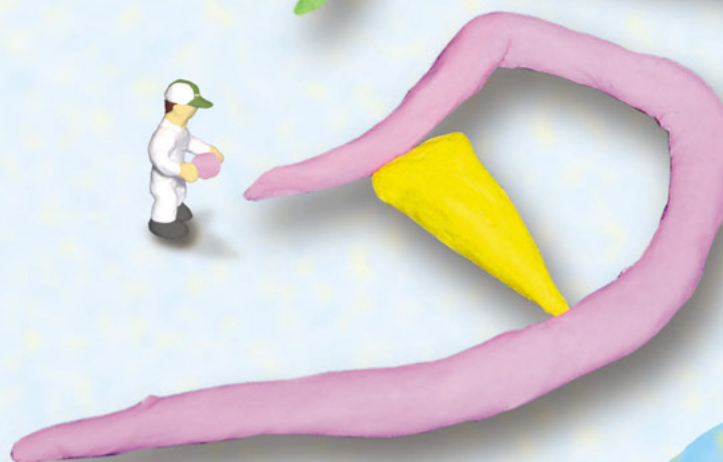
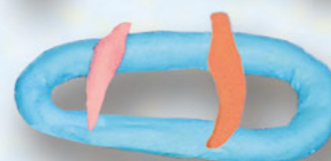


## Technical Review Vol.16 No.2



October 2004





Technical Review  
Vol.16 No.2

October  
2004

Honda R&D

# 目 次

## 新型LEGEND小特集

|                                            |                                        |    |
|--------------------------------------------|----------------------------------------|----|
| ◇新型LEGENDの開発 .....                         | 渡辺正博・瀧田正文・福田順一<br>中村武文・奥 康德・根本昭一 ..... | 1  |
| ◇四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)の開発 .....            | 國井力也・岩崎明裕<br>渥美淑弘・森 淳 .....            | 9  |
| ◇LEGEND用アルミフードの開発 .....                    | 林 登・安藤克利・柏木正和 .....                    | 17 |
| ◇熱間バルジと高真空ダイカストを用いたアルミサブフレームの開発 ....       | 福地文亮・矢羽々隆憲・秋山 浩<br>小川 努・岩崎晴之・堀 出 ..... | 23 |
| ◇アルミ鍛造サスペンションアーム用ピーリングレス鋳造ビレットの開発<br>..... | 秋山 浩・天木友士・當間清孝 .....                   | 31 |

## 技術紹介

|                                                   |                                         |     |
|---------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----|
| ◇HondaJetの開発について .....                            | 藤野道格 .....                              | 37  |
| ◇HondaJet全複合材胴体構造の研究 .....                        | 松井宣夫・佐藤恵一 .....                         | 47  |
| ◇デュアルボルテージインバータ発電機EM7000isの開発 .....               | 中村政史・笠置将平・広瀬忠文<br>新川康浩・浅井孝一・上村健二 .....  | 55  |
| ◇低燃費と動力性能を両立させたブラジル向け小型二輪車用4ストロークエンジンの開発<br>..... | 俵田雄一・神戸敬司・安田幸広<br>矢部裕之・横山英巳 .....       | 65  |
| ◇2.0L直噴ガソリンエンジンの燃焼室形状の最適化 .....                   | 阿部晋也・石川直宏<br>武田真明・秋元 茂 .....            | 71  |
| ◇LIFE用新コンパクト4速自動変速機の開発 .....                      | 内田代志春・宮本修秀・大谷哲也<br>丸山徹郎・酒井和明・谷本誠司 ..... | 79  |
| ◇新型Odyssey用CVTの開発 .....                           | 佐藤洋一・浦野純司・大橋章人<br>左久間信次・山口正明 .....      | 87  |
| ◇2LクラスCVT用金属ベルトの開発 .....                          | 矢ヶ崎 徹・青山英明・大貫基範<br>岡田善成・片岡隆平 .....      | 95  |
| ◇トランスミッションハウジングの軽量化のための最適化手法 .....                | 緒方友治・鈴木 覚・飯島康友 .....                    | 103 |
| ◇ロールオーバーセンサ付きサイドカーテンエアバッグの開発 .....                | 竹村直敏・高島 理<br>桃原茂郎・江口能正 .....            | 109 |
| ◇ホンダブリクラッシュセーフティテクノロジーの開発 .....                   | 上地幸一・小高賢二・赤羽 博 .....                    | 115 |
| ◇直噴ディーゼルエンジン搭載車の振動騒音低減技術 .....                    | 比留間政雄・野中繁治・加藤裕治<br>野口好洋・伊神 肇 .....      | 121 |

|                                  |                                    |     |
|----------------------------------|------------------------------------|-----|
| ◇二輪車のEURO-3エミッション規制対応技術の研究 ..... | 赤松俊二・河野友哉・浦木 護<br>宮田博明・山崎隆太郎 ..... | 127 |
|----------------------------------|------------------------------------|-----|

## 論文

|                                                       |                                         |     |
|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----|
| ◇直噴ガソリンエンジンの燃焼切り換え制御に関する研究 .....                      | 小川 賢・小森谷 勲・田上 裕<br>甲田 豊・武内雅大・藤木有司 ..... | 133 |
| ◇直噴ディーゼルエンジンのEuroIV対応燃焼技術 .....                       | 神田智博・小林慎一<br>松井竜太・園 比呂志 .....           | 139 |
| ◇スライディングモードアルゴリズムを用いた高精度エンジン回転数制御 .....               | 安井裕司・下城孝名子<br>齋藤光宣・玉川 裕 .....           | 147 |
| ◇スライディングモードアルゴリズムを用いた衝撃緩和制御 .....                     | 下城孝名子・安井裕司<br>島袋栄二郎・岩城喜久 .....          | 153 |
| ◇電磁機構を用いた自在バルブタイミングシステムの研究 .....                      | 杉本千早・梅本 篤・清水康夫 .....                    | 159 |
| ◇小型二輪車用4ストロークエンジンのクランクケース強制換気システムの開発 .....            | 森山隆二・村岡勇樹・藤原一夫 .....                    | 165 |
| ◇ILSAC GF-4対応0W-20ガソリンエンジンオイルの開発 .....                | 佐藤孝之・川内昌司 .....                         | 171 |
| ◇容積変化型タンク内圧測定装置を用いたガス発生装置のエネルギー評価手法の研究 .....          | 殿岡大英・甲斐 健・盛田克彦 .....                    | 177 |
| ◇590/780MPa級高延性型鋼板の開発 .....                           | 種植隆浩・金子勝吉 .....                         | 183 |
| ◇小型汎用エンジンクランクシャフト用高じん性非調質・鉛フリー快削鋼の開発 .....            | 田原 譲・清水真吾 .....                         | 191 |
| ◇非圧縮・圧縮性流体統一解法の開発 .....                               | 山口義博 .....                              | 197 |
| ◇流体音響連成解析コードの開発 .....                                 | 釜土敏裕 .....                              | 205 |
| ◇逆マトリクス法による車外騒音の音源同定手法の研究 .....                       | 西村伸一・半沢幸彦・北原 純<br>中川 博・中島弘史 .....       | 211 |
| ◇4ストロークVツインエンジンアメリカンタイプモータサイクルのパルスフィーリング解析技術の構築 ..... | 長田邦裕・新村竜太<br>下河辺啓吉・山崎五郎 .....           | 217 |
| ◇体圧分布シミュレーションによる二輪車シートのフィット感予測 .....                  | 中村敏徳・小谷野光江・須永 孝 .....                   | 225 |
| ◇大型スクータタイプ二輪車用エアバッグの基礎研究 .....                        | 黒江 毅・飯島 聡・並木秀夫 .....                    | 233 |

