廣田俊明，横山浩紀，石黒哲矢，大塚訓：パワープラント制御ソフトの自動生成，Honda R&D Technical Review，Vol.16, No.1, p.243-248
（2）松山芳博，萩原顕治，清野聡：自動変速機用制御ソフトウェア開発への実行可能な仕様書の適用に向けた取り組み，Honda R&D Technical Review，Vol.21, No.2, p.109-117
（3）http://www.stevemcconnell.com/articles/art06.htm
（4）http://www.autosar.org/
（5）片井正行：電子制御ソフトウェア開発の要求管理プロセスの事例紹介，IBM，AT International 2008
（6）アリスター・コーバーン，訳ー山岸耕二，矢崎博英，水谷雅宏，篠原明子：ユースケース実践ガイドー効果的なユースケースの書き方 Writing Effective Use Cases，（株）翔泳社，p.331(2001)

■著　者■


村 上　真


野 村 和 範


久 木　隆


笠 原 康 彦

ラージスケールPIV計測技術の開発

Development of Large-scale PIV Measurement Technique

星野元亮* Gensuke HOSHINO
吉野崇* Takashi YOSHINO
福地有一* Yuichi FUKUCHI
寺村実* Minoru TERAMURA

要旨

流体現象を実験的に明らかにする手法のひとつとして，Particle Image Velocimetry（PIV）がある．PIVは瞬時の流れ場の速度を多点で非接触に計測することができる．四輪実車まわりの流れ場は大きなスケールの流れ構造があるため，広い領域の計測が必要である．このような大規模な流れ場を計測可能とするラージスケールPIV計測技術を開発した．

計測の良否を定量的に評価し得る指標を導入し，その指標と計測精度の関係を明らかにした．また，流れ場への粒子の混入（シーディング）を時間的及び空間的に均一にすることが可能なシーディング装置と，反射光を低減する手法を開発した．これらの要素技術を適用することで1.7 m×1 mのラージスケールにおいて瞬時速度場を評価し得るPIV計測が実現できた．またスキャニングシステム及び統合計測ソフトウェアを構築することで，短時間で多断面の計測を可能とした．

ABSTRACT

Particle Image Velocimetry (PIV) is one of the techniques used to experimentally clarify fluid flow phenomena. The advantage of PIV is the ability to non-intrusively measure the instantaneous velocity vectors of a flow field at multiple points. The flow field around an actual vehicle has large-scale flow structures, and requires a wide measurement area. A large-scale PIV measurement technique was developed that can measure this type of large-scale flow field.

An index capable of quantitatively evaluating the quality of the measurement was introduced, and the relationship between this index and the measurement accuracy was clarified. In addition, a seeding device that enables temporally and spatially uniform seeding of particles to the flow field, and a method to decrease laser light reflection were developed. Application of these technologies realized PIV measurement capable of evaluating an instantaneous velocity field over the large scale of 1.7 m x 1 m. A scanning system and integrated measurement software were also constructed, enabling multi-section measurement in a short time.

1．まえがき

モビリティを主体とするHonda製品は流体との関連性が強く，更なる燃費低減，快適性向上の観点から，流体に関する現象を考察し制御していく必要性が，さらに高まっていくものと考えられる．流体現象を実験的に明らかにする流体計測法として，プローブを挿入して計測する熱線流速計やピトー管などが広く利用されている．しかしこれらの手法では，プローブの挿入が流れ場に影響を及ぼし，本来の流れ場が計測できないという問題点がある．プローブを使用しない非接触計測法としてLDV（Laser Doppler Velocimetry）があるが，単点での計測であることから，流れ場全体を把握するために多くの計測点が必要となる．

PIVはシーディングされた流れ場にレーザ光を照射し，粒子からの散乱光をカメラで撮影をおこない，その粒子画像を解析することによって流れ場の速度を計測するものである．このような計測手法のPIVは，流れ場の瞬時･多点の速度を非接触に同時計測することが可能であり，容易に流れ場全体を把握することができるため，近年盛んに利用されている．

＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_16

しかし PIV は多くの計測ノウハウと，計測が可能となるまでの試行錯誤を必要とする場合があり，確立された計測技術であるとは言いがたい．

また，四輪実車まわりの流れ場を計測する場合，大きなスケールの流れ構造があるため，広い領域の計測が望まれている．このような計測事例のひとつに，Pininfarina S.p.A.[(1)]が約 0.3 m^2 の領域を計測した事例がある．さらに広いエリアを計測する場合，シーディング手法や明瞭な粒子画像の撮影方法が問題点となる．そこで今回課題を整理し，それらを解決することによって，広いエリアを計測可能とするラージスケール PIV 計測技術を確立したので，その技術内容について報告する．

2．PIV 計測概要

PIV 計測では，流れに十分追従する微細粒子を流れ場中にシーディングし，シート状のレーザ光（シート光）を微小の時間差をもって 2 度照射する．そのシート光によりシーディング粒子が散乱光を発する．その粒子からの散乱光を CCD カメラ等の撮影機器で撮影する．粒子は流れと共に移動しているため，微小の時間差で撮影された 2 枚の粒子画像の粒子は移動していることになる．この 2 枚の粒子画像から粒子の移動量を求め，移動量と撮影された時間差から速度を算出する．代表的な PIV 計測のシステム構成を Fig. 1 に，得られた粒子画像の例を Fig. 2 に示す．

微小な時間差で撮影された 1 対の粒子画像から，以下の方法により速度を算出する．まず，1 対の粒子画像を格子状の解析窓にそれぞれ分割する．1 対の粒子画像で同じ位置に対応した解析窓内における輝度値分布から，移動量をパラメータとして相互相関値を求める．この相互相関値の算出は畳込み演算や FFT を用いて行われる．得られた相互相関値分布図の例を Fig. 3 に示す．この相互相関値が最大となる（1 番目のピーク値）移動量を解析窓内での粒子群の平均移動量とする．次に，その移動量と時間差から速度ベクトルを算出する．この手法を分割された解析窓全てに適用することで，二次元面内の二成分速度場を定量的に可視化することができる．また，粒子画像を 2 台のカメラでステレオ撮影し，適切なカメラ校正を行うことによって三成分速度場の計測（ステレオスコピック PIV）が可能である．

このような計測原理であることから，PIV 計測は明瞭な粒子画像を撮影することが重要となる．そのためには，シーディング手法，レーザ強度，撮影条件など多くの計測ノウハウが必要となる．

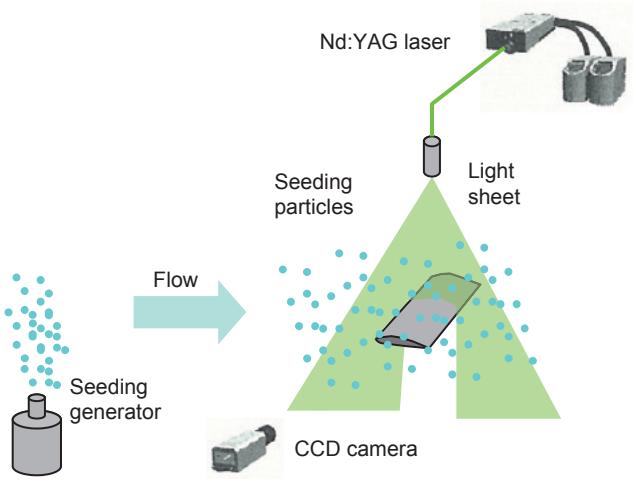


Fig. 1　PIV system

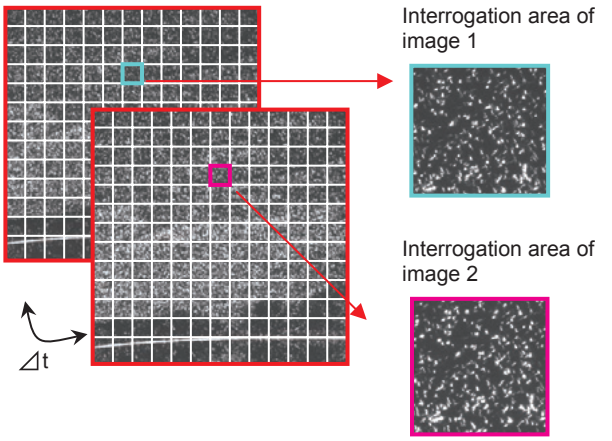
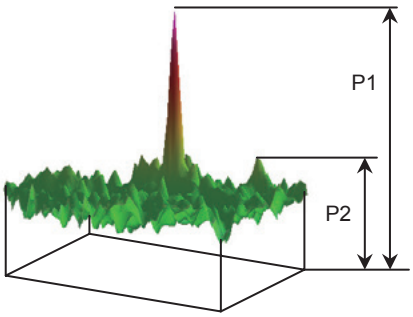


Fig. 2　Example of particle images



P1: First peak value
P2: Second peak value

Fig. 3　Correlation map

3．ラージスケール PIV 計測の目標値

本技術においては，当初 F1 フロントタイヤ後流に適用することで技術開発を進めた[(2)]．その流れ現象を考察するために，計測領域として 1 m × 1 m が必要である．よってこれを計測領域の目標値とした．

また，着目した計測領域で取得されるべき全ベクトル数に対して，過誤ベクトルを除いたベクトル数の割合をベクトル取得率と定義し，そのベクトル取得率の目標値を 90％以上とした．ここでの過誤ベクトルとは粒子画像から正しい移動量を算出できなかったベクトルのことである．ベクトル取得率 90％以上を目標値とした根拠は，ある過誤ベ

クトル１点が発生した場合でも，その周囲８点のベクトルが取得できていれば，その過誤ベクトルを取り除き，周囲のベクトルで適切に補間することができるからである．

PIV 計測の手順は粒子画像の撮影，撮影画像の PC への転送，PC での粒子画像の解析，解析された速度場のポスト処理からなる．風洞において PIV 計測を行う場合，その試験現場ではこの一連の計測，解析時間の短縮化も望まれる．

F1 フロントタイヤ後流の計測ではベクトル取得率が 20% 程度と低く，平均流れ場を評価するために多くの粒子画像を撮影，解析する必要があり，多くの時間を要していた．

二成分計測での計測及び解析時間の目標値を，１計測断面あたり 20 分（セットアップ時間除く）とした．

また三成分計測で詳細に流れ場を計測する場合，多断面での計測が必要である．この多断面での三成分速度計測を行う際には，計測断面を変更するための作業が発生し，その都度風洞の運転を停止する必要がある．このことから三成分計測においては風洞の運転を停止することなく 10 断面が計測可能なシステムを構築し，その計測時間の目標値を 30 分とした．

4．ラージスケール PIV 計測の技術課題

4.1. 評価手法の定量化及び計測条件の適用限界

PIV 計測においては，粒子画像の質が重要である．粒子画像の質を決定する要因は，シーディング，レーザ強度やシート光強度の空間分布，カメラ感度，撮影倍率，供試体からの反射光や背景光といったノイズの大きさなどが考えられる．これまでは PIV 計測の良否を定量的に評価し得る指標がなく，上記に述べた種々の計測パラメータに対して明確な指針を持ち得なかった．そのため計測対象や計測場所の変更の都度，計測可能となるまでに試行錯誤を必要としていた．このことから計測に先立ち，計測パラメータの適用限界を明らかにする必要があった．

4.2. 反射光低減

PIV 計測においてはシーディング粒子からの散乱光だけでなく，シート光が供試体表面で反射した光がノイズとして撮影画像に含まれ，粒子画像の質が低下する場合がある．その反射光の影響を画像処理により低減する方法があるが，反射光強度が大きい場合は粒子からの散乱光を検出できないことがあり問題となる．従来技術では以下に示す手法（Fig. 4）により反射光を低減する．壁面に蛍光塗料を塗布し，そこに光が照射されると入射光と異なる波長で発光する（蛍光）．その蛍光をカメラ前方に設置したバンドパスフィルタで除去するものである（波長シフト手法）．

しかし，この手法を採用しても供試体によっては表面を直接処理することが困難な場合もあるため，より汎用性を高めた反射光低減手法が必要となった．

4.3. シーディング

シーディング技術は，使用する粒子の材質，粒子径，流れ場への混入方法など検討する項目が多く，かつ PIV 計測の良否を左右する重要な技術である．オリーブオイルなどをミスト状にすることができるラスキンノズルやグリコール系の溶媒を気化させ粒子化することができるフォグジェネレータなどの装置が市販化され，広く使用されている．ラスキンノズルは１ μ m 程度の均一な粒子が得られる．またフォグジェネレータは大容量の粒子を発生することができる．

ラージスケール PIV 計測のためには，広い領域においてシーディング粒子の時間的，空間的一様性の実現が課題である．時間的，空間的に粒子むらがある場合には，粒子の欠損領域で速度ベクトルが得られず，ベクトル取得率が低下する．PIV 計測の大きな利点のひとつが瞬時の二次元流れ場の定量的可視化であることから，この粒子むらがある場合には PIV 計測の利点が十分に活用できない．上述の市販化されているシーディング装置では，この課題を解決できなかったため，シーディング装置の開発を試みた．

4.4. 明瞭な粒子画像の撮影

広い領域を撮影するためには，シート光を広い領域で照射する必要がある．同じレーザ装置を使用した場合は単位面積あたりのレーザ強度が低下し，撮影された粒子画像の粒子像が不明瞭になる．その場合は過誤ベクトルが多くなり，十分な速度ベクトルが算出できない．よって単位面積あたりのレーザ強度が低い場合でも，より明瞭な粒子像を撮影することが課題となる．

4.5. 計測時間及び解析時間の短縮

３章で述べた PIV 計測の手順に基づいて求められる平均流れ場は，１対の粒子画像から得られる瞬時速度を複数平均することで得られる．この瞬時速度において，過誤ベクトルなどにより欠落したベクトルが多く存在する場合は，平均回数，すなわち撮影する粒子画像を多くする必要があり，計測時間，解析時間が増大する．

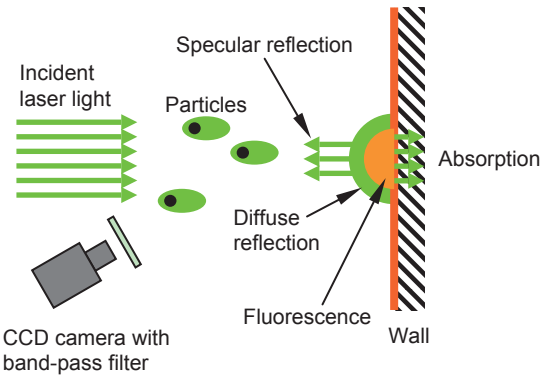


Fig. 4 Schematic view of laser light reflection from fluorescent coated wall

また，質が悪い粒子画像の場合は粒子画像の解析を行う前に画像処理を必要とし，解析時間増大の一因となる．

これらのことから，計測，解析時間の短縮については，事前の画像処理なしに，少ない平均回数でも評価可能とすることが必要である．質の良い粒子画像を取得し，ベクトル取得率を高くすることが計測及び解析時間の短縮につながる．

複雑な流れ場を計測，考察する場合は三次元流れ場の把握が望まれ，ひとつの断面のみでの結果では不十分である．このような場合は３章で述べたように複数の断面を計測しなければならない．計測断面の変更作業は，レーザ光学系やカメラのセットアップ及びカメラの校正であり，それらの作業を効率よく行うことが課題となる．

５．課題解決手法

5.1. ピークレシオを用いた評価手法の定量化

４章で述べたそれぞれの課題に対し，その課題を解決すべく検討を行った．まず PIV 計測の良否を定量的に評価可能な指標の導入を試みた．基礎試験を行うことによって，この指標にピークレシオを用いることで計測の良否を定量的に評価可能であることがわかった．速度ベクトルは２章で述べたように，一対の解析窓での輝度値分布の相互相関ピーク値となる移動量から算出される．ピークレシオはこの相互相関値の一番目のピーク値と二番目のピーク値の比で表される (Fig. 3 参照)．

このピークレシオと計測誤差の関係を求めるために，既知の速度の流れに対してレーザ強度や撮影倍率などの計測条件を変化させた PIV 計測を実施した．そこで得られた移動量と実際の速度から求めた移動量との差を誤差とした．Fig. 5 にピークレシオと計測誤差の関係を示す．図はそれをピクセル数で示したものである．

ここの図からピークレシオが 1.2 未満では計測誤差が大きくなっていることがわかる．よって，ピークレシオを計測の評価指標とし，その値が 1.2 以下の速度ベクトルを過誤ベクトルと判定する．

このピークレシオを評価指標に用いることによって，レーザ強度，撮影倍率，カメラレンズ絞り，粒子数密度などの計測条件を明確化することができた．

5.2. 蛍光ステッカ適用による反射光低減

4.2 節で述べた反射光低減の課題に対し，本技術では粘着材付きの蛍光フィルム (蛍光ステッカ) を用いることで，より汎用性が高く，効果が大きい反射光低減を実現できた．この手法を実現するために行った基礎試験について説明する．

試験装置の概要を Fig. 6 に示す．

試験装置は，シリンドリカルレンズでシート光にした Nd:YAG レーザをテストピースに照射し，その反射光を CCD カメラで撮影することによって，その輝度値を評価するものである．テストピース表面には，4.2 節で述べた波長シフト手法をふまえて，蛍光スプレー [アサヒペン (株)]，蛍光ステッカ [住友３M (株)]，及びつや消し材を塗布した蛍光ステッカの３種をそれぞれ取付けた．なお，蛍光材には Nd:YAG レーザの２倍高調波の波長である 532 nm で蛍光を発するものを選定した．蛍光フィルムの表面はつやがあるが，表面状態が反射特性に及ぼす影響を評価するためにつや消し状態も評価した．

実際の PIV 計測では，供試体形状やカメラ配置などの計測レイアウトにより，反射光を撮影する角度が異なる．その撮影角度を変化させた場合についても反射光の輝度値を評価した．その結果を Fig. 7 に示す．図は撮影されたテストピースからの反射光の輝度値と撮影角度 $\Delta\theta$ の関係である．$\Delta\theta$ は Fig. 6 の θ_S と θ_L の差から算出される角度と定義した．蛍光ステッカの反射光輝度値は撮影角度が 0° のとき最大 (鏡面反射) であり，角度の増加に従って減少 (拡散反射) する．0° より大きい角度において，蛍光ステッカは蛍光スプレーよりも反射光輝度値が小さくなることがわかる．

またつや消し材の蛍光ステッカの反射光輝度値は蛍光スプレーと同等となっており，表面のつや状態が反射特性に影響を与えている．PIV 計測では，粒子画像に影響を及

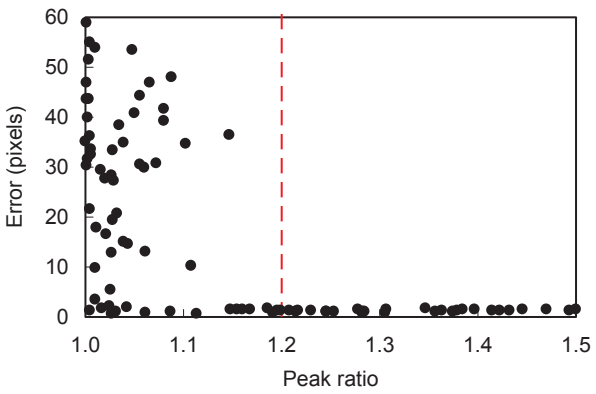


Fig. 5　Relationship between peak ratio and measurement error

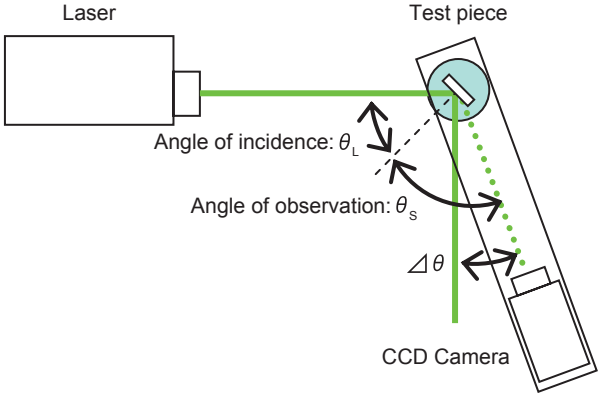


Fig. 6　Schematic diagram of experimental setup for reflection intensity

ぼす反射光は拡散反射の場合が多いため，表面につやがある蛍光ステッカが最も反射光低減効果が高い．この蛍光ステッカを用いることで，従来使用していた蛍光スプレーに比較して壁面からの反射光を 1/10 にすることができた．

5.3. オリジナルシーディング装置の開発

4.3 節，4.4 節で述べた課題を解決するためにシーディング装置を開発した．開発にあたり時間的･空間的に均一な粒子分布を実現するために，風路全域に粒子を充満させるグローバルシーディングを指向した．そのためには計測時間中に粒子の消滅が起こらないような，長寿命の粒子が要求される．この粒子寿命について基礎試験を実施した結果，粒子の材質として，DOS（Dioctyl sebacate：セバシン酸ジオクチル）が適していることがわかった．

またラージスケール計測において，明瞭な粒子画像を撮影するために粒子径の増大化を狙った．これは粒子からの散乱強度が粒子径の二乗に比例すると考えられるからである．そこで，DOS を用いてラスキンノズルに比較して，粒子径を増大することができる，衝突噴流式二流体ノズルである AKI D［(株)霧のいけうち］を装置の構成要素として検討した．風洞での粒子状態を模擬するために，小型回流式風洞中にラスキンノズルと AKI D を用いて，それぞれ DOS をシーディングした．その回流中粒子の粒子径を位相ドップラ式粒子径計測装置で計測した．Fig. 8 に，サンプル数 50000 個での粒子径分布を示す．図の横軸は粒子径を，縦軸は計測された粒子数を示す．縦軸は 150 個以上を表示していない．

このように AKI D はラスキンノズルに比較して，粒子径が大きい粒子が含まれていることがわかる．この結果から回流中の粒子の最大径は 4 μm 程度であることがわかる．また AKI D の粒子とラスキンノズルの粒子を用いて PIV 計測を行った場合のピークレシオの比較を Fig. 9 に示す．

これより AKI D の粒子はピークレシオが高くなっていることがわかる．これらのことから粒子径の大きな粒子の割合が増えることにより，ピークレシオが向上していると考えられる．

また PIV 計測は流れに混入されたシーディング粒子の移動量を計測しているため，粒子が流れに十分追従していることが流れの計測精度の観点から重要となる．一般的に粒子径が大きくなると流れへの追従性が悪化する．上述したように AKI D で噴霧された粒子の最大径は 4 μm である．この径の粒子の流れへの追従性[3]を確認した．Fig. 10 は粒子径をパラメータとしたときの流れの変動周波数と粒子の追従性を示したものである．図の縦軸は粒子速度と流れの速度との比である．この図において，例えば流速 100 km/h でドアミラー（代表長さ 0.2 m）まわりを計測した場合，流れの代表的な変動周波数は 140 Hz 程度と考えられる．この周波数では粒子径が 5 μm のときに粒子の追従誤

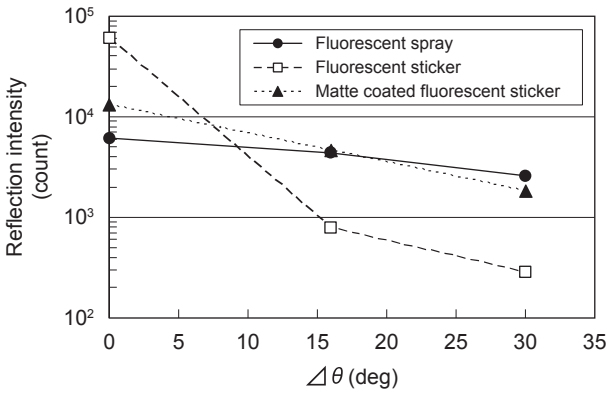


Fig. 7 Comparison of reflection intensity

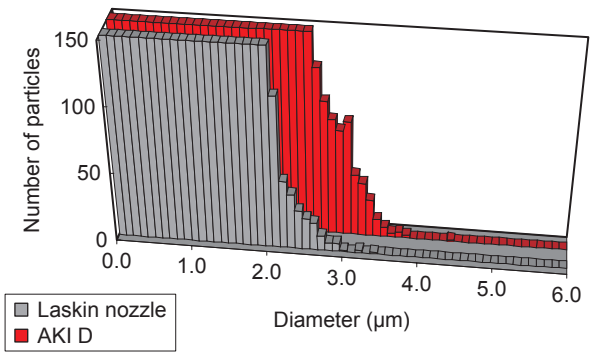


Fig. 8 Histogram of particle diameter

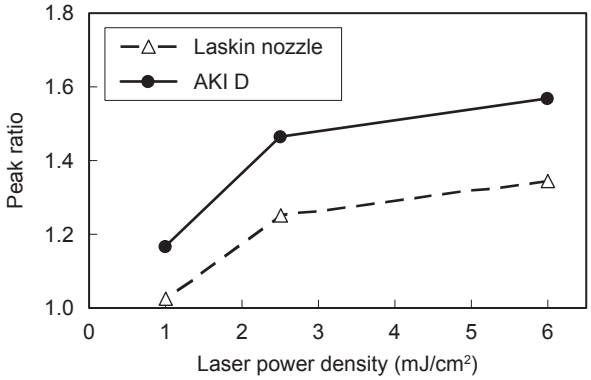


Fig. 9 Comparison of peak ratio

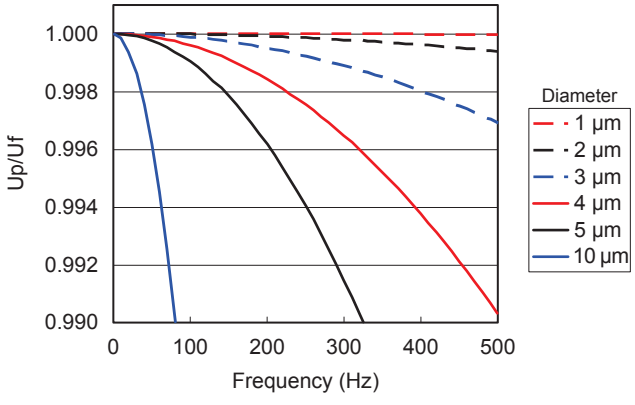


Fig. 10 Velocity lag in periodic air flow

差は 0.2% 程度である．このことから構築した装置でシーディングされた粒子は十分流れに追従することがわかる．

以上より AKI D を用いたオリジナルシーディング装置を構築した．これによって，時間的･空間的に均一なシーディングと，単位面積あたりのレーザ出力が低い場合での明瞭な粒子画像の取得が可能になった．装置を Fig. 11 に示す．計測に必要な粒子濃度に達するまでの時間短縮を狙い，装置は AKI D ノズルを 4 個用いた．それぞれのノズルに加圧した空気及び DOS が供給される．DOS は加圧されたタンクからノズルに供給される．

5.4. オリジナルスキャニングシステムと計測統合ソフトウェアの開発

2 章で述べたステレオスコピック PIV 計測では，二台のカメラの視差を利用して三成分速度を算出するために，カメラの校正が必須となる．このカメラの校正は格子状に校正点を有する撮影対象物（キャリブレーションターゲット）を用いて行う．校正方法としては計測位置にシート光と平行にキャリブレーションターゲットを設置し，それぞれのカメラでそのキャリブレーションターゲットを撮影し解析する．多断面の計測を行う場合，計測断面ごとにこの校正を行う必要があり，作業工数及び計測時間が増大する．そのため本技術では，この作業工数，計測時間低減のためにスキャニングシステムを構築した．Fig. 12 にそのシステムを示す．

このシステムは二台のカメラ及びシート光学系を同軸のトラバースシステムに設置することにより，シート光と二台のカメラの相対距離を保ったまま任意の位置に移動することができる．このスキャニングシステムを用いることで一回のカメラ校正で多断面の計測が可能となった．またスキャニングシステムでは，トラバース装置，カメラ，レーザー装置及びタイミングコントローラなどの装置を制御する必要がある．そこで，これらの装置を制御する統合計測ソフトウェアを構築し，多断面の自動計測を可能とした．

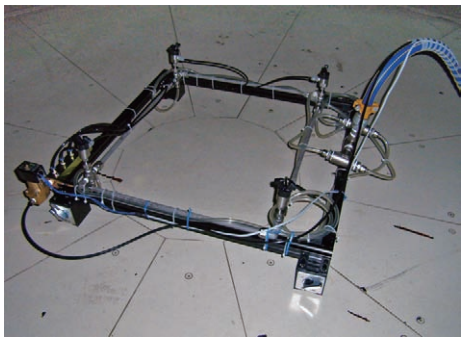


Fig. 11　Seeding system

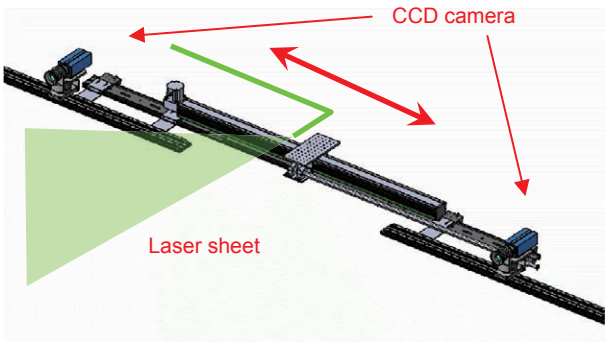


Fig. 12　Scanning system

6．技術実証試験

6.1. 実車風洞試験

これまで述べてきた技術を実際の風洞試験で実証することを目的に，実車風洞において実車まわりの PIV 計測を実施した．対象とする流れはドアミラー後流とした．ドアミラー後流の計測は横方向から水平断面にシート光を照射し，上部からカメラで撮影する二次元断面における二成分速度計測をおこなった．

また横方向から垂直断面にシート光を照射し，そのシート光をはさみ込む形で二台のカメラを用いたステレオスコピック PIV 計測を実施した．また，このステレオスコピック PIV 計測の計測断面を流れ方向にトラバースしたスキャニングステレオスコピック PIV 計測をおこない，流線追跡や渦構造の抽出などの解析をおこなった．

この実車風洞での PIV 計測では出力 200 mJ/pulse のダブルパルス Nd:YAG レーザ［New wave research］の第二高調波である 532 nm を光源として使用した．粒子画像の撮影には，4008 × 2672 pixel の画素数をもつ CCD カメラ PCO4000［PCO AG］を使用した．レーザ照射，CCD カメラの露光タイミングはタイミングコントローラ LC880［Labsmith］で制御した．反射光対策として，Fig. 13 に示すように 5.2 節で述べた蛍光ステッカを車体に貼り付けた．5.3 節で述べたシーディング装置は実車の十分下流の床面に設置した．このシーディング装置を用いてシーディングを行った場合，30 秒程度の時間で計測に必要な粒子濃度に達した．撮影した粒子画像は PIV 解析ソフト Koncerto［西華産業（株）］を用い，解析時間の短縮を図るために PC クラスタを用いて解析のパラレル化を行った．



Fig. 13　Car with fluorescent sticker

6.2. 計測結果

Fig. 14 にドアミラー位置における瞬時の二成分速度計測結果を示す.

計測した領域は約 0.7 m × 0.5 m である. 過誤ベクトルは除去し, 除去されたベクトルについてはその周囲のベクトルで補間している.

ここでのベクトル取得率は 95% であり, 当初の目標を達成した. この図からドアミラー後流が定量的に可視化されており, ドアミラーと同程度のスケールの後流構造が見られる.

Fig. 15 は瞬時速度ベクトルを平均したものである. 平均化は Fig. 14 で得られた瞬時速度ベクトルを周波数 0.5 Hz で 100 回計測した結果から算出される. 図よりミラー直後の領域で逆流が生じていることがわかる. 瞬時速度場で見られた後流構造は平均した流れ場では見られず, この構造は非定常な流れ現象であることがわかる.

このように PIV 計測は定常的な流れ場だけではなく, 非定常的な流れ現象も評価することができる.

Fig. 16 にスキャニングステレオピック PIV で得られた, 平均三成分速度計測結果を示す.

計測した領域は 1.7 m × 1 m 程度であり, スキャニングは流れ方向に 60 mm ピッチで 10 断面行った. 計測周波数や得られたベクトルの後処理については上記と同様である. 各計測断面の計測時間は 200 秒である. 流速 100 km/h, ドアミラー寸法 0.2 m を代表長さとした場合, 流れ場の特性時間は 1/140 秒程度である. 各断面の計測時間は流れ場の特性時間に対して十分長いため, 得られた計測結果は定常流の三次元三成分速度場と考えることができ, 三次元的な流線追跡が可能となる.

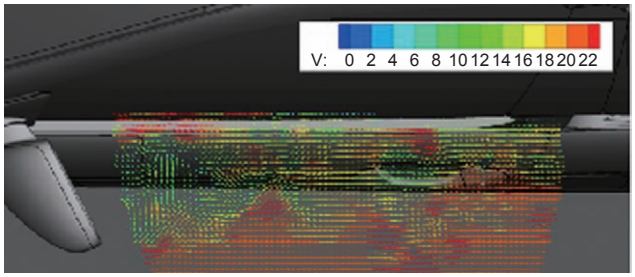


Fig. 14 Measurement result (instantaneous velocity field)

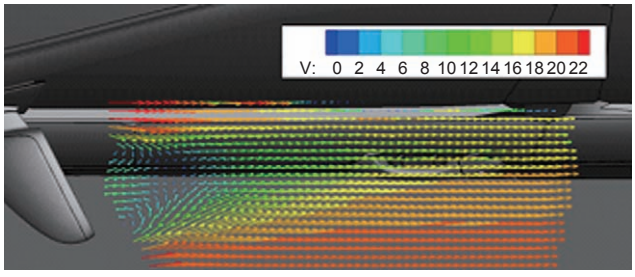


Fig. 15 Measurement result (time averaged velocity field)

代表的な点で流線追跡を行った結果を Fig. 17 に示す. この図からドアミラー後方において, 三次元的に渦を巻きながら速度欠損領域が回復していることがわかる. このように複雑な流れ場に対してスキャニングシステムを適用することにより, 実現象を実験的に明らかにすることができ, 流れ現象の理解を深めることができる.

6.3. 計測及び解析時間の短縮化

3 章で述べたように当初実施していた F1 フロントタイヤ後流の PIV 計測ではベクトル取得率が 20% 程度と低かった. このことから平均流れ場を評価するために瞬時速度場を 400 回平均する必要があったため, 解析時間が 1 計測断面あたり 175 分を要していた.

それに対してこれまで述べてきた技術を実車ドアミラーまわりの計測に適用することによって, ベクトル取得率を 95% に向上させることができ, 瞬時速度場が評価可能となるとともに, 平均流れ場の評価においても粒子画像の取得枚数を減らすことができた. 6.2 節で述べたとおり瞬時速度場を 100 回平均することで平均流れ場が評価でき, この場合の 1 計測断面あたりの計測及び解析時間は 15 分であり, 当初の目標である 20 分を下回ることができた. 時間的･空間的に均一なシーディングの実現及び明瞭な粒子画像の取得によって, 粒子画像取得枚数が低減され, かつ反射光低減によって事前の画像処理が不要になったことからこの時間短縮が可能となった.

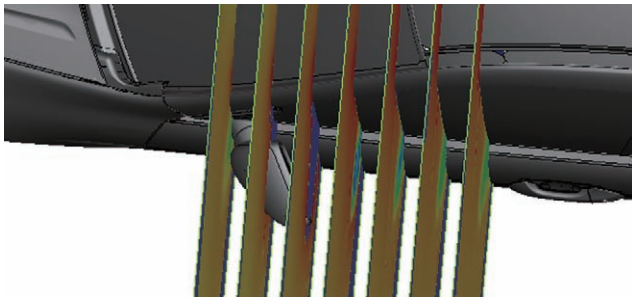


Fig. 16 Measurement result (scanned planes)

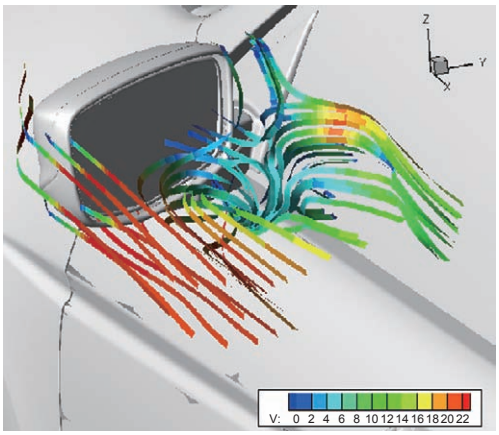


Fig. 17 Streamline around mirror

また三成分計測ではスキャニングシステム及び統合制御ソフトウェアを構築することによって，1回の風洞運転で多断面の計測が可能となった．具体的には 10 断面での計測時間が 24 分となり，目標の 30 分を下回ることができた．これはベクトル取得率向上による粒子画像取得枚数の低減と統合制御ソフトウェアによる操作性向上及び自動計測によるものである．

7．まとめ

四輪実車まわりのような大規模な流れ場を計測可能とするラージスケール PIV 計測技術を確立することができた．この技術実証として実車ドアミラー後流を対象とし，ベクトル取得率 95％で 1.7 m × 1 m の領域が計測可能となり，四輪実車まわりの流れ場を実験的に明らかにする手法を確立することができた．

（1）計測良否を定量的に判定することが可能な指標であるピークレシオを導入することで，過誤ベクトルが判定できるとともに，さまざまな計測パラメータが計測に及ぼす影響を定量的に評価することができ，計測限界を見極めることができた．

（2）蛍光ステッカを使用することで汎用性が高く，従来用いていた手法と比較し，供試体からの反射光を 1/10 に低減する手法を確立できた．

（3）ラージスケール PIV 計測に適した新たなシーディング装置を開発した．それにより，時間的･空間的に均一なシーディングと，単位面積あたりのレーザ出力が低い場合での明瞭な粒子画像の取得が可能となり，ベクトル取得率を向上することができた．

（4）ベクトル取得率の向上により，粒子画像取得枚数を低減することができ，二成分計測における 1 計測断面あたりの計測及び解析時間を 15 分にすることができた．

（5）スキャニングシステム及び統合制御ソフトウェアを構築することで，1回の風洞運転で多断面の計測が可能となり，10 断面の計測時間を 24 分にすることができた．

8．あとがき

PIV 計測はミクロスケールの流れから，今回報告したようなラージスケールの流れまで，種々の流れ場で適用可能である．この PIV 計測を有効に活用することにより CFD の検証はもとよりさまざまな流体現象について実験的に現象解明が可能となり，流体機械の性能向上及び流体力学の発展につながるものと期待している．

参考文献

（1）Cogotti, A.: Upgrade of the Pininfarina Wind Tunnel-the New "13-Fan" Drive System, SAE Paper, 2006-01-0569(2006)

（2）小川厚，矢野修二郎，真塩亨，滝口貴，中村信介，新谷満：F1 空力開発手法の紹介，Honda R&D Technical Review F1 Special (The Third Era Activities), p.134-143

（3）Prestridge, K., Vorobieff, P., Rightley, P., Benjamin, R.: Flow visualizations and measurements of the mixing evolution of a shock-accelerated gas curtain, International Symposium on Shock Waves (ISSW22), (1999)

■著　者■


星野元亮


吉野　崇


福地有一


寺村　実

ブロック積層接合による中空構造のアルミニウム合金エンジン部品の高速試作技法

Rapid Trial-Production Technique for Aluminum Alloy Engine Components with Hollow Construction using Block Buildup-Brazing

和田　武* Takeshi WADA
直本達夫* Tatsuo JIKIMOTO
岡島秀典* Hidenori OKAJIMA

要　旨

ブロック積層接合･高速加工法により，シリンダヘッドなどの中空構造アルミニウム合金エンジン部品を製作するプロセスを開発した．これにより，従来の砂型鋳造法のように型を用いないため，短期間に高精度な先行試験用シリンダヘッドの製作が可能となり，早期の仕様決定を可能とする．

ABSTRACT

A process was developed for manufacturing cylinder heads and other such aluminum alloy engine components with hollow construction by means of block-buildup brazing and a high-speed machining technique. This approach does not use a mold as the conventional sand-mold casting technique does, so it was able to manufacture a high-precision cylinder head for preliminary test purposes in a short period of time, and so allow a rapid determination of specifications.

1．はじめに

エンジン開発の初期段階では，性能検証など早期仕様決定のために，短期間でのテストエンジン製作が求められている．しかしながら，水冷シリンダヘッドなどの一体中空構造部品を試作する場合，中子を使用した砂型鋳造が一般的であり，型製作，鋳造に長期間を要している．そこで，中空構造をスライス分割した高速削り出し加工と積層接合技術の確立により，型製作を不要とし，短期間での試作を可能とした．

2．ブロック積層接合･高速加工法

製作プロセスをFig. 1に示す．製品図である3Dモデルを元に，中空構造部のみ抽出した3Dモデルを作成し，4.1. 節に後述するようにスライス位置を決める．決定した厚さに加工されたブロックにノック穴加工を施す．ノック穴を加工基準とし中空構造部を上下面から３軸，および５軸高速加工機を用いて加工する．ノック穴を基準とし個々のブロックの間に厚さ0.04 mmのアルミホイル状のブレージングシートを挟み込み積層し，真空炉中で加圧しながら加熱しろう付けをおこなう．ろう付けされたブロックはT6処理（JIS H0001-1998）を施した後，外周形状加工，穴明け加工を経た後バルブシートやバルブガイド圧入，仕上げ加工をおこない完成する．

3．積層接合技術

3.1. 中空構造部の成形

中空構造部を成形するには粉末ラピッドを活用した製法があるが，強度，精度に課題があった．そこで，高強度，高精度な部品をより早く製造する手法として積層接合技術を検討した．アルミニウム材の接合としては，パルス通電接合[(1)]や拡散接合[(2)]があるが，接合面の酸化皮膜の残留により接合強度に課題があるため[(3)]，接合強度を得やすい積層ろう付け法を選択した（Fig. 2）．積層ろう付け法とは，個々ブロック間にブロック母材より低融点のブレージングシートを挟み込み積層し，真空炉中で加圧しながら母材が融解しない温度まで予熱した後，ろう材のみが融解する温度まで加熱してろう付けをおこなうことである．

＊二輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_17

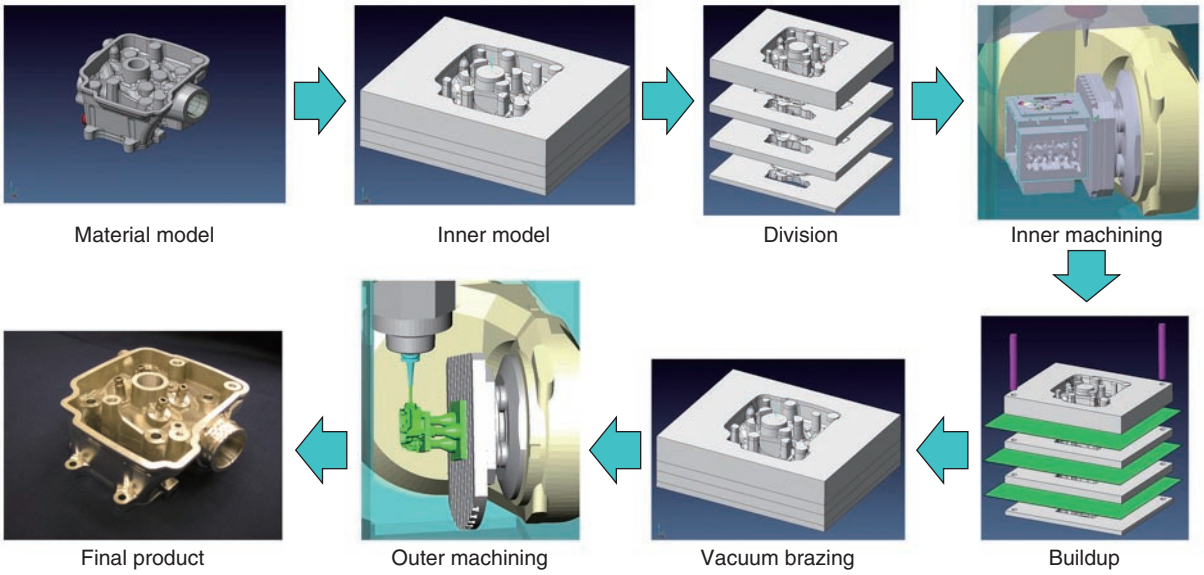


Fig. 1　Rapid trial-production process for engine components with hollow construction

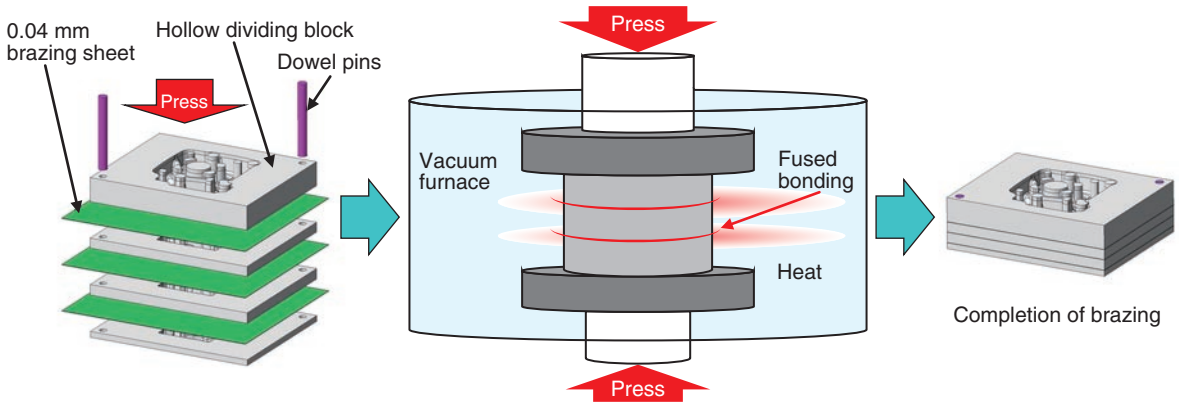


Fig. 2　Block buildup brazing process

3.2. ろう付け品質検証

加工可能な板厚にスライス分割したブロックは接合面が複雑な形状になり，面積，面圧にばらつきが生じる．Fig. 2 に示すように，ろう付け時は荷重をかけることで，接合面のろう材を密着させて品質を安定させている．ろう付け品質検証として，以下の３項目を実施した．

・CAE による接合面の面圧分布解析
・接合面の強度解析
・X 線 CT による中空部の精度検証

3.2.1 接合面の面圧分布解析

ろう付けはある一定の荷重をかけておこなうが，接合面が複雑であることから面圧がばらつき，ろう付け品質が不安定になる懸念がある．そこで，CAE による面圧分布解析をおこなった．Fig. 3 の左図に示すように，上部サポートがない吸排気ポート内バルブガイド部周辺の面圧が低くなっている（青色）ことがわかる．そのため，面圧分布を均一化する手段として上部サポートを付加するような補強をおこなった．その結果，Fig. 3 の右図のように，補強部の面圧の改善が確認できた（緑色）．

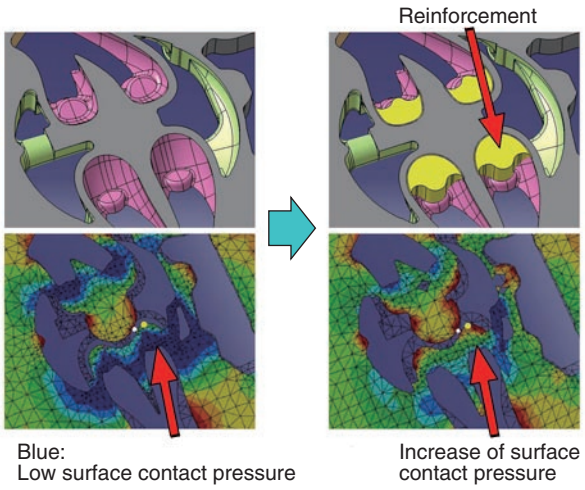


Fig. 3　Equalizing of surface contact pressure

3.2.2. 接合面の強度解析

面圧解析は製品形状の 3D モデルにて CAE は可能であるが，強度検証は接合面の接着強度が問題となるため，面圧，荷重違いでろう付けしたテストピースで引張り試験をおこない，面圧解析結果と引張り試験結果の組合せから強度を予測するロジックを確立した．面圧違いにおける引張り試験結果を Fig. 4 に示す．図中の破線は A6061-T6，および AC2B-T6 の素材引張り強度を示す．砂型鋳造素材に対し約 20% 以上高い引張り強度を確保できた．

3.2.3. X線 CT による中空部の精度検証

ウォータージャケットと吸排気ポート中空部のろう付け時の加圧による変形量を Fig. 5 に示す．灰色部が±0.2 mm 以内，±0.2 mm 以上はその他の色で表している．緑色の部分が約 0.3 mm の変形であり，3D モデル形状に対し，図面許容値内の変形量であることが確認できた．

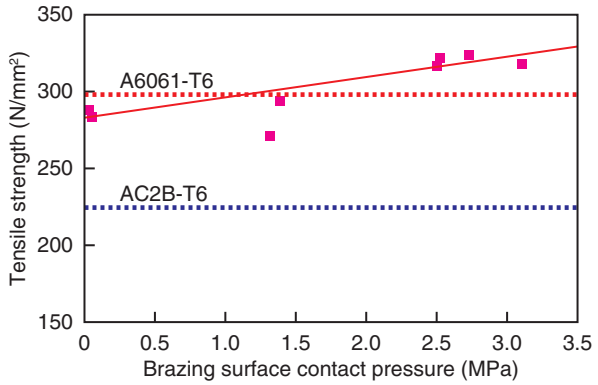


Fig. 4 Comparison of calculation of surface contact pressure and measurement of brazing tensile strength

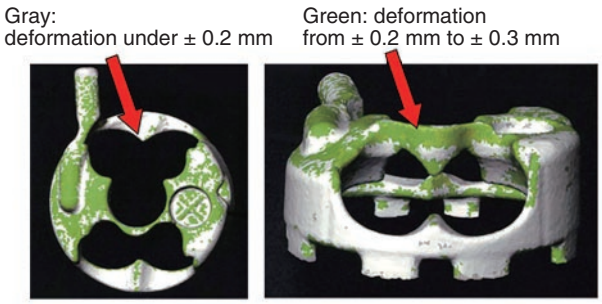


Fig. 5 Measurement of hollow construction deformation by using X-ray CT

4．高速分割加工技術

機械加工を短期間でおこなうためには，3D モデルの分割手法，3D 加工データの高速作成手法，高速加工手法の最適化が必要である．

4.1. 3D モデルの最適分割手法

スライス分割数が多いほどアンダカット部（3 軸加工不可部）は減少するが，単品剛性が低くなることでろう付け時の加圧による変形が起こる．これらを考慮しながら中空形状部のスライス断面に離れ小島ができない位置で分割する．さらに 3 軸加工，5 軸加工などの組合せにより，段取り，加工時間が最短になるように分割位置を最適化する（Fig. 6）．

4.2. 3D 加工データ高速作成手法

3 軸加工機とは通常，立型マシニングセンタと呼ばれ，X 軸，Y 軸，Z 軸の 3 軸を有し，数値制御にて機械加工をおこなう設備のことを指し，テーブルに対し刃具（Z 軸）は垂直方向のみの移動となり，オーバハング部は加工できない．また，5 軸加工機とは，3 軸の他に 2 軸追加し刃具（Z 軸）を任意の角度に傾けられる構造を有し 3 軸加工機で加工しきれないオーバハング部の加工が可能である．5 軸加工機のみでスライスした分割ピースをすべて加工する場合，ツール角度ごとのホルダやスピンドルの干渉確認などにより，加工データ作成工数が増大するため，上下面からの 3 軸加工を基本とした．

3 軸加工条件として，加工部形状ごとに加工条件（刃具，加工ピッチ，ツールパスタイプなど）をテンプレートとして登録し，それを用いて加工部位ごとに容易に加工条件を設定できるようにすることで加工データ高速作成を可能とする．その上で，アンダカット部を自動検出し，5 軸加工を必要最小限に留めた．

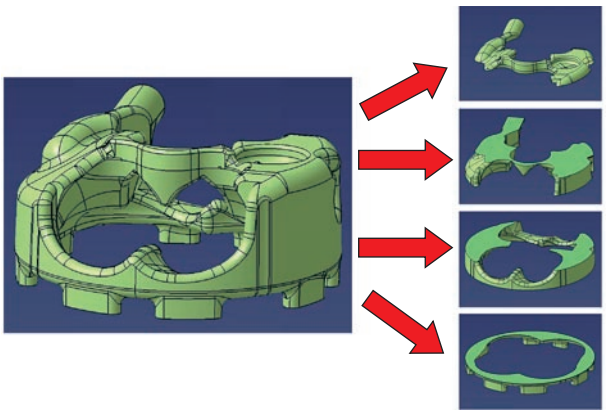


Fig. 6 Optimum dividing of hollow construction

4.3. 5 軸高速加工手法

吸排気ポートや燃焼室などの機能部位や，その他の外壁などに加工面粗さをそれぞれ設定する．設定された加工面粗さをもとに設備能力を最大限に生かした加工条件により加工時間を短縮した．加工は 2 台の 5 軸加工機を用いる．まず，5 軸複合加工機では専用治具（Fig. 7）により，一回の段取りで上下面の連続加工を可能にした．また，5 軸マシニングセンタでは専用割り出し治具（Fig. 8）により，一回の段取りで 4 面を加工可能にした．これにより段取り工数削減と無人運転化で日程短縮が図れた．

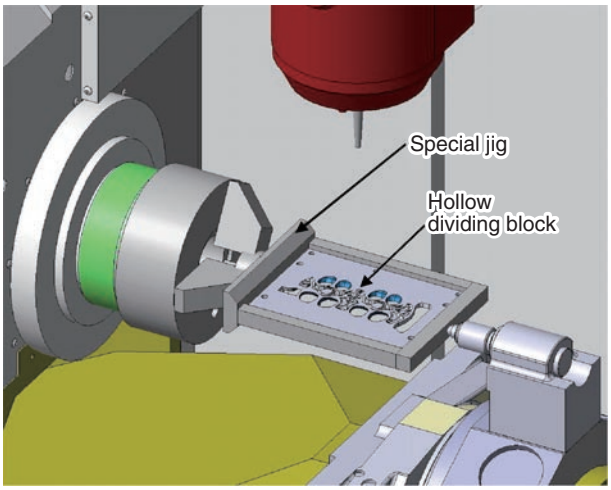


Fig. 7　Special jig for 5-axis integrated mill turn center

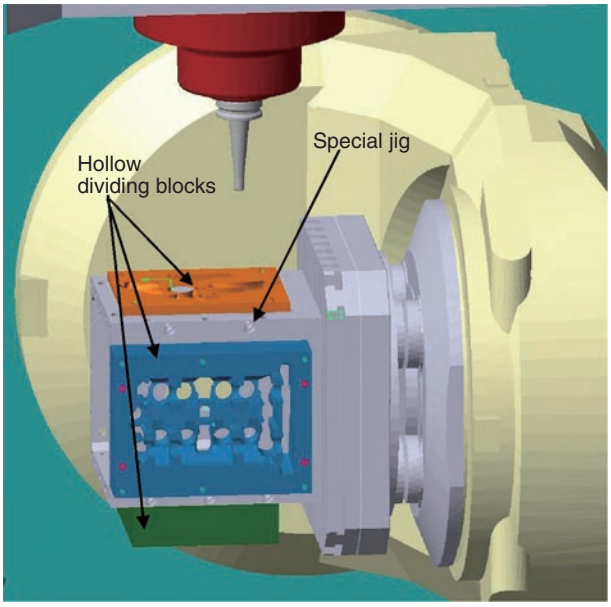


Fig. 8　Special jig for 5-axis machining center

5．実用性検証

5.1. オフロードレース用エンジンへの適用

エキゾーストマニホールド位置変更による性能確認用シリンダヘッドを製作した (Fig. 9)．従来の砂型鋳造に対して，製作日程で 60％の短縮，1 台当たりの製作コストは 75％の削減ができた．また，強度上の問題もなく先行試験に適用することができた．



Fig. 9　Final product

6．まとめ

ブロック積層接合･高速加工法を確立し，以下のような成果が得られた．

（1）砂型鋳造法に対し，製作日程を 60％短縮することを可能とした．

（2）先行試験品の製作に用いる砂型鋳造法に対し，1 台あたり 75％のコスト削減ができた．

（3）加工はすべて削り出しでおこなうため，高精度な部品製作を可能とした．

あとがき

物づくりにおいて日程短縮は常に取り組むべき課題である．本稿では，中空構造部を有する水冷シリンダヘッドをターゲットとし，いかに早く先行試験に投入できるかを目的として，積層接合技術や高速分割加工技術に取り組んだ高速試作技法を紹介した．特に CAE を活用した面圧分布解析では，ろう付け時の加圧による変形を低減させる補強ノウハウを得ることでろう付け品質が向上することへの理解を深めた．今後，多気筒エンジンの先行試験用としても適用していきたい．

謝　　辞

アルミニウムの積層ろう付けに御協力を頂いた株式会社エヌ･デイ･ケー加工センターの皆様に，紙面を借りて厚く御礼申し上げます．

参考文献

（1）大橋修:パルス通電接合，溶接学会全国大会講演概要，第 71 集 (2002)

（2）鈴木裕：精密拡散接合技術を利用した中空部品の製作例，日本機械学会，第 15 回機械材料・材料加工技術講演会，講演論文集 (2007)
（3）小谷恵子，池内健二，松田福久：実用 AL 合金の接合界面における形成相，溶接学会論文集，第 14 巻，第 2 号 (1996)

■著　者■


和田　武


直本達夫


岡島秀典

予混合圧縮着火ディーゼル燃焼の適用領域拡大

Research on Expansion of Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Diesel Combustion Operation Range

畑野潤一* Junichi HATANO
原田丈也* Takeya HARADA
松井一博* Kazuhiro MATSUI
小林広樹* Hiroki KOBAYASHI
松井竜太* Ryuta MATSUI

要　旨

ディーゼルエンジンは，燃焼を改善することによりNOxとSootを低減させることが求められている．予混合圧縮着火燃焼（PCCI）は，NOxとSootを画期的に低減できる燃焼方式として期待されている．しかし，本燃焼方式は，エンジン負荷の増加に伴い着火遅れ期間の確保が困難になること，および燃焼騒音が増加するため適用できる運転領域が低回転低負荷に限定されていた．

本稿では，PCCIの適用運転領域を拡大するために，Exhaust Gas Recirculation（EGR）の冷却性能を向上させること，および低圧縮比化を試みた．その結果，欧州のNEDCモードおよび北米のFTP75モードにおける使用運転領域をほぼ網羅するまでPCCIの適用領域を拡大できる可能性を示すことができた．

ABSTRACT

In the area of diesel engines, the reduction of soot and NOx emissions is demanded through the achievement of increased combustion performance. High expectations are placed on premixed charge compression ignition (PCCI) combustion as a combustion method that will achieve breakthrough reductions in NOx and soot emissions. However, the use of this combustion method is restricted to the low-speed, low-load range because it becomes challenging to realize an ignition delay and combustion noise increases as the engine load increases.

The research discussed in this paper attempted to expand the range of application of PCCI combustion by increasing exhaust gas recirculation (EGR) cooling performance and employing a low compression ratio. The results of the research indicated that it was possible to extend the application of PCCI combustion to virtually the entire operating range employed in the European NEDC and North American FTP75 modes.

1．まえがき

世界規模で環境問題への関心が高まる中で，CO_2削減効果が大きく，かつ高い動力性能を有するディーゼルエンジンの需要がここ数年で欧州を中心に高まっている．

しかし，ディーゼルエンジンは大気汚染物質，特にSootとNOxの低減が課題であり，今後の排出ガス規制の強化に対応するためにはNOx吸蔵還元触媒[1),2)]やSCRシステム[3)]が有効と考えられている．ところが，後処理システムを付加すると製造コストの増加，車両重量の増加，尿素補充のためのインフラ構築等，経済的な負担の増加が避けられないため，可能な限り燃焼を改善することによりNOxとSootを同時に低減する技術を確立することが必要である．

このような背景の中，PCCIはNOxおよびSootを低減できる燃焼方式として，各自動車メーカおよび研究機関において盛んに研究されている[4),5)]．しかし，適用運転領域が低負荷域に限定されていることや過渡運転時の燃焼安定性の観点から実用化にはまだ多くの課題が残されている．

本稿では，PCCIの実用化にあたり課題の一つである低回転低負荷域に限定されていた適用運転領域を拡大し，広い範囲でNOxとSootを低減する試みについて報告する．

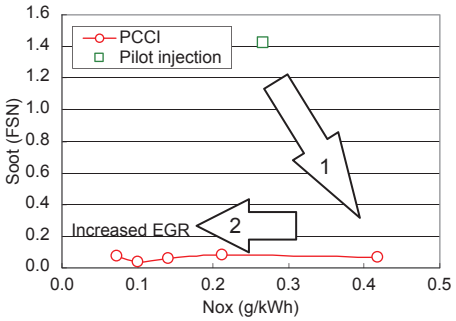
＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_18

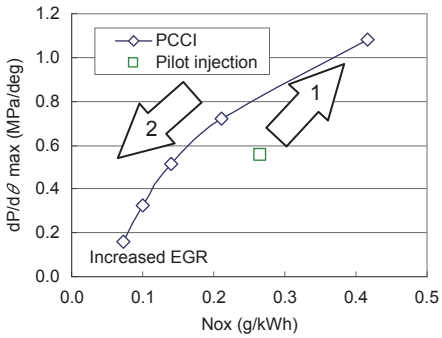
2．従来の PCCI 適用可能領域

PCCI のメカニズムについて 1500 rpm，25% Load の燃焼挙動を元に説明する．Fig. 1 に Pilot 噴射を用いた従来の拡散燃焼と PCCI を比較した結果を示す．Fig. 1 (a) には NOx と Soot の排出挙動，Fig. 1 (b) には燃焼騒音（dP/dθ max）の挙動を，そして Fig. 1 (c) には局所当量比と温度の分布を示す．PCCI は比較的早期に燃料を噴射することで着火遅れ期間を確保して燃料と空気の混合を促進し，従来燃焼に比べて Soot の生成を抑制することができる．しかし，着火時に当量比 1.0 近傍の混合気が増加することにより燃焼が急峻になり NOx と dP/dθ max の増加を伴う（矢印 1）．そこで，EGR を大量に導入することにより急峻な燃焼を抑制し，NOx と dP/dθ max を低減している[6]（矢印 2）．このように低回転低負荷域においては dP/dθ max を上昇させることなく NOx と Soot を同時に低減することが可能である．

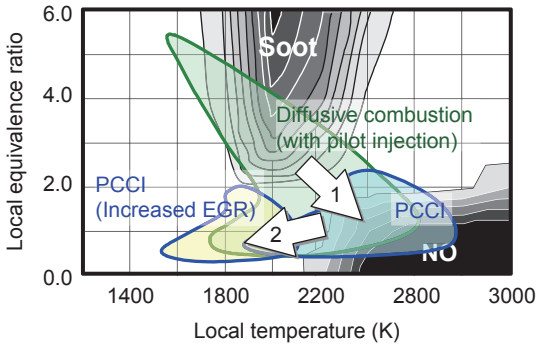
しかし，エンジン負荷の増加および高回転化に伴い着火遅れ期間の確保が困難になる．また，投入燃料量の増加に伴い当量比 1.0 近傍の混合気が増加することで，燃焼速度が速くなり dP/dθ max が高くなるため，適用運転領域の拡大は困難であった．Fig. 2 に北米の FTP75 モードおよび欧州の NEDC モードを走行した場合の使用運転領域を示す．グラフ上部の曲線は各回転における全負荷曲線を示したものである．上記の理由により PCCI はその適用領域が低回転低負荷の一部に限定されており，さらなる適用運転領域の拡大が望まれている．



(a) NOx and soot emissions



(b) NOx and dP/dθ max



(c) Local temp. and local equivalence ratio

Fig. 1 Comparison between diffusive combustion and PCCI on soot, dP/dθ max and Φ-T map

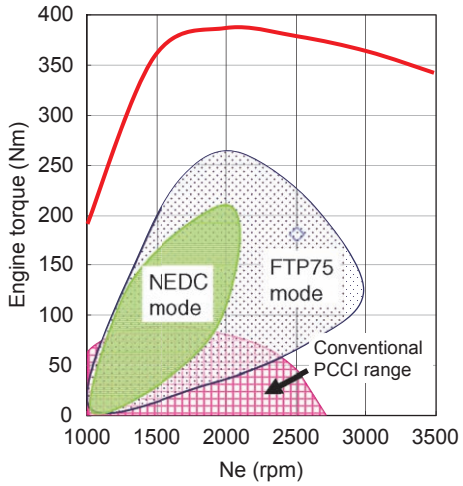


Fig. 2 Conventional PCCI combustion application range

3．PCCI 領域拡大へのアプローチ

前述のように PCCI の適用領域を拡大するためには着火遅れ期間を確保すること，および燃焼速度をコントロールすることが必要である．着火遅れ期間を確保するためには，圧縮端温度を下げることが効果的である．そこで，EGR クーラの冷却性能の向上，および低圧縮比化により着火遅れ期間を拡大し，EGR を増量することによる燃焼速度コントロールを試みた[6], [7]．

4．供試エンジン，供試燃料，実験条件

Table 1 に実験に使用したディーゼルエンジンの主要諸元を示す．基本骨格は 2.2 L 試作ディーゼルエンジンを使用した．実験条件は，FTP75 と NEDC の両モードをほぼ全域網羅するために代表的な運転条件として 1500 rpm，140 Nm および 2500 rpm，180 Nm とした．

Table 1　Test engine specifications

Cylinder configuration	In line 4
Bore × stroke (mm)	85 × 96.8
Displacement (cm^3)	2197
Compression ratio	17.2, 16.2
Valve train	DOHC 4 valves
Fuel injection system	180 MPa common rail
Nozzle type	7 holes 680 cm^3/sec
Intake system	Turbocharged, inter-cooled system
EGR cooling capacity	3.0 kW or 6.3 kW at 2500 rpm 180 Nm
Fuel properties	Cetane number: 44 Sulfur: 11.5 ppm

5. 高回転高負荷領域への PCCI 領域拡大

5.1. EGR 冷却の効果

Fig. 3 に 2500 rpm, 180 Nm における吸気温度違いでの PCCI と拡散燃焼の dP/dθ を比較した結果を示す. 拡散燃焼では Pilot 噴射によって主燃焼の燃焼速度を抑制することができるが, PCCI では燃焼速度が急峻になる. Fig. 3 において, シリンダ吸気温度が低下すると燃焼速度が緩慢になり, dP/dθ max は低くなっている. Fig. 4 にシリンダ吸気温度と燃焼速度 (燃焼速度の指標として質量燃焼割合 5 % から 90% までの燃焼期間を用いる) および EGR 率の関係を示す. EGR クーラの冷却性能を向上させることで, 筒内に導入される EGR の質量流量が増加したこと, および吸入ガス温度の低下に起因した着火遅れ期間 (噴射終了から質量燃焼割合 5 % までの期間とする) の拡大に伴い Soot 排出量が低下するため, 同一 Soot 排出量までさらに EGR を増加させることができたことにより, 燃焼速度が緩慢になることがわかる.

