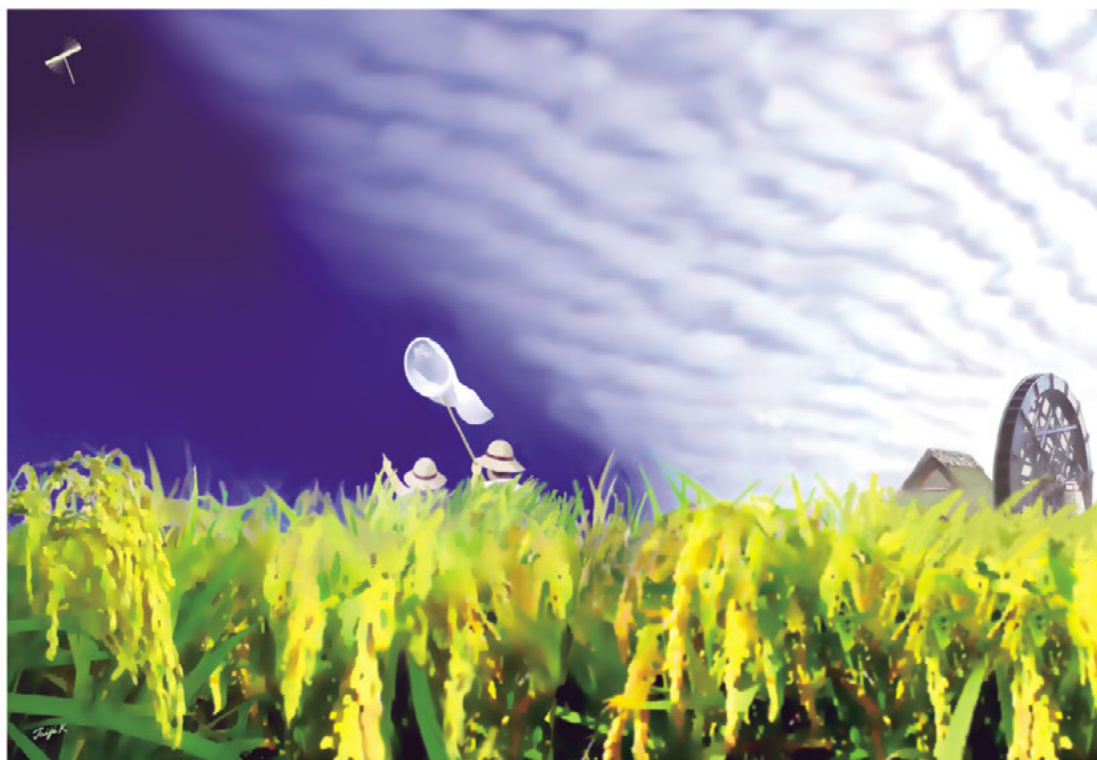


Technical Review Vol.18 No.2

October 2006



表紙の言葉

思い描いた夢を追いかけて、
知恵と工夫をこらす。
ものづくりの魂は、
時代を超えて生き続ける。



基礎技術研究センター
小山泰司

Technical Review
Vol.18 No.2

October
2006

Honda R&D

目 次

技術紹介

◇ 新型STREAMのデザイン	内野英明・田中幸一	1
◇ Honda ASV-3の紹介(乗用車)	加世山秀樹・浅沼信吉 石田真之助・間下 博	6
◇ Honda ASV-3の紹介(二輪車)	櫛田和光・片山 睦・堤 陽次郎 丸山一幸・鎌田 豊・村田 裕	13
◇ 小型電動コムュータスクータの研究	本田 聡・畑中 薫・古田慎司	21
◇ 電動カート「モンパル ML200」の開発	市川勝久・廣瀬好寿・山本隆弘 山岸善彦・石川智明	28
◇ U.S. ULEV2対応ガソリンターボエンジンの開発	太田 徹・河野龍治・伊藤信裕 松村安雄・高橋のぶ	36
◇ CIVIC Hybrid 用1.3L 3stage i-VTEC VCMエンジンの開発	奥井重雄・岸 勉 石川直宏・花田晃平	44
◇ 汎用製品データマネジメントシステムの構築	新荻義久・山村 誠 土橋 学・福嶋友樹	52
◇ 新型CIVIC用 自動マニュアルトランスミッションの開発	片桐好浩・岡田靖志 浦 能行・花井英二	56
◇ ハイブリッド車用油圧サーボブレーキシステムの開発	青木康史・鈴木健二 中野博士・野尻欣主	60
◇ 4ストロークエンジントライアル車“RTL250F”用電装システムの開発	柿沼弘之・小林冬樹	67
◇ 二輪車用ナビゲーションシステムの開発	村澤直喜・鈴木浩二・安藤正訓 西本 修・池上健太郎・盛田裕之	75
◇ 小型二輪車用ヒータレスO ₂ センサの開発	浦木 護・林 達生	82
◇ 自動車用シートの仕立て品質を向上するモケット表皮材の開発	上村知行・林 里恵	87
◇ 低フリクションマニュアルトランスミッションフルードの開発	斉藤 進・鈴木純弥・岩崎 徹 川内昌司・内野雄之	93
◇ Development of Automotive Shredder Residue (ASR) Recyclate Application	J. van der Goot・T. Yamaguchi	98
◇ 超音波探傷法によるスポット溶接の自動検査技術の研究	上田孝治・山上 武・阪下英知	104

論文

- ◇ 小型スクータハイブリッド車の研究 小島浩孝・大関 孝
岡野則明・塚田善昭 110
- ◇ 新型CIVIC GX用 1.8L CNGエンジンの開発 中島 進・後藤博之・渡辺 修
松永俊英・中島寛明・中嶋摩沙洋 116
- ◇ 連続可変動弁機構付ガソリンエンジンのための高精度アイドル制御 東谷幸祐・安井裕司・佐藤正浩 125
- ◇ 新しい軸受シミュレーション装置によるエンジン軸受評価方法の提案と高効率化 町田恭一・高橋伸一
上嶋英夫・藤木賢治 131
- ◇ 二輪車用空冷エンジンの冷却風流れのCFD解析 高橋易資・後閑祥次 140
- ◇ 電気二重層キャパシタ高容量化のための蓄電原理に関する検討と連続賦活技術の構築
藤野 健・李 秉周
小山茂樹・野口 実 148
- ◇ 湿式多板クラッチの摩耗特性を考慮した耐久性予測技術の研究 齋藤俊博・古手川 保・松浦吉輝
田中征一・大槻王一 155
- ◇ 二輪車用フレーム部品の軽量化設計解析技術の構築 本間秀樹・伊藤末丈・関 喜孝
山下朗弘・土屋美紀 163
- ◇ ライトCAEによる排気吐出音最適化技術の開発 桜井雅人・吉本秀之 169
- ◇ エンジンオイル劣化モニタシステムにおける塩基価推定手法の研究 相川孔一郎・丸山雅司 176

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇Styling Design of New STREAM	Hideaki UCHINO • Kouichi TANAKA	1
◇Introduction of Honda ASV-3 (Passenger Car)	Hideki KASEYAMA • Nobuyoshi ASANUMA Shinnosuke ISHIDA • Hiroshi MASHIMO	6
◇Introduction of Honda ASV-3 (Motorcycles)	Kazumitsu KUSHIDA • Mutsumi KATAYAMA • Yojiro TSUTSUMI Kazuyuki MARUYAMA • Yutaka KAMATA • Yutaka MURATA	13
◇Research on Electrically Powered Small Commuter Scooter	Satoshi HONDA • Kaoru HATANAKA • Shinji FURUTA	21
◇Development of Monpal ML200 4-Wheel Scooter	Katsuhisa ICHIKAWA • Yoshihisa HIROSE • Takahiro YAMAMOTO Yoshihiko YAMAGISHI • Tomoaki ISHIKAWA	28
◇Development of Gasoline Turbo Engine Conforming to U.S. ULEV2 Regulations	Tohru OHTA • Ryuji KONO • Nobuhiro ITO Yasuo MATSUMURA • Nobu TAKAHASHI	36
◇Development of 3-stage i-VTEC VCM Engine for CIVIC Hybrid	Shigeo OKUI • Tsutomu KISHI Naohiro ISHIKAWA • Kohei HANADA	44
◇Construction of Power Product Data Management System	Yoshihisa SHINOBI • Makoto YAMAMURA Manabu DOBASHI • Tomoki FUKUSHIMA	52
◇Development of Automated Manual Transmission System for New CIVIC	Yoshihiro KATAGIRI • Yasushi OKADA Yoshiyuki URA • Eiji HANAI	56
◇Development of Hydraulic Servo Brake System for Hybrid Vehicle	Yasushi AOKI • Kenji SUZUKI Hiroshi NAKANO • Yoshikazu NOJIRI	60
◇Development of Electric System for Four-stroke Engine Trials Motorcycle “RTL250F”	Hirofumi KAKINUMA • Fuyuki KOBAYASHI	67
◇Development of Motorcycle Navigation System	Naoki MURASAWA • Koji SUZUKI • Masakuni ANDO Osamu NISHIMOTO • Kentaro IKEGAMI • Hirofumi MORITA	75
◇Development of Heaterless Oxygen Sensor for Small Motorcycles	Mamoru URAKI • Tatsuo HAYASHI	82
◇Development of Moquette Fabric for Enhancing Quality of Assembled Car seat	Tomoyuki UEMURA • Rie HAYASHI	87
◇Development of Low-friction Manual Transmission Fluid	Susumu SAITOU • Junya SUZUKI • Toru IWASAKI Shoichi KAWAUCHI • Takeshi UCHINO	93
◇Development of Automotive Shredder Residue (ASR) Recyclate Application	J. van der Goot • T. Yamaguchi	98
◇Research on Automatic Inspection of Spot Welding Using Ultrasonic Testing Methods	Koji UEDA • Takeshi YAMAGAMI • Hidetomo SAKASHITA	104

Technical papers

- ◇Study of Small-sized Scooter Hybrid Vehicle Hiroyuki KOJIMA • Takashi OZEKI
Noriaki OKANO • Yoshiaki TSUKADA 110
- ◇Development of 1.8L CNG Engine for 2006 CIVIC GX
..... Susumu NAKAJIMA • Hiroyuki GOTO • Osamu WATANABE
Toshihide MATSUNAGA • Hiroaki NAKASHIMA • Masahiro NAKAJIMA 116
- ◇Accurate Idle Speed Control for Gasoline Engine with Continuously Variable Valve Actuation
..... Kosuke HIGASHITANI • Yuji YASUI • Masahiro SATOH 125
- ◇Proposal of New Bearing Simulation Rig Tester for High Efficiency Engine Bearing Development
..... Kyoichi MACHIDA • Shinichi TAKAHASHI
Hideo UESHIMA • Kenji FUJIKI 131
- ◇CFD Air Flow Analysis for Air-cooled of Motorcycle Engines
..... Yasushi TAKAHASHI • Yoshitsugu GOKAN 140
- ◇Characterization of Dielectric Energy Storage Mechanism and Achievement of
Continuous Production Method for High Capacitance-targeted Ultracapacitors
..... Takeshi FUJINO • Byoungju LEE
Shigeki OYAMA • Minoru NOGUCHI 148
- ◇Study of Durability Prediction Considering Wear Properties for Multiple Plate Clutches
..... Toshihiro SAITO • Tamotsu KOTEGAWA • Yoshiteru MATSUURA
Seiichi TANAKA • Kimikazu OHTSUKI 155
- ◇Establishment of Analysis Method for Weight Reduction Design of Motorcycle Frame Parts
..... Hideki HONMA • Mijo ITOH • Yoshitaka SEKI
Akihiro YAMASHITA • Miki TSUCHIYA 163
- ◇Development of Exhaust Orifice Noise Optimization Technology Using Light-CAE
..... Masato SAKURAI • Hideyuki YOSHIMOTO 169
- ◇Study of Base Number Estimation Method for Engine Oil Deterioration Monitoring System
..... Koichiro AIKAWA • Masashi MARUYAMA 176

新型 STREAM のデザイン

Styling Design of New STREAM

内 野 英 明*
Hideaki UCHINO

田 中 幸 一*
Koichi TANAKA

要 旨

新型 STREAM は、人とクルマのすべての接点で一体感が味わえ、積極的に使いたくなるクルマというコンセプトである Motion Designing という発想で開発した。

その中で、STREAM のデザインは、高性能なスポーツクーペを思わせる躍動感あふれるデザインを目指し、エクステリアデザインでは、“CROUCHING COUPE FORM”とともに、イメージモチーフを“SILVER WOLF”と定めた動物的な精悍さとシャープさをテーマに開発し、それを表現できるフォルムを実現させた。

インテリアデザインでは、“Emotional Sports Cockpit”と、“Modern Comfort”を融合した「スポーツモダンインテリア」をその開発テーマとして、先進コクピットと同時に各席の上質で快適な空間づくりとしての居住空間を実現することができた。

ABSTRACT

The concept of Motion Designing was used in the development of the new model STREAM to produce a vehicle that offers a sense of integration at every point of contact between vehicle and human user and that urges the owner to drive it.

The aim of the design of the STREAM was to reproduce the dynamism of a high-performance sports coupe. A “Crouching Coupe Form” was the basis of the exterior design. In addition to this, the image of a “Silver Wolf” was adopted as a design motif, and the form was designed to express the sense of aggressiveness and sharpness suggested by that image.

The design theme for the interior was “Modern Sporty Interior,” representing a fusion between “Emotional Sports Cockpit” and “Modern Comfort.” This has resulted in an advanced cockpit with comfortable, high-quality seats producing the feel of a cozy living space.

1. はじめに

国内市場にミニバンというカテゴリーが定着し始めてから、10年以上の年月が経過したが、初代 STREAM は2000年10月26日にデビューし、その新しいコンセプトがたくさんのお客様に受け入れられたと認識している。

それから約6年の年月が経った現在、市場・お客様・車自身の価値も多種多様化してきた。そのような背景であるからこそ Honda は Honda らしく新しい価値のクルマを提案しようという意思を込め2代目となる新型 STREAM を開発した。

新型 STREAM は、人とクルマのすべての接点で一体感が味わえ、積極的に使いたくなるクルマというコンセプトである Motion Designing という発想で開発がスタートした。その開発にあたり、デザイン領域においては、これから

の新しいカテゴリースタンダードとなり得ること、所有する事に誇りを感じることができ、またストレスをまったく感じないクルマとは何かを念頭においた。ミニバン所有に抵抗を感じず、クルマを所有するなら自らが愛着をもてる、例えばずっと眺めていたい、洗車が楽しい、運転して楽しいプライドを持てる新しい価値を持ったスポーティなクルマを創りたい、すなわち“Fun To Have STREAM”という思いがデザイン開発の原動力となった。

新型 STREAM の開発コンセプトの具現化において、自分の生活スタイルや社会とのバランスを重視するユーザに焦点をあて、スタイリッシュなデザインをまとい、街中を軽快に駆け回るスポーティな乗用車となるようなデザインを実現することができた。ここでは、そのデザイン開発の概要について報告する(Fig. 1)。

*四輪開発センター

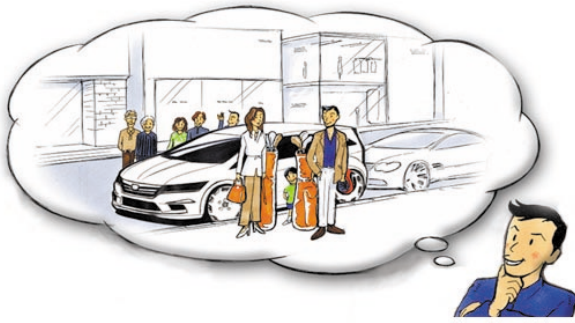


Fig. 1 Fun To Have STREAM

2. デザインのねらい

デザインコンセプトは、スポーティ乗用車をより特化させるため、“CROUCHING COUPE STREAM”とし、前傾に低く構え、今にも走り出しそうで、しかもクーペのようなパーソナル性に加えて、上質さをもつデザインを目標とした。

それを具現化するためには、外から見て低く、いかにスポーティでパーソナルに見せるか、それでいて、室内は心地よい広さと、隅々まで仕立てられた乗用車のような上質さをいかに持たせるか、というこれらの相反する内外デザインを高い次元で両立させることが課題となった(Fig. 2)。

3. パッケージレイアウト

外観はスポーツクーペのように低く、室内は初代 STREAM以上に広く、かつ上質さを醸し出すための検討を重ねた。新型 STREAM は、数値上限られた低全高・5 ナンバの枠の中で、いかに居心地良く移動できるかがパッケージレイアウトのカギとなる。その検討段階では、“数値議論”も重要ではあるが、まずはパッケージ検証モデルを最大限に利用し、チーム全員でアイデアを出し合った。そし



Fig. 2 CROUCHING COUPE STREAM

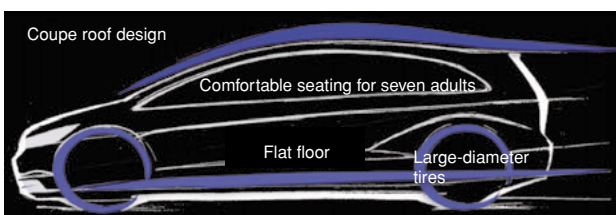


Fig. 3 Package layout

て、限られた空間の中で足元から着座までの心地よさの徹底追及を具体的テーマとし、開発をおこなった。

その達成手法としてフロアの設計を突き詰め、バスタブのように隅々までフラットな床面と3列目の大幅な低床化の設計とすることによって、どのシートに座っても腰からつま先までの窮屈感を払拭することができている。その結果、実際の室内寸法よりも広く、扱いやすい感覚となり、文字通りの“ゆとりの居住空間”が実現できたと考えている(Fig. 3)。

4. エクステリアデザイン

エクステリアデザインでは、第一印象でとても7人乗りには見えない、走り出しそうな前傾姿勢と、大径タイヤが強調される低い乗用車フォルム、“CROUCHING COUPE FORM”をテーマとした。特に、都市部のどこを走ってもカタチになるコンパクトで洗練された躍動感を表現した。

(1)クーペのように後ろに傾斜したルーフとサイドウィンドウグラフィック、しっかり存在感のあるフロントノーズと、大きくラウンドしながら傾斜するテールエンド、そしてコンパクトボデーながら大きく張り出したフェンダ造形、これらすべての要素がインテグレートしたデザインとすることによって、躍動感の強い新しい乗用車フォルムを構築している(Fig. 4)。

(2)躍動感をさらに特徴付けるため、イメージモチーフを“SILVER WOLF”と定めた。動物的な精悍さとシャープさを表現するため、フロントマスクは低く構えた‘狼’の顔を表現し、ボデーは彫りが深く、テンションの高い引き締まった面構成を、全幅 1695mm の枠の中で表現しきった(Fig. 5)。



Fig. 4 Side view

著作権上の理由により非表示

Fig. 5 SILVER WOLF

(3)また、リヤ周り形状は室内3列目の居住性を確保しながら、極力リヤガラスを傾斜させ、それよりさらにテールランプからリヤピラのグラフィックを段階的に強く傾斜させた。その結果、室内に座った時以上に、外観からの判断では3列目シートを感じさせない軽快なフォルムを実現した(Fig. 6)。

これら(1)-(3)の手法によって、「家族は大事だが、自分のスタイルも大事」とするユーザの要求に対し、一人でも、また二人で乗ってもカタチになるデザインを提案した。

5. インテリアデザイン

インテリアデザインは先進コクピットとしての“Emotional Sports Cockpit”と、各席の上質で快適な空間づくりとしての“Modern Comfort”を融合した「スポーツモダンインテリア」がその開発テーマである。

5.1. Emotional Sports Cockpit

ドライバ側は、シフトやエアコン操作部等の機能部品を凝縮することで、金属の塊感を表現し、アシスタント側は爽快なセクションと柔らかな触感で広さと質感を表現した(Fig. 7)。また“DUAL FACE”という考え方によって、昼



Fig. 6 Rear view



Fig. 7 Emotional sports cockpit



Fig. 8 DUALFACE METER

と夜で違った表情を持たせた。昼は金属の塊感や質感をもつ表情で、夜の表情には文字色を白とし、さらに、よく見るメータ、よく使うスイッチ、よく置くカップホルダには、ブルーの間接光を施した。昼夜それぞれのエモーショナルなインテリアを作り上げた。その代表例が DUAL FACE METER である(Fig. 8)。

5.2. Modern Comfort

モダンコンフォートでは、1列目、2列目、3列目のどの席に乗っても、快適で質感のあるインテリアを目指した。床のフラット化、シートの座り心地、日常的に使いやすい収納としてその形状や容量、配置を徹底的に検証した収納配置とするなど細部に気を遣ったインテリアとして仕立て上げた(Fig. 9)。

6. カラーデザイン

6.1.エクステリア

躍動感と“SILVER WOLF”のイメージを最適に表現するためのカラーデザインは、“Sharp & Dynamic”をテーマに開発した。この表現は、専用で新開発した“COOL UMBER M.”に特化されている。これは、精悍さと大人っぽさを感じるダークグレイをベースに、いわゆるギラギラ感を発するメタリックを融合させたカラーデザインである。光があた



Fig. 9 Modern comfort



Fig. 10 Color design

る部分は微妙に色合いがアンバーに変化し、デザインの凹凸面もはっきり、かつしっとりと演出できる色となっている。その他、既存色ラインナップも、STREAMにマッチした6色をチョイスしている(Fig. 10)。

6.2. インテリア

スマートな大人の感性を満たす自分を表現するためにインテリアデザインのコンセプト同様“SPORT MODERN”をテーマに開発した。シートファブリックにスポーツ性能とモダンテイストを入れ込んだ機能素材を使用し、上品なベージュとブラウンにより、洗練された色使いで室内をコーディネートしている(Fig. 11)。

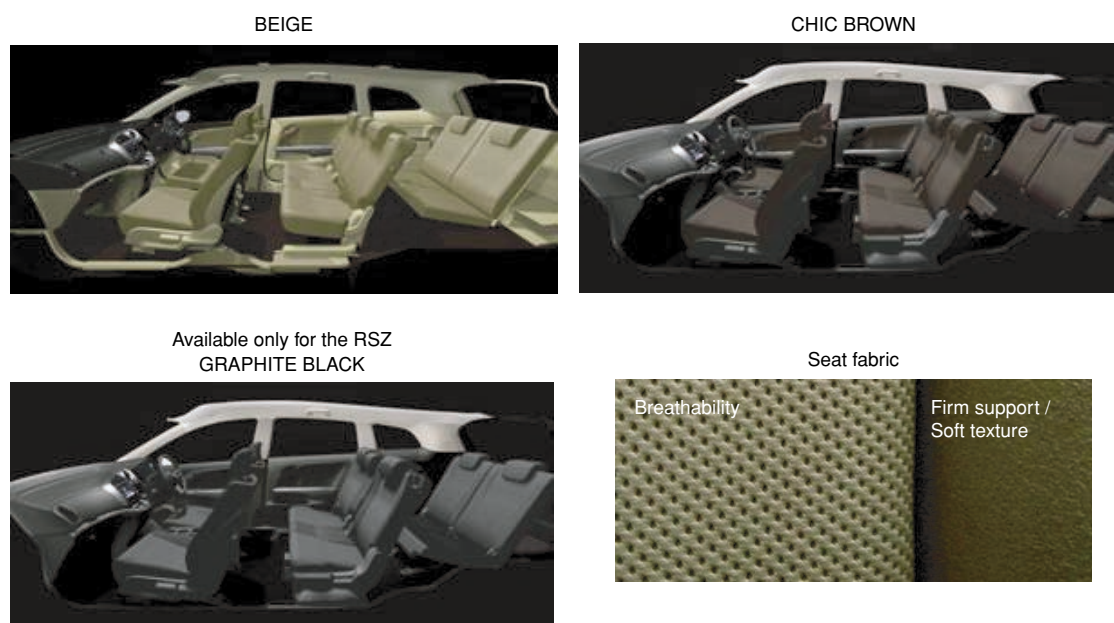


Fig. 11 Interior design



Fig. 12 RSZ design

7. RSZ デザイン

ノーマルより走りとスポーティさを求めるユーザーに対応したRSZ グレードは、サスペンションのチューニングに加え、デザインも“More Sporty”「もっと精悍に」をテーマとして開発した(Fig. 12)。

7.1. エクステリア

フロントマスクはブラックアウトされたグリルを中心に、ヘッドライトなどをダークトーンとし、低い位置にフォグランプを設定してより精悍な表情とした。また、サイドビューでは17インチの大径タイヤをさらに大きく見せるア

ルミホイールデザインに加えて、さらに低く、地面に張り付いて走る姿を演出するサイドシルガーニッシュによって、その精悍さを一層引き出している。

7.2. インテリア

RSZ のインテリアでは、内装全体をブラックトーンで引き締め、機能部品周辺をシルバーメタル調でシャープに際立たせることで、大人のスポーツを表現している。具体的にはドライバの手に触れるシフトノブやインナーハンドルをシルバーメタリックとし、シートステッチもシルバーとすることで SPORTS ムードを引き立てながら全体をコーディネートしている。

また、内外装ともに配された RSZ のエンブレムは、RS すなわち「CIVIC RS の若々しい SPORTY さ」と、Z すなわち「その究極の現代版」という意味を持たせ、モダンでシャープにデザインした書体でスポーツ心をアピールしている。

8. まとめ

デザインコンセプトを“CROUCHING COUPE STREAM”と、イメージモチーフを“SILVER WOLF”と定めた動物的な精悍さとシャープさをテーマに開発を進めた。その結果、高性能なスポーツクーペを思わせる躍動感あふれるデザインと上質で快適な空間づくりとしての居住空間を実現することができた。

New STREAM は乗る人のライフスタイルをスタイリッシュに演出し、所有する喜びが得られるドライバーズ・カーとして走りを楽しめると同時に、多人数でも居心地よく移動できるといえるような、“使う”ほどにカーライフをもっと魅力的にする乗用車の新しい理想型を創出できたと確信している。

その名のとおり New STREAM から、また新たな潮流を生み出す予感を感じている。

■ 著 者 ■



内野 英明



田中 幸一

Honda ASV-3 の紹介(乗用車)

Introduction of Honda ASV-3 (Passenger Car)

加世山 秀 樹*

Hideki KASEYAMA

石 田 真之助*

Shinnosuke ISHIDA

浅 沼 信 吉*

Nobuyoshi ASANUMA

間 下 博*

Hiroshi MASHIMO

要 旨

Honda は、国土交通省が提唱した国家プロジェクトである第3期先進安全自動車(ASV-3)に第1, 2期に引き続き参画した。

第3期においてHondaは事故分析結果に基づき、ドライバから見えにくい、見えない事象による事故類型に着目し、“ぶつからない”、“事故被害を軽減する”、“助ける”という三つを基本コンセプトとした。さらに、これらに沿って関連する技術群を整理した。Honda ASV-3 のシステムにおいては、第1, 2期において開発した運転支援システムへ近年のセンサおよび車体制御技術の進化を適用した。これらに加え、車車間通信技術を利用したシステムおよび事故後の救命活動を支援するシステムの開発をおこない、対応可能な事故類型の拡大を目指した。これらのシステムを搭載した実験車両を製作し、将来安全技術の提案をおこなった。

ABSTRACT

Honda participated in the Advanced Safety Vehicle Project Phase 3 (ASV-3), which was a national project managed by the Ministry of Land, Infrastructure and Transport (MLIT). In addition to Phase 3, Honda participated in Phases 1 and 2.

Honda's work for the ASV-3 project was based on accident analysis results and focused on the types of accidents caused by phenomena that are outside or barely within a driver's field of view. The three technical approaches of “Collision avoidance,” “Collision mitigation,” and “Lifesaver” were selected as the three principles supporting the basic Honda ASV-3 concept. The relevant clusters of technology were organized under these headings. The new systems applied the latest sensor and vehicle dynamics control technologies for the driving support systems developed during Phases 1 and 2. The systems use inter-vehicle communication (IVC) technology and a system to assist in emergency rescue activities after accidents occur. These systems were developed with the aim of expanding the range of accident types that ASV systems are capable of handling. An experimental vehicle with these systems installed was built, and future safety technology suggestions were made.

1. はじめに

Honda は、国土交通省(以下、国交省)自動車交通局が提唱した「第3期先進安全自動車」(Advanced Safety Vehicle Phase 3: ASV-3)に第1, 2期に引き続き参画した⁽¹⁾。

Honda ASV-3 は、事故発生状況の分析からドライバから見えにくい、見えない事象による事故類型への対応技術を構築することを目的とし、ASV-1, 2で開発した車載センサによる外界センシングおよび車両制御技術の改良に加え、

*四輪開発センター

車車間通信技術の適用を検討した。また、事故発生時の救命支援技術の検討をおこない、コンセプトを提案した。

本稿では、これらの提案とHonda ASV-3の搭載システムの技術紹介をおこなう。

2. ASVの開発経過

国交省の提唱により、産官学を交えた「ASV推進検討会」が立ち上げられた。同検討会は先進安全技術(以下、ASV技

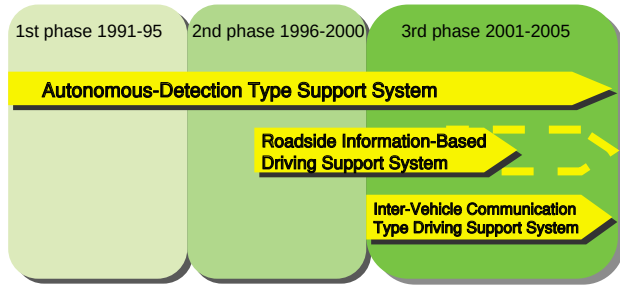


Fig. 1 Technical developments pursued in ASV project

術)の構想立案をおこない、公開検証実験を経て ASV 技術の有効性を社会に訴求し、普及促進⁽²⁾をはかってきた。

国交省は ASV を 1991 年より国家プロジェクトとして発足させ、2005 年度末をもって本プロジェクトが完了した (Fig. 1)。

第 1 期 (ASV-1: 1991 年ー1995 年度)において技術的可能性の検討を目的とし、それに基づく現状の先進技術で実現可能な ASV 技術を具体化させ、それによる事故低減効果の検証をおこなった。

Honda は、第 1 期において配光可変型前照灯システム (Adaptive Front Lighting System: AFS) および車間／車速制御 (Adaptive Cruise Control: ACC) の技術開発⁽³⁾をおこない、実用化した。

第 2 期 (ASV-2: 1996ー2000 年度)においては実用化のための研究開発を目的とし、ASV 技術の開発、普及が進むよう基本理念と開発指針の策定をおこなった。また、開発指針で整理した 58 の技術項目についての効果予測をおこなった。さらに、新たな技術開発として路側情報利用型運転支援システム (道路インフラとの路車間通信) の構築とその検証実験⁽⁴⁾、⁽⁵⁾を実施した。

Honda は、第 2 期において追突軽減ブレーキ (Collision Mitigation Brake System: CMBS)、ナイトビジョンシステム (Night Vision System: NVS)、車線維持／車線逸脱警報システム (Lane Keep Assist System: LKAS)⁽⁶⁾の技術開発をおこない、実用化した。この第 2 期より二輪車も本プロジェクトに参画した。

第 3 期 (ASV-3: 2001 年ー2005 年度)においては普及促進のための検討を目的とし、近年のセンサおよび車両制御技術の進化に加え、車車間通信技術に対応した開発をおこなった。

以上述べたように、ASV は各フェーズで達成目標を定めて技術の開発をおこない、ASV 技術の普及促進に貢献した。

3. ねらい

わが国の交通事故の発生状況は、ASV-3 発足当初の前年 (2000 年)度において、総件数 93 万件余、死傷者 116 万人余 (うち死者は 9 千人余)であり、依然として大きな社会問

題である。

交通事故類型別死亡事故・重傷事故の構成比 (Fig. 2) によれば、死亡事故では人対車両 30.9%が、重傷事故では交差点での出会い頭 27.9%が最も多いことがわかる。

さらに、Fig. 3 に示すように、死亡・重傷事故の発生原因の人的要因として認知ミス (安全不確認、前方不注意) が全体の 71%を占め、次いで判断ミス 20%、操作ミス 9%が多いことがわかる。

上記で述べた交通事故の状況から、Honda ASV-3では、人対車両および出会い頭の事故を低減する観点から、ぶつからない、事故被害を軽減する、助けるの三つを基本コンセプトとし、関連する技術群を以下の通りに整理した。これらを基礎に Honda ASV-3 実験車両の車載システムの構築をおこなった。

(1) ぶつからない

未然防止および回避を目的とした技術。例えば、認知ミスに対しては他車両や歩行者の存在情報をドライバに知らせる、操作ミスに対してはドライバの運転操作を支援する技術がこれにあたる。

(2) 事故被害を軽減する

衝突事故が不可避な状況で事故被害を軽減する技術。例えば、判断ミスや操作ミスにより衝突が避けられない場合、操作支援をおこなって衝突の被害を軽減させる技術がこれにあたる。

(3) 助ける

事故後における乗員の救命活動を支援する技術。例えば、事故発生時の位置や乗員の状態を自動的に通報する技術がこれにあたる。

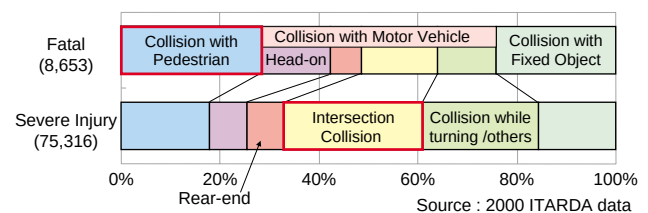


Fig. 2 Rate of the fatalities and severe injuries

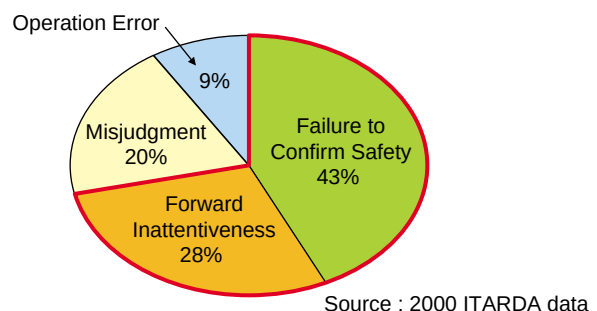


Fig. 3 Rate of Accident Causes

4. 車載システムの構築

基本コンセプトに基づき、以下のシステムを構築した。基本コンセプト、各車載システムの目的およびシステムの役割を Fig. 4 に示す。

4.1. “ぶつからない” システム

対象事故類型を人対車両および出会い頭とし、下記のシステムの開発をおこなった。

- ・通信を用いた歩行者検知システム
- ・画像処理を用いた歩行者検知システム
- ・交差点停止支援システム
- ・交差点発進支援システム
- ・前方障害物回避支援システム

これらのシステムは、ドライバから見えにくい、見えない車両および歩行者の存在を知らせ(未然防止)、センサを用いて運転操作を支援する(回避)ことにより、認知ミスおよび操作ミスの発生の低減をはかる。

4.2. “事故被害を軽減する” システム

対象事故類型を出会い頭とし、出会い頭事故軽減ブレーキシステムの技術開発をおこなった。

このシステムは、センサを用いて衝突直前の運転操作を支援することにより、衝突被害の軽減をはかる。

4.3. “助ける” システム

事故後の救急救命活動の支援を目的とする次世代緊急通報システムの技術開発をおこなった。

このシステムは、事故後における乗員の救命活動を支援し、救命率の向上をはかる。

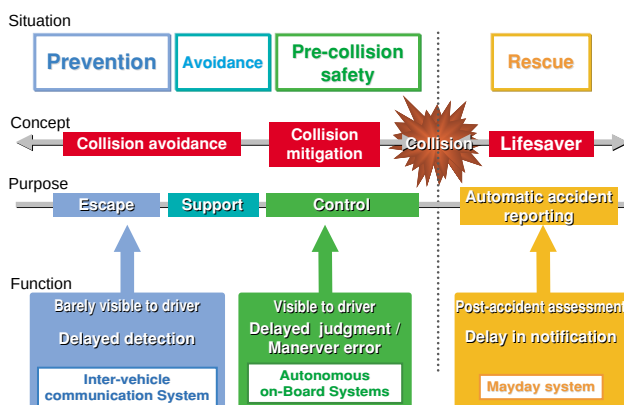


Fig. 4 System concept of Honda ASV-3

5. 車載システムの技術紹介

今回のプロジェクトを推進するため Honda ASV-3 実験車両を製作した。外観を Fig. 5 に示す。

5.1. システム構成

車載システムの搭載図を Fig. 6 に示す。

5.2. “ぶつからない” システム

5.2.1. 通信を用いた歩行者検知システム

センサからの情報と車車間通信 (Inter-Vehicle Communication: IVC) システムを協調させることにより、ドライバから見えにくい、見えない歩行者の存在を検知し、情報提供する。

(1) 機能

前方の障害物等の物陰にいる歩行者が携行している歩行者用携帯通信端末機器と通信をおこない、歩行者の位置データ情報を取得し、音声ガイダンスと車載モニタ表示にて情報提供をおこなう (Fig. 7, 図中 A)。

(2) 本システムで用いた個別技術

- ・IVC システムによる歩行者検知技術

歩行者用携帯通信端末機器から歩行者の位置情報を直接取得し、自車位置からの距離と方向を検出する。同端末機器の基本仕様を下記に示す。機器の外観および回路構成を Fig. 8 に示す。



Fig. 5 Experimental vehicle of Honda ASV-3

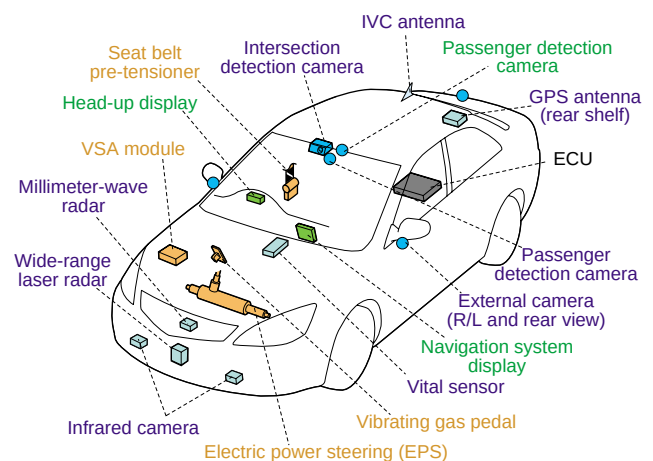


Fig. 6 Configuration of Honda ASV-3

・歩行者用携帯通信端末機器の基本仕様

送信周波数：5.8GHz 帯

送信出力：10dBm

測位方式：GPS

大きさ：150mm × 110mm × 39mm

5.2.2. 画像処理を用いた歩行者検知システム

既に実用化された NVS の対象外であった昼間における歩行者を検知する。

(1) 機能

車載カメラで撮像した歩行者の画像処理により位置を検出し、音声ガイダンスと車載モニタ表示で注意喚起をおこなう。(Fig. 7, 図中B)。

(2) 本システムで用いた個別技術

・画像処理による歩行者検知技術

この技術は、ドライバから見える範囲の歩行者を対象とし、歩行者をパターンマッチングによる歩行者シルエット認識で抽出し、検出するものである(Fig. 9)。

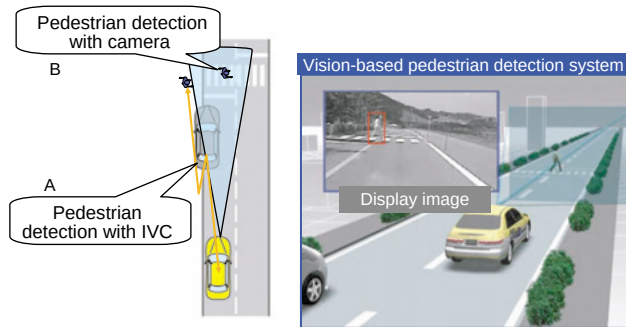


Fig. 7 Function of pedestrian detection system with IVC and vision-based pedestrian detection system

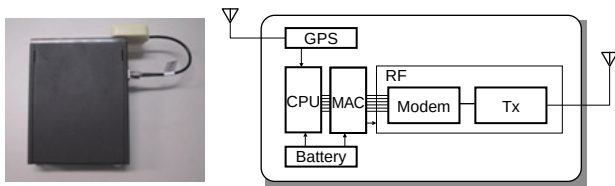


Fig. 8 Appearance and block diagram of IVC experimental equipment



Fig. 9 Vision-based pedestrian detection

5.2.3. 交差点停止支援システム

一時停止すべき交差点における一時停止標識や停止線の見誤り(認知ミス)による優先道路への飛び出しで発生する出会い頭事故の防止を目的とする。本システムでは、情報提供をおこなう場所をナビの持つ交差点情報、道路情報および画像認識により一時停止標識、一時停止線を検知する。

(1) 機能

(a) ナビ情報による交差点検出技術を用い、前方の信号機のない交差点情報を取得し、交差点手前での停止を促す(Fig. 10, 図中AおよびB)。

(b) 画像認識による一時停止標識および停止線検出技術を用い、停止標識、路上の停止線を検知する(Fig. 10, 図中C)。

(c) 停止線での停止可能距離 L を式(1)により算出し、ブレーキ操作をおこなわずにこの距離よりも接近すると音声と体感ブレーキ⁽⁷⁾により警報を与える。

$$L = \frac{V^2}{2\alpha} + V \cdot T_d \quad (1)$$

ここに、 V ：車速

α ：緊急停止時の減速度

T_d ：空走時間

(2) 本システムで用いた個別技術

(a) ナビ情報による交差点検出技術

ナビのデジタル地図情報により交差点の存在を検出するのみならず、交差点における道路の優先もしくは非優先の判別を道路幅員情報、道路種別情報および道路構造情報を用いて判断し、システムの対象となる交差点を抽出する。

(b) 画像認識による一時停止標識検出

(a)において抽出した交差点が一時停止すべき交差点であるか判断するために一時停止標識の検出をおこなう。一時停止標識は、車載カメラにより交差点付近の原画像を取り込み(Fig. 11, 図中A)、周囲と

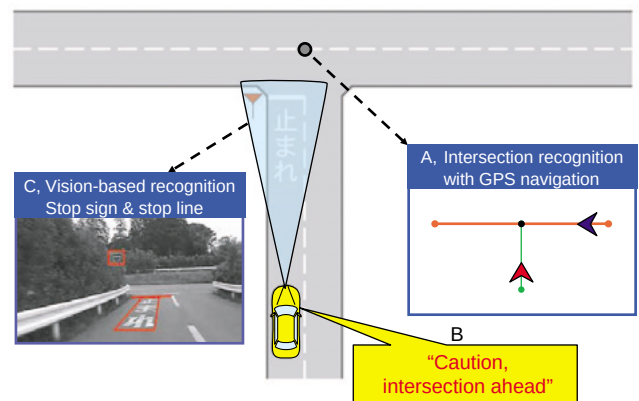


Fig. 10 Function of intersection stop assistance system

の輝度変化から形状を抽出(Fig. 11, 図中B), さらに逆三角形という形状の特徴を捉え一時停止標識の検出をおこなう(Fig. 11, 図中C).

(c) 画像認識による一時停止線検知

交差点までの距離を正確に算出するために, 一時停止線の検出をおこなう. 一時停止線は路面に対して輝度が高く, 進行方向に対して直交していることに着目し, その方向にスキャニング処理をおこなう(Fig. 12).

次に検出された停止線までの距離を算出する. 停止線までの距離 L は, カメラの取付け高さを基準として停止線と路面との角度から式(2)により算出する.

$$L = \frac{H}{\tan \theta} + l' \quad (2)$$

ここに, H : カメラの取り付け高さ

θ : 停止線と路面の角度

l' : ピッチングに伴う補正值

5.2.4. 交差点発進支援システム

IVC システムを用いて周辺車両を検知し, その存在を情報提供することで交差点からの発進時における接近車両の認知ミス, 判断ミスによる優先道路への飛び出しで発生する出会い頭事故の防止を目的とする.

(1) 機能

- (a) IVC システムを用いて優先道路を走行する車両の位置や速度のデータを取得し, 車載モニタ上に表示する(Fig. 13, 図中A).

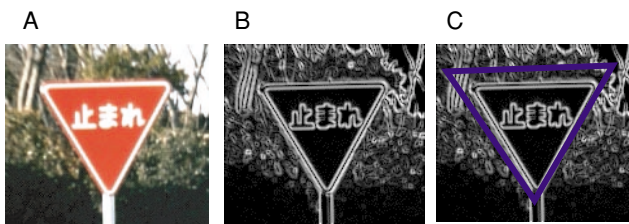


Fig. 11 Vision-based recognition of stop sign

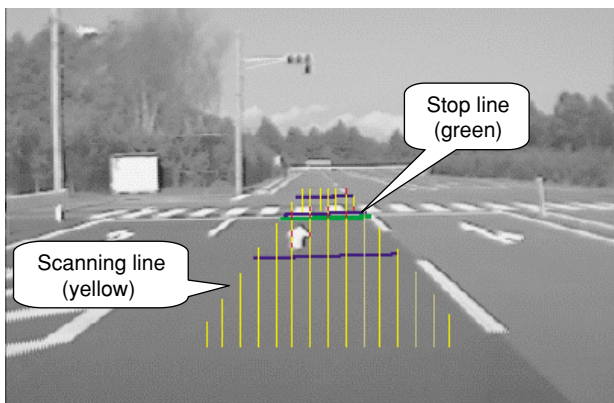


Fig. 12 Vision-Based Recognition of Stop Line

- (b) (a)で得たデータを基に接近車両の交差点までの到達時間を算出し, 最初に交差点に到達する車両の存在を音声および車載モニタ上に強調表示し, 注意を促す(Fig. 13, 図中B).

5.2.5. 前方障害物衝突回避支援システム

側道から飛び出してきた他車両との出会い頭事故の防止を目的とする. 近年のセンサおよび車両制御技術を適用することにより既存システムを改良し, ドライバの回避操作を支援する⁽⁸⁾.

(1) 機能

- (a) 車載レーダを用いて側道からの飛び出し車両を検知し, CMBS を用いて減速ブレーキングをおこなう(Fig. 14, 図中A).
- (b) 回避動作初期のステアの切り遅れやアンダーステアの発生を EPS と VSA との協調制御によって抑制する(Fig. 14, 図中B).
- (c) 回避操作中のステアの切りすぎを EPS と VSA との協調制御によって抑制する(Fig. 14, 図中C).
- (d) 回避動作後のステアの戻し遅れやオーバーステアの発生を EPS と VSA との協調制御によって抑制する(Fig. 14, 図中D).

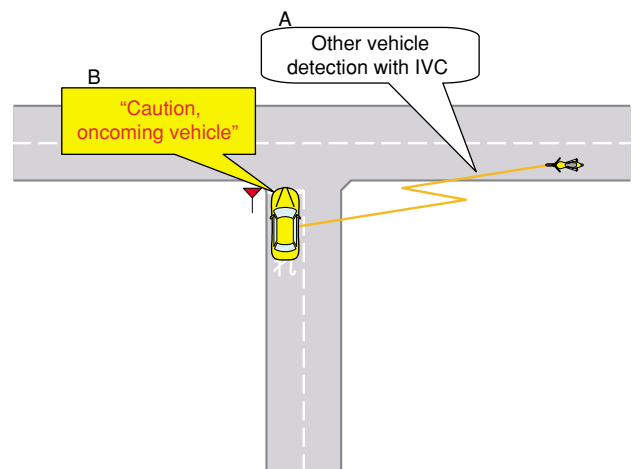


Fig. 13 Function of intersection go assistance system

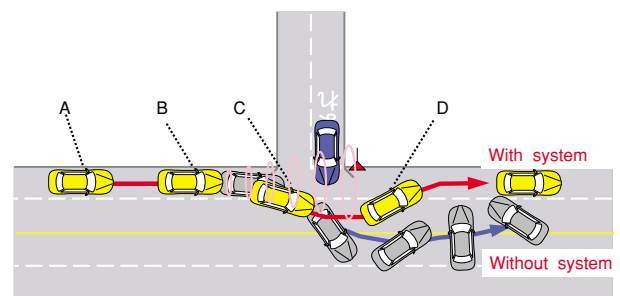


Fig. 14 Function of forward obstacle collision avoidance assistance system

5.3. “事故被害を軽減する” システム

5.3.1. 出会い頭事故被害軽減ブレーキシステム

側道から飛び出してきた他車両との出会い頭事故における衝突被害軽減を目的とする。既存のCMBSのセンサの検知範囲を拡大することにより、側道からの飛び出し車両の認知支援をおこなう。これにより衝突直前の回避操作を支援し、衝突被害の軽減をはかる。

(1) 機能

- 車載広角レーザレーダとカメラを用いて側道からの飛び出し車両を検知、同車との衝突の可能性を判断した場合、音声、シートベルトの引き込み、さらに弱いブレーキによる体感警報を与える(Fig. 15, 図中A)。
- シートベルトを強く引き込むと同時に緊急ブレーキが作動し、ドライバのブレーキ操作による制動力が

加わり、衝突時における速度を低減する(Fig. 15, 図中B)。

5.4. “助ける” システム

5.4.1. 次世代緊急通報システム

不可避の事故発生を想定し、事故後の乗員の救命活動を支援することをねらいとするシステムの提案をおこなった。

・システム概要

事故発生時に乗員の心拍、呼吸などのバイタル・サイン(生体のデータ)や車両の運動状態のデータを携帯電話網を用いて自動通報をおこない、双方向通信による乗員の画像、音声およびオペレーションセンタからの音声の伝送をおこなう。さらに、携帯電話網の範囲外にいる場合には、IVCシステムによるリレー配信により情報を伝送する(Fig. 16)⁽⁹⁾。

6. まとめ

- (1) Honda は、国土省が提唱した ASV-3 に参画し、技術開発をおこなった。
- (2) 事故分析結果に基づき、ぶつからない、事故被害を低減する、助けるという三つを基本コンセプトとした。
- (3) 基本コンセプトに基づいた技術開発および実験車両を製作し、将来安全技術の提案をおこなった。
- (4) 近年のセンサおよび車両制御技術を適用することにより対応可能な事故類型の拡大のための技術の構築ができた。
- (5) IVCシステムの適用により、ドライバから見えにくい、見えない事象による事故類型への対応技術の基盤ができた。

参考文献

- (1) 国土交通省先進安全自動車(ASV)推進検討会パンフレット：先進安全自動車(ASV)情報交換型運転支援システム(2005)
- (2) 国土交通省 ASV 推進検討会パンフレット：先進安全自動車第3期(平成13年度～17年度)(2002)
- (3) 鶴賀孝廣, 中村之信, 松田庄平, 榎本光司: ホンダASVの紹介, HONDA R&D Technical Review, Vol.8, No.2, p.1-11
- (4) 技術研究組合走行支援道路システム開発機構(略称: AHS 研究組合)編: AHSRA REPORT, VOL.6, p.6-15 (2000)
- (5) 磯貝徹二: 研究報告・平成13年度の研究活動概要, AHSRA REPORT, VOL.11, p.12-15(2002)
- (6) 浅沼信吉, 川合誠, 高橋昭夫, 辻孝之: ホンダASV-2の紹介(乗用車), HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.1-8

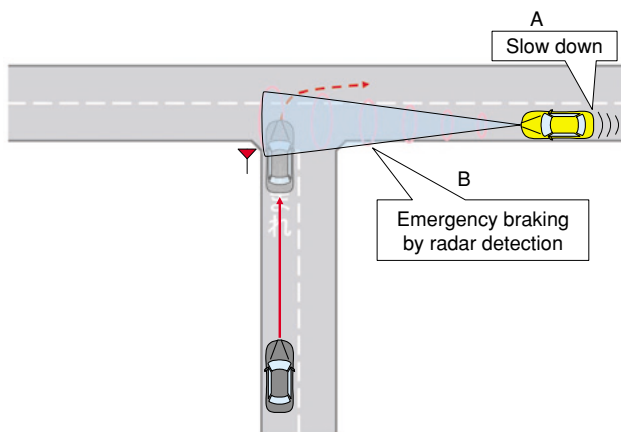


Fig. 15 Function of intersection collision mitigation brake system

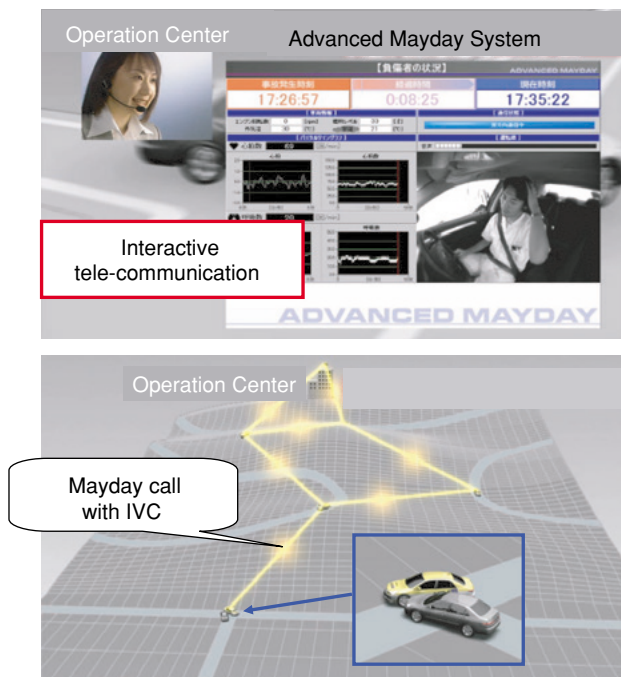


Fig. 16 Advanced Mayday System

- (7) 間下博, 古川修, 福丸智之, 加世山秀樹: 体感ブレーキ警報による停止操作支援システムの実験評価, 自動車技術会論文集, Vol.33, No.3, p.139-144(2002)
- (8) 藤原幸弘, 大島健一, 照田八州志, 金星光晴: 操舵による障害物回避操作の支援手法, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.107-114
- (9) ホンダホームページ: 先進安全研究車「ASV-3」を完成
<http://www.honda.co.jp/news/2005/4050902.html>

■ 著 者 ■



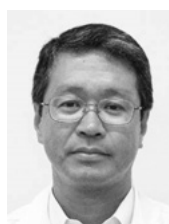
加世山秀樹



浅沼信吉



石田真之助



間下 博

Honda ASV-3 の紹介 (二輪車)

Introduction of Honda ASV-3 (Motorcycles)

櫛 田 和 光*

Kazumitsu KUSHIDA

丸 山 一 幸*

Kazuyuki MARUYAMA

片 山 睦*

Mutsumi KATAYAMA

鎌 田 豊*

Yutaka KAMATA

堤 陽 次 郎*

Yojiro TSUTSUMI

村 田 裕*

Yutaka MURATA

要 旨

国土交通省自動車交通局が提唱した第三期 ASV 計画 (ASV-3)において, Honda は「見る支援」「見られる支援」をコンセプトに Honda ASV-3 二輪車を開発し予防安全技術の研究を推進した. Honda ASV-3 二輪車の予防安全技術は, 車車間通信, 外界センシング, 被視認性向上からなる. 車車間通信は「見る支援」「見られる支援」に位置付けられ, Honda ASV-2 の二輪車 - 四輪車情報通信システムの研究を進めたものである. 外界センシングは「見る支援」と位置付けられ, 前方監視支援, 後方監視支援を採用し, ライダの見落とし防止のための注意喚起, ライダからの死角減少を図った. 被視認性向上は「見られる支援」と位置付けられる. 人の顔パターン認知能力を利用し発見率を向上させる FACE デザイン, 距離感と速度感を向上させる LONG デザインを採用して被視認性向上を図った.

ABSTRACT

As part of the Advanced Safety Vehicle Phase 3 (ASV-3) project proposed by the Road Transport Bureau of the Ministry of Land, Infrastructure and Transport, Honda has conducted research on predictive active safety technologies. Honda developed the ASV-3 motorcycle based on the concepts of assistance of “visibility” and “conspicuity.” The predictive safety technologies used in the Honda ASV-3 motorcycle consist of inter-vehicle communications technologies, observing sensor technologies and conspicuity enhancement technologies. The inter-vehicle communications system is useful in enhancing both visibility and conspicuity. It is based on research conducted following the development of the inter-vehicle communications system used in the Honda ASV-2. Observing sensor technologies help enhance visibility by using a front-monitoring system and a rear-view system. This enables warning signals to be provided that help prevent rider oversight and reduce blind spots. Conspicuity enhancement technologies help make it easier for the motorcycle to be seen. Specifically, the conspicuity of the motorcycle has been increased using the “FACE design,” which exploits the drivers’ innate ability to recognize the pattern of a human face thus increasing the rate of recognition of the vehicle, and the “LONG design,” which increases awareness of the vehicle’s speed and distance.

1. まえがき

国土交通省自動車交通局のプロジェクトである先進安全車第三期 ASV は 5 ヶ年計画で進められてきたが, 2005 年度で検討が終了した. 国内 14 社の自動車メーカーでは共同で検討するコア技術の位置づけとして車車間通信技術をその対象に定めた. 実車による検証実験, それに続いて公開デモを 2005 年 7 月から 10 月にかけて北海道苫小牧市にある (独)北海道開発土木研究所苫小牧寒冷試験道路 (但し平成

18 年 4 月から (独)土木研究所寒冷土木研究所)において実施した. Honda は ASV-2 で技術発表した二輪車 - 四輪車情報通信システムをさらに研究開発し, 車車間通信の技術開発だけでなく運転支援システムの研究や, 特に二輪車事故の解析結果から, 他の車両の運転者から発見されやすい, 誤認を防ぐ被視認性向上をねらったデザインの研究成果も取り入れ 2005 年 9 月に Honda ASV-3 として二輪車, 四輪車の実験車を発表した (Fig. 1).

今回, Honda ASV-3 二輪車に搭載した技術を中心に, 車

*二輪開発センター



Fig. 1 Honda ASV-3

車間通信技術，外界センシング技術，被視認性向上技術について紹介する。

2. 事故分析

Fig. 2 に日本の二輪車乗車中死亡事故の対象別構成比⁽¹⁾を示す。交差点における右直事故(右折車両と直進車両の事故)や出会い頭事故といった対四輪車事故件数が全体の 60%以上を占めている。

Fig. 3 に第 1 当事者側である四輪車の事故原因構成比⁽¹⁾を示す。接近速度判断ミスと見落としが全体の 70%を占めている。これらは四輪車ドライバ側の認知ミスである。第 2 当事者のライダー側にも予知予測スキルの不足や認知ミスがあると推測される。

したがって、四輪車、二輪車の双方へ他車存在情報を提供することで、双方の認知ミス誘発を抑制でき、事故を未然に防止できる可能性が高いと思われる。

四輪車ドライバ側の原因である認知ミスには次のような要因が考えられる。

(1) 二輪車の外形が小さいために、二輪車との距離や接近速度をドライバが誤認する。

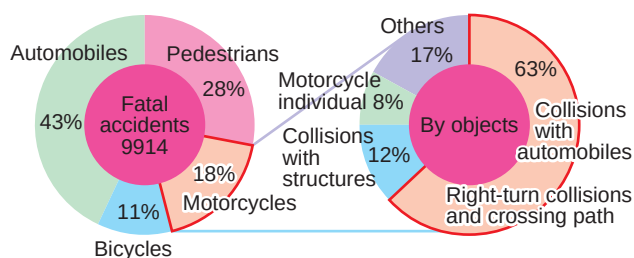


Fig. 2 Breakdown of motorcycle fatal accidents in Japan

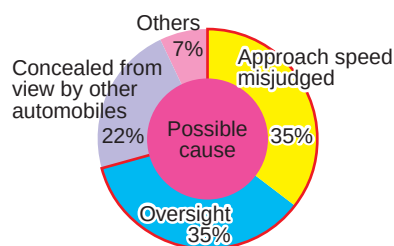


Fig. 3 Breakdown of accidents caused by automobiles

(2) 二輪車の外形が小さいために周囲の車両や背景に埋没し、ドライバが見落とす。

二輪車の被視認性を向上することで四輪車ドライバの認知を支援できれば、早期に二輪車を発見することや、距離や接近速度の判断をより適切におこなえるようになることが期待できる。

3. Honda ASV-3 二輪車の特徴

3.1. コンセプト

事故分析からわかるように、事故の原因となっているヒューマンエラーを低減させるためには、「見る支援」と「見られる支援」が重要である (Fig. 4: Honda ASV-3 Motorcycle concepts)。Honda ASV-3 二輪車では「見る支援」として、前方監視，後方監視，および車車間通信システムを採用している。

二輪車の出会い頭事故の一例として信号のない交差点での一時不停止があげられ、これにより車両の見落としが誘発されている。したがって、二輪車への搭載性と経済性を考慮し画像認識技術を用いた前方監視システムにより交差点での一時停止を支援する。さらに、一時停止した後、交差点へ接近してくる車両の距離や速度の認知ミスを低減するために車車間通信システムを用いて、このヒューマンエラーの低減を図る。

二輪車のリヤビューミラーはライダー後方に死角が存在しているため、車線変更時などの後方確認を容易におこなうことができるような支援が必要である。よって、後方監視モニタを装備しこれを支援する。

車車間通信システムの特徴は、50 - 200 m 程度の長距離にいる車両のセンシングが可能であり、GPS を利用した車両位置精度は 30 m 程度と低いことである。さらに外界センシング技術に比べ低いコストでシステムが構成できることも特徴のひとつである。一方、外界センシング技術の特徴は車両位置精度は高いが、車両のセンシング可能距離は 100 m 程度である。また、車車間通信システムと外界センシング技術は相互補間し得る相性のよい技術と考えることができる。したがって、センサ融合によりさらに高度な運転支援をおこなえる可能性があると考えられる。

Honda ASV-3 二輪車では「見られる支援」として、車車間

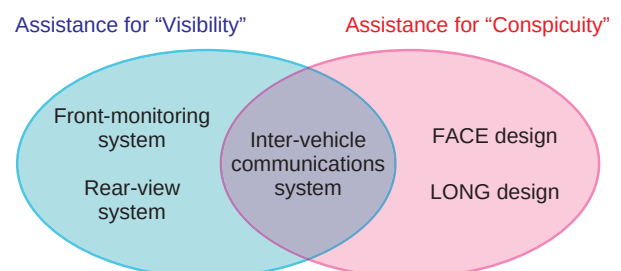


Fig. 4 Honda ASV-3 motorcycle concepts

通信システム、被視認性向上技術を採用している。二輪車は他のドライバーから見落とされたり、距離や速度を誤認されやすいことが事故統計解析から読み取れる。したがって「見られる支援」が必要である。車車間通信システムは自車の位置や速度を近く of 他車へ伝えることで「見られる支援」もおこなうことができる。さらに、二輪車は四輪車に比べ車体が小さいために見落としや距離、速度誤認をされることがあるため、人の顔パタン認知能力や距離と速度の認知特性を利用した被視認性向上技術である「FACE デザイン」「LONG デザイン」によってこれらを支援し、ヒューマンエラーの低減を図る。

3.2. 技術概要

システム搭載図をFig. 5に、システム構成をFig. 6に示す。

3.2.1. 車車間通信システム

(1) 通信システム 車車間通信システムは「見る支援」と「見られる支援」両方を目的としたものである。

車両同士が通信でお互いの情報を交換する技術に関し、Honda では 1990 年代から安全運転支援に向けた応用研究を始め、その成果を Honda ASV-2「二輪車 - 四輪車情報通信システム」として 2000 年に発表した⁽²⁾。

さらに Honda ASV-3 では要求条件の検討を進め、システム仕様を次のように定めた。

(A) 要求通信範囲

- ・ 最大通信距離：500 m
- ・ 最大通信車両：120 台
- ・ 通信周期：100 ms

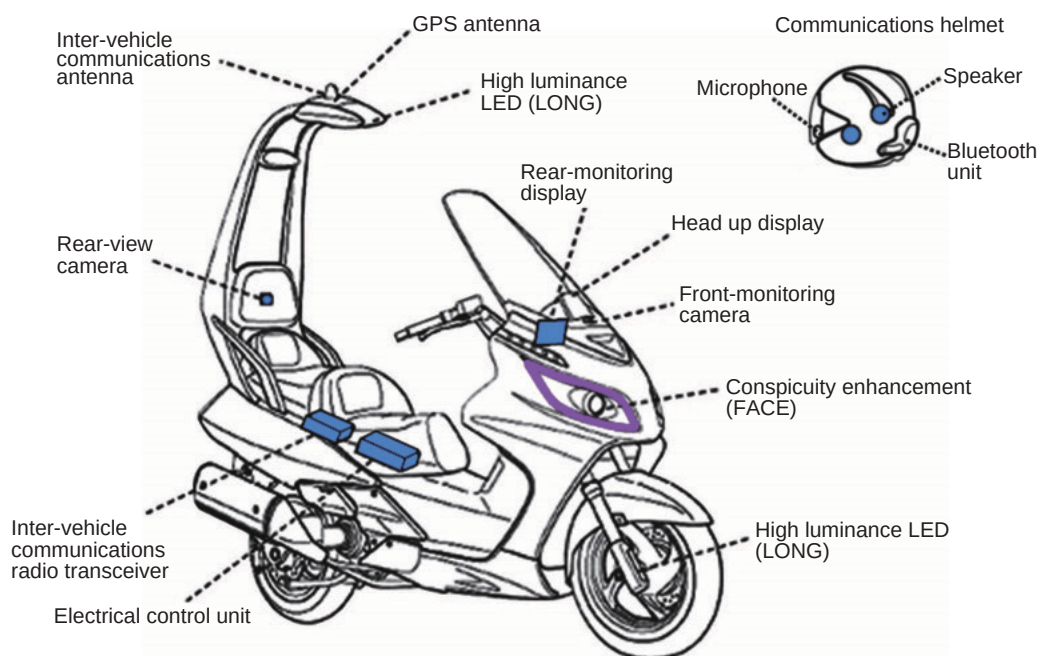


Fig. 5 System layout

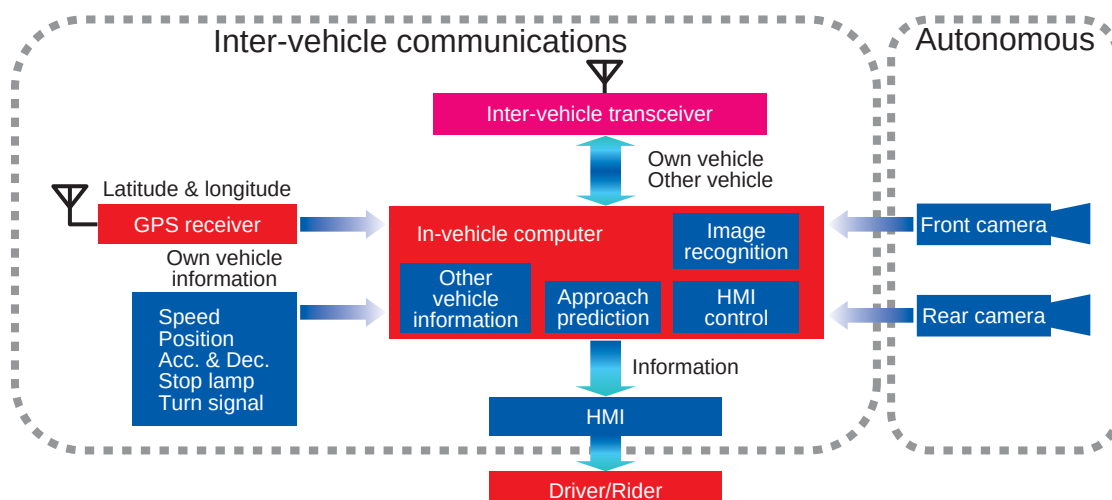


Fig. 6 Structure of inter-vehicle communications system and autonomous system

(B)無線通信機仕様

- ・周波数：5.8 GHz
- ・送信出力：10 dBm

(C)システム制御

- ・制御周期：10 ms

(D)GPS 受信機

- ・GPS 信号周期：1 s
- ・自車位置予測周期：100 ms

車載コンピュータは車車間通信機、GPS レシーバ、カメラおよび自車情報の入力信号を100 msごとに取り込み、総合的な状況から情報提供のタイミングと内容を制御する。

通信周期 100 ms に対し GPS 信号周期は 1 s であるため、GPS 座標データが次に更新されるまでの間に車両は先に進んでしまう。この距離は、たとえば時速 90 km/h で走行する車両の場合では 25 m となり、通信データに位置誤差が生じることとなる。この位置誤差を補正するために、自車の車輪パルスとヨーレイトから、経度緯度の位置情報を 100 ms ごとに予測生成することとした。

(2) Head Up Display(HUD)と音声情報提供を用いた Human Machine Interface(HMI) ライダへの情報提供は HUD を用い、危険対象の方向をゾーンで表示する手法を開発した。この方式のメリットは、画像を注視する必要がなく、HUD を周辺視でも認識可能なことである。視線移動が比較的少ない位置に速度表示をおこなえる効果も得られた (Fig. 7)。

コミュニケーションヘルメットを用いて音声による情報提供も同時におこなう。コミュニケーションヘルメットにはスピーカとマイクが取り付けられており、ライダと同乗者との会話などが可能である。車載コンピュータに数種類の音声データをあらかじめ記憶させておき、状況に応じて出力する。車載コンピュータとコミュニケーションヘルメット間の伝達は Bluetooth ワイヤレス技術を用いた (Fig. 8)。

3.2.2. 外界センシング技術

外界監視支援システムは「見る支援」を目的としたもので、前方監視支援と後方監視支援とで構成される。

(1) 前方監視支援 Honda ASV-3 二輪車の車車間通信は他車との相互通信により相対位置関係から危険状況を推定

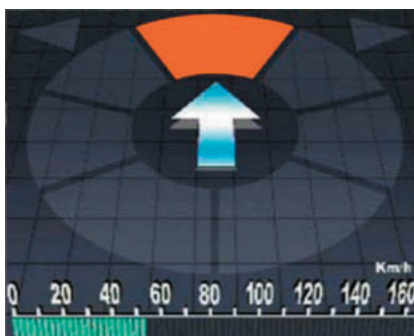


Fig. 7 Head up display



Fig. 8 Communications helmet

するものである。これに対し前方監視支援は自車のみで推定するものである。

Fig. 9 に示す前方監視カメラによる映像の解析から、一時停止標識や停止線、路面に書かれた「止まれ」表示を認識し、注意喚起の情報提供をおこなうことでライダが交差点に接近している状況に気づくようにした。

Fig. 10 に示すように、交差点に接近したときに前方監視カメラ映像から一時停止標識、「止まれ」ペイント、停止線を、画像解析により抽出する。このときに自車情報からブレーキをかけていない、一定速度以下に減速していないなどの条件が成立した場合に HUD に交差点の存在を教える注意喚起情報を表示し、ライダに一時停止を促す。

(2) 後方監視支援 Fig. 11 に示すように後方にもリヤビューカメラを設け、Fig. 12, Fig. 13 で示すように HUD の下部位置の液晶ディスプレイに後方視界を表示する。

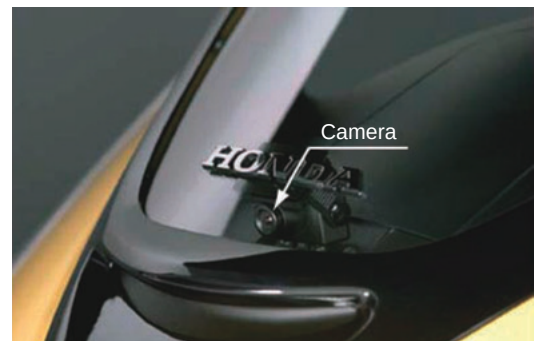


Fig. 9 Front-monitoring camera

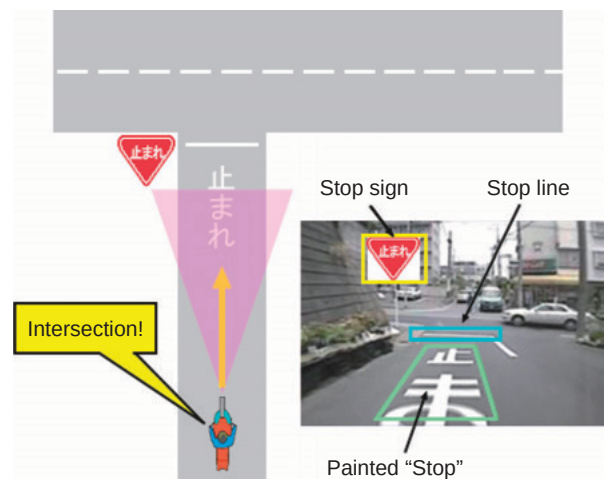


Fig. 10 Intersection approach support



Fig. 11 Rear view camera

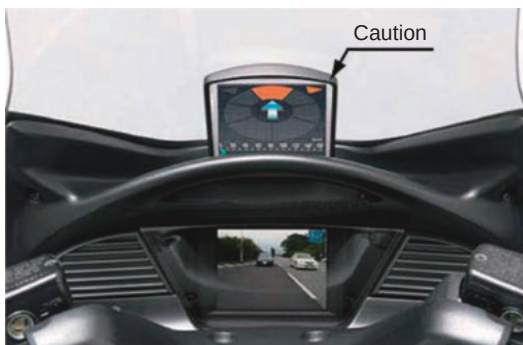


Fig. 12 Example of HUD image: 1

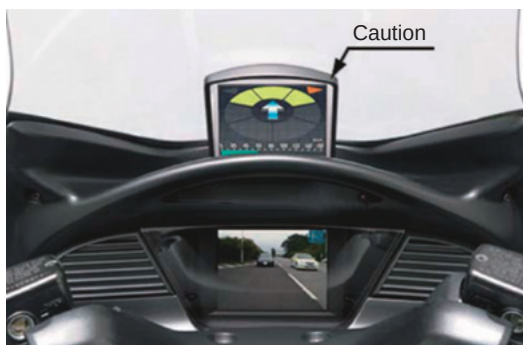


Fig. 13 Example of HUD image: 2

従来の二輪車のリヤビューミラーはライダーの身体の一部で遮へいされる場合もあり、真後ろの確認は困難であったが、車線変更時などの後方確認がより容易になった。従来の位置に取り付けていたリヤビューミラーをより外側に向けて設置することで、死角を減少させることもできた(Fig. 14)。

3.2.3. 被視認性向上技術

被視認性向上技術は「見られる」を支援する技術である。

(1) FACE (Facial Attention to help Conspicuity Enhancement) デザイン 他車ドライバによる見落としを防止するためには二輪車の被視認性を高めることが効果的である。

一方、近年の脳研究の結果、特定のパターンに敏感に反応する脳部位(ニューロン)の存在が報告されており、1981年には「顔ニューロン」の存在が報告されている⁽³⁾。

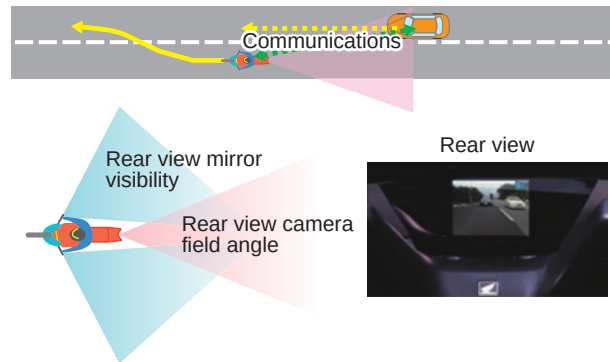


Fig. 14 Rear view support

混合交通環境下では小さな二輪車が大きなトラックや乗用車の存在に埋没してしまい、発見が遅れることが知られている。人が生まれ備えた「顔」認識能力を利用し、

- ・移動体前面に実装した「顔型灯体」の配光設計
- ・昼も夜もリアルな「顔らしさ」を表現

により、複雑な交通環境に埋没しがちな二輪車の被視認性をさらに向上させることを目的としたフロントデザイン(FACE)を研究した⁽⁴⁾。

映像シミュレータを用いて、Fig. 15のような混合交通画像を制作し、被験者にこれらの画像を短時間提示した時に二輪車が発見できるかどうかを測定した。その際、人の顔の構成要素を取り入れたデザインでは普通の二輪車に比べて発見率が約2倍に向上したことを示す実験結果を得ている(Fig. 16)。



Fig. 15 Mixed traffic by image simulator

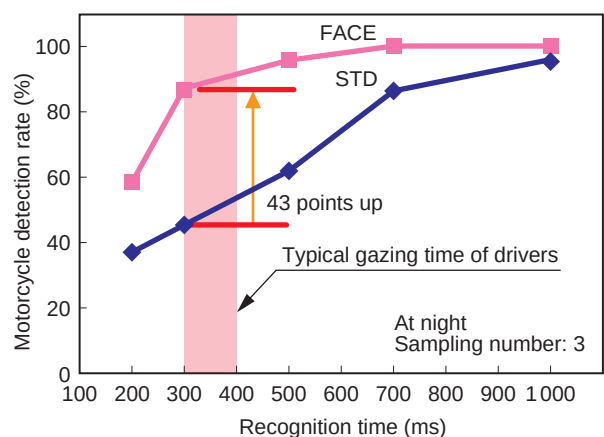


Fig. 16 Results of probability-of-detection experiment at night

fMRI(Functional Magnetic Resonance Imaging)による脳機能計測(Fig. 17)から、人の顔をイメージした二輪車のフロントデザインと実写の人の顔を見た場合と同様の傾向を示しており、「顔」のパタンに高い感度を持つ部位が活性化していることが検証された(Fig. 18)。

Honda ASV-3 二輪車のフロントデザインは、一目見て顔を連想させるためにプロジェクタヘッドランプを瞳とし、目の輪郭や強膜(白目の部分)を発光させて目のイメージを造り出した。特に夜間での誘目性が顕著に向上している(Fig. 19, Fig. 20)。

(2) LONG(Longitudinal Oriented Normative time-Gap compensate)デザイン 右直, 出会い頭事故は他車の運転者による距離, 速度誤認が主な原因の一つといわれている(Fig. 3)。

距離感の向上のために車体の低い位置にライトを配置し、路面との接地点を強調する。同時に速度感の向上のために

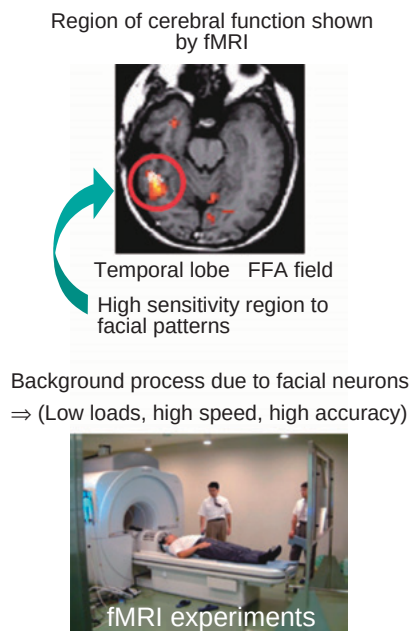


Fig. 17 Brain function analysis using fMRI

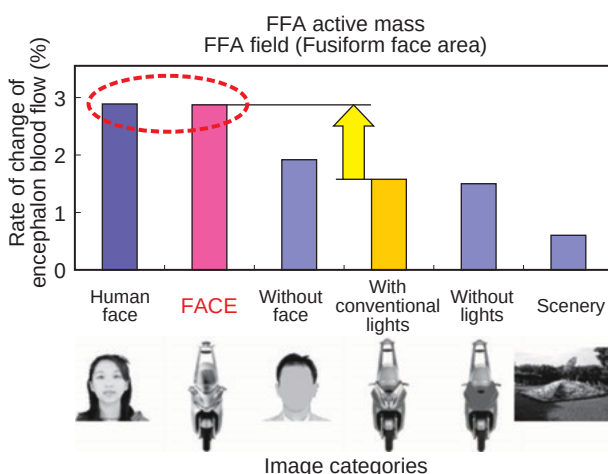


Fig. 18 Assessment of face-recognition using fMRI

車体の高い位置にライトを配置し、縦方向の大きさを強調することで速度変化をとらえやすくした(Fig. 21)⁽⁵⁾。

LONG デザインを適用した灯火器の二輪車(LONG)は普通乗用車(CAR)とほぼ同じ距離感となり、一般的な二輪車(STD)に比べ約10%向上した(Fig. 22)。また、速度感に関して LONG は STD に比べ 20%向上した。さらに、標準刺激(60 km/h)に対して LONG と STD それぞれの弁別可能な速度差を距離ごとに測定し比較した結果, LONG は STD と比べてより遠い距離まで正確に速度差を弁別できていることがわかった(Fig. 23)。



Fig. 19 FACE design for Honda ASV-3



Fig. 20 Comparison of FACE design (daytime and nighttime comparison)

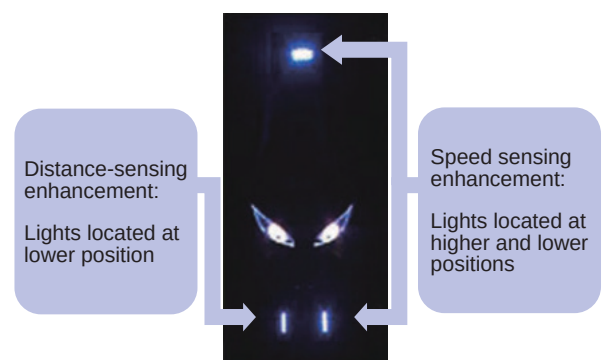


Fig. 21 LONG design lamp arrangement

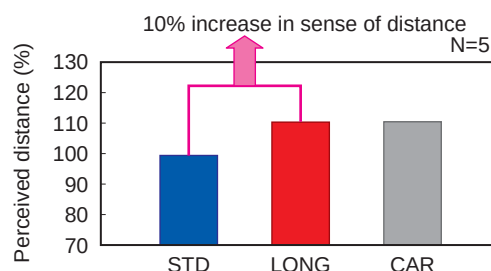


Fig. 22 LONG effect (sense of distance)

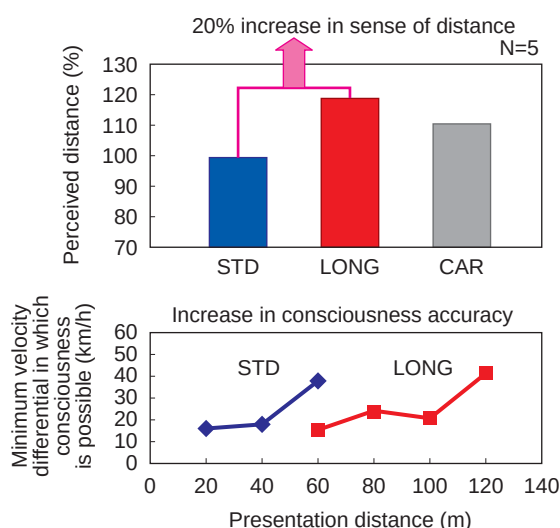


Fig. 23 LONG effect (sense of speed)

4. 車車間通信検証実験

4.1. 概要

国土交通省第三期ASVでは、苫小牧市にある(独)北海道開発土木研究所苫小牧寒冷試験道路において車車間通信を用いた運転支援システムの検証実験を国内14社の自動車メーカー共同で実施した。この検証実験では「見落とし」が主

要因と考えられる四つの事故類型(出会い頭、右直、正面衝突、歩行者事故)と、事故発生による被害が大きく社会的要請が高いと考えられる三つの事故類型(追突、左折、車線変更)との合計七つの事故類型を対象とした。

Table 1 に各自動車メーカーの参加状況を示す。Honda では、二輪車と四輪車で実験対象の全事故類型をカバーできるように実験をおこなった。

4.2. 検証実験結果と考察

Honda ASV-3 二輪車ではナビゲーション用デジタル地図を用いない運転支援システムを採用しており、直接目視確認を促し認知向上を図ることを主眼にアプリケーションの設計がおこなわれた。

この結果、右直と出会い頭の事故類型では、衝突可能性の推定を伴う支援レベルでも、車車間通信システムの有効性が感じられ、ライダーに目視確認をうながすことが可能であった。

また、正面衝突と追突と左折の事故類型では、車線情報等の精度が不足することから車両存在情報提供の支援レベルでのシステムの有効性を感じるにとどまった。しかしながら、左折事故類型では、四輪車側に二輪車の存在を「知らせる」ことが可能となるため、事故の減少に対して車車間通信を用いた運転支援システムが有効となると期待される。

5. まとめ

本稿では、Honda ASV-3 二輪車に搭載された車車間通信システム、外界センシング技術、被視認性向上技術などの「見る支援」「見られる支援」をコンセプトとした安全技術について紹介した。これらのシステム技術は、事故の原因となり得るヒューマンエラーを低減させることで事故の未然防止を図るものである。車車間通信システムや外界センシ

Table 1 Domestic car maker participation in operation support system verification experiment

○: Participated

Accident type	Right turn	Crossing path	Pedestrian	Head-on	Rear end	Left turn	Lane change
Honda (Motorcycles)	○	○		○	○	○	
Honda (Passenger cars)		○	○		○		○
Isuzu (Trucks)		○			○	○	
Suzuki and Kawasaki (Motorcycles)	○	○				○	
Suzuki (Passenger cars)	○	○				○	
Daihatsu (Passenger cars)		○			○		
Toyota (Passenger cars)	○	○		○	○		
Nissan (Passenger cars)	○	○			○	○	○
Nissan Diesel (Trucks)					○	○	
Hino (Trucks)	○				○		
Fuji Heavy Industries (Passenger cars)	○	○		○	○		○
Mazda (Passenger cars)	○	○	○	○	○	○	○
Mitsubishi (Passenger cars)		○			○		
Mitsubishi Fuso (Trucks)					○	○	
Yamaha (Motorcycles)	○	○	○		○		○

グ技術は、国内自動車メーカー14社共同でおこなわれた検証実験においてその有効性を確認した。また、「FACE」や「LONG」などの視認性向上技術は、発見率、速度感、距離感が向上することをシミュレータ環境上で確認済みであり、現在は実用化を目指した研究を推進中である。

6. あとがき

内閣府は、2006年1月18日に発表したIT新改革戦略構想⁽⁶⁾で、2012年末に交通事故死者数5000人／年以下という政府目標を打ち立てた。2006年度よりスタートする官民一体となった連携会議では、インフラ連携システム(車車間通信、車路車間通信、路車間通信)の検討、大規模実験が予定され、2010年以降には実用化に向けた全国展開が計画されている。

参考文献

- (1) (財)交通事故分析センター：交通事故統計年報，平成10年度版(1998)
- (2) 山本一博，櫛田和光，飯島聡，山際登志夫，小平茂：ホンダ ASV-2 の紹介(二輪車)，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.9-16
- (3) Bruce, C., Desimone, R., Gross, CG. : Visual properties of neurons in a polysensory area in superior temporal sulcus of the macaque, Journal of Neurophysiology, 46, p.369-384(1981)
- (4) 菅原卓，松本善行，木村真弘，櫛田和光，村田裕：顔パターンに誘発される脳活動を利用した二輪車の被視認性向上の研究，自動車技術会学術講演会前刷集，No.50-5(2005)
- (5) 丸山一幸，堤 陽次郎，櫛田和光：二輪車の被視認性を向上させる灯火器の一考察，自動車技術会学術講演会前刷集，No.94-05(2005)
- (6) 内閣官房高度情報通信ネットワーク社会推進戦略本部：IT 新改革戦略，p.19 (2006)，<http://www.kantei.go.jp/jp/singi/it2/kettei/060119honbun.pdf>

■ 著 者 ■



櫛田 和 光



片 山 睦



堤 陽次郎



丸 山 一 幸



鎌 田 豊



村 田 裕

小型電動コミュータスクータの研究

Research on Electrically Powered Small Commuter Scooter

本 田 聡*
Satoshi HONDA

畑 中 薫*
Kaoru HATANAKA

古 田 慎 司*
Shinji FURUTA

要 旨

小型電動スクータの研究にあたり、都市内の短距離移動に的を絞る、実用性を考慮した航続距離を設定した。小型、軽量でかつ必要十分な動力性能を確保するため、高エネルギー密度型Ni-MHバッテリーを採用し、インバータ、モータおよび一段減速器を一体配置したモジュール型パワーユニットを構成した。さらに小型化による操縦安定性の低下を抑制すべく、部品配置の最適化により前輪分担荷重を確保した。また、従来と同等の乗車姿勢、低いシート高とフロア幅の最小化による足付き性と取回し性の確保、レバー型アクセルの採用によってユーザ利便性を向上させた。その結果、クリーンさ、静かさ、スムーズさなどの魅力を持ち、フラットフロアタイプで全長1 285 mm、質量44 kg、15 kmの航続距離、実用的な操縦安定性を持ち、エントリーユーザにも簡単に扱うことのできる小型電動スクータを実現した。

ABSTRACT

For the study of electrically powered small commuter scooter, we focused on short distance urban travel to set a practical cruising distance. High energy density Ni-MH battery, power unit module with inverter, and a motor with single gear reduction were selected to ensure a compact lightweight design with necessary drive power. Part layout was optimized with consideration for front axle weight to provide good handling and stability while reducing vehicle size. While keeping the riding posture the same as a basic scooter, the lower seat height and narrower floor enhanced handling and the user's ability to touch the ground. A lever type accelerator was applied to enhance the operation of this scooter. As a result, an electrically powered small scooter with flat floor which is clean, quiet, and smooth, was realized with practical handling and stability. The scooter with its 1 285 mm in length, 44 kg mass, and 15 km cruising distance can be easily handled even by novice riders.

1. はじめに

1980年代に、自転車から初めて二輪車に乗り換えるエントリーユーザにとって取扱いの容易な小型、軽量で廉価な第一種原動機付自転車スクータの商品化により、スクータのユーザ数は爆発的に拡大した。その後のスクータの進化に伴って大型化、質量増加することで、エントリーユーザにとっては容易な取扱い性の観点において必ずしも満足できるものではなくなってきた。

一方、Honda は 1994 年に初の電動スクータ CUV-ES を量産化した。エンジンを動力とする小型スクータを一部代

替することを目指し、エンジンスクータと同等の動力性能の実現を目標とした。反面、目標とする航続距離を達成するために大容量のバッテリーを搭載する必要があり、質量面で課題を残した。また、リースによる販売形式としたため、市場に浸透するには至らなかった。その後、バッテリー、インバータ用パワー半導体、モータ電流制御の Electric Vehicle(EV)技術は進化し、より高い性能や小型化の可能性をもたらした。

これらの状況から、静か、スムーズな上に取扱いが容易という特徴をあわせ持つ、エントリーユーザに適した小型電動スクータの研究に着手した。また、市場に普及させると

*二輪開発センター

いう観点から、高価なバッテリーの搭載量を減らし、それによる動力性能や航続距離の低下に比べ取扱いの手軽さや駐車スペースの小ささが重視される都市型コミュータの方向へとコンセプトを展開し研究を進めた。

本稿では、試作した小型電動スクータの車両コンセプト並びに主要技術を紹介する (Fig. 1)。

2. 車両コンセプト

2.1. 車体のサイズと質量

エンジン動力の第一種原動機付自転車スクータの車体サイズ、質量を分析した結果、研究対象を小型サイズで軽量のEV スクータとすることが望ましいと考えた。

1980年代に小型、軽量のスクータが商品化され、その取扱いやすさから自転車から初めて二輪車に乗り換えるエントリーユーザを中心にユーザ数が拡大し、高性能化やヘルメット収納スペースの設置など、市場の声に応えるためスクータはさらに進化を続けていった。その後、次第にスクータは大型化し、また質量が増加していった (Fig. 2)。現在、二輪車が初めてという人にとって受け入れやすい全長1500 mm 以下、質量 50 kg 以下のスクータは存在しない。自転車からの乗り換えのニーズ自体は依然として存在すると考え、研究する EV スクータはエントリーユーザにとって取

扱いやすい小型のサイズ、軽量をねらうこととした。

2.2. 動力性能と航続距離

EVでは、動力性能、航続距離の確保のためバッテリーを大量に搭載することは、質量の増加、価格の上昇につながる。この研究においては、小型電動スクータの用途をある程度限定した上で、それに見合った動力性能、航続距離とバッテリー搭載量を設定することが重要と考えた。

1994年に従来のエンジンを動力とする小型スクータを一部代替することを目指し、それらと同等の動力性能と比較的長距離の航続性能の実現を目標とした CUV-ES を量産開発した (Fig. 3)。最高速度60 km/h、航続距離35 km (ECE40 モード)の性能を持ちつつも、そのバッテリー搭載量の多さを主要因として、質量は130 kgで従来のエンジンスクータの約2倍、価格850 000円 (3年間のリース販売方式)と、少なくとも価格的には従来のスクータを使用するユーザにとっては購入困難なものとなった。当時 EV スクータの実用化の可能性は十分に示せたものの、市場に浸透するまでには至らなかった。

その後のアプローチとして、2001年の東京モーターショーにおいてCAIXA、MOBIMOBIAほかのコンセプトモデルを発表した (Fig. 4)。これらは各々独立した用途を想定して製作されたが、いずれもモータを動力源としたEVであり、自動車と用途を補完しつつ都市内の短距離移動に使



Fig. 1 Appearance of prototype small EV scooter

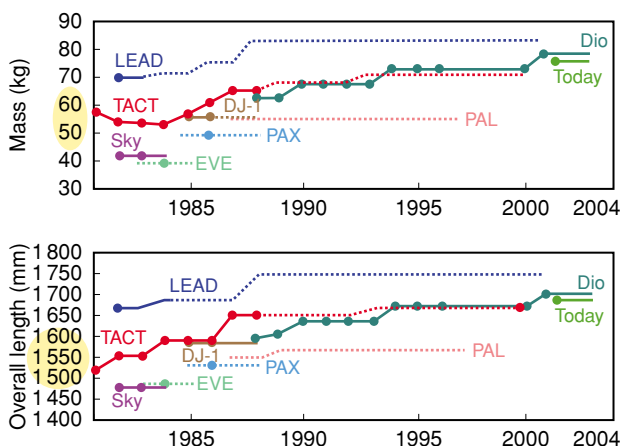


Fig. 2 Changes of size and mass of scooters



Fig. 3 Appearance of CUV-ES



Fig. 4 Appearance of concept models

用する都市型コミュータとして、車体サイズは小さく、バッテリーを少なくして動力性能、航続距離を求めないという共通した特徴を有する。

これらから、小型 EV スクータは都市型コミュータに特化した上で、その実用性を考慮してバッテリーの搭載量や動力性能、航続距離を設定することが質量と価格の抑制の点で得策であると判断した。

2.3. 具体的コンセプト

自転車から乗り換えるユーザを対象とし、EVであるがゆえの特徴を加味して具体的なコンセプトを決定し、そこから小型電動スクータがよりユーザに受け入れられるために強調すべき方向を検討した(Fig. 5)。

都市内の近距離移動にはスクータとともに自転車が使われている。スクータの持つ航続距離や動力性能を求めない自転車ユーザが小型電動スクータのユーザとして見込まれる。これらの人に対しては、エンジンではなく電気を動力とし、自転車よりも楽になることを訴求することが望ましいと考え、「快適移動家電」というキャッチフレーズを中心に据えることとした。このコンセプトに基づき、小型の車体、軽量であることに加え、家電のイメージである手軽さや便

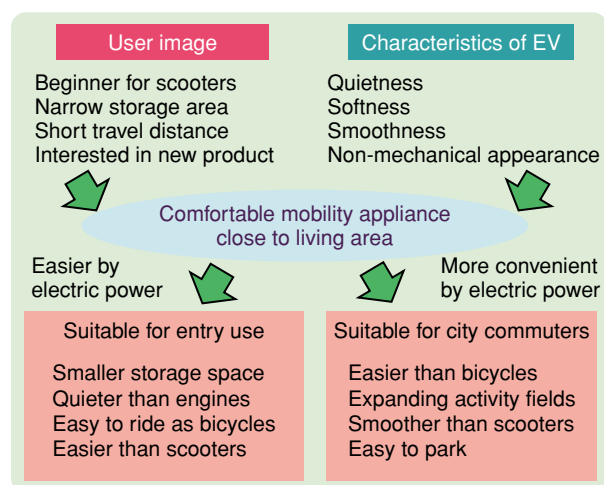


Fig. 5 Concept map of small EV scooter

利さを強調した機能、性能を装備することが必要と考えた。

また都市型コミュータでは、行動範囲が広く、取扱い、駐車スペース面で小さい車体サイズであることが手軽さ、便利さにつながると考えられ、この点においてもコンセプトとの合致が図られた。一方で動力性能は自転車との比較になることから、性能の高さは強くは求められないとの考えに至った。

3. 小型電動スクータの概要

3.1. 小型電動スクータの仕様

Table 1に小型電動スクータの概略仕様を示す。全長の短縮に重点をおき、同時に質量、価格と性能のバランスを考慮して、バッテリーの種類と搭載量を決定した。

玄関への収納やマンションのエレベータへの搭載の場面や、ワンボックス型四輪車の後部ハッチバックドアの幅との比較から、全長は1285 mmとした。全長短縮のため、原動機付自転車のスクータに一般的なタイヤサイズである10インチより小径の8インチタイヤを採用した。また、都市型コミュータに必要な最低限の性能として最高速度 40 km/h、実用航続距離 15 km を設定した。最高速度の設定は、短距離移動において所要時間の差が無視できる程度とし、かつ他車との混合走行時に心理的圧迫感を感じない速度とした。実用航続距離は、自転車利用の 92%が一日走行距離 9 km 以下⁽¹⁾、エンジンスクータユーザの77%が月平均の一日走行距離 10 km 以下⁽²⁾というデータ(Fig. 6)から、それに対して 1.5 倍の余裕度を持つ 15 km と設定した。決定した目標の動力性能、航続距離を達成しつつ車体サイズ、質量と価格を低減するため、高いエネルギー密度を持つNi-MHバッテリーを採用した。

これらの仕様を一般的なエンジンスクータと同等性能を持つ CUV-ES と比較すると、質量で約 1/3、バッテリー搭載量で約 1/5(容量比)となり、取扱いやすさとバッテリーが占める価格分の低減によって、普及の可能性がある実用域に近づいた仕様であると考えられる。

Table 1 Specifications of EV scooter and CUV-ES

Items	Specifications	
	Small EV scooter	CUV-ES
Length × Width × Height (mm)	1285 × 600 × 930	1785 × 615 × 1035
Vehicle curb mass (kg)	44	130
Motor type	Permanent magnet synchronous motor	Permanent magnet synchronous motor
Rated power (kW)	0.58	0.58
Maximum power (kW)	1.15	3.25
Battery type (V-Ah)	Ni-MH 48 V-7.5 Ah	Ni-Cd 86.4 V-20 Ah
Maximum speed (km/h)	40	60
Cruising distance (km/charge)	15 (300 m go-stop)	35 (ECE40 mode)
Charging hours (hr)	3	8

3.2. 電動システム構成

電動システムの構成図を Fig. 7 に示す。定格電源電圧はバッテリーのセル当たり容量と放電性能、インバータのパワー半導体の耐圧、配線部品の許容電圧、電流容量などを考慮して、48 V に決定した。灯火器電源については、ランプなどの部品の定格電圧が 12 V なので、48 V を DC-DC コンバータによって 12 V に変換し、供給する構成とした。また、48 V の駆動系回路を 12 V の灯火器回路から絶縁した。

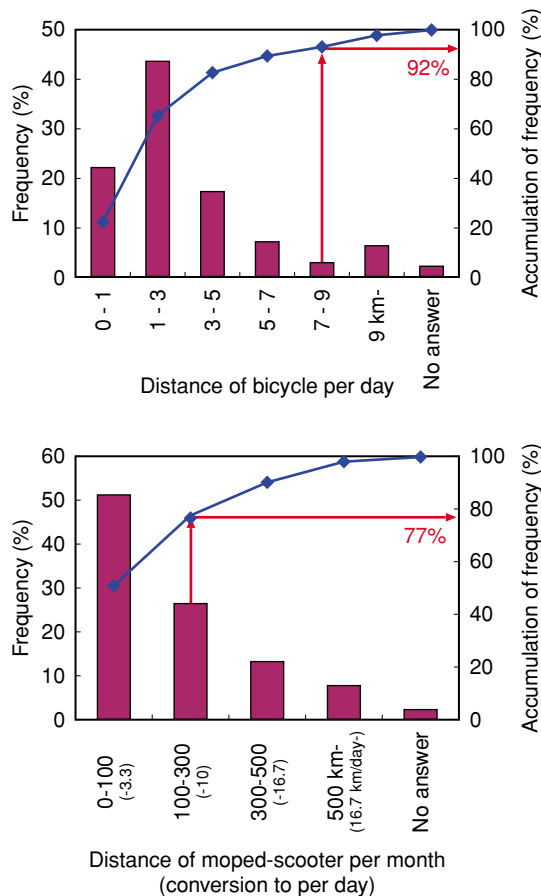


Fig. 6 Travel distance of bicycle and scooter users

バッテリーは、車体に固定式で取り外しができない構造とし、家庭用 100 V コンセントからの電力で充電する。固定式は交換式に比べ交換のための電氣的、機械的な部品が不要なので、軽量、廉価なコンセプトに適している。

3.3. 移動のためのエネルギー消費量

車体を小型、軽量化したことで走行抵抗が減少し、移動に必要なエネルギー消費量の低減が予想される。都市内の移動を想定した走行モードにおけるエネルギー消費量に関して、CUV-ES および Smart Dio Z4(エンジン車)と比較した。走行モードはアクセル全開で 300 m の発進・停止の繰り返しとし、最高速度は試験車両の種類によらず 40 km/h を上限とした。

1 km 走行あたりのバッテリー(またはガソリンタンク)から持ち出すエネルギー消費量と、その生成過程を考慮した源泉から消費されるまでのエネルギー消費量を Fig. 8 に示す。小型電動スクータのエネルギー消費量は、バッテリーからの取り出しで 83 kJ(23 Wh)/km、エネルギー生成からの換算で 172 kJ(48 Wh)/km の結果となり、都市内の短距離移動に限定すれば、源泉からの消費で CUV-ES と比べて約 1.6 倍、Smart Dio Z4 と比べて約 4 倍のエネルギー効率を有することが確認できた。

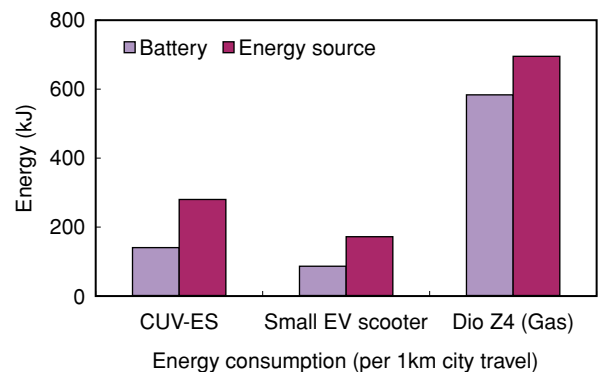


Fig. 8 Comparison of energy consumption of scooters

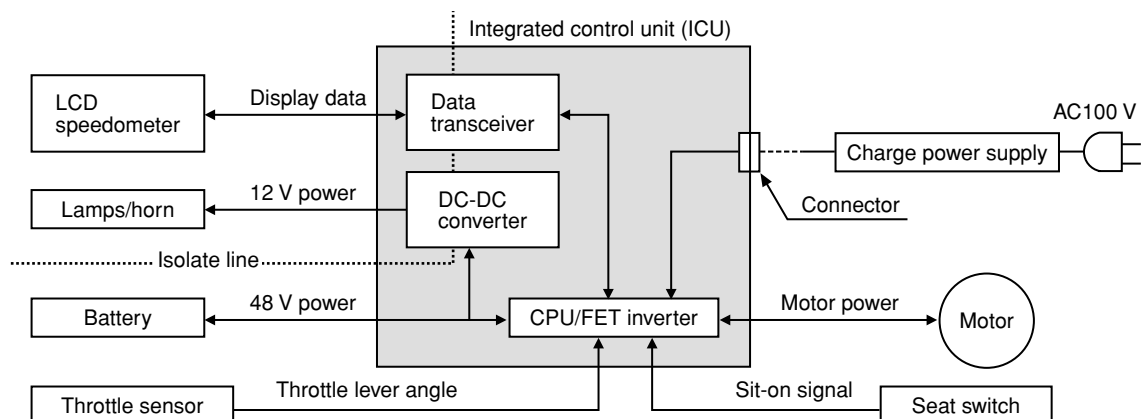


Fig. 7 Diagram of EV system

4. 主要技術

4.1. 電動コンポーネント

4.1.1. 高エネルギー密度バッテリー

小型でありながら必要な動力性能と航続距離を確保するため、高エネルギー密度型 Ni-MH バッテリーを採用した。これは電動アシスト自転車ラクーン STEP COMPO(1999 年)用に開発し、量産したものをベースとし、反応活物質の配分と総量の見直しで質量(重量)エネルギー密度、体積エネルギー密度とも+40%の改善を図ったものである(Fig. 9)。一般的に高エネルギー密度型とすると、サイクル寿命低下が懸念される。満充電の充電深度を適正化することにより水素吸蔵合金の劣化を極力抑えることで、従来と同等のサイクル寿命を実現した。

バッテリーは、1 セル 1.2 V・7.5 Ah を 20 本直列接続して 1 パックとした。パック一つの寸法は 279 × 80 × 48 mm、質量 2.9 kg で、これを 2 パック、合計 360 Wh を搭載した(Fig. 10)。

また走行で発熱したバッテリーを充電可能温度まで下げる時間を短縮すべく、アルミ製のフレームとバッテリーパックとの間の伝熱性を改善するために、それらの間にシリコーン樹脂フィラーとラバーからなる中間材を設けた。

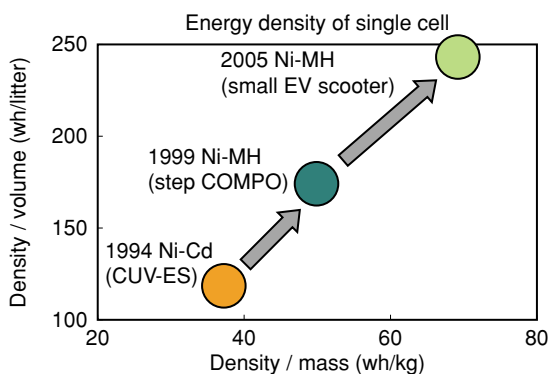


Fig. 9 Enhancement of battery performance

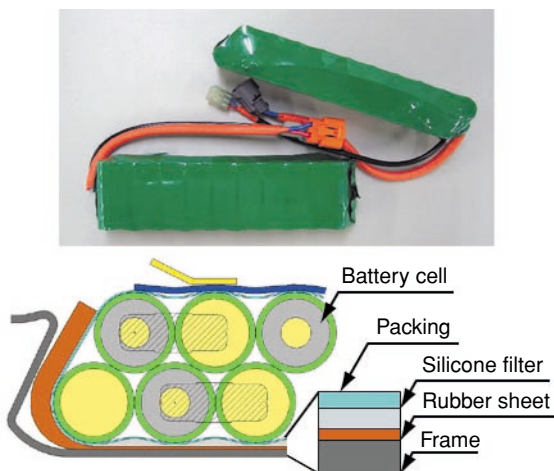


Fig. 10 Battery packs and cooling structure

これによって、初期温度 60℃ のバッテリーが充電開始設定温度の 40℃ まで下がる時間を 95 分から 80 分に短縮した。

以上の構成として、エネルギー密度を改善したバッテリーを使用し、フレームを放熱構造に兼用することで車体の小型化に大きく貢献した。

4.1.2. モジュール型パワーユニット

車体の小型化のため、動力系を構成する電気、機械コンポーネントを一体モジュール化した(Fig. 11)。スクーターでは、後輪のスイングアームにエンジン部分、変速機、遠心クラッチ、減速機を内蔵一体化した形式のパワーユニットを用いることで、動力、駆動系がまとまりよく配置されるというメリットがある。本研究では、さらに小型、軽量、シンプルさをねらって以下の構成とした。

- (1) 高トルク、低回転のアウタロータ型モータを小径の 8 インチタイヤに組合せ、モータからホイールまでを一段減速のシンプルな駆動系とした。
- (2) 電流ベクトル制御によりモータを弱め界磁領域まで高効率で運転しつつ回転レンジを拡大することで、変速機および発進のためのクラッチを不要とした。
- (3) タイヤ、モータ、インバータ間を最短配置してスイングアームに内蔵することで、スイングアーム部全長を短縮し、またアルミ鋳造で作られたスイングアームをインバータのヒートシンクとした。

これらによって単体のサイズで全長 356 × 全幅 199 × 全高 175 mm の小型電動スクーターに適し、バッテリーのエネルギーを効率よく駆動力に変換するパワーユニットが構成できた。

4.2. フレームと部品配置

車体の小型化のために小径タイヤを選択しホイールベースを短縮した上で良好な操縦安定性とするために、部品配置を最適化した。

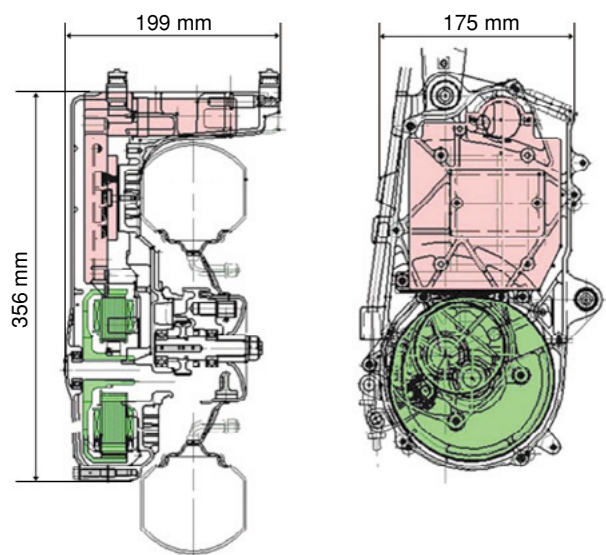


Fig. 11 Cross section of power unit

EVにおいては構成部品を分散でき、かつ配線の長さを調節することで部品の配置が比較的自由に選択可能であるため、荷重の前後配分を調整しやすいメリットがある。

車両全体を軽量化した上で、二つのパックからなるバッテリーのうちの一つをフレームのダウンチューブ部分に、もう一つをステップ部分に搭載した(Fig. 12)。これにより、前後輪の荷重配分の比率はライダーが乗車した状態で 34:66 となり、同クラスの 8 インチタイヤを用いたショートホイールベースのエンジンスクータとの比較において、荷重で同等レベル、配分比率で 3 ポイント増加した。その結果、通常の 10 インチタイヤのスクータと同等の操縦安定性が確保できた。

4.3. ユーザ利便性

4.3.1. 使い勝手と乗車感

地面に両足を付いた乗車姿勢での移動や方向転換を容易にするとともに、安定した両足立ちの姿勢から発進しやすいように、シート高を 700 mm とし、フロア幅は両足を置ける最小幅である 260 mm とした。これによって、取扱いだけでなく自転車からの移行者が最初に乗出す際の安心感が得られるようにした。また、車体の全体のサイズを小型にしつつ乗車姿勢は一般のスクータと同等とし、違和感のない乗車感を得られるようにした(Fig. 13)。

4.3.2. レバー型アクセル

二輪車が初めての人からは、グリップ型アクセルは速度調節とハンドル操作の機能が分離されていないので操作方法がわかりにくいという声がある。速度調節の機能を独立させ、二輪車が初めてでも操作がわかりやすいレバー型のアクセルを採用した。またレバーの所定の操作角度の前後で操作荷重に段階を付加し、あわせてその段階直前では速度約 8 km/h で一定となるモータ出力設定とした。これは二輪車の速度調節に慣れていないユーザに対し、操作した

荷重とレバー角度、速度の関係の把握と、自立可能な適度な下限速度での発進の習熟をねらったものである(Fig. 14)。

免許は保有するものの主に自転車を利用している方を対象として社内テストコースで実施した試乗会では、レバー型アクセルの操作性に対する肯定的意見は 88.3% であった。さらに、被験者の 6.5% は「指一本で速度が調節できるので操作が簡単」と、グリップ型より高い評価を下す結果が得られている。

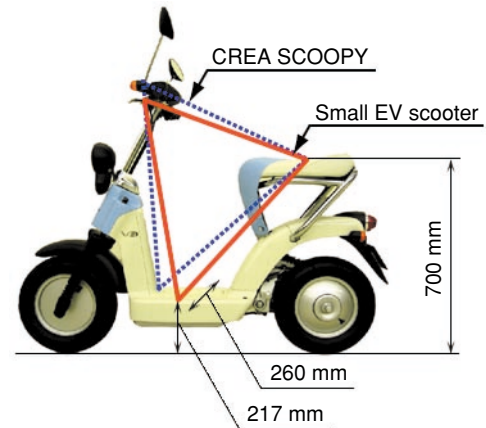


Fig. 13 Floor dimension and riding position

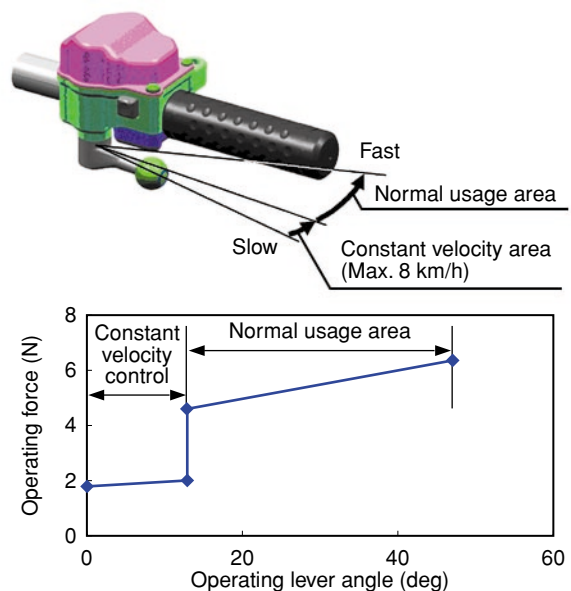


Fig. 14 Structure and characteristics of lever accelerator

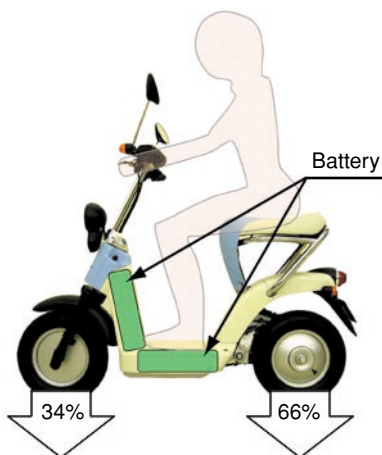


Fig. 12 Battery position and mass distribution

5. まとめ

小型電動スクータの研究を通して、以下のことが得られた。

- (1) 都市型コミュータの用途に的を絞り、バッテリー搭載量を実用上最小量とした小型軽量車とすることで、従来のエンジンスクータと比較して高いエネルギー効率を有することが確認できた。
- (2) 部品配置を最適化し前輪分担荷重を確保することで、小径タイヤ、ショートホイールベースの小型軽量車でありながら十分な操縦安定性を得ることができた。
- (3) 操作荷重に段階を持たせたレバー型アクセルを採用し、合わせて段階付近で 8 km/h 一定を保持するモータ出力特性とすることによって、二輪車のエントリューザでも習熟が容易なアクセル構造ができた。

参考文献

- (1) 仙台都市総合研究機構：自転車利用に関する市民アンケート調査 平成 14 年度版, p.20-21(2003)
- (2) 社団法人日本自動車工業会：二輪車市場動向調査 平成 15 年度, p.28(2004)

■著 者■



本田 聡



畑中 薫



古田 慎司

電動カート「モンパル ML200」の開発

Development of Monpal ML200 4-Wheel Scooter

市川 勝久*

Katsuhisa ICHIKAWA

山岸 善彦*

Yoshihiko YAMAGISHI

廣瀬 好寿*

Yoshihisa HIROSE

石川 智明*

Tomoaki ISHIKAWA

山本 隆弘*

Takahiro YAMAMOTO

要 旨

「スマートパッケージ」をコンセプトとした電動カート「モンパル ML200」を開発した。

Aアーム式独立フロントサスペンションおよびフローティングアクスル式リヤサスペンションの採用と主要部品の低配置による低重心化により、静的・動的安定性を確保するとともに乗り心地が向上した。

モータコントローラには金属ベース基板を採用し、三次元マップシステム同定速度制御および自社製ブラシレスモータ内蔵一体型トランスミッションにより効率の向上と駆動抵抗の低減を図った。車両としての消費電流値は、従来のモンパル ML100 に対し9%改善し、一充電当たりの走行距離は 34.3 km を達成した。

また、Honda ASV-3 LONG 技術を採用した灯火器類の配置により、被視認性が向上した。

ABSTRACT

The Monpal ML200 4-wheel scooter has been developed based on the “Smart Package” concept.