---

# CONTENTS

## Special Topics

- ◇Development of New Model LEGEND ..... Masahiro WATANABE • Masafumi TAKITA • Junichi FUKUDA  
..... Takefumi NAKAMURA • Yasunori OKU • Syoichi NEMOTO ..... 1
- ◇Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System ..... Rikiya KUNII • Akihiro IWAZAKI  
..... Yoshihiro ATSUMI • Atsushi MORI ..... 9
- ◇Development of Aluminum Hood for the 2005 Model year LEGEND  
..... Noboru HAYASHI • Katsutoshi ANDO • Masakazu KASHIWAGI ..... 17
- ◇Development of Aluminum Subframe Using Hot Bulging and Vacuum Die Casting  
..... Fumiaki FUKUCHI • Takanori YAHABA • Hiroshi AKIYAMA  
..... Tsutomu OGAWA • Haruyuki IWASAKI • Izuru HORI ..... 23
- ◇Development of Peeling-less Casting Billet for Forged Aluminum Suspension Arm  
..... Hiroshi AKIYAMA • Yushi AMAKI • Kiyotaka TOHMA ..... 31

## Introduction of new technologies

- ◇Design and Development of HondaJet ..... Michimasa FUJINO ..... 37
- ◇Research Work of the All-composite Fuselage Structure for HondaJet ..... Nobuo MATSUI • Keiichi SATO ..... 47
- ◇Development of EM7000is Dual-voltage Inverter Generator  
..... Masashi NAKAMURA • Shouhei KASAGI • Tadafumi HIROSE  
..... Yasuhiro SHINKAWA • Koichi ASAI • Kenji KAMIMURA ..... 55
- ◇Development of 4-stroke Engine for Small Motorcycle with Low Fuel Consumption and High Performance for Brazil  
..... Yuichi TAWARADA • Takashi KANBE • Yukihiro YASUDA  
..... Hiroyuki YABE • Hidemi YOKOYAMA ..... 65
- ◇Optimization of Combustion Chamber for 2.0L Direct-Injection Gasoline Engine  
..... Shinya ABE • Naohiro ISHIKAWA  
..... Naoaki TAKEDA • Shigeru AKIMOTO ..... 71
- ◇Development of New Compact 4-speed Automatic Transmission for Honda LIFE  
..... Yoshiharu UCHIDA • Osahide MIYAMOTO • Tetsuya OTANI  
..... Tetsurou MARUYAMA • Kazuaki SAKAI • Seiji TANIMOTO ..... 79
- ◇Development of CVT for 2004 Model Odyssey ..... Yoichi SATO • Junji URANO • Akihito OHASHI  
..... Shinji SAKUMA • Masaaki YAMAGUCHI ..... 87
- ◇Development of Metal Pushing V-belt for Continuously Variable Transmission for 2L Class Vehicle  
..... Tooru YAGASAKI • Hideaki AOYAMA • Motonori OHNUKI  
..... Yoshinari OKADA • Ryuhei KATAOKA ..... 95
- ◇Optimization Method for Reduction of Transmission Housing Weight  
..... Yuji OGATA • Satoru SUZUKI • Yasutomo IJIMA ..... 103
- ◇Development of Side Curtain Airbags with Rollover Sensor ..... Naotoshi TAKEMURA • Osamu TAKAHATA  
..... Shigeo TOBARU • Yoshimasa EGUCHI ..... 109
- ◇Development of Honda Precrash Safety Technology ..... Koichi KAMIJI • Kenji KODAKA • Hiroshi AKABA ..... 115
- ◇Countermeasures against Noise and Vibration in Direct Injection Diesel Engine  
..... Masao HIRUMA • Shigeji NONAKA • Yuji KATOU  
..... Yoshihiro NOGUCHI • Hajime IGAMI ..... 121

- ◇Research into New Emission Control Techniques for Motorcycles to Achieve EURO-3 Emission Regulation  
 ..... Shunji AKAMATSU • Tomoya KONO • Mamoru URAKI  
 Hiroaki MIYATA • Ryutaro YAMAZAKI ..... 127

## Technical papers

- ◇Research on Combustion Switching Control for Direct Injection Gasoline Engine  
 ..... Ken OGAWA • Isao KOMORIYA • Hiroshi TAGAMI  
 Yutaka KOHDA • Masahiro TAKEUCHI • Yuji FUJIKI ..... 133
- ◇Combustion Technologies for Euro IV-compliant Direct Injection Diesel Engine  
 ..... Tomohiro KANDA • Shinichi KOBAYASHI  
 Ryuta MATSUI • Hiroshi SONO ..... 139
- ◇Accurate Engine Speed Control Using Sliding Mode Algorithm ..... Yuji YASUI • Kanako SHIMOJO  
 ..... Mitsunobu SAITO • Hiroshi TAMAGAWA ..... 147
- ◇Damper Control Using Sliding Mode Algorithm ..... Kanako SHIMOJO • Yuji YASUI  
 ..... Eijiro SHIMABUKURO • Yoshihisa IWAKI ..... 153
- ◇Study on Variable Valve Timing System Using Electromagnetic Mechanism  
 ..... Chihaya SUGIMOTO • Atsushi UMEMOTO • Yasuo SHIMIZU ..... 159
- ◇Development of Positive Crankcase Ventilation System of Four-stroke Engine for Small Motorcycles  
 ..... Ryuji MORIYAMA • Yuki MURAOKA • Kazuo FUJIHARA ..... 165
- ◇Development of ILSAC GF-4 0W-20 Gasoline Engine Oil ..... Takayuki SATO • Syouji KAWAUCHI ..... 171
- ◇Research on Method of Evaluation of Energy in Gas Generators Using Variable Volume Tank Pressure Measurement Device  
 ..... Daiei TONOOKA • Takeshi KAI • Yoshihiko MORITA ..... 177
- ◇Development of 590 and 780MPa Grade High-ductility Steel Sheets  
 ..... Takahiro TANAE • Katsuyoshi KANEKO ..... 183
- ◇Development of Pb-free Free-cutting Microalloyed Steel with High Toughness for Crankshaft of Small Multipurpose Engine  
 ..... Yuzuru TAHARA • Shingo SHIMIZU ..... 191
- ◇Development of Universal Solver for Incompressible and Compressible Flow Simulation  
 ..... Yoshihiro YAMAGUCHI ..... 197
- ◇Development of Computational Fluid/Aeroacoustic Coupling Code ..... Toshihiro KAMATSUCHI ..... 205
- ◇Research on Technique for Identification of Sound Source of Pass-by Noise Using Inverse Matrix Method  
 ..... Shinichi NISHIMURA • Yukihiro HANZAWA • Jun KITAHARA  
 Hiroshi NAKAGAWA • Hirofumi NAKAJIMA ..... 211
- ◇Establishment of Analysis Method for Pulse Feeling of Four-stroke, V-twin Engine, American-type Motorcycles  
 ..... Kunihiro OSADA • Ryuta NIIMURA  
 Keikichi SHIMOKOBE • Gorou YAMASAKI ..... 217
- ◇Prediction of Fit Feeling of Motorcycle Seats Using Body Pressure Distribution Simulation  
 ..... Toshinori NAKAMURA • Mitsue KOYANO • Takashi SUNAGA ..... 225
- ◇Exploratory Study of Airbag Concept for Large Scooter-type Two-wheeled Vehicle  
 ..... Takeshi KUROE • Satoshi IJIMA • Hideo NAMIKI ..... 233