Fig. 5 に EGR を冷却した際の Soot と NOx および燃費と dP/dθ max の関係を示す. PCCI の効果により同一 Soot での NOx 排出量を 39% 低減できている. 但し, dP/dθ max の上昇を抑制するために噴射時期をリタードせざるを得ないため燃費の低下を伴う.

以上のことから, EGR 冷却性能向上は PCCI 適用領域を拡大するために有効な手法と考えられる.

5.2. 低圧縮比化

低圧縮比化によって圧縮端温度を低減することができるので, 着火遅れ期間が拡大することが期待される. Fig. 6 に 2500 rpm, 180 Nm において圧縮比を変えたときの dP/dθ を示す. 低圧縮比のほうが着火遅れ期間を確保できており, dP/dθ max の低い緩慢な燃焼が実現できている.

Fig. 7 に 2500 rpm, 180 Nm における圧縮比と着火遅れ期間および EGR 率との関係を示す. また, Fig. 8 に低圧縮比化によるエミッションと燃費, dP/dθ max の関係を示

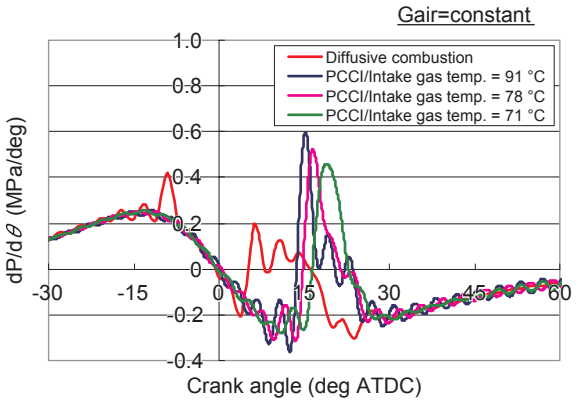


Fig. 3　Effect of intake gas temperature on dP/dθ

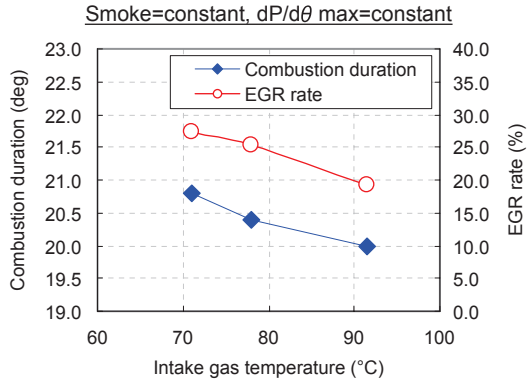
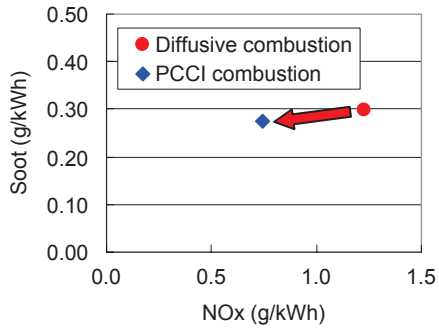
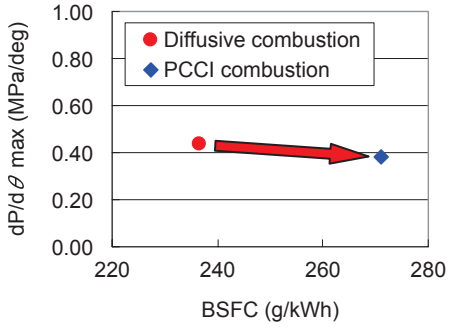


Fig. 4　Effect of intake gas temperature on combustion duration and EGR rate



(a) NOx and soot emissions



(b) BSFC and dP/dθ max

Fig. 5　Effect of combustion pattern on emissions, BSFC and dP/dθ max

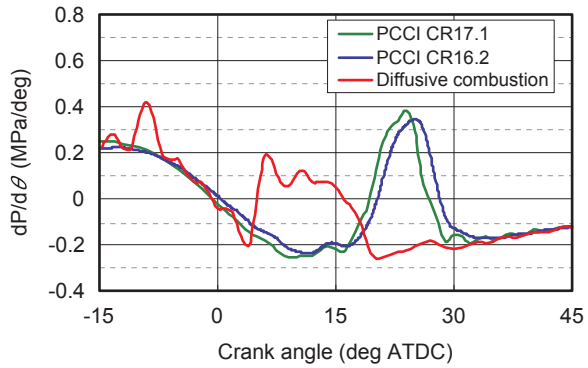


Fig. 6 Effect of compression ratio on dP/dθ

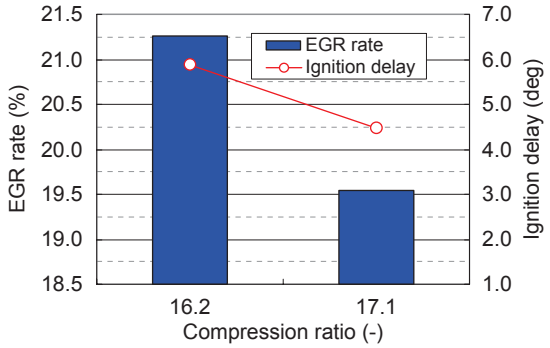
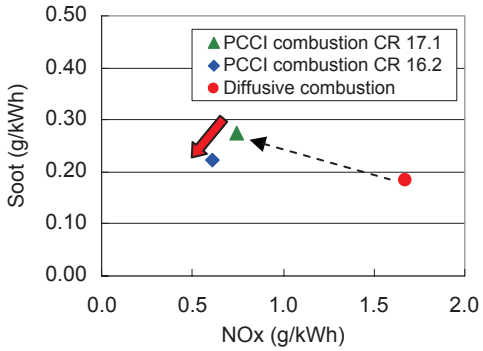
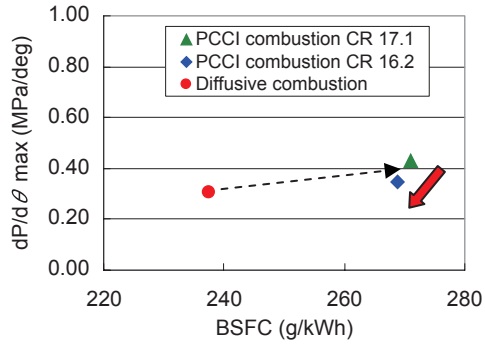


Fig. 7 Effect of compression ratio on ignition delay and EGR rate



(a) NOx and soot emissions



(b) BSFC and dP/dθ max

Fig. 8 Effect of combustion pattern and compression ratio on emissions, BSFC and dP/dθ max

す．圧縮比を下げると着火遅れ期間が拡大して燃料と空気の混合が促進されSoot排出量が低減できている．これにより，同一Soot排出量までEGRを増加させることができるためNOxとdP/dθ maxを低減させることができる．

以上のことから，低圧縮比化もPCCI適用領域を拡大するために有効な手法と考えられる．

6．低回転高負荷領域へのPCCI適用領域拡大

6.1. 低回転高負荷におけるPCCI適用の課題

前述の手法により，2500 rpm，180 Nmに代表される高回転高負荷領域までdP/dθ maxを上昇させることなくPCCIの適用領域を拡大しSoot，NOxのトレードオフが改善できる見通しが得られた．しかし，低回転高負荷領域はdP/dθ maxの抑制が依然として難しい．Fig. 9に1500 rpm，140 Nmにおけるシリンダ吸気温度とEGR率の関係を示す．EGRクーラの冷却能力を上げてもdP/dθ maxはほとんど変わらず，EGR率も微増するに留まる．

この理由の一つとして，低回転域ではピストンスピードが相対的に遅いので，単位クランク角度あたりに投入する燃料が多くなる高負荷領域ほどdP/dθ maxが必然的に高くなり，燃焼が緩慢になりにくくなるという時間的な要素が考えられる．また，本研究に使用したターボチャージャでは，低回転高負荷領域において十分に過給できなかったので空燃比がリッチになりやすく，EGRの増加に対してSoot排出量が顕著に増加する特性を有する．したがって，このような領域においてはEGRを増量し緩慢な燃焼を実現することは困難であり，Pilot噴射の適用が必要と考えられる．

6.2. Pilot噴射を用いた燃焼改善

低回転高負荷領域においてEGR冷却性能の向上と低圧縮比化によってPCCIの領域拡大を図ったが，単段噴射ではdP/dθ maxの低減が困難である．この課題を解決するためにはPilot噴射を付与することが最も効果的であるが，PCCIのように着火遅れ期間を十分確保できない上，高負荷領域でのPilot噴射を伴う燃焼はEGR率が高

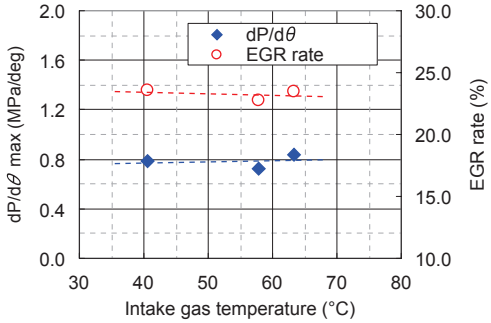


Fig. 9 Effect of intake gas temperature on dP/dθ max and EGR rate

いほど Soot 排出量が多くなる．そこで，Soot 排出量を従来の Pilot 噴射よりも低減することができる近接 Pilot 噴射を採用し，Soot，NOx のトレードオフを改善することを試みた．

6.2.1. 近接 Pilot 噴射による Soot 低減メカニズム

Fig. 10 に 1500 rpm，140 Nm における Pilot インターバルの変化に伴う熱発生率および噴射率を，Fig. 11 に NOx と Soot 排出量を示す．拡散燃焼時は Pilot 噴霧が主燃焼に先立って燃焼し，筒内の雰囲気温度および雰囲気圧力が上昇することによって主燃焼の着火が促されるのに対して，近接 Pilot 噴射では Pilot 噴霧の着火が主燃焼と重なるように着火する．しかし，主燃焼の着火時期は Pilot インターバルに因らずほぼ同じ位置であるため，近接 Pilot 噴射によって主燃焼の着火遅れ期間は拡大しない．にもかかわらず，Fig. 11 に示すように近接 Pilot 噴射を適用することで Soot 排出量は従来に比べて低減する．これは，Soot の低減メカニズムが 2 章で述べたように着火遅れ期間の拡大であることのほかにも存在することを示唆するものである．

ここで，その理由を解析するために 3D-CFD(KIVA-3V コード) を用いて解析をおこなった．結果を Fig. 12 および Fig. 13 に示す．Fig. 12 では各クランク角度における筒内の局所当量比分布が示されており，数値が高いほど燃料の占める割合が多く，数値の低下に伴い空気との混合割合が増加し，均質化が進んでいることを表している．Pilot インターバルが 1500 μs の条件においては Pilot の燃焼が終了した後に主燃焼が起こっている様子がわかる．1000 μs においても同様の燃焼がみられるが，1500 μs に比べて局所当量比が高く分布しており，Fig. 11 に示した Soot 排出量の増加を裏付けている．350 μs では Pilot 燃焼の終了を待たずに主燃焼が続き，局所当量比は最も低い．

Pilot インターバルの違いで局所当量比に差が出る理由を解析するために，4 degATDC における筒内の既燃ガスを示す CO_2 濃度とその分布を計算し，Fig. 13 に示す．1500 μs に比べ 1000 μs は CO_2 濃度が高く分布も広範囲にわたっている．4 degATDC における CO_2 濃度は主燃焼開始近傍の筒内ガス組成の一部であるため，既燃ガスが多いと燃料と酸素の接触確率が下がり Soot の排出量が多くなるものと考えられる．したがって，350 μs まで Pilot インターバルを縮めると Pilot 燃焼と主燃焼が連続しているにもかかわらず，主燃焼開始時に存在する既燃ガスが少ないために Soot の排出が抑えられているものと考えることができる．

このように，近接 Pilot 噴射により主噴霧への Pilot 既燃ガスの導入量が減少することで混合気の局所的なリッチ化が抑制され，Soot が低減したと考えることができる．

6.2.2. 近接 Pilot 噴射適用による効果

低回転高負荷領域において近接 Pilot を適用した結果に

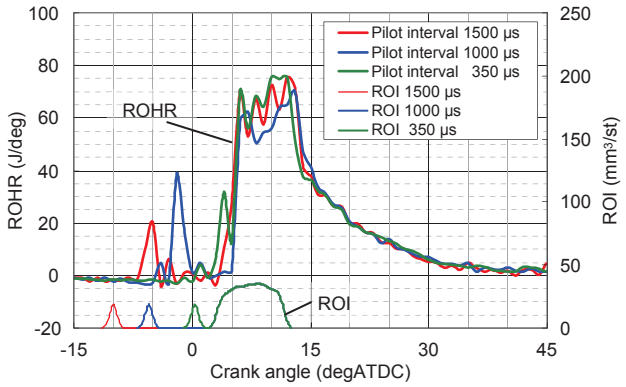


Fig. 10　Effect of pilot interval on rate of heat release and rate of injection

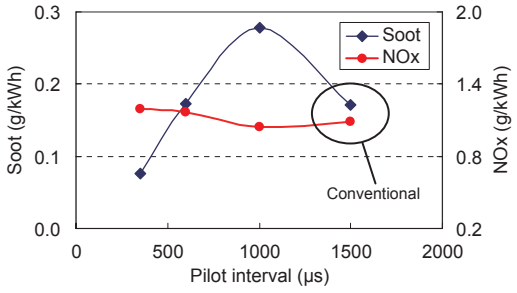


Fig. 11　Effect of pilot interval on NOx and soot emissions

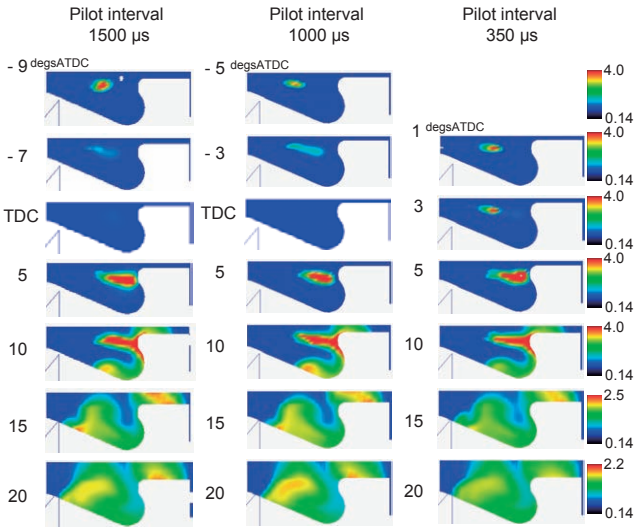


Fig. 12　Effect of pilot interval on local equivalence ratio in piston bowl

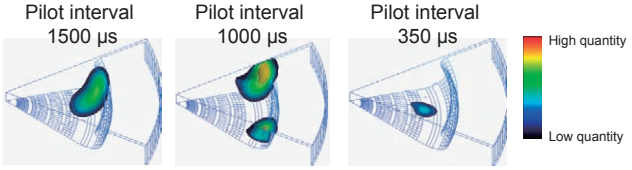


Fig. 13　Effect of pilot interval on CO_2 in piston bowl at 4 degATDC

ついて以下に示す．Fig. 14 に 1500 rpm，140 Nm における各燃焼パターンでの熱発生率を比較する．また，Fig. 15 に燃費と dP/dθ max を示す．単段噴射の PCCI による熱発生率は噴射タイミングをリタードしても急峻な熱発生が抑えられず，dP/dθ max を満足することはできない．一方，近接 Pilot 噴射による熱発生率は主燃焼の熱発生率が PCCI の約半分であり，dP/dθ max および燃焼速度を低く抑制できている．

Fig. 16 に Soot と NOx 量について示す．EGR 冷却の効果と近接 Pilot 噴射による低 Soot 燃焼の組み合わせにより，PCCI に劣るものの，拡散燃焼に比べ Soot，NOx のトレードオフ改善が可能である．

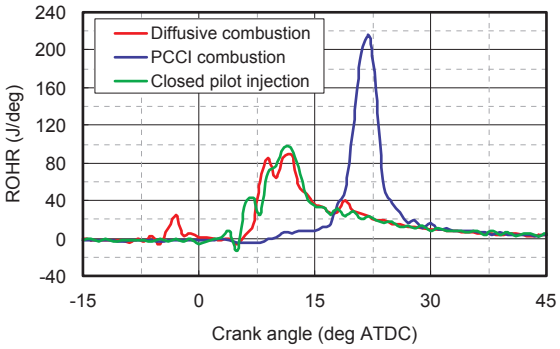


Fig. 14 Rate of heat release by each combustion pattern

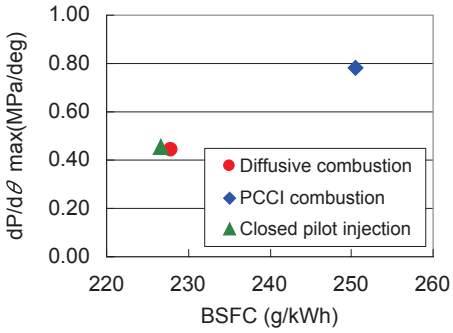


Fig. 15 Effect of combustion pattern on BSFC and dP/dθ max

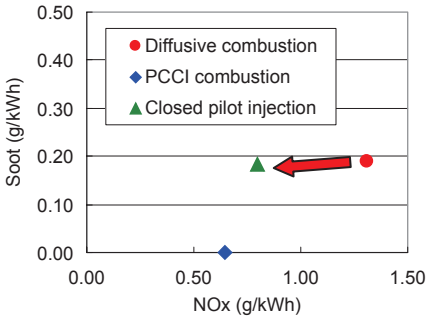


Fig. 16 Effect of combustion pattern on emissions

7．PCCI 領域拡大の効果

PCCI の適用領域拡大のためには着火遅れ期間を確保すること，および EGR を増量し燃焼速度をコントロールすることが必要であり，これらを具現化する手法として，EGR 冷却性能の向上と低圧縮比化を試みた．定常状態において高回転高負荷領域まで dP/dθ max の上昇を伴わずに PCCI の適用範囲を拡大することができた．一方，低回転高負荷領域は dP/dθ max を抑制することが難しいため，上記の手法に加え近接 Pilot 噴射を適用させることで dP/dθ max を上昇させることなく Soot，NOx のトレードオフを改善することができた．なお，本研究では取り組めなかったが，低回転域で過給性能を向上させることにより，低回転高負荷域まで PCCI の適用領域を拡大できた可能性も残されていると考える．

いずれにしても欧州の NEDC モードおよび北米の FTP75 モードにおける使用運転領域をほぼ網羅する領域で PCCI を適用できる可能性を示すことができた（Fig. 17）．

PCCI 領域拡大によって得られた Soot，NOx 排出量の低減効果と燃費影響について Fig. 18 に示す．これまで低回転低負荷領域に限られていた NOx および Soot の低減効果が高回転高負荷にまで及んでいることがわかる．

低回転高負荷では近接 Pilot 噴射を適用しているため，Soot の低減率は高回転高負荷領域に劣るものの，NOx 低減率は拡散燃焼に比べ約 30％低減できている．

また，高回転高負荷領域では燃焼音を抑制するために主噴射時期をリタードしていることから燃費性能の低下が認められるが，低回転低負荷領域では燃焼が緩慢化するため主燃焼を進角することができるので燃費が改善している．

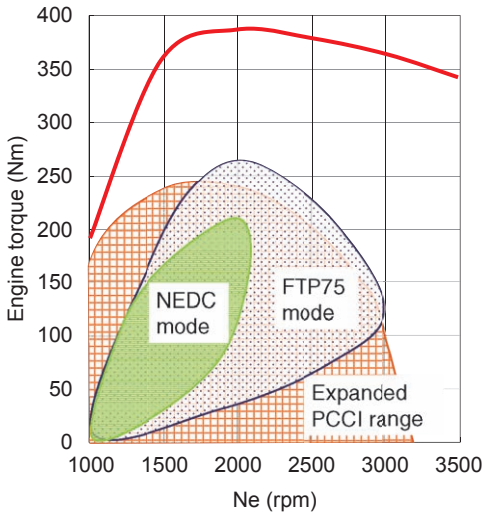


Fig. 17 PCCI combustion application range

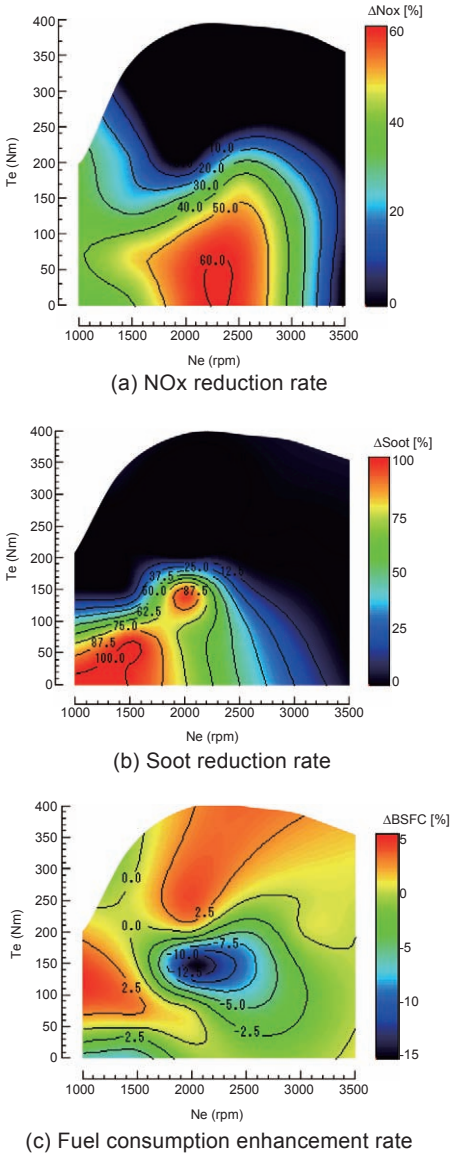


Fig. 18　Effect of PCCI combustion on emissions and fuel efficiency

8. まとめ

PCCI の適用領域の拡大に関して以下の知見を得た.

(1) PCCI の適用領域拡大には着火遅れ期間の確保と燃焼速度のコントロールが必要であり, その具現化手法としてEGR冷却性能の向上と低圧縮比化が有効である.

(2) EGR の導入が制限されるため燃焼速度のコントロールが難しい低回転高負荷領域は近接 Pilot 噴射による燃焼改善により, $dP/d\theta$ max を上昇させることなく Soot, NOx のトレードオフを改善することができる.

(3) PCCI の適用領域拡大により, 定常状態において NOx および Soot の同時低減を FTP75 および NEDC モードのほぼ全域まで拡大することができる可能性を示すことができた.

今後, 実用化へ向けては過渡状態でのリアルタイムな燃焼制御技術の構築が必要である.

参考文献

(1) Morita, T., Suzuki, N., Satoh, N., Wada, K., Ohno, H.: Study on low NOx emission control using newly developed lean NOx catalyst for diesel engines: SAE paper, 2007-01-0239(2007)

(2) Wada, K., Suzuki, N., Satoh, N., Morita, T., Yamaguchi, S., Ohno, H.: Study on emission-reducing method with new lean NOx catalyst for diesel engines: SAE paper, 2007-01-1933(2007)

(3) Murata, Y., Komiya, R., Kaneko, A., Daisho, Y., Suzuki, H., Ishii, H.: A study on the improvement of NOx reduction efficiency for a urea SCR system (Third report) - High NOx reduction efficiency mechanism at transient operation with low exhaust gas temperatures: JSAE paper, 20085846(2008)

(4) Kimura, S., Aoki, O., Kitahara, Y. , Aiyoshizawa, E.: Ultra-Clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emission standards: SAE paper, 2001-01-0200(2001)

(5) Akihama, K., Sasaki, S.: Mechanism of smokeless rich diesel combustion by reducing temperature: SAE paper, 2001-01-0655(2001)

(6) Kanda, T., Hakozaki, T., Uchimoto, T., Hatano, J., Kitayama, N., Sono, H.: PCCI operation with early injection of conventional diesel fuel: SAE paper, 2005-01-0378(2005)

(7) Kanda, T., Hakozaki, T., Uchimoto, T., Hatano, J., Kitayama, N., Sono, H.: PCCI operation with fuel injection timing set close to TDC: SAE paper, 2006-01-0920(2006)

■著　者■


畑野潤一


原田丈也


松井一博


小林広樹


松井竜太

FFV 用エンジンにおける低温燃焼の改善

Enhancement of Low-temperature Combustion in Flexible Fuel Vehicle (FFV) Engine

中　島　　進*
Susumu NAKAJIMA

要　旨

近年，内燃機関から排出される CO_2 による地球温暖化の抑制の観点から，さまざまな植物由来の代替燃料が提案されている．その一つにバイオエタノールがある．ブラジルでは，含水エタノール 100％（E100）からエタノール 22％混合ガソリン（E22）までが使用可能な Flexible Fuel Vehicle（FFV）が使用されている．エタノールは低沸点成分が無い単一成分の燃料であり，低温時の燃焼に課題がある．エタノールの低温時の燃焼を改善するために，最適な圧縮比の選定をおこなった．また，吸気１バルブ運転にて流動を高め，低温時の燃焼を改善した．さらに，E100 使用時の低温時の商品性を向上させるために，FFV 専用の新たなエンジン制御も構築した．以上の技術を採用し，出力と E100 使用時の商品性を両立させた FFV 専用エンジンを開発した．

ABSTRACT

A variety of vegetable oil-based alternative fuels have been suggested in recent years with a view to preventing global warming due to the CO_2 emitted by internal combustion engines. One of those fuels is bio-ethanol. Flexible fuel vehicles (FFV) that are able to run on varieties ranging from 100% aqueous ethanol (E100) to a 22% mixture of ethanol with gasoline (E22) are in use in Brazil. Ethanol is a single-component fuel that does not contain any low-boiling-point components, and there are issues with combustion at low temperatures. The optimum compression ratio was selected to enhance the combustion of ethanol at low temperatures. The flow was also raised and low-temperature combustion was enhanced by operating with one intake valve. In order to raise the commercial product appeal when using E100 at low temperatures, a new engine control was built exclusively for the FFV. Through the use of these technologies, a dedicated FFV engine was developed that achieves a balance of commercial product appeal and power output when using E100.

1．まえがき

バイオエタノールは，地球温暖化抑制の観点から近年注目されている代替燃料である．バイオエタノールは太陽エネルギーによる光合成により成長した植物から作る．そのため，燃焼によりエネルギーを取り出しても大気中の CO_2 の総量は増加しないため，カーボンニュートラル燃料として扱われている．

一方，エタノールを自動車用エンジンに用いる場合の課題は，気化潜熱が大きく，低沸点成分を含有しないことによる低温時の気化性の低下である．

ブラジルではサトウキビからバイオエタノールを生成し，エタノール 100％燃料と，エタノールを 20-25％添加したガソリンが併売されている．つまり，ブラジル向けの FFV 用エンジン[(1)]はエタノール濃度 20-100％まで，任意の濃度でも十分な性能が発揮できることが求められる．

2．FFV 用燃料としてのエタノールの物性

Table 1 にエタノールとガソリンの特性を示す．

1．オクタン価は大きい
2．低沸点成分がない
3．気化潜熱が大きい
4．空気あたりの発熱量は若干多い
5．体積あたりの発熱量が少ない

この燃料性状から予想される，エタノールを自動車用エンジンに用いた際の課題は低温時の燃焼であると予想される．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_19

Table 1　Fuel characteristics

		Gasoline	Ethanol
Octane number RON/MON		93/81	110/92
Boiling point (°C)		25-200	78
Latent heat of evaporation (kJ/Air kg)		30.2	101
Low calorific value	(MJ/Air kg)	2.95	2.99
	(MJ/kg)	43.4	26.9
	(MJ/L)	32	21.2
Theoretical air fuel ratio	(Weight)	14.7	8.9
	(Volume after carburetion)	43.1	14.3
Ratio of the number of moles of combustion before and after		1.07	1.14
Specific gravity (kg/L)		0.737	0.789

Table 2　Engine specifications

Fuel		Gasoline
Cylinder configuration		In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)		81 × 87.3
Displacement (cm^3)		1799
Compression ratio		10.5
Valve		2 intake valves
Valve diameter (mm)	In.	32
	Ex.	26

3. 低温時のエタノール燃焼特性確認

3.1. 低温時の燃焼の確認

Table 2 に試験エンジンの仕様を示す．Fig. 1 に E100 とガソリンの空気過剰率を変化させた場合の低温時の THC (Total Hydro Carbon)，CO_2 の比較を示す．ファーストアイドル相当の低負荷 (-60 kPa) と発進時相当の高負荷 (-13 kPa) で比較をおこなった．E100 は高負荷では THC が多い．原因として，E100 は低沸点成分が無く，気化潜熱が大きいため，高負荷では大量の燃料が完全には気化できないためであると考えられる．これを裏付ける現象として，CO_2 の排出特性はリッチ側へずれた傾向である．

3.2. FFV における困難な運転条件

FFV は E100 による低温始動が困難なため，低温始動専用の E22 用燃料タンクと噴射システムを有している．Fig. 2 は始動直後の燃料の使い分けを示したものである．実線が低温時の燃料の噴射方法，破線は高温時の燃料の噴射方法を示している．低温時は E22 により始動し，その後 E100 に切り替える．E22 による運転時間は極力短いことが望ましく，その場合 FFV で運転が困難な条件は，

1．E100 を用いる下限温度での始動性 (Fig. 2 図中 A)

2．低外気温時の高負荷運転への移行 (Fig. 2 図中 B)

である．

3.3. E100 による始動試験

E100 による低外気温時の始動性を確認する．Fig. 3 に外気温と始動時間の関係を示す．外気温の低下に伴い，始動時間は長くなる．原因は冷機始動時のエタノールの気化性の低下によると考えられる．20 ℃ まで E100 で始動することを考慮すると，始動時間 3.4 sec を短縮する必要がある．

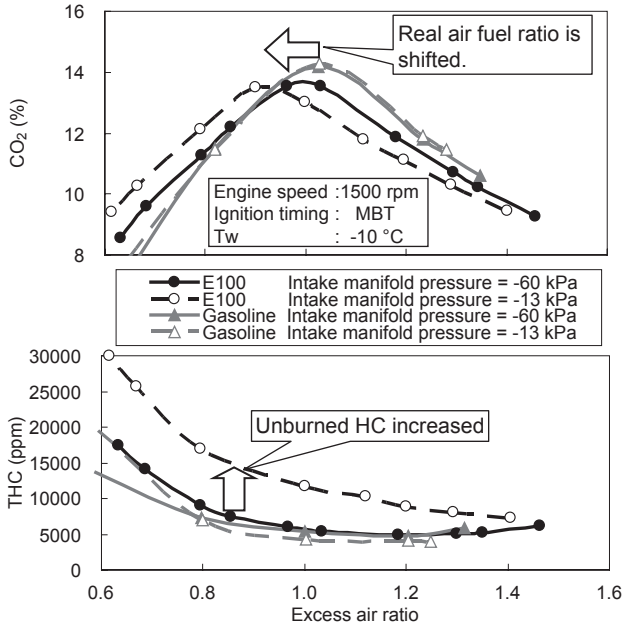


Fig. 1　Characteristics of excess air ratio at low temperature

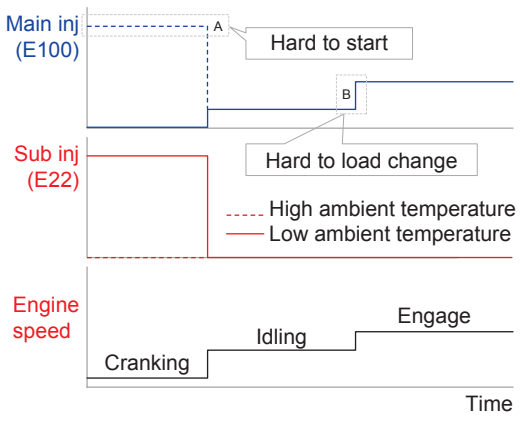


Fig. 2　Fuel used at starting and after start

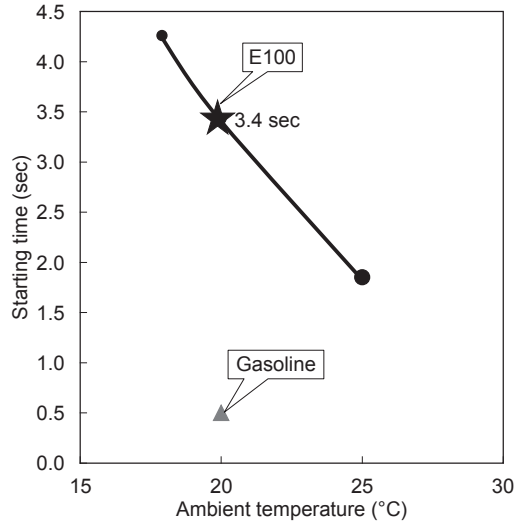


Fig. 3 Relationship between ambient temperature and starting time

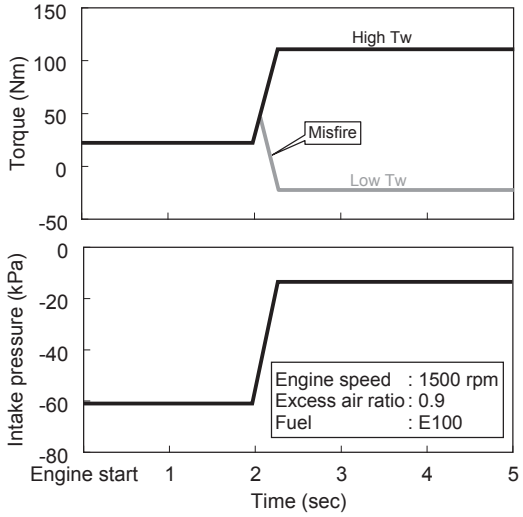


Fig. 4 Transient torque characteristics under high loads immediately after starting

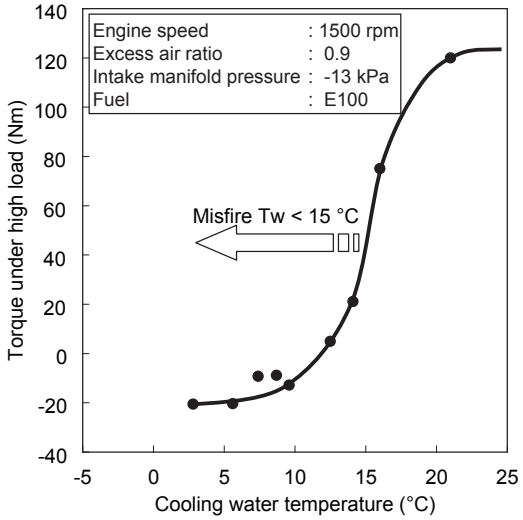


Fig. 5 Relationship between cooling water temperature and torque immediately after shifting to high load

Table 3 Comparison of engine performance when using gasoline and E100

Engine type		Gasoline	
Fuel		Gasoline	E100
Bore × stroke (mm)		81 × 87.3	
Displacement (cm^3)		1799	
Compression ratio		10.5	
Valve		2 intake valves	
Power		97.8	102
Torque (Nm)	Max	165	173
	At 2000 rpm	147	151
Starting time (sec; Ta = 20 °C)		0.5	3.4
Ambient temperature limit (°C)		-25 °C	15 °C

3.4. 低温時の負荷増加試験

FFV は低温時は E22 で始動し，その後は E100 で運転する．Fig. 4 に，始動直後のアイドル運転を 2 sec おこなった直後に，マニュアルトランスミッション車の発進に相当する高負荷に移行した際のトルクの過渡特性の概念図を示す．水温（Tw）が高い場合は，スロットル開度に追従してトルクが発生するが，低水温時では失火してしまう．Fig. 5 に水温と高負荷時のトルク特性を示す．水温が 15 ℃ 以下の場合，始動直後の E100 使用時に高負荷運転に移行しようとすると失火することがわかる．原因は，前述のように，高負荷運転時に大量の燃料が全ては気化できないためであると考えられる．

Table 3 にガソリン仕様のエンジンをそのまま FFV に適用した場合の性能を示す．低温時の気化性低下に起因する始動時間の増大と，使用可能外気温度等の商品性上の課題があることが確認できる．この課題を解決するために，低温時の気化性に起因するリーン化した混合比（A/F）の適正化を検討する．

4．低温時における A/F の適正化の検討

低温時の A/F を適正化する手法として，燃料の気化割合を増す方法と，空気を減らす方法がある．燃料の気化を促進する手法としては，

1．混合気の温度上昇
2．燃料の壁面付着防止
3．圧縮時圧力減少による沸点の低下

が挙げられる．空気を減らす手法としては始動時の混合気量の適正化が挙げられる．具体的には，

1．圧縮比の増加および点火時期の進角による冷却損失を利用した圧縮端の温度上昇
2．筒内流動の強化による付着防止
3．混合気量の適正化による燃料削減と圧縮時圧力減少

が挙げられる．以下にここに述べた手法の効果の確認をおこなう．

4.1. 圧縮比最適化

圧縮比を上げると圧縮端の温度が上昇するため，燃料の気化性が向上する．FFV として最適な圧縮比を決定する際の観点を以下に示す．

1．任意のエタノール濃度で十分な出力特性である

2．E100 使用時の燃費，出力の向上

Fig. 6 に E100 使用時に圧縮比を変化させた場合の出力を示す．E100 はオクタン価が高いため，圧縮比が 12.5 の場合でもほぼ全域で MBT(Minimum advance for Best Torque)運転が可能である．したがって，E100 使用時の圧縮比としては 12.5 以上が望ましいことが確認される．Fig. 7 に E22 を使用した場合の出力を示す．下限エタノール濃度である E22 の場合は圧縮比を上げすぎるとノッキングが発生するため点火時期の遅角が必要となり，出力が低下することがわかる．Fig. 8 に圧縮比と低速トルク，出力の関係を示す．下限エタノール濃度にて運転した場合でも，ガソリン仕様のトルク以上とするために，圧縮比は 11.5 を選定した．

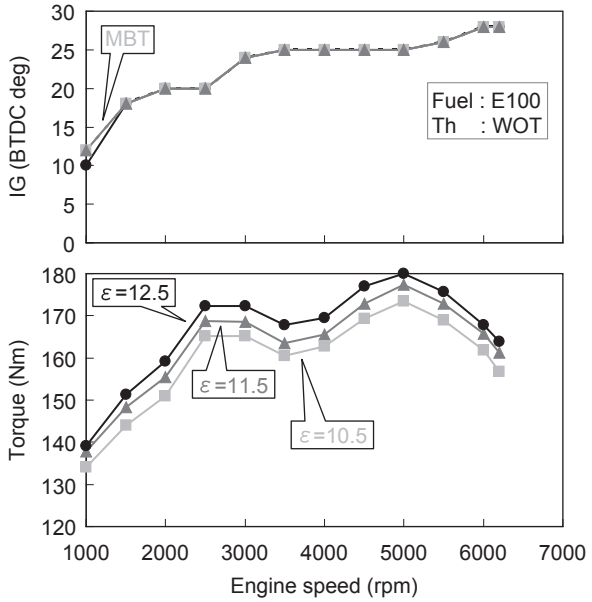


Fig. 6 Relationship between compression ratio and torque (E100)

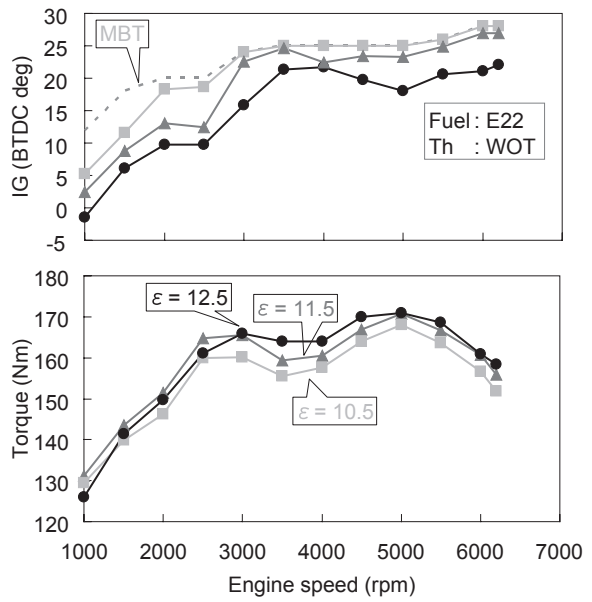


Fig. 7 Relationship between compression ratio and torque (E22)

4.2. 筒内流動強化

流動改善による効果を確認するために，流速の増加とスワールの生成が可能な吸気１バルブ運転の検討をおこなった．以下のシミュレーションおよび試験は始動直後のアイドリングを想定している．

4.2.1. 流速の向上とスワールの生成

吸気バルブの一方のリフトを最小限とし，吸気１バルブ運転をおこなうと，流速が向上し，スワールが生成される．Fig. 9 に吸気１バルブ運転と吸気２バルブ運転の圧縮端での乱れの状態のシミュレーション結果を示す．吸気１バルブ運転は，圧縮端まで乱れが残存していることが確認できる．このスワールにより，壁面への燃料の付着が減少し，点火後の火炎伝播が促進されると予想できる．

4.2.2. 壁面への付着量低減

流速の向上が壁面への燃料付着低減に対し有効であるか検証するために，ピストン，シリンダヘッド，スリーブ各々の領域に対する付着量のシミュレーションをおこなった．燃料はガソリンを使用している．Fig. 10 にシミュレーションの結果を示す．吸気１バルブ運転をおこなうと，主として排気側のスリーブへの燃料の付着が減少することが確認できる．これにより，気化性が改善されると考えられる．

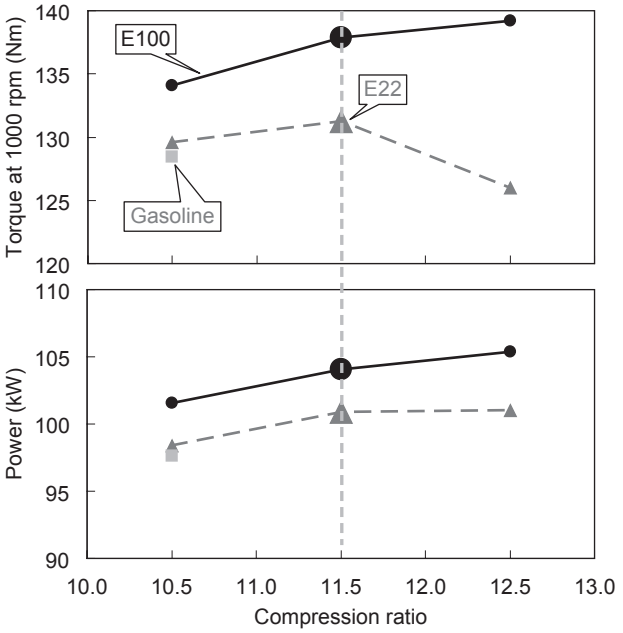


Fig. 8 Relationship between compression ratio and engine power (E22, E100)

4.2.3. 火炎伝播の促進

圧縮端までスワールが残存すると，燃料の気化性が向上するため，火炎伝播が促進されると考えられる．それを確認するため，High Speed Flame Ionization Detector を用いて燃焼室の各領域の THC 濃度を計測した．燃料の消費状態を測定した．シミュレーションとの整合のため，燃料はガソリンを使用している．Fig. 11 に測定結果を示す．燃焼 THC 濃度が約半分に減少した角度を，その部分に火炎が伝播した角度であると定義する．

(1) 吸気 2 バルブ運転　　火炎伝播の順序は，点火からプラグ部近傍 (Fig. 11 図中 A) が燃焼した後，ほぼ同時に排

	1 intake valve	2 intake valves
Engine speed	1300 rpm	1300 rpm
Charging efficiency	41.7%	46.6%
Crank angle ATDC	5 deg	5 deg

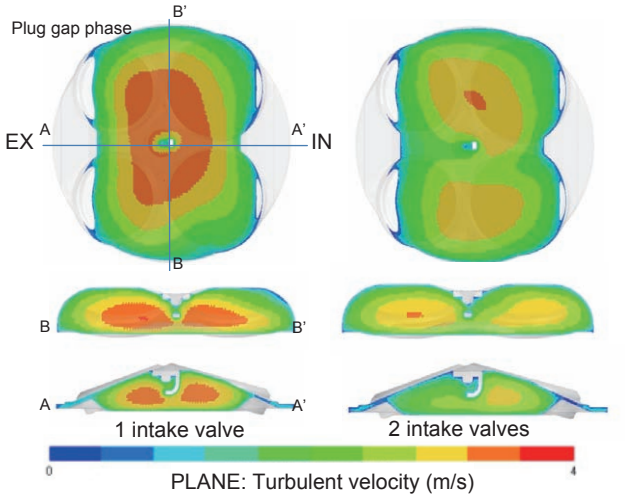


Fig. 9　Turbulent velocity simulation results (1 intake valve, 2 intake valves)

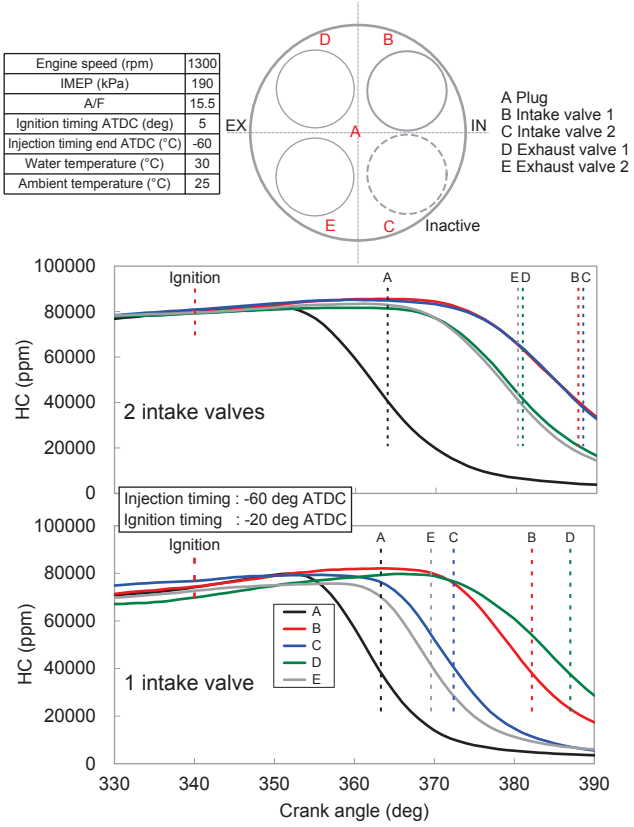


Fig. 11　Test result using high speed FID

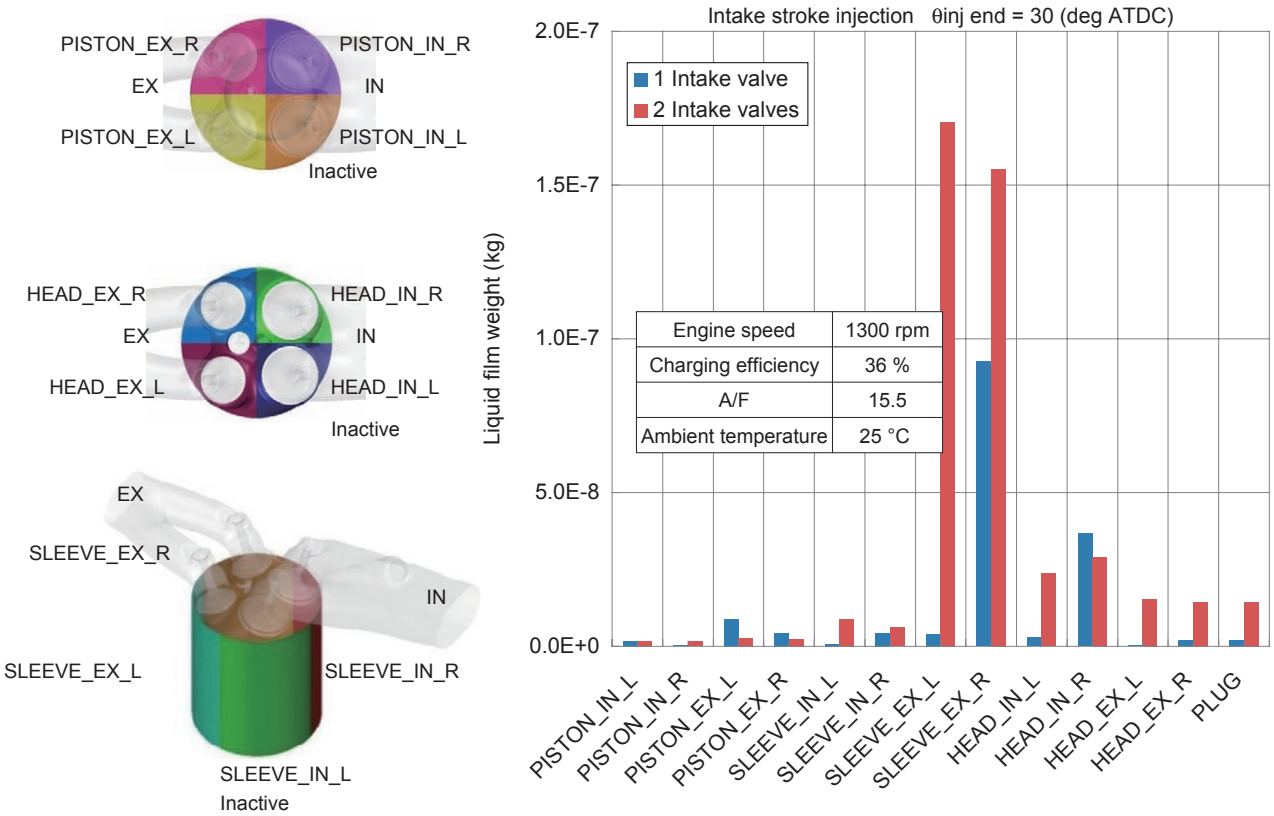


Fig. 10　Results of simulation of liquid film weight of fuel

気側 (Fig. 11 図中 D, E) へと火炎が伝播する. その後吸気側 (Fig. 11 図中 B, C) へ伝播する. 火炎伝播はプラグ部を中心とした放射状に, 温度が高い排気系がやや早く進行すると考えられる.

(2) 吸気 1 バルブ運転　燃焼の進行順序は, 点火からプラグ部近傍 (Fig. 11 図中 A) の混合気が燃焼した後, スワール流と同方向 (Fig. 11 図中 E-C-B-D) に火炎が伝播し, 燃焼の進行は早い.

吸気 1 バルブ運転によるスワール流の生成で, 気化性が向上するとともに, 火炎伝播も促進されていることが確認できる. Fig. 12 に火炎伝播の進行の概念図を示す. 以上のシミュレーションおよび計測により, 吸気 1 バルブ運転が気化性を改善し, 火炎伝播も促進させていることが確認された.

4.3. 点火時期進角

点火時期を進角させると冷却損失の増大の形で燃焼室の温度を上昇させることができる. 進角限界を拡大するには, 圧縮行程の途中でも十分に気化が進行していなくてはならない.

4.3.1. 吸気 1 バルブ運転の進角限界の拡大

気化性の改善に有効であった吸気 1 バルブ運転は, 進角限界の拡大にも有効である. 安定燃焼領域を空気過剰率と点火時期で定義して表現した. 安定燃焼の定義は平均有効圧力の変動率が 7.5% 以下の領域である. 空気過剰率に対する進角側限界と遅角側限界を Fig. 13 に示す. 吸気 1 バルブ運転をおこなうと, 進角側の燃焼限界が拡大することが確認できる.

4.3.2. 負荷変動試験による確認

上記の結果に基づき, 吸気 1 バルブ運転と点火時期進角を組み合わせることにより, 低温時の高負荷移行時の燃料の気化性を改善することが可能となる (Fig. 14). Fig. 15 に吸気 1 バルブ休止運転と点火時期進角を組み合わせた負荷変動試験の結果を示す. 低外気温時の始動直後から E100 のみで高負荷運転が可能となったことが確認できる.

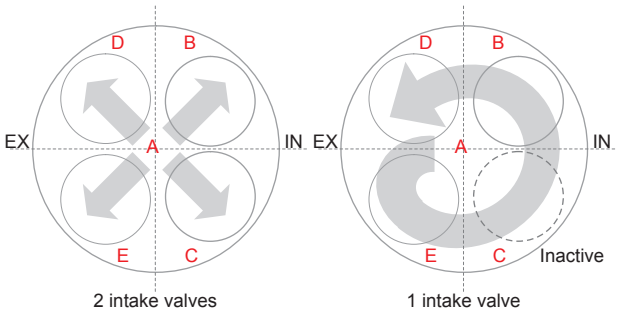


Fig. 12　Conceptual diagram of fire propagation

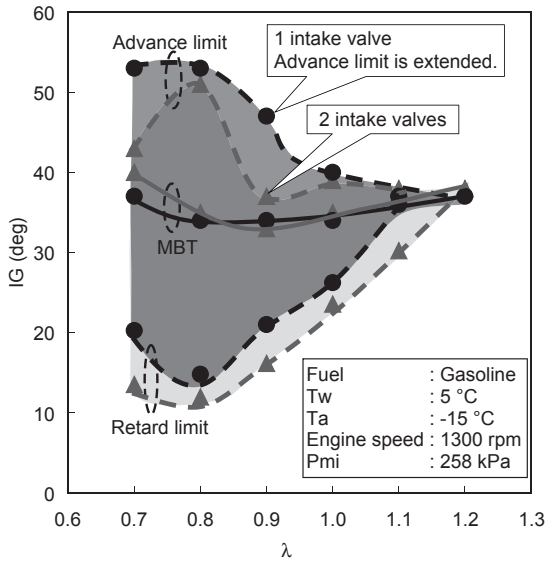


Fig. 13　Comparison of combustion stability zone with one intake valve and two intake valves

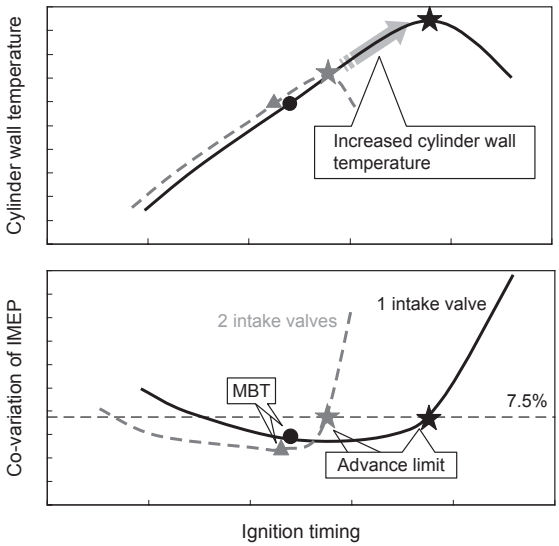


Fig. 14　Effect of ignition timing advance to increase cylinder wall temperature

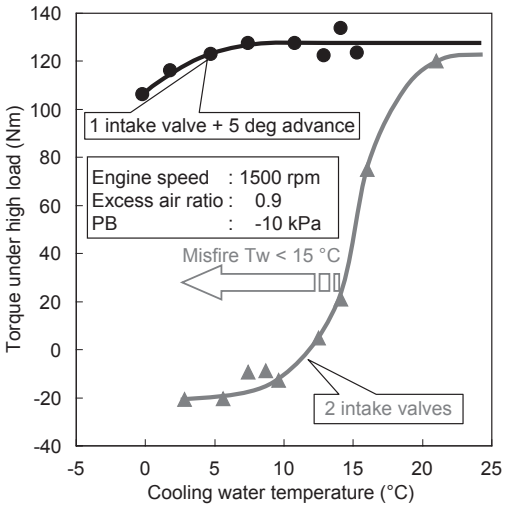


Fig. 15　Relationship between cooling water temperature and torque immediately after shifting to high load

Table 4 Test result at low ambient temperature

Engine type	Gasoline	FFV (optimized)
Compression ratio	10.5	11.5
Intake valve	2 intake valves	1 intake valve
Ignition timing (Fast idle at low Tw)	MBT	MBT + 5deg
Throttle opening angle (Engine start)	Normal	Close
Fuel	E100	E100
Starting time (sec; Ta = 20 °C)	3.4	2.0
Ambient temperature limit (°C; at load change test)	15	-10

Table 5 Test result of engine performance

Engine type		Gasoline		FFV (optimized)	
Fuel		Gasoline	E100	E22	E100
Compression ratio		10.5		11.5	
Valve train system		Normal		VTEC	
	Low engine speed	2 intake valves		1 intake valve	
	High engine speed			2 intake valves	
Power (kW)		97.8	102	101	105
Torque (Nm)	Max	165	173	171	177
	2000 rpm	147	151	150	162

4.4. 混合気量の適正化

前述のように，低負荷時は混合気量が少なく，気化性が良好である．その特性を利用して，ガソリン仕様に対して始動時の混合気量を減らし，気化性を改善する手法が考えられる．混合気量の減少により，気化に必要な熱量が減少する．また，圧縮端の温度は変わらずに圧力が減少するので，沸点が低下する効果もある．Fig. 16 に吸気圧と始動時間の関係を示す．吸気圧力が下がると始動時間が短縮されることが確認できる．始動後は，Drive By Wire による空気量制御により，速やかに回転数を上昇させる．

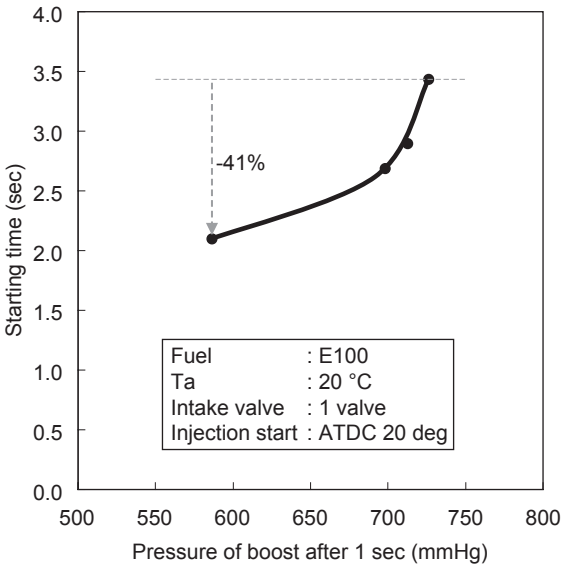


Fig. 16 Relationship between air intake pressure and starting time

5．エンジン仕様の最適化の効果

5.1. 低温時の性能の確認

吸気 1 バルブ運転による低温時の燃焼改善の結果を Table 4 に示す．ガソリン仕様をそのまま FFV に適用した場合に比べ，FFV 用に最適化した仕様は，低温時の始動性が向上していることと，低水温時から負荷変動運転が可能となり，商品性が向上している．

5.2. 燃焼の改善と出力の両立

吸気 1 バルブ運転による低温時の燃焼の改善と出力の両立は VTEC（Valve Timing Electric Control system）により可能となる．Table 5 にガソリン仕様をそのまま FFV に適用した場合と，FFV 用に最適化し，VTEC を採用した場合の性能比較を示す．E22-100 まで，ガソリン仕様よりも性能が向上していることが確認できる．

6．まとめ

ガソリン用エンジンをそのまま FFV に適用すると，低温時の燃焼等に課題が生じる．解決手法の探索をおこなった結果，以下の結論を得た．

（1）E100 の低温時の燃焼の課題は，気化潜熱がガソリンの約 3 倍と大きいため，低温では燃料が完全には気化できず，スリーブ等に付着することによると考えられる．

（2）最適な圧縮比を選定することにより E22 使用時の性能を落とすことなく E100 の気化性および出力，燃費を向上させることが可能である．

（3）吸気１バルブ運転による流速の向上とスワール生成により，低温時における E100 の付着量の低減が可能で，気化性が改善され，火炎伝播が促進される．
（4）吸気１バルブ運転は，点火時期の進角側限界を拡大する．
（5）点火時期の進角限界の拡大により，MBT を超えて進角させ，筒内温度を向上させ，発進時を想定した負荷変動試験でも失火を防止できる．
（6）始動時の吸気量制限により必要な燃料量が減少し，圧縮端圧力が低下し，沸点が低下するため，気化性が向上し始動性が向上する．
（7）VTEC の採用による吸気１バルブ運転と吸気２バルブ運転の使い分けで，低外気温時の商品性と最高出力を両立することができる．

参考文献

（1）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

■著　者■



中 島　　進

等価的な図示平均有効圧計測法の検証

Verification of Equivalent Indicated Mean Effective Pressure Measurement Method

長島慶一* Keiichi NAGASHIMA
三浦啓二* Keiji MIURA
松本雅彦* Masahiko MATSUMOTO
花田尚喜* Naoki HANADA
塚本能人* Yoshito TSUKAMOTO
土屋一雄** Kazuo TSUCHIYA

要　旨

内燃機関の燃焼状態を直接示すパラメータとして，一般に図示平均有効圧（Indicated mean effective pressure：IMEP）が用いられる．指圧センサはデータ安定性やコスト，寿命などが課題となり実車制御用としての利用が難しかったが，指圧波形に起因するエンジン振動やボルト軸力の変化を計測し，IMEP と相関性の強い等価 IMEP をモニタする手法を使うことで，今後の発展性が見込める．

本研究では，指圧波形に起因する信号を圧電型点火プラグ座型力センサで検出し，等価 IMEP を検出する手法を検討した．実機計測をおこなうと，指圧波形から求めた IMEP と力センサから求めた等価 IMEP との相関係数は 0.799 となった．チャージアンプの設定変更と演算ゲートの設定によって相関係数は 0.990 に向上し，IMEP と等価 IMEP の相関性を向上させることができた．

ABSTRACT

Indicated mean effective pressure (IMEP) is generally used as a parameter directly expressing the status of combustion in an internal combustion engine. Issues of data stability, cost, and lifespan, among others, have made the use of pressure transducers in vehicle control applications challenging. The use of a method in which changes in engine vibration and bolt tightening force originating in the pressure diagram are measured and used to monitor equivalent IMEP, which has a strong correlation with IMEP, has potential for the future.

The research discussed in this paper studied a method in which signals originating in the pressure diagram were measured using a piezoelectric ignition plug washer-type force sensor and the results were used in the calculation of equivalent IMEP. When measurements were conducted in an actual engine, a correlation coefficient of 0.799 was obtained between IMEP, as determined from the pressure diagram, and equivalent IMEP, as determined using the force sensor. Alteration of the charge amplifier settings and the setting of a computation gate increased the correlation between equivalent IMEP and IMEP, raising the correlation coefficient to 0.990.