Increased static and dynamic stability and greater user comfort were realized by adopting A-arm independent front and floating axle type rear suspensions and by reducing the center of gravity by locating the main parts lower down.

A metal base plate was adopted for the motor controller, while the use of a 3D map system identification speed control and a Honda-manufactured brushless motor with an integrated transmission improved efficiency and reduced drive resistance.

The scooter's overall electrical consumption was improved by 9% over that of the current Monpal ML100 model, and a running distance of 34.3 km on a single battery charge was achieved.

Moreover, the arrangement of the lights, based on Honda ASV-3 LONG technology, has enhanced visibility.

1. まえがき

Honda が 1999 年に発売した四輪タイプ「モンパル ML100」⁽¹⁾は、市場の主流を三輪タイプから四輪タイプに移行させる先駆けとなり、その登坂性能の良さから、特に中山間地を中心とした多くのお客様に好評を頂いてきた。

「モンパル ML200」は、より多くのお客様に移動の喜びを提供するため、中山間地はもとより、人口比率が高く今後も増加が見込まれる都市近郊部でも、より安心して、気楽に乗ることができる新しい電動カートをねらいとした。

モニタやアンケート調査から、都市近郊部では、まわりの人を威圧しない適度なボリューム感、保管場所およびエレベータの乗り降りを含めた取り扱い性が要求されている

*汎用開発センター

ことがわかった。

そこで、商品コンセプトを「スマートパッケージ」とし、「安心」「快適」「おしゃれ」を三つのキーワードとおいた。

2. 商品特徴

Fig. 1 にモンパル ML200 の外観を、Fig. 2 にデザインスケッチを、Table 1 に主要諸元を示す。

・デザイン

「QUALITY LIFE ー毎日の生活をより豊かにする、安心、快適、おしゃれな乗り物」をデザインコンセプトとし、コンパクトでスリムでありながら、低重心で安定感を与えるデザインとした。

Table 1 Major specifications

Items	Specifications	
Model name	New Monpal ML200 (DX)	Monpal ML100 (DX)
Overall length (mm)	1,190	1,190
Overall width (mm)	595	680
Overall height (mm)	1,045	1,080
Tread (mm)	500	Front: 590/Rear: 530
Vehicle weight (kg)	112	94
Tire size	80/80-6	Front: 3.00-4 Rear: 70/100-8
Batteries	Valve Regulated Lead Acid 12V-35AH × 2	
Motor (30 min. rated output)	DC brushless motor (24V 430W) × 1	DC brush motor (24V 360W) × 1
Drive system	Direct 2-rear-wheel drive system (with differential)	
Brakes	Electromagnetic brake, regenerative brake, manual brake	
Max. speed (km/h)	6	6
Min. turning radius (mm)	1,430	1,470
Max. continuous driving range (Until stopping) (km)	34.3 (6km/h on level surface)	31.6 (6km/h on level surface)
Max. driver weight (kg)	100 (including baggage)	100 (including baggage)



Fig. 1 External view of Monpal ML200



Fig. 2 Design sketch

- (1)「愛着感」を表現したフロントフェイス
- (2)「軽快感」を表現したサイクルタイプのフロントフェンダ
- (3) U字型ピラー風デザインで、乗る人が守られるような「シッカリ感」を表現したフロントパネルとフロアから続くリヤパネル

- ・取り扱い性に優れたパッケージ

モンパル ML100 に対し、85 mm 狭い自転車並みの車体幅 595 mm とし、走行時、保管時、エレベータへの乗り降りにおいても、容易に扱える寸法とした。

また、運転者から、タイヤの向きが容易にわかるフロントフェンダを採用し、優れた取り回しを実現した。

- ・快適な乗り心地

フロントおよびリヤサスペンションの設定により、操縦安定性と乗り心地を両立させた。

- ・安心の走行性能

自社製ブラシレスモータ内蔵の一体型トランスミッションおよび三次元デジタルマップシステム同定速度制御を採用したモータコントローラにより、一充電当たり 34.3 km の走行距離と上り坂でも速度の低下が少ない登坂性能を達成した。

- ・進化した操作系

左右両側走行レバー、電源連動自動リセット付き前後進切り替えスイッチ、一目でわかる大型インジケータ、キャンセル機能付きウィンカの採用により、使いやすさと安心感を追及した。

- ・高い被視認性

Honda ASV-3 LONG 技術を車両側面に取り入れ、灯火器類を車体の低い位置に配置することにより、距離感を向上させた。また、灯火器類の個数増加と車体の高い位置

への配置により、自動車等の運転者からの発見率を向上させた。

本技術紹介では、主な特徴である「スマートパッケージ」「快適で安心な乗り心地」「安心の走行性能」を具現化した車体技術、パワートレイン技術、制御技術について述べる。

3. 車体技術

3.1. 安定性の確保

電動カートと一般的な車両との違いを以下に示す。

- ・車両重量(約 100 kg)に対し運転者の体重が相対的に大きい、運転者の体重移動による安定性向上は期待できない。
- ・運転者の想定体重が 40 - 100 kg と幅広い。
- ・車両寸法は型式認定基準により、全長:1200 mm×全幅:700 mm ×全高:1090 mm 以下に規定される。
- ・相対的に重心高が高いため、傾斜地での荷重移動が大きい。
- ・乗降性、視認性、居住性を考慮すると着座位置を下げるにも限界がある。
- ・使い勝手から要求される旋回半径を 1.5 m 以下とするには、舵角は内輪側で 55° 以上必要である。
- ・駆動、制動が後輪のみに依存するため、安定した駆動力、制動力を得るためには、前輪/後輪の重量比は30/70(%)程度に設定する必要がある。

上記の制限のもとで、モンパル ML100 に対し、車体幅を狭めながらも安定性を確保し、サスペンションの装着により快適性を向上させることが課題であった。

3.1.1. 静的安定性

トレッドを狭くすることによって低下した静的安定性は、重心高を下げることで補った。

具体的には、バッテリー等の重量物の低配置レイアウト、ウレタン封入パンクレスタイヤ、サスペンション、回転シート機構等の装備による重量増加分で、モンパル ML100 に対し重心高は22 mm下がり、傾斜面での静的転倒角は約 5° 向上した。

3.1.2. 動的安定性

電動カートの動的安定性において主として問題となるのは、傾斜地を降坂中にハンドル操作をした場合の横方向への転倒である。

傾斜地で車両が不安定となるのは、原因として Fig. 3 に示す以下の三項目が考えられる。

- (1) 傾斜角そのものが車両の横方向安定性限界を超えてしまう場合
- (2) 傾斜角と定常旋回中の旋回横 G (斜面方向成分)の和が車両の横方向安定性限界を超えてしまう場合
- (3) 旋回横 G によるロールに伴い後内輪が浮き上がり、デフが差動して傾斜による増速で増加した横 G (斜面方向

成分)と傾斜角の和が車両の横方向安定性限界を超えてしまう場合

(1)と(2)は通常想定される路面傾斜で発生することは考えにくい、(3)は車両の特性に依存する部分であり、限界状態ではこのケースで不安定になる場合が多い。

今回、こうした挙動を抑制するために以下の手法を採用した。

(1) リヤサスペンションにロール方向の自由度を与え(後述)旋回時の接地性を向上

(2) 従来からの旋回減速機能に対し、舵角に対する減速タイミングの見直しと急ハンドル時の減速追従性を向上
この二項目と前述の低重心化の効果によりトレッド幅の縮小にもかかわらず、動的安定性が向上した。

3.2. 乗り心地の向上

電動カートの使用環境下には、歩道や縁石の段差、舗装の継ぎ目、補修跡、マンホールのふた、横断歩道のペイントから滑り止め鋼板の表面まで非常に多くの凹凸があり、衝撃や振動としてシートやハンドルに伝達される。これらの衝撃、振動を吸収し、かつ乗り心地を向上する目的で、前後にサスペンションを設定した。

3.2.1. フロントサスペンション

フロントサスペンションは、構造の簡単な、片側各一本の A アームとショックアブソーバによる左右独立の構成とした。対地キャンバ変化が大きくなるが、使用実態(車速、横加速度等)からグリップ変化や偏磨耗への影響は許容範囲内と判断した。

また、ホイールレートを多段とし、運転者が乗り込んだ状態での沈み込みを大きくとることにより、前輪分担荷重が小さい中で、快適な乗り心地と急坂等で前輪から荷重が抜けたときの接地性を確保し安定性向上を図った。

これにより登坂時や低 μ 路での転舵発進時の思わぬ直進方向への走行等の不安定な挙動を抑制し、高齢者でも安心して運転できるハンドリングを実現した。

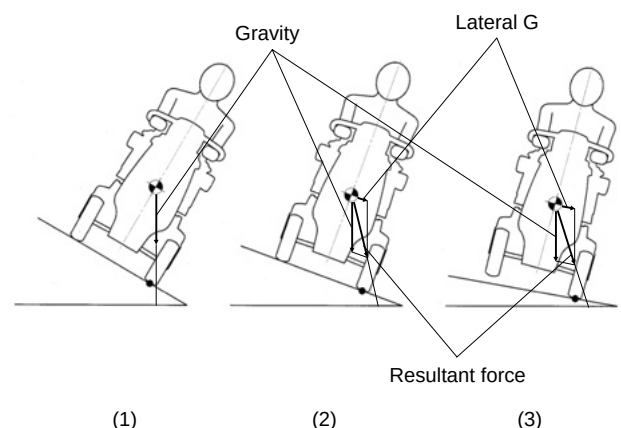


Fig. 3 Unstable vehicle model

また、筋力の小さな高齢者が長時間運転することを考慮し、操舵力を低減するためキャスト角：2°，キングピン角：7°（モンパル ML100 はキャスト角：5°，キングピン角：10°）としハンドル復元力を必要最小限とした。

電動カートでは基本的に手放し状態では車両停止となるため、過度のハンドルのニュートラル復元力は不要であり、ハンドル操作の軽快さを優先させたセッティングとした。

Fig. 4 にフロントサスペンションの構造，Fig. 5 にフロントタイヤの荷重と変位の関係を示す。

3.2.2. リヤサスペンション

一般的に、電動カートに用いられているリヤサスペンションは、モータおよびトランスアクスルユニットが左右各一本のトレーリングアームに支持された、上下方向にのみスイングする一自由度のリンクである。

モンパル ML200では、トレーリングアームのフレーム側ピボット一箇所とトランスアクスル側結合部二箇所にゴムブッシュを用いて、ロール方向の動きを与える二自由度のリンクのフローティングアクスル式とした。ラテラルロッドは安定性、乗り心地および強度を検証し省略した。

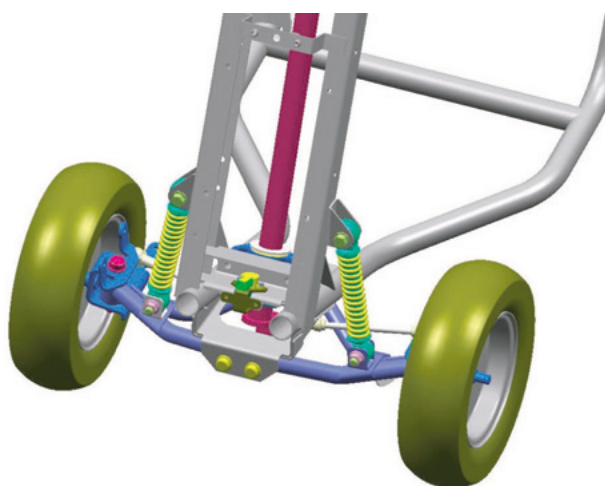


Fig. 4 Front suspension

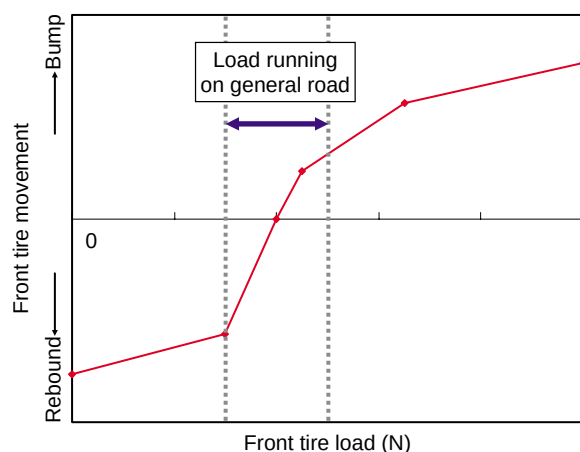


Fig. 5 Relationship between load and movement

ロール剛性は片側三個のブッシュ硬度とショックアブソーバの横方向取り付けスパンで調整した。特にフレーム側のブッシュには、スグリを入れ、ロール方向にたわみやすくすることで、片輪乗り上げ時やロール時の接地性と乗り心地を向上させた。

Fig. 6 にリヤサスペンションの構造，Fig. 7 にフレーム側のブッシュの断面を示す。

3.2.3. タイヤ

従来の空気入りタイヤから発泡ウレタン封入のパンクレスタタイプの専用設計とし、出先でのパンクの不安を解消した。乗り心地と走行抵抗を両立させるための接地面形状やウレタン硬度、路面条件の変化に対し安定した駆動力、制動力を得るためのパターン等を各種テストにより決定した。

Fig. 8にタイヤ構造およびタイヤパターンを示し，Fig. 9 にタイヤとサスペンションの乗り心地への寄与度を示す。

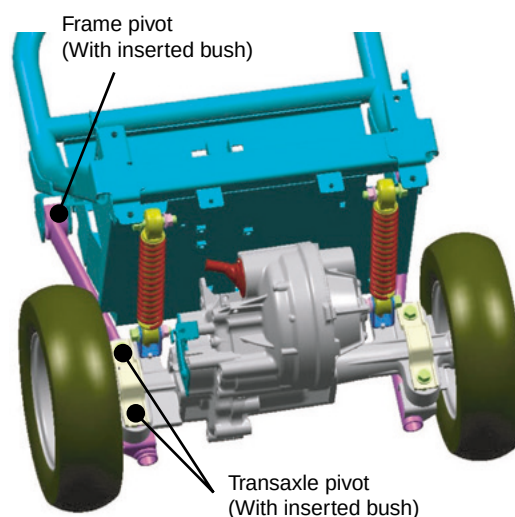


Fig. 6 Rear suspension

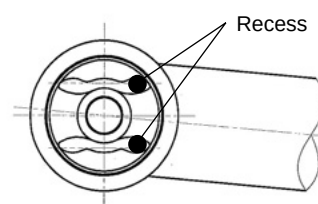


Fig. 7 Frame bush cross section

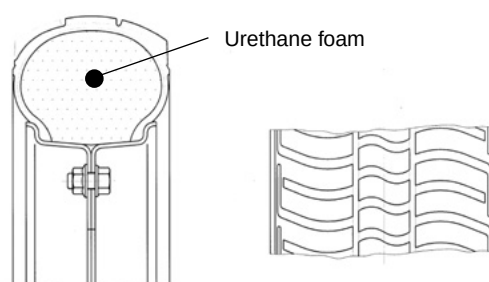


Fig. 8 Tire structure and pattern

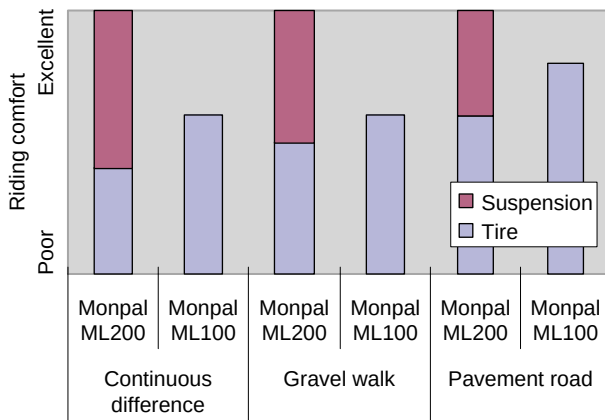


Fig. 9 Contribution to riding comfort

4. パワートレイン技術

4.1. パワートレイン構成

パワートレインは、駆動モータとして自社製ブラシレスモータを採用し、ギヤケースと一体に構成した。この構成により、部品点数の削減とモータとギヤケースとの取り付け誤差によるギヤ音の発生を防止している。

モータ軸上には、電磁ブレーキを装着しており、電源スイッチ、走行レバーの ON-OFF と車軸回転速度を検出して電磁ブレーキの作動を制御し、車両停止時には常にブレーキがかかるシステムとした。これにより、傾斜地等で停止した際にも、自動的にブレーキが作動し車両が静止保持される。

ギヤケースは三軸構造で、二軸目のカウンタシャフトにはクラッチと手動ブレーキを装着している。

クラッチはバッテリー上がりや故障時など、車両を人力で手押し移動する際に、車軸を自由に回転できるようにするもので、カウンタ軸とカウンタドリブンギヤのスプラインをシフトにより断続する構造としている。

手動ブレーキは、ロック機構付のブレーキレバーにより操作され、手押し移動時の制動や駐車時に使用されるもので、一般的な内拡式ドラムブレーキを採用している。

Fig. 10 にパワートレインの構造を示す。

ない磁石量で広範囲な運転を可能としている。

このIPM構造ロータは、このモータを先行して搭載したハイブリッド除雪機 HSS1170i において、Honda として初めて採用し、自社熊本製作所で生産している⁽²⁾。

4.2.2. 半閉スロット構造ステータ

走行用モータとしてモータ自体を滑らかに回転させる手法は、スキュー構造の磁極構成やステータの閉スロット化が用いられるが、どちらも磁石の有効磁束量を下げることになり、同一体格でのパワー密度を減少させることになる。

本モータではステータを半閉スロット構造とし、さらにIPM構造ロータの磁石幅と埋め込み深さの最適化を行うことにより、回転の滑らかさと高出力化を両立させている。

Fig. 11 に半閉スロットステータの構造を示す。

4.2.3. 分割コアステータによる極太巻き線の採用と内径側バスリング構造

分割コアステータにすることで、巻き線機にはボビン型を採用する事が可能となった。また、巻き線に自己融着線を用いることで、一般に行われているワニス工程を廃止することが可能になった。

分割コアステータを採用した場合、コアに集中巻きをした各コイルを集線する必要がある。本モータではコイル端をステータ内径側へ配した。このため集線を行うバスリン

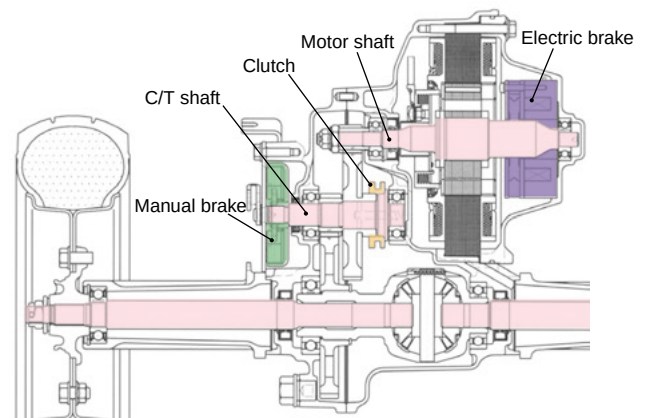


Fig. 10 Structure of power train

4.2. トランсмисシヨーン一体型モータ構造

4.2.1. IPM 構造ロータ

従来のロータは、鉄芯(コア)に磁石を接着することにより構成された Surface Permanent Magnet (SPM) 構造を採用しているため、発生する電機子反作用の影響で高温負荷時の減磁の要因となっていた。

本モータで採用したロータは、平板型の磁石を埋め込む Interior Permanent Magnet (IPM) 構造をとっている。この構造をロータに用いることにより、低速域でのリラクタンストルクの利用、高速域での弱め界磁制御が可能となり、少

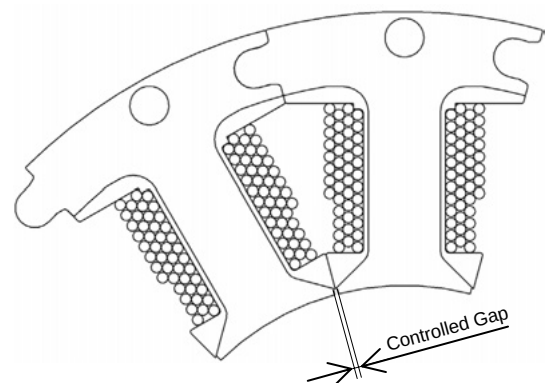


Fig. 11 Semi closed stator

グとコイルを結線する箇所は、ステータ内径に突出可能となりヒュージング結合を行うための溶接電極がステータ内径部を利用して配置することが可能となった。このため電極構造が小型単純化されることにより、配線長が短くなり電気抵抗が低減された。

4.3. 走行駆動系の効率向上

電動カートにおいて、一充電あたりの走行距離は重要な性能指標となる。モンパル ML200 の開発にあたっては、走行距離をモンパル ML100 に対し 5 % 以上向上させることを目標に、走行駆動系の効率向上を図った。

効率向上の手法としては、後述の高効率ドライブシステムを採用するとともに、モータ回転数の最適化、モータ軸に低フリクションタイプのシールドベアリングを採用するなどモータ部の消費電流の低減を図り、6 km/h 平地走行時、0.2 A (モンパル ML100 比) の消費電流値を低減した。

また、トランスミッションオイルには、近年省燃費型のエンジンに使用されている、0W-20 エンジンオイルを採用し、オイルの攪拌抵抗による、消費電流値を 0.1 A 低減した。

電磁ブレーキは、ブレーキ解除後、電圧の Duty 制御 (75 %, 500 Hz) を行うことによって実効電圧を落とし、0.1 A の消費電流値を低減した。

これらの結果、車両全体ではモンパル ML100 に対し、消費電流値は約 9 % 改善し、一充電当たり 34.3 km (DX タイプ実力値) の走行距離を達成した。

Fig. 12 にモンパル ML100 との消費電流値比較を示す。

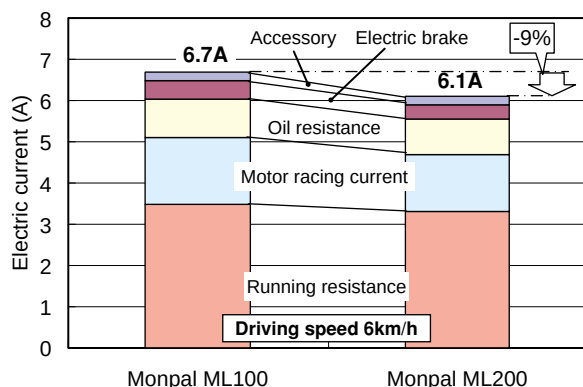


Fig. 12 Comparison of current

5. 制御技術

5.1. 高効率ドライブシステム

金属ベース基板を採用した放熱性の改善、三次元マップシステム同定速度制御による出力特性の改善により、モータコントローラの高効率化を実現した。

モンパル ML100 で採用のブラシモータとモンパル ML200 のブラシレスモータの出力特性の比較を Fig. 13 に示す。

5.1.1. 金属ベース基板を採用したモータコントローラ

モータコントローラの小型・軽量化と大出力化の要求から、ユニット中で発熱が最も大きいドライブ部の放熱性を向上させるため、モータコントローラに厚さ 5 mm のアルミ金属ベース基板を採用した。

また、モータコントローラはシート下にあるフレーム部品の鉄板 (厚さ 1.2 mm) に、放熱シートを介してボルトで締結している。

Fig. 14 にモータコントローラの実機上でのレイアウトを示す。

これにより、モータドライブ部の熱はアルミ基盤で分散され、ダイレクトにフレームに放熱することが可能になり、従来放熱のために使用されていたヒートシンクが不要になった。

この結果、モータコントローラの大出力化および小型、軽量化を両立することが可能となり、モンパル ML100 と比較すると、5 % の効率アップとなった。

車速 6 km/h 走行時のモータドライブシステムの効率の比較を Fig. 15 に示す。

5.1.2. 三次元マップシステム同定速度制御

IPM ロータ構造を採用した DC ブラシレスモータの特性を最大限に発揮させるために、モータの速度・トルクに応じ

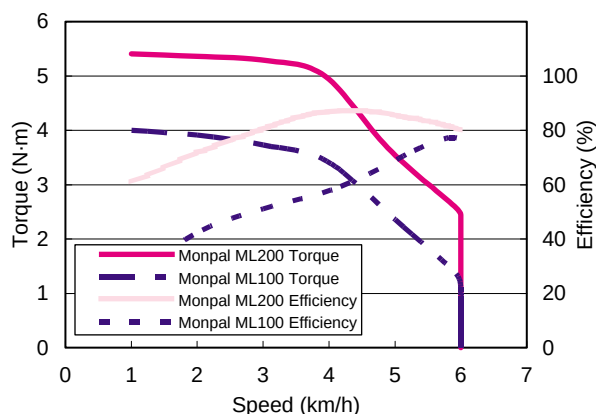


Fig. 13 Comparison of power & efficiency

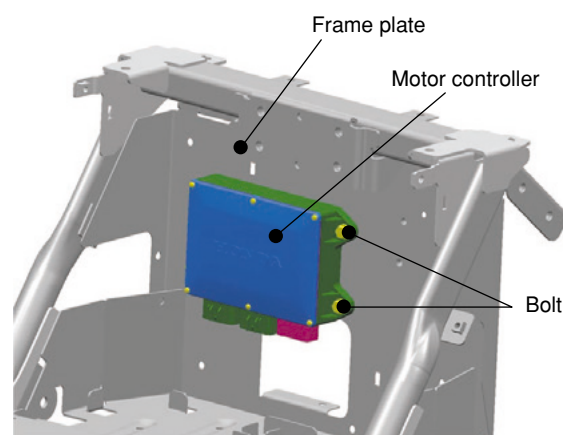


Fig. 14 Layout of motor controller

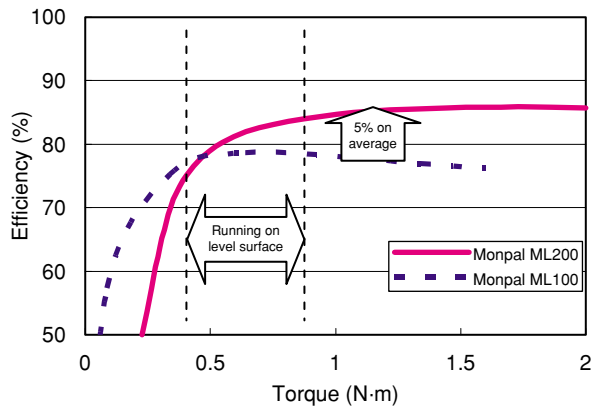


Fig. 15 Comparison of motor efficiency

て最適な通電パターンを与える必要がある。

本システムでは外部から入力される指示回転数と実回転数の差分から出力トルクを推定し、その推定した出力トルクに必要な DUTY 値、進角値、通電角値を ROM 上の三次元マップから算出する。この算出演算をリアルタイムに行うことにより、安定した速度制御を実現している。

ところで、本システムのモータは前述の IPM 構造ロータおよび集中巻きステータで構成していることから、最適な速度制御を実現した場合の電磁界モデルが非常に複雑になる。そこで前述の ROM 上の DUTY 値、進角値、通電角値の三次元マップはあらかじめ計算と実測によって求めている。

Fig. 16 に DUTY 値の三次元マップ代表特性を示す。

5.2. その他の制御技術

5.2.1. 旋回減速制御

一般的に、電動カートには旋回時の走行フィーリングと車体安定性向上の目的から、運転者のハンドル操作量に応じて、車体の最高速度を制限する旋回減速機能がある。

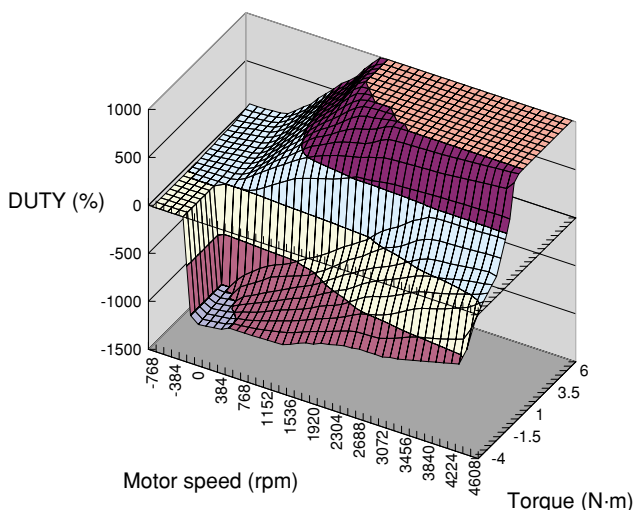


Fig. 16 Three-dimensional map of DUTY

モンパル ML100 ではステアリングシャフトのラジアル方向に取り付けた旋回スイッチの ON, OFF でハンドル操作量を検知していたが、モンパル ML200 ではステアリングシャフトの回転操作量をより正確に検出するためにステアリングシャフトからギア駆動されるポテンシオメータでハンドル操作量を検知している。運転者のハンドル操作量はリニアにポテンシオメータの出力値となるため、これに応じたりニアな減速制御を行うことでスムーズな旋回減速を実現した。

車速設定値とモータコントローラ内のステアリング比との関係を Fig. 17 に示す。車速が 4 km/h 以上出ている場合には、ハンドル操作により最小 4 km/h まで減速させている。これらの関係を(1)式に示す。

$$\begin{aligned} N_{cd} &= N_{cm} \times R_{st} \\ N_{set} &= N_{iset} - N_{cd} \end{aligned} \quad (1)$$

N_{cd} : 最高速度の減速度

N_{cm} : 旋廻減速前の車速度

R_{st} : ステアリングのポテンシオからの旋回比

N_{iset} : ユーザアクセル操作による車速度設定

N_{set} : 実際の車速度設定

5.2.2. CAN 通信の採用

モンパル ML200 では、機能別にコントロールパネル部 ECU とモータドライブ部 ECU の二つの ECU で構成され、ECU 間の情報の交換を Controller Area Network (CAN) 通信により行っている。

操作部の走行レバー、前後進切り替えスイッチ、最高速度設定ボリューム、ステアリングセンサの信号をコントロールパネル ECU が受け、CAN 通信経由で情報を伝達し、モータドライブ部 ECU での最適モータドライブ制御を行うドライブバイワイヤ (DBW) を実現している。

CAN 通信の効果としては下記があげられる。

- (1) 発熱の大きなドライブ部を 1 ヶ所に集約できた。
- (2) 操作部のハーネスを短縮できた。

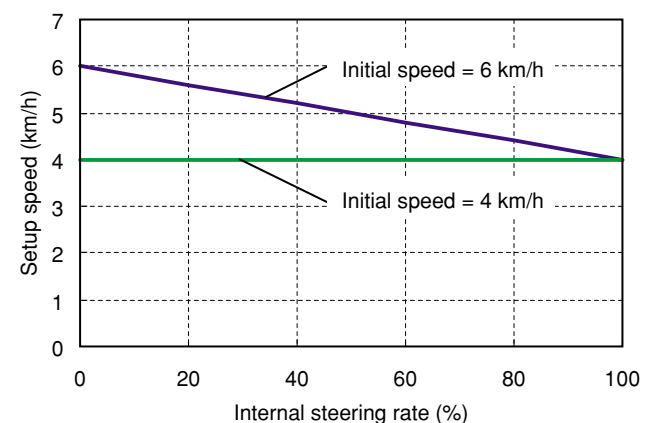


Fig. 17 Relationship between setup speed and internal steering rate

- (3)稼動部のハーネス数を現行モンパルに対して約50%少なくすることができた。
- (4)ECUが機能別に別れているため、高度な故障診断ができた。

6. むすび

サスペンションの設定と低重心化により操縦安定性・乗り心地が向上し、三次元マップシステム同定速度制御・自社製ブラシレスモータ内蔵一体型トランスミッションの効率アップにより車両として一充電あたりの走行距離が向上してきた。

これらの車体技術・パワートレイン技術・制御技術により、商品コンセプトである「スマートパッケージ」、キーワードである「安心」「快適」「おしゃれ」を具現化することができた。

「モンパルML200」は、その結果、従来の電動カートに対して、より使いやすい商品となり、多くのお客様に喜んで使って頂けると確信している。

参考文献

- (1)保坂潤，乾勉，前坂清富：電動四輪車いす「モンパル ML100」の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No. 1, p.21-26
- (2)脇谷勉，山岸善彦，川上俊明，御菩薩池勉：小型ハイブリッド除雪機における電気制御システムの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.63-70

■著 者■



市川 勝 久



廣 瀬 好 寿



山 本 隆 弘



山 岸 善 彦



石 川 智 明

U.S. ULEV2 対応ガソリンターボエンジンの開発

Development of Gasoline Turbo Engine Conforming to U.S. ULEV2 Regulations

太田 徹*

Tohru OHTA

松村 安雄*

Yasuo MATSUMURA

河野 龍治*

Ryuji KONO

高橋 のぶ*

Nobu TAKAHASHI

伊藤 信裕*

Nobuhiro ITO

要 旨

高出力と低燃費、低排出ガスの両立をねらいとした2.3 L 4気筒ガソリンターボエンジンを新規開発した。本エンジンは、Honda 独自の i-VTEC エンジンに、新開発の可変容量ターボチャージャを追加し、179 kWの高出力と、3.5 L自然吸気エンジン並みの低速トルク、高い過給圧応答性を有している。排出ガス低減として、エキゾーストマニホールドのアルミニウム合金化による排気系熱容量の低減、さらに、ターボチャージャ直下に配置した排気触媒容量の最適化等により、エンジン始動直後の排気触媒を早期活性化し、U.S. ULEV2規制適合を可能にしている。本エンジンは、U.S.向け新型 SUV に搭載され、3.0 – 3.5 L 自然吸気クラス SUV 車と同等以上の動力性能とクラストップレベルの低燃費の両立を実現した。

ABSTRACT

Honda has developed a 2.3L 4-cylinder gasoline turbo engine that balances high power output with high fuel economy and low emissions. The new engine adds a newly developed variable-capacity turbocharger to Honda's proprietary i-VTEC engine technology. This addition resulted in a peak power output of 179 kW with the low-speed torque characteristics of a 3.5L normal aspirated engine due in part to a high boost-pressure response. Rapid activation of the exhaust catalyst is achieved by positioning it directly underneath the turbocharger and by reducing the heat capacity of the exhaust system via an exhaust manifold constructed out of aluminum alloy. This, coupled with a highly optimized catalyst metal loading has enabled this powertrain to meet the requirements of U.S. ULEV 2 regulations. This engine will be used in a new model SUV for the U.S. market. The vehicle will display a dynamic performance equal to or better than that of SUVs fitted with 3.0-3.5L normal aspirated engines, while at the same time achieving top-in-class fuel economy.

1. まえがき

世界的規模で環境問題に対する取り組みがおこなわれている中、自動車に関しては、テールパイプエミッションはもとより、石油消費量の増加によるガソリン価格の高騰とあいまって、CO₂削減の観点から自動車の燃費向上に対するニーズは、ますます高まっている。自動車の燃費向上技術に関して、さまざまなアプローチが考えられるが、過給による排気量のダウンサイジングもそのひとつに挙げられる。ターボチャージャによる過給は、機械式過給に比べて摩擦損失が少なく、排気量ダウンサイジングによる燃費向上に適している。しかし、排気エネルギーの少ない低回転域のトルクおよびレスポンスは、大排気量自然吸気エンジンに比

べて劣り、重い車両への適用はドライバビリティを損ねると考えられてきた。本エンジンでは、ターボチャージャに Variable Flow Turbocharger (VFT) を採用し、低回転域のトルク、レスポンスを向上させている。この VFT とターボエンジン用に最適化されたオートマチックトランスミッションの組み合わせは、比較的重い SUV 車に、大排気量車に劣らない走行性能を与えている。また、ターボチャージャは、排気系熱容量の増加を招き、始動直後の排気ガス浄化性能に影響の大きい排気触媒の昇温を妨げる要因となる。本エンジンは、Honda 独自の i-VTEC 機構と排気系熱容量の低減、および排気触媒容量の最適化等により、U.S. ULEV2 規制に適合している。本稿では、この新開発ガソリンターボエンジンの概要と主要技術について報告する。

*四輪開発センター

Table 1 Engine specifications

Engine code		K23A	K24A
Cylinder configuration		In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)		86 × 99	87 × 99
Displacement (cm ³)		2300	2354
Compression ratio		8.8 : 1	9.7 : 1
Valve train		DOHC i-VTEC	DOHC i-VTEC
Number of valves		4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	Inlet	35	35
	Exhaust	30	30
Turbo charger		Variable flow turbocharger	—
Impeller external diameter (mm)	Compressor	56	—
	Turbine	32	—
Exhaust manifold		Water-cooled aluminum alloy	Stainless steel pipe
Catalyst [vol.(L)]		Close coupled [1.4] + underfloor [1.0]	Underfloor [1.7]
Recommended gas (octane rating)		Unleaded premium (RON95)	Unleaded regular (RON91)
Max. power (kW/rpm)		179 / 6000	125 / 5800
Max. torque (Nm/rpm)		353 / 4500	220 / 4000

2. 開発のねらい

本エンジンを開発するにあたっては、U.S. 市場のコンパクト SUV カテゴリー用エンジンとして下記項目を目標とした。

- (1) U.S. 市場 3.0 – 3.5 L 自然吸気の SUV 車でトップクラスの燃費と加速性能の両立。
- (2) スムースで停滞感のない、伸びのある発進加速性能の達成。
- (3) U.S. ULEV2 規制適合ターボ車トップクラスの最大出力と 3.5 L 自然吸気エンジン並みの最大トルクの達成。

3. エンジン概要と主要諸元

3.1. エンジン概要

Table 1 に本エンジン主要諸元と本エンジンのベースとなった ACCORD 用 2.4 L 自然吸気エンジン(K24A)との対比を示す。また、本エンジンの概略を Fig. 1 に示す。

ACCORD 等に搭載されている K24A 4気筒 i-VTEC⁽²⁾ エンジンの骨格をベースに、ターボ化に伴うレシプロ系の強度向上等の対応をおこなっている。排気量は、K24Aのシリンダボアを 1 mm 縮めた 86 mm とし、2.3 L とした。動弁機構は、K24A が採用している i-VTEC を踏襲している。本エンジンが採用する i-VTEC 機構は、吸気側カムシャフトに VTEC(可変バルブタイミング&リフト機構)と VTC(カムシャフト連続位相可変機構)を組み合わせたものである。吸気側バルブは、VTEC 機構を用いて、燃焼安定化の 1 バルブ休止と高充填効率化の 2 バルブ駆動を運転領域に応じて切換えている。1 バルブ休止と高スワール吸気ポートとの組み合わせは、始動直後の点火時期遅角時の燃焼安定化に有効である。これにより始動直後の点火時期遅

角を可能とし、触媒温度の早期昇温を実現している。また、吸気側カムシャフトに組み込まれた VTC は、内部 EGR 導入によるフィードガス NO_x 低減とポンピングロスの低減による燃費向上に寄与している。さらに、本エンジンでは、水冷式アルミニウム合金製エキゾーストマニホールドを開発し、ターボチャージャ装着による排気系熱容量増加を最小限に抑え、始動時の触媒の早期活性化を図っている。従来 Honda のエンジンで採用しているエキゾーストマニホールド一体ヘッド⁽⁴⁾は、各気筒から集合部までのエキゾーストポートをシリンダヘッド内で完結した一体構造としている。本エンジンでは、ターボチャージャ装着で、高排圧、高温となるエキゾーストポートまわりの冷却性向上と、ターボチャージャとエキゾーストマニホールド間の合わせ面部分の冷却性向上のために、エキゾーストマニホールド部分を別体とし、ウォータージャケット面積の拡大を図っている。エキゾーストマニホールドのウォータージャケット構造を Fig. 2 に示す。

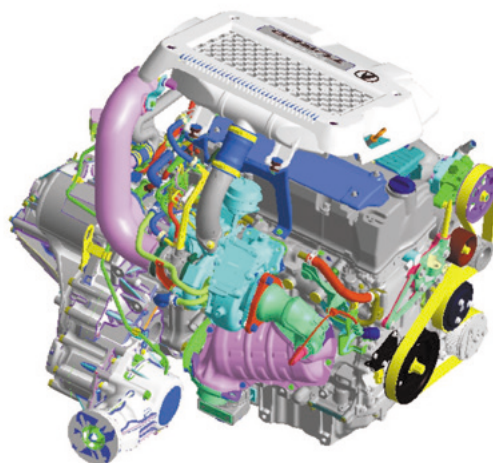


Fig. 1 K23A DOHC i-VTEC turbo engine

3.2. ターボチャージャ概要

本エンジンが採用したVFTの概要をFig. 3に示す。VFTは新しい構造の可変容量ターボチャージャである⁽¹⁾。タービンは固定ベーンにより仕切られた内周、外周のふたつのスクロールを持ち、タービン入口部には、流量制御バルブが配置され、排気ガスを内外周へ分配できる構造としている。VFTは流量制御バルブの開度を変化させることで、タービン容量を任意に変化させることが可能であり、低速トルク重視の小容量タービンと高出力重視の大容量タービンの特性を兼ね備えている。ディーゼルエンジンが採用している可変容量タービンは、Variable Nozzle Turbocharger (VNT)が主流であるが、可変ノズル部に複雑な機構を持つため、耐熱性に対して課題が多く、排気ガス温度が高温となる高出力ガソリンエンジンへの採用は困難とされている。VFTは、VNTに対して、可動部の構造が単純であり、VFT唯一の可動部である流量制御バルブの摺動部は、高温の排気ガスに直接触れない位置に配置されているため、高出力ガソリンエンジンへの適用が可能となった。流量制御バルブ、ウェストゲートは、それぞれ個別の正圧アクチュエータを介して、過給圧によって駆動される。また、アクチュエータの印加圧は、ソレノイドバルブによって電子制御される。

4. 過給システムと出力性能

4.1. VFT 採用効果

ターボエンジンは排気エネルギーを回収できるため、機械式過給器付エンジンに対して高効率とされている。しかし、排気エネルギーの少ない低速エンジン回転域のトルク不足と低負荷域から高負荷域への応答遅れが大きいことが課題として挙げられる。本エンジンはVFTを採用することにより、これらのターボエンジンの課題を解決している。従来ターボチャージャとVFTの全開トルク特性比較をFig. 4に示す。VFTにより、小型ターボの低回転特性と大型ター

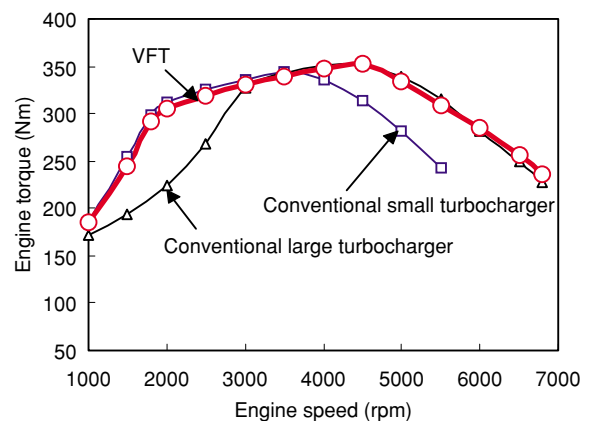


Fig. 4 Effect of VFT on engine torque

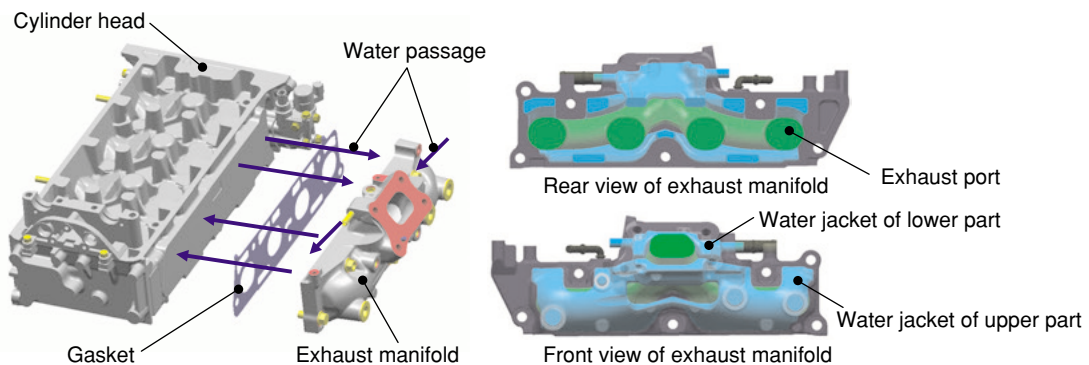


Fig. 2 View of water-cooled aluminum alloy exhaust manifold

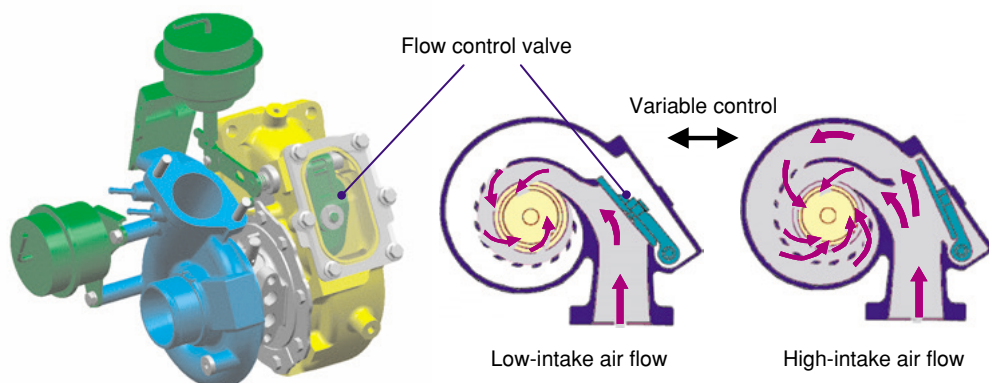


Fig. 3 View of VFT

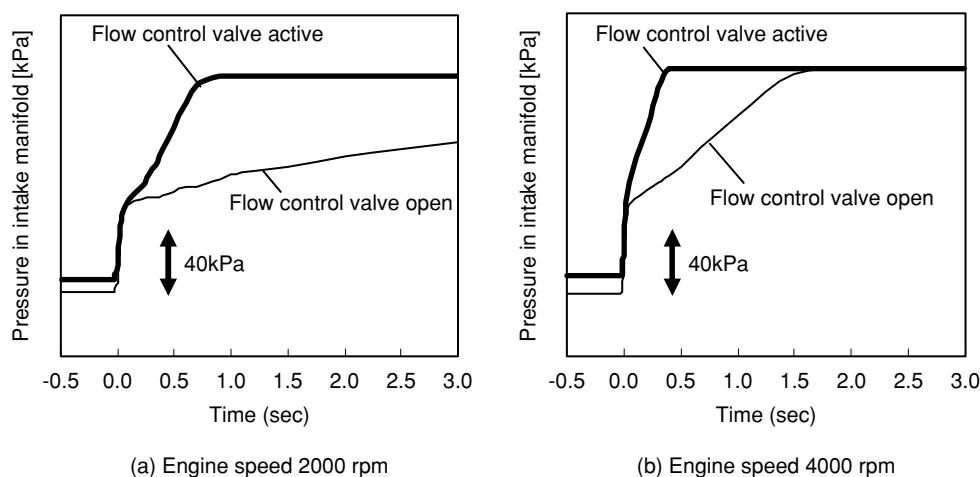


Fig. 5 Effect of flow control valve on boost pressure response

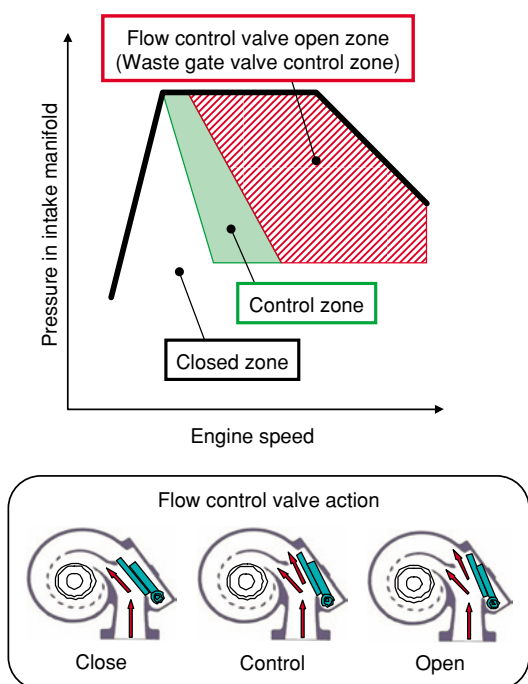


Fig. 6 VFT control zone

ボの高回転特性を合わせ持ち、ワイドレンジなトルク特性を得ることができた。

過給圧応答性の評価として、エンジン回転数一定で、スロットルを全閉から全開まで踏み込んだ場合の過給圧の立ち上がり特性を Fig. 5 に示す。

VFTの流量制御バルブ全開で流量制御なしの特性は、一般的な大型のターボチャージャに相当する。2000 rpmの低回転時には、流量制御なしの特性では目標過給圧に到達し得ないが、流量制御をおこなうことで、1.0 秒以内に目標過給圧に到達することが可能となった [Fig. 5 (a)]。4000 rpmでは流量制御バルブによる流量制御なしの特性に比べ、流量制御をおこなうことで、目標過給圧への到達時間が1.7 秒から 0.4 秒へと 1/4 以下となった [Fig. 5 (b)]。

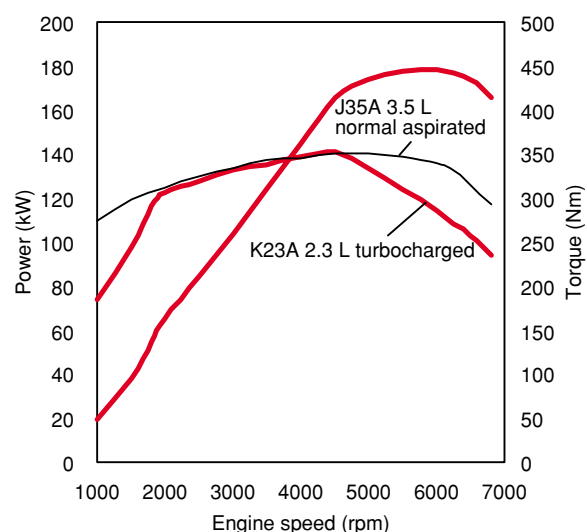


Fig. 7 Engine performance

4.2. 過給圧制御

過給圧は、運転条件に応じて流量制御バルブとウェストゲートバルブによって制御される。それぞれのバルブは、独立する2個のアクチュエータで駆動される。流量制御バルブは、基本的に吸入空気流量に応じて開度設定される。過給圧は、低吸入空気流量領域では、流量制御バルブによって制御され、高吸入空気流量領域では、ウェストゲートバルブにより制御される。Fig. 6に過給圧コントロール領域概略図を示す。

4.3. 出力性能

本エンジンは、吸排気抵抗の低減をはかるとともに、大容量低圧損インタークーラとこれを冷却するための高効率冷却風ガイドによる吸気温度冷却効果を得て、最大出力 179 kW、最大トルク 353 Nmを達成した。本エンジンの全開出力特性、および比較として、ACURA RL に搭載の J35A(3.5 L V6)の全開出力特性をFig. 7に示す。本エンジンは、2000 – 4500 rpm の常用域で、3.5 L 自然吸気エンジン並みのト

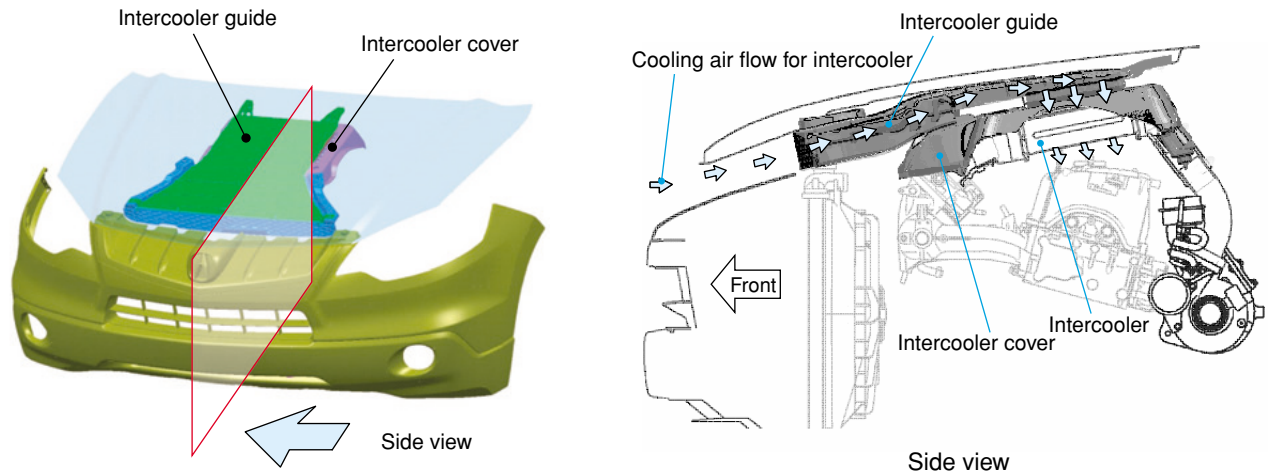


Fig. 8 View of intercooler guide

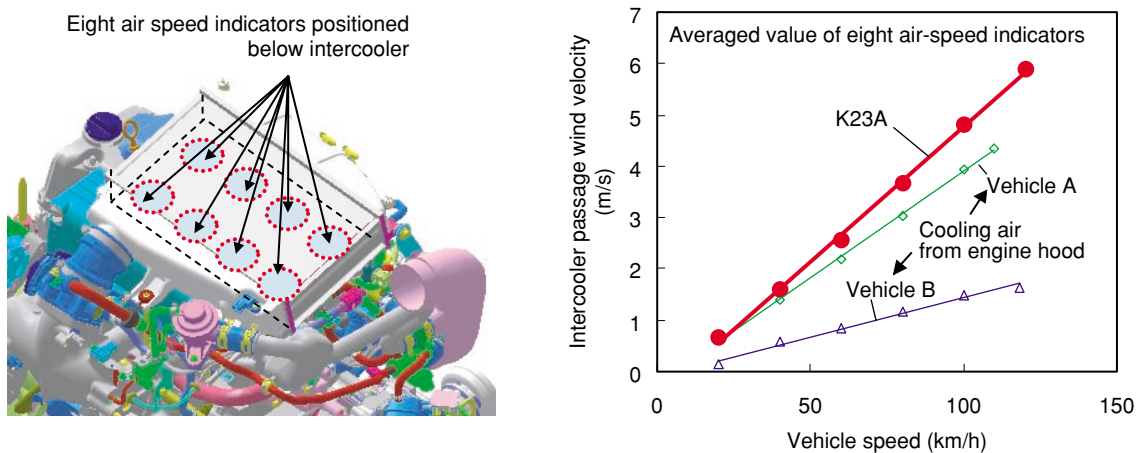


Fig. 9 Intercooler passage wind velocity

ルクを達成した。

インタークーラはエンジン上部に配置し、車体前面から取り入れた冷却風は、Fig. 8に示すようにインタークーラガイドおよびインタークーラカバーにより導風される。インタークーラガイド概要を Fig. 8 に示す。

インタークーラの冷却風能力は、インタークーラの下面に8個の風速計を配置し、車両速度に対するインタークーラ通過後の8箇所の風速の平均値で評価をした。本エンジンは、車両前面から冷却風を取り入れることにより、車両速度 100km/h 時に 4.8 m/s を確保し、従来多く採用されているエンジンフードから冷却風を取り入れる方式に対して、Fig. 9 に示すように、優位性のある性能が得られた。

5. エンジン単体燃費

通常、過給エンジンはノッキングを回避するために圧縮比を低めに設定する必要があるが、自然吸気エンジンに対して燃料消費率は低下する。燃料消費率低下を抑制し、過給によるダウンサイジングを効果的なものにするために、ノッキングの改善をはじめとする燃費改善をいかに実現するか

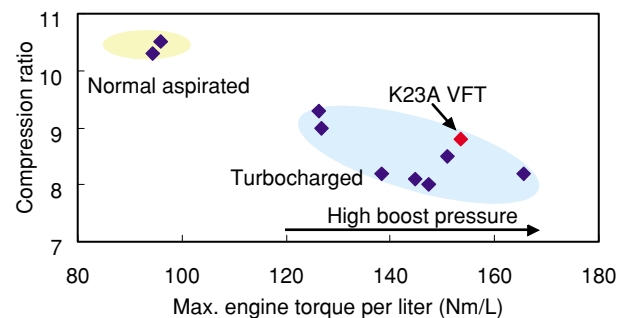


Fig. 10 Positioning of compression ratio

が重要である。本エンジンは、細軸ロングリーチタイプの点火プラグを採用するなど、燃焼室まわりのウォータジャケット形状改善によるノッキング回避の対応をおこなって、燃費の低下を防止した。一方、過給エンジンでは、排気量あたりのエンジントルクは、過給圧に比例する。高過給圧はノッキング回避のために、圧縮比の低下を招く。しかしながら、本エンジンでは Fig. 10 に示すように、高過給圧により排気量あたりのトルクを向上させながら、他の多くの過給エンジンに比べ高い圧縮比を達成した。

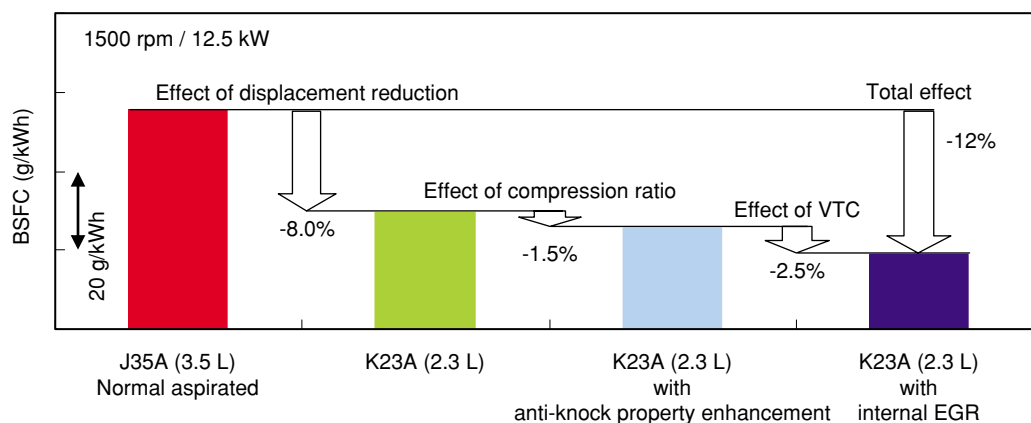


Fig. 11 Effect of displacement reduction on BSFC

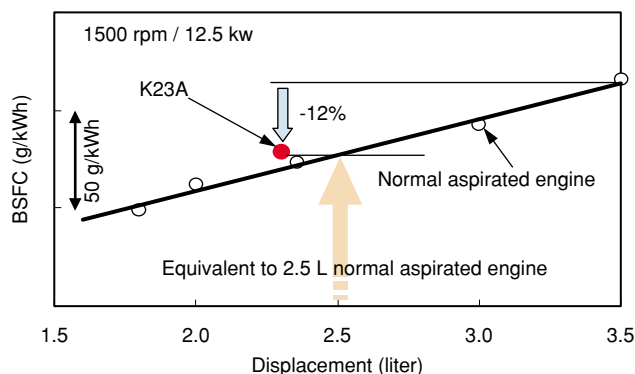


Fig. 12 Positioning of BSFC

Fig. 11 に示すように、圧縮比アップに加えて、VTC を用いた内部 EGR によるポンピングロス低減効果と合わせて、最大トルクで同等の 3.5 L 自然吸気エンジンに対して、約 12% の BSFC 向上を達成した。

また、Fig. 12 に示す自然吸気エンジンの排気量に対する BSFC の関係において本エンジンは、2.5 L 自然吸気エンジンに相当する位置付けとなる。

6. 低エミッション技術

排気ガス浄化システムは、VFT の直下にメタル担体の触媒を配置し、さらにエキゾーストパイプを介して、床下にセラミック担体の触媒を配置した。本エンジンの排気系システムを Fig. 13 に示す。

本エンジンは、水冷式アルミニウム合金製エキゾーストマニホールドを採用したことにより、ステンレス製エキゾーストマニホールド付に対して、始動後 20 秒の触媒温度を約 120°C 上昇でき、排気触媒の早期活性化に寄与している。Fig. 14 に始動直後からの排気触媒温度時間変化を示す。

また、直下には、低排圧化のためにメタル担体を採用した。しかし、メタル担体はセラミック担体に比べて伝熱性が高く、昇温性能で不利である。本エンジンでは、メタル担体を二分割として触媒の分割比に着目し、シミュレーション

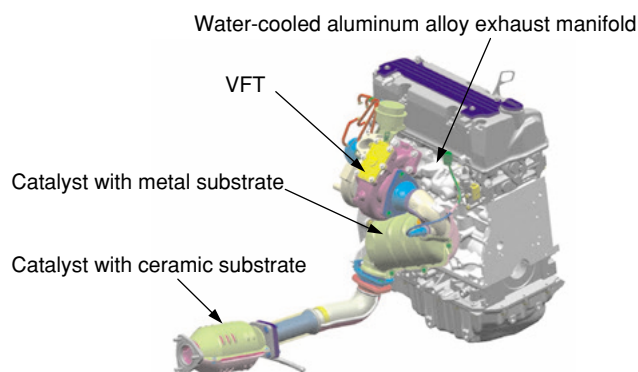


Fig. 13 View of exhaust system

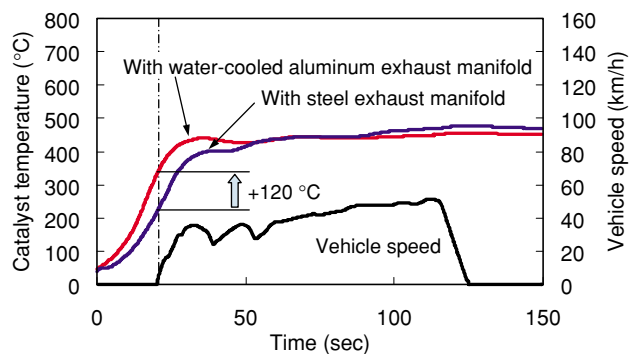


Fig. 14 Effect of water-cooled exhaust manifold on catalytic converter warm-up characteristics

を用いて昇温特性への影響を検討した。本シミュレーションは、触媒に導入される排気ガスのデータから、化学反応モデルと伝熱計算モデルを用いて触媒温度を算出する触媒反応二次元シミュレーションである。触媒を分割することで、両触媒間にできた空間の断熱効果により、上流側の触媒の昇温性能が向上する。分割比についても、上流側の触媒容量を小さくすることが、より効果的であることがわかった。触媒分割比による昇温性能の比較を Fig. 15 に示す。

以上のシミュレーション結果から、触媒の分割比を上流側 0.45 L、下流側 0.95 L とすることで、等分割の場合に比べて触媒温度を 20°C 上昇させることができた。この分割比

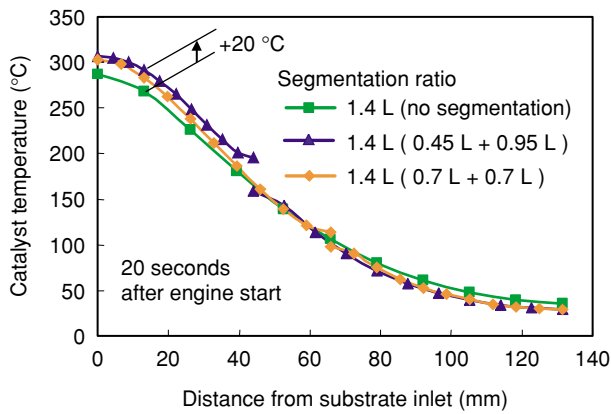


Fig. 15 Simulation results for catalyst temperature

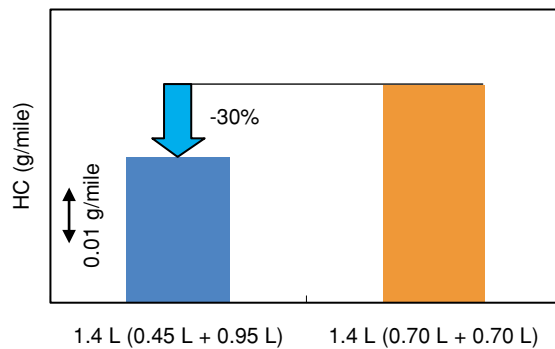


Fig. 16 Tail-pipe emissions

の触媒を車両に適用した結果、Fig. 16 に示すように、U.S. エミッションモード(冷機始動モード)における排気ガス中の HC 濃度を 30% 低減することができた。

K24A より引き継いだ i-VTEC をはじめとする低排出ガス技術⁽³⁾に加え、先に述べた排気システムによる触媒昇温性能向上により、U.S. ULEV2 エミッション適合を実現した。

7. 車両性能と燃費

7.1. 発進加速性能

目標であるスムーズで停滞感のない、伸びのある発進加速性能を達成するために、VFT によるレスポンス向上に加えて、オートマチックトランスミッションのトルクコンバータ特性を最適化した。Fig. 17 に、本エンジンを搭載した SUV 車両と 3.5 L 自然吸気エンジン(C 車)、一般的な大型ターボチャージャー付の 2.3 L エンジン(D 車)の発進加速性能の比較を示す。

大排気量自然吸気エンジンの C 車は、トルクコンバータの増幅効果により、発進時のスロットル全開直後に最大加速度が発生し、その後、緩やかに下降していく。従来の大型ターボチャージャー付エンジンの D 車は、過給圧上昇の応答遅れのために、過給前のエンジントルクによる加速度のピークに達した後、緩やかに加速度が低下し、その後、過給圧の上昇に伴って再び加速度が上昇するため、加速の停滞

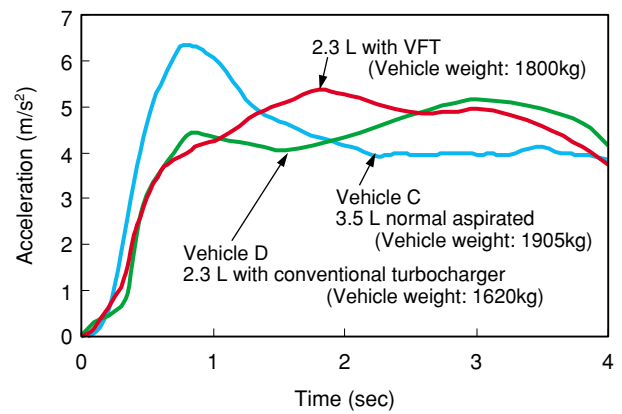


Fig. 17 Comparison of take-off acceleration performance

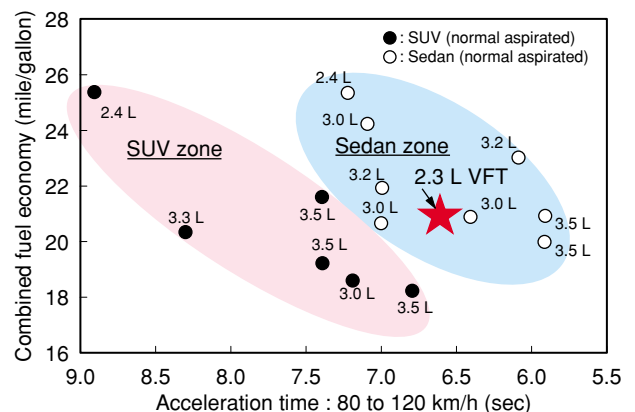


Fig. 18 Positioning of acceleration time and fuel economy

感が生じる。本エンジンは、VFT により過給圧上昇を早め、加速度の低下を防ぐことで、従来の高出力型ターボエンジンのもつ加速の停滞感を排除できる。

7.2. 車両燃費

車両燃費は、U.S. コンバイン燃費 21 mile/gallon を達成し、同クラスの SUV 車に対して、トップクラスの加速性能と燃費性能の両立を達成した。Fig. 18 に加速性能と U.S. コンバイン燃費の位置づけを示す。

8. まとめ

本エンジンは、新開発 VFT を主要技術として、大排気量自然吸気エンジンに劣らぬ走行性能を確保しながら、排気量ダウンサイジングによる燃費効果を具現化した。また、アルミニウム合金製エキゾーストマニホールド等、排気触媒の昇温性能向上による低排出ガス化を達成した過給エンジンを開発し、以下の結果を得た。

(1) 179 kW の高出力を達成しながら、エンジン回転数 2000 rpm 以下での過給圧インターセプトを達成し、低回転から応答遅れの少ない過給が可能となり、スムーズで

停滞感のない伸びのある発進加速性能を実現した。

- (2) アルミニウム合金製エキゾーストマニホールドの開発
および、ターボ直下触媒のメタル担体の分割比最適化
により、触媒昇温性能を向上し、U.S. ULEV2 エミッ
ション規制適合を達成した。
- (3) 排気量ダウンサイジング効果により、同クラスのSUV
車トップクラスの U.S. コンバイン燃費 21 mile/gallon
を達成した。

参考文献

- (1) 石井正人，安達一成，河野慎司：可変ターボチャー
ジャ，自動車技術，Vol.58, No.4, p.42-47(2004)
- (2) 新里智則，林有登：新型 2.0 L リーンバーンエンジ
ンの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2,
p.45-54
- (3) 北川浩，三部敏宏，岡松和則，安井裕司：「ACCORD
SULEV」用極超低エミッションシステム，HONDA
R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.37-44
- (4) 和田裕介，大津啓司，成田研之助，篠原利光：新型LIFE
用 i-DSI 2 プラグエンジンの開発，Honda R&D
Technical Review, Vol.16, No.1, p.93-102

■著 者■



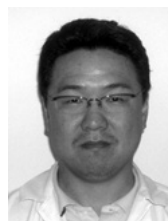
太田 徹



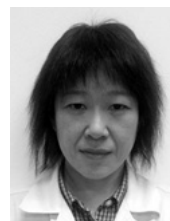
河野 龍治



伊藤 信裕



松村 安雄



高橋 のぶ

CIVIC Hybrid 用 1.3L 3stage i-VTEC VCM エンジンの開発

Development of 3-stage i-VTEC VCM Engine for CIVIC Hybrid

奥井重雄*

Shigeo OKUI

石川直宏*

Naohiro ISHIKAWA

岸勉*

Tsutomu KISHI

花田晃平*

Kohei HANADA

要 旨

低燃費と低排出ガスを両立するハイブリッド自動車2006年モデル CIVIC Hybrid 用 1.3L 3stage i-VTEC VCM エンジンを開発した。本エンジンはフリクション低減の徹底と体積効率の向上をおこなうと共に、VTEC技術を進化させ、バルブの開閉切換えを低回転、高回転、気筒休止の3段階で可能とする 3stage i-VTEC VCM を新規開発した。モータの出力向上とあわせ、モータのみでの走行をより広い運転条件で可能とし低燃費化している。2006 年モデル CIVIC Hybridは、新開発エンジンとモータの高出力化、CVTトランスミッションの伝達効率向上などにより、10・15 モード 31.0km/Lの燃費と動力性能向上を達成した。また、高密度2ベッド三元触媒改良などにより平成17年度低排出ガス基準 75%低減レベルの低排出ガスを達成した。

ABSTRACT

A 1.3 L 3-stage i-VTEC VCM engine, which satisfies both low fuel consumption and low emission requirements, was developed for the 2006 CIVIC Hybrid. In the development of this engine, friction was greatly reduced and volumetric efficiency was increased. In addition, VTEC technology was evolved to realize a 3-stage i-VTEC VCM that enables 3-stage valve motion switchover at low and high engine speeds and during cylinder idling. With the increased motor output, it is possible to run the automobile on the motor alone over a wider range of driving conditions, and to realize a further reduction in fuel consumption. The newly developed engine, higher power motor and more efficient CVT transmission enable the 2006 CIVIC Hybrid to achieve better vehicle dynamic performance and a fuel consumption of 31.0 km/L in the 10-15 mode. In addition, the performance of the high density 2-bed, 3-way catalyst has been increased, realizing low emissions equal to 75% of the low emissions standard for fiscal 2005.

1. まえがき

地球環境保護、省資源の観点から、自動車への低燃費化と低排出ガス化に対する期待はますます高くなってきている。これに対し Honda は Variable Valve Timing and Lift Electronic Control(VTEC)機構を応用した新世代エンジン^{(1), (2)}を継続して研究、開発してきている。また、電気モータとエンジンを組合せたハイブリッドシステムについても独自のハイブリッドパワートレイン Integrated Motor Assist(IMA)システムを開発し 1999 年に超低燃費車 Insight⁽³⁾で商品化している。2001年に小型セダンのハイブリッド自動車 CIVIC Hybrid⁽⁴⁾を発売し低燃費化を図ってきている。

2006 年モデルの CIVIC Hybrid 搭載用にハイブリッドパワートレインを新開発した。エンジンは 2001 年モデル(以下、従来車と呼ぶ)搭載のLDA-MF3型エンジン⁽⁴⁾をベースにフリクションの低減と体積効率の向上を図ると共に、VTEC機構を進化させ、バルブの開閉を低回転、高回転、気筒休止(バルブ休止)の3段階に切換えることが可能な 3stage i-VTEC Variable Cylinder Management(VCM)を加えたLDA-MF5型エンジンである。また、モータの出力向上、CVTトランスミッションのトルク容量と伝達効率の向上をおこないハイブリッドパワートレイン全体の高効率化を図っている。

本稿では LDA-MF5 型エンジンの新技術について、3stage i-VTEC VCM 機構を中心に報告する。

*四輪開発センター

2. 開発のねらい

従来車は、IMAシステムを搭載し5人乗り小型セダンとして世界トップレベルの低燃費を達成している。

新開発ではハイブリッドパワートレインの全面改良をおこなうにあたり、「コンパクトな設計を基本に、乗る人への快適性の向上を図りながら、さらなる走りや燃費の向上」を開発のねらいとした。

開発の具体的目標は以下の通りである。

- (1) 10・15 モード 31.0km/L の低燃費
- (2) 0-100km/h で 12 秒の加速性能
- (3) 平成 17 年度低排出ガス基準 75%低減レベルの低排出ガス
- (4) 全領域でそう快な走りを実現する一般ガソリン車と同等の自然なドライバビリティと高レスポンス

3. ハイブリッドシステム

エンジンと CVT トランスミッションの間にエンジンクランク軸に直結の薄型 DC ブラシレスモータを配し、リアシートバック後方のトランクルーム内に、モータ駆動用インバータユニット、高電圧Ni-MHバッテリーパックなどの高

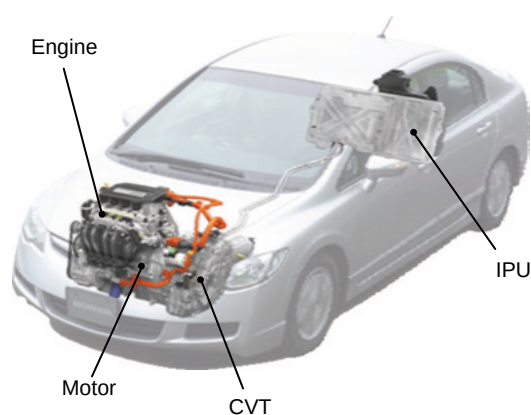


Fig. 1 IMA system construction

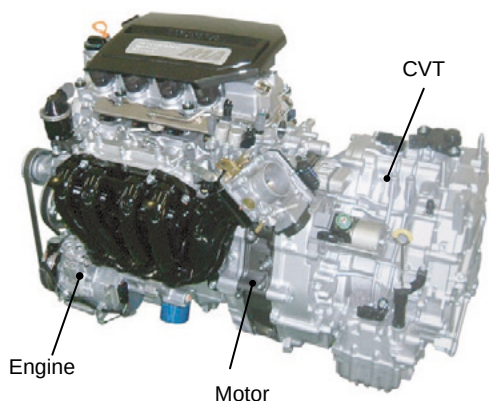


Fig. 2 View of newly developed hybrid powertrain

Table 1 Engine specifications

Engine code	LDA-MF5	LDA-MF3
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	73 × 80	73 × 80
Displacement (cm ³)	1339	1339
Compression ratio	10.8 : 1	10.8 : 1
Valve train	SOHC 3-stage VTEC	SOHC 2-stage VTEC
Number of valves	2 per cylinder	2 per cylinder
Valve diameter (mm)		
Inlet	35	32
Exhaust	30	28
Fuel supply system	Programmed fuel injection	Programmed fuel injection
Ignition system	Dual point sequential ignition	Dual point sequential ignition
Intake manifold Diameter × length (mm)	34 × 340	30 × 200
Exhaust manifold	Integrated cylinder head	Conventional
Gasoline	Regular (RON91)	Regular (RON91)
Max. power (kW/rpm)	70/6000	63/5700
Max. torque (Nm/rpm)	123/4600	119/3300

圧電装部品とそれらの冷却をおこなう空冷システムをワンパックとしたIntegrated Power Unit(IPU)を配置する。それらを接続するパワーケーブルはキャビンスペース外の車体床下に配線されている。構成部品の実車配置を Fig. 1 に、ハイブリッドパワートレインの外観図を Fig. 2 に示す。

エンジンを主動力とし、モータを補助動力とするため、全体をシンプルで軽量小型なシステムにすることができる。

4. エンジンの概要と主要諸元

Table 1 に従来車搭載の LDA-MF3 型と比較したエンジンの主要諸元を示す。新開発の LDA-MF5 型は、吸排気バルブの大径化、吸排気ポート形状最適化、樹脂製レゾネータ付きインテークマニホールドの大径・ロング管長化により体積効率を向上させ、11%の高出力化をおこなっている。また、エキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッドにより冷却水を早期昇温させるなどフリクション低減を図っている。そして燃費と出力の両立のため、バルブの開閉を低回転、高回転、気筒休止(バルブ休止)の3段階の切換えを可能とする 3stage i-VTEC VCM を採用している。

Fig. 3 に樹脂製レゾネータ付きインテークマニホールドの断面を示す。管長および管径は高回転域の出力において最適な $\phi 34 \times 340\text{mm}$ を選定した。これにより 4500rpm 以上の体積効率は LDA-MF3 型のインテークマニホールドに対し、約 5 %向上している。さらに、チャンバ部にレゾネータを配置し、共鳴周波数を合わせることで、中回転域の体積効率向上を図っている。Fig. 4に示すようにレゾネータの共鳴時は、吸気バルブが閉じる直前のタイミングの吸気管圧力が増加し吸入空気量が向上している。Fig. 5 にレゾ

ネータの影響による出力特性を示す。レゾネータにより 3000rpm から 4000rpm の出力が向上し、良好なトルク特性を得た。

Fig. 6 に排気マニホールド一体型シリンダヘッドの外観とウォータージャケット形状を示す。シリンダヘッド内で排ガスを集合させる構造で、冷却水の昇温に排気熱を活用し、エンジン暖機時の早期昇温を図っている。また同時にエンジンの軽量化も実現している。

冷却水循環経路は Fig. 7 の模式図に示すようにシリンダヘッドに先行して水を流し、排気熱による冷却水の早期昇温を促進する経路としている。また、ウォータポンプからシリンダヘッドに上がる水路にシリンダブロックへのバイパス

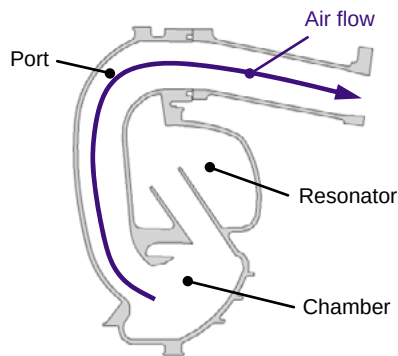


Fig. 3 Structure of intake manifold

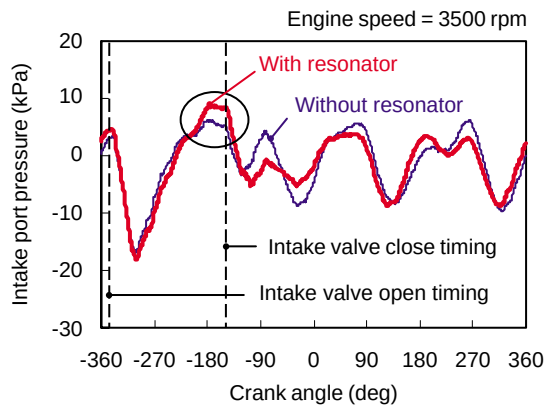


Fig. 4 Characteristics of intake manifold pressure

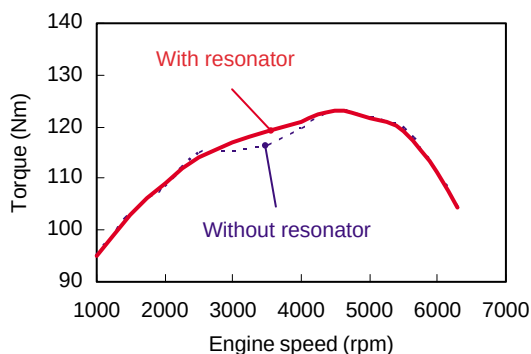


Fig. 5 Effect of intake manifold resonator

ス経路を設けることでシリンダブロック上部の横方向流れを強めノッキング抑制を図った。Fig. 8にバイパス経路の影響によるノッキング発生点火時期を示す。2000rpm 以上で約 2 deg のノッキング抑制効果を得た。

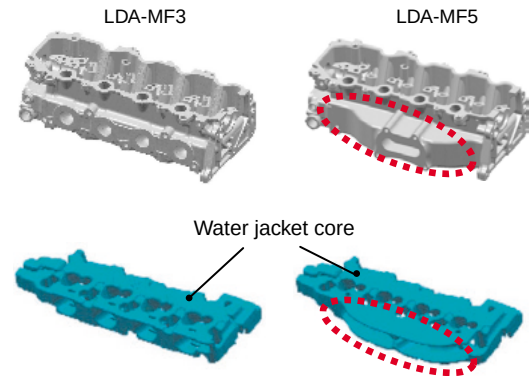


Fig. 6 View of exhaust manifold integrated cylinder head

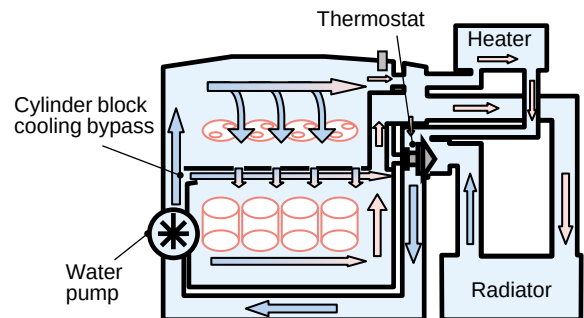


Fig. 7 View of cooling system

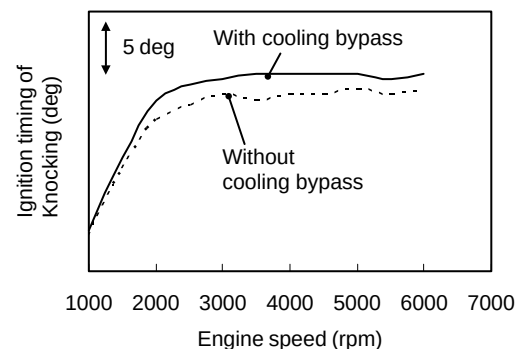


Fig. 8 Effect of newly developed cooling system

5. 出力性能

Fig. 9 に出力特性を示す。エンジンとモータを高性能化した LDA-MF5 型のシステム出力は、LDA-MF3 型に対し全領域で向上している。また、3000rpm 以下のシステム出力は、低回転域で高トルクを発生するモータアシストにより、同一車両に搭載の 1.8L i-VTEC(R18A 型)エンジン⁽⁵⁾を上回る。

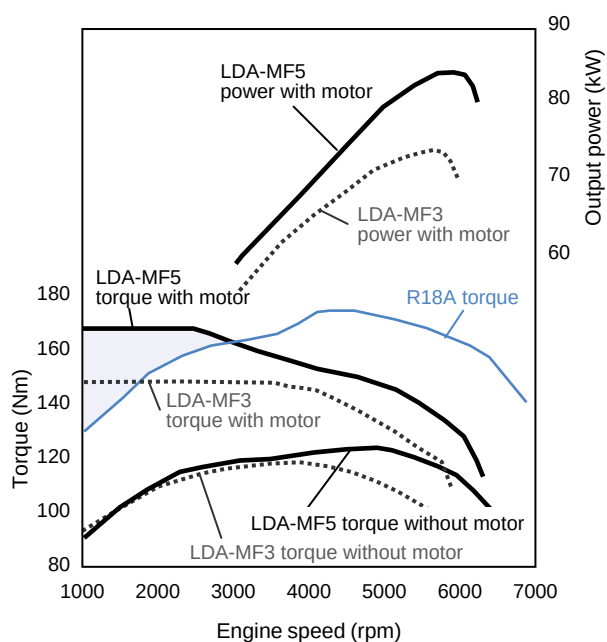


Fig. 9 Output performance of IMA system

6. 3stage i-VTEC VCM

6.1. 構造と作動原理

LDA-MF3 型の気筒休止 VTEC が、バルブ駆動と気筒休止の2段階の吸排気バルブ制御であるのに対し、LDA-MF5 型はバルブの開閉を低回転、高回転、気筒休止の3段階の切換えを可能とし、低中回転域での優れた燃費・トルクと高回転域での高出力化を実現している。

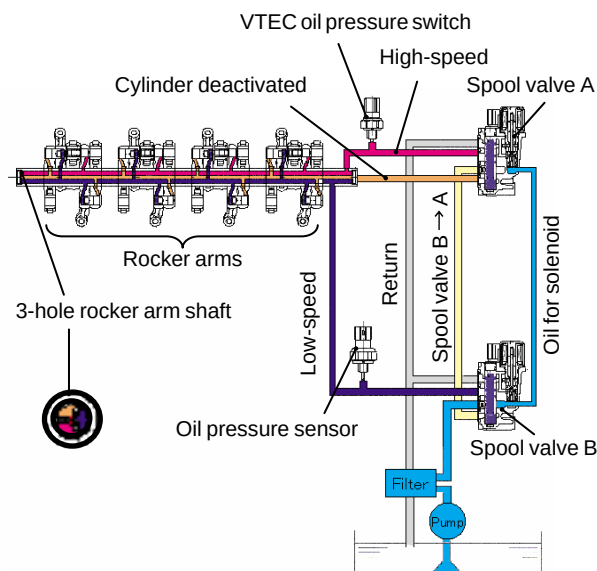
Fig. 10 に 3stage i-VTEC VCM の部品構成を示す。従来の VTEC 同様、油圧によりスプールバルブとロッカアーム内蔵のシンクロピストンを制御し、吸気バルブと排気バルブのリフト量を切換える機構である。LDA-MF3型では一つしか持っていなかったスプールバルブをもう一つ追加すること、気筒休止用の油路を独立させることによって気筒休止から復帰する際の信頼性を高め、LDA-MF3型の気筒休止は3気筒であったのに対し、LDA-MF5型は4気筒すべての気筒を休止とすることを可能としている。

Fig. 11にロッカアームの構造を示す。ロッカアームは1気筒あたり、吸気側三つ、排気側二つの計五つを配し、シンクロピストンとリターンズプリングから構成されている。低回転用バルブタイミング・リフトと気筒休止の切換えは油圧の低い1000rpm程度の低回転域での切換え性を確保するために、LDA-MF3型と同様に油圧により分離・連結する「油圧ー油圧切換方式」を採用している。低回転用バルブタイミング・リフトと高回転用バルブタイミング・リフトの切換えは、油圧により連結しスプリング反力のみで分離するシンプルな機構の「油圧ースプリング切換方式」を採用している。

低回転時のバルブ作動状態を Fig. 11-(a) に示す。休止用

ロッカアームに油圧が作用し、休止ロッカアームと低回転ロッカアームが連結する。低回転用カムプロフィールにより連結したロッカアームが作動しバルブを駆動する。

高回転時のバルブ作動状態を Fig. 11-(b) に示す。低回転ロッカアームと休止用ロッカアームはリターンズスプリング



	Spool valve A	Spool valve B
Low-speed	OFF	OFF
High-speed	OFF	ON
Cylinder deactivated	ON	ON

Fig. 10 3-stage i-VTEC VCM valve train and hydraulic passage

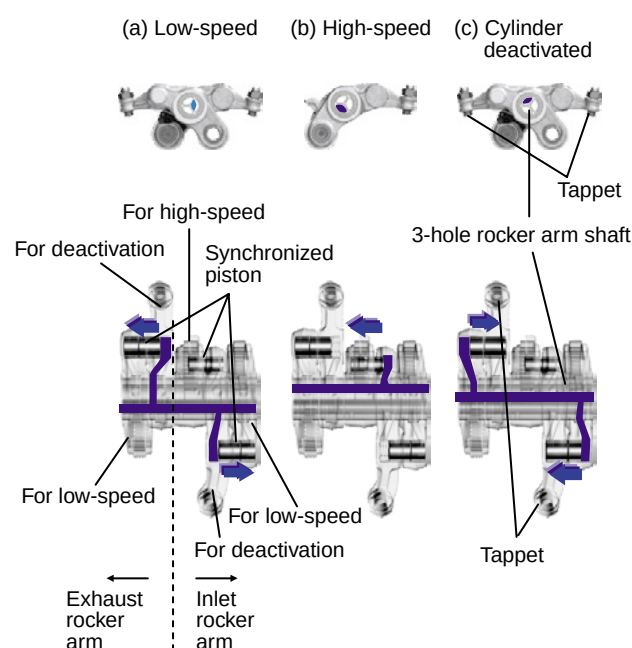


Fig. 11 3-stage i-VTEC VCM rocker arm and rocker arm shaft construction

により連結を保持し、その状態で休止用ロッカアームの高回転用ロッカアーム側の油路に油圧がかかり、シンクロピストンの移動により休止用ロッカアームと高回転用ロッカアームが連結する。高回転用カムプロフィールにより連結したロッカアームが作動しバルブを駆動する。なお、排気側の駆動用カムは1種類であり、切換えはおこなわない。

気筒休止状態を Fig. 11-(c) に示す。低回転用ロッカアームに油圧がかかり、シンクロピストンの移動により休止用ロッカアームと低回転用ロッカアームが分離する。カム山を持たない休止用ロッカアームでバルブ休止状態となる。

6.2. 効果

Fig. 12 に低回転用バルブタイミング・リフトと高回転用バルブタイミング・リフト時の出力特性を示す。低回転用と高回転用のロッカアームをエンジン回転がおよそ 4800rpm で切換えることで、低回転から高回転まで良好な出力特性が得られた。また、低回転用バルブタイミング・リフトは低回転軽負荷域にて良好な燃焼が得られることで優れた燃費とエミッションを実現している。

気筒休止システムは減速時の燃料噴射停止条件下に吸排気バルブを休止しポンピングロス低減、そのフリクション低減分をモータにより回生エネルギーとして取り込む機構である。Fig. 13 に減速時(スロットル全閉)におけるエンジンフリクションを示す。バルブ駆動時に対する気筒休止

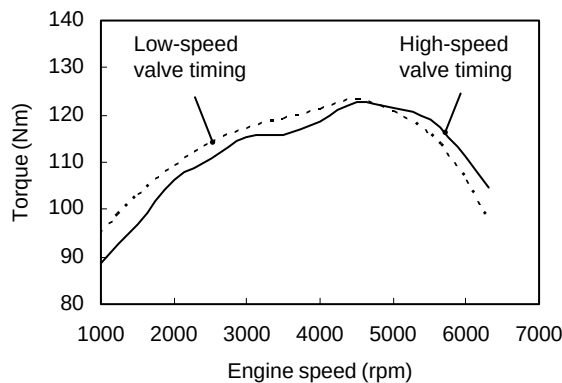


Fig. 12 Effect of valve timing and lift on torque

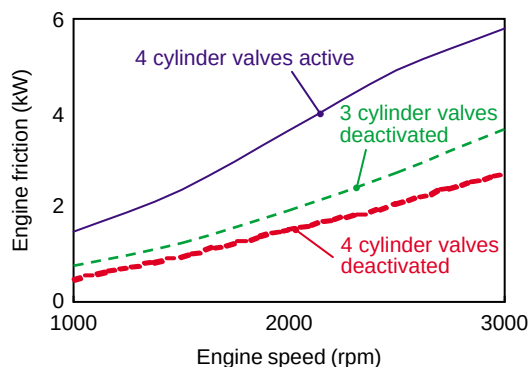


Fig. 13 Effect of VCM on reduction of engine friction

時のエンジンフリクションは、3気筒休止から全気筒休止にすることでポンピングロスはほぼ零となり、最大約 50% から 66% に低減できた。これにより減速エネルギーに対する回生エネルギーの割合は約 57% から 64% に増加し加速時のモータアシスト量が増加している。さらにモータの出力向上とあわせて、低速時のクルーズ運転にてモータのみでの走行を可能とし低燃費化している。

6.3. 作動制御

Fig. 14 に 3stage i-VTEC VCM とモータの作動を模式的に示す。車体停止時はエンジンが自動的に停止し、ブレーキを解除すると同時にエンジンはモータにより再始動する。発進および低車速時は低回転用のバルブタイミング・リフトで良好な燃費とトルクを得る。また要求トルクの大きさによってモータが駆動力を発生する。負荷の軽い低速巡航時はモータの駆動力のみで走行する。このときエンジンは全気筒休止状態になり、燃料噴射を停止する。急加速時はエンジン回転がおよそ 4800rpm 以上で高回転用のバルブタイミング・リフトに切換え高出力を発生する。減速時はエンジンが燃料噴射を停止するとともに全気筒休止となりポンピングロスを低減し、回生エネルギーを増加する。

3stage i-VTEC VCM の切換え実施判断は、エンジンの回転数、油圧、水温および車速、高圧バッテリー残量等の情報を合わせておこない、一般ガソリン車と同等の自然なドライバビリティと加減速感を得ている。

駆動力の発生のさせ方は、Drive By Wire (DBW) と気筒休止を協調したトルクマネジメント型制御を導入している。アクセルペダル開度とエンジン回転数からクランク軸端の目標トルクを決定し、その目標トルクを実現できるようバッテリー残量等のエネルギーマネジメントを考慮しながら、エンジンとモータのトルク配分を決定する。

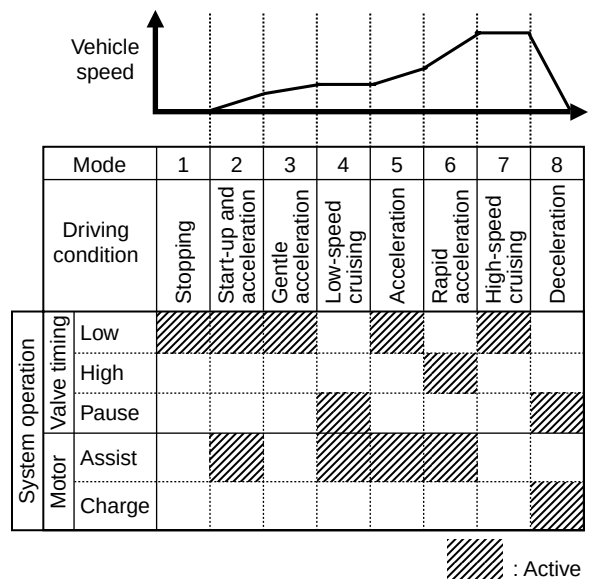


Fig. 14 3-stage i-VTEC+IMA operation

Table 2 Engine friction reduction technology

Engine code	LDA-MF5	LDA-MF3
Roller rocker arm	○	○
Off-set cylinder arrangement	○	○
Low-tension piston ring	○	○
Streak crank bearing	○	○
MoS ₂ processing of piston skirt	○	○
Cam shaft chain drive system	○	○
Low-viscosity engine oil	○	○
Cylinder sleeve plateau honing	○	○
Mirror surface treatment cam journal	○	—
Aluminum diecast piston	○	—
Ion-plate piston ring	○	—
Manifold-integrated cylinder head	○	—
Air conditioner belt-auto tensioner	○	—

7. エンジンフリクション低減

Table 2 にエンジンフリクション低減の主要技術を示す。LDA-MF3 型で採用した数多くの低フリクション技術に加え、新たに高強度ダイキャストピストン⁽⁶⁾、排気マニホールド一体型シリンダヘッド、カムジャーナルの鏡面加工、補機ベルトオートテンショナなどを採用している。

高強度ダイキャストピストンの材料特性を Fig. 15 に示す。高強度ダイキャストピストンは従来材に比較して熱膨張が少ないため、温度変化に対する摩擦抵抗の増加が抑えられる。ピストン各部の形状はCAEを用いて耐久信頼性を確保しながらフリクション低減効果が最大となるように、三次元挙動計算によって剛性の均一化とフォームの最適化をしている。

Fig. 16 に示す点は、1500rpm、吸気管圧力-53kPa における Honda 既存エンジンの総排気量に対するフリクションの分布を示すものである。LDA-MF5 型は新たな技術に併せ、バルブスプリングやピストンリング等の荷重低減と接

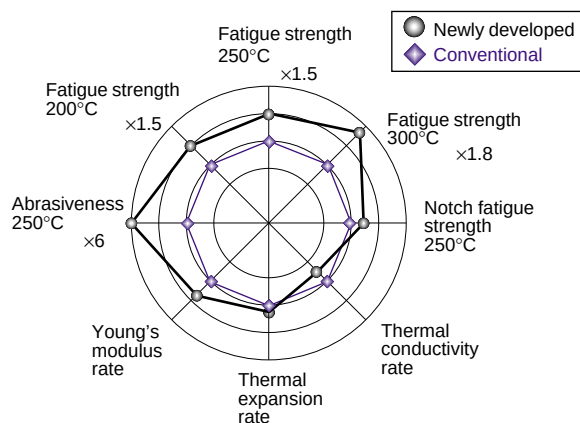


Fig. 15 Characteristics of piston materials

Engine speed = 1500 rpm, Intake pressure = -53 kPa

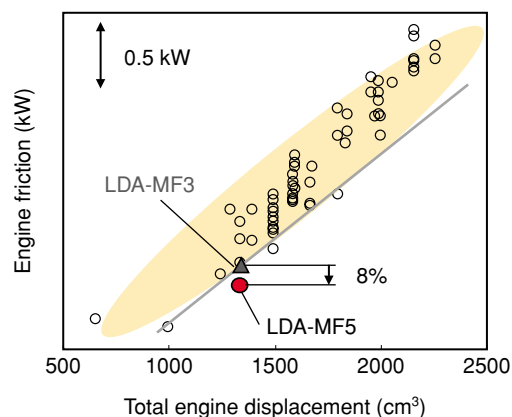


Fig. 16 Enhancement of engine friction

触部面積削減を徹底し、LDA-MF3 型に対し 8 % のフリクション低減を達成した。これは同一排気量において過去最小の位置付けとなる。

8. 燃焼改善による燃料消費率の低減

体積効率の向上と同時に、燃焼改善による燃料消費率の低減を図るため、吸入空気量を増加させながらスワール(横渦)とタンブル(縦渦)成分を十分に発生させ、圧縮端(点火直前)の乱流強度を強める吸気ポートを開発した。Fig. 17 に吸気ポート形状を、Fig. 18 と Fig. 19 に CAE を用いた筒内流動解析結果を示す。バルブ近傍の内側の絞りとジャンプ台形状を形成することにより、吸気行程中のスワールとタンブルの流れの方向性を強め、圧縮行程終了直前の BTDC10deg において強い乱流強度を得ている。

Fig. 20 に式(1)で定義する吸気速度係数 M_i と式(2)で定義する渦強度 V_i の関係を示す。渦強度は従来の水準に対し約 25% 向上した。

$$\text{吸気速度係数 } M_i = (U_p / a_i) \cdot (A_p / Z_{MEI}) \quad (1)$$

ただし、 U_p : 平均ピストンスピード m/s

a_i : 吸気バルブ部を通過する音速 m/s

A_p : ピストン断面積 m^2

Z_{MEI} : 吸気バルブ平均有効開口面積 m^2

Taylor, C.F.⁽⁷⁾は吸気過程において体積効率に支配的影響を持つのは主として吸気バルブ部圧力降下であり、その圧

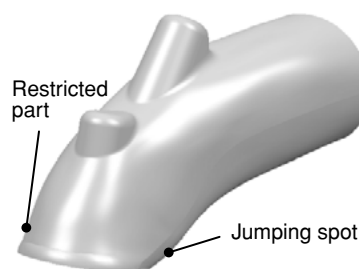


Fig. 17 View of intake head port

力降下は吸気バルブ部のマッハ数の関数と考え吸気速度係数 M_i として定義している。

$$\text{渦強度 } Vi = (Sr^2 + Tr^2)^{0.5} \quad (2)$$

ただし, Sr : スワールレシオ

Tr : タンブルレシオ

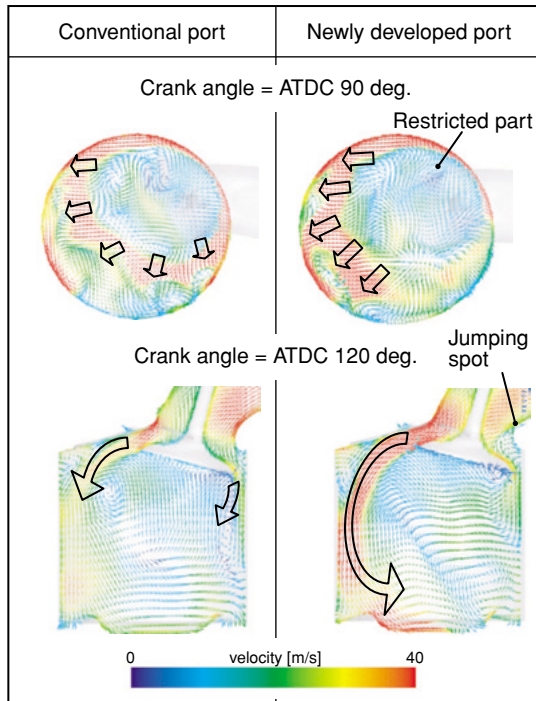


Fig. 18 Comparison of swirl and tumble flow

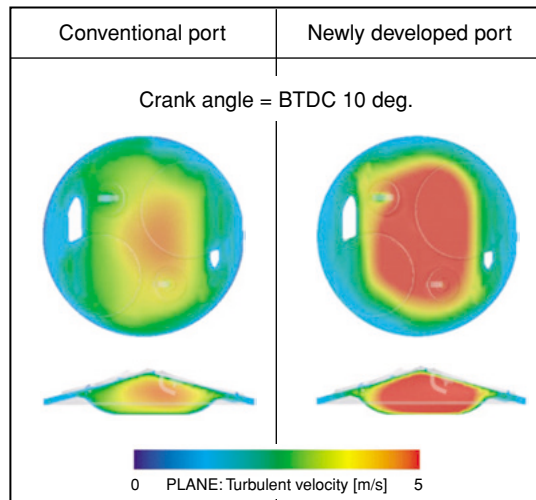


Fig. 19 Comparison of turbulence intensity

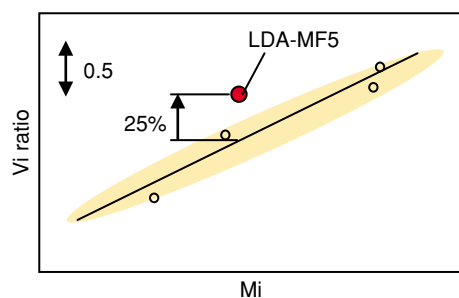


Fig. 20 Enhancement of Vi ratio

Fig. 21 に EGR 還流率に対する正味燃料消費率 BSFC と窒素酸化物量および燃焼変動率の特性を示す。EGR 還流率 25% 以上においても安定した燃焼が得られ、大量 EGR の導入を可能にしている。この結果、窒素酸化物量の低減と 5 % の BSFC 低減を達成した。

なお、LDA-MF3 型では希薄燃焼にて燃料消費率の低減を図ったが、LDA-MF5 型では希薄燃焼領域がモータ走行に置換わるため希薄燃焼は実施しない。

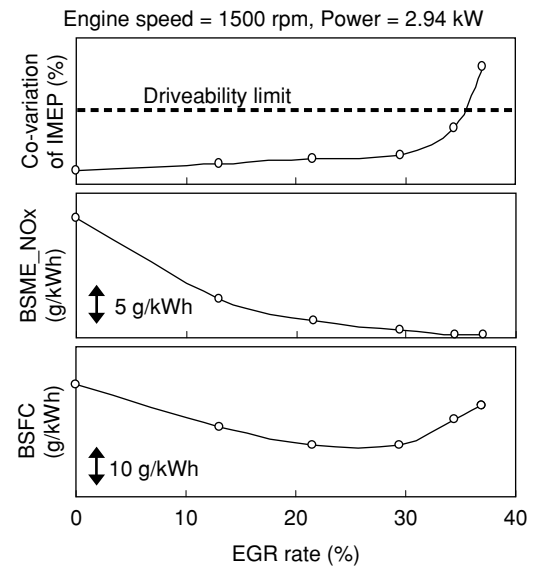


Fig. 21 Characteristics of EGR

9. 車両燃費と動力性能

3stage i-VTEC VCM エンジンおよび、モータの高出力化、CVT トランスミッションの伝達効率向上、そしてブレーキ回生協調をはじめとした車体技術をあわせ、10・15 モードで従来車より 5 % 向上させた 31.0 km/L の燃費を達成し、また動力性能は、エンジンとモータの出力をそれぞれ向上させたことなどにより、0-100 km/h 加速で 12.1 sec を達成した。Fig. 22 に 0-100 km/h 加速と 10・15 モード燃費の位置付けを示す。

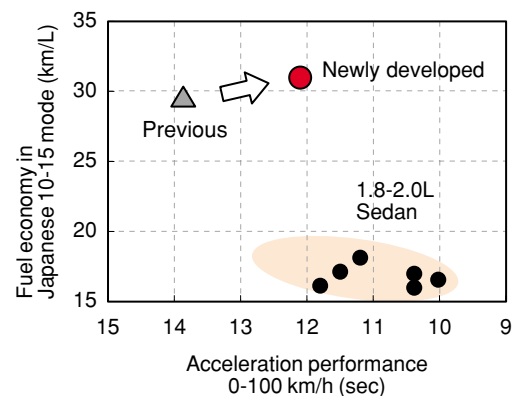


Fig. 22 0-100 km/h acceleration performance and fuel economy

10. 低エミッション技術

触媒は床下に高密度2ベッド三元触媒を配置する。排気コンバータの触媒改良⁽⁸⁾により優れた浄化性能を達成し、貴金属担持量の削減を実現している。また、排気マニホールド一体型シリンダヘッドの採用によりエキゾーストマニホールドを廃止することで、排気熱の大気放出面積を縮小し触媒の早期活性化を図っている。その他の低エミッション技術として、6穴マルチホールインジェクタや電動EGRバルブなどの採用と高精度なエンジン制御により、目標である「平成17年度低排出ガス基準75%低減レベル」の低排出ガスを達成している。

11. まとめ

2006年モデルCIVIC Hybrid搭載用エンジンLDA-MF5型を開発した。本開発で得られた結果を下記に示す。

- (1) 3stage i-VTEC VCMを開発し、低回転、高回転、気筒休止のバルブの切換えを可能とし、低中回転域の優れた燃費・トルクと高回転域での高出力化を両立した。
- (2) 全気筒休止を実現することでポンピングロスがほぼ零となり、回生エネルギー量の増加とモータ走行を可能とした。
- (3) 新開発ハイブリッドパワートレインに、車体技術をあわせ、10・15モード31.0km/Lの燃費と0-100km/h加速で12.1secの動力性能を達成した。
- (4) 高密度2ベッド三元触媒、排気マニホールド一体型シリンダヘッドなどの採用と高精度なエンジン制御により、「平成17年度低排出ガス基準75%低減レベル」の低排出ガスを達成した。

参考文献

- (1) 大浦秀二，三浦啓二：可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について，自動車技術，Vol.45, No.8, p.93-98(1991)
- (2) 新里智則，林有登：新型2.0Lリーンバーンエンジンの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.45-54
- (3) 青木薫，梶原滋正，佐藤浩光，山本善夫：モータ式ハイブリッドパワートレインの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.98-99, p.9-12(1999)
- (4) 松木正人，若城輝男，神山敏宏，佐藤利行，賀来嘉昭，神田正浩：ハイブリッドカー「CIVIC Hybrid」用パワートレインの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.39-48
- (5) 瀬古一行，多賀渉，鳥居建史，中村聡，秋間和洋：新型4気筒1.8Lガソリンエンジンの開発，自動車技術会

学術講演会前刷集，No.106-05, p.1-4(2005)

- (6) 谷畑昭人，佐藤謙次，古川和也：高強度ダイカストピストン材の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.122-128
- (7) Taylor, C.F.: The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, MIT Press
- (8) 猪瀬昇志，岡山竜也：触媒表層の貴金属高濃度化と薄層化，Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.129-135

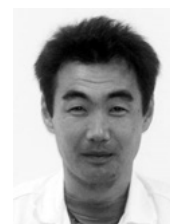
■著 者■



奥井重雄



岸 勉



石川直宏



花田晃平

汎用製品データマネージメントシステムの構築

Construction of Power Product Data Management System

新 荻 義 久*

Yoshihisa SHINOBI

土 橋 学*

Manabu DOBASHI

山 村 誠*

Makoto YAMAMURA

福 嶋 友 樹*

Tomoki FUKUSHIMA

要 旨

電子制御汎用エンジン iGX440 の生産が 2005 年 9 月より開始された。同エンジンでは、従来の機械式の制御によるガバナ機構の代わりに、ECU 制御による電子ガバナ機構を採用している。ECU を搭載することで、多様なアプリケーションごとに適切なエンジン回転数や、ガバナの特性を設定することが可能である。

汎用製品データマネージメントシステムは、ECU 交換時のデータ保証体制を一元管理するシステムを構築することで、エンジン流通過程(営業、現地法人、完成機メーカー、ディストリビュータ、ディーラ等)での書き換えを行えるようにした。これにより、不必要な製品派生の削減を実現した。また、データベースに蓄積されたデータを元に、商品の使われ勝手の分析も可能となるなど、将来の開発において従来にない応用展開を可能とした。

ABSTRACT

Manufacture of the iGX440, the first in the iGX series of next-generation general-purpose engines, began in September 2005. In place of a conventional governor mechanism providing mechanical control, the iGX440 uses an electronic governor that applies control via an ECU. Because the unit is fitted with an ECU, data can be altered, enabling the programming of optimal settings for engine speed and governor characteristics, allowing a diverse range of uses.