# 新型 LEGEND の開発

Development of New Model LEGEND

渡 辺 正 博\*

Masahiro WATANABE

中 村 武 文\*\*

Takefumi NAKAMURA

瀧 田 正 文\*\*

Masafumi TAKITA

奥 康 徳\*\*

Yasunori OKU

福 田 順 一\*\*

Junichi FUKUDA

根 本 昭 一\*\*

Syoichi NEMOTO

## 要 旨

セダン市場が縮小化している中で、セダンに与えるべき新たな価値の創造が求められている。9年ぶりにフルモデルチェンジを迎え、Hondaの最上級セダンブランドの構築を狙いとし、高級セダンとしての魅力を備えた2005年モデル新型 LEGEND を開発した。

軽量コンパクトでありながら動力性能に優れるエンジン、徹底した軽量化技術に加えて、運動性能を飛躍的に高めるSH-AWDなどの新技術搭載によって、走り性能と燃費性能を両立させた車に仕上げた。また、夜間走行時の安全性を高めるiNVS、AFSなどの運転支援技術と衝突時の被害を軽減する安全装備の充実など最新の先進技術を積極的に採用した。室内空間の広さと五感に訴える機能主義インテリアデザインに走行時の静粛性を加えることで、上質で心地よい空間を乗員に提供することができた。

その結果、「高級車としての質感」と「運転する楽しさ」を兼ね備えた新しい価値と魅力をもったHondaの最上級スポーツセダンとして開発することができた。

## ABSTRACT

In the shrinking of sedan market, the creation of new values for sedan is strongly demanded. The luxury sedan, LEGEND, comes to the situation of a full model change after the interval of nine years. The 2005 model year LEGEND has been developed, which has the aim of creating the ultimate luxury sedan brand of Honda and the attractive features expected to the luxury sedan class.

A good balance between excellent driving performance and fuel economy has been achieved with lightweight and compact engine which has superb power performance, the weight saving technologies, and SH-AWD to improve the driving stability dramatically. The vehicle features the latest technologies such as iNVS and AFS, driving support system to increase safety during night driving, and the latest safety equipments to reduce impact. The functional design of spacious cabin, which appeals to the senses, and quietness in a cabin during driving present a driver and passengers with a relaxed and luxurious experience. These advanced technologies have been brought together in an ultimate sports sedan, the new LEGEND, which has new values and attractive features of “high quality as a luxury car” and “driving pleasure”.

## 1. まえがき

LEGEND は、1985年の初代以来、ラインナップの最上級セダンとしてHondaの技術力を象徴して来た。しかし、近年の日本のセダン市場自体の縮小化の傾向と、また世界的に見たとき、このクラスは世界の有力メーカーの看板車種がひしめく激戦区になっている中で、3代目を市場に送り出してから既に9年を経過している事など、LEGENDにとって厳しい状況になっている。

今回4代目のフルモデルチェンジ開発に当たって、ドラ

イバースセダンとしての原点に立ち返り、Hondaらしい、運転して楽しく、先進性に満ち、従来には無い魅力を備えた最上級スポーツセダンの具現化に取り組んだ。

コンパクトでパワフルなエンジン、徹底した軽量化さらに運動性能を飛躍的に高めるSH-AWDを軸として、Hondaのもてる最新技術を結集することによって、4代目のLEGENDを、「高級車としての質感」と「運転する楽しさ」を兼ね備えた新しい価値と魅力において、高いレベルで実現できた。

\* 和光研究所

\*\* 栃木研究所

## 2. コンセプトと開発の目標

このクラスのお客様であるエグゼクティブが、貴重な時間を過ごすにふさわしい、いつでもどこへでも時間や天候を問わず、必要な時に安心して自在に移動でき、その走りを楽しめる事ができることを狙いとした。

このために、最新の運転支援技術にも支えられたクラストップの動的性能、一目見て違いと走りがわかるデザインの具現化を目指した。もちろん、このクラスにふさわしい最先端の安全技術、環境性能、快適で先進の装備、造りの良さを備える事は言うまでもない。

このクラスの競合車徹底分析の結果、ヨーロッパ車トップクラスの競合車をベンチマークに定め、以下の3点を動的性能の具体的目標とした。

- (1) 走る・曲がる・止まる性能でヨーロッパ上級車を凌駕
- (2) 同時に世界トップクラスの快適性能を実現
- (3) 固有の走りの味を持つこと

## 3. 新型 LEGEND の概要

新型 LEGEND の商品開発コンセプトである「運転する楽しさ」と「上質で心地よい空間」を実現するために、Table 1 に示した車両諸元(現行モデルとの比較)と、Fig. 1 に示すエクステリアスタイルに加えて、以下に述べる技術の採用と仕様・装備を搭載した。



Fig. 1 Exterior styling of new LEGEND

Table 1 Comparison of vehicle specifications

|                              | New Model    | Previous Model |
|------------------------------|--------------|----------------|
| Overall length (mm)          | 4915         | 4995           |
| Overall width (mm)           | 1845         | 1820           |
| Overall height (mm)          | 1450         | 1435           |
| Empty vehicle weight (kg)    | 1760         | 1690           |
| Wheel base (mm)              | 2800         | 2910           |
| Tire tread : front/rear (mm) | 1575/1585    | 1550/1540      |
| Tire size                    | 235/50R17    | 215/60R16      |
| Engine type                  | V6 SOHC VTEC | V6 SOHC        |
| Engine displacement (l)      | 3.471        | 3.473          |
| Power (kW/rpm)               | 221/6200     | 158/5200       |
| Torque (N·m/rpm)             | 353/5000     | 312/2800       |
| Transmission                 | 5AT          | 4AT            |
| Fuel capacity (l)            | 73           | 68             |
| Minimum turning radius (m)   | 5.8          | 5.5            |
| Riding capacity              | 5            | 5              |