1．まえがき

地球規模の大気汚染や温暖化に対して，自動車分野においても低公害，省燃費対策が急務となっている[1]．これらの要求に対し，熱効率改善を目的としたガソリン筒内直接噴射エンジンの開発や HCCI（Homogeneous Charge Compression Ignition）エンジンの研究がおこなわれている．また，最近の動弁系にみられる可変機構は，燃費や排気エミッションの改善に大きな役割を果たしている．その反面，制御パラメータは増大し，マップ状にした大量の制御データを必要としている．さらに，導入が検討されている過渡運転時の最適制御では従来のマップやテーブルの読出し補間方式では対応が難しい状況にある[2]．

このようなエンジンの開発や制御には燃焼状態の把握が重要であり，確認手段として指圧波形の計測が従来から用いられてきた．指圧波形からは，最大筒内圧や発熱量，直接サイクルごとの仕事量を示す IMEP が算出でき重要なデータとなる．また，前述の制御データ用パラメータ設定や制御では，実車での過渡計測が重要となる．この場合，多少のひずみが指圧波形に生じても長時間計測時におけるデータの安定性が優先し，測定系の時定数設定が重要となる．

土屋らが提案する IMEP 演算手法[3]には，1 サイクルあたりのサンプリングデータ数を減少させても従来から用いられている数値積分法より演算誤差が少なく，演算速度が速く，かつ低周波数成分のみで算出できるという特徴がある．

これにより，測定系への制約がある場合でも有効な活用

＊　四輪 R&D センター
＊＊明治大学

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_20

が期待できる．また，測定系の周波数特性が明確であれば容易に補正が可能[2]となり，測定系への周波数特性やセンサ自身の固有振動数に対する要求を緩和することができる．一方，エンジン開発に使用される高精度な指圧センサは高価で，寿命や燃焼室への取付けなどの課題があり，実車テスト用としても，また将来のエンジン制御用としても改良が求められている．

本稿では，コストや寿命，レイアウト上の制約などに課題がある指圧センサを使用せず，実機改修不要で取付けられる圧電型の点火プラグ座型力センサから得られた指圧波形関連信号より，先述の IMEP 演算式を利用した IMEP との相関性が強い等価 IMEP を計測する手法の実機検証をおこない，良好な結果を得られたので，報告する．

2．IMEP 演算式と等価 IMEP の考え方

2.1. フーリエ級数展開された指圧波形を利用した IMEP の演算法

一般に IMEP は行程容積 Vs，筒内圧 P，燃焼室容積変化 dV として式（1）で定義される．

$$IMEP = \frac{1}{Vs}\oint PdV \qquad (1)$$

ここで，筒内圧および燃焼室容積変化が周期的であることに注目して，それぞれをフーリエ級数のような周期関数の和として表現し，展開，整理すると式（2）が得られる．以後，本稿では式（2）の IMEP 演算手法を本方式と呼ぶ．ここで，エンジン回転角速度と等しい周波数成分を基本波とする．

$$\{IMEP\}_f = \frac{\pi}{2h}\{C_1 \cos\phi_1 + KC_2 \cos\phi_2\} \qquad (2)$$

ただし，$K = (1+1/4\lambda^2)/2\lambda$
$\{IMEP\}_f$：本方式で求められた IMEP
C_1, C_2：第１次，第２次周波数成分の振幅
ϕ_1, ϕ_2：第１次，第２次周波数成分の位相
λ：コンロッド長さ／クランク半径
h：定数（2 cycle：1，4 cycle：1/2）

式（2）から，IMEP は指圧波形中の第１次および第２次周波数成分のみから決定されることがわかる．

2.2. 等価 IMEP 計測の考え方

筒内圧計測に使用する指圧センサは，燃焼室に直接取付けられるためにダイアフラムが高温ガスにさらされ，耐久性や出力電圧のドリフトが課題となる．そこで，シリンダ内の燃焼に起因するボルト締結力や加速度の変化を示す信号を燃焼室外でセンシングし，式（2）を用いて IMEP と相関性の強い等価 IMEP を求める手法が確立できれば有効な対策となる[4], [5]．このとき，センシングされる信号が，エンジン内部を伝達する間に高周波成分の減衰を生じても影響はなく，使用するセンサも周波数特性が低域に特化したもので良い．本研究では燃焼室直上にあり，実機改修不要で取付けられる圧電型点火プラグ座型力センサ（以下，供試センサ）を使用する．

3．点火プラグ座型力センサの検定

3.1. 校正装置

一般的に圧力センサの校正には油圧式重錘型圧力校正器が使用されるが，圧電型センサは DC 成分の検出ができないためにゆっくりとした圧力変化に対してドリフトを生じ，定常圧での校正は難しい．そこで，今回の検定には脈動圧校正器[6]を使用した．その全体構成を Fig. 1，圧力発生部を Fig. 2 に示す．この装置では，ピストンを動作させて圧力タンクからの検定圧印加と大気開放を交互におこなっている．なお，最大印加圧力は 980 kPa，最大圧力印加周波数は 50 Hz で，基準センサにはキスラー社製圧電型指圧センサ 7061B とチャージアンプ 5010 を組合せて使用し，時定数は LONG モードとした．

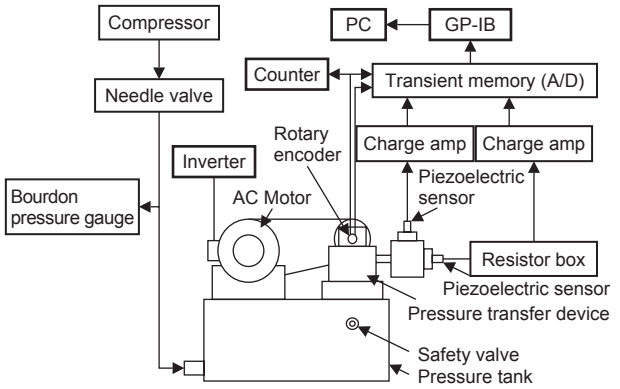


Fig. 1　Dynamic calibration system

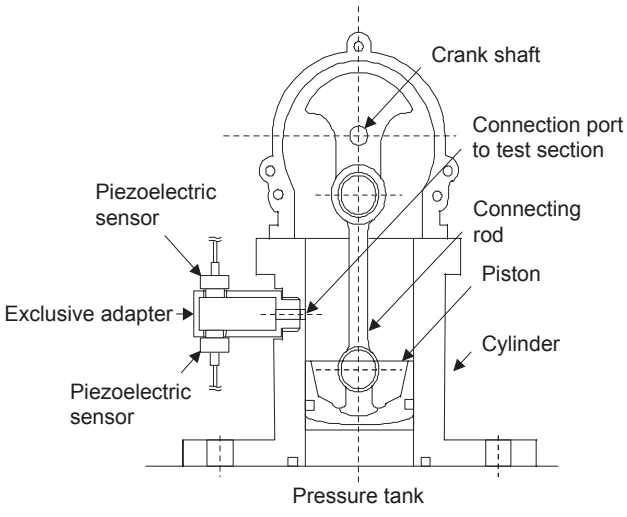


Fig. 2　Pressure transfer device

3.2. 点火プラグ座型力センサを用いた測定系

Fig. 3 に供試センサとチャージアンプ，ケーブルからなる測定系を示す．この測定系では発生電荷 Q を出力電圧に変換するための帰還容量 C_f や出力電圧のドリフトを抑制するための帰還抵抗 R_f が接続されている．

3.3. 感度算出法

チャージアンプ設定を C_f = 1000 pF，$R_f = 10^9$ Ω（時定数 τ = 1 sec）とし，脈動圧校正器からの検定圧 400 kPa，印加周期 10 Hz で検定をおこなった．その出力波形をクランク角度 0.5 deg ごとにサンプリングし，50 サイクルの平均化処理したものが Fig. 4 である．この図から出力波形にサグとよばれる電圧降下が生じ，出力電圧が時間経過とともに減少していることが確認された．

出力波形にサグが生じると，どのクランク角度の出力電圧が検定圧に対応するかが不明確となり，検定圧に対する出力波形の振幅から感度を求める従来手法を用いることが難しい．そこで，今回の検定では横軸に基準センサ，縦軸に供試センサの出力電圧をとった Fig. 5 から感度を求めることとした．このとき，傾きは供試センサの感度を示し，y_1 がサグによる出力電圧低下分に相当する．以後，この手法をスロープ法と呼ぶ．

C_0 : Capacitance of piezoelectric element　C_c : Capacitance of cable
R_{OC} : Sum of piezoelectric element insulation resistance and cable insulation resistance
C_f : Feedback capacitance　R_f : Feedback resistance
E_i : Input voltage　E_0 : Output voltage
Z_i : Input impedance of operational amplifier　I_i : Total current
I_0, I_1, I_2 : Branch current　Q : Generated electric charge

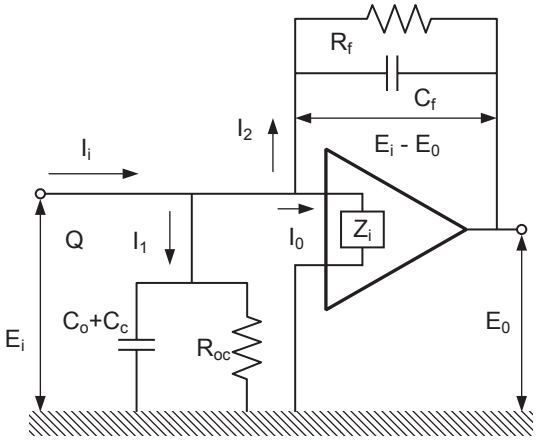


Fig. 3　Measurement system

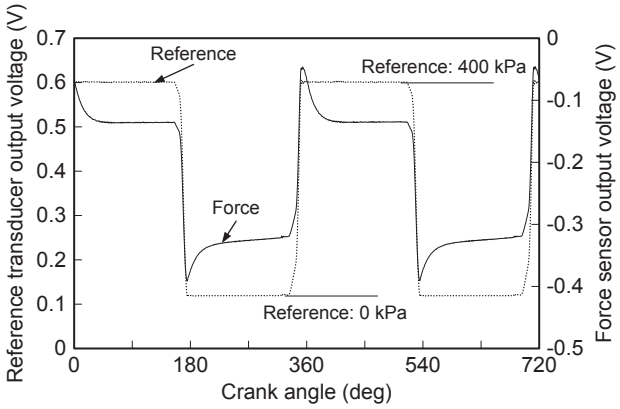


Fig. 4　Results of calibration

Table 1　Sensor sensitivity

Calibration pressure (kPa)	Sensitivity (kPa/V)
100	1721
200	1751
300	1864
400	1842
500	1849

3.4. スロープ法による検定

チャージアンプの設定を C_f = 1000 pF，$R_f = 10^8$ Ω（τ = 100 msec）として，圧力印加の周期を 10 Hz，印加圧力を 100 kPa から 500 kPa まで 100 kPa ごとに与えると Fig. 6 の結果が得られる．印加圧力ごとに感度を読みとると Table 1 となり，それらを平均して感度は 1805 kPa/V となった．

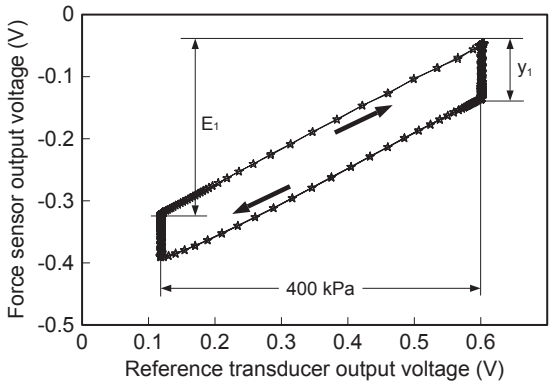


Fig. 5　Calculation of sensor sensitivity using slope method

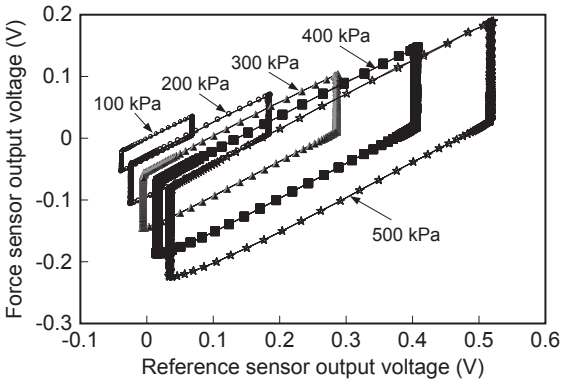


Fig. 6　Result of calibration using slope method

4．点火プラグ座型力センサの固有振動数

等価 IMEP を精度良く求めるには，エンジン回転数の第１次，第２次周波数成分付近に固有振動がないことが重要である．エンジンの最高回転数は市販車用で 8000 rpm 程度，レーシング用でも最高回転数は 20000 rpm 程度なので第２次周波数成分はそれぞれ 266.7 Hz，666.7 Hz である．よって，この周波数成分より低い帯域に固有振動が存在しなければよい．

供試センサを測定部位に取り付けた状態で固有振動数を調べるため，シリンダヘッドに供試センサと加速度センサを取り付け，鋼球落下試験をおこなった．実験装置を Fig. 7 に示す．直径 0.48 mm，重量 0.48 g の鋼球を脚立で固定されたガイドを通して，供試センサの付いた点火プラグの中心電極をねらって落下させる．このとき，生じる振動を供試センサと加速度センサで観測し，FFT アナライザで周波数解析をおこなう．なお，加速度センサは Fig. 8 の A に取り付けた．

Fig. 9, Fig. 10 にそれぞれ加速度センサの出力波形，パワースペクトラムを示す．この結果から，測定部位に取り付けられた供試センサは，IMEP 計測結果に影響を与える周波数帯域に固有振動数が存在しないことが確認できた．

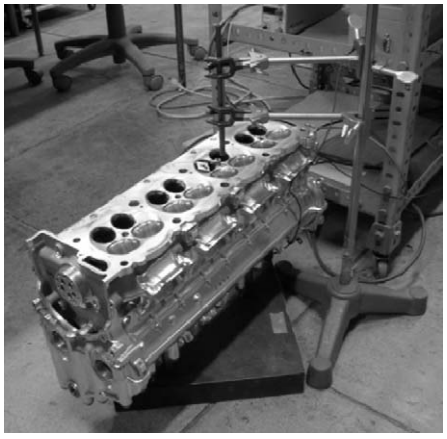


Fig. 7　Steel ball impact test

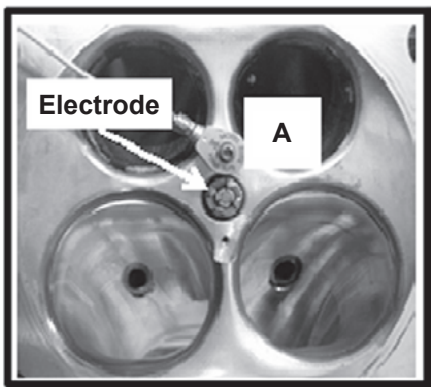


Fig. 8　Location of sensors

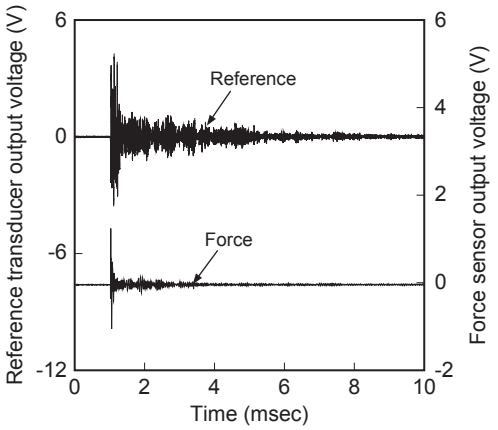


Fig. 9　Sensor output voltage

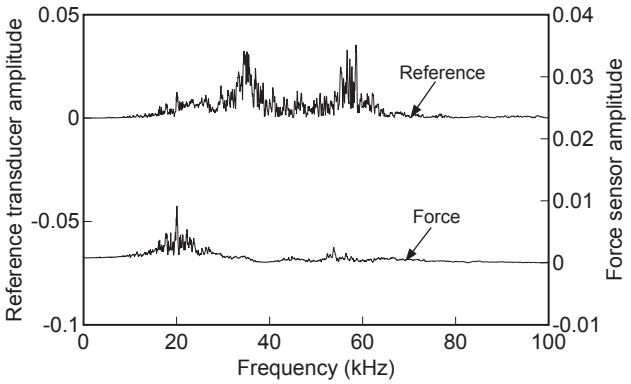


Fig. 10　Power spectrum

5．実機での等価 IMEP 計測

5.1. 実験装置と供試機関

実機計測をおこなう装置を Fig. 11 に示す．供試センサと比較データ計測用の指圧センサを図のように取り付け，出力波形をフーリエ級数型燃焼解析装置[7]に取り込み，同一サイクルにおけるセンサ出力を比較した．ここで，指圧センサはキスラー社製 7061B センサを使用し，5011B チャージアンプを接続し，時定数は MEDIUM とした（以

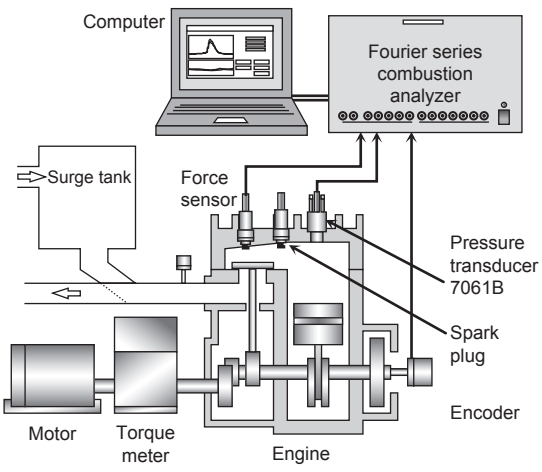


Fig. 11　Test equipments

Table 2 Engine specifications and test conditions

Engine type	Shibaura GEF30RE
Bore × Stroke	78 × 62 (mm)
Displacement	296 (cm^3)
Compression ratio	7.4
Engine speed	1,800 (rpm)
Throttle	1/4 - 3/4
Ignition timing	BTDC 22 (deg)
A/F	12.7, 15.3

下，基準センサ）．なお，エンジンへの点火はプラグ座型力センサではおこなわず，供試エンジンの点火プラグを使用した．実験に用いたエンジンの諸元とテスト条件を Table 2 に示す．

5.2. 等価 IMEP 計測結果

本実験で使用する供試センサを含む測定系は Fig. 3 に示したとおりである．ここでは，C_f を 1000 pF，R_f を指圧波形計測の SHORT モードに相当する 10^9 Ω とした．このとき，時定数 τ = 1 sec，低域遮断周波数 fc = 0.159 Hz となる．

Table 2，A/F 12.7 の条件で供試センサと基準センサの出力波形をそれぞれ 300 サイクル収録し，平均化すると Fig. 12 となった．この結果から，供試センサ出力波形は高調波のノイズ成分を除けば，指圧波形に近い形態となっていることがわかる．Fig. 13 は，連続した 300 サイクルの IMEP と等価 IMEP の推移を示したもので，等価 IMEP は IMEP に対してほぼ追従している．また，Fig. 14 は IMEP に対する等価 IMEP の相関性を示しており，相関係数は 0.799 となった．

以上より，今回のテスト条件，計測条件であれば，おおよその IMEP モニタが可能と思われる．しかし，より高精度な等価 IMEP の計測やエンジン制御への適用を考えると，追従性や相関性の向上が必要である．

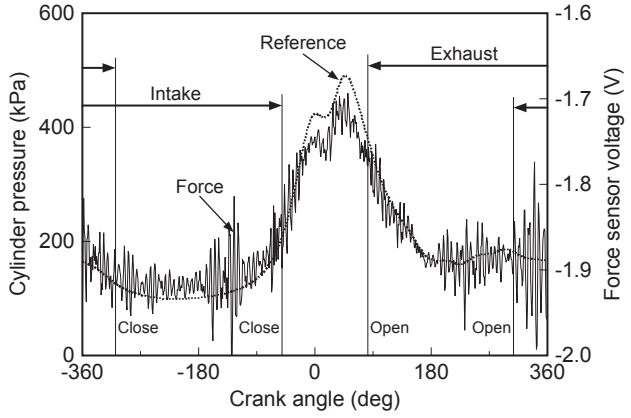


Fig. 12 Cylinder pressure and force sensor output voltage waveforms

5.3. 等価 IMEP の計測精度向上

圧電型センサとチャージアンプを組み合わせて計測する場合，Fig. 3 の絶縁抵抗 R_{oc} が低下すると，出力波形のベースラインにドリフトが生じる．このドリフトを長時間放置すると，やがて測定レンジを超え測定不能になる．絶縁抵抗の低下はコネクタ部への液滴浸入や素子の温度上昇によって生じ，抑制するには帰還抵抗 R_f を小さく設定する必要がある．そこで，R_f が前章の設定である 10^9 Ω の場合におけるベースライン安定性を確認した．供試機関は Table 2 のエンジンで，運転条件はスロットル開度 2/4，A/F 12.7 とした．比較用として基準センサで指圧波形の計測をおこなった．その結果は Fig. 15 に示すとおりで，エンジン

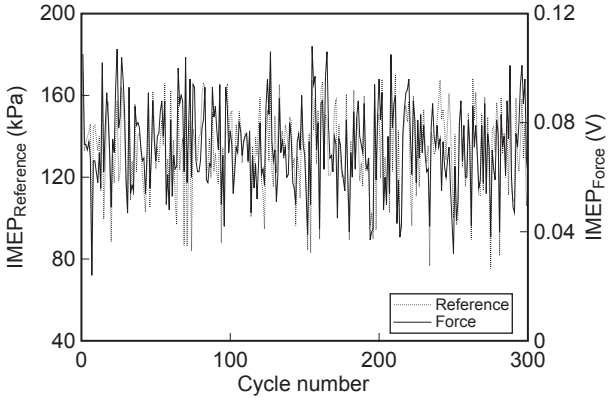


Fig. 13 IMEP and equivalent IMEP in continuous cycles

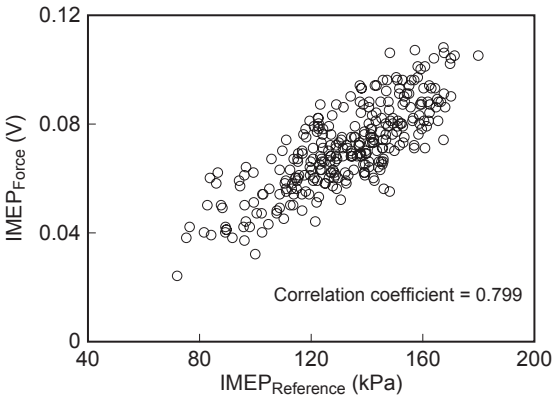


Fig. 14 Relation between IMEP and equivalent IMEP

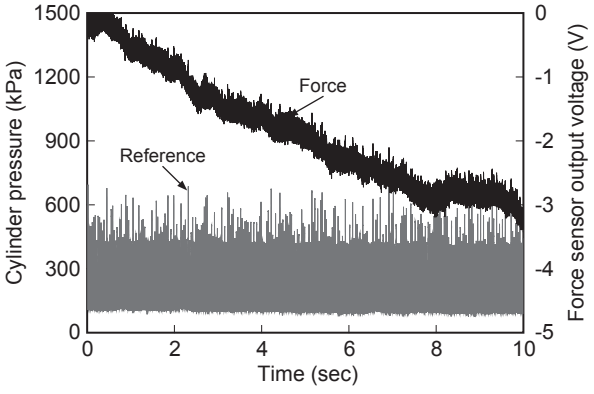


Fig. 15 Baseline drift of sensors

運転中に供試センサ出力のベースラインがドリフトを起こし，測定レンジを超える傾向にある．よって，R_f をより小さく設定する必要がある．一方，R_f を小さく設定することで低域周波数成分の検知性が低下し，等価 IMEP の計測結果に影響することが考えられる．これに対しては，測定系の周波数特性を事前に調べておくことで補正が可能[4]であり，R_f を小さく設定し安定性を優先することが実用的である．

また，供試センサの出力波形は Fig. 12 のように電気的ノイズや振動が重畳している．この場合，吸気行程や排気行程のような筒内圧が小さい領域では SN 比が低下し，圧縮上死点付近の筒内圧が大きい領域では比較的 SN 比が良好になる．そこで，SN 比が良好な圧縮上死点付近に演算ゲートを設け，演算ゲート内のデータのみで等価 IMEP の算出をおこなう．

R_f を 10^8 Ω に変更し，圧縮上死点±120 deg で演算ゲート設定をおこない，等価 IMEP の計測精度を確認すると Fig. 16, Fig. 17 となる．Fig. 16 から等価 IMEP は IMEP の変化に追従していることが確認でき，Fig. 14 の相関係数 0.799 に対し Fig. 17 は 0.990 に向上していることが確認できる．

5.4. 高速エンジンへの応用

前節までの結果を利用して，高速回転エンジンへ適用した事例を示す．使用したエンジンはV型８気筒，ボア 97 mm，ストローク 40.25 mm，圧縮比 13.0 のレーシングエンジンである．運転条件はスロットル開度全開，A/F 13.1，点火時期は MBT 相当とし，エンジン回転数は 14000 rpm とした．等価 IMEP 検出の測定系は，７番気筒に供試センサを取付け，チャージアンプの帰還抵抗は $R_f = 10^8$ Ω とした．比較用としてキスラー社製 6081AQ05 型センサと 5011 型チャージアンプ（時定数は MEDIUM モード）で指圧波形を同時計測した．なお，データ処理ではゲート設定していない．

Fig. 18 は 100 サイクルの IMEP と等価 IMEP の推移を示したもので，レーシングエンジンでも等価 IMEP は IMEP の変化に追従できていることがわかる．Fig. 19 は IMEP に対する等価 IMEP の相関性を示したもので，相関係数は 0.981 となっており，高い相関性が得られた．

以上から，レーシングエンジンのような高速回転型エンジンでもチャージアンプの設定を適切におこなえば，等価 IMEP を精度良く検出できることが確認できた．

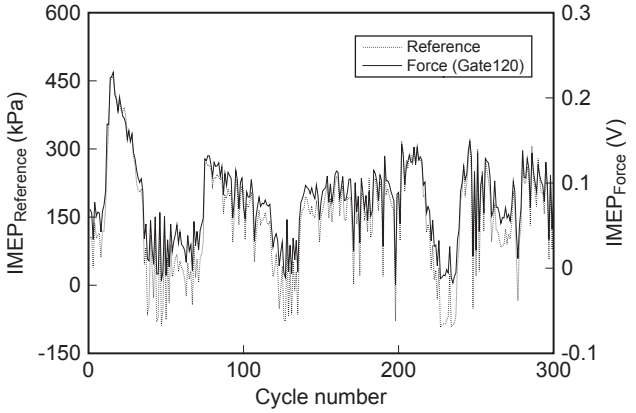


Fig. 16　IMEP and equivalent IMEP in continuous cycles (R_f modified)

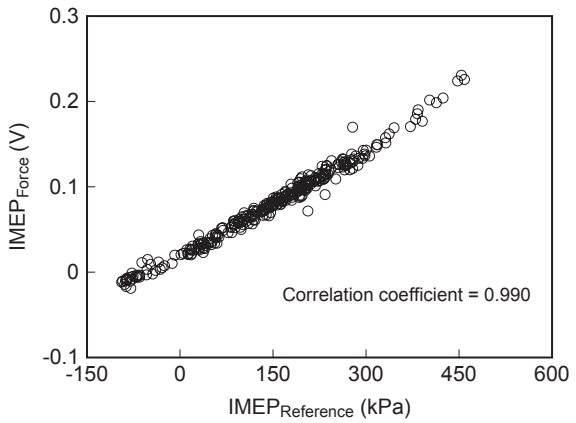


Fig. 17　Relation between IMEP and equivalent IMEP (R_f modified)

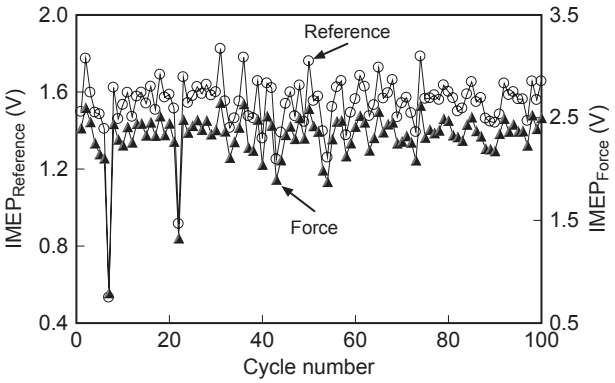


Fig. 18　IMEP and equivalent IMEP in continuous cycles (in high-speed engine)

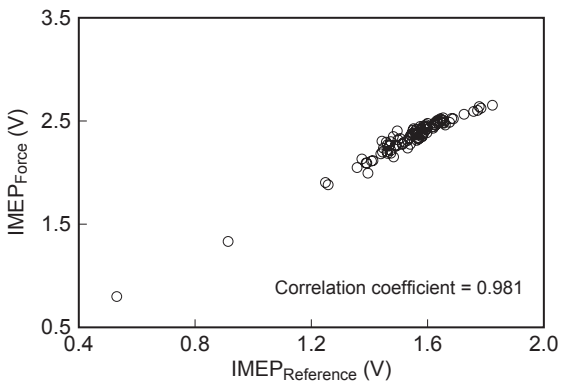


Fig. 19　Relation between IMEP and equivalent IMEP (in high-speed engine)

6．まとめ

実機改修不要で取付けが可能な点火プラグ座型力センサで，IMEP と相関性が強い等価 IMEP を計測可能することが可能となった．得られた結果を以下に述べる．

（1）点火プラグ座型力センサによる等価 IMEP 計測を，指圧波形計測の時定数 SHORT モード相当の設定（$R_f = 10^9$ Ω）でおこなうと，IMEP に対する等価 IMEP の相関係数は 0.799 となり，おおまかなモニタリングには適用できるが，エンジン制御などに用いるには IMEP に対する追従性や相関性の向上が必要である．

（2）等価 IMEP の計測において，チャージアンプの帰還抵抗 $R_f = 10^8$ Ωとし，あわせて圧縮上死点付近のデータのみで算出するように演算ゲートを±120 deg に設定すると，IMEP に対する等価 IMEP の追従性が向上し，相関性も 0.990 となった．

（3）高速回転で運転されるレーシングエンジンでも，チャージアンプの設定を適切にすることで，IMEP に対する等価 IMEP の相関性向上が可能である．

参考文献

（1）大聖泰弘：21 世紀のくるま社会－環境－エネルギー問題の克服に向けて－，自動車技術，Vol.56，No.1，p.18-24(2002)

（2）土屋一雄：図示平均有効圧のエンジン制御への応用，自動車技術，Vol.58，No.4，p.25-30(2004)

（3）Tsuchiya, K., Nagashima, K.: A Calculation Method for Indicated Mean Effective Pressure Based on Harmonic Analysis of Pressure Waveform, International Journal of Engine Research (JER03702), Vol.4, No.2, June (2003)

（4）土屋一雄，河内康朗，宮本貴司：加速度，力，すきまセンサを用いた図示平均有効圧のモニタ法，自動車技術会学術講演会前刷集，No.28-06（20065298），p.5-8(2006)

（5）西尾澄人，塚原茂司，土屋一雄，堺正博：舶用ディーゼル機関マネージメントシステムの開発（第２報），第 76 回春季マリンエンジニアリング学術講演会（A109）(2007)

（6）賀羽常道，三浦啓二，秦野芳明，皆川友宏，賀羽宏之，柳原茂：筒内圧センサ用脈動圧力校正装置の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.14-07（20075022），p.1-4(2007)

（7）長島慶一，土屋一雄，神本武征：フーリエ級数型燃焼解析装置の開発，自動車技術会論文集，Vol.33，No.2，p.31-36(2002)

■著　者■


長島慶一


三浦啓二


松本雅彦


花田尚喜


塚本能人


土屋一雄

ディーゼルシリンダヘッド燃焼室の低サイクル疲労破壊予測手法

Prediction Method of Low-cycle Fatigue Breakdown in HSDI Diesel Cylinder Head

三上祥平* Shohei MIKAMI
荻野晃一* Koichi OGINO
空澤光将* Mitsumasa SORAZAWA

要　旨

冷熱サイクルを繰り返す運転モードにおいてクラックが発生することの多いディーゼルシリンダヘッドのグロープラグホール周りを解析対象とした，低サイクル疲労破壊に対する予測手法を紹介する．疲労破壊の予測にあたっては，クラックの起点となる部位のひずみ振幅と温度を把握する必要があるため，CAE を用いたひずみ解析をおこない，同時に，硬度測定による温度換算法により局所の温度を求めた．これにより，従来は困難であった局所状態の把握が可能となった．さらに，試作エンジンの冷熱サイクル耐久テストをおこなうことにより，本手法による低サイクル疲労破壊の予測の確からしさを実証した．また，新規エンジン開発において本手法が仕様検討のツールとして活用されるよう，設計プロセスへの取り入れ方を提案した．

ABSTRACT

This paper introduces a method of predicting low-cycle fatigue breakdown that takes as its focus the area around the glow plug hole of the diesel engine cylinder head, where cracks frequently occur during operating modes in which hot and cold cycles are repeated. Because an understanding of the strain amplitude and temperature of the areas in which cracks originate is necessary in predicting fatigue breakdown, strain analyses were conducted using CAE, and at the same time a method of calculating temperature from hardness measurements was used to determine local temperatures. This made it possible to study the local conditions of the cylinder head combustion chamber, which had previously represented a challenge. In addition, a hot-and-cold cycle endurance test using a prototype engine demonstrated the validity of predictions of low-cycle fatigue breakdown using the new method. The project also proposes the incorporation of the method in the design process in order to employ it as a tool for the review of specifications in new engine development.

1．はじめに

これまでのディーゼルエンジン開発において，冷熱サイクルによりシリンダヘッド燃焼室のバルブシート間に発生するクラック（Fig. 1）は，大きな課題となってきた．このようなクラックは，熱疲労現象であると考えられ[1]，冷熱サイクルによる繰り返し荷重が燃焼室に加わる際，塑性変形が繰り返され，そこを起点にクラックが発生する．

このような低サイクルの繰り返しによるクラックの場合，Manson-Coffin の式[2]で示されるように，発生するひずみ振幅を指標に疲労寿命を予測する手法が知られている．材料の強度特性は温度によって変化するため，実際にシリンダヘッド燃焼室の疲労寿命を予測するにあたっては，解析対象とする部位のひずみ振幅に加え温度も測定する必要がある．

しかし，特にひずみ振幅をエンジン運転時に測定することは技術的難易度が高く，これまでは Fig. 2 に示すように，限定的な領域で得たひずみ振幅と温度の関係を基に，比較的測定が容易な温度よりひずみ振幅を推定する等の手法を試みてきた．しかしながら，その推定精度は必ずしも十分ではなく，疲労寿命を精度良く予測することができなかった．そのため，エンジンの耐久信頼性の確認は，耐久テス

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_21

トによる実機確認を主体とせざるを得ず，エンジン試作数の増大に繋がっていた．

そこで，クラックの起点となる部位の温度，およびひずみ振幅を精度良く測定，解析する手法の構築に取り組むと共に，燃焼室各部のひずみ振幅 - 温度の状態を把握し，それをシリンダヘッド素材の熱疲労限度線と対比させることで，冷熱サイクルにおけるクラックの発生を予測することに取り組んだ．

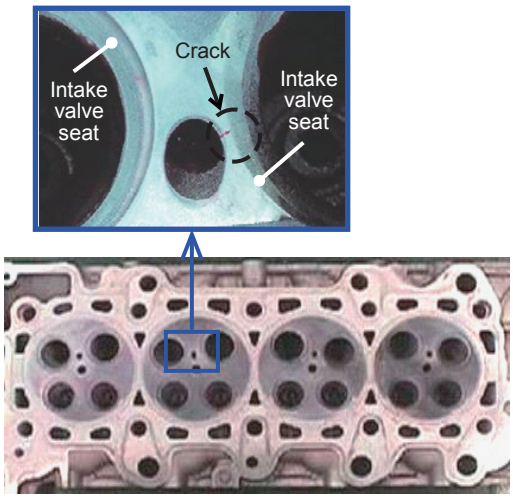


Fig. 1　Crack found beside glow plug hole

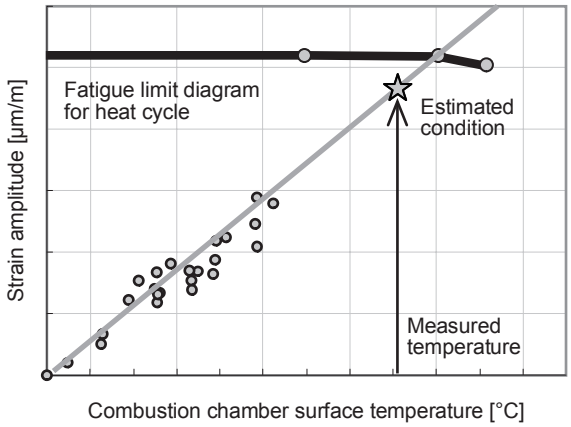


Fig. 2　Estimation of combustion chamber surface condition based on measured temperature

2．低サイクル疲労破壊予測手法

2.1. 解析対象

シリンダヘッド燃焼室の低サイクル疲労破壊予測手法の導入とその検証にあたり，試作エンジンＡにて冷熱サイクル耐久テストを実施した．今回実施した冷熱サイクルテストモード１の概要を Fig. 3 に示す．この耐久テストモードは，数あるテストモードの中で，シリンダヘッド燃焼室のクラック評価に対して厳しいテストモードであることが過去のディーゼルエンジン開発経緯から明らかなため，これを選択した．今回は，このテストモードを約 10^4 回繰り返すこととし，燃焼室表面温度を変化させることで燃焼室各部のクラック発生状況を変化させるため，冷却条件や燃焼条件を変更した耐久テストを４ケース実施した．テスト条件，および耐久テスト終了後のシリンダヘッド燃焼室の状態を Table 1 に示す．表内のグロープラグホール周辺温度および排気バルブ間温度は，近傍の平坦部を熱電対で測定した値であり，耐久テストモード中に到達する最高表面温度である．

ケース１では，シリンダヘッド燃焼面の吸気バルブシート間（グロープラグホール周辺）（Table 1 内ａ），排気バルブシート間（Table 1 内ｂ）および吸気 - 排気バルブシート間（Table 1 内ｃ）のいずれにもクラックが発生した．ケース２ではグロープラグホール周辺と吸気 - 排気バルブシート間に，ケース３ではグロープラグホール周辺にクラックが発生したが，ケース４ではクラックの発生は無くなった．

グロープラグホール周辺に発生したクラックの破断面を観察した結果を Fig. 4 に示す．一般的にグロープラグホールは機械加工によってシリンダヘッド燃焼室表面に開けられた穴であり，シリンダヘッド燃焼室表面も機械加工によって形成された面である．そのため，その口元は直角もしくは鈍角のエッジとなる．破断面の観察から，クラックの起点は燃焼室表面の平坦部ではなく，グロープラグホール口元のエッジであることがわかる．よって，この部位を解析対象として低サイクル疲労破壊の予測に取り組んだ．

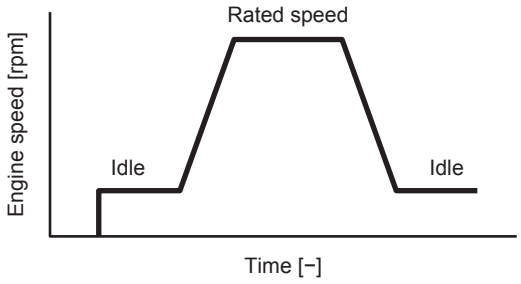


Fig. 3　Hot and cold cycle test mode 1

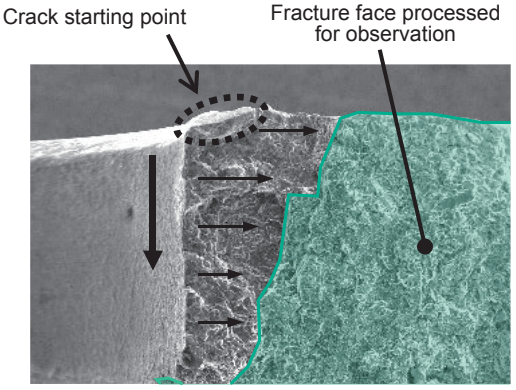
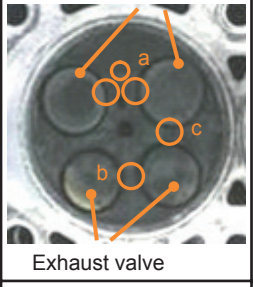
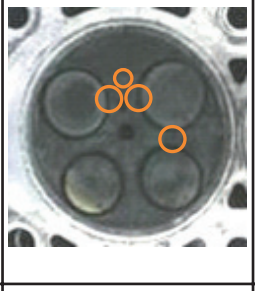
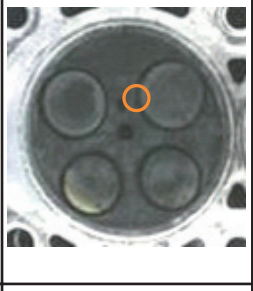


Fig. 4　SEM image of broken-out section of crack beside glow plug hole

Table 1　Hot and cold cycle endurance test conditions and resulting cracks

	Prototype engine A　○ Indicates location of crack observed after test			
Case No.	1	2	3	4
Occurrence of cracks				
Engine load	Full load	Full load	Full load	Full load
Coolant temperature [°C]	96	97	80	82
Coolant flow rate	Base	Base +75%	Base +26%	Base +39%
Nozzle cone angle	Base	Base	Base	Base -3 deg
Temperature beside glow plug hole [°C]	282	253	226	225
Temperature between exhaust valve seats [°C]	298	256	236	230

2.2. ひずみ振幅解析手法

ひずみゲージによるひずみ測定法では，グロープラグホールのエッジに直接ひずみゲージを取り付けることはできないため局所の測定が不可能であり，そのうえ，ひずみゲージの耐熱性の限界により高出力時の高温雰囲気下での測定もできない．そこで，Computer Aided Engineering (CAE) を用いたひずみ解析を実施した．

冷熱サイクル耐久テストにおいてシリンダヘッド燃焼室にクラックが発生する原因は，燃焼室の不均一温度分布に起因したひずみの発生とその集中であると考えられる．Fig. 5 に燃焼室のサイクル平均の温度分布を示す．インジェクタホールを中心に燃焼室中央は温度が高くなる．燃焼室中央は高温になることで，燃焼室外周側へ向かって熱膨張する．これに対して，燃焼室外周側は比較的低温であるため中央部に比べ熱膨張量は小さくなる．このように，不均一温度分布に起因した熱膨張差により，燃焼室には半径方向の圧縮ひずみが発生する．この圧縮ひずみは，グロープラグホール周りやバルブシート間のような断面積が小さい部位に集中し，冷熱サイクルによる繰り返しにより，ひずみ集中部を起点としたクラックが発生すると考える．

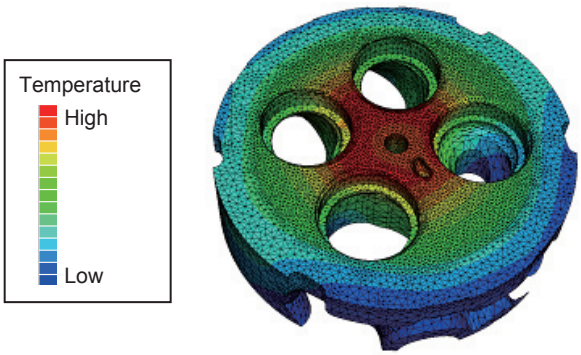


Fig. 5　Temperature distribution of combustion chamber surface

したがって，解析の流れとしては，まず温度解析により温度分布を求め，それを基にひずみ解析をおこなった．以下 (1) から (5) に手順を示す (Fig. 6)．

(1) シリンダヘッドの Finite Element Method (FEM) モデルを作成する (Fig. 7)．

(2) FEM モデルのウォータジャケット壁面に対して，Computational Fluid Dynamics (CFD) 解析で求めた熱伝達率をマッピングし，熱境界条件を与える．解析ソルバーには VECTIS (3 次元流体ダイナミクスプログラム) を用いる．

(3) 燃焼室を始めとするその他のシリンダヘッド表面に対しても熱境界条件を付与する．この熱境界条件は，実機耐久テストと同運転条件の下，熱電対により燃焼室表面温度を測定した結果と合致するよう，領域を分割してガス温度および熱伝達率を設定する．熱境界条件は，耐久モード中の高温時 (定格出力時)，低温時 (アイドル時)，それぞれに応じて設定する．なお，熱電対による温度測定については，燃焼室の温度分布が把握可能なように，多点で測定することが必須である．

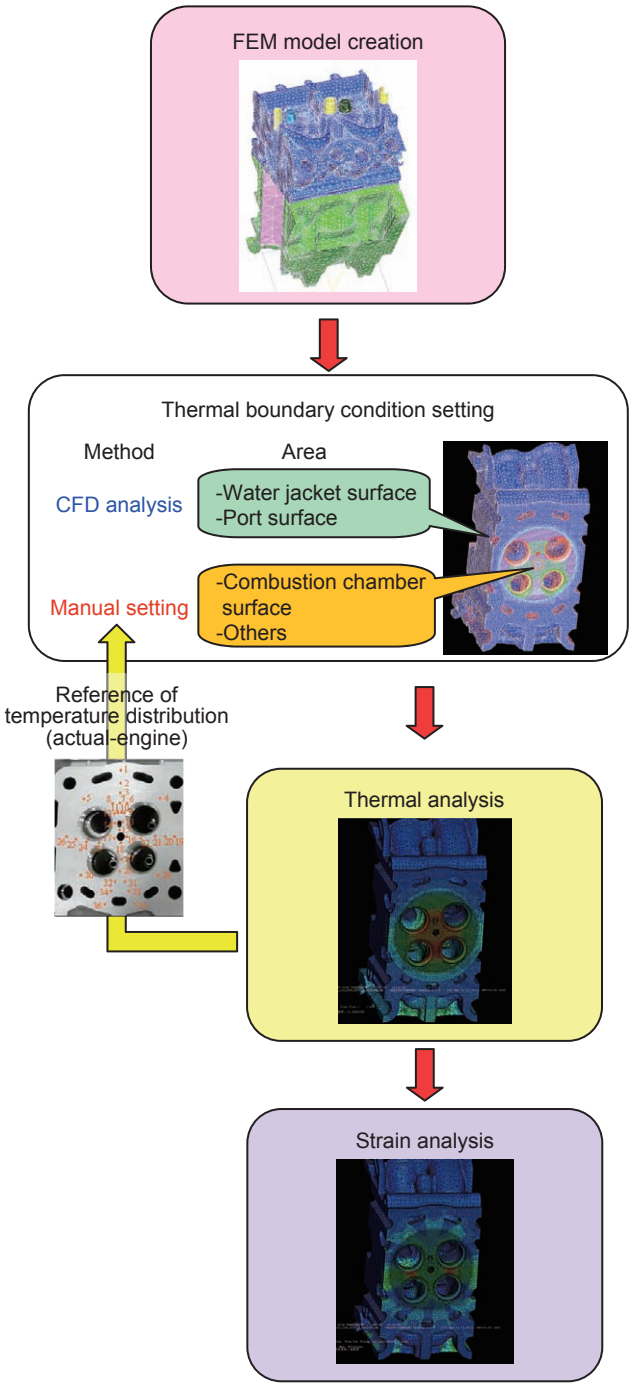


Fig. 6 Flow diagram of strain analysis

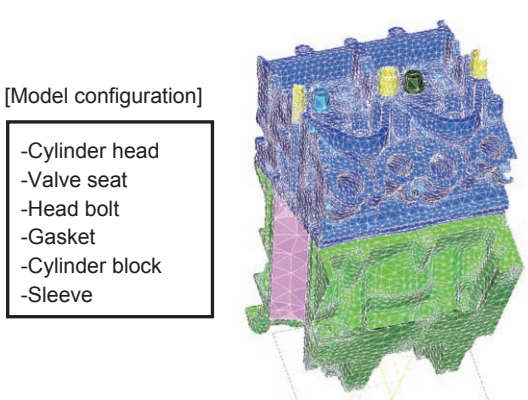


Fig. 7 FEM model configuration

（4）ABAQUS（汎用非線形有限要素解析プログラム）を用いて温度解析をおこなう．

（5）求めた温度分布を基に，冷熱サイクル中に発生するひずみ振幅を解析する．解析ソルバには，温度解析と同様に ABAQUS を用いる．

燃焼室表面に熱境界条件を付与する手段として，CFD による燃焼解析をおこなった例もある[3),(4)]．この場合の解析の流れを Fig. 8 に示す．しかし，CFD で実際の燃焼状態を忠実に模擬するためには，ポート内脈動解析，筒内流動解析，噴霧解析，そして燃焼解析と多くの過程を経ることになり，それぞれの過程に高い解析精度を要する．特に，噴霧解析と燃焼解析において，各種パラメータの調整とその検証に多大な時間を要するという課題がある．また，燃焼解析の精度検証の一つとして，実機の温度測定結果との対比も必要となる．そこで今回は，低サイクル疲労破壊の予測という本解析の主旨と計算時間短縮を考慮し，（3）に示す手法を採用した．耐久モード中の高温時の燃焼室熱境界条件を，本手法により設定した例を Fig. 9 に示す．また，この時の燃焼室表面温度を熱電対により測定した値と CAE の温度解析により求めた値の比較を Fig. 10 に示す．

（5）で得られた CAE による温度とひずみ振幅の関係を，熱電対およびひずみゲージによる実測値と比較した．対象とする部位は Fig. 11 に示すグロープラグホール近傍の平坦部である．比較結果を Fig. 12 に示す．横軸の温度は，耐久テスト中にその部位が到達する最高温度である．実測より求めた温度に対するひずみ振幅の近似曲線に対し，CAE による結果は相関がとれている．さらに CAE による解析において最大のひずみ振幅を示す位置を調べると，実際の耐久テストにおいてクラックの起点となる詳細な位置は一致することがわかる（Fig. 13）．

2.3. 局所温度解析手法

次に，グロープラグホールの周辺の詳細な表面温度を解析することを試みた．燃焼室の表面温度を測定する方法としては，熱電対による測定が一般的である．しかし，ひずみゲージの場合と同様にグロープラグホールのエッジに直接熱電対を埋め込むことはできない．そのため従来は，エッジ近傍の平坦部に熱電対を施工し，この測定値をもってその領域の温度を代表できるとしていた．

今回は，熱電対による温度測定に加え，素材の硬度低下特性を利用した燃焼室表面硬度測定による温度換算法（以下，硬度法と記す）により，グロープラグホールのエッジを含む周辺の局所の温度を求めた．手順を以下（1）から（4）に示す．

（1）熱電対により，耐久テストと同条件下で燃焼室表面温度を測定する．

（2）温度測定したポイントと同じ部位の表面硬度を，ビッカース法[5)]により測定する．

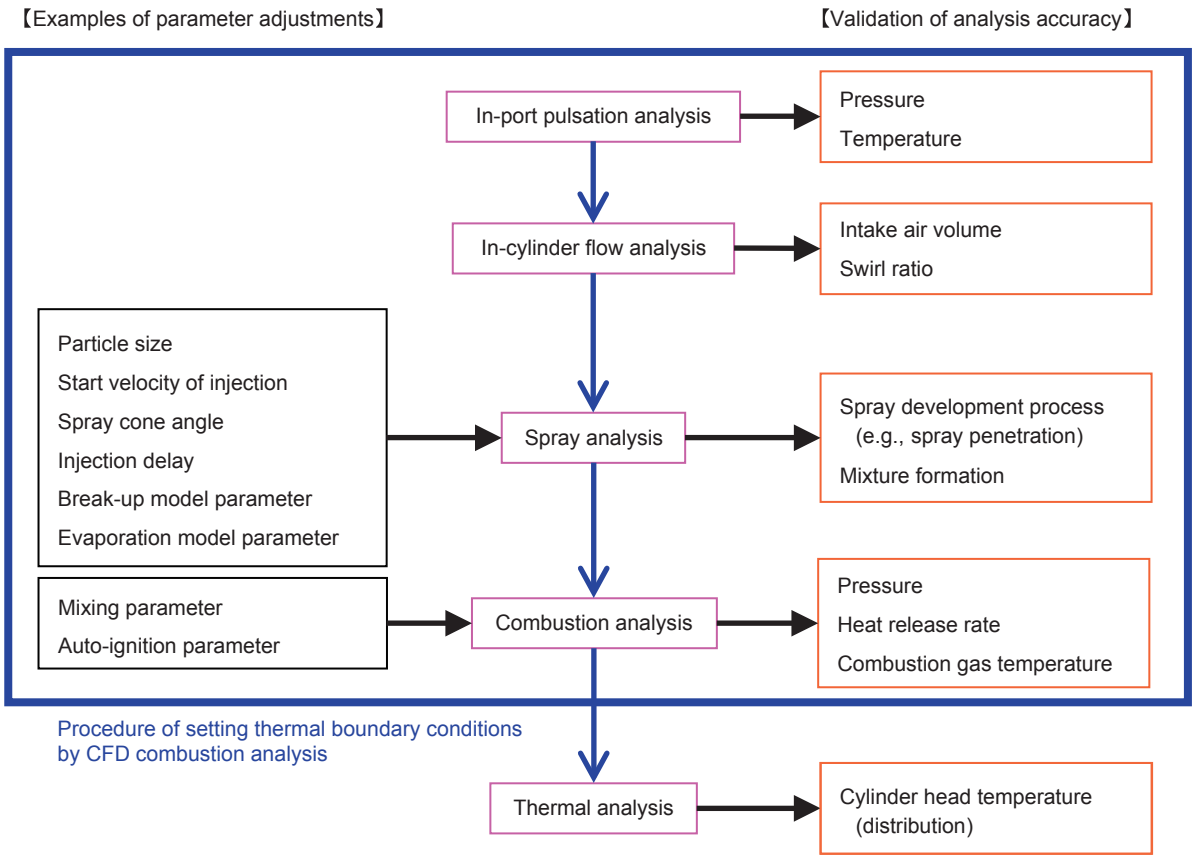


Fig. 8 Procedure of CFD combustion analysis and examples of parameters and validation at each step

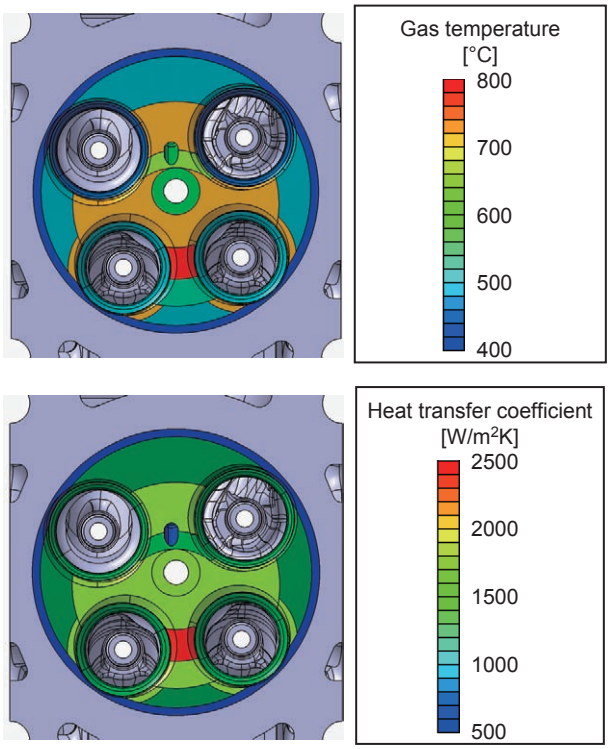


Fig. 9 Combustion chamber thermal boundary conditions (high-temperature state of endurance test)

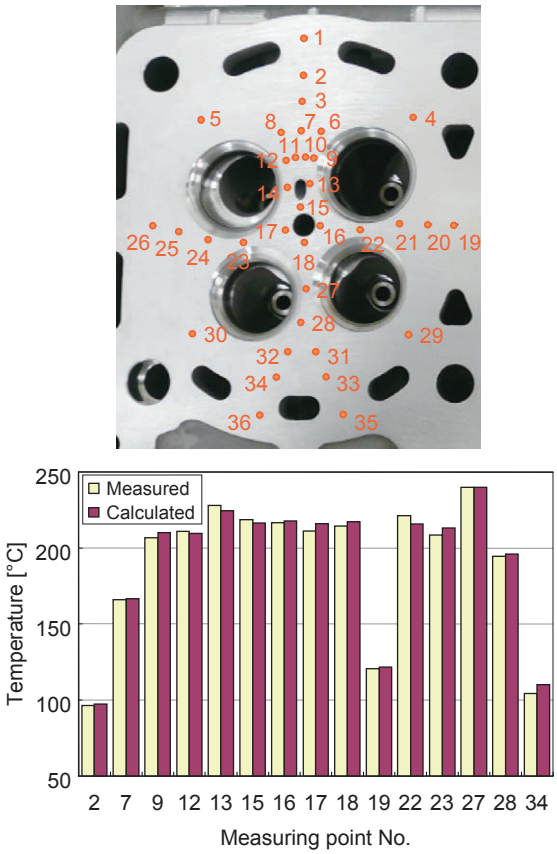


Fig. 10 Measured and calculated values of combustion chamber surface temperature (high-temperature state of endurance test)

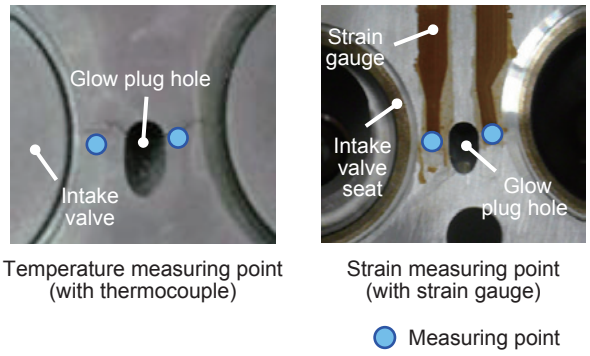


Fig. 11 Temperature and strain measuring points beside glow plug hole

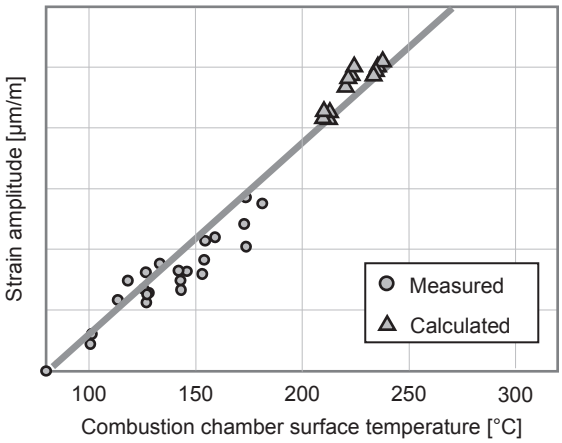


Fig. 12 Measured and calculated strain amplitudes and temperature beside glow plug hole

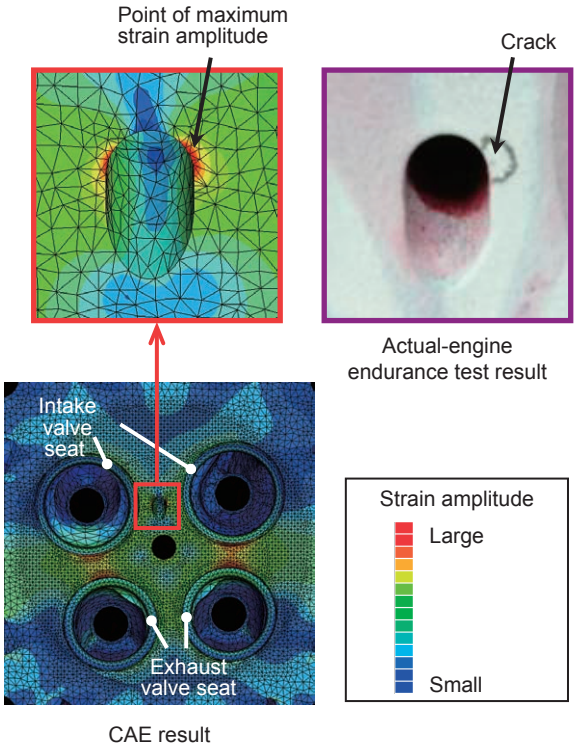


Fig. 13 Strain amplitudes in hot and cold cycle endurance test

(3) 熱電対による温度測定値と硬度測定値の相関関数を得る．この温度には，耐久テストモード中の最高到達温度を用いる．

(4) 任意の部位の硬度を測定し，(3) で求めた相関関数より，局所温度を算出する．

温度測定と硬度測定の実施例，およびそれより得た相関関数の例を Fig. 14(a), (b), (c) に各々示す．冷熱サイクル耐久テスト後の表面硬度と到達温度の関係は線形に近似できる．これにより，エッジの硬度からエッジの温度を求められる．

この手法により求めたケース 2 の冷熱サイクル耐久テストにおけるグロープラグホール周辺の温度を Fig. 15 に示す．硬度法より求めたエッジの温度は 278 ℃ であり，熱電対により得られた平坦部温度よりも 25 ℃ 高い．図中の L1 もしくは L2 に沿って，わずか 1.5 mm の範囲内でも大きな温度勾配を持っており，クラック起点のエッジは局所的に高温になっていたことがこの手法により明らかとなった．

次に，ケース 3 とケース 4 のグロープラグホール周辺の温度比較を Fig. 16 に示す．熱電対により測定した平坦部温度はそれぞれ 226 ℃，225 ℃ と差が無いが，クラックの発生には差が生じた．ケース 4 は，インジェクタノズルコーン角の変更に伴う燃焼状態の変化により，燃焼室の温度分布を局所的に変化させることを意図したものである．そこで，両ケースにおけるグロープラグホールのエッジの温度を硬度法により調べたところ，クラックが発生したケース 3 では 255 ℃ に達するが，クラックが発生しなかったケース 4 では 235 ℃ であり，20 ℃ の温度差が生じていることがわかった．この局所的な温度差がクラック発生の有意差に繋がったと推察するが，このように，疲労破壊の

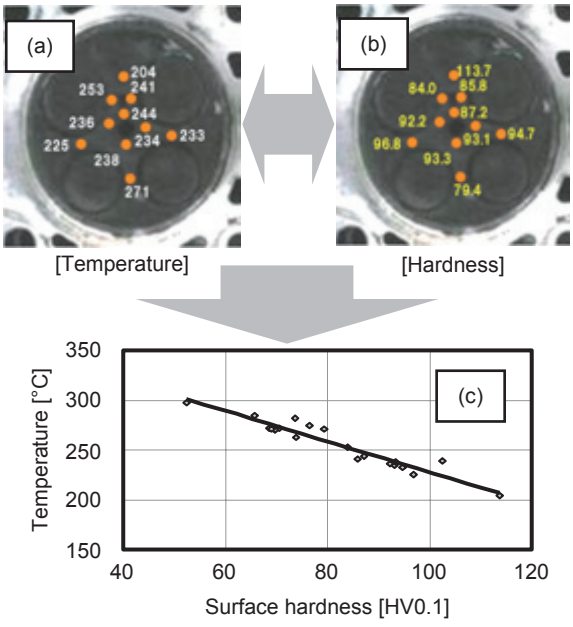


Fig. 14 Relationship between temperature and hardness of combustion chamber surface

予測には起点となるエッジの温度を得ることが重要である．そしてそれには硬度測定による温度算出が有効な手法であることを確認した．

2.4. シリンダヘッド素材の熱疲労限度

2.2. および 2.3. 節により得られたひずみ振幅，温度を基に疲労破壊の予測をおこなうためには，シリンダヘッド素材の強度特性を基にした判定指標が必要である．ここではシリンダヘッドに用いた素材の単体試験をおこない，取得した限度ひずみ振幅を疲労破壊の判定指標とすることを試みた．

限度ひずみ振幅は以下の手順（1）から（5）により求めた (Fig. 17)．

（1）試験片素材は AC2B-T6[6), (7)] を用いる．Table 2 に素材の化学成分を示す．熱処理条件は，500 ℃ で 4 時間保持後，水焼入れし 200 ℃ で 4 時間の時効処理を施している．試験片形状は外径 7 mm，標点間距離 12 mm の丸棒形状である．

（2）クラック発生部位を想定し，高温時には圧縮ひずみが，低温時には引張りひずみが繰り返し生じる温度とひずみのサイクル（out-of-phase 熱疲労サイクル）を試験片に付与し，耐久試験を実施する．ひずみの制御には伸び計を用い，機械ひずみが全振幅で 0.6 から 1.6 % の範囲となるよう条件を設定する．加熱には高周波加熱機を用い，冷却は放冷とする．温度サイクルは 50 から 200 ℃，50 から 250 ℃，50 から 280 ℃ にておこなう．

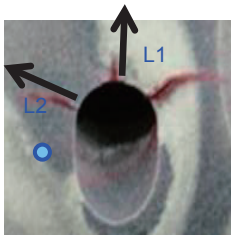
（3）試験をおこなったひずみ振幅に対する破断寿命をプロットし，10^4 サイクルでの限度ひずみ振幅（破損確率 50%(B50)）を得る．

（4）温度サイクルごとに上記限度ひずみ振幅を取得する．

（5）設定した温度サイクル中の最高到達温度に対する限度ひずみ振幅をひずみ振幅 - 温度のグラフにプロットし，シリンダヘッド素材の熱疲労限度線を定める．

Table 2　Chemical compositions of AC2B alloy [wt%]

Si	Cu	Mg	Zn	Fe	Mn	Ni	Al
6.3	3.2	0.17	0.01	0.13	<0.01	<0.01	Balance

Case No.	2
Crack occurrence	Yes
Flat area temperature	253 °C
Edge temperature	278 °C
Flat area temperature measuring point (with thermocouple)	

[Hardness measuring position]
Hardness was measured along lines L1 and L2
from the edge as the origin.
(crack starting point to propagation area)

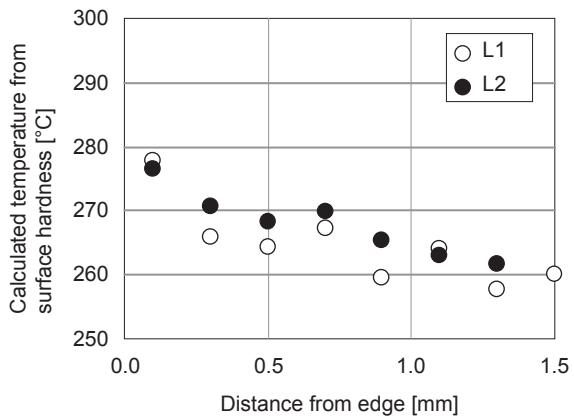


Fig. 15　Edge temperature calculation from measured hardness

Case No.	3	4
Crack occurrence	Yes	No
Nozzle cone angle	Base	Base -3 deg
Flat area temperature	226 °C	225 °C
Edge temperature	255 °C	235 °C
Flat area temperature measuring point (with thermocouple)		