The new system makes it possible to ensure that all data is saved when the ECU requires replacement by storing data in one location, and has also made it possible to eliminate unnecessary model types by enabling data to be overwritten during the distribution process. In addition, the data accumulated in the data base enables the use patterns of the engines to be analyzed, enabling future development that will expand operation in entirely new directions.

1. まえがき

汎用エンジンは、建設機械、農業機械、および産業機械などのさまざまな作業機の動力源として利用されている。一般に调速機構には機械式のガバナが用いられているが、作業機械ごとの要望に合わせて、ガバナ機構を構成するスプリングの変更やアイドル回転数の調整等を行う必要がある。そのため、エンジン回転数の設定に関するだけでも多数の組合せが存在し、それに伴う在庫管理を行う必要があった。

それに対し、電子制御汎用エンジン iGX440⁽¹⁾では、電子ガバナ機構⁽²⁾を採用し、ECU のデータを更新することで、エンジンの目標回転数やガバナの特性を変更することができる。これにより、エンジンを搭載するメーカーは、自社の作業機に適した目標回転数を設定したり、エンジンの卸を行うディーラは、顧客要望にあわせてガバナの特性を変更し

たりすることができるようになった。出荷後にガバナの特性を変更できるため、在庫を減らすことが可能となり、派生を少なくすることで顧客へのリードタイムの削減も可能となった。しかしながら、同じ ECU でも異なる特性を設定することができ、ECU が故障しサービス店に持ち込まれた場合、ECU を交換しただけでは、元のガバナの特性に戻すことはできない課題があった。また、出荷後の特性変更に関しては、変更に関する権限、変更の方法、責任区分、知的財産権、法規対応の観点から取り決め事項等のルールを整備する必要があった。

本稿では、ECU を搭載した汎用製品に対し、出荷後に特性を変更する場合の技術手法とルールについて紹介する。また、iGX440 において変更データを全世界規模で一元管理するインターネットを利用したデータベース(以下、DB)の適用事例についての技術紹介をする。

* 汎用開発センター

2. 開発のねらい

ECU が故障しサービス店に持ち込まれた場合、ECU を交換しただけでは、元のガバナの特性に戻すことはできない。そこで、B/S(Before Sales)、A/S(After Sales)の体制構築が必要不可欠となり、情報システムをはじめとした、ECU 管理体制を実現するため、以下のねらいを設定した。

- (1) 工場での出荷時から最新の書き換え時まで、データ変更の履歴を一元管理する。
- (2) 書き換えに使用する機器ツールを標準化する。
- (3) ECUへの書き込みや書き換えを行う場合の基本ルールを制定する。

また、ECU交換時のデータの保証、不必要な製品派生を削減することを開発の目標に定めた。

3. iGX データマネジメントシステム

3.1. iGX エンジン

従来の機械式のガバナ機構では、エンジンの目標回転数

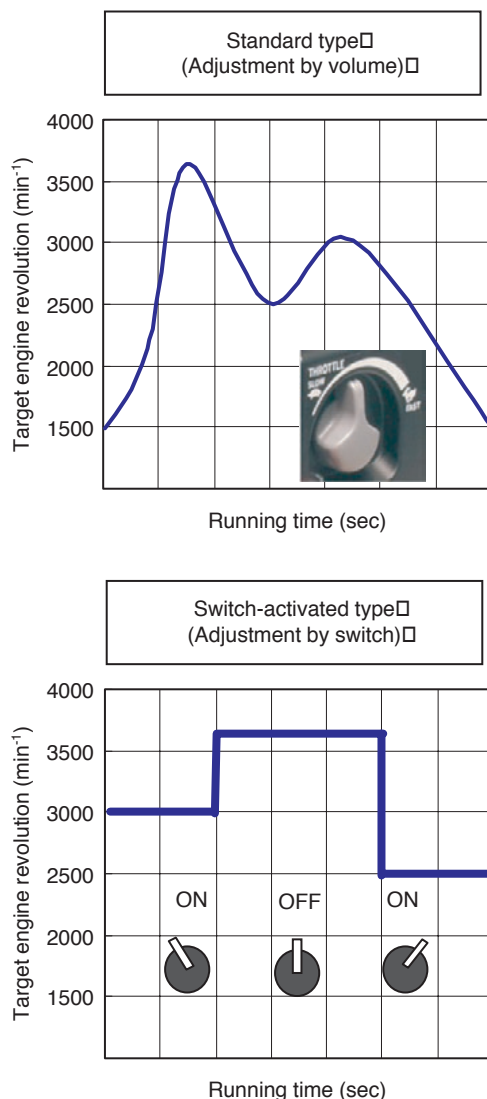


Fig. 1 Operation mode

は、スロットルレバーにより機械的に設定される。それに対し電子ガバナ機構を採用した iGX エンジンでは、目標回転数を変更する手段を選択できるようになっている。Fig. 1 に選択できるモードの一例を示す。例えば、スタンダードモードを選択した場合は、電気的なポテンシオメータにより目標回転数を変更することができ、スイッチモード選択した場合は、SWにより目標回転数を変更することができる。また、目標回転数が変わったときの立ち上がりの傾きなども、任意に設定可能である。このように、ガバナの特性を変更することで、作業機ごとのさまざまな要望に対応することができる。

3.2. ECU のデータ管理手法

iGXエンジンは、流通過程においてガバナの特性を書き換えることができるため、ECU への書き換えデータを一元管理するデータマネジメントシステムが必要不可欠である。エンジンの ECU のデータは工場出荷時に DB に保管される。また、流通過程での書き換えを行う場合は、変更したデータを DB に更新することを義務付けるようにした。これにより故障等による ECU 交換時においても、最新のデータを復元可能とした。システムの全体構成図を Fig. 2 に示す。

3.2.1. 初期登録

工場での検査時に、エンジンナンバごとに、ガバナの特性、派生コード、完成機検査日、特性変更日、特性変更者、故障履歴、総運転時間等を DB に転送し初期登録する。

3.2.2. アップロード

エンジンを搭載するメーカーが、自社の作業機に適した設定に変更する場合は、ECUのデータを書き換える必要がある。変更されたデータは、インターネットを経由し DB にアップロードされる。アップロード時は、変更された部分のみを更新して DB に保存することで、履歴をトレース可能とした。また、書き換え実施後、48時間以内にアップロードされない場合は、次の書き換えができないようにし、常に最新のデータに更新されるようになっている。

3.2.3. ダウンロード

ECUが故障しサービス店に持ち込まれた場合、サービス店はエンジンナンバをもとに、ECUのデータをDBからダウンロードする。ダウンロードしたデータを、新しいECUに書き込むことで、もとの状態に復元することができる。

3.3. Web の特徴

データのアップロードやダウンロードを行う際は、時差に関わらず世界各地からDBへのアクセスできるように、インターネットを利用した。また、専用のWebサイトを設置し、データのアップロードやダウンロードに加え、ユーザ情報の照会も行うことができるようにしている。

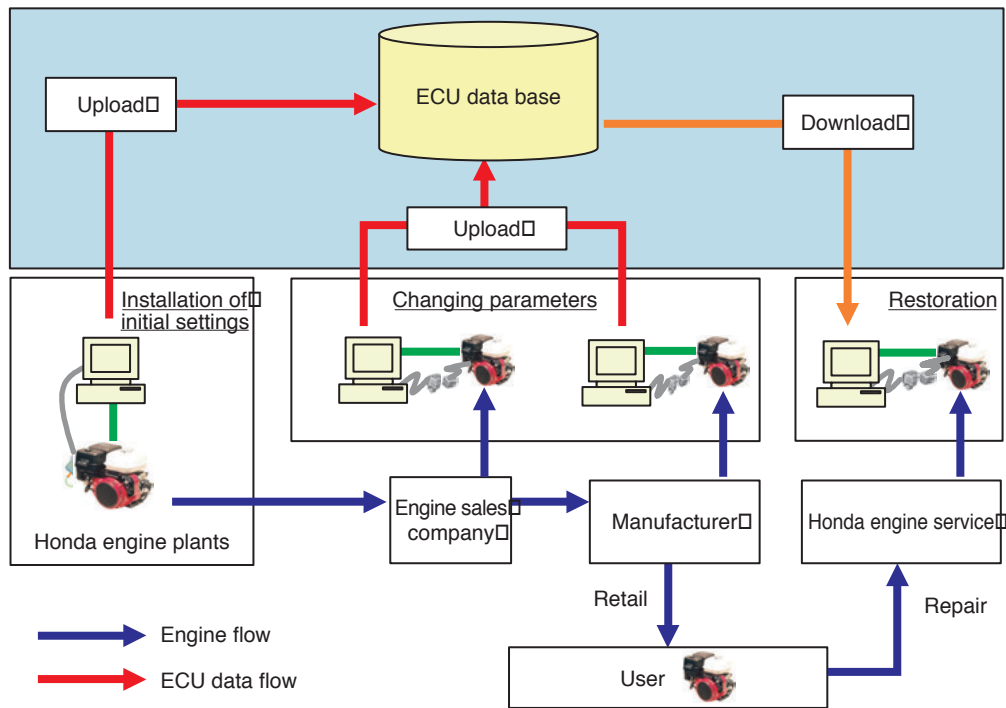


Fig. 2 System diagram

3.4. DB の特徴

DB サーバは日本国内に設置し、データの一元管理を行う。データのバックアップは日々差分だけ行い、毎週 1 回すべてのデータをバックアップをし、データの消失を防止した。また、データの保管期間は、汎用エンジンのライフサイクルを考慮し 20 年とした。基本的なセキュリティは、この DB へアクセス時の ID およびパスワード入力で守ることとし、さらに安全を確保するため、全ユーザの Web 操作履歴を DB に残し、いつ誰が何をしたかを把握できるようにした。

また、DB に蓄積される ECU データを用いて、汎用エンジンの故障履歴や搭載する作業機の使われ勝手の傾向を分析することができる。これにより、今後の汎用エンジン開発に大きく役立つデータを得ることが可能となった。

3.5. 書き換え機器

3.5.1. 通信変換ユニット

目標回転数等の ECU のデータの書き換えには、パーソナルコンピュータ(以下、PC)を使用する。書き込みや書き換えを行うには、PC と ECU 間でプロトコルを変換する必要がある。ECU 搭載の汎用製品は、汎用製品で統一のプロトコルを用いる必要がある。今回、外部機器との通信には、Fig. 3 に示す通信変換ユニット(以下、Interface unit)を新たに設計した。Interface unit の設計要件として

- (1) Interface unit の小型化
- (2) 人の手から落としても耐えられる耐衝撃性
- (3) 任意の PC とも接続可能な汎用性



Fig. 3 Interface unit

が挙げられる。ホットメルト⁽³⁾を使用したモールドディングにより、小型化および耐衝撃性を実現した。汎用性に対しては、USB 端子を用いることで、今日のほぼあらゆる PC に接続可能とした。また、Interface unit に DC ジャックを接続することで、DC12V を ECU へ供給しバッテリーが接続されていない場合においても、データ通信が可能となるようにした。

3.5.2. 書き換え用ソフトウェア

従来の汎用エンジンでは、流通過程において設定を書き換えられるものは無く、書き換え用ツールも存在しなかった。そこで今回、Fig. 4 に示す書き換え用ソフトウェア(以下、iGX Creator)を作成し、これを使用することで、ガバナの特性変更や DB サーバへのアクセスを行うことを可能とした。その他の機能としては、リアルタイムモニタ、故障診断機能、ロギング機能などを有している。

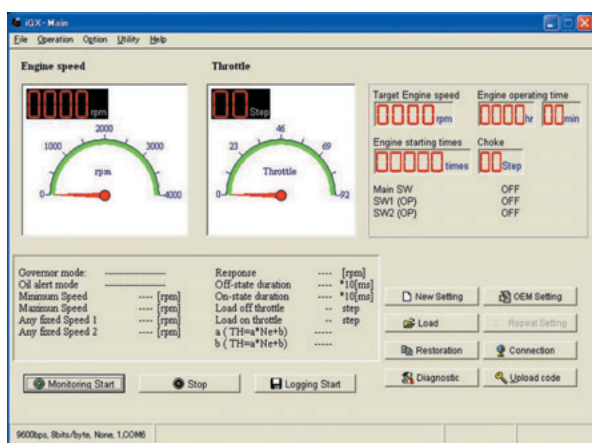


Fig. 4 iGX Creator (Main window)

3.6. 書き換えルール

書き換えには、それぞれの権限に応じて発行される暗号化された ID とパスワードを必要とすることで、不正利用を防止した。ID は上位権限から下位権限の ID が存在し、下位権限の ID では、上位権限の作業や ECU 情報の閲覧を行うことはできない。また、作業を行った者の ID を ECU に書き込むことで、誰がどのような処理を行ったのかトレース可能となるようにした。

3.6.1. 基本 5 原則

ECU への書き込みや書き換えを行う場合の基本 5 原則を以下に制定した。

- (1) ECU への操作は、配布される機器とソフトを用いて行わなければならない。
- (2) ECU への操作は、権限により変更できる範囲を限定する。
- (3) 書き換え操作を行った場合は、速やかに報告を行わなければならない。
- (4) ECU への操作は、規定の研修を受講したものが行い、適時定めるルールに従うこととする。
- (5) 社外のものが ECU への操作を行う際は、機密保持契約書またはそれに準ずる取り決めを行わなければならない。

4. まとめ

営業、現地法人、完成機メーカー、およびディストリビュータ等による流通過程における ECU のデータの変更および復元を可能にするために、データ管理手法およびルールを構築した。

- (1) エンジンの変更データを DB に保存し、閲覧更新できるシステムを、汎用エンジン業界初で実現し、そのルールを制定した。
- (2) 工場出荷後にガバナの特性を変更できるようにするこ

とで、不必要な製品派生を削減し、お客様へのリードタイムの削減を可能とした。

- (3) 復元に必要なガバナの特性情報をエンジンナンバから検索し、もとの状態に復元できるようにすることで、ECU 交換時の保証体制を確立した。
- (4) 日々蓄積されるデータを元に、汎用エンジンの使われ勝手の分析も可能となるなど、将来の開発に対し従来にない応用展開を可能とした。

参考文献

- (1) 伊藤慶太, 本田宗平, 斉藤照幸, 倉田真秀, 直江学: 電子制御汎用エンジン i GX440 の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.44-51
- (2) 福嶋友樹, 松田迅人, 新荻義久, 谷口洋一: 汎用ガソリンエンジンの適応制御型電子ガバナシステム, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.58-64
- (3) 木全隆一, 前川佳則, 桑迫信一, 為近隆男: 熱可塑性樹脂モールド適用による汎用エンジン制御ユニットの小型軽量化, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.52-57

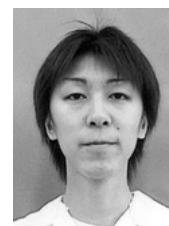
■著 者■



新荻 義久



山村 誠



土橋 学



福嶋 友樹

新型CIVIC用 自動マニュアルトランスミッションの開発

Development of Automated Manual Transmission System for New CIVIC

片 桐 好 浩*

Yoshihiro KATAGIRI

浦 能 行*

Yoshiyuki URA

岡 田 靖 志*

Yasushi OKADA

花 井 英 二*

Eiji HANAI

要 旨

従来車を上回る低燃費、さらにイーゼードライブとスポーティの両立を目指して新型CIVIC用自動マニュアルトランスミッションを開発した。従来のマニュアルトランスミッションをベースとして、ギヤチェンジ&クラッチを電子制御化することで軽量コンパクトな6速自動マニュアルトランスミッションとし、イーゼードライブとスポーティな走りを実現した。また変速スケジュールと変速時間の最適化によりベーストランスミッションに対し3%の燃費向上を達成した。

ABSTRACT

An automated manual transmission for the new CIVIC was developed to realize lower fuel consumption, easy driving and sportiness. The light and compact 6-speed transmission was developed by adding a gear change and clutch actuator to a conventional manual transmission, thus making it easier to drive and providing a sporty feel. The system achieved a 3% fuel economy improvement over the base transmission through system optimization.

1. まえがき

近年欧州では、運転負荷の軽減・燃費効率の向上をねらった自動マニュアルトランスミッション車が徐々に普及しつつある。今回、低燃費さらにイーゼードライブとスポーティ性能の向上を両立させる自動マニュアルトランスミッション「i-SHIFT」の新規開発をおこない、新型CIVIC⁽¹⁾へ搭載し発売した。以下に「i-SHIFT」の開発のねらいと技術的特長を紹介する。

2. i-SHIFT の概要

「i-SHIFT」は従来のマニュアルトランスミッション⁽²⁾の発進と変速の操作を電子制御により自動化したシステムであり、Fig. 1 にその構成を示す。

3. 開発のねらい

「i-SHIFT」では、低燃費と手動操作の煩わしさの低減及びマニュアルトランスミッション同等のスポーティな走りを目標に以下のねらいを定めた。

(1) EUモード燃費にてマニュアルトランスミッション同等

以上の燃費性能向上

- (2) シンプルで軽量コンパクトなシステム構成の実現
- (3) 完全自動発進及び変速によるイーゼードライブの実現
- (4) マニュアル変速によるダイレクト&スポーティドライブの実現

4. システム構成

4.1. アクチュエータ

既存のマニュアルトランスミッションをベースに、三つの独立作動するアクチュエータによりシフト、セレクト、クラッチを電子制御化し6速自動マニュアルトランスミッションとする。小型車両に適切なアクチュエータとして電動油圧式と電動モータ式がある。電動油圧式は、大荷重の作動が可能であり、かつ三つのアクチュエータを油圧で作動させるための油圧駆動用電動モータが1個で済む利点がある。しかし、複雑な油圧回路が必要となりシステムが重くコストも高くなることが懸案となる。一方、電動モータ式はクラッチ磨耗による操作力増加のため、アクチュエータは大型化するが、モータ駆動部に減速機構を設け、磨耗補償機構付きクラッチ(Self-adjusting-clutch: 以下SACと記す)を採用することにより大型化が防止され軽量コンパクトで安価

*四輪開発センター

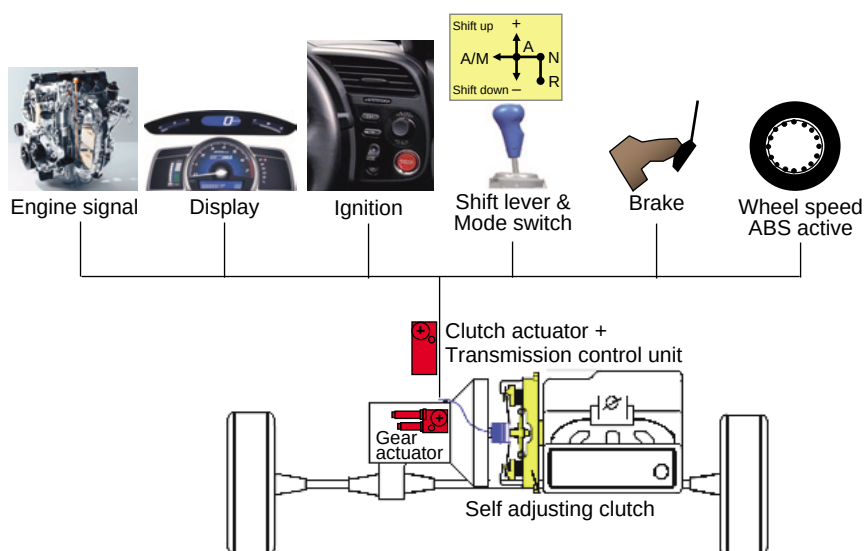


Fig. 1 Configuration of "i-SHIFT"

となる。軽量コンパクト・安価の利点より、電動モータ式を採用した。

シフト、セレクト操作をおこなうギヤチェンジアクチュエータは、マニュアルトランスミッションのチェンジレバーの手動操作に代わり、電動モータの駆動力によって変速操作をおこなう。従来のマニュアルトランスミッションと取り付け互換性をもたせながら一体構成とした。クラッチアクチュエータは、マニュアルトランスミッションのクラッチペダル操作に代わり、電動モータで発生させた油圧によってリリースフォークを作動させクラッチコントロールをおこなう。

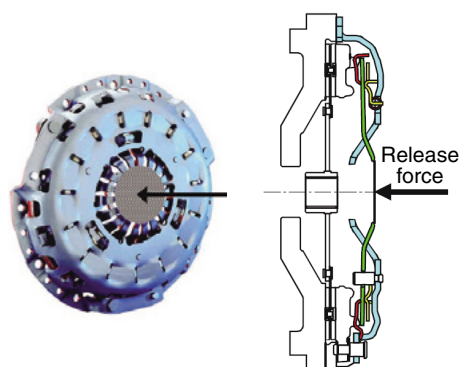


Fig. 2 Construction of Self-adjusting-clutch

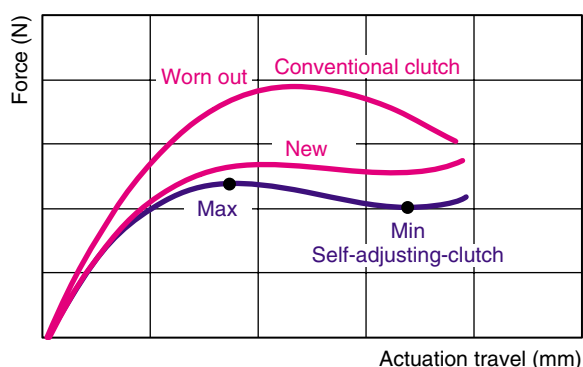


Fig. 3 Component characteristics of Self-adjusting-clutch

ベースのマニュアルトランスミッションに簡単に後付けが可能な、シンプルで伝達効率の良い構成とした。

4.2. クラッチ

従来のクラッチは、経年磨耗によりダイヤフラムスプリングのセット角度が変わり、リリース荷重が増加するためクラッチ操作力が増加しアクチュエータは大型化する。SACは、磨耗に合わせてダイヤフラムスプリングの支点が動き、ダイヤフラムスプリングのセット角度がある範囲で常に一定に保たれるため、磨耗時でもリリース荷重が増加せず、クラッチ操作力は安定する⁽³⁾。SACを採用し、クラッチ操作力を安定化させることにより電動モータを小型化した。Fig. 2 に SAC の構造、Fig. 3 に作動特性値を示す。

5. 制御

「i-SHIFT」は、アクセルペダル及びブレーキペダル操作に対する四輪の車輪速変化量からドライバーの意志を認識し、最適な発進及び変速をおこなう。Fig. 4にそのシステム概要

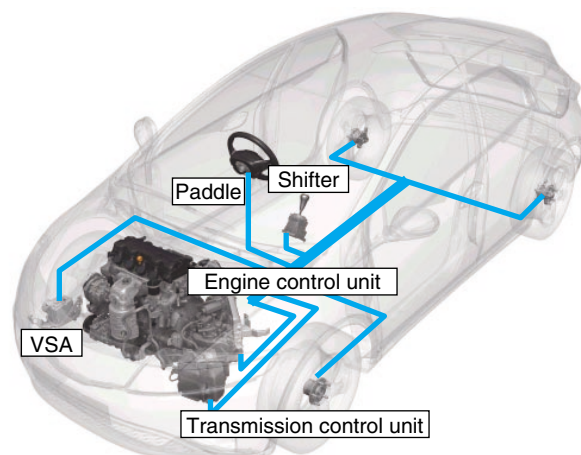


Fig. 4 System overview

を示す。低燃費を考慮したシフトマップをベースに道路勾配状況・積載状況・ドライバの意思に応じ変速スケジュールを最適化した。さらに、高速旋回時、急減速時、ブレーキング時に感じるドライバの違和感を解消するための制御を実施した(Fig. 5)。たとえば高速走行時にスローインでコーナーに入りファストアウトのため途中でアクセルペダルを踏みこむ場合、通常制御ではスローインの際、アップシフト変速制御がおこなわれるため駆動力がなかなか発生せず、ドライバは違和感を持つ。走行中の「追い越し」においても、キックダウン後に加速してからクルージング走行に戻ろうとしてアクセルペダルを戻すとアップシフト変速制御がおこなわれるため加速がなくなり後続車に追いつかれそうになる。この状況を回避し違和感を解消するためアップシフト変速を制限した。逆にブレーキング時は、早期ダウンシフトを促し再加速でのレスポンスが向上する制御をおこなう。

5.1. 発進制御

発進制御方法は、チェンジレバー位置がニュートラルポ

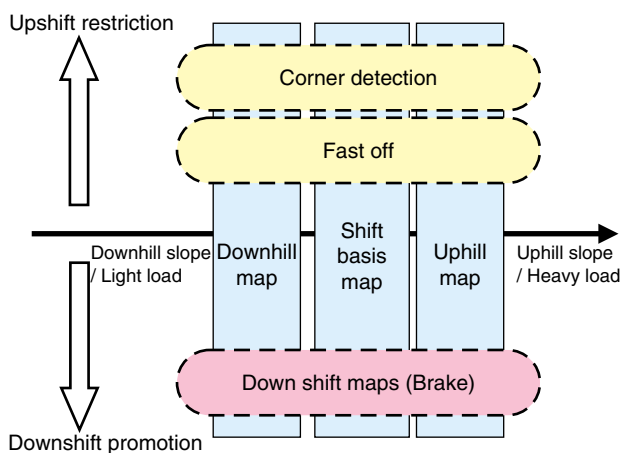


Fig. 5 Shift restriction

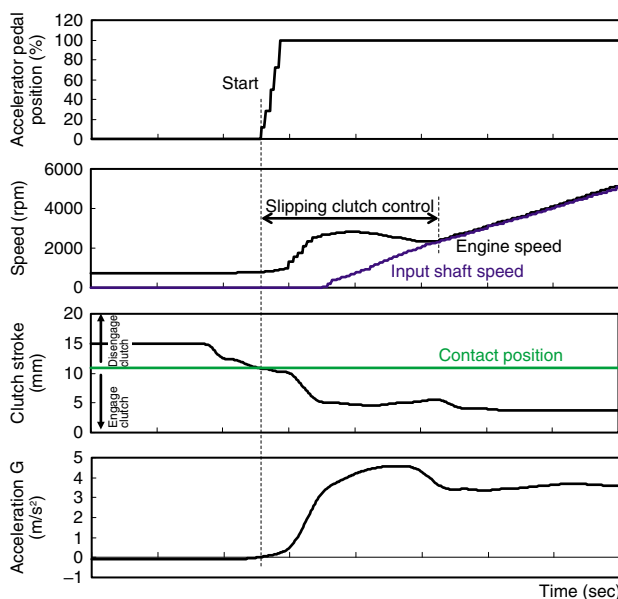


Fig. 6 Example of starting control

ジションではチェンジ及びクラッチはニュートラルであり、チェンジレバー位置をオートモードポジションにするとギヤを発進段に入れ、クラッチストロークを待機位置に移動し発進に備える。アクセルが踏み込まれると、クラッチはコンタクトポジション位置までストロークし、その後クラッチ位置の制御により滑らかな発進をおこなう。発進操作の煩わしさを解消するとともに、クラッチ磨耗の低減と平準化した。Fig. 6 に一例を示す。

5.2. 変速制御

変速中のエンジン制御は Electronic Throttle Control System (ETCS) に必要トルクを要求する方式を採用した。ETCS との協調制御によりトルク減少、ギヤチェンジ、回転数合わせ、トルク復帰を実施する。エンジントルクがゼロ

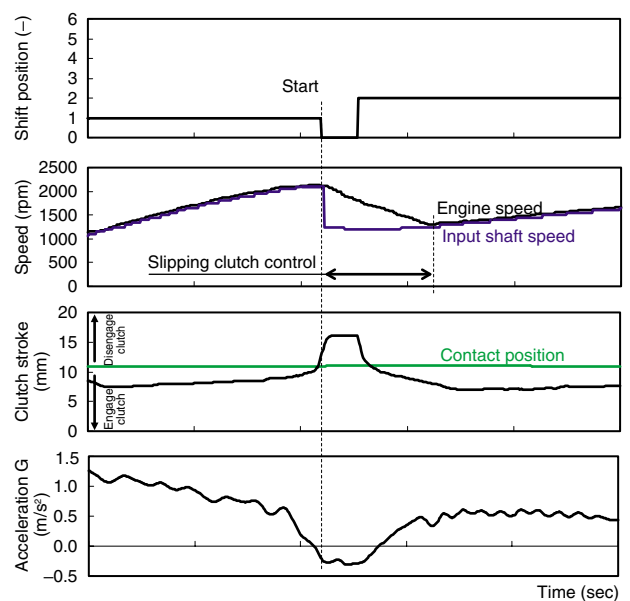


Fig. 7 Example of gear shifting control (upshift)

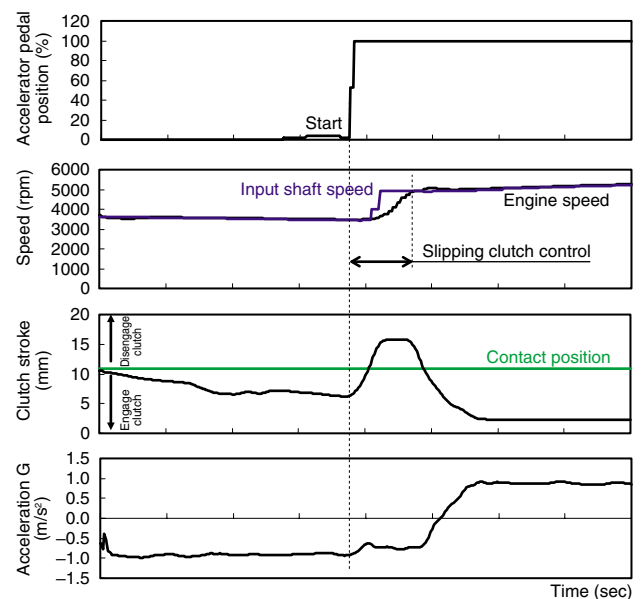


Fig. 8 Example of gear shifting control (downshift)

になるタイミングでクラッチを切断することによりクラッチ切断ショックを軽減し、トルクを切断次第シフト・セレクト動作及び回転数制御をおこなう。その後エンジントルクがゼロから、要求トルクまで徐々にクラッチの位置を動かし変速を完了する。変速時は、ドライバのアクセル操作、車両のエンジン回転数、トランスミッションの回転数から最適なクラッチの位置を求めクラッチ締結ショックの軽減をはかっている。Fig. 7 と Fig. 8 に一例を示す。

5.3. 低燃費の実現

ベースとしたマニュアルトランスミッション車よりも、より低い車速でアップシフトができることが燃費向上に大きな効果となる。一方、低すぎる車速で走行した場合、必要な駆動力が得られずアクセルペダルの踏み込み量が急増し燃費は悪化する。変速制御においては、短時間に変速をした方がトルク抜けの時間が短くなり燃費が向上するが、変速ショックは大きくなる。このため燃費と商品性を両立させる最適な変速スケジュールと変速時間を設定した。変速スケジュールと変速時間の最適化によりベーストランスミッションに対し3%の燃費向上を達成した。これにより、同排气量トップクラスの低燃費性能を実現した(Fig. 9)。

5.4. イージードライブとスポーティの実現

オートモードにおいては、発進開始時の応答性・アクセルペダルに対するトルクの変化、また変速開始時の応答

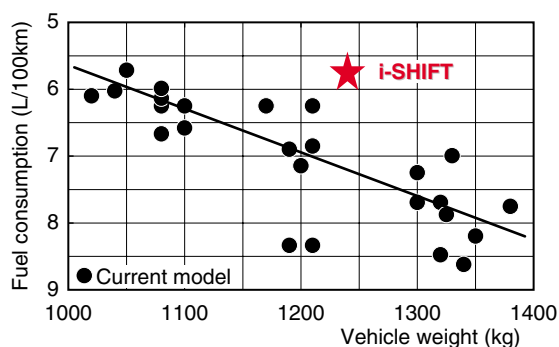


Fig. 9 Relationship between vehicle weight and fuel economy

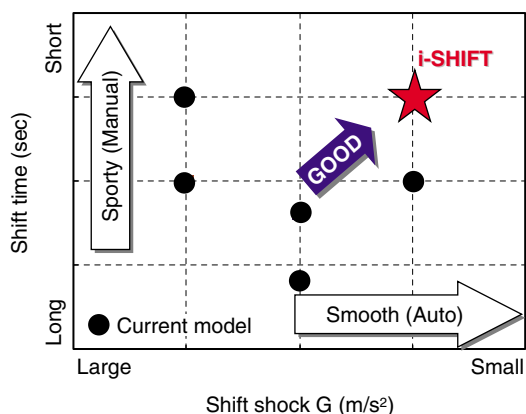


Fig. 10 Easy-to-drive and sporty feeling

性・変速引き込み・クラッチ締結ショックを計測し発進及び変速の滑らかさを確認した。マニュアルモードにおいては、マニュアルトランスミッションと同じダイレクトな走り感とスポーティさを確認した。これらによりドライバの意に添った優れたイージードライブとスポーティの両立が実現できた(Fig. 10)。

6. まとめ

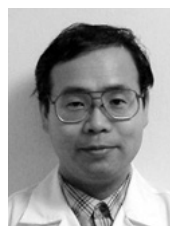
低燃費、さらにイージードライブとスポーティ性能の向上を両立させる「i-SHIFT」を開発し、以下の結果を得た。

- (1) ベースマニュアルトランスミッションに対して燃費3%向上を達成した。
- (2) アクチュエータを電動モータ式とすることによりシンプルで軽量コンパクトなシステムを実現した。
- (3) オートモードでは、ドライバの意思に応じた滑らかな発進及び変速によるイージードライブを実現した。
- (4) マニュアルモードでは、ダイレクト&スポーティな走りを実現した。

参考文献

- (1) 森田俊郎, 岡室富男, 安藤公貴, 松本英樹: 新型CIVIC Sedan の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.1-7
- (2) 松田健司, 真仁田満, 横溝幸治, 岩崎徹, 萩庭正大: 軽量コンパクト6速マニュアルトランスミッションの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.28-33
- (3) 藤本真二, 有働秀男, 北島恭司, 小林省吾, 岡崎功二: 3L クラス新型マニュアルトランスミッションの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.37-44

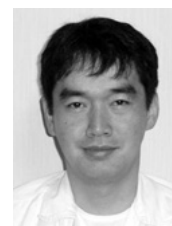
■著 者■



片桐好浩



岡田靖志



浦能行



花井英二

ハイブリッド車用油圧サーボブレーキシステムの開発

Development of Hydraulic Servo Brake System for Hybrid Vehicle

青木 康史*

Yasushi AOKI

中野 博 士*

Hiroshi NAKANO

鈴木 健 二*

Kenji SUZUKI

野尻 欣 主*

Yoshikazu NOJIRI

要 旨

ハイブリッド車の燃費向上のため、回生ブレーキを有効に活用しながら良好なブレーキフィーリングを実現するブレーキシステムを開発した。このシステムは、機械的な動作で主ブレーキを機能させる油圧サーボをベースにし、ソレノイドバルブ、油圧センサを組み合わせることで任意のブレーキ圧制御が可能となるものである。油圧サーボにストロークシミュレータを採用し、ブレーキ圧制御の影響を受けないブレーキフィーリングを得るとともに、回生ブレーキと協調した精度の高い圧力制御により安定したブレーキの効きを実現した。本システムを搭載したハイブリッド車において、従来システム比 46% の回生電力増加が確認できた。

ABSTRACT

A new brake system, able to make efficient use of regenerative brakes while maintaining excellent brake feel, has been developed to increase the fuel economy of hybrid vehicles. A hydraulic servo was used as a base to enable mechanical operation of the service brakes; solenoid valves and brake fluid pressure sensors were added to this base to make it possible to control brake line pressure as demanded. The use of a stroke simulator in the hydraulic servo prevents brake feel from being affected by the control of the brake pressure.

In addition, high-accuracy brake pressure control that functions cooperatively with the regenerative brakes is enabled-- resulting in stable braking effectiveness. Fitted in a hybrid vehicle, this system has been shown to regenerate 46% more energy than the previous system.

1. まえがき

地球環境保護の観点から、ハイブリッド車への注目が高まっている。ハイブリッド車は、減速時に車両の運動エネルギーを回生電力として回収し、回収した電力をモータの駆動に使うことでエンジン負荷を低減し、燃費を向上させる。従って、減速時に回生ブレーキを有効に活用して、回生電力量を増加させることが重要となる。しかし、単純に回生電力を増やすと回生ブレーキによりドライバの意図以上の制動力が発生してしまう。従来の一般的なブレーキシステムは、減速時のフィーリングを維持するために回生ブレーキを有効に使い切ることができなかった。回生ブレーキを有効に活用しながらドライバの意図する減速フィーリングを得るためには、回生ブレーキと油圧ブレーキを協調制御し、トータルの制動力をドライバが要求する値に合わせる必要がある^{(1), (2)}。

*四輪開発センター

回生と油圧ブレーキの協調制御を実現し、ハイブリッド車の燃費向上に寄与できるブレーキシステムを新たに開発した。このシステムは、主ブレーキを油圧サーボで機能させ、ブレーキ圧を任意に制御する機能を付加したものである。油圧サーボは主ブレーキ機能をつかさどる部品となるため、主ブレーキの性能および信頼性を高める設計も重要となる。

本稿では、開発したブレーキシステムの構成を紹介するとともに、主ブレーキの性能と信頼性向上、および回生と油圧ブレーキの協調制御を実現するために採用した技術要素について解説する。

2. 開発コンセプト

近年、各種ブレーキ制御機能を実現する目的で、ブレーキバイワイヤシステムが実用化されている^{(3), (4)}。このシス

テムはブレーキ圧を自由に制御でき、回生ブレーキとの協調制御も実現可能である。しかしながら、主ブレーキを電子制御に頼ることになるため、電気的な信頼性確保が重要になり解決すべき課題も多い^{(5)・(7)}。

本システムは、主ブレーキ機能を機械的に作動させることで信頼性を確保することを基本のコンセプトとした。主ブレーキ機能を機械的な油圧サーボで実現した上で、油圧サーボの出力をソレノイドバルブで電子制御し、各種制御機能を実現する構成とした。

3. 開発目標

本システムの主要機能は、主ブレーキ機能とブレーキ圧制御機能となる。各機能に対し、以下の項目を開発目標とした。

(1) 主ブレーキ機能

良好なブレーキフィーリングの実現と高い信頼性を確保すること。

(2) ブレーキ圧制御機能

違和感のないブレーキフィーリングを維持しながら回生ブレーキを有効に活用できる回生と油圧ブレーキの協調制御を実現すること。

特に、回生と油圧ブレーキの協調制御については、以下の課題を解決する必要がある。

ハイブリッドモータで発生可能な回生トルクは、車速やバッテリーの充電状態等により変化する。ブレーキフィーリングを維持しつつ回生電力を取りきるためには、Fig. 1に示すように、刻々と変化する回生トルクに合わせて油圧ブレーキの制動力を精度よく制御する必要がある。

また一般的なブレーキシステムでは、ブレーキ圧とペダルストロークが一定の関係を持つため、ブレーキ圧を制御するとペダルストロークの変化が生じブレーキフィーリングが損なわれる。従って、ブレーキ圧が変化する協調制御中においてもペダル踏力とストロークの関係を一定に保つことも必要となる。

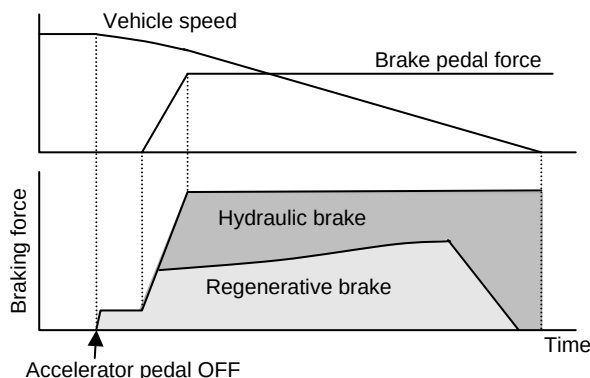


Fig. 1 Cooperative control of regenerative and hydraulic brakes

4. システム概要

システムは、Fig. 2 に示す 3 部品で構成される。

- (1) サーボユニット：ペダル操作量に応じたブレーキ圧を発生させるとともにブレーキ圧を任意に制御する。
- (2) パワーユニット：電動油圧ポンプにより高圧を作りアキュムレータに蓄圧し、サーボユニットのパワーソースとなる。
- (3) ペダルストロークセンサ：ペダル操作量を検出する。

4.1. サーボユニット

Fig. 3にサーボユニットの構造を示す。ストロークシミュレータとレギュレータバルブを直列に配置した油圧サーボ部にマスターシリンダを結合し、主ブレーキ機能の機械的な作動を実現する。また、油圧サーボ部にソレノイドバルブ 4 本と、油圧センサ 3 個を内蔵するとともに Electric Control Unit (ECU) を一体化し、ブレーキ圧を任意に制御できる構成とした。サーボユニットについては次章以後で詳述する。

4.2. パワーユニット

パワーユニットは Fig. 4 に示すように、3 気筒のラジアルピストンタイプの油圧ポンプを電動モータで駆動する構

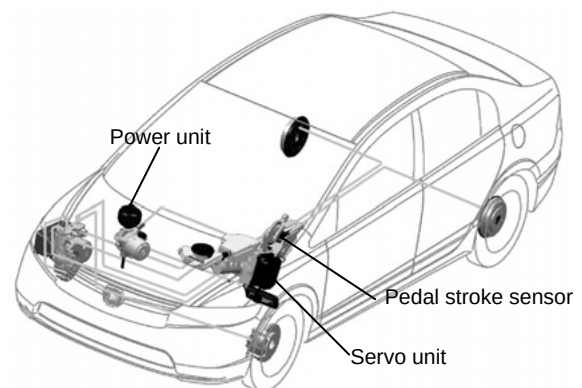


Fig. 2 System configuration

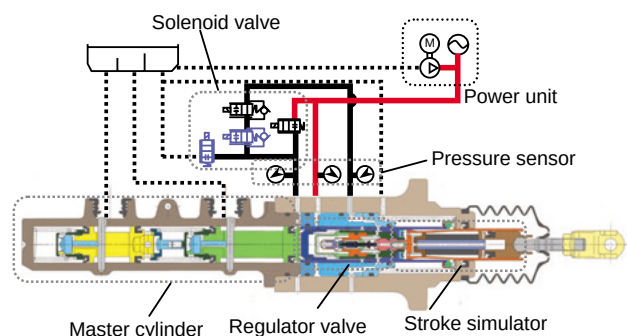


Fig. 3 Structure of servo unit

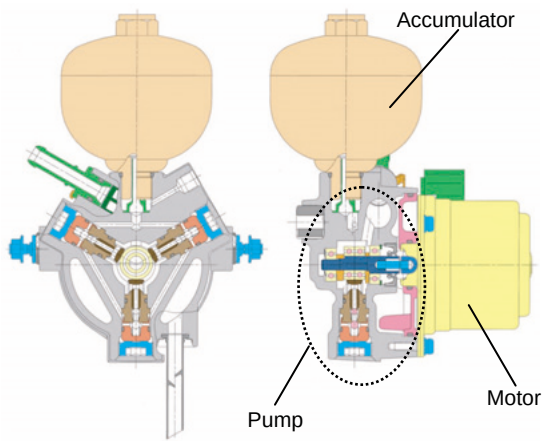


Fig. 4 Structure of power unit

造とした。油圧ポンプで発生した圧力は、アキュムレータに常時蓄圧される。

パワーユニットとサーボユニットは配管で接続される。アキュムレータ圧は常時サーボユニットに供給され、レギュレータバルブ部でシールされる。サーボユニット内のアキュムレータ圧導入油路に、油圧センサが配置され、このセンサ値に基づいてアキュムレータ圧を一定範囲に保つよう ECU がモータを駆動する。

4.3. ペダルストロークセンサ

サーボユニット内に機械的な故障が発生した場合、油圧センサだけでは確実な故障検出ができないため、ドライバのブレーキ操作量を検出する目的でペダルストロークセンサを採用した。

ペダルストロークセンサは、回転式の摺動抵抗タイプとした。ブレーキペダルブラケットに取り付け、リンクを介してペダルストロークを回転運動に変換している。

5. 主ブレーキ性能と信頼性

主ブレーキ機能の性能およびブレーキフィーリングは、油圧サーボ部の特性に依存する。また、高い信頼性を得るためには、システム故障時の性能に配慮した設計が必要となる。本章では、開発目標である主ブレーキ機能の性能と信頼性を、より高めるために採用した技術要素と得られた性能について解説する。

5.1. 油圧サーボ部の構成

油圧サーボ部は、ペダル入力に対するストロークを生成するとともに入力をレギュレータバルブに伝達するストロークシミュレータと、パワーユニットから供給される高圧をペダル入力に比例した圧力で調圧する機械的なサーボバルブであるレギュレータバルブで構成される。

レギュレータバルブで調圧された圧力(レギュレータ圧)

はマスターシリンダの背面(パワー室)にかかり、マスターシリンダのピストンが作動しブレーキ圧が発生する。

5.2. ストロークシミュレータ

ストロークシミュレータは Fig. 5 に示すように、内部に円筒状のゴム(Stroke damper)とスプリングが直列に配置される。ペダル入力によりこれらのバネ要素が順次たわみペダルがストロークする。ペダル踏力とストロークの関係は、これらバネ要素の特性のみで決定されることになり、ブレーキ圧の影響を受けない。従って、ブレーキ圧の制御状態によらずペダルフィーリングが一定に保たれることになる。

内部のスプリングは、入力初期の無効ストロークを作る目的で採用しており、ストローク量は小さい。ペダルストローク量はストロークダンパのたわみが支配的となり、ストロークダンパのゴム特性がブレーキフィーリングを決める重要な要素となる。

ゴムの基本特性を決める、ゴム硬度およびヒステリシスは良好なブレーキフィーリングが得られるようチューニングした。また、温度による硬度変化の少ないゴム材料を選定し、フィーリングの安定化を図った。

一般的なブレーキシステムのペダル踏力とストロークの関係は非線形で、踏力の増加に伴いストローク変化が小さくなる特性を持つ。これに対し、ゴムのバネ特性は基本的に線形となるため、ブレーキフィーリングとしては好ましくない。従って、ストロークダンパが挿入されるシリンダ

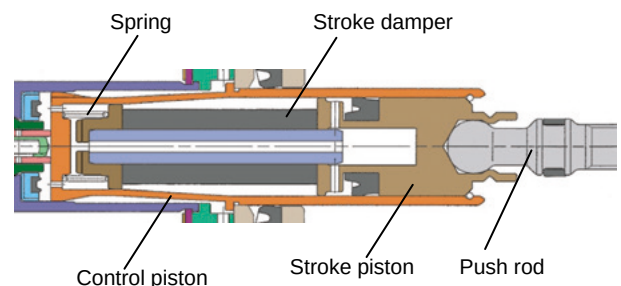


Fig. 5 Cross-section of stroke simulator

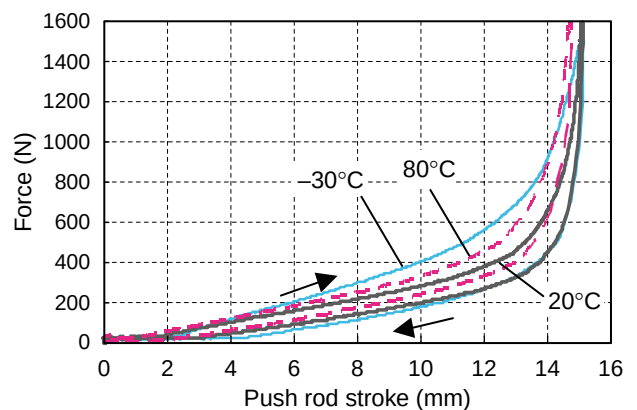


Fig. 6 Characteristic of stroke simulator

(Control piston)側をテーパ形状にし、ストロークシミュレータのバネ特性を非線形化した。ストロークの増加に伴い、ストロークダンパが先端側から順次シリンダに充填されていき、非線形なバネ特性が得られる。

Fig. 6にストロークシミュレータの温度毎の特性を示す。ストロークと入力の関係は温度依存性が少なく、またシリンダのテーパ化による非線形な特性が実現されていることがわかる。

5.3. レギュレータバルブ

Fig. 7 に示すレギュレータバルブは、ブレーキ踏み込み時に、アキュムレータに蓄圧された高圧をレギュレータ室に導入するインレットバルブと、ブレーキ解放時にレギュレータ室の圧力を解放するアウトレットバルブにより構成される。ブレーキ非操作時は、アキュムレータ圧がインレットバルブでシールされ、アウトレットバルブは解放状態となっている。ブレーキ操作時は、ペダル入力がストロークシミュレータを介してリアクションピストンに伝達され、リアクションピストンが前進しアウトレットバルブを閉弁、インレットバルブを開弁する。インレットバルブから導入された圧力によりリアクションピストンに後退方向の反力が発生するため、ペダル入力とリアクションピストンの反力が釣り合う位置でインレットバルブ、アウトレットバルブが閉弁し、レギュレータ圧が決まる。ブレーキ解放時は、アウトレットバルブが開弁するまでリアクションピストンが後退し、レギュレータ圧が減圧される。

インレットバルブを開弁する際、アキュムレータ圧に対抗する入力が必要となるため、インレットバルブのシール径が大きいとブレーキ圧が発生し始める起動荷重が大きくなり、踏み始めの空走感につながる。逆にインレットバルブのシール径を小さくすると、アキュムレータ圧の導入流路が絞られ急制動時の昇圧応答性が低下する。この相反する性能を満足させるため、インレットバルブを2段シール構造とした。入力初期は、小径のシール部が低い荷重で開弁するため起動荷重が軽減される。入力が早く、レギュレータ圧の応答が遅れる場合は、シャフトのストロークが増加し大径のシール部も開弁するため、高い昇圧応答が得られる。

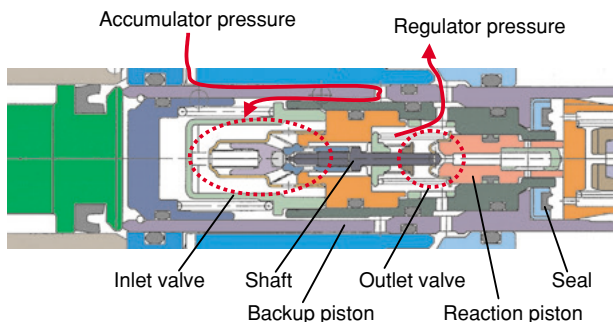


Fig. 7 Cross-section of regulator valve

Fig. 8 にペダル踏力と出力圧の関係、Fig. 9 に急入力時の昇圧応答の従来システムとの比較を示す。2段シール構造により、出力圧が発生し始める踏力は、従来の負圧サーボシステムと同等となった。また、従来システム以上の昇圧応答性も実現した。

5.4. パワーユニット故障時の性能

故障により、アキュムレータ圧が無くなった場合は、油圧サーボの機能が失われる。この故障状態では、ペダル入力にストロークシミュレータ、バックアップピストンを介して直接マスターシリンダに伝わる構造とした。倍力無しでマスターシリンダを作動させることになり、ブレーキの効きは従来の負圧サーボの故障と同等となる。

この際、ストロークシミュレータがストロークすると、従来システムに対しペダルストロークが増加してしまう。ストロークシミュレータのストロークを規制するために、ストロークシミュレータがバックアップピストンに当接する面にシール部材を配置した。このシール部材によりストロークシミュレータ内部のブレーキフルードを排出する油路が塞がれる。この結果、シミュレータが油密となり、シミュレータのストロークを抑えることができる。

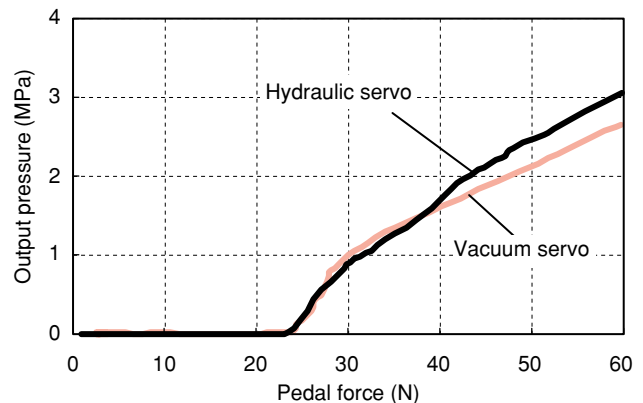


Fig. 8 Input and output characteristics

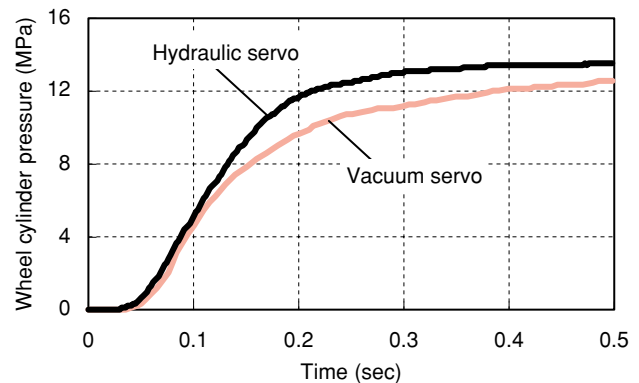


Fig. 9 Wheel cylinder pressure response at quick pedal input

Fig. 10に、パワーユニット故障時のストローク特性を示す。シミュレータのストロークが規制されることにより、従来システム同等のストロークとなった。

5.5. 電気系信頼性および ECU 構成

油圧サーボシステムでは、パワーユニットが機能停止すると制動性能の低下に繋がるため、ECUの設計にあたってはパワーユニットモータの駆動回路の信頼性確保が重要となる。本システムでは、モータ駆動回路の電源系、演算部、出力素子すべてを2系統化し、シングルフェイルでモータが停止しない構成を採り高い信頼性を確保した。

また、アキュムレータ圧を監視する油圧センサも2系統出力のタイプを採用し、センサの故障検出性を向上させている。

ソレノイドバルブの制御系に対しては、ソレノイドの電源供給ラインにフェイルセーフ用のFETを配置して、故障発生時にはソレノイドの電源を遮断できるようにした。主ブレーキは機械的に機能させられるため、ソレノイドバルブを停止させてもブレーキ性能に影響を与えない。Fig. 11 に ECU ハードウェアの構成を示す。

6. ブレーキ圧の制御

ブレーキ圧の制御は、各制御機能の要求に基づきパワー

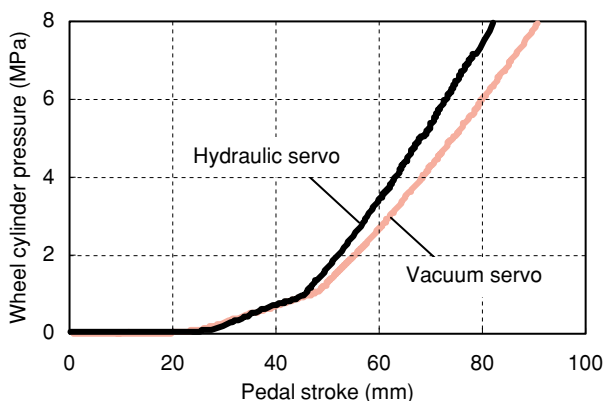


Fig. 10 Pedal stroke characteristics at power unit malfunction

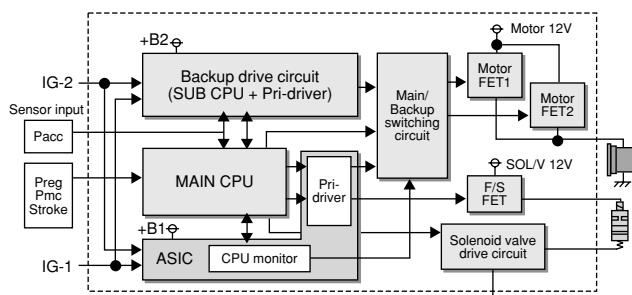


Fig. 11 ECU hardware block diagram

室の目標圧を決定し、パワー室に配置された油圧センサ値をフィードバックしながらソレノイドバルブを駆動して目標のブレーキ圧を発生させる。

前述した通り、ストロークシミュレータを採用したことにより、ペダル踏力とストロークの関係はブレーキ圧制御の影響を受けない。従って、目標圧に精度よく追従させる圧力制御を実現すれば、良好なブレーキフィーリングを達成できる。本システムでは、精度よい圧力制御を実現するために、高いロバスト性を持つことで知られる⁽⁸⁾スライディングモード制御を採用した。

6.1. ソレノイドバルブ

回生と油圧ブレーキの協調制御は、ドライバのブレーキ操作量となるレギュレータ圧に対し、パワー室の圧力を減圧方向に制御する必要がある。一方で、ドライバの操作とは無関係に、またはブレーキ操作量以上のブレーキ圧を発生させる加圧方向の制御ニーズもある。これら圧力状態の異なる制御を実現するため、サーボユニット内のレギュレータ室とパワー室間に、減圧用2本、加圧用2本のソレノイドバルブを配置した。加圧、減圧制御とも、レギュレータバルブ出力とパワー室間を遮断した上で、パワー室の圧力を制御する。

回生と油圧ブレーキの協調制御時は、パワー室圧をリザーバに開放する減圧用ノーマルクローズバルブ(NC/V)とレギュレータ出力に対しパワー室側を低圧状態で遮断する減圧用ノーマルオープンバルブ(NO/V)の2本のソレノイドバルブを制御する。ブレーキ操作量以上の加圧制御時は、アキュムレータに蓄圧された高圧をパワー室に導入する加圧用 NC/V とレギュレータ出力に対しパワー室側を高圧状態で遮断する加圧用 NO/V の2本を制御する。Fig. 12 にソレノイドバルブの配置を示す。ソレノイドバルブは、すべてリニアな圧力制御が可能なものとした。

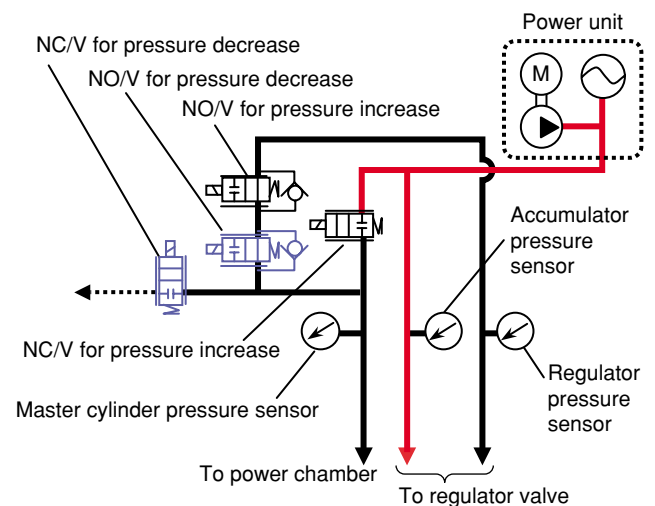


Fig. 12 Layout of solenoid valve

6.2. スライディングモード制御

Fig. 13にスライディングモード制御の概念を示す。制御目標圧と制御圧の偏差の今回値 $e(n)$ と前回値 $e(n-1)$ を状態変数とし、これらを座標軸とする位相平面上に切換直線と呼ばれる関数

$$\sigma(n) = e(n) + s \cdot e(n-1) = 0 \quad (1)$$

を定義する。状態変数の組み合わせとなる状態量を、この切り替え直線上に拘束するように制御する。切り替え直線の傾き s を、 $-1 < s < 0$ の範囲に設定すれば、状態量が位相平面の原点、すなわち偏差 = 0 のポイントに収束し、制御圧が目標圧に追従する。

状態量を切り替え直線に拘束するための制御入力として、状態量を切り替え直線上に拘束させるための等価入力 $U_{eq}(n)$ 、状態量を切り替え直線に載せるための到達則入力 $U_{rch}(n)$ 、モデル化誤差や外乱を抑制して状態量を切り替え直線に載せるための適応則入力 $U_{adp}(n)$ の三つの入力の和を用いる⁽⁹⁾。各制御入力は、以下に示すように導出する。

制御対象となるソレノイドバルブの圧力応答を、離散一次遅れモデルとして定義する。

$$P_{mc}(n+1) = a \cdot P_{mc}(n) + (1-a) \cdot U(n) \quad (2)$$

$P_{mc}(n)$: 制御圧

$U(n)$: 制御入力

a : モデルパラメータ

また、制御目標圧を $P_{ref}(n)$ とおき、偏差 $e(n)$ および切換関数 $\sigma(n)$ を下式で定義する。

$$e(n) = P_{ref}(n) - P_{mc}(n) \quad (3)$$

$$\sigma(n) = e(n) + s \cdot e(n-1) \quad (4)$$

状態量が切換直線に拘束され続ける条件は、

$$\sigma(n+1) = \sigma(n) \quad (5)$$

となるため、等価入力 $U_{eq}(n)$ は(2)から(5)式を $U(n)$ について解くことで求められる。

$$U_{eq}(n) = \{P_{ref}(n+1) - a \cdot P_{mc}(n) - (1-s) \cdot e(n) - s \cdot e(n-1)\} / (1-a) \quad (6)$$

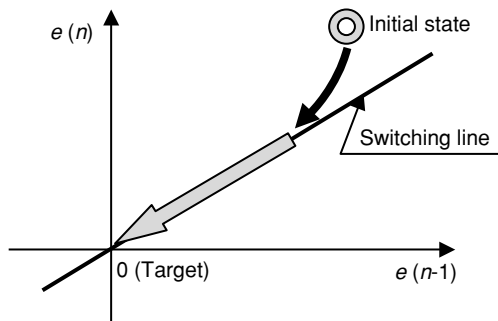


Fig. 13 Sliding mode control outline

到達則入力 $U_{rch}(n)$ は、状態量を切り替え直線に到達させる入力、すなわち $\sigma(n)=0$ とする入力として、 $\sigma(n)$ の比例項とする。

$$U_{rch}(n) = F \cdot \sigma(n) \quad (7)$$

F : 到達則フィードバックゲイン

適応則入力 $U_{adp}(n)$ は、モデル化誤差等による定常偏差をなくすため、 $\sigma(n)$ の積分項として下式で定義する。

$$U_{adp}(n) = G \cdot \sum_{i=0}^n \sigma(i) \quad (8)$$

G : 適応則フィードバックゲイン

制御入力 $U_{in}(n)$ は、以上の3入力の和として求められる。

$$U_{in}(n) = U_{eq}(n) + U_{rch}(n) + U_{adp}(n) \quad (9)$$

6.3. 回生と油圧ブレーキの協調制御

各種走行条件において、ハイブリッドモータが発生可能な回生トルクの範囲内で回生ブレーキを可能な限り利用するように回生と油圧ブレーキの配分が決定される。ブレーキ圧の制御目標値は、レギュレータ室に配置した油圧センサ値から、回生トルク相当の圧力を減算した値となる。レギュレータ圧力は、ドライバの要求制動力に相当する。

ブレーキ圧の制御は、減圧用 NO/V でレギュレータ出力を遮断し、減圧用 NC/V でパワー室圧を減圧する。回生トルクが減少する際は、減圧用 NO/V よりレギュレータ圧をパワー室に導入し、パワー室圧を増圧する。このパワー室の圧力制御が、目標圧への追従性が悪いとドライバの要求通りの制動力が得られなくなる。

パワー室を減圧する際の NC/V 制御、およびパワー室増圧時の NO/V 制御にスライディングモード制御を適用した。各ソレノイドバルブに対して制御パラメータをチューニングした結果、温度変化等の制御対象のモデル化誤差が存在する状態においても、高応答で安定した圧力制御が達成できた。スライディングモード制御の採用により、種々の走行条件においても違和感のないブレーキフィーリングを得ることができた。

Fig. 14に回生と油圧ブレーキの協調制御時の圧力波形を

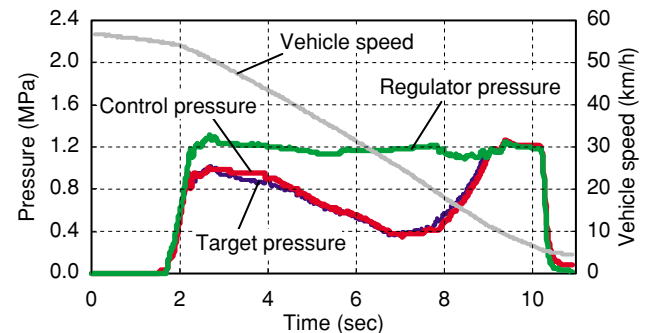


Fig. 14 Braking pressure during cooperative control

示す。レギュレータ圧から回生トルク相当の圧力を減算した制御目標圧は、回生可能トルクの変動にあわせて増減する。この目標圧に対し、制御圧であるパワー室圧が精度よく追従していることがわかる。

6.4. 加圧方向のリニア制御

ドライバのブレーキ操作量以上のブレーキ圧を発生させるニーズに対応するため、前述した加圧用NC/Vと加圧用NO/Vの2本のソレノイドバルブにより加圧方向のリニア制御も実現した。加圧が必要な際は、加圧用 NO/V でレギュレータ出力を遮断し、加圧用 NC/V でアキュムレータ圧をパワー室に導入して加圧する。パワー室圧を減圧する際は、加圧用 NO/V を開弁してレギュレータ室に圧力を解放する。

圧力制御は、回生と油圧ブレーキの協調制御同様スライディングモード制御を採用し、高い制御性能を実現した。

7. 燃費向上効果

開発システムをハイブリッド車両に搭載し、USLA-4 CITY モードで燃費向上効果を確認した。協調制御ができない従来システムでは、ブレーキフィーリングを維持するために回生トルクを制限する必要があり、ハイブリッドモータの回生能力を有効に使いきれなかった。本システムを搭載することで、回生電力を有効に回収することが可能となり、このテスト車両ではモード中の回生電力が従来システム比約 46%増加した。この電力をモータ駆動力に割り当てることでエンジン負荷を低減でき、燃費の向上に寄与できる。

8. まとめ

良好なブレーキフィーリングと高い信頼性を持つ油圧サーボシステムをベースとし、回生と油圧ブレーキの協調制御を始め各種ブレーキ制御機能を実現できるブレーキシステムを開発した。その主要な技術要素を以下にまとめる。

- (1) ストロークシミュレータの特性チューニング、およびレギュレータバルブの2段インレットバルブ構造等により、良好なブレーキフィーリングを実現した。
- (2) パワーユニットモータの駆動回路の冗長化、およびセンサの2系統出力化により高い信頼性を確保した。
- (3) ソレノイドバルブによる圧力フィードバック制御にスライディングモード制御を採用し、精度の高いブレーキ圧制御を実現した。
- (4) 回生と油圧ブレーキの協調制御により、ハイブリッド車の回生電力が46%増加し、燃費の向上に寄与できることが確認できた。

今回ハイブリッド車のニーズに対応するシステムとして開発したが、ブレーキ圧の任意な制御は、今後要求が増す各種ブレーキ制御機能に対応できるものである。本システム

は、ハイブリッド車のみならず、各種車両のブレーキ性能向上、機能拡大に寄与できるものである。

参考文献

- (1) Ogura, M., Aoki, Y., Mathison, S. : The HONDA EV PLUS Regenerative Braking System, EVS14(1997)
- (2) Otomo, A., Sakai, A., Takasu, T., Nakamura, K. : Development of Regenerative Braking System for Hybrid Vehicle, SAE Paper, No.1999-10-0062
- (3) Jonner, W., Winner, H., Dreilich, L., Schunck, E. : Electrohydraulic brake system --The first approach to brake-by-wire technology, SAE Paper, No.960991
- (4) Nakamura, E., Soga, M., Sakai, A., Otomo, A., Kobayashi, T. : Development of Electronically Controlled Brake System for Hybrid Vehicle, SAE Paper, No.2002-01-0300
- (5) Reuter, D. F., Lloyd, E. W., Zehnder II, J. W., Elliott, J. A. : Hydraulic Design Considerations for EHB System, SAE Paper, No.2003-01-0324
- (6) Song, W., Zheng, Y., Milot, D. : Pressure Control Calibration Time Reduction for EHB Systems, SAE Paper, No.2004-01-0257
- (7) Lii, N., Sturm, S., Coombs, T. A. : A Study on Sensor Fusion for Fault Tolerant Brake-by-Wire Driver Input Design with Dissimilar Sensors, SAE Paper, No.2006-01-1025
- (8) 野波健蔵, 田宏奇: スライディングモード制御, コロナ社, 263p.(1994)
- (9) 安井裕司, 赤崎修介, 上野将樹, 岩城喜久: 触媒後 O₂ フィードバックのための適応スライディングモード制御, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.65-71

■ 著 者 ■



青木 康史



鈴木 健二



中野 博士



野尻 欣主

4 ストロークエンジントライアル車 “RTL250F” 用 電装システムの開発

Development of Electric System for Four-stroke Engine Trials Motorcycle “RTL250F”

柿 沼 弘 之*

Hiroyuki KAKINUMA

小 林 冬 樹*

Fuyuki KOBAYASHI

要 旨

4 ストロークエンジンを搭載したトライアル競技専用二輪市販車RTL250Fでは、軽量化のためにエンジン始動方式にキック始動可能なバッテリーレスシステムを採用した。燃料噴射制御システムの中心となる ECU には小型モータサイクル用に開発されたスロットルボデー一体型を流用した。燃料噴射制御システムを起動するための電力はキックスタータ操作時に発生する AC ジェネレータの起電力を用いている。トライアル二輪車に要求されるドライバビリティや微妙なスロットル操作と急激なスロットル操作の使い勝手を考慮した新たな制御システムを採用した。この制御システムは運転状態に応じた燃料噴射量と噴射タイミングを決定するために1回の燃焼行程に対して2回演算し燃料の吹き終わり位置を調整するロジックを有している。以上により、トライアル競技専用車としてのドライバビリティ向上を達成している。さらにユーザが ECU 内のデータを自由にセッティングできる機能を備えている。

ABSTRACT

In order to reduce vehicle mass, a kick-start system without battery was selected for a trials competition motorcycle with four-stroke engine. The integrated throttle body developed for small motorcycles contains the ECU (Engine Control Unit), which is the main component of the fuel injection system. The power used to start the fuel injection control system is generated by the AC generator when the kick-starter is operated. A new control system was adopted for trials motorcycle, taking into consideration drivability requirements for slight and rapid throttle operation. This control system performs calculations twice for each combustion stroke and has a logic to control the fuel injection quantity and timing. Therefore, the above control system adds many enhancements to the drivability of trials motorcycle. Furthermore, users can set data inside the ECU as required.

1. まえがき

近年、地球環境問題への関心が高まるにつれ二輪車のエミッション規制が年々厳しくなっている。市販車両では低エミッション化に有利となるよう、エンジン形式は2ストロークから4ストロークへ、燃料供給形式はキャブレタから電子制御燃料噴射制御システムへと推移している。レースの世界でもエミッションに対する規制が厳しく、各カテゴリにおいてレギュレーションにより2ストロークエンジンは禁止される傾向がある。世界トライアル選手権では2006年よりFIMレギュレーション変更にて2ストロークエンジンは全廃となる予定であった(レギュレーション改定により2ストロークエンジンは2008年まで容認)。

*二輪開発センター

RTL250F 及び RTL250F-W はこのレギュレーション変更在先駆けて2005年モデルより4ストロークエンジンを搭載した。また2ストロークエンジン同等のドライバビリティを実現するために電子制御燃料噴射システム(PGM-FIシステム)⁽¹⁾を採用した。本稿では、バッテリーレスシステムで機能する燃料噴射システムの制御について述べる。

2. 機種概要

2.1. RTL250F 概要

RTL250F⁽²⁾の外観を Fig. 1 に示す。RTL250F では2ストロークRTL250Rと同じ戦闘力を確保するため各部の軽量化、低重心化、マスの集中を図った。



Fig. 1 External view of RTL250F

エンジンは市販モトクロッサ CRF250R をベースとして各部の変更をおこない、低重心、コンパクト化を実現した。最大出力は CRF250R の 31 kW に対し 14 kW に抑え、フラットなトルク特性にするとともに、低速域のトルク向上を優先した。また、低回転パーシャル域の出力向上を図ったことにより、スロットル全開域のトルクが 2 ストロークに対し劣るにもかかわらず、同等以上のトルク感を達成している。

PGM-FI システムではスロットルレスポンス向上のために、インジェクタをシリンダヘッドに直接装着し (Fig. 2)、トライアル走行の激しい車体挙動でも安定して燃料を供給するために燃料ポンプを燃料タンク内に配置した (Fig. 3)。スロットルボデーは小型モータサイクル用 ECU 一体型をベースに、アイドル回転数をユーザが調整可能なエアースクリュタイプに変更した。さらにデコンプカムを採用し、キックレシオを見直したことにより、スムーズなキック始動性を実現できた。

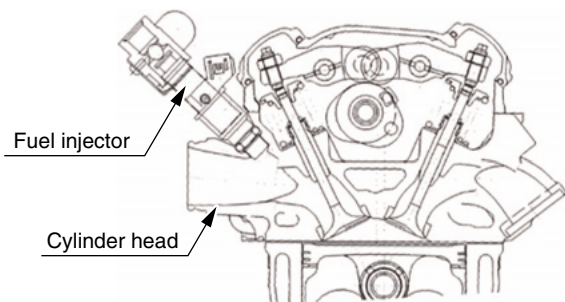


Fig. 2 Fuel injector directly installed in cylinder head

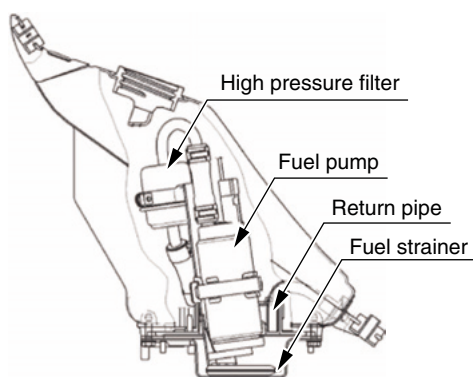


Fig. 3 Fuel tank assembly

RTL250F では国内向けモデルが競技専用であるのに対し、欧州向けモデルでは公道走行が可能である。欧州向けモデルは EU エミッション規制 Euro-2 適合車両であるが、4 ストロークエンジンと PGM-FI システムの採用により規制をクリアしている。

2.2. RTL250F-W 概要

RTL250F をベースとし、世界トライアル選手権での優勝を目標に、RTL250F-W を開発した。エンジン、車体の基本設計は RTL250F 同等ながら、各部材料置換による軽量化、エンジン仕様変更による低速トルクアップ及び滑りやすい路面でのグリップ性能向上をはかっている。ECU はスロットルボデー一体型であることは RTL250F と同じだが、4 ストロークロードレーサ RC211V 用 ECU をベースとしたデータロガー内蔵式を採用した。内蔵データロガーによりエンジンの運転状態をデータで見ることができるようになり、ECU を短時間でセッティングできるようになった。RTL250F-W は 2005 年世界トライアル選手権 (World Championship of Trial) で高い戦闘力を発揮し、2 位と 3 位の成績を収めた。

3. バッテリーレスシステム

RTL250F の電装システムは AC ジェネレータ、パルスジェネレータ、レギュレート・レクチファイア、コンデンサ、燃料ポンプ、ファンモータ、ファンモータ用リレー、バンクアングルセンサ、水温センサ、イグニッションコイル、インジェクタ、ECU、エンジンストップスイッチで構成されている。ECU 内部には吸入負圧 (PB) センサ、吸入空気温度 (Ta) センサ、スロットルポジションセンサ (TPS) を備えている。さらに欧州向けモデルでは公道走行用の保安部品としてヘッドライト、テール・ストップライト、ウィンカライト、スピードメータ、ホーン、灯火器操作スイッチを備えている。回路図を Fig. 4 に示す。

通常、燃料噴射制御システムを備えたエンジンではバッテリーの電力により ECU、燃料ポンプ、インジェクタ、イグニッションコイルを動作することにより始動をおこなう。しかしバッテリーレスシステムの場合キックスタータによるエンジン回転により AC ジェネレータで発電した電力でこれらを動作させなければならない。RTL250F では AC ジェネレータはトライアル車に要求される大きな慣性モーメントを確保する目的で排気量 250 cm³ の二輪車としては大型の φ147 サイズを採用しており、低回転から十分な電力を得られるよう 3 相式とし、回転数 1000 r/min にて 7.5 A の出力電流を発生する (Fig. 5)。AC ジェネレータで発生した電力を 3 相全波整流式レギュレート・レクチファイアにより、直流 14.4 V に整流・調圧し、コンデンサにより平滑した後、各電気負荷へ電力を供給している。レギュレート・レクチファイアとコンデンサは電力損失軽減を目的として AC ジェネレータに近

いクランクケース上部のステーに配置されている。このステーにはファンモータ用リレー、バンクアングルセンサも配置され、マスの集中に役立っている (Fig. 6)。

またバッテリーレスシステムでキック始動可能とするため、キック始動時には ECU、燃料ポンプ、インジェクタ、イグニッションコイルのみに電力を供給し、ファンモータや欧州向けモデルの保安部品の電気負荷には電力を供給しないよう ECU により制御している (Fig. 7)。エンジン始動後アイドル回転数にて一定時間経過するとファンモータや保安

部品などの電気負荷にも電力を供給する (Fig. 8)。

このように低回転で大きな出力を発生する AC ジェネレータの採用と ECU による電気負荷制御及びデコンプレッサの採用によって Fig. 9 に示すようにクランク 3 回転でエンジン始動が可能となった。

4. PGM-FI システム

PGM-FI システムでは ECU に入力されたクランクアン

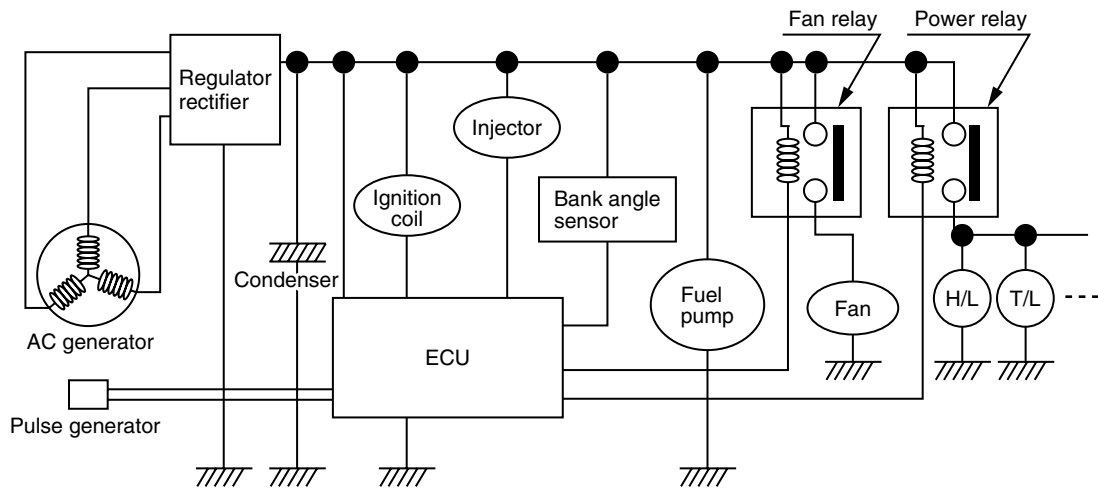


Fig. 4 Circuit of electric system

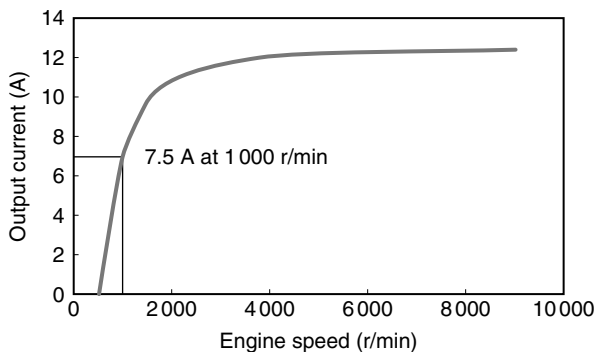


Fig. 5 AC generator characteristics

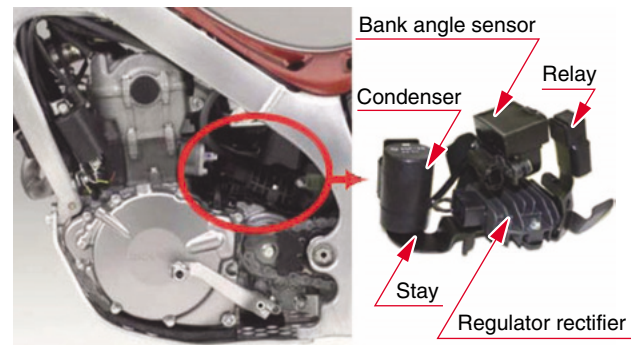


Fig. 6 External view of electrical equipments

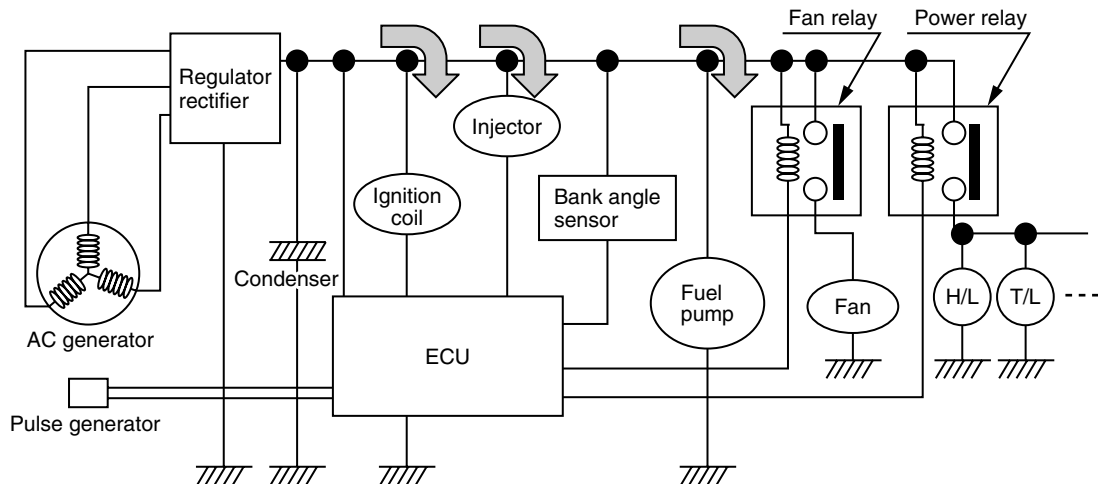


Fig. 7 Electric current mode at kick starting

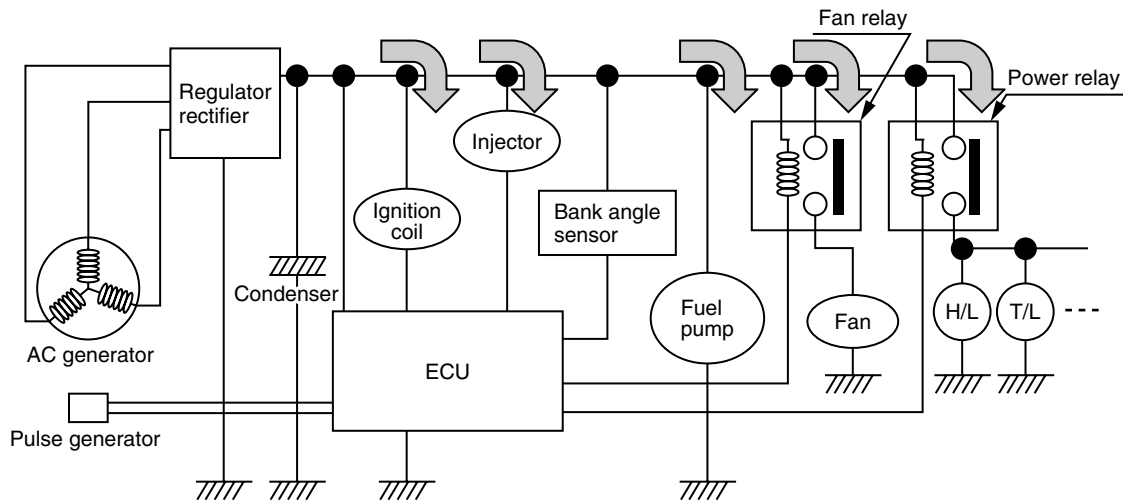


Fig. 8 Electric current mode after engine started

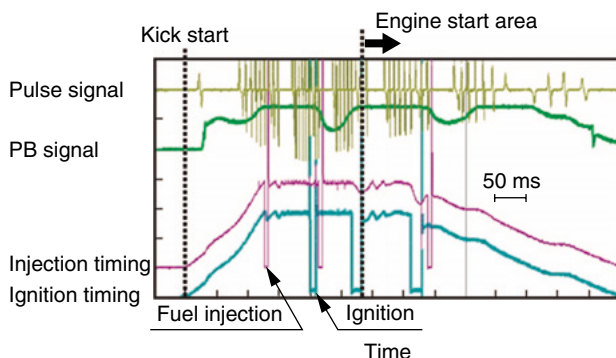


Fig. 9 Measurement data of engine startability at kick start

グル、クランクアングルから計算されたエンジン回転数、スロットル開度、吸入管負圧、吸入空気温度、冷却水温度の情報をもとに最適な燃料噴射量、燃料噴射タイミング、点火時期を決定しインジェクタとイグニッションコイルを動作する。燃料噴射を制御することによりキャブレタに比べ、あらゆる条件で空燃比を理想的に制御することが可能である。RTL250Fではキャブレタ仕様でのテストも実施したが、トライアル走行の激しい車体挙動変化で空燃比の変化が著しく、低回転時のスロットル急開をしたときのエンスト、下り坂でのブレーキエンストなどが発生した。また、スロットル急開時は吸入管内負圧の追従遅れによる息つきが発生した。PGM-FIシステムの採用と燃料ポンプの配置を工夫することで、これらの事象は解消された。

トライアル競技ではエンジン低回転時のスロットル急開時のレスポンスが特に重要視される。単位時間あたりのスロットル開度(ΔTH)をトライアル競技時のデータと4ストロークロードレーサ RC211Vのサーキット走行1ラップのデータを比較すると、トライアル競技では低回転時のスロットル急開を多用していることがわかる(Fig. 10)。このためRTL250Fでは燃料噴射の演算をクランク回転角720度ごとに2回とすることにより低回転時のスロットル急開時のレスポンスを向上させた。

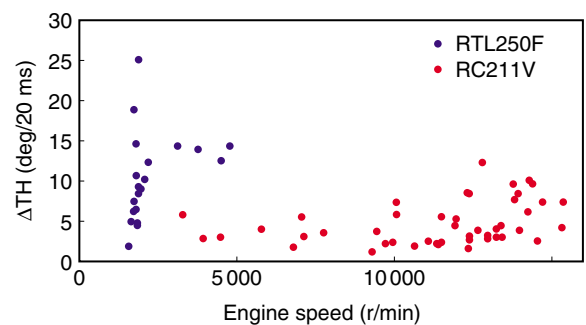


Fig. 10 Comparison data of throttle opening speed

従来の燃料噴射制御では、吸気、圧縮、燃焼、排気のクランク回転角度720度の1行程に対して最適な燃焼状態となるタイミングで1回演算(Calibration)をおこない、演算直後に燃料噴射をおこなっていた。この方式では各回転数、各スロットル開度での演算タイミングと燃料噴射量を設定することにより定常運転時の空燃比を最適に制御することが可能である。しかし過渡運転時、特に1行程の時間が長い低回転では、演算終了後にスロットル操作をしても燃料噴射量には反映されず、スロットル急開時にはレスポンス不良を、スロットル急閉時にはプラグのくすぶりを招いていた。Fig. 11に従来の演算方式でのスロットル急開時のタイミングチャートを、Fig. 12にスロットル急閉時のタイミングチャートを示す。新しい制御では、燃料噴射量の演算を1行程の中で2回に増やした。圧縮行程における1回目の演算終了後に吸気行程で燃料噴射が終了するようなタイミングで燃料噴射を開始する。さらに、燃料噴射中に吸気行程で2回目の演算をおこなうことにより燃料噴射量を補正する方式を考案した(以下、2CAL噴き終わり制御という)。この方式により定常運転時の空燃比だけでなく、低回転でのスロットル急開時やスロットル急閉時に対しても燃料噴射量と燃料噴射タイミングを最適に調整することができた。Fig. 13に2CAL噴き終わり制御でのスロットル急開時のタイミングチャートを、Fig. 14にスロットル急閉時のタイミングチャートを示す。

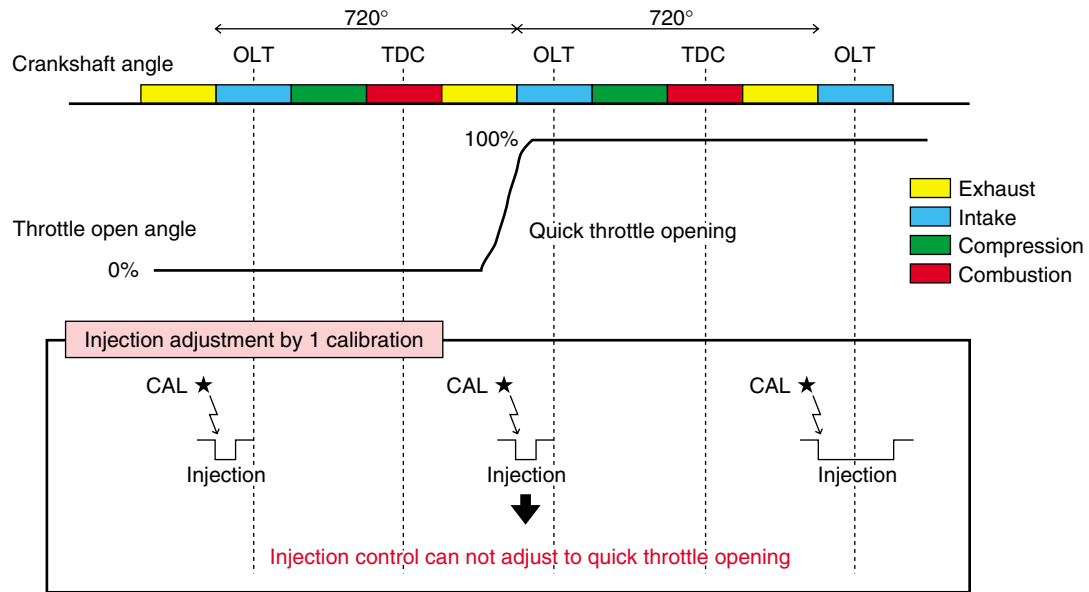


Fig. 11 Injection timing chart by 1 calibration when throttle opened

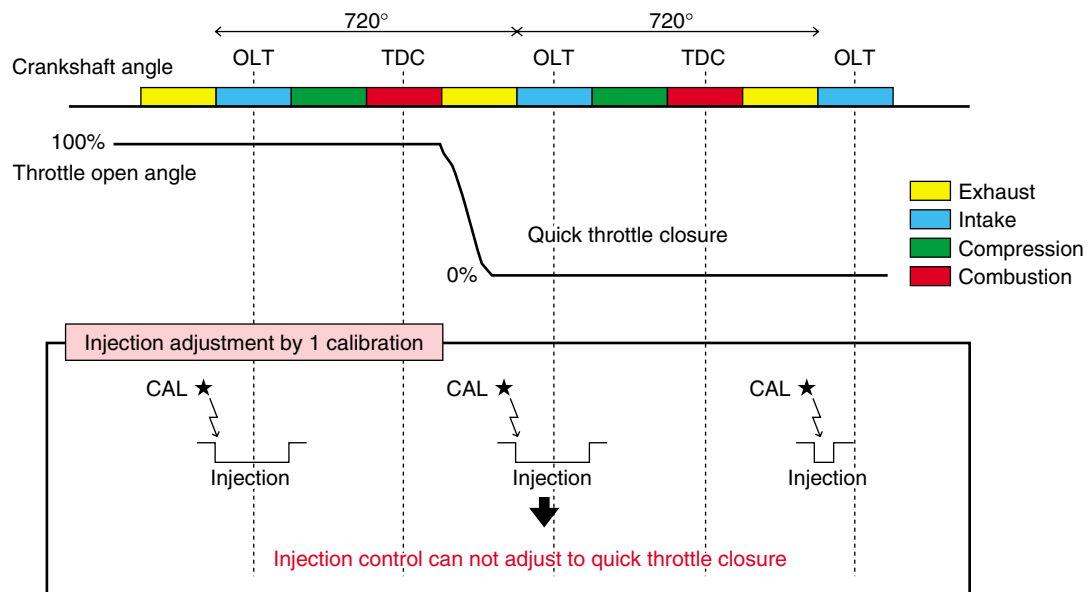


Fig. 12 Injection timing chart by 1 calibration when throttle close

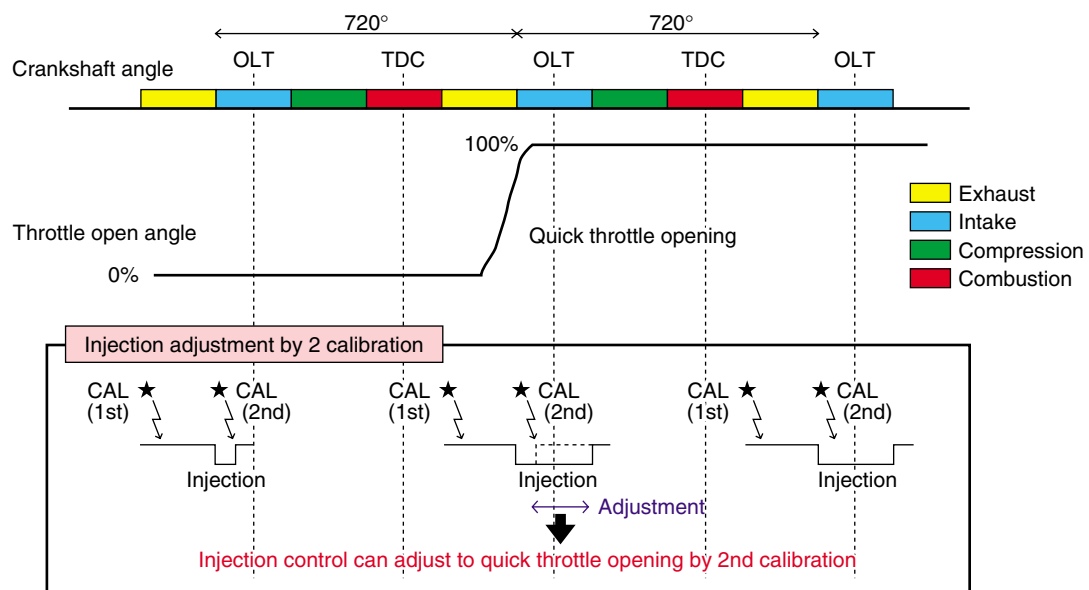


Fig. 13 Injection timing chart by 2 calibrations when throttle opened

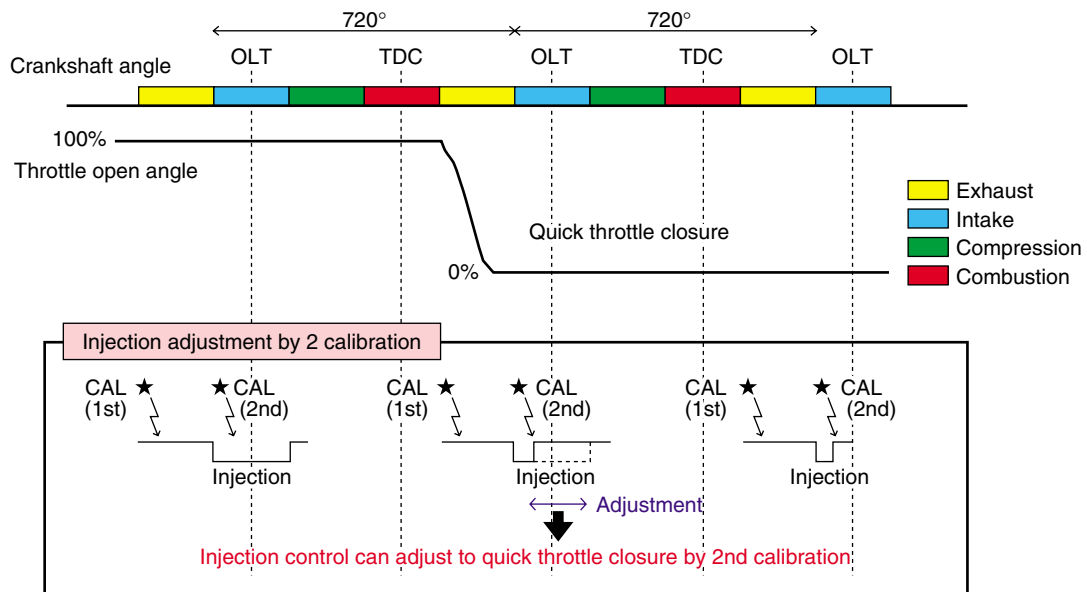


Fig. 14 Injection timing chart by 2 calibrations when throttle closed

2ストロークエンジンではスロットルの開け始めから燃焼指圧が大きく立ち上がるため、4ストロークエンジンよりスロットルレスポンスが良いのが一般的である。RTL250Fでは2ストロークエンジンからスムーズな乗換えができるように、スロットル急開時のレスポンスを2ストロークエンジン並みにすることに主眼を置いたが、2CAL噴き終わり制御の採用により2ストロークエンジンと同様の燃焼指圧の立ち上がりが得られた。Fig. 15に2ストロークエンジンであるRTL250RとRTL250Fのスロットル急開時の燃焼指圧データ比較を示す。2ストロークエンジンに劣らないスロットルレスポンスを実現できた。Fig. 16にRTL250R(2ストローク)とRTL250F(4ストローク)の出力特性比較を示す。