### 3.1. 動的性能技術

- (1) パワープラント技術：走り性能を具現化する高出力特性とコンパクトさを兼ね備えた 3.5L 新 V6 エンジンと、新たに開発した 5 速オートマチックトランスミッション(5AT)を搭載した。
- (2) シャーシ技術：車両の運動性能の飛躍的な向上とステアリング操作に忠実な旋回性能と高い安定性を実現する四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)に加えて、サスペンションは、前輪にダブルウィッシュボーン、後輪はマルチリンクタイプを採用した。
- (3) 材料技術：動的性能と燃費性能の両立を図るために欠かせない軽量化技術には、アルミ材料の新しい製造技術を開発し、サスペンションアーム、サブフレームなどのシャーシ部品にアルミ材料を採用した。さらに、エンジンヘッドカバーにマグネシウム、CFRP プロペラシャフトを採用し、また、ボデー部品にもアルミ材料と高強度鋼板の採用などにより軽量ボデーを実現している。
- (4) 振動騒音技術：静粛で快適な車室の提供を目標とし、駆動系や路面からの振動による騒音低減を図るため振動遮断性能を高める二重防振りやサブフレーム構造とした。また、防音材料に新高吸音型材料を採用し、低周波音の低減にはアクティブ騒音制御技術を用いて軽量化との両立を図っている。

### 3.2. 環境・安全性能技術

- (1) 運転支援技術：走行時の安全性を支援する追突軽減ブレーキ(CMS)や HiDS の適用に加えて、夜間走行時の

安全な運転を支援するための技術として、ナイトビジョン、アダプティブフロントライティングシステム (AFS) を採用している。

(2) 衝突安全対応技術：最新の安全法規対応だけでなく、Honda 独自のコンパティビリティ対応ボデーや歩行者傷害軽減ボデーの採用により、クラストップの衝突安全性能を達成している。また、サイドカーテンエアバッグを標準設定にするなど、安全装備の充実を図っている。

(3) 環境対応技術：高精度な A/F 制御システムなどの適用により“平成 17 年基準排出ガス”基準に適合させている。また、塩化ビニール (PVC) アンダコートにアクリルウレタン材料に変更、ボルトやナット類のめっき処理に使用されていた 6 価クロムを無毒性の 3 価クロムに変更、キャタライザの清浄機能を向上させサルファ臭の削減など、環境への配慮技術も積極的に採用した。

次章に、目標とした商品性能とその具現化手法および上述の採用技術のうち主要な技術について、その性能を含めた概要を紹介する。

## 4. 商品性能と主要技術

### 4.1. デザイン

#### 4.1.1. パッケージング

パッケージはダイナミック性能を最大限に生かすためのコンパクト化と、上級セダンとしての「快適性・ゆとり」との両立を目指した高密度パッケージとなっている。

フロア高を下げることによるドライビング・ポジションの見直し、トランクヒンジの工夫によるリヤオーバーハングの短縮などをおこなうことで前モデルに比べ全長の短縮化と室内空間拡大を両立させている (Fig. 2)。

インストルメントパネル (以下インパネ) デザインの工夫により膝廻りにゆとりを持たせることと、ドアライニングアップパーのセクションの工夫などで、包まれ感と快適性を両立させた。これらの結果、スポーティに走るときには適度

な包まれ感を持ちながらも、ゆったり走るときには快適な懐の深い空間となっている。

#### 4.1.2. エクステリア

エクステリアデザインのコンセプトは「Emotional Ingot Design」とし、情感に訴える強い塊感あるデザインを目指した。(Fig. 3)

フロントは、低いボンネットフードとシャープなグリルで「ワイド&ロー」のスタンスとし、スポーティさを表現している。

サイドビューは、低く構えたボンネットフードから切り詰めたリヤデッキまで一体感あるワンモーションフォルムで、強い塊感を持ったスポーティ骨格を造り上げた。また、空力に優れたサイドウィンドウの完全フラッシュ化も実現した。

リヤは、ワイドスタンス、幅広タイヤ、扁平ツインサイレンサでスポーティさを演出すると共に、アルミブロー成型による深い張りを持たせたトランクリッドによって上級車にふさわしいエレガントな表情を加えた。

塊感、空力、ワイドスタンスといった走りのためのスポーティ骨格とクラフトマンシップによるディテールの造り込みが、上級車にふさわしい格調を与え、それらを高い次元で融合することで、先進のセダンデザインを具現化している。



Fig. 3 Exterior design concept for new LEGEND

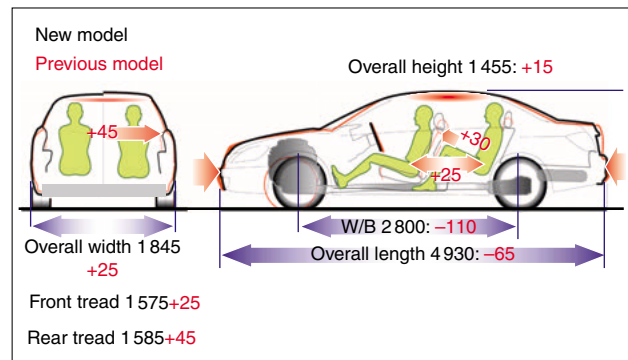


Fig. 2 Comparison of packaging design of new model and previous model

#### 4.1.3. インテリア

インテリアデザインは「Sensuous Functionality/五感に訴える機能主義」をコンセプトに「走る楽しさ」と「上質で心地よい空間」の融合を目指した (Fig. 4)。

インパネは強くスラントした開放的な形を基調に有機的な新しい面処理を施した表情豊かなデザインとした。また、ナビゲーションモニタなどの情報系は、運転時に視線移動の少ない位置にレイアウトした。同時に、操作系の適正なレイアウトとプログレッシブコマンドや音声認識、パドルシフトなど新しい技術を用いる事で、姿勢を崩すことなく全