[Hardness measuring position]
Hardness was measured along lines L3 and L4
from the edge as the origin.
(crack starting point to propagation area)

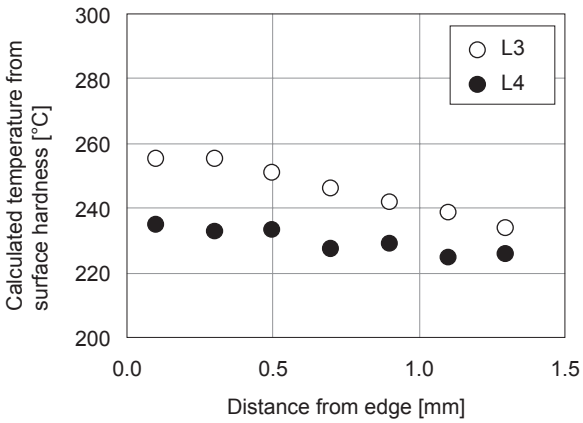


Fig. 16　Influence of nozzle cone angle on edge temperature

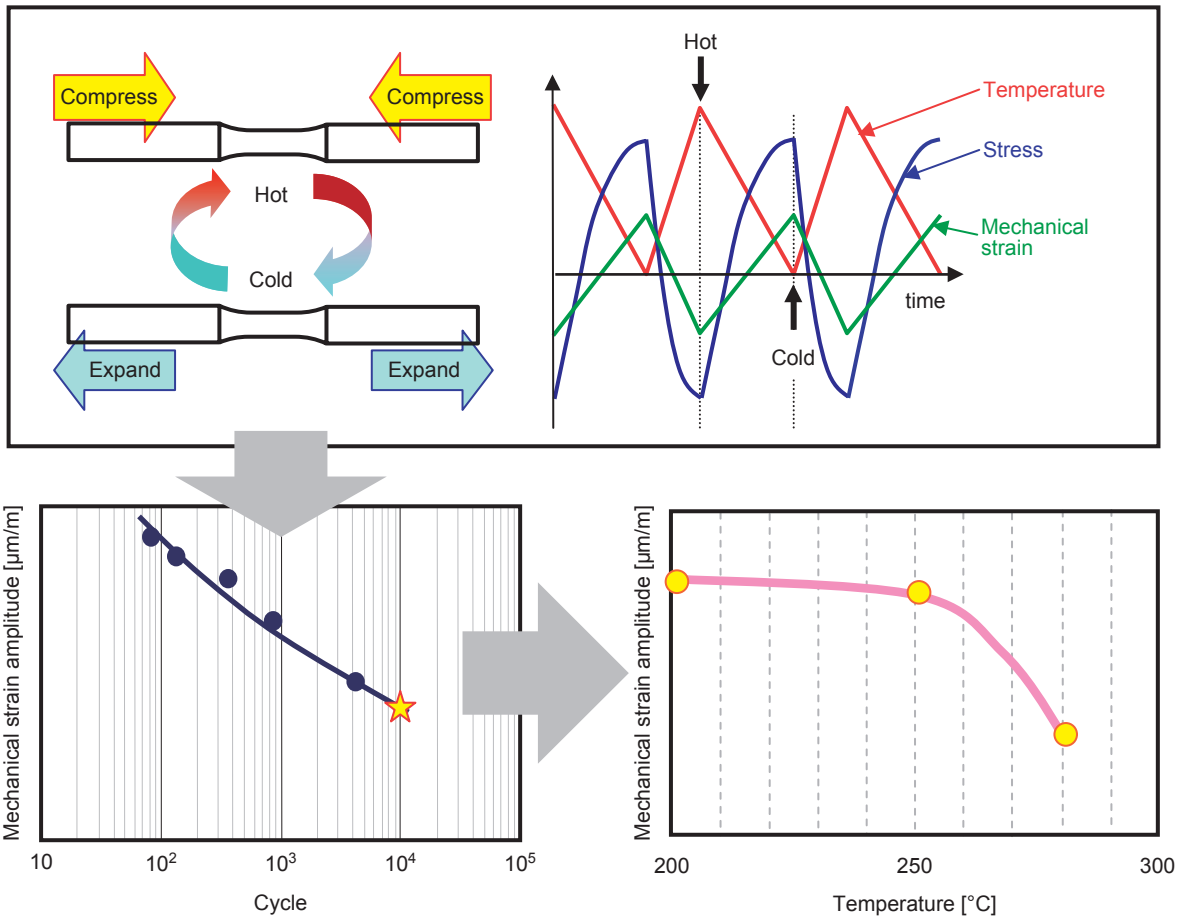


Fig. 17 Steps taken to obtain material fatigue limit diagram for heat cycle

3. 燃焼室解析結果と低サイクル疲労破壊予測技術の有効性検証

上述の手法により，冷熱サイクル耐久テストにおけるシリンダヘッド燃焼室表面のひずみ振幅と温度を把握し，熱疲労限度線と対比させた結果を Fig. 18 に示す．図中には，クラック発生の可能性が高いエッジのみを示している．○は耐久テストにおいてクラックが発生しなかった部位，×はクラックが発生した部位を意味する．これより，冷熱サイクル耐久テストにおけるクラックの発生は，本手法で得たひずみ振幅 - 温度の関係と熱疲労限度線によって整理できることが明らかとなった．

また，熱疲労限度線に対する各部位の余裕度に着目すると，排気バルブシート間のエッジが最も大きく，次いで，吸気 - 排気バルブシート間のエッジ，グロープラグホールのエッジの順となる．これは，一連の冷熱サイクル耐久テストで，段階的にクラック発生箇所を減少させた際の傾向（Table 1）と一致する．

低サイクル疲労破壊予測手法の有効性を確認するため，この手法をシリンダヘッドの設計プロセスに取り入れ，冷

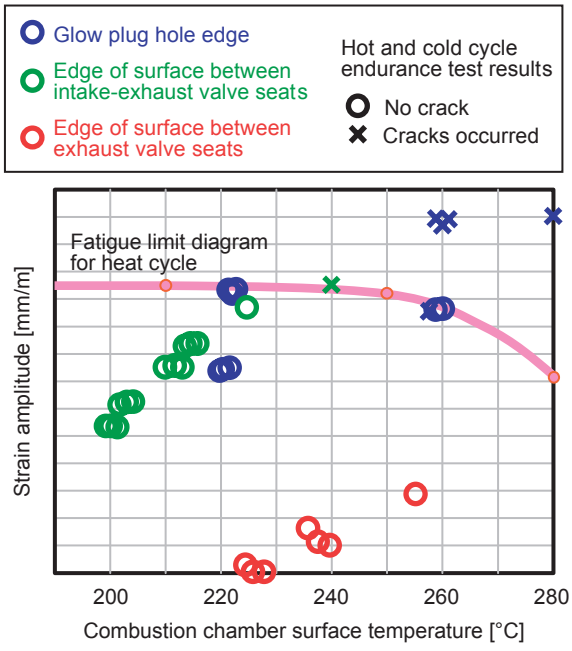


Fig. 18 Strain amplitudes and temperature of prototype engine A

Table 3　Prototype engines A and B - changes in specifications

	Prototype engine A	Prototype engine B
Engine output	Base	Base +10%
Fuel injection timing	Base	Base +2 deg advance
Valve skew angle	Provided	None
Coolant flow direction in cylinder head	Longitudinal flow	Cross flow
Coolant flow rate	Base	Base +17%

熱サイクル中の燃焼室表面の状態が熱疲労限度線内になるよう，新たにエンジンの諸元や形状を設定し，試作エンジンBを作製した．試作エンジンAからの主な変化点をTable 3に示す．そしてこれまでと同様に冷熱サイクルテストモード1による耐久テストをおこない，クラック発生の有無を確認した．クラック発生の可能性が高いエッジのみを抽出し，ひずみ振幅と温度の状態，さらに耐久テストでのクラック発生の有無を併せてFig. 19に示す．

試作エンジンBで最もクラック発生の可能性が高い部位は，試作エンジンA同様にグロープラグホールのエッジとなっている．この部位は熱疲労限度線のほぼ線上にある．冷熱サイクル耐久テスト終了後，光学顕微鏡を用いて詳細にその部位を観察したところ，50 μm程度の微小なクラックを確認した．

以上の結果から，本手法による冷熱サイクル耐久テストにおける低サイクル疲労破壊の予測は，仕様の異なるエンジンにおいても有効であることを確認した．

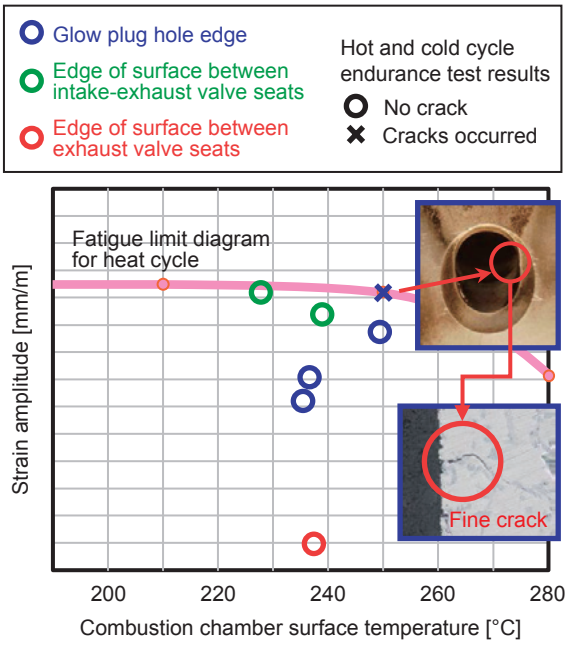


Fig. 19　Strain amplitudes and temperature of prototype engine B

4．本手法を用いたシリンダヘッド設計プロセスの提案

本手法の新規エンジン設計プロセスへの取り入れ方を提案する（Fig. 20）．シリンダヘッド燃焼室に発生するひずみ振幅の大きさや，その原因となる燃焼室の不均一な温度分布は，バルブ配置を始めとする燃焼室の形状や燃焼条件，シリンダヘッドの冷却条件に起因する．これらは，シリンダヘッドの耐久性のみでなく，エンジン出力を始め多岐に渡る領域に影響を及ぼす因子であるため，エンジン開発の初期段階で確定させることが望ましい．そのためにはエンジンの仕様構想段階で低サイクル疲労破壊の予測手法を取り入れ，フロントローディングとして活用することが望まれる．

Fig. 20中のラピッドプロトタイピングエンジンとは，エッジにおける温度上昇の見積りや，ガス温度や熱伝達率の見積りに供試することを目的とするエンジンである．そのため，このエンジンはそれらの目的に沿った最低限の形状や諸元を備えていれば十分であり，その設計や製作には短い期間しか要さないものとするのが望ましい．

将来的には，Fig. 6に示したCAEによるひずみ解析フ

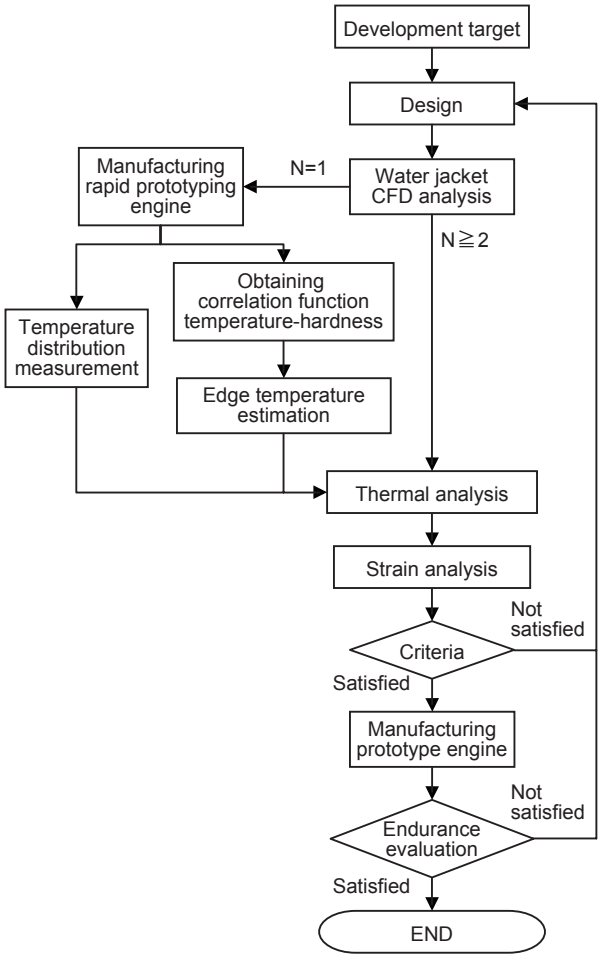


Fig. 20　Proposal of low-cycle fatigue evaluation in design process

ローの中にFig. 8に示したCFDによる燃焼解析を組み合わせた形で，これを設計プロセスへ取り入れることを目標とするが，現段階ではCFDの解析精度や燃焼系フルモデルの計算時間を考慮すると，ここに提案するプロセスが実用性に優れていると考える．

5．まとめ

シリンダヘッド燃焼室の低サイクル疲労破壊予測手法の構築に取り組み，以下の結果を得た．

（1）クラックの起点はエッジであり，ひずみ振幅，温度共に近傍の平坦部とは差異があるため，局所の状態を把握することがクラックの発生予測には不可欠である．

（2）グロープラグホール周りを解析対象とし，ひずみ振幅，温度はそれぞれCAEによるひずみ解析および硬度法により妥当な値が得られることを確認した．

（3）素材単体の熱疲労試験で得られた限度ひずみ振幅より設定した熱疲労限度線と，CAEおよび硬度法より得られたひずみ振幅 - 温度の状態とを対比することにより，冷熱サイクル耐久テストにおける，シリンダヘッド燃焼室の低サイクル疲労破壊の精度良い予測を可能にした．

（4）新規エンジン開発において，低サイクル疲労破壊の予測手法をフロントローディングとして活用することが望まれるが，本手法はエンジン開発で要求される時間的制約の中で設計プロセスに取り入れることを可能とした．

参考文献

（1）生野元，岩永省吾，栗野洋司：アルミニウム合金鋳物の熱疲労特性評価，豊田中央研究所R&Dレビュー，Vol.31, No.2, p.73-84(1996)

（2）鯉渕興二，小久保邦雄：製品開発のための材料力学と強度設計ノウハウ，日刊工業新聞社，p.86-93(2002)

（3）宮嵜隆男，加賀谷浩，西野隆之，村上展堂，鳥越祐児，池田雅博：シリンダヘッドの熱疲労寿命予測，自動車技術会学術講演会前刷集，No.111-05, p.23-26(2005)

（4）久保雅彦，今井康太郎，坪内真佐夫，野村洋介，石黒達男，金子秀明，近藤充：ディーゼルエンジンのシリンダヘッド熱解析による耐久性評価手法，自動車技術会学術講演会前刷集，No.90-08, p.19-22(2008)

（5）国際規格　ISO/DIS 6507-1:1995, Metallic materials-Vickers hardness test-Part 1: Test method

（6）日本工業規格　JIS H 2211:1960，鋳物用アルミニウム合金地金

（7）日本工業規格　JIS H 0001:1972，アルミニウム，マグネシウム及びそれらの合金―質別記号

■著　者■


三上祥平


荻野晃一


空澤光将

低粘度エンジン油の省燃費効果としゅう動摩耗に与える影響

Effects of Low-viscosity Engine Oil on Fuel Economy and Wear

奥山庸介* Yosuke OKUYAMA
下荒地大地* Daichi SHIMOKOJI
川内昌司* Syouji KAWAUCHI
八田剛志* Takeshi HATTA
丸山雅司* Masashi MARUYAMA

要　旨

エンジン油による省燃費性向上を目的とし，SAE粘度規格にとらわれることなく，低粘度化がもたらす燃費効果とエンジン信頼性について検討した．省燃費効果の予測としては，低粘度エンジン油を用い，フリクショントルクを測定することで，効果を予測した．その結果，エンジン油の低粘度化は省燃費に対し，有望であることがわかった．

エンジン信頼性については，低粘度エンジン油の最大の課題である高温時のしゅう動摩耗への影響性を確認した．確認手法として，CAE解析とエンジン耐久試験を実施した．その結果，供試量産エンジンにおいて，SAE粘度規格以下の低粘度エンジン油を用いても，高温時のしゅう動部の耐摩耗の成立性が見通せた．

また，SAE粘度規格以下のいくつかの低粘度エンジン油を試作した．試作エンジン油の性状値とSAE粘度規格との位置づけを確認した．

現行SAE粘度規格以下の低粘度エンジン油には，一層の省燃費性向上が期待できるため，さらなる低粘度規格の制定が望まれる．

ABSTRACT

The effects of lower engine oil viscosity on fuel economy and engine reliability were investigated, unhampered by the SAE viscosity standard, with the aim of enhancing fuel economy. The fuel economy effects were predicted by using low-viscosity engine oil and measuring the friction torque. The results showed that lowering the engine oil viscosity provides favorable prospects for enhancing fuel economy.

Engine reliability was investigated by confirming the effects on sliding wear at high temperature, which is the greatest issue for low-viscosity engine oil. These effects were confirmed through CAE analysis and engine endurance tests. The results provided prospects for wear resistance of sliding parts at high temperature, even when using engine oil with a lower viscosity than specified in the SAE viscosity standard in the tested mass-production engine.

In addition, a number of prototype engine oils with a lower viscosity than specified in the SAE viscosity standard were created, and the property values and positioning of these prototype engine oils relative to the SAE viscosity standard were confirmed.

Engine oil with a lower viscosity than specified in the current SAE viscosity standard can be expected to further enhance fuel economy, so the establishment of further low-viscosity standards is desired.

1．まえがき

近年，地球温暖化抑制などの課題を受け，CO_2削減のために，自動車の燃費改善が求められている．燃費改善手法の一つとして，エンジン油の低粘度化が有効であることが知られている[1),2)]．しかし，エンジン機構によっては，過度な低粘度化は，逆に省燃費性を低下させる[3),4)]．また，単純にエンジン油を低粘度化しても，高温時の摩耗性，油圧デバイスの作動性低下，オイル消費増加などが懸念される[5)]．

エンジン油は，交換頻度や市場入手性が最も高い汎用的な部品であるため，SAE（Society of Automotive Engineer）粘度規格（SAE-J300）に代表されるような，いくつかの規格が制定されている．その規格により，省燃費性や高温時のしゅ

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_22

Table 1 SAE viscosity standard

	Viscosity grade	CCS viscosity		MRV viscosity		Kinematic viscosity (100 °C) (mm²/s)		HTHS viscosity (150 °C) (mPa·s)
		mPa·s	°C	mPa·s	°C	Min.	Max.	
Winter grade	0 W	6200	-35	60000	-40	3.8		
	5 W	6600	-30	60000	-35	3.8		
	10 W	7000	-25	60000	-30	4.1		
	15 W	7000	-20	60000	-25	5.6		
	20 W	9500	-15	60000	-20	5.6		
	25 W	10000	-10	60000	-15	9.3		
	20					5.6	9.3	2.6
	30					9.3	12.5	2.9
	40 (0 W, 5 W, 10 W)					12.5	16.3	2.9
	40 (15 W, 20 W, 25 W)					12.5	16.3	3.7
	50					16.3	21.9	3.7
	60					21.9	26.1	3.7

う動摩耗の保証がなされている．そのため，エンジン油の省燃費性やしゅう動摩耗に関する論文の多くは，現行SAE粘度規格への適合を前提とした報告となっている[(2)-(5)]．

そこで本研究では，まず，現行SAE粘度規格にとらわれない低粘度エンジン油を用い，省燃費効果を予測した．次に，低粘度エンジン油の最大の課題である高温時における，しゅう動部の耐摩耗性を検証した．それらの結果を踏まえ，いくつかの低粘度エンジン油を試作し，SAE粘度規格との位置づけを確認した．

2．本研究の進め方

エンジン油は高温では粘度が低くなり，低温では粘度が高くなる特性を有する．常用温度で粘度が高ければ，粘性抵抗による燃費低化が懸念される．一方，高温時に粘度が下がりすぎれば，しゅう動摩耗が懸念される．最近では，高温粘度を保持しつつ，常用粘度を一層低減した省燃費エンジン油の開発が求められている[(6)]．

このようなニーズに応えるため，エンジン油中には粘度指数向上剤と呼ばれる高分子成分が加えられることが多い．粘度指数向上剤を添加したエンジン油は，非ニュートン流体となることが知られている[(7)]．

非ニュートン流体となったエンジン油は，エンジン稼動時のようなせん断下において，粘性が一時的に低下する．一時的な粘度低下は，高分子の配向によりもたらされる[(8)]．特に，高速せん断下における粘度低下割合が大きいことが知られている．一方，ニュートン流体には，高分子成分が添加されていないことから，一時的なせん断による粘度低下は生じない．

粘度と燃費，粘度としゅう動摩耗との相関をより正確に把握することを考えれば，せん断により粘度が変化しないニュートン流体でのエンジン試験が望ましい．そこで，常用温度（80 ℃程度）と高温（130 ℃程度）とを切り分けて考慮し，別々の油で粘度を調整すれば，ニュートン流体でエンジン試験ができると考えた．

つまり，一方では燃費と粘度との関係を把握するため，常用温度の粘度にのみ着目し，ニュートン流体油を調整することとした．検証には，フリクショントルク（エンジン台上モータリングフリクショントルク）測定を用い，燃費と粘度との相関を概算した．

他方，高温時のしゅう動摩耗と粘度との関係を把握するため，高温粘度にのみ着目し，ニュートン流体油を調整することとした．検証には，CAEによるベアリング油膜解析とエンジン耐久（エンジン台上ファイアリング耐久）試験を用い，低粘度油の適用成立性を確認した．なお，ニュートン流体の粘度は，動粘度に密度を乗じることで算出した[(9)]．

ニュートン流体油での試験結果を踏まえ，省燃費性を追求したいくつかの低粘度エンジン油を試作した．高分子成分である粘度指数向上剤を添加するため，最終的な省燃費エンジン油を試作すれば，非ニュートン流体となる．先述のように，ニュートン流体と非ニュートン流体とでは，せん断による粘性挙動が異なる．この影響差を最小限にとどめるため，より非ニュートン流体の粘性が低下する高温高せん断（High Temperature High Share：HTHS ASTM D4624）粘度測定により，試作した省燃費エンジン油の粘度を評価した．

3．SAE粘度規格と市販油の位置付け

Table 1に，現行SAE粘度規格の概要を示す．Table 1に示すように，SAE粘度では，高温時の粘度規定はあるものの，常用温度での粘度規定は無い．エンジン油の省燃費

性改善を目的とすれば，常用温度の粘度を把握することが重要である．

そこで，SAE 粘度規格に適合した市販油の常用温度での粘度を調査し，本研究で用いる試験油の粘度設定の一助とした．前章に記載したように，近年のマルチグレードエンジン油は，非ニュートン流体であるため，粘度については，HTHS 粘度にて整理した．Fig. 1 に，市販油の各温度ごとの HTHS 粘度を示す．HTHS 粘度については，100，150 ℃を実測し，それ以外の温度については，実測値に基づく計算値を用いている[9]．

市販油を調査した結果，SAE 粘度規格に適合する油の中ではどの温度域においても，Honda 0W-20 油は最も HTHS 粘度の低い位置付けであることが確認された．

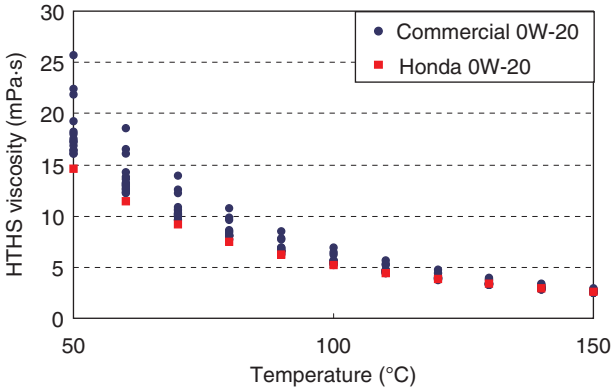


Fig. 1　Market data for commercial oil (HTHS viscosity)

4．低粘度エンジン油の省燃費効果

4.1. 低粘度エンジン油での摩擦損失低減効果の見極め

摩擦理論として，ストライベック曲線が良く知られている[8]．Fig. 2 にストライベック曲線を示す．荷重，速度条件が一定であれば，流体潤滑下（Fig. 2 中のⅢ）ではエンジン油の粘度低下とともに摩擦係数が減少する．よって，流体潤滑下におけるエンジン油での省燃費貢献を考える場合，低粘度化が有効である．しかし，エンジン油の粘度を下げ過ぎれば，やがて，金属接触が発生する混合潤滑や境界潤滑となり，摩擦係数は増加するといわれている[3], [4]．

従って，エンジン油の低粘度化による摩擦損失の低減効果の限界性を見極めることが重要である．

4.2. フリクショントルク測定条件

エンジン油による摩擦損失低減効果の確認として一般的ある，フリクショントルク測定を実施した[1]．Fig. 3 に，フリクショントルク測定に用いた試験装置を示す．Fig. 4 に，フリクショントルク測定に使用した試験油の粘度性状を示す．市販の SAE 粘度規格適合油の調査結果を元に，試験油の粘度を設定した．純粋に低粘度化による省燃費効果性を把握するため，添加剤を一切使用せず，ニュートン流体油（基油のみ）を用い，フリクショントルク測定をおこなった．Table 2 に，使用したエンジン諸元および試験条件を示す．試験条件としては，代表的な運転条件である 10･15 モードを考慮し，油温 80 ℃，エンジン回転数 700-3500 rpm とした[2], [6]．

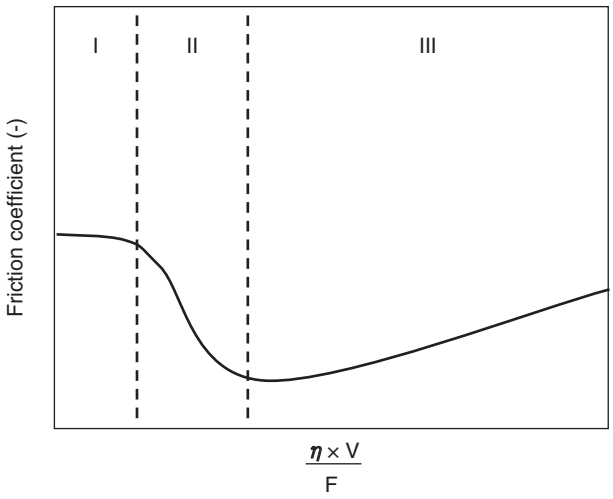


Fig. 2　Stribeck curve

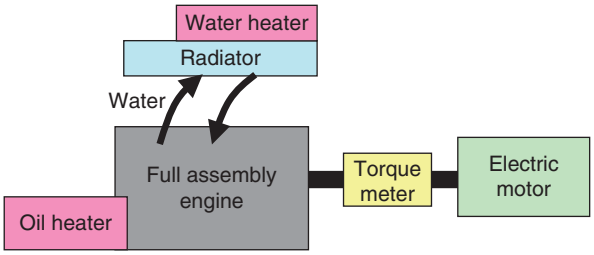


Fig. 3　Schematic diagram of engine motoring tester

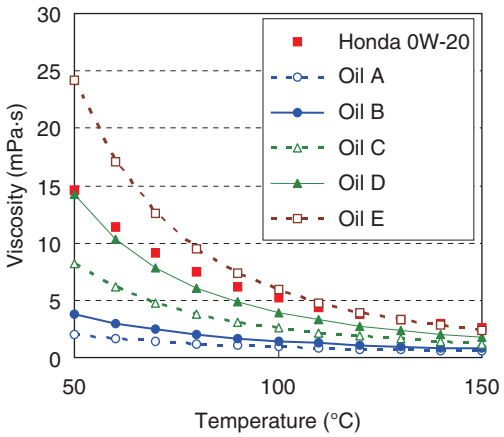


Fig. 4　Viscosity of test oils with engine motoring tester

Table 2 Engine specifications (friction torque tests)

Engine	L13
Number of cylinders and configuration	Inline 4
Valve train	SOHC 4-valve, Roller follower
Displacement (cm^3)	1,339
Bore × Stroke (mm)	73.0 × 80.0
Compression ratio	10.5

4.3. フリクショントルク測定結果と解析

Fig. 5 に，各回転数ごとにおける粘度（80 ℃）とフリクショントルクとの相関を示す．ほぼ全ての回転域において，低粘度化に伴い，フリクショントルクが減少している．1995 年の長島らの報告以上の低粘度エンジン油でも，フリクショントルクの改善が確認された[4]．これは，エンジン技術の進化により，動弁系のローラーフォロワ化や，各しゅう動部の面粗度向上などで，エンジン自体が低摩擦化したためと考えられる．

一方で，低回転，低粘度下においては，わずかながらフリクショントルク増加が確認された．これは，ストライベック曲線の理論に従えば，周速と粘度が極端に低下したことで，混合潤滑，境界潤滑の領域に達したためと考えられる．

4.4. 燃費効果の予測

フリクショントルク測定結果を用い，試験油Aから Eについて，燃費改善効果の予測をおこなった．燃費予測の演算アルゴリズムのベース式を式（1）に示す[10]．

$$\Sigma\, Gfuel = \Sigma\, \{BSFC \times Pse \times Hr\} \qquad (1)$$

$Gfuel$：燃料消費量
$BSFC$：正味燃料消費率
Pse：正味出力
Hr：時間

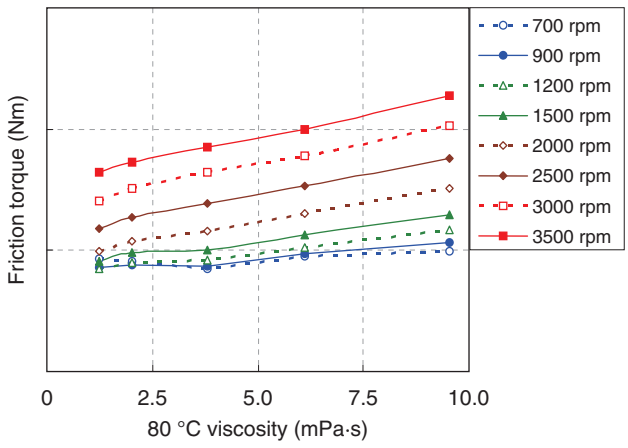


Fig. 5 Friction measured in fully assembled engine

式（1）に対し，試験油を変更した場合の $Gfuel$ の算出式を式（2）に示す．

$$\Sigma\, Gfuel' = \Sigma\, \{BSFC' \times Pse \times Hr\} \qquad (2)$$

$$BSFC' = \{(Pse + Psf') \times BSFC\} / (Pse + Psf) \qquad (3)$$

$Gfuel'$：試験油変更後の燃料消費量
$BSFC'$：試験油変更後の正味燃料消費率
Psf：機関（摩擦）損失
Psf'：試験油変更後の機関（摩擦）損失

Fig. 6 に，燃費効果予測手法の概念図を示す．式（1）-（3）および，Fig. 6 に示されるように，車輌特性やモードデータがある場合，標準油にて正味燃料消費率，正味出力，機関損失（フリクショントルク）を測定しておけば，評価したい試験油のフリクショントルクを測定するだけで，燃費効果が予測できる．

そこで，標準油として，Honda 0W-20 油を用い，Honda L13 エンジンにおける正味燃料消費率，正味出力とフリクショントルクの測定をおこなった．

これらの測定データと Fig. 7 のフリクショントルク測定結果を用い，燃費改善の効果予測をおこなった．燃費改善の効果予測には，燃費モードとして一般的である 10·15 モードを用いた．Fig. 7 に燃費効果予測の結果を示す．Fig. 7 より，フリクショントルク測定において，低回転側でわ

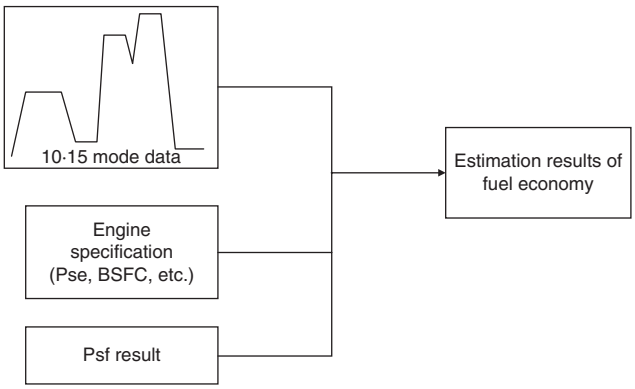


Fig. 6 Simulation model structure

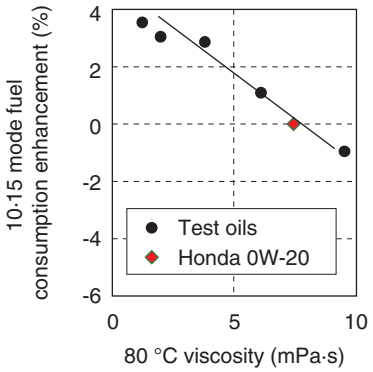


Fig. 7 Relationship between 80 °C viscosity and estimated fuel economy enhancement

ずかなフリクショントルク増加が確認されたような低粘度油においても，一般的な実走行モードを考慮すれば，燃費改善効果が見られる．つまり，実走の燃費を考えれば，常用温度の粘度は低いほど省燃費性が高まるといえる．

5．しゅう動部摩耗への影響

5.1. 低粘度化による高温時しゅう動摩耗の懸案

高速，高負荷運転条件において，エンジン油が高温となり，粘度は低下する．そのため，しゅう動部の耐摩耗性が課題となる．特に，爆発荷重や慣性荷重により，最も摩耗影響が大きいエンジンしゅう動部位の一つとして，コンロッドの大端部ベアリングが挙げられる[11]．そこで，以下の二つのアプローチ手法を用い，低粘度化によるベアリング摩耗への影響性を確認した．

（1）CAE での油膜計算
（2）エンジン耐久試験

5.2. 使用した試験油

Table 3 に，CAE もしくはエンジン耐久試験に用いた試験油を示す．市販の SAE 粘度規格適合油の調査結果を元に，試験油の粘度を設定した．また，最も粘度の高い位置付けである Oil I については，高温粘度が Honda 0W-20 と同等程度になるよう調整した．Fig. 8 に，それら試験油の粘度データを示す．純粋に低粘度化によるしゅう動摩耗への影響を把握するため，添加剤を一切使用せず，ニュートン流体油（基油のみ）でエンジン耐久試験をおこなった．CAE による油膜解析においても，ニュートン流体として取り扱った．

5.3. 油膜計算手法と条件

油膜計算には，コンロッド大端部の弾性変形を考慮するため，Elastohydrodynamic（EHD）計算をおこなった．油膜特性の計算手法は佐藤らの報告に基づき，油膜厚さと油膜圧力の計算をおこなった[12]．

計算に用いたコンロッドモデルや各種データは，後述するエンジン耐久試験で用いているエンジンデータとした．計算条件も，耐久条件と同様，高速，高負荷運転モードとした．

5.4. CAE による油膜計算結果と考察

最小油膜厚さが小さくなれば，面粗度の粗い部位での金属接触が懸念され，最大油膜圧力が大きくなれば，しゅう動部位の疲労剥離などが懸念される．Fig. 9 に油膜計算結果として，粘度ごとにおける最小油膜厚さ，最大油膜圧力を示す．Fig. 9 より，低粘度エンジン油を使用することで，最小油膜厚さがわずかに小さくなり，最大油膜圧力が顕著に大きくなる傾向が確認できる．

Table 3　CAE and engine bench test oils

Oil name	CAE	Engine bench
F	✓	
G	✓	
H	✓	✓
I	✓	✓

この理由として，ある程度油膜厚さが小さい場合，わずかでもそれ以上に油膜厚さが小さくなれば，油膜を保持しようとする反作用効果が大きく得られるためと考えられる．従って，低粘度エンジン油を適用する場合，金属接触による摩耗以上に，油膜圧力増大に伴う疲労剥離を起点とする摩耗が課題になると考えられる．

実機を用いたエンジン台上試験を実施するにあたり，この点に注意し，現行 SAE 粘度適合油とほぼ同等の油膜圧力となるよう試験油の粘度を調整した．

5.5. エンジン耐久試験条件

Table 4 に，エンジン耐久試験条件を示す．CAE との整合を図るため，L13 エンジンを使用し，高速，高負荷運転での耐久モードを実施した．また，CAE での油膜圧力の計算結果を踏まえ，エンジン耐久試験には試験油H，I を用いた．

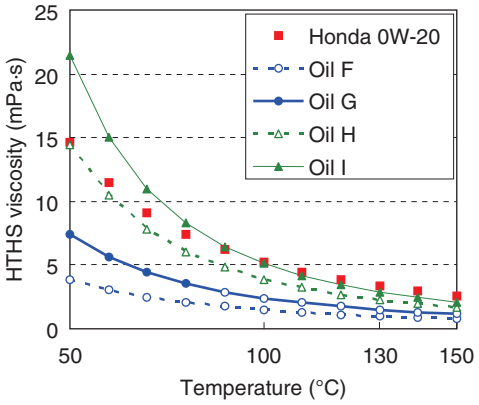


Fig. 8　HTHS viscosity of CAE and engine bench test oils

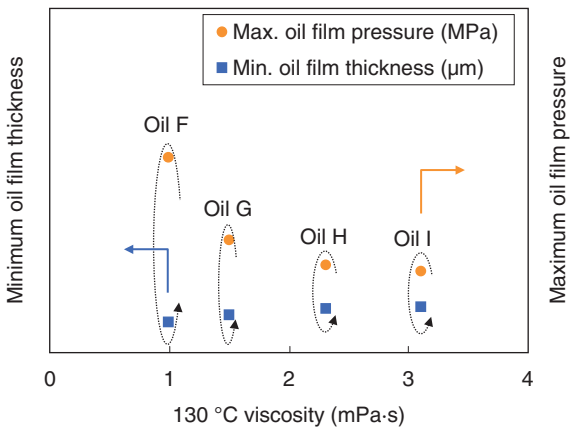


Fig. 9　CAE results of oil film on conrod bearing

Table 4 Engine bench test conditions

Engine	L13
Engine speed	High
Throttle	Wide open
Engine oil temperature	About 130 °C

5.6. エンジン耐久試験結果

Fig. 10 に，エンジン耐久試験後のコンロッド大端部ベアリングの摩耗量を示す．また，Fig. 11 に，耐久前後でのエンジン油の ICP 分析（ASTM D5185）による Fe，Al 量を示す．

Oil I の高温粘度が Honda 0W-20 とほぼ同程度であることから，低粘度化による顕著な摩耗の傾向は小さいと考えられる（Fig. 10）．また，コンロッド大端部ベアリング以外のしゅう動部についても，低粘度化による顕著な摩耗は確認されなかった．それを裏付けるデータとして，低粘度化に伴うエンジン油中の Fe，Al 成分量の顕著な増加も，確認されなかった（Fig. 11）．

これらの結果より，高温粘度を現行 SAE 粘度以下にしても，発生する油膜圧力を現行 SAE 粘度適合油と同等程度におさえれば，しゅう動摩耗に対し，成立見通しがあると考えられる．

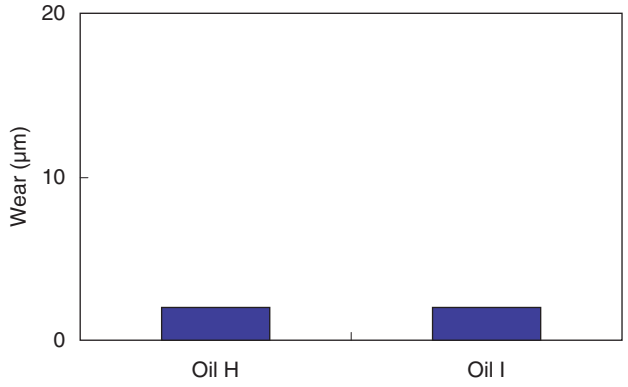


Fig. 10 Average bearing wear results

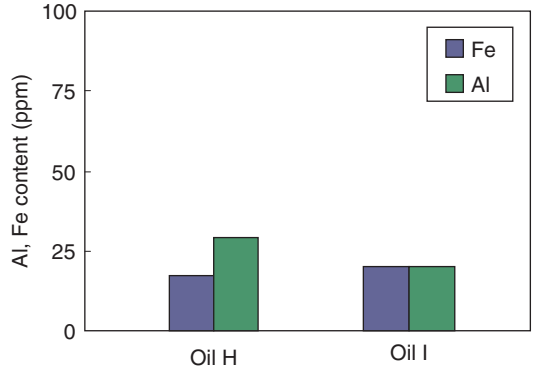


Fig. 11 Metal contents in engine oil after endurance tests

Table 5 Prototype engine oil formulation

Base oil	Viscosity index improver	Other additives
Gr. III Gr. IV Gr. V	PMA-1 PMA-2	Commercial additive pack (GF-4)

6．オイル配合の考え方

6.1. 低粘度油のオイル配合の考え方

燃費と粘度，しゅう動摩耗と粘度との関係を把握するため，ニュートン流体油を用い，検証を進めてきた．これは，常用粘度と高温粘度を切り分け，パラメータスタディとして試験を進めていたからである．しかし，最終的には，常用温度の粘度低減と高温粘度の保持は同時に求められ，粘度指数向上剤が必要となる．これまでの試験結果を踏まえ，以下の二つの観点から最大の粘度指数化を目指し，低粘度エンジン油の試作をおこなった．

- 常用温度の粘度は低いほど省燃費性が改善される．
- 高温時のしゅう動摩耗を保証するには，油膜圧力が増大しない程度の粘度設定が必要

Table 5 に試作油の処方概要を示す．良好な温度粘度特性を目指すため，ベース油には，Gr. Ⅲ，Ⅳ，Ⅴの混合品を用いた．粘度指数向上剤には，粘度指数向上に効果が高い PolyMethacrylate（PMA）を用い，非ニュートン流体化した[8]．その他の添加剤は，ILSAC GF-4 相当の添加剤パッケージを用い，いくつかの低粘度エンジン油を処方した．

6.2. 試作油の粘度と SAE 粘度規格との位置付け

Fig. 1 より，0W-20 油の中でも Honda 0W-20 油は，最も常用温度の HTHS 粘度が低い位置付けにある．従って，常用温度の HTHS 粘度をこれ以上低減しようとすれば，Fig. 12 に示す試作油のように，高温粘度を現行 SAE 粘度規格に適合させることは困難である．

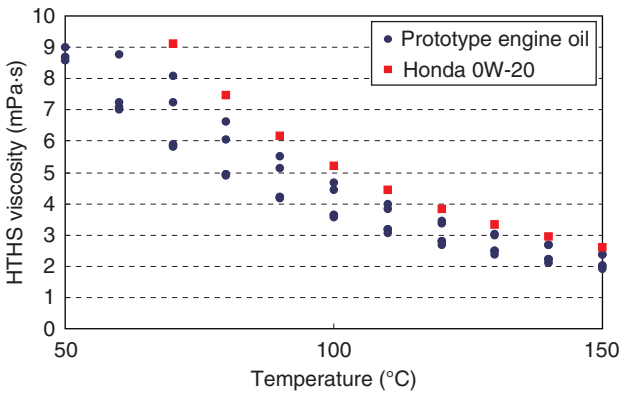


Fig. 12 HTHS viscosity of prototype engine oil

7．まとめ

低粘度エンジン油を供試量産エンジンに用い，省燃費効果と高油温時のしゅう動摩耗を検討した結果，以下の知見が得られた．

（1）常用温度の粘度を低減しても，境界／混合潤滑によるフリクション増加影響はほとんど確認されず，省燃費エンジン油を作成する上で，粘度低減は有効な手段である．

（2）高温時のしゅう動摩耗への影響性を検証した結果，現行SAE粘度規格の粘度以下でも，耐摩耗性の成立見通しが得られた．

（3）常用温度の粘度を一定以上に低減する場合，SAE粘度規格の高温粘度に適合させることは困難である．

以上より，一層の省燃費性をエンジン油の低粘度化によって追求するには，SAE粘度規格にさらなる低粘度規格が制定されることが望ましい．

8．今後の展望

本研究より，低粘度エンジン油の効果と，最大の課題である高温時のしゅう動部における耐摩耗の成立性が示された．しかし，現行SAE粘度規格以下の低粘度エンジン油を実際に量産適用する場合，下記の点に注意する必要があると考える．

・油圧低下が予想されるため，油圧機構への配慮．
・ILSAC(International Lubricant Standardization and Approval Comittee)などの規格に設けられているような，エンジン油の蒸発性などへの配慮．
・フリクショントルク測定結果で確認された低回転域での境界，混合潤滑と推測される事象へのエンジン信頼性の配慮．

参考文献

（1）田中秀樹，長島隆，佐藤孝之，川内昌司：0W-20低粘度エンジンオイルの省燃費効果，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.143-148

（2）Sagawa, T.: Development 0W-20 ILSAC GF-3 Gasoline Engine Oil, SAE Paper, 2002-01-1636

（3）田本芳隆，波岸俊哉：ガソリンエンジン油の省燃費への取組み，IDEMITSU TRIBO REVIEW, No.29, p.1-4(2006)

（4）長島隆：高粘度指数ベース油の低フリクション性能と5W-20エンジンオイルへの展開，HONDA R&D Technical Review, Vol.7, p.131-139

（5）佐藤孝之，川内昌司：ILSAC GF-4対応0W-20ガソリンエンジンオイルの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.171-176

（6）Kobayashi, N., Suzuki, T., Kamioka, R., Murakami, M., Yamashita, M., Ogawa, T., Komiya, K., Moritani, H.: Study of Future Engine Oil (First Report): Future Engine Oil Scenario, SAE Paper, 2007-01-1977

（7）西田稔：粘度指数向上剤の機能と用途，潤滑経済，Vol.3, p.14-18(2003)

（8）小西誠一，上田亨：潤滑油の基礎と応用，コロナ社，372p.(1992)

（9）Tamoto, Y.: Possibility of Ultra Low Viscosity Fuel Saving Gasoline Engine Oil, SAE Paper, 2004-01-1936

(10) 山本和久，青木隆：CVTと自動MTが燃費に与える影響の解析と燃費向上予測，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.63-72

(11) 長島隆：トライボロジーを語る，トライボロジスト，Vol.53, No.2, p.1(2008)

(12) 佐藤謙次，町田恭一，牧野克紀：コンロッド大端部の剛性が油膜に与える影響について，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.33-38

■著　者■


奥山庸介


下荒地大地


川内昌司


八田剛志


丸山雅司

一次元シミュレーションを用いた小型二輪車のエンジン出力と吸排気口音の予測技術

Prediction Technology of Output Power and Intake-Exhaust Noise Using 1D-Simulation for Small-Displacement Motorcycles

堀川博史* Hiroshi HORIKAWA
木戸秀樹* Hideki KIDO
飯嶌智司* Satoshi IIJIMA
村上泰男* Yasuo MURAKAMI

要　旨

吸排気系の三次元形状を一次元化し，流体計算と内燃機関の熱力学計算をおこなうツールである一次元シミュレーションを用いて，単気筒エンジンを搭載する小型二輪車のエンジン出力と吸排気口音の予測技術を構築した．エンジン出力に関しては，境界条件を適切に調整することで，排気量や冷却方式の異なるエンジンにおいて精度良く求められた．吸排気口音に関しては，吸排気系を一次元化する際に精度に大きく影響する要素を明確にしてモデル化することで，精度良く求められた．また，特定の複雑な内部構造を持つマフラにおいては，一次元シミュレーションでは空間的な排出ガス挙動を表せないため，十分な排気口音の計算精度が得られないが，三次元シミュレーションと連成して計算することで精度向上が見込まれる．

ABSTRACT

Using a 1D simulation that transforms the 3D shape of intake-exhaust systems into one dimension and calculates the thermodynamics and fluid gas dynamics of internal combustion engines, a prediction technology of the output power and intake-exhaust noise for small-displacement single-cylinder motorcycles was established. Output power can be calculated accurately for various engines with different displacements and cooling systems by adjusting the boundary conditions in the calculation model. The intake-exhaust noise can be calculated accurately by clarifying some important points for accuracy when transforming the 3D shapes of the intake-exhaust system into the 1D model and by reflecting them in the calculation model. As for mufflers that have complicated internal structures, the calculation of exhaust noise cannot be made with sufficient accuracy because 1D simulation does not calculate spatial flow behavior. But, enhancement of accuracy is expected using a 1D-3D coupled simulation.

1．まえがき

昨今，小型二輪車の主要市場である東南アジア地域において二輪車の騒音低減が重視されつつある．小型二輪車はレイアウトスペースが限られるため複雑な吸排気構造を持ち，その結果，エンジン諸元と吸排気仕様の検討に時間を要している．

通常，新型車の開発においては，エンジン諸元と吸排気系の仕様選定をおこなうために，いくつかの検討手法[(1),(2)]を用いている．これらの手法はエンジン出力か吸排気口音どちらか一方の検討に特化しており，仕様変更に伴うエンジン出力と吸排気口音の影響を同時に，かつ定量的に評価することは難しい．その結果，試作車完成後に実験を繰り返すことで仕様を決めることも多く，図面段階でエンジン出力と吸排気口音を同時に予測可能な技術を構築することが望まれていた．

この課題を解決する手段の一つとして一次元シミュレーションが挙げられるが，同一の計算モデルでエンジン出力と吸排気口音を高い精度で予測するには緻密な数値モデルが必要となる．過去に四輪車や大型二輪車を対象とした一次元シミュレーションの研究が報告されている[(3)-(5)]．しかし，小型二輪車特有の吸排気構造および小型単気筒エンジンを対象として体系的に研究をおこなった例は見当たらない．筆者らは単気筒エンジンを搭載した小型二輪車を対象に，一次元シミュレーションを基にしたエンジン出力と吸排気口音について複合評価が可能な予測技術を構築した．

2．計算手法

2.1. 一次元シミュレーション

計算にはRICARDO社の一次元シミュレーション解析ソフトであるWAVEを使用した[(6)]．この一次元シミュ

＊二輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_23

レーションでは，吸排気系の管路形状を一次元形状に置き換え，質量保存の式，Navier-Stokes の式，エネルギー保存式および気体の状態式などの基礎方程式を離散化して解くことで，作動ガスの動的挙動を求める．これを用いることで，エンジン出力や吸排気管内の圧力に加えて，吸排気管の開口端部の流速を基にして外部の空間に伝播する音波を計算することができる．

2.2. 計算モデル

一次元シミュレーションには計算精度を左右する影響因子がいくつか存在する．代表的なものを下記に示す．

（1）ポート流量係数や機械摩擦損失など，入力条件として与える数値の確度
（2）管路内壁や筒内各部の表面温度など，熱の授受に係わる境界条件の確度
（3）管路の三次元寸法（管の長さ，内径，容積）の一次元モデル化技術

これらの因子はエンジン形式やエンジン負荷条件によって影響度合いが変化するため，さまざまな条件下において常に高い計算精度を得るには十分な配慮が必要となる．

本稿で用いた計算モデルの例を Fig. 1 に示す．モデル化した範囲は吸気ダクト入口からテールパイプ出口間のすべての管路とエンジンシリンダ部である．

次に計算モデルに用いた主な入力条件と境界条件を下記に示す．

- 吸気ポート，排気ポートの流量係数は定常流試験装置で実測した値を用いた．
- 機械摩擦損失はモータリングフリクション法で実測した摩擦損失から，一次元シミュレーションで計算したポンピングロスを減算した値を用いた．
- 燃焼による熱の発生は，実測した燃焼率と一致するようにパラメータを調整した Wiebe 関数を用いた．
- 吸気管内の壁温度は実測値を用い，筒内の壁温度と排気管内の壁温度は過去の実測値を参考に妥当な値を入力した．

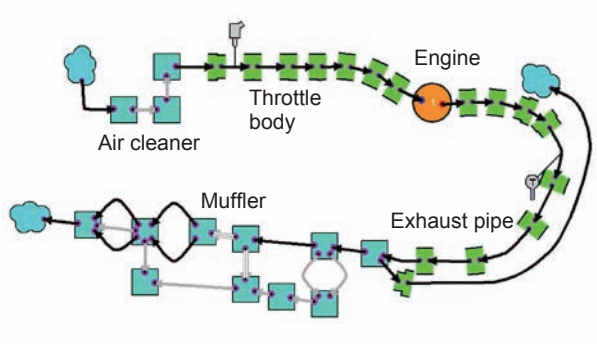


Fig. 1　Calculation model

3．計算精度検証

3.1. 供試車

Table 1 に検証に用いた供試車のエンジンおよび吸排気システムの主要諸元を示す．どのエンジンも小型二輪車の典型である 2 バルブを採用し，電子制御燃料噴射装置を搭載している．エンジンの諸元で大きく異なるところは排気量と冷却方式である．一方，吸排気システムは供試車それぞれ異なる．例えば供試車（C）は，Fig. 2 に示すように複雑に曲がった吸気ダクトを持っている．また，供試車（B）のマフラは，Fig. 3 に示すように内部にU字型に曲がったパイプを持っている．これらは小型二輪車の限られた空間の中に，効率的に部品を配置した典型例である．

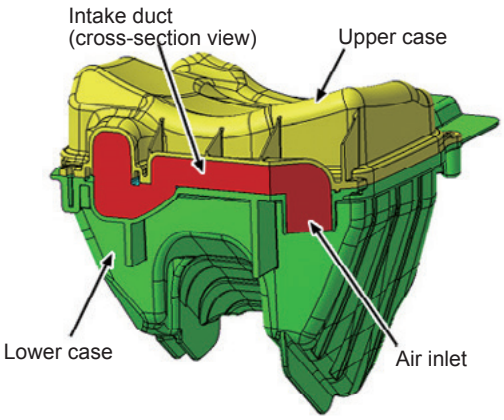


Fig. 2　Intake duct of test motorcycle (C)

Table 1　Specification of motorcycles used for verification

Test motorcycles	A	B	C
Engine type	4-stroke single cylinder	4-stroke single cylinder	4-stroke single cylinder
Cooling system	Air-cooled	Water-cooled	Air-cooled
Displacement (cm^3)	150	125	110
Valve layout	IN: 1 / EX: 1	IN: 1 / EX: 1	IN: 1 / EX: 1
Ignition type	Spark ignition	Spark ignition	Spark ignition
Air cleaner volume (L)	2.6	3.7	2.3
Muffler volume (L)	4.7	3.6	2.2
Muffler structure	3-pass	3-pass	3-pass

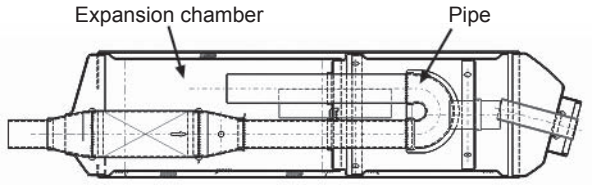


Fig. 3 Structure of muffler of test motorcycle (B)

3.2. エンジン出力

実機のエンジン出力は全負荷条件で計測した．実測値と計算値のエンジン出力とトルクの比較結果を Fig. 4 に示す．空冷エンジンの供試車（A）は実測値と最も良く一致している．計算誤差は 2 % 程度である上に，出力特性の特徴もほぼ一致している．水冷エンジンの供試車（B）は供試車（A）と同じ入力条件を用いた場合，実測値に対する計算誤差が大きかった．体積効率の計算値も実測値に対して誤差が大きいことから，境界条件を供試車（B）に合わせて調整した結果，十分な計算精度が得られた．これより，水冷エンジンと空冷エンジンでは異なる境界条件を設定する必要があることがわかった．供試車（C）はエンジン回転速度の低い領域で若干の誤差があるものの，出力特性はほぼ一致しており，実用では十分な精度と言える．

入力条件と境界条件の妥当性を確認するため，冷却方式や排気量の異なる供試車を更に 4 台加えて精度を検証した．Fig. 5 にすべての供試車における実測値と計算値の最高出力の相関を示す．近似曲線の傾き，相関係数ともにほぼ 1 であり，計算精度が高いことがわかる．以上の結果から，単気筒エンジンを搭載する小型二輪車全般において，エンジン出力を十分な精度で計算できることが検証できた．

次に，図示仕事の計算精度を検証した．検証した車両は供試車（A），（B）で，エンジン回転速度は最大トルクを発生する 6000 r/min，全負荷条件で計測した．Fig. 6 に実測値と計算値の P-V 線図の比較結果を示す．図からわかるとおり，ポンピングロスはほぼ一致している．また，圧縮行程と膨張行程における筒内圧の推移や最大圧力，その発生クランク角もほぼ一致している．これは体積効率，燃焼時の熱発生，筒内壁への冷却損失などを高精度で計算できていることを裏付けている．

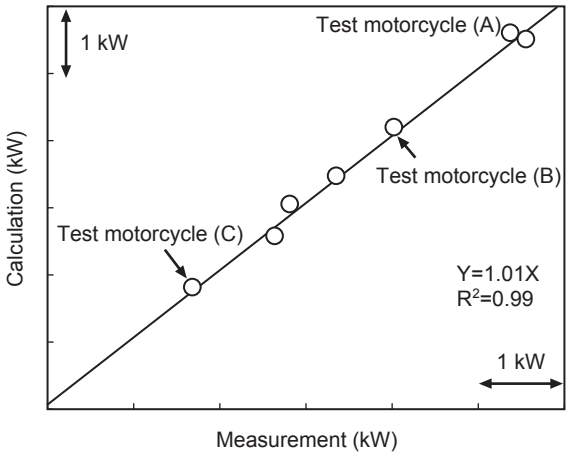


Fig. 5 Comparison of measured and calculated maximum output power

続いて，排気系の仕様を変更した場合のエンジン出力変化を，高精度で計算できるか，触媒前の排気管長を変更して検証した．実測値と計算値それぞれの出力特性を Fig. 7 に，出力変化率を Fig. 8 に示す．実機では，触媒前の管長を延長すると低速側の出力が増加し，高速側では低下する傾向を示す．また，触媒前の管長を短縮すると，延長した場合と逆の傾向を示す．計算でも同様の傾向が得られており，また出力の変化率も実測と近い結果が得られた．この結果から，排気系の仕様を変更した場合でも，エンジン出力を高精度で計算できることが検証できた．

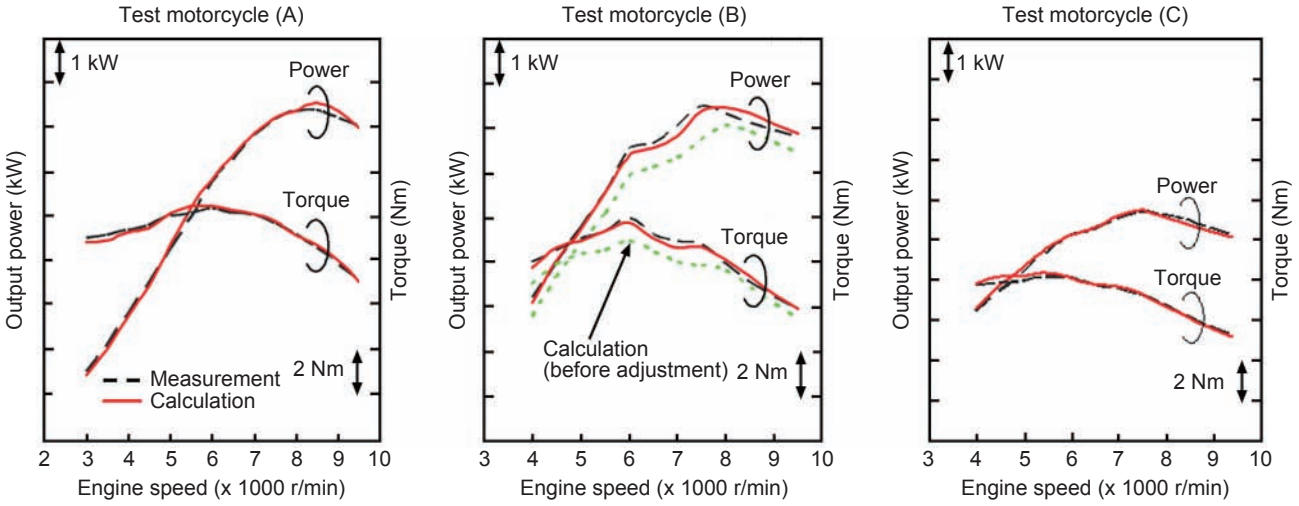


Fig. 4 Comparison of measured and calculated output power and torque

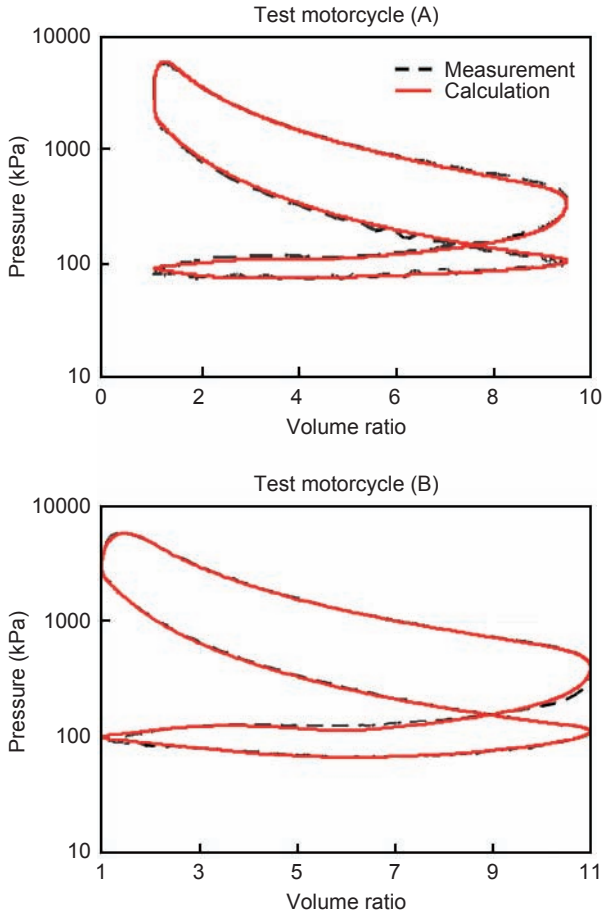


Fig. 6 Comparison of measured and calculated P-V diagram

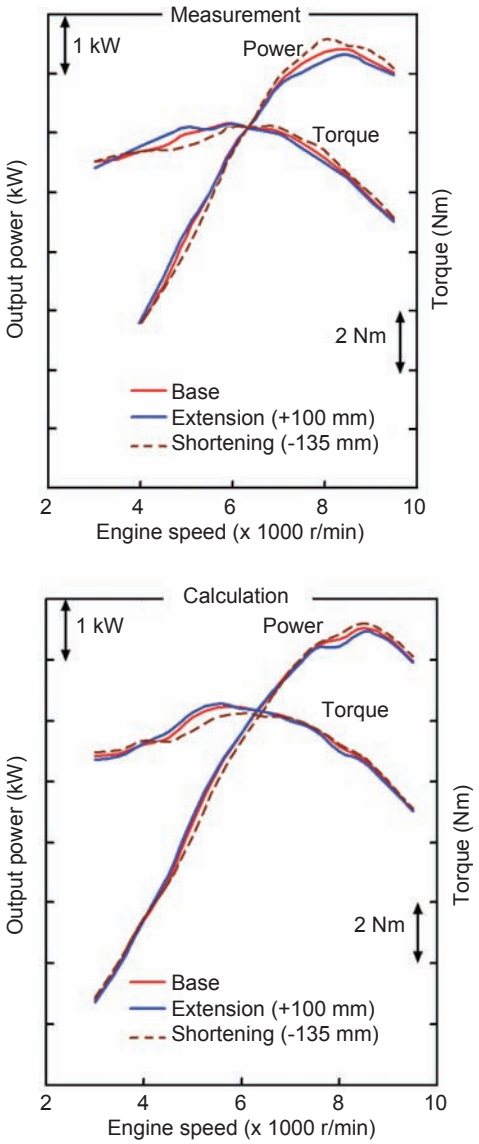


Fig. 7 Comparison of measured and calculated output power and torque when changing exhaust pipe length

3.3. 吸排気口音

吸排気口音の計算精度検証は供試車（A），（B），（C）を用いておこなった．実測条件，および計算条件を Table 2 に示す．加速走行騒音試験において騒音値が最大となるエンジン回転速度にて吸排気口音を計測した．吸気口音は吸気ダクト内の管内圧力を計測し，排気口音はテールパイプ近傍の排気音を計測した．これらの場所で計測することにより，エアクリーナボックスやマフラの外板鳴り，メカノイズといった脈動音以外の要素を可能な限り排除している．検証する周波数は，吸気口音，排気口音ともにオーバオールの音圧値に対して寄与の大きい領域を評価できる 500 Hz までとした．計算精度の評価基準は，周波数分析結果の実測値と計算値における次数成分の音圧値の序列が合うこととした．また，吸排気口音の計測と同時に，吸排気バルブ近傍の時刻暦の圧力を計測した．この位置の圧力を実測値と計算値で比較し，吸排気口音の音源となる圧力波の計算精度を間接的に検証した．