さらに、2CAL噴き終わり制御を低回転時のみおこない、演算間隔の短くなる高回転域では従来どおり1回の演算に切り替えることで、処理速度の低いECUでも制御可能なシステムとした。

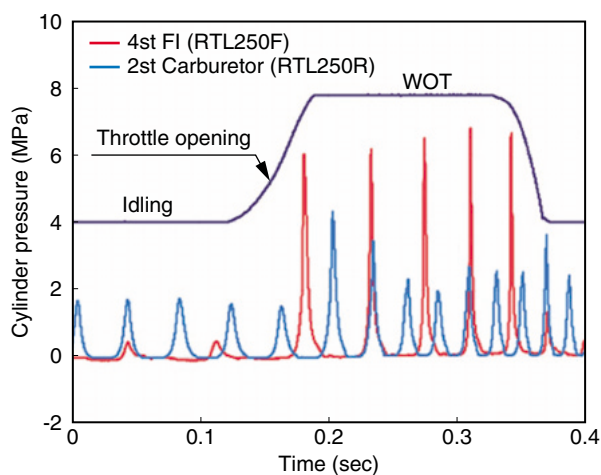


Fig. 15 Comparison data of cylinder pressure

5. ECUセッティングツール

トライアル競技ではグリップの良いアスファルトからグリップの悪い川の中までさまざまな路面状況でのレースや、標高1000mを超えるような高地でのレースが存在する。またユーザは初心者から世界選手権クラスまでおりスキルの幅が広い。RTL250FではユーザがECUのセッティングを変更することができるECUセッティングツールを開発した。ユーザはパーソナルコンピュータ上のツールにより、燃料噴射量及び点火時期をある一定範囲内で変更することができる。ユーザがECUセッティングツールで作成したセッティングデータはシリアル通信によりECU内のEEPROMに保存される。ECUはフラッシュメモリ内の燃料噴射量、

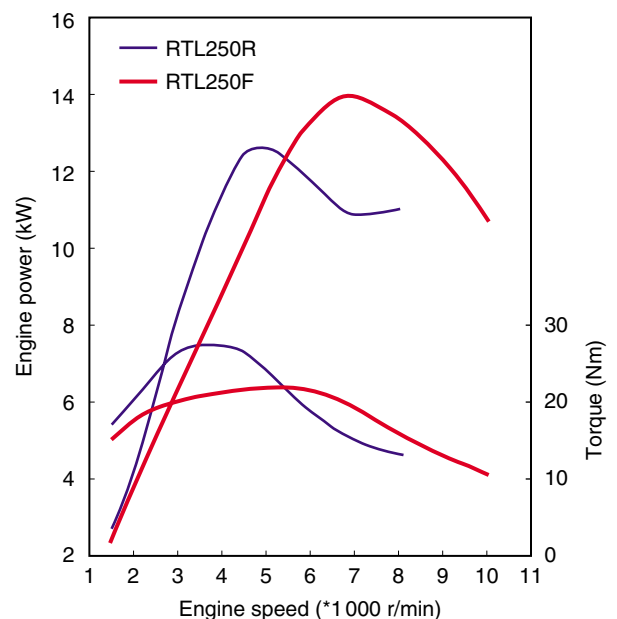


Fig. 16 Engine performance curve

点火時期のデータにこのセッティングデータを加減算し、最終的な燃料噴射量、点火時期を決定する。これによりユーザはさまざまな路面状況や標高、またユーザのスキルにあったセッティングを見つけることができる。Fig. 17 にセッティングツールの概要を示す。

6. ファクトリーレーサ用 ECU

ファクトリーレーサに要求される正確かつ迅速な ECU セッティングをおこなうため、4 ストロークロードレーサ RC211V 用 ECU をベースにデータロガー内蔵 ECU を開発した。RTL250F 用 ECU と比較すると、フラッシュメモリにデータを収集するデータロガー機能、各種計測やメー

タ駆動のための CAN 通信機能、ECU との通信のための Bluetooth 通信機能、ファンモータ駆動回路、燃料ポンプ駆動回路、多チャンネル A/D 入力回路、パルス入力回路、汎用モータ駆動回路、ソレノイド駆動回路が追加になっている。CPU は 32 bit を採用し、データロガー機能追加による CPU 処理増加に対応している。メモリはフラッシュメモリと EEPROM を備えており、フラッシュメモリにはデータロガー機能により収集されたデータ(ロギングデータ)を、EEPROM には複数のセッティングデータを記憶することができる。Fig. 18 に ECU ブロック図を、Fig. 19 に RTL250F 用 ECU との比較図を示す。デバイスボデー、吸入負圧(PB)センサ、スロットルポジションセンサ(TPS)は RTL250F 用 ECU から流用し、アイドルエアコントロールデバイスは小型モータサイクル用 ECU から流用した。高機能化に伴

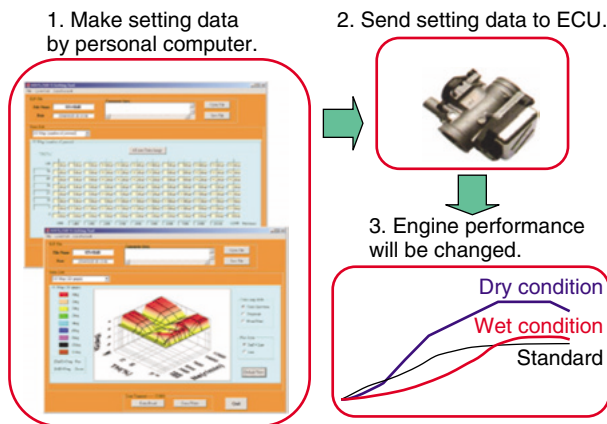


Fig. 17 ECU setting tool

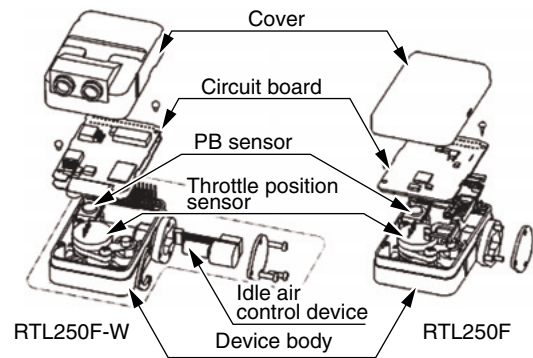


Fig. 19 ECU for factory racer

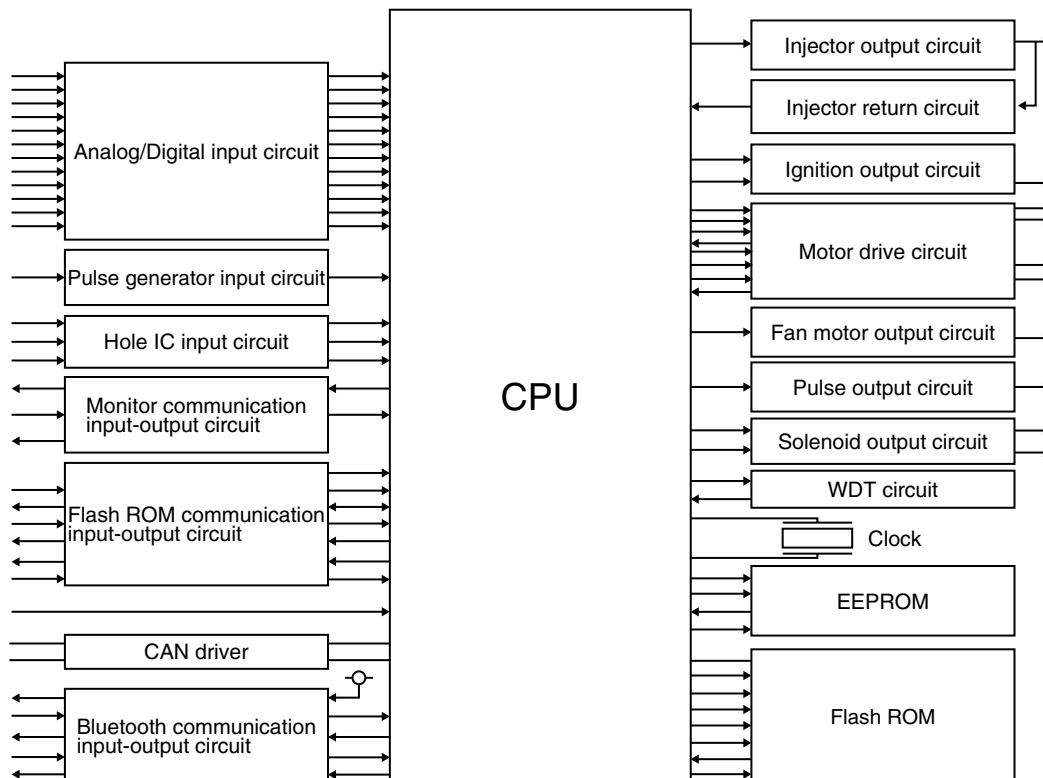


Fig. 18 ECU input-output block diagram for factory racer

い回路数が増加したが、回路基盤を4層 1.6 mm 厚のガラスエポキシ基盤から6層 0.8 mm 厚のフレックスリジッド基盤2段構造とし、入出力回路には小型モータサイクル用 ECU から流用したカスタム IC を使用することにより体積比20%増、質量比30%増に抑えている。カバーはプレス成型タイプからアルミ削り出しとし、フラッシュメモリ通信用コネクタと Bluetooth 通信用コネクタを備えた複雑な形状ながらも質量増を抑えている。また最適な吸入空気温度を得るために吸入空気温度(T_a)センサは ECU 内からエアボックス内に移設している。

データロガー機能ではクランクアングル、エンジン回転数、スロットル開度、各部温度、燃料噴射量、点火時期、カウンタ軸回転数等のさまざまなデータを収集することができる。収集されたロギングデータは Bluetooth 通信機能により無線通信にてパーソナルコンピュータへ送られ、データ解析に使用される。解析されたデータをもとに最適な燃料噴射量、点火時期等を決定し、メカニックがセッティングデータを作成し、Bluetooth通信機能によりECUへセッティングデータを送る。これにより燃料噴射制御システムを短時間でセッティングできるようになった。Fig. 20にロギングデータのサンプルを示す。

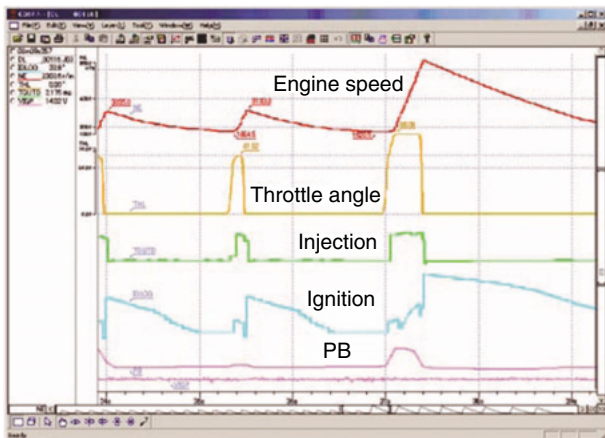


Fig. 20 Logging data sample

7. まとめ

4ストロークエンジントライアル二輪車用として以下の特徴を持つ電装システムを開発した。

- (1)キック始動が可能なバッテリーレスシステムを実現した。
- (2)2CAL噴き終わり制御により、急激なスロットル操作に対して噴射量を最適に調整することができた。
- (3)市販RTL250Fでは、燃料噴射制御システムをパーソナルコンピュータによりユーザが自由にセッティングできる機能を実現した。ファクトリーレーサRTL250F-Wでは ECU に内蔵されたデータロガー機能により、燃料噴射制御システムを短時間でセッティングできるようにした。

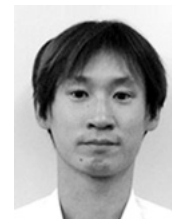
参考文献

- (1) 玉木健二，國府志朗，赤松俊二：小型二輪車用空冷エンジンの電子制御燃料噴射の制御システム，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.145-152
- (2) 滝川俊直，石川英一，柿沼弘之，小林冬樹：4ストロークエンジントライアル車“RTL250F”の紹介，Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.1-7

■ 著 者 ■



柿沼弘之



小林冬樹

二輪車用ナビゲーションシステムの開発

Development of Motorcycle Navigation System

村澤 直 喜*

Naoki MURASAWA

西 本 修*

Osamu NISHIMOTO

鈴木 浩 二*

Koji SUZUKI

池 上 健太郎*

Kentaro IKEGAMI

安 藤 正 訓*

Masakuni ANDO

盛 田 裕 之*

Hiroyuki MORITA

要 旨

世界で初めて二輪車用標準装備としてナビゲーションシステムを Gold Wing に搭載した。高い走行性能や流麗な外観等, Gold Wing がねらいとする全体コンセプトを崩すことの無いよう, 構成部品は小型軽量化し車両の適所にレイアウトした。二輪車の運転に適したルートガイドとわかりやすく, 使いやすい Human Machine Interface(HMI)を採用した。また, 高速走行でも聞き取りやすい音声ガイドとするため, 高出力のオーディオシステムを装備した。これらの結果, Gold Wing の持つロングツアアとしての魅力をさらに高めた。各構成部品は, 熱, 水, 振動など二輪車特有の苛酷な走行環境に対応して, それぞれに熱対策や防水構造を施し, コントロールユニット内に設けられた地図記憶媒体には小型で耐振性の高い半導体メモリを採用した。

ABSTRACT

For the first time, a navigation system has been installed on the Gold Wing as a standard motorcycle equipment. The system has been installed without affecting the overall concept of the Gold Wing, which includes excellent driving performance and a flowing external appearance. Components were designed smaller and lighter to achieve this. By making route guidance easy to understand and the Human-Machine Interface (HMI) easy to use, the appeal of long-distance touring model has been further enhanced. All components were designed with heat and vibration resistance as well as waterproof to allow proper function for withstanding the severe driving conditions of a motorcycle. A compact vibration-resistance semiconductor memory was applied for the map storage media.

1. まえがき

1981年にHondaが自律航法による四輪車用ナビゲーションシステムを発表して以来, 自動車, 電器のさまざまなメーカーが, その可能性を模索し, 各社はGlobal Positioning System (GPS)測位を土台にそれぞれ独自の思想と技術でナビゲーションシステムを製品化するようになった。1990年代中盤から後半にかけて地図記憶媒体がCD-ROMからDVD-ROMに移行し実用性が大幅に上がったが, このころから急速にユーザの関心も高まり, 各社のナビゲーションシステムの開発は一気に加速していった。近年, それらはナビゲーションの枠を超え, 地図記憶と音楽記憶を共有するHard Disc Drive (HDD)を搭載するものや, 各自動車メーカーの提供するウェブサーバとの相互通信をおこないさまざまな情報を得るテレマティクスサービス機能を搭載したもの, ち密な3D描画で視

覚的なエンターテインメント性を持たせたものなど, 先進的なナビゲーションシステムを装備することで自動車そのものの魅力を大幅に高めるまでに進化してきた。

二輪車においてもツアamodelを中心に同様の付加価値を求める声が高まってきている。二輪車においては四輪車と比べ車両に部品の搭載スペースが少ないので小型軽量なシステムが要求される。こうした理由から, 四輪車用ナビゲーションシステムをそのまま使えないのが現状であり, 二輪車標準装備としてナビゲーションシステムを搭載したモデルはなかった。一方, アフタマーケットにおいてはポータブルナビゲーションシステムを二輪車のハンドル周辺に後付けするタイプはあったが, これらを経験した二輪車ユーザからはデザインの一体感があり, ツーリングユースにおいて, シンプルでわかりやすく使いやすいナビゲーションシステムを求める声が高まった。

*二輪開発センター

我々はこれらの背景を踏まえ、二輪車用として今後の指針と成り得るナビゲーションシステムを Gold Wing をベースに開発することにした。本稿でこの技術について紹介する。

2. 開発のねらい

開発にあたり、ターゲットモデルとして、北米向け Gold Wing を選定した。ロングツアアであり、ナビゲーションシステムの搭載が直接的にこのモデルの商品魅力を高めることが予想されたこと、ベースモデルから音声案内に必要な不可欠なオーディオシステムを搭載していること、比較的大柄な車体構成となっているので部品の搭載性に余力があったことがその理由である。

このモデルの持つ全体コンセプト⁽¹⁾を保ちながら、Gold Wing のユーザ層にとって使いやすく、案内性能のしっかりしたシンプルなナビゲーションシステムとすることをねらいとした。

開発の目標は以下のとおりである。

- (1) 二輪車(Gold Wing)の走行性能、外観魅力を損なわない小型軽量のシステム
- (2) 二輪車の使用環境に対応した高い信頼性を有するシステム
- (3) 二輪車の走行環境でも不具合なく見やすいディスプレイ
- (4) 二輪車の運転に支障をきたさないように配置された使いやすいスイッチ類
- (5) 二輪車の走行環境でも十分な音量を持ち、聞き取りやすい音声仕様
- (6) 二輪車の走行条件、高い機動性に見合ったルートガイド性能

(7) HMI は Honda 四輪車と画面構成と色使いの観点で統一感を持たせシンプルな仕様

3. システムの全体構成

Gold Wing が持つハンドリング性能、動力性能を極力崩さないよう、構成部品は徹底的に小型、軽量化を図った。ナビゲーションシステムの配置を Fig. 1 に示す。

システムの構成部品を搭載するにあたり Gold Wing が持つ外観魅力を損なわないよう、メータやバイザ、スイッチ類をデザインした。GPS アンテナはメータバイザ内に置き、露出しないようにした。ディスプレイは全体から見てアンバランスとならないサイズを選定した上でスピードメータと一体型にして、その上から一体的にデザインされたバイザを持つメータカバーをかぶせた。スイッチ類もベース車が装備する他のスイッチ類のデザインと統一感を持たせた。ナビゲーションシステムの外観を Fig. 2 に示す。



Fig. 2 Navigation system appearance

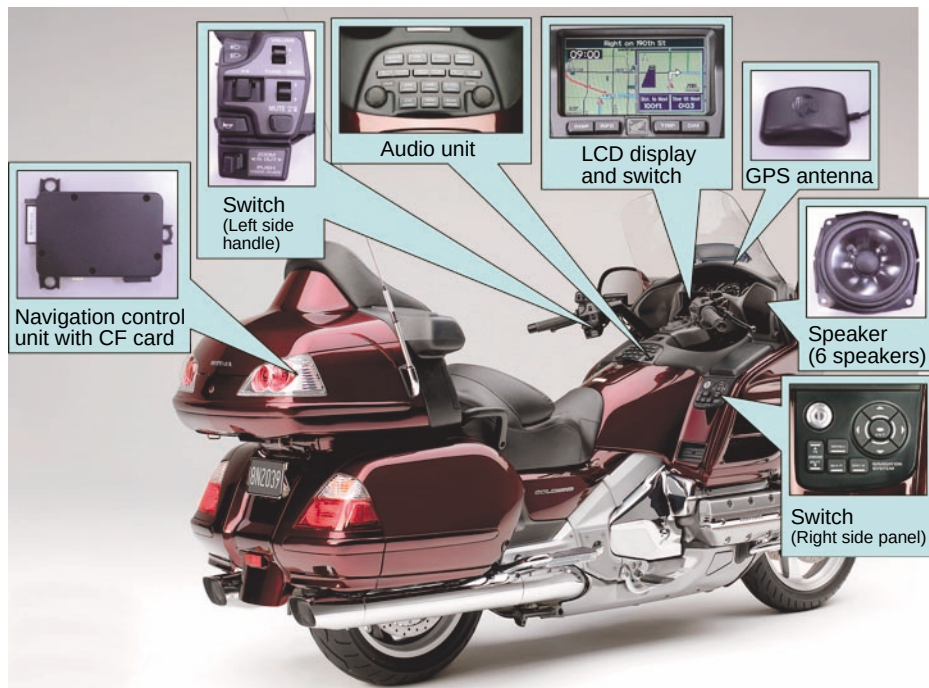


Fig. 1 Navigation system layout

4. システムの特徴

4.1. ディスプレイ

4.1.1. ディスプレイの搭載位置

ディスプレイの搭載は、試作段階で走行検証を十分におこない、運転操作に支障がない位置としてコンビネーションメータ下部を選定した。

4.1.2. ディスプレイの視認性

ルーフのない二輪車において、ライダーはディスプレイをオープンエアの走行環境で見なくてはならない。そのため、四輪車と比べると、ディスプレイに対する外光のレベルが日向と日陰では激しく変化し、昼と夜でもその差は大きく見やすさに大きく影響する。本ディスプレイはディスプレイ直上に風雨、埃除けのためのクリアレンズを設けた。このクリアレンズはライダーの視線に対して太陽光の反射や空の映り込みが投影されないようレンズ面を湾曲させた。また、ディスプレイモジュールには外光のレベル変化に強い半透過半反射型 Thin Film Transistor(TFT)式カラー Liquid Crystal Display(LCD)を採用した。さらに昼、夜のそれぞれの外光レベルに対し適正な視認性を確保し得る LCD バックライトの輝度を走行検証し、この結果を元に昼モード用輝度、夜モード用輝度を設け、それらがGPSの時刻情報とリンクし自動で切り替わるように設定した。また、マニュアルでも輝度変更が可能な仕様とすることで薄暮と夜間雨天走行時に対応した。

4.1.3. ディスプレイの耐熱信頼性

二輪車は炎天下で使用されることもあり、このような条件下では、クリアレンズ内の雰囲気温度が上昇し、液晶面の太陽光による蓄熱とバックライトに用いられる冷陰極管(CCT)の発熱で LCD モジュールは過度の温度上昇を伴う。液晶部が動作限界温度を超えた場合には液晶面は反射光とバックライト光のいずれも偏光フィルタを通過できなくなる、いわゆる黒化の症状となり画像が見えなくなることが懸念されていた。開発の初期段階で、真夏の直射日光下の走行試験をおこなったところディスプレイの黒化が発生した。対策として、ディスプレイ表面温度を下げるため、ヒートシンクを取り付けた。このヒートシンクは2本の支柱と放熱部によって構成される。支柱はLCDモジュールに接しており、放熱部には十分な放熱面積を稼ぐために約300本の角柱を設けた。さらに液晶部の温度をサーミスタにより検出し許容限界温度を超えた場合はCCTの動作を制限する仕様を採用した。その結果、炎天下の走行でも黒化しない高い信頼性を持たせることができた。Fig. 3 にコンビネーションメータの配置を示す。

4.2. コントロールスイッチ

スイッチを設計するにあたり、下記を具体的な目標とした。

(1)乗車姿勢で操作が容易なこと

(2)誤操作や他のスイッチとの干渉なきこと

(3)切替え時、操作感、クリック感が明確に体感できること

(4)表示の視認性は良好なこと

(5)外観デザインにマッチしていること

メニュー操作など停車中におこなうべき機能と、音声リピートや、地図のズームなど走行中に操作をおこなう必要がある機能を切り分け、それぞれに対応したスイッチを新作して適所に配置した。メニュー操作に必要な上下左右の矢印スイッチや ENTER スイッチなどを車両右側に集約し搭載した。冬用グローブ装着時でも確実に操作できるスイッチ形状、大きさ、ストロークとした。走行中に操作の必要なスイッチは左ハンドルに追加した。同じく、グローブをはめた手でも操作しやすいよう工夫した。

ナビゲーションパネルスイッチを Fig. 4 に示す。左側ハンドルスイッチを Fig. 5 に示す。

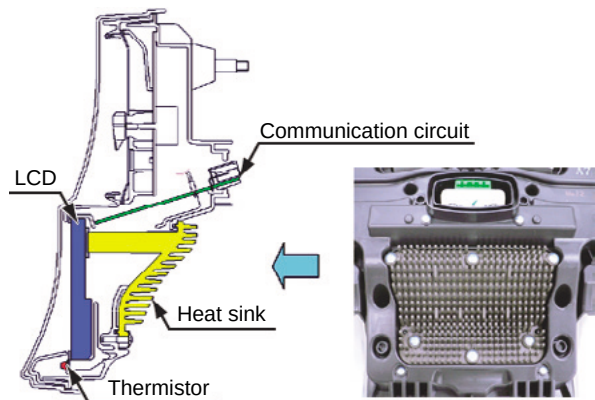


Fig. 3 Combination meter inside layout and aspect



Fig. 4 Navigation panel switches



Fig. 5 Left handle switches

4.3. コントロールユニット

4.3.1. コントロールユニットの特徴

二輪車の走行環境において電子部品は熱、水、振動そしてノイズの影響を十分に考慮する必要がある。これらの影響を少なくするため、コントロールユニットはエンジンに代表される熱源から遠く、被水の可能性のないリヤトラंक内に設置し防振処理を施した。エンジンの点火ノイズやモータ、アクチュエータから発生するノイズなどに対応するため、コントロールユニット回路の入出力段にはノイズフィルタを設け、メータとの通信ラインにはシールド線を採用した。ナビゲーションコントロールユニットの配置を Fig. 6 に示す。

コントロールユニットは走行中の突発的な衝撃に対応するため、ハードウェアは機械系部品を一切使用しない半導体部品による構成とした。通常、地図データの格納に使用されている CD/DVD-ROM や HDD のような回転部を一切持たない Compact Flash memory(CF)を使用したことが大きな特徴である。これにより、熱や振動に影響されないデータへのアクセス信頼性も確保でき、さらに、暗電流の低減も図れた。

コントロールユニットはナビゲーション機能だけではなく下記に示す車両の状態を表示できるシステムとした。そのため、オーディオ状態、外気温度、サスペンションプリロードレベル、キー入力といった外部信号についてはメータ内のマイクロコンピュータにて情報を集約し、コントロールユニットに入力される仕様とした。

- ・各種機能の表示
- ーオーディオ状態

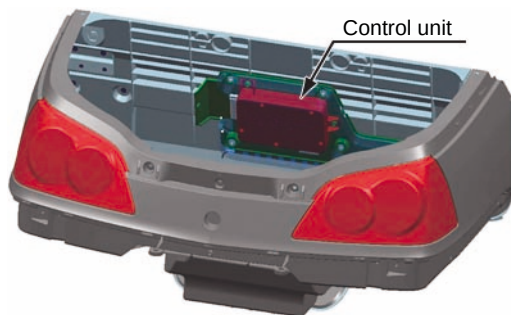


Fig. 6 Navigation control unit layout

(ラジオ受信：周波数表示，CD：再生経過時間表示，CB無線：送受信状況表示)

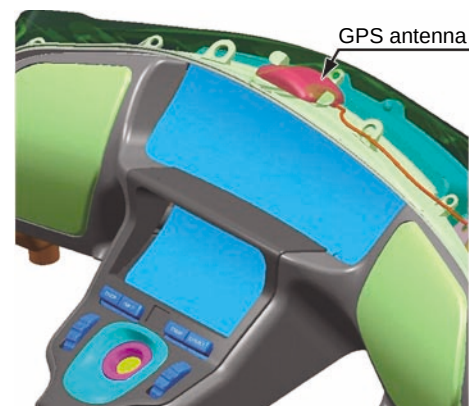
- ーSPA(Suspension Preload Adjustment：車高調整)レベル調整状態表示
- ーメータ機能表示(オド表示，トリップ表示，時計表示)
- ートラंक開状態表示
- ー外気温度表示
- ーオープニング／エンディングセレモニー表示

コントロールユニットを含めたナビゲーションシステムのブロック図を Fig. 7 に示す。GPS アンテナの配置と仕様を Fig. 8 に示す。

また、システム制御プログラムはコントロールユニット本体にある内蔵フラッシュメモリ内に格納され、CFからバージョンアップソフトウェアをロードすることが可能な設計とし、将来のシステムソフトウェアバージョンアップに対応するようにした。

4.4. ソフトウェア

プログラムはナビゲーションシステムの主要機能である現在地表示を基本とし目的地設定をおこなうための施設検索(ホテル、レストラン、Honda ディーラなど)、その他の



Receiving system: 12 channel parallels
Receiving frequency: 1575.42 MHz (L1-band)
Receiver sensitivity (acquisition): -138 dBm
Receiver sensitivity (tracking): -145 dBm
Co-ordinate system: WGS-84 standard
Measuring cycle: 1 time/1 sec
(Estimate measuring cycle: 0.5 sec after measured)

Fig. 8 GPS antenna location and specifications

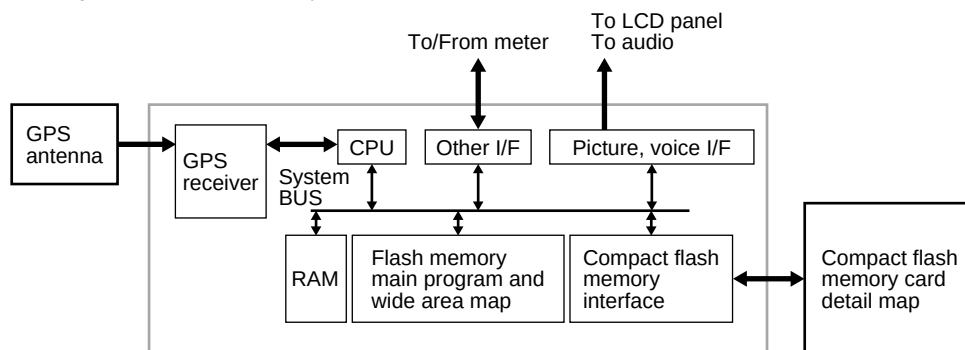


Fig. 7 Navigation system block diagram

検索結果をもとに目的地までの経路検索をおこなう仕様とした。目的地までの経路案内として交差点拡大図、音声案内、及び誘導路を外れた場合のオートリルート機能などを持っている。付加機能として、ソフトウェアバージョンアップがあり、現状よりも新しいシステムソフトウェアの入ったコンパクトフラッシュを挿入することで自動的にアップデートが適用される仕様とした。

また、衛星の受信周期(1秒/回)を補間するために、簡易予測航法として0.5秒毎の予測測位を実施し交差点ポップアップでの自車アイコンの動きをスムーズにしている。また、衛星が受信できなくなった環境下においても、それまでに受信できていた位置情報と自車の車速パルスに基づき30秒間のマップマッチングをおこない自車位置表示の更新をおこなうプログラムとした。この予測航法を実現するため、自車の速度基準は車速パルスとし、GPSからのデータのみで表示位置更新をおこなわない仕様とした。

4.5. 音声仕様

オープンエアで高速走行をおこなうことを前提にベースモデルに比べよりパワフルなオーディオシステムを搭載した。クリアで聞き取りやすいよう、樹脂製のコーンを用いた大径スピーカに変更し、取付け角度も見直した。走行時の風切り音対策としてボーカル帯域の強調をおこなうことにより、ナビゲーション音声ガイダンスについても聞き取りやすいものとしている。音特性を Fig. 9 に示す。

さらに、ナビゲーション音声出力時はオーディオのミュートをおこない、ガイダンスをより聞き取りやすくするよう配慮した。ベースモデルのオーディオシステムから車速に応じボリュームを自動的に変化させるオートボリュームを装備しているが、ナビの音声案内も同じく車速連動とした。音量調整自体はオーディオの音量と連動させるが、オーディオの音量よりも小さく、または大きくするというきめ細かな調整も可能とした。自動音量調整特性を Fig. 10 と Fig. 11 に示す。

5. ルートガイド基本性能の指針と評価

5.1. ルートガイド基本性能

2章で述べたように、ハードウェアとして二輪車の走行性能、外観魅力を損なわないよう配慮する必要があったが、

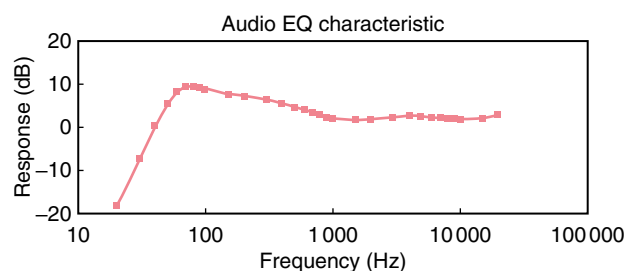


Fig. 9 Sound characteristic

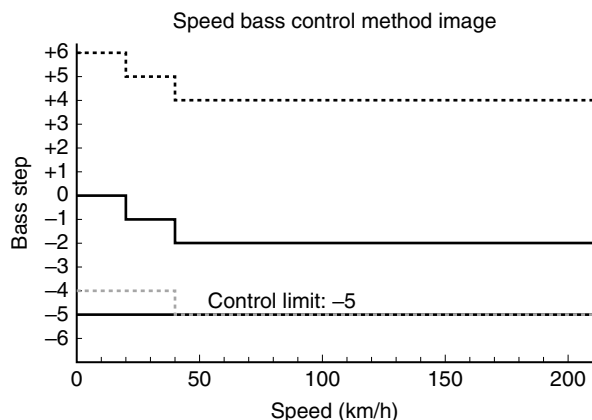


Fig. 10 Auto volume bass step characteristics

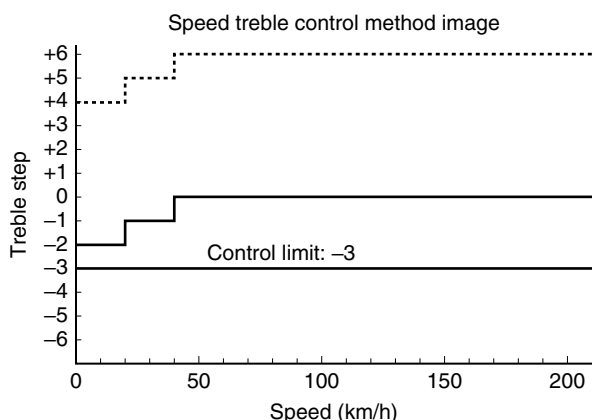


Fig. 11 Auto volume treble step characteristics

ソフトウェア領域においてもライダーに二輪車の運転そのものに影響を及ぼさない配慮が必要である。そこで、シンプルかつ分かりやすい案内とするため、今回さまざまな条件の一般公道で走行試験を繰り返し、二輪車用ナビゲーションシステムのルートガイド基本性能の指針として下記を設定し、ルートガイド仕様を決定した。

- (1) ルートを外れた場合には可能な限りスピーディーなルート計算をおこなってルート案内へ復帰すること
 - (2) ライダーが画面を注視し続ける必要のないように簡素な画面構成とし、交差点案内は音声とポップアップ画面の両方をズレなくおこなう。このとき、音声ではライダーに次の動作がわかるように的確な指示をし、ディスプレイでは交差点までの距離感のわかる表示をおこなうこと
 - (3) 交差点の案内は遅過ぎず、早過ぎない的確なタイミングであること
 - (4) 音声案内は不要な単語は極力省き、文法や丁寧さにとらわれず、理解しやすさを優先すること
- これらの指針により細部仕様を検討した。実際に案内タイミングの適正化を図った一例を Fig. 12 と Fig. 13 に示す。

5.2. カウントダウンバー

交差点において、実際の曲がる場所を正しく把握するた

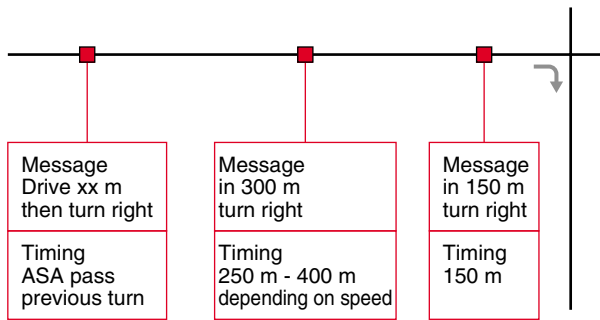


Fig. 12 Example of route guide modification 1

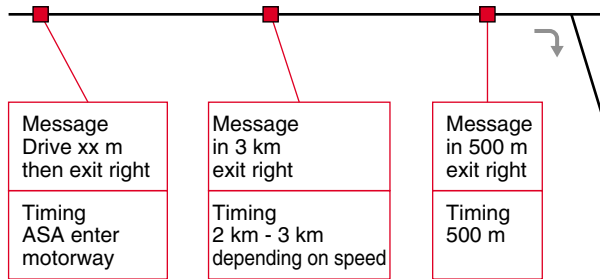


Fig. 13 Example of route guide modification 2

めに、ポップアップ表示画面中に案内地点までの距離感をつかむ補助として 10 段階のカウントバー表示を採用した。このカウントダウンバー表示により、曲がるべき目標とする交差点やインターを直感的に認識できるようにした。カウントダウンバーの表示例を Fig. 14 に示す

5.3. HMI

開発にあたり、2003 年モデル ACCORD US 仕様の HMI を参考とした。北米における Honda のユーザ層になじみのある HMI とすることで Honda としてルックとフィールに統一感を持たせることができた。その上で情報を認識しやすいように極力簡素な画面構成とした。画面構成の一例を Fig. 15 に示す。

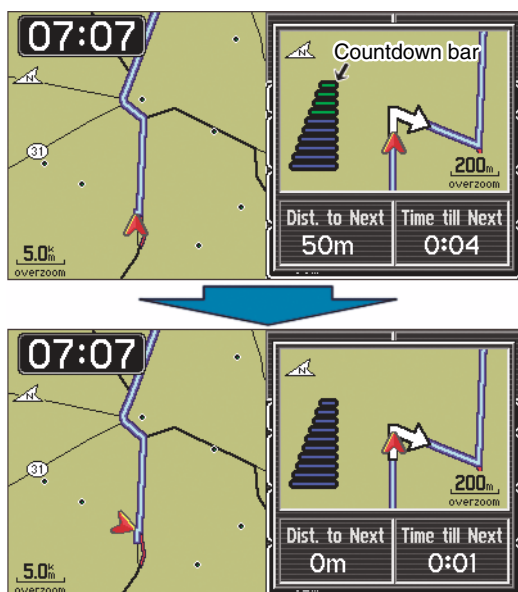


Fig. 14 Display example of countdown bar



Fig. 15 Example of HMI modification

5.4. 二輪車用ナビゲーションシステムの評価

5.4.1. GPS 性能評価

本ナビゲーションシステムは GPS 衛星の測位データを基準とし、現在位置を表示するため、衛星の受信性能については高い安定性が求められる。そこで、実車両へ搭載するにあたりカーブでの車両バンクによる受信レベル低下や乗員による電波遮へいといった二輪車特有の問題点について、本開発の初期段階で十分に検討をおこなって影響が最小となるようシステムのレイアウトを決定した。

性能評価は、GPS 衛星の受信限界性能を中心とし製品としての完成度を高めるために、実走試験により確認した。

GPS の衛星測位限界性の性能評価試験を実施した結果を以下に示す。

(1) 高緯度限界性能

表示された交差点位置と実際の交差点位置を比較し、高緯度においても通常どおりの測位精度と、自車位置が道路を外れないことを確認できた。

(2) 高層ビル群影響確認

走行中、高層ビルにより GPS 信号が十分に受信できなかったり、信号のマルチパスの影響を確認するため、高層ビル街を通る案内ルートを設定し走行試験をおこなうことでシステムの動作を検証した。ルート案内中、高層ビル街中心部では測位誤差が大きくなり、自車位置表示の更新周期に遅延が発生するもののナビゲーションテキストによるガイドと次に走る道路の名称表示により目的地に到着できることを確認できた。

本機では GPS 衛星のみによる測位であることから、GPS 測位性能低下時に自車アイコンのスキップが発生し、案内信頼性の低下が発生する恐れがあった。そのため、ライダーへ衛星受信レベルに応じ表示を変化させることで、現在位置精度の低下を知らせる機能を付加した。Table 1 にその表示

Table 1 GPS satellite positioning status display

GPS satellite reception conditions	Display
Low reception levels	"POOR SATELLITE RECEPTION" displayed in the navigation text bar Background: Yellow
Lowest reception level	"LOST SATELLITE RECEPTION" displayed in the navigation text bar Background: Red Voice guidance one time

内容を示す。Table 1に示す状態が連続する場合は画面上部にあるナビテキスト表示部背景色を POOR(黄色)、LOST(赤色)とし通常テキスト表示を継続する。

本機能は、衛星が受信しにくくなる高層ビル街に囲まれたエリアで評価を実施した。その結果、本仕様がライダーに分かりやすい表示であることが確認できた。

6. まとめ

Gold Wing のユーザをターゲットとして、LCD やスイッチなどの外観構成部品は車両との一体感をデザインして直感的で使いやすい魅力的なナビゲーションシステムを実現した。

システムを構成する各機能部品を小型軽量化して搭載することで Gold Wing の高い走行性能を維持した。さらに、二輪車の走行環境面から、耐振性の高い CF、LCD の蓄熱対策、半透過半反射型LCDモジュール、レンズ、バイザ形状の工夫などにより高い信頼性を確保した。また、運転中に使いやすいスイッチ形状、高速走行でも聞き取りやすいオートボリュームを採用するとともに、二輪車のルートガイド基本性能の指針に基づく二輪車の走行に適した交差点案内タイミングとするなどユーザの使い勝手を考慮したナビゲーションシステムとなっている。

謝 辞

本開発にあたり、御協力を頂いた GARMIN Ltd. の皆様、Panasonic Automotive System Company の皆様、日本精機株式会社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) 青木 征憲, 戸坂 哲也, 南 秀美, 石原 浩, 狩野 宏司: ゴールドウイング GL1800 の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No2, p.13-26

■ 著 者 ■



村澤 直 喜



鈴木 浩 二



安藤 正 訓



西 本 修



池上健太郎



盛 田 裕 之

小型二輪車用ヒータレスO₂ センサの開発

Development of Heaterless Oxygen Sensor for Small Motorcycles

浦 木 護*
Mamoru URAKI

林 達 生*
Tatsuo HAYASHI

要 旨

小型二輪車のO₂フィードバックシステム専用のO₂センサを開発した。小型二輪車用O₂センサとしては小型、低コスト、低消費電力が求められており、その実現のため細型プロテクタ、ヒータレス、キャップ、ボデーアースなどの構造を採用した。この結果として従来のセンサに比べて体積57%低減、質量43%低減、センシング部投影面積79%低減の小型化を実現し、部品点数削減による低コスト化、さらにはヒータレスによる低消費電力化を併せて実現した。また、センシング部の小型化により排気抵抗の低減によるエンジン出力及びスロットルレスポンスの向上が可能となり、センサの搭載自由度を高めた。また、本センサ搭載での完成車のエミッション性能として、EURO3モードエミッション規制値を達成した。

ABSTRACT

An oxygen sensor for the oxygen feedback system of small size motorcycles was developed. Small size, low cost and low power consumption are required for the oxygen sensor of small size motorcycles. To achieve this heaterless, thin protector, cap and body ground structures were adopted. As a result, the sensor was reduced by 57 % in volume, by 43 % in mass and by 79 % in the projected area of sensing unit compared with conventional sensors. Utilizing a heaterless design cost reduction by reducing parts and lower power consumption were realized. In addition, the engine output and drivability were enhanced due to the miniaturization of the sensing unit, and the flexibility of sensor installation was enhanced. Moreover, the EURO-3 mode emission control limit was achieved by using the developed sensor.

1. まえがき

近年、地球環境問題への関心が強まる中、二輪車の排ガスエミッション低減の要求が高まっており、世界各国で新しい排ガスエミッション規制が導入されつつある。2006年以降欧州向け二輪車へのEURO3規制が計画されており、その対応が求められている。

既に四輪車や大型二輪車では空燃比フィードバックシステム⁽¹⁾を採用し、エミッション性能を向上している。小型二輪車においても同様に、O₂フィードバックシステムの採用が必要となる。

しかしながら、四輪車や大型二輪車で使用しているO₂センサ⁽²⁾をそのまま小型二輪車に流用した場合、次に挙げるような懸案が生じる。

(1) 小型二輪車の短く小さな排気管へのセンサ搭載が困難となる。

(2) 排気管径の小さな小型二輪車では、排出ガス中に配置するセンサ素子の突き出し部分が排気抵抗となり、エンジン出力及びスロットルレスポンスが低下する。

(3) O₂センサ搭載性を確保するための素子加熱用ヒータ付き仕様となり、ヒータ消費電力増加による発電装置のフリクションが増大し、エンジン出力及び燃費が低下する。

これらの課題を解決するために、小型車用ヒータレスO₂センサを開発した。

本稿では、新たに開発した小型二輪車専用設計のO₂センサのねらいと特徴を述べるとともに得られた効果について説明する。

2. 開発のねらい

本センサ開発にあたり、小型二輪車に求められるO₂センサのニーズを考慮し、以下の三つを開発のねらいとした。

*二輪開発センター

- (1) 小型化
- (2) 低消費電力(素子ヒータレス)化
- (3) 低コスト化

O₂ センサは、素子部分を排出ガスの中に突き出して酸素量をセンシングするため、突き出す素子の部分が大いといと排気抵抗となる。この排気抵抗は、エンジン出力やスロットルレスポンスの低下を招くことになる。

特に小型二輪車の排気系はその排気量サイズから小排気管径となるために、O₂ センサ搭載による排気抵抗の影響を受けやすいので、小型車用O₂ センサの素子部は、排気抵抗が小さくなるように小型化する必要がある。

コスト低減の観点からも、部品点数及び使用材料の低減、小型化は求められる。

また、O₂ センサは酸素量をセンシングするために、素子が活性状態となることが必要である。素子を活性化するためには素子表面温度を約 300℃以上に維持する必要がある⁽³⁾。

大型二輪車で使用している O₂ センサは素子をヒータで加熱する方式を採用している。その理由として、排気出口からO₂ センサを配置するキャタライザ付近までの距離が長いことが挙げられる。シリンダを出た直後の高温な状態の排出ガスは、排気管を経てキャタライザに流入するが、この排気管が長いほどキャタライザに流入する時点の排出ガス温度は低い状態となる。低温な状態の排出ガスのセンシングでは、センサ素子温度が充分に上昇できず、素子活性状態を維持することができない。大型二輪車のO₂ センサは、排気管の集合部以後に配置されており、また、スペースの制約などからキャタライザ前付近に配置することがほとんどである。したがって排気出口からO₂ センサ配置位置までの距離が長い車両におけるO₂ センサは、素子加熱のためのヒータが必要となる。

素子加熱ヒータ付き O₂ センサの場合、センサ本体部内へのヒータの組み込みが必要であり、センサの大型化、ヒータ消費電力の確保及び部品点数の増加によるコスト増となる。

そこで小型二輪車用 O₂ センサとしては、センサを排気ポート付近にレイアウトして高温な状態の排出ガスを素子加熱用ヒータの代わりに利用することで、素子活性化をはかるヒータレス構造を採用する。このヒータレス構造により、センサ本体の小型化、低消費電力化、低コスト化が実現可能となる。

ヒータレス構造としたことで、素子加熱ヒータ付きO₂ センサに対し、センサ搭載時の消費電力を低減することができ、車両に搭載される発電装置のフリクション低減につながる。その結果として、燃費、エンジン出力、コスト低減に対し大きなメリットを得る。

3. 小型車用ヒータレス O₂ センサの特徴

ヒータレス O₂ センサの外形全体図を Fig. 1 に、構造図を Fig. 2 に、従来のセンサとの主要諸元比較を Table 1 にそれぞれ示す。体積、質量、センシング部投影面積はそれぞれ 57%、43%、79%の減少を実現した。

本センサ構造のユニークな特徴は、ガソリンエンジンの点火プラグのようなキャップ構造と、セラミックスリーブ(外筒)の採用である。

従来のO₂ センサリード線は、センサ信号、アース線ならびにヒータ線を、ゴムキャップやグロメットなどのゴム部分を通して本体側金属部品とかしめ、本体と一体化されていた。これをキャップ構造として脱着可能な構造とすることで、本体の小型化はもとよりセンサを車体に取り付ける際に必要となるワーキングスペースの低減を図ることが可能となった。これにより小型二輪車への搭載自由度を高めた。

さらに、リード線取り出し部のかしめ加工を不要としたので、従来のO₂ センサが取付けネジより各リード線取り出



Fig. 1 External view of developed heaterless O₂ sensor

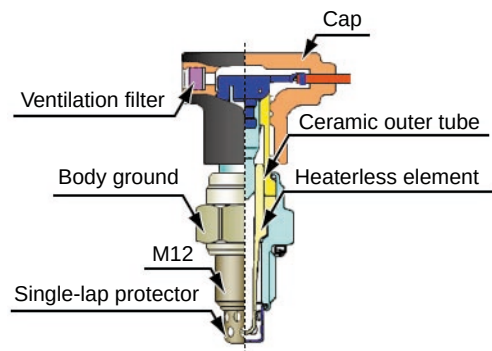


Fig. 2 Structure of heaterless O₂ sensor

Table 1 Specifications of sensors

Sensors		Developed	Conventional	Reduction rate
Flange height (mm)		40	55	27%
Screw radius		M12	M18	33%
Protector	Outer diameter (mm)	7.3	10.4	29%
	Projection area (mm ²)	43.6	206.5	79%
Parts number		15	26	—
Volume (cm ³)		6.4	14.8	57%
Mass (g)		38	67	43%
Heater		Unattached	Attached	—

し側の構造体を金属としていた部分を、セラミックスリーブと呼ぶアルミナセラミックスとした。このアルミナセラミックスは、高温下においても高強度かつ高絶縁の材料であり、その特性から、本体構造部品としての強度と、絶縁性部品としての機能の両立を目的として採用した。これらの構造の採用により、部品点数の削減、センサ製造工程の簡略化を実現した。

さらにこのセンサの特徴としては、排出ガスが高温になる排気ポート出口直近に取付けを可能にするために、従来のセンササイズ⁽²⁾に比べ大幅に小型化していることである (Fig. 3)。

センサ本体の小型化は、搭載自由度を向上し、かつコスト低減に貢献している。センシング素子部の小型化はエンジン出力特性、スロットルレスポンスの悪化を防ぐことに大きく寄与する。

センサの主要構造は、以下の四つである。

- (1) 細型プロテクタ構造
- (2) ヒータレス構造
- (3) キャップ構造
- (4) ボデーアース構造

2章に述べたねらいを達成するために上記構造を新たに適用した。

3.1. 細型プロテクタ構造

排出ガス中の酸素量センシングのために突き出す素子のプロテクタ外形は可能な限り小型化した (従来のセンサに対しセンシング部投影面積 79% 低減)。

排気管内に突き出す面積が大きいほど排気抵抗となり、エンジン出力特性及びスロットルレスポンスへの悪影響が生じる。

Fig. 4 に 50 cm³ スクータを試験車両として用いた場合の排気管へのプロテクタ突き出し面積と車速に対する排出ガス圧力の関係を示す。Fig. 4 中の車速 0 km/h はアイドル状態を示しており、試験車両の排気管内径は 16.8 mm である。突き出し面積なしはセンサを排気管に取付けなかった場合を示す。

Fig. 4 から、排気管径の小さな小型二輪車では排気管へのセンサ突き出しが最大車速 (57 km/h) では排出ガス圧力の上昇に大きく影響していることがわかる。本センサではブ

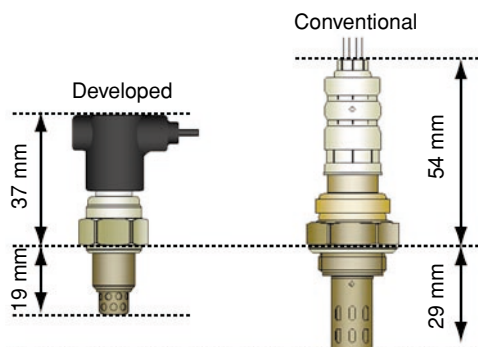


Fig. 3 Comparison of sensor dimensions

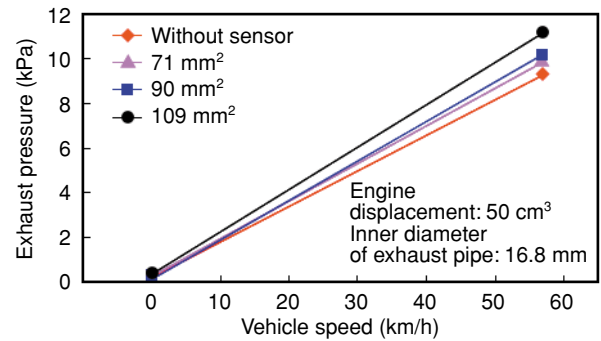


Fig. 4 Relationship between sensors projection area in exhaust pipe and exhaust pressure by vehicle speed

ロテクタ投影面積を 43.6 mm² と小型化し、排気抵抗の低減を図った。

その一方で、3.2. 節で述べるヒータレス構造では、センサ素子が活性化するための素子温度を排出ガスの熱によって確保する必要がある。排気抵抗低減として、センサの排気管への突き出し部分は減らしたいが、排出ガスの熱を素子が受けやすくするように、排出ガス当たり部分は増大させたいという、相反する要求が発生する。

センサ素子部への凝縮水の付着は、熱衝撃によりセラミックスの素子が割れる懸念がある。そのために従来のセンサでは、ヒータによる素子の加熱で素子活性温度を確保できることから、排出ガス当たりを減らす二重構造プロテクタを採用し、排気管内に発生する凝縮水の素子への付着低減を図る設計としている。本センサではヒータレス構造⁽⁴⁾としたことで、凝縮水が発生するような運転条件下では、素子自体の温度が低くなり、凝縮水被水による熱衝撃を低く保つことができる。これにより、プロテクタを一重にした細型構造が採用可能となった。

また、一重の細型プロテクタ構造により、従来の二重プロテクタ構造に対し、排気管への少ない素子突き出し量で多くの排出ガスを素子部へ導入することが可能となり、ヒータレス構造の成立へも寄与している。プロテクタ部構造の比較を Fig. 5 に示す。

3.2. ヒータレス構造

開発のねらいでも述べたように、従来の O₂ センサは素子活性化に必要な素子加熱用ヒータを装備している。この素子用ヒータは約 6.6 W 程度の消費電力を必要とする。

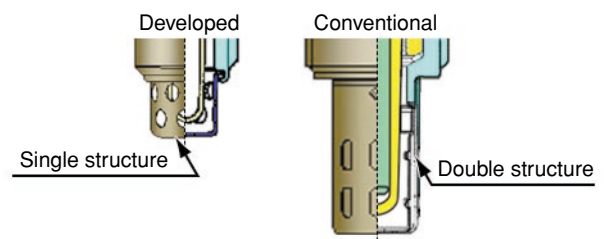


Fig. 5 Comparison of protector structures

Fig. 6 にテスト車両(50 cm³ スクータ)での車速に応じた排気管各部の温度測定結果を示す。

排気管上流の排気ポート付近に O₂ センサを配置すれば、高温の排出ガスをセンサ素子部分が受けることができ、素子を加熱するヒータがなくても、センシングに必要な素子活性状態を維持することが可能となり、ヒータレス構造が実現できる。

排気ポート付近に O₂ センサを配置する際の注意点としては、排気ポートからキャタライザまでの排気管内での残留酸素の変化量についての確認が必要である。排気管の距離が長い場合や、複数気筒の集合などにより複雑な排気管形状の場合、排気管内での再燃焼作用により、センシング部位とキャタライザ入口部の排出ガス残留酸素量が大きく異なり、O₂ フィードバックの制御性に影響が出ることが考えられる。しかし、排気管長が短く小径の小型二輪車においては、排気管内の残留酸素量変化から算出される A/F 値の差は約 0.1 以下であり、制御性への影響は無視できるレベルである。

センサ本体の小型化と、排出ガスの熱を効率よく素子本体に伝導するため、素子全長を短く設定した(従来センサ - 16 mm)。Fig. 7 に素子構造図を示す。

ヒータレス構造の採用は、ヒータ本体、ヒータ配線削減、

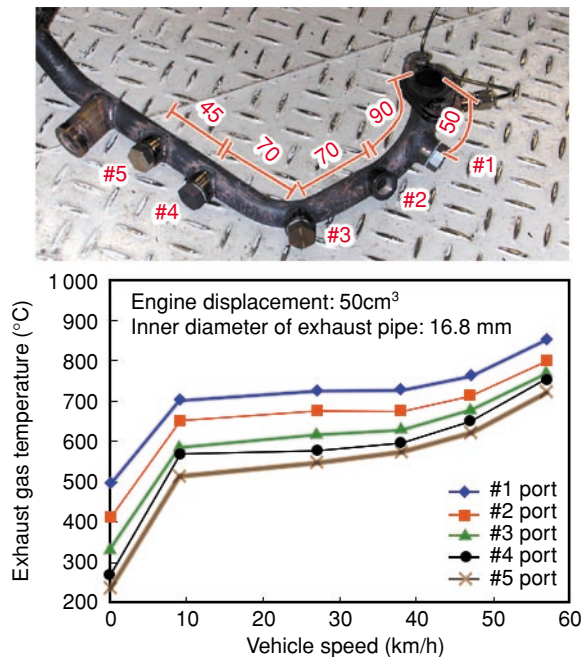


Fig. 6 Measurement result of exhaust gas temperature in each port

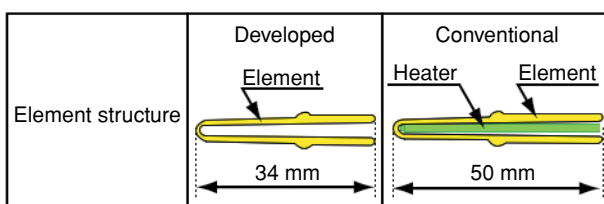


Fig. 7 Comparison of element structures

他のヒータ支持部品削減により、センサ本体の小型化、素子加熱ヒータ電力低減、低コスト化といった本センサ開発におけるすべてのねらいに対して効果的な手段である。

3.3. ボデーアース構造

ボデーアース構造図を Fig. 8 に示す。従来はリード線にて取り出していたアース信号を、ボデーアース構造とすることで部品点数の削減を実現した。

ボデーアース構造としたことで、取付けに関してはネジ部のトルク管理とセンサ設置部のアース確保に注意した。

センサボデーネジ部はシリンダヘッドのアルミ材料への取付けを考慮して必要なネジリーチ長を確保した。

また、ボデー構造において、従来のセンサは本体構造部品を金属製外筒にて構成⁽²⁾し、センサ出力線、アース線及びヒータ線の絶縁部をセパレータと呼ぶ絶縁性のセラミックス材で構成していたのに対し、本体構造部品を絶縁性のアルミナセラミックス材を用いたセラミックスリブと呼ぶ部品とすることで強度確保と絶縁性の両立を図り、構造の単純化と部品点数削減及びセンサ製造工程の簡略化を実現した。

3.4. キャップ構造

キャップ構造図を Fig. 9 に示す。センサ本体と信号線取り出し部を分割可能なキャップ構造とすることで、本体サイズの小型化に大きく寄与している。

また、キャップ構造をL字構造として信号取り出し方向を90° 曲げることが可能となり、小型二輪車のコンパクトな排気系への搭載性を向上した(Fig. 10)。

さらに、信号取り出し部を分割構造としたことで、センサ本体の車体への組み付けが特殊工具不要となり、生産性向上にも寄与した。

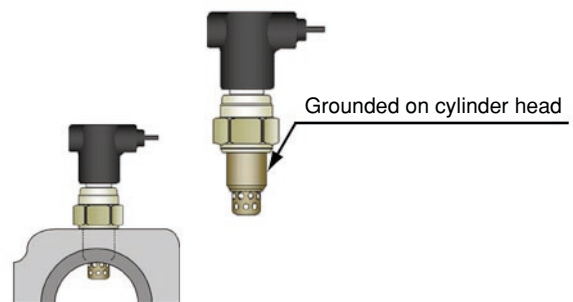


Fig. 8 Structure of body ground

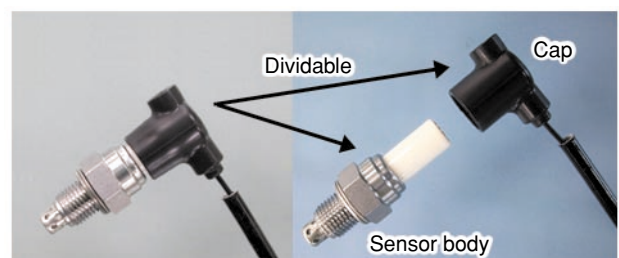


Fig. 9 Structure of cap

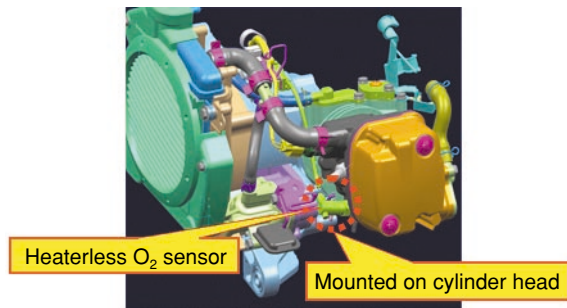


Fig. 10 Example of O₂ sensor mounted on scooter engine

キャップ部には、センサ内部への基準酸素取り込み用の防水性換気フィルタ(PTFE製)を設置し、万が一、センシングに影響を与えるガスがセンサ内部に発生した場合に備えて自己浄化を可能とした。

キャップ部の防水性能は、一般の防水カプラと同レベルの耐水圧を確保する仕様とし、車体搭載に必要なタフネスを備えた。

また、排気系へのセンサ搭載が前提となるため、センサ取付け部が高温になることを想定し、キャップ外郭素材にはフッ素ゴムを使用した。これにより、高温耐久性230℃を実現している。

ボデーアース構造かつキャップ構造としたことで、センサ素子とリード線間の導通端子をシンプルな配置にすることができ、センサ本体の小型化を可能にした。

4. 完成車テスト結果

ヒータレス O₂ センサの完成車(100 cm³ クラスのスクータ)搭載テストにおいて、EURO3 モードエミッション規制値を達成した。

EURO3モードエミッション測定時のセンサ各部位温度推移とエミッション測定結果をFig. 11とTable 2にそれぞれ示す。

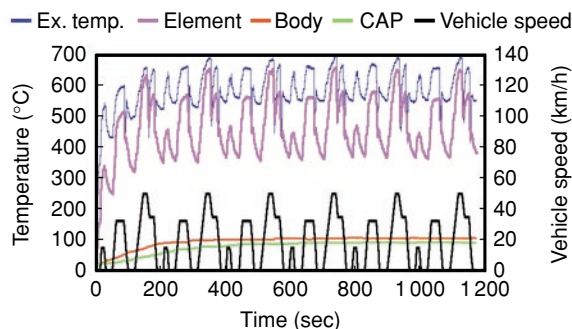


Fig. 11 Measured temperatures during emission measurement test

Table 2 Emission results

Emission	CO	HC	NOx
Result value	1.03	0.14	0.05
Limit value	2.0	0.8	0.15

5. まとめ

小型二輪車に求められるコンパクトなセンシング部を持つ小型二輪車専用の O₂ センサを開発した。

- (1) ヒータレス、細型プロテクタ、キャップ、ボデーアースなどの構造によりセンサ本体を小型化して、従来のセンサに対し、体積57%低減、質量43%低減、センシング部投影面積 79%低減を達成した。
- (2) エンジン出力及び燃費の低下が少ないヒータレス構造の小型O₂センサの採用により、エミッション適応性において、完成車との組合せでEURO3モードエミッション規制値を達成した。

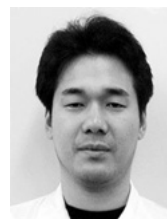
謝 辞

本開発にあたり、御協力を頂きました日本特殊陶業株式会社の牧野圭祐氏、奥村達也氏に、心より御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 西尾兼光：エンジン制御センサ，東京，山海堂，p.77-100(1999)
- (2) 中原吉男，高見昭雄：自動車用燃焼制御センサ(4)，内燃機関，30巻11号，p.72-82(1991)
- (3) 中原吉男，高見昭雄：自動車用燃焼制御センサ(6)，内燃機関，31巻3号，p.69-76(1992)
- (4) 中原吉男，高見昭雄：自動車用燃焼制御センサ(5)，内燃機関，30巻12号，p.73-84(1991)

■ 著 者 ■



浦 木 護



林 達 生

自動車用シートの仕立て品質を向上する モケット表皮材の開発

Development of Moquette Fabric for Enhancing Quality of Assembled Car seat

上 村 知 行*

Tomoyuki UEMURA

林 里 恵*

Rie HAYASHI

要 旨

自動車用座席シートの仕立て品質に大きく影響する毛割れとシワを改良したモケット表皮材を開発した。

毛割れを防止するためモケット表皮材のパイル糸構造を改良した。その構造により表皮が折り曲げられた際の地糸の露出防止をおこなった。

一方シワの発生を抑えるために表皮材のシート形状への追従性を向上した。追従性向上のため表皮材の地糸を適正化し表皮伸び率を 50-100% 向上させた。さらに浸透性を上げた極低温ガラス転移点のバックコート剤塗布量の減量により表皮剛軟度を 50mm 以下に低下させた。この結果、本開発表皮を用いたシートは毛割れ、シワレベルともに良好な仕立てを実現した。

ABSTRACT

A moquette fabric has been developed for car seats that reduces the incidence of grinning and wrinkles. This new fabric has had a huge effect on the quality of assembled seats. The pile yarn structure of the moquette fabric has been enhanced to prevent grinning by structuring the pile yarn so that highly crimped yarn is in the center. This reduces exposure of the foundation material when the fabric is folded. The fitting of the pile fabric to the seat has also been enhanced by increasing the stretchability of the foundation material by 50-100%. Furthermore, the bending resistance of the fabric has been decreased to under 50 mm by decreasing the amount used of highly permeable back coating material with an extra low Tg (Glass transition temperature). As a result, the seats assembled using this newly developed fabric are higher in quality, with no grinning or wrinkles.

1. まえがき

今日、自動車内装の質感向上に対する要望は年々高まりを見せている。その中でもシートは重要な役割を担い、シートの仕立て外観に対しても要求品質が高まってきている。シート用の表皮材としては、布表皮、合成皮革、天然皮革等さまざまな表皮材が用いられる。その中でも布地は最も多く使用されている表皮材であり、布表皮を用いたシートの外観を向上することは、Honda 車の大部分を占めるシートの外観を向上させることとなる。布表皮材の中でもモケット表皮材は、その柄の自由度、色表現の多彩さから高級素材として多く用いられてきた。しかしながら、シートの仕立て外観は従来のモケット表皮材のままでは、さらなる向上が困難である。従ってデザインニーズに対応できるシートの仕立て外観をより一層向上するモケット表皮材が強く求められている。

本稿では、シートの仕立てを向上させるため新たに開発したモケット表皮材のねらい、特徴について述べるとともに、開発技術とその効果について述べる。

2. モケット表皮材の構成

モケットの一般的な構成および各仕様を Fig. 1 および Table 1 に示す。モケットは二重構造をもった織物をセンタカットすることでパイルを構成する⁽¹⁾。パイル糸種はレギュラ糸、もしくは加工糸等さまざまな糸種を用いて柄表現をおこなっている。地糸構成は、たて、よこ糸ともポリエチレンテレフタレート(以下 PET)とレーヨンの撚糸で構成され表皮の強度と難燃性を担う。樹脂バックコート剤は、アクリル系の樹脂を層状に塗布し、パイルの脱落防止をおこなっている。

*四輪開発センター

Table 1 Construction of current material

Category		Specifications	
		Material	Note
Pile yarn		PET	Regular yarn
		PET	Textured yarn
Ground yarn	Warp	PET/rayon	Twisted yarn
	Weft	PET/rayon	Twisted yarn
Backcoating		Acrylic resin	80-100g/m ²

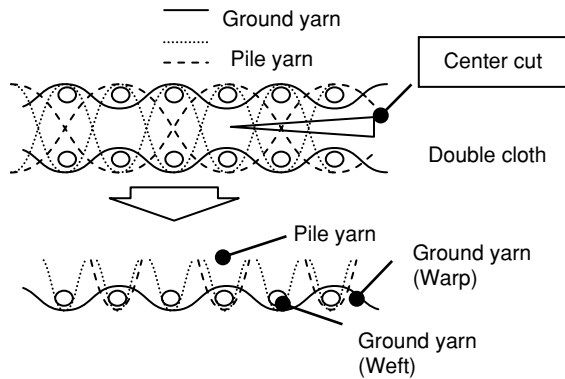


Fig. 1 General construction of moquette

3. 開発のねらい

前述した構成のモケット表皮材をシートへ貼り込む際に生じる外観不良事象の毛割れとシワに対する要因分析をおこない、表皮の物理特性ならびに表皮材種類との関係を調べた。その結果を Fig. 2 に示す。

毛割れとは Fig. 3 に示す様に表皮材を折り曲げた際に地糸が見える事象である。毛割れについてはパイル形状やパイル長さ等のパイル性状が関係し、シワについては表皮材の伸びと剛軟度が関係していることがわかる。毛割れとシ

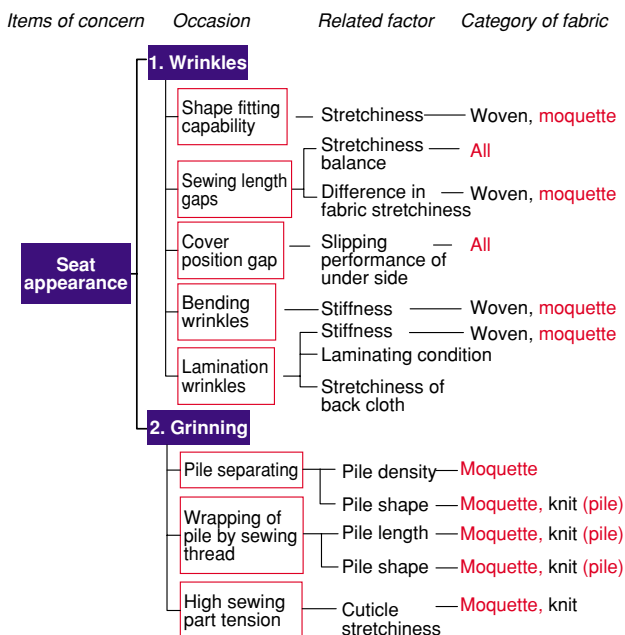


Fig. 2 Diagram of characteristic causes of grinning and wrinkles

Table 2 Grinning evaluation index

Target level	
Level	Criteria
5	Excellent
4	Good
3	Acceptable
2	Marginal
1	Not Acceptable

ワの二つの仕立て外観不良事象について毛割れはその定量的な評価手法を確立した上で開発目標を設定し、シワについては不具合事象の少ないニット表皮材の伸びと剛軟度を目標に開発することとした。

3.1. 毛割れ評価手法と開発材の目標設定

毛割れは、「シート曲面に現れる毛割れ」と「縫製部分に現れる毛割れ」の二つの事象があり、それぞれについて評価手法を確立した。

3.1.1. シート曲面に現れる毛割れ

Fig. 4 に示す治具に、たて、よこ、バイアス方向と垂直になるよう表皮材を巻きつけ、その時の毛割れ状態を評価した。Table 2 に毛割れ評価の指標の概要を示す。開発目標は毛割れが目立たないレベル 4 以上とした。

3.1.2. 縫製部分に現れる毛割れ

Fig. 5 に示す治具に、たて、よこ、バイアス方向に縫製した表皮を取りつけ、その時の毛割れ状態から 5 段階のレベルを作成した。Table 2 にて同様に毛割れの状態を 5 段階



Fig. 3 Grinning in moquette

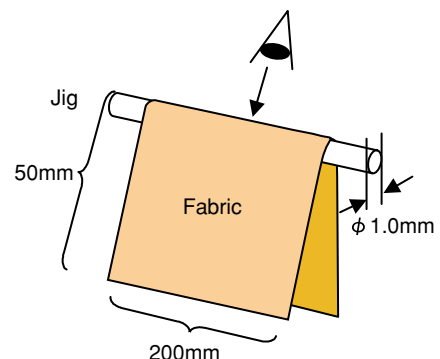


Fig. 4 Grinning test

レベルで指標化した。開発目標はシート曲面の毛割れと同様に毛割れが目立たないレベル4以上とした。

3.2. シワに対する開発目標設定

伸び率は JIS L1096 の 8.15.2 に規定されている B 法 定荷重法、および剛軟度については JIS L1096 の 8.19.1 に規定されている 45° カンチレバ法より求めた⁽²⁾。

開発材の伸び率と剛軟度の目標値はシワ発生が低いニット材の実力値である値を目標とし、伸び10%以上、剛軟度は 50mm 以下とした。それらを Fig. 6, Fig. 7 に示す。

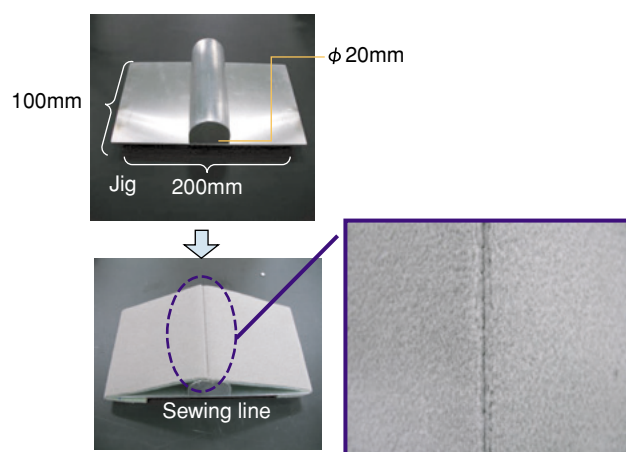


Fig. 5 Test of grinning caused by sewing line

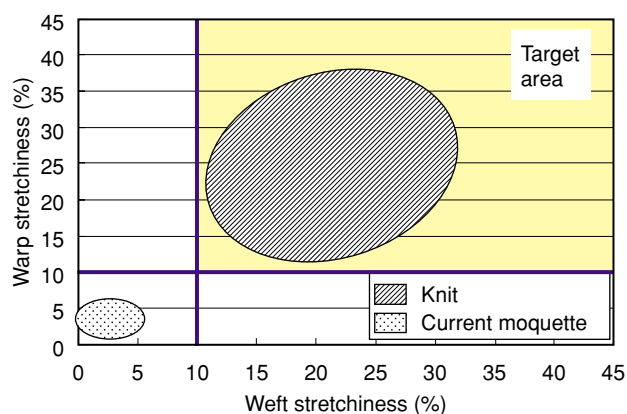


Fig. 6 Comparison of stretchiness in moquette and knit

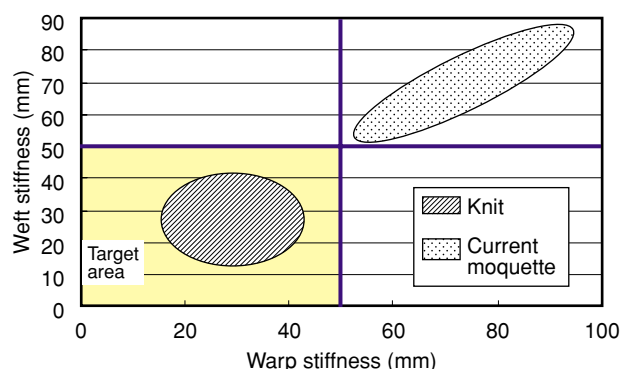


Fig. 7 Comparison of stiffness in moquette and knit

4. 開発表皮材技術とその効果

4.1. 毛割れ低減技術とその効果

目標として設定した毛割れレベル向上を達成するためにパイル構造を改良した。

モケット表皮材の一般的な構成では、Fig. 8 に示すように必ずパイルの下部に空隙が発生する。表皮を平面で使用する場合にはパイル上部だけが表面に見えているため、地糸が見えない。

しかしながら曲面に使用する場合、表皮下部と上部の周長の違いによりパイル上部が開く。開いたパイル表面の隙間から地糸が見えることにより毛割れとして認識される。

パイル糸密度を高めることでパイル下部の空隙を減少することができるが、密度を高めることには限界があり、モケット本来の風合いも失われるため不適切である⁽³⁾。同じくパイルに用いられる糸にすべて捲縮糸を用いて構成する手法も見かけの空隙を減少させるためには有効であるが、表皮表面をすべて捲縮糸で構成することで同じくモケット本来の風合いが失われ、捲縮糸が表面に存在することで、ほこりが付きやすくなるなどの問題が発生する。

また自動車用シートは必ず縫製による縫い合わせ部分が存在する。縫製部分は曲面に使用される場合と比較し、それ以上の曲率を示すとともに Fig. 9 に示されるようなパイル糸の巻き込みが発生するため、この点においても従来から検討されている密度増加だけでは対応が不十分である。

これらの課題を解消するためにはパイル下部だけを膨らませる必要がある。パイル下部を膨らませる手法としてパイル糸を2段パイル化することを試みた。2段パイル糸とは数種の糸を用い、糸の収縮もしくは捲縮の違いを利用し

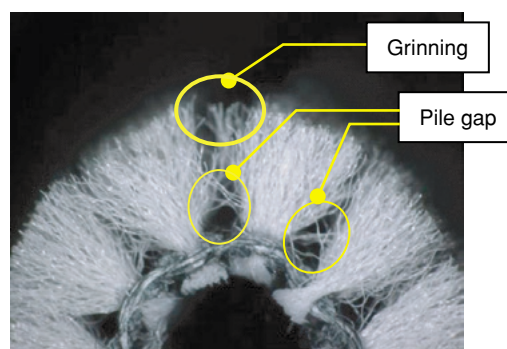


Fig. 8 Grinning in moquette

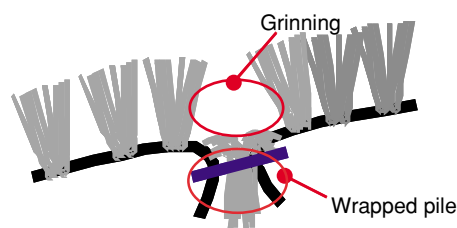


Fig. 9 Illustration of wrapped pile

モケット製造工程であるセンタカット、または加熱工程で一方の糸を収縮させて高低差を付加する糸である⁽⁴⁾。

代表的な2段パイル糸構造を Fig. 10 に示す。

開発表皮材に用いたパイル糸構造は高捲縮糸を芯糸とし、鞘部分をレギュラ糸とする構造を採用した。この構造を成立させるために糸の撚糸構造を Fig. 11 に示すカバリング構造とした。センタカットした際に高捲縮糸が周りのレギュラ糸を引き込みながら収縮する。収縮した高捲縮糸はパイル下方に配置される。その結果パイル下部のみが膨らみ、空隙を減少できる。

この構造を適用した表皮の断面構造を Fig. 12 に示す。高捲縮糸を用いることでパイル下部が膨らみ隣接するパイル同士が隙間を埋めることで地糸露出を防止する。

また縫製部分のパイルの巻き込みも Fig. 13 に示すように従来の構造では露出していた地糸が本構造を用いること

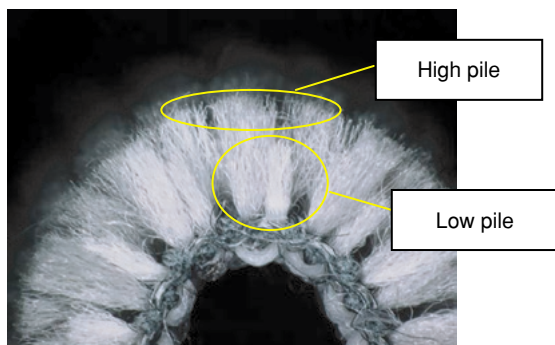


Fig. 10 Typical construction of dual-layer pile

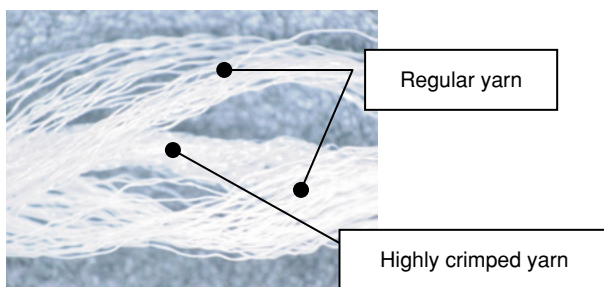


Fig. 11 Grandrelle yarn

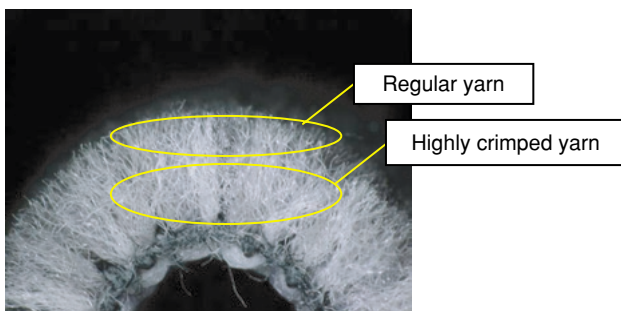


Fig. 12 Two-phase pile

Table 3 Grinning test results

Mixed yarn Covered yarn	Regular	Lightly crimped yarn	Highly crimped yarn
1dtex regular	Level 2	Level 3	Level 4
2dtex regular	Level 2	Level 3	Level 4
3dtex regular	Level 2	Level 3	Level 4

で隣接するパイル下部が膨らみ地糸の露出を防止する。

芯糸に捲縮の異なる糸を使用し、鞘糸に太さの異なるレギュラ糸の組み合わせで表皮を作成した。その毛割れレベル確認結果を Table 3 に示す。確認結果より芯糸に高捲縮糸を使用したものだけが目標である4レベルを達成した。

4.2. シワ低減技術とその効果

シワ事象に対する目標の表皮材伸び率と剛軟度を達成するため地糸構造とバックコートを改良した。

4.2.1. 地糸構造

モケット表皮材の地糸は燃焼性などの性能面からPETとレーヨンの混紡からなる糸を使用するが多い。

しかしながらPET、レーヨンは糸としての伸び率が少なく、シートにした場合の形状追従性に劣る。高い伸び率を示す糸としてはポリウレタン弾性糸、PET エラストマー等の糸が知られているが⁽⁵⁾、いずれも単体では強度等の物性向上を必要とする。

伸び率の目標である10%以上を達成するために、弾性糸だけではなく、その他の伸縮効果のある糸も検討した。

そこで各糸材料を用いモケットを製織した。その結果、Fig. 14よりわかるように、たて地糸にはPET、レーヨン混紡糸とウレタン弾性糸をさらに撚糸した糸で目標を達成できることがわかった。横糸には、Fig. 15よりPETの捲縮糸で目標を達成できることがわかった。

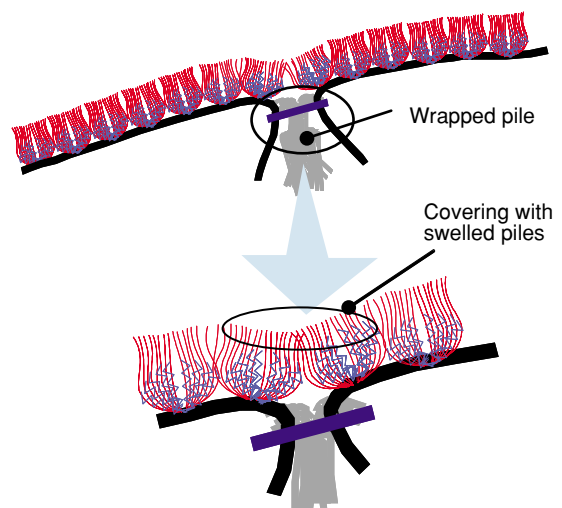


Fig. 13 Mechanism for covering grinning

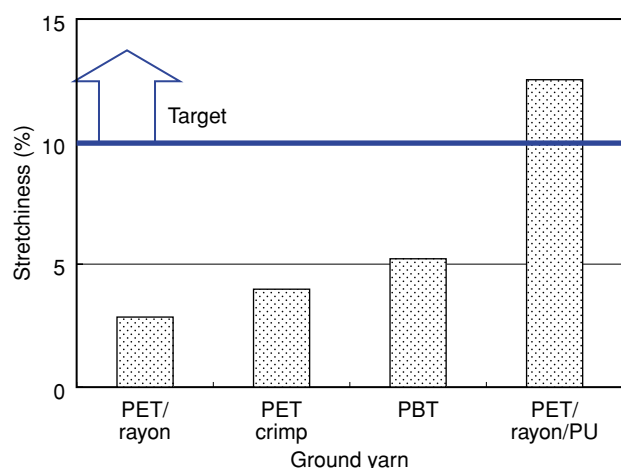


Fig. 14 Comparison of warp stretchiness in grand yarn

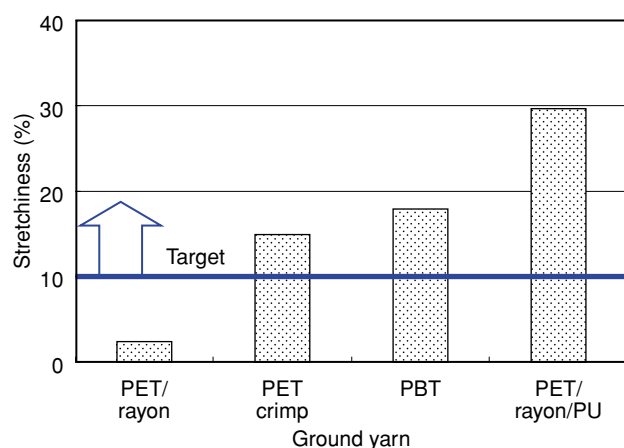


Fig. 15 Comparison of weft stretchiness in grand yarn

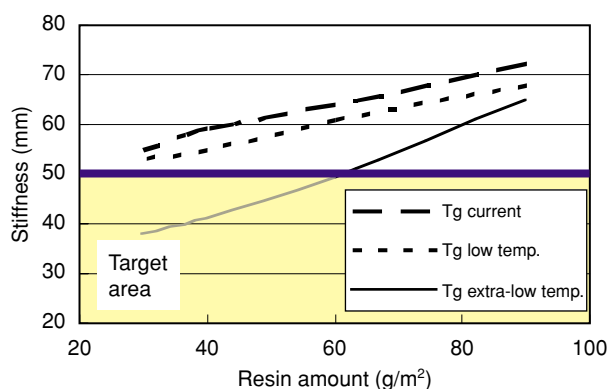


Fig. 16 Relationship between Tg and stiffness

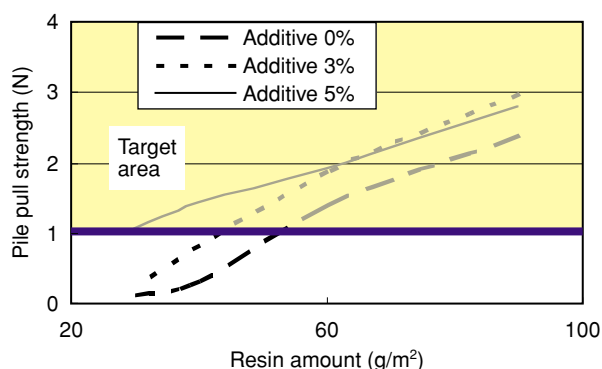


Fig. 17 Relationship between additive and pile pull strength

Table 4 Specifications for newly developed moquette

Category	Current moquette		Newly developed moquette	
	Material		Material	Note
Pile yarn	PET Regular		PET Regular	Textured yarn
			PET Highly crimped	
Ground yarn	Warp	PET/ rayon	PET/ Rayon/ PU	Textured yarn
	Weft	PET/ rayon	Crimped PET	
Backcoating	Acrylic resin		Acrylic resin	Max. 50g/m²
Stretchiness	1-5%		10-15%	
Stiffness	Min. 60mm		40mm	
Griming	Level2		Level4	

4.2.2. バックコート

モケットの裏面には、パイルの脱落防止のためにバックコート材が塗布される⁽⁶⁾。しかしながら、バックコートに使用される樹脂材の剛性が高いと表皮の剛性が上がりシワの要因となる。そこでバックコート材を軟化させるために塗布量と樹脂材の剛性を改良した。

Fig. 16 に示すように、一般的に樹脂材のガラス転移点（以下 Tg）と剛性は相関があり、Tg を下げると柔軟性が増す。また、樹脂塗布量を下げることでも柔軟性は増すが、バックコート樹脂の目的であるパイル抜け強度も低下する傾向がある。そこでバックコートの浸透性を上げ、糸の接着範囲を拡げることで塗布量の減少を検討した。

Fig. 17 に添加剤配合と、パイル抜け強度の相関を示す。

これらの検討結果よりバックコート材はガラス転移点を極低温仕様とし、樹脂材配合時に添加剤を3-5%添加し柔軟性とパイル保持力の両立が可能となった。

4.3. 座席シートへの適用

本研究の開発仕様を Table 4 に示す。

パイルには高捲縮糸とレギュラ糸を使用し毛割れレベル4を達成した。地糸の仕様を変更し伸び率10%以上を達成した。バックコート材を改良することにより、剛軟度50mm以下を達成した。

本開発仕様を用いてシートを作成し、効果の確認をおこなった。Fig. 18に示すように開発仕様は従来の仕様と比較し、シワ、縫製部分の毛割れの発生もなく仕立ての良いシートとなった。

5. まとめ

座席シートに適用してシワ、毛割れ等の発生がなく高外觀を得られるモケット表皮材を開発した。

- (1) 毛割れを防止するためには、捲縮差のある糸の組み合わせによりパイルの高低差を利用した構造が適しており、ニット表皮同等以上のレベルを達成した。
- (2) 伸び率向上には、縦地糸に PET、レーヨン、ポリウレタン弾性糸が、横糸には PET 捲縮糸が適しており、伸び率 10% 以上に向上した。
- (3) 剛軟度をパイル保持強度等の物性を低下させずに向上させるためには添加剤の種類と添加量を調整することで、強度の低い樹脂でも使用が可能になる。

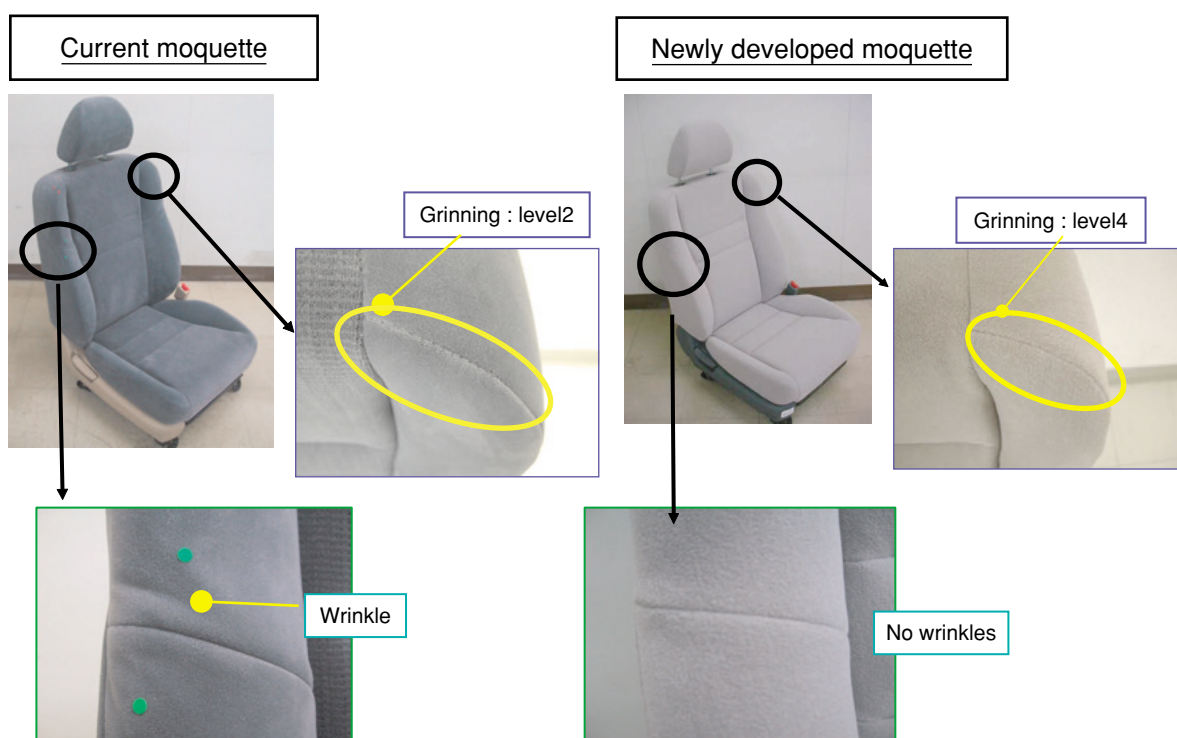


Fig. 18 Effect of newly developed moquette on seat assembly

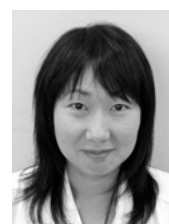
参考文献

- (1) 吉川和志：新しい繊維の知識，長江書房，p.108-111 (1972)
- (2) 日本繊維センター：繊維試験法のすべて，日本繊維センター，p.62-74(1982)
- (3) 日本繊維センター：繊維試験法のすべて応用編，日本繊維センター，p.63-76(1982)
- (4) 繊維学会：繊維便覧加工編，丸善株式会社，p.115-391 (1982)
- (5) 繊維学会：繊維加工便覧原料編，丸善株式会社，p.287-310(1982)
- (6) 益田俊郎，塩沢和男：繊維加工技術，地人書館，p.8-65 (1971)

■ 著 者 ■



上村知行



林 里恵

低フリクション マニュアルトランスミッションフルードの開発

Development of Low-friction Manual Transmission Fluid

斉 藤 進*
Susumu SAITOU
川 内 昌 司*
Syouji KAWAUCHI

鈴 木 純 弥*
Junya SUZUKI
内 野 雄 之*
Takeshi UCHINO

岩 崎 徹*
Toru IWASAKI

要 旨

従来より、燃費向上技術として自動車用動油の低粘度化がおこなわれている。特にマニュアルトランスミッションフルード(以下、MTF)においては低温時のシフトフィーリング向上という商品性の向上効果も期待され、潤滑油の低粘度化に関するさまざまな研究がおこなわれてきた。

本研究では、MTFの構成要素である基油の配合および粘度指数向上剤(VII)の最適化をおこない、潤滑油の低粘度化を図る際に課題となる高油温時の耐久性を低下させることなく、低温時の低粘度化を図った。その結果、現行油に対し温度換算で10℃分の低フリクション化と低温シフトフィーリングの向上効果を確認し、高油温側についても現行油と同等の耐久性を有していることを確認した。

ABSTRACT

Efforts have been made for some time to lower the viscosity of automotive lubricants as a way to improve fuel economy. Manual transmission fluid (MTF) in particular is expected to increase product appeal by enhancing shift feel at low temperatures. Various studies have also been conducted to lower the viscosity of lubricating oil.

The authors of this study optimized the base oil blend and Viscosity Index Improvers (VII), which are the constituent elements of MTF, with the objective of reducing viscosity at low temperatures without lowering durability at high oil temperatures, which is an issue when attempting to lower the lubricating oil viscosity. The results confirmed that the new oil reduces friction in terms of temperature conversion by 10°C, compared to that of the current oil, and effectively enhances shift feel at low temperatures. The developed oil was also confirmed to have durability equivalent to that of the current oil, even at high oil temperatures.