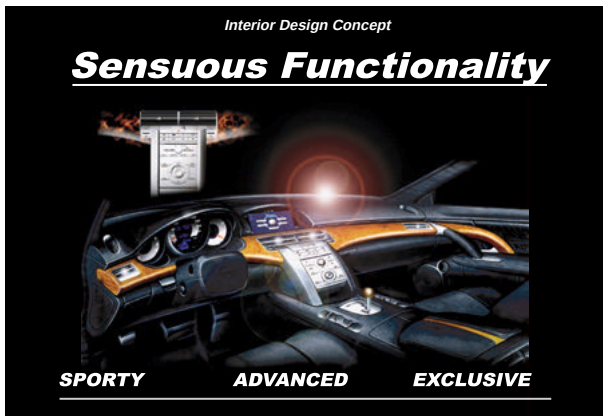


Fig. 4 Interior design concept for new LEGEND

での操作がおこなえる、「運転に集中できるドライビング空間」を作り上げた。

メータは前モデルからのイメージを踏襲した大型独立三眼を更に進化させ、立体感を持ちながらも精緻で落ち着いたデザインとした。

左右を繋ぐ木目とセンターパネルはそれぞれ「塊」として表現した。構造体的な力強さに加えて新たな価値感として「凝縮感、素材感」を提供し、同時にゆとりある空間を作り上げた。

シートは大型化と共にホールド性を確保しながらもソフトな触感で上質な座り心地として、全体の上質で心地よい空間を構成している。

#### 4.2. エンジン性能

新型 LEGEND のパワープラントコンセプト「クラスを超越した走り性能／環境性能」を実現するために、パワートレインは北米向け MDX に搭載した V6 SOHC-VTEC エンジンをベースに、以下の基本性能目標を設定した。

- (1) クラストップの出力性能
- (2) 低エミッション性能(平成17年基準排出ガス75%低減)

##### 4.2.1. エンジンの概要と主要諸元

エンジン外観を Fig. 5 に示す。本エンジンの出力性能を Fig. 6 に、主要諸元を Table 2 に示す。

前モデルのエンジンに比べ、最高出力および最高トルク



Fig. 5 View of V6 SOHC-VTEC engine

Table 2 Comparison of main engine specifications

|                   | New Model          | Previous Model     |
|-------------------|--------------------|--------------------|
| Engine type       | 60° V6 SOHC VTEC   | 90° V6 SOHC        |
| Displacement      | 3471 (cc)          | 3473 (cc)          |
| Compression ratio | 11.0               | 9.6                |
| Fuel              | Premium            | Premium            |
| Max. power        | 221/6200 (kw/rpm)  | 158/5200 (kw/rpm)  |
| Max. torque       | 353/5000 (N·m/rpm) | 312/2800 (N·m/rpm) |
| Transmission      | 5AT                | 4AT                |
| Fuel economy      | 8.6 (10-15mode)    | 8.7 (10-15mode)    |
| Emission          | J-SULEV ★★★★★      | J-LEV ★★           |

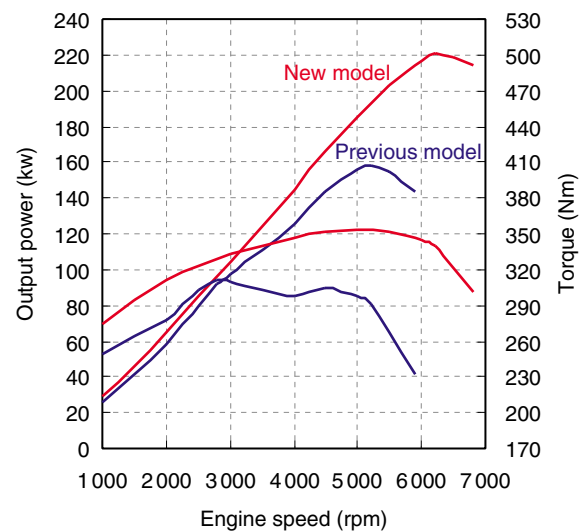


Fig. 6 Comparison of output performance of engine in new and previous models

ともに、大幅に向上されており、上級車としてふさわしい走り性能を達成している。

##### 4.2.2. 環境性能

目標とした低排出ガス性能を実現するためのシステム配置図を Fig. 7 に示す。本エンジンは片バンクそれぞれに独立した排出ガス低減システムを備える。さらに、高精度な A/F 制御システムの適用により“平成 17 年基準排出ガス 75%低減(★★★★)”基準適合という高い環境性能を達成している。

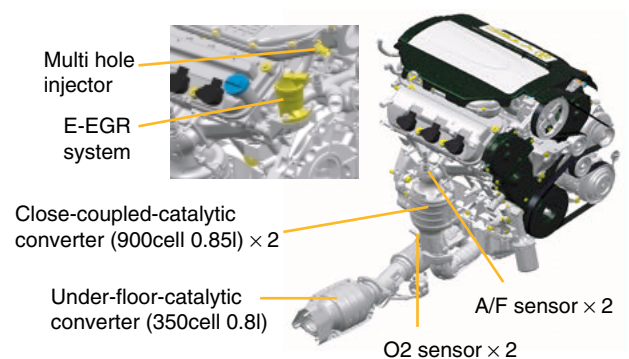


Fig. 7 Emission control system

### 4.3. 車両性能

#### 4.3.1. 衝突安全性能

J-NCAP, US-NCAP, IIHS (Insurance Institute for Highway Safety) のそれぞれの衝突安全性能評価において、Honda のフラッグシップとして最高位レベルの獲得を目標とした。そのために、骨格の多角形・大断面化、衝突時の折れモードのコントロール、拘束装置の高効率化などをおこなうことで、車体変形量の低減と乗員拘束性能の向上を図り、クラストップの衝突安全性能を達成した。

新たに開発した CFRP プロペラシャフトにおいては、衝突時のエンジン後退にともない CFRP チューブとスタブシャフトの嵌合部を圧壊させる構造とし、衝突エネルギーの吸収を図っている。

安全装備としては、運転席用&助手席用 i-SRS エアバッグシステム、前席用 i-サイドエアバッグシステム、サイドカーテンエアバッグシステムを標準装備とした。サイドエアバッグについては、より高いレベルの乗員保護性能を確保するために、大型のものを採用している。

また、Honda 独自の衝突安全技術「G コントロール」をさらに進化させた「コンパティビリティ対応ボデー」の採用により、衝突エネルギーを効果的に分散、かつ吸収させ、衝突時の自己保護性能のみならず相手車両への攻撃性低減も図っている<sup>(1)</sup>。

#### 4.3.2. ボデー概要

ボデー鋼板部分に対しては、鋼板部全体の 50% に高張力鋼板を適用し、また、一部の骨格にはより高強度の 780MPa 級鋼板の採用や高周波焼入れ処理を施している。これらの高張力鋼板の積極的な適用と、各骨格を高効率に結合することにより、高い衝突性能だけでなく操安性能・NVH 性能を高次元でバランスさせつつ、軽量化を図っている。また、更なるボデーの軽量化対応として、Fig. 8 に示すように、外板のフード<sup>(2)</sup>、フロントフェンダ、トランクにはアルミ材を採用している。特にフロントフェンダ、トランクは高速ブロー成形法を採用し、従来の鋼板プレスでは成し得なかった造形を実現しており、前後バンパビームにもアルミ材を適用している。