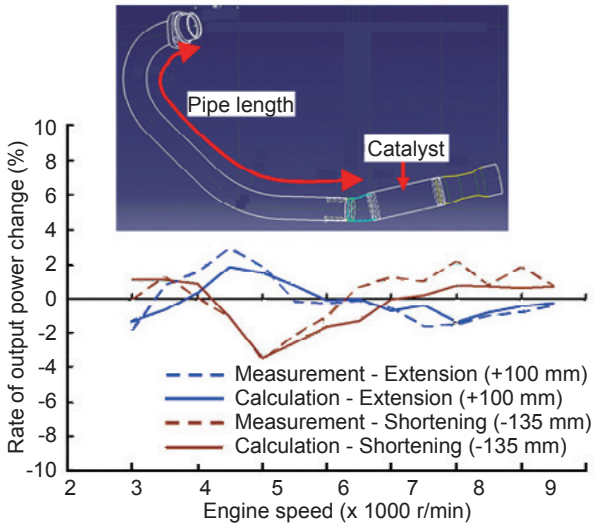


Fig. 8 Rate of output power change when changing exhaust pipe length

Table 2 Measurement and calculation conditions of intake-exhaust noise

Load condition	Full load
Operation condition	Steady state
Throttle condition	Wide-open throttle
Measured engine speed	At Max. sound pressure level in pass-by noise measurement
Measurement position	Inside intake duct (Intake noise)
	Near tail pipe opening (Exhaust noise)
Analysis method	Frequency analysis
Frequency range	0 - 500 Hz
Frequency resolution	4 Hz
Window function	Hanning

3.3.1. 吸気口音

Fig. 9 に吸気口音の実測値と計算値の周波数分析結果，およびオーバオール値の比較結果を示す．供試車（A），（B）では良好な相関が得られたが，供試車（C）では計算値は実測値よりも高い値となった．周波数分析結果から，100 Hz 以下の周波数領域で計算値が高いことがわかる．

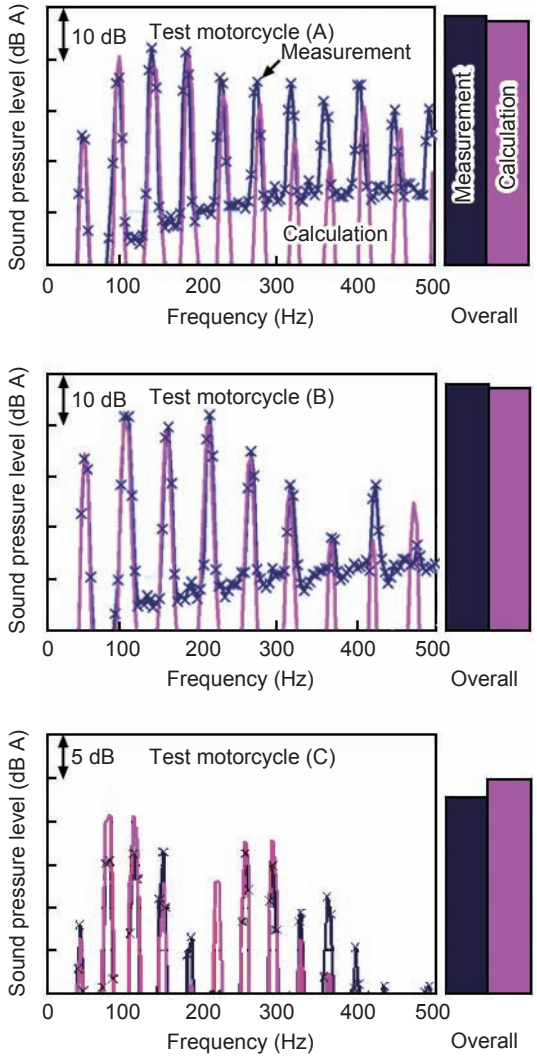


Fig. 9 Comparison of measured and calculated intake noise inside intake duct

Fig. 10 に吸気バルブ近傍の圧力値を示す．供試車（A），（B），（C）ともにバルブ近傍の圧力値は実測と計算でほぼ一致することから，供試車（C）については吸気管路の一次元モデル化が不適切であったために音響伝達特性を正しく求められていないと考えた．

そこで，特に音響伝達特性への影響が大きいと考えられる要素を明確にし，計算モデルにおける形状寸法を見直した．Fig. 11 に計算モデルを修正した後の供試車（C）の計算値と実測値の比較結果を示す．周波数分析結果で 100 Hz 以下の計算値が改善し，実測値と良い相関が得られた．

3.3.2. 排気口音

Fig. 12 に排気口音の実測値と計算値の周波数分析結果，およびオーバオール値の比較結果を示す．供試車（A），（B）では実測値と計算値に良好な相関が得られた．しかし，供試車（C）では 200 Hz 以上の周波数において計算値は実測値よりも低い値となり，十分な相関が得られなかった．

Fig. 13 に排気バルブ近傍の圧力値を示す．吸気バルブ近傍の圧力値と同様に，すべての供試車で実測値と計算値はほぼ一致することから，供試車（C）はエキゾーストパイプより下流側の一次元モデルが不適切であるものと考えた．

供試車（C）のマフラ内部構造を Fig. 14 に示す．良好な相関が得られた供試車（A），（B）と供試車（C）のマフラ内部構造の違いに着目すると，供試車（C）はエキゾーストパイプとインナパイプの開口部の間隔が狭く，かつパイプの断面が軸心方向で一部重なっており，これが排気口音の計算精度が低下する原因と推定した．この推定を検証するため，Fig. 15 に示す一室構造のマフラを作製した．図の 2 つのマフラは膨張室およびパイプ諸元は同一で，エキゾーストパイプとインナパイプの中心軸の位置関係のみが異なる．

各マフラの排気口音の実測値と計算値の比較結果を Fig. 16 に示す．実測ではエキゾーストパイプとインナパイプの中心軸が同軸にある場合（以降「同軸配置」と呼ぶ），計算値は全周波数領域で実測値に対して低く，特に高周波側では 20 dB 以上の差が生じている．一方，エキゾーストパイプとインナパイプが同軸配置でない場合は計算値と実測値は良い相関を示している．このことから，パイプが同軸配置でないマフラであれば排気口音は良好な相関が得られるものの，パイプが同軸配置のマフラにおいては，一次元シミュレーションでは十分な計算精度が得られないことがわかった．

なお，一次元シミュレーションでは，マフラ容積部を細かく離散化することで計算精度が改善することが知られている．本稿でも細かく離散化して計算をおこなったが，計算精度は改善しなかった．

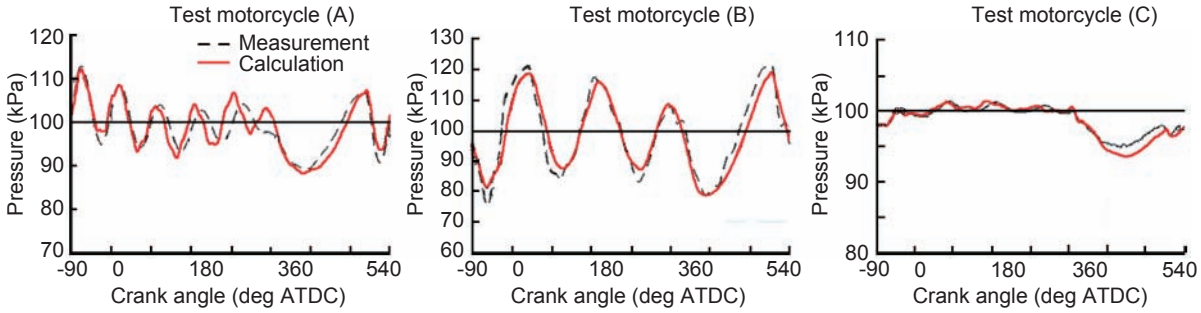


Fig. 10　Comparison of measured and calculated pressure wave near intake valve

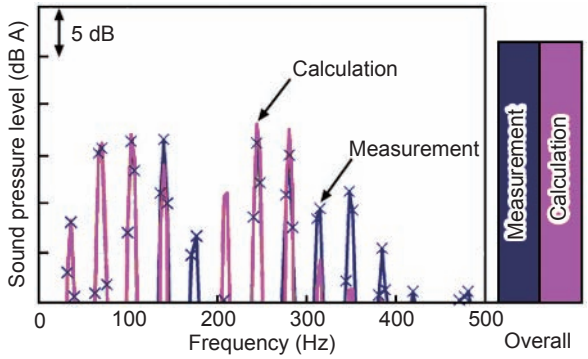


Fig. 11　Comparison of measured intake-noise inside intake duct and that calculated with modified model of test motorcycle (C)

3.4. 一次元と三次元の連成計算を用いた排気口音の精度改善のアプローチ

パイプが同軸配置のマフラにおいて排気口音の実測値が計算値より高い原因は，実機ではマフラの膨張室内で排出ガスが十分に膨張せず，次のパイプに流れているためと推定した．この現象を一次元シミュレーションで再現するべく一室構造のマフラで検証をおこなったが，精度は向上しなかった．そこで，一次元シミュレーションと三次元シミュレーションを連成した計算（以降「連成計算」と呼ぶ）をおこなうことで計算精度の向上が図れるか検証した．連成計算は，お互いの連結点において圧力，流速，ガス温度などのデータを交互に受け渡すことで実行される．計算には，RICARDO 社の三次元熱流体解析ソフトである VECTIS[(7)] を使用した．

検証は Fig. 17 に示すような三室構造のマフラを作製し，エキゾーストパイプとインナパイプが同軸配置の場合（Type 1），同軸配置に近い場合（Type 2），同軸配置でない場合（Type 3）の三つについておこなった．三次元シミュレーションに用いた計算モデルを Fig. 18 に示す．三次元シミュレーションの計算範囲はエキゾーストパイプからテールパイプまでの間である．

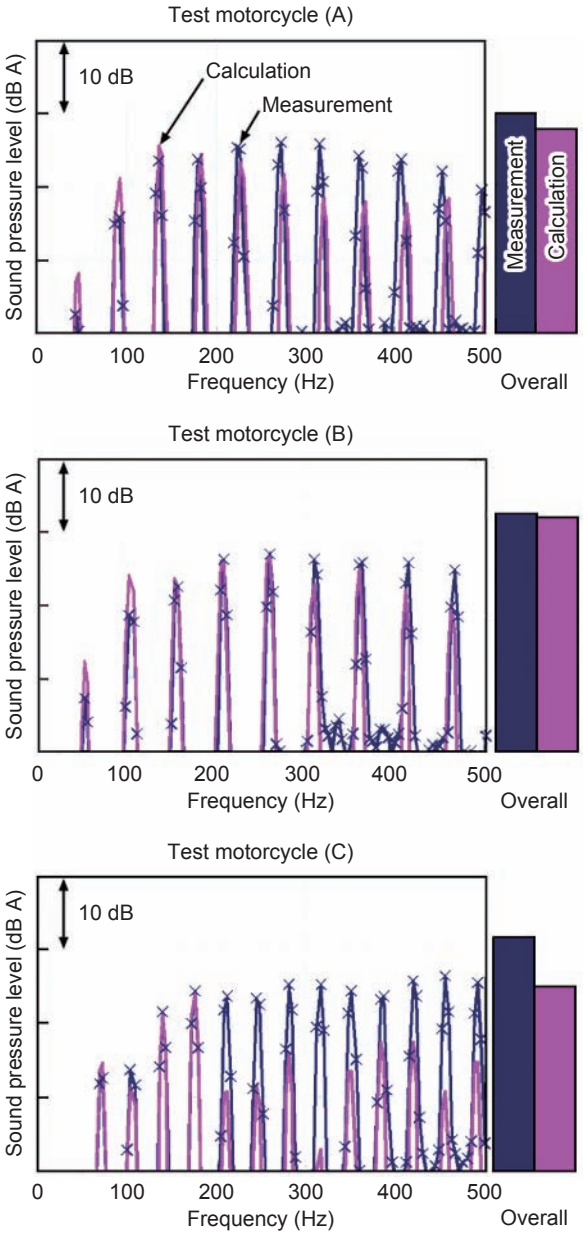


Fig. 12　Comparison of measured and calculated exhaust noise

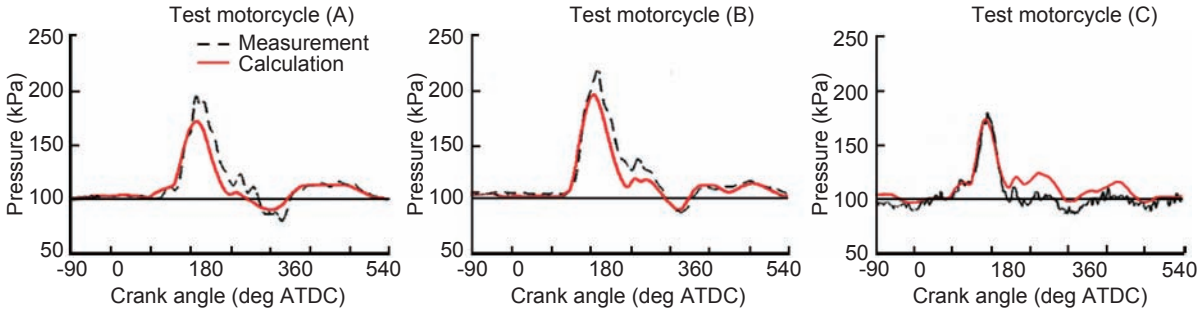


Fig. 13 Comparison of measured and calculated pressure wave near exhaust valve

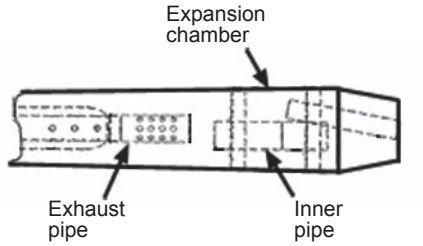


Fig. 14 Structure of muffler of test motorcycle (C)

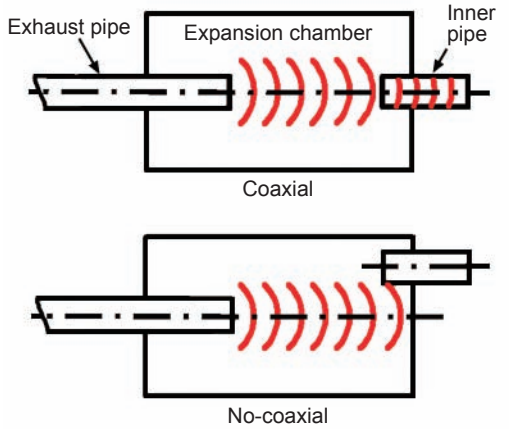


Fig. 15 Structure of single-chamber mufflers

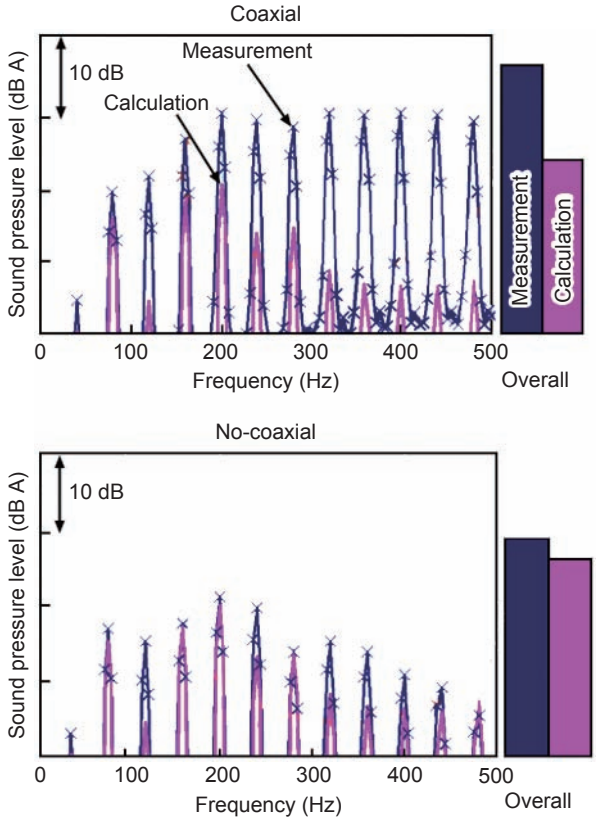


Fig. 16 Comparison of measured and calculated exhaust noise for different pipe positions

まず，実測結果を Fig. 19 に示す．排気口音はパイプが同軸配置に近づくに従って増加する傾向にあり，特に高周波側でその傾向が強い．この点は一室構造のマフラの結果と同じ傾向である．

次に一次元シミュレーション単独の計算結果と，連成計算の結果を Fig. 20 に示す．なお，WAVE のデータ処理機能の制約により，本図のみこれまでの処理方法と異なるため，定性的な比較として捉えることとする．一次元シミュレーション単独の計算では，一室構造のマフラの結果と同様に，パイプが同軸配置の場合も同軸配置にない場合も音圧値は同一であり，実機の傾向を再現できていない．一方，連成計算の場合，パイプが同軸配置に近づくに従って排気口音は増加する傾向にあり，実機の傾向を再現できている．

Fig. 21 に三次元シミュレーションで求めた排出ガス流の比較を示す．パイプが同軸配置でない場合（Type 3）は，

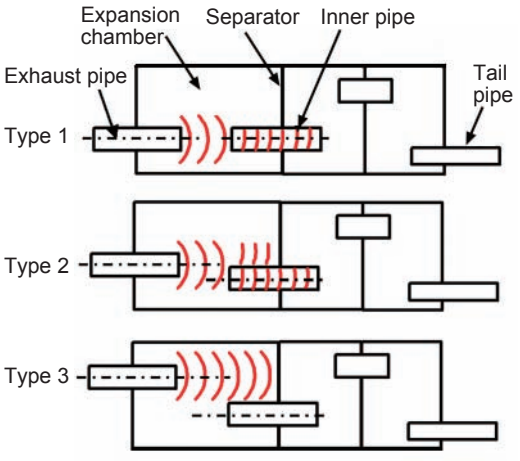


Fig. 17 Structure of multi-chamber mufflers

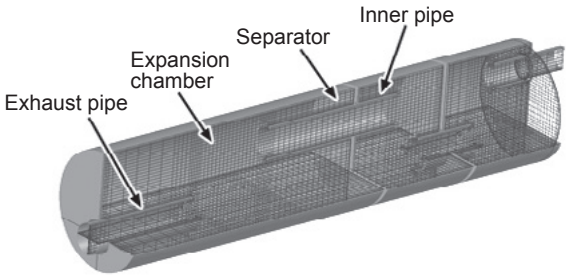


Fig. 18　3D-simulation model

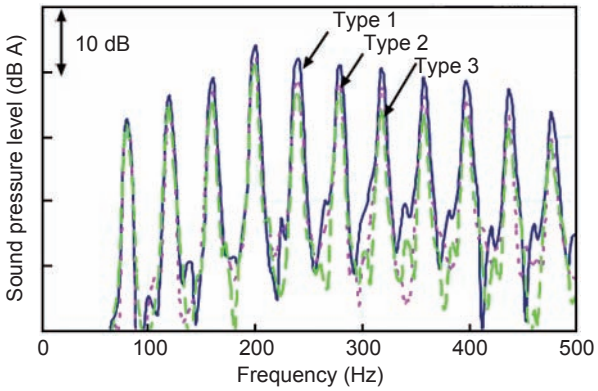


Fig. 19　Measured exhaust noise for different pipe positions

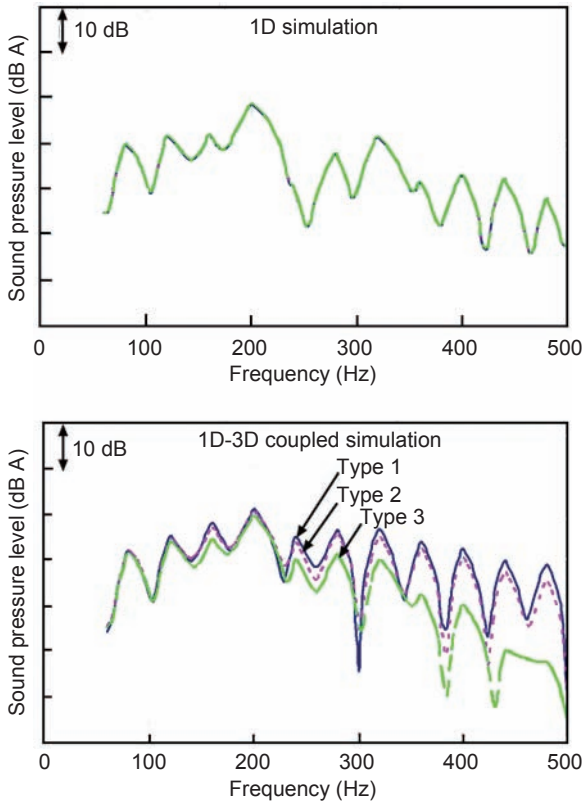


Fig. 20　Calculated exhaust noise for different pipe positions

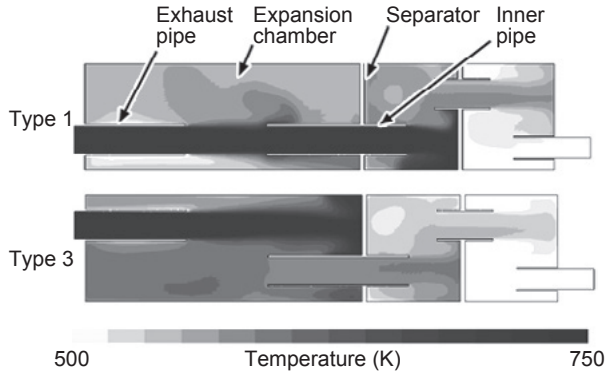


Fig. 21　Exhaust gas flow in muffler for different pipe positions (at ATDC 270 deg)

フロントパイプからの噴流はセパレータに衝突した後にインナパイプに流入している．一方パイプが同軸配置の場合（Type 1）は，膨張室内で十分に膨張せずにインナパイプへ直接流れ込んでいることが確認できる．以上の結果から，一次元シミュレーション単独では十分な排気口音の計算精度が得られないマフラ構造においても，連成解析をおこなうことで精度が改善する可能性が見出せた．

4．図面段階における予測精度向上のための取り組み

今回の精度検証では，入力条件の一部に供試車の実測値を用いることで，エンジン出力と吸排気口音を高精度で求めることができた．しかし，図面段階においては実測値がない状態で精度良く計算をおこなわなくてはならない．このため，実測値がない場合でも精度良く計算をおこなうための，入力条件の予測手法を検討した．

- 吸排気ポート流量係数：ポート単体の三次元 CFD 計算を実施し，得られた流量係数を用いる．
- 機械摩擦損失：類似したエンジンの摩擦損失を基に，摩擦要因となる部位の寸法差から変化量を計算して加減算した値を用いる．
- 燃焼条件：小型単気筒エンジンの場合，全負荷の点火時期は MBT（Minimum advanced timing for Best Torque）に設定されることが多い．そこで，複数の既存エンジンにおける全負荷の点火時期から導き出した燃焼条件を用いる．

供試車（A），（B），（C）に対し，予測した入力条件を用いてエンジン最高出力と吸排気口音のオーバオール値を計算した結果を Fig. 22 に示す．入力条件に実測値を用いた場合との差は出力で最大 0.3 kW 程度，吸排気口音で最大 0.5 dB 程度であり，実用では十分な精度を有している．以上の結果より，予測した入力条件を用いた場合においても，エンジン出力と吸排気口音を十分な精度で計算できることが検証できた．

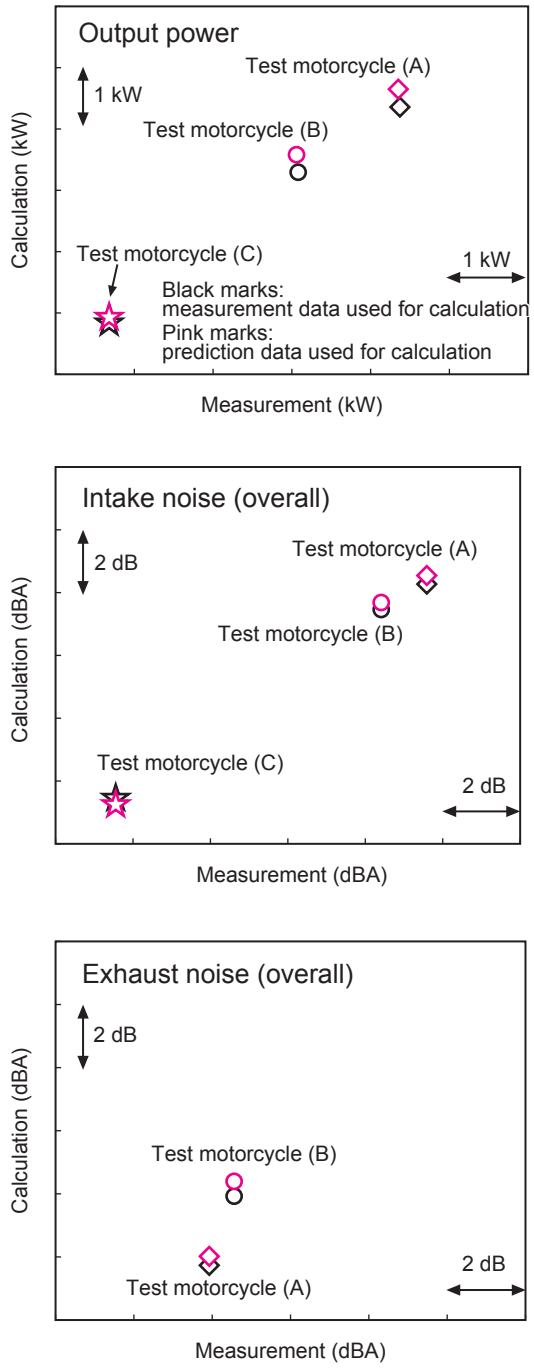


Fig. 22 Change in output power and intake-exhaust noise when using prediction data

5. まとめ

単気筒エンジンの小型二輪車を対象に，エンジン出力と吸排気口音を短期間に複合的に計算することを目的として，一次元シミュレーションを用いた予測技術を構築し，検証をおこなった結果，以下の結論を得た．

（1）エンジン出力を精度良く求めることが可能となった．

（2）吸気口音を精度良く求めることが可能となった．排気口音は，マフラ内のパイプが同軸配置でない場合は精度良く求めることが可能となった．

（3）マフラ内のパイプが同軸配置の場合は，一次元シミュレーション単独では十分な排気口音の計算精度が得られないが，三次元シミュレーションと連成した計算をおこなうことで精度が改善する可能性がある．

（4）実測値がない場合においても，予測した入力条件を用いることで，エンジン出力と吸排気口音を十分な精度で求められる．

参考文献

（1）Kido, H., Kuwahara, H. Brechlin, E., Boonen, R.: Modeling the Sound Source of an Intake and Predicting the Intake Sound Pressure Level for a Motorcycle, SAE paper, 2003-32-0058(2003)

（2）八木静夫，藤井功，園比呂志，石橋羊一，藤原一夫：4サイクル火花点火機関の全機関損失と出力，HONDA R&D Technical Review, Vol.3, p.99-114

（3）Ciocci, F., Noceti, D., Bradamante, E.: Intake System Analysis of the 550 Maranello using the WAVE code, http://www.ricardo.com/Documents/Downloads/pdf/wave_intake_system_analysis_ferrari.pdf

（4）Wirtz, R., Mazzoni, D.: Application of WAVE in Motorcycle Prototyping, http://www.ricardo.com/Documents/Downloads/pdf/wave_motorcycle_prototyping_ducati.PDF

（5）Mochkaai, Y.: GT-POWER as a Tool for Acoustic and Dynamic Optimization of Exhaust Systems, http://www.gtisoft.com/confarch/EMCON2009.pdf

（6）http://www.ricardo.com/en-gb/Software/Products/WAVE/

（7）http://www.ricardo.com/en-gb/Software/Products/VECTIS/

■著　者■


堀川博史


木戸秀樹


飯嶌智司


村上泰男

車体加速度波形推定による変速制御手法の研究

Study of Upshift Control Method by Estimation of Acceleration Waveform

亀　田　眞太郎*　　稲　川　　靖*
Shintaro KAMEDA　　Yasushi INAGAWA

要　旨

オートマチックトランスミッションのアップシフト時に発生する変速ショックを抑制し，商品性を向上させるためには，変速クラッチの持つトルク出力誤差を補償する制御が必要となる．出力軸回転数の変化量から変速時に発生する車体加速度波形の推定と評価をおこない，それを基にクラッチトルク出力誤差を検知し学習補正をおこなうことで，変速ショックを抑制し，アップシフト時の商品性を向上させる制御技術を開発した．

ABSTRACT

Control that corrects the torque output deviation of shift clutches is required to suppress the shift-shock produced when automatic transmissions up-shift, and enhance product quality. Control technology was developed that serves this purpose by estimating and evaluating the vehicle acceleration waveform generated when shifting, from the variation in output shaft rotations, and then detecting the output deviation of clutch torque and performing learning correction based on that acceleration waveform.

1．緒言

近年のオートマチックトランスミッションの多段化が進む中で，アップシフト時の変速ショックの改善が重要となってきている．多段化が進むと一定の車速に加速していく間の変速回数が増加し，変速ショックが体感されることによりドライバに不快感を与えることとなる．逆に変速ショックを体感させない加速はドライバに爽快感を与え，より一層の商品性の向上を図ることができる．実機での変速ショックのケーススタディから，入力軸の回転変化期間（イナーシャ相）でのイナーシャトルク吸収に伴う揺り返し感（以降，イナーシャショックとする）の無い車体加速度波形を実現することを目標とした．しかし，フィードフォワード（以降，F/F とする）制御のみでは，個体ばらつきに起因するクラッチトルク出力誤差により，安定した商品性が保てない．

本研究では，イナーシャショックの無い車体加速度波形を安定して実現し変速時の商品性を向上させるため，クラッチトルク出力誤差を新たなセンサの追加なく補償するアップシフト変速制御手法を開発した．

2．研究のねらい

平行軸歯車式オートマチックトランスミッション[1]におけるアップシフト時のトルク伝達式を示す．

開放側クラッチから締結側クラッチへのトルク伝達経路の切り替え期間（トルク相）でのトルク伝達式は式（1），（2）となる．

$$T_{in} = T_{of} + Tc_{on} \quad (1)$$

$$T_{out} = (T_{of} \cdot i_{of} + Tc_{on} \cdot i_{on}) \cdot i_f \quad (2)$$

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_24

Nomenclature
T_{in} : Input torque [Nm]
T_{of} : Opening side clutch torque capacity [Nm]
Tc_{on} : Conclusion side clutch torque [Nm]
T_{out} : Output shaft torque [Nm]
i_{of} : Opening side gear ratio [-]
i_{on} : Conclusion side gear ratio [-]
i_f : Final reduction gear ratio [-]

締結側のクラッチトルクを増加，開放側のクラッチトルクを減少させて式（3）の関係となると，イナーシャ相が開始する．

$$Tc_{on} > (T_{of} + T_{in}) \quad (3)$$

イナーシャ相でのトルク伝達式は式（4），（5）となる．

$$T_{in} = Tc_{on} - Tc_{of} + J_{in} \cdot \dot{\omega}_{in} \quad (4)$$

Nomenclature
Tc_{of} : Opening side clutch torque [Nm]
J_{in} : Input shaft inertia [kg·m^2]
$\dot{\omega}_{in}$: Input shaft angular acceleration [rad/s^2]

$$T_{out} = (Tc_{on} \cdot i_{on} - Tc_{of} \cdot i_{of}) \cdot i_f \quad (5)$$

ここで，イナーシャ相開始以降に開放側クラッチトルクが０であるとすると，式（6）

$$T_{out} = Tc_{on} \cdot i_{on} \cdot i_f \quad (6)$$

となり，イナーシャ相中の出力軸トルクは締結側クラッチトルクにより決定される．

イナーシャショックの無い車体加速度波形を作り出すために，変速クラッチトルクとエンジントルクすなわちクラッチ入力トルクの協調による制御手法[2), 3)]が一般的に適用されている．Fig. 1にその概念図を示す．トルク相（時間 t_0-t_1）では，終了時（時間 t_1）にクラッチ入力トルクと同値となるよう締結側クラッチトルクを増加させ，その増加分だけ開放側クラッチトルクを減少させる．そしてクラッチトルクの切り替えが完了した後にクラッチ入力トルクを減少させることにより，式（3）の条件を満たし入力軸の回転変化を開始する．

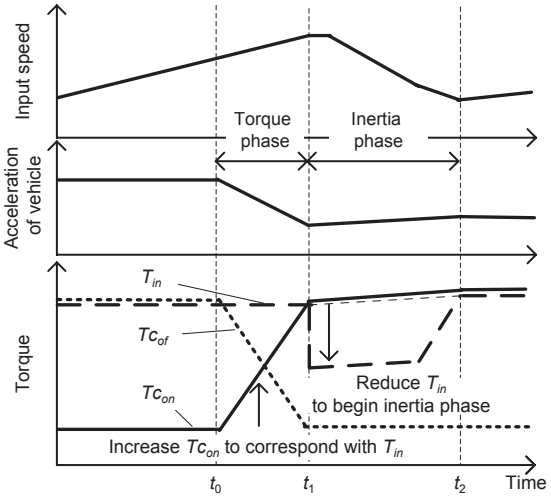


Fig. 1 Concept of reducing fluctuation of longitudinal acceleration during inertia phase

また，イナーシャ相（時間 t_1-t_2）では締結側クラッチトルクを変速終了後のクラッチ入力トルクに対して滑らかにつながるように出力することで，イナーシャショックの無い車体加速度波形となる．

しかし，実際にはクラッチトルクは初期公差などの個体ばらつきが原因のクラッチトルク出力誤差をもつ．そのため，クラッチ入力トルクを基にしたクラッチトルクのF/F制御によりイナーシャショックの無い車体加速度波形を作り出す場合，そのクラッチトルク出力誤差によりイナーシャショックが発生する．すなわち変速ショックにもばらつきが生じ，安定した商品性を確保することができない．例えば，クラッチトルクが指令値よりも低い場合はトルク相でのクラッチトルク不足によりエンジン回転の吹けあがりなどの事象が発生することになり，指令値よりも高い場合はイナーシャショックを発生させることとなる．

また，そういったクラッチトルク出力誤差は油圧センサやトルクセンサの追加により検出が可能となると考えられるが，コストやウェイトの増加につながる．

従来，トルクコンバータの特性式を利用して入力軸の回転変化率からイナーシャ相中の出力軸トルクを推定し変速制御に用いる手法が考案されている[4), 5)]．しかし，クラッチ入力トルクの減少により回転変化を開始する場合，クラッチトルク出力誤差を検出するためには過渡的なクラッチ入力トルクの減少量を精度よく推定する必要がある．そこで，式（6）の関係からクラッチトルクのみを出力軸トルクから推定することが望ましい．

このような背景から本研究では新たなセンサの追加なく，クラッチトルク出力誤差を補償し，イナーシャショックの無い波形を安定して実現することを目的として，

（1）既存の回転センサ信号からの変速中の車体加速度波形の推定
（2）その推定波形によるイナーシャショックの評価を基にして，車体加速度波形を目標波形に近づけるクラッチトルクの学習補正

をおこなう．

3．クラッチトルク学習制御

3.1. 制御概要

クラッチトルクと走行抵抗の関係式は式（7）で示される．

$$T_{out} = T_{rl} + J_v \cdot \dot{\omega}_v \quad (7)$$

ここで出力軸トルクが目標値となる場合を考えると，

$$\hat{T}_{out} = T_{rl} + J_v \cdot \hat{\dot{\omega}}_v \quad (8)$$

$$T_{out} - \hat{T}_{out} = J_v \cdot (\dot{\omega}_v - \hat{\dot{\omega}}_v) \quad (9)$$

式（6）より，

$$Tc_{on} - \hat{T}c_{on} = J'_v \cdot (\dot{\omega}_v - \hat{\dot{\omega}}_v) \quad (10)$$

$$J'_v = J_v / (i_{on} \cdot i_f) \quad (11)$$

となるので，

$$\Delta Tc_{on} = J'_v \cdot \Delta\dot{\omega}_v \quad (12)$$

となる．

Nomenclature

T_{rl} : Road load torque [Nm]
J_v : Vehicle inertia [kg·m^2]
$\dot{\omega}_v$: Output shaft angular acceleration [rad/s^2]
$\hat{T}_{out}$: Target output torque [Nm]
$\hat{\dot{\omega}}_v$: Target output angular acceleration [rad/s^2]
$\hat{T}c_{on}$: Target clutch output torque [Nm]
ΔTc_{on} : Output deviation of clutch torque [Nm]
$\Delta\dot{\omega}_v$: Deviation of output angular acceleration [rad/s^2]

よって，Fig. 2 に示すように，クラッチトルク出力誤差は，走行抵抗の影響を受けることなく，車体慣性質量と出力軸角加速度すなわち車体加速度の目標波形と実波形の偏差から求めることができる．

この関係を利用して，本研究のクラッチトルク学習制御では Fig. 3 (a) のように，クラッチ入力トルクに基づく F/F 制御の結果出力された車体加速度波形から，クラッチトルク出力誤差を検出する．そして，Fig. 3 (b) のように次回変速時の F/F 制御出力値を補正することで車体加速度波形を目標波形に近づけていく．

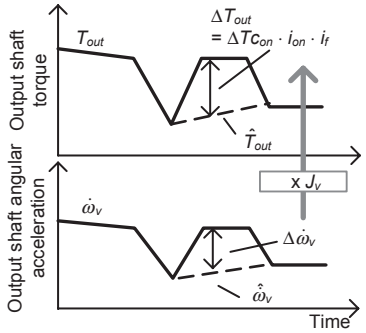


Fig. 2 Relation between output shaft torque and output angular acceleration deviation

3.2. クラッチトルク学習制御システムの構成

クラッチトルク学習制御システムの構成を Fig. 4 に示す．

制御システムはクラッチ入力トルク推定に基づく F/F 制御部と，車体加速度波形評価部および学習補正クラッチトルク算出部で構成する．

3.2.1. F/F 制御部

F/F 制御部には Fig. 1 で示した制御概念から，クラッチ入力トルク推定値に基づきトルク相，イナーシャ相の目標とする車体加速度波形を実現するための，開放，締結側双方の必要クラッチトルクを算出する．

3.2.2. 車体加速度波形評価部

車体加速度波形評価部では，車体加速度波形の推定をおこない，推定波形を基にクラッチトルク出力誤差の評価値を算出する．

車体加速度波形の推定は，既存のカウンタシャフトの回転ピックアップからのパルス信号を基におこなう．

回転ピックアップからのパルス信号周期から回転数を算出し，微分処理をおこなうことで角加速度を算出する．しかし，単純に微分処理をおこなうだけでは，パルス検出に用いる変速ギヤの振動に伴うノイズ等により，出力軸トルクの変動量を評価するのには不適となる．本研究では，実車で計測した変速中の出力軸トルク波形および車体加速度

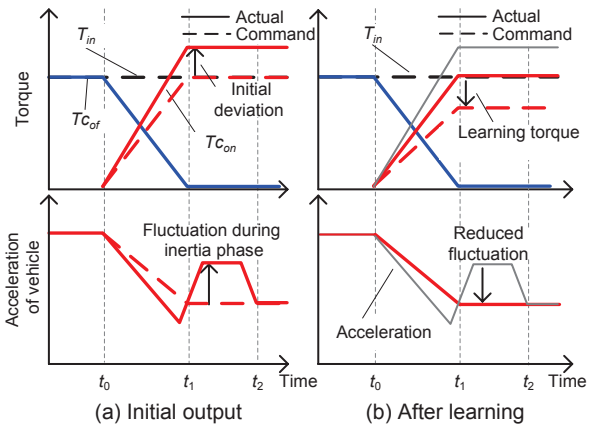


Fig. 3 Concept of learning control for reducing fluctuation of longitudinal acceleration during inertia phase

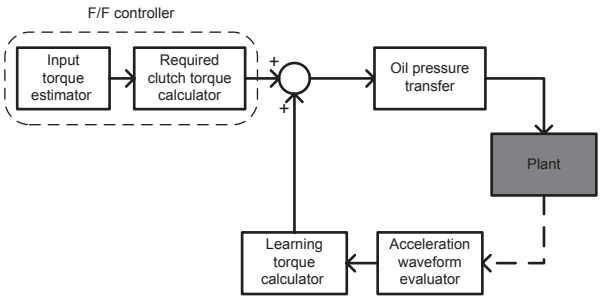


Fig. 4 System diagram of clutch torque learning control for experiment

波形の周波数特性を基に，変速中のトルク変動量を検出することに適したローパスフィルタを設定した．そして微分処理して得られる角加速度をそのローパスフィルタに透過させることで車体加速度波形推定値を得る．

Fig. 5 に式（7）の関係から加速度波形推定値を出力軸トルクに換算した結果と，実測した出力軸トルク波形の比較を示す．実測トルク波形に対して推定波形が同様の傾向を示すことから，推定波形を用いてイナーシャショックの評価が十分におこなえると考えた．

また，イナーシャショックの無い車体加速度波形を実現するためには，トルク相終了点すなわちイナーシャ相初期での締結側クラッチトルクとクラッチ入力トルクを一致させることが重要となる．イナーシャ相初期での締結側クラッチトルクがクラッチ入力トルクに対して過多の場合，式（2），式（3）の関係からトルク相での引き込みトルクが増加する．また式（4）の関係からイナーシャ吸収トルクが発生する．この引き込みトルクの増加量とイナーシャ吸収トルクの発生量がイナーシャショックの増大につながる．よって，学習制御の対象をイナーシャ相初期のクラッチトルク出力誤差として，それにより発生する車体加速度波形推定値の変化量を評価する．

Fig. 6 にイナーシャ相初期評価値の算出手法を示す．トルク相の車体加速度波形推定値の最小点と変速終了後の車体加速度波形推定値を直線的につなぐ波形を目標波形として設定する．そして，あるギヤレシオの変化率に達成するまでをイナーシャ相初期区間として，車体加速度波形推定値と目標波形の偏差の平均値をイナーシャ相初期評価値とする．

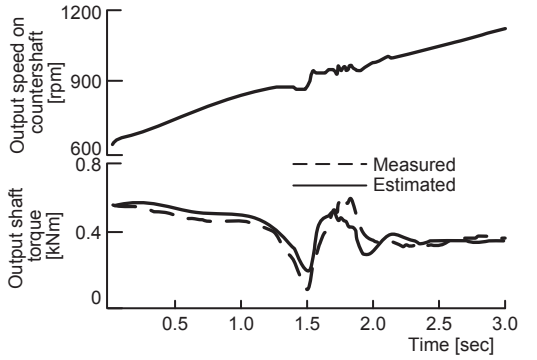


Fig. 5 Comparison of measured and estimated output shaft torque

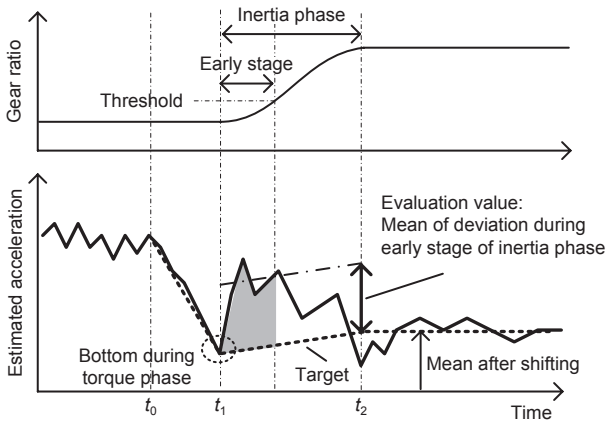


Fig. 6 Evaluation of deviation during early stage of inertia phase

3.2.3. 学習補正クラッチトルク算出部

学習補正クラッチトルクは，イナーシャ相初期評価値をその収束目標値と大小比較し，前回学習補正クラッチトルクへの加減算により積算量として算出する．学習１回当たりの加減算量は固定量でおこない，クラッチトルク出力誤差の最大値に対して目標の収束回数で除算した値を設定する．

4．実機確認

4.1. 実験条件

実験は実車走行でおこない，実験条件は以下のように設定した．

(a) 変速モードは，変速前後の駆動力差が大きく変速ショック商品性が課題となる１－２アップシフトとした．

(b) クラッチ入力トルク条件を限定するため，アクセルペダル開度も一定値とし，あらかじめ設定されているシフトマップにしたがい，同じ変速ポイントでの学習を繰り返した．

4.2. 加速度波形推定による評価の妥当性

加速度センサにより計測した車体加速度と，前述した車体加速度波形推定値のそれぞれからイナーシャ相初期波形評価値を算出した結果を Fig. 7 に示す．

それぞれのイナーシャ相初期波形評価値に相関がみられることから，車体加速度波形推定値が加速度センサの代替として十分に機能を果たすことが確認できた．

4.3. クラッチトルク学習の進行と収束性

F/F 制御値に対して，初期のクラッチトルク出力誤差を +40 Nm 与えた場合の学習結果を Fig. 8 に示す．

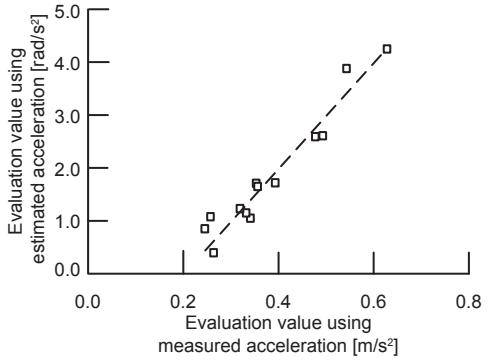


Fig. 7 Comparison of evaluation value using measured and estimated acceleration

収束の目標学習回数は 20 回として，学習一回当たりの加減算量を設定した．また，クラッチトルク出力誤差が +10 Nm 相当となる値を収束の目標値とした．

学習初期 A 点 (Fig. 9) では，クラッチトルク出力誤差のため，クラッチトルクによるイナーシャトルク吸収で回転変化が開始しイナーシャショックが発生した．学習過渡 B 点 (Fig. 10) では，A 点に対してクラッチトルクの学習がおこなわれ，イナーシャショックの減少が確認できた．学習収束後 C 点 (Fig. 11) では，クラッチトルクによるイナーシャ吸収はおこなわれず，イナーシャショックの発生はなく，目標波形への収束が確認できた．この結果から，クラッチトルク出力誤差をおおよそ 10 Nm の範囲に収束させることができ，したがって車体加速度波形推定を用いたクラッチトルク学習制御により，イナーシャショックの無い変速ショック波形を安定して実現できることがわかった．

また Fig. 9 から Fig. 11 での入力軸回転に着目すると，学習収束に伴いイナーシャ相時間が 0.2 sec 延長している．これはクラッチトルク学習のみをおこなっているので，クラッチ入力トルクの減少量が初期設定状態のままであり，式 (4) の関係から入力軸回転変化が遅くなったためである．イナーシャ相時間が延長すると，間延び感となり商品性の低下や，発熱によるクラッチ耐久性への影響が懸念される．そのため，クラッチトルクの学習補正の分，クラッチ入力トルクの減少量も同時に学習することで，イナーシャ相時間の目標時間への収束も可能となると考えられる．

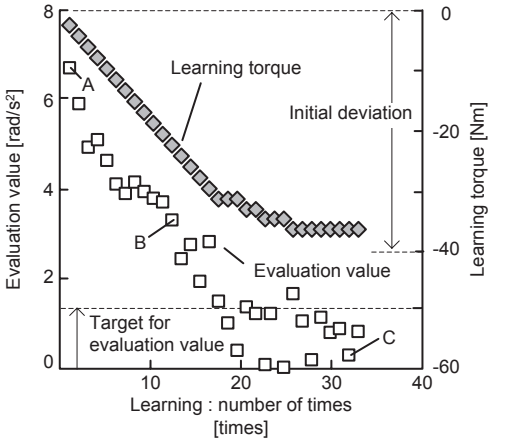


Fig. 8　Results of clutch torque learning control

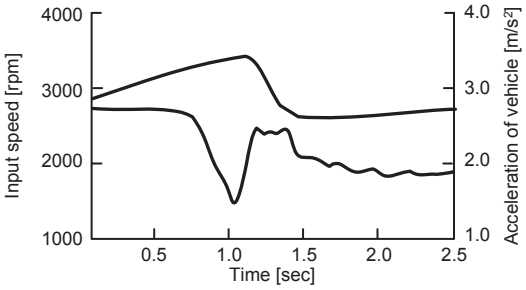


Fig. 9　Input speed and acceleration at A

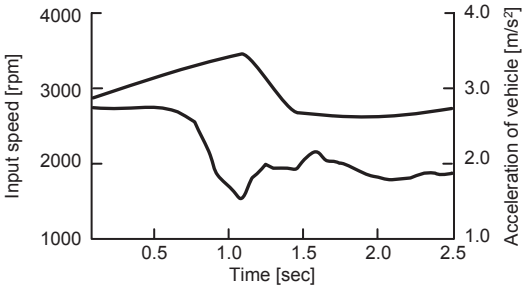


Fig. 10　Input speed and acceleration at B

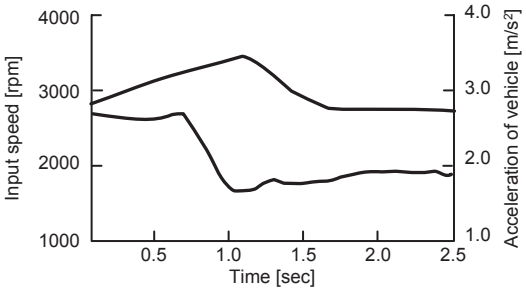


Fig. 11　Input speed and acceleration at C

5．まとめ

新たなセンサの追加なく，アップシフト時の商品性を向上させるため，

(1) カウンタシャフト回転センサ信号に微分処理および適切なフィルタ処理をおこなうことで変速時の車体加速度波形推定値を得た．

(2) その推定波形を基にイナーシャ相初期区間でのクラッチトルク出力誤差を評価する手法を構築した．

(3) 評価結果からクラッチトルク出力誤差を補正し，イナーシャショックの無い車体加速度波形を安定して実現する学習制御手法を開発した．

参考文献

(1) 自動車技術会：自動車技術ハンドブック，＜第 4 分冊＞設計 (パワートレイン) 編，p.246-248(2005)

(2) Tokura,T., Asami,T., Hasegawa,Y., Sugimura,T., Kono,K., Aoki,K.: Development of Smooth Up-Shift Control Technology for Automatic Transmissions with Integrated Control of Engine and Automatic Transmission, SAE Paper, 2007-01-1310(2007)

(3) Najork,R., Steinberg,I.: The GETRAG PowerShift® Transmission 6DCT470 (TC-SST) of Mitsubishi Lancer Evolution and Ralliart, JSAE No.05-08 Symposium, p.38-43(2008)

(4) Minowa,T., Ochi,T., Kuroiwa,H., Liu,K.: Smooth Gear Shift Contol Technology for Clutch-to-Clutch Shifting, SAE Paper, 1999-01-1054(1999)
(5) 射場本正彦, 内田信, 黒岩弘, 箕輪利通, 佐藤和彦 : タービンセンサを用いないトルクフィードバック方式変速過渡制御, 自動車技術会前刷集, No.954, p.57-60(1995)

■著　者■



亀田眞太郎



稲 川　靖

Fuel-Efficient and Low-Noise Steering Systems in Large and Heavy Vehicles using Variable Displacement Pump Technology

Jinghong YU* Jon HASKELL*

ABSTRACT

A variable displacement pump (VDP) is a fuel-efficient and cost-effective technology that has been applied to steering systems in small- and medium-sized vehicles. However, it is a challenge to apply this technology to large and heavy vehicles due to marketability concerns. This study tested VDP technology in a large light truck and strived to achieve a well-balanced and high-performance steering system with regard to noise, fuel economy, and dynamic performance. Steering noise was analyzed in terms of both the source noise characteristics of the VDP and the noise attenuation characteristics of the steering system. Significant noise reduction was achieved by redesigning the VDP in its number of vanes, structure stiffness, internal component clearances, and rotor position with improved flow ripple characteristics; and by optimizing the steering system's attenuation characteristics using a design of hose-tuning cable devices with optimal pulsation transmission loss characteristics. To ensure gains in fuel economy, a new design specification was developed to control the pump's power consumption by limiting the input torque at various pump speeds. Steering dynamic performance and feel were improved by enhancing the pump's design to provide an adequate flow rate under high pressures while maintaining flow rate and torque characteristics under low pressures. As a result of the study, VDP technology was successfully applied to 2011 model year Odyssey.

1. Introduction

The automotive industry continues to face a number of business environment challenges, including a weakened global economy and severe energy crises. For automotive manufacturers and their customers, the demand for cost-effective technologies to improve fuel economy continues to increase. Electric power steering (EPS) technology is a fuel efficient steering technology that is increasingly used in small- and medium-sized vehicles; however, its high cost and capacity limitations are barriers for use in heavy vehicles. In contrast, using VDP technology in small and medium-sized vehicles has proven gains in fuel economy, with a higher benefit-to-cost ratio versus EPS. Until EPS technology becomes economically feasible to use in large and heavy vehicles, there is an opportunity to use VDP technology.

The technical challenges in applying VDP technology to heavy and large vehicles stem from the difficulties in achieving marketability, fuel economy, and vehicle performance. Due to the increased steering load, heavier vehicles demand larger displacement and higher relief pressures from power steering pumps than do smaller vehicles. The increase of displacement and pressure potentially cause a higher level of system noise, which can negatively affect marketability. Additionally, due to the unbalanced mechanism of its unique design (see Fig. 1), a VDP inherently produces a higher level of noise than a conventional constant displacement pump (CDP)[1), 2)]. The VDP's output flow rate and relief pressure must be sufficient to achieve good vehicle dynamic performance; however, its displacement must be minimized to limit energy consumption and improve fuel economy.

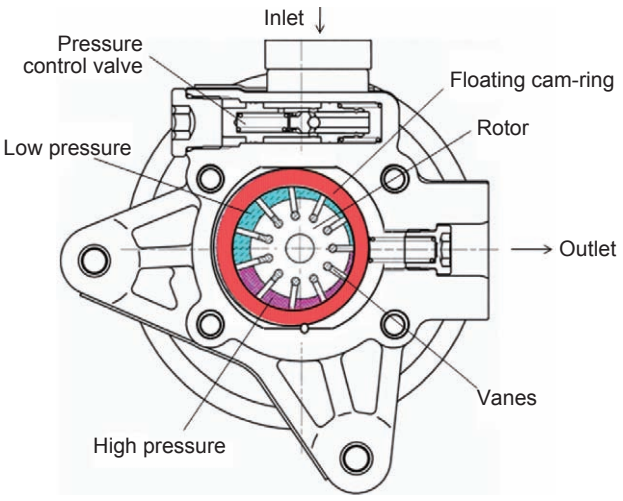


Fig. 1 Structure of variable displacement pump

*HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_25

Extensive investigation was conducted to achieve a balance between steering noise performance, fuel consumption reduction, and vehicle steering performance when VDP technology is integrated into a large light truck. First, the source noise characteristics of the VDP and the noise attenuation characteristics of the steering system were analyzed by using the concepts of source flow ripple and pulsation transmission loss, and design measures were proposed to improve the noise source and attenuation characteristics. Second, to ensure benefits in fuel economy, a new design specification was proposed to control the VDP's power consumption by limiting the input torque at critical pump speeds. Finally, achieving good vehicle dynamic performance requires a high flow rate in the VDP, but this directly conflicts with noise and fuel economy requirements; therefore, appropriate flow rate characteristics were determined. This paper summarizes the achievements in steering noise reduction, fuel economy benefits, and vehicle steering performance.

2. Marketability Improvement

2.1. Problem Identification

A vehicle operational study was conducted to identify possible noise concern areas in a large light truck equipped with a VDP. An initial prototype of a variable displacement pump, VDP1, was used to compare with a constant displacement pump, CDP0, currently used in mass production. Both pumps are similar in displacement and relief pressure, but the vane pump design for CDP0 has 10 vanes while VDP1 has 9. Noise performance is mainly evaluated under four vehicle conditions: (1) idle engine speed and no steering input, (2) idle engine speed and continuous steering input, (3) engine speed sweep and with/without steering input, and (4) idle engine speed and steering held at rack end. Figure 2 shows a sample comparison of the cabin sound pressure spectra when the vehicle is equipped with CDP0 and VDP1 separately, and includes a basic requirement line (maximum allowable level) for the noise contributed by the steering pump.

The operational study revealed the following four major noise concern areas:

(1) Without steering input, VDP1 induces higher levels at the 1st and 2nd harmonic frequencies than CDP0.
(2) With steering input, VDP1 causes a much higher 2nd harmonic order than CDP0.
(3) The 1st harmonic frequency of VDP1 is coincidently in line with one of the engine accessory frequencies.
(4) During engine speed sweep mode, VDP1 generates much higher noise at the 2nd harmonic frequency than CDP0.

2.2. Source Noise Characteristics

In a hydraulic power steering system, the source flow ripple generated by the steering pump interacts with the connected hose, pipes, and steering gearbox to generate pressure pulsations and excite airborne noise and mechanical vibrations. For a given pump structure and type of fluid, the source flow ripple is the key parameter representing the source

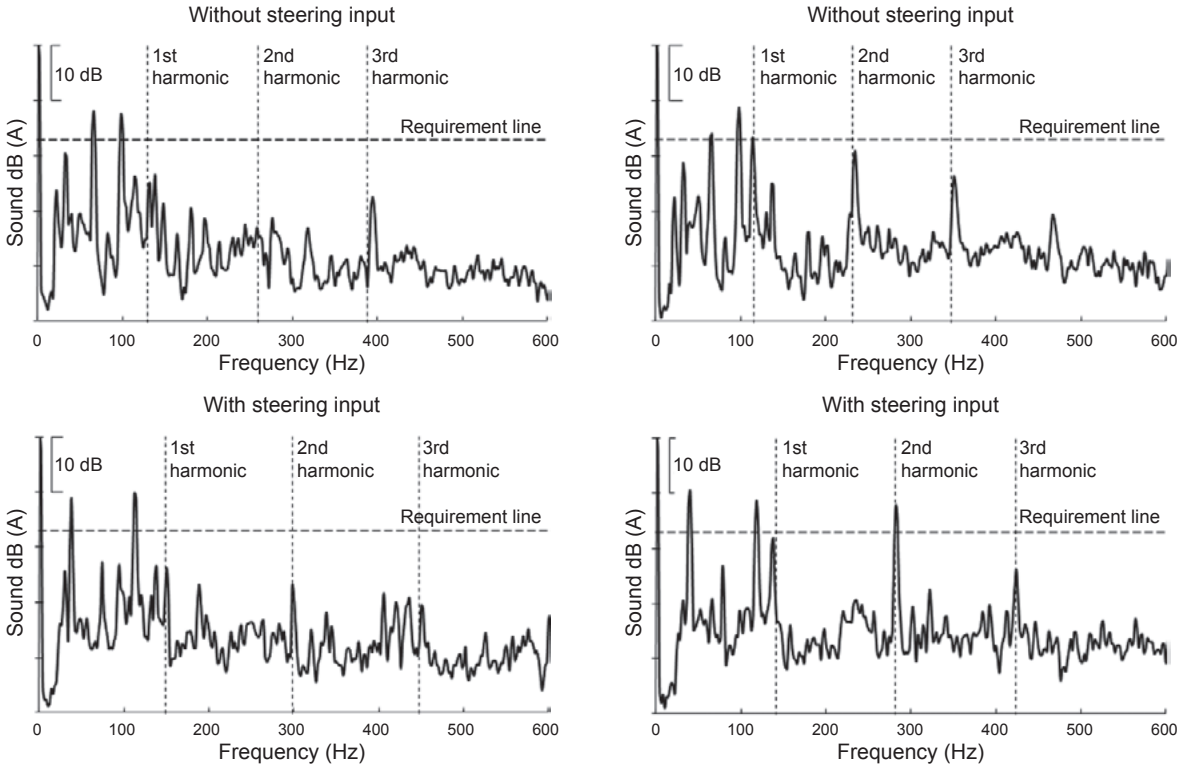


Fig. 2 Comparison of cabin noise spectra of test vehicle equipped with different pumps at engine idle speed

noise potential of the pump. The source flow ripple characteristics are evaluated through established measurement methods and systems[3), (4)].

Figure 3 shows a comparison of harmonic spectra of measured source flow ripple of different pumps under two test conditions, where the first condition represents a vehicle condition at idle engine speed and without steering input, and the second represents a vehicle condition at low engine speed and with steering input. It is shown that compared with CDP0, VDP1 generates much higher levels of source flow ripple for the 1st and 2nd harmonic orders under both test conditions. This corresponds to the vehicle noise problems identified during the vehicle operational study.

To improve the source flow ripple characteristics, a proposed design (VDP2) was made that changed the following areas: the number of vanes (9 to 11), structure stiffness, the clearance among the internal components, and the position of the rotor. As shown in Fig. 3, compared to VDP1, VDP2 generates a significantly lower level of the 1st harmonic flow ripple and yields considerable reductions at the 2nd and 3rd harmonics under the 930 rpm and 5 MPa test conditions. Increasing the number of vanes from 9 to 11 also helps separate the pump's harmonic frequencies from the engine accessory frequencies.

2.3. System Pulsation Attenuation Characteristics

Noise reduction was further achieved by optimizing steering system attenuation characteristics. Typically, hose-tuning cable devices are used to attenuate the pressure pulsations and minimize the resultant audible noise in steering systems. Figure 4 illustrates the mechanism and the corresponding quarter-wavelength side-branch resonator model of such a device. Within the side-branch resonator, standing waves of pressure and flow pulsations are excited at the fundamental resonant frequency of the quarter-wavelength and at its odd number harmonic frequencies. For such standing waves, since the pressure pulsation becomes zero at the outlet of the side-branch, the pressure pulsation is attenuated at those frequencies.

The pulsation attenuation characteristics of a hose-tuning cable can be evaluated through a pulsation transmission loss (PTL) value. It can be determined either through experimental methods[5), (6)] or through theoretical prediction based on analytical models of flexible hoses[7), (8)]. Figure 5 shows examples of PTL

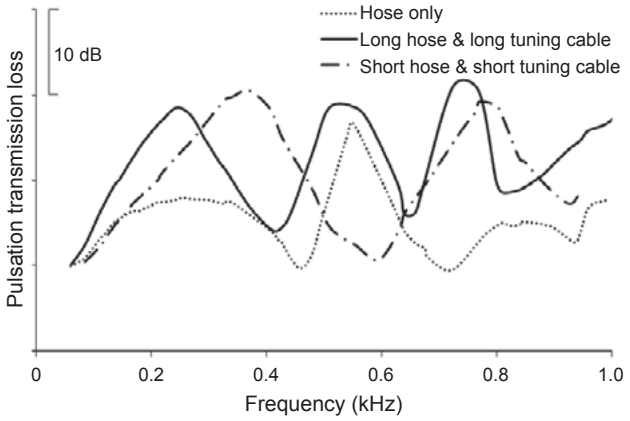
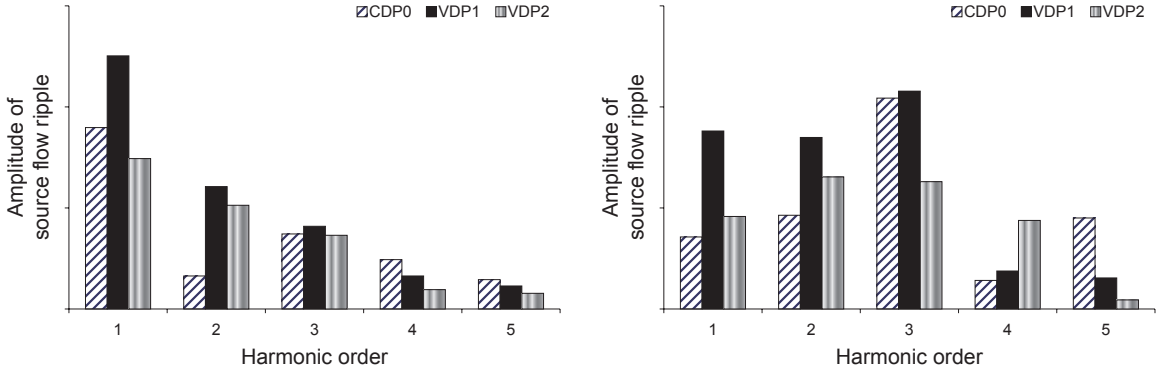
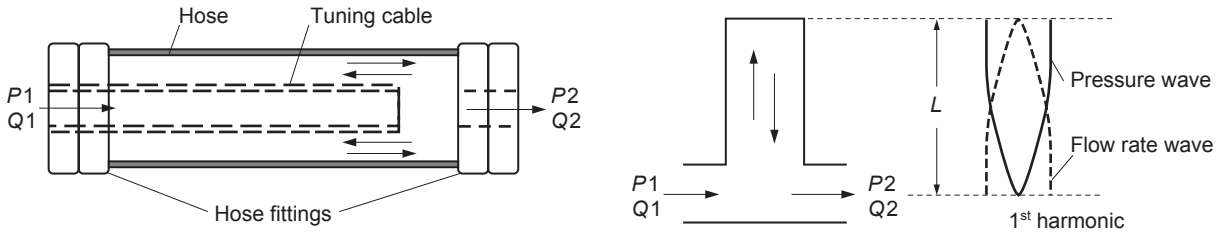


Fig. 5 Examples of measured pulsation transmission losses of different hose-tuning cable systems



(a) 780 rpm and 1 MPa (b) 930 rpm and 5 MPa

Fig. 3 Comparison of measured source flow ripple spectra of different pumps



(a) Hose - tuning cable mechanism (b) Conceptual quarter-wavelength side-branch

Fig. 4 Pulsation attenuation mechanism used in hydraulic power steering system

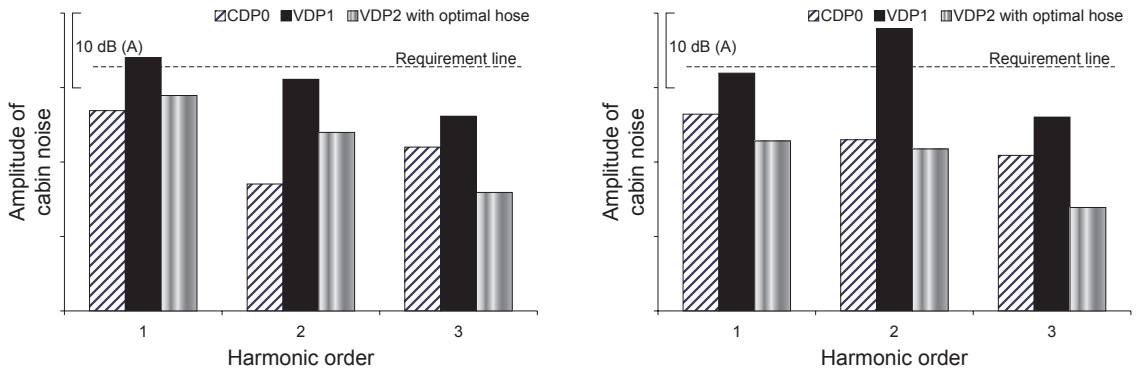


Fig. 6 Comparison of cabin steering noise harmonic spectra when different pumps are used

measurement results and how it can be tuned to target different frequencies.