1. まえがき

近年、地球環境問題対策が社会的にも注目される中、CO₂削減に向けた自動車の燃費向上が重要な課題になっており、駆動系潤滑油における省燃費性能の改良要求は高まっている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。また、マニュアルトランスミッション(MT)においては、低温域での粘度増加に伴うかくはん・回転抵抗の増加によるシフト荷重の増加や2段入り感等、シフトフィーリングの低下という問題があり、MTFの低フリクション性能が求められている。

これに対し、Honda でも高粘度指数(HVI)鉱油を用いた低粘度 MTF を開発し 1994 年以降より量産化してきたが、近年の多段化、シンクロのマルチコーン化によるフリク

ション要素の増加によりさらなる低フリクション MTF のニーズが高まっていた。一般的に、トランスミッションのフリクション低減には潤滑油の低粘度化が有効な手段であるが、油の粘度を極端に下げると高油温時の耐久性が問題となる^{(4), (5)}。

本開発では、基油の配合および VII の最適化をおこなうことで、高油温時の耐久性を確保しつつ、低温時の低粘度化が可能となる MTF の研究をおこなったので報告する。

2. 開発のねらい

MTF の低フリクション化に当たり、本開発では MT としての機能と耐久性を主眼に以下の開発目標を定めた。

*四輪開発センター

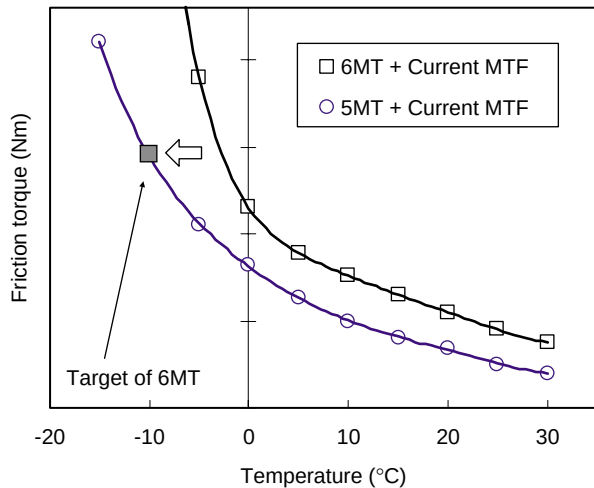


Fig. 1 Characteristic of MT friction torque

(1) 低温シフトフィーリングの向上

油温 -10°C において現行油の 0°C と同等のシフトフィーリングを開発目標とした。これは、Fig. 1に示すように、フリクション要素の多い6速 MT にて、フリクション要素の少ない5速 MT と同等のシフトフィーリングを達成するために必要なフリクション低減量が、 0°C 以下の低温域にて 10°C 弱あることより設定した。

(2) トランスミッション機能と耐久性の確保

ギヤ、ベアリングの耐久性、および MT 特有であるシンクロナイザの機能と耐久性について、現行油と同等の性能を確保することを開発目標とした。

3. 達成手法

MTの機能と耐久性の開発目標から MTF の目標を Table 1 に示すように設定し、基油および VII の検討をおこなうことにした。

3.1. 基油および VII の設定

基油の種類としては大きく合成油と鉱物油の2種類に分類される。そのうち同じ基油粘度で比べた場合、合成油の方が鉱油に比べ粘度指数が高いことが知られている。さらに合成油の中にはエステル系や鉱油と同様の構造を有するポリ- α -オレフィン(PAO)等の代表的なものがある。そのうち、エステル系はゴム材部品に対する影響や性能添加剤の溶解性などの問題があるため、既販車に対しての適用まで考えると困難であることから、まず、基油については PAO で検討をおこなうこととした。VII については分子量の高いタイプと分子量の低いタイプの2種類を用い検討をおこなった。

Table 2 に示すように基油と VII の組み合わせを変えて試作油を調整し、温度目標に入る仕様を検討した。試作油の温度特性結果を Fig. 2 に示す。目標の粘度エリアには C の仕様が入った。B と D の仕様については、いずれも低分子量

Table 1 MTF development target

Properties	MTF development target
Low-temperature viscosity (-10°C)	Equal to current MTF kinematic viscosity at 0°C
High-temperature viscosity (100°C)	Equal to current MTF kinematic viscosity at 100°C
Shear stability	Equal to current MTF

Table 2 Formulation of tested oil

Test oil	Base oil	Viscosity Index Improvers (VII)
Current MTF	Mineral oil High-viscosity	Low molecular weight type
A	PAO High-viscosity	High molecular weight type
B	PAO High-viscosity	Low molecular weight type
C	PAO Low-viscosity	High molecular weight type
D	PAO Low-viscosity	Low molecular weight type

タイプの VII を用いたものであり、B は低温の粘度が大きく目標値をはずれてしまった。D については低温粘度の目標値は入っているが、高温側の粘度が低下した。A はいずれの目標も満足できなかった。

上記仕様について同様にせん断安定性の確認をおこなった。せん断試験の前後による粘度の変化率を Fig. 3 に示す。せん断試験は超音波試験にておこなった。せん断に対する目標に入った仕様は D のみであった。Fig. 2 で粘度目標を満足した C については、目標値を満足できず、粘度変化が最も大きかった。B と A についても目標値は満足することができなかった。試験結果よりせん断による粘度変化が大きい A と C は高分子量タイプの VII を用いた仕様であり、低分子量タイプの VII を用いることで粘度低下を少なくすることが可能であることがわかった。駆動系の潤滑機能から考えた場合、MTF として経時的な粘度変化が少ない方が性能

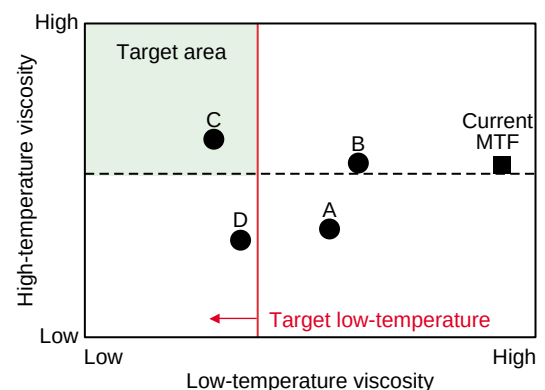


Fig. 2 Viscosity characteristics of tested oil

維持の観点で好ましかったため、今回の仕様設定は低分子量タイプの VII を用いることとした。

以上の検討結果より、せん断による粘度変化も含めた目標標エリアを満足する仕様は不可能であり、低温粘度の目標を達成するには低粘度の基油を適用する必要と共に 100℃の動粘度を当初の目標に対し低減する必要があることがわかった。MTFの高温側の開発目標は現行と同等の耐久性を持つことであることから、低粘度基油と低分子量の VII をベースに 100℃の動粘度を低下させても耐久性が落ちない手法を検討することとした。また、Fig. 4に示すように低粘度の基油を用いる場合、鉱油の中にもPAOに匹敵する粘度指数を有する HVI 鉱油が存在する。入手性やコストなども踏まえ、基油については鉱油で検討をおこなうこととした。

3.2. 高温耐久性目標設定

高温側の開発目標を現行同等の耐久性を維持することとしたが、高温側の動粘度低下に伴う懸案としてはギヤやベアリング等の疲労寿命の低下が挙げられる。従って今回は耐久性の評価方法をギヤ疲労寿命で評価することとした。

3.3. ギヤ疲労寿命メカニズム

ギヤの損傷形態の一つにピッチングがあり、耐久寿命評価としてピッチング発生寿命がある。ピッチングの発生メ

カニズムは諸説あるが、油浸入説⁽⁶⁾では Fig. 5 に示すように微小な凹凸を持つ二つのギヤが噛み合うことにより、2面間に閉じた系を持つ油溜まりが発生する。その際、ギヤ表面に存在する微小クラックのき裂部分にオイルが浸入し、ギヤが噛み合った際に発生する高圧油圧によりき裂が進展し最終的に表面剥離すなわちピッチングとなる。

従ってこのピッチング寿命を延ばすためには油膜を介在させ、金属接触を相対的に減らし微小クラックの進展を抑制することが重要であると考えパラメータスタディーをおこなうこととした。

3.4. ギヤ耐久性開発検討

ギヤの耐久性を確保するために、基油の粘度による影響、高粘度基油配合による影響について確認をおこなった。

ギヤ耐久性は Fig. 6 に示す IAE ギヤ試験機を用い、ピッチングが発生するまでの時間で耐久性を評価することにした。ギヤのテストピース(T/P)については Table 3 に示すように実機の諸元を参考に専用の T/P を作成した。

(1) 基油粘度による影響

単一グレードの HVI 鉱油仕様で基油粘度を変えて製品

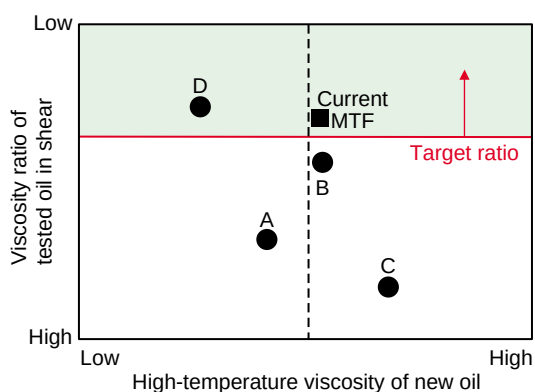


Fig. 3 Viscosity decrease after shear test

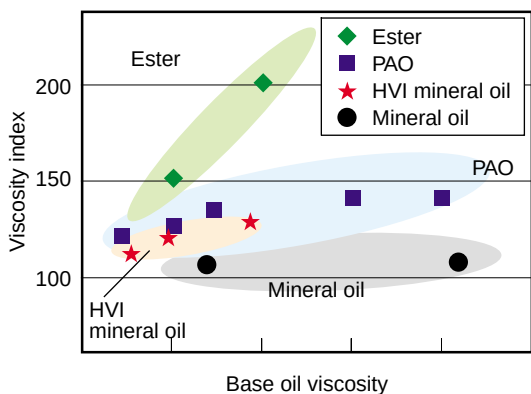


Fig. 4 Viscosity index characteristics with differences in base oil viscosity

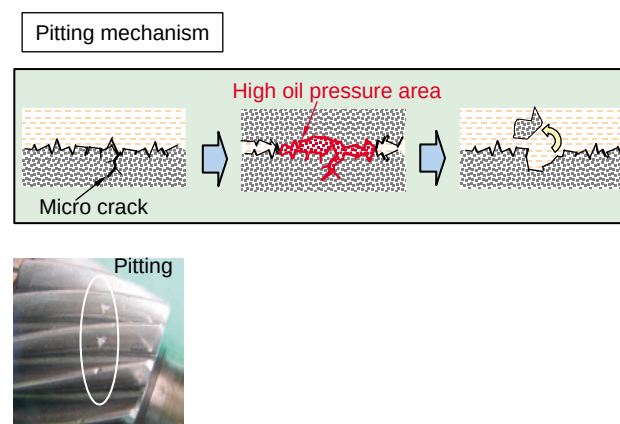


Fig. 5 Mechanism of pitting on gear

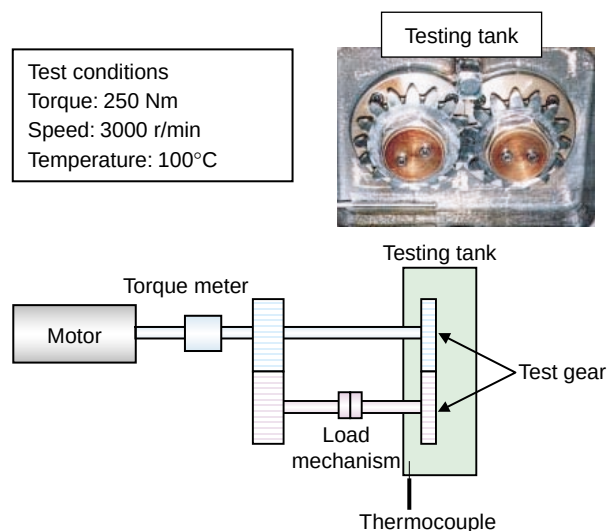


Fig. 6 IAE gear tester and durability test conditions

Table 3 Test piece specifications for durability test

	Current T/P	New T/P
Number of teeth drive/driven	15/16	30/32
Module	5.00	2.65
Face width (mm)	5.2	12.7
Material	SNM415	SCr420
Heat treatment	Carburizing	Carburizing
Tooth surface finishing	Grinding	Shaving
Tooth surface PV (N/mm ² ·m/s)	9660	11900

の動粘度をそろえた試作油 E, F, G についてギヤの耐久性を確認した結果、基油粘度が高いほどギヤの耐久寿命が延びることがわかった (Fig. 7)。

(2) 高粘度基油配合による影響

高粘度の基油を配合し、基油粘度、製品の動粘度それぞれを HVI 鉱油 100% の試作油 G とそろえた試作油 H でギヤの耐久寿命を確認した結果、高粘度の基油を配合した試作油 H の方がピッチングに対する寿命が延びた (Fig. 7)。

この高粘度基油配合手法は、広く経験的に知られているものである。しかしそのメカニズムに関してはさまざまな報告がなされており^{(7), (8)}、実際はさまざまな条件によりそれら複数の事象が複雑に絡み合っていると考えられるが、Fig. 8 に示すように高粘度基油の立体構造により油膜が確保されることすべりを伴う 2 面間の微小部の接触回数が相対的に減じるためと考えている。

以上の検討結果より、基油粘度は低温粘度を満足する可能な限り高い値に設定しつつ高粘度基油を配合することで耐久性の維持可能な設定とした。

3.5. 開発 MTF 高温耐久性確認結果

前記の検討結果から決定した低粘度 MTF 仕様的高温耐久性を現行 MTF と比較し確認した。その結果を Fig. 9 に示す。開発 MTF は現行 MTF のピッチング発生寿命に対し同等の寿命を有し、低粘度化しても現行油同等の耐久寿命が得られた。

また、トランスミッションを用いた台上耐久終了後に回収した MTF についても同様にギヤの耐久試験をおこなった結果、現行劣化油寿命対比 1.5 倍となり、耐久後においても現行油同等以上であることが確認できた。

以上より開発 MTF は低粘度化してもギヤの耐久性に影響を与えずに油膜を確保した仕様であることが確認できた。

4. トランスミッション実機検証結果

4.1. フリクション低減効果

低粘度化により、トランスミッション内のかくはん抵抗

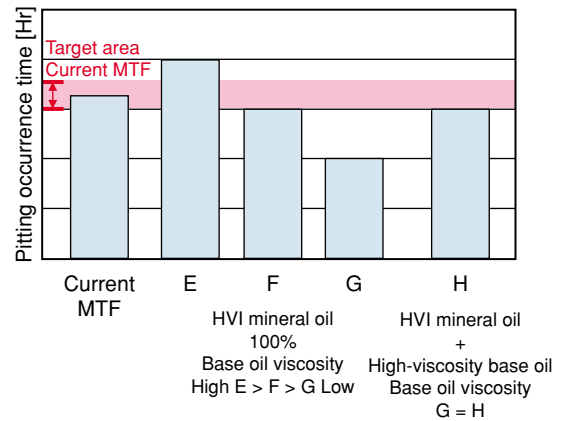
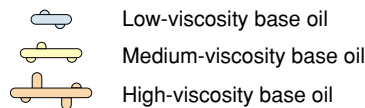


Fig. 7 Pitting durability characteristics by different oil specifications

Molecular structure image



Oil film performance

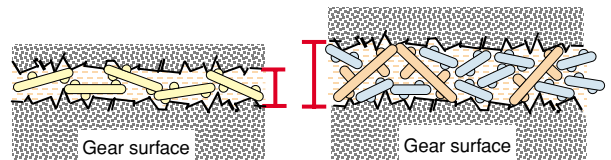


Fig. 8 Mechanism of oil film performance enhancement

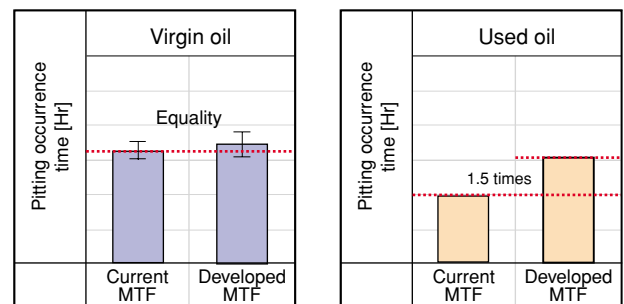


Fig. 9 Comparison of pitting durability by MTF

が低減されることで、フリクショントルクの低減が期待できる。

開発油の低粘度化による低温時フリクション低減効果について、小型車クラスの 6 速 MT を用いて、単体モータリング試験にて確認した。試験条件は、車速 25 km/h、無負荷、ニュートラル状態にて、トランスミッション油温に対するフリクショントルク変化を測定した。測定結果を Fig. 10 に示す。開発油は現行油に比較して、フリクショントルクで 28% 低減され、油温では約 10℃ 分のフリクション低減効果が確認できた。

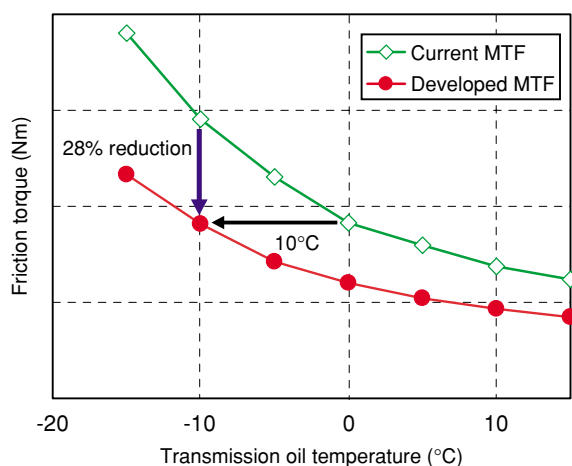


Fig. 10 Comparison of transmission friction torque

4.2. シフトフィーリング向上効果

MT において、低温域での粘度増加によるフリクショントルクの増加は、2 段入りフィーリングの低下、シフト操作荷重の増加を招き、シフトフィーリングを損ねる要因となっている。

開発油の低粘度化によるシフトフィーリング向上効果について、小型車クラスの 6 速 MT 車にて確認した。試験条件は、車速 20 km/h に固定し、1 速から 2 速へ変速時の 2 段入り荷重、および 2 速から 1 速へ変速時のシフト操作荷重を測定した。

その結果、開発油は現行油に対し、0°C における 2 段入り荷重で 18% 低減、シフト操作荷重で 15% 低減され、油温ではともに約 10°C 分の低減効果が確認できた。

4.3. 高温時の耐久性

潤滑油の低粘度化を図る際に課題となる高温時の耐久性に関しては、前述のギヤ単体評価の他にトランスミッションを用いた実機耐久評価をおこない、ギヤ、ベアリングの金属疲労寿命においても現行油同等以上または社内基準を満足し、実使用において十分な耐久性を有していることを確認済みである。

また、MT 特有の重要な構成要素であるシンクロナイズリングに関しても、同期性能および摩耗性に与える影響についても現行油と同等であることが確認された。

5. まとめ

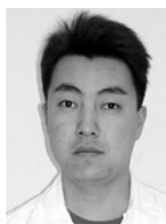
- (1) 高粘度基油と低粘度基油の配合および VII の最適化により、高温時の耐久性を確保しつつ、低温時の低粘度化が達成できた。
- (2) その結果、0°C におけるフリクショントルク低減効果、およびシフトフィーリング向上効果は、現行油に対し温度換算にて約 10°C 分あることが確認できた。
- (3) 低粘度化を図る際に課題となる高温時の耐久性は、単

体および実機での試験結果より、現行油と同等の性能を維持することが確認できた。

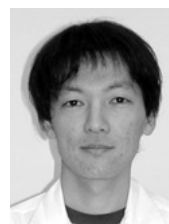
参考文献

- (1) 長島隆, 坂勉, 佐々木博, 大森生雄, 古本光正, 田中秀樹: 高粘度指数ベース油を用いた自動車用自動油の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.7, p.123-130
- (2) 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
- (3) 山根伴紀, 長島隆, 吉田潤平, 平尾泰生: 長寿命 CVT フルードの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.153-158
- (4) Ito, M., Kurosawa, O., Matsuoka, T., Matsui, S.: The Evaluation of the Fuel-Economy Performance of Low-Viscosity Drive-Train Lubricants and the Development of Oils with Improved Fatigue Life, Powertrain & Fluid Systems, 2004-01-3029(2004)
- (5) 松井茂樹: 省燃費 ATF の研究動向, ENEOS Technical Review, 第 47 巻, 第 1 号, p.24-29(2005)
- (6) 中島晃: Effects of Lubricating Oil on Rolling Contact Fatigue Damages, トライボロジスト, 第 48 巻, 第 10 号, p.789-795(2003)
- (7) Hirano, F.: Effect of molecular weight distribution of mineral oil on tribofailure of spur gears, American Society of Mechanical Engineers(1980)
- (8) Murakami, T., Sasaki, T., Yamamoto, Y.: Effect of Molecular Weight Distribution of Mineral Oils on Lubricating Performance under Sliding Contact Conditions, JSLE INTERNATIONAL TRIBOLOGY CONFERENCE(1985)

■著 者■



斉藤 進



鈴木 純弥



岩崎 徹



川内 昌司



内野 雄之

Development of Automotive Shredder Residue (ASR) Recyclate Application

J. van der Goot*

T. Yamaguchi*

ABSTRACT

Recently, with increased concerns about global environmental issues, European car manufacturers have been using thermoplastic recyclate resin and natural raw materials for application to automotive components in order to make effective use of the limited oil resources.

In Europe, where the demand for application of recyclate is growing stronger, attention is being turned to ASR (Automotive Shredder Residue) coming from disused cars. Polypropylene, separated and extruded from automotive shredder residue, has been used to develop recyclate with an excellent balance between rigidity and impact performance, that meets the requirements for under body components. This material has been applied to 2006 model year CIVIC in Europe.

Cost has been reduced with these technologies, whilst making effective use of oil resources.

要 旨

近年、地球環境問題への関心が高まるにつれ、欧州自動車メーカー各社は、熱可塑性リサイクル樹脂や天然素材を積極的に車両用部品に適用し、限られた石油資源の有効活用に努めている。

欧州において、リサイクル材適用の要求が強まる中、廃車残さ ASR (Automotive Shredder Residue) に着眼し、この ASR から分離したポリプロピレン再生材を用い、アンダーボデー部品に適用可能なリサイクル材料を検討した。

その結果、剛性と耐衝撃性のバランスに優れ、アンダーボデー部品としての要求性能を十分満足するリサイクル材を開発し、2006年モデル欧州専用 CIVIC に適用することができた。

これらの技術により、石油資源を有効活用するとともに、コスト削減を達成した。

1. Introduction

The End-of-Life Vehicles (ELV) Directive came into force in Europe in 2000 and sets overall targets of 80% recycling and 85% recovery by 2006, and 85% recycling and 95% recovery by 2015⁽¹⁾. Currently the reuse and recycling levels in Europe vary between 80-85%. The recycling mainly includes ferrous and non-ferrous metals and some plastic parts which can be dismantled. The remaining automotive shredder Residue (ASR) is mainly going to landfill. To achieve the ELV directive the total amount of waste that can be disposed of should be reduced to 5%. New ways to treat and recycle ASR are fundamental in achieving this. Rising landfill cost in Europe also contributes to treatment of the ASR becoming more important.

These new ways of recycling aim at more cost effective ways of recycling plastics from automotive waste. One way is to look at the plastic content of ASR and technologies that can be applied to recover and recycle that waste.

Traditional ways of recycling are mainly aimed at pre-shredder recycling, where parts are dismantled before recycling and is only economical viable for large plastic mouldings. In post shredder recycling plastics are separated and recovered after the shredder process (from ASR) and is economical viable for recovery of plastics from large and smaller parts. This paper considers Honda's activities in Europe developing ASR recycled polypropylene grades for mass production application to 2006 model year CIVIC in Europe.

2. History of Honda Recycling in Europe

Honda is at the forefront of environmental awareness and aims to minimize the environmental impact of its activities. To this end Honda promotes activities to enhance the recyclability of cars and the use of recycled materials. Recycled materials are used instead of virgin materials in order to reduce use of natural resources. Materials that were wasted are once again used in the production for new parts. For example, in the case of bumpers consistently polypropylene has been used which

* Honda R&D Europe (UK)

can be easily recycled. Honda has applied plastic recyclates recovered from repair bumpers for over ten years in Japan and Europe^{(2), (3)}.

3. Automotive Shredder Residue

3.1. Automotive Shredder Residue Composition

Automotive Shredder Residue (ASR), is the either organic or inorganic residue from which metals have been removed during the shredder process. The composition of ASR is mainly resin, polyurethane foam, fibres, rubber and glass (Fig. 1) and comprises up to 25 percent of every vehicle, which means that, without the ability to effectively recycle such materials these potentially end up in the solid waste stream. The increase in the amount of residue is especially attributable to the plastics content, as its use has significantly accelerated due to weight and cost reduction measures. The separation of thermoplastics from ASR on an industrial

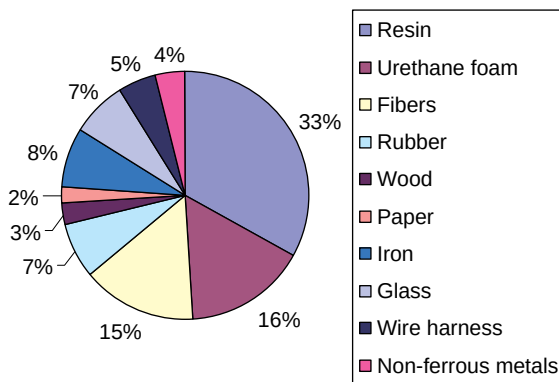


Fig. 1 Automotive Shredder Residue (ASR) composition

scale can be described in three basic steps (Fig. 2)⁽⁴⁾:

- (1) Shredder process
- (2) Post shredding sorting
- (3) Plastic separation

The first step is the shredder process where the ferrous metals are removed. The remaining non-ferrous (NF) mix and fluff are fed into the Shredder Residues Treatment Line (SRTL) where the ASR is separated.

3.2. ASR and Plastics Separation

The ASR separation process starts with the metal reclaiming operation, which grinds the ASR to around 25mm bits. These go through a large trommel, or rotating cylindrical screen, for classification into a light thermoplastic fraction and a heavy thermoset fraction, next air classification removes textiles and PUR foam. The remaining thermoplastics and thermoset rubbers go through eddy-current separators to remove copper. The thermosets can be used as fuel in the operation, further maximising process efficiency. The plastics are then put through a series of four modified dense media (DM) separation drums containing liquids of different densities⁽⁵⁾. In this continues process the plastics are separated in four different fractions, including the concentrate of thermoplastics which is treated as a separate stream⁽⁵⁾. The following thermoplastics are being recovered from the pre-concentrate:

- Olefins: Polypropylene (PP), Polyethylene (PE) and talc-filled Polypropylene (PP-T);
- Styrenics: Polystyrene (PS) and Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS).

The high accuracy in density separation of the thermoplastics pre-concentrate is achieved with a

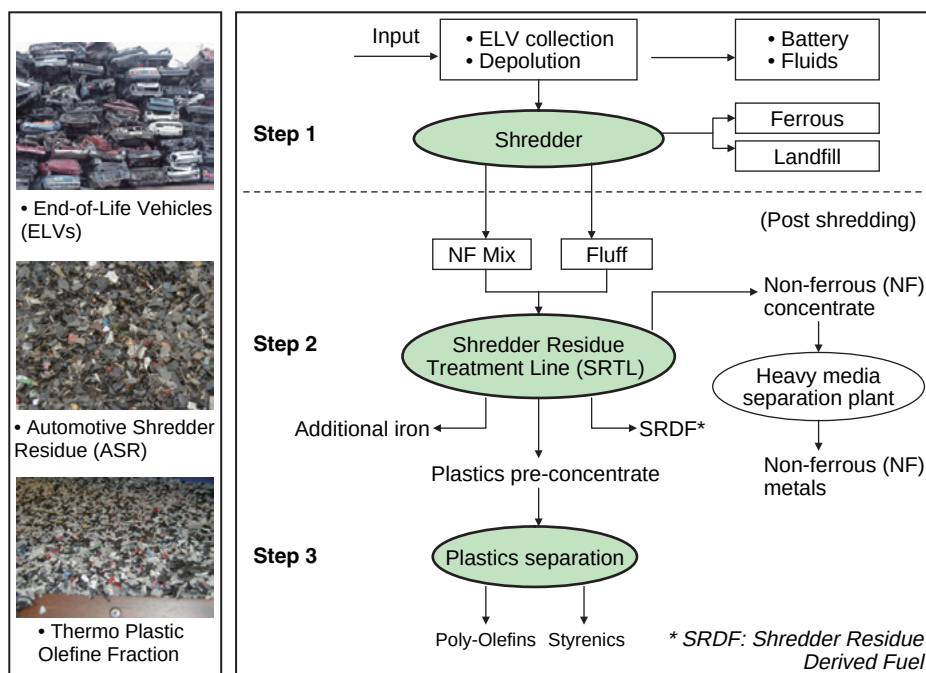


Fig. 2 Automotive Shredder Residue (ASR) Separation

hydraulic static separator using heavy media. The pre-concentrate is subjected to a static dense media dissociation that uses large vats, where materials between 0.9 and 1.5 cm³ density are separated with an accuracy of 0.002 g/cm³. Heavy fractions are removed by augers from the bottom while light fractions are skimmed off the top. Compared to dynamic separators such as cyclones, there is practically no mix produced.

PP is isolated from PE and PS while ABS and PP-T are separated from the remaining plastics of 1 to 1.1 g/cm³, which are landfilled⁽⁶⁾.

In the final compounding operation, fast moving conveyors bring the mix of plastic chips from the ASR resource to continuously feed the compounding extruders (Fig. 3)⁽⁶⁾. At this stage before extrusion the ASR recycle material can be mixed with other treated material from recycling sources like bumpers or bottle caps to achieve the required target material specification, but in all cases 100% recycle grades are produced. The material is pelletized, packaged and shipped to injection moulders.

4. Concept of Development

4.1. Objectives

The direction of Honda in Europe reflects the current European trend to continue the increase in application

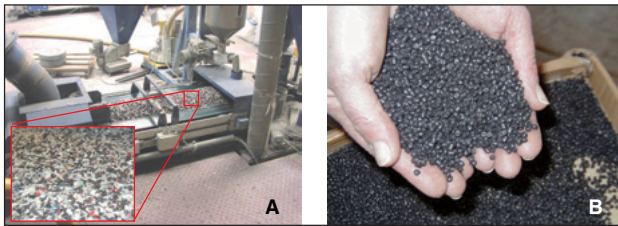


Fig. 3 Mixed polypropylene from ASR resource (A) feed compounding extruders and final product after pelletizing (B)

of plastic recyclates. The objective in this development is to:

- increase the application of polypropylene recycle;
- introduce the application of ASR derived recycle;
- achieve material cost reduction.

Target parts for this development are Inner Fender and Floor Under Cover for European 2006 model year CIVIC (Fig. 4). These parts combined represent a significant weight and therefore opportunity to introduce ASR recycle and achieve a considerable cost reduction.

Both parts are under body components and have similar requirements with regard to impact performance, while other requirements like for example for stiffness are different and more specific dependent on part shape and assembly method.

Honda ASR recycle grades have to be developed for both applications based on achieving part performance suitable for the EU market. A material specification based on 100% recycle application specific for Inner Fender and for Floor Under Cover had to be established. The recycle grades for both parts had to achieve a balance of impact performance and flexural

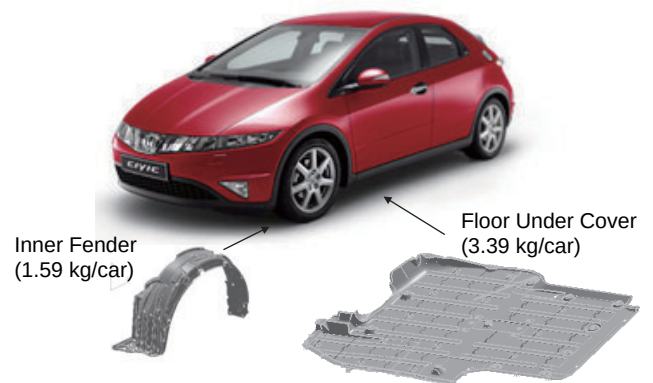


Fig. 4 Floor Under Cover and Inner Fender for 06 model year CIVIC

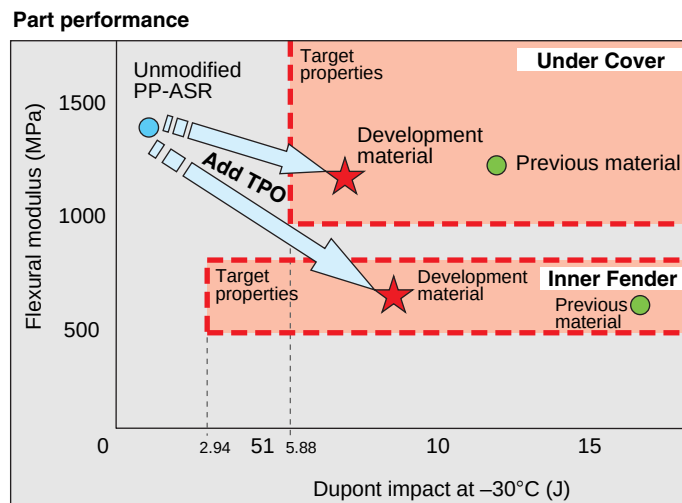


Fig. 5 Development target properties for Inner Fender and Floor Under Cover based on part performance

Table 1 Floor Under Cover and Inner Fender development material (part evaluation)

Item	Unit	Development			
		PP-ASR	Material A	Material B	Material C
				Floor Under Cover	Inner Fender
Recyclate content		100% PP ASR	90% PP ASR 10% TPO	70% PP ASR 30% TPO	60% PP ASR 40% TPO
Melt index	g/10min	4.25	6.3	7.3	8.6
Flexural modulus	MPa	1420	1340	999	540
Dupont impact strength (-30°C)	J	>1.47	>3.92	>9.8	10.8

Table 2 Deflection at high temperature of Floor Under Cover

Test condition	Splash Shield 2001 model year CIVIC	Floor Under Cover 2006 model year CIVIC
	Honda Bumper Recyclate	Material B
80°C	28mm max.	17mm max.
100°C	—	26mm max.

modulus required to meet part performance. Sufficient mouldability (melt index) is also required especially considering large surface area of Floor Under Cover and complex shape of Inner Fender.

4.2. Under Cover and Inner Fender

Under Cover is applied for the first time to 2006 model year CIVIC to enhance aerodynamics, because of the large surface area of Floor Under Cover part stiffness has to be sufficient. Impact performance is important for under body parts to resist stone impact, especially at low temperature.

In Europe Honda has no experience with the application of recyclate for Inner Fender. Similar to Floor Under Cover good impact performance is required. Part stiffness, however has to be lower to allow enough flexibility during the assembly process.

5. ASR Recyclate Development

5.1. Properties of ASR Recycled Polypropylene

The polypropylene derived from ASR recycling was evaluated first. This material was the basis from which the grades for both Inner Fender and Under Cover were developed. Secondly this material was enhanced in order to meet the specific target requirements. The correct balance of minimum impact performance and flexural modulus had to be achieved. Actual part performance was confirmed and compared to existing mass production parts, after which the recyclate material specifications could be fixed. Noticeable is the relative high rigidity and low impact performance of unmodified PP-ASR compared to the current grades applied for Inner Fender and Splash Shield. The target was to modify the PP-ASR to meet the requirements for each specific part and achieve a 100% recyclate application (Fig. 5).

5.2. Compounding of ASR Recycled Polypropylene (TPO Application)

Part requirement for impact performance was

evaluated by Dupont impact at -30°C. Unmodified PP-ASR could not meet this requirement for either application.

The flexural modulus for Inner Fender was also too high to allow for sufficient part flexibility. Minimum flexural modulus, however, is required for Floor Under Cover to guarantee part stiffness which is especially critical at higher temperatures.

A specific grade with target properties had to be developed for both applications by compounding the PP-ASR with TPO recyclate to enhance the properties to target level (Table 1).

5.3. Part Test

Confirmation of part performance for 2006 model year CIVIC was required after the basic material composition had been established. For both applications part stiffness and impact performance were evaluated on actual parts in ASR recyclate and previous mass production material, HD/LD PE for Inner Fender and Honda bumper recyclate for Splash Shield, allowing a direct comparison between current and developed technology to be made.

Part stiffness of Floor Under Cover in Material B has been tested at high temperature and compared to mass production Splash Shield and the maximum deflection evaluated to specification for under body applications. The result for Floor Under Cover meets the development target and is better then achieved for Splash Shield on previous model (Table 2).

The flexural modulus, critical for Inner Fender, was achieved by compounding PP-ASR with 40% TPO (Material C) and has resulted in flexural modulus comparable with HD/LD PE. Evaluation of the Inner Fender on actual vehicle shows that sufficient part flexibility has been achieved.

Impact performance has been evaluated and compared with competitor OEM parts for both Inner Fender and Floor Under Cover by testing at -30°C

Table 3 Dupont impact (-30°C) of Floor Under Cover and Inner Fender

		Test result		
		Honda	Competitor A	Competitor B
Dupont impact (-30°C) (J)	Floor Under Cover	5.8 (>3.43)	2.94 (>1.96)	5.8 (>2.94)
	Inner Fender	9.8 (>5.8)	3.92 (>2.45)	6.68 (>4.9)

Table 4 Heavy metal analysis ASR recyclate grades

Element	ELV Directive limits (2000/53/EC)	Total heavy metal analysis ppm total element per material	
		Material B	Material C
Antimony	Not applicable	0.5	1.0
Arsenic	Not applicable	<0.5	<0.5
Cadmium	100 ppm	10	1.5
Chromium	1000 ppm	4.5	2.5
Lead	1000 ppm	15	10.0
Mercury	1000 ppm	<0.5	<0.5

on actual parts. The resulting impact performance for both parts in ASR recyclate is similar to this of competitor OEMs and is acceptable for the European market (Table 3).

5.4. Process Control

The source of ASR recycled polypropylene is ELV components where different polypropylene grades are applied. The properties of these input materials (i.e. ASR-PP, TPO) used for compounding the ASR recyclate grades can vary depending on the source material. It is important that properties of the compounded materials meet specification for each production batch and are stable over a long period to guarantee mass production quality. In the mass production process the input material and ratios are varied to control the material specification. The following procedure is followed:

- (1) The quality of the input materials is confirmed after the separation process.
- (2) The compounding ratio and input components to meet specification are established and fixed for batch production.
- (3) Input materials and additives are mixed at the extrusion line.
- (4) Material is extruded and pelletized, quality controlled online (melt index).
- (5) Final specification confirmation before shipment (certificate of conformity).

For each batch production this process is repeated. The recyclate grades (compounding ratio) for Inner Fender and Under Cover can therefore vary for each batch production to guarantee the specification.

For example shrinkage of the recyclate has to be stable to allow for assembly and fit and finish. Shrinkage data has been evaluated for the ASR grade over a one year period (Fig. 6). The result shows it is controlled within +/- 0.25% which is sufficient tolerance for mass production.

5.5. Contamination

The ASR and plastic pre-concentrate separation process has shown to be highly accurate (high tolerance). The level of contamination in produced single plastics streams is low. A purity of minimum 99.8% is achieved for the polypropylene grades recycled from ASR. Annex II of Directive 2000/53/EC limits the use of heavy metals lead, hexavalent chromium, mercury and cadmium to a maximum concentration per material ⁽¹⁾. Especially in the light of this Directive it is important that no banned substances are present in the recyclate grades so contaminated materials are not introduced to new models.

Separate analysis was done of development grades, which confirms that all heavy metal contaminations are well within the limits set in the Directive (Table 4).

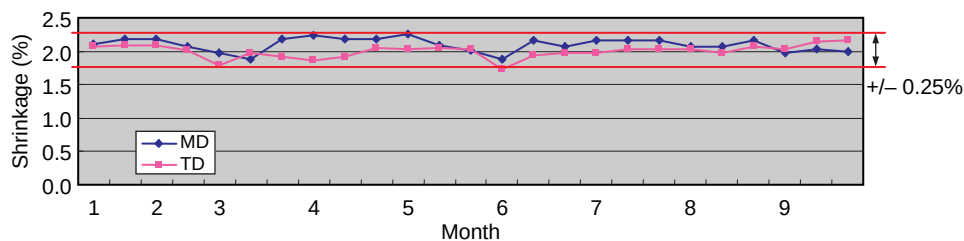


Fig. 6 Shrinkage variation over time

6. Cost Benefit

The cost reduction achieved for the developed ASR recyclate grades compared to existing mass production materials is shown in Fig. 7.

For Floor Under Cover a cost reduction of 60% per kg has been achieved by applying ASR recyclate compared to the Honda Bumper recyclate. Honda Bumper recyclate is continued to be applied for new CIVIC Cover Assy Front Bulkhead Cover. The cost reduction for Inner Fender compared to the previously applied material is 12%. The cost of ASR recycled plastics is relatively stable and independent of fluctuations in oil prices.

7. Conclusion

This development has shown that 100% recyclate grades from ASR could be developed successfully for Inner Fender and Floor Under Cover and applied for 06 model year CIVIC in Europe.

- (1) Plastics can be separated with high accuracy from ASR, leaving low contamination;
- (2) By modifying polypropylene recycled from ASR with recycled TPO the balance of properties could be achieved for Inner Fender and Under Body application;
- (3) Significant cost reduction has been achieved; 60% material cost down for Floor Under Cover and 12% for Inner Fender;
- (4) Total recyclate application on 2006 model year CIVIC has been increased;
- (5) The compounding process applied takes into consideration the varied quality of input materials and is based to guarantee material specification.

This development has shown the potential of ASR recycled polypropylene. It opens the way to look at other applications of plastics recovered for ASR contributing to more cost reduction and less dependence on natural resources.

References

- (1) Directive 2000/53/EC of the European Parliament and of the Council on End-of Life Vehicles, Official Journal of the European Communities L269/34(2000)

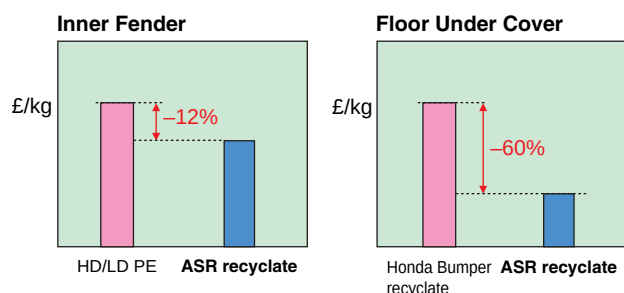


Fig. 7 Material cost reduction achieved for ASR recyclate application

- (2) Hirawaki, S., Hikita, K., Uemura, T. : Expansion of Applicable Scope for Use of Recycled Bumper Materials by Modification of Properties, Honda R&D Technical Review, Vol 15, No. 1, p. 227-232
- (3) Takeuchi, A., Makuta, M., Ohgane, H., Hamabe, K., Aoki, O. : Development of the Bumper-to-Bumper Recycling Technology, SAE Technical Paper Series, 960282(1996)
- (4) François, O. : Mass-Balance in Post-Shredding Technology: Results of a Trial Based on the Shredding of 201 ELVs, IARC(2003)
- (5) ESR International L.L.C. : Dense Medium Separation(2005)
- (6) Feraudy de, H. : Automatic and Industrial sorting for ASR thermoplastics at Galloo Plastics SA at Halluin Plant, IARC(2005)

■著 者■



J. van der Goot



T. Yamaguchi

超音波探傷法によるスポット溶接の自動検査技術の研究

Research on Automatic Inspection of Spot Welding Using Ultrasonic Testing Methods

上 田 孝 治*
Koji UEDA

山 上 武*
Takeshi YAMAGAMI

阪 下 英 知**
Hidetomo SAKASHITA

要 旨

本研究は超音波探傷の検査熟練者の動作に着目し自動化技術を研究することで検査の信頼性が向上すると考え、探傷動作とスポット溶接部圧痕(以後スポット痕と呼ぶ)の認識技術について検討したものである。

探傷箇所に対しプローブを最適な傾きに対応させながら、均一な押し付け力が得られる機構と輪郭が捉えにくいスポット中心を認識できる技術を開発した。

これらを産業用ロボット(以下ロボットと呼ぶ)に搭載し、自動車部品を検証した結果、本システムにより熟練者と同等の検出精度が得られることを確認した。

ABSTRACT

This paper discusses research on inspection procedures and techniques for the identification of spot welding indentations ("spot indentations" below). The goal was to increase the reliability of ultrasonic testing methods by focusing on the procedures that are used by experienced inspectors.

A mechanism that is able to apply a uniform pushing force while optimizing the inclination of the probe with respect to the area being inspected has been developed. With this new system, the center of the spot indentation can be identified even when its outline is difficult to determine.

The system was fitted onto an industrial robot ("robot" below), and tested on the inspection of automotive parts. The results indicated that the system achieved the same level of accuracy as that of an experienced inspector.

1. はじめに

自動車軽量化の要求から、車体は高張力鋼板(以後ハイテン材と呼ぶ)が多く使われている。ハイテン材の接合には、スポット溶接が最も多く使われており、車1台当たりのスポット溶接点数は4000から5000点になる。スポット溶接の接合強さを示す静的引張りせん断強度を実測すると、ハイテン材の引張り強度が増すごとに静的引張りせん断強度も上昇している。一方、溶接品質を保証する方法として、破壊検査と非破壊検査があり、現在では抜き取りによるタガネ破壊検査が主流である。高張力化が進む中、破壊するのに大変な労力が必要となっている。

非破壊検査法には、主に放射線透過法、超音波探傷法、磁気探傷法、浸透探傷法、電磁誘導法がある。Table 1で示すように他の非破壊探傷法に比べ、自動車材料で使用される薄板領域の溶接探傷には超音波探傷が適していることがわかる⁽¹⁾。とくに、欧州においては超音波探傷による非破壊検査の導入が進んでいる⁽²⁾。日本においても海外自動車

Table 1 Applicability of nondestructive test methods in 6 mm sheets

Object	Metal steel	Nonferrous metal
Main nondestructive test methods		
(a) Radiographic test	Not applicable	Not applicable
(b) Ultrasonic flaw detection	Applicable	Applicable
(c) Magnetic inspection	Conditionally applicable	Not applicable
(d) Penetration test	Not applicable	Not applicable
(e) Magnetic induction test	Not applicable	Conditionally applicable

メーカーとの資本提携や技術提携から、超音波検査手法による非破壊検査の成功事例が国内にもたらされ、非常に高い関心が寄せられている。最近では本格導入および、稼働への準備を進めている段階にある。スポット溶接は6軸ロボットを用いた自動溶接が多く採用されているが、一方、超音波探傷によるスポット溶接部の検査は人間の手によっておこ

* 四輪開発センター

** 株式会社ダイヘン

なわれているのが現状である⁽³⁾。本研究では、検査熟練者の動作に着目し、自動化技術を研究することで、検査作業者の労力や習熟に依存しない定量的な探傷検査により信頼性を向上したいと考えた。

2. 超音波探傷法によるナゲット判定

超音波探傷波形(以後エコーと呼ぶ)の相対判断例を紹介する⁽⁴⁾。Fig. 1 (a)に示す、適正なスポット溶接で形成されたナゲットは材料の結晶粒が粗くなりエコーにある一定の減衰が生じる。これを適正波形と判断し、ナゲットも良好と判断する。探傷結果を検証するため、実ワークの断面を切りナゲット径との比較をする。Fig. 1 (b)はナゲットがプローブ径より小さい場合の波形を示し、この場合底面エコーとの間に中間エコーが出現する。Fig. 1 (c)は溶接部の厚みが不足し、ナゲットが薄い状態でエコーの減衰がFig. 1 (a)と比べ小さく長く出現する。Fig. 1 (d)はまったく板間の溶接がなされておらず、探傷面の上側板の反射エコーしか出現しない。これらの波形の出現の仕方により、Fig. 1 (a)以外は適正な波形ではないと判断できる。超音波探傷法は、このように適切な波形と相対比較して判定する検査方法である。

3. 自動化技術の課題

3.1. プローブの押し当て方

超音波探傷法によるスポット箇所の検査は、プローブの押し当て方が難しく熟練を要する作業となっている。スキルが要求されている理由を探り自動化技術課題を抽出するため、検査熟練者の押し当て方をロボット動作で検証する

こととした。

6軸のロボット Fig. 2 を使用し、一打点スポット痕の溶接サンプルを固定した状態でプローブをスポット痕中心に押し当てテストをおこなった。プローブの Fig. 3 (a) 傾き角許容値、Fig. 3 (b) 位置ずれ余裕についてテストした上で、ロボット動作の Fig. 3 (c) ねらい位置再現性について確認した結果をTable 2に示す。ロボット動作による一打点のスポット痕に対するねらい位置への再現性は高く探傷は十分可能であることを確認した。しかしながら、今回使用した溶接サン



Fig. 2 Six-axis robot

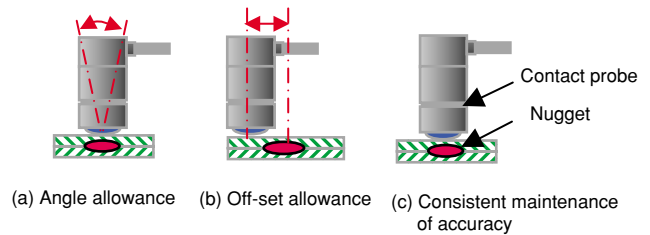


Fig. 3 Test of position and inclination

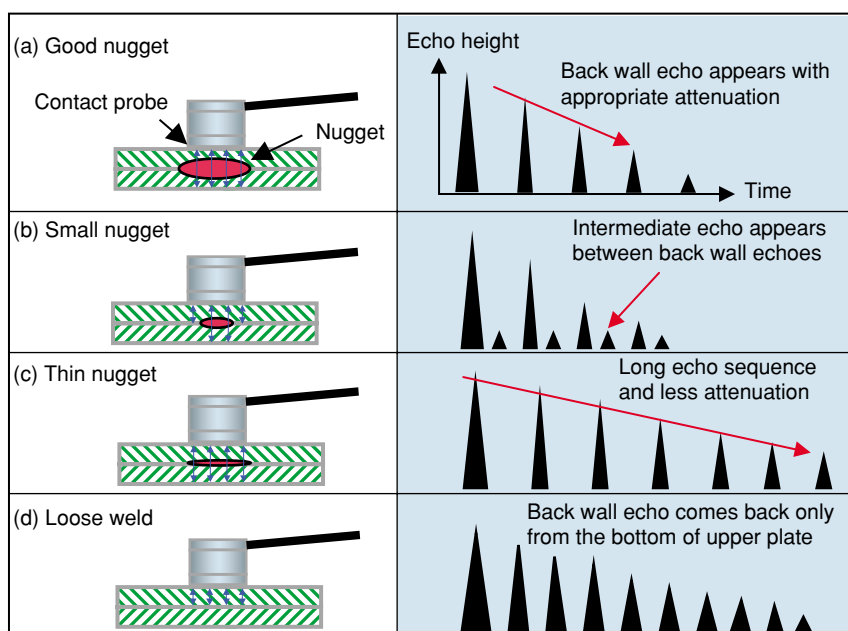


Fig. 1 Ultrasonic detection of spot welding

Table 2 Robot inspection test

Item	Result
(1) Angle allowance	$\pm 1^\circ$ below
(2) Off-set allowance	$\pm 1\text{mm}$
(3) Consistent maintenance of accuracy	Possible

プルは Fig. 4 (a) のように母材表面に平行にナゲットが形成されているのに対し、実際のワークは溶接ガンの姿勢、ワークの傾き、溶接電極の当たり方等により板面に Fig. 4 (b) のように傾いてナゲット形成される場合がある。これを検査するにはプローブ先端を Fig. 5 のようにナゲットに対し法線方向で押し当て、Table 2 の (1), (2) に示す精度が必要となる。実際に傾きのあるナゲットでは先述のテストでは波形が出現しなかった。実際の溶接ワークは形状に対応しながら複数の連続したスポット打点で構成され、一打点ごとに微小なナゲット傾きを持っていると考えられる。検査作業者は板やナゲット傾きに対応してプローブを自在に押し当てることが可能であるのに対し、ロボットはスポット外観から板内部のナゲット傾きを判断しプローブを押し当てることが困難である。このことが検査作業者にスキルが求められる理由であり、自動化する上で大きな課題となる。

3.2. スポット痕の認識

先述の探傷技術に次いで、スポット痕をカメラで撮像し圧痕や色の状態から白黒2値化することでスポット痕と判断させる(以後スポット痕の認識と呼ぶ)技術が自動化する上で必要になる。複数の連続したスポット痕を認識した上でその一つずつの中心にプローブを正確に合わせることで探傷することが可能になる。本テストではスポット痕をCCDカメラで

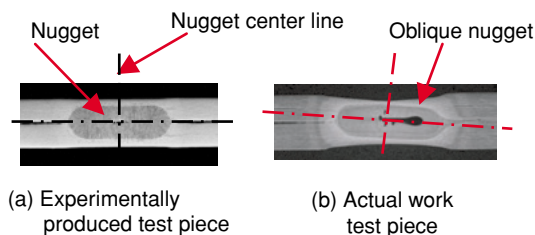


Fig. 4 Comparison of nugget test pieces

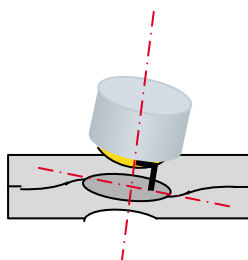
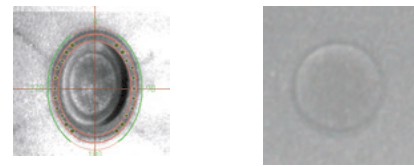


Fig. 5 Correct inclination of contact probe



(a) Normal steel (b) Galvanized sheet iron

Fig. 6 Spot indentation image by CCD

撮像し、その圧痕の輪郭から重心を割り出す方法により確認した。その結果、一般鋼板は溶接熱による褐色の焼け色により輪郭が明確に撮像され[Fig. 6 (a)], スポット痕の中心がすぐに求められた。しかし、自動車用鋼板で多く使用される亜鉛メッキ鋼板は、明瞭なスポット痕を撮像できないことがわかった[Fig. 6 (b)]。これは、亜鉛メッキ鋼板が焼け色も無くスポット痕の形跡も少ないため、輪郭の認識が困難になっていると考えられる。自動車部品は一般鋼と亜鉛メッキ鋼板が同時に両方使われていることがあるため、どちらの板のスポット痕も認識可能な技術が求められる。

4. 実験検証

4.1. ナゲット傾きに対応する機構の検証

ワーク面、スポット痕、ナゲットの微小な傾きに対応するため、プローブにスポット痕表面から任意の角度まで倒れるように揺動を与え、ナゲットを探傷する機構を開発した。一般のロボットでは人間の手のように探傷するプローブ姿勢を再現できないため、ロボット先端に XY スライダとウレタンゴムを配置した(Fig. 7)。本機構は、プローブがスポット痕に接地後、垂直方向からそれぞれ 3° 迄傾き、12分割した方向に揺動する。一つのスポット痕探傷時間は6秒間の仕様とした(Fig. 8)。

最適な波形を検出することが可能なテストピースを用意

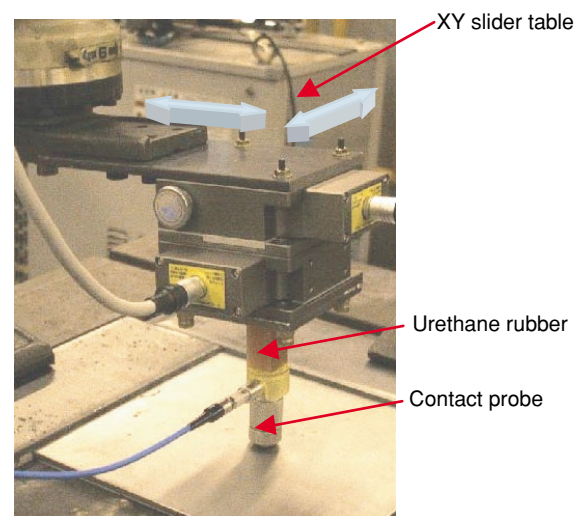


Fig. 7 Mechanism enabling response to change in nugget angle

し、ワーク面とナゲット傾きに対応する機構の確認テストをおこなった。最初に、テストピースを固定し、その機構全体を任意の角度で傾けた。開発した揺動機構がプローブの揺動角でナゲットを捉え、最適な波形が出現するかのテストをおこなった。その結果、傾き角 2° にて波形が出現する結果が得られた(Fig. 9)。これにより、本揺動機構はワークやナゲット傾きに対応可能であることが確認できた。次に、本機構のワーク傾きに対する能力を把握するため、 45° 、 90° のワーク傾きに対しテストをおこなった(Fig. 10)。その結果、問題なく垂直時と同様な波形が得られた。これにより、実ワークに近い条件でも自動検査が可能であることを確認した。

4.2. 一般鋼と亜鉛メッキ鋼板のスポット痕認識

一般鋼と亜鉛メッキ鋼板どちらにも対応可能なスポット痕認識技術を開発した。CCDカメラで焼け色が無いスポッ

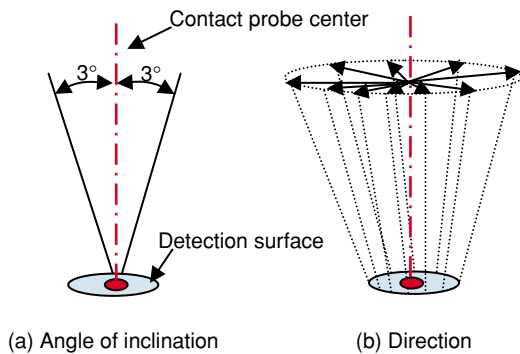


Fig. 8 Angle of inclination and direction

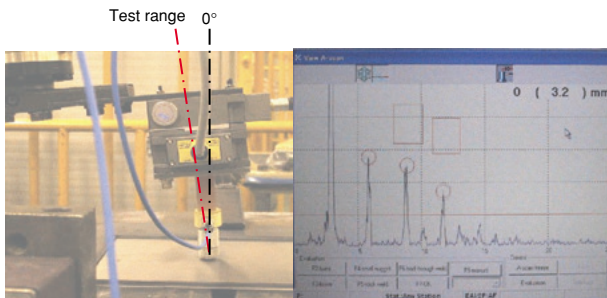


Fig. 9 Test : Change in nugget angle

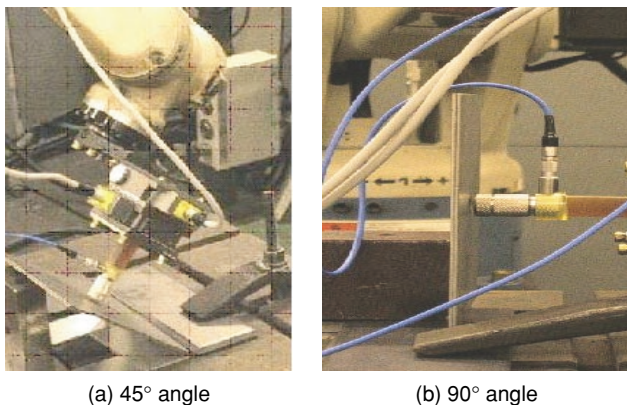


Fig. 10 Test : Change in inclination of work piece

ト痕の輪郭を捉えるため、亜鉛メッキ鋼板上に僅かにできるスポット痕に影と反射を生じさせ、精度よく撮像できるよう、照明とカメラ角度を設定した(Fig. 11)。照明は、赤色の LED とし、その角度は 5° から 30° 、CCD カメラ角度は 30° から 60° の範囲内であることを実験的に確認した(Fig. 12)。

これらを利用し撮像した画面から、スポットの中心位置が検出可能であることを確認した(Fig. 13)。本装置をロボッ

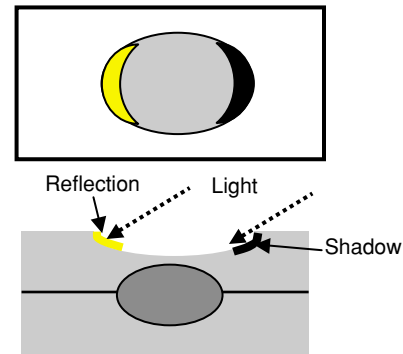


Fig. 11 Method of imaging of spot indentation outline

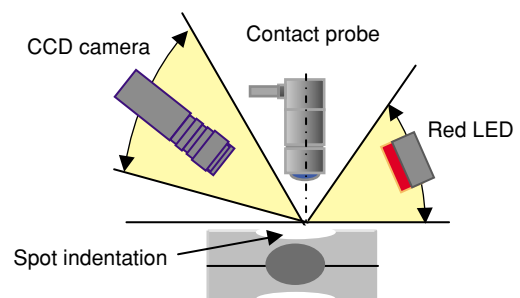


Fig. 12 Imaging test

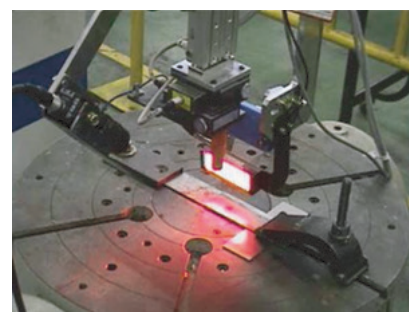


Fig. 13 Imaging equipment

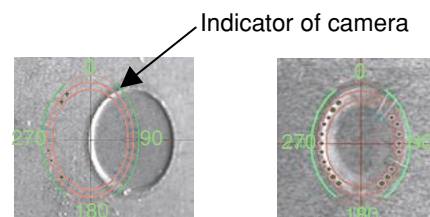


Fig. 14 Identification of spot indentation by developed system

トアームに搭載し送り速度 300mm/分にて確認した結果、スポット痕を認識して重心計算することがわかった (Fig. 14). これにより、材料種類に影響されること無くスポット痕認識が可能であることを確認した。

5. 部品による検証

先述の実験から得られた知見をもとに実際の部品で検証するための装置レイアウトを (Fig. 15) に、フローチャートを (Fig. 16) に示す。連続したスポット痕を探傷できるよう、

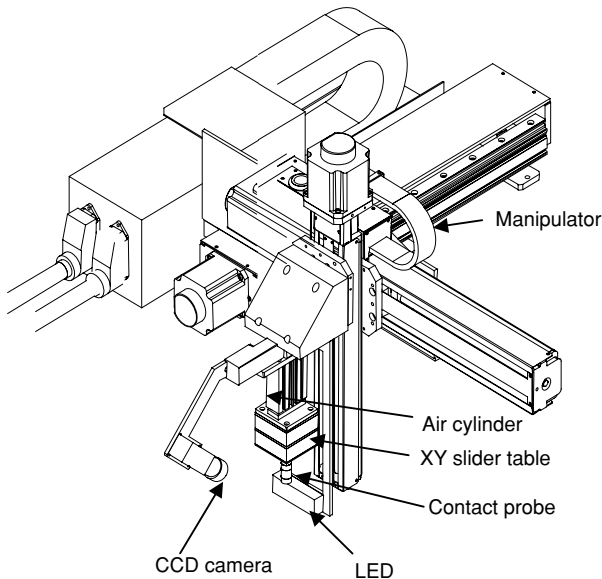


Fig. 15 Developed automatic ultrasonic flaw detection system

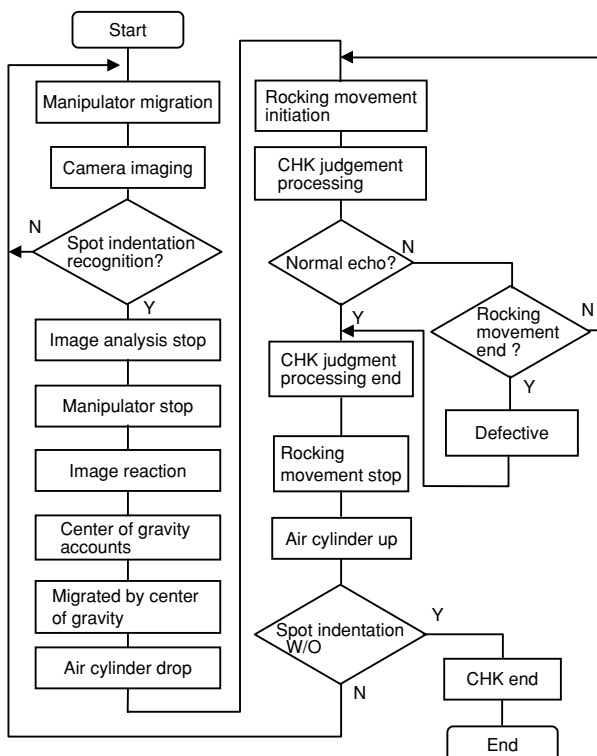


Fig. 16 Operational flowchart of developed system

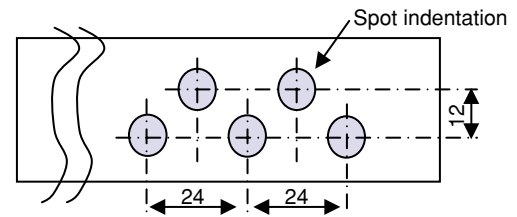


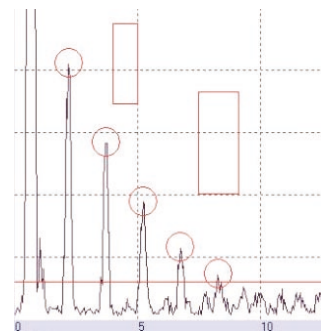
Fig. 17 Test piece



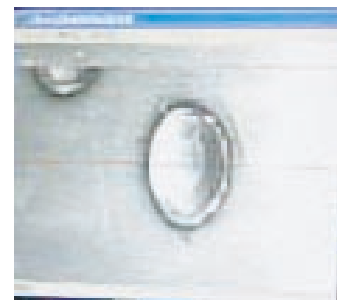
(a) Identify spot indentation



(b) Contact probe drop



(c) Back wall echo



(d) Identify next spot indentation

Fig. 18 Test results

6. まとめ

スポット溶接における超音波探傷法の自動検査技術の研究をおこない、将来、自動化を示唆する以下の知見が得られた。

- (1) ナゲットに傾きがある場合でも、スポット痕を中心とした傾きを持ったプローブの揺動により、自動探傷が可能であることが確認された。
- (2) メッキ鋼板やステンレス材のようにスポット痕の認識がしにくい材料でも、僅かに打痕表面に現れる影と反射を活用し、CCDカメラで撮像、輪郭認識して重心算出することにより、プローブをスポット中心に自動で運ぶことが可能となった。
- (3) (1), (2) 機構と産業用ロボットを使用したシステムを開発し、連続スポット打点の検証をおこなった結果、超音波探傷法による自動検査が可能であることが証明された。

参考文献

- (1) 日本非破壊検査協会：非破壊試験方法の概要と使い分け、非破壊検査便覧、日刊工業新聞社、p.9-10(1985)
- (2) 岡田慎一：自動車産業における最近の抵抗溶接技術、溶接技術、第 51 巻、第 3 号、p.76(2003)
- (3) 石川昌一：超音波探傷装置を利用したスポット溶接部検査、溶接技術、第 53 巻、第 3 号、p.117(2005)
- (4) 石川昌一：超音波探傷装置を利用したスポット溶接部検査、溶接技術、第 53 巻、第 3 号、p.114-115(2005)

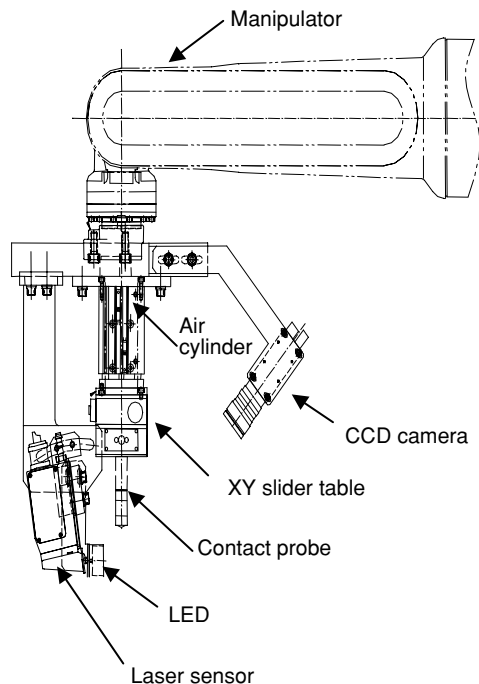
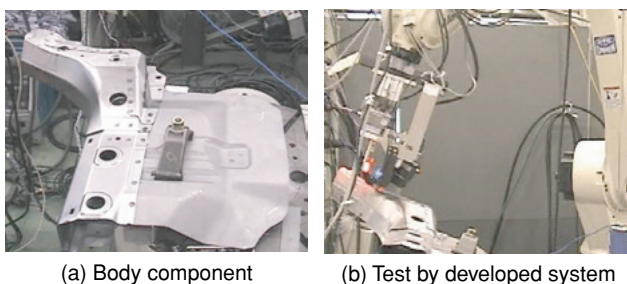


Fig. 19 Developed automatic ultrasonic flaw detection system fitted on six-axis robot



(a) Body component (b) Test by developed system

Fig. 20 Application of developed system

■ 著 者 ■



上田 孝治



山上 武



阪下 英知

小型スクータハイブリッド車の研究

Study of Small-sized Scooter Hybrid Vehicle

小 島 浩 孝*

Hiroyuki KOJIMA

岡 野 則 明*

Noriaki OKANO

大 関 孝*

Takashi OZEKI

塚 田 善 昭*

Yoshiaki TSUKADA

要 旨

ハイブリッド技術の軽量小型な二輪車への適用には減速回生可能なエネルギー量が少ない、ハイブリッドシステムの搭載スペースが限られているなどの課題がある。それらの課題を解決し最大限の燃費改善効果を得るため、二輪車としては既に市販技術であるスタータ AC ジェネレータによるアイドリングストップシステム、電子制御燃料噴射システム、電子制御ベルト式 Continuously Variable Transmission(CVT)、後輪直接駆動式モータを採用したシリーズ・パラレル式ハイブリッドシステムを製作した。

本システムを搭載した実験車両は排気量50 cm³のスクータをベースに用いた。シート下のユーティリティスペースを確保し、かつ、ハイブリッドシステムを小型化し、排気量 50 cm³ エンジンの量産車と同等の車体サイズを実現した。また、燃費はECE40 モードで60%の向上を実現した。

ABSTRACT

In the application of hybrid technology to motorcycles, some issues including limited space for mounting a hybrid system and small regenerative energy available during deceleration are present. In order to get the maximum effect of improving fuel economy by solving these issues, we have developed a series-parallel hybrid system. This system uses a direct rear wheel driving motor that can absorb the regeneration energy during deceleration more efficiently. Additionally an idle stopping system by use of a starter AC generator, an electronically controlled fuel injection system, and an electronically controlled belt CVT (continuously variable transmission) system were adopted. Utilizing this small-sized hybrid system the experimental scooter of 50 cm³ displacement achieved an equivalent body size as the mass produced scooter with 50 cm³ engine. Furthermore, this equivalent body size was achieved while keeping a utility space under the seat. Moreover, an improvement of 60 % in fuel economy under ECE 40 mode was realized.

1. はじめに

近年、地球温暖化や石油減耗の懸念を受け環境対応技術や省燃費技術の研究が広くおこなわれている。二輪車では三元触媒や燃料噴射装置の採用拡大を進めている。筆者らは、低燃費化に対して従来にない高い目標を掲げて取り組んだ。四輪車で普及が始まったハイブリッドシステム⁽¹⁾の二輪車への適用である。今回、量販二輪車の最小排気量である排気量50 cm³スクータに後輪直接駆動式モータを採用したシリーズ・パラレル式ハイブリッドシステムを開発し、ECE40 モードにおいて燃費 60%向上を実現したので報告する。

2. 課題と目標

軽量小型を特徴とする二輪車へのハイブリッド技術の適用には以下のような主要課題がある。

- ・減速回生可能なエネルギー量が少ない。
- ・ハイブリッドシステムの搭載スペースが限られている。

これらの課題に対し、車体が小さく、車重も軽いため課題解決が最も困難と思われる排気量 50 cm³ のスクータを用い、ECE40モード燃費において50%以上の燃費向上を目標とした。

研究に際しての主要な目標は以下のとおりである。

- (1) 排気量 50 cm³ のエンジンを搭載しベルト式 Continuously Variable Transmission(CVT：無段変速機)を使用した車両として世界最高の低燃費性能

*二輪開発センター

- (2) ベース車両と同等の動力性能
- (3) ベース車両と同等のシート下ユーティリティスペースの確保
- (4) ベース車両と同等の車体サイズ

3. ハイブリッドシステムの検討

ハイブリッドシステムには、以下の三つの方式がある。

(1) シリーズハイブリッド方式

エンジンを発電機の動力としてのみ使用し、モータで走行する方式

(2) パラレルハイブリッド方式

エンジンによる走行が主体であり、モータを補助動力として発進、加速時のアシストに使用する方式

(3) シリーズ・パラレルハイブリッド方式

シリーズハイブリッド方式とパラレルハイブリッド方式を組み合わせ、状況に応じて最も効率の良いエンジン、モータの運転をおこなう方式

目標として設定した燃費向上を達成するために、ベース車である排気量 50 cm³ のスクータのエネルギー消費についての分析をおこない、ハイブリッドシステムの検討をおこなった。ECE40 モード走行におけるエネルギー収支の計算結果を Fig. 1 に示す。Fig. 1 の上段は ECE40 モードの车速、中段はベース車両のエネルギー収支、下段はハイブリッド車両

のエネルギー収支である。Fig. 1 では減速に必要な出力を負の出力としている。また、減速に必要なエネルギーから走行抵抗とエンジンおよび駆動系損失による減速エネルギーを差し引いたものが回収可能な減速エネルギーとなる。ベース車では走行に必要な総エネルギーに対し、エンジンおよび駆動系損失の比率が高く、この損失低減が燃費改善に効果的なことがわかった。また、減速に必要な抵抗出力に対し、エンジンフリクションによる減速抵抗が大きく、減速時にエンジンと駆動系を切り離すことで回収可能な減速エネルギーを増やせることがわかった。これらのことから Fig. 1 のハイブリッド車両のエネルギー収支に示すように、車両停止時には無駄な燃料を使わないアイドリングストップ、低負荷走行領域ではエンジンおよび駆動系損失の低減をねらったシリーズハイブリッド走行、高負荷走行領域ではパラレルハイブリッド走行、減速時にはエンジンと駆動系の接続を切り離して効率良く減速エネルギーの回収をおこなうことで、各走行状態での燃費改善が可能なシリーズ・パラレル式ハイブリッドシステムが適していると考えた。

4. ハイブリッドシステム構成

4.1. システム構成

ハイブリッドシステム構成を Fig. 2 に示す。クランク軸上にスタータACジェネレータ、ベルトコンバータドリブン軸上に駆動モータを配置する 2 モータハイブリッドシステムとした。駆動モータ軸上にワンウェイクラッチを配置することで、減速時にエンジンと駆動系の接続を切離し、より多くの減速エネルギー回収を可能とした。遠心式発進クラッチの作動回転数は 4 200 r/min に設定されており、エンジン回転数が 4 200 r/min 以下でエンジンと駆動系の接続を切り離してエンジンを発電機として使用するシリーズハイブリッド走行を可能にしている。また、エンジン出力と回転数を自由に制御するために Drive by wire (DBW) を用いている。バッテリーは、充電状態によらず出力特性が安定しているという特徴を有し、四輪ハイブ

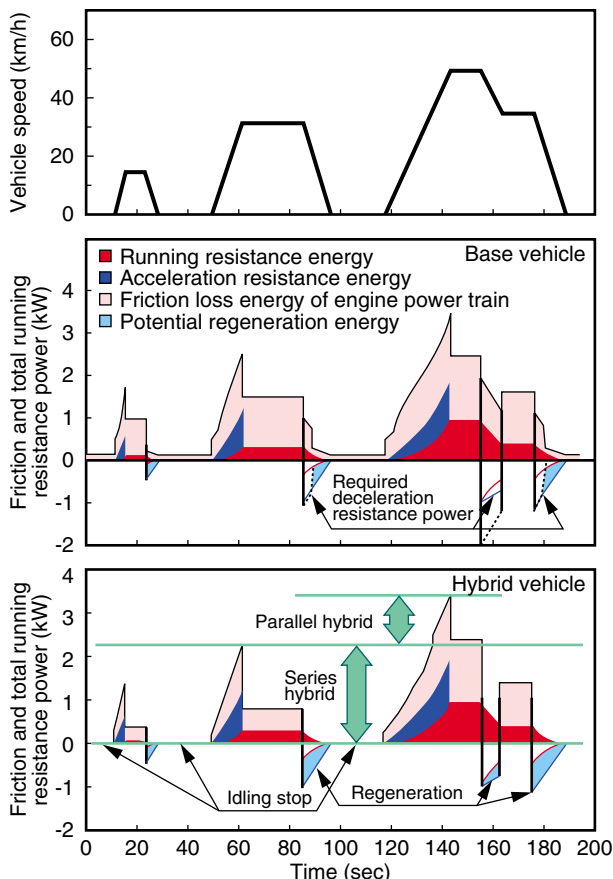


Fig. 1 Energy balance in ECE 40 mode

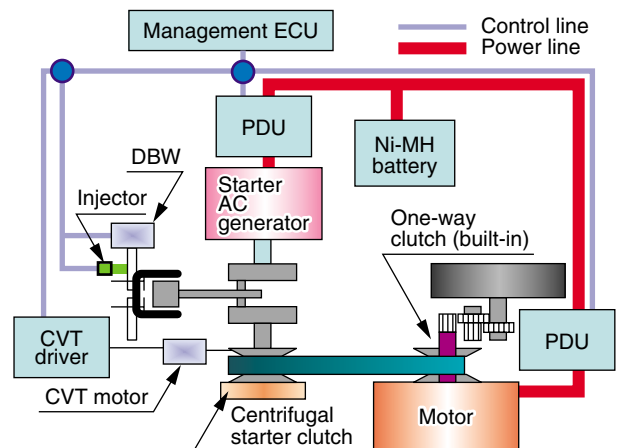


Fig. 2 Series-Parallel hybrid system

リッド車でも実績のあるニッケル水素バッテリーを採用した。スタータACジェネレータ、駆動モータは最大1.2 kWの出力をもつ Interior Permanent Magnet(IPM)型 DC ブラシレスモータを試作した。

4.2. 制御システム

ハイブリッドシステムは、走行状態およびバッテリーの状態に応じてエンジン出力、発電量、モータ出力、CVT レシオなどを協調した制御をおこなう必要がある。このためFig. 2 に示すように、マネージメント ECU、スタータ AC ジェネレータ用 Power Drive Unit(PDU)、駆動モータ用 PDU、CVT ドライバの構成とし、マネージメント ECU による統合制御をおこなった。マネージメント ECU には FI および DBW のドライバを内蔵している。マネージメント ECU はエネルギーマネージメントおよび駆動力制御の演算結果に基づき、FI駆動、DBW駆動をおこない、エンジン出力を制御すると同時に、CVT ドライバと各 PDU にそれぞれ目標レシオとトルク指令を与え、電子制御 CVT のレシオ、スタータ AC ジェネレータおよび駆動モータの出力を制御する。

4.3. システム搭載

ハイブリッドシステムの車載レイアウトを Fig. 3 に示す。バッテリーをフロントカウル内両サイド、PDUをシート下両サイドに配置し、走行安定性を損なわないように、前後および左右の重量バランスを考慮したレイアウトとした。PDUをフレームに直付けして放熱することで、PDUの放熱フィンを廃止し、小型化を図った。また、マネージメント ECU に FI、DBW 制御部を内蔵化し ECU の小型化をおこないシート後方に配置した。これらにより、ベース車両と同等の車体サイズおよびシート下のユーティリティスペースの確保を実現した。

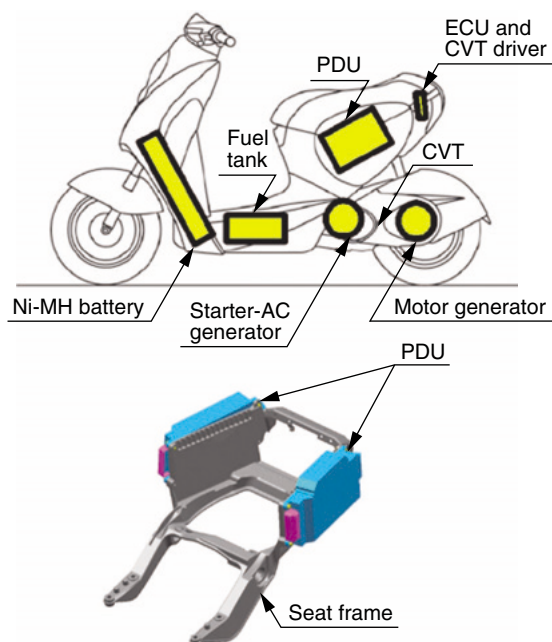


Fig. 3 Hybrid system layout

4.4. 主要諸元

ハイブリッドシステム搭載車両の外観を Fig. 4 に、主要諸元を Table 1 に示す。また、シート下ユーティリティスペースを Fig. 5 に示す。

5. 燃費向上技術

5.1. シリーズ・パラレル式ハイブリッド

従来のエンジン車における 30 km/h および 50 km/h の定速走行時のエンジン運転条件を Fig. 6 に示す。30 km/h 走行時の正味燃料消費率(BSFC)は50 km/h 走行時のBSFCに対し大きく、エンジン出力当たりの燃料消費量が多いことがわかる。従来のエンジン車では走行中にエンジンと後輪は変速機を介してつながっているため、車速と変速比によりエンジン回転数が決定されエンジン運転領域を大きく変えることは困難である。これに対し、30 km/h 走行条件に代表される低負荷走行領域ではエンジンと駆動系の接続を切り離してシリーズハイブリッド走行をおこなうことで、Fig. 6 に示すようにエンジン回転数が低く高負荷なエンジン運転条件を使用可能とし低燃費化を図ることが可能である。

一方、50 km/h のような高負荷走行領域では比較的エンジン運転効率の良い領域で走行しているため、シリーズハイブリッドによる改善余地が少ない。また、シリーズハイブリッドをおこなうにはモータおよび発電機の出力を大きくする必要がある等、重量およびサイズ面の制約もある。これらのことから、シリーズハイブリッド走行とエンジンを主動力源とするパラレルハイブリッド走行を切り替えるシリーズ・パラレル式ハイブリッドが低燃費化に効果があるだけでなく、システムの軽量、小型化にも有利であると考えた。さらに、高負荷走行時にはパラレルハイブリッド走行時の電子制御CVTの変速特性をハイレシオ側に設定し、より低回転で走行することで Fig. 6 に示すようにエンジン運転領域の改善を図った。

5.1.1. シリーズハイブリッドとパラレルハイブリッドの切替領域

シリーズハイブリッド走行、パラレルハイブリッド走行の



Fig. 4 Developed scooter equipped with hybrid system

Table 1 Major specifications

Items		Modified	Base
Vehicle	Overall width (mm)	630	630
	Overall height (mm)	1 010	1 010
	Wheelbase (mm)	1 190	1 190
	Seat height (mm)	710	710
	Luggage space capacity (Litter)	22	22
	Mass (kg)	93	81
	Maximum velocity (km/h)	60	60
Motor	Type	DC brushless	-
	Maximum power (kW)	1.2	-
	Maximum torque (Nm)	6	-
Starter AC generator	Type	DC brushless	-
	Maximum power (kW)	1.2	-
	Maximum torque (Nm)	6	-
Engine	Type	Water-cooled gasoline engine	Water-cooled gasoline engine
	Displacement (cm ³)	49	49
	Valve train	SOHC 4-valve	SOHC 4-valve
	Maximum power (kW/r/min)	3.5 / 8 000	3.5 / 8 000
	Maximum torque (Nm/r/min)	4.2 / 7 000	4.2 / 6 000
Battery	Type	Ni-MH	Pb
	Energy capacity (Ah)	5	6
	Voltage (V)	36	12



Fig. 5 Luggage space

領域を Fig. 7 に示す．シリーズハイブリッド走行領域は遠心式発進クラッチの作動回転数以下での最大発電量および駆動モータの最大出力の範囲内であり，かつパラレルハイブリッド走行した場合より燃料消費率が低くなる領域とした．

5.1.2. シリーズハイブリッドの効率改善

シリーズハイブリッド走行時のエネルギー伝達効率を改善するためにリアルタイム発電制御と BSFC ボトムトレース制御をおこなった⁽²⁾．

リアルタイム発電制御とは，走行に必要な電力をリアルタイムに過不足なく発電しバッテリーの充放電を極力おこなわないようにすることで，充放電損失の低減をおこなう制御である．

BSFC ボトムトレース制御とは，リアルタイム発電制御で決定した発電をおこなう際に Fig. 8 に示す要求発電量に対して最も BSFC が小さくなるエンジン運転ポイントを結んだ発電 BSFC ボトムライン(以下，エンジンコントロールラインと称する)で発電をおこない，発電量に対する燃料消費を最小化する制御である．

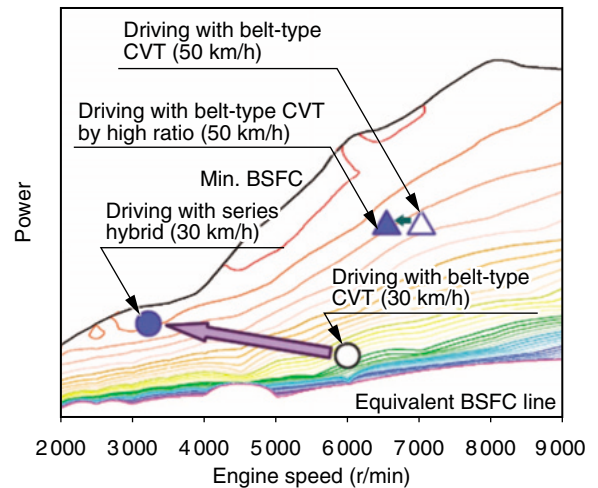


Fig. 6 Changes of engine operation conditions with series and parallel hybrid

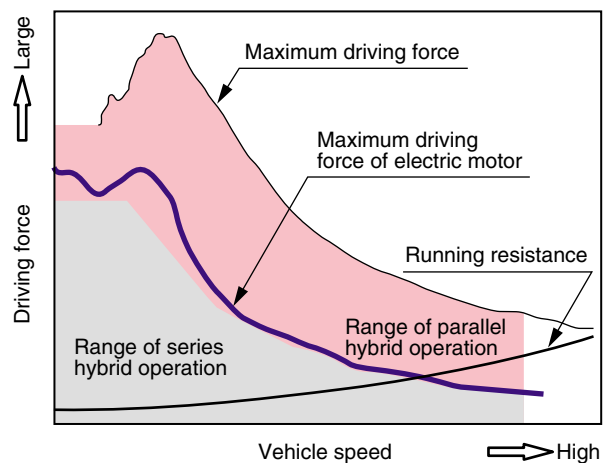


Fig. 7 Range of series or parallel hybrid driving

5.2. 減速エネルギー回収

減速時にワンウェイクラッチによりエンジンと駆動系の接続を切り離し、従来のエンジン車ではエンジンプレーキとして消費されていた減速エネルギーを回収可能とした。減速エネルギー回収特性を Fig. 9 に示す。スロットルを閉じたときに減速回生量のエネルギー回収をおこなった。

さらに、減速エネルギーをより多く回収するために、リヤブレーキストロークに応じたモータブレーキ回生によりブレーキ回生量のエネルギー回収をおこなった。

減速回生量は ECE40 モードの要求減速度に合わせた設定としている。また、ブレーキ回生量はモータの最大回生量を上限とした設定としている。

5.3. その他の燃費改善技術

5.3.1. アイドリングストップ

車両停止時にエンジンを停止することは燃料の消費を抑制する有効な手段である。本研究では既に量産技術であるスタータ AC ジェネレータを採用することでアイドリングストップをおこない燃費の改善を図った。

5.3.2. エンジンの低燃費化技術

次の二点に主眼を置いてエンジン改良をおこない、車両としての低燃費化を図った。

(1) 理論空燃比域の拡大

加速時にモータアシストをおこなうことで加速補正燃料噴射量を低減した。また、アルミスリーブシリンダの採用による冷却性能の改善を図った。これらにより、

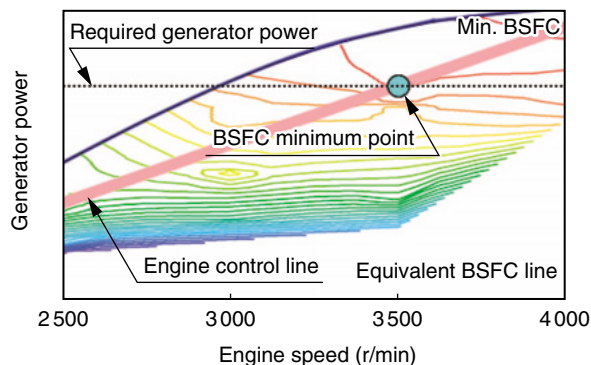


Fig. 8 Engine control line

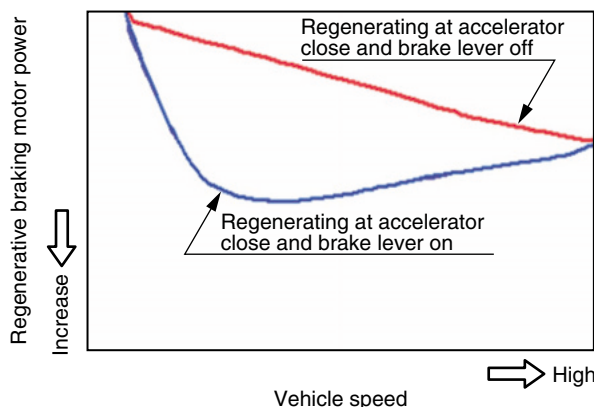


Fig. 9 Regeneration characteristics

理論空燃比域を広げ、排出ガス性能ポテンシャルを保持したまま燃料消費量を削減することができた。

(2) 機械損失の低減

燃焼の改善とともに機械損失の低減も燃費性能の向上には重要である。フリクション低減のために以下の技術を採用した。

- ・イオンプレーティング低張力ピストンリング
- ・ピストン二硫化モリブデンショット⁽³⁾
- ・低フリクションオイルシール
- ・低粘度オイル

低張力ピストンリングは機械損失低減に有効な手段であるが、オイル消費やブローバイガス吐出とトレードオフの関係にある。本研究ではオイルリング溝に戻し穴を設けるとともに寸法を見直すことで低張力化を図った。

二硫化モリブデンショットは Wonder Process Craft (WPC) 処理技術を応用し、ピストンしゅう動面に高純度二硫化モリブデンを付与することで十分な効果持続性を有しつつ、大幅なしゅう動抵抗低減を図るものである。

これらの技術により Fig. 10 に示すようにエンジン全体として従来の排気量 50 cm³ のエンジンと比較して 25% 以上のフリクション低減を得た。さらに、出力特性の見直しにより低中速トルクを改善し、シリーズハイブリッド走行時の要求エンジン回転数低減による摩擦損失動力低減と余裕駆動力確保の両立を図った。

6. 実機による検証

6.1. システム作動状態

Fig. 11 に ECE40 モード走行におけるシステム作動モード、モータ駆動電力、発電量、バッテリー充電状態(State Of Charge, 以下SOCという)、エンジン回転数の推移を示す。車両停止時にはアイドリングストップ、発進時には EV 走行をおこなっている。シリーズハイブリッド走行時には、リアルタイム発電制御によりモータ駆動電力に応じた発電がおこなわれている。また、Fig. 12 に示すように、シリーズハイブリッド走行時のエンジン運転領域はエンジンコントロールライン上にあることがわかる。

アイドリングストップ、EV 走行時に SOC は減少するが減速エネルギーの回収およびリアルタイム発電制御時の SOC フィードバックにより、モード走行終了時には開始時の SOC に復帰している。

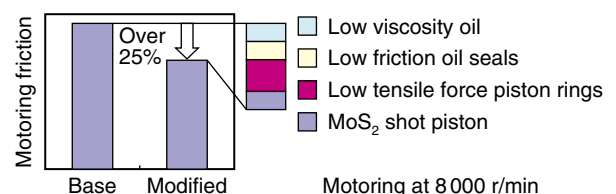


Fig. 10 Effects of engine friction reduction

6.2. ECE40 モード燃費

ECE40 モード走行における燃費向上効果と効果内訳を Fig. 13に示す。図中のパラレルハイブリッドとはエンジンフリクション低減、理論空燃比化、アイドリングストップをおこない、低負荷走行領域においてもパラレルハイブリッドで走行した場合の燃費であり、ベース車に対し 46%の燃費向上効果が確認できた。シリーズ・パラレルハイブリッドとは上記パラレルハイブリッドに対し、低負荷走行領域でシリーズハイブリッド走行をおこなったものである。シリーズ・パラレルハイブリッドによるモード燃費は 84 km/L を達成し、ベース車両に対して 60%の燃費向上効果が確認できた。

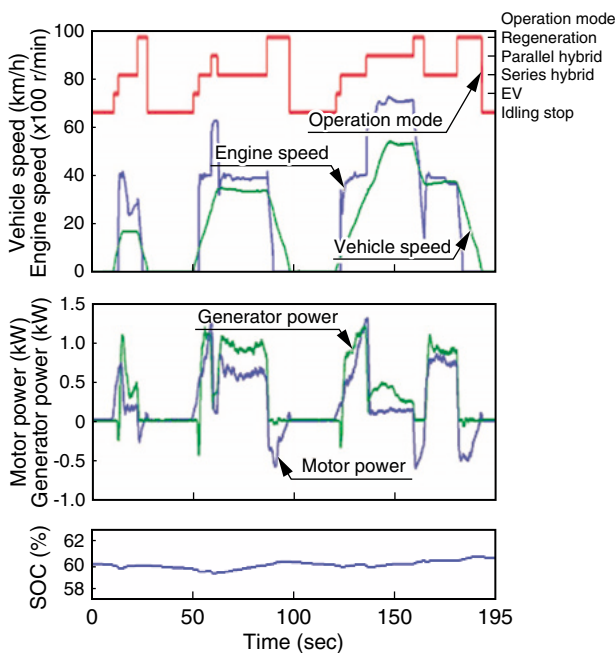


Fig. 11 System operation diagram (ECE40 mode)

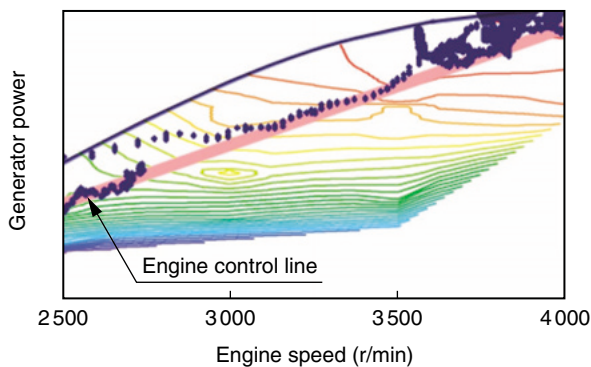


Fig. 12 ECE40 series hybrid operation region

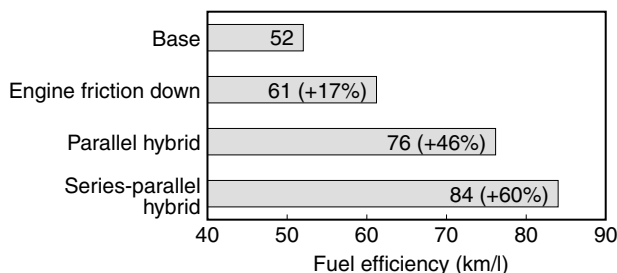


Fig. 13 ECE40 mode fuel efficiency

7. まとめ

車両停止、低負荷および高負荷走行、減速の各走行状態で燃費改善をねらったシリーズ・パラレル式ハイブリッドシステムを搭載した試作車にてテストをおこない、以下の成果を得た。

- (1) エンジンフリクション低減、理論空燃比化、アイドリングストップ、電子制御CVTによる最適レシオ制御をおこなったパラレルハイブリッド走行により、ECE40 モードでベース車に対し 46%の燃費向上効果を得た。
- (2) 低負荷走行領域でシリーズハイブリッド走行をおこない、リアルタイム発電制御と BSFC ボトムトレース制御をおこなうことで上記(1)に対してさらに 10.5%の燃費を向上し、84 km/L を達成した。これはベース車に対して 60%の燃費向上効果となる。
- (3) ハイブリッドシステムの小型化および搭載位置の最適化をおこない、ベース車両と同等の車体サイズおよびシート下のユーティリティスペースの確保を実現した。

参考文献

- (1) 福尾幸一, 藤村章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.1-8
- (2) 長谷川祐介, 青柳暁, 米倉尚弘, 阿部浩之: シリーズハイブリッド車におけるエネルギー効率の改善, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.79-84
- (3) 荻原秀実: 内燃機関用ピストンスカート部への固体潤滑剤付与技術とその効果, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.85-92

■著者■



小島 浩孝



大関 孝



岡野 則明



塚田 善昭

新型 CIVIC GX 用 1.8L CNG エンジンの開発

Development of 1.8L CNG Engine for 2006 CIVIC GX

中 島 進*

Susumu NAKAJIMA

松 永 俊 英*

Toshihide MATSUNAGA

後 藤 博 之*

Hiroyuki GOTO

中 島 寛 明*

Hiroaki NAKASHIMA

渡 辺 修*

Osamu WATANABE

中 嶋 摩沙洋*

Masahiro NAKAJIMA

要 旨

Hondaは1998年より量産している天然ガス自動車 CIVIC GX を 2006 年モデルとして開発し、新たな Compressed Natural Gas (CNG) エンジンを開発し搭載した。この新型エンジンは、出力をさらに向上するべく、排気量の拡大と可変管長吸気マニホールド採用により 15% の出力向上を達成した。また、吸気弁遅閉じによるポンピングロス低減と、気体燃料の特性を生かした吸入行程噴射の組み合わせにより、エンジン単体燃費は 4 % 向上した。排出ガス低減対策として、排気マニホールド一体シリンダヘッド、直下 2 ベッド触媒の採用により、貴金属量を約 30% 削減しつつ Advanced Technology Partial-Zero Emission Vehicle (ATP-ZEV 規制) に適合した。車両大型化による重量増加にかかわらず、FTP highway mode では 15% の燃費向上を実現し、Combined でも同等の燃費を達成した。

ABSTRACT

Honda has developed the 2006 CIVIC GX, a natural gas vehicle that it has been mass-producing since 1998. For this model, Honda has developed and fitted a new Compressed Natural Gas (CNG) engine. This new engine was designed to further enhance power. The increased engine displacement and use of a variable-length air intake manifold have achieved a 15% increase in power. In addition, engine fuel consumption has been reduced by 4% through a combination of a reduction in pumping loss due to the inlet valve delayed closure, and a charging stroke injection that harnesses the properties of gaseous fuel. As a countermeasure for tail pipe emissions, a cylinder head integrated with the exhaust manifold and a close-coupled two-bed catalyst have been used. As a result, the amount of precious metal used was reduced by approximately 30%, and is in compliance with the Advanced Technology Partial-Zero Emission Vehicle (ATP-ZEV) Standards. Despite the increased weight of the larger vehicle design, the CIVIC GX achieved a fuel economy increase of 15% in FTP highway mode, and an equivalent fuel economy in combined mode.

1. まえがき

近年、大気汚染防止の観点からさまざまな代替燃料が検討されており、さらに地球温暖化防止の観点から CO₂ 削減も非常に大きな課題となっている。環境性能の優れた内燃機関として Non Methane Hydro Carbon (NMHC) 排出が実質的にゼロである CNG エンジンが挙げられる。Honda は 1998 年に CIVIC GX⁽⁴⁾ を発売し、環境問題への積極的な取り組みをおこなった。2001 年モデル CIVIC GX (D17A 型エンジン)⁽³⁾ は世界で初めて ATP-ZEV 規制に適合した。この度、2006 年モデルとして環境性能を維持しつつ、さらに走行性能と燃費を向上した新型 CIVIC GX 用 CNG エンジン

* 四輪開発センター

R18A 型を開発した。吸気弁遅閉じ採用による燃費向上技術⁽¹⁾、⁽²⁾を中心に報告する。

2. 開発のねらい

新型 CIVIC GX 用 CNG エンジン開発指針は、従来モデルを超える環境性能を発揮し、さらに走行性能と燃費を向上させることである。具体的には以下の目標を定めた。

(1) 内燃機関最高の排出ガス性能

世界で最も厳しい ATP-ZEV への適合

(2) エンジン出力向上

(3) エンジン燃費向上

3. 概要と諸元

3.1. CNG 燃料性状

CNGは、油田、ガス田から採掘されるメタンを主としてブタンまでのアルカンと若干の酸素、不活性分を含有する気体燃料である。Table 1 に CNG の主成分であるメタンとガソリンの特性を示す。内燃機関用燃料としての特徴は、

- (1) Research Octane Number(ROD)が向上し、反面部分負荷時の燃焼が悪いため圧縮比増が必須
 - (2) 気体燃料のため、燃料の体積分で 10%以上充填効率低下
 - (3) 気体燃料のためエネルギー密度小
 - (4) 二酸化炭素排出が約 30%少ない
- である。

内燃機関用燃料としての発熱量は、吸入される混合気の発熱量である。主成分であるメタンは、

- (1) 重量あたりの発熱量ではガソリンを上回る
- (2) 同一空気に対する理論空燃費相当の発熱量で同等
- (3) 10%以上充填効率が低下するため、1 サイクル当りの発熱量も同様に低下

となる。ガソリンとの発熱量の比較を Table 2 に示す。

3.2. エンジン概要

従来型D17A CNGエンジンとの比較及び、基本としている R18A 型ガソリンエンジンとの比較を Table 3 に示す。ガソリン仕様からの主な変更点は、

- (1) 圧縮比変更
 - (2) CNG 燃料供給系の適用
- である。

従来型 CNG エンジンからの主な変更点は、

- (1) 燃費向上のため吸気弁遅閉じ動弁系機構 i-VTEC 採用
 - (2) 出力向上のため可変吸気管長採用
 - (3) LAF+O₂ A/F 制御への変更
- である。Fig. 1 に全体図を示す。

4. 燃費改善技術

4.1. 吸気弁遅閉じによる燃費向上効果

本エンジンでは、燃費向上技術として、吸気弁遅閉じによるポンプ損失低減技術を導入した。Fig. 2 に概念図を示す。

吸気弁遅閉じ運転による燃費改善効果は、

- (1) ポンプ損失低減
 - (2) 実効圧縮比低下、高膨張比による熱効率の改善
 - (3) 実効圧縮比低下による筒内圧低下のため機械損失低減
- の3要因がある。

Table 1 Comparison of methane and gasoline fuel characteristics

Fuel		CH ₄	Gasoline
RON		130	91
A/F	Weight	17.2	14.5
	Volume	9.52	8.3 × 10 ³ (Liquid)
Charging efficiency (%)		90.5	100
Exhaust gas at stoich.	CO ₂ (%)	9.5	13.5
	H ₂ O (%)	19.0	12.5

Table 2 Comparison of methane and gasoline heating value

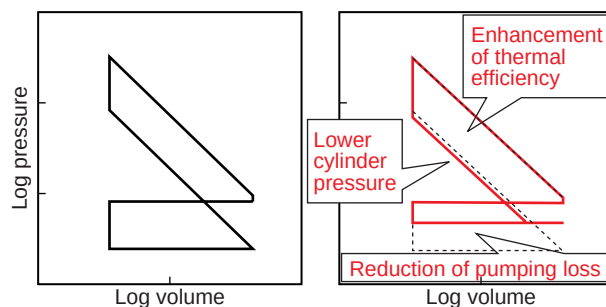
Fuel		CH ₄	Gasoline
Lower heating value	(MJ/kg)	50.1	42.7
	(MJ/air m ³)	3.80	3.80
	(MJ/air+fuel m ³)	3.42	3.80

Table 3 Engine specifications

Engine code	R18A		D17A
	CNG	Gasoline	CNG
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder		In-line 4-cylinder
Bore × Stroke (mm)	81 × 87.3		75 × 94.4
Displacement (cm ³)	1799		1668
Compression ratio	12.5	10.5	12.5
Valve train	SOHC i-VTEC Inlet delayed closure		SOHC VTEC-E 1 intake valve inactive
Number of valves	4 per cylinder		4 per cylinder
Valve diameter (mm)	IN	32	30
	EX	26	26
Cylinder offset (mm)	12		0
Intake manifold	Variable intake system		Conventional
Fuel control	LAF+O ₂ sensor		O ₂ +O ₂ sensor



Fig. 1 R18A i-VTEC CNG engine



(a) Normal closure

(b) Delayed closure

Fig. 2 Comparison of P-V diagram between normal and delayed closure

4.2. ポンプ損失低減

ポンプ損失は,

$$W_P = \left(\frac{P_{BA}}{k-1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}) - \frac{P (\frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{(\frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \varepsilon})^{k-1})}{k-1} + P ((\frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} - \frac{1}{\varepsilon-1}) - P_{BA} \right) V \quad (1)$$

W_P : ポンプ損失

ε : 圧縮比

V : 行程容積

P : 大気圧

P_{BA} : 吸気圧

k : 比熱比

ここで, 吸気弁遅閉じ運転時のポンプ損失は,

$$P_{BA_d} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} P_{BA}$$

W_{Pd} : 吸気弁遅閉じ時ポンプ損失

P_{BA_d} : 吸気弁遅閉じ時吸気圧

ε_d : 吸気弁遅閉じ時圧縮比

とすると,

$$W_{Pd} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{k-1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}) - \frac{P (\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \varepsilon})^{k-1})}{k-1} + P ((\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} - \frac{1}{\varepsilon-1}) - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} P_{BA} \right) V \quad (2)$$

となり, (1)式と(2)式を比較すると, 吸気弁遅閉じ運転時のポンプ損失削減率は実効圧縮比と吸気圧で決定されることがわかる。

4.3. 高膨張比による熱効率改善

吸気弁遅閉じによる高膨張比サイクルの熱効率⁽⁵⁾を検討する。一般的なオットサイクルの熱効率は,

$$\eta = 1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}$$

η : 熱効率

吸気弁遅閉じ運転時の熱効率は,

$$\eta_d = 1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1} + \frac{T_a C_V}{Q} (1 - (\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon})^{k-1})$$

η_d : 遅閉じ運転時熱効率

Q : 発熱量

T_a : 吸気温度

C_V : 等容比熱

熱効率の比は,

$$\frac{\eta_d}{\eta} = 1 + \frac{T_a C_V}{Q} \frac{1 - (\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon})^{k-1}}{1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}}$$

と若干熱効率が向上する。Fig. 3に計算結果を示す。遅閉じ実効圧縮比と圧縮比の比が 0.7 の場合, 1.5%の熱効率向上となる。

4.4. 機械損失低減

吸気弁遅閉じ運転による実効圧縮比低下は, 筒内圧を低下させるため, 機械損失低減効果がある。筒内圧の比は,

$$\frac{P_{cd}}{P_c} = (\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon})^k$$

P_c : 圧縮後圧力

P_{cd} : 遅閉じ運転時圧縮後圧力

と低下する。これにより各軸受け部などの機械損失が低減すると考えられる。

吸気弁遅閉じ運転の特徴をまとめると,

- (1) ポンプ損失の低減
- (2) 熱効率の向上
- (3) 機械損失の低減
- (4) 実効圧縮比の低下
- (5) 充填効率の低下

であり, これらは遅閉じの Inlet Valve Closure (I.V.C.) によって決定される。従って, ポンプ損失低減による熱効率向上効果を得て, それに伴う充填効率低下を補う機構が必要である。

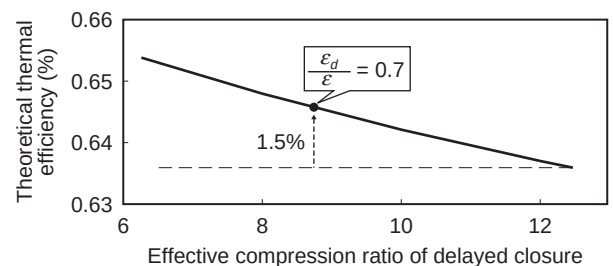


Fig. 3 Comparison of theoretical thermal efficiency between conventional and delayed valve timing

4.5. i-VTEC 吸気弁遅閉じ機構

吸気弁遅閉じ運転と出力を両立させるため、本エンジンでは Variable Valve Timing and Lift Electronic Control (VTEC)を採用している。加速時等出力を要求される状況では最大出力を発生するカム(以下、出力カム)で吸気弁を駆動する。一方、クルーズ走行等低いエンジン負荷の場合には、片方の吸気弁の閉じ時期を遅らせたカム(以下、遅閉じカム)に切り換え、同時に電子制御スロットルを開くことによりポンピングロス低減して燃費を改善する。この電子制御スロットルと VTEC を統合制御した i-VTEC 機構により走行状況に応じて出力カムと遅閉じカムを最適に切り換えることが可能となっている。

Fig. 4 に i-VTEC 吸気弁遅閉じの動弁系機構を示す。i-VTEC の切り換えは、ロッカアーム内蔵のシンクロピストンを油圧で移動させることでロッカアームの連結と分離をおこなう。本エンジンでは、この切り換え機構を吸気2弁の片方のロッカアームにのみ採用している。

出力カム作動時はシンクロピストンBを油圧で移動させることによりシンクロピストンAを切離し、カムプロファイルAで吸気弁を駆動する。

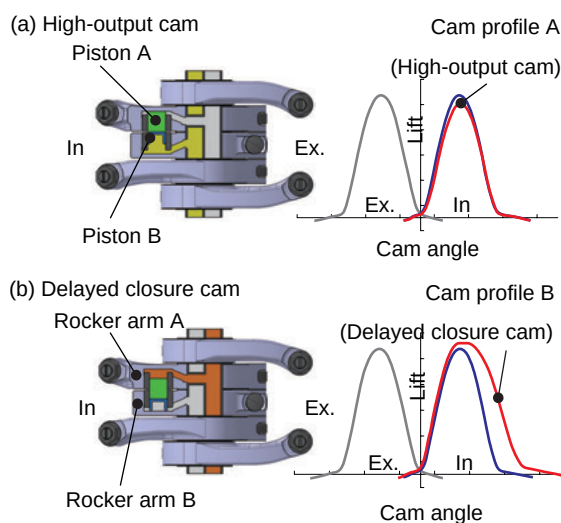


Fig. 4 Rocker arm and cam profile

5. エンジン性能

5.1. 遅閉じ I.V.C. の決定

遅閉じ I.V.C. はポンプ損失減少の観点からは極力遅角することが望ましいが、反面、出力の低下を伴うため、遅閉じにて運転可能な領域が減少し、切り換え頻度も増加する。従って、遅閉じ実効圧縮比はクルーズ車速上限のエンジン回転数において要求出力を発揮できるように決定しなければならない。

本エンジンにおける遅閉じ運転領域の設定は、通常使用における速度上限、5th 120km相当までとし、必要出力として

は、クルーズ時の出力の130%とした。この設定は本エンジンのガソリン仕様と同等である。遅閉じカムの I.V.C. は、

(1)CNG 噴射による充填効率低下

(2)発熱量

(3)圧縮比変化

等より、ガソリン実測値からの出力変化を推定し、Fig. 5に示すようにガソリンの94degより早めた86degと推定した。

その場合の BSFC 改善率はガソリンの約6%に対し約5%であると推定した。試験の結果、出力はほぼ推定値を示したが、BSFC 改善率はポンプ損失低下からの推定値を下回る結果となった。Fig. 6 に各負荷における BSFC と ISFC

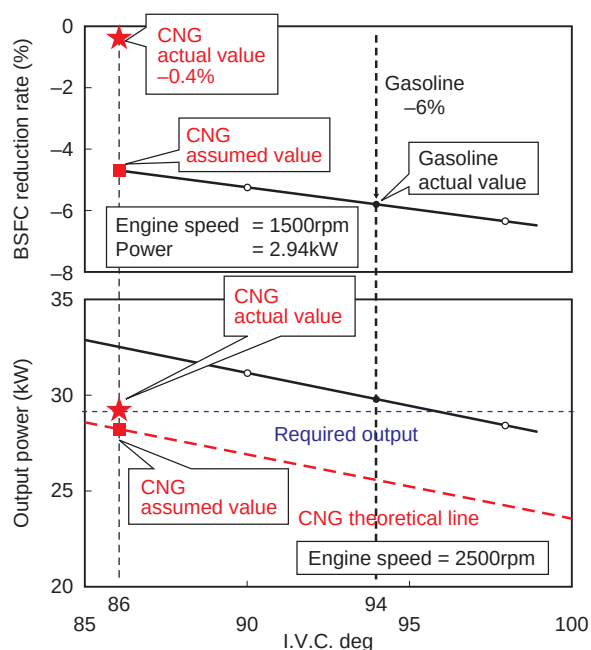


Fig. 5 Relationship between I.V.C. and output power and charging efficiency

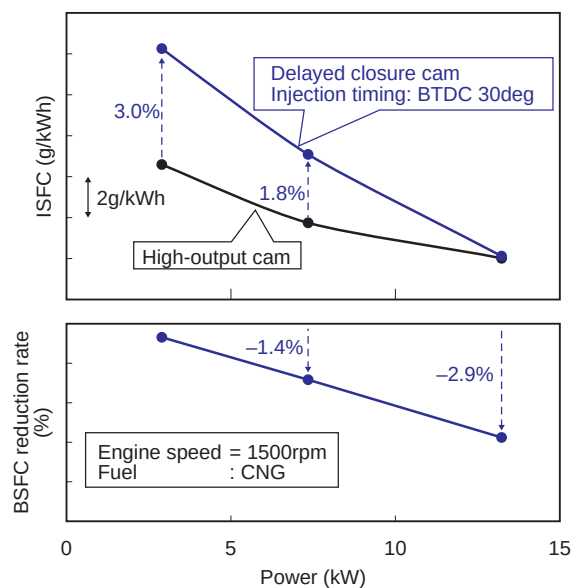


Fig. 6 Comparison of ISFC between conventional and delayed valve timing

の変化を示す。低負荷では ISFC が低下していることが確認できる。ガソリン同等の結果が得られなかった原因は遅閉じ時の燃焼期間増大であると考えられる。以下、原因の解析をおこなう。

5.2. 遅閉じ運転時の燃費改善

出力カムにおける CNG とガソリンの燃焼の比較として、Fig. 7, Table 4 に質量燃焼割合を示す。CNG は 10.5 から 12.5 への圧縮比増により CNG の主燃焼期間(Mass Burnt Fraction 10-90%)はガソリンとほぼ同等となった。

Fig. 8, Table 5 に CNG での出力カムと遅閉じカムでの燃焼比較を示す。遅閉じカムでは、主燃焼期間が延長して熱効率が減少していると考えられる。ガソリンは遅閉じ運転をおこなっても Fig. 9, Table 6 に示すように主燃焼期間延長が小さい。ISFCを改善するには遅閉じ運転時の燃焼期間の短縮が必要であると考えられる。

主燃焼期間の短縮手法として、本エンジンでは気体燃料噴射の特徴を生かし、流動の改善を試みた。Fig. 10に噴射

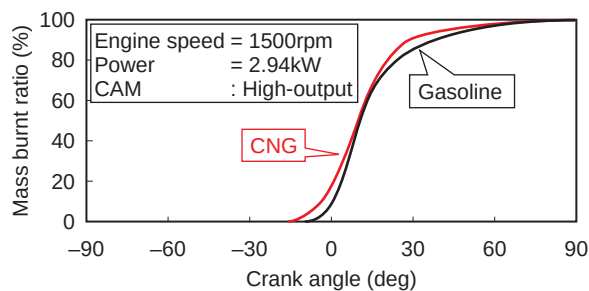


Fig. 7 Comparison of mass burnt ratio between CNG and gasoline

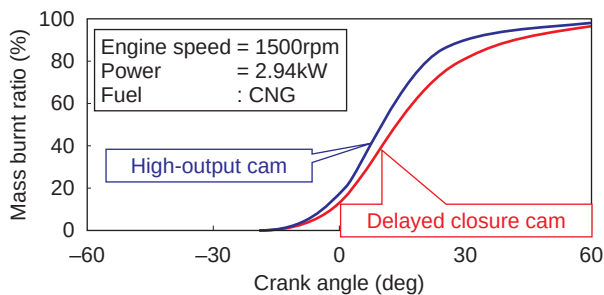


Fig. 8 Comparison of mass burnt ratio between conventional and delayed valve timing

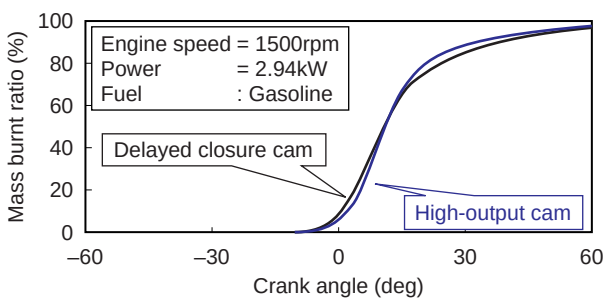


Fig. 9 Comparison of mass burnt ratio between conventional and delayed valve timing