このように効率的な部位への高張力鋼板とアルミ材の採

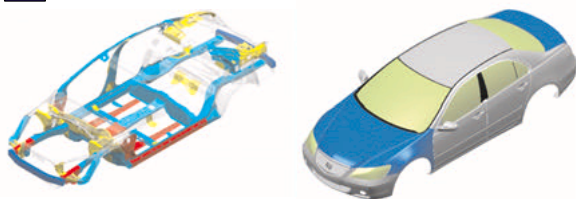


Fig. 8 Application of high-strength steel and aluminum in body construction

用によって、前モデルに対して車両総重量の増加を 4 % 程度にとどめた。これらの結果、車両重心から遠い位置にある部品の軽量化ができた。前モデルに対し、車両総重量の増加にもかかわらず、ロール軸廻りの慣性モーメントは約 5 % 低減できた。

### 4.4. 先進技術

最高水準の安全性を実現するために、徹底した視認性向上を追及するとともに、最新・最先端の技術を採用した。

#### 4.4.1. インテリジェントナイトビジョン

歩行者死亡事故の約 7 割が夜間に発生し、直線路を走行中に横断中や路側の歩行者との事故が起きている<sup>(3)</sup>。

こうした夜間の歩行者事故を低減するために、インテリジェントナイトビジョンシステム (iNVS) を採用した。本システムは、ステレオ赤外線映像を画像処理することにより、歩行者の距離や動きを検知し、注意喚起音とともに歩行者部を強調した赤外線映像をヘッドアップディスプレイ (HUD) に表示することで (Fig. 9)、夜間、前方走路近傍の歩行者の存在に対する運転者への認知を支援する<sup>(4)</sup>。



Fig. 9 Example of HUD image

#### 4.4.2. アダプティブフロントライティングシステム

夜間での道路状況の把握を支援し、歩行者発見能力のさらなる向上を図るため、アダプティブフロントライティングシステム (AFS) を採用した。交差点やカーブでハンドルの操舵角や車体挙動に応じて内輪側ヘッドライトを動かすことにより従来の配光に比べ、運転者にとって、より視認性に優れた走行状態に応じた配光を実現している (Fig. 10)。

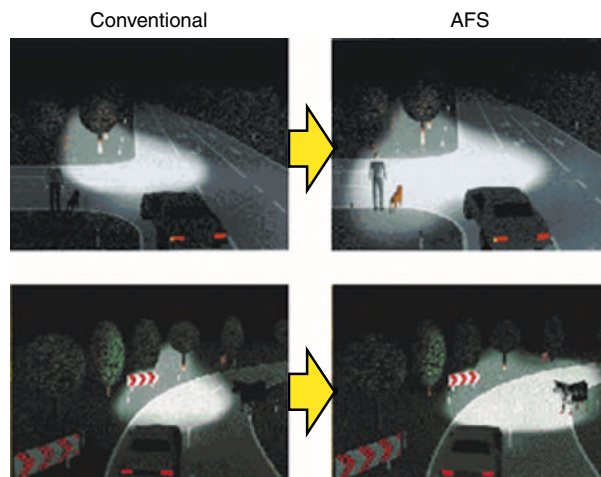


Fig. 10 Comparison of lighting performance

#### 4.4.3. 追突軽減ブレーキ

追突事故回避や被害軽減支援システムとして、INSPIREなどに採用している追突軽減ブレーキ(CMS)を採用した。

#### 4.4.4. HiDS

HiDS仕様車は、新たに開発したピニオンアシストタイプの電子制御パワーステアリング(EPS)を採用した。このEPSはブラシレスモータを採用し高効率、高出力を実現した。この結果、従来のEPS車に対しステアリングホイール上のイナーシャを低くでき、上質なステアフィールを達成した。

#### 4.5. 操縦安定性と乗心地性能

カテゴリートップクラスの「高品位な走り味」の達成と「高性能な走り味」の両立を目指し、「高性能」領域では新たに開発した駆動システムであるSH-AWDを基本に圧倒的な「走る・曲がる・止まる」性能の実現を目指した<sup>(5)</sup>。

##### 4.5.1. サスペンション・サブフレーム

サスペンションとサブフレームには、軽量化と高剛性との両立を図る目的から、フロント、リヤともにオールアルミ材を適用した<sup>(6)</sup>。また、フロントサスペンションはダブルウィッシュボーンタイプを、リヤにはインホイールのマルチリンクタイプを採用した(Fig. 11)。

設計の狙いとしてステアフィール、ロールフィール及び車両応答性の向上に重点をおき、前後ロール軸においては、前下がり軸設定<sup>(7)</sup>をおこない応答性を向上した。また、ジャッキング現象の低減を考慮し、スリーリンク仮想アームの考え方<sup>(8)</sup>を用いて、仮想アーム長とロール軸を設定した(Fig. 12)。

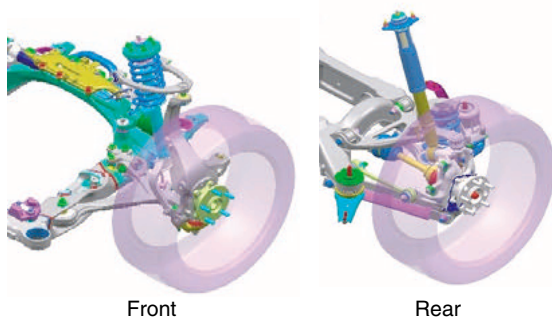


Fig. 11 View of suspension of new LEGEND

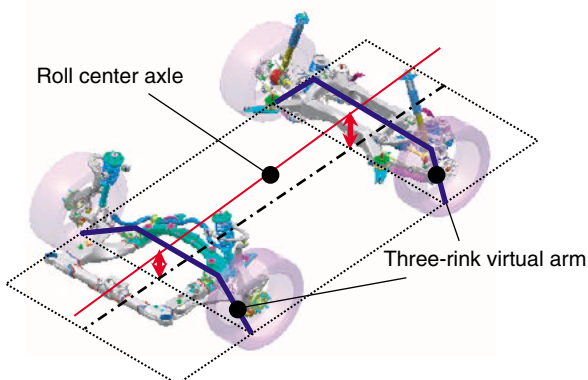


Fig. 12 Concept of suspension system

乗り心地に対する配慮としては、車軸軌跡後傾角の適正化<sup>(9)</sup>、コンプライアンスブッシュ・サブフレームマウントブッシュの大型化にてハッシュネス低減を図った。さらに、サブフレームマウントは「ロー&ワイド」配置により操縦安定性とNVHの両立を図った。

##### 4.5.2. ステアリング

ステアリングには、電子制御車速感応油圧パワステシステムを採用した。車速に応じて最適なアシスト特性が得られるよう、ECUでモーター駆動のアシストコントロールバルブユニットを制御する事により、低速から高速まで全車速領域において最適な操舵能力を実現させた(Fig. 13)。