In this study, two hose-tuning cable devices were combined. The design was optimized to provide a maximum PTL value targeting primarily at the 2nd harmonic order and secondly at the 1st and 3rd harmonic orders of the pump at engine idle speed.

2.4. Noise Performance

Steering noise performance of the vehicle equipped with VDP2 and optimal hose design was confirmed under various driving conditions. Figure 6 shows the measured cabin noise harmonic spectra at engine idle speed with and without steering input conditions. The final setting has achieved overall levels similar to or slightly better than CDP0, and the noise levels are within the requirement line (i.e., the maximum allowable line) within substantial margins.

Using a 10-point rating system, with 1 representing extremely poor performance and 10 being excellent performance, the noise was subjectively evaluated under both normal and extreme steering usage modes, such as the steering wheel held at rack end during engine sweeping. Figure 7 illustrates that VDP2 with optimal hose design has achieved the noise performance slightly better than CDP0 for both normal steering and extreme steering conditions.

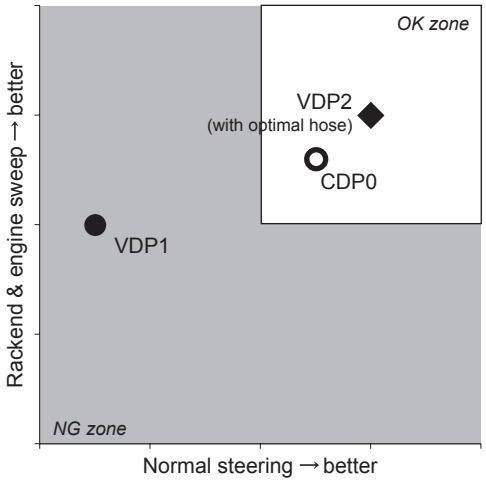


Fig. 7 Subjective evaluation results for vehicle equipped with different pumps

3. Gains in Fuel Economy

3.1. Mechanism of Lower Fuel Consumption

The VDP's unique flow-speed characteristics yield improvements in fuel economy. A typical constant displacement pump (CDP) has a fixed displacement that produces a flow rate almost linear to pump speed. Conversely, the VDP has a floating cam-ring mechanism (Fig. 1) so that the cam-ring's position can be regulated with pump speed. When the pump speed reaches a preset rpm, the cam-ring is repositioned toward the rotational center of the pump shaft, thereby reducing the flow rate.

As shown in Fig. 8, the pumped flow rate of a CDP is usually much higher than what is needed for the flow rate tuned for vehicle performance, while the pumped

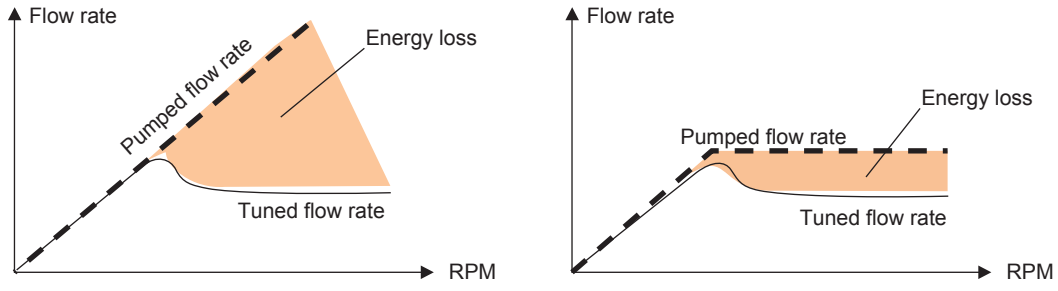


Fig. 8 Conceptual flow rate-speed characteristics of CDP and VDP

flow rate of a VDP can be much closer to the flow rate curve needed. Consequently, the VDP has less internal bypass flow and less energy loss than a CDP.

3.2. Specification for Controlling Power Consumption

Since the operating torque of a VDP in relation to operating speed (pulley RPM) is directly related to power consumption, an operating torque specification must be established to guarantee gains in fuel economy.

Figure 9 illustrates how the maximum operating torque is related to the fuel economy gain under different driving modes. The gain is quantified as the mileage difference between the test vehicle equipped with VDP versus CDP0. It is clearly shown that the fuel economy gain has a linear relationship to the operating torque. Figure 10 shows a comparison of the operating torque curves between CDP0 and VDP2. In a VDP, the maximum operating torque occurs around the engine idle speed and reduces as speed increases. In a CDP, the maximum operating torque occurs at the same engine idle speed, but remains roughly constant as speed increases. As shown in Fig. 8, this corresponds to the different flow rate characteristics between variable and constant displacement pumps.

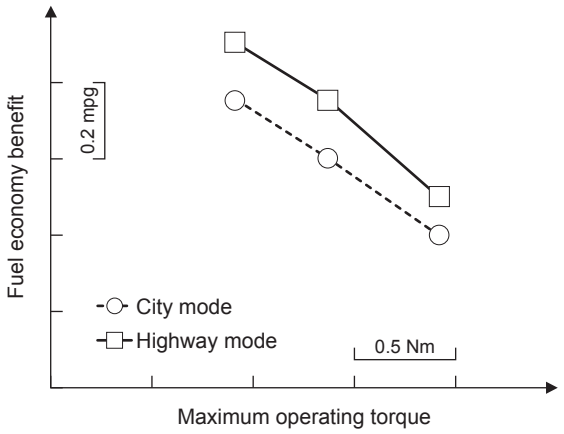


Fig. 9 Fuel economy benefits in relationship to pump's maximum operating torque

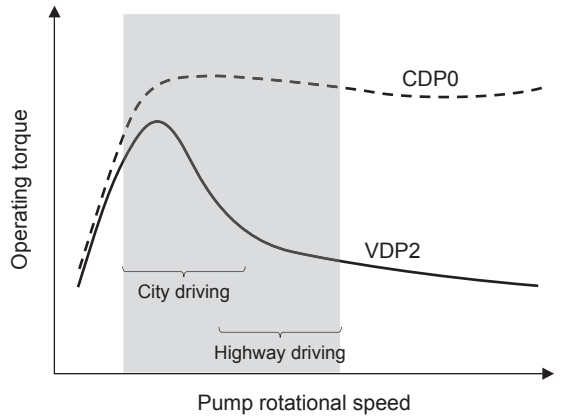


Fig. 10 Comparison of operating torque curves between VDP2 and CDP0

A new specification to control the VDP's operating torques was established so that the operating torque curve is constrained by a boundary curve (Fig. 11) for maximum allowable torque. During typical customer usage, operating the vehicle with steering inputs is a small portion of total usage; therefore, the operating torque specification focuses on the lower operation pressure condition of the VDP.

In this specification, three different pump speeds are used to define the boundary curve. The first point is set at the engine idle speed at which the VDP is near its maximum flow output and thus its maximum operating torque. This point is very important to control since it reflects the engine speed conditions in a typical city driving mode. The second point is set at the average engine speed for highway cruising. The last point is set at a high pump speed to capture driving conditions during accelerated engine speeds. It was confirmed that VDP2 meets the requirements of this new specification.

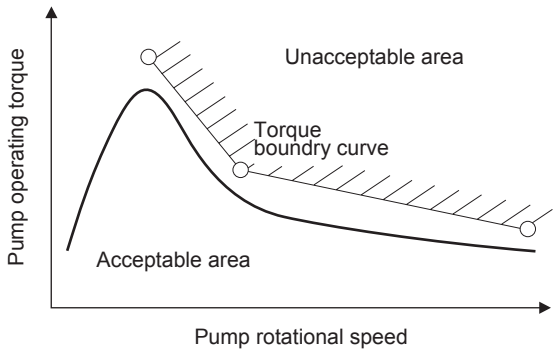


Fig. 11 VDP torque control specification

4. Vehicle Steering Performance

4.1. High Steering Rate Catch-up Performance

Many areas of vehicle dynamic performance are affected by the characteristics of the power steering pump, such as flow rate and pressure characteristics. The design of VDP2 was confirmed to yield satisfying results in these performance areas. As two examples, high steering rate catch-up performance and steering feeling performance are described herein.

High steering rate catch-up performance (also referred to as "catch-up") is described as the effort in turning a steering wheel at a high steering angular rate. The steering angular rate can reach a critical point, called the "maximum assisted steering rate," at which the fluid entering the rack cylinder is not supplied fast enough to provide full power steering assist. As shown in Fig. 12, beyond the maximum assisted steering rate, the steering effort increases at a significantly greater ratio, called the "catch-up effort ratio," compared to the steering angular rate. Therefore, better catch-up performance requires a higher maximum assisted steering rate and a lower catch-up effort ratio.

To achieve satisfying vehicle catch-up performance, the design of VDP2 was enhanced to provide an adequate flow rate under high pressures while maintaining the flow rate and torque characteristics under low pressures. Various tolerances of the internal components of the pump were carefully designed to reduce internal fluid leakage under high pressures. Additionally, the design of the steering gearbox was also refined to minimize the fluid leakage inside the gearbox. As shown in Fig. 12, the final enhanced system with VDP2 provides much better catch-up performance.

4.2. Steering Feel

Steering feel is another important vehicle performance area for VDP use in large and heavy vehicles. At lower speeds, the steering effort should feel light and easy to operate, while at higher speeds, the steering effort should feel solid and secure.

To achieve these steering feel characteristics, VDP2 is designed with a drooping flow rate, that is, the flow rate decreases as the pump speed increases. Consequently, sufficient power assisting force is provided for parking and low-speed maneuvers and less force at high speeds or highway cruising. In addition, the drooping flow rate also has a fuel economy benefit because as less fluid is being pumped with increasing pulley speeds, the power consumption is less.

This study confirmed that the vehicle steering effort characteristics with VDP2 and CDP0 are very similar. With VDP2, the test vehicle achieved a nimble steering feel at low speeds and a secure and natural steering feel at high speeds.

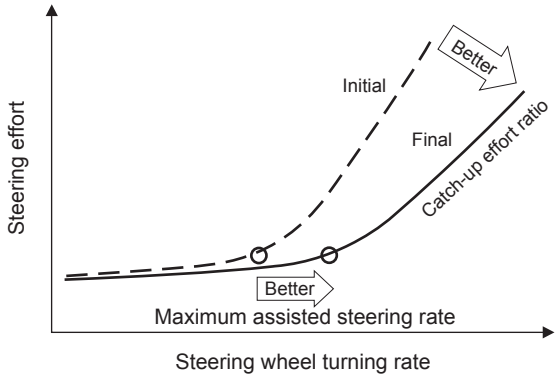


Fig. 12 High steering rate catch-up performance

5. Conclusion

A systematic investigation has been conducted to integrate VDP technology in a large light truck and achieve a well-balanced system with regard to steering noise, fuel economy, and steering performance. The steering noise has been analyzed in terms of both the source noise characteristics of the VDP and the noise attenuation characteristics of the steering system. Design measures were proposed and significant noise reduction was achieved. To ensure sufficient fuel economy gains with the VDP, a new specification to control the input torque characteristics of the pump has been developed. Finally, high steering dynamic performance has been achieved by the appropriate setting of the pump's flow rate characteristics.

This research proves that VDP technology can be applied to large and heavy vehicles to obtain both good fuel economy and a high level of steering performance. As a result of the study, VDP technology has been successfully applied to 2011 model year Odyssey.

References

(1) Yu, J., E. Hosni, J. Haskell.: Application of Fuel and Cost Efficient Steering Technology – Variable Displacement Pump – to SUV/SUTs, FISITA 2010 World Automotive Congress, International Federation of Automotive Engineering Societies(2010)
(2) Kojima, E.: Development of a Quieter Variable-Displacement Vane Pump for Automotive Hydraulic Power Steering System, International Journal of Fluid Power 4 (2)(2003)
(3) Yu, J., D. Ritchie.: Method for Objectively Evaluating Power Steering Pump Noise and its Correlation with Subjective Vehicle Feeling Judgment, Honda R&D Technical Review Vol.20, No.1, p.148-154(2008)
(4) Yu, J.: Determining Source Fluidborne Noise Characteristics of Automotive Fluid Power Pumps, SAE International, April, no. 2001-01-1612(2001)
(5) Kojima, E., J. Yu, T. Ichiyanagi.: Experimental Determining and Theoretical Predicting of Source Flow Ripple Generated by Fluid Power Piston Pumps, SAE International, September, No. 2000-01-2617(2000)
(6) Yu, J., F. Johnson, F. Iwami, N. Verrecchia.: Experimental Evaluation for Fluidborne Noise Attenuation in Tuning Cables and Hoses of Automotive Power Steering Hydraulic Systems, SAE International, May, No. 1999-01-1777(1999)
(7) Yu, J., E. Kojima.: Wave Propagation in Fluids Contained in Finite-Length Anisotropic Viscoelastic Pipes, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 104, p.3227(1998)
(8) Kojima, E., T. Ogawa, J. Yu.: Design Optimization of Resonator Hoses for Automotive Hydraulic Power Steering System, Transactions of the Japan Fluid Power System Society(2002)

■著 者■


Jinghong YU


Jon HASKELL

貴金属担持 CeO_2 触媒における低温 CO 酸化サイクルの研究

Study of Low-temperature CO Oxidation Cycle on Precious Metal-supported CeO_2

中西義幸* Yoshiyuki NAKANISHI
竹折浩樹* Hiroki TAKEORI
橋本雅識* Masanori HASHIMOTO
渡邊孝行* Takayuki WATANABE

要　旨

燃費向上による排ガス温度低下の対応手法として，低温で CO を酸化し，その反応熱で HC と NOx を浄化させる低温活性触媒技術が考えられる．その技術の一つとして，酸化セリウムを母材とし，パラジウムを担持した触媒（Pd/CeO_2）が挙げられる．その触媒の低温活性を向上させるために，母材である酸化セリウムによる活性酸素の供給と補填のメカニズムに着目し，解析をおこなった．その結果，パラジウム微粒子化による低温域からの活性酸素の供給と，水と酸素が共存することで，加速的，かつ多量に活性酸素が補填されることによって，低温域から CO の酸化反応を加速できる低温 CO 酸化メカニズムを見出した．

ABSTRACT

Low-temperature active catalysts that oxidate CO at low temperatures and use the reaction heat produced to convert HC and NOx are available as technologies to respond to the reduction of exhaust gas temperatures as a result of the achievement of increased fuel efficiency. Pd/CeO_2 catalysts, in which a palladium catalyst is supported on a cerium oxide carrier, represent one of these technologies. The mechanism of supply and resupply of active oxygen by the cerium oxide carrier was focused on and an analysis was conducted in order to increase the low-temperature activity of these catalysts. This study resulted in the determination of a mechanism of low-temperature CO oxidation able to accelerate the CO oxidation reaction from low temperatures by means of the achievement of supply of active oxygen from low temperatures through the use of highly dispersed palladium particles, and the achievement of rapid and high-volume resupply of active oxygen through the coexistence of H_2O and O_2.

1．まえがき

近年，地球温暖化の原因となる二酸化炭素（CO_2）の排出を削減する動きが加速されている．CO_2 排出削減には燃費向上が必要であるが，それに対応する技術として，燃焼効率向上やパワープラントのハイブリッド化等があり，これらの技術によって自動車から排出される排気ガスの温度が低温化し，エンジン始動時の触媒の未浄化領域拡大により，エミッション増大を招くことが想定される．従って，既存触媒よりも低温域から，規制物質である一酸化炭素（CO），炭化水素（HC），窒素酸化物（NOx）を浄化できる触媒（低温活性触媒）が必要と考えられる．

低温活性触媒としては，金（Au）系触媒[1),(2)]やパラジウム担持酸化セリウム（Pd/CeO_2）[(3)]のような，低温で CO を酸化し，その反応熱で HC と NOx を浄化させる技術がある．しかし，Au 系触媒は耐熱性が低いため自動車への適用は難しい．Pd/CeO_2 は，CO 酸化温度域が Au 系に比べ高温域であるため，さらなる性能向上が必要であるが，耐熱性があり，自動車用触媒として適用可能であることから，Pd/CeO_2 触媒に着目し，低温活性向上の研究を進めた．

最近では，酸化セリウム（CeO_2）に代表される酸素吸収放出材から放出される活性酸素の特性についての研究が進められている[(4)-(6)]．酸化セリウム（CeO_2）にパラジウム（Pd）を担持すると Pd/CeO_2 界面に相互作用を持つことがわかっている[(7)]．また，排ガス中の水蒸気（H_2O）は Pd の活性点等に吸着し，CO 酸化反応を低下させることもわかっている[(8)]．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_26

CeO_2 から放出される活性酸素は，低温域から酸化反応を引き起こすことが可能になる．Pd/CeO_2 の低温活性向上には，CeO_2 表面から放出される活性酸素の Pd への供給を低温化し，かつ CeO_2 表面への活性酸素の補填を早くする必要がある．また，CO 酸化性能を低下させる H_2O の影響性も検証する必要がある．

本研究において，Pd/CeO_2 の活性酸素の供給と補填のメカニズムを探究した結果，Pd/CeO_2 では，H_2O は CO 酸化反応を低下させる Pd の活性点への吸着よりも，活性酸素の補填促進に活用されるため，低温から CO 酸化反応を加速させることがわかり，それに基づいて触媒改良を進めた結果，HC，CO，NOx を 50％浄化する温度（ライトオフ温度）を約 20 ℃低温化することが可能になった．

本報告では，触媒改良の重要な足掛かりとなった，活性酸素の供給と補填の検証による低温 CO 酸化メカニズムの検証について述べる．

2．活性酸素供給促進効果の検証

活性酸素放出による低温 CO 酸化の推定メカニズムを Fig. 1 に示す．

Fig. 1 の (1) のように，自動車触媒として多く用いられているパラジウム担持酸化アルミニウム（Pd/Al_2O_3）では，低温で活性酸素が放出されないため，低温での CO 酸化反応が起こりにくいと推定される．

Fig. 1 の (2)，(3) のように，Pd/CeO_2 では，Pd は CeO_2 に電子を供与し，Pd 近傍にある CeO_2 の活性酸素を放出しやすくするため，低温から活性酸素を Pd に供給できる．供給された活性酸素と，Pd 上に吸着した CO が反応し，低温での CO 酸化反応が促進すると推定される．しかし，(2) のような Pd 粒子径が大きい場合は，低温からの活性酸素の放出量は少なく，低温での CO 酸化反応の促進効果が小さい．(3) のように Pd 粒子径が小さくなる（Pd 微粒子化）と Pd から CeO_2 への電子供与も多くなり，低温から活性酸素を供給できる量も増加するため，低温での CO 酸化反応の促進効果が大きくなると推定した．

Fig. 1 の推定メカニズムを実証するために，Pd/Al_2O_3 と，Fig. 2 に示すように Pd 粒子径の異なる二種類の Pd/CeO_2 とを用いて，活性酸素の供給量を確認した．Pd 粒子

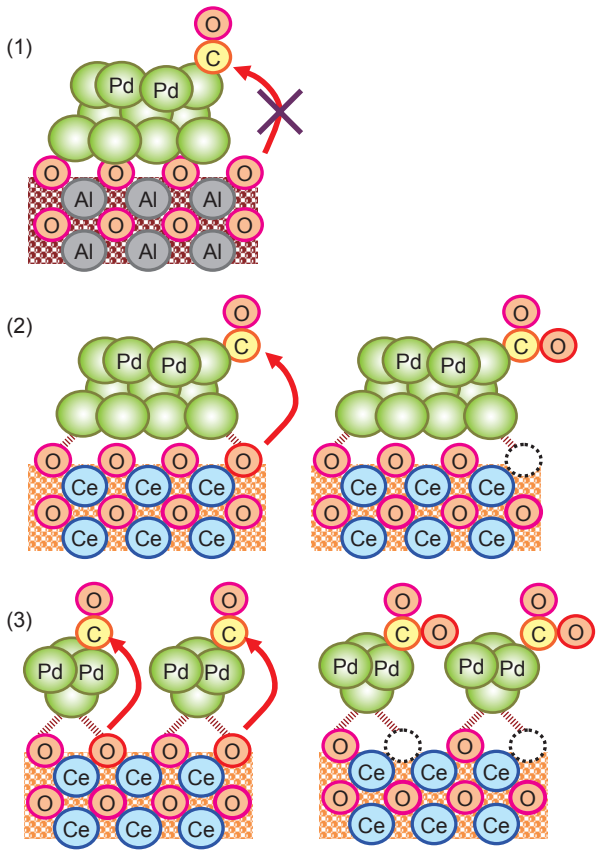
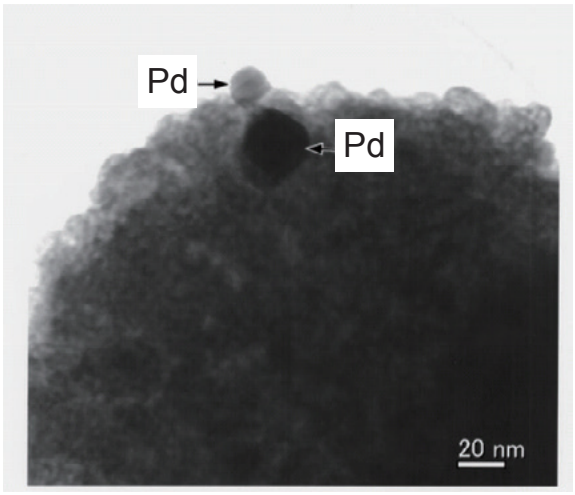
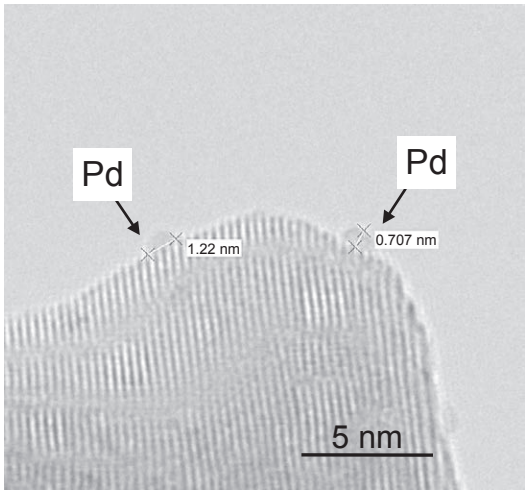


Fig. 1 Mechanism scheme of CO oxidation on (1) Pd-supported Al_2O_3, (2) Pd (large particle size) -supported CeO_2 and (3) Pd (small particle size) -supported CeO_2



(a) Pd/CeO_2 (Pd particle size: 20 nm)



(b) Pd/CeO_2 (Pd particle size: 1 nm)

Fig. 2 TEM image of Pd (1 wt%)/CeO_2

径は透過型電子顕微鏡（TEM）により確認し，活性酸素供給量は触媒単体試験装置（HORIBA 製）を用いて CO と N_2 の混合ガスを室温から 400 ℃ まで 20 ℃/min で昇温し，反応した CO_2 の濃度より算出した．その結果を Fig. 3 に示す．

Pd/Al_2O_3 が 200 ℃ 以下で活性酸素をほとんど出さないのに対して，Pd/CeO_2 では 200 ℃ 以下での活性酸素の放出を確認した．また，粒子径が約 20 nm の Pd 粒子が約 200 ℃ から活性酸素を供給するのに対して，粒子径が約 1 nm の Pd 粒子は約 100 ℃ から活性酸素を供給できることがわかった．さらに，Pd/Al_2O_3 と Pd 粒子サイズの異なる Pd/CeO_2 の CO 浄化性能を確認した．その結果を Fig. 4 に示す．CO 浄化性能テストは，触媒単体試験装置を用いて CO，O_2，H_2O，N_2 を混合したガスを室温から 450 ℃ まで 20 ℃/min で昇温し，反応後のガスを測定し，各温度での CO 浄化率を測定した．Fig. 4 の結果から，Pd/Al_2O_3 よりも Pd/CeO_2 の方が低温から CO を酸化できることを確認した．また，粒子径が約 20 nm の Pd 粒子担持 CeO_2 に比べて，粒子径が約 1 nm の Pd 粒子担持 CeO_2 は CO ライトオフ温度が約 64 ℃ 低温化していることを確認した．

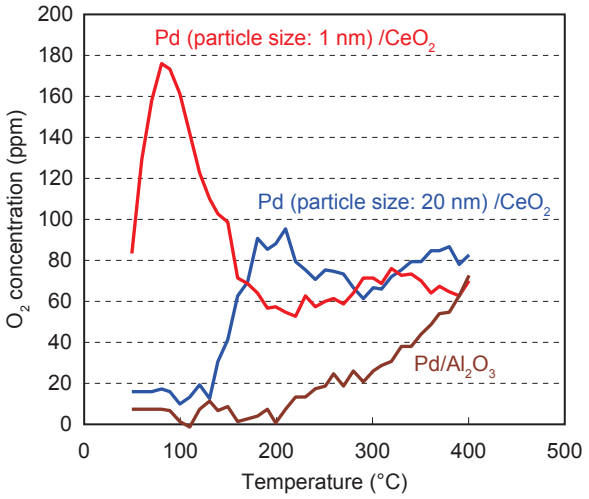


Fig. 3　O_2 release temperature of different Pd particle size-supported CeO_2 and Pd/Al_2O_3

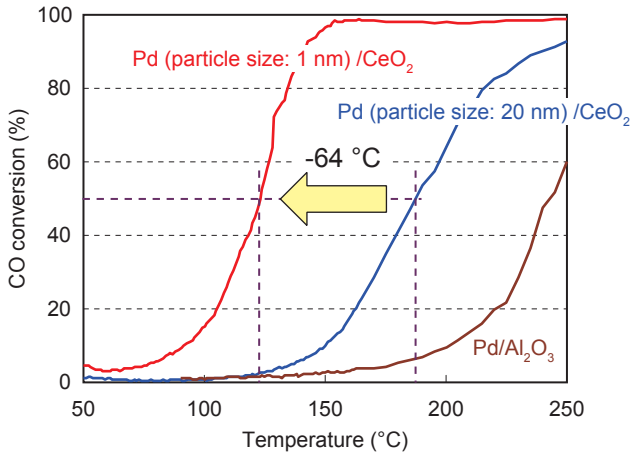


Fig. 4　Conversion for CO oxidation over different Pd particle size-supported CeO_2 and Pd/Al_2O_3

以上の結果から，CO を低温で酸化するためには，母材表面から供給される活性酸素が重要であり，さらに Pd 粒子を微粒子化することによって Pd と Ce の相互作用がより強くなり，それによって活性酸素を低温域から供給できるため，CO の酸化性能が向上することがわかった．

3．活性酸素補填効果の検証

次に，活性酸素が供給されると CeO_2 表面の酸素はなくなってしまい（酸素欠陥），酸素を補填しなければ，CO 酸化反応に必要な活性酸素を供給できなくなる．酸素欠陥への酸素の補填としては，CeO_2 内部の酸素（バルク酸素）によって補填される過程と反応中のガス成分からの補填される過程が考えられる．

初めに，バルク酸素を使った酸素欠陥への補填について検証した．Pd/CeO_2 の CO 浄化性能と CeO_2 のバルク酸素の放出温度の比較結果を Fig. 5 に示す．CO 浄化性能テストは，触媒単体試験装置（HORIBA 製）を用い，50 ℃ から 450 ℃ まで 20 ℃/min で昇温させ，反応後のガスを測定し，各温度での CO 浄化率を測定した．テストガスは，CO，O_2，H_2O，N_2 の混合ガスで測定した．また，バルク酸素の測定には O_2- 昇温脱離法（O_2-TPD）を用いて，各温度での酸素放出量を測定した．測定結果から，CO ライトオフ温度は約 200 ℃，バルク酸素の放出温度は約 600 ℃ と大きく差があることがわかった．よって，活性酸素の補填に CeO_2 のバルク酸素が寄与しているとは考えにくいことから，反応中のガス成分から活性酸素を補填していると考えた．

CO 浄化性能テストガス中には，一酸化炭素（CO），酸素（O_2），水（H_2O），窒素（N_2）が含まれている．その成分中で，酸素の補填が可能なガス成分は，O_2 と H_2O である．

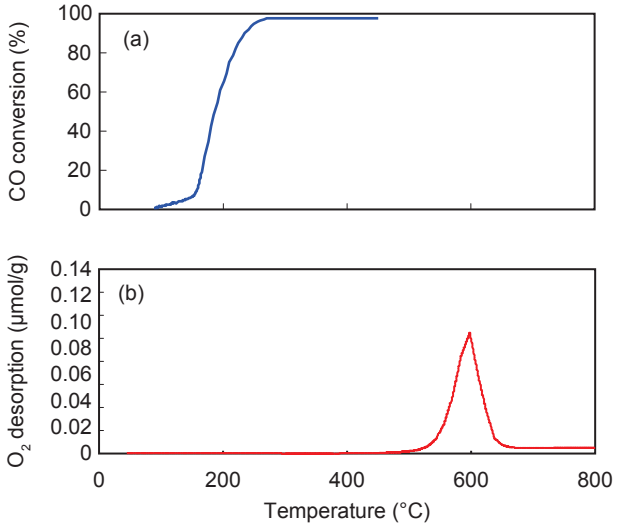


Fig. 5　Concern of O_2 desorption from CeO_2 and CO light-off temperature
(a) CO light-off (catalyst: 1 wt% Pd/CeO_2 fresh)
(b) O_2-TPD (catalyst: CeO_2)

そこで，CO と O_2，CO と H_2O，CO と H_2O と O_2，それぞれの混合ガス（N_2 バランス）の CO 浄化性能への影響についての検討結果を Fig. 6 に示す．H_2O，O_2 ともに CO の酸化は起こるが，H_2O よりも O_2 のほうが，ライトオフ温度が約 190 ℃低温であった．また，O_2 と H_2O を共存させると，O_2 のみのときよりもライトオフ温度が約 30 ℃低温であり，H_2O による CO 浄化反応促進効果を確認した．

以上のことから，H_2O と O_2 の共存により，活性酸素が補填されると考えた．その推定メカニズムを Fig. 7 に示す．

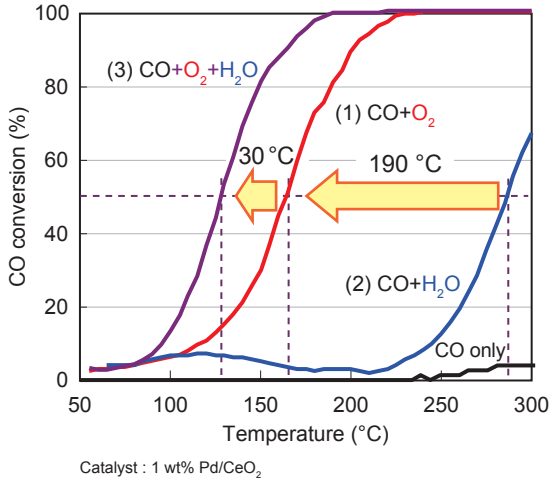


Fig. 6　Effect of CO conversion with (1) O_2, (2) H_2O and (3) H_2O+O_2 addition

まず (a) の H_2O の補填において，H_2O は表面の酸素欠陥に直接補填できるため，補填速度が速い．しかし，H_2O 分子は酸素欠陥より分子サイズが大きいことから（立体障害），内部まで補填できず，表面だけの補填になる．一方，(b) の O_2 の補填において，O_2 は Pd 上で吸着解離してから補填が開始するため，補填速度が遅い．しかし，酸素原子は小さく，内部まで浸透する．

このメカニズム上で，H_2O と O_2 の共同効果を考えると，(c) のように H_2O による酸素欠陥補填時の生成する H_2 と O_2 が早く反応し，酸素原子が内部に補填され，さらに反応に使われなかった酸素原子が補填されると考えられる．以上のことより，H_2O と O_2 の共存により生成する H_2 が酸素欠陥補填を促進すると推定できる．

この推定メカニズムを実証するため，CeO_2 を還元した状態から各ガス（O_2，H_2O，H_2O+O_2）を流して，各ガスの酸素補填能についての検証をおこなった．酸素補填能の測定には紫外可視分光法（UV-visible）[9)-11)] を用い，150 ℃での紫外可視光の吸収量を測定した．その結果を Fig. 8 に示す．縦軸上部が還元された状態となり，下部にいくほど酸化している（酸素が補填されている）状態となる．

測定結果から以下のことがわかった．

（1）H_2O は O_2 よりも，酸素欠陥の補填速度が速い．

（2）H_2O は酸素欠陥への補填量が O_2 単独より少ない．

（3）H_2O と O_2 の共存により O_2 単独よりも早く酸素欠陥

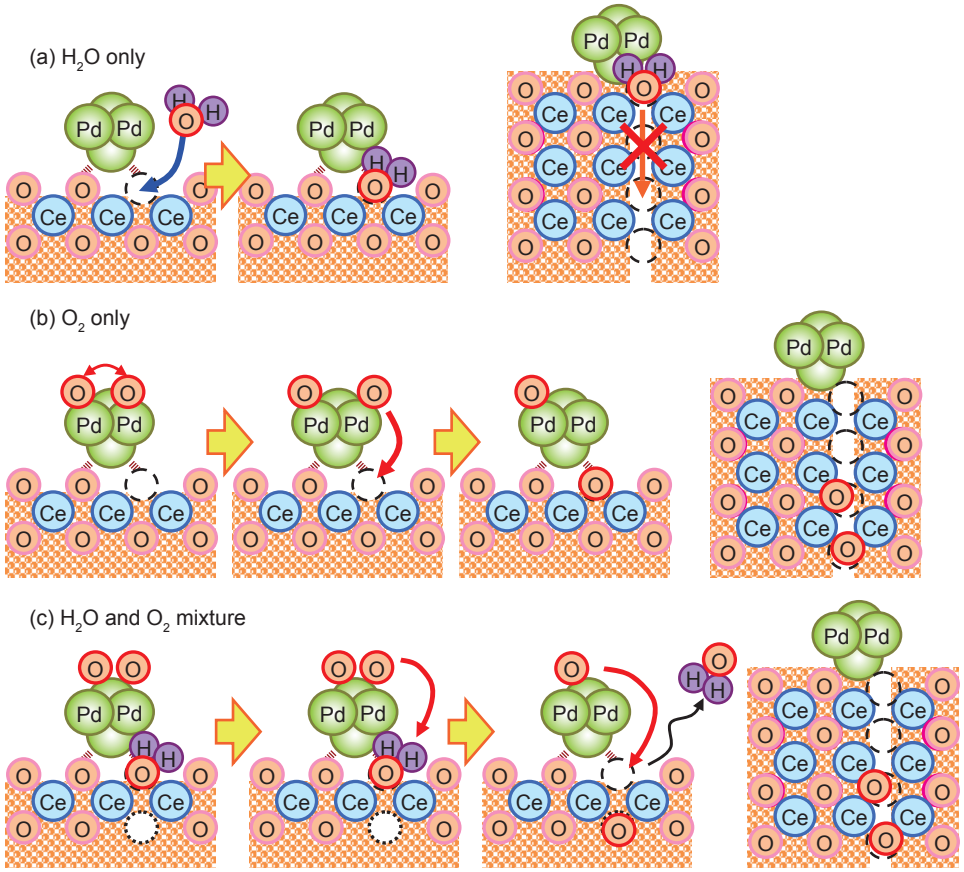


Fig. 7　Mechanism scheme of O_2 supply on CeO_2 with addition of (a) H_2O only, (b) O_2 only and (c) H_2O and O_2 mixture

の補填が起こり，かつ O_2 単独の場合と同等量の補填ができる．

上記（1）－（3）から H_2O と O_2 の共存効果により，酸素欠陥への補填が促進することが確認できたため，CeO_2 は反応中のガス成分である H_2O と O_2 から活性酸素を取り込んでいることがわかった．

次に H_2O と O_2 が共存し，酸素欠陥への補填が促進することの CO 酸化サイクルへの寄与を検証した．テスト方法としては，H_2O とは別に H_2 を添加して CO 浄化性能への影響を検証した．その結果を Fig. 9 に示す．$CO+O_2$ のみに対して，$CO+O_2+H_2$ と $CO+O_2+H_2O$ は CO ライトオフ温度が低温化していることを確認した．H_2 は，Pd 上の O_2 と反応し，余った O を補填することにより，低温からの CO 酸化を促進している．一方，H_2 だけでは，酸素の補填量は少ないが，H_2O は，H_2 を生成すると，H_2O 中の酸素で欠陥が補填され，かつ生成した H_2 で Pd 上の酸素を解離し，CO 酸化を促進できるため，$CO+O_2+H_2$ よりも $CO+O_2+H_2O$ が CO ライトオフ温度を約 8 ℃ 低温化させることがわかった．

本研究で実証した，活性酸素供給促進効果と活性酸素補填効果を反映した，低温 CO 酸化のメカニズムを Fig. 10 に示す．

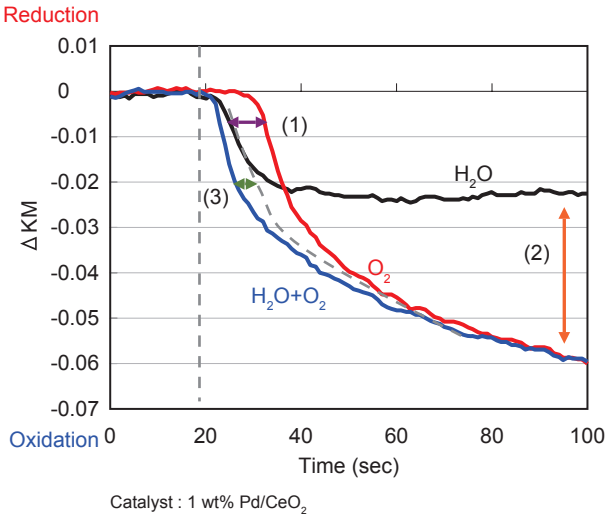


Fig. 8　UV-visible spectra of added (1) H_2O, (2) O_2 and (3) H_2O+O_2 at 423 K

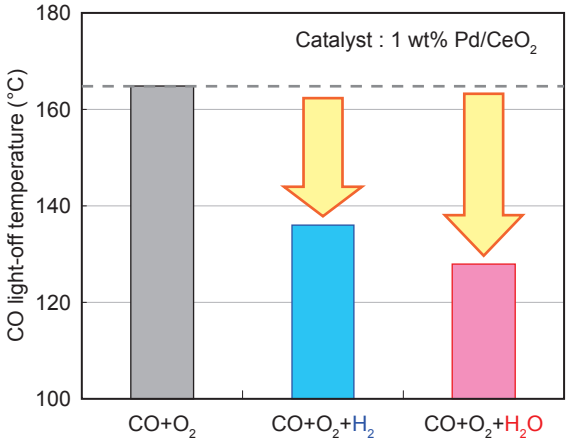


Fig. 9　Effect of added H_2 and H_2O on CO light-off temperature

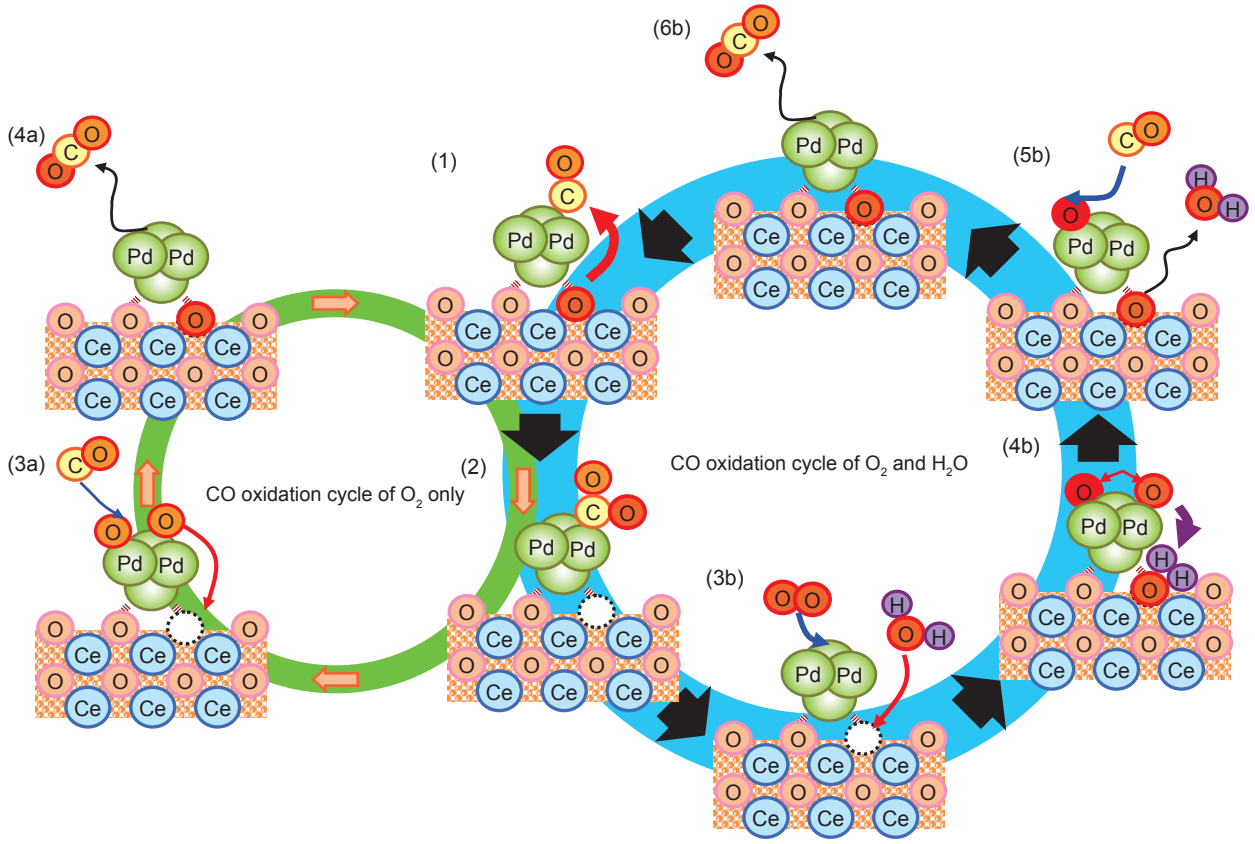


Fig. 10　Mechanism scheme of low temperature CO oxidation

CeO_2 上の Pd を微粒子化することによって，約 100 ℃から活性酸素を供給できることから，(1)，(2)，(3a)，(4a) の CO 酸化サイクル（O_2 のみによる CO 酸化サイクル）が Pd 微粒子化により，低温域から促進される．

次に，H_2O と O_2 が共存する場合に活性酸素補填速度が最も速く，かつ多量に補填できることを確認し，(1)，(2)，(3b)，(4b)，(5b)，(6b) の CO 酸化サイクル（H_2O と O_2 による CO 酸化サイクル）を特定した．O_2 のみによる CO 酸化サイクルに，H_2O と O_2 による CO 酸化サイクルが加わり，低温での CO 酸化反応が加速することがわかった．

4．まとめ

Pd 微粒子化によって，活性酸素の供給を促進させる CO 酸化サイクルに，H_2O と O_2 が共存することで，活性酸素の補填を促進し，かつ多量に補填させる CO 酸化サイクルが加わることで，低温での CO 酸化反応が加速することがわかった．本研究で得られた知見である H_2O と O_2 の共存による活性酸素補填促進に着目し，CeO_2 への添加元素の検討等による低温 CO 酸化触媒の改良手法を見出すことができた．

参考文献

（1）春田正毅：低温燃焼触媒 －CO 酸化を主として－，石油学会誌，vol.37, No.5, p.480-491(1994)

（2）春田正毅，伊達正和：金ナノ粒子触媒における担体効果とその応用展開，触媒誌，vol.47, No.1, p.8-13(2005)

（3）特開平 05-285387

（4）高見明秀，瀧田祐作：触媒性能に及ぼす金属複合酸化物の担体効果に関する研究Ⅲ，大分大学地域共同研究センター年報，No.13, p.55-56(2008)

（5）Fan, J., Weng, D., Wu, X., Wu, X., Ran, R.: Modification of CeO_2-ZrO_2 mixed oxides by coprecipitated/impregnated Sr: Effect on the microstructure and oxygen storage capacity, J.Catal., Vol.258, No.1, p.177-186(2008)

（6）藤田哲也，大角和生，中村圭介，田代欣久：Pt/CeO_2 系酸化触媒の酸素吸放出機能，触媒討論会討論会A予稿集，Vol.100, p.268(2007)

（7）日隈聡士，藤井洸明，岡元まどか，池上啓太，町田正人：Pd/CeO_2 の熱処理による CO 酸化触媒活性の向上，触媒討論会討論会A予稿集，vol.105, p.31(2010)

（8）特許第 3952314

（9）Binet, C., Badri, A., Lavalley, J.: A Spectroscopic Characterization of the Reduction of Ceria from Electronic Transitions of Intrinsic Point Defects, J. Phys. Chem., Vol. 98 (25), p.6392-9398(1994)

(10) 小田智徳，清水研一，薩摩篤：Ag/CeO_2 触媒による CO 酸化反応における活性制御因子，触媒討論会討論会A予稿集，vol.102, p.181(2008)

(11) 小田智徳，清水研一，薩摩篤：CO 酸化用高耐熱性 Rh/CeO_2 触媒，触媒討論会討論会A予稿集，vol.104, p.455(2009)

■著　者■



中西義幸



竹折浩樹



橋本雅識



渡邊孝行

第四元素を添加した耐熱 Mg-Zn-Y 系鋳造合金の組織と機械的性質

Microstructure and Mechanical Properties of Heat-resistant Mg-Zn-Y Cast Alloys with Addition of Fourth Elements

家永裕一* Yuichi IENAGA　井上剣志* Kenshi INOUE　川合光幹* Mitsumoto KAWAI

要　旨

構造部材等の軽量化を狙い，高強度耐熱マグネシウム合金の鋳造材の研究をおこなった．長周期積層構造相（long-period stacking ordered structure: LPSO 相）を持った $Mg_{96}Zn_2Y_2$（at.%）合金に第四元素を添加し組織制御することで高強度化を図った．結晶粒微細化に着目した Zr 添加では，冷却速度の効果も含め結晶粒径を 10 μm 程度とすることで，200 ℃以上の高温域で商用アルミニウム合金と同等以上の引張，疲労強度を得ることができた．250 ℃での引張強さはピストンにも使われる高強度アルミニウム合金 A4032-T6 材の約２倍となる 223 MPa を達成した．また，LPSO 相の積層欠陥エネルギーの向上に着目し，第一原理計算で選定した Ag の添加により LPSO 相を強化した相を生成させることで，添加前後でその常温耐力を約 60% 向上させることができた．

ABSTRACT

Extruded Mg-Zn-Y alloys with long-period stacking ordered (LPSO) structures are known to display increased strength at high temperatures, and are therefore useful in achieving weight savings in automotive components. Seeking to realize these attractive properties in cast components, the project discussed in this paper focused on controlling the microstructure of $Mg_{96}Zn_2Y_2$ (at.%) cast alloy by the addition of a fourth element. First, the effects of refining the crystal grains through the addition of zirconium and modification of the cooling rate on microstructure and mechanical properties were investigated. With the addition of Zr and the achievement of a high rate of cooling, the resulting $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ cast alloy displayed fine equiaxed grains (approx.10 μm in diameter) and excellent tensile and fatigue properties, equivalent to or greater than those of commercial aluminum alloys at high temperatures above 200 ˚C. At 250 ˚C, this alloy exhibited a tensile strength of 223 MPa, approximately twice that of the A4032-T6 alloy used for automotive pistons. The project also focused on strengthening LPSO structures by means of stacking fault energy (SFE), and used a first principle calculation to select a further element for addition to the alloy. The addition of Ag increased yield strength by 60 percent.

1．緒言

マグネシウム合金は実用金属材料中，最も軽量な材料であることから自動車の省燃費等，環境問題への貢献が期待されている．その中でも長周期積層構造（LPSO）相を有する Mg-Zn-Y 系合金は，押出加工を施し，組織の微細化等を行うことで，その強度特性が高温域も含め著しく向上することが知られている[(1),(2)]．これらは押出加工後，鍛造や機械加工等による部品形状への加工が必要となるが，自動車等のエンジン部品においてはニアネット成形可能でより低コスト化できる鋳造材での高強度化が望まれる．しかしながら，一般の鋳造用マグネシウム合金は耐熱アルミニウム合金に対し，低強度である．そこで本研究では耐熱アルミニウム合金を超える高強度な鋳造用耐熱マグネシウム合金の開発を目的として，凝固組織を制御することを狙い，結晶粒微細化元素の添加および冷却速度向上による組織の微細化，ならびに第四元素の添加による LPSO 強化相のさらなる強化により強度特性の向上を図った．それらの組織形態，機械的性質および物性に関して報告する．

＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_27

2．本鋳造合金の開発手法

Mg-Zn-Y 系合金は押出等，塑性加工を施すことで耐熱アルミニウム合金を超える強度特性を得ることができる[2]．鋳造素材時の化合物強化に加え，押出時の加工硬化，配向，結晶粒微細化による強化がその要因である．一方，鋳造のみでは強化相である LPSO 相と他の化合物相が粗大化し，マグネシウム合金従来材レベルの強度しか得られていない．

そこで上記強化要因のうち，鋳造でも強化が見込まれる結晶粒微細化と化合物相形態に着目して実験を進めた．結晶粒微細化はマグネシウムの場合，鉄やアルミニウム等，他の金属に比べ，強度向上に対する寄与度が非常に高く，本研究では高融点で結晶核生成の起点として期待される Zr を添加することで結晶粒の微細化を図った．それに伴い粒界に晶出する LPSO 相と他の化合物相の微細化もできると考えられる．さらに冷却速度を高めることで結晶粒微細化を促進でき，構成元素の拡散で成長する化合物相の粗大化抑制もできると考え，その影響も確認した．

次に，本合金の主たる強化相である LPSO 相を強化する事により更なる強度向上を狙い，第一原理計算を用いた LPSO 相の強度設計をおこなった．材料モデリングの着目点は，LPSO 相の構造解析結果から積層欠陥とした．LPSO 相を強化相と考えた場合，この積層欠陥エネルギーを向上させる事により耐力の向上が期待される．これは，LPSO 相が母相である α-Mg と整合であるため，母相との積層欠陥エネルギー差が転位の移動障壁になるとの考え方に基づいている．そこで，同材料モデル内の元素を置換する事により，積層欠陥エネルギーが向上する（LPSO 相を強化する）元素を密度汎関数法に基づく第一原理計算ソフト VASP（Vienna ab-initio simulation package）を用いて算出した．計算結果から，Ag が候補元素として有効と判断し，Ag を添加元素として実験をおこなった．

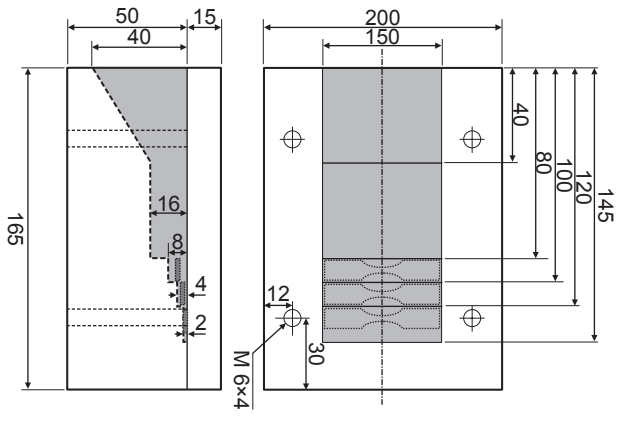


Fig. 1　Step-shaped copper mold and sampling points

Table 1　Chemical composition of Mg alloys used in this study (at. %)

Alloy	Zn	Y	Zr	Ag	Mg
$Mg_{96}Zn_2Y_2$	2.11	2.06	–	–	Bal.
$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$	1.86	1.81	0.21	–	Bal.
$Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$	2.31	2.02	–	2.96	Bal.

3．実験方法

本実験では供試材として $Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金および $Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ 合金を用いた．Ar ガス雰囲気中で高周波溶解装置にて黒鉛ルツボを使い溶解し，JIS H 5203 金型試験片鋳型横断面に相似な平均幅 18 mm ×高さ 25 mm ×長さ 160 mm の銅製舟型に各合金を注湯した．化学組成分析結果を Table 1 に示す．また冷却速度の影響を調査するため，幅 50 mm で厚さを 2 mm，4 mm，8 mm と変えた Fig. 1 に示す階段状銅鋳型を用いて $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金を溶製した．鋳造後の生成相は粉末 X 線回折（X-ray diffraction：XRD）で同定し，組織は走査電子顕微鏡（Scanning electron microscope：SEM）観察で確認した．さらに結晶粒径を評価するため，後方電子散乱回折（Electron back scanning diffraction：EBSD）による解析を行った．

機械的性質は引張試験，引張圧縮疲労試験，クリープ試験，ロックウェル硬さ試験およびシャルピー衝撃試験にて評価した．引張試験片は，舟型材が平行部径 ϕ 6.35 mm，標点間距離 25.4 mm の ASTM E8 標準試験片形状，階段状型材は平行部の厚さ 2 mm，幅 4 mm，標点間距離 4 mm の微小試験片形状を用いた．引張試験は，歪速度 5×10^{-4} /s，試験温度 25 - 300 ℃ の条件で行い，疲労試験は，応力比 $R = -1$，正弦波 20 - 40 Hz，繰り返し数最大 10^7 回および試験温度 200 ℃ の条件で上記微小試験片形状を用いて行った．クリープ試験は 200 ℃ × 90 MPa にて行い，硬さ試験は JIS Z 2245 に則し，ロックウェル B スケール，全試験力 980 N で行った．シャルピー衝撃試験は JIS Z 2242 に則し，V ノッチ形状で室温にて行った．熱伝導度は JIS R 1611 によるレーザーフラッシュ法，熱膨張係数は JIS R 1618 による熱機械分析法，ヤング率は JIS Z 2280 による超音波法，密度は JIS Z 8807 によるアルキメデス法で計測し，既存材料と比較した．

4．実験結果と考察

4.1. 結晶粒微細化による強度向上

4.1.1. 組織に及ぼす Zr 添加の影響

Mg-Zn-RE（Rare Earth：希土類）合金組織に対する Zr 添加による微細化効果は良く知られているが[3]，$Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金組織に対する微細化効果を確認するため，$Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金および $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金（舟型）を溶製した．Fig.

2 に $Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金および $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金の XRD 図形を示す．両合金とも α-Mg 相，$Mg_{12}ZnY$（LPSO）相および $Mg_3Zn_3Y_2$ 相から構成されており，Zr 添加による構成相の変化はなかった．Fig. 3 に $Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金および $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金の反射電子像を示す．エネルギー分散型 X 線分析（Energy dispersive X-ray spectrometry：EDS）結果とこれまでの報告[4]から，黒色部が α-Mg 相で，灰色，白色部はそれぞれ LPSO 相および $Mg_3Zn_3Y_2$ 相であると考えられる．$Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金は Fig. 3 (a) のように α-Mg 相が樹枝状となっているものが多く観察された．Fig. 3 (b) から分かるように，$Mg_3Zn_3Y_2$ 相は，α-Mg 相の周りにネットワーク状に晶出した LPSO 相を分断するような，粗大な形態を呈していた．一方，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は Fig. 3 (c) のように α-Mg 相がセル状化しており，Fig. 3 (d) からわかるように，$Mg_3Zn_3Y_2$ 相は微細な形態に変化していた．しかしながら，Zr 添加による α-Mg 粒径の有意差までは確認できなかったので，EBSD 解析により結晶粒径を調査した．その結果を Fig. 4 に示す．これより，$Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金および $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金の結晶粒径はおよそ 200 μm および 20 μm であり，Zr 添加による微細化効果は非常に大きいことがわかった．また，Fig. 3 (d) 矢印で示すように α-Mg 粒内には微細粒が多数観察された．Fig. 5 (a) および (b) に，観察された微細粒の透過電子顕微鏡（Transmission electron microscope：TEM）像および EDS 結果を示す．これらの結果から，その微細粒は約 0.5 μm 角のブロック状の Zr-rich 粒であることがわかった．マグネシウム中における Zr の固溶限 0.12 at. %[5]が添加量である 0.2 at. % に対し低いことから未固溶の Zr が存在し，それらが α-Mg 相の核生成の起点となることで $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金の組織微細化が起こったものと考えられる．

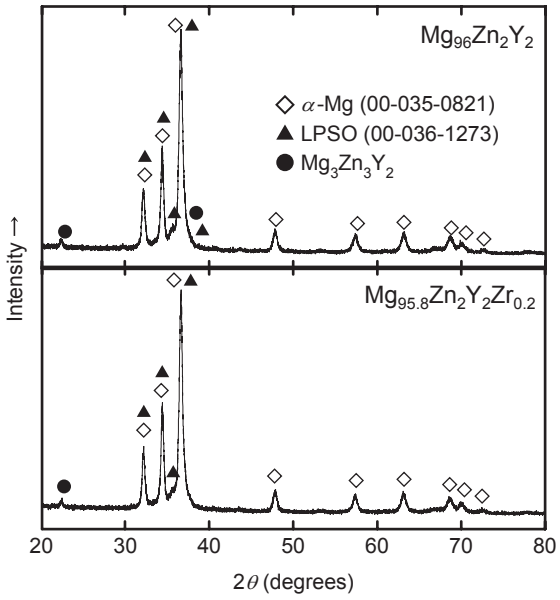


Fig. 2　XRD patterns of $Mg_{96}Zn_2Y_2$ and $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloys

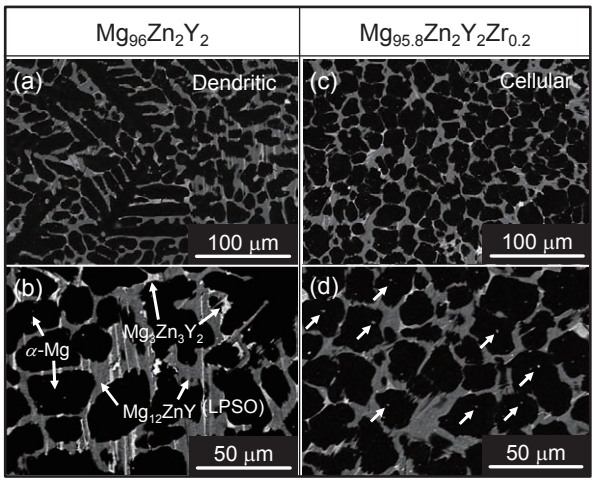


Fig. 3　BSE (Back scattered electron)-SEM images of $Mg_{96}Zn_2Y_2$ and $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloys

4.1.2. 組織に及ぼす冷却速度の影響

$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金組織における冷却速度の影響を調査するため，階段状鋳型を用いて $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金（厚さ 2 mm，4 mm，8 mm）を溶製した．XRD の結果，すべての肉厚部位とも α-Mg 相，LPSO 相および $Mg_3Zn_3Y_2$ 相から構成されており，冷却速度の違いによる構成相の変化はなかった．$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金（厚さ 2 mm，4 mm，8

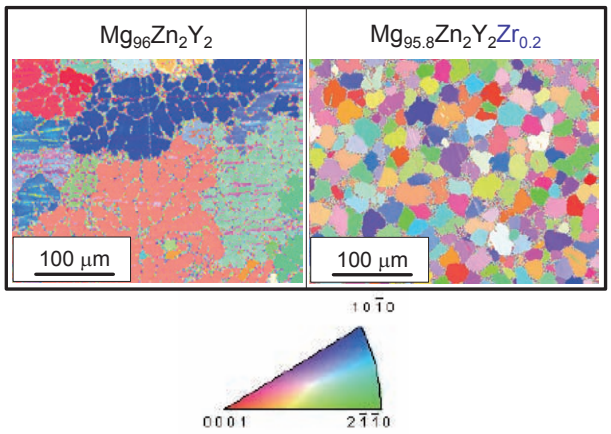


Fig. 4　Crystal orientation imaging maps of $Mg_{96}Zn_2Y_2$ and $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloys

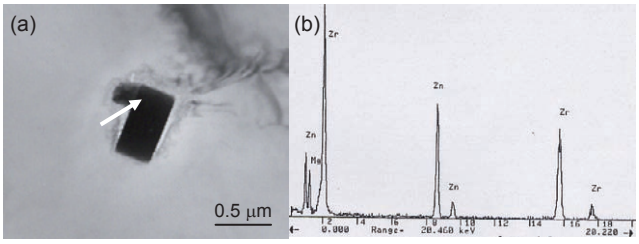


Fig. 5　(a)TEM image of Mg grains in $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloy (b) TEM-EDS analysis obtained from particle indicated by white arrow in Fig. 5 (a)

mm)の反射電子像を Fig. 6 に，EBSD 方位マップを Fig. 7 に示す．Fig. 6 より冷却速度が大きくなるほど組織は微細化する傾向にあることがわかる．また Fig. 7 より平均結晶粒径はそれぞれ 8 μm，11 μm，16 μm であった．一方，Zr 無添加の 2 mm 厚さのものは 50 - 100 μm 程度と粗大であった．したがって，2 - 20 mm 程度の肉厚範囲では，結晶粒径が 200 μm から 20 μm に微細化した Zr 添加の影響の方が冷却速度の影響より大きいと考えられ，肉厚範囲が 20 mm 以内のものが多いエンジン部品等では Zr 添加による微細化がより効果的であるといえる．

4.1.3. 機械的性質

Fig. 8 に $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金（厚さ 2 mm，4 mm，8 mm）における引張強さの試験温度依存性を示す．比較材として A4032-T6 アルミニウム合金の引張強さも示す．200 ℃ 以上で大きく強度低下している A4032-T6 に対し，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金では急激な強度低下が認められなかった．また，結晶粒が微細なものほど高強度を示し，結晶粒径が 10 μm 以下の微細な組織を有する合金においては A4032-T6 の高温強度を超えており，250 ℃ では 223 MPa と A4032-T6 の約 2 倍，300 ℃ では 3 倍近い引張強さを有していることは特筆すべきである．また，250 ℃ で

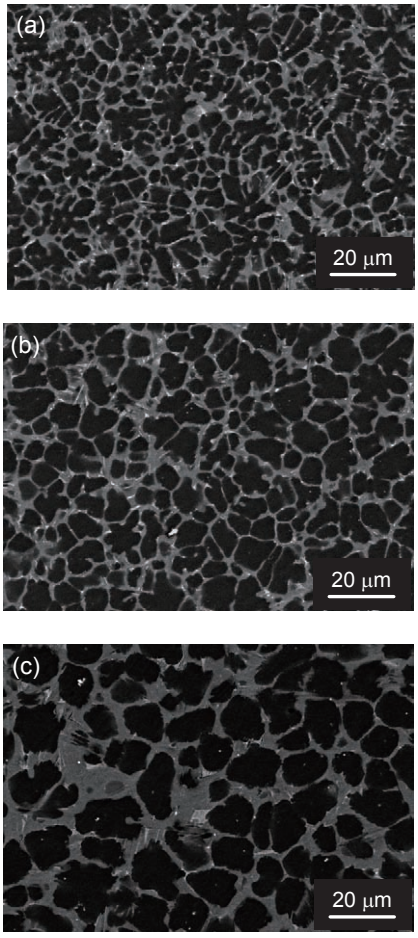


Fig. 6 BSE-SEM images of $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloy in thickness of (a) t = 2 mm, (b) t = 4 mm and (c) t = 8 mm

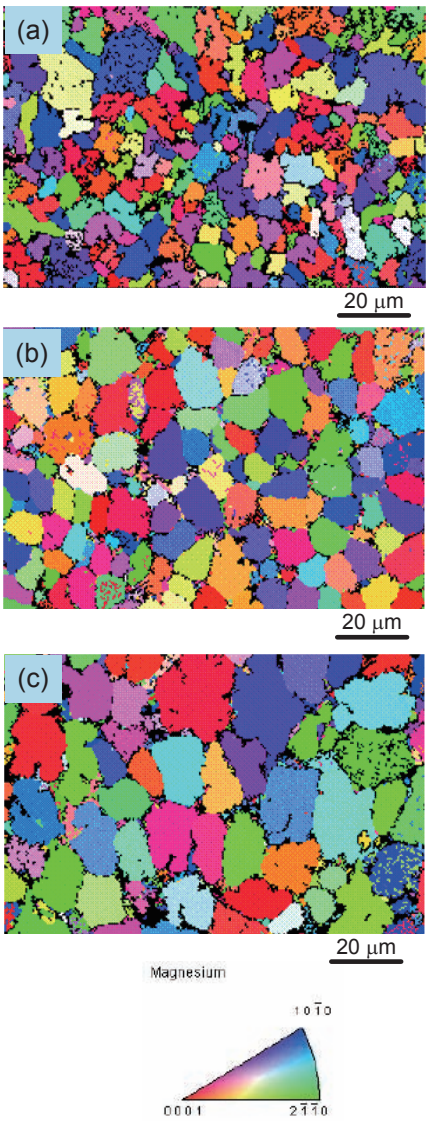


Fig. 7 Crystal orientation imaging maps of $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloy with (a) t = 2 mm, (b) t = 4 mm and (c) t = 8 mm