Table 4 Comparison of IG to 10% mass burnt and 10% to 90% mass burnt between CNG and gasoline

Fuel	CNG	Gasoline
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	38
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	30

Table 5 Comparison of IG to 10% mass burnt and 10% to 90% mass burnt between conventional and delayed valve timing

Fuel	CNG	
Inlet closure	High-output	Delayed
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	40
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	43

Table 6 Comparison of IG to 10% mass burnt and 10% to 90% mass burnt between conventional and delayed valve timing

Fuel	CNG		Gasoline	
Inlet closure	High-output	Delayed	High-output	Delayed
Injection timing	Exhaust	Exhaust	Exhaust	Exhaust
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	40	38	46
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	43	30	37

時期と BSFC の関係を示す。遅閉じと吸入行程噴射を組み合わせることにより、約 5 % の BSFC 向上が確認できた。出力カムでは BSFC 向上は確認できなかった。

BSFCが向上したことを燃焼から確認するため、Fig. 11, Table 7に質量燃焼割合を示す。排気行程噴射では約10deg伸びていた主燃焼期間が約 8deg 短縮された事が確認でき、出力カムとほぼ同等の主燃焼期間に回復していることがわかる。ガソリンとの比較でも、CNGを吸入行程噴射した方

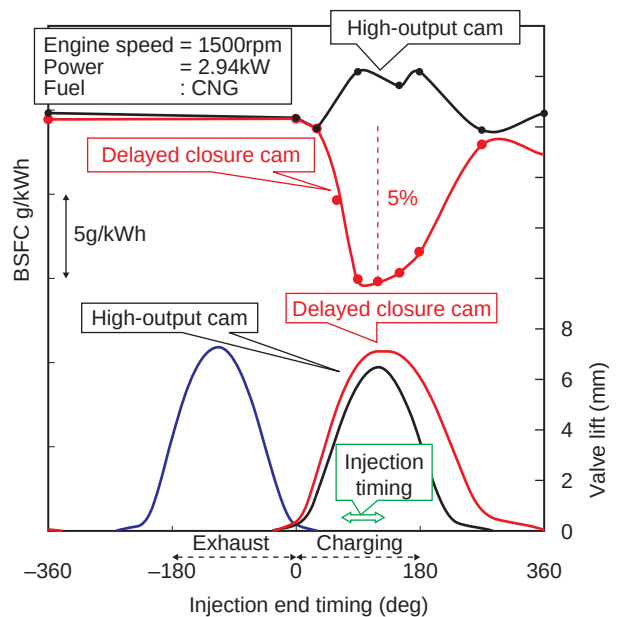


Fig. 10 Comparison of injection timing characteristics between conventional and delayed valve timing

が燃焼期間の延長が少ないことがわかる。Fig. 12に吸入行程噴射を組み合わせた場合のBSFC, ISFCの向上効果を示す。遅閉じと吸入行程噴射を組み合わせることによりISFCも向上していることが確認でき、予測値と同等のBSFC向上を得た。

BSFC が向上した原因としては、

- (1) 噴口部で音速に達する燃料噴射を運動エネルギーを筒内流動の活発化に転化したため
 - (2) 混合気の成層化され点火 Plug 近傍をリッチ化することにより燃焼期間を縮小した
- 等が考えられるが、今後の検討課題としたい。

5.3. ポンプ損失と機械損失の実測結果

1500rpm 時の吸気負圧とモータリングフリクションの関係を Fig. 13 に示す。同一吸入管負圧でも、出力カムと遅閉じカムではモータリングフリクション値に差があるが、これは、実効圧縮比低下により、圧縮行程中の筒内圧が低下し、軸受け部などの機械損失が低下したためと考えられる。Fig. 14に、1500rpm, 2.94kWでのモータリングフリクションを示す。Table 8に示すように、遅閉じカムによるフリク

Table 7 IG to 10% mass burnt & 10% to 90% mass burnt

Fuel	CNG		Gasoline	
	Inlet closure	High-output	High-output	Delayed
Injection timing	Exhaust	Charging	Exhaust	Exhaust
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	40	38	46
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	35	30	37

Table 8 Comparison of friction between conventional and delayed valve timing

	Power (kW)	Friction (kW)	Indicated power (kW)	BSFC reduction (%)
High-output cam	2.94	3.18	6.12	—
Delayed closure cam	2.94	2.97	5.91	3.5

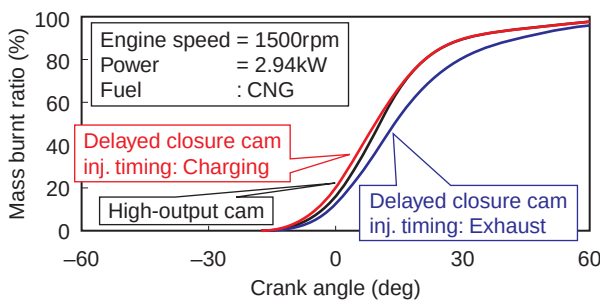


Fig. 11 Comparison of mass burnt ratio between conventional and delayed valve timing

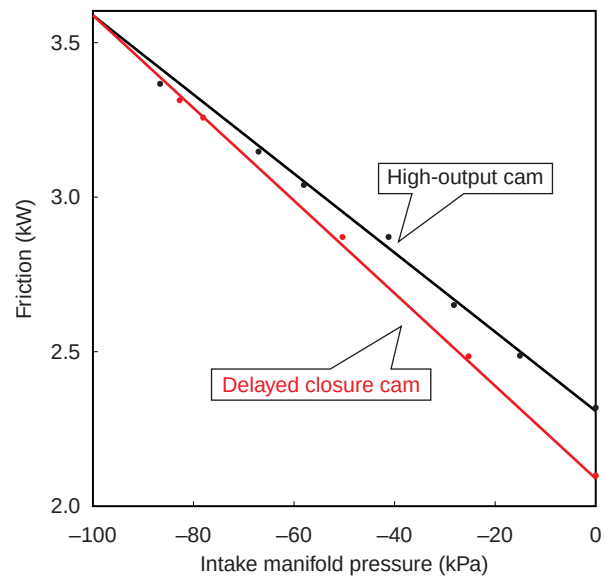


Fig. 13 Comparison of friction between conventional and delayed valve timing

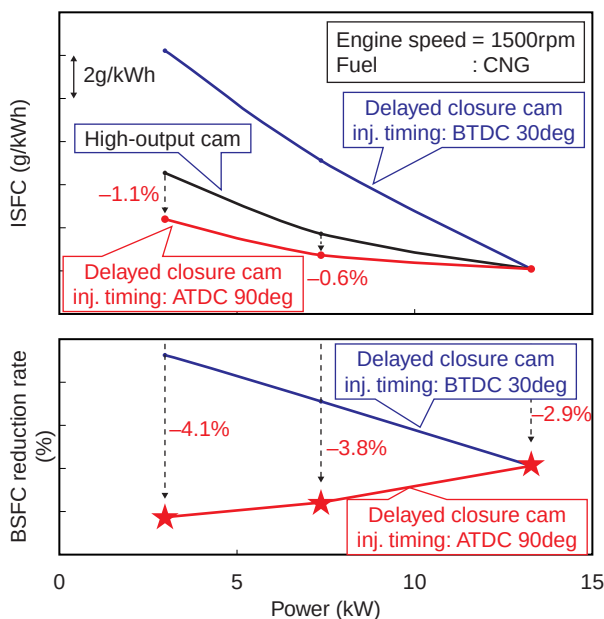


Fig. 12 Comparison of SFC between conventional and delayed valve timing

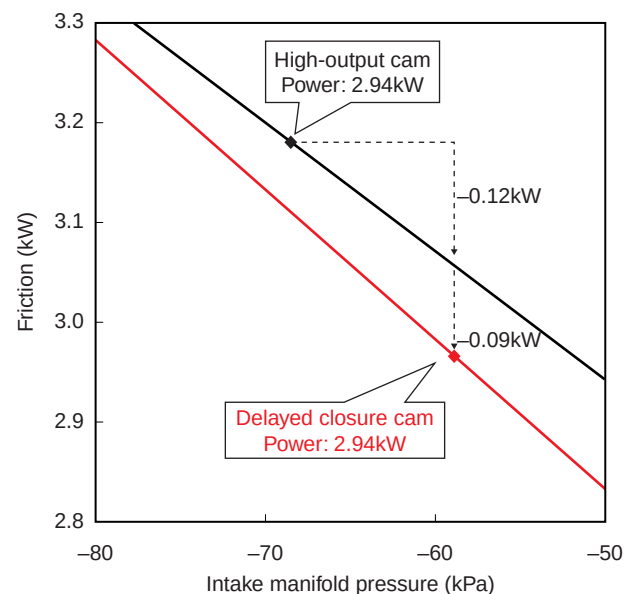


Fig. 14 Comparison of friction between conventional and delayed valve timing

ション低下の BSFC 改善効果は約 3.5%であった。スロットルによる絞り減少による単純なポンプ損失低減のみの効果は約 2%であると推測できる。吸気弁遅閉じ運転をおこなうことにより、ポンピングロス改善効果以上のモータリングフリクション低減が確認できた。

5.4. 出力性能

本エンジンでは、新規に Fig. 15 に示す可変吸気管長マニホールドを採用している。低中速域はバイパスバルブ閉により、高速域は開により全域の充填効率向上を図っている。全開出力特性を Fig. 16 に示す。Table 9 に示すように、排気量換算で 7%の出力向上、8%の排気量拡大と合わせ 15%の出力向上を達成した。

遅閉じでの出力は Fig. 17 に示すように 120km/h 以下の車速にて 30%以上の余裕出力を確保した。これにより、120km/h までのクルーズと緩加速では遅閉じ運転が可能となり、実走行時の燃費向上と商品性が両立できた。

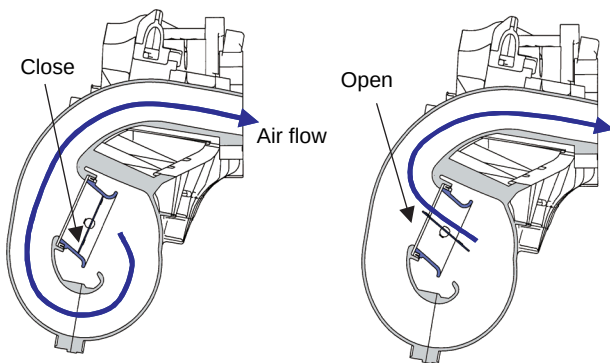


Fig. 15 Motion of bypass valves

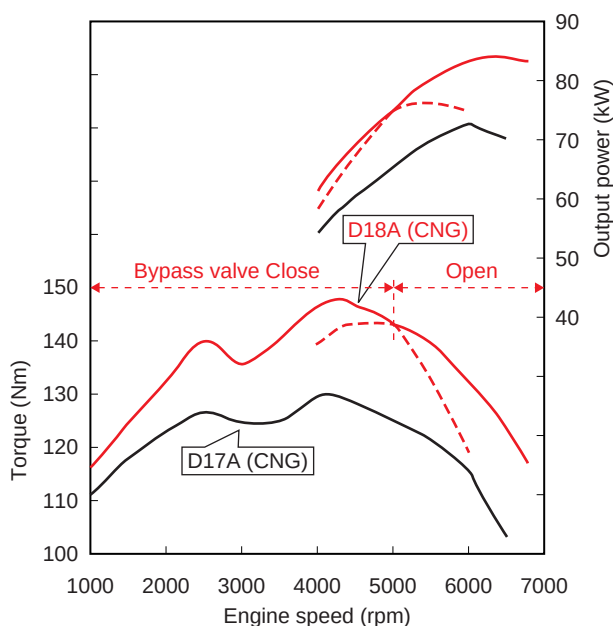


Fig. 16 Engine performance

Table 9 Comparison of engine power between D18A and D17A

	D18A (CNG)	D17A (CNG)
Max. power (kW/rpm)	84/6300	73/6000
Max. torque (Nm/rpm)	148/4300	130/4200

5.5. 実車性能

5.5.1. 排気ガス性能

2006 年モデルでは Fig. 18 に示す排気マニホールド一体シリンダヘッド、直下 2 ベッド触媒を採用した。温度が高く保てる直下に触媒を集中配置することにより、前モデルに対して貴金属担持量を 30%削減しながら ATP-ZEV の排出ガスレベルを達成した。

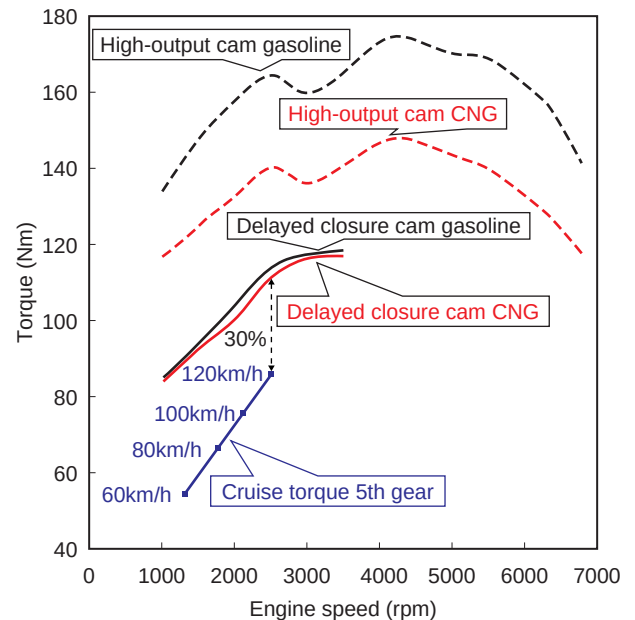


Fig. 17 Operating region of delayed closure cam

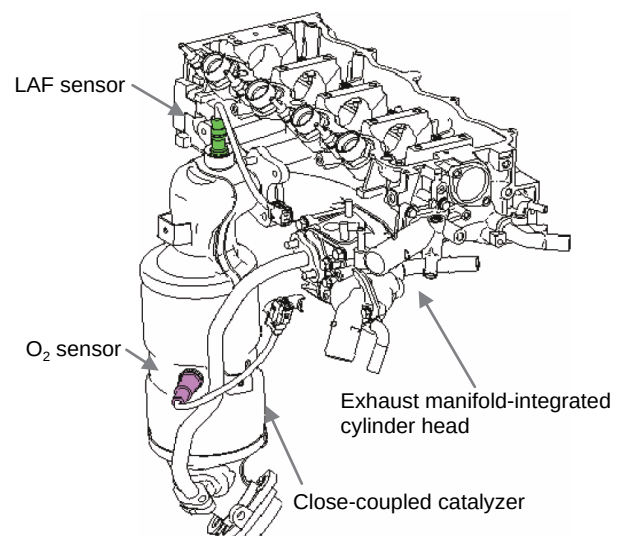


Fig. 18 Exhaust and catalytic converter system

5.5.2. 燃費達成値

前述の遅閉じ燃費向上効果に加え、可変吸気管長の採用により 14%の最大トルク向上を達成したため、トランスミッションをハイレシオ化し、クルーズ運転時のエンジン回転を下げて燃費向上させている。Table 10 に 2006 年モデルと 2001 年モデルの燃費達成値を示す。表中燃費値は CNG量をガソリン相当に換算した値(GGE: Gasoline Gallon Equivalent)で表示している。運転条件の比較として、Fig. 19 に FTP city mode, Fig. 20 に Highway mode での比較を示す。クルーズ状態が多い Highway mode では遅閉じ頻度も55%と多く、車両大型化による重量増加にかかわらず、15%の燃費向上を達成した。Combined でも 2001 年モデルと同等の燃費を達成した。

Table 10 Achieved fuel economy of NGV (Label FE)

	Label FE (mile/GGE)				
	City	HWY	Comb	I.W. (lb)	Transmission
2006 model	28	39	32	3250	5AT
2001 model	30	34	32	3000	CVT

6. まとめ

吸気弁遅閉じ可変動弁系機構を採用した CNG ENG を開発し、熱効率改善の要因解析をおこない、実行圧縮比低下に伴う低負荷時の燃焼期間増大は吸入行程噴射により改善した。

2001年モデルとの比較では、下記の技術的向上を達成した。

- (1)吸気弁遅閉じによるポンプ損失低減と、気体燃料の特性を活かした吸入行程噴射により燃焼を改善し、単体燃費 4 %の向上を達成した。
- (2)2001 年型エンジンに対して排気量毎出力 7 %，排気量増加分とあわせ従来モデルに対し出力 15%向上を達成した。
- (3)排気マニホールド一体シリンダヘッド，直下2ベッド触媒の採用により，貴金属量を30%削減してATP-ZEV 適合を達成した。
- (4)車両大型化による重量増加にかかわらず，Highway mode では 15%の燃費向上，Combined でも従来モデル同等の燃料消費率を達成した。

7. あとがき

CNGはエミッション対策としてだけでなく、近年世界的規模で対策が必須となった地球温暖化対策の二酸化炭素削減に対しても有望である。また、メタンハイドレートによる莫大な埋蔵量も確認されている。2005年に発売された家庭用充填機は充填所が少ない問題を解決し得ると考えられる。今後も将来の一般ユーザへのさらなる普及を目指し、商品魅力の向上にも取り組んでいきたい。

参考文献

- (1)瀬古一行，多賀渉，鳥居建史，中村聡，秋間和洋，関谷明堂：新型 CIVIC 用 1.8L i-VTEC エンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.8-15
- (2)瀬古一行，林有登，中嶋摩沙洋：i-VTEC 吸気弁遅閉じ機構による燃費改善技術，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.88-93
- (3)戸田琢士，松木正人，大森忠信，山本裕司：Civic GX用 1.7L CNG エンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.49-56

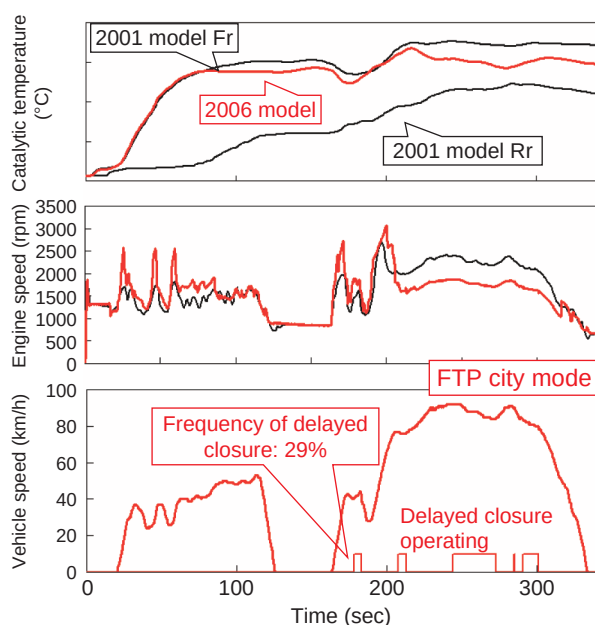


Fig. 19 Engine speed and catalyst temperature during FTP city mode

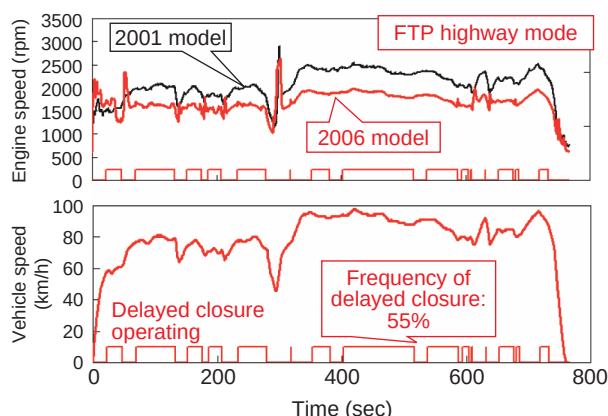
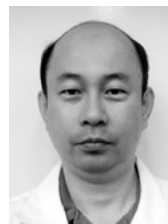


Fig. 20 Engine speed during FTP highway mode

- (4) 新井作司, 村石忠: ホンダ圧縮天然ガス専用乗用車,
HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.17-24
- (5) 渡辺生, 河野昌平, 倉田真秀, 古賀響: 汎用高膨張比
エンジンの研究, Honda R&D Technical Review, Vol.18,
No.1, p.81-87

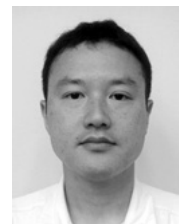
■ 著 者 ■



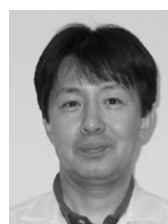
中島 進



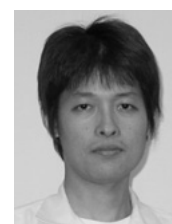
後藤 博之



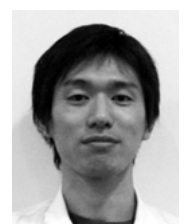
渡辺 修



松永 俊英



中島 寛明



中嶋 摩沙洋

連続可変動弁機構付ガソリンエンジンのための 高精度アイドル制御

Accurate Idle Speed Control for Gasoline Engines with Continuously Variable Valve Actuation

東 谷 幸 祐*

Kosuke HIGASHITANI

安 井 裕 司*

Yuji YASUI

佐 藤 正 浩*

Masahiro SATOH

要 旨

連続可変動弁機構付ガソリンエンジンは、スロットルがなく、バルブで吸入空気量を制御しているため、ポンピングロスを軽減できる。一方、バルブリフトに対する吸入空気量の感度が高く、従来のアイドル制御では、アイドル回転数を高精度に制御することは困難である。

そこで本研究では、新しいアイドル回転数制御を提案する。この新しいアイドル回転数制御の特徴は、それぞれ2自由度スライディングモードアルゴリズムを用いた吸入空気量制御と点火時期制御を協調させている点である。大きな偏差には空気量制御で対応し、小さな偏差には点火時期制御で対応することにより、アイドル回転数低下に必要とする微小なエンジン回転数の制御を実現している。

その結果、連続可変動弁機構付ガソリンエンジンにおいてアイドル回転数低下を実現し、アイドル回転数の安定性を向上させることができた。

ABSTRACT

A gasoline engine with continuously variable valve actuation uses the valves instead of the throttle to control the suction air amount, thus reducing pumping loss. However, just a slight change in valve lift causes the suction air amount to vary greatly, which makes it difficult to accurately control idle speed when using conventional idle speed control.

Accordingly, in this research a new method of controlling the idle speed was proposed. This new idle speed control features coordination between suction air flow control and ignition timing control, each of which uses a two-degree-of-freedom sliding mode algorithm. Large deviations are corrected by air flow control, while small deviations are corrected by ignition timing control, thus realizing fine control of engine speed, which is necessary for reducing the idle speed.

As a result, it was possible to reduce the idle speed of a gasoline engine equipped with a continuously variable valve actuation, as well as increase the idle speed stability.

1. まえがき

近年、地球温暖化問題への関心が高まり、CO₂の削減が社会的に要請されている。それにともない、自動車においても燃費向上の重要性が増している。そこで、燃費向上技術の一つとして、連続可変動弁機構付ガソリンエンジンが注目されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

連続可変動弁機構付ガソリンエンジンは、スロットルがなく、バルブで吸入空気量を制御している。これにより、ポンピングロスを軽減している。その反面、従来のスロットル付ガソリンエンジンと比べ、バルブリフト量に対する吸入空気量の感度が高く、アイドル制御のような、吸入空気量に

よる高精度なエンジン回転数制御の実現が困難である。

従来のアイドル制御は、点火時期と吸入空気量による独立したPI制御で構成されている。そのため、点火時期制御と吸入空気量制御が干渉し目標値変化に対してオーバーシュートを生じてしまう。

この問題を解決するために、従来のアイドル制御では、下方への目標値変化が生じた場合やエンジン回転数の下降中は、フィードバックを停止し、あらかじめ設定したオープン処理を施す手法が採用されている。しかしながら、このような手法は、経年変化等に対するロバスト性(安定性)に課題がある。

故に、目標値変化が生じた場合や、何らかの原因で偏差

*四輪開発センター

が生じ、その後、目標アイドル回転数に復帰する場合に、オーバシュートを生じることのない、クローズドループアイドル制御を構築する必要がある。

一方、近年、ロバスト制御の一つであるスライディングモード制御⁽⁴⁾のエンジン⁽⁵⁾、⁽⁶⁾やデバイス⁽⁷⁾への適用がおこなわれている。

そこで、本研究では、連続可変動弁機構付ガソリンエンジンのアイドル回転数の低下を実現するために、二つのスライディングモード制御を協調させた新しいアイドル制御を設計した。

2. 2入力協調型アイドル制御

連続可変動弁機構付ガソリンエンジンのアイドル回転数低下を実現するために、2入力協調型アイドル制御 (Accurately Cooperative Two-input Idle speed Control : ACTIC) を考案した。

ACTICでは、高精度にエンジン回転数を制御するために、吸入空気量制御および点火時期制御に2自由度スライディングモード制御を適用した。さらに、吸入空気量制御と点火時期制御の干渉を防ぐため、吸入空気量と点火時期の協調制御を実現している。以下に、2自由度スライディングモード制御および協調制御の概要を示す。

2.1. 2自由度スライディングモード制御

2自由度スライディングモード制御は、目標値応答速度と偏差収束速度を個別に指定できるスライディングモード制御である。目標値応答速度を目標値フィルタで指定し、偏差収束速度を切替関数によって指定している。

エンジン回転数を N_E 、目標アイドル回転数を N_r とした時、スライディングモード制御で用いる目標値 N_f は、式(1)に示す目標値フィルタにより算出される。

$$N_f(k) = -Pole_f N_f(k-1) + (1 + Pole_f) N_r(k) \quad (1)$$

目標値フィルタのフィルタ係数 $Pole_f$ により、 N_f の挙動を指定することができる。よって、この N_f を制御目標値にすることにより、スライディングモード制御の目標値応答挙動も指定することができる。

スライディングモード制御では、目標値 $N_f(k-1)$ とエンジン回転数 $N_E(k)$ の偏差 $E_{NE}(k)$ を式(2)で求め、式(3)に示す切替関数 $\sigma_{NE}(k)$ を定義する。

$$E_{NE}(k) = N_E(k) - N_f(k-1) \quad (2)$$

$$\sigma_{NE}(k) = E_{NE}(k) + Pole E_{NE}(k-1) \quad (3)$$

$E_{NE}(k)$ と $E_{NE}(k-1)$ をそれぞれ座標軸とする位相平面をFig. 1に示す。この位相平面上で切替関数 σ_{NE} をゼロとするような直線を切替直線 (Fig. 1 の Switching line) と呼ぶ。

スライディングモード制御は、 $E_{NE}(k)$ および $E_{NE}(k-1)$ の

組み合わせ (以下、偏差状態量と呼ぶ) を、切替直線上に拘束するように制御し、切替直線に沿って偏差状態量を位相平面の原点、すなわち偏差 $E_{NE}(k)$ をゼロに収束させる。ここで切替直線は、 $E_{NE}(k)$ と $E_{NE}(k-1)$ の関係から、式(4)で表される。また、 $Pole$ は式(5)の範囲で設定される。

$$E_{NE}(k) = -Pole E_{NE}(k-1) \quad (4)$$

$$-1 < Pole < 0 \quad (5)$$

よって、偏差収束挙動速度は、切替直線の傾きである $Pole$ によって指定することができる。

2.2. 協調制御

ACTICでは、吸入空気量制御と点火時期制御を協調させるために、目標値応答速度を指定する目標値フィルタと偏差収束挙動速度を規定する切替関数を吸入空気量制御と点火時期制御で共通としている。さらに、点火時期制御と吸入空気量制御の以下の特徴を利用して、協調制御を構築した。

点火時期制御

- ・無駄時間がなく応答遅れが小さい。
- ・ N_E の変更幅が小さい。
- ・ N_E 制御分解能が高い。

吸入空気量制御

- ・無駄時間を有し、応答遅れが大きい。
- ・ N_E の変更幅が大きい。
- ・ N_E 制御分解能が低い。

この特徴を利用し以下のように、主導で動作する制御を切り替えることによって、二つの制御を協調させる。

- ・大きな目標変化への追従／偏差の抑制
⇒ 吸入空気量制御主導
- ・小さい目標値変化への追従／偏差の抑制
⇒ 点火時期制御主導

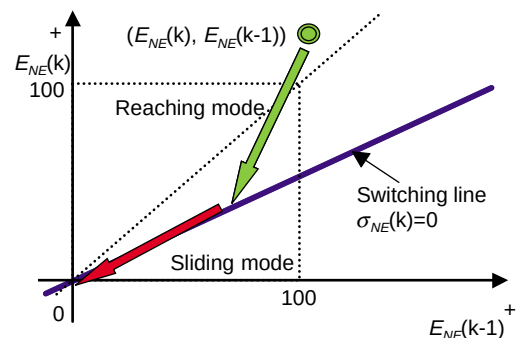


Fig. 1 Sliding mode control

3. 制御設計

Fig. 2 は, ACTIC のシステム概要図である. 以下に点火時期制御, 吸入空気量制御, 協調制御の詳細を示す.

3.1. 点火時期制御

点火時期制御は, 到達則入力 $U_{rch_ig}(k)$ と適応則入力 $U_{adp_ig}(k)$ からなるスライディングモードコントローラで構成されている. 適応則入力 $U_{adp_ig}(k)$ に忘却係数 λ を導入することで, 目標値収束後に基準アイドル点火時期へ徐々に戻るようになっている. これにより, 点火時期が過度に遅角した状態を維持する事を回避し, 燃費低下を抑制している. 以下に演算式を示す.

$$U_{sl_ig}(k) = U_{rch_ig}(k) + U_{adp_ig}(k) \quad (6)$$

$$U_{rch_ig}(k) = K_{rch_ig} \sigma_{NE}(k) \quad (7)$$

$$U_{adp_ig}(k) = K_{adp_ig} \sigma_{NE}(k) + \lambda U_{adp_ig}(k-1) \quad (8)$$

K_{rch_ig}, K_{adp_ig} : フィードバックゲイン

λ : 忘却係数 ($0 < \lambda < 1$)

3.2. 吸入空気量制御

吸入空気量制御は, 入出力関係を表す制御対象モデルを基に算出されるスライディングモードコントローラと, 入出力関係を表す制御対象モデルを修正する適応外乱オブザーバから構成されている. 以下に制御対象モデル, スライディングモードコントローラ, 適応外乱オブザーバの詳細を示す.

3.2.1. 制御対象モデル

エンジン回転数 $N_E(k)$ と制御入力 $U_{sl_ar}(k)$ の関係を表した制御対象モデルを式(9)のように定義する.

$$N_E(k+1) = \quad (9)$$

$$a_1 N_E(k) + a_2 N_E(k-1) + b_1 U_{sl_ar}(k) + b_2 U_{sl_ar}(k-1) + c_1(k)$$

a_1, a_2, b_1, b_2 : モデルパラメータ

$c_1(k)$: 外乱推定値

モデルパラメータ a_1, a_2, b_1, b_2 は, システム同定によりあらかじめ決定する. また, 外乱推定値 c_1 は, 適応外乱オブザーバによって逐次算出される.

3.2.2. 適応外乱オブザーバ

適応外乱オブザーバは, 式(9)で規定された制御対象モデルから算出された $N_{E_hat}(k)$ と実際の $N_E(k)$ との偏差 $E_{dov_ar}(k)$ から算出される. つまり, N_{E_hat} と N_E の差が最小となるように, 適応制御で用いられる固定ゲイン法により c_{1_ar} を推定する. 以下に演算式を示す.

$$N_{E_hat}(k) =$$

$$a_1 N_E(k-1) + a_2 N_E(k-2) + b_1 U_{sl_ar}(k-1)$$

$$+ b_2 U_{sl_ar}(k-2) + c_{1_ar}(k-1) \quad (10)$$

$$E_{dov_ar}(k) = N_E(k) - N_{E_hat}(k) \quad (11)$$

$$c_{1_ar}(k) = c_{1_ar}(k-1) + \frac{P_{ar}}{1 + P_{ar}} E_{dov_ar}(k) \quad (12)$$

P_{ar} : 同定ゲイン

適応外乱オブザーバが外乱要素 c_{1_ar} を推定することにより, 式(9)で規定された制御モデルのモデル誤差を吸収している. その結果, 外乱や経年劣化に対して高いロバスト性を実現している.

3.2.3. スライディングモードコントローラ

吸入空気量制御で用いるスライディングモードコントローラは, 到達則入力 $U_{rch_ar}(k)$ と等価則入力 $U_{eq_ar}(k)$ か

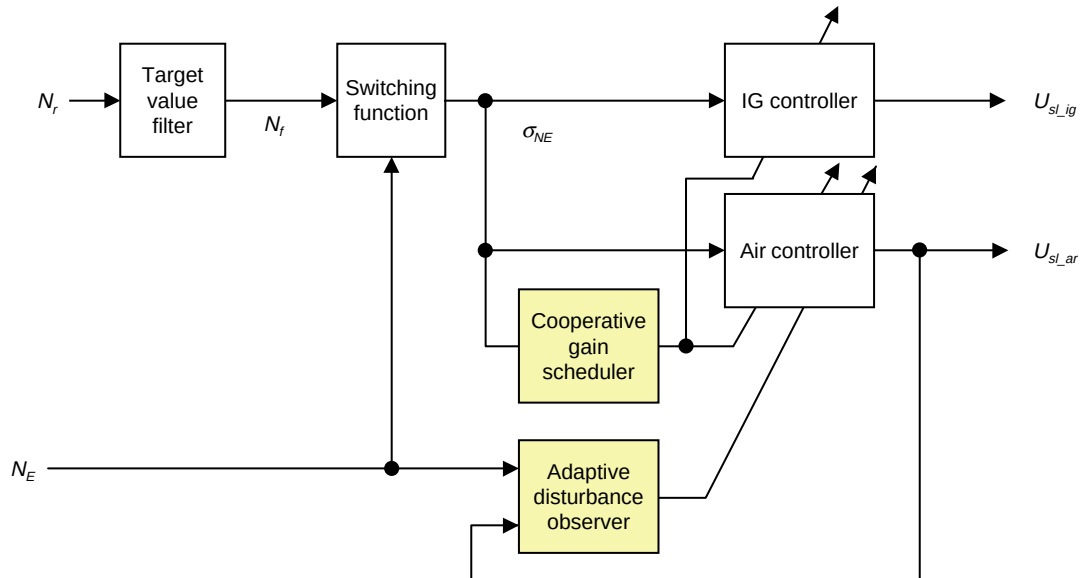


Fig. 2 System diagram of ACTIC

ら構成されている。演算式を以下に示す。

$$U_{sl_ar}(k) = U_{rch_ar}(k) + U_{eq_ar}(k) \quad (13)$$

$$U_{rch_ar}(k) = K_{rch_ar} \sigma_{NE}(k) \quad (14)$$

$$U_{eq_ar}(k) = \frac{1}{b_1} \{ (1 - a_1 - Pole) N_E(k) + (Pole - a_2) N_E(k-1) + N_f(k) + (Pole - 1) N_f(k-1) - Pole N_f(k-2) - b_2 U_{sl_ar}(k-1) - c_1(k) \} \quad (15)$$

K_{rch_ar} : フィードバックゲイン

$U_{eq_ar}(k)$ は、偏差状態量を切替関数で規定された切替直線上に拘束する機能をもつ。この $U_{eq_ar}(k)$ に外乱補償の機能を付加するために外乱推定値 c_{1_ar} を挿入している。

点火時期制御では外乱補償を切替関数の積分値に基づく $U_{adp_ig}(k)$ でおこなっているのに対して、吸入空気量制御では、適応外乱オブザーバで推定した c_{1_ar} を用いた $U_{eq_ar}(k)$ でおこなっている。 c_{1_ar} は前述の固定ゲイン法により外乱の推定をおこなうため、積分器により外乱補償をおこなう $U_{adp_ig}(k)$ よりも外乱補償の応答性がよい。

3.3. 協調ゲインスケジューラ

ACTICでは、協調制御を協調ゲインスケジューラで主導となる制御を判定し切り替えることにより実現している。

Fig. 3 に示すように、切替関数値 σ_{NE} が小さい領域は点火時期制御、切替関数値 σ_{NE} が大きい領域は吸入空気量制御が主導となる制御と判定する。

さらに、点火時期制御主導領域では、吸入空気量制御の制御ゲインを低くし、吸入空気量制御主導領域では、点火時期制御の制御ゲインを低く設定している。この制御ゲインの変更により、主導となる制御を切り替えている。Fig. 4, Fig. 5に、点火時期制御および吸入空気量制御の制御ゲインの関係を示す。

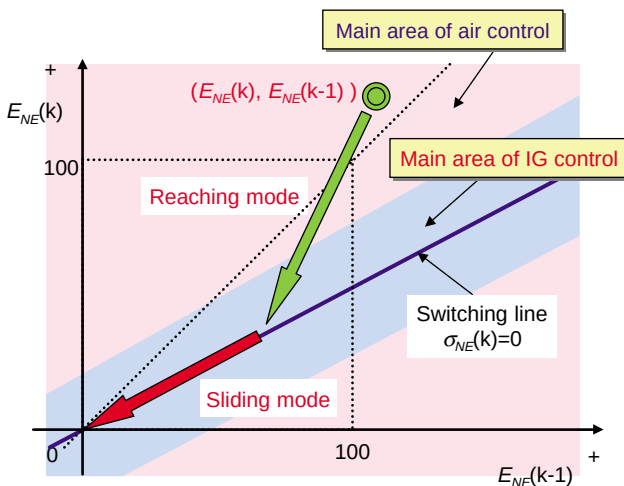


Fig. 3 Main controller switching

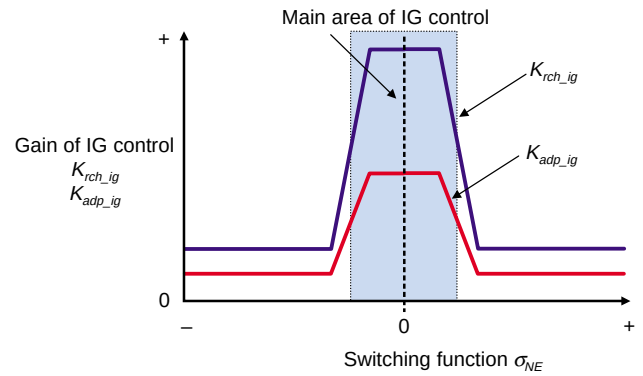


Fig. 4 Gain scheduling of ignition timing control

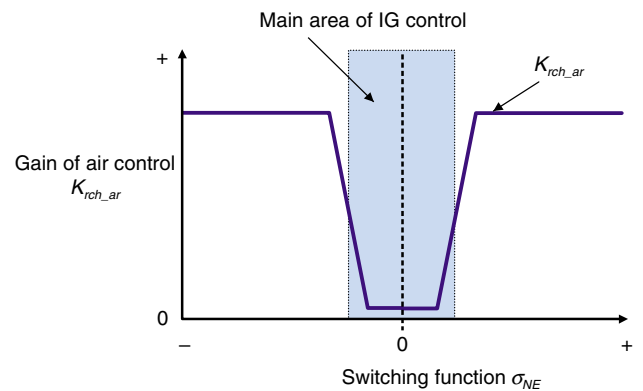


Fig. 5 Gain scheduling of suction air control

4. テスト結果

ACTICと従来のアイドル制御の安定性、応答性、外乱安定性の比較をおこなった。さらに、ACTICの忘却積分機能の効果を示すために、忘却積分機能の有無によるエンジン始動後の挙動および消費燃料の比較をおこなった。その結果を以下に示す。

4.1. 安定性

目標アイドル回転数 600rpm、無負荷状態で、ACTIC と従来のアイドル制御の安定性を Fig. 6 に示す。この結果より、ACTICの方が従来のアイドル制御よりも安定性が高い。

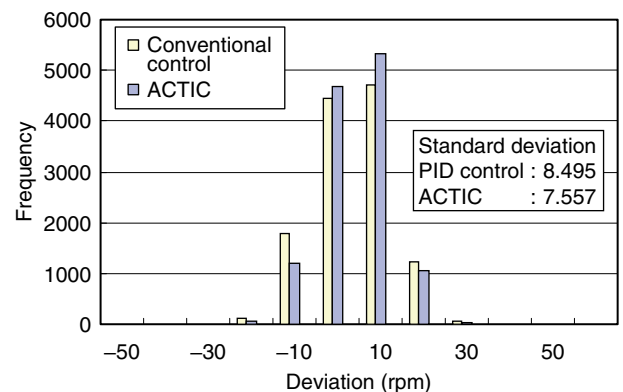


Fig. 6 Comparison of stability with idle speed control

4.2. 応答性および外乱安定性

応答性および外乱安定性を比較するために、負荷入力(エアコン負荷)と同時に目標アイドル回転数を 600rpm から 720rpm に変更した際のエンジン回転数の挙動を計測した。その結果を Fig. 7 に示す。

従来のアイドル制御では、エアコン負荷(外乱)によるエンジン回転数の落ち込みは抑制できていない。しかし、目標アイドル回転数に対してエンジン回転数がオーバーシュートし、無駄な吹け上がりが発生している。これは、点火時期制御と吸入空気量制御の干渉によるオーバーシュートである。

一方、ACTICでは、従来のアイドル制御同様にエアコン負荷(外乱)によるエンジン回転数の落ち込みを抑制している。さらに、従来のアイドル制御と比べ、オーバーシュートによるエンジン回転数の吹け上がりも低減している。

これらの結果から、ACTICは吸入空気量制御と点火時期制御の干渉を協調制御により抑制し、従来のアイドル制御より高い目標値応答性と外乱安定性を実現している。

4.3. 忘却積分機能

忘却積分機能の効果を確認するために、忘却積分機能の有無で、エンジン始動後の挙動を計測した。エンジン始動後から目標アイドル回転数 600rpm に落ち着くまでのエンジン回転数、点火時期、バルブリフト量の挙動をFig. 8 に示す。

忘却積分機能によって点火時期が基準点火時期に復帰している。それにともなってリフト量も、より低リフトに動作している。

次に、Fig. 9 に忘却積分機能の有無で、目標アイドル回転数 600rpm に収束した後のエンジン回転数の標準偏差の比較を示す。

忘却積分機能なしでは、アイドル回転数の安定性に低下がみられた。これは点火時期が過度に遅角しているため、トルク変動が大きくなり、アイドル制御の安定性が低下したと考えられる。

さらに、Fig. 10に忘却積分機能の有無で、目標アイドル回転数 600rpm に収束した後の、燃料消費量の比較を示す。

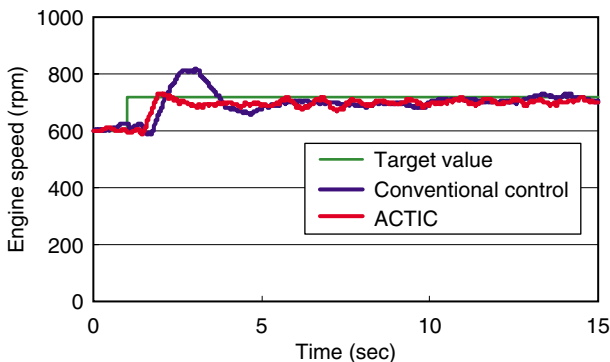


Fig. 7 Idle speed control response when disturbance is input

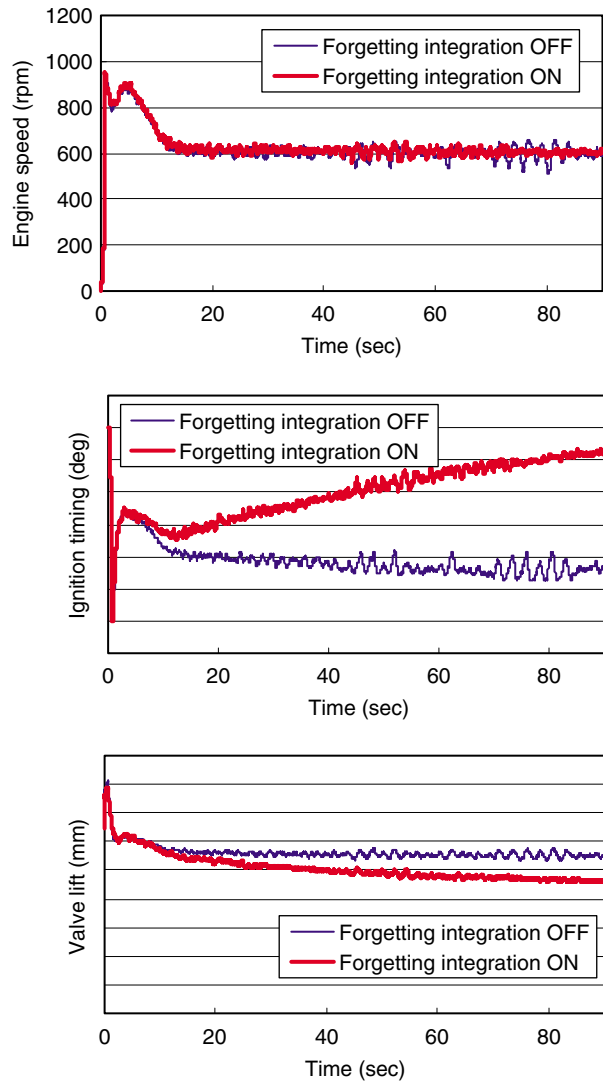


Fig. 8 Influence of forgetting integration on ignition timing and inlet valve lift behavior

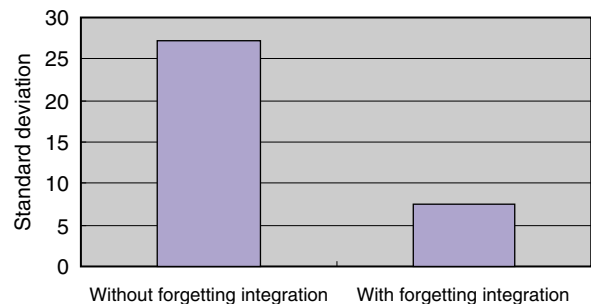


Fig. 9 Influence of forgetting integration on idle speed stability

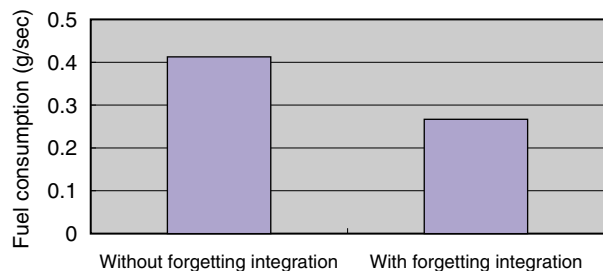


Fig. 10 Influence of forgetting integration on fuel consumption

忘却積分機能ありに対して忘却積分機能なしの場合、燃料消費量が増加していた。これも点火時期の過度な遅角が原因である。

以上の結果より忘却積分機能導入によって、過度な点火時期の遅角による安定性低下およびアイドル時の燃費低下を抑制することができる。

5. まとめ

連続可変動弁機構付ガソリンエンジンにおけるアイドル回転数低下を実現するために、点火時期と吸入空気量を協調制御する新しいアイドル制御(ACTIC)を導入し、実車テストの結果から以下の知見を得た。

- (1) アイドル回転数 600rpm での安定性が向上する。
- (2) 点火時期制御と吸入空気量制御の干渉が生じないため、外乱発生時の応答性および安定性が向上する。
- (3) 点火時期制御の忘却機能により、点火時期の過度な遅角を抑制でき、アイドル回転数の安定性と燃費性能が向上する。

参考文献

- (1) 山根健:BMWのフル可変動弁システムVALVETRONIC, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.5(2003)
- (2) Arinaga, T.: A Study of Friction Characteristics of Continuously Variable Valve Event & Lift (VEL) System, SAE Paper 2006-01-0222(2006)
- (3) Himself, F.: INA EcoValve A Continuously Variable Valve Lift (CVVL) System, SAE Paper 2004-01-1391
- (4) 野波健蔵, 田宏奇:スライディングモード制御, コロナ社, 263p.(1994)
- (5) Yasui, Y., Akazaki, S., Ueno, M., Iwaki, Y.: Secondary O2 Feedback Using Prediction and Identification Type Sliding Mode Control, SAE Paper 2000-01-0936(2000)
- (6) Yasui, Y., Shimojo, K., Saito, M., Tamagawa, Y.: Rapid Engine Speed Control for AMT Using Two-Degree-of-Freedom Sliding Mode Algorithm, SAE Paper 2005-01-1592(2005)
- (7) Hashimoto, E., Ishiguro, T., Yasui, Y., Akazaki, S.: High Reliability Electronic Throttle System Design, SAE Paper 2003-01-0708(2003)

■ 著 者 ■



東 谷 幸 祐



安 井 裕 司



佐 藤 正 浩

新しい軸受シミュレーション装置による エンジン軸受評価方法の提案と高効率化

Proposal of New Bearing Simulation Rig Tester for High Efficiency Engine Bearing Development

町田 恭一*

Kyoichi MACHIDA

上嶋 英夫*

Hideo UESHIMA

高橋 伸一*

Shinichi TAKAHASHI

藤木 賢治*

Kenji FUJIKI

要 旨

軸受単体試験によるエンジンの軸受け仕様選定のためには、エンジン実働状態に近いしゅう動条件を再現する必要がある。エンジン実働時の変動荷重を単体試験装置で再現させる高周波加振ができるよう、試験装置の共振抑制と高剛性化をはかり、さらに軸と軸受の片当りを修正する機構を採用した新しい軸受単体試験装置を考案した。この試験装置を用いることで、鉛合金軸受とアルミニウム合金軸受のなじみ性の違いのメカニズムを初めて明確にすることができた。また、実際のコンロッドを用いた小端軸受の評価に適用し、小端部軸受の表面処理方法の違いによるしゅう動特性の評価も可能となった。さらに、再現性の高い軸受の摩擦係数測定が可能になり、軸受材料の効率的な評価が実施可能になった。

ABSTRACT

To select bearing specifications for an engine using a bearing rig test, it is necessary to achieve sliding conditions that are near the actual operating conditions of the engine. A new bearing rig tester with low resonance and high rigidity permits high frequency excitation and has a mechanism to correct misalignment between the axle and the bearing. This rig tester can reproduce load fluctuations under the actual operating conditions of the engine. The test equipment makes it possible to clarify for the first time the mechanism that causes the difference in the break-in performance of lead alloy and aluminum alloy bearings. It was possible to evaluate the small end bearing fitted on an actual connecting rod, and the sliding characteristics caused by different surface treatment methods for the small end bearings. In addition, it was possible to measure the friction coefficient of the bearings with high repeatability, and efficiently evaluate the bearing material.

1. まえがき

エンジンの軽量コンパクト化により軸受幅は狭くなり、高出力、高性能化により燃焼指圧は増加傾向にあるなど、軸受の負荷は年々増加する傾向にある。また軸受材料面でも環境対応による鉛フリー化など変化し始めている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。効率的なエンジンの開発のためには、実際のエンジンに適用するまでにできるだけ部品レベルでの適合性評価をおこなうことが重要である。

軸受の機能はハウジングまわりの影響も大きく受けるため、Elastohydrodynamic Lubrication (EHL) 解析による軸受ハウジング変形^{(4), (5), (9), (10)}、温度による潤滑油粘度変化^{(6), (8)}、軸形状⁽⁷⁾などの要因解析がおこなわれてきている。

すべり条件が厳しい条件になるほど、これらを含めたより多くの要因を考慮する必要があること、なじみ性を表すために必要な塑性変形や摩耗を伴う過渡的な塑性変形や摩耗を伴う過渡的な状態の変化を考慮することはまだ難しいことから、多くの部分を実際のエンジンの試験に頼らざるをえないのが現状である。一方、従来の静荷重軸受試験機を使って軸受まわりの開発をさらに効率的におこなうためには、軸受ハウジング変形なども含めて、しゅう動条件をより実際のエンジンに近づけることが必要である。

本論文では新しい軸受試験機の考案による軸受単体のしゅう動性能評価の高効率化および実際のエンジン仕様選定での活用について報告する。

*四輪開発センター

2. 軸受試験装置

2.1. 従来の試験装置

Fig. 1 は従来用いていた静荷重軸受試験機の構成図⁽¹¹⁾を示す。

この試験機は静荷重用に設計をおこなっているため動荷重を発生させることはできない。Fig. 2はエンジン実働状態のコンロッド小端軸受荷重の計算例と、静荷重試験機による静荷重を示す。また、荷重に対するピストンピンとコンロッド小端の位置を示す。

動荷重は時間の経過とともに荷重の大きさ、方向が変わり、それにともないピストンピンとコンロッド小端軸受の間の油膜厚さが変化するのに対して、静荷重の場合はこれらが経時的に一定であることを模式化している。静荷重の油膜はくさび効果(軸と軸受のすべり方向の相対速度によって発生する圧力発生効果)によって確保されるのに対して、動荷重は荷重の方向や大きさが変化することによってしぼり効果(軸と軸受の半径方向の速度によって発生する圧力発生効果)も加わるため、最大荷重で比較すると比較的厚い油膜が確保され、荷重の方向が変わることにより油のせん断による発熱の主発生方向と大きさが分散されるため、すべり面の温度も低くなる。また、くさび、しぼり効果によって

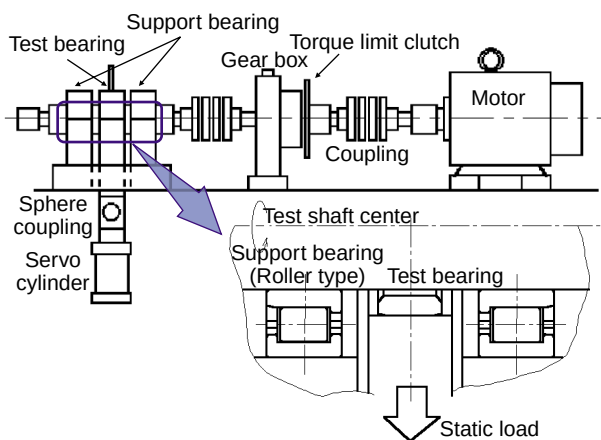


Fig. 1 Conventional system

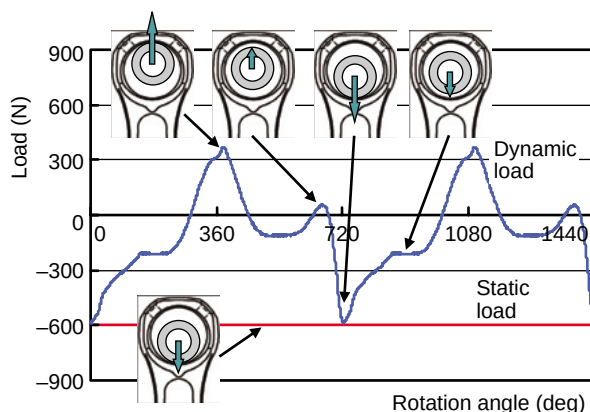


Fig. 2 Differences in sliding parts by load type

Table 1 Performance of new bearing rig tester

Item	Performance
Bearing slide conditions: Similar to actual engine	• Use of various entity connecting rods • Synchronization of X, Y direction loads • Generation of various load waves • Frequency: 300 Hz Load: ± 10 kN • Synchronization of bearing load with shaft angle
Tester protection from seizure	• Construction that can separate torque meter from motor torque
Repeatability of test results	• Adjusting mechanism of bearing-shaft tilt • Roller-type support bearing • Multi-point measurement of bearing temperature

発生するすべり面の油膜圧力によって、ピストンピンとコンロッド小端軸受は弾性変形する。この変形量は形成される油膜厚さに対して小さくないため、変形によってすべり条件は変化し、ハウジングの剛性が小さいほど変形が大きくなり影響も大きくなる。

これらのことから、しゅう動条件をより実際のエンジンに近づけるためには、動荷重で試験をおこなう以外には方法は無く、新しい試験機の製作が必要となる。

2.2. 新しい軸受試験装置

Table 1に新試験装置の性能と特徴を示す。どれも市販の軸受試験機に無い性能であり、加振機の性能を実際に発揮させるためには加振機のみならず、多くの部分について検討が必要となり、これまでに発表されている研究事例を参考⁽¹²⁾⁻⁽²⁴⁾に、可能な限りさまざまな試験に対応できるように、ほとんどの部分について新たに独自設計をおこなっている。

2.2.1. 試験装置の全体構成

Fig. 3 に開発した試験機の全体構成図を示す。

トルクメータは高回転対応仕様とし、トルクリミッタクラッチ付きのギヤボックスは急激なフリクション発生時に対する回転系の装置保護が確実におこなえる。これにより高回転までのすべての試験条件下でトルクメータを外す必要がなくなり、常にフリクションの測定が可能になっている。

支持軸受はすべり軸受の場合、支持軸受での発熱が試験部へ伝わり影響を与えること、すべり軸受が摩擦等によって経時変化したときにフリクション、オイル流量状態が変化するため試験軸受部の温度も変化してしまうこと、などを防ぐためにころがり軸受を採用しているが、新しい試験装置では動荷重試験時の剛性確保のためにころがり軸受を複列で使用している。

加振力を発生させるアクチュエータ、サーボバルブは従来の静荷重のものよりも大型になったため、アクチュエータまわりのフレームの全面的な見直しをおこなっている。

また、今回の試験装置では軸と試験軸受の傾き角度を調整するための調整機構を新たに設けている。

2.2.2. 試験機フレームの検討

高周波での加振性能を確保するためには、フレームの剛

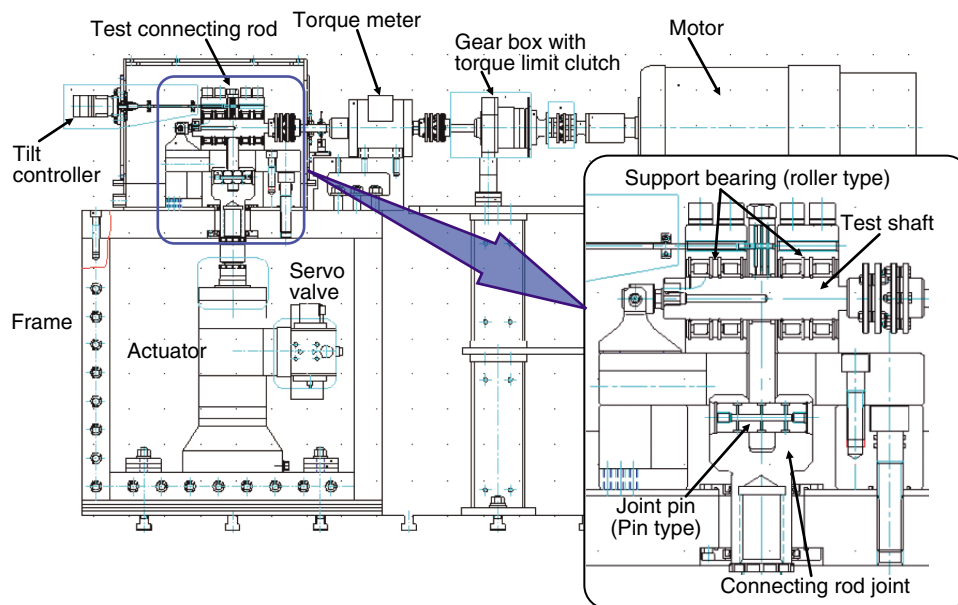


Fig. 3 Structure of new bearing rig tester

性の確保は変位を最小限に抑える加振面と共振による影響を避ける面から必須である。目標とした加振周波数は 300 Hz であるため、共振周波数をそれ以上に確保する必要がある。Fig. 4 に検討をおこなったフレームの FEM モデルと計算によって得られた各共振周波数を示す。

一般的には加振機のフレームは支柱構造を取るが、検討の結果支柱構造の場合、支柱の径を太くしても支柱の本数を増やしても目標周波数には達することはできなかった。そこで加振機のメンテナンス性は低下するものの高剛性が得られる厚板を用いたボックス構造を採用している。また、新しく製作した試験機では上下の一方方向加振だけではなく、横方向からの加振もおこなえるように横方向加振機用のフレームと上下方向加振機用のフレームが締結できるような構造としている。

2.2.3. 軸受試験装置部の検討

高周波、大荷重で加振をおこなうためには加振機の油圧

源容量、サーボバルブの流量特性の制限があるため、フレームのみならず試験装置の荷重に対する変形も小さく抑える必要がある。実施した主な点を以下に示す。

- (1) 支持ころがり軸受の複列化と外輪締め代設定の増加
- (2) 支持軸受ハウジングの高剛性化
- (3) コンロッドとコンロッドジョイント間の球面軸受の廃止とクリアランスの最小化
- (4) 各部締結ボルト本数の増加

Fig. 5 に従来の試験装置部と新しい試験装置部の写真と、これらの試験装置部を使って荷重に対するアクチュエータに設けた変位センサ出力の時系列波形を示す。その結果、従来の装置部では ± 100 kN 換算で 1.60 mm となり変位が大き過ぎることがわかった。この変位の要因として各部のた

		Column-type frame	Box-type frame
FEM model			
Resonance frequency (Hz)	Front and rear	280.4	389.3
	Right and left	264.6	437.0
	Twist	222.3	750.0
	Above and below	480.6	787.1

Fig. 4 Resonance frequency difference by frame type

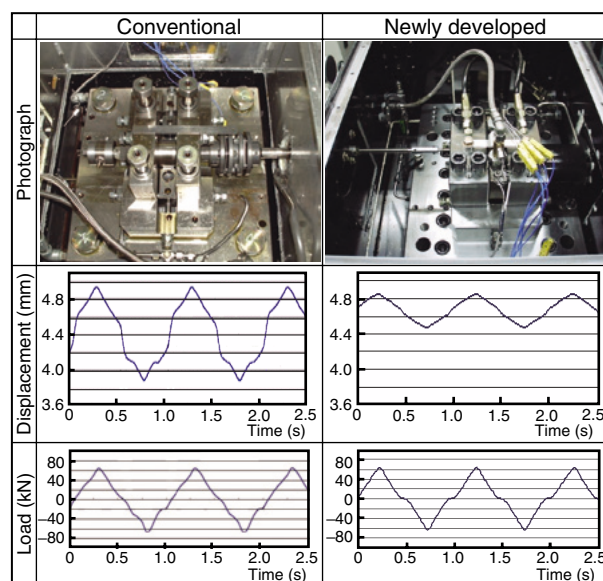


Fig. 5 Displacement of exciter piston by load

わみによるものと、クリアランスに起因するガタによるものがあることがわかり、それぞれ上記の剛性向上と各部クリアランスの最小化を図ることにより±100 kN 換算で0.59 mm と振幅を小さく抑えることができた。

2.2.4. 傾き調整機構

軸受の試験は試験結果に複数の要因が影響を与える。軸受材料の基本性能評価など、軸受そのものの比較をおこなう場合、データの互換性が重要となる。その場合、軸受以外の軸受ハウジング剛性等の影響を排除して試験をおこなう必要があり、Fig. 6に示すような高剛性のコンロッドを用いることが有効である。

ただし、剛性の高いコンロッドはコンロッドと軸との片当りの影響が試験結果に大きく影響を及ぼす。これは剛性が低いコンロッドでは弾性変形やコンロッドの棹部が曲がることによるセルフフィッティングによって平行当りが得られるのに対して、剛性の高いコンロッドではこのセルフフィッティング効果が小さいためと考えられる。以前使用していた静荷重の試験装置ではこれを改善するために、加振機とコンロッドを接続する部分に球面軸受を用いていたが、荷重が大きくなると効果を失うことと荷重に対する変位が大きくなることから新しい試験機では球面軸受を廃止した。

Fig. 7 に剛性の高いコンロッドを用いたときの試験軸受温度測定位置とこのコンロッドの傾き調整機構を示す。

コンロッドにステッピングモータによって駆動される送り機構を付け、軸受の幅方向に三本の熱電対 T_R 、 T_M 、 T_F を設置し、軸受中央部の背面温度を T_M 、軸受端部の背面温度を T_R 、 T_F とする。

片当りが発生すると、軸と軸受のクリアランスの小さい側が反対側よりも大きく発熱するため温度が高くなる。そこで、軸受端部の温度 T_R と T_F を測定して両方の温度を均一に保つようにすることによって試験軸と軸受は平行当りが得られる。

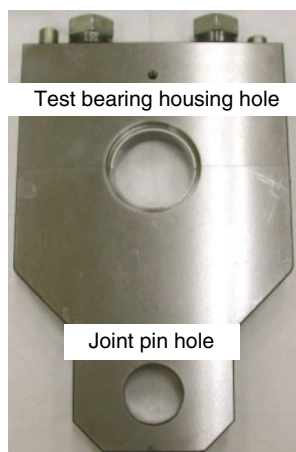


Fig. 6 Rigid-type connecting rod

Fig. 8 にこの調整機構を使って試験をおこなった試験条件を、Fig. 9に片当り調整機構の有無によるこれらの温度の違いを示す。

片当り調整機構が無い場合には T_R と T_F の差は広がっていき、温度差が広がり片当りの影響が厳しくなる領域で温度波形が乱れはじめていた。片当り調整機構のあるものは T_R と T_F は常に一定に保たれていることがわかる。このように軸と軸受の当りを一定に保つためには荷重とともに送り量を調整する必要があることがわかった。

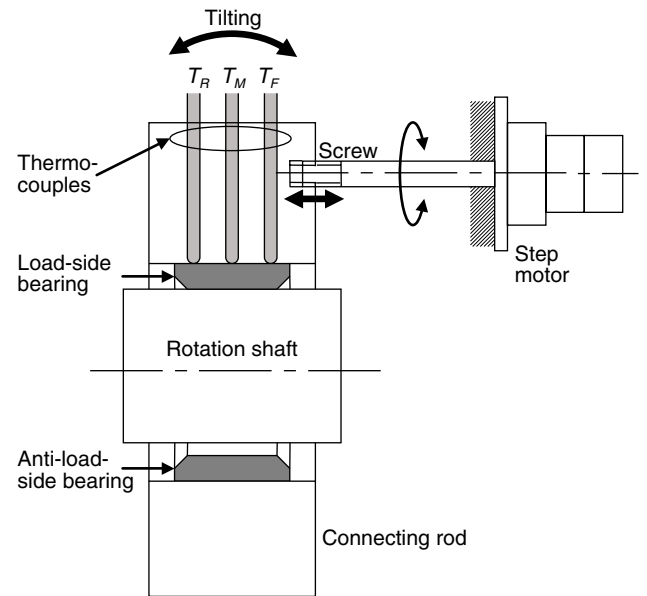


Fig. 7 Temperature measuring points and tilt control system of bearing

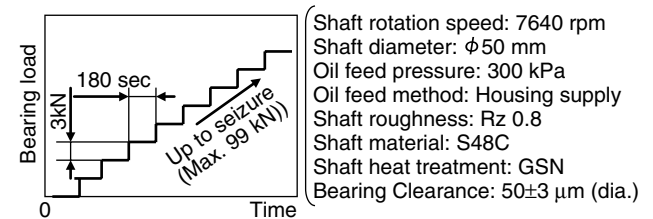


Fig. 8 Test pattern and example conditions in static load testing

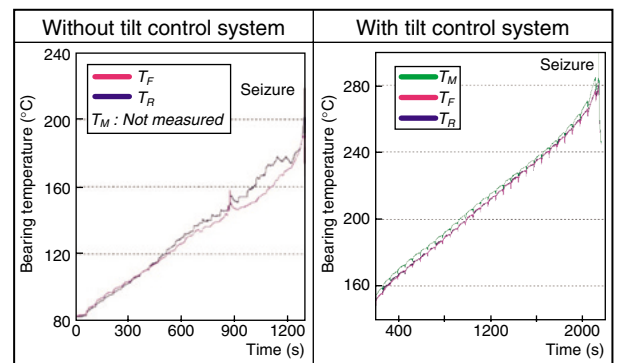


Fig. 9 Comparison of bearing temperature by tilt control system

3. 新軸受試験機での試験結果

3.1. 焼付試験結果

Fig. 10 に軸受材質を変更したときの結果を, Fig. 11 に供試した軸受の構造, 表面硬さを示す.

温度結果からいえることは, アルミニウム合金軸受は軸受中央部温度 T_M よりも軸受端部 T_R , T_F の温度が高くなる傾向があった. これは軸受中央部よりも軸受端部のしゅう動条件が厳しくなっているためと考えられる. 一方, 鉛合金軸受では T_R , T_M , T_F の温度はアルミニウム合金軸受のように大きく差は発生していなかった. また, アルミニウム合金軸受と鉛合金軸受の比較では鉛合金軸受の方が早く焼付を発生した.

これを考えるために次式に示すように温度差 D_T を定義すると,

$$D_T = T_M - \frac{T_F + T_R}{2} \quad (1)$$

D_T : 温度差

T_M : 軸受中央温度差

T_F : 軸受前温度

T_R : 軸受後温度

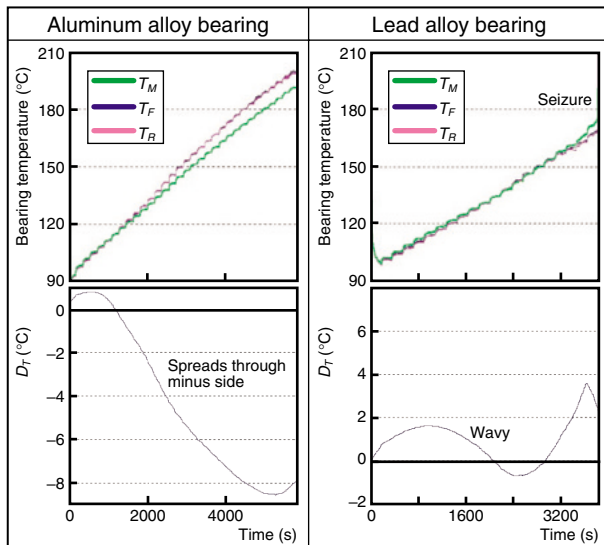


Fig. 10 Typical temperature pattern of aluminum alloy and lead alloy bearings

Bearing type	Aluminum alloy bearing	Lead alloy bearing
Construction	Aluminum alloy } 200 μm Bonding layer } 50 μm Back steel } Reminder	Over-layer } 15 μm Lining } 200 μm Back steel } Reminder
Surface hardness	50 (HV5)	13-17 (HVM10)

Fig. 11 Seizure test sample construction and hardness

アルミニウム合金軸受の D_T は初期にプラスの値を示し, その後はマイナス側に大きくなる傾向となったのに対して, 鉛合金軸受の D_T はあまり大きな値にはならず波型の傾向を示した.

Fig. 12 に試験による軸受の摩耗形態を示し, 試験後の軸受摩耗幅 B_W を式(2)のように定義する.

$$B_W = B_A - B_B \quad (2)$$

B_W : 軸受摩耗幅

B_A : 試験前有効あたり幅

B_B : 試験後未摩耗幅

Fig. 13 は軸受荷重に対する軸受摩耗幅 B_W の関係を示す. この結果から同一荷重に対して鉛合金軸受のほうがアルミニウム合金軸受よりも摩耗が多いことがわかった. これは鉛合金軸受はアルミニウム合金軸受よりも多く摩耗することによってすべり面を形成し, 逆にアルミニウム合金軸受は鉛合金軸受よりも大きく弾性変形することによってすべり面を形成したといえる. このすべり面の形成はなじみ作用

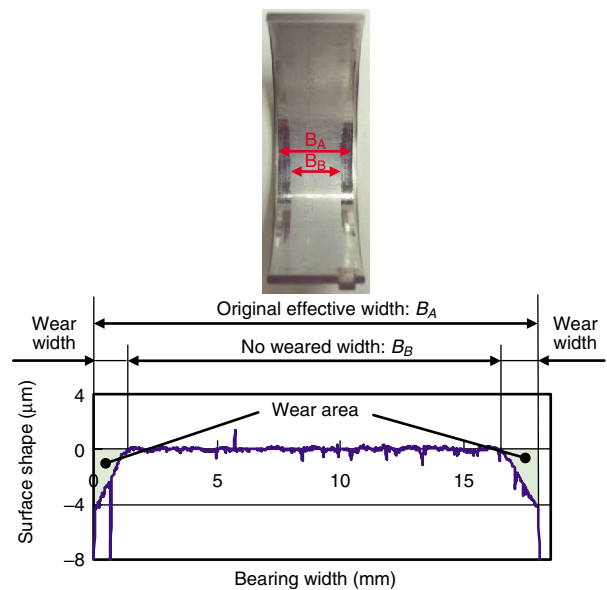


Fig. 12 Bearing shape features after testing

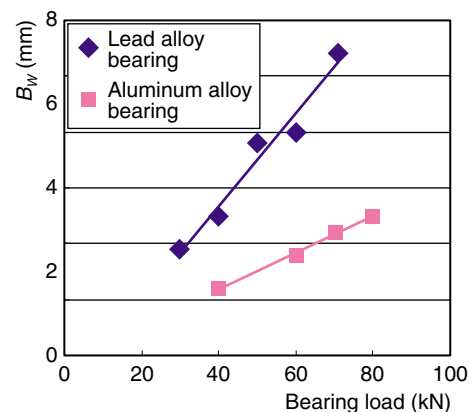


Fig. 13 Wear width of bearing by testing load

によって形成されるが、鉛合金軸受は摩耗によるなじみ形態であり、アルミニウム合金はそれよりも弾性変形を多く含んだなじみ形態であると考えられる。軸受材質によってこのなじみ形態に大きく差があり、軸受の温度を計測することによって軸受のなじみ過程の一端を検討することが可能であることがわかった。

3.2. 摩擦係数試験結果

新しい試験装置では温度を計測することによって軸と軸受を平行の理想状態に保つことが可能であることから、軸受の摩擦係数を求める試験をおこなった。

Fig. 14に試験条件を示す。25 Hzの振幅荷重を加え、徐々に回転数を下げることによってすべり条件を厳しくする方法を採用している。Fig. 15に前述の試験条件を繰り返した結果を示す。

測定回数が増えるとともにフリクションは小さくなり安定していく。おおむね4, 5回繰返せばフリクションは安定し、なじみが得られた状態になっていることがわかる。Fig. 16に同一ロットで別々の軸受(A, B, C)に組替えてフリクションを測定し、得られた連続データを無次元化した摩擦係数グラフを示す。摩擦曲線の算出にあたっては、荷重は振幅荷重の最大値、油粘度はサンプリング時間ごとに軸受

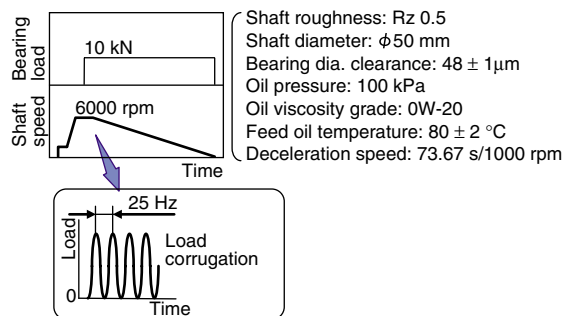


Fig. 14 Coefficient of friction test conditions

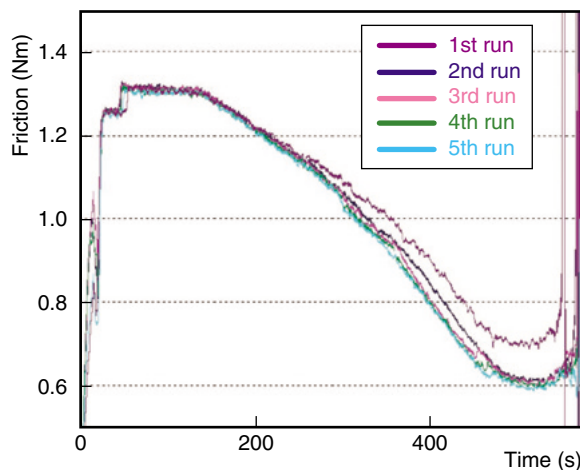


Fig. 15 Results of repeated friction test (using same bearing)

背面温度を平均した温度を用い算出したものを用いている。試験軸受の組替えをおこなっても同じ結果が得られており、温度を測定し軸と軸受を平行状態に保つことにより再現性高く摩擦係数の評価が可能であることが確認できた。

3.3. 実体形状コンロッドでの試験結果

新しい試験機では剛体コンロッドを用いた基礎的な試験のほかに、実際のエンジンのしゅう動条件により近づけた試験をおこなえるようになっている。以下は実際のエンジンの実体部品を使った試験の結果について述べる。

今回試験をおこなったエンジンでは往復部重量低減の目的からコンロッド小端ブッシュを廃止している。ブッシュを廃止するにあたって、ピストンピンとの潤滑性を向上させるためにピストンピンに表面処理を施している。この表面処理の選定にあたって本軸受試験機を使った試験をおこなった。Fig. 17は試験コンロッドと試験機への装着状態を、Fig. 18は荷重条件を示す。

ピストンピンはモータにより 2500 rpm で一定回転させ、荷重はコンロッド大端部より 100 Hz の周波数で 0 kN から最大圧縮荷重 40 kN, 最小引張り荷重 20 kN まで 20 秒で加振をおこない、これを 1 サイクルとして合計 100 サイクルで終了とした。給油はコンロッド小端に開けられている穴に、ステッピングモータにより駆動されるオイルポンプによって滴下をおこなっている。

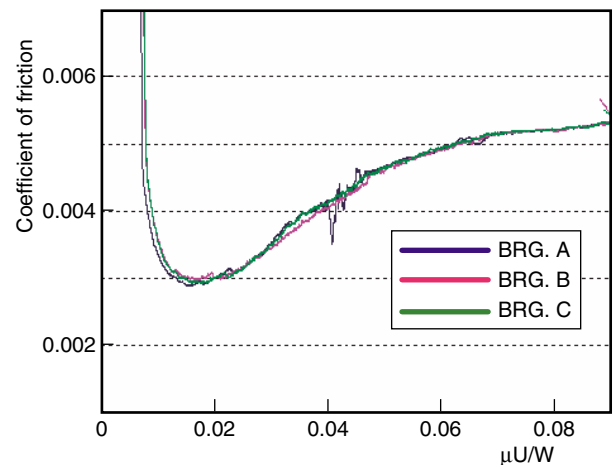


Fig. 16 Friction coefficient curve

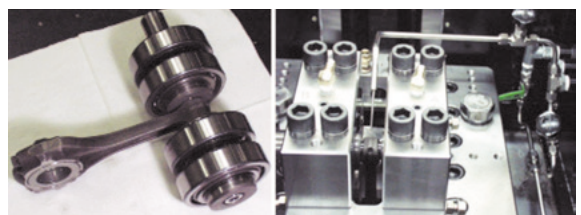


Fig. 17 Connecting rod (left); rod connected to test equipment (right)

Fig. 19は得られたフリクション波形の模式図である。安定したフリクションのピーク値を F_m 、途中大きくなったフリクションのピーク値を F_p とする。

Fig. 20に試験をおこなったピストンピン、コンロッド小端穴に施した表面処理の種類と、試験後のピストンピン写真を示す。表面処理の仕様としては膜強度が高いこと、剥がれにくいこと、潤滑性が期待できることを基本とした中から選定した。Fig. 21 にフリクションの測定結果を示す。

潤滑状態を判断する観点として、

- (1) 定常時のフリクションが小さいこと。
- (2) かじりによるフリクションの立ち上がりが少なく、小さいこと。

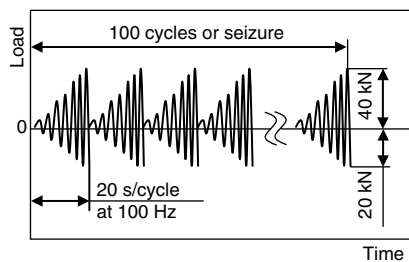


Fig. 18 Testing load conditions

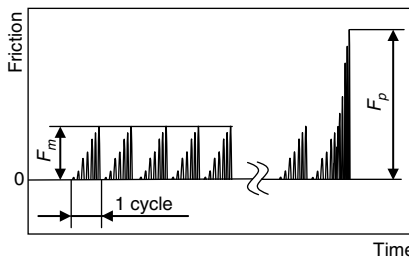


Fig. 19 Friction feature and definition of F_m and F_p

各仕様の結果は、Aは膜の性質上、強度が高いと考えられたが F_m 、 F_p ともに大きく潤滑性は低かった。Bは初期のフリクションは安定しているが F_m は比較的大きく、かじりが発生したあとにフリクションが安定しなくなった。Cは定常時のフリクションが小さくかじりの観点でも優れていた。D、Eは間欠的にかじりが発生した。Fは試験をおこなった中で F_m が最も小さく良い潤滑性能を示した。このFの表面処理を施したピストンピン、コンロッドを実際のエンジンにおいて試験をおこない、実機試験の基準を満足し市販車仕様として採用した。これらのことから本手法が実際のエンジンの軸受仕様の選定手法として有効であることがわかった。

Type	Surface treatment		Photograph after testing
	Piston pin	Piston pin boss	
A	Titanium nitride	Carburizing	Could not be pulled off
B	Prototype ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Carburizing	
C	Sulfurizing	Carburizing	
D	Prototype ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Sulfurizing after carburizing	
E	Prototype ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Shot blasting after carburizing	
F	Ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Carburizing	

Fig. 20 Surface treatment and surface status after testing

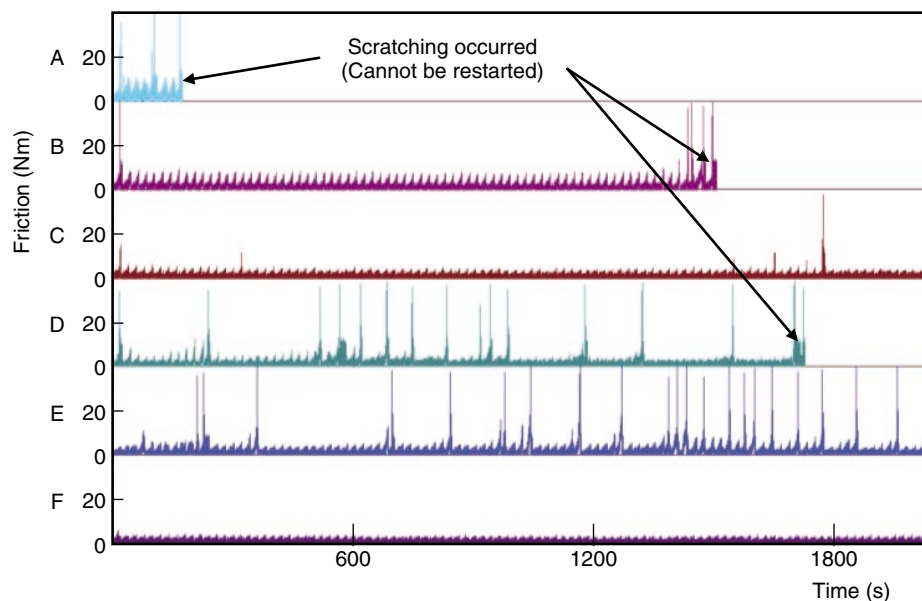


Fig. 21 Difference in friction by surface treatment

4. まとめ

従来の静荷重の軸受試験機の課題であった、実際のエンジン軸受のしゅう動状態の再現と、単体加速試験による効率化を可能とする独自の動荷重試験機を考案し、以下の結果を得た。

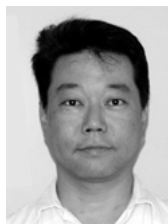
- (1) 鉛合金軸受とアルミニウム合金軸受の焼付試験比較より、鉛合金軸受は摩耗によるなじみであるのに対して、アルミニウム合金はそれよりも弾性変形を多く含んだなじみであることがわかった。
- (2) 軸受の温度を計測することによって、軸受のなじみの過程を検討することが可能である。
- (3) 温度を測定し軸と軸受を平行状態に保つことにより、再現性高く摩擦係数の評価が可能である。
- (4) 実際のエンジンに近いしゅう動条件を再現することによって軸受仕様の評価手法として有効である。

参考文献

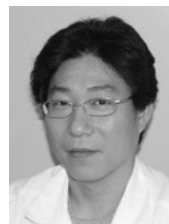
- (1) Ono, A., Takayanagi, H., Ishikawa, H., Tanaka, T., Nakahara, T.: Development of Lead Free Bearing Material with Multi Layer for Heavy Loaded Engines, Aachener Kolloquium Fahrzeug-und Motorentechnik 2005, p.1079-1100(2005)
- (2) 金山弘, 川上真也, 郷原千明, 不破良雄, 道岡博文: 固体潤滑オーバーレイ付きエンジン用すべり軸受材料の開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.976, p.141-144(1997)
- (3) 富川貴志, 不破良雄, 志村好男: ガソリンエンジン用すべり軸受の鉛フリー化ービスマスオーバーレイの開発ー, 自動車技術会 論文集, Vol.35, No.4, p.123-126 (2004)
- (4) Oh, K. P., Goenka, P. K.: The Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings Under Dynamic Loading, Transactions of ASME, Vol.107, p.389-395(1985)
- (5) Oh, K. P.: The Numerical Solution of Dynamically Loaded Elastohydrodynamic Contact as a Nonlinear Complementarity Problem, Transactions of ASME, Vol.106, p.88-95(1984)
- (6) Fantino, B., Frene, J., Parquent, du J.: Viscosity Effects on the Dynamic Characteristics of an Elastic Engine Bearing, SAE Paper, 852074(1985)
- (7) Alderson, A. L., Webster, W. D. Jr.: The Effects of Crankshaft Lobing on Connecting Rod Bearings, SAE Paper, 881286(1988)
- (8) 三井純一, 山田富稔: ジャーナルすべり軸受の油膜特性に関する研究(第1報, 油膜の粘度変化を考慮した油膜の静的特性に関する理論解析), 日本機械学会 論文集(C編), 45 巻 390 号, p.238-247(1979)
- (9) 岡本裕, 北原健, 牛島研史, 青山俊一, G. J. Jones, Hao Xu: EHL解析によるエンジン軸受の摩耗と疲労の研究, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.46-99, p.9-12 (1999)
- (10) Sato, K., Makino, K., Machida, K.: A Study of Oil Film Pressure Distribution on Connecting Rods Big Ends, SAE Paper, 2002-01-0296(2002)
- (11) 町田恭一, 牧野克紀, 佐藤謙次: 単体試験装置によるエンジン用滑り軸受の焼付き要因の解析, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.39-44
- (12) Natsumeda, S., Someya, T.: Negative Pressures in Statically and Dynamically Loaded Journal Bearings, 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Paper III(ii), p.65-72(1986)
- (13) Middleton, V., Dudley, B. R., McCallion, H.: An Investigation into the Performance of Dynamically Loaded Journal Bearings: EXPERIMENT, Proc. Inst. Mech. Engrs. 1966-67, Vol.181 Pt 3B, p.9-27(1966)
- (14) 森美郎, 宮田誠次, 阿部康郎, 藤田栄興: ジャーナル軸受における油膜不連続の研究(第1報, 軸受特性と油膜破断), 日本機械学会 論文集(第3部), p.658-666 (1966)
- (15) 三井純一: ジャーナルすべり軸受の油膜特性に関する研究(第3報, 油膜の粘度変化が動特性に与える影響), 日本機械学会 論文集(C編)48 巻 428 号, p.565-576 (1982)
- (16) 染谷常雄: 内燃機関の軸受理論入門(3), 自動車技術, Vol.27, No.7, p.806-815(1973)
- (17) 野呂瀬進, 凌家杭, 笹田直: ジャーナル軸受の焼けつき機構ー焼けつきに関する新しい考えー, 機械の研究, 第39巻, 第4号, p.485-488(1987)
- (18) 出崎亨, 後藤保明, 神谷荘司: 耐摩耗性向上アルミ合金軸受の開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.46-99, p.17-20(1999)
- (19) Masuda, T., Ushijima, K., Hamai, K.: A Measurement of Oil Film Pressure Distribution in Connecting Rod Bearing With Test Rig, Tribology Transactions, Vol.35, p.71-76 (1992)
- (20) Yamamoto, K., Matsuhisa, H., Wada, M., Sakamoto, M., Tanaka, T.: Development of Three Layers Copper-Lead Bearings for Higher Speed Automotive Engines, SAE, 910161(1991)
- (21) 橋爪克幸, 熊田喜生, 木村好次: エンジン用マイクログループすべり軸受の性能, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.955, p.117-120(1995)
- (22) 福岡辰彦: ジャーナル軸受の荷重試験と試験機, “潤滑” 第29巻, 第8号, p.573-577(1984)

- (23) 江崎仁朗:ジャーナル軸受の油膜動特性と試験機, “潤滑”, 第 29 巻, 第 8 号, p.579-584(1984)
- (24) 藤沢義和, 辻誠, 町田恭一, 成重丈志:エンジン用平軸受の高性能化研究, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.931, p.89-92(1993)

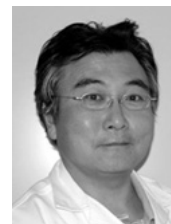
■著 者■



町田 恭一



高橋 伸一



上嶋 英夫



藤木 賢治

二輪車用空冷エンジンの冷却風流れのCFD解析

CFD Air Flow Analysis for Air-cooled of Motorcycle Engines

高橋 易 資*

Yasushi TAKAHASHI

後 閑 祥 次*

Yoshitsugu GOKAN

要 旨

空冷エンジンの開発のため、冷却風の CFD(Computational Fluid Dynamics)解析をおこなった。エンジン各部の温度制御には、十分な冷却性能が必要である。しかし二輪車用空冷エンジンの場合、放熱を走行風に頼らざるを得ないことから、安定した冷却が得難い。空冷エンジンは冷却フィンなど形状が細く複雑なため、境界適合格子の作成には多大な工数を要す。また高レイノルズ(Re)数領域と低 Re 数領域が一つの計算領域に混在するため、壁法則の適用に限界がある。そこで、複雑形状の乱流場を直線直交格子で計算するパーシャルセル法を用いた。解析結果は風洞実験室の可視化結果と比較し、良好な一致を見た。さらにカルマンのアナロジーにより算出した局所熱伝達率の検討により、エンジン開発に有用な知見が得られた。

ABSTRACT

In order to develop an air-cooled engine, cooling air flow was analyzed by CFD (Computational Fluid Dynamics). Cooling performance of engine is necessary for precise temperature control. However, stable radiation is difficult for motorcycles because of the driving wind. Cooling fins are thin and complicated; therefore plenty of work time is necessary to create a boundary fitted mesh. In addition, since low Reynolds (Re) number area coexists with high Re number area in a calculation domain, applications of the wall function are limited. Therefore, we employed the Partial Cells in Cartesian coordinate method, which expresses complex shapes according to turbulence boundary conditions in the Cartesian coordinate. Analysis results showed good agreement with wind tunnel test results. Furthermore, useful knowledge in engine developments was obtained by examinations of local heat transfer coefficients calculated by Karman's analogy.

1. はじめに

近年、二輪車の顧客ニーズが多様化する中、シンプルな空冷エンジンを搭載した二輪車を望む声も依然として多い。

空冷エンジンは、走行風に頼らざるを得ないことが冷却上の最大の課題であり、エンジンにおける総放熱量の確保と共に多気筒エンジンにおける気筒間バランスの是正が冷却性能上重要である。この冷却性能を徹底的に追求することは、空冷エンジンの機能美を追及することでもある。従来、空冷エンジンの開発には、風洞実験室における流れの可視化や実走テストにおける温度測定結果が頼りであり、設計の初期段階で流れの挙動を定量的に解析することは困難であった。近年、二輪車においても排気エミッション対策や燃費の重要性が増し、その的確な制御にはエンジンの温度

コントロールが重要な課題となっている。またビジネス視点から、多品種少量生産にも対応可能な効率的かつ小回りの利く開発手段が求められている。

空冷エンジンは冷却フィンなどの形状が細く複雑なため、テトラメッシュなど通常の境界適合格子法ではメッシュ生成に多大な工数を要し、多くの場合、細部形状の簡略化が余儀なくされている。また走行風が直接あたるエンジン前面はレイノルズ(Re)数が高い一方、流れがほとんどないエンジン背面には低レイノルズ数域があるなど、一つの計算領域に大きな速度差があるため、層流域から高レイノルズ数域まで対処可能な乱流モデルが必要とされている。そこで CFD 計算手法として、パーシャルセル法^{(1), (2)}を用いた。パーシャルセル法とは、直線直交格子を用いて複雑形状の流れ場をメッシュ生成工数をほとんどかけずに計算可能と

*二輪開発センター

し、かつ広いレイノルズ数域に適合する乱流モデルを備えた流体計算手法である。

本研究では直列4気筒排気量 750 cm³ エンジンを搭載した二輪車を用いて、実走状況における冷却風挙動の解析を目的とし、計算は車体を風洞内に設置した条件でおこなった。冷却フィン間の流れの挙動解析のみならず、冷却性能の定量的検討のためにエンジン表面の熱伝達率分布算出をおこなった。そして解析の結果得られた知見をもとに最適化の検討をおこなった。

2. 空冷エンジン設計と CFD 解析項目

Fig. 1 に空冷エンジンの熱に関わる設計検討項目と CFD 解析項目の関係を示す。

走行風の有効活用を図るため、流れの可視化、冷却フィンおよび冷却風通路形状、オイルクーラ位置等が CFD 解析項目として挙げられる。風洞実験室では流れの可視化しかおこなえないことに対し、実走行条件下での検討、並びに冷却性能の定量的検討のためのエンジン各部の熱伝達率の算出、さらにエンジン本体の温度分布算出や熱ひずみ解析につなげることも、本 CFD 解析のねらいである。

また新エンジン設計に際しては、油冷ジャケット形状や冷却油の流し方、冷却油流量の適正化の検討、さらには熱源の最小化を目的とした排気ポート形状の検討も、CFD解析項目となり得る。

3. 計算手法

3.1. パーシャルセル法

設計工数的に見た場合、CFD解析の問題はメッシュ生成にある。特に二輪車一台を解析対象とする場合、メッシュ生成の問題は大きくなる。パーシャルセル法は、複雑形状の流れ場を解く際にメッシュ生成工数を大幅に低減することを目的に開発された直線直交格子法の一つである。Fig. 2 にパーシャルセル法と一般の境界適合格子法 (Boundary Fitted

Coordinate: BFC) の入力データの概念⁽¹⁾を示す。BFC では形状データに合わせて計算格子を必要とするため、形状が変わるたびにメッシュ作成が必要となる。一方、パーシャルセル法では形状データとメッシュデータを互いに独立させることにより、形状変更の際にメッシュの再作成を不要としている。

解析対象の形状表面がメッシュ線と一致しない場合、壁近傍では壁により六面体の一部が欠けた流体セルが生じる。これをパーシャルセルと呼ぶ。したがってパーシャルセルはその定義により、Fig. 3 (a) に示すような数多くの形状が存在し得る。いかなる形状のパーシャルセルにおいてもその形状に応じた計算をおこなうため、離散化方程式は有限体積法 (Finite Volume Method: FVM) をもとにして導いた。また境界に沿ったメッシュを持たないことから、乱流計算には、*k-ε*モデルと壁関数を基本としながら壁近傍の低レイノルズ数領域での乱流挙動を考慮した独自の壁近傍乱流モデル⁽²⁾を用いている。なお、Fig. 3 (b) のように分割されたセルは考慮していない。その理由は、「セル内の状態量は一つの値で表す」との定義にもとづくからである。このような場合が想定される際には、この近傍のメッシュをさらに細かくして対処するものとする。

3.2. 計算手順

Fig. 4 に計算手順を示す。形状データは数値風洞と共に、CATIA に代表される 3D-CAD で作成し、STL データ形式で

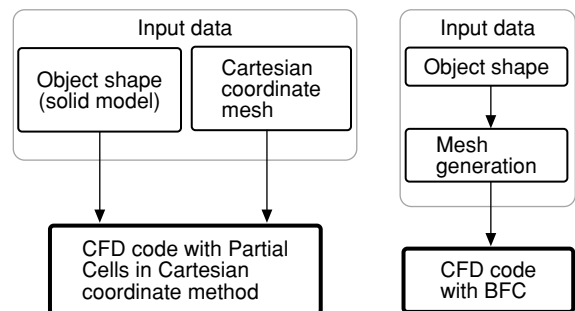


Fig. 2 Comparison of data flow between Partial Cells in Cartesian coordinate method with BFC

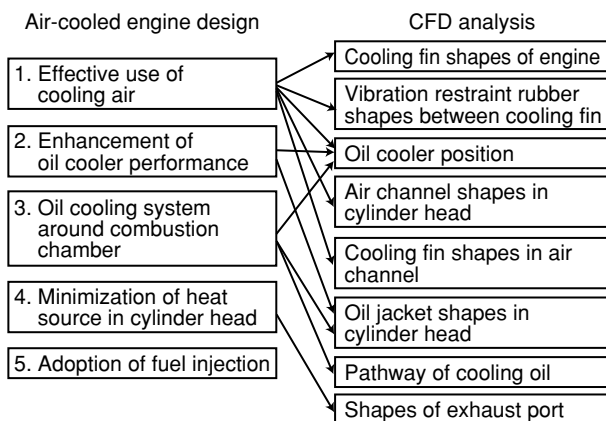


Fig. 1 Relation between air-cooled engine design and CFD analysis

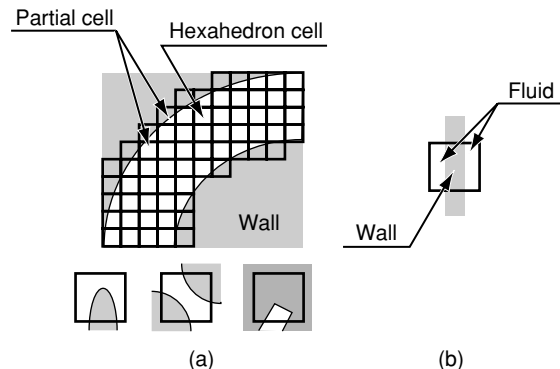


Fig. 3 Examples of partial cells (a), and partial cells divided by wall (b)

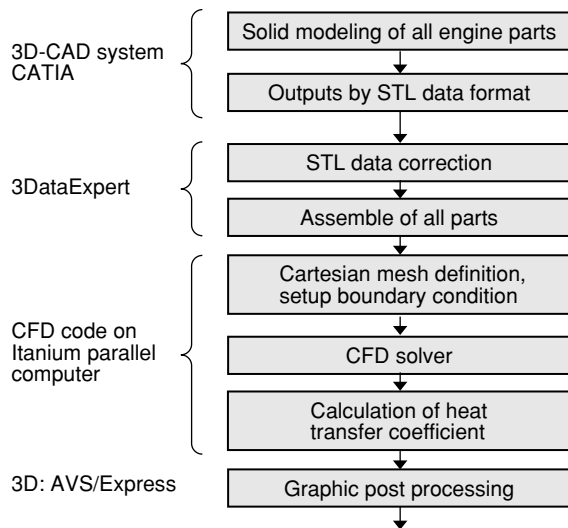


Fig. 4 Procedure of air cooling engine analysis by CFD code

ファイルに書き出す。STLデータ形式は、光造形装置等でよく用いられているもので、形状表面を三角形の集合体で近似したデータ形式であり、ほとんどすべてのCADシステムが標準でサポートしている。しかし元々CAM分野で用いられていたデータ形式のため、数値計算用途ではその仕様は厳密性に欠け、CADシステムごとにデータ内容が異なる。たとえば、ある三角形と隣接三角形の間にすきまが存在することがあり、データの修正を要する。ここでは市販ソフト⁽³⁾を用いて不具合修正をおこない、また部品の組立て作業をおこなった。そして直線直交格子を作成し、流入境界条件を与え、計算を開始する。CFD計算終了後、その結果を用いて熱伝達率を計算し、グラフィック表示をおこなう。

3.3. 形状データの作成

Fig. 5 (a)に本解析に使ったエンジンのソリッドモデルを示す。パーシャルセル法では、計算メッシュ作成のために形状簡略化作業が不要なので、冷却フィン周りにはフィレットなどもできるだけ忠実にモデリングした。また実走行条件下での解析を目的としたため、エンジンのみならずフレームも必要に応じて形状データを作成した。特にフロントタイヤ、フロントフォーク、ヘッドライト、燃料タンク、オイルクーラ等エンジンの上流部に位置する部品はエンジン周りへの流れに与える影響も大きい。タンク底はヘッドカバーとのすきまに流れる風に大きな影響を与えるため、小物部品やワイヤハーネスもできるだけ付加した。なおオイルクーラのコア部の細かいフィンは、データ量の観点から簡略化を図り、フィン間隔1.5 mm、フィン厚さ0.25 mmとしてモデリングした。その他リヤタイヤ、シートなど下流部の部品は本目的には必ずしも必要ではないが、空力性能を評価することも考慮し付加してある。パーシャルセル法ではメッシュ生成工数をほとんどゼロにしたことから、この形状データの作成が解析工数全体の大部分を占めた。

Fig. 5 (b)に、組立て完了後の STL データを示す。冷却フィン周りなど形状変化が細かい部分には細かいファセットを用いる一方、フレームパイプなどには細長く大きなファセットを用いた。これにより、全ファセット数は約180万に抑えられ、2 GBメモリ搭載の計算機でデータ処理を可能としている。

3.4. 計算領域と境界条件

Fig. 5 (c)に計算領域としての風洞と、境界条件を示す。空力性能の解析の際には側壁の影響を取り除くため、大きな風洞を要する。しかしここではエンジン周りの流れに目的を絞り、計算時間節約のため小型(5.0 m × 2.0 m × 2.0 m)の計算風洞を用いた。

境界条件には車速相当の流速を与え、風洞入口の乱れ強さは5 %、長さスケールは0.05 mとし、床および側壁は固定壁とした。車速は最高速度相当の210 km/hと、風洞テスト条件に合わせた60 km/hの二通りの計算をおこなった。

3.5. 計算格子

計算格子は、搭載メモリや計算時間を考慮し、計算領域全体の格子数を133 × 128 × 139、合計約237万とした。エンジンの冷却フィンのピッチは約10 mm、フィン厚さ1-4 mmに対し、フィン近傍の計算格子サイズは約2.3 mmとしたので、フィンとフィンの間の格子数は2-3となった。オイルクーラはチューブ厚さ約2 mm、チューブ間距離約10 mmでありその間の格子数は冷却フィンと同様に2-3である。コア部にはFig. 3 (b)のような分割セルが生じるが、一つのパーシャルセル内の複数の流体域の状態量はすべて等しいとみなし許容する。Fig. 5 (d)にオイルクーラやエンジン本体の冷却フィン周りの格子を示す。なお前輪付近の格子間隔は最大40 mm、後輪付近では最大85 mm、風洞の出入り口付近では最大250 mmとした。

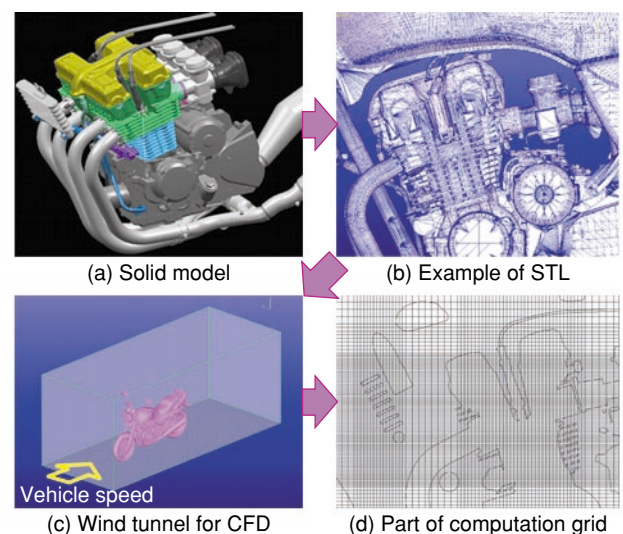


Fig. 5 Calculation flow chart

計算時間は、16 cpuの並列計算機にて約7時間である。テトラメッシュのCFDソフトと比較して、メッシュ数が同じならば計算時間はほぼ同じであるが、比較的少ないメッシュ数で細部形状を考慮した計算ができることから、実質的な計算速度は数倍となる。一晩で計算が可能になったことから、設計支援ツールとして有効に用いられるようになった。

3.6. カルマンのアナロジーによる熱伝達率の算出

熱伝達率 α は、式(1)のニュートンの式で定義される。

$$q = \alpha (T_w - T_f) \quad (1)$$

ここで、 q は単位面積あたりの伝熱量、 T_w は壁面上の温度、 T_f は流体の温度で、その定義点は通常壁から充分離れたところに設定される。

熱伝達率は、熱伝達に及ぼす固体壁の形状、流体の種類、流れの状態や速度等の影響すべてを含み、非常に多くの変数の関数となる。そのため複雑な形状では実験による解明は困難であり、CFDの利用価値の高い課題の一つと考えられる。なお流れの状態においては乱流の影響が大きい。

一般に、熱伝達率は流れ場のエネルギー方程式を解くことにより求められる。その際、壁には熱の境界条件が必要であり、壁面の温度変化も考慮すると固体内の熱伝導計算も必要になる。熱伝達率は、流体の物性値と共に流れ場の状態によって定まるため、流体の温度変化による物性値や流れの変化が無視できない場合には、流れと温度の相互依存を解くため流体と固体間の連成計算が必要となり、多大な計算機資源を要す。しかし空冷エンジンの冷却風のように、流体の温度変化を無視できる場合も多くある。このような用途において計算効率を高めるため、流体摩擦と熱輸送の関係から導き出されたカルマンのアナロジー⁽⁴⁾を用い、熱伝達率は式(2)にて求めた。

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\rho C_p} \sqrt{\frac{\rho}{\tau_w}} \left[\frac{U_s - U_2}{\sqrt{\tau_w / \rho}} + 5P_r + 5 \ln(5P_r + 1) \right] \quad (2)$$

ここで、 α は熱伝達率、 ρ は密度、 C_p は定圧比熱、 τ_w は壁面せん断応力、 P_r はプラントル数、 U_s は境界層外縁の平均流速、 U_2 は対数領域と遷移領域の境界部分の平均流速である。

4. 計算結果と考察

4.1. 流れの可視化

計算結果の全体像を把握するために、車体表面の圧力分布と車体周りの流れを Fig. 6 に示す。流れ表示は市販ソフトを用いているためパーシャルセルの扱いはなく、単に直交格子の流れ場としてポスト処理をおこなっている。なおオイルクーラとエンジン周り以外のメッシュは非常に粗い

ため、タイヤへの流れの巻き込みや後流などの精度は考察外とする。またフロントフェンダとタイヤの間は、粗いメッシュで計算する際に Fig. 3 (b) のような分割セルが現れるのを回避するため、埋めている。

Fig. 7 (a) に車体中心断面における流速強度を示す。フロントフェンダの上を通った流れの大半はエンジンブロックにあたりオイルパンの下を通って後方に抜けている。Fig. 7 (b) は車体中心から左側に 57 mm オフセットした断面の流速ベクトル図である。オイルクーラに向かう流れが見られるが、オイルクーラはフレームに合わせて取り付けられている都合上、流れに対し斜めに位置し、冷却性能の観点では改善の余地があることがわかる。オイルクーラを通った流れは三次元的な広がりを見せるが、一部はハンドルとタンク間を通して上方向に向かう。ヘッドカバー上の流れは少なく、エンジン背面には予想どおり強い流れは見られない。Fig. 7 (c) に車体中心から左側に 57 mm オフセットした断面の乱れ強さを