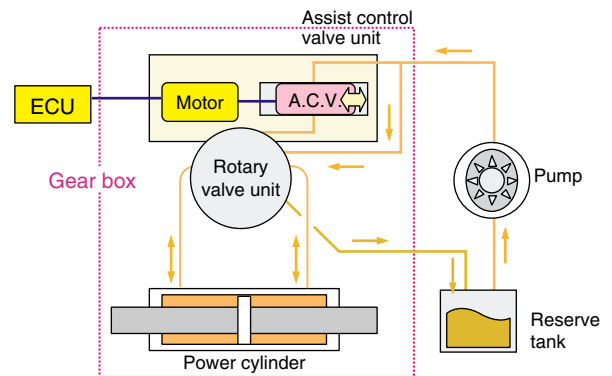


Fig. 13 System of ECPS system (Electronically control power steering)

##### 4.5.3. ブレーキ

軽量かつ高剛性、高性能ブレーキを実現するため、前後大径ベンチレーテッドディスクとフロントアルミ対向4POTキャリパ、リアアルミボディコレットキャリパを採用した(Fig. 14)。また、Vehicle Stability Assist(VSA)はSH-AWDとの性能マッチングを実現するため、専用ロジックを含むECUチューニングを施している。

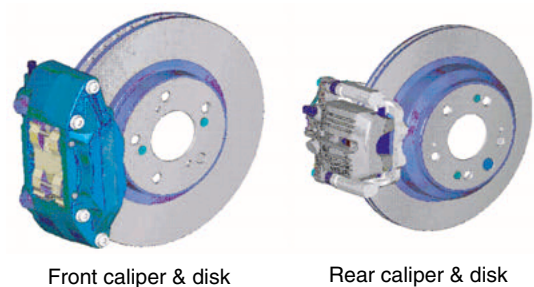


Fig. 14 Front & rear brakes

##### 4.5.4. 空力性能

上級車としての高速走行安定性と、SH-AWDの高いスタビリティポテンシャルに合わせた前後リフトバランスを確保する目的から、空力抵抗低減に加えて、フラッシュサーフェ

スサイドウィンドなどのボデー形状の最適化や、大型アンダフロアカバー、リヤデフューザなどの採用によるアンダフロアにおけるエアフローの最適化を図った(Fig. 15)。

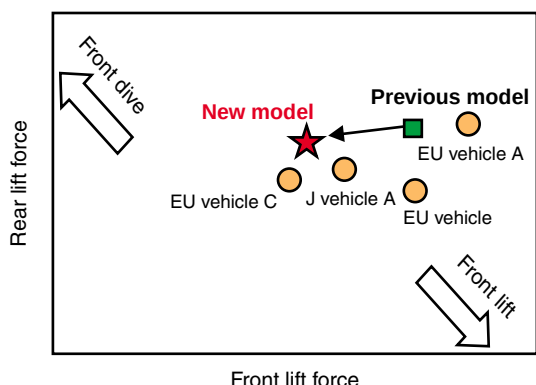


Fig. 15 Map of front & rear lift balance

#### 4.6. 振動騒音

221kWの高出力エンジンや SH-AWD 及び大径幅広タイヤなどは、NVHにとって不利となる。この厳しい条件のもと、エンジンノイズ・ロードノイズにおいては「上級車の静粛性」という高い目標を掲げ、ヨーロッパ競合車と同等以上のクラストップの静粛性を実現した。

##### 4.6.1. Rear Differential マウントシステム

二重防振により高周波の振動を抑えても、低周波数帯ではサブフレームとデフと一緒に振れるモードが発生する。その場合、より大きな振動となってボデーに入力されるため、デフとサブフレームが共振しないマウント設定が必要である。新型 LEGEND では、ロードノイズ低減のための二重防振構造とともに、Fig. 16に示すように、前の左右2点と後の左1点の3点マウント構造とし、サブフレームのピッチモードを抑制させ、その振動振幅を抑えた。

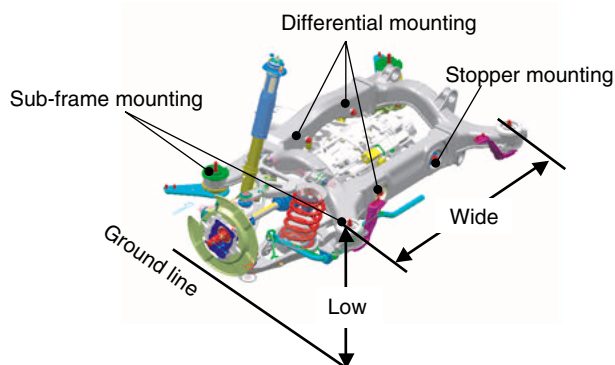


Fig. 16 Rear differential mounting system

##### 4.6.2. 軽量防音パッケージ

防音システムには、軽量で吸音性能にすぐれた防音材を採用し、高周波領域を大幅に低減し静粛感を向上させた。

ダッシュインシュレータをはじめ、フロアカーペット、ルーフライニング、トランクルームの内装材に至るまで吸音型の防音材料を適用し、前モデルの防音システムに比べて大幅に軽量化しながら静粛性を高めた(Fig. 17)。

室内の音響感度設計では、最新の防音パッケージ仕様の検討手法である統計的エネルギー解析手法(SEA)<sup>(10)</sup>を用い、重量増加を伴う遮音材適用を必要最小限とした。

これらの結果、軽量化と静粛性を高いレベルで両立させ、従来比約30%程度の重量で、前モデルを上回る静粛性を実現できた。

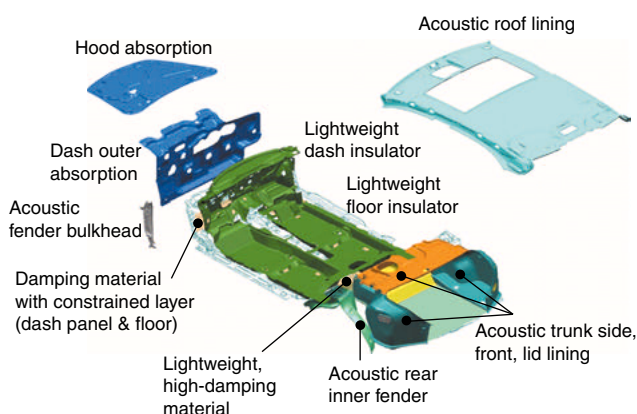


Fig. 17 Lightweight soundproofing materials

##### 4.6.3. エンジン排気システム

最小限の容量で、排気系騒音を抑さえ中回転域の静粛性を確保しエンジン出力目標を達成するため、排気サイレンサに排気可変バルブを設け大流量と静粛性の両立を実現した。

##### 4.6.4. アクティブノイズコントロール

今回採用したアクティブノイズコントロール(ANC)システムは、上級セダンとしての静粛性と新型 LEGEND の目指すスポーティの両立を目的とした(Fig. 18)。