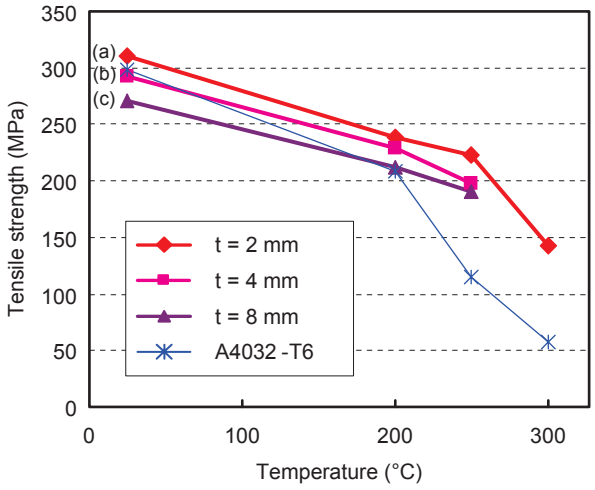


Fig. 8 Tensile properties of $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloy with (a) t = 2 mm (b) t = 4 mm and (c) t = 8 mm at 25 °C, 200 °C, 250 °C and 300 °C

は 8 mm の肉厚部においても A4032-T6 材の約 1.5 倍の引張強さを示した．

ここで，結晶粒径と強度の関係を調査するために，Fig. 9 に結晶粒径と室温の 0.2% 耐力の関係を整理した結果を示す．Zr 無添加の $Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金の場合，樹枝状の組織を呈しており，結晶粒界以外に樹枝状晶境界部も強度へ寄与していると考えられるため，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金の 4 点で計算した．最小二乗法により図中に示されるホールペッチ式で直線上に整理できたことから，結晶粒微細化によって狙い通りに強度が向上しているといえる．Fig. 10 に 200 ℃での疲労特性（S-N 線図）を A4032-T6 アルミニウム合金と比較して示す．図中の矢印は未破断のものを示す．鋳造合金にもかかわらず，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は 200 ℃において A4032-T6 とほぼ同等の疲労強度（10^7 cycle）を持つ．また，繰り返し数が増えるほど強度が低下し続けるアルミニウム合金に対し，10^7 cycle 以上での疲労強度は A4032-T6 より高く安定すると推察され，設計面での優位性が得られる．Mg-Zn-Y 系合金では LPSO 相が疲労強度を高めているといわれている[6]が，本 $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金でも同様に LPSO 相の存在が疲労強度を向上させていると考えられる．Fig. 11 に 200 ℃，90 MPa におけるクリープ特性を示す．ハイブリッドカーのオイルパンに適用された耐熱マグネシウム合金 ACM522[7]を大幅に超えるクリープ特性を有し，より耐熱性が要求されるトランスミッションケースに使われるアルミニウム合金 ADC12 と同等レベルのクリープひずみを示した．さらに高応力の 110 MPa では ADC12 を上回り約 2 倍の破断寿命，より高温の 300 ℃，50 MPa では約 4 倍の破断寿命であった．粒界に晶出した化合物相が粒界すべりを抑制することおよび積層欠陥により母相が強化されていることで，これら高温のクリープ特性が向上するといわれている[8]．以上のように，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は 200 ℃以上の高温度域において，耐熱性の高いアルミニウム合金と同等以上の良好な強度特性を示した．

次に本合金の良好な高温強度の要因を調査するため，熱間寸法安定性試験（230 ℃保持）および硬度劣化試験（250 ℃保持）を行った．熱間寸法安定性試験での 100 h 後の寸法変動は，A4032-T6 の 33×10^{-3} % に対し，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は 4×10^{-3} % と非常に小さな値であった．Fig. 12 に 250 ℃，100 h 保持した際の時間と硬度の変化を示す．

A4032-T6 は 100 h で HRB60 から 10 まで急激に硬度低下する一方，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金はほとんど硬度低下がなかった．A4032-T6 では化合物相の粗大化による急激な硬度低下が起こったものと推察される．Fig. 13 に $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金および A4032-T6 の試験前後のミクロ組織を示す．実際に A4032-T6 は化合物相の粗大化が確認された．一方，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は試験前後において組織変化が認められなかった．このように，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は A4032-T6 等時効硬化型のアルミ

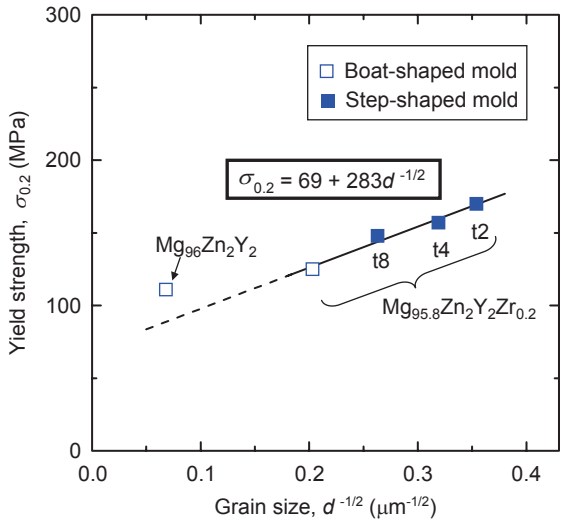


Fig. 9 Relationship between yield strength and grain size for Mg-Zn-Y alloys

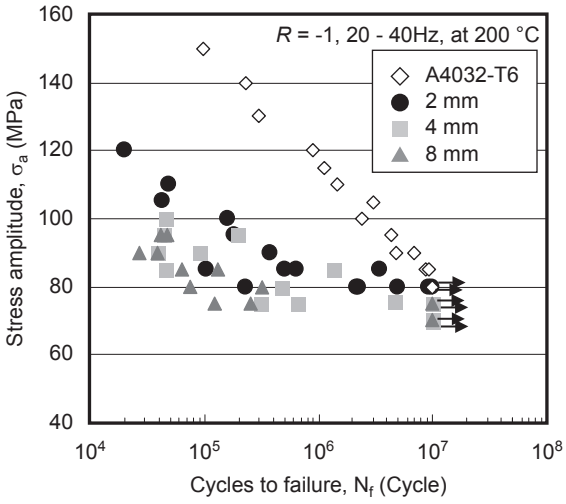


Fig. 10 S-N curves of $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ and A4032-T6 alloys

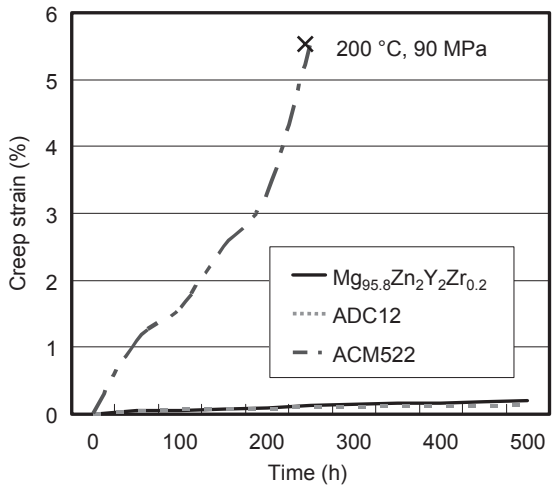


Fig. 11 Creep properties of $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ (t = 8 mm), ADC12 and ACM522 alloys

ニウム合金に比べ高温の組織安定性が高いため，良好な高温特性が得られたものと考えられる．

シャルピー衝撃試験結果について，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は鋳造合金にも関わらず，鍛造材 A4032-T6 の 2.0×10^4 J/m^2 に対し，3.6×10^4 J/m^2 と同等以上の特性を示した．この結果は V ノッチ形状であるが，平滑試験片においても同様に良好な特性を示した．次に延性を確認するため，十分な標点間距離が確保できる舟型へ $Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金および $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金を鋳造した．その常温引張特性を Table 2 に示す．Zr を添加し，組織を微細化したことで強度向上に加えて伸びも向上している．一般に Zr で微細化した時効硬化型の耐熱マグネシウム合金（EZ33A，QE22A，EQ21A，ZE41A，WE54A 等）の伸びは，微細化しているにも関わらず 4 % 前後である[9]．一方，$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金では 10 % を超えており，本合金が良好な延性を持つことがわかる．参考までに試験条件は

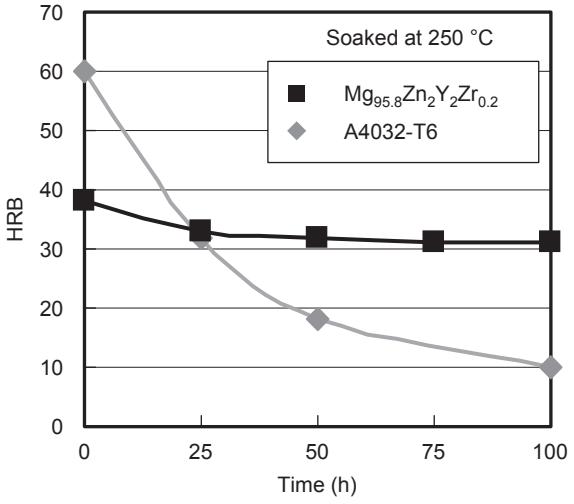


Fig. 12　Relationship between hardness and soak time for $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ (t = 8 mm) and A4032-T6 alloys

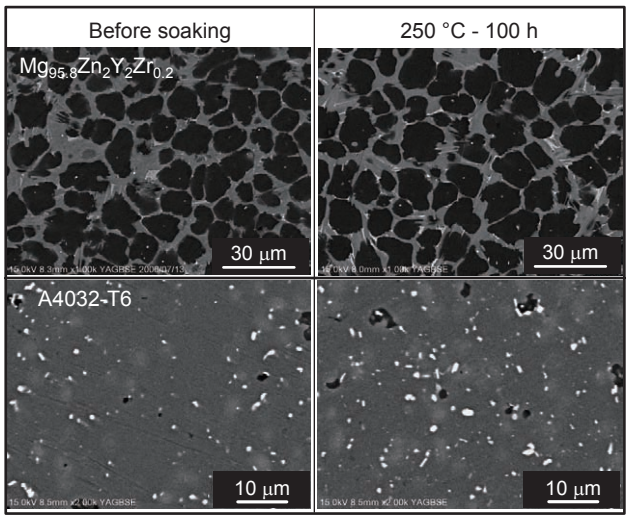


Fig. 13　BSE-SEM images of $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ and A4032-T6 alloys before and after soaking

Table 2　Mechanical properties of $Mg_{96}Zn_2Y_2$ and $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloys

Alloy	Tensile strength (MPa)	Yield strength (MPa)	Elongation (%)
$Mg_{96}Zn_2Y_2$	216	116	4.3
$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$	249	125	10.5

必ずしもそろっていないが，Fig. 14 に本合金と各種軽合金における常温での伸びと 250 ℃ での引張強さの相関を示す．$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は高温強度だけでなく常温での延性も非常に高い，強度 - 延性バランスの良い材料であるといえる．

4.1.4. 物性

$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金の諸特性を Table 3 に示す．比較材として，商用アルミニウム合金（A4032，AC8A），商用マグネシウム合金（AZ91，WE54）の結果も示す．自動車部品の高温部材（例えばピストン）適用を考えた場合に冷却性能の面で課題となる熱伝導度は，商用マグネシウム合金と比較して大きく改善されており，むしろ商用アルミニウム合金の熱伝導度に近く，良好な特性が得られた．

熱膨張係数およびヤング率は商用マグネシウム合金と同等レベルであり，商用アルミニウム合金より低い特性であるが，比重は商用マグネシウム合金同様に小さく，アルミニウム合金の 70 % 程度であり自動車等のエンジン部品の軽量化が期待できる．

4.2. LPSO 相強化による強度向上

これまでの実験で $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ 合金は非常に高い高温特性を持つことがわかったが，Fig. 9 に示すように常温の 0.2 % 耐力は必ずしも高い値ではない．そこで，計算で選定した Ag を添加する事により更なる強化を図った．Fig. 15

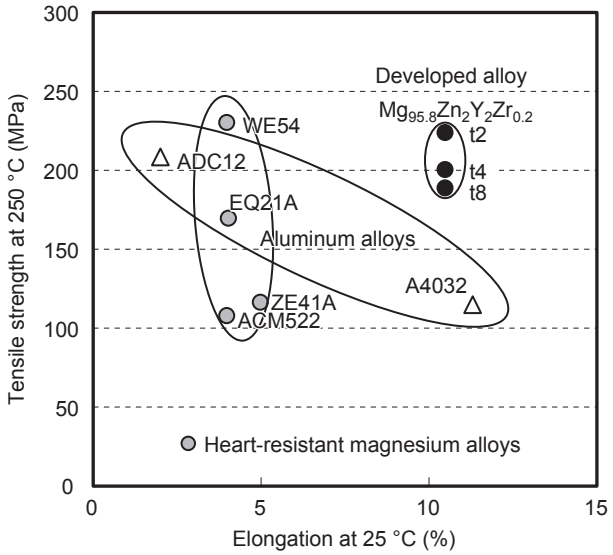


Fig. 14　Relationship between tensile strength at 250 °C and elongation at 25 °C

Table 3　Characteristics of $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloy compared to commercial aluminum and magnesium alloys

Alloy	Thermal conductivity (W/m·°C) at 200 °C (25 °C)	Thermal expansion coefficient (1/°C) at 25 - 300 °C	Young's modulus (GPa)	Density (kg/m^3)
$Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$	102 (92.5)	26.6×10^{-6}	45.8	1890
A4032-T6	141	21.5×10^{-6}	73	2690
AC8A-T6	128	21.4×10^{-6}	78	2720
AZ91D-T6	(51)	27.2×10^{-6}	45	1830
WE54-T6	(52)	24.6×10^{-6}	44	1850

に $Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ 合金と $Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金の XRD 図形を示す．$Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ 合金では $Mg_{96}Zn_2Y_2$ 合金の３種の相に加え，★印で示す新たな相が生成されている可能性があることがわかる．Fig. 16 に $Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ 合金の反射電子像と各相の EDS 分析結果を示す．XRD の結果と同様，母相の α-Mg 相，LPSO 相，$Mg_3Zn_3Y_2$ 相および未知な X' 相の４相から構成されている．EDS 分析の結果，母相にも Ag は固溶しているが，X' 相には Mg への固溶限である約 4 at. % を大きく超える Ag を含むことがわかった．すなわち，単に Ag が固溶しているのではなく新規な相が生成した可能性がある．さらにこの相の HAADF(High angle annular dark field)-STEM 観察をおこなった．Fig. 17 に LPSO 相と X' 相の TEM 像を比較した．HAADF-STEM は原子番号の差をコントラストをつけて表すもので，原子番号が大きなものほど白く写る．ベースとなる LPSO 相は周期的に２原子層が白く，ここに Mg より原子番号の大きな Zn もしくは Y 原子が濃化していることを示す[10]．一方，Ag 添加合金の方は濃化していた２原子層以外も白く写った部分があり，EDS 分析結果と合わせ，Mg が Ag に置換されているものと推測される．すなわち，狙っていた原子モデルのように Ag に置換した LPSO 相が形成されたと考えられる．

次に $Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ 合金の耐力の向上を確認するため，舟型の試片より加工し，引張試験を行った．Fig. 18 に結晶粒径と室温の 0.2% 耐力の関係をこれまでのデータと比較

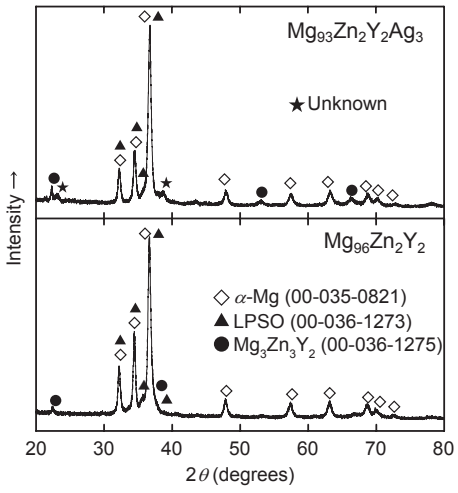
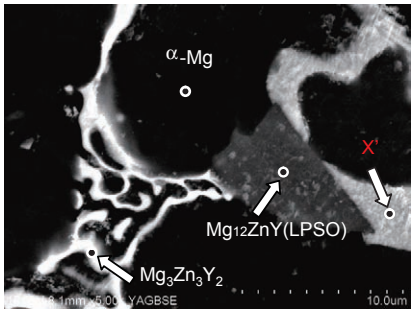


Fig. 15　XRD patterns of $Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ and $Mg_{96}Zn_2Y_2$ alloys



	Mg	Zn	Y	Ag
α-Mg	96.90	1.00	0.80	1.29
X'	75.99	3.56	4.91	15.54
LPSO	87.21	4.75	5.39	2.65
$Mg_3Zn_3Y_2$	51.79	25.57	18.14	4.49

Fig. 16　BSE-SEM image and point EDS analysis of $Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ alloy (at. %)

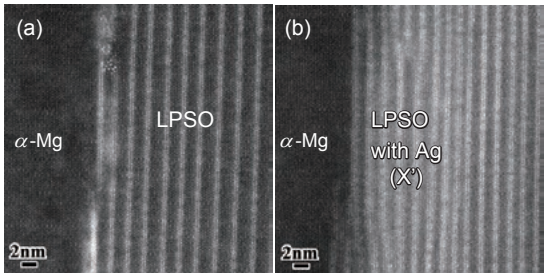


Fig. 17　HAADF-STEM images of (a) $Mg_{95.8}Zn_2Y_2Zr_{0.2}$ alloy and (b) $Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$ alloy

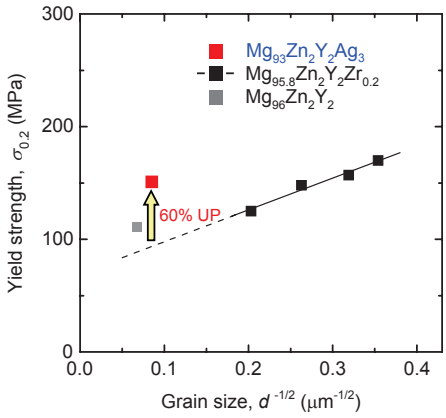


Fig. 18　Relationship between yield strength and grain size of Mg-Zn-Y-X alloys

整理した結果を示す．Zr添加や冷却速度による結晶粒微細化での強度向上を示すホールペッチ式とは明らかに一線を画す強度であり，同一粒度換算で約60％の向上が確認された．これは，Agを含んだLPSO相による強度向上であると考えることができる．このように$Mg_{93}Zn_2Y_2Ag_3$合金は，設計通りAgを含んだLPSO相を形成し，耐力の向上に大きく貢献した．

5．まとめ

高強度な鋳造用耐熱マグネシウム合金による構造部材等の軽量化を狙い，凝固組織を制御したMg-Zn-Y系合金の組織と諸特性について調査した結果，以下のことが判明した．

（1）Zr添加により$Mg_{96}Zn_2Y_2$合金中のα-Mg相がデンドライト状からセル状に変化し，鋳造組織が微細化されることがわかった．さらに鋳造時の冷却速度を上げることにより組織がより微細化される傾向にあった．

（2）250 ℃で223 MPaとA4032-T6材の約2倍，300 ℃では3倍近い引張強さを持つ等，200 ℃以上の高温でも非常に高い熱的安定性を保ち，鋳造のままで耐熱アルミニウム合金同等以上の引張，疲労，クリープ特性を示した．物性面に関しては，比重はアルミニウム合金の70%と低比重であった．また，部品化の課題の一つである熱伝導度は商用マグネシウム合金を大きく上回り，商用アルミニウム合金に近い特性を得ることができた．

（3）第一原理計算で選定したAgの添加ではLPSO相を強化した狙いの組織とすることで，常温耐力を60％向上させることができた．

以上のように，耐熱部品の軽量化を考える際，本合金系は有望な鋳造合金として期待できる．

参考文献

（1）Yoshimoto, S., Yamasaki, M. and Kawamura, Y.: Microstructure and Mechanical Properties of Extruded Mg-Zn-Y Alloys with 14H Long Period Ordered Structure, Mater. Trans., Vol.47, p.959-965 (2006)

（2）家永裕一，井上剣志，河村能人：大型押出Mg-Zn-Y系合金の機械的性質，軽金属学会第110回春期大会講演概要，p.145-146(2006)

（3）Emley, E. F.: Principles of magnesium technology, Oxford, Pergamon press, p.126-156(1966)

（4）山口毅，斎藤研，河村能人：$Mg_{96}Zn_2Y_2$合金チップ連続押出固化成形体の機械的性質，軽金属，第57巻，p.286-292(2007)

（5）Okamoto, H.: Phase diagrams of dilute binary alloys, ASM International, p.170(2002)

（6）安藤新二，戸田和昭，津志田雅之，北原弘基，頓田英機，河村能人：長周期構造型Mg-Zn-Y系合金の疲労破壊特性，日本金属学会誌，第71巻，p.699-703(2007)

（7）小池精一，鷲頭和裕，田中重一，馬場剛志，木皮和男：耐熱マグネシウム合金を適用した軽量オイルパンの開発，HONDA R&D Technical Review，Vol.12，No.1，p.167-174

（8）Shibata, A., Suzuki, M. and Maruyama, K.: Effects of Eutectic Compounds Formed along Grain Boundaries in Thixomolded Alloy $Mg_{96}Zn_2Y_2$ on Creep Deformation, Mater. Trans., Vol.50, p.1426-1432 (2009)

（9）Busk，R.S.，軽金属協会訳：マグネシウム製品設計，(社)軽金属協会，p.146(1988)

(10) 阿部英司：次世代の高強度・高耐熱性マグネシウム合金の特殊微細構造 -HAADFによる解析，高性能Mg合金創成加工研究会 第10回定期講演会概要集，p.61-62(2006)

なお，本論文前半部は，軽金属第60巻 第6号(2010)に掲載された論文を加筆修正したものである．

■著　者■


家永裕一


井上剣志


川合光幹

アルミニウムシャシ部品の電食予測技術

Galvanic Corrosion Prediction Technology for Aluminum Parts of Chassis

水　上　貴　博*
Takahiro MIZUKAMI

要　旨

アルミニウムシャシ部品の電食深さをシミュレーションによって予測可能とすることで，評価時間を短縮することができる．このシミュレーション技術は，腐食環境に合わせた分極曲線を入力することで，発生する腐食電流から，電食により減少したアルミニウムの体積を計算し，腐食深さを出力する．これにより，従来 5000 時間かかっていた腐食試験を，約 20 分のシミュレーションで代替し，市場で発生する電食深さを短時間で予測可能にした．

ABSTRACT

The time for evaluations can be reduced because it is now possible to predict corrosion by simulation of the depth of galvanic corrosion in aluminum chassis parts. Based on input of polarization curves conforming to the specific corrosion environment, this simulation technology is able to calculate the reduction in aluminum volume due to galvanic corrosion from the corrosion current, and to output the depth of corrosion. It can replace corrosion tests previously requiring 5000 hours with a simulation of approximately 20 minutes, making it possible to predict the depth of galvanic corrosion occurring in the market in a short period.

1．緒言

自動車車体の軽量化手法の一つとして，鉄材料からアルミニウム材料へ置換する方法があるが，腐食しやすい環境で使用されるサスペンション部品等では，電食（異なる材料の電位差による腐食）の発生が予想されるため，耐食性の評価方法が課題となっている．サスペンション部品の開発では，市場との相関がとれている腐食条件を備えた促進試験装置による確認や，テストコース走行時の腐食状況の確認で，耐食性を評価している．しかし，その試験期間には数か月を要するため，それに代わる，より短期間で，同等の評価ができる方法が必要とされた．CAE（Computer Aided Engineering）を利用する方法の中から，既存の電食シミュレーションソフト（みずほ情報総研製の 3D-Cafe[1]）を選択したが，同ソフトは，海水中のような浸漬環境を計算するソフトのため，それとは異なる車両環境で発生する電食は，再現できなかった．

そこで，車両環境を再現するため，3D-Cafe を利用した周辺プログラムを開発した．このプログラムは，市販のシミュレーションソフトへ，新たに環境の変化に対応する機能を追加し，車両環境のような，さまざまに変化する腐食環境に対応可能とした．また，車両の腐食環境が浸漬環境ではなく，薄い水膜に覆われている状態であることに着目し，シミュレーションに入力するパラメータを，水膜環境を模した条件下で測定した．それによって，実際に電食した試験片の深さや形状を，シミュレーションで再現可能とした．本プログラムは，従来の腐食促進試験に代わるシミュレーション技術であり，今回その再現性を実証できたので報告する．

2．電食のメカニズム

電食とは，異なる電位の金属が接触した状態で，腐食環境下におかれたとき，電位の低い金属が優先的に腐食する

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_28

現象であり，異種金属接触腐食ともいう．各種金属の海水中における電位列[2]を Fig. 1 に示す．

Fig. 1 からわかるように，アルミニウムは鉄よりも電位が低い．この時アルミニウムは卑であり，鉄は貴であるという．アルミニウムと鉄が接触した状態で塩水溶液のような腐食環境下におかれると，式（1），（2）であらわされる反応によってアルミニウムから鉄へ電子が移動し，アルミニウムが優先的に腐食する電食が発生する．

$$2H_2O+O_2+4e^-\rightarrow 4OH^- \qquad (1)$$

$$Al\rightarrow Al^{3+}+3e^- \qquad (2)$$

式（1）の反応は鉄表面上で起こる反応で，カソード反応といい，式（2）の反応はアルミニウム表面上で起こる反応で，アノード反応という．さらに，電子の移動により発生する電流は腐食電流と呼ばれる．腐食電流は，鉄，アルミニウム，塩水溶液，鉄の順番で形成される回路を流れている．また，腐食電流をカソード面積，およびアノード面積で割った値を，それぞれカソード電流密度，アノード電流密度という．

鉄とアルミニウムの電食の場合，カソード支配型の電食のため，式（1）の反応が腐食反応を支配している．その時の電流密度は，鉄とアルミニウムの分極曲線から読み取ることができる．

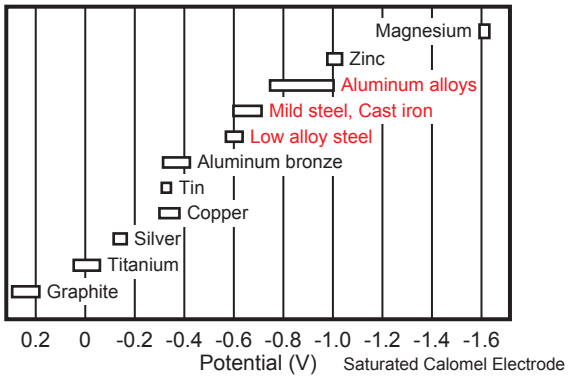


Fig. 1　Corrosion potential in sea water

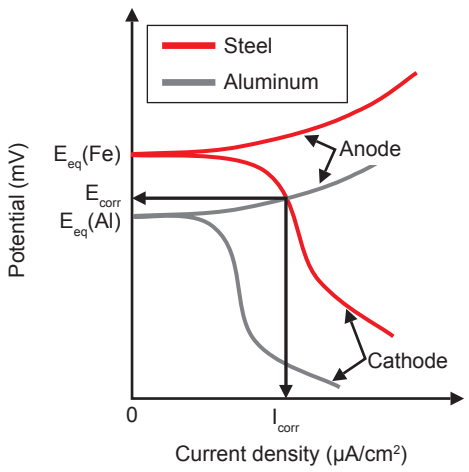


Fig. 2　Polarization curve

鉄とアルミニウムの分極特性を Fig. 2 に示す．分極曲線はアノード分極曲線とカソード分極曲線に分けられる．アノード分極曲線とカソード分極曲線の電流の符号は逆だが，通常は見やすくするために絶対値で表示している．腐食電流が 0 となる点は，鉄，アルミニウムそれぞれの平衡電位 E_{eq}(Fe)，E_{eq}(Al) である．また，鉄のカソード曲線と，アルミニウムのアノード曲線が交差する点は電食発生時の腐食電位 E_{corr} であり，その時の電流密度が，電食が発生している時の電流密度 I_{corr} である．

3．電食シミュレーションの理論

電食は，異種金属が接触した時の腐食電流が原因で発生する．従って，電食をシミュレーションするためには，腐食電流を計算する必要がある．本研究で使用した市販のシミュレーションソフト（3D-Cafe）は，メッシュごとの腐食電流を，境界要素法（BEM）によって計算するソフトである．ここでシミュレーションソフトの基礎理論を紹介する[3]．

まず，鉄ボルトとアルミニウム材料が溶液（塩水）で覆われている系を考える．Fig. 3 にその模式図を示す．

図中の溶液部分を領域Ωとする．電流密度 i，溶液の電気伝導度 κ，内部電位 ϕ は以下の関係を満足する．

$$\mathrm{div}\, i=0 \qquad (3)$$

$$i\equiv-\kappa \mathrm{grad}\,\phi \qquad (4)$$

$$\nabla^2\phi=0 \qquad (5)$$

また，内部電位 ϕ と分極測定時の外部電位 E との関係は，式（6）である．

$$\phi=-E \qquad (6)$$

次に，領域Ωの境界条件を考える．図に示したように，溶液と空気の境界を Γ_n，溶液と鉄ボルトとの境界を Γ_C，アルミニウム材料との境界を Γ_A とする．

溶液と空気の境界 Γ_n では，電流のやり取りは無いため，電流密度は 0 である．また，Γ_C，Γ_A 上では，ある電位 ϕ に応じた電流密度となっている．以上のことから，以下の境界条件が与えられる．

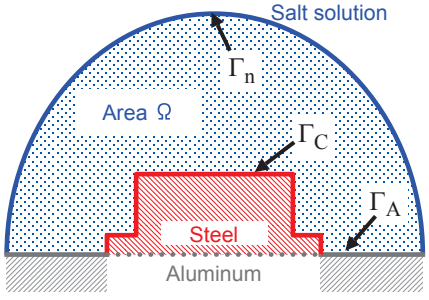


Fig. 3　Model of galvanic corrosion

Table 1　CCT conditions

Order	State	Salt concentration	Temperature	Humidity	Duration time
1	Salt spray	5 wt%	35 °C	98%	1 hr
2	Drying		50 °C	30%	2 hr
3	Wetting		35 °C	95%	3 hr

Table 2　Measurement conditions

Order	State	Salt concentration	Temperature
1	Salt spray	5 wt%	35 °C
2	Drying	26 wt%	50 °C
3	Wetting	26 wt%	35 °C

Γ_n 上で　$i=0$　（7）

Γ_A 上で　$\phi=f_A(i)$　（8）

Γ_C 上で　$\phi=f_C(i)$　（9）

ここで与えられている $f_A(i)$, $f_C(i)$ は分極測定によって実測される非線形の関数である．

これらの境界条件のもとで支配方程式（5）を解く．N × N の行列を $[H]$ および，$[G]$ とすると，以下の境界積分方程式が得られる．

$$\kappa[H]\{\phi\}-[G]\{i\}=\{0\} \quad (10)$$

修正ニュートン･ラフソン法を用いて，式（10）の解が収束するまで計算すると，各要素の電位 ϕ と電流密度 i がわかるので，ファラデーの法則により，各要素の腐食量を得ることができる．

以上の理論をもとに，市販のシミュレーションソフトは作成されているが，一つの腐食環境に対して一つの解を出力する仕様のため，自動車の腐食環境のようなさまざまに変化する腐食環境へ応用しようとした時，新たな機能を追加する必要がある．

また，腐食電流から腐食深さをシミュレーションしているため，腐食電流が関係しない腐食減量，例えば粒界腐食によって結晶粒が脱落してしまうような現象による腐食減量は計算できない．その場合，得られた腐食減量に補正係数をかけて計算する必要がある．本研究では，変化する腐食環境をシミュレーションするため，個々の腐食環境の計算結果を積算して，最終的な電食深さを出力するルーチンプログラムを作成した．

4．入力するモデルとパラメータの設定

4.1. シミュレーションを実施する腐食環境

入力するモデルとパラメータの設定は，シミュレーションを実施する腐食環境に合わせて設定する必要がある．本稿では，一例として，実車の錆環境に近い CCT（Cyclic corrosion tester）試験のデータをもとに，入力するモデルとパラメータの設定方法を検討した事例を示す．

モデルおよびパラメータ設定の比較で用いた CCT 試験条件を Table 1 に示す．

塩水は噴霧過程で供給されるが，乾燥や湿潤状態でも試験片に付着している．乾燥過程では，水分が蒸発することで塩濃度は濃縮し飽和していると考えられる．また，湿潤過程では，塩の潮解性によって吸湿し，飽和塩水濃度になっていると考えられる．

従って，飽和している時の塩濃度を 26 wt% とし，入力するパラメータを測定する環境を Table 2 のように定めた．

シミュレーション結果で出力されるデータは，腐食電流密度（mA/cm^2），電位（mV），腐食速度（mm/year）である．電食深さおよび形状は，腐食速度と CCT の試験時間の積から得ることができる．従って，入力するモデルやパラメータは，実際に測定した腐食電流密度と電食深さ，および形状と比較し，検証する．

4.2. 入力モデルの設定

まず，シミュレーションを実施するためには，モデルの設定が必要である．今回は，鉄とアルミニウムの電食をシミュレーションするので，Γ_n は塩水溶液の表面，Γ_C は鉄の表面，Γ_A はアルミニウムの表面となる．以後の解析は，アルミニウムの板材に M10 ボルトが締結されている状態を想定して実施した．解析モデルを Fig. 4 に示す．このモ

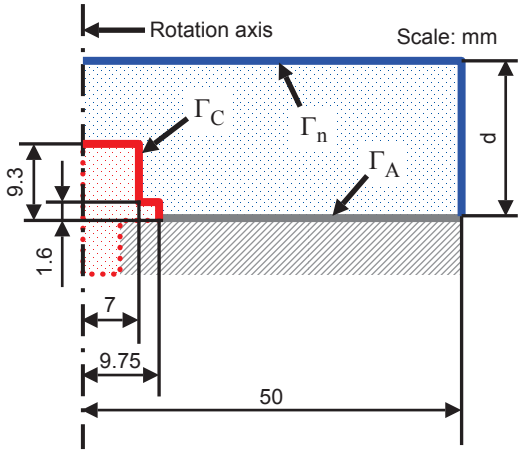


Fig. 4　Simulation model

Table 3 Electrical conductivity

Salt concentration	Temperature	Electrical conductivity
5 wt%	35 °C	9.56 S/m
26 wt%	50 °C	49.47 S/m
26 wt%	35 °C	40.03 S/m

Table 4 Physical values for materials

Material	Ionic valence	Specific gravity (g/m^3)	Mass (g/1 mol)
Aluminum	3	2.69×10^{-3}	26.982
Steel	2	7.86×10^{-3}	55.845

デルは，試験片のボルト中心線を軸対象の対象軸と捉え，放射方向距離を変数とする1次元シミュレーションモデルである．塩水溶液が鉄ボルトとアルミニウム板を覆い，鉄境界線とアルミ境界線の接点が，鉄ボルト接触部である．塩水溶液の厚さ d（以後，水膜厚さと呼ぶことにする）は，CCT 試験後の形状測定結果と比較して設定した．

4.3. 入力パラメータの設定

4.3.1. 分極特性

鉄とアルミニウムの分極特性を得るため，分極測定試験を実施した．50 × 15 × 2 mm の試験片を，腐食試験対象の素材から採取した．採取した試験片は # 600 エメリ研磨紙で研磨し，1 cm^2 の試験面を残してシリコンゴムでマスキングした．参照電極は Ag/AgCl を使用した．分極は，電圧を 0.02 V/min でスイープさせて測定した．分極測定は Table 2 の条件の溶液で測定した．測定した分極曲線を用いてシミュレーションした結果を，CCT 試験中に実測した腐食電流密度と比較して検証した．

4.3.2. 溶液の電気伝導度

Table 3 に Table 2 で示した各腐食環境溶液の電気伝導度測定結果を示す．

4.3.3. 材料の物性値

Table 4 に，イオン価数，比重，1 mol 当たりの質量を示す．

5．腐食促進試験

5.1. 試験材料

アルミニウム材料は A356[4]，鉄ボルト材料は SCM435[5] を用いた．

5.2. 腐食促進試験方法

腐食促進試験はスガ試験機製の CCT を用いた．腐食促進試験は，Table 1 に示した条件の1から3を順番に繰り返す方法で実施した．試験片は試験機の中で 75° 傾けた状態で設置した．

5.3. CCT 試験中の腐食電流測定

Fig. 5 に，腐食電流測定用の試験片断面図を示す．電線を付けた鉄ボルトとアルミニウム板を，テフロンシートで接触面を絶縁して締結し，腐食電流測定用の試験片とした．この試験片を用いて，CCT 試験中の腐食電流を，無抵抗電流計で測定した．

5.4. CCT 試験中の電食部の酸素濃度測定

CCT 試験中のアルミニウムの電位を知るため，電食部分と一般部（電食していない部分）の酸素濃度を測定した．測定は，CCT 試験を 1728 時間実施した後の試験片で実施した（Fig. 6）．測定装置は，Presens 社製ニードル式酸素濃度計 MicroxTX3 を用いた．試験片の鉄ボルト接触部分から 1.5 mm と 5 mm の場所に φ 0.5 mm の穴をあけ，裏面よりニードル式酸素濃度計を挿入した．その状態で1日間の CCT 試験で腐食状態を安定させた後，酸素濃度を測定した．

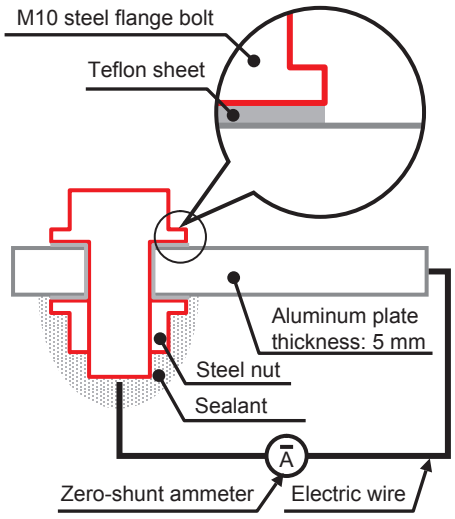


Fig. 5 Cross-section of test piece for corrosion current measurement

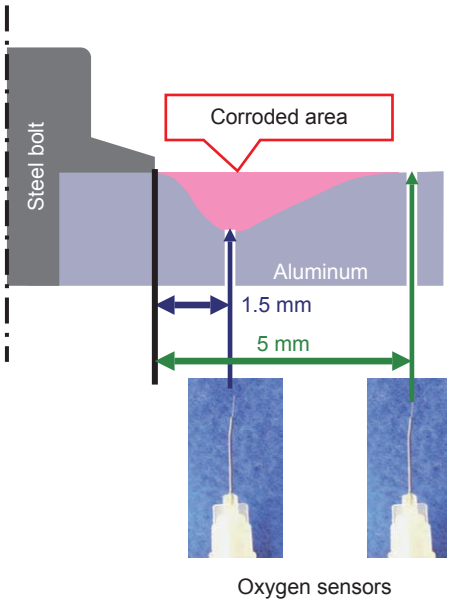


Fig. 6 Measurement of oxygen concentration

5.5. CCT 試験後の腐食形状測定

腐食試験後，試験片のボルトを外し，アルミニウム板上の腐食生成物（$Al(OH)_3$）を除去した．腐食生成物除去溶液は，蒸留水 10 L に H_3PO_4 85 wt% 1 L と CrO_3 340 g を加えて調整した．調整した溶液にアルミニウム板を浸漬し，60 ℃ に加熱しながら超音波洗浄した．除去状態を 1 時間ごとに確認し，除去が完了したアルミニウム板を水道水で洗浄した．洗浄後に乾燥させた試験片アルミニウム板の腐食形状を，非接触三次元形状計測装置 Conoscan3000（Optical Metrology Ltd. 製）を用いて測定した．同一半径を持つ各同心円周上の平均電食深さと，その円周のボルト接触部からの距離との関係を，シミュレーション結果と比較した．

6．実測値との対比によるモデルおよびパラメータの設定

6.1. 水膜厚さモデルの設定

Fig. 4 の解析モデルを用い，水膜厚さが変化した時のシミュレーション結果への影響を Fig. 7 に示した．縦軸は最大腐食深さを 1 とした時の割合で，横軸は鉄ボルトの接触部分からの距離である．水膜が薄くなると，鉄ボルトとの接触部分に電食が集中する傾向がある．この現象は，電線が細くなるにつれ電気抵抗が大きくなるのと同じように，水膜が薄くなると電気抵抗が大きくなるため，腐食電流が鉄接触部近傍に集中して流れたためと考えられる．そのため，腐食範囲は水膜が薄くなると狭くなる．ここで，Fig. 8 のように鉄接触部から最大腐食深さの 5% 以上の腐食深さ

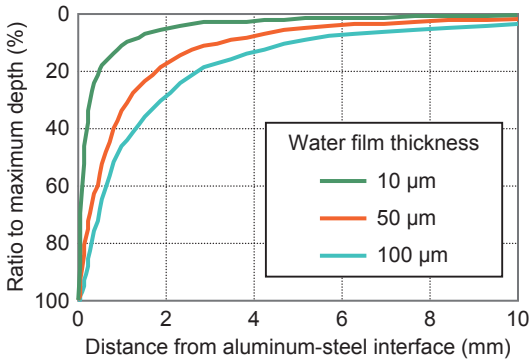


Fig. 7　Influence of water film thickness on simulation

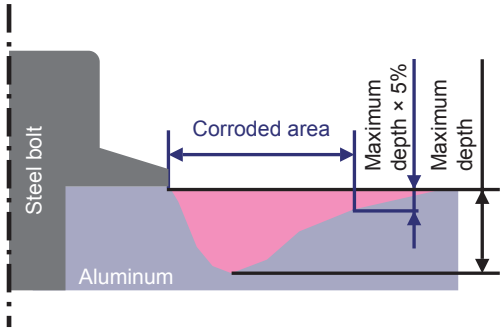


Fig. 8　Definition of corroded area

Table 5　Comparison of corrosion current density

Condition	Simulation	Measured value
Salt spray	20 μA/cm²	120 μA/cm²
Drying	10 μA/cm²	100 μA/cm²
Wetting	10 μA/cm²	100 μA/cm²

を示す範囲を腐食範囲と定義した．CCT 試験を 816 時間実施した試験片の電食部分の形状測定結果を Fig. 9 に示す．この試験片の腐食範囲は 3.1 mm である．また，先ほどの Fig. 7 で示した結果を，水膜厚さと腐食範囲で整理すると，Fig. 10 となる．Fig. 10 から腐食範囲 3.1 mm と一致する水膜厚さを読み取ると，30 μm である．従って，シミュレーションモデルの水膜厚さは 30 μm と設定した．

6.2. パラメータの設定

6.2.1. 鉄の分極曲線

Table 5 は，Table 2 の条件で測定した分極曲線を用いてシミュレーションした腐食電流密度の値と，CCT 試験中の腐食電流密度の測定値を比較した結果である．

シミュレーション結果の腐食電流密度が低いことがわかる．シミュレーションに使用した塩水噴霧時の分極曲線

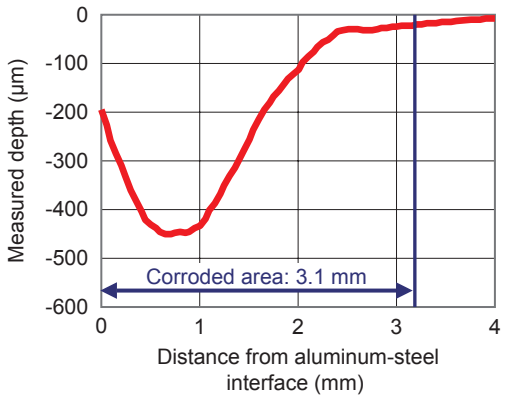


Fig. 9　Corrosion profile after 816-hour CCT test

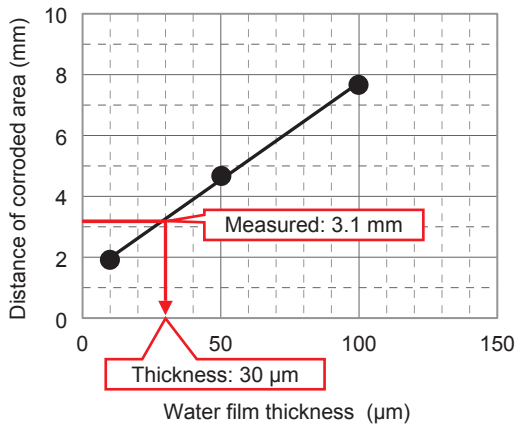


Fig. 10　Water film thickness versus distance of corroded area

を Fig. 11 に示す．この図から，塩水噴霧時の腐食電位は −670 mV，その時の腐食電流は 20 μA/cm^2 であることがわかる．鉄のカソード曲線と，アルミニウムのアノード曲線が交差する付近の鉄の分極曲線は，電位の変化に対して電流密度がほとんど変化しない領域である．この領域の電流は酸素拡散電流と呼ばれ，鉄表面で還元される酸素消費量は，溶液中を拡散してくる酸素供給量と平衡を保っている．従って，酸素の供給量が多ければカソード反応は活性化し，少ないと抑制される．

Fig. 12 のように，分極曲線の測定は試料を塩水に浸漬する必要があるため，バルク溶液で測定している．バルク溶液とは，試験容器に溶液を満たした状態の溶液を指す．

それに対し，CCT 試験中の試料に付着している塩水は，Fig. 13 のように試料表面上に薄い水膜を形成している．この状態を，水膜環境と呼ぶことにする．

水膜環境ではバルク溶液環境に比べ，水と空気が接する界面からカソード反応界面までの酸素拡散に必要な距離が短いため，カソード反応による酸素消費を補う酸素拡散量は多い[6]．そのためカソード反応が活発になり，酸素拡散電流が大きくなっていると考えられる．

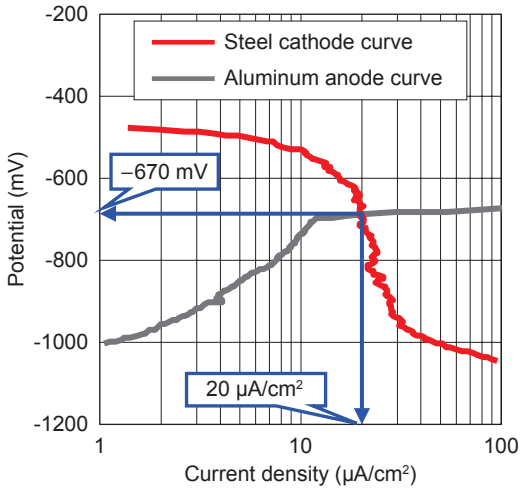


Fig. 11 Potential versus current density in galvanic corrosion

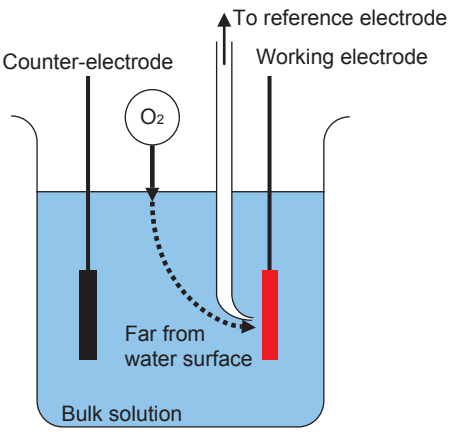


Fig. 12 State of salt solution for polarization measurement

電食が発生している時，カソード反応は鉄の表面上で起こっているため，この現象で影響を受けるのは，鉄の分極曲線である．一方，電食によるアルミニウムの溶解反応は，アノード反応であるため，影響はほとんど無い．

水膜環境をシミュレーションするためには，水膜環境下の分極曲線を入力する必要があるが，水膜環境下の分極特性を直接的に測定する手段は無いため，バルク溶液に過酸化水素を添加した．それにより，酸素供給量に関しては，等価な疑似水膜環境を形成し，その分極曲線を測定することで，実際の水膜環境下における分極曲線を推定した．

過酸化水素は，式 (11) のように分解して，鉄表面上で消費する酸素を補給，もしくは，式 (12) のように鉄表面上で直接還元して，カソード反応を促進する．

$$2H_2O_2 \rightarrow 2H_2O + O_2 \quad (11)$$

$$H_2O_2 + 2e^- \rightarrow 2OH^- \quad (12)$$

Table 2 の条件の溶液に過酸化水素を添加して，鉄の分極特性を測定した．Fig. 14 のように，過酸化水素の添加量の増加とともに，酸素拡散電流密度が増加した．

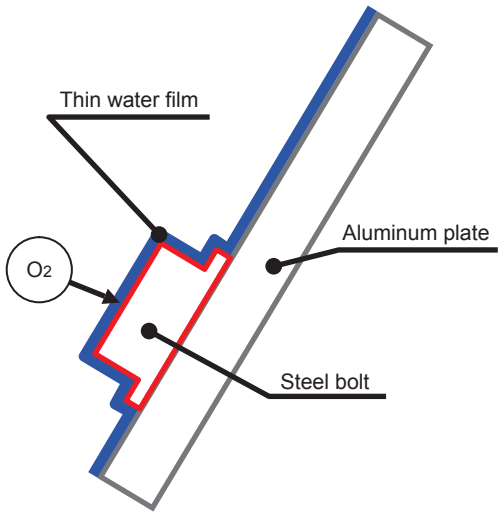


Fig. 13 State of salt solution for CCT

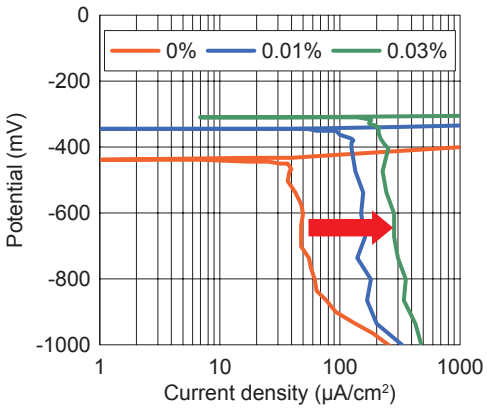


Fig. 14 Polarization characteristic when hydrogen peroxide is added

Table 6　Simulation results for current density using polarization curves measured at different hydrogen peroxide concentrations

Condition	Salt concentration	Measured value	Hydrogen peroxide concentration	Simulated value
Salt spray	5 wt%	120 μA/cm²	0.0075%	123 μA/cm²
Drying	26 wt%	100 μA/cm²	0.015%	96 μA/cm²
Wetting	26 wt%	100 μA/cm²	0.015%	103 μA/cm²

Fig. 15 に，過酸化水素濃度を変えて得た各分極曲線における，腐食電位が−670 mV の時の，腐食電流密度の過酸化水素濃度依存性を示す．過酸化水素濃度と，電流密度は一次式の関係にある．Table 5 の実測値，120 μA/cm² および 100 μA/cm² に相当する過酸化水素濃度は，Fig. 15 より 0.0075% および 0.015% と読み取れる．その過酸化水素濃度で測定した分極曲線を入力した時の，腐食電流密度のシミュレーション結果を Table 6 に示す．過酸化水素を適度に添加した溶液で測定した分極曲線を用いることで，シミュレーションの腐食電流密度を，実測値に近づけることができた．

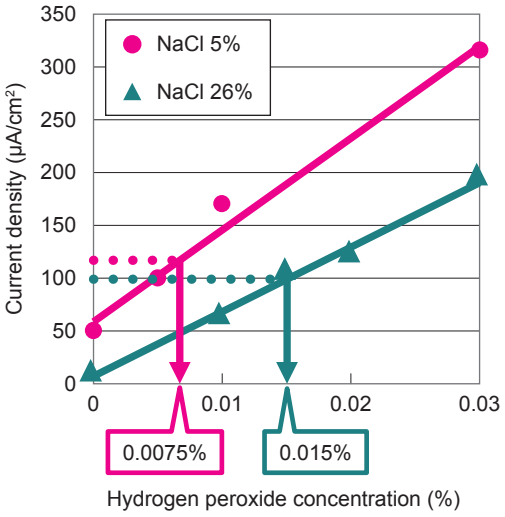


Fig. 15　Hydrogen peroxide concentration versus current density

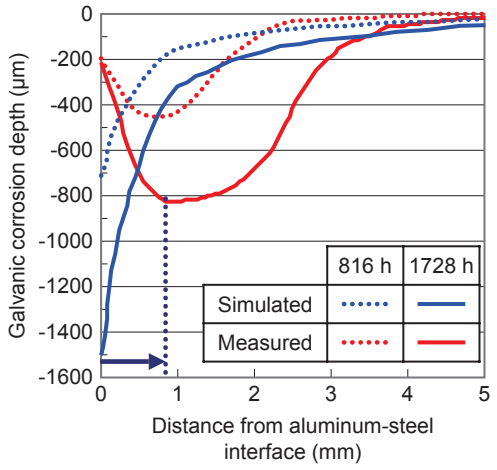


Fig. 16　Comparison of corrosion profiles

6.2.2. アルミニウムの分極曲線

シミュレーション結果と CCT 試験を 816 および 1728 時間実施した試験片の形状測定結果を Fig. 16 に示す．横軸は鉄ボルト接触部からの距離，縦軸は電食深さを表す．シミュレーションで得られた最大電食部は，鉄ボルト接触部であるのに対し，実測で得られた最大電食部はそこから離れていた．

実験で使用したアルミニウム材料の鉄接触部から最大電食深さまでの距離と，その時の電食深さの関係を Fig. 17 に示す．最大電食深さ x(mm) と鉄ボルト接触部からの距離 y(mm) は，式 (13) の関係にあり，電食深さの増加とともに，最大電食部の位置は，鉄とアルミニウムの接触部分より遠くへ移動していた．これは，鉄ボルト接触部から離れた位置が，鉄ボルト接触部より腐食しやすいことを示している．

$$y = 0.77x + 0.06 \qquad (13)$$

ここで，アルミニウムの電食の深い部位が，通気差腐食や孔食に似た状況にあると仮定すると，鉄表面上やアルミニウムの電食の浅い部位で発生するカソード反応で酸素が消費され，アルミニウムの電食の深い部分では，酸素濃度が低く，電位が低い状態になっていると推定できる．実際に電食している部分の酸素濃度を 5.4. 節の方法で測定した結果を Fig. 18 に示す．電食で深くなっている部分（鉄ボルト接触部分から 1.5 mm）では，電食が発生している時（塩水噴霧時：A，塩水が乾燥するまで：B，湿潤で塩が潮解した時：C）は，電食部分の酸素濃度は 0% であり，電食部

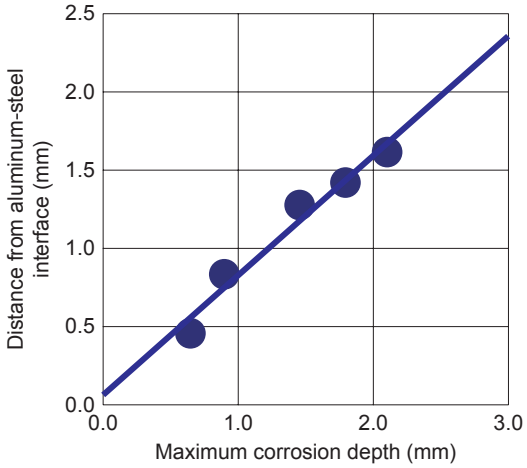


Fig. 17　Maximum corrosion depth versus distance from aluminum-steel interface

分の酸素濃度が低かった．酸素濃度が 0％の時の分極特性は，分極測定時の溶液を N_2 ガスで十分置換（脱気）してから測定することで得られる．

従って，Fig. 17 の関係から得られた経験式 (13) を用いて，アルミニウムの電食の深い部分に酸素濃度が 0％の分極曲線を新たに設定するプログラムを，作成したルーチンプログラムに追加した．但し，Fig. 17 の関係は経験式のため，材料種ごとに実測する必要がある．

6.2.3. 補正係数の設定

電食部分のミクロ組織を Fig. 19 に示す．電食は粒界に沿って進みやすく，一部の結晶は母相から分離しているため，分離した結晶は，腐食生成物と共に除去されてしまう．先に説明した通り，このシミュレーションソフトは，腐食電流に依存しない腐食減量は計算できないため，補正係数を設定する必要がある．理論的な電食による重量減と腐食生成物除去後の重量減を Fig. 20 に示す．理論的な腐食による重量減は，CCT 試験中の各条件を通して平均的な腐食電流を 0.25 mA として，ファラデーの法則に従って計算した．腐食生成物除去後の重量減は，形状測定した腐食体積から計算した．この図から，CCT 試験後の試験片で測定した重量減は，腐食電流から換算した理論値の 2.0 倍であることがわかった．従って，シミュレーション結果の腐食減量に対する補正係数を 2.0 と設定した．

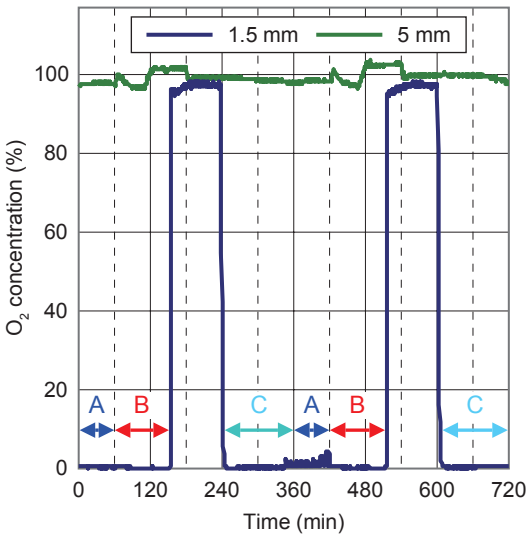


Fig. 18 O_2 concentration

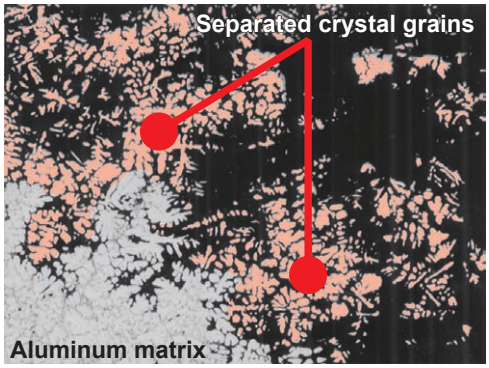


Fig. 19 Microstructure of area with galvanic corrosion

6.2.4. シミュレーション結果

これまでに得られた結果を踏まえて，シミュレーションプログラムを作成した．CCT 試験を 2880 時間および 5084 時間実施した試験片の腐食形状と，シミュレーション形状を比較した結果を Fig. 21 に示す．

シミュレーション形状は，実測した形状とよく一致している．今回開発したルーチンプログラムにより，CCT5084 時間分の結果を，約 20 分で計算が可能になり，電食形状，および電食深さを再現することができた．

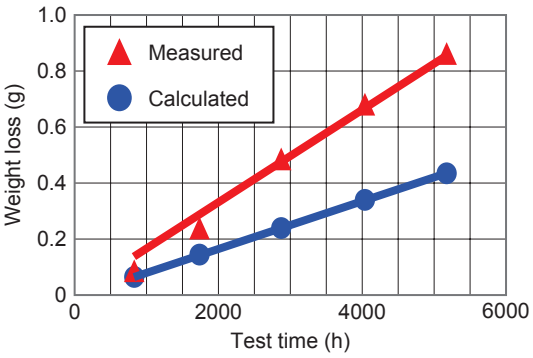


Fig. 20 Measured and calculated weight loss versus CCT testing time

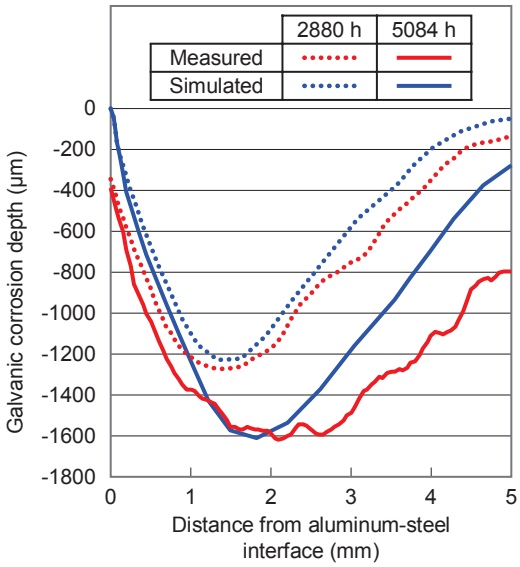


Fig. 21 Simulated and measured profiles

7．結言

アルミニウム部品の電食を予測することを目的として，CCT 試験をシミュレーションする技術を開発した．その結果を以下にまとめた．

（1）水膜環境のモデル化

シミュレーションモデルの水膜厚さが厚くなると，腐食範囲が広くなる性質があるため，モデルの厚さを 30 μm とした結果，実際の腐食範囲と一致した．

（2）鉄の分極曲線

カソード反応を活性化するため，分極測定時のバルク溶液に過酸化水素を添加した結果，水膜環境下の腐食電流密度と一致した．

（3）アルミニウムの分極曲線

電食の深い部分に酸素濃度 0％時（N_2 脱気）の分極曲線を設定することで，腐食しやすい環境を再現した結果，実際に測定した電食形状と一致した．

（4）粒界腐食の影響

電食後の試験片形状から計算した電食量と，実測した腐食電流から換算した腐食量を比較することで，補正係数を設定した結果，実際に測定した電食深さと一致した．

作成したルーチンプログラムは，CCT5084 時間分の結果を，約 20 分で計算し，電食形状，および電食深さを再現した．

開発したシミュレーションソフトは，入力する分極特性や電気伝導度を腐食環境に合わせることで，さまざまな環境に対応可能である．本手法は，3D-cafe に限らず，分極曲線を用いて腐食電流をシミュレーションするソルバ全般に応用可能である．

参考文献

（1）http://www.mizuho-ir.co.jp/solution/research/digital/manufacture/fushoku/index.html, 2010/6/25

（2）宮坂松甫：「腐食防食講座－海水ポンプの腐食と対策技術－」第 1 報：腐食の基礎と海水腐食の特徴，エバラ時報，No.220, p.32(2008)

（3）青木繁，天谷賢治，宮坂松甫：境界要素法による腐食防食問題の解析，裳華房，p.17(1998)

（4）日本工業規格 JIS H 2211：1960，鋳物用アルミニウム合金地金

（5）日本工業規格 JIS G 4053：2003，機械構造用合金鋼鋼材

（6）防錆・防食技術総覧編集委員会，防錆・防食技術総覧，産業技術サービスセンター，p.99(2000)

■著　者■



水 上 貴 博

めねじ谷底部を含むクランクケース全体に対する疲労強度評価技術の確立と製品開発への適用例

Establishment of Prediction Technology of Fatigue Strength in Roots of Internal Thread for Crankcase Assembly and Application in Product Development

栗原　博*　Hiroshi KURIBARA
齋藤淳也*　Junya SAITO
齋藤秀輝*　Hideki SAITO
関谷大輔*　Daisuke SEKIYA

要　旨

モータサイクルのエンジンに広く採用されるアルミニウム合金製クランクケースでは，試作段階での耐久テストにおいて，シリンダヘッド締付ボルトやクランクシャフトのメイン軸受締付ボルトのめねじ谷底部に疲労破損が発生することがある．従来は，めねじ谷底部の疲労強度は机上での絶対値評価が困難であったため，疲労強度評価はエンジン実機を用いた耐久テストに頼らざるを得なかった．本研究では，主要なボルトのめねじ部を含むクランクケース全体の疲労強度をFEM解析により机上評価する技術を構築した．おねじとめねじの形状や接触特性を考慮した大規模FEMモデルに対し並列計算処理をおこなうことで，計算精度，計算時間ともに実用性を見出した．本手法を製品設計に適用した事例より，ボルト締結部周辺の形状やボルト先端部の形状を工夫することで，質量を増加させることなくクランクケースのめねじ谷底部の疲労強度を向上できることが示された．

ABSTRACT

Aluminum alloy crankcases are generally used in motorcycle engines. Fatigue fractures sometimes occur in the roots of the internal threads of the cylinder head fastening bolts and the crankshaft main bearing fastening bolts in durability tests in the prototype stage. Conventionally, theoretical evaluation of absolute values of fatigue strength in the roots of the internal threads was a challenge, so evaluation of fatigue strength had to rely on durability tests using actual engines.

This study developed technology that uses FEM analysis to theoretically evaluate the fatigue strength of the entire crankcase, including the internal thread portions of the main bolts. This technology performs parallel calculation processing on a large-scale FEM model that takes into account the forms and contact characteristics of the external and internal threads, and was found to be practical in terms of both calculation accuracy and calculation time. Examples of applying this new method to product design showed that fatigue strength in the roots of the internal threads for crankcase assembly can be enhanced without increasing the weight, by modifying the form around the bolt fastening area and the form of the bolt tip.