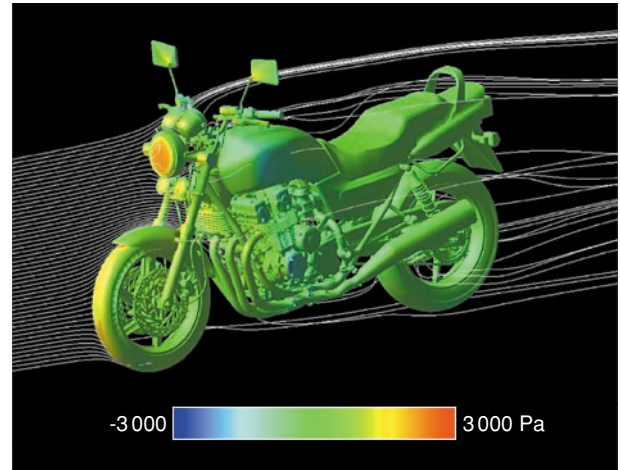


Fig. 6 Stream line around motorcycle

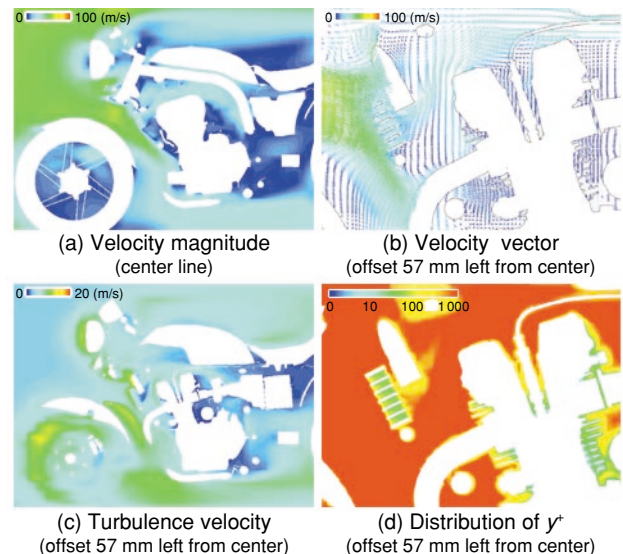


Fig. 7 Section-cut post processing

示す。図より、フロントタイヤの後ろで乱れが強いことがわかる。本計算ではタイヤも地面も固定であるので、実走条件ではさらに乱れが強いものと推測される。

壁近傍乱流計算の妥当性確認のため、Fig. 7 (d)に、式(3)により求めた壁座標 y^+ の分布を示す。

$$y^+ = \frac{\rho l C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\mu} \quad (3)$$

ここで、 ρ は密度、 l は壁からの距離、 C_μ は乱流モデル定数(0.09)、 k は乱流エネルギー、 μ は粘性係数である。

Fig. 8は前図と同一の結果を三次元表示したものである。Fig. 7の二次元表示では主に空間部分の計算結果を示しているが、Fig. 8の三次元表示からは壁近傍の計算結果が読み取れる。Fig. 8 (a)は車体表面の圧力分布である。空力性能を評価するにはこの圧力から六分力を求める。Fig. 8 (b)は車体周りの流速、Fig. 8 (c)は車体周りの乱れ強さである。厳密に言えば物体壁面上の流速はゼロであるので、壁に隣接するパーシャルセル内の流速と乱れ強さである。なおパーシャルセルのサイズは個々に異なるため、表示された値が壁から何 mm 離れたものかは場所によって異なっている。そのため、流れの解析結果としてみるには注意が必要で

ある。また冷却風解析では、最終的にどの位の放熱量となり、エンジン各部の温度が何度になるかなどの定量的見積りが必要である。そこで流速と乱流エネルギーから、式(2)によりエンジン表面の熱伝達率を算出した。その結果をFig. 8 (d)に示す。図中、シリンダヘッドおよびヘッドカバーの排気側側面部やクランクケースカバー前方部など赤色のところは $360 \text{ W/m}^2\text{K}$ に近く、熱伝達率が高いこと、つまり放熱が良いことを示す。

4.2. シリンダフィン周りの流れ

シリンダフィン周りの可視化のために、フィン周りのパーティクルトレース法によるポスト処理結果を Fig. 9 に示す。パーティクルトレース法とは、流れの上に粒子を飛ばしその粒子の軌跡を表示する手法で、風洞にて煙を用いた流脈の可視化に相当し、定常流では両者は一致する。流速流入は風洞テストに合わせて 60 km/h とした。このエンジンの冷却フィン形状の特徴はデザイン的に角張っていることであるが、シリンダブロックのフィン角に当たった流れはフィンに沿って流れたりエンジン後方への回り込みはせず、角からはく離していく状況が観察される。シリンダの前後中間部、ちょうど点火プラグ下あたりのシリンダフィン間

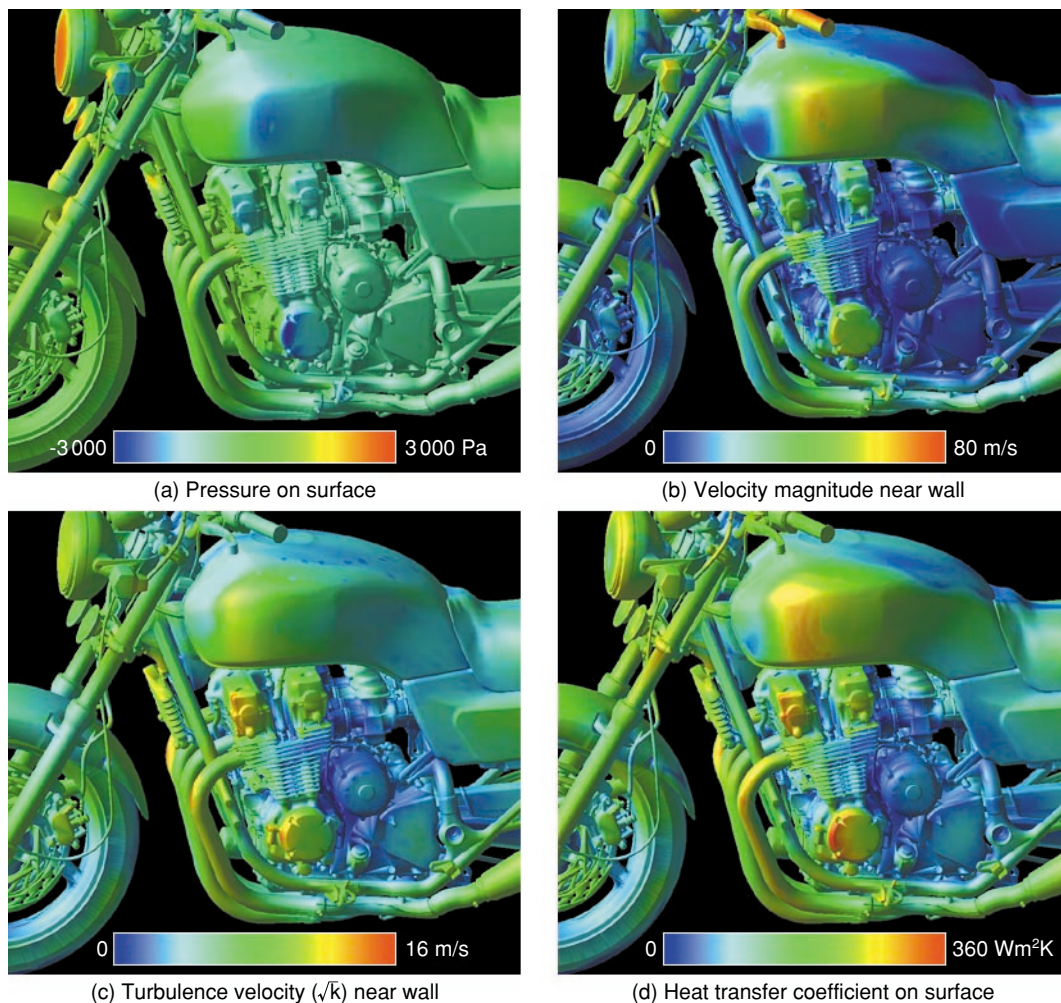


Fig. 8 Post treatment derived from CFD results

の流れを拡大しベクトルで表示(Fig. 10)すると、中央から後方にかけて逆向きの流れが見られる。さらにFig. 8 (d)の熱伝達率から見ても、フィン後半は放熱効率が低い。したがって冷却面で、さらに改良の余地があることがわかる。

4.3. 風洞テストとの比較

CFD結果の検証のため風洞テストをおこない、その結果をFig. 11に示す。風洞では装置上の理由から、流速は60 km/hに設定した。図より煙はシリンダブロックのフィン角から外に離れるように流れており、フィン間に流れ込むような状況は見られない。この結果はCFDによる可視化結果と一致しており、CFD結果の妥当性を実機でも確認することができた。

4.4. 最適フィン形状の検討

フィン形状に関し、いくつかの検討をおこなった。その結果、角張った形状からFig. 12に示すような丸みを帯びた形状に変更することにより、Fig. 13のように冷却フィン間に沿ってまとわりつくような流れが得られた。これにより冷却効率のより良いフィン形状が得られた。

4.5. 点火プラグ上部の流れ

直列4気筒エンジンでは、中間気筒の熱対策も課題である。特に中間気筒の燃焼室上部のプラグ締付部の温度は、両端気筒のそれより数十度も高くなる。そこで点火プラグ周りの流れの解析をおこなった。Fig. 14は、パーティクルト

レース法の粒子により点火プラグ周りへの流れを可視化したものである。ヘッドカバー上の流れは、走行風により点火プラグ位置から横方向に吸い出されるが、ヘッドカバー上から点火プラグ周りへの流れ込みは少なく、特に中間気筒のプラグ周りへの流れ込みはほとんど見られない。その結果、Fig. 8 (d)に示した熱伝達率を見ても、中間気筒点火プラグ周りのヘッド壁面の熱伝達率は低い。中間気筒点火プラグ周りの冷却を改善するには、空気の流入口が必要であり、エンジン内部構造と共に設計検討が必要である。



Fig. 11 Flow visualization by wind tunnel with smoke

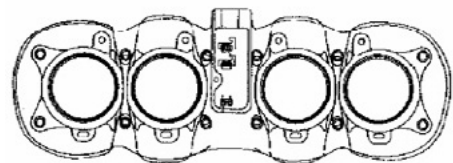


Fig. 12 Overhead view of cylinder block of prototype engine

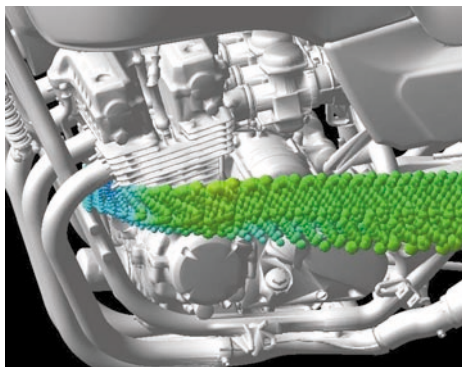


Fig. 9 CFD results by particle trace method

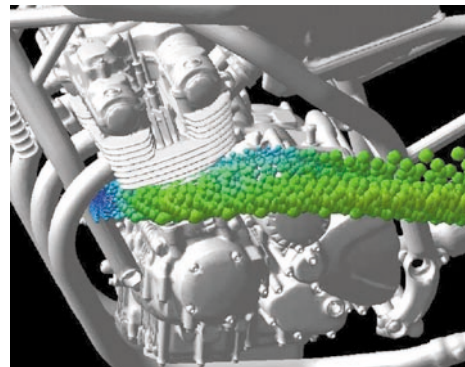


Fig. 13 Flow in vicinity of rounded-fins cylinder block

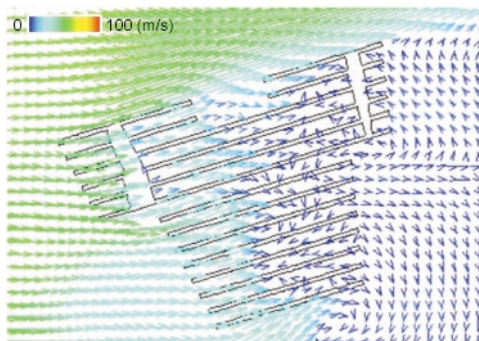


Fig. 10 Velocity vector around fins

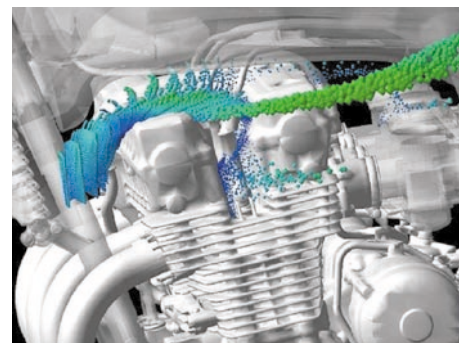


Fig. 14 Flow analysis around ignition plug

4.6. 各部の熱伝達率および今後の展開

Fig. 15 (a) に二輪車全体の熱伝達率を示す。Fig. 15 (b) はエンジン前面から、Fig. 15 (c)はエンジン前方斜め下から見たものである。Fig. 15 (b)(c)は見やすくするため、タイヤやエキゾーストパイプなどのフレーム部品の表示を消し、エンジン本体のみを表示している。図から、エンジン側面の放熱は良いものの、中間部、特にシリンダ部分の熱伝達率が意外と低い。一方オイルパンなどエンジン下部に熱伝達率の高いところが数多く見られ、エンジン冷却におけるオイルパンの効果が大きいことを示している。またエンジン前下に取り付けられたオイルフィルタ周りの熱伝達率はかなり高く、フィルタが冷却にも寄与していることがわかる。

Fig. 15 (d) は、フレーム部品と共に下部から見たものであるが、エンジンの他の部品の状況も良くわかる。たとえばオイルクーラでは、必ずしもコア全体に均一に冷却風が流れ込んではいない。エキゾーストパイプでの放熱は、今後実走時の排気管内のガス温度を予測する際に有用となる。ブレーキディスクの冷却も CFD をもとにした検討が可能であることがわかる。

これら熱伝達率解析は次にエンジン本体の熱解析に結び

つく。本来、熱解析は流体と固体を連成し、エネルギー式を解いて求められるものである。しかし油冷を併用した空冷エンジンの場合など、冷媒の種類が複数になる場合にはすべての要素を連成して解くことは、計算量の観点から困難である。一方、アナロジーを用いた手法は簡便な故にエンジン設計に同期した解析が可能であり、有効な設計検討手段となり得る。また吸排気ポート内壁での熱の授受の考慮も可能なため、実際のエンジンに近い条件での解析が見込める。さらに燃焼シミュレーションにおいて、燃焼ガスとシリンダヘッドとの間の熱伝達を連成して解くとなると、現在のコンピュータ性能では、さらに冷却風も連成して解くのは困難である。そこで燃焼解析の際にシリンダヘッドと冷却媒体との間の熱伝達にアナロジーを用いることは、燃焼と冷却の関係を計算検討する上で有効と考えられる。

4.7. 補機類の冷却性能に関する検討

オイルフィルタ位置の熱伝達率が高いのは、Fig. 7 (a)の流速分布からわかるように、フロントフォークの間を通る流れがフロントフェンダ上面に沿い途中から下方に曲げられ、はく離後エンジンにあたる比較的強い流れがあること

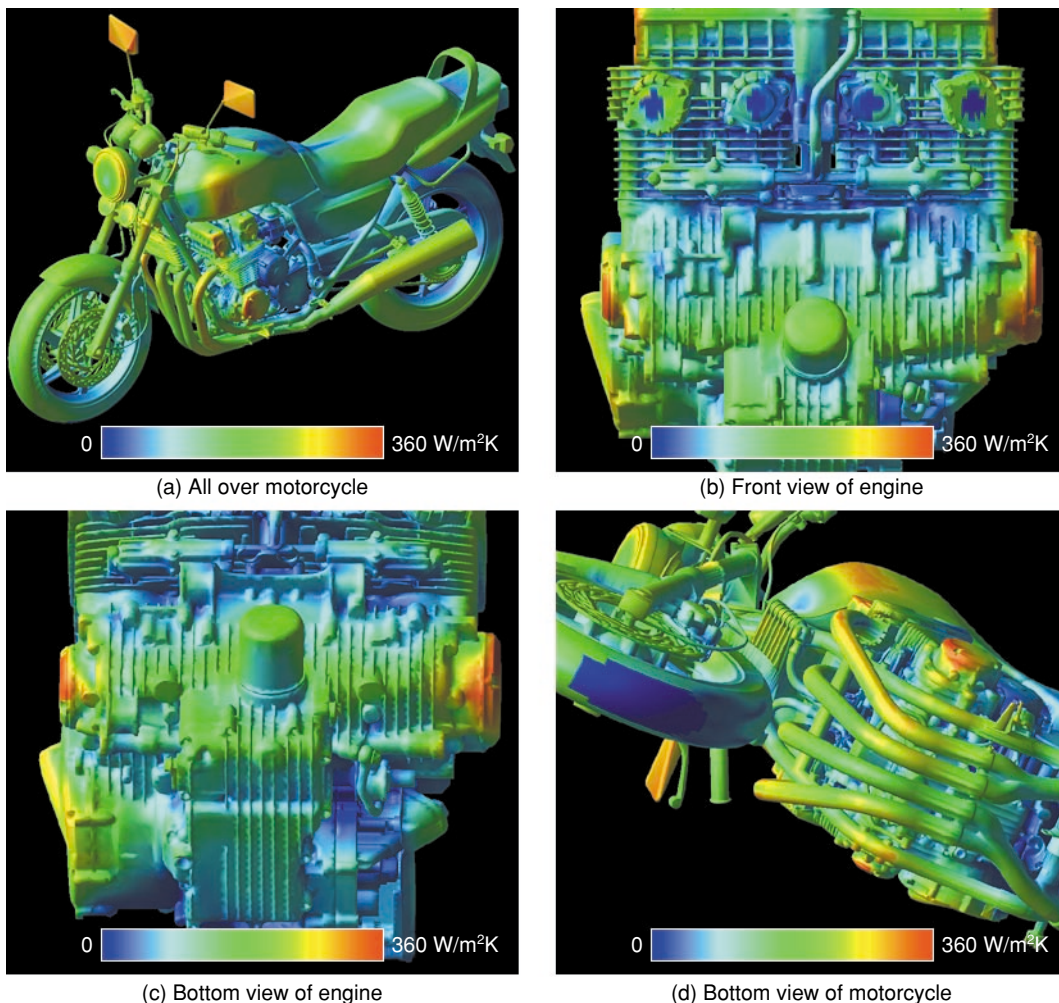


Fig. 15 Heat transfer coefficient at 210 km/h

による。この位置にオイルフィルタではなく、熱交換器を設置することは、走行風の有効活用の一つと考えられる。Fig. 16 にその設計案を、そして Fig. 17 に検討に用いた計算事例を示す。熱交換器の取付角度によってそのコア間の通過風量が変わるが、その影響も CFD で机上検討が可能である。限られたスペースのため大容量の放熱器の設置とはならないが、点火プラグ周りへの導風口をオイルクーラがふさぐことを避けるためにも有効な一案である。なお、ここでは定常流条件の計算のため平均流で検討をおこなったが、Fig. 7 (c) においてはフロントフェンダ後部には強い乱れが見られ、また流れの非定常性が生じている可能性も考えられる。

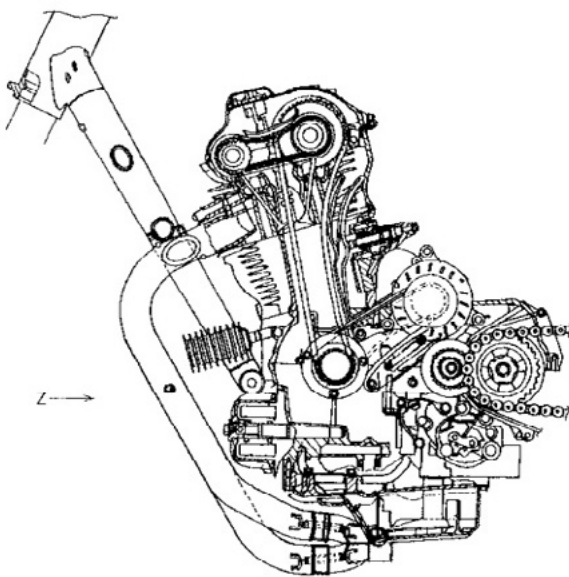


Fig. 16 Cross section of prototype engine

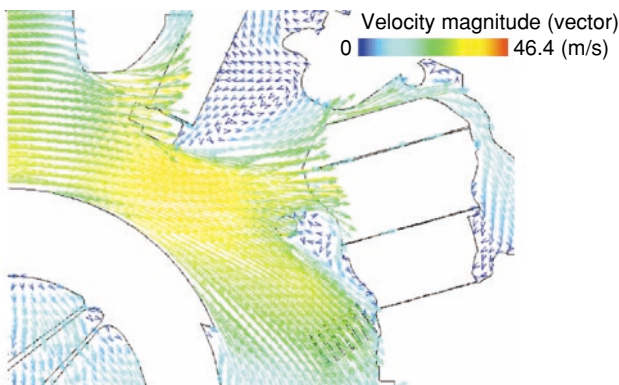


Fig. 17 Velocity vector investigation at oil cooler location

5. 結言

パーシャルセル法により、空冷エンジンの冷却性能解析をおこない、以下の知見を得た。

- (1) 空冷エンジンの冷却フィン形状など細かい形状を含む冷却風解析が、パーシャルセル法により短時間で可能となり、設計支援ツールとして CFD の活用が可能となった。
- (2) パーシャルセル法による可視化結果は、風洞テストの可視化結果と比較し、良好な一致を見た。
- (3) アナロジーを用いた熱伝達率分布の算出により、放熱特性の局部的検討が可能となり、設計仕様の定量的検討が可能となった。またエンジン温度分布算出、さらには熱ひずみ解析への展開見通しが得られた。
- (4) 空冷エンジンの冷却フィン形状や各部の熱伝達率など、エンジン開発に有用な多くの知見が得られた。

謝 辞

本研究にあたり、3次元ソリッドモデル作成に関し、ご協力を頂いたホンダR&D太陽株式会社の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Takahashi, Y., Fukuzawa, K., Fujii, I.: Numerical simulation of flow in intake ports and cylinder of multi-valve S.I. engine using PCC method, *Proceedings of International Symposium on COMODIA 94*, p.529-534 (1994)
- (2) 高橋易資, 野村友和, 石間経章, 小保方富夫: 直線直交格子を用いたパーシャルセル法による筒内定常流の計算とPIV計測による検証, 日本機械学会論文集, 71-706, B(2005-6), p.1694-1701(2005)
- (3) 3DataExpert, <http://www.deskartes.com>, 2006/1/16
- (4) 橘藤雄, 秋山守, 岡本芳三, 森下輝夫: 伝熱論, コロナ社, p.44(1965)

■ 著 者 ■



高橋 易資



後 閑 祥次

電気二重層キャパシタ高容量化のための蓄電原理に関する検討と連続賦活技術の構築

Characterization of Dielectric Energy Storage Mechanism and Achievement of Continuous Production Method for High Capacitance-targeted Ultracapacitors

藤 野 健*

Takeshi FUJINO

小 山 茂 樹*

Shigeki OYAMA

李 秉 周*

Byoungju LEE

野 口 実*

Minoru NOGUCHI

要 旨

自動車用をターゲットとする電気二重層キャパシタの高エネルギー密度化のために、従来に比べ単位体積当たりで2倍の容量を持つ電極用活性炭材料を開発した。電気二重層容量の増加原因は、表面積の拡大ではなく、黒鉛結晶の端面であるエッジ面の固体誘電分極が起因しているという仮説を導き、黒鉛微結晶が分散する原料炭素体を作製するべく検討をおこなった。原料となる新たな芳香族化合物を見だし活性炭を作製した結果、低比表面積ながら高容量化できることを確認した。活性炭製造手法であるアルカリ賦活の課題は腐食による金属不純物混入、金属カリウムの生成により、プロセスがバッチ生産となることであったが、新たなプロセス技術を創出して連続生産を可能にした。

ABSTRACT

To achieve high energy density activated carbon for use in ultracapacitors for automobiles, an activated carbon with twice the specific capacitance per unit volume compared to an isotropic activated carbon was developed. The hypothesis was that higher capacitance is related to the space-charge polarization of the inner edge plane. As well, the preparation of graphitizing carbon domains was researched. The high graphitizing activated carbons derived from new aromatic compounds demonstrate higher capacitance. Activated carbons obtained by conventional mass production have batch processing issues, such as contamination by metals generated by etched reactors, variation in capacitance within production batches, and generation of potassium metals. To resolve the above issues, we investigated a continuous mass-production process, and have successfully developed a new KOH activation process.

1. まえがき

地球温暖化の観点から、CO₂を含む排出ガスの削減が重要な課題であり、燃費向上が必要とされている。燃費向上の手段として電動化が拡大しており、この点で負荷変動を吸収できるパワー型電源は重要性が増しつつある。現在注目されている電気二重層キャパシタは低抵抗で高信頼性の蓄電デバイスであり、携帯機器等では主にバックアップ用小型電源として市場を形成し、近年は無停電電源の用途が拡大している。自動車用途として期待されるものとしてFCV、HEV用のエネルギーストレージ、電動補機のパワーアシスト電源、電子デバイスの分散化電源などが挙げられる。キャパシタの特徴は入出力密度が大きいのでエネルギー回生が容易、サイクル寿命に制限が無く信頼性が高い点にある。

*四輪開発センター

キャパシタを広く適用していくには、長所である高出力特性を維持し、蓄電量の増加、つまり高エネルギー密度化が望まれている。本開発では高エネルギー密度化するために、蓄電理論を検証して新規な蓄電材料である活性炭を開発した。加えて量産技術を構築し、プラントの連続運転を実証することができたのでこの結果について報告する。

2. キャパシタの特徴

電気二重層キャパシタは正、負極の活性炭電極と有機電解液で構成され、活性炭内部には1-2nmのナノスケールの細孔が存在する。イオンは充電で吸着し放電で脱離する。キャパシタの利点は二次電池と比較すると明快である。二次電池は活物質の化学変化、つまり化学エネルギー変換に

伴う熱力学的ロス、経時劣化が存在する。電池は出力密度が電極反応速度と関連するので有限、かつ温度依存性が存在する。つまり充放電電流の制約、電流制限回路が必要となる。一方キャパシタは、外部印可電圧により生じる電位差を保持するものであり、高エネルギー効率で急速充放電が可能であり、環境温度によらず繰り返し充放電に強く、高信頼性である。キャパシタと二次電池の出力密度とエネルギー密度の比較を Fig. 1 に示す。キャパシタのエネルギー密度が低い、出力密度が高い。キャパシタはこの高い充放電の基本機能と信頼性を生かして、高エネルギー密度化することが重要である。

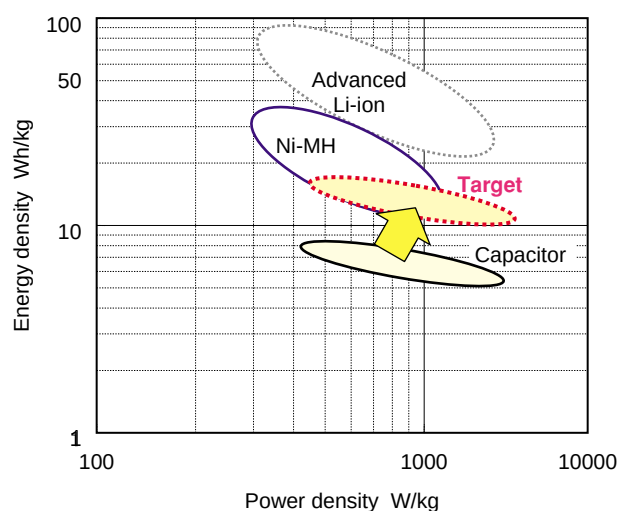


Fig. 1 Ragone plot of capacitor and secondary batteries at 25°C (initial profiles)

3. 開発のねらい

キャパシタの高エネルギー密度化の開発目標値は 10Wh/kg とした。これは従来の小型キャパシタの約 3 倍であり、新規な素材技術が不可欠である。本文では活性炭の高容量化技術と量産化技術それぞれについて説明する。

3.1. 新材料の高容量化の理論仮説

キャパシタの高エネルギー密度化の手段は、定格電圧の向上と活性炭電極のキャパシタンスの向上が挙げられる。多くの電気二重層キャパシタの定格電圧は 2.5V であり、これ以上の電圧印可も原理的には可能ではあるが、信頼性が低下するために制限されている。定格電圧向上には電気化学的に分解しにくい新規な有機電解液が必要である。そこで、本報告では活性炭の高容量化について着目し研究をおこなった。電気二重層の電荷は異なる化学ポテンシャルの間、つまり炭素表面と電解液との界面に形成される。キャパシタの一般式(1)を引用すると、電気二重層キャパシタでは明確な誘電体の存在 ϵ や電荷間の距離 d は定義できない

(1). 従ってキャパシタンス C を向上させるには電気二重層界面 S の拡大が重要となる。従来の活性炭電極の容量は比表面積約 $2000\text{m}^2\text{g}^{-1}$ で極大となり、これ以上に拡大すると、炭素密度が低下し、かさ高くなるので体積あたりの容量は向上できないことが知られていた⁽²⁾。しかし 1995 年に、従来とは異なり比表面積が小さいにもかかわらず容量が向上した新規な活性炭を見いだした(Fig. 2)⁽³⁾。この活性炭は黒鉛質構造の炭化物を、水酸化カリウムにより多孔質化(賦活)して得られたものであった。本材料の容量増加原因を説明するべく解析した結果を Fig. 3 に示す。比表面積(m^2g^{-1})と比表面積あたりの静電容量(μFcm^{-2})の関係が従来の活性炭とは明らかに異なり、比表面積が小さくなるほど、すなわち炭素密度が高くなるほど、電気二重層界面容量(μFcm^{-2})が向上していた。この結果から、本活性炭はセラミック、ア

$$C = \epsilon_0 \epsilon \frac{S}{d}$$

Eq. 1 General formula of capacitance

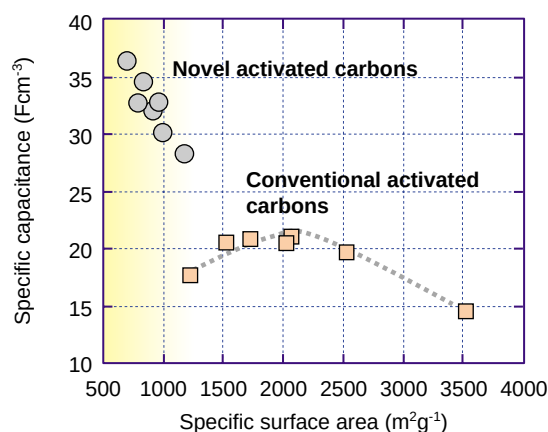


Fig. 2 Relationship between capacitance per unit volume (Fcm^{-3}) and specific surface area (m^2g^{-1}) of activated carbons

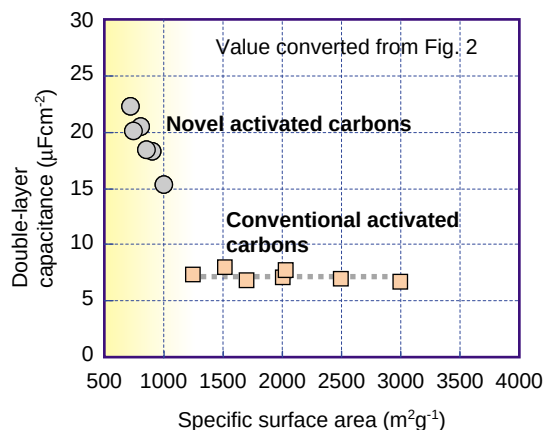


Fig. 3 Relationship between capacitance per unit surface area (μFcm^{-2}) and specific surface area (m^2g^{-1}) of activated carbons

ルミ電解コンデンサに存在するような固体誘電体が炭素内に存在し、容量が増加するという仮説を得るに至った。具体的にはエッジ面といわれる黒鉛微結晶の端面と電解液の間で電気二重層を形成するとき、エッジ面からバルクに向けて高誘電率の部位が存在していると推定した⁽⁴⁾。この推論は 1970 年代に J.P. Randin, E. Yeager らがおこなった黒鉛電極の研究を基にしている。彼らは黒鉛の破断面の違いを検討した結果、エッジ面のキャパシタンスが特に大きく、加えてこのキャパシタンスは電位依存性があることを報告している。彼らはこの結果について、空間電荷分極によるキャパシタンス増加であり、増加率は edge 面の sp^2 -bond と sp^3 -bond の割合に関連し、 sp^2 -bond 比が多いときに容量は大きくなることを半導体モデルにより示唆していた⁽⁵⁾。そこで我々は活性炭のような多孔質炭素電極でも同様の現象が起こっていると考えた。そこで高容量化のためにはエッジ面の多い電気二重層界面を形成する必要がある、活性炭の炭素骨格を黒鉛構造にすることを考えた。

3.2. アルカリ賦活の量産課題

一般的な活性炭製法はセルロースなどの有機原料を炭素化して、高温水蒸気により酸化作用で多孔質化(賦活)する。しかし本材料は黒鉛質構造を持つのでガス賦活が困難である。そこで水酸化カリウムなどの金属水酸化物と混合して600℃以上で反応させると多孔質化できるアルカリ賦活と呼ばれる製法を採用した。アルカリ賦活製法の量産化には二つの課題があった⁽⁶⁾(Fig. 4-1)。一つ目は高温下で熔融アルカリを用いて反応させるために反応炉材の腐食が起こることである。耐食性の高いNiを使用した⁽⁶⁾が、連続運転で腐食し劣化していくことが明らかとなった。この過程を解析した結果を Fig. 4-2 に示す。炉材の Ni は熱に

より結晶粒が成長し、粒界へ溶融 KOH が浸透する。溶融 KOH, Ni, 活性炭の存在下では電解腐食により劣化が加速され、Ni 粒子が剥離する。この Ni 粒子が活性炭電極に混入すると、Fig. 5 に示すように充電により溶解し、対極で還元されることで導電パスが生成し自己放電率が大きくなることが明らかとなった。すなわち、Ni のコンタミネーションにより、キャパシタセルの歩留まりが低下、および製造設備の寿命低下が問題となる。二つ目は高温加熱下において KOH から金属カリウムが副生成物として発生し、反応系内に滞留することで安全面から長期連続運転、および生産量増大が難しく、バッチ生産となるためコスト低減への障害となっていた。これらの課題を解決できる新たな量産化手法の創出が必要であった。

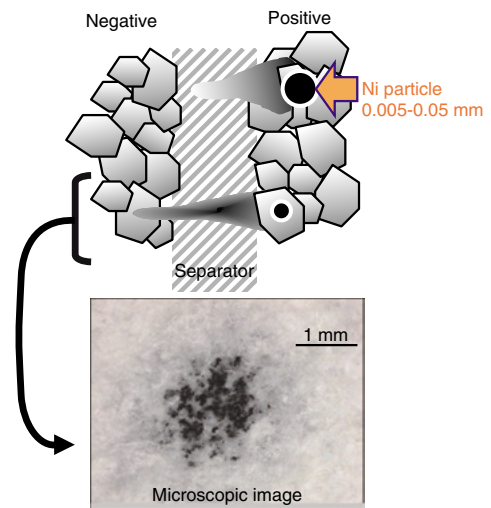


Fig. 5 Model of self-discharge caused by Ni particle and microscopic image of dotted separator

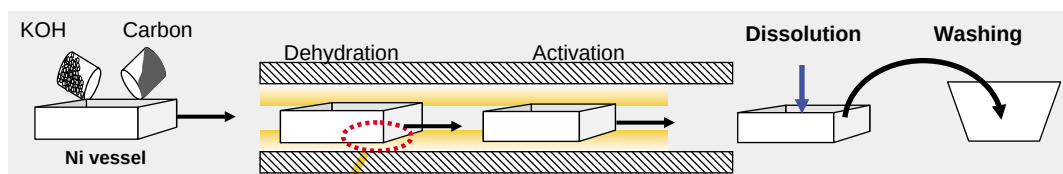


Fig. 4-1 Diagram of conventional process

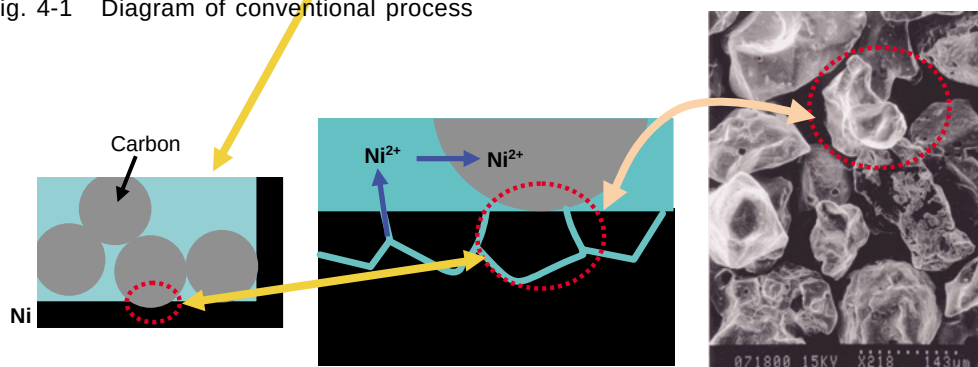


Fig. 4-2 Mechanism of vessel corrosion in conventional KOH activation process

4. 解決手段

4.1. 高容量化のための炭素環の配列技術

一般的な黒鉛質炭素材の作製手法を説明する。石油、石炭の重質残渣を熱すると 300℃付近で芳香族化合物が熱縮合により多環化し、縮合多環芳香族が形成される。縮合多環芳香族は積層してスタックを形成し、光学的異方性を持つ集合体(メソフェーズピッチ)となる。この状態が黒鉛構造の出発点である。さらにメソフェーズピッチを700℃まで焼成して炭素化し、粉碎して得た炭素体粉末と KOH を反応(賦活)させて活性炭を得る。メソフェーズは縮合多環芳香族化合物の分子群であり、この層を大きく成長させると炭素環の六角網面(graphene)が成長し黒鉛質が発達するが、発達させすぎると結晶子が大きくなるのでKOHの吸収、反応が不安定になり賦活反応が起こらないため活性炭となり得ない。高容量化のためにエッジ面をより多く形成させるには、黒鉛結晶子を分散させた骨格構造が必要となる。炭素環をスタック方向、つまりC軸方向のみを発達させる必要があるが、従来このような炭素体の作製手法は知られていなかった。各種原料有機物を炭素化してその構造を検討した結果、その中でも特に PVC(ポリ塩化ビニル)樹脂からできるピッチをベースとする炭素は、メソフェーズピッチから得られる活性炭よりも高いキャパシタンスを示していた。この結果に着目した結果、C軸方向に炭素環スタックを発達するには、原料有機物中の主骨格となる芳香族環よりもこれに接する側鎖分子構造が重要であると推定し、あらたな出発有機分子構造を見いだした。

4.2. アルカリ賦活の連続賦活技術

量産プロセスの課題である炉材腐食と金属カリウムなど副生成物の解決に加えて、自動車用途に対応するための高品質、低コストな活性炭を得ることが必要であった。特性ばらつきを低減するには炭素とアルカリの均一な混合と均一な加熱が必要であり、低コスト化には短時間で反応が終

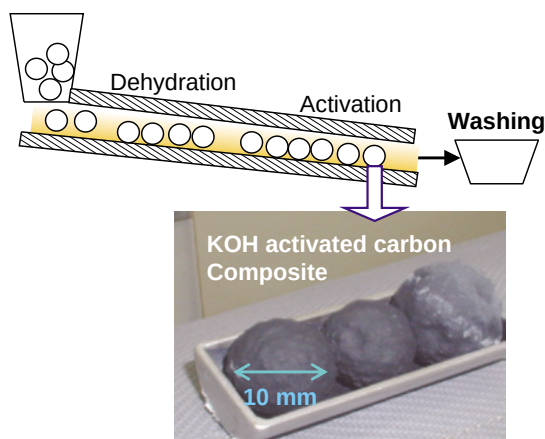


Fig. 6 View of newly developed activation process and picture of activated KOH-carbon composite

了することが必要である。検討の結果、Fig. 6のような新製法を創出した⁽⁷⁾。従来の賦活反応は過剰量の固体KOHを混合し、熔融したKOHと炭素を反応させていた。新製法は炭素粉末と KOH を化学量論組成であらかじめ混合し、球状の成形体(コンポジット)を作製した後、熱処理する。コンポジットの成形状態や大きさを変えると活性炭の物性を変化させることができる。この製法の特徴はあらかじめKOHを炭素粉末中に吸収させてから高温の熱処理をするので、KOHの溶出を防ぎ、装置腐食を回避でき、さらに KOH 量が低減できるために副生成物も低減できる。このコンポジットをロータリーキルンのような移動床で反応させることで均一な賦活処理が可能であり均質な活性炭が作製できる。

5. 結果

5.1. 高容量活性炭の生成過程

黒鉛微結晶が分散した炭素体を得るのに好適な脂肪族性が富んだ低軟化点の縮合多環芳香族のピッチ(aliphatic pitch: ALP)を提唱する(Fig. 7)⁽⁸⁾。メチルナフタレンの縮重合により得られたALPを熱処理し、炭素前駆体形成過程をFT-IRで解析した。Fig. 8において3000cm⁻¹付近の変化に着目するとALPの脂肪族性の-CHピークは脱水素化により大きく減少し、芳香族性の-CHを残した炭素体になっている。この結果をFig. 9のモデルに示す。ALPの側鎖であるメチル基の効果により積層方向にスタックし⁽⁹⁾、かつナフテン環の存在より分子の剛直な構造が緩和されるため、炭素化過程で炭素環の平面構造の発達が抑制されつつ、反応点である芳香族性の-CH基が残存したことを示し

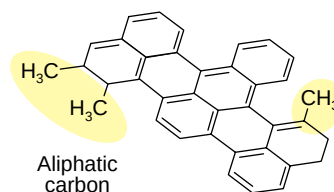


Fig. 7 Design concept of new aromatic compound, ALP

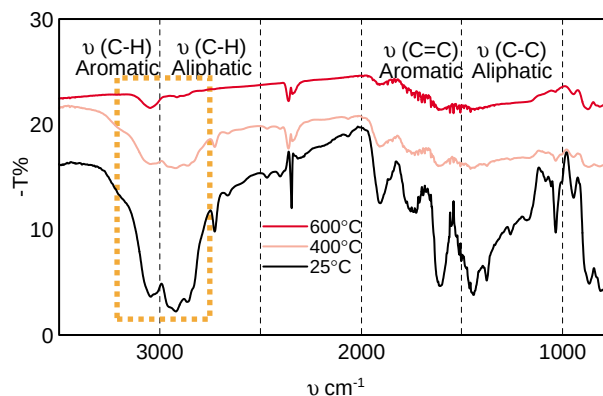


Fig. 8 ALP FT-IR profiles during carbonization process

ている。Fig. 10 は横軸が炭素体の原子比 H/C、縦軸が炭素真比重に対して、得られたキャパシタ容量の関係を示す。炭素化過程では脱水素、炭素環の生成、シュリンクが順に起こるので H/C と真比重の関係は一定であり従来は黒線を示していた。しかし ALP を用いると、比較的低温の熱処理で高真比重かつ高 H/C の新たな炭素体を形成できるので、この炭素体を用いた活性炭は点線のように 25% 容量が高くなることを証明した。

5.2. 新製法によるプラントの連続運転

新製法の賦活炉(ロータリーキルン)を Fig. 11 に示す。コンポジットは図の左より投入され電気炉加熱ゾーンを通り除冷されて排出される。コンポジットは Fig. 6 中の写真のように形状を変えることなく排出される。Fig. 11 の賦活炉で作製した活性炭によるキャパシタ性能結果を Fig. 12 に、そして自己放電性能を Fig. 13 に示す。安定した熱処理が可能となり活性炭個々の物性のばらつきが低減したことにより活性炭容量は 10% 以上向上し、自己放電歩留まりも向上した。本製法のコスト面の利点として、KOH 使用量を低減し副生成物である金属カリウムを低減することができ連続生産運転が可能となったこと。高価な消耗品である Ni を

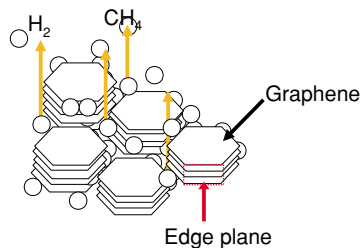


Fig. 9 Model of stacking graphene and graphitizing carbon domain during carbonization

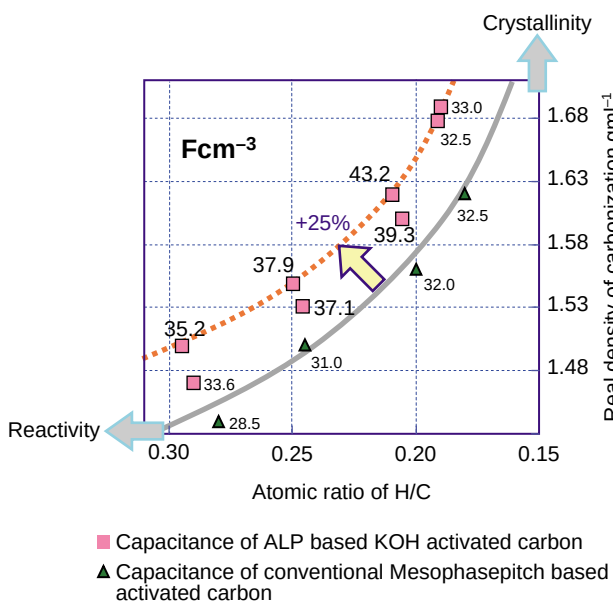


Fig. 10 Scatter plot of capacitances derived from several carbon sources

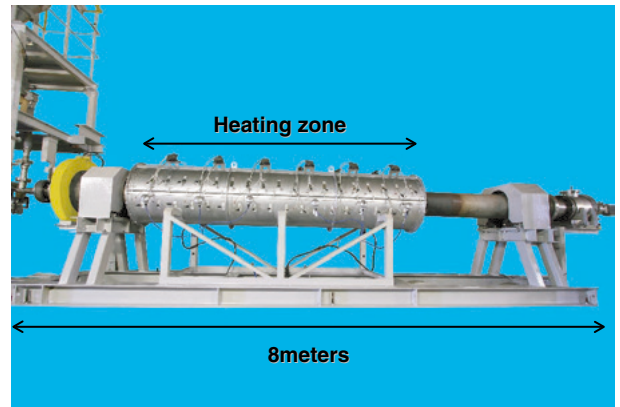


Fig. 11 Picture of newly developed mass production plant

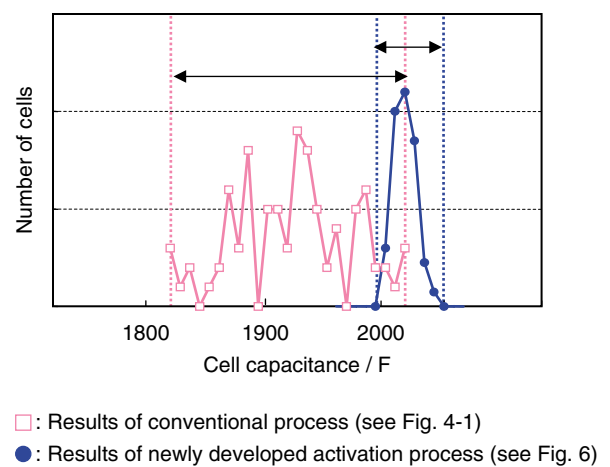


Fig. 12 Histogram of capacitance variation

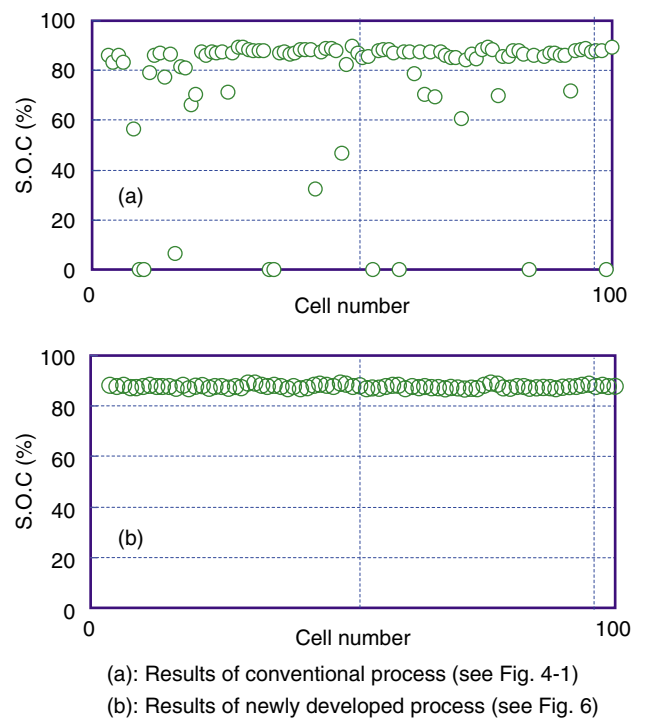


Fig. 13 Comparison of self-discharge characteristics after 72hr at 25°C

用いないこと。従来製法では活性炭が反応容器に固着するので注水して活性炭を掻き出す工程が必要であったが、コンポジットは球形のまま洗浄工程に移されるので、プロセスの連続化が可能となったことが挙げられる。生産量拡大にも反応ゾーンの延長で簡単に調整でき設備投資も低減できると考える。

6. 考察

6.1. 黒鉛質活性炭の可能性

ALP のような黒鉛構造を分散させる炭素体設計の本質は、炭素前駆体形成過程の多環芳香族分子の熱運動性に注目することが重要である。具体的には芳香族構造と脂肪族構造が混合された安価な原料有機物探索の可能性も示唆できる。また、さらなる高容量化に対しては新たな課題がある。高容量化のために黒鉛骨格を発達させると、結果として炭素密度が高くなるので細孔量(mlg^{-1})が減少する。そのため電気二重層界面のチャージバランスに必要な電解質イオンは細孔で飽和状態となり活性炭が膨脹する。今後この課題解決のためには、電荷補填の効率が高い電解質イオン、イオン性液体等の開発が重要であると示唆される。

6.2. アルカリ賦活反応機構の提示

KOH賦活の反応機構については十分解明されていなかった^{(10), (11)}。そこで量産化にあたり KOH 賦活反応機構につ

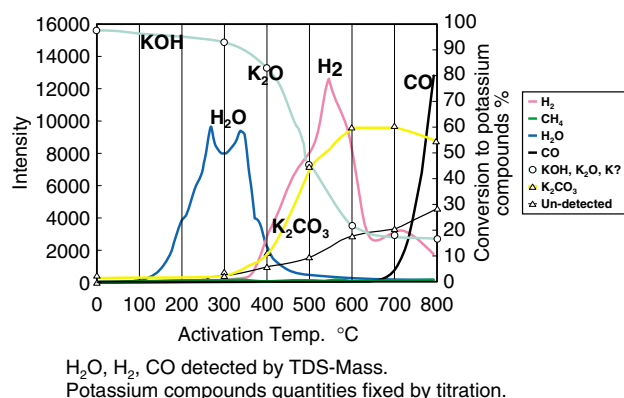


Fig. 14 TDS-MASS and KOH conversion profiles during activation process

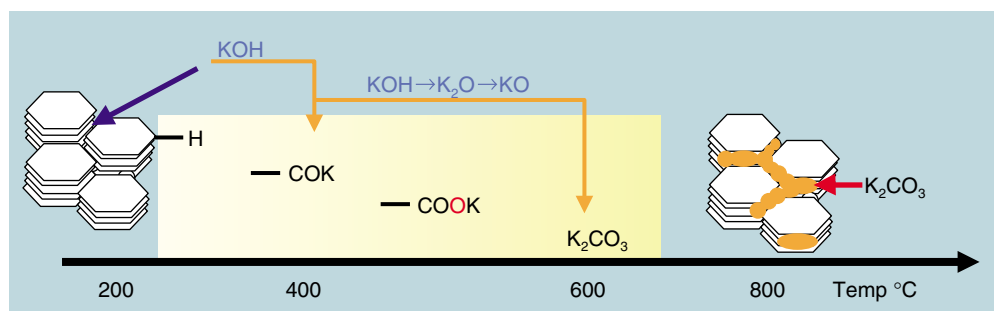
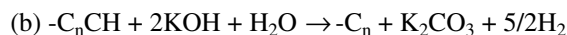
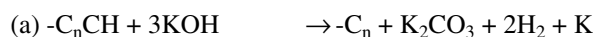


Fig. 15 Mechanism of KOH activation process

いて詳細解析した結果を Fig. 14 に示す。300℃から KOH の脱水が起こり、400℃付近から、KOHが反応消費されて、炭酸カリに転換し、同時に水素発生が起こる。約600℃で賦活は終了し 700℃以上では炭素表面上の CO の脱離が起こる。この結果をFig. 15にまとめた。黒鉛結晶子の間にKOHが浸透し、芳香族性の-CHと反応して、水素ガスを発生させながらエッジ面の酸化が起こる。続いて KOH の不均化分解反応によりカリウム酸化物類を形成しつつ、エッジの炭素原子を引き抜いて K₂CO₃を生成し、細孔形成につながると考えられる。これの反応を最適化すると反応式2-(b)が得られる。従来は 2-(a)の反応であり過剰の KOH から水素と金属カリウムの生成を引き起こしていたが、KOHを低減した反応を導くことで KOH 使用量を 15%削減し、副生成物の金属カリウムを低減したことで、活性炭の連続生産プロセスの構築可能となった。



(a) Conventional KOH activation process

(b) Lower KOH activation

Eq. 2 Comparison of chemical equations

7. 結論

電気二重層キャパシタの蓄電容量増加のために、高容量の活性炭材料を見だし、量産プロセスを構築した。

- (1) キャパシタ用活性炭の高容量化の蓄電原理を導き、そのための炭素構造を導出した。
- (2) 高容量炭素構造を作製できる新規な有機化合物を見出した結果、キャパシタの蓄電量を従来比2倍に増加でき、二次電池の実効エネルギー密度(wh/kg)相当に達した。
- (3) 高品質、低コストな活性炭を得るため従来アルカリ賦活製法の課題を解決する連続量産手法を創出し、量産デモプラントを立ち上げて運転実証おこない有効性を確認した。

- (4) 本製法の量産時に必要な反応メカニズムと新たな反応機構を明らかにした。

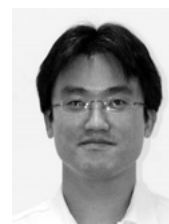
参考文献

- (1) Ue, M.: Denki Kagaku Capacitor you Dennkaieki, DENKI KAGAKU (Presently Electrochemistry), Vol.66, No.9, p.904-911(1998) (in Japanese)
- (2) Morimoto, T., Hiratuka, K., Sawada, Y., Kurihara, K. : Electric double-layer capacitor using organic electrolyte, Journal of Power Sources, Vol.60, p.239-247(1996)
- (3) U.S. 5877935
- (4) Fujino, T., Oyama, S., Oki, N., Noguchi, M., Sato, K., Endo, M., Kim, Y. J.: A characterization of alkaline activated mesophase based carbon for electrochemical capacitor, Mol. Cryst. Liq. Cryst., Vol.388, p.[481]/67-[488]/74 (2002)
- (5) Randin, J.P., Yeager, E. : Differential capacitance study on the edge orientation of pyrolytic graphite and glassy carbon electrodes, Electroanalytical Chemistry and Interfacial Electrochemistry, Vol.58, p.313-322(1975)
- (6) Morimoto, T. : Development and Industrialization of Electric Double-Layer Capacitors, Tanso, No.214, p.202-209(2004)
- (7) JP W2003/089371
- (8) U.S. 6660583
- (9) Mochida, I., Korai, Y., Kun, C.H. Watanabe F., Sakai, Y. : Chemistry of synthesis, structure, preparation and application of aromatic-derived mesophase pitch, Carbon, Vol.38, p.305-328(2002)
- (10) Maeda, T., Kim, Y.J., Koshihara, K., Ishii, K., Kasai, T., Endo, M., Nishimura, Y., Kawabuchi, Y. : Activation Method of a Mesophase Pitch-based Carbon Fiber, Tanso, No.201, p.7-11(2002)
- (11) Kim, Y.J., Horie, Y., Matuszawa, Y., Ozaki, S., Endo, M., Dresselhaus, M.S. : Structural features necessary to obtain a high specific capacitance in electric double layer capacitors, Carbon, Vol.42, p.2423-2432(2004)

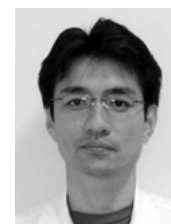
■ 著 者 ■



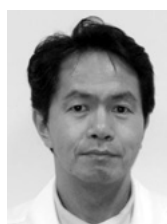
藤野 健



李 秉周



小山 茂樹



野口 実

湿式多板クラッチの摩耗特性を考慮した 耐久性予測技術の研究

Study of Durability Prediction Considering Wear Properties for Multiple Plate Clutches

齋 藤 俊 博*
Toshihiro SAITO
田 中 征 一*
Seiichi TANAKA

古 手 川 保* 松 浦 吉 輝*
Tamotsu KOTEGAWA Yoshiteru MATSUURA
大 槻 王 一*
Kimikazu OHTSUKI

要 旨

オートマチックトランスミッションに採用されている湿式多板クラッチの耐久性を向上させるため、摩擦材の摩耗履歴に着目した。初期摩耗量は係合時のディスク面圧と相関が観られ、一方、定常摩耗量はプレート温度と相関が観られることを計測により明らかにした。次にこのディスク面圧とプレート温度を定量化するためのシミュレーション技術を開発した。シミュレーションから得られた面圧分布と温度分布を用いて耐久摩耗量と相関をとったところ、いずれも良好な線形関係を示した。また、この線形関係はクラッチ仕様や運転条件を変更しても、その傾きこそ異なるものの摩擦材が同じものであるかぎり成立することを明らかにした。この傾きを摩擦材固有の摩耗特性と位置づけた。摩擦材の摩耗特性が得られたことで、任意のクラッチ仕様や運転条件に対し、単体テストの摩耗状態を予測することがはじめて可能となった。

ABSTRACT

To increase the durability of multiple-plate clutches used in automatic transmissions, attention was focused on the wear history of the facing material. Measurements have confirmed that correlations can be observed between initial wear and disk contact pressure when the clutch is engaged, and between steady wear and plate temperature. Next, simulation technology was developed to quantify the disk contact pressure and plate temperature. When simulated contact pressure distribution and temperature distribution were used to establish correlations with durability wear, good proportional relationships were found in both cases. It was also found that when clutch specifications and driving conditions were varied, the gradient of the correction also varied, but the correlation remained proportional so long as the same facing material was used. The gradient was ranked as a wear property peculiar to the facing material. By determining the wear property of the facing material, it was possible for the first time to predict wear condition in a test of the clutch as an independent part, for any arbitrary set of clutch specifications and driving conditions.

1. まえがき

近年、エンジンの高出力化に伴い、軽量・コンパクトでありながら高いトルク容量をもつオートマチックトランスミッションが要求される⁽¹⁾。Honda のトランスミッションの特徴として3本ないし4本の平行したシャフト上に各速クラッチを配したコンパクトな構造があげられる⁽²⁾。変速時にはこれに関与するクラッチのピストン圧を直接コントロールすることでシフトショックの少ないスムーズな変速応答を実現している。一方で、平行シャフト構造であるがゆえにクラッチ径に制約があり、トルク容量はもっぱら

ディスク枚数を増加させることで対応している。また、ディスク内外径差を大きくとることはディスク単位面積あたりの発熱量を抑え、耐久性を向上させる有効な手段となっている。そのため係合時のディスク面圧分布やプレート温度分布をコントロールすることが重要であり、これを適切に設定しないと摩擦材の異常摩耗や焼けの原因となることが経験的に知られている⁽³⁾。しかしながら、この経験則はクラッチの構造や摩擦特性及び、運転条件などにより大きく影響を受けるため⁽⁴⁾定量化が困難であることから、クラッチ耐久性検証はもっぱら長時間に及ぶ耐久テストにより判断してきた。

*四輪開発センター

そこで本稿では摩擦材の摩耗履歴に着目し、ディスク面圧分布やプレート温度分布が摩耗量と定性的に相関を持つことを明らかにした。次に、このディスク面圧分布やプレート温度分布を定量化するためにシミュレーション技術を開発し、摩耗履歴を予測することをはじめて可能とした。さらに、この摩耗特性を用いて設計初期段階でのクラッチ耐久性を含めた仕様設定を可能としたので報告する。

2. 研究のねらい

解析に用いた5速ATの主断面をFig. 1に示す。図に示すように平行シャフト上に各速のクラッチとギヤが配置され、変速過程は回転軸内部に設けられた油穴から供給される油圧をコントロールすることによりクラッチからクラッチへの変速を可能としている。クラッチ構造(Fig. 2)に着目してみると、ガイドはスプラインを介して軸に固定されており、外歯で勘合したプレートはガイドと同期して回転している。一方、ディスクは係合が始まる前はプレートとの間

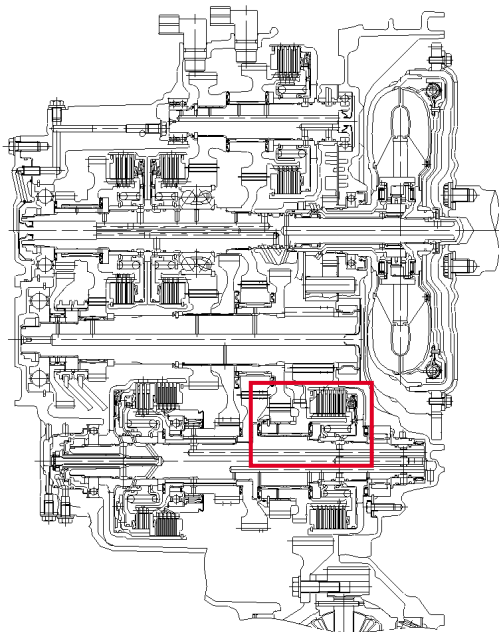


Fig. 1 Main section

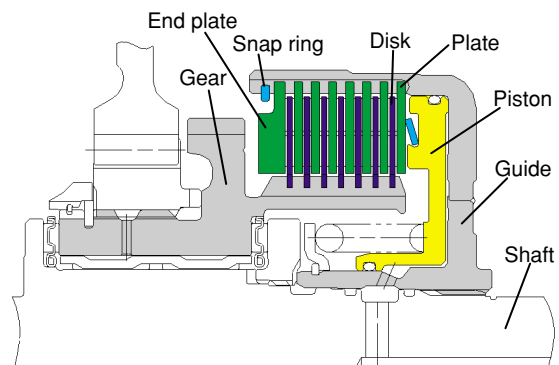


Fig. 2 Clutch detail

に差回転をもっており、係合が終了するとこの差回転はゼロになる。この係合過程でディスクに貼られた摩擦材はフリクションにより動力を伝達するが、同時に発熱するためダメージを受ける⁽⁵⁾。このダメージが長期間繰り返されると摩耗や焼けといった現象として現れてくる場合がある。

以上のことから本研究のねらいとして、

- (1) ディスク摩耗のメカニズム解析
- (2) クラッチ設計初期段階での摩耗量予測技術の確立を定めた。

3. ディスク摩耗のメカニズム解析

Fig. 3にクラッチ単体の耐久テスト装置(Fig. 4)を用いた際の摩耗履歴を示す。横軸に係合サイクル数を、縦軸に摩耗量を示す。摩耗量は各ディスクの厚さを測定し、その減少分を合計したものである。なお、摩耗量はディスク及びプレート表面の面粗度や、潤滑量によっても大きく影響を受けることが知られているが、これらは一定値として扱った。図から明らかのように摩耗の形態は係合サイクル数の少ないうちに進む初期摩耗領域と、その後緩やかな傾斜で進む定常摩耗領域及び、その間の遷移摩耗領域とに分けられる。そこで個々の摩耗形態について考察をおこなった。

3.1. 初期摩耗と面圧の相関

摩擦材はさまざまな種類の繊維や無機物をフェノール樹脂で結合させた構造であり、気孔と呼ばれるすきまが繊維と繊維の間に保たれている。摩擦材はこの気孔で潤滑油を吸収・排出することで係合時の耐摩耗性を確保している。一

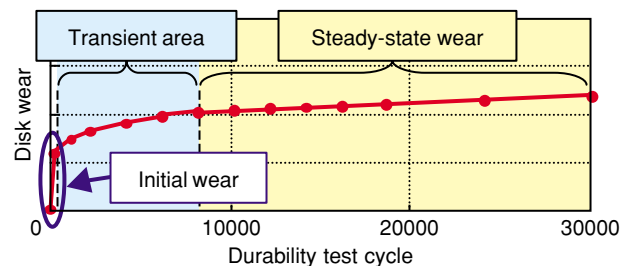


Fig. 3 Disk wear behavior

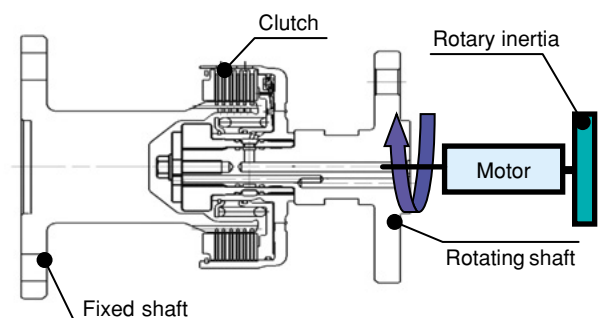


Fig. 4 Clutch fatigue test apparatus

般に摩擦材のヤング率は鉄などに比べてオアダが3桁ほど小さいことから面圧荷重に対する変形量も大きい。また、気孔を持つ構造であることからその圧縮・変位特性は Fig. 5 に見られるような応答を示す。応答の初期に注目すると僅かな面圧荷重で一気に変位が増加している様子がわかる。これは先の気孔を押しつぶすのに大きな力を必要としないことを示している。言い替えると荷重を取り除いたときに元の形状に戻る復元力も弱いことを意味する。以上のことから、初期摩耗とは新しい摩擦材が面圧荷重によってへたりを起こす現象だと考える。

そこで、Fig. 6 に示すクラッチ仕様を用いて1サイクル当りの初期摩耗率とディスク面圧との相関性を調べた。感圧紙を挟みこむ都合上ディスクは3枚仕様とした。この図のディスク面圧値は感圧紙による色の濃淡を視覚的にコンター図として表示したものである。また、初期摩耗率は各ディスクの半径方向二箇所の摩耗量を測定しサイクル数で割算した。さらに運転条件として、ピストン圧 F 2水準と仕事エネルギー Q/A 2水準をそれぞれ変化させた耐久テストをおこない摩耗量を計測した。このグラフから、初期摩耗率はディスク面圧と仕事エネルギーに対し、線形の関係にあることがわかった(Fig. 7)。

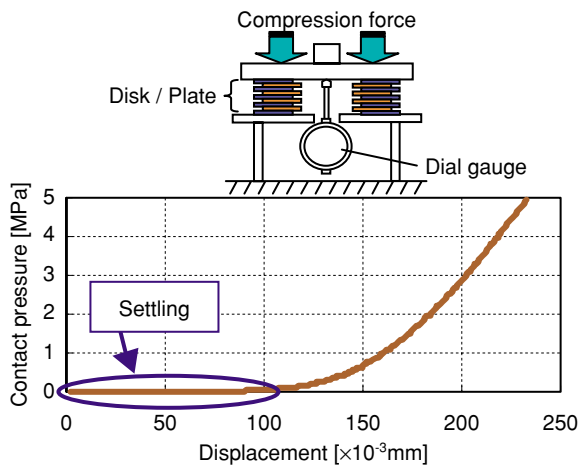


Fig. 5 Compression-displacement property

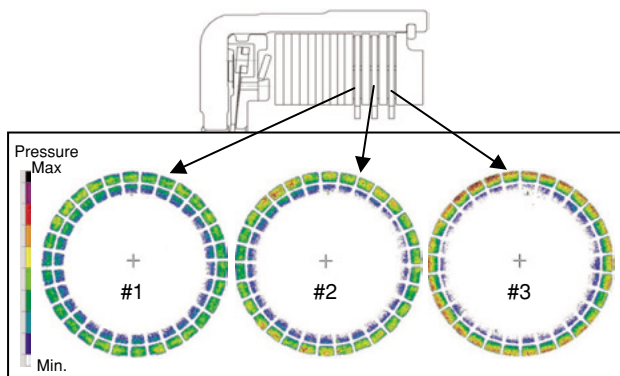


Fig. 6 Measured 3-disk clutch pressure distribution

3.2. 定常摩耗と温度の相関

定常摩耗率は初期摩耗率に比べるとはるかに小さい。すなわち、定常摩耗領域に入ると1サイクル当りのダメージが極めて小さくなり、長期耐久性を維持するという湿式クラッチの特徴をよく示している。しかしながら、僅かとはいえ定常領域で右肩上がりのカーブを示していることから(Fig. 3)、ここでの影響因子を考察した。先に述べたように摩擦材にはフェノール樹脂が含まれており、摩擦材は温度が上がるにつれ少しずつその重量を減らし、ある温度で一

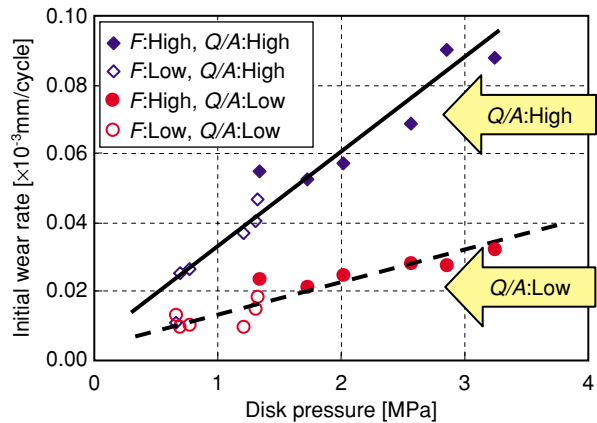


Fig. 7 Correlation of initial wear and disk pressure

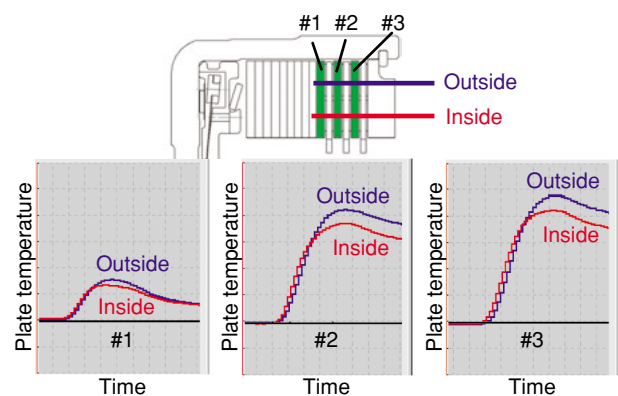


Fig. 8 Measured 3-disk clutch plate temperature

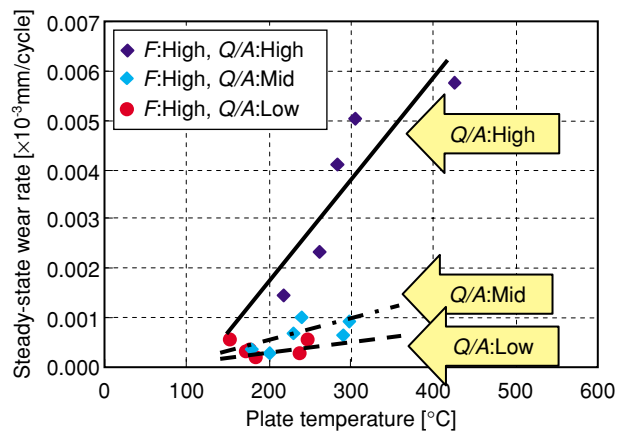


Fig. 9 Correlation of steady state wear and plate temperature

気に減少する特性を持つことが TG 分析(熱重量分析)などから知られている。

そこで、温度が定常摩耗率になんらかの関係があると考え、ディスク3枚仕様でおこなった耐久テスト結果の定常摩耗量を係合時の最大温度で整理した。温度は各プレートに埋め込んだ熱電対により計測した(Fig. 8)。運転条件として、ピストン圧を固定した状態で、仕事エネルギー3水準を変化させた。その結果、仕事エネルギーの高い条件では定常摩耗率と最大温度との間により相関が観られたが、仕事エネルギーの低い領域では抽出した摩耗量そのものが小さいことからやや曖昧な結果となった(Fig. 9)。

4. シミュレーション技術の開発

ディスク摩耗のメカニズム解析から、初期摩耗率は面圧と相関が観られ、定常摩耗率は最大温度と関係があるものと考え、次に面圧分布及び、温度分布を定量化することを考える。定量化には構造解析手法を用いた。

4.1. ディスク面圧シミュレーション

Fig. 10に面圧分布シミュレーションに用いた構造解析モデルを示す。

解析モデルは周期対称弾性体モデルとしており、これの整数倍で完全なクラッチ形状となるよう角度を選んでいる。ディスクは芯板と摩擦材で構成されている。そのため面圧解析では摩擦材の面積を忠実に再現する必要がある。シェル要素で摩擦材をモデル化し、ディスク表面に貼りつけた。また、摩擦材の圧縮・変位特性を接触面の特性として解析に導入した。Fig. 11に代表的な摩擦材セグメント形状による面圧分布の結果を示す。各ディスクでの面圧分布はピストンの押し方やスナッピングの受け方、さらには枚数や板厚などで変化するため一様ではない。

次にシミュレーション精度を検証するため、タクトイルセンサによる面圧測定値(Fig. 12)と比較した。比較した位置は各ディスクの摩耗量を計測している二箇所とした。その結果、Fig. 13に示すように誤差はプラスマイナス 15%以内であることがわかった。

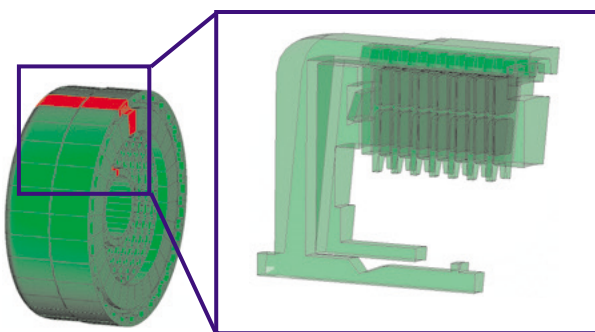


Fig. 10 Analysis model for contact pressure distribution

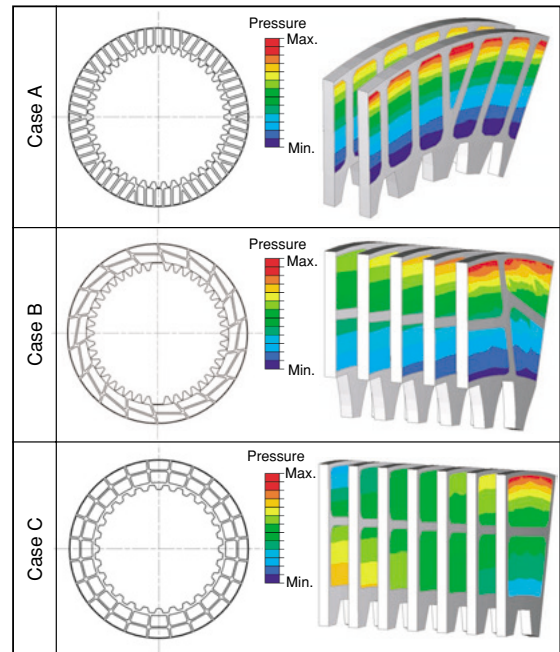


Fig. 11 Results of contact pressure distribution analysis

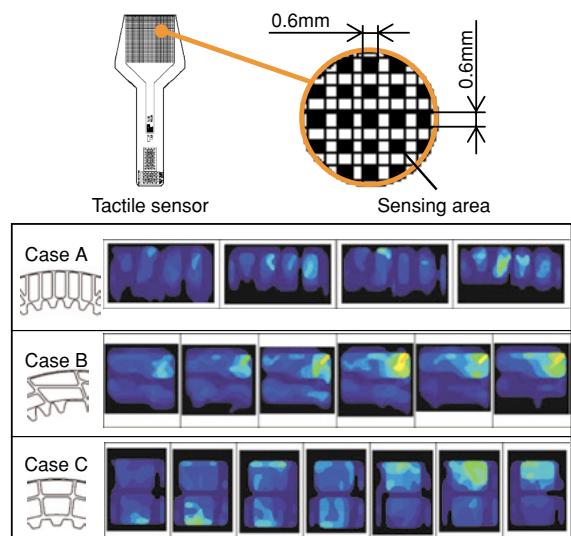


Fig. 12 Contact pressure distribution measurements

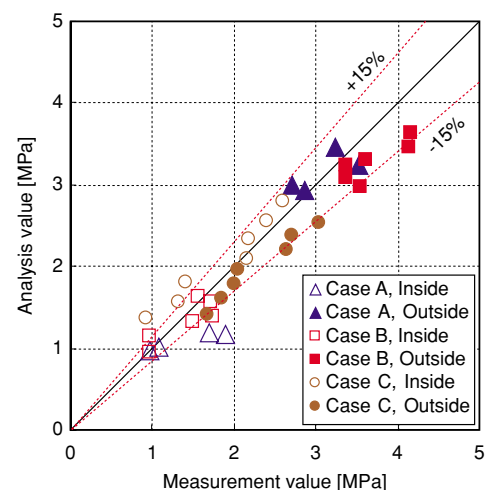


Fig. 13 Accuracy of contact pressure distribution analyses

4.2. プレート温度シミュレーション

温度分布シミュレーションには過渡伝熱解析手法を用いる。この手法を用いるには同一材料内での伝熱速度を表す熱伝導率、接触面を介して熱の授受割合を規定する熱伝達係数及び、潤滑や大気による熱引きを表す熱拡散係数と呼ばれる熱物性値を同定することが不可欠である。そこで、これら三つの熱物性をひとつずつ同定するための温度計測及び、シミュレーションをおこなった。ここでは熱物性のひとつである熱伝達係数の同定方法について述べる。

Fig. 14 に熱伝達係数を求めるためのテスト装置を示す。定盤の上にプレートとウェットな状態のディスクを交互に積み重ね、所定の面圧になるよう圧力をかける。さらに最上部のプレートをヒータで加熱し、途中のプレート温度を熱電対で計測した。Fig. 15の測定結果からも明らかなように下層のプレートほど温度上昇が遅くなる。

一方、これをシミュレートするため、定盤を含めた過渡伝熱解析モデルを作成し、各プレートの温度履歴が同じになるように熱伝達係数を調整した。最終的に得られた計算による温度履歴を Fig. 15 に破線で示した。両者はよい一致を示しており、同定した熱伝達係数の確からしさを証明することができた。

このようにして同定した三つの熱物性値を用いて、ク

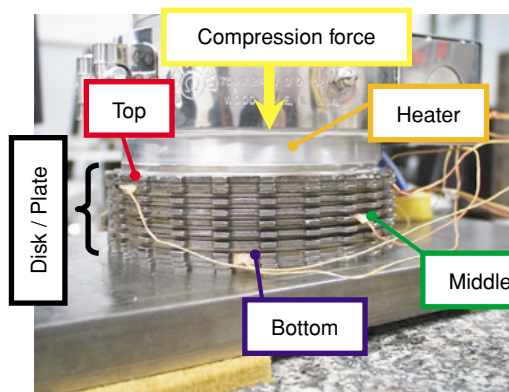


Fig. 14 Measurement apparatus for identifying heat transfer coefficient

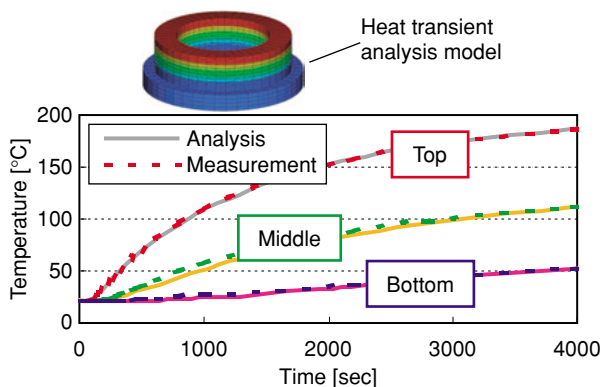


Fig. 15 Identification of heat transfer coefficient

ラッチ係合時の温度分布シミュレーションをおこなった。その際に熱流束を荷重条件として全ディスク面に与える必要がある。任意位置での熱流束 q_i は次の式で計算される。

$$q_i = r_i \times \mu_i \times p_i \times \omega$$

r : 半径位置 μ : 動摩擦係数 p : 面圧

ω : すべり速度 i : 位置変数

ここで、動摩擦係数はSAE#2性能試験により得られたものを用いており、面圧、すべり速度及び、温度の関数として扱った(Fig. 16)。

また、面圧については面圧分布シミュレーションの結果を用いた。Fig. 17 に示すように Q/A を変化させた際の係合過程の各プレート最大温度をよく再現できていることがわかる。しかしながら、詳細に見ていくとピストン側から数えて#6や#7プレートでは温度の誤差が大きくなっている。

そこでプレート温度の上昇分について誤差を調べた結果、

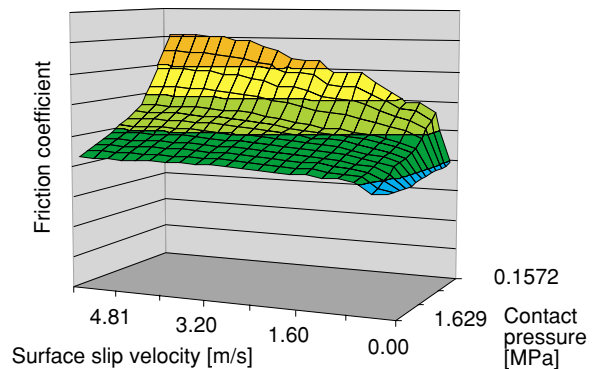


Fig. 16 Dynamic friction coefficient

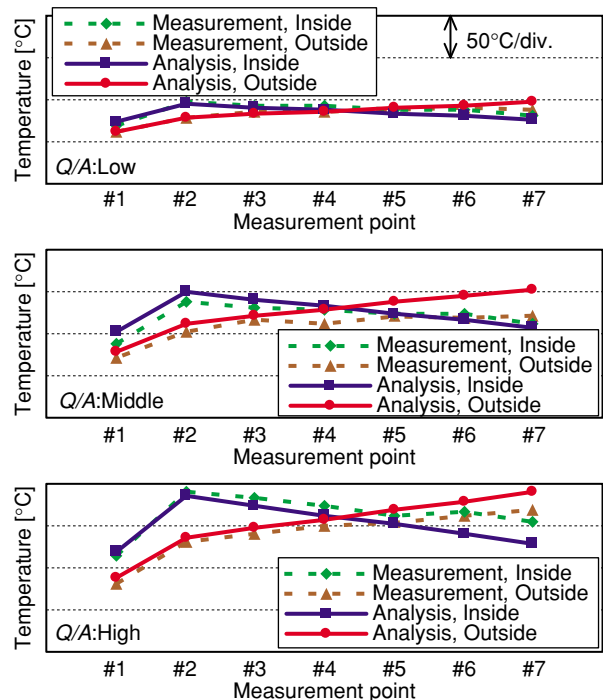


Fig. 17 Plate temperature distribution

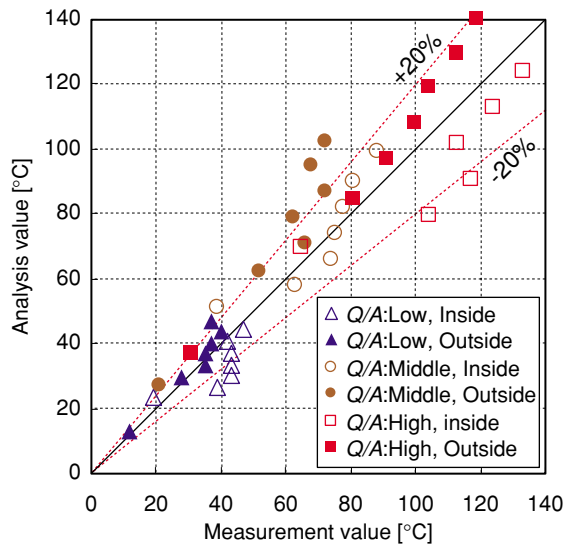


Fig. 18 Accuracy of temperature distribution analyses

プラスマイナス 20%前後となることがわかった (Fig. 18). これはシミュレーションの中で潤滑油による熱引きの効果を表す熱拡散係数をすべてのプレートで一定としていることが原因と考えられる. 今後, クラッチ内部での潤滑油の流れを明らかにしていくことでこの誤差は小さくしていくことが可能と考えられる.

5. 摩耗量予測技術の開発

5.1. 摩耗履歴の計算手法

シミュレーション技術の開発により係合時のディスク面圧分布やプレート温度分布を定量化できるようになったことから, 実際のクラッチ仕様を用いて耐久摩耗量 (Fig. 19 破線) との相関を改めて調べた.

その結果, Fig. 20 では初期摩耗率とディスク面圧との線形関係が, また, Fig. 21 では定常摩耗率とプレート温度との線形関係が得られ, 先の摩耗メカニズム解析の結果を裏付けた.

ここで重要なのは線形関係が得られたということであり, それぞれの傾き K_i , K_s が既知となることで摩耗履歴は次の簡単な式を用いて再現できることになる.

$$W_i = P \times K_i \times N$$

$$W_s = T \times K_s \times N$$

W_i : 初期磨耗量 W_s : 定常磨耗量

P : 面圧 T : 温度 N : サイクル数

また, 初期摩耗領域と定常摩耗領域に挟まれる遷移領域磨耗量 W_T は両者の平均値とした.

$$W_T = (W_i + W_s) / 2$$

Fig. 19 の実線は上記の式を用いて計算した摩耗履歴であり, 定性的にも定量的にもよく合致している. このよう

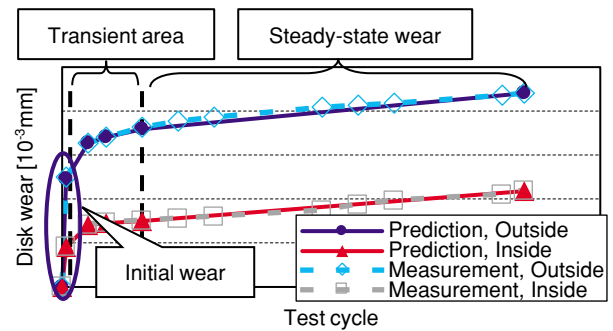


Fig. 19 Wear prediction for clutch disk

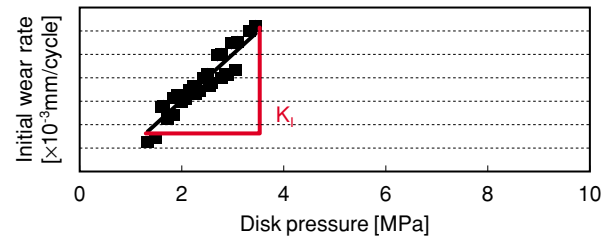


Fig. 20 Relationship between initial wear rate and pressure

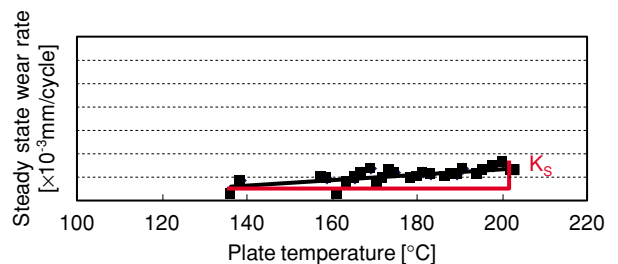


Fig. 21 Relationship between steady-state wear rate and temperature

に耐久テスト結果があれば, 傾き K_i , K_s を求めることで耐久履歴を表現できることがわかった. しかし, このままでは耐久テスト結果がないと摩耗量は予測できないという課題が残る.

5.2. 摩擦材の摩耗特性マップ

そこで, これらの関係式をクラッチ仕様も Q/A も異なるさまざまな耐久テスト結果にあてはめてみた. ただし, セグメント形状は異なっても良いが, 摩擦材の材料のみはすべて同一のものを使用した. その結果, 個々の耐久テストで傾き K_i , K_s は異なるものの仕事エネルギーの順に傾きが変わっていることが明らかになった. この関係を 3 次元グラフに表したのが Fig. 22 と Fig. 23 である. 任意の 10 仕様のクラッチを用いた耐久テスト結果が含まれている. これら二つのグラフは摩擦材固有の摩耗特性を 3 次元マップで表している.

摩擦材の摩耗特性マップが得られたことで, 任意のクラッチ仕様や運転条件に対し摩耗量計算に必要な傾き K_i , K_s を摩耗特性マップから補間して求めることができるようになった.

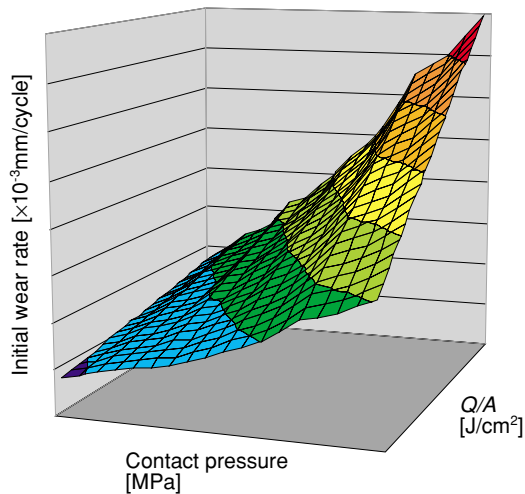


Fig. 22 Initial wear properties map

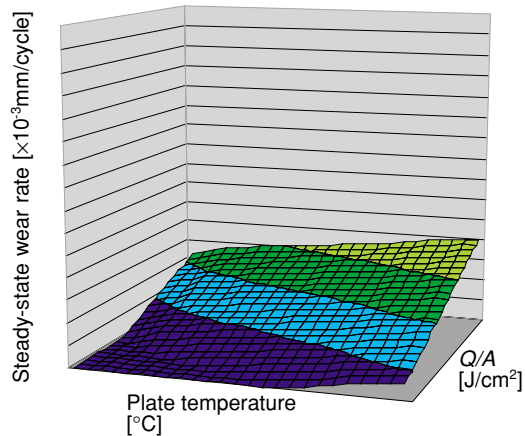


Fig. 23 Steady-state wear properties map

6. クラッチ設計初期段階での適用

クラッチサイズを大きくすることなくトルク容量を増加させる手段としてピストン形状を変更してクラッチ有効径を増やすことがよく検討される。Fig. 24にピストン押し位置の典型的な3形態を示す。クラッチ有効径の観点だけからいえば、内押し、平押し、外押しタイプの順にトルク容量は増加していく。しかしながら、摩耗量が大きくなってしまうのであれば、トルク容量が大きくても採用できないことがある。

そこで、今回開発した摩耗履歴の予測技術をこれらピストン3形態に適用してみた。Fig. 24に示すようにピストン押し位置によりディスク面圧分布は大きく変化している。内押しピストンは全ディスクにわたり均等な面圧分布を示しているが、平押し、外押しになるにつれディスク内周側に面圧が立たず、外周側に偏る傾向が見られる。プレート温度分布も基本的には面圧分布にならった傾向を示し、最大温度も増加していく (Fig. 25)。

次に、シミュレーションにより得られたディスク面圧分

布とプレート温度分布及び、摩擦材の摩耗特性を用いて、摩耗履歴を予測した結果を Fig. 26 に示す。それぞれ2本のラインは摩擦材内側セグメントの中央と外側セグメントの中央部での摩耗量を表している。各ディスクのうち摩耗量が多くなるディスクで比較した。最大許容摩耗量に至るまでのサイクル数でそれぞれの仕様を判断すると、内押しタイプが最も長寿命で、ついで平押し、外押しの順となる。さらに、このクラッチに要求されるサイクル数で判断すると外押しタイプは採用できない仕様となる。また、2本のラインの間隔を見てみると、内押しタイプはディスク面全体を使っているが、外押しタイプではディスク面の内側は摩耗せず使われていないこともわかる。

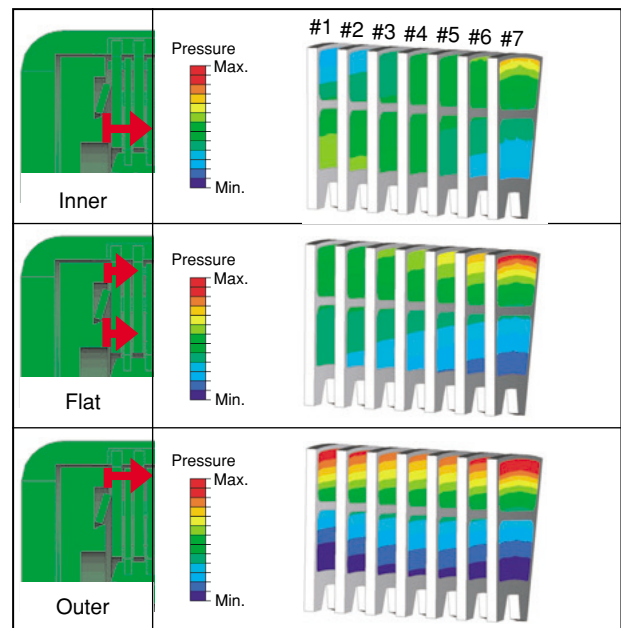


Fig. 24 Difference of contact pressure distribution

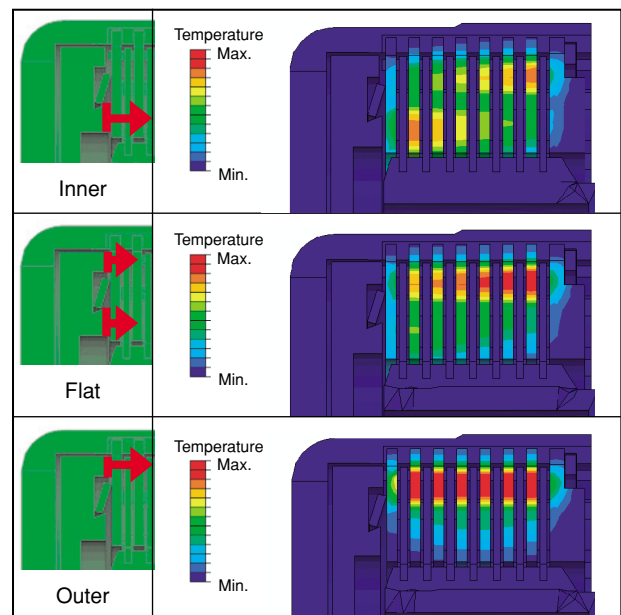


Fig. 25 Difference of temperature distribution

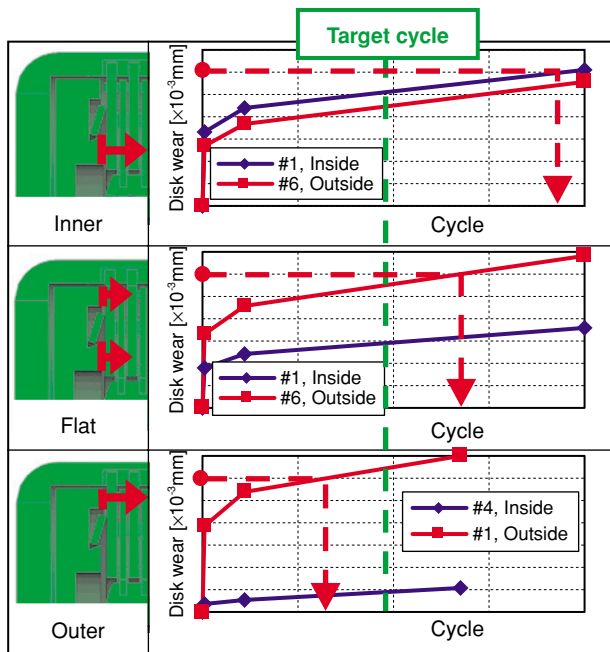


Fig. 26 Difference of amounts of wear

このように、設計初期段階でのクラッチ耐久性を含めた仕様設定を可能とした。

7. まとめ

クラッチ単体のディスク摩耗量を詳細に解析した結果、設計初期段階でクラッチ耐久性を含めた仕様設定をおこなうのに必要な以下の知見が得られた。

- (1) 初期摩耗量は面圧が、定常摩耗量は最大温度がそれぞれ主要因子であることを明らかにした。
- (2) ディスク面圧分布やプレート温度分布をシミュレートする解析技術を開発し、係合時のディスク面状態を定量化した。
- (3) 摩擦材固有の摩耗特性をとらえることで任意のクラッチ仕様や運転条件に対し、摩耗量予測を可能にした。

8. あとがき

湿式多板クラッチの構造は数十年前から存在しているが、その摩擦特性の発現^{(6), (7)}や振動問題、さらには潤滑油の流れ⁽⁸⁾などいまだ完全に解明されているとはいえない。湿式多板クラッチはトライボロジの代表格であることから、すべてを定量化していくには困難を伴うが、実際に役立つ工学的なアプローチを今後も続けていきたい。

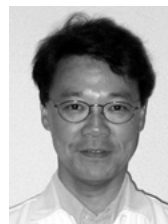
参考文献

- (1) 加藤芳章, 柴山尚士: 自動変速機の構造・機能と湿式クラッチ, トライボロジスト, 第 39 巻, 第 12 号,

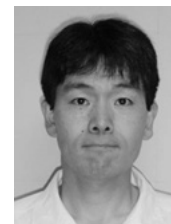
p.6-11(1994)

- (2) 内田代志春, 宮本修秀, 大谷哲也, 丸山徹郎, 酒井和明, 谷本誠司: LIFE 用新コンパクト 4 速自動変速機の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.79-86
- (3) 井上真幸, 荒井康典, 畔上敏明, 平尾泰生: 4WD 用多板クラッチ係合時異音の低減研究, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.133-138
- (4) 加藤芳章, 赤坂量康, 千葉啓貴, 森泰志: 自動変速機用湿式摩擦材の摩擦特性解析, トライボロジスト, 第 39 巻, 第 12 号, p.71-78(1994)
- (5) 梶田伸一: フリクションプレートの係合メカニズム, NSK Technical Journal No.655, p.32-38(1993)
- (6) Haj-Fraj, A., Pfeiffer, F.: Modeling of Wet Clutches in Automatic Transmissions, The 2nd International Conference on Recent Advances in Mechatronics, p.9-15 (1999)
- (7) 三好達朗: フリクションプレートの気孔性と摩擦特性, NSK Technical Journal No.655, p.25-31(1993)
- (8) 三浦達人, 関根登, 畔上敏明, 村上康則: セグメント接着方式における自動車用湿式クラッチの摩擦特性について, HONDA Technical Review, Vol.10, p.142-149

■ 著 者 ■



齋藤 俊博



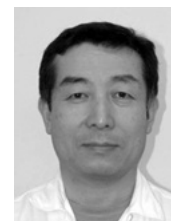
古手川 保



松浦 吉輝



田中 征一



大槻 王一

二輪車用フレーム部品の軽量化設計解析技術の構築

Establishment of Analysis Method for Weight Reduction Design of Motorcycle Frame Parts

本 間 秀 樹*

Hideki HONMA

山 下 朗 弘*

Akihiro YAMASHITA

伊 藤 未 丈*

Mijo ITOH

土 屋 美 紀*

Miki TSUCHIYA

関 喜 孝*

Yoshitaka SEKI

要 旨

現在二輪車用フレーム部品の開発の中で、基本骨格検討は剛性、強度などの性能を満足した軽量化を達成するために、繰り返し検討をおこなって熟成している。この繰り返し検討工数を削減するために、各種構造最適化技術を検討した。位相最適化技術の設計領域を拡大する作業の代わりに、仮想的に剛性を上げる手法によって、剛性を考慮した軽量化のためのアイデアを簡易で高速に得る解析手法を構築した。

ABSTRACT

In the present development of motorcycle frame parts, basic skeleton layouts are designed by repeating some examinations in order to achieve weight reduction considering rigidity and strength targets. Various structural optimization technologies were studied to reduce the man-hours required for the repeated examination. Instead of expanding the design area of the topology optimization technology, an analysis was established by using a method of virtual rigidity enhancement. The analysis obtains ideas easily and rapidly for weight reduction in consideration of rigidity.