1．はじめに

モータサイクルでは主に軽量化の観点からアルミニウム合金製のクランクケースを採用するが，このようなエンジンに特有な問題として，シリンダヘッドスタッドボルトやクランクシャフト主軸受の締付ボルトといった高軸力ボルトの締結部のめねじ谷底部からの疲労破損がある．おねじ，めねじともに鋼製の場合，締結部の破損は一般的にボルトフランジの首下フィレットや，めねじとかかっていないおねじのねじ谷底部より発生するが，鋼製のおねじを材料強度の劣るアルミニウム材のめねじに締め付ける場合にはめねじ側が破損の起点となる場合がある．Fig. 1に試作段階の耐久テストにて発生するめねじ谷底部からのクラックの発生部位を示す．起点はおねじのかかり終わりのめねじの谷底部であり，クラックの破面は疲労破面を呈する．

耐久テストの削減による環境負荷低減と製品開発コストの削減への要望より，製品開発プロセスにおける机上性能評価技術の重要性はより高まっている．複雑な形状を持ちながら，軽さと耐久性の高次元でのバランスが要求されるクランクケースの設計では，設計初期段階におけるFEM解析を用いた疲労強度評価は有益かつ必須の手段である．

しかし，従来締結部の疲労強度評価については，その形

＊二輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_29

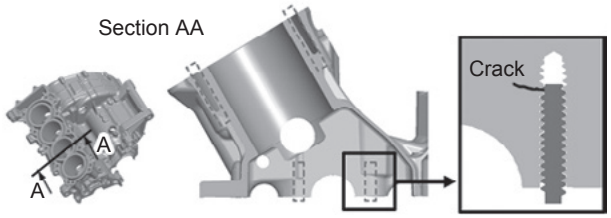


Fig. 1　Location of starting point of fatigue fracture at internal thread

状の微細さと接触状態の複雑さから評価対象部位から外さざるを得ず，クランクケースのめねじ谷底部の強度評価はエンジン実機を用いた耐久テストで評価されていた．締結部の応力解析に関する研究[(1)-(3)]は多くなされているが，製品形状全体の疲労強度評価を目的とした実用的な研究は稀である．本研究では，締結部周辺やその内部を含む，クランクケース全体での疲労強度評価技術を構築した．

2．ボルト締結部を含めたクランクケースの疲労強度評価技術の構築および妥当性の検証

技術構築までの三つの過程を次に示す．

STEP 1: 締結部応力解析 FEM モデルの構築

締結部に着目したテストピースによるめねじ谷底，およびめねじ抱き肉部外表面のひずみ計測と，これを模擬したFEM モデルでの応力解析を実施し，これらの相関性を検証することにより，締結部に対する応力解析のための高精度なモデル化手法を構築した．

STEP 2: クランクケース全体の応力解析 FEM モデルの構築

STEP 1 で構築した締結部解析モデルを組み込んだクランクケース全体の応力解析モデルを構築した．実機エンジンを用いたひずみ計測を実施し，クランクケース全体の応力分布の再現性についてモデルの妥当性を検証した．

STEP 3: 疲労安全率の算出手法の構築

エンジンの組立工程および運転時に発生する応力履歴と，材料強度より，締結部を含むクランクケース全体の疲労安全率を算出する手法を構築した．

2.1. 締結部周辺の応力解析モデルの構築

2.1.1. めねじ谷底の応力解析モデルの構築

締結部の特性を詳細に考慮した FEM モデルを構築した上でこれと等価な実測テストをおこない，それぞれの結果を比較することにより，提案するモデルの妥当性を評価する．FEM モデルの概要を Fig. 2 に示す．モータサイクルの主要ボルトは M6-M12 ボルトを用いることが多いが，精度が良いひずみ計測が困難であるため，ボルト呼び径は ϕ 64 とした．また実際のボルトはらせん形状であるが，めねじ谷底部のクラックの発生に対しては，ボルトの

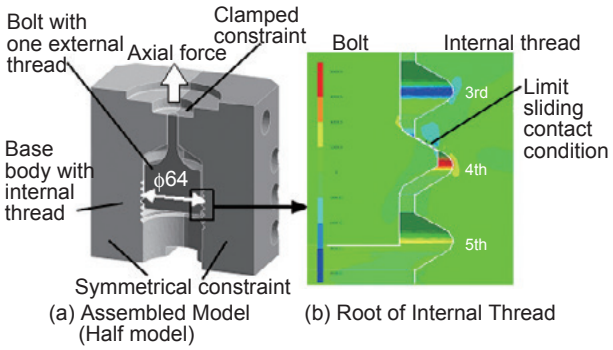


Fig. 2　FEM model for strain analysis at root of internal thread

リード角を持った接触により発生するリード方向の荷重の影響は十分小さく無視できると仮定し，本研究ではねじ形状については軸対称形状のモデルを採用した．ボルトは鋼製で一山のおねじを持ち，めねじ側はアルミニウム製のブロックに七つの谷が形成され，上から四つ目の谷部におねじを挿入し軸力を負荷する．部品同士が接触する部位については，おねじとめねじの接触面間での荷重と滑りの挙動を再現するために有限すべり摩擦モデルを採用した．各部品の形状，材料特性についてはテストピース実物からの計測値を用いた．

めねじ谷底のひずみ計測用のテストピースの形状とひずみ計測の手順を Fig. 3 に示す．最初に，テストピースを分割した状態でめねじ谷底にひずみゲージを貼り付ける．続いて，ボルトをめねじ部に挿入した状態で二つのボデーをボルトで締結する．最後に，おねじ上部に切られたねじにナットを締めることにより，軸力とめねじ谷底のひずみを計測する．めねじ谷底のひずみ評価位置を Fig. 4 に示す．応力評価位置は，軸方向に対してはおねじのかかっている谷底とその上下の谷底とし，円周方向に対しては角度違いで三箇所とした．ひずみの計測方向は実測，FEM ともに，谷底フィレットに沿わせたボルト軸方向とした．

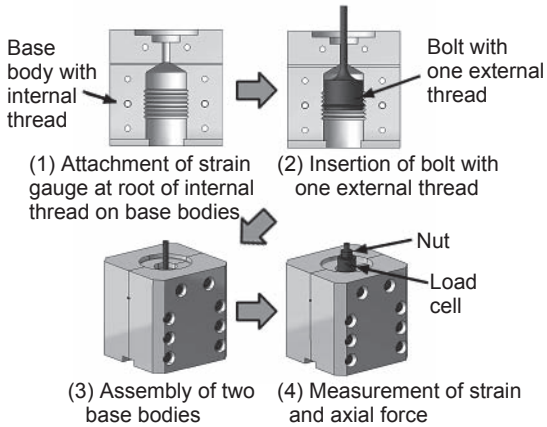


Fig. 3　Measurement sequence for strain at root of internal thread

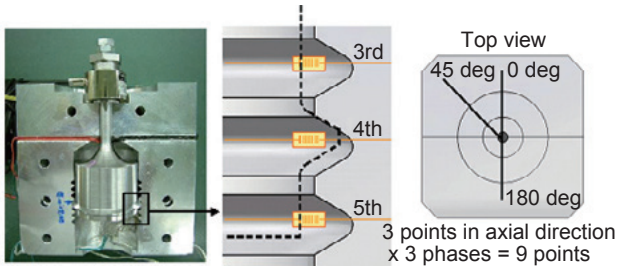


Fig. 4 Measurement point for strain at root of internal thread

FEM モデルでの解析結果と，実測結果のめねじ谷底のひずみ値を比較したものを Fig. 5 に示す．実測結果より，ボルトのおねじがかかっているめねじ部と，その上下のめねじ部での応力分布，定量値ともに良い精度で一致しており，本研究で提案するモデルの妥当性が確認できた．

2.1.2. めねじ抱き肉外表面の応力解析精度検証

クランクケースの疲労強度を評価する上では，高軸力が作用するボルトのめねじ谷底だけではなく，その周辺の応力状態も精度良く再現する必要があるため，めねじ抱き肉外表面のひずみに対する実測･シミュレーションの相関検証を実施した．めねじ抱き肉外表面のひずみ計測用のテストピースを Fig. 6 に示す．テストピースは三本の柱を持ち，中央の円柱にめねじが形成されており，柱の表面に軸方向にねじのピッチに合せた間隔でひずみゲージが貼り付けられている．このテストピースに対しスペーサを挟み込み，軸力を与えることによりめねじ抱き肉外表面のひずみを計測する．テストピースでの実験を模擬した FEM モデルの概要を Fig. 7 に示す．モデル化の手法はめねじ谷底部の応力解析モデルと同様とした．

実測により得られためねじ抱き肉外表面のひずみ値と，FEM モデルでの解析により得られたひずみ値の比較を Fig. 8 に示す．ねじ底部のひずみだけでなく，ねじ抱き肉外表面のひずみ分布についても実測結果とシミュレーション結果はよく一致しており，本研究で提案するモデルの妥当性が確認できた．

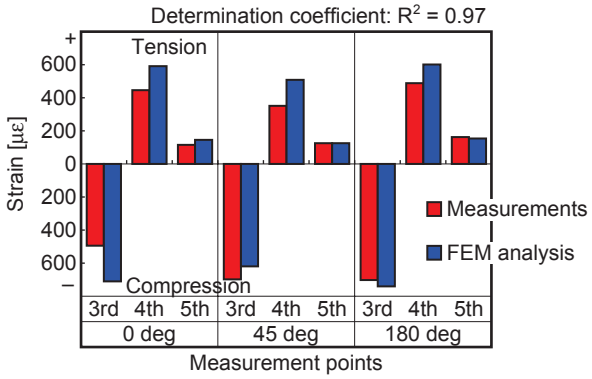


Fig. 5 Strain at root of internal thread: Measurements vs. FEM analysis

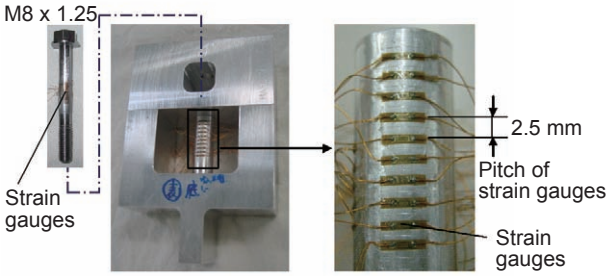


Fig. 6 Test piece for measurement of strain at external surface of bolt fastening area

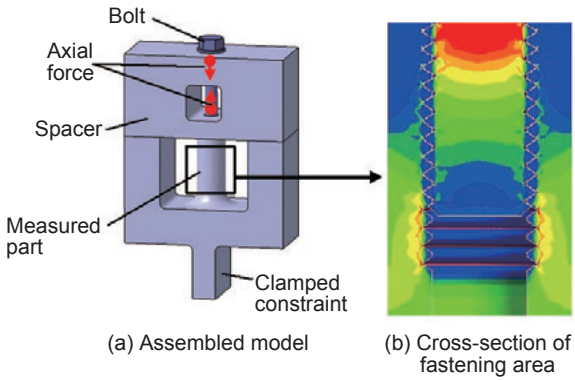


Fig. 7 FEM model for strain analysis at external surface of bolt fastening area

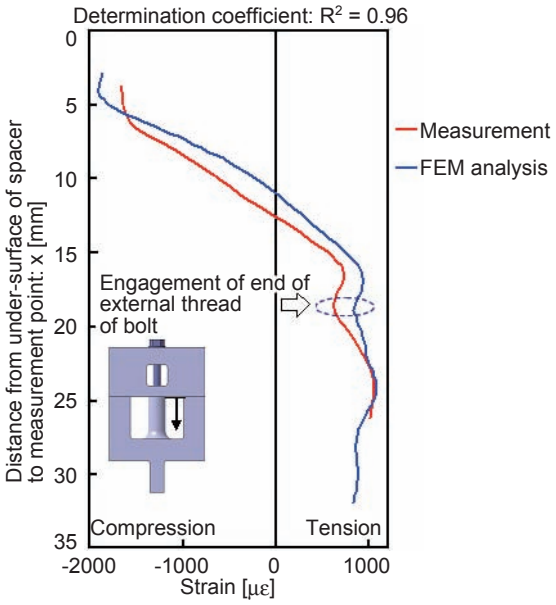


Fig. 8 Strain at external surface of bolt fastening area: Measurements & FEM analysis results

2.2. クランクケース全体の応力解析モデルの構築

2.1. 節で説明した締結部モデルをクランクケースのスタッドボルト締付めねじ部に組み込んだ，クランクケース全体での応力解析モデルを構築する．単気筒エンジンを対象とした場合を例としてモデルの概要と解析の流れを Fig. 9 に示す．

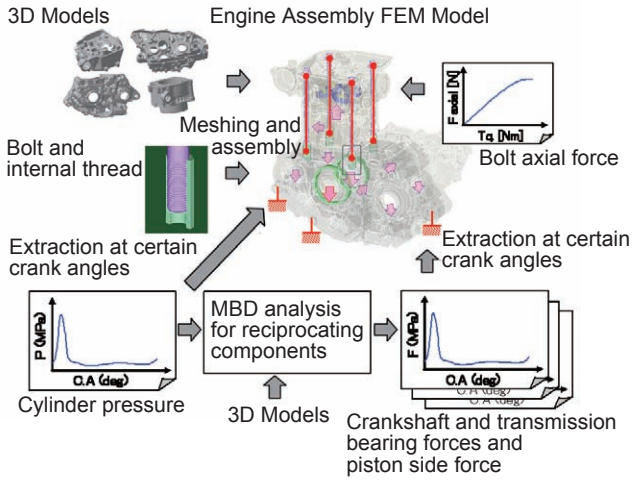


Fig. 9　Stress analysis model for entire crankcase

エンジン運転時のクランクケースには，主に（1）鋳造，熱処理，機械加工の過程で発生する残留ひずみ，（2）エンジンの組立過程に発生するひずみ，（3）燃焼指圧荷重やクランクシャフト，トランスミッション等の各軸受反力により発生するひずみ，（4）エンジンの慣性運動の支持によりエンジンマウント近傍に発生するひずみ，（5）温度分布の不均一性や構成部品間での線膨張係数の差に起因して発生するひずみ，などがある．今回はめねじ谷底の応力状態に対し特に大きな影響を与える（2）（3）に着目し，荷重としては，スタッドボルトの軸力，燃焼指圧，ピストンスラスト力，クランクシャフト主軸受，およびトランスミッション軸受の軸受荷重，一軸一次バランサの軸受荷重を考慮した．

FEM モデルを構成する部品については，評価対象であるクランクケースに加え，（2）（3）の荷重の授受に必要な部品を選択し，モデルに組み込んだ．またクランクケースの材料特性については，部品から切り出したテストピースの引張試験により計測した応力ひずみ曲線を用いた．

荷重条件の定量的な値については，Fig. 9 に示すように，シリンダヘッド締付ボルトの軸力値と燃焼指圧については実測値を用い，クランクシャフト，トランスミッション軸，バランサ軸の軸受荷重については機構解析[4]により得られた計算値を用いた．

ねじの詳細形状を含むエンジンアセンブリでの FEM モデルは要素数も多く，また接触非線形，材料非線形を考慮した計算が必要なため，計算規模は大規模となる．このような大規模モデルでも短時間での計算を可能とするために，ソルバにはパラレル計算ソルバを採用した．エンジンアセンブリモデルの解析規模と概要を Table 1 に示す．大規模な計算でありながらも，設計段階における繰り返し仕様検討が可能な時間での解析を実現している．

解析モデルの妥当性を評価するために，エンジン組立て時および運転時にクランクケースに発生するひずみ値の計測をおこなった．計測に用いたエンジンの写真を Fig. 10 に示す．ひずみ計測位置は，FEM 解析より得られるひずみ分布を参考に六箇所決定した．ひずみゲージの貼り付け位置を Fig. 11 に示す．ひずみゲージの貼り付け方向は，最大主ひずみ，または最小主ひずみが発生する方向とした．

Table 1　Scale of FEM stress analysis model for entire crankcase

Number of elements	10 million elements
Number of contact elements	1 million elements
Minimum mesh size	25 μm
Number of CPUs used in calculation	50 CPUs
Calculation time/One boundary condition	5 hours

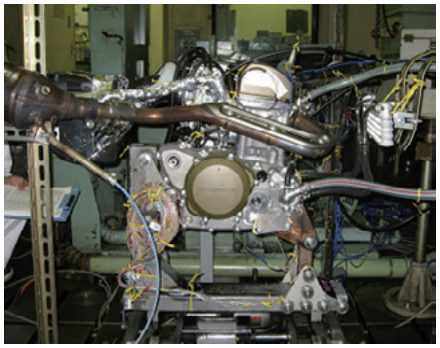


Fig. 10　Engine used to measure strain when assembled and under operating conditions

スロットル全開，エンジン回転数 6000 r/min で定常運転した際の，指圧最大となるクランクアングル 16 deg での，各点でのひずみ計算結果と，ひずみ測定結果の相関を Fig. 12 に示す．ここで示したひずみ値は，軸力の影響により発生するひずみと，指圧荷重や各軸受荷重の影響によりエンジン運転時に発生するひずみの和である．実測のひずみデータについては，指圧のサイクル変動の影響を排除するために 10 サイクル分のひずみ測定結果を平均化した．

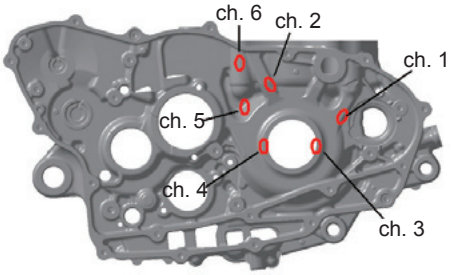


Fig. 11　Locations for attachment of strain gauges

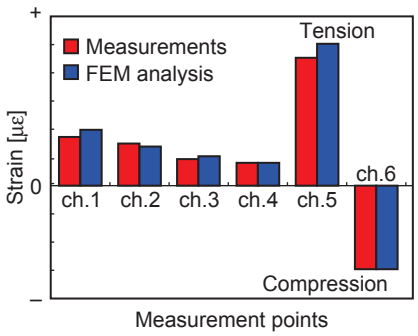


Fig. 12　Strain at points of attachment of gauges on crankcase: Measurements and FEM analysis results

FEM モデルによる解析結果と実測結果を比較すると，エンジン組立て時，運転時ともに大きな引張荷重の作用する ch.5 が両結果ともに応力最大部位となった．ch.6 についてはスタッドボルトのかかり位置よりヘッド側にひずみゲージを貼り付けたため，応力値は高い圧縮応力を示す結果となった．その他 ch.1 － 4 については，燃焼指圧とクランクシャフト主軸受の軸受荷重の引張内力の範囲内となるため，燃焼タイミングに同期して引張ひずみが発生する結果となった．

実測とシミュレーションの結果を比較すると，定性的，定量的に高い相関性があることが確認され，エンジンアセンブリ FEM モデルの妥当性が検証された．

2.3. 疲労安全率の算出と疲労強度評価

クランクケースの疲労強度の評価をおこなうためには，一荷重状態に対する応力値ではなく，エンジン運転時における応力の変動と，材料の疲労強度特性を考慮した疲労評価が必要である．

本研究では，複数のクランクアングルでの静的応力解析の結果をもとに，平均応力，応力振幅を算出し，強度判定指標として修正グッドマンの疲労限度線図を用いることで疲労安全率を算出する疲労強度評価方法を採用した．疲労安全率算出までの流れを Fig. 13 に示す．

一定速度での耐久試験を想定する場合を例にとると，クランクケースの疲労強度に影響を与える特徴的な応力状態として，（1）燃焼指圧ピークでの荷重状態，（2）ピストンが吸気前上死点にあり，レシプロ系の上死点側慣性力が最大となる荷重状態，（3）ピストンが上下死点の中心近くにあり，クランクシャフト主軸受荷重が最小となる状態，の３条件での応力解析を実施し，これらの解析結果に対し一連の疲労計算処理をおこなうことでクランクケース FEM モデルのすべてのノードにおける疲労安全率が算出される．

この処理により Fig. 13 に示すようにクランクケース各部の疲労安全率や応力分布が可視化され，強度判断が容易になるのみならず，強度が不足している場合や，軽量化する際の形状検討の材料としての活用も可能となる．

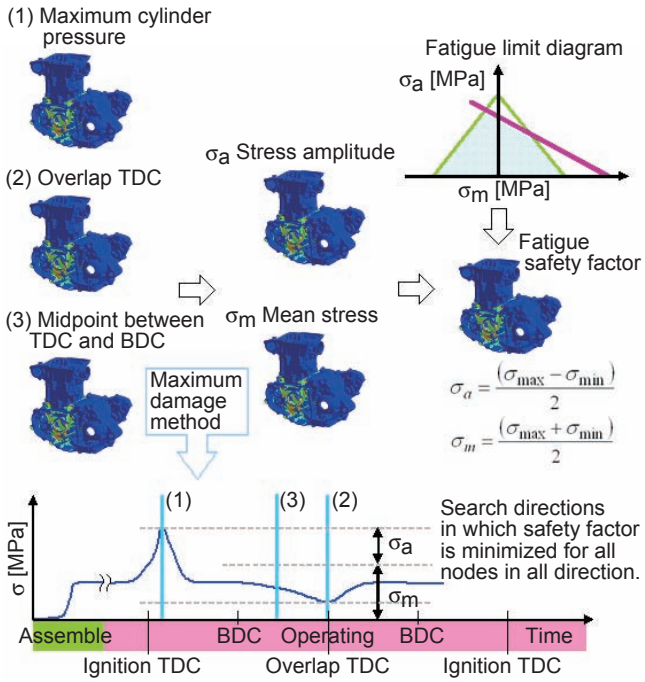


Fig. 13　Method of calculation of safety factor

3．本技術の製品開発への適用例

本解析手法を用いて，めねじ谷底部の強度検討をおこなった事例を二例紹介する．

3.1. 先端穴あきスタッドボルトによるめねじ谷底クラックの防止

めねじ谷底部の疲労強度を向上させる工夫として Fig. 14 に示すようなボルト先端の中空化があり，実際にクランクケースの疲労強度が向上することが耐久テストにて確認されている．ボルト先端の中空形状の有無以外はすべて同条件として，中空形状の効果を調査する解析をおこなった．単気筒エンジンの一本のヘッド締付ボルトに着目し，めねじ谷底部分での平均応力，応力振幅の状態をめねじ谷底一周にわたって疲労限度線図上にプロットしたものを Fig. 15 に示す．中空ボルトを採用することで，めねじ谷底部の平均応力，振幅応力が低減されていることがわかる．中空ボルトの効果については，従来は実験的な効果のみが確認されていたが，本技術を用いることで，効果の定量的な評価が可能となった．

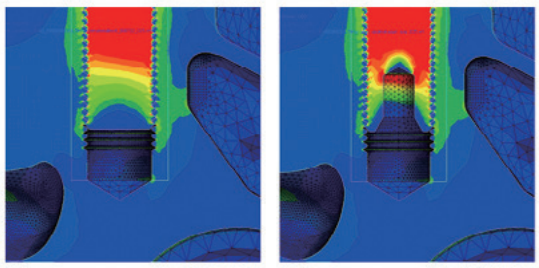


Fig. 14　Form of hollow cylinder at tip of bolt

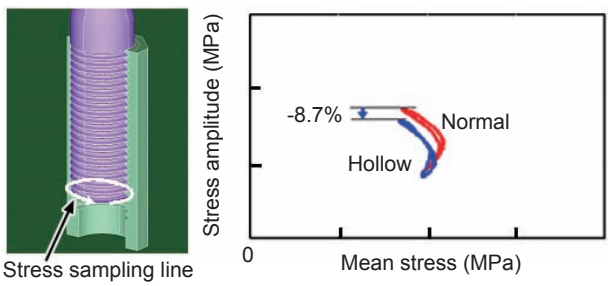


Fig. 15　Reduction of stress at root of internal thread using bolt with hollow cylinder at tip

3.2. クランクケースの形状変更によるめねじ谷底クラックの防止

ボルトの形状変更だけでなく，クランクケースのスタッドボルト周辺部の形状を工夫することにより，めねじ谷底部の疲労強度を向上させた一例を示す．スタッドボルト近傍の形状が異なるクランクケースA，Bに対する応力解析をおこない，めねじ谷底部の疲労強度を比較した．耐久テストの結果より，クランクケースBは，クランクケースAに対し高い疲労強度を有することが明らかになっている．

軸力や軸受荷重については同じ条件を用いてクランクケースA，Bを組み込んだエンジンアセンブリモデルの応力計算および疲労評価処理を実施し，ねじ底部一周にわたって平均応力と振幅応力をプロットしたグラフをFig. 16に示す．クランクケースAに対し，クランクケースBのねじ底部の平均応力，振幅応力は低減されており，その効果は中空ボルトを用いた場合よりも大きい結果となった．スタッドボルト締結部周辺形状の設計段階での工夫は，設計自由度も大きく，またコストや質量の増加もないため，効率的であるといえる．

以上の例が示すように，本技術の確立により，軽さと必要十分な疲労強度を持つクランクケースの効率的な設計が可能となった．

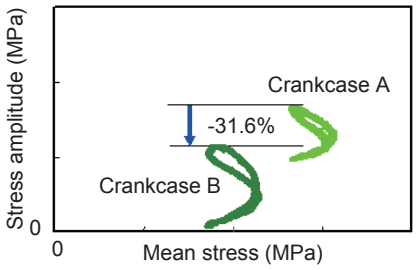


Fig. 16　Reduction of stress at root of internal thread by changing form around bolt fastening area

4．結論

（1）シリンダヘッド締付ボルトやクランクシャフト軸受部締付ボルトのめねじ谷底部の疲労強度の評価が可能な，クランクケース全体に対する疲労強度評価技術を構築した．

（2）設計段階におけるめねじ谷底部を含むクランクケースの定量的な強度評価が可能となったことで，構造や形状の工夫により質量増加とコスト増加を抑え，かつ効率的なクランクケースの設計が可能となった．

参考文献

（1）福岡俊道，山崎直樹，北川浩，浜田実：ねじ谷底の応力集中（谷底の丸みおよび摩擦係数の影響），日本機械学会論文集（A編），52巻，481号，p.2201-2208(1986)

（2）福岡俊道，野村昌孝，森本雄哉：ねじ山らせん形状の高精度なモデリングと有限要素解析，日本機械学会論文集（A編），72巻，723号，p.1639-1645(2006)

（3）籾井秀斗，池田聡，田上実秋，牛嶋研史，高橋直樹：エンジン実稼動時のボルトねじ部の応力解析手法，自動車技術会2009年学術講演会前刷集，No.99-09，p.13-16(2009)

（4）Niino, T., Iwamoto, T., Ueda, S.: Development of simulation technology for dynamic behavior of crankshaft systems in motorcycle engines, JSAE Review, Vol.23, p.127-131(2002)

■著　者■


栗原　博


齋藤淳也


齋藤秀輝


関谷大輔

サイレンサ排水異音メカニズムの研究

Study of Mechanism of Silencer Drainage Noise

松田　修*　Osamu MATSUDA
徳永道広*　Michihiro TOKUNAGA

要　旨

アイドリング時に排気口から発生する，サイレンサ内部に溜まった凝縮水に起因する異音は，車両の商品性を低下させる要因となっている．異音の発生メカニズムの解明と防止検討を，サイレンサを模擬した可視化実験と１次元モデルの予測計算によりおこなった．その結果，排水異音はエンジンからの脈動圧と排気管の内部共鳴が要因となり，アウトレットパイプ内の粒子速度が最大となる箇所で水の膜が発生し管が閉塞した後，この水の膜が下流へ移動し，破裂する際に発生していることがわかった．

また，異音防止のためにアイドリング時の排水性をよくするには，水の膜前後圧力差ΔPを大きくとることが有効である．

ABSTRACT

Noise occurring at the exhaust outlet during idling and originating in condensate water accumulating in the silencer reduces the commercial appeal of vehicles. Visualization tests reproducing a silencer and predictive calculations based on a one-dimensional model were conducted in order to elucidate the mechanism of occurrence of this noise and study measures to prevent it. The results showed that pulsative pressure from the engine and the internal resonance of the exhaust pipes were factors in drainage noise, and the noise occurred when water films that had been generated and blocked the outlet pipe in areas in which the particle velocity was highest migrated downstream and broke up.

In addition, in order to prevent drainage noise, increasing the pressure differential before and after the formation of the water film, ΔP, is an effective measure in increasing drainage performance during idling.

1．まえがき

自動車の排気システムは，エンジンの燃焼ガスにより高温になるが，排気ガスが排出方向に進むにつれ，外気により冷却されることで，激しいサーマルショック条件下となる．そのため温度の変化が要因となってさまざまな異音が生じることがある．異音は自動車の商品性を低下させる要因であるため，改善が求められている．

排気系で発生する異音の一つに，サイレンサ排水異音がある．排水異音とは，ガソリンに含まれる水素成分が空気中の酸素と結合することにより水蒸気化し，サイレンサ内で冷却されることで凝縮水（以後，水と呼ぶ）化し，その水と排気ガスの流れに起因して発生する異音のことである．

このような気体と液体が混ざり合った流れ場を気液二相流と呼び，ボイラーをはじめとする工業機器，設備に関する多くの研究がなされている[1]．清水らは[2]，用水や排水システムなどで用いられているサイフォン管内で，水と空気が混合した際の砕波発生のメカニズムを明らかにしている．これらの研究は，液体の輸送を主とした際の事象解明である．一方，自動車用排気管は，長時間のアイドリング保持などの条件下でサイレンサに多量の水が溜まり，気液二相流状態となるが，熱，気流，エンジンからの脈動圧が複雑に絡み合った現象であるため，理論的な解析が難しく，主に経験にもとづいたトラブルシュートがおこなわれてきた．しかしながら近年，低排圧化によりサイレンサ内に水が滞水しやすく，排水異音の発生状況はより厳しくなっている．

本研究では，実験により水の挙動を把握することで排水異音が発生するメカニズムの解明をおこなった．また，１次元モデルの予測計算を実施し，排水異音の防止検討をおこなったので，その内容について報告する．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2010_22_2_30

2．排水異音発生メカニズム

2.1. 排水異音現象

排水異音は常に発生する事象ではなく，特定の条件下においてのみ発生する現象である．先ずその特徴を把握し，水の挙動を可視化する．

2.1.1. 排水異音の特徴

サイレンサに溜まる水は多くなればなるほど重量が増し，錆，排気系部品強度の観点からは好ましくない．そのため，サイレンサに滞留する水の量を減らすために積極的に排水させるレイアウトを採用している．しかしながら，アイドリング状態においては，排気圧力が低くサイレンサ内に水が多く溜まりやすい条件となる．特に，長時間アイドリング状態を維持し，サイレンサに水が溜まり続けた時に，排気口から排水異音が生じる頻度が高まる．Fig. 1 に排水異音が発生するまでのプロセスを示す．Fig. 1 (A) と (B) のように，溜まり続けた水がアウトレットパイプ内に浸入した時，テールパイプ出口からすぐに排水されると異音は発生しづらいが，テールパイプ出口から排水されない場合は，排水異音の発生する可能性が高くなる．また排水異音は，ゲロゲロといった擬音語で表現される間欠的な異音であり，商品性を害する音質である．Fig. 2 に排水異音が発生していない時と発生した時の周波数分析結果を示す．低周波から主に 1.5 kHz までの周波数成分が励起され排水異音となっていることがわかる．

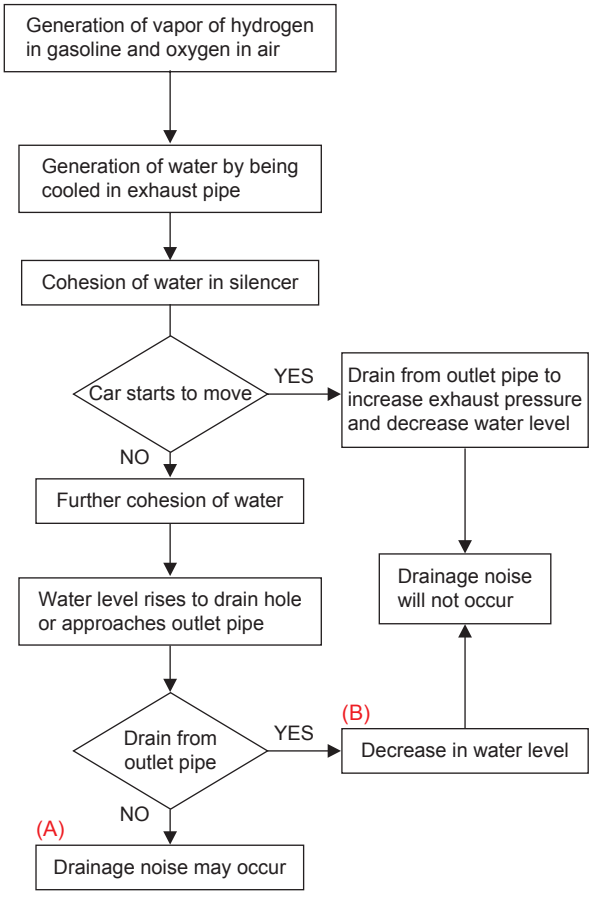


Fig. 1　Occurrence conditions of drainage noise

2.1.2. 排水異音発生時における水の挙動

Fig. 1 (A) の状態において，排水異音が生じている際の水の挙動を確認するために，排水異音が発生したサイレンサを，透明なアクリル板を用いて可視化した (Fig. 3)．

その結果を Fig. 4 に示す．排水異音が発生している時の水の挙動は，アウトレットパイプ入り口付近に生じた噴水により水の膜が生成され，その水の膜が破裂しながら下流へ移動する現象が繰り返されていることがわかった．また，この水の膜が破裂した時に異音が発生していることを確認した．

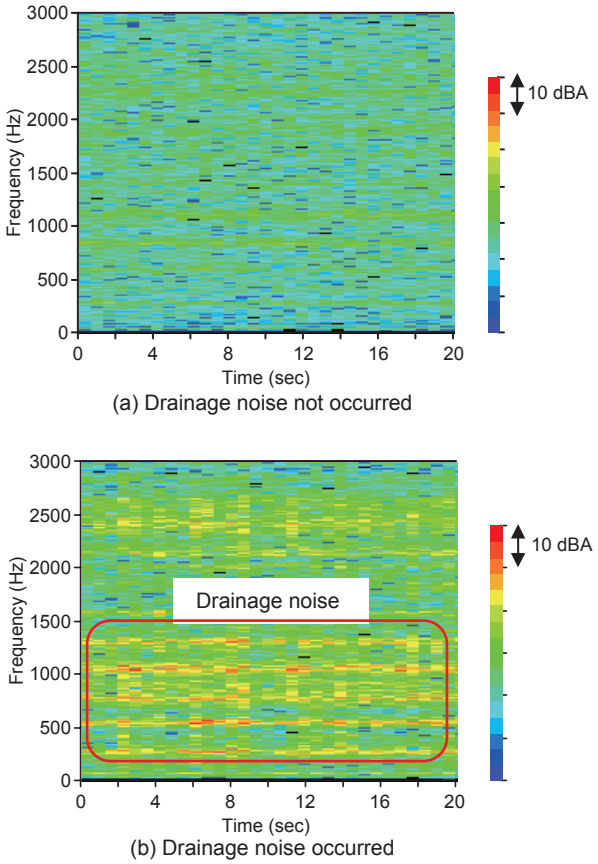


Fig. 2　Exhaust sound when drainage noise not occurred and occurred

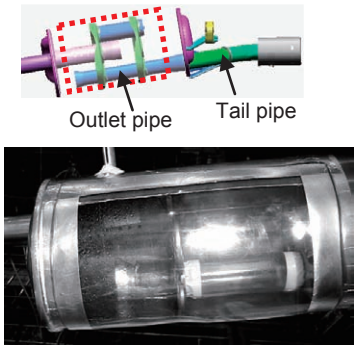


Fig. 3　Visualized silencer model

2.2. 排水異音を引き起こす水の挙動解析

2.2.1. 入力因子の特定

排水異音が発生する際の入力は排気圧力であるが，排気圧力は変動成分と定常成分から成る．それらの成分のうちどちらの成分が排水異音発生にあたり主要因であるかを検証するため，Fig. 5 に示すように，定常成分にはブロワを入力とし，変動成分はスピーカによる圧力変動を入力として与え，水の挙動と排水異音発生有無を確認した．

その結果，Fig. 6 に示すように定常成分入力では水の波立ちは生じたが排水異音は発生せず，変動成分入力の時，アウトレットパイプ入り口近くにおいて 22 Hz で噴水が生じ，管の閉塞現象と排水異音の発生が確認された．

2.2.2. 直管モデル内部の水の挙動

圧力成分を切り分けるテストにおいて，特定の周波数(22 Hz)の変動成分入力時に排水異音が発生したことから，排水異音の発生には周波数依存性があることが確認された．管の共鳴と噴水については，クント管という管内の気柱共鳴に関する実験が昔から知られている．辰野[3]は実験にて音圧の低い箇所で噴水が生じることを立証した．これは，粒子速度の高いところで管の中に入れた水が噴水のように持ち上げられることを意味する．これらを確認するため，Fig. 7 に示す ϕ 41 × 5000 mm の透明なアクリルパイプに音響粒子速度プローブを用い，スピーカで入力を与えた時の 1 次共鳴 33 Hz と 2 次共鳴 66 Hz 時の管内音圧と粒子速度を測定した．また，管に水を入れ，28 Hz，56 Hz の時の水の挙動についても確認した．この時の共鳴周波数が粒子速度を測定したときに対し低下したのは，管に入れた水が漏れないようにするため，管端を上方に曲げた管を追加したためである．

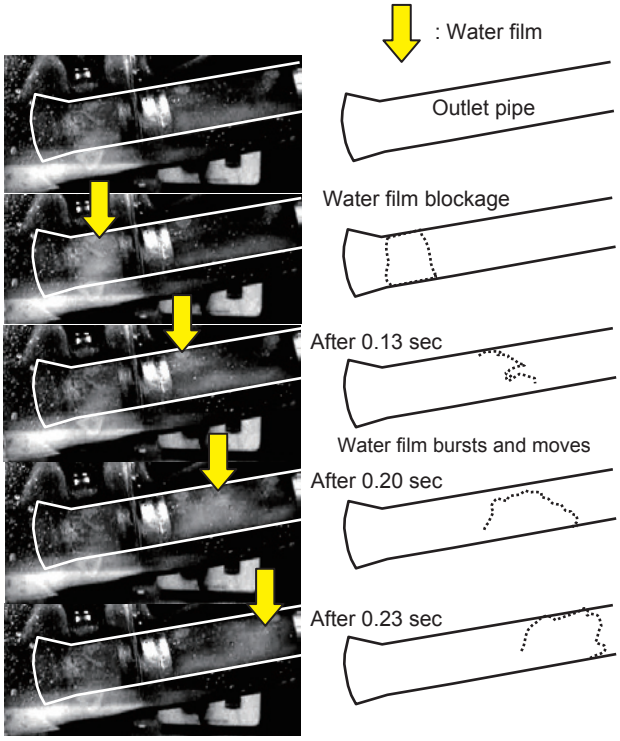


Fig. 4 Visualization of water behavior when drainage noise occurred

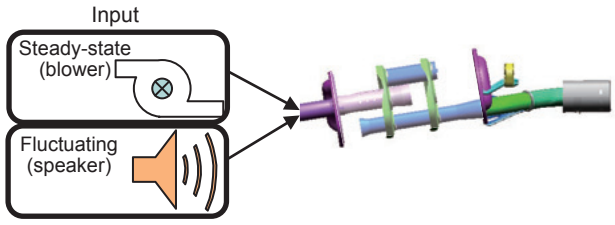


Fig. 5 Separation of influence of input components on drainage noise

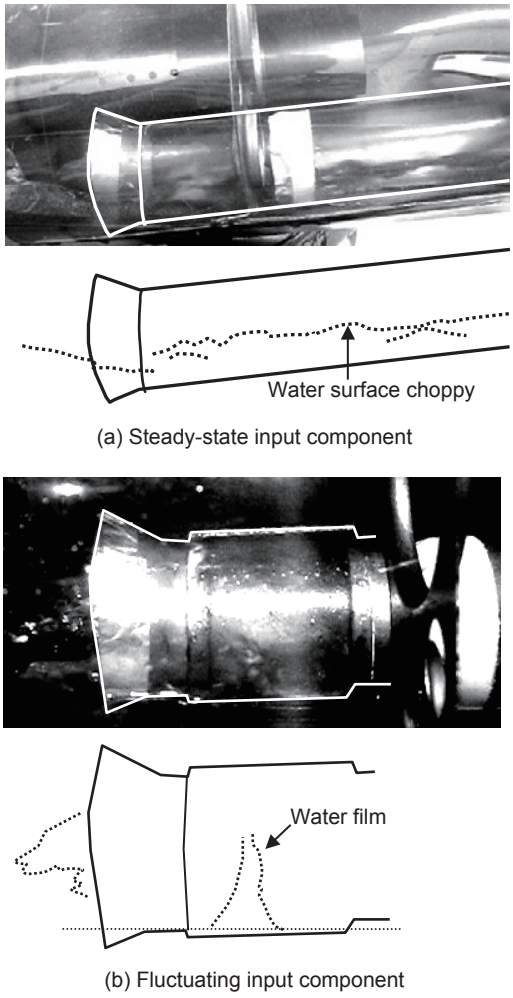


Fig. 6 Results of separation of input components

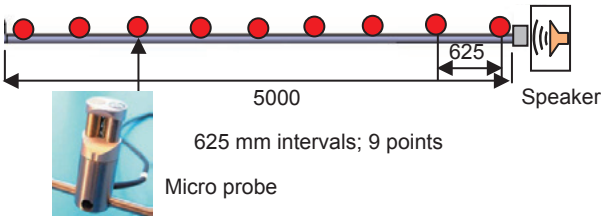


Fig. 7 Simple straight pipe model

Fig. 8 に管内の圧力，粒子速度測定結果と，Fig. 9 に水の挙動確認結果を示す．28 Hz では粒子速度の高い管の両端付近で噴水が生じ，管の軸方向に揺れながら移動し噴水が掃滅するという挙動が繰り返された．56 Hz でも，粒子速度の高い管の中央付近で，管軸方向に揺れながら噴水が生じた．

これらの実験の結果より，管内の粒子速度が高いところ

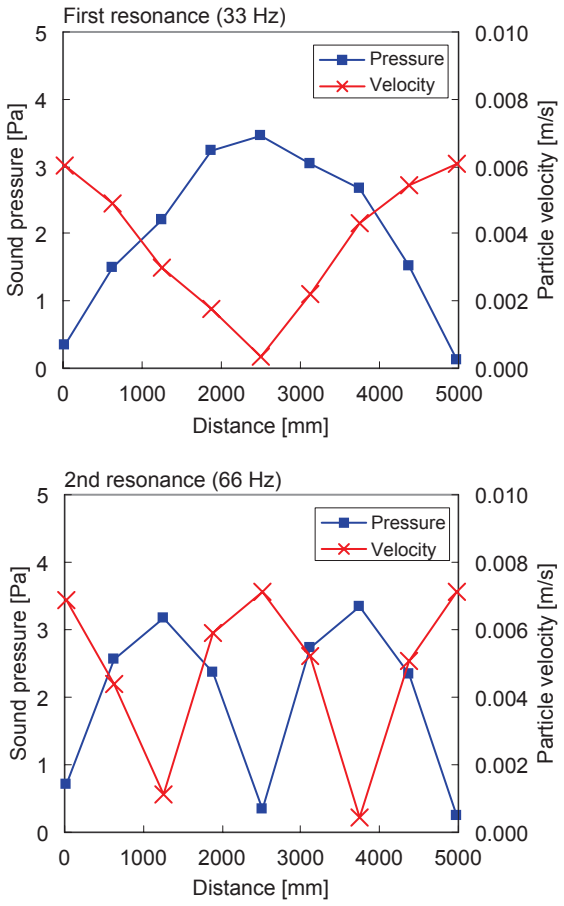


Fig. 8　Measurements of pressure and particle velocity in straight pipe

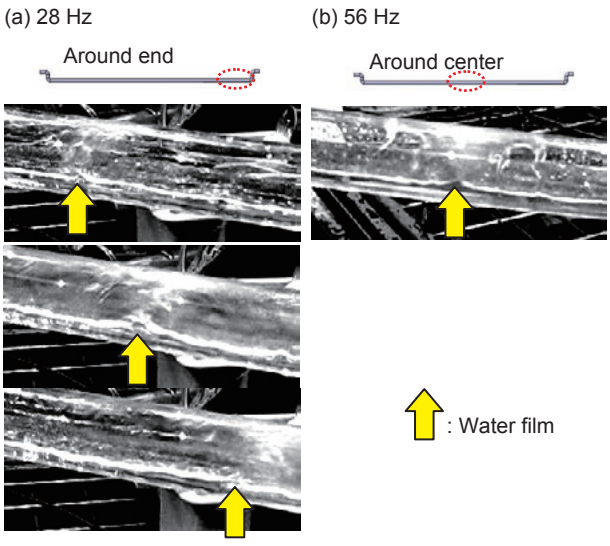


Fig. 9　Water behavior in straight pipe

で水が持ち上げられ噴水となり，管が閉塞することが明確となった．

2.2.3. 実機モデルによる検証

直管モデルでは粒子速度の高い箇所にて水の噴水や閉塞が生じることが確認されたが，複雑な構造のサイレンサにおいても，粒子速度の高い箇所で水が閉塞するのかを調べるため，実機構造のサイレンサをスピーカで加振した．粒子速度測定箇所を Fig. 10 に示す．測定点 A，B，C はアウトレットパイプ内を，測定点 D，E はサイレンサの内部とした．

Fig. 11 に入力 90 dB，サイレンサの共鳴周波数 30 Hz 時の粒子速度測定結果を示す．この結果より，実機の閉塞が生じた箇所 (Fig. 10 A 点) と粒子速度が最大となる箇所が一致しており，実機サイレンサで排水異音が発生している状態においても，粒子速度が最大となる箇所にて水が噴水となり閉塞が起きていることがわかった．このことから，排水異音の発生原因として以下のことが明確になった．

サイレンサの共鳴周波数において粒子速度が最大値となる部位に水があると噴水が生じ，その水の膜で排気管が閉塞した後，異音の発生に至る．

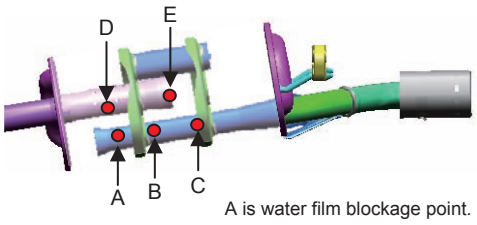


Fig. 10　Measurement points in silencer

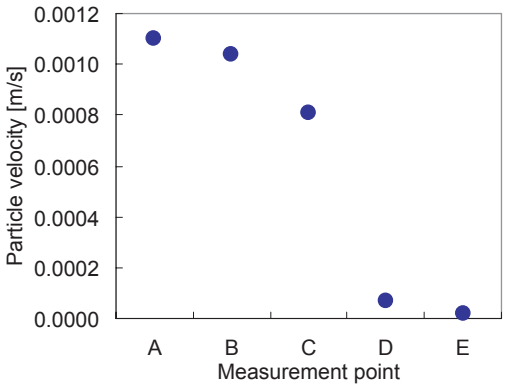


Fig. 11　Measurements results for particle velocity in silencer

3．排水異音の防止検討

2 章で示した排水異音の発生メカニズムから，異音の防止対応として，次の 3 手法が考えられる．

(1) サイレンサの共鳴周波数をエンジンのアイドリング回転域より外す

（2）粒子速度を小さくする
（3）サイレンサに溜まる水の量を減らす
（水がなければ排水異音は発生しない）

（1）の低周波の共鳴周波数を変更するには，排気システムの長さや消音器の容量を大きく変えなければならず，現実的には難しいことがわかっている．（2）の具体的手法としては，サイレンサ内部のアウトレットパイプで粒子速度の最も高い箇所付近に穴を追加し，粒子速度を落とすという手法をすでに用いている．（3）については，溜まる水の量が減れば，排水異音防止に加え錆や強度の観点からも優位性がある．そのため，この章では，Fig. 1 (B) の状態のサイレンサに溜まった水をテールパイプ出口から排水させるメカニズムとその予測手法について，実験により証明をおこなった内容を述べる．

3.1. 排水性能の予測

排水性能の影響因子を確認するため，Fig. 12 に示すテストモデルを用いて水の挙動可視化と，図中に示す位置での圧力測定をおこなった．エンジンは直列 4 気筒を用い，アイドリング状態で使用した．このテスト結果から，水の膜が大きく移動し排水する時，アウトレットパイプの圧力差（ΔP:P_1-P_2）の正圧ピークが瞬間的に大きくなっていることが確認された（Fig. 13 ○箇所）．また，サイレンサの上流側にバイパス管を設け，その管径を変化させることでサイレンサアウトレットパイプ内の圧力差ΔPを変化させ，サイレンサ内に溜まった水の量を測定した．Fig. 14 に圧力差ΔPの正圧ピーク平均値とサイレンサに溜まった水の量を示す．この結果より，ΔPのピーク値が大きいほどサイレンサに溜まる水の量が減少することがわかった．

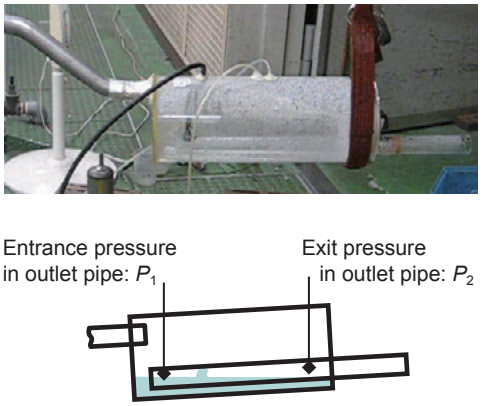


Fig. 12　Test model for study of drainage noise and drain performance

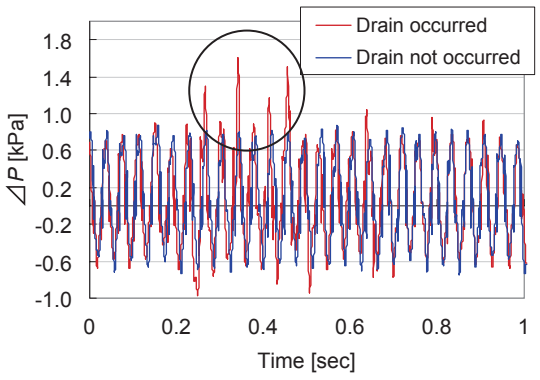


Fig. 13　Difference in pressure in outlet pipe

これらのことより，水の膜が下流に移動しテールパイプより排水されたのは，アウトレットパイプ内の脈動圧変動成分に瞬間的な非定常成分が加わり，圧力差ΔPが大きくなったためと推察する．

サイレンサ内に溜まる水の量が少なくなると排水異音は発生しなくなることから，アイドリング状態でサイレンサに溜まる水の量を予測する物理モデルの定式化とその実験での検証を実施し，排水性能を良くする対策指針の検討をおこなった．

3.1.1. 排水モデル構築と定式化

気体と液体の混在する気液二相流体の気液界面の挙動は複雑な様相を呈すため，理論解析で正確に予測することは難しい．近年では，MAC 法，VOF 法，CIP 法などによるナビエストークスの数値解法や高速度カメラでの可視化実験による現象解明が報告されている[2]．

排水異音を予測するためには気液界面の挙動を計算する必要があるが，水の膜の移動量に限定した場合はもっと簡単なモデルが適用できる可能性がある．筆者は前記の実験結果から，水の膜が移動するときには必ずΔPが上昇することに着目し，管内で閉塞した水の膜と排気ガスの流れの二つのモデルで説明できると考え，その定式化を試みる．

まず，水が排出されるモデルとしては，閉塞した水の膜がその前後の圧力差ΔPによって管内から押し出される力学モデルを考える．すなわち，Fig. 15 に示すように，水の膜を内径 d，質量 m とし，この膜に力 F が働いたときの膜の移動速度を V_f，管内を移動したときの距離 L，その時の高さを H とする．膜に働く力 F は，膜前後の圧力差ΔPに管の面積 S をかけたものに等しい．

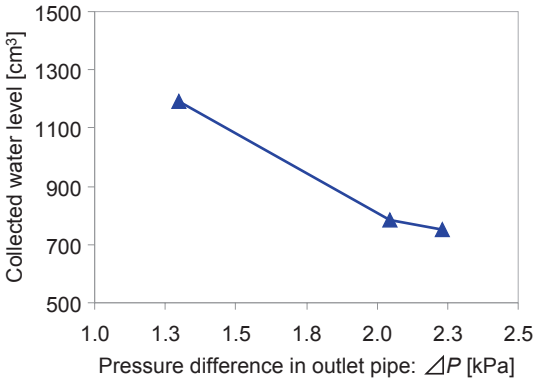


Fig. 14　Relation between ΔP and collected water level

水の膜の移動速度 V_f は運動方程式から

$$m \cdot \frac{dV_f}{dt} = F$$
$$= (P_1 - P_2) \cdot S \qquad (1)$$
$$V_f = \frac{1}{m} \cdot \Delta P \cdot S \cdot \Delta t$$

となる．ΔP は水の膜前後圧力差である．またエネルギー保存則から，重力加速度 g，管路摩擦損失を ΔH，管摩擦抵抗係数を λ とすると，式（1）で求めた速度により

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot V_f^2 = m \cdot g \cdot H + m \cdot g \cdot \Delta H$$
$$H = \left(\frac{1}{2g}\right) \cdot V_f^2 - \Delta H \qquad (2)$$
$$= \left(\frac{1}{2g}\right) \cdot V_f^2 - \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V_f^2}{2g}$$

となり，閉塞した水の膜がアウトレットパイプ内を駆け上がることのできる高さ H が求まる．ここで，ΔH はダルシーワイスバッハの式と呼ばれ，以下を用いた．これは摩擦損失が，流速に大きく影響することを意味する．

$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V_f^2}{2g} \qquad (3)$$

次に，ガスの流れについては Fig. 16 に示す静止流体中に微小な圧力波が伝播する流体モデルを用いた．

静止流体中に X 軸の負の方向に圧力波が伝播することを考えると，波面の通過によって圧力が dP，密度が $d\rho$ だけ変化する．圧縮波を外から観察し運動している圧縮波を解析するのは困難なので，圧縮波に乗って速度 a で移動する観測者を考えると，波面を通過する流れの速度は a から a-du に減少し，圧力は P から P+dP，密度は ρ から ρ+$d\rho$ へ増加する．ここで運動量の保存則を適用するため，波面を囲む検査体積を考え，この検査体積に働く力を左辺に，運動量の出入りを右辺にすると，圧力変化量は

$$S \cdot [P - (P + dP)] = \rho \cdot a \cdot S \cdot [(a - du) - a] \qquad (4)$$
$$dP = \rho \cdot a \cdot du$$

となる．ここで，アウトレットパイプが水の膜により閉塞し，速度 u のガスが瞬間的に塞き止められ静止すると仮定すると，速度変化 du は

$$du = u - 0$$
$$= u \qquad (5)$$

となるので，式（4）と式（5）から，管が閉塞した時の水の膜前後の圧力差 ΔP は以下となる．

$$\Delta P = \rho \cdot a \cdot u \qquad (6)$$

これは，水撃現象における圧力上昇として知られている[4]．また，ガスの流速 u は次式で求まる．

$$u = \frac{Q}{S} \qquad (7)$$

Q は体積流量であり，主にエンジン排気量で求まる．

3.1.2. 排水モデルの検証

アウトレットパイプ内部で閉塞した水の膜前後の圧力差 ΔP とガス流速はそれぞれ式（6）と（7）で得られる．この計算値と実験値を比較したものを Fig. 17 に示す．ガス流速の測定にはピトー管を用いた．また，この圧力差 ΔP を用いて，式（1）と（2）から，水の膜がアウトレットパイプ内を上昇できる高さを算出し，実験値と比較した結果を Fig. 18 に示す．実験値は Fig. 12 のモデルにおいて径が異なる３種類のアウトレットパイプを用い，サイレンサの角度を６度ずつ変更しテストをおこなった．そして実験画像より水の膜が移動した高さを求めた．ここで計算条件には，密度 ρ :1.164 kg/m^3，音速 a:348.9 m/s，膜の質量 m:0.005 kg(実験中測定した質量)，摩

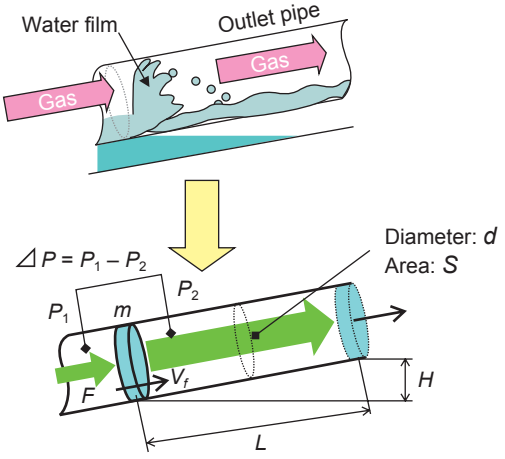


Fig. 15　Model of water film

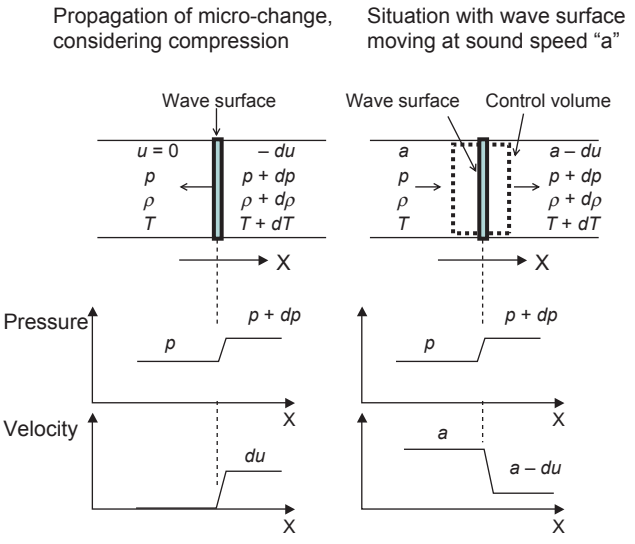


Fig. 16　Model of gas flow

擦係数λ:0.027，⊿t:0.038 s(アイドリング回転数800 rpmは爆発2次成分が26.6 Hzであり，その1回の爆発時間)とした．摩擦係数は管内面が滑らかであり，レイノルズ数が10^5より小さいため，ブラジウスの式[5]を用い算出した．

3.2. 考察

Fig. 17のガス流速と圧力差⊿Pの実験値2点は，計算値とよく一致している．

Fig. 18からは，アウトレット径が小さいほど圧力差⊿Pが大きく，水の膜が移動できる高さHも大きくなることがわかる．同じパイプ径でも異なった⊿Pとなっているのは，水の膜の生成が不安定な気液界面現象にもとづいているため，水の膜の厚さにばらつきが生じたためと考えられる．しかしながら，⊿PとHの関係については，計算式との良好な相関性が保たれている．

前章で作成した単純モデルの計算結果により実用的な精度で水膜の上昇高さ，すなわち，排水能力が表現できることが確認できた．

排水性能を高める指針としては，ガス流速はエンジンの排出ガス量やアウトレットパイプ径で決まるため，まずは排気口音や排気ガス流れによる圧力損失の観点からパイプ径を適切な値に決める．その上で，アウトレットパイプの出入り口間の高さを，サイレンサに溜まる水の量を考慮しながら水の膜の上昇できる高さ以下に設定することが有効である．

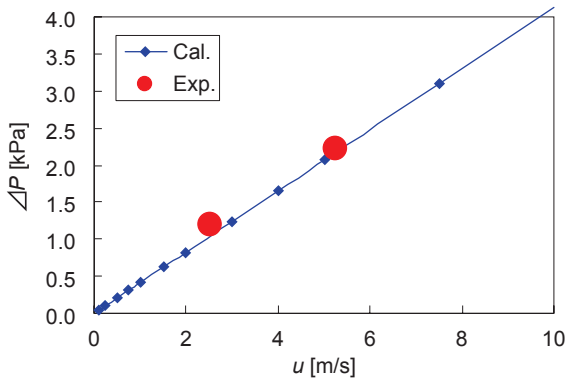


Fig. 17 Relation between u (gas velocity) and ⊿P (pressure difference in outlet pipe)

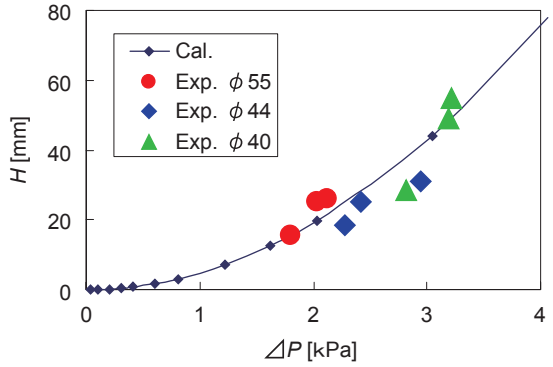


Fig. 18 Relation between ⊿P (Pressure difference) and H (height reached by water film)

4. まとめ

サイレンサ排水異音の発生メカニズム解明と発生予測をするため，サイレンサ内部の可視化と排気管内圧力測定および1次元モデルの予測計算により以下の結論を得た．

(1) 排水異音はエンジン稼動時の脈動圧と，排気系の共鳴が要因となり，主にアイドリング時に発生する．

(2) 排気管の水による閉塞は，管内における粒子速度の最大箇所で生じる．

(3) 排気管を閉塞した水の膜は，破裂しながら下流へ移動することを繰り返し，水の膜が破裂する際に排水異音は発生する．

(4) アウトレットパイプ内での水膜による閉塞前後圧力差⊿Pが大きいほど水の膜は下流へと移動し，排水性能が向上するため，排水異音対策に有効であることが確認された．

参考文献

(1) 日本機械学会編：改訂　気液二相流技術ハンドブック，コロナ社，604p.(2006)

(2) 清水文雄：サイフォン管における気液二層流の流動解析，第18回数値流体力学シンポジウム，C7-4(2004)

(3) 辰野正和：クント管内での噴水の形成，九州大学応用力学研究所所報，第128号，p.31-36(2005)

(4) 松尾一泰：圧縮性流体力学，理工学社，p.29-31(1998)

(5) 西川進栄，平岡克己：流体力学，培風館，p.105(1998)

■著　者■



松田　修



徳永道広

本田技術研究所　論文委員会

委員長　川口　祐治　四輪R&Dセンター
副委員長　水村　　榮　二輪R&Dセンター
委員　山下　　剛　四輪R&Dセンター
漆山　雄太　四輪R&Dセンター
佐藤　俊彦　四輪R&Dセンター
加藤　幹夫　二輪R&Dセンター
馬場　雅之　二輪R&Dセンター
塩見　和之　汎用R&Dセンター
永野　敬二　汎用R&Dセンター
藤平　　徹　基礎技術研究センター
金古　　章　基礎技術研究センター
大塚　裕也　航空機エンジンR&Dセンター
事務局　友永　久人　四輪R&Dセンター
白木　晶子　四輪R&Dセンター
小泉　伸一　二輪R&Dセンター
杉本　康弘　汎用R&Dセンター
田中　公俊　基礎技術研究センター

編集協力　二輪R&Dセンター論文委員会
汎用R&Dセンター論文委員会
四輪R&Dセンター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジンR&Dセンター論文委員会
HRA論文委員会
(HRA Technology Introduction Planning Committee)

編集後記

Honda R&D Technical Reviewの歴史を振り返りたい．Honda R&D Technical Reviewは，社内技報の必要性を感じていた照井一郎氏，奈良坂伸氏などの諸先輩の多大な努力のもと，1989年に創刊された．多くの企業が研究成果をまとめた社内技報を有する中で，Hondaでも技術論文をこのような形で発表することの価値を見出し，風土を創り上げることが若手の技術者，将来の研究所に不可欠であるという強い信念があった．そのため，「国際的に本当に創造的な技術者として『一流の証』をする場として･･･」と示されるように，他社の技報とは一線をかくする技術の粋を集めることを基本としていた．その後，年２回の発行，大判化，カラー化，英語版の発行など，20余年を経て，Honda R&D Technical Reviewは大きく進化してきた．今後とも，創刊時の想いだけは常に心に刻みつつ，本誌を発展させていって欲しい．

(加藤)

Honda R&Dは2010年7月に創立50周年を迎えました．その歴史の中でHonda R&D Technical Reviewは1989年に創刊され22年間のHondaの技術の歩みを記してきました．この間，Vol.11からはNo.1，No.2の年２回の発行にして，先進技術に関する論文をタイムリーに掲載できるようにしました．私は1996年Vol.8から2010年Vol.22 No.2まで編集を担当させていただき，「読みやすく，理解しやすく，誤解されない」ということを念頭に，執筆された原稿に修正提案をさせていただいたこともありました．皆さん，原稿を書き上げて数日過ぎてから推敲してください．このとき，声に出し読み返すことで自然な日本語(英語)になっているかが少なからずわかります．文章の作成には基本的なルールがあります．「理科系の作文技術(中公新書)木下是雄著」を一読されることをお勧めします．

(小泉)

Honda R&D Technical Review

©2010 株式会社 本田技術研究所(禁無断転載)

2010年9月1日　Vol.22 No.2

発行所　株式会社 本田技術研究所
発行人　川　鍋　智　彦
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
企画室 第４ブロック
TEL 028-687-2023　FAX 028-677-7854
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

(F1, FORMULA ONE, FORMULA 1, FIA FORMULA ONE WORLD CHAMPIONSHIP, GRAND PRIX and related logos are trademarks of Formula One Licensing BV, a Formula One group company. All rights reserved.)


Honda R&D Co., Ltd.