1. まえがき

二輪車開発において、商品性向上とともに商品魅力となる軽量化が常に求められている。また、最近では、環境問題に関係して燃費向上の観点からも軽量化の要望が高まっている。

このような要求に対して、最近では CAE を活用した部品形状の最適化技術の使用が一般化してきており、効果を上げている⁽¹⁾。

しかしながら、高度な解析技能が必要なため専任の解析技術者がおこなわなければならないことが多く、解析モデルの作成、解析、評価に多くの時間を要することなどにより、タイミングよく開発に反映することが難しい。特に二輪車のフレームは必要な強度、剛性を確保しつつ、エンジンや補器類を効率よく配置する必要があるため、開発初期段階の基本骨格の検討は、経験豊富な設計者のノウハウに依存するところが多い。

*二輪開発センター

したがって、基本骨格検討段階で軽量化のためのアイデアをタイミングよく得るための解析技術が望まれている。この要求に応えるために位相最適化技術を応用した新しい軽量化設計解析技術を開発した。本稿では、二輪車、All Terrain Vehicle(ATV)の車体部品を開発するための解析技術の概要について述べるとともにその解析事例を紹介する。

2. 開発のねらいと目標要件

二輪車の部品設計において、剛性、強度、振動などさまざまな性能評価項目を検討する必要があるが、その中でも構造の全体バランスへの寄与が大きい、剛性を考慮した軽量化技術の構築をねらいとする。

従来は、Fig. 1 に示す手法のように、過去の経験をもとに実機の繰り返しテスト、または CAE 解析を実施していた。開発効率を上げるためには、繰り返し作業を減らす必要がある。したがって、Fig. 1 の下段に示すターゲットプロセ

スを設定した。このターゲットプロセスでは、設計者自身がアイデアの検討をするために、解析時間が比較的短いこと、操作が容易であること、評価するために結果がわかりやすいことなどが求められる。

以上により下記の目標要件を設定した。

- (1) 剛性を考慮して軽量化するための形状のアイデアが得られること
- (2) トータル解析工数が1日(10時間)以内であること
- (3) 設計者が将来的に利用できる解析技術であること

3. 理論構築

3.1. 各種構造最適化手法の比較

軽量化のための従来の解析技術には、板厚最適化、形状最適化、位相最適化があり、Table 1にそれらの特徴を示す。板厚最適化は板厚を設計変数として、最適化をおこなうものである。しかし、近年、工業界では製品図の3Dデータ化普及に伴い、構造解析ではソリッドメッシュの使用が増加している。ソリッドメッシュでは、形状そのもので板厚を

表現するので、板厚という概念が存在しない。したがって、板厚を設計変数に設定できないので、板厚最適化の解析ができない。形状最適化では、設計変数にする寸法が数十以上ある場合に、多くの計算を必要とするので、モデル全体の解析には適さない。また、位相最適化では設計領域を定義するためのモデル作成工数が大きくなるという課題があるが、その代替として縦弾性係数を仮想的に高くする概念を位相最適化に導入し、新しい構造最適化解析手法の可能性について検討した。その詳細について、以下に述べる。

3.2. 従来の位相最適化

位相最適化とは、Fig. 2のように与えられた空間に設定された荷重、拘束条件のもとで、Fig. 3に示すような最適な配置(レイアウト)を求める手法である。どこに材料を集中的に配置すれば最も強い(剛性の高い)構造物ができるかを求めることができる。

位相最適化で利用する手法には、均質化法と密度法がある。ここでは、密度法について説明する。

構造解析におけるフックの式では、式(1)に示すように

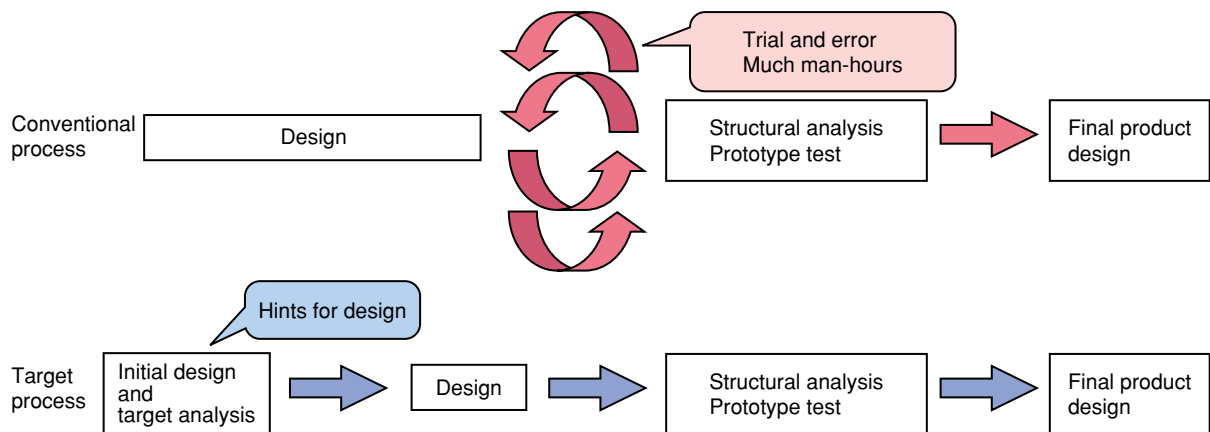


Fig. 1 Target process of design process

Method	Thickness optimization	Shape optimization	Topology optimization
Image			
Design variable	Thickness	Dimension	Density
Merit	Low analysis costs (Shell model) Easy to set design parameters Fast calculation time	Effective for finding ideal shapes	Low analysis costs Easy to set design parameters Fast calculation time
Demerit	Difficulty in analysis by solid mesh models	Large amount of man-hours Difficulty in design parameters setting Difficulty in analysis of complex shapes Long calculation time	Difficulty in design area setting of complex shapes

Table 1 Comparison of various structural optimization methods

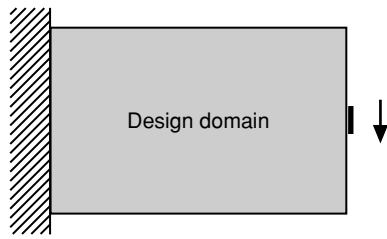


Fig. 2 Design domain for topology optimization analysis

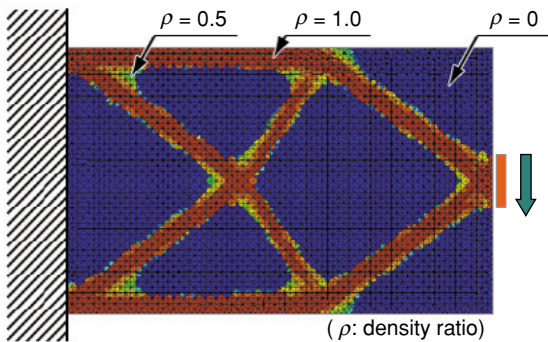


Fig. 3 Topology optimization using density approach

ひずみを変位と考えた場合、縦弾性係数が大きいほど、ひずみが小さくなるので変位が少ない。

$$\varepsilon = \sigma / E \quad (1)$$

ε : ひずみ

σ : 応力

E : 縦弾性係数

密度法は、式(2)に示すように材料の縦弾性係数が密度のべき乗に比例すると仮定して、各メッシュの密度比を設計変数として最適位相を求める方法である^{(2), (3)}。

$$E = \rho^N E_0 \quad (2)$$

E : 計算で使われる縦弾性係数

ρ : 密度

N : 乗数

E_0 : 設定した縦弾性係数

Fig. 3 のように各メッシュの密度を 0.0-1.0 に変化させることによって、計算で使われる縦弾性係数が $0.0 \cdot E_0$ に変動する。最適化としては、各メッシュが設計変数になり制約条件を満たしながら、目的関数を最大化もしくは最小化するために、繰り返し計算をおこなって最適解を求める。

3.3. 従来の設計領域設定機能の問題点

初期形状での密度を 1.0 と考えると、剛性を初期形状以上にするのは不可能である。そのため、Fig. 4 のように設計

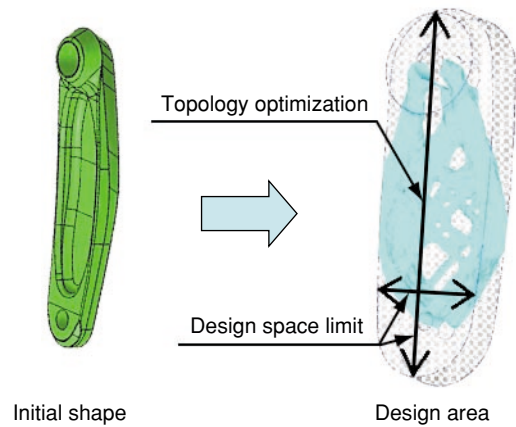


Fig. 4 Set design area

領域を拡大してから位相最適化をおこなう。しかし、単純な形状以外は、モデリング作業工数が大きいので、設計領域を拡大する作業は、トータル解析工数 1 日の目標要件を満たさない。また、二輪車フレームのような場合、エンジンや補器類の搭載があるため、設計領域の拡大は難しく最適化の効果が出しにくいという問題もある。

3.4. 概念を拡大した位相最適化手法

設計領域設定における問題点を解決する手法として考案したのは、設計領域を拡大する代替手法として、式(3)に示すように縦弾性係数を仮想的に高く設定する手法である。縦弾性係数を k 倍する。

$$E_{oi} = kE_0 \quad (3)$$

さらに、 k 倍に設定した縦弾性係数を式(2)に代入すると式(4)になる。

$$kE = \rho^N kE_0 \quad (4)$$

計算で使われる縦弾性係数は密度を 0.0-0.1 に変化させることによって、 $0.0 \cdot kE_0$ になり剛性も k 倍になる。たとえば、弾性係数を 2 倍にすることにより、変位量が 1/2 になり Fig. 5 のように仮想的に初期剛性を上げることができる。したがって、剛性に余裕が生まれるため、位相最適化手法を利用することが可能になる。仮想的に剛性を上げた結果なので、絶対値としての意味は持たない。しかし、結果は密度の濃淡

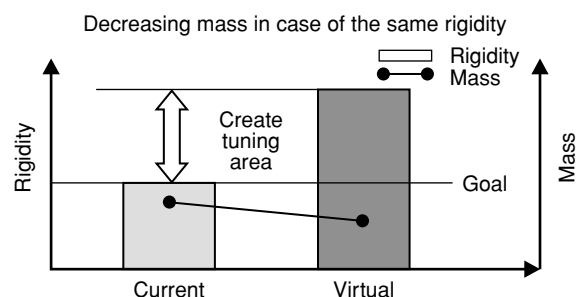


Fig. 5 Increasing virtual rigidity

で出力されるので、密度の濃い部分を強化必要部位、密度の低い部分を弱化必要部位として判断できる。いわゆる目的剛性に対する感度としてとらえることができる。計算としては、位相最適化をおこなっているが、結果の見方は感度になるので、この手法を位相感度解析と呼ぶことにした。感度の高い部位を強化し、低い部位を弱化することによって、軽量化が達成できる。もちろん、条件を変えて質量を最小限の増加で剛性向上を効率よくおこなう解析なども可能になる。開発の途中段階ではこのような必要性も多い。すなわち、質量と剛性を最適化における制約条件、目的関数として任意に設定することができる。また従来は、構造解析結果の応力図、変形図等を見ながら、対策案を総合的に考えるので、判断が困難であり、時間もかかっていたが、本解析手法では、密度分布から直接判断できるので、判断の間違いが減り時間短縮にもなる。

3.5. 応力対策手法と位相感度解析手法の比較

一般的に剛性向上を検討する場合、荷重がかかった状態において、応力の高い部分を補強する手法がとられる。この手法は間違いではないが、剛性と質量に対する手法としては、最適ではない。一方位相感度解析は、位相最適化手法いわゆる最適化問題であり、以下のように目的関数、制約条件、設計変数を設定し、繰り返し計算をおこないながら最適化していく手法である⁽⁴⁾。

目的関数：Min. { $f(x)$ }

制約条件： $g_i(x) \leq 0 \quad i=1, 2, \dots, k$

設計変数： $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)$

したがって、応力対策手法より最適な形状を求める手法である。よって、位相感度解析は応力対策手法以上の効果を剛性と質量の観点で得ることができる。

4. 検証

ここで、3.4節で述べた解析手法の検証結果を二例示す。

4.1. プレート形状解析の検証

この例では、高応力部を対策する手法と位相感度による対策手法の比較を示す。位相感度の計算条件は以下の通りである。

(1) 設計変数：モデル全体

(2) 制約条件：剛性同等

(3) 目的関数：質量最小化

Fig. 6 に解析条件とそれぞれの解析結果を示す。右上が静解析の応力分布を示し、右下が位相感度解析結果である。赤い部分は感度が高いことを示し、一方、青い部分は感度が低いことを示す。パッチ追加で対策する場合は、両解析ともに赤い部分にパッチをあてた方が効果が大きい。Fig. 7に各解析結果から導いたパッチ形状を示す。パッチの質量は比

較のために同等とする。Fig. 8にその効果を示す。本解析手法が応力対策手法に対して、同一質量で剛性に関して20%近く高められる効果があることが示されている。この例は、質量を同等にしているが、剛性を同等にすれば剛性向上分の質量を下げられることになる。

4.2. フレーム部品形状解析の検証

この例では、解析結果の感度の高い部分、低い部分、中間の部分に補強パッチを貼った効果の確認結果を示す。計算条件は以下に示す。ここでは制約条件を二つ設定している。

(1) 設計変数：モデル全体

(2) 制約条件：ねじり剛性向上、横剛性同等

(3) 目的関数：質量最小化

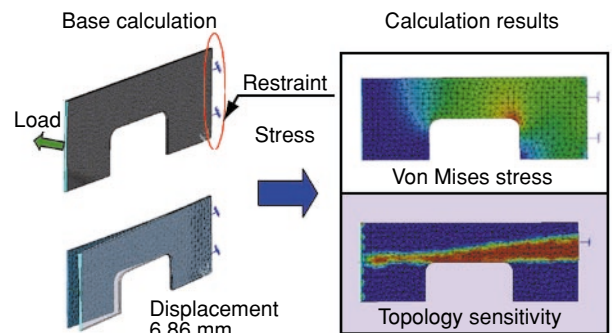


Fig. 6 Verification plate model

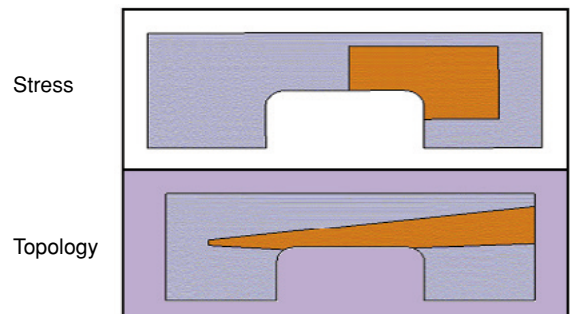


Fig. 7 Comparison of additional patch shapes

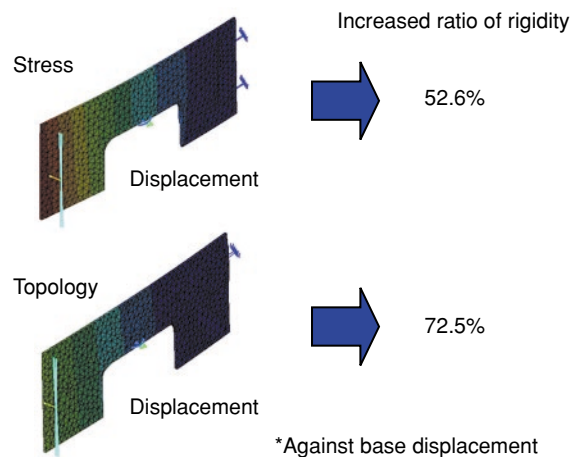


Fig. 8 Comparison of displacement

Fig. 9 に本解析の結果を示す。Fig. 10 に Fig. 9 から考案した感度の高、中、低、それぞれのパッチ図を示す。パッチ質量は比較のために同じ質量に設定した。Table 2にそれぞれの効果をまとめて示す。感度の高い場所で対策効率が高いことがわかる。また、感度の高いパッチでは、横曲げ剛性がわずかに低下しているが、一般的に、どちらかの剛性を向上すると、残りの剛性も向上するのが通例であるが、今回の結果は横曲げ剛性が低下している。感度としては、制約条件で設定した方向性と同じである。本例のように、方向性を考慮した各種剛性のチューニングに関しても有効である。

5. 適用事例

5.1. フレーム部品解析事例

この例では、スポーツ系のフレームを用いて、質量の増

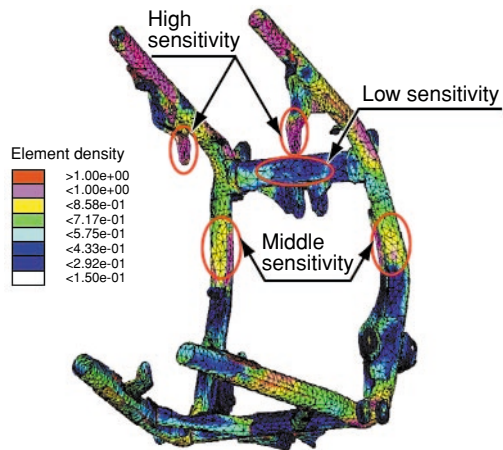


Fig. 9 Result of topology optimization sensitivity for conventional pipe frame

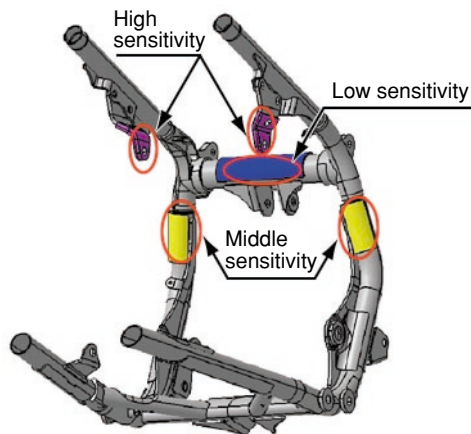


Fig. 10 Example of additional patches

Table 2 Verification effect of each patch

Sensitivity	Low	Middle	High
Torsional rigidity	0.03%	1.21%	4.31%
Lateral rigidity	0.32%	0.84%	-2.01%
Effect	Non	Small	Large

加を最小としてねらいのフレーム剛性を得るために解析した結果を説明する。計算条件は以下に示す。

- (1)設計変数：モデル全体
- (2)制約条件：ねじり剛性向上，横剛性同等
- (3)目的関数：質量最小化

Fig. 11は解析結果である。この結果から、赤、紫の部分が強化必要部位、青の部分が弱化必要部位となる。具体的には、板厚、径のチューニング、リブとパッチの追加、削除などが考えられる。場合によっては、骨格変更を検討する。ただし、他の要因、生技要件、強度、コストも合わせて検討する。従来は、強化必要部位、弱化必要部位がわからない、または間違っている場合もあったので、ねらい所がわかる効果は大きい。最終的には、対策案を入れた静解析をおこなって効果を確認する。対策案の事例を Fig. 12 に示す。この結果質量に対するねじれ剛性比で 10.7%の効率向上が確認できた。

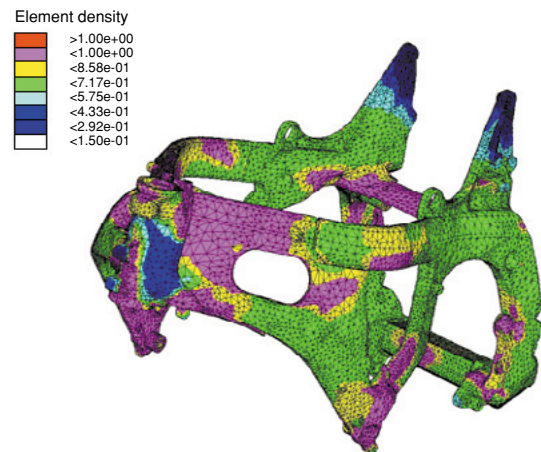
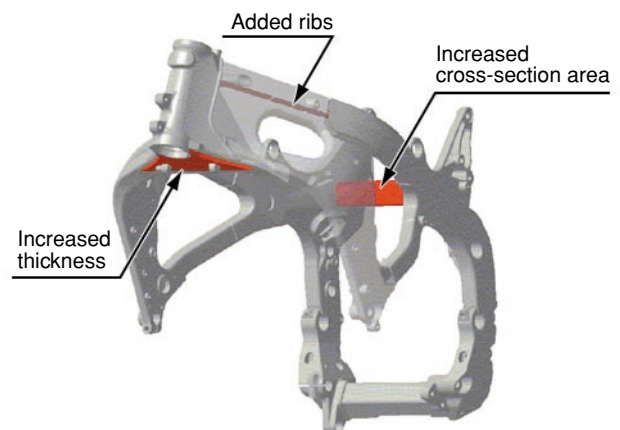


Fig. 11 Result of topology optimization sensitivity for box section frame



	Base	Modified
Torsional stiffness/Mass	100	110.7
Lateral stiffness/Mass	100	102.6

Fig. 12 Modification by using topology optimization sensitivity results

5.2. その他の解析事例

考案した位相感度解析は、フレームに限らず、剛性が必要な部品であれば適用可能である。Fig. 13はシート底板の解析事例の結果である。本来、リブの検討で設計領域を大きくとり、従来手法の位相最適化を実施するのが理想であるが、開発段階によっては、レイアウトと対策案対応時間の関係で変更できない場合が多々ある。そのような場合、本解析手法は有効である。解析結果をもとに、具体的にFig. 13に示した設計変更が可能な範囲内で検討する。たとえば、強化必要部位のリブ追加、厚肉化、弱化必要部位のリブ削除、薄肉化などが考えられる。

Fig. 11 と Fig. 13 で示した解析工数を Fig. 14 に示す。どちらも、静解析モデルが存在することが前提になるが、1日(10時間)以内に解析が可能である。最適形状に設計された部品では効果が少ない解析結果となる場合もある。通常、質量増を抑えた剛性のチューニング、または、剛性同等であれば、約 10-20%の軽量化が達成可能である。

また、本解析は、従来の静剛性モデルをベースに、モデルを変更することなく、位相感度解析用の設定をおこなうだけなので簡易化をおこなえば、専任の解析技術者を必要とせずに設計者自身が利用できる。

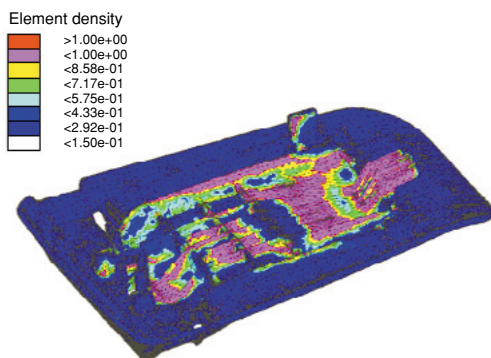


Fig. 13 Result of topology optimization sensitivity for seat bottom

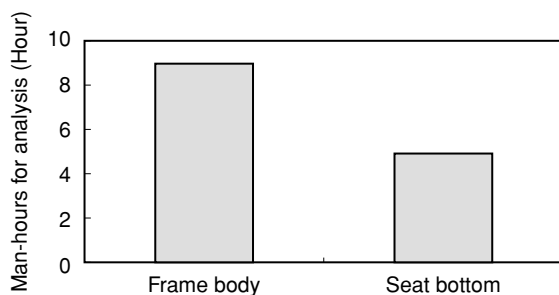


Fig. 14 Total man-hours for analysis

6. まとめ

位相最適化における設計領域拡大の代替として縦弾性係数を仮想的に大きくすることで、現在の形状における各部位の剛性に対する感度を求められることがわかった。

本解析技術を構築することによって、以下の結果を得た。

- (1) 剛性を考慮して軽量化するための形状のアイデアが得られる。
- (2) トータル解析工数が1日(10時間)以内であり、開発の流れに沿ってリアルタイムに検討することができた。
- (3) 適用した部品で剛性が同等であれば、約 10-20%の軽量化が達成可能であった。

本解析手法は、従来にない開発要望に合致した手法であり、二輪車部品だけでなく、さまざまな機械部品の設計にも適用できる技術であると考えられる。今後は、機能向上、簡易化、高速化を推進することによって、設計者自身が、利用できるようにしていきたい。

謝 辞

本解析手法を構築するにあたり、多大な協力を頂いたアルテアエンジニアリング株式会社の関係者の方々に対し、深く感謝の意を表します。

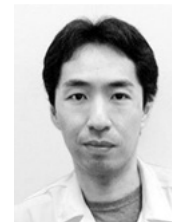
参考文献

- (1) 西方恵理：二輪車の軽量化への取組み，自動車技術，Vol.59 No.11, 20054826, p.72-76(2005)
- (2) 藤井大地，鈴木克幸，大坪英臣：ボクセル有限要素法を用いた構造物の位相最適化，Transactions of JSCE, Paper No.20000010(2000)
- (3) http://www.jsme.or.jp/dsd/dsd-sekkei/minutes/12/Ishii_2004-09-27.pdf
- (4) 川面恵司，横山正明，長谷川浩志：最適化理論の基礎と応用，東京，コロナ社，p.2-3(2000)

■ 著 者 ■



本間 秀樹



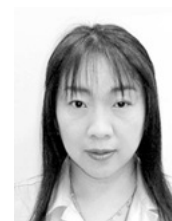
伊藤 未丈



関 喜孝



山下 朗 弘



土屋 美 紀

ライト CAE による排気吐出音最適化技術の開発

Development of Exhaust Orifice Noise Optimization Technology Using Light-CAE

桜井 雅人*

Masato SAKURAI

吉本 秀之*

Hideyuki YOSHIMOTO

要 旨

排気吐出音と排気流量の最適化予測技術を、設計者に使いやすい開発支援ツールとして開発した。

排気吐出音の精度を流体音響理論と実験値による気流音の補正をおこなうことで向上させた。また最適化技術と組み合わせることで、設計パラメータと吐出音や排気流量の目標値との関係を近似関数化でき、設計者自らがリアルタイムに解析でき、初期の設計段階で容易に扱えるライト CAE システムとして商品開発に役立つ開発支援ツールを提供した。

ABSTRACT

A prediction optimization technology for exhaust orifice noise and exhaust gas flow rate has been developed as an easy-to-use development support tool for designers.

The accuracy of predicted exhaust orifice noise was increased by using the Lighthill analogy and by correcting for airflow noise using empirical values. Combining this optimization technology with a Light-CAE system enables the relationship between the design parameters and the target values of orifice noise and exhaust gas flow rate to be represented by an approximation function. It also allows designers to carry out analyses in real time. As Light-CAE systems can be easily used in the initial design phase, this technology is positioned as a product development support tool.

1. まえがき

最近の Computer Aided Engineering(CAE)は、商品開発のさまざまなフェーズに広く活用されつつある。排気系の振動騒音解析の事例でいえば、試作品をテストする前に詳細な CAE 解析をおこなうことで、振動・強度・消音器減衰量・排気流量などの性能を定量的に予測できるまでに至った。一方、これらの性能を初期の設計段階において簡便で比較的精度良く短時間に予測できる CAE 解析の開発支援ツールを要望する声が設計者の間で強まってきており、最近のコンピュータ資源のハードとソフトウェアの飛躍的な向上によりそれらが実現可能になってきた。

そこで筆者らは、CAEの専門的な知識を持たなくても設計者が容易に解析することができ、排気吐出音と排気流量の目標値と設計パラメータ(変数)間の関係を最適化技術を使って近似関数化して、リアルタイムに解析をおこなうことができるライト CAE システムを開発したので報告する。

2. ライト CAE の必要性

ライト CAE⁽¹⁾とは、Light(手軽)な CAE という意味であり、対語としてはパワー CAE が挙げられる。実験解析の代替として広く普及しているパワー CAE の目指すところは、ボデー骨格解析からブラケット部品などの詳細構造解析に至るまで実験解析結果の多岐にわたる物理現象を高精度で定量的に模擬することである。しかしながらパワー CAE による解析は多くのコンピュータ資源を必要とし、詳細な三次元形状図面のメッシュ作成作業に多大の作業時間を要するのが一般的である。

ライト CAE とパワー CAE の明確な境界の定義は無く、あくまでも相対的な関係であらわされる。一日あたりの実稼働時間内で予測計算可能な CPU 要求性能(1秒あたりの浮動小数点の計算回数;FLOPS)を横軸に、必要十分な精度を得ることができる計算モデルの自由度(計算格子点がもつ座標軸の数;DOF)を縦軸にしたグラフを Fig. 1 に示す。

*四輪開発センター

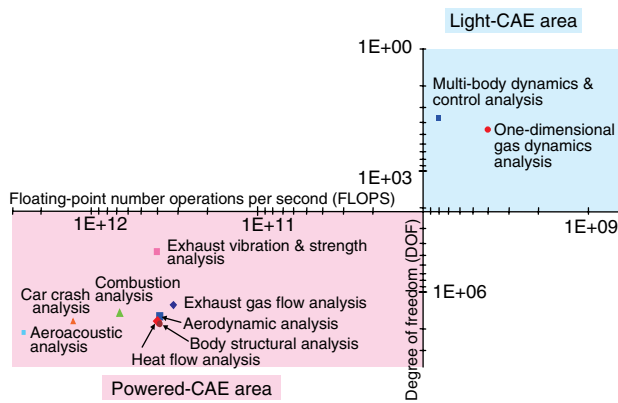


Fig. 1 Map of Light-CAE & powered-CAE analysis tools

このグラフから、ライト CAE 領域で使われている性能予測ツール群がパワーCAEの領域に比べて明らかに少ないことがわかる。

開発の初期段階においては、形状寸法や材質などの部品仕様が図面に具体化されていない初期設計(上流設計ともいう)工程がほとんどを占め、その下流の工程に部品仕様が具体化された詳細設計工程が続く。初期の設計工程において、部品仕様を決めるにあたり、設計者がCAE解析に要する時間は初期設計工数の30%以上を占める場合があり、その理由としては、次工程で部品仕様の設計変更を何度も繰り返さないようにするために、十分な仕様検討を初期設計段階におこなわなければならないからである。

これらのことから、図面形状が決められていない初期の設計段階において、計算モデル作成から計算実行までの時間が短時間であること、十分な部品仕様の検討をおこなうため設計パラメータと目標値との関係をリアルタイムに表示する、設計者にわかりやすい開発支援ツールであることを念頭にいたライト CAE システムが必要であると考えた。

3. ライト CAE システム

ライト CAE を活用したシステムの概要を Fig. 2 に示す。

システム構成として排気脈動計算部分、最適化部分、リアルタイム解析部分と大きく三つに分けられる。最適化部分はシステムの中核の部分であり、排気吐出音や排気流量の目標値と設計パラメータの関係を最適関数として求めるため、最適解の自動探索をおこなう機能をもつ。すなわちライトCAEである一次元排気脈動計算部分を繰り返し自動実行し、最適関数をあらかじめ決められた最適化アルゴリズムにより自動的に求める。得られた最適関数はリアルタイムインターフェース部分の Microsoft 社 Excel の Macro 命令機能を利用した Visual Basic for Application (VBA) プログラムにより、設計者が指定した複数の設計パラメータに対

応した吐出音と排気流量の値をリアルタイムにグラフ表示する。

3.1. 一次元排気脈動計算技術

吐出音と排気流量を同時に計算可能な解析ツールとしてガスダイナミクス理論⁽²⁾に基づく排気脈動計算が知られている。すなわち排気管上流側の脈動ガスの圧力・速度・温度の時間変動をタイムステップ毎に逐次計算していく手法である。これらの物理量を入力条件とし、ナビエ・ストークスの流体運動方程式、質量保存則、エネルギー保存則などの支配方程式により時刻歴計算をおこない、排気管下流側の管内圧力、管内流速、ガス温度の時刻歴として計算出力する。

本テーマではライト CAE ツールとして Ricardo 社の一次元ガスダイナミクスCAE“WAVE”を使用した。WAVEは排気管上流側の排気原音モデルとして、エンジンの仕様諸元(ボア・ストローク、圧縮比、バルブタイミングリフト量など)から排気脈動を生成する機能を有しており、排気原音と組み合わせた下流の排気系の吐出音や排気流量の計算が可能となっている。しかし吐出音は脈動音と気流音が合わさったものであり、その音源は吐出口端の圧縮波と吐出噴流の渦輪の圧力変動である⁽³⁾。ところが一次元ガスダイナミクスCAEでは気流音に関しては予測計算することはできない。したがって後述の流体音響則を用いた補正計算をおこなうことにより、一次元ガスダイナミクスCAEによる吐出音予測精度の向上を試みた⁽⁴⁾。

3.1.1. 脈動音の算出

脈動音の算出には吐出口端部の管内圧からの音響パワーが距離の二乗に比例して減衰する関係にあることから、マイク位置までの観測点音圧を式(1)を用いて算出する⁽⁵⁾。

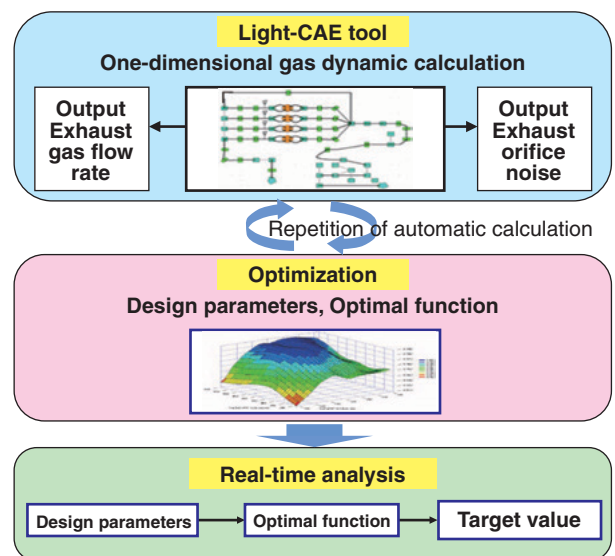


Fig. 2 Flow diagram of Light-CAE system

$$P(t) = \frac{\rho}{4\pi R} \frac{dS(t-R/c)}{dt} \quad (1)$$

P : 脈動音音圧 (Pa)

S : 体積流量 (m^3/s)

R : 音源とマイク位置までの距離 (m)

c : 音速 (m/s)

t : 時間 (s)

ρ : 空気密度 (kg/m^3)

(1)式を用いて観測点マイク位置までの吐出音を計算し実測値と比較した結果を Fig. 3 に示す。3000rpm 以上のエンジン高回転時において計算の吐出音圧レベルが実測値に対して不足していることがわかる。

これは計算による吐出音圧が脈動音成分のみであり、気流音成分が不足しているためと考えられる。

3.1.2. 気流音の算出

排気吐出音の場合、気流音の音響インテンシティ Ei は流体音響則⁽⁶⁾によって以下の式で表すことができる。

$$Ei = \frac{\rho}{r^2 c^3} L^2 U^6 \quad (2)$$

Ei : 気流音の音響インテンシティ (W/m^2)

ρ : 密度 (kg/m^3)

r : 音源からの距離 (m)

c : 音速 (m/s)

L : 音源の代表寸法 (m)

U : 流速 (m/s)

ここで音源の代表寸法 L とは気流音源の長さ、すなわち主な渦輪が発生から減衰するまでの移動距離をいう。

つぎに音響インテンシティ Ei と気流音音圧 Ep との関係は次式(3)の関係で表される。

$$Ep = \sqrt{Ei \times \rho \times c} \quad (3)$$

Ep : 気流音音圧 (Pa)

高速脈動発生装置⁽⁷⁾をつかって、流速 u と観測点気流音

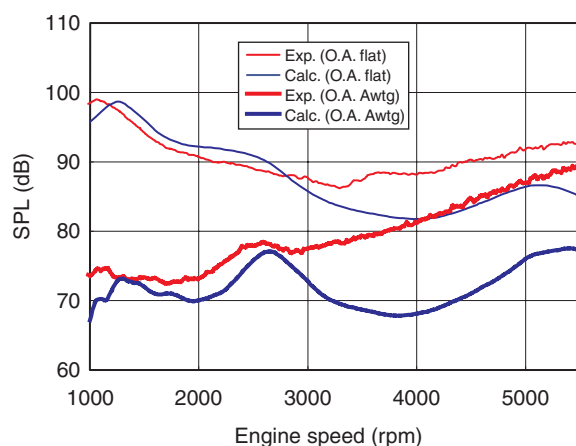


Fig. 3 Comparison of orifice noise level in combustion

音圧 Ep を満足する音源の代表寸法 L を流体音響則(2)式および(3)式を使って求めた (Fig. 4)。

Fig. 4 において流速 U が大きくなればなるほど音源長 L が小さくなるが、このことは気流音の音源である複数の渦輪の間隔が密になり高周波成分が増加することを意味している。また音源長 L は脈動周期による影響は小さく、流速のみにほぼ依存していることがわかる。

すなわち、流速 U と音源長 L がわかれば気流音の音圧を予測することができる。

3.1.3. 吐出音の算出

つぎに内燃機関(4気筒、排気量 1.3L)において、音源長 L と流速 U と流体音響則(2)式、(3)式を用いて、脈動音に気流音 Ep を加えた吐出音圧レベルとエンジン回転数を横軸にとった急加速時の近接排気吐出音(マイク位置 50cm45 度後方)の実測値と計算結果を Fig. 5 に示す。

Fig. 5 からわかるように、脈動音と気流音の両方を計算することにより、吐出音の精度向上を得ることができた。

3.1.4. 排気流量試験の算出

排気系の流量を定量的に調べる方法として、プロアーファンを用いた定常流れ試験機を排気系の上流側に設置し

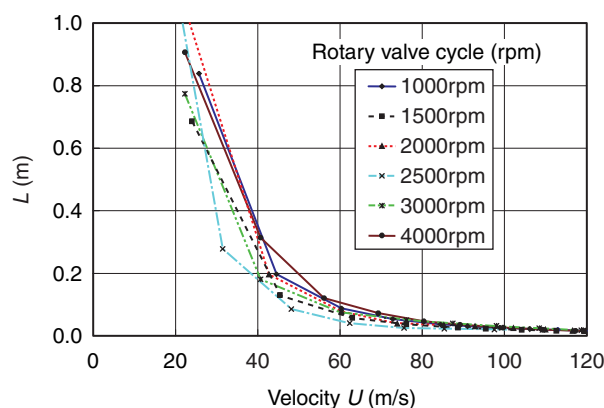


Fig. 4 Relationship between L (noise source length) and flow velocity

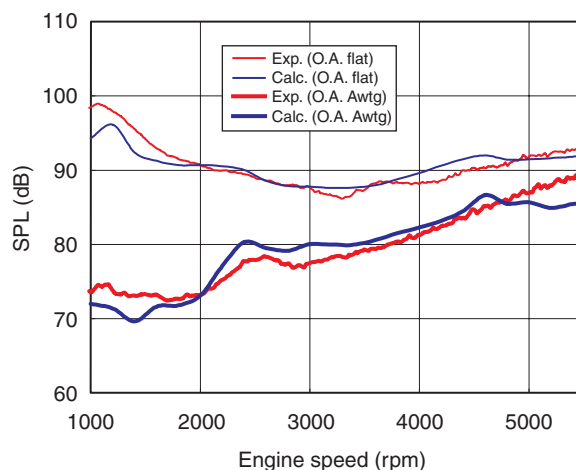


Fig. 5 Comparison of orifice noise level in combustion engine

下流の大気解放側との圧力差が、ある一定の水頭圧(600mmAq)になったときの流量 Q を調べる手法がある。排気脈動計算で用いた排気系計算モデル(排気原音モデルは含まず)とライト CAE ツールを用いて、これらの流量試験を計算した。流量試験実測値と計算結果との比較を Fig. 6 に示す。

3.2. 最適化技術

本技術でいう最適化とは、設計者が設計図面を作製する際に必要な形状寸法(パイプ径、長さ、消音器径、消音器長さなど)である設計パラメータと吐出音、排気流量の目標値との関係を関数化することである。この最適関数を求めるため、応答曲面法を使った。

3.2.1. 応答曲面法

応答曲面法は Response Surface Model(RSM)⁽⁸⁾とよばれ、回帰分析をベースとした工学的な統計的近似モデルである。

設計変数に対する目標値の誤差を最小とするように n 次の最適化関数を最小 2 乗法により推定する。

この応答曲面手法を使うため、ライト CAE を制御し最適関数を自動探索して求める市販ツール Engineous 社

iSIGHT を使用した。

Fig. 7 に応答曲面法による設計パラメータであるパイプ長と吐出音、Fig. 8 に設計パラメータであるパイプ径と排気流量の応答曲面法による近似関数を示す。図中、四角い点はライト CAE 単体で計算した値である。

3.2.2. 近似精度向上手法

Fig. 7, Fig. 8 からわかるように、ライト CAE 単体で計算した値に対して、回帰曲線の近似誤差が生ずる。特に吐出音は多くの設計パラメータに対し非線形性が強く、回帰曲線とライト CAE との間で近似誤差が大きく生じる場合が多い。

このような場合は、

- (1) 回帰曲線の多項式の次数を上げる
- (2) 学習データの探索回数を増やす
- (3) 設計パラメータの範囲を狭める

等の対応手法がある。これらの近似精度向上のための対応手法を以下に述べる。

排気系の二種類のパイプ長を設計変数として縦軸と横軸にとり、その設計変数空間上に対応したライト CAE による学習データの探索点をグラフ化した(Fig. 9)。

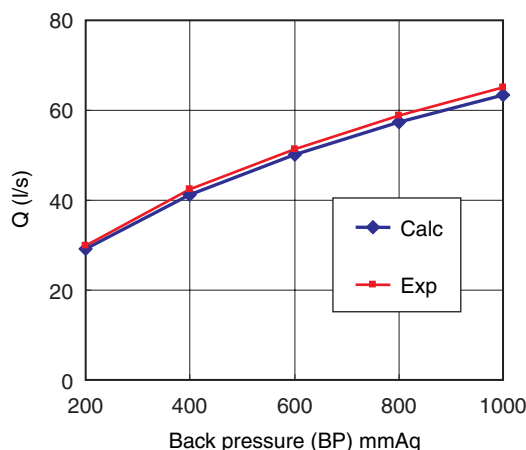


Fig. 6 Calculated and experimental accuracy of flow tester

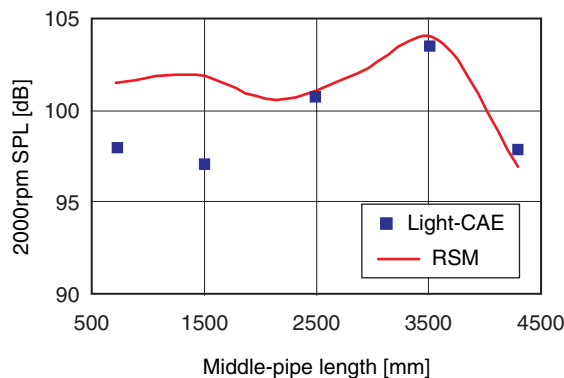


Fig. 7 Relationship between RSM approximation error and Light-CAE (Orifice noise)

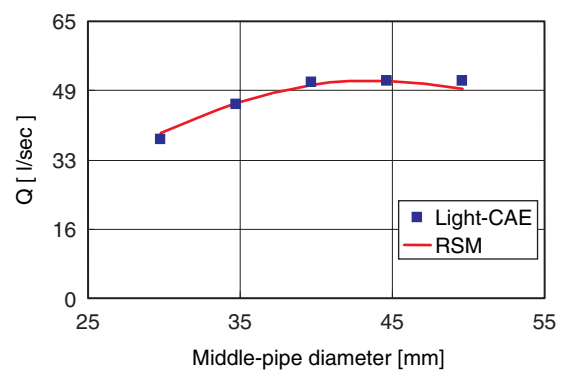


Fig. 8 Relationship between RSM approximation error and Light-CAE (Exhaust gas flow rate)

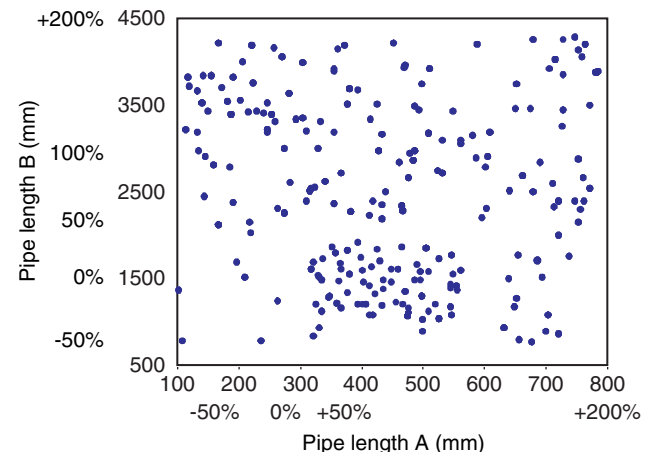


Fig. 9 Search map of optimal study data (Before enhancement)

グラフからわかるように、設計変数空間のすべての範囲の学習データの探索をライト CAE を使っておこなうことは、最適化のための計算回数が増大することを意味しており実用的ではない。これらの問題点を解決する手法として Fig. 10 のようなアルゴリズムを考えた。

すなわち、要求される設計変数空間のすべてを探索するのではなく、設計者にとって重要な設計変数において、指定した中央値から $\pm 50\%$ の設計変数のふり幅範囲で設計変数空間上の学習データの探索回数の密度を向上させる手法である (Fig. 11)。

近似精度を向上した応答曲面法による設計パラメータであるパイプ長と吐出音の近似関数とライト CAE 単体で計算した値を Fig. 12 に示す。

グラフから、応答曲面法の近似関数とライト CAE の誤差が Fig. 7 に対し減少したことがわかる。

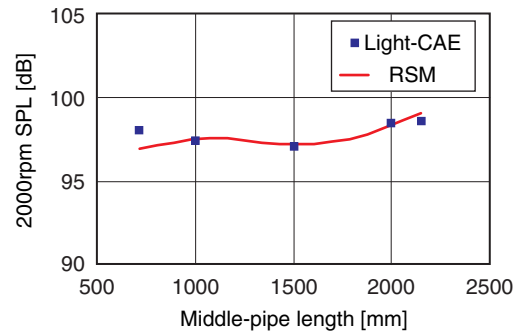


Fig. 12 Relationship between RSM approximation error and Light-CAE (Orifice noise)

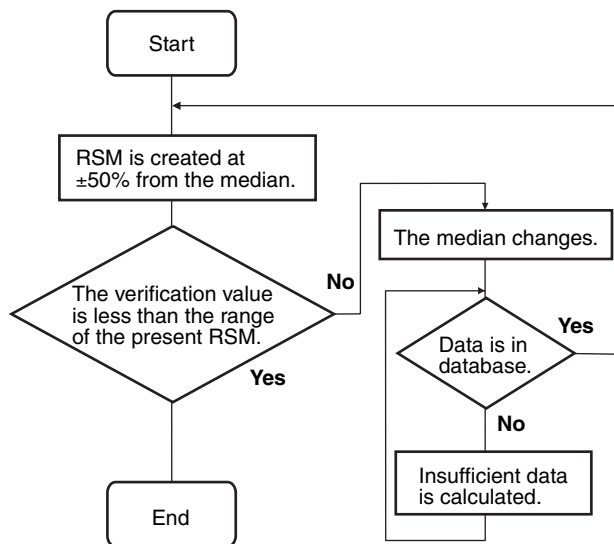


Fig. 10 Enhancement algorithm in RSM approximation accuracy

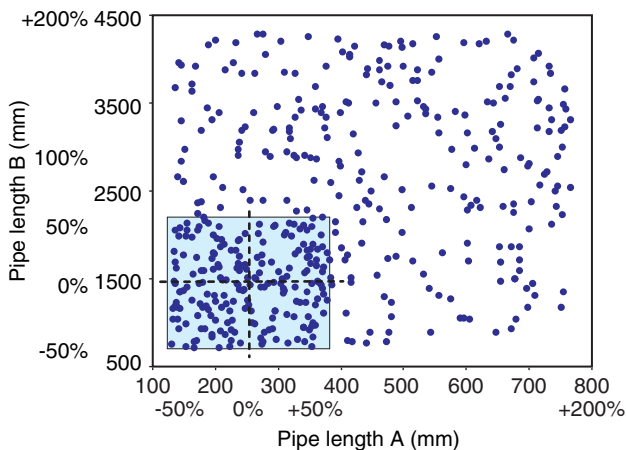


Fig. 11 Search map of optimal study data (After enhancement)

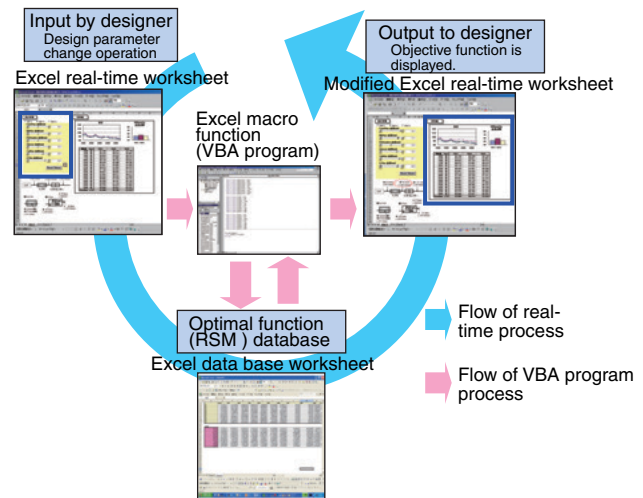


Fig. 13 Block diagram of real-time process

3.2.3. リアルタイム解析手法

応答曲面法により得られた設計パラメータと吐出音や排気流量の目標値を関数化した最適化関数は非常に多くの係数項データが組み合わせられた多次多項式である。

これらの最適化関数を用い、設計者に設計パラメータと目標値を瞬時にしかも連続的に表示することを考えた。Fig. 13 にリアルタイム解析のブロックダイアグラムを示す。

このブロックダイアグラムにより、設計者が指定した設計パラメータが、意図した目標値に達成可能かどうか設計者自らがリアルタイムに解析できるようになった。

4. 開発支援ツールへの応用事例

前章で述べた技術構築を具体的に設計者向けに開発支援ツールとして提供した。留意点として、

- (1) 設計者が CAE 操作のための専門知識を習得することなく簡便に使えること。
- (2) 計算モデルはパラメトリックモデルとしてあらかじめ登録してあるモデルを選択して使用して、計算前処理時間を短縮すること。

(3)計算結果処理はすべて Microsoft 社 Excel 上でおこない、設計者にわかりやすく図表を用いて可視化することを。
を考慮して開発した。

4.1. 入力インターフェース

ライト CAE ツールを意識することなく、設計者に使いやすい開発支援ツールを提供するため、ソフトウェア言語として Sun Microsystems 社 Java 言語を用いた専用のインターフェースを開発した(Fig. 14)。メニューシート構成として、排気系の基本レイアウト例を Fig. 15 に示す。排気原音となるエンジン、キャタライザ、消音器などで構成された排気系間の排気ガス通路である排気管径、管長などをパラメトリックな数値入力として任意に設計者が入力でき設計パラメータにも設定可能である。

同様に、消音器のメニューシート例をFig. 16に示す。消音器径、全長、インナーパイプ管径、長さなどをパラメトリックな数値入力として任意に設計者が入力でき設計パラメータにも設定可能である。

計算に必要な設定条件をすべて入力したあとで、設計パラメータの一覧をプルダウンメニューとして表示し、振幅、中央値、上下限値を設定して計算実行をおこなう(Fig. 17)。なお、計算結果ファイルの転送先はe-MAILアドレスを指定できる。

4.2. リアルタイム解析インターフェース

計算結果ファイルは、Excel の Macro 命令機能を利用した VBA プログラムにより、設計パラメータ(Fig. 18 図中左側スライドバー)と吐出音(Fig. 18図中上側折れ線グラフ)および排気流量(Fig. 18 図中右側棒グラフ)が表示される。

すなわち、設計者が設計パラメータのスライドバーを操作することによって、吐出音と排気流量のグラフがリアルタイムに変化し、それぞれの設計パラメータの目標値に対する感度や優位性を設計者自らが容易に解析できる。

ライト CAE と最適化技術を組み合わせることで、設計パラメータと目標値との最適関数が求まり、このようなリアルタイム解析が可能となった。

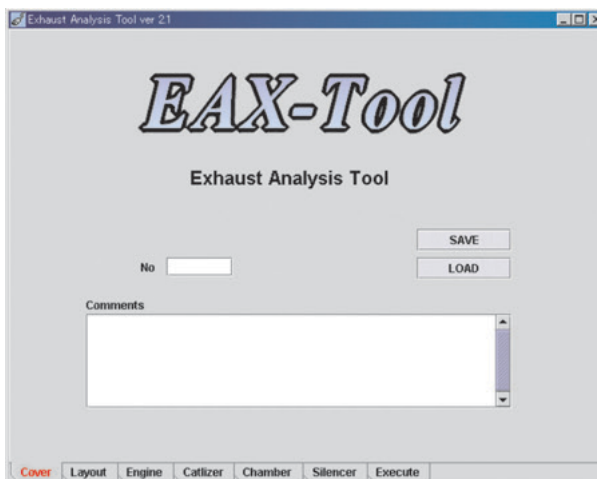


Fig. 14 Opening worksheet

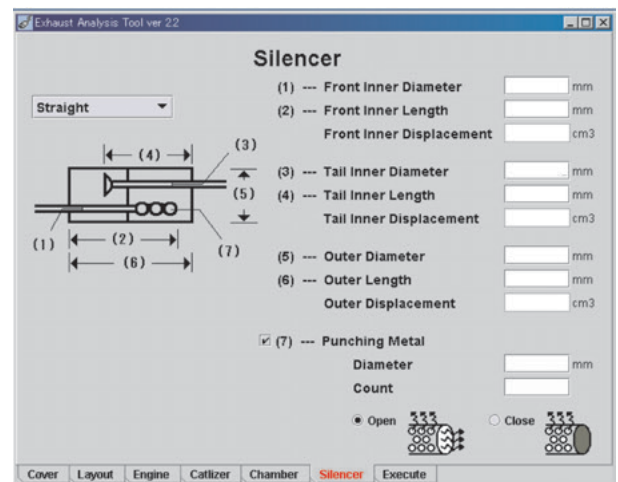


Fig. 16 Silencer system layout menu

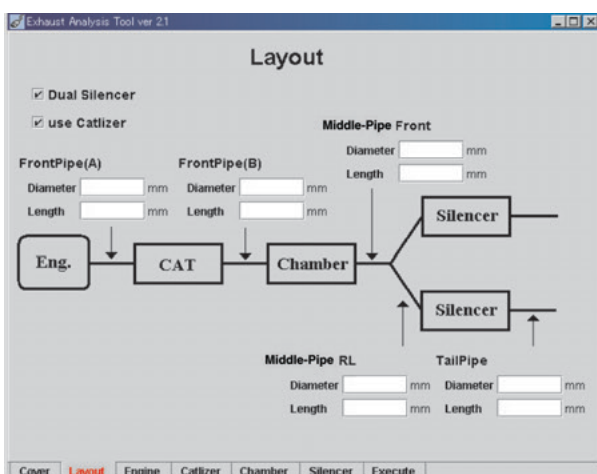


Fig. 15 Exhaust system layout menu

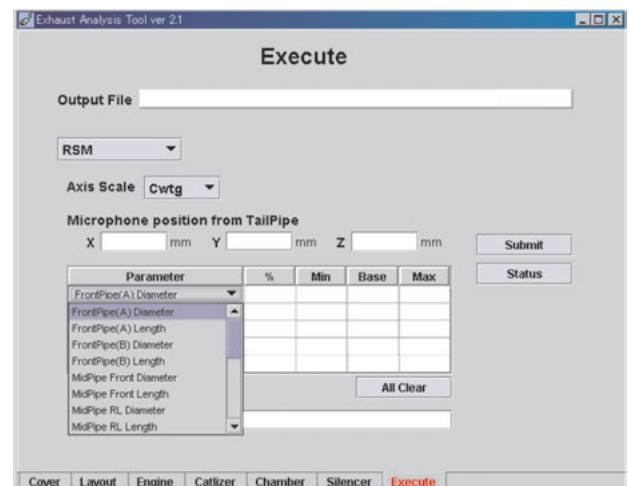


Fig. 17 Execution worksheet

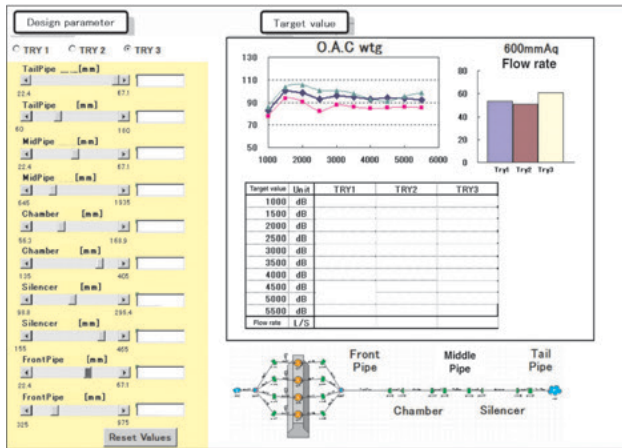


Fig. 18 Real-time analysis worksheet

- (8) Box, G.E.P., Wilson, K.B.: On the Experimental Attainment of Optimum Conditions, J. of the Royal Statistical Soc., B-13, p.1-45(1951)

5. まとめ

設計の初期段階において設計者が簡便に使えるライト CAE システムを開発した。

- (1) ライト CAE による排気吐出音の予測精度を、流体音響理論を用い実験値による気流音の補正をおこなうことで、向上させた。
- (2) 最適化技術とライト CAE を組み合わせることで設計パラメータと吐出音や排気流量の目標値との関係を近似関数化でき、設計者自らがリアルタイムに解析できる手法を考案した。
- (3) (1), (2) の技術構築内容を具体化したライト CAE システム(計算時間; パワー CAE 比 1/10 以下)による開発支援ツールを設計者に提供した。

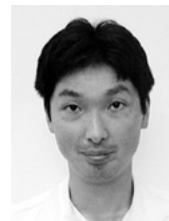
参考文献

- (1) 栗山利彦: 開発期間短縮を目的とする戦略的 CAE の展開—パワー CAE とライト CAE—, 自動車技術, Vol.51, No.4, p.79-85(1997)
- (2) Shapiro, A. H.: The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, Vol.1, The Ronald Press Company(1954)
- (3) Sakurai, M.: Numerical Simulation of Exhaust Pulsating Flow & Orifice Noise, Review of Automotive Engineering, Vol.27, No.1, p.151-154(2006)
- (4) 桜井雅人, 笠島祐也: 排気脈動流れと排気吐出音のシミュレーション技術(第三報), 自動車技術会学術講演会前刷集, No.175-06, p.10-14(2006)
- (5) Ricardo-WAVE ユーザーマニュアル
- (6) Goldstein, M.E.: 流体音響学, 共立出版, p.311(1991)
- (7) 桜井雅人, 田中健一, 笠島祐也: 排気脈動流れシミュレーションによる排気吐出音発生メカニズムの解明, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.77-83

■著者■



桜井雅人



吉本秀之

エンジンオイル劣化モニタシステムにおける 塩基価推定手法の研究

Study of Base Number Estimation Method for Engine Oil Deterioration Monitoring System

相 川 孔一郎*

Koichiro AIKAWA

丸 山 雅 司*

Masashi MARUYAMA

要 旨

本研究ではオイル劣化の判断基準に用いられる塩基価、Base Number(BN)の劣化推定技術を構築した。BNの減少をNO_xバブリング装置で調べた結果、主に熱とNO_xに強く影響されることが認められた。さらに詳細な解析をおこなった結果、BN減少速度を劣化速度式により表すことが可能であることがわかった。このBN劣化速度式を利用して実際のエンジン内におけるBNの減少を算出した結果、BNモニタリングシステムとして適用可能な値を得た。この推定手法を用いて、ECU(エンジンコントロールユニット)にBNの減少を計算させることによりオンボードでBN劣化推定ができることを示した。

ABSTRACT

In this research project, technology for estimating the base number (BN) deterioration, used as an index for judging engine oil deterioration, was developed. A detailed investigation using an NO_x bubbling unit was carried out, and as a result it was found that the speed at which the BN falls is determined mainly by heat and NO_x. In addition, a detailed analysis was carried out, and it was found that the reduction speed can be expressed using the differential rate law. A study of the possibility of estimating reduction of the BN in an actual engine was carried out using a BN deterioration equation. The results of this study showed that it was possible to adequately estimate the BN. This indicated that it is possible to estimate the reduction of the BN on-board by the engine control unit (ECU).

1. まえがき

エンジンオイルの働きにはエンジン部品の潤滑のほかに清浄、冷却、防錆、腐食防止、また燃焼ガスの密封などの働きがある。どの機能も大切であるが特に清浄性の低下はエンジン内にスラッジやデポジットを引き起こし、油回路の閉塞など重大な問題を引き起こす可能性がある。エンジンオイル添加剤の中で清浄性に深く関係する物の一つにサリチレート金属塩に代表される金属系の清浄剤があげられる。これらは耐熱性に優れピストン周りやターボチャージャ潤滑部などの高温部デポジットを抑えるためには必要不可欠なものであるといわれている^{(1), (3)}。また、これらは燃料の燃焼などにより生じる有機酸やブローバイガス中に含まれるNO_xガスより生じる硝酸などを中和しエンジンを保護する役割も担っている⁽²⁾。BNはオイルに含まれる塩基価のことで塩基性の金属系清浄剤の残量を示す代表的な指標である。また、オイルの酸中和能力の指標として用いられ

オイルの劣化度合を示す重要な指標のひとつである。しかしBNをオイル使用限度の指標に用いてもBNを定量するには特殊な設備が必要となる。そのために乗用車のユーザがBNを指標にオイルの交換をすることは事実上不可能である。本研究の目的はBNを実際に測定しなくともエンジン水温等のエンジンセンサから得られる情報を利用しBNの劣化度合いを推定する手法を見出すことである。またそれらを利用し、オンボード型のBN劣化検知の可能性を検討することである。

2. BNとオイル劣化の関係

2.1. BNと高温デポジットの関係

BNはオイル劣化の指標としてよく使われるが、BNがデポジットを抑制する効果について検証をおこなった。実験はホットチューブ試験(JPI-5S-55-99)およびエンジン試験をおこなった。ホットチューブ試験は熱したガラス管に空気

*四輪開発センター

を混合したオイルを通過させ、その時ガラス管内に生じるデポジットを評価するものである。Fig. 1にホットチューブ試験の概略図を示す。デポジット抑制効果は、デポジットの生成開始温度とBNの関係性を調べることで評価した。ホットチューブ試験においてデポジット生成開始温度を次のように定義した。まず、評価オイルをさまざまな温度で試験をし、次に各温度で生成したデポジットの量を計測する。温度に対しデポジット量をプロットし、検量線を用いてデポジットの生成開始温度を推定し生成開始温度と定義した。実機エンジン試験では新油からエンジンの運転を始め、テスト途中エンジンを分解し、ピストンに付着するデポジットを目視で確認した。その時のBNを測定しデポジットとピストン温度の関係性を調べた。ピストンの温度はあらかじめ測定していたものを用いた。使用したオイルをTable 1に示す。

Fig. 2に示すようにBNとデポジット生成開始温度には強い相関関係が見られた。オイルに配合されている金属系

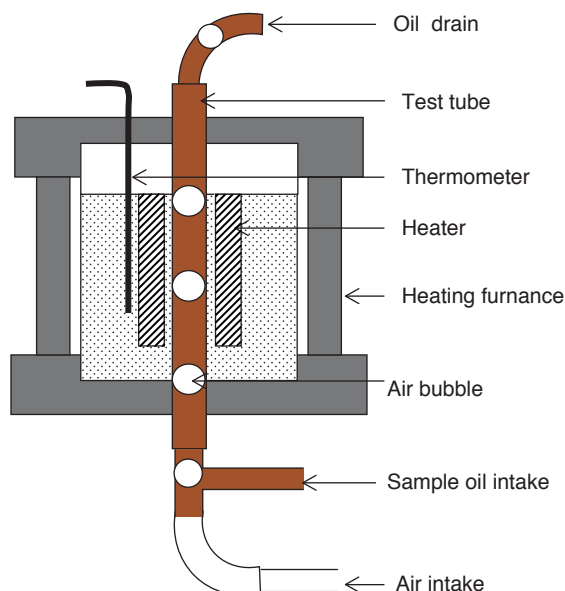


Fig. 1 Hot tube test device

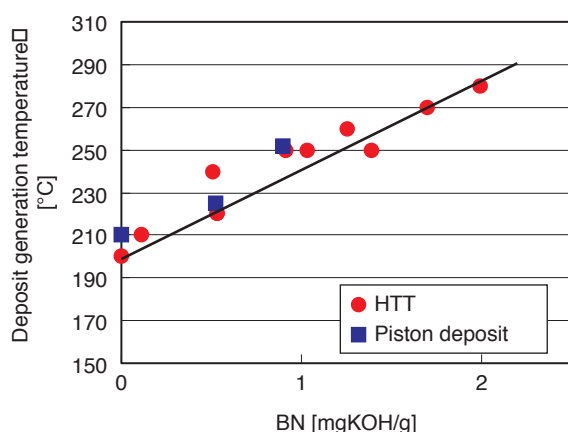


Fig. 2 Relationship between BN and deposit generation temperature

Table 1 Sample lists for deposit temperature preparation

Sample□ no.	Mileage□ [km]	BN□ [mgKOH/g]	Oil	Test
1	4337	2	Honda□ genuine□	Hot tube□ test
2□	4470□	1.39□	↑	↑
3□	5000□	1.70□	↑	↑
4□	6892□	0.53□	↑	↑
5□	7985□	0.11□	↑	↑
6□	9156□	2.3□	↑	↑
7□	10301□	3.2□	↑	↑
8□	12274□	3.4□	↑	↑
9□	13585□	1.7□	↑	↑
10□	16175□	1.7□	↑	↑
11□	18616□	1.5□	↑	↑
12□	25032□	0□	↑	↑
13□	-□	0□	↑	Engine□
14□	-□	0.52□	↑	↑
15□	-□	0.9□	↑	↑

清浄剤は基本的にアルカリ石けんと同様の構造を有している。アルカリ石けんはアルカリ濃度が減少するとその効力が弱くなる性質がある。エンジンオイルにおいてもBNの減少により清浄性が弱くなると考えられる。BNの減少によりデポジット生成開始温度が低くなるのはこのためであると考えられる。このようにBNと高温デポジットには明らかな相関関係があることがわかる。一般的にエンジンオイルの性能にも左右されるがBNの使用限界値は0.5-1.0mgKOH/gとされることが多い。本研究より得られた結果では、BN使用限界値におけるデポジット生成開始温度は230℃-250℃程度である。これはエンジンオイルが潤滑する部品の最高温度とほぼ一致しており、限界値として妥当であるといえる。

2.2. BNと金属磨耗の関係

Fig. 3にBNとオイル中金属成分量の関係性を示す。分析に用いたオイルはすべてユーザから回収したもので走行距離、走行時間など使用状態が異なったものである。分析に使

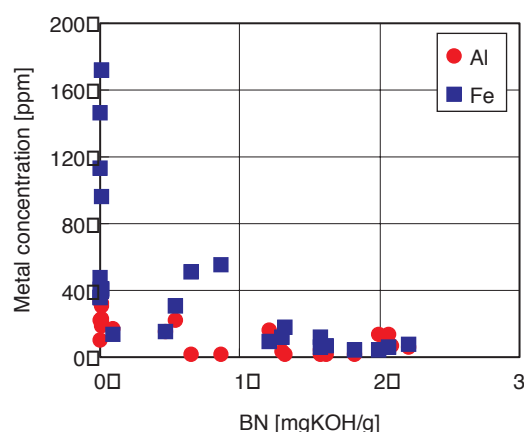


Fig. 3 Relationship between BN and metal concentration

Table 2 Sample lists for metal concentration research

Sample no.□	Mileage [km]□	BN [mgKOH/g]□
1	1931□	1.58□
2	2000□	1.58□
3	2000□	2.06□
4	2982□	1.82□
5	3000□	1.99□
6	4000□	1.21□
7	4280□	2.21□
8	4532□	1.30□
9	5000□	0.54□
10	5038□	1.62□
11	6001□	1.32□
12	6371□	2.08□
13	7833□	0.00□
14	7895□	0.09□
15	8983□	0.65□
16	9182□	0.00□
17	9200□	0.47□
18	10552□	0.01□
19	10901□	0.01□
20	13937□	0.01□
21	15000□	0.00□
22	15648□	0.01□
23	15825□	0.86□
24	20000□	0.00□
25	24630□	0.01□

用したオイルを Table 2 に示す。BN が減少するとオイル中の金属濃度が高くなる傾向がわかる。これは BN の減少で酸中和能力が小さくなり、それに伴いオイルが強酸化し金属がオイル中に溶け出すことが原因と考えられる。このように BN は金属腐食磨耗の観点からも重要なオイル劣化の指標であるといえる。

3. 実験による BN 劣化速度式の算出

3.1. BN の劣化要因

BN を減少させるものとして、第一にエンジンオイル自体の酸化で生成される酸性物質による中和反応があげられる。第二にエンジンの運転下で燃焼時に生じる NO_x, SO_x, 有機酸などの外的要因があげられる。これらの酸性物質はオイル中に混入し^{(4), (5)}清浄剤などの塩基性物質と反応し BN を減少させると考えられる。第三にピストンなど高温部では熱分解等が起こり BN を減少させると考えられる。これらの影響を個々に解析するためにエンジンオイルの単体劣化試験を NO_x バブリング試験にておこなった。Fig. 4 に NO_x バブリング試験装置の概略を示す。外的劣化要因は NO_x ガス、燃料成分、水分を用いた。テスト条件を Table 3 に示す。NO_x ガスは NO ガスを用いた。これはエンジンのクランクケース内 NO_x の成分を調べた結果そのほとんどが NO であったためである。NO ガスは空気と混合されオイルに吹き込まれる。空気は一度水に吹き込み、十分水分を含んだ後に NO ガスと混合される。燃料成分にはホワイトガソリンを 150℃で蒸留しその残さを用いた。これは実際の未燃燃料を想定し比較的大きな分子量成分だけを集め

Table 3 NO_x bubbling test conditions

	Test condition□
NO _x (ppm)□	0 to 2776□
Water□	Steam with air□
White gas (wt%)□	5□
Oil temp (°C)□	25, 80, 150□
Oil 1□	Honda genuine-1□
Oil 2□	Honda genuine-2□
Oil 3□	Special□

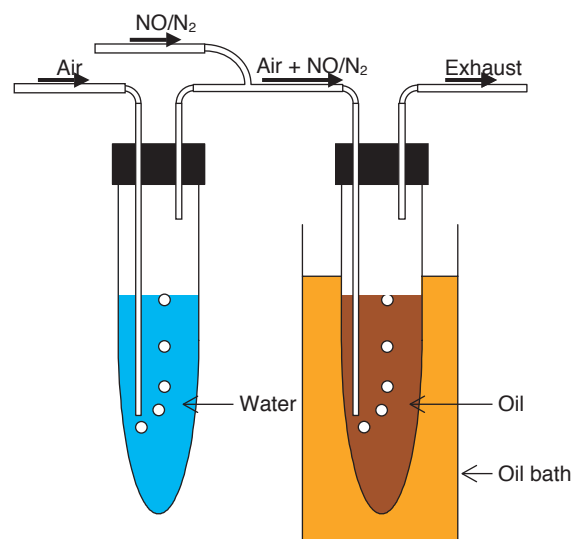
るとともに、ある程度酸化させ未燃燃料の状態に近づける効果も担っている。SO_x成分は燃料によるところが大きく、今回はサルファーフリーの燃料を対象としたため考慮に入れていない。BN の測定法は JIS および ASTM で定められており、本報告ではすべて JIS K 2501 法に基づく塩酸法にて測定した BN を使用している。

3.2. 熱による BN の劣化

エンジンオイルに熱のみ与えた時、BN が減少する原因として、

- (1) 塩基性添加剤自体の変性や熱分解。
 - (2) エンジンオイル自体の酸化で生成されたカルボン酸との中和反応。
 - (3) その他エンジンオイル添加剤の酸化による酸の生成。
たとえば硫黄などを含んだ添加剤の酸化による硫酸の生成。
- などが考えられる。

NO_x バブリング装置を用いてエンジンオイルに NO_x などの劣化要因は除き熱と空気の吹き込みのみをエンジンオイルに与えたときの BN の劣化速度を調べた。BN 劣化速度の解析をおこない、BN 劣化速度式として表すことを試みた。解析手法は微分法⁽⁶⁾を用いた。Fig. 5 に示すとおり BN に関する反応次数を解析した結果約 2 であると推定された。ここで BN に対する反応次数を 2 と仮定して劣化速度式を立てると式(1)となる。

Fig. 4 NO_x bubbling device

$$-\frac{d[BN]_{Heat}}{dt} = k_1[BN]^2 \quad (1)$$

BN の劣化速度の温度依存性を計測し劣化速度係数 k_1 をアレニウスプロットすると、Fig. 6に示すように直線関係があり BN の劣化速度はアレニウス型であると考えられる。

3.3. NOx による BN の劣化

Fig. 7 に示すように NOx を吹き込むと BN の劣化速度は大きくなる。BN の劣化は NOx を吹き込まない状態でも起こるので、式(1)に対し NOx による劣化速度項は独立項として設けるのが自然の考えである。ここで、NOx による劣化速度項を A_{nox} とおくと

$$-\frac{d[BN]_{Heat,NOx}}{dt} = k_1[BN]^2 + A_{nox} \quad (2)$$

と仮定できる。式(2)の第二項は NOx 有無の実験をおこない、それぞれの BN 劣化速度の差分を取ることで実験的に求めることができる。Fig. 8 に A_{nox} と BN の関係を示す。 A_{nox} は BN に比例し大きくなる結果を得た。この時 NOx 濃度によって A_{nox} の傾きが大きくなっていることがわかる。Fig. 9 に傾きの大きさを NOx 濃度に関して

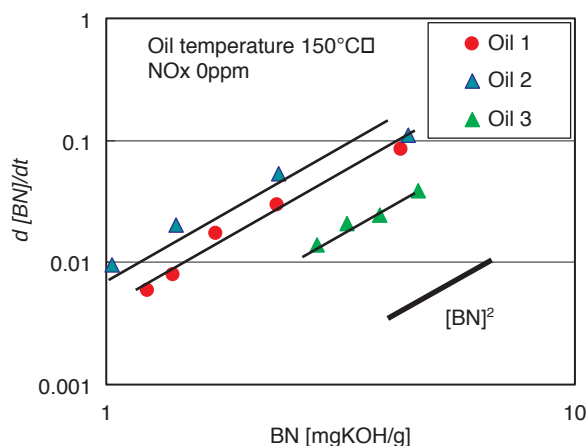


Fig. 5 BN dependence of BN deterioration velocity

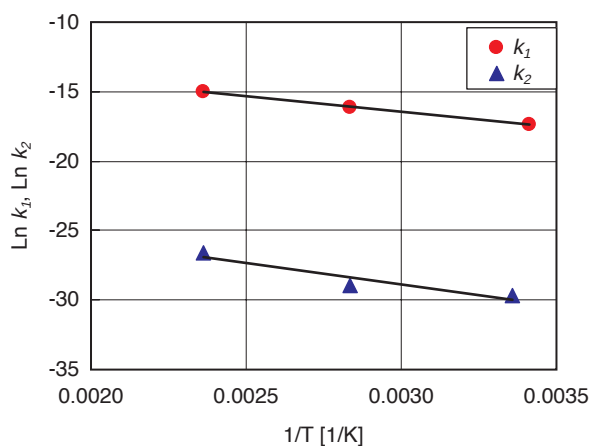


Fig. 6 Arrhenius plot for reaction rate constant k_1 , k_2

まとめたものを示す。 A_{nox} の傾きは NOx の二乗に比例している結果を得た。すなわち A_{nox} は BN に比例し、また NOx の二乗にも比例しているといえる。以上の関係より A_{nox} は比例定数を k_2 とすると式(3)の関係が成り立つと考えられる。

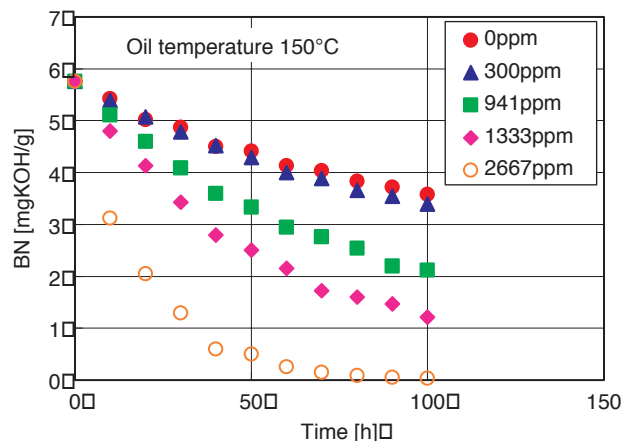


Fig. 7 NOx-dependence of BN degradation rate

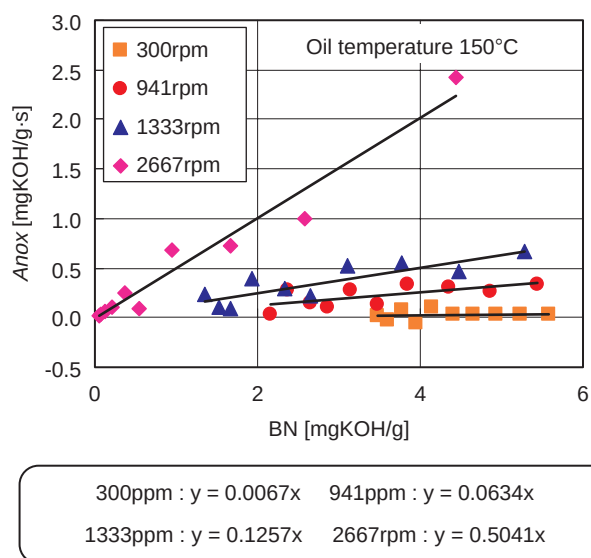


Fig. 8 BN dependence of A_{nox}

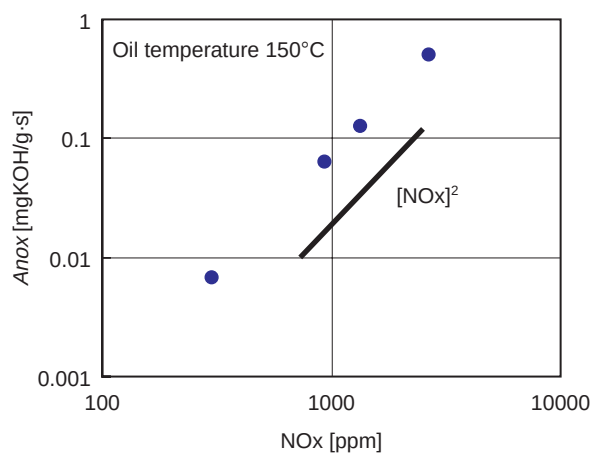


Fig. 9 NOx dependence of A_{nox}

$$A_{nox} = k_2[BN][NOx]^2 \quad (3)$$

さらに A_{nox} は温度にも依存している結果を得た。すなわち比例定数 k_2 が温度に依存しており、Fig. 5 に示すように k_2 も k_1 と同様にアレニウスプロットにて直線関係が得られた。

3.4. 燃料成分、水分による BN の劣化

一般的にオイル劣化には未燃燃料の影響や水分の影響が大きいとされている。水分の存在で NOx イオンの溶け込みが促進される^{(4), (5)}ことが知られており、BNの減少にも十分影響があると考えられる。燃料においては低油温時に未燃燃料がオイルに混入しやすい⁽⁷⁾。そのため未燃燃料由来の有機酸を生じやすく BN の減少に影響を与えられられる。これらを検証するため本研究でも水分、燃料の影響について検討した。その結果 Fig. 10 に示すように水分の影響および燃料の影響は無い、もしくは無視できるほど小さかった。燃料は酸化され有機酸になると考えられる。有機酸はオイル中の塩基成分と反応して有機酸塩を作り中和される。一般的に有機酸は塩酸などと比べると弱酸で塩酸法での BN 測定では有機酸塩自体が滴定されてしまう。そのためにほとんどBNの劣化には寄与しないと考えられる。以前に水分の影響に関しては Mg 系清浄剤が水分混入により針状結晶物が析出し、BN が極端に低下する問題があったが、現在では添加剤技術の進歩により解決されている。また、水分の増加によりオイルへの NOx 混入量が多くなり BN を低下させることが考えられたが、本実験では影響が確認されなかった。油中に溶け込む NOx 量は、ある程度水分があれば NOx の量自体が律速になる⁽⁴⁾という報告があり、この影響が考えられる。

これらの実験結果より BN の劣化速度を一般式化すると

$$-\frac{d[BN]}{dt} = k_1[BN]^2 + k_2[BN][NOx]^2 \quad (4)$$

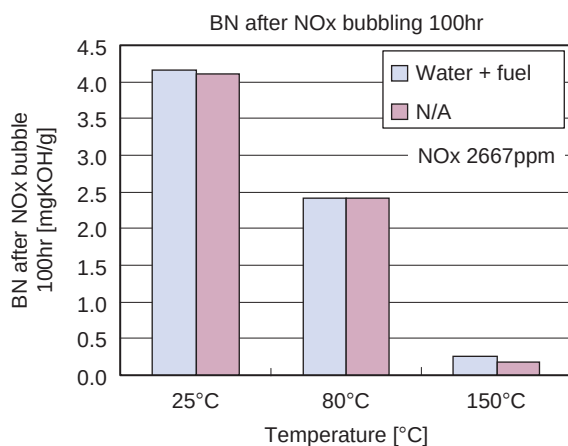


Fig. 10 Water and fuel influence on BN degradation

と表すことができる(ただし、 k_1 , k_2 はアレニウス型の劣化速度係数)。

4. 実車における BN 劣化検証

4.1. 実車検証時の劣化速度式

オイル単体での実験結果より得られた BN の劣化速度式(4)で、エンジン運転による BN 劣化も表すことができるか検証をおこなった。車両で検証をおこなう上で必要な情報である油温、 NOx について以下の方法で計測、または推定をおこなった。

(1) 油温

油温はオイルドレーンボルト部で熱電対を用いて測定した。

(2) NOx

NOx はオイルと最も接する頻度が高いと考えられるクランクケース内の NOx 濃度を基準とした。実車オンボードでのクランクケース内 NOx 測定は困難であるために NOx 濃度は運転条件からの推定値を用いた。

式(4)を実際のエンジンに適用する場合空気や NOx とオイルの接触効率がオイル単体試験とエンジン試験では違いがあり、オイル単体試験で得られた劣化速度係数がそのまま適用できるとは考えにくい。そこで実際のエンジンでオイルを劣化させ、そのとき得られた BN のデータに一致するように接触効率係数 η を式(4)に適用した。

$$\frac{d[BN]}{dt} = \eta \times (k_1[BN]^2 + k_2[BN][NOx]^2) \quad (5)$$

4.2. 実車検証結果と推定精度

車両検証にはHonda純正油を用いた。BNの計算は式(5)を用いて計算をおこない各係数はHonda純正油用に設定したものをを用いた。Fig. 11 に各モードにおける BN の分析値と計算で求めたBN値の相関関係を示す。実測値とシミュレーション値はよく一致しており、実用上問題の無いBN推定が可能であることが証明された。

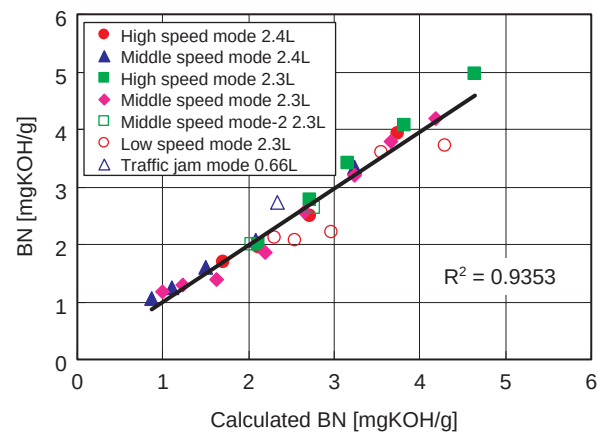


Fig. 11 Correlation between calculation results and actual BN measurement values

5. 考察

本研究で提案された BN 劣化速度式は、数種類のエンジンオイルから得られた実験結果より導き出された物である。それゆえ市場で存在するさまざまなオイルへ適用した場合の懸念はあるが現在までに我々が確認したオイルにはすべて適用できており汎用性は高いものであると考えられる。それは BN を示す添加剤の種類や化学構造が変化しても劣化メカニズムの基本事象は変わらないためであると考えられる。エンジンオイルの種類により大きく異なるのは劣化速度係数やエンジンオイルに含まれる BN 濃度で、オイルの寿命を左右することがわかっている。劣化速度式を用い、オンボードで BN 劣化検知をおこなう場合、エンジンオイルごとの成分などをセンシングしその結果を劣化速度係数に反映することや、BN の使用限界値を使用オイルごとに設定するのが望ましい。BN の劣化速度係数や使用限界値の設定手法として注入したオイルの種類をユーザに入力して貰う方法や、オイル種自動判別センサの開発などが考えられる。また、最近ヨーロッパ自動車メーカなどでよく見受けられる使用油の指定をおこなうことも有望な手段である。これらを組み合わせることで BN 推定精度が向上し、オイル交換インターバルの延長が可能となり、ユーザにとってより有効性の高いシステムが構築できる。

6. まとめ

本研究ではエンジンオイルの劣化指標として用いられる BN の劣化推定の有効性を示した。オイルの単体テストをおこない詳細に分析することで BN の劣化にある法則性を見出し、BN 劣化速度の一般式を提案した。BN の劣化速度式を用いて実車での BN 劣化を計算した結果、十分推定が可能であることがわかった。これらの法則を使ってオンボード型の BN 劣化推定システム構築が実現可能であることを示した。

謝 辞

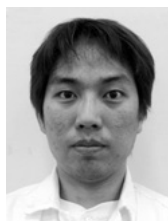
本研究にあたり、御協力を頂いた昭和シェル石油株式会社および Shell Global Solutions の皆様に紙面を借りて厚くお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 桜井俊男編：石油製品添加剤，幸書房，p.287(1973)
- (2) 小西誠一，上田亨：潤滑油の基礎と応用，コロナ社，p.144(1992)
- (3) Inoue,K., Yamanaka,Y.: Change in Performance of Engine Oils with Degradation, SAE Paper 902122

- (4) 村上靖宏，相原久元，国谷譲治：エンジンオイルへの燃焼生成物混入メカニズム解析，日本機械学会論文集（B 編），53 巻，496 号，p.3814-3821(1987)
- (5) Murakami,Y., Aihara,H.: Effects of NOx and Unburned Gasoline on Low Temperature Sludge Formation in Engine Oil, SAE Paper 910747
- (6) 川口信一，西本吉助：物理化学序説，化学同人，p.97-98(1985)
- (7) 村上靖宏，相原久元：エンジンオイルへの燃焼生成物混入メカニズム解析(続報)，日本機械学会論文集（B 編），55 巻，519 号，p.3571-3580(1988)

■ 著 者 ■



相川孔一郎



丸山 雅 司

社外発表(2006. 1～2006. 6)

発表日	発表先	表題	発表者	所属
2006. 1. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.60, No.1	V6乗用車用ハイブリッドシステム技術	貝塚 正明	栃木研究所
2006. 1.15	自動車技術会/論文集Vol.37, No.1	夜間の歩行者認知支援システムの開発	辻 孝之 長岡 伸治 橋本 英樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2006. 1.20	自動車技術会/第4回無段 変速機・ハイブリッド研究会 (東京)	CVT-HILS変速過渡モデルの開発	萩原 顕治 伊藤 令 依田 公	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	日本ゴム協会 トライボロジー 研究分科会/第120回ゴム 技術シンポジウム/ゴムの トライボロジーの基礎と 応用(東京)	自動車からみたタイヤの粘弾性と トライボロジー	溝根 哲也	栃木研究所
2006. 1.23	電気学会/産業応用フォーラム (東京)	リラクタンストルク応用電動機の開発動向	山本 恵一	栃木研究所
2006. 1.26	日本ばね学会/第22回 「自動車の安全技術」に関する 懇話会(名古屋)	ホンダにおける車輛安全への取組みと 今後の衝突予防技術	上地 幸一	栃木研究所
2006. 1.30	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.27 No.1	A New Steering Control Method and its Evaluation	大山 泰晴 佐野 彰一	栃木研究所 東京電機大学
		Analysis of Vibration Behavior of Full Vehicle during Brake Judder	山口 哲也	栃木研究所
		Evaluation Method for Road Load Simulation Using a Tire Model	芳賀 斉	栃木研究所
		Numerical Simulation of Exhaust Pulsating Flow & Orifice Noise	桜井 雅人	栃木研究所
		Development of Simulation Model for Active Control Engine Mount	坂本 浩介 酒井 竜英	栃木研究所 栃木研究所
		Development of New Intelligent Tourer: 2004 Model INSPIRE	安木 茂宏 浅木 泰昭 田代 浩 松岡 英樹 河野 拓	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2006. 2. 1 ～ 2	SAE/SAE Hybrid Vehicle Technologies 2006 Symposium (San Diego, CA, USA)	The New 2006 CIVIC HYBRID technical presentation	堀江 達郎 岸 勉 長谷川 修	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2006. 2. 3	中部歯車懇話会, 精密工学会 (共催)/歯車シンポジウム (名古屋)	F1用ギヤボックスの開発	眞野 敦	栃木研究所
2006. 2.10	ベルト伝動技術懇話会/ 第12回講演会(京都)	アイドルストップシステム用ISGベルト システムの低張力化研究	奥田 一眞	栃木研究所
2006. 2.20	(株)山海堂/エンジンテクノ ロジー vol.43/レーシング エンジン特集	グッドウッド フェスティバル レポート 2005 page.4	小林 正朋	栃木研究所

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 2.23	自動車技術会/No.06-06シンポジウム/進化し続けるバーチャル開発(東京)	路面形状からの入力予測検証手法と解析事例	芳賀 齊	栃木研究所
	水素エネルギー協会/第117回定例研究会(東京)	ホンダの燃料電池について	井ノ上雅次郎	栃木研究所
2006. 2.24	自動車技術会/中部支部第61回自動車技術講習会(愛知)	加速時車室内サウンド開発支援システムの構築とその適用例	石井 康夫	栃木研究所
2006. 3. 1	計測自動制御学会/計測と制御, Vol.45, No.3/自動車制御に関する特集号	ビジュアルフィードバック構成法による車両制御	藤原 幸広	栃木研究所
2006. 3. 2	自動車技術会/No.07-06シンポジウム/モータースポーツ技術と文化(東京)	2005年HONDA F-1 Engineの紹介	山本 和司	栃木研究所
	日本ロボット学会/ロボット工学セミナー 第34回 シンポジウム/ヒューマノイドインタラクションテクノロジー(東京)	人・ロボットインタラクションのためのプランニングアーキテクチャ	坂上 義秋	和光基礎技術研究センター
2006. 3. 5	日本機械学会/日本機械学会誌 Vol.109 No.1048/メカライフ特集 安全・安心	F1レースにおける安全技術	田中 尋真	栃木研究所
2006. 3. 6 (7)	計測自動制御学会/適応学習制御シンポジウム(岡山)	低公害エンジンのためのロバスト適応制御ー実アプリケーションのためのロバスト安定化ー	安井 裕司	栃木研究所
2006. 3. 8	自動車技術会/No.08-06シンポジウム/CFDの品質向上に向けて(東京)	換気性能評価標準模型と車室内CFD解析	藤田 明浩 大島 伸行	栃木研究所 北海道大学大学院
2006. 3.10	電気学会/自動車用次世代電源システム調査専門委員会/電気学会技術報告書 第1049号	「自動車用次世代電源システムのロードマップ」	藤原 正 寺谷 達夫 坂元 哲朗 深田 隆文 斉藤 雅之	栃木研究所 トヨタ自動車(株) 日産自動車(株) (株)いすゞ中央研究所 矢崎部品(株)
2006. 3.13	自動車技術会/No.10-06シンポジウム/自動車空調技術総合レビュー2006(東京)	温冷感・快適感予測のための人体、シート熱モデルと車室内CFDとの連成解析	江崎 秀範	栃木研究所
2006. 3.14	日本応用磁気学会/応用磁気学会研究会/応用磁気学会研究会予稿集(東京)	EV・HEV用モータの開発と技術要素	山本 恵一	栃木研究所
2006. 3.15	自動車技術会/No.11-06シンポジウム/新開発エンジン(東京)	吸気弁遅閉じ機構を用いた新型CIVIC 4気筒 1.8L i-VTECガソリンエンジンの開発	石垣 匠 瀬古 一行 多賀 渉	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会/論文集Vol.37, No.2	CVT-HILS 変速過渡モデルの開発/ Development of Transient State Model for CVT-HILS	萩原 顕治 伊藤 令 依田 公	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 3.21) 23	日本鉄鋼協会/第151回春季講演大会(東京)	1600MPa級高強度ボルト用鋼の耐遅れ破壊特性	高島 光男 飯田 善次 並村 裕一 茨木 信彦 隠岐 保博 築山 勝浩 江川 武彦	栃木研究所 栃木研究所 (株)神戸製鋼所 (株)神戸製鋼所 (株)神戸製鋼所 (株)佐賀鉄工所 (株)佐賀鉄工所
2006. 3.25	電子情報通信学会/2006年総合大会/2006年電子情報通信学会総合大会講演論文集(東京)	自動車搭載平面アンテナの放射特性解析－自動車形状及びアンテナ位置による特性変化－	柏 達也 田口 健治 栗林 裕 小松 覚	北見工業大学 北見工業大学 栃木研究所 栃木研究所
2006. 4. 1	品質工学会/品質工学 Vol.14 No.2	(株)本田技術研究所朝霞研究所における品質工学の取り組み	君島 猛	二輪開発センター
	自動車技術会/自動車技術 Vol.60. No.4	アクティブこもり音制御技術の実用化	井上 敏郎 佐野 久	四輪開発センター 四輪開発センター
		自動車室内音音質評価技術とその適用例	石井 康夫 能村 幸介	四輪開発センター 四輪開発センター
	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.27, No.2	Development of Compact Lightweight Muffler Valve for 2005 Model Year LEGEND	濱嶋 秀典	四輪開発センター
	電気学会/電気学会D部門誌/Vol.126 No.4 2006	High Speed Analysis of 3-phase High Frequency Voltage Input Sensorless Control Fed by PWM Inverters with Magnetic Saturation	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	四輪開発センター 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学
2006. 4. 3) 6	SAE/SAE 2006 World Congress (Detroit, USA)	Real-time Piston Temperature Measurement using Induction Telemetry System	渡辺 俊康 鈴木 正剛 植田 真吾	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		Development of IMA Motor for 2006 Civic Hybrid	阿部 昇栄 村田 雅史	四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of the Intelligent Power Unit for 2006 Civic Hybrid	松岡 俊之 中村 正巳 長谷川邦男	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		PCCI Operation with Fuel Injection Timing set close to TDC	神田 智博 箱崎 隆三 内本 達也 畑野 潤一 北山 由人 園 比呂志	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Study on Ignition Timing Control for Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor	長谷川 衛 島崎 勇一 山口 聡 小林 誠 坂本 英樹 北山 由人 神田 智博	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Study on Impulse Charger for Enhancement of Volumetric Efficiency of SI Engine	高橋 均 原田 丈也 八巻 利宏 及川 利広	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 4. 3 ～ 6	SAE/SAE 2006 World Congress (Detroit, USA)	The Influence of Pelvis Design on the Lateral Pelvic Impact Response of the Polar-II Pedestrian Dummy	Damien Subit Johan Ivarsson Jeff Crandall 菊池 裕二 高橋 裕公	Center for Applied Biomechanics Center for Applied Biomechanics Center for Applied Biomechanics 四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of a Finite Element Model for a Pedestrian Pelvis and Lower Limb	菊池 裕二 高橋 裕公 森 史江	四輪開発センター 四輪開発センター (株)ピーエスジー
		Development of a Prototype Safety Analysis System to Assess and Forecast Vehicle Safety	鈴木 英樹 杉本 洋一 Mike Van Auken John W. Zellner	四輪開発センター 四輪開発センター DRI DRI
		Evaluation Method for Road Load Simulation Using a Tire Model and an Applied Example	芳賀 齊	四輪開発センター
		Development of a Lightweight Sound Package for the New Model Civic in 2006	野口 好洋 見坐地一人 多田 寛子 土居 隆之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Ignition and combustion simulation in HCCI engines	大橋 敏宏 楊 笑風 高林 徹 浦田 泰弘 久保田俊一 勝山 秀樹	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Advanced Development of Speech Enabled Voice Recognition Enabled Embedded Navigation Systems	小島 康一 Kenneth White Harvey Ruback Jan Sedivy 近藤 啓介	四輪開発センター IBM Corporation IBM Corporation IBM Corporation 四輪開発センター
		Development of a Nighttime Pedestrian Recognition Assistance System	辻 孝之 長岡 伸治 橋本 英樹 高津戸 泉	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Application to Engine Development of Friction analysis by Piston Secondary Motion Simulation in Consideration of Cylinder Block Bore Distortion	佐藤 謙次 伊東 真 香田 信介 藤井 欽也	四輪開発センター 山王テック(株) 四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of a New Low Fuel Consumption 1.8L i-VTEC Gasoline Engine with Delayed Intake Valve Closing	秋間 和洋 瀬古 一行 多賀 渉 鳥居 建史 中村 聡	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Comparison of Pressure Losses due to Catalysts with Different Specifications Using Simple Theoretical Analysis	榎本 勝	四輪開発センター
		Research and Analysis of ISG Belt-drive System for Idling Stop System	奥田 一真 小松 康幸 中原 洋一	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of Hybrid System for 2006 Compact Sedan	飯嶋 高明	四輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006. 4. 3 ＼ 6	SAE/SAE 2006 World Congress (Detroit, USA)	Advanced Emission Control System for ULEV Application	渡辺 勝志 多賀 渉 広田 智隆 谷川 賢二 長島 和博 張 迅 村木 英昭	四輪開発センター 四輪開発センター JMI JMI JMI JMI JMI
		Development of Fuel Cell Vehicle with Next-generation Fuel Cell Stack	村上 義一 内堀 憲治	四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of High-strength Piston Material with High Pressure Die Casting	谷畑 昭人 佐藤奈緒子 勝俣 耕二 白石 隆	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Application of 590/780MPa Grade TRIP Steel to Body-in-White	種植 隆浩 James Dykeman	四輪開発センター HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER
		Development of a light weight high dampening liquid applied sound deadener material.	鶴田 直樹 野口 好洋 鈴木 裕史	四輪開発センター 四輪開発センター (株)日本特殊塗料
		Cogging Torque Target and Design for EPS	米田 篤彦 三好 尚 清水 康夫	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Control for Moment of Motor Inertia on EPS	清水 康夫 大庭 吉裕	四輪開発センター 四輪開発センター
		A Study of Worm Gear to Size Reduction and Performance Enhancement for EPS	渡辺 勝治 清水 康夫 寺田 泰浩	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Development and Validation of the Finite Element Model for the Polar-II Upper Body	秋山 朗彦 高橋 裕公 岡元 雅義 菊池 裕二 Jaeho Shin Sang-Hyun Lee Jason Kerrigan Kurosh Darvish	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター University of Virginia University of Virginia University of Virginia University of Virginia
		Application of Technique for Prediction of Stress in Elements of Metal Pushing V-belt by Simulation of Dynamic Behavior	齋藤 俊博 宮本 浩二	四輪開発センター (株)アイティーオー
2006. 4.10 ＼ 13	Eindhoven University of Technology/13th International Conference on Deformation, Yield and Fracture of Polymers (Kerkraade, Netherland)	Analysis on Mechanical Behaviour of Polypropylene by Coarse-Grained Molecular Dynamics Model	前 博行	四輪開発センター
		Fracture Simulation of Elastomer Blended Polypropylene Based on Elastoviscoplastic Constitutive Equation with Craze and Tensile Softening Law	前 博行	四輪開発センター
2006. 4.21	電子情報通信学会/東京支部講演会(東京)	気筒休止エンジンの振動騒音対策として適用したアクティブコントロールエンジンマウントシステムおよびアクティブノイズコントロールシステム	井上 敏郎 佐野 久 松岡 英樹	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 5. 1	日本ロボット学会/日本 ロボット学会誌 Vol.24 No.04/特集「スマート マテリアル/コンポジット」	人ロボット相互作用における人型ロボットの 外見の影響	神田 崇行 宮下 敬宏 長田 拓 配川 有 石黒 浩	(株)国際電気通信基礎技術研究所 脳情報研究所 (株)国際電気通信基礎技術研究所 脳情報研究所 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 大阪大学
	自動車技術会/自動車技術 Vol.60 No.5	夜間の歩行者認知支援システム	辻 孝之	四輪開発センター
2006. 5. 7 ～ 10	ASME (American Society of Mechanical Engineering)/ 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (Aachen, Germany)	SIMULATION OF ACCESSORY DRIVE BELT CONCERNING TO SLIPPAGE AND TRANSVERSAL VIBRATION	高岸 広 米口 宏 長久保篤史	四輪開発センター 四輪開発センター (株)ピーエスジー
2006. 5. 8 ～ 11	ASME/ASME Turbo Expo 2006/Power for Land, Sea and Air (Barcelona, Spain)	Aerodynamic Characteristics of Supercritical Outlet Guide Vanes at Low Reynolds Number Conditions	園田 豊隆 Heinz-Adolf Schreiber	航空機エンジン開発センター DLR (German Aerospace Center)
2006. 5. 8 ～ 10	Society_of_Automotive_ Engineers (SAE)/SAE 2006 Government/Industry Meeting (Washington, D.C., USA)	Development of 2005 Model Year ACCORD Hybrid	貝塚 正明	四輪開発センター
2006. 5. 9	自動車技術会/計測診断 委員会(東京)	筒内圧センサを用いたディーゼルエンジンの 着火時期制御の研究	島崎 勇一	四輪開発センター
2006. 5. 9 ～ 10	Automotive Circle International/Euro Car Body Forum “15th European Automotive Lightweight Engineering Conference” (Frankfurt, Germany)	Development of Aluminum Automotive Parts Technologies for Mass Production	林 登 木山 啓	四輪開発センター ホンダエンジニアリング(株)
2006. 5.12 ～ 14	軽金属学会/第110回 春季 大会(北九州)	高Ni添加アルミニウム合金とダイカスト 製法を用いた自動車用ピストンの機械的 性質	谷畑 昭人 白石 隆 織田 和宏	四輪開発センター 四輪開発センター 日本軽金属(株)
		大型押出 Mg-Zn-Y 系合金の機械的性質	家永 裕一 井上 剣志 河村 能人	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 熊本大学
		Mg-Zn-Y 系大型鋳造材の偏析に対する 鋳型回転の効果	家永 裕一 青木 康祐 附田 之欣 斉藤 研 山田 人久	基礎技術研究センター 株式会社日本製鋼所 株式会社日本製鋼所 株式会社日本製鋼所 株式会社日本製鋼所
2006. 5.15	自動車技術会/論文集Vol.37, No.3	新しい操舵系の提案とその評価(第1報)	大山 泰晴 佐野 彰一	四輪開発センター 東京電機大学
		新しい操舵系の提案とその評価(第2報)	大山 泰晴 佐野 彰一 根本 章雄 関 篤史	四輪開発センター 東京電機大学 東京電機大学 大学院 東京電機大学 大学院
2006. 5.15 ～ 17	日本生体医工学会/第45回 日本生体医工学会大会 (福岡)	歩容改善を促す協調型歩行支援装置の FDG PETによる評価	平田 崇 安原 謙 遠藤 洋介 島田 裕之	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 東京都老人総合研究所

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 5.17 ～ 19	Advanced automotive battery/ AABC 2006 (Baltimore, USA)	Development of NiMH Batteries for HEV	相高 和彦	四輪開発センター
2006. 5.22	情報処理学会/情報処理学会 ITS研究会主催ITS産業 フォーラム(東京)	夜間の歩行者認知支援システム	辻 孝之 橋本 英樹	四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 5.24	自動車技術会/学術講演会 春季大会 振動騒音・音質 フォーラム(横浜)	音質評価から設計へ	石井 康夫 石濱 正男 小具 洋一 佐藤 利治 石塚 昌之 上原 洋志 小林 敦也 鈴木 訓弘	四輪開発センター 神奈川工科大学 マツダ(株) スズキ(株) エルエムエスジャパン(株) ヤンマー(株) 坂本工業(株) トヨタ自動車(株)
2006. 5.24 ～ 26	自動車技術会/2006年 学術講演会 春季大会(横浜)	二輪車用エンジンの放射音解析	三木 秀峰 桑原 博幸	二輪開発センター 二輪開発センター
		二輪車を操縦するロボット(ライダロボット) プロト2の構築	宮岸 俊一 馬場 雅之 内山 一 景山 一郎 栗山 猛行	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 日本大学 日本大学大学院
		二輪排気触媒担体の開発	大久保克紀 三ツ川 誠 辻 正光 宮田 博明 小細工孝文 西岡 哲也	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 合志技研工業(株) 合志技研工業(株)
		二輪車用耐パンクチュープレスタイヤの開発	原田 智之 山際登志夫 高橋 博久 田中 明子	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		大型ツーリングモデル二輪車用エアバッグ の研究	小林 祐樹 黒江 毅 並木 秀夫 飯島 聡	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		環境が乗員の快適性・疲労感に与える影響	有城 朗子 田辺 新一 堤 仁美 保田 佳孝	四輪開発センター 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
		主題：電磁式自在バルブタイミング機構を 備えたガソリン圧縮着火エンジンの研究 副題：他気筒EGR利用による高負荷運転 限界の向上	高梨 淳一 栗坂 守良 柿沼 隆 高沢 正信 浦田 泰弘	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		連続可変動弁機構付きガソリンエンジンの ための高精度アイドル制御	東谷 幸祐 安井 裕司 佐藤 正浩	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		弾性体を含む機構解析による路面入力予測 の精度検証	芳賀 齊	四輪開発センター
		次数トラッキングデータを用いた実稼動 モード解析	坂口 元康	四輪開発センター

発表日	発表先	表題	発表者	所属
2006. 5.24 (26	自動車技術会/2006年 学術講演会 春季大会(横浜)	パネル位相コントロールによる車室内 低周波音の低減	近藤 隆 須藤 晶 安田 紘之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		音圧最小化を目的とした振動音響連成問題 の最適性条件とそれに基づく構造最適化	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶 成國 星哉	首都大学 首都大学 四輪開発センター 四輪開発センター
		実稼動データによる伝達経路解析手法	能村 幸介 吉田 準史	四輪開発センター 四輪開発センター
		加速中車内音に対する嗜好性の定量化	能村 幸介 吉田 準史	四輪開発センター 四輪開発センター
		ドア閉まり音メカニズムの研究	木立 純一 小池 昌則	四輪開発センター (株)ピーエスジー
		ドア閉まり音メカニズム解明のための 測定技術	木立 純一 富田 宜志 高須 努	四輪開発センター ブリュエル・ケアー・ジャパン ブリュエル・ケアー・ジャパン
		ハイブリッド車用油圧サーボブレーキ システムの開発	青木 康史 鈴木 健二 中野 博士 野尻 欣主 白勢 隆臣 酒井 恒司	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 日信工業(株) 日信工業(株)
		排気脈動流れと排気吐出音のシミュレー ション技術(第三報)	桜井 雅人 笠島 裕也	四輪開発センター 東京電機大学
		2006年モデルL4パワートレイン用IMA システム	中野 篤 長谷川 修	四輪開発センター 四輪開発センター
		ハイブリット用 1.3L 3stage i-VTEC VCM エンジンの開発	奥井 重雄 岸 勉 石川 直宏 花田 晃平	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		ハイブリッド車両におけるバッテリー冷却技術	高橋 良明 井上 克哉 松岡 俊之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		PZEV規制に対応した樹脂製燃料タンクの 開発	中村 忠久 仲井 俊顕 佐藤 庄司	四輪開発センター 四輪開発センター 八千代工業(株)
		低VOCドアホールシーラーの開発	長谷川 清 谷口 正将	四輪開発センター 四輪開発センター
		SPOT溶接シミュレーションの開発	土井良一剛 大岡 久康 福本 学 福井 清之 岡村 一男	四輪開発センター 四輪開発センター 住友金属工業総合技術研究所 住友金属工業(株) 住友金属工業総合技術研究所
		2005年 F1 Engineのレビュー	山本 和司	四輪開発センター
		駐車操作時のドライバー負担軽減システム の研究	酒井 克博 広中 慎司	四輪開発センター 四輪開発センター
		EPSの慣性モーメント制御における安定性 について	大庭 吉裕 清水 康夫	四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2006. 5.24 (26	自動車技術会/2006年 学術講演会 春季大会(横浜)	筋の協調制御理論に基づいた次世代操舵 システムの研究(第3報)	田島 孝光 大島 徹	四輪開発センター 富山県立大学
		EPS用新歯形ウォームギヤの噛合いに 関する一考察	渡辺 勝治 清水 康夫 寺田 泰浩	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		EPSモータのコギングトルクが操縦性に 与える影響の検討	米田 篤彦 清水 康夫 三好 尚 辻岡 毅	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		脇見運転時における歩行者警報の有効性に 関する研究	植田 信介 高橋 昭夫 木俣 亮人 小針 弘之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (財)日本自動車研究所
		周波数領域のエンベロープ波形を用いた バイタルサイン計測法	白形 哲朗 吉田 傑	四輪開発センター 四輪開発センター
		妊婦ドライバーの乗車位置と生体計測値に ついての検討	本澤 養樹 一杉 正仁 徳留 省悟 木戸 雅人 前川 真弓	四輪開発センター 獨協医科大学 法医学教室 獨協医科大学 法医学教室 獨協医科大学 法医学教室 獨協医科大学 法医学教室
		歩行者警報における不・誤警報がドライバ の信頼感に与える影響の研究	木俣 亮人 高橋 昭夫 植田 信介 小針 弘之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (財)日本自動車研究所
		ハイブリッド用 自動変速機の開発	吉田 俊輔 今井 利隆 伏見 宏一 前田 敏明	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		新型6速マニュアルトランスミッションの 開発	萩庭 正大 松田 健司 真仁田 満 横溝 幸治 岩崎 徹	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 5.29 (30	日本機械学会/第6回 機素潤滑設計部門講演会 (宮城)	F1を支えるトランスミッションの技術動向	眞野 敦	四輪開発センター
2006. 5.31 (6. 2	計測自動制御学会/第6回 制御部門大会 自動車応用 オーガナイズドセッション (名古屋)	高性能・好燃費エンジンのための適応制御	安井 裕司 東谷 幸祐 田上 裕 佐藤 正浩	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2006. 5.31	日本ガスタービン/ 日本ガスタービン学会誌 Vol.34 No.3 2006.5 /5月号 特集テーマ：国産ジェット エンジンの新展開	小型ビジネスジェット用 HF118ターボ ファンエンジンの開発	園田 豊隆 野田 悦生	航空機エンジン開発センター 航空機エンジン開発センター
2006. 6. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.60, No.6	設計者自身が行うCAE解析事例の紹介と その効果	内田 孝尚	四輪開発センター
2006. 6. 6	ITS情報通信システム推進 会議/ITS情報通信システム シンポジウム2006(東京)	車々間通信を用いた安全運転支援システム	飯星 明	四輪開発センター

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2006. 6.14 ） 16	American Automatic Control Council/ACC (American Control Conference)/American Control Conference (Minnesota, USA)	Cooperated Control of Multi Stage Injection System for Direct Injection Gasoline Engine	川澄 郁絵 安井 裕司 東谷 幸祐 伊藤 久志	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of an Engine Idle Speed and Emission Controller	長島 正明 William S. Levine	四輪開発センター University of Maryland
2006. 6.30	国際交通安全学会/IATSS REVIEW Vol.31, No.1	安全運転支援のための車両予知・予測技術 をとりまく状況	加世山秀樹 浅沼 信吉	四輪開発センター 四輪開発センター

本田技術研究所 論文委員会

委員長	橋本 健	四輪開発センター
副委員長	山川 和男	二輪開発センター
委員	山下 剛	四輪開発センター
	片野 博樹	四輪開発センター
	漆山 雄太	四輪開発センター
	加藤 幹夫	二輪開発センター
	馬場 雅之	二輪開発センター
	塩見 和之	汎用開発センター
	乾 勉	汎用開発センター
	西川 正恭	基礎技術研究センター
	松井 弘樹	基礎技術研究センター
	園田 豊隆	航空機エンジン開発センター
事務局	郷土 健二	四輪開発センター
	白木 晶子	四輪開発センター
	小泉 伸一	二輪開発センター
	杉本 康弘	汎用開発センター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪開発センター論文委員会
汎用開発センター論文委員会
四輪開発センター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジン開発センター論文委員会

編集後記

「技術論文」で最も重要な「章」は「イントロダクション（まえがき）」である。論文の評価はこの「イントロ」で決まると言っても過言ではない。すなわち、「イントロ」では、論文の研究背景・これまでに得られた世の中の研究成果・問題点を、国内外の参考文献を交えて明確にし（彼我比較し）、それを踏まえた上で、研究の目的・独自性・必要性を、読者にはっきりと伝えることが「イントロ」の最大の役目である。ところが、初稿の段階でこのようなスタイルになっているのは、極めて少ないのが実情である。またこれにより、「イントロ」のボリュームが多少増えても、私は全く問題がないと考えており、むしろそうすべきであり、このような「イントロ」が書けるということは、全体構成もしっかりとしているものである。残りの「章」は、極端に言えば、“付録？”みたいな物であり、これからテクニカルレビューへ「技術論文」を投稿される方々は、「イントロ」にもう少し力を入れて執筆されたらどうかと思う。これが、国際的に真に創造的な技術者・研究者としての「一流の証」となる「技術論文」への第一歩になると私は信じている。

（園 田）

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 白 石 基 厚

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 四輪開発センター
企画室 第1ブロック 技術広報グループ
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





Honda R&D Co., Ltd.