排気音共鳴領域で発生する高音圧の低周波領域こもり音を大幅に低減し、その結果、目標とした車室内での静粛性とリニア感あるスポーティサウンドを演出することができた。

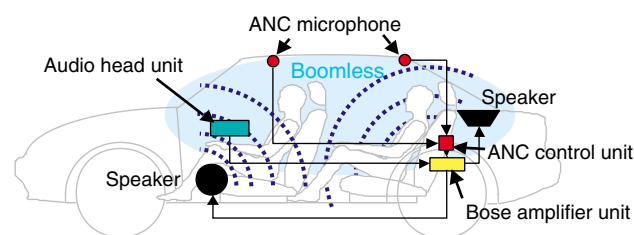


Fig. 18 Active noise control system

## 5. まとめ

世界有数の高級車が存在するこのクラスにあって、9年ぶりにフルモデルチェンジを迎えた2005年モデル新型LEGENDには、高級セダンとして求められる新価値を生み出すとともにLEGENDとしての固有の魅力を有することが要求された。

動力性能に優れるエンジン、運動性能を飛躍的に高めるSH-AWD、徹底した軽量化技術、安全性を高める先進の運転支援技術、最新の衝突安全性能評価において最高位のレベルを達成する安全装備の充実とボデー技術などを積極的に採用した。

「高級車としての質感」と「運転する楽しさ」を兼ね備えた新しい価値と魅力をもった最高級スポーツセダンとして、Hondaの最上級セダンブランドの構築に値する魅力ある車を開発できたと信じている。

本開発は、社内外からの多くの方々の多大なるご協力を頂いて完成したものである。ここにあらためて心より感謝の意を表したい。

## 参考文献

- (1) 吉本毅, 田口義徳: コンパチビリティ対応ボディ, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.45-04, p.11-14 (2004)
- (2) 林登, 安藤克利, 柏木正和: LEGEND 用アルミフードの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.17-22
- (3) 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
- (4) 辻孝之, 服部弘, 渡辺正人, 長岡伸治: ナイトビジョンシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.151-158
- (5) 国井力也, 岩崎明裕, 渥美淑弘, 森淳: 四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)の開発, Honda R&D Technical Review Vol.16, No.2, p.9-16
- (6) 福地文亮, 矢羽々孝憲, 秋山浩, 小川努, 岩崎晴之, 堀出: 熱間バルジと高真空ダイカストを用いたアルミサブフレームの開発, HONDA R&D Technical Review Vol.16, No.2, p.23-30
- (7) 樋口実, 種田和宏, 芝端康二, 皆川正明: ばね上挙動が車両運動性能に与える影響(第1報), 自動車技術会論文集 Vol.33, No.4, p.121-126
- (8) Teruo, M., Uemura, H.: On Development of Vehicle Dynamics by Means of a Digital Computer, SAE paper690233, p.987-999(1969)
- (9) 二宮次郎, 皆川正明, 織本幸弘, 中原淳: 実走中に路

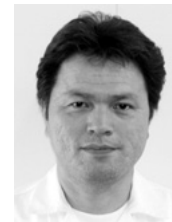
面からタイヤに伝達される力の実測技術とその応用例, Honda R&D Technical Review Vol.9, p.148-155(1997)

(10) 見坐地一人, 多田寛子, 山下剛, 古株真一, 田中秀典, 腰越昭三: 自動車用ハイブリッド SEA モデル化技術の開発, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.72-04, p.13-18(2004)

## ■ 著 者 ■



渡辺 正博



瀧田 正文



福田 順一



中村 武文



奥 康徳



根本 昭一

# 四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)の開発

Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System

國井力也\*

Rikiya KUNII

渥美淑弘\*

Yoshihiro ATSUMI

岩崎明裕\*

Akihiro IWAZAKI

森 淳\*

Atsushi MORI

## 要 旨

前後左右輪への駆動力配分を自在に制御する世界初の四輪駆動システム、SH-AWD(Super Handling-AllWheelDrive)を開発した。

上記の制御を可能にするため、ソレノイドの吸引力をクラッチに直接作用させるダイレクト電磁クラッチを新たに考案した。また、あらゆる条件での制御を可能とするため、クラッチの差回転を調整する増速機構を開発した。

本システムを車両に適用することで、後輪の駆動力左右差を使った旋回ヨーモーメントの直接制御により、ステアリング操作に忠実な旋回特性や高い車両安定性を実現することができた。さらに前後輪への駆動力配分差を加えて四輪の負荷率を均等化することにより、旋回限界性能を向上させた。

## ABSTRACT

In a world first, Honda has developed the SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) system, enabling complete control of torque distribution to any wheel, front or rear, left or right.

A direct electromagnetic clutch in which solenoid attraction acts directly on the clutch was newly developed to enable the system to be realized. In addition, a 2-speed shift unit was developed to adjust differential revolutions in the clutch in order to enable the system to exert control under all conditions.

The use of this system in a vehicle provided incredibly neutral steering and high vehicle stability by direct control of turning yaw moment through differential distribution of torque to the right and left wheels. And the vehicle has enhanced cornering limit performance by equalization of the load ratio between the wheels through differential distribution of torque to all four wheels.

## 1. 開発コンセプト

近年、車両の高出力化に伴い、駆動形式は2WDから4WDへ移行傾向にある。従来の4WDシステムには様々な形式が考案・実用化されてきたが、一般に運動性能を重視した4WDは駆動走破性が低く、駆動走破性を重視した4WDは旋回性能を向上させづらい。それらの課題を解決するため、電子制御で駆動力を前後配分、または後輪駆動力を左右配分するシステムが考案・実用化されている<sup>(1)</sup>。しかしながら、前後と後輪左右の駆動力を両方とも自在に変えられるシステムは存在しなかった。

$\beta$ -Method解析<sup>(2)</sup>の結果から旋回性能と安定性の向上には、駆動力左右差を用いてヨーモーメントを直接制御する事が有効であり、1997年に車両に搭載したActive Torque Transfer System(ATTs)<sup>(3)</sup>にて実証されている。

今回、4WDの高い駆動性能をベースに、旋回性能および安定性を極限まで高めるため、前後と左右の駆動力を自在

に制御する世界初の四輪駆動システム、SH-AWDを開発した。本システムは、左右の駆動力差でヨーモーメントを直接制御することにより、旋回中のアクセル操作による車両の挙動変化を抑制する。またエンジントルクや前後加速度に応じて前後の駆動力を配分することにより、急なアクセル操作によるタイヤのスリップを低減する。

本システムを今年秋発表した新型LEGEND/ACURA RLに搭載検討するにあたり、走行状況や路面状態に応じた慎重なアクセル操作およびハンドル操作の修正を低減し、運転におけるドライバの負担を軽減することを狙いとした。そこでSH-AWDの開発コンセプトをドライバの意志に忠実な旋回特性となる『ニュートラルステア・フィール』の実現と定めた。

## 2. 駆動力の制御理論

後輪左右の駆動力配分および前後輪間の駆動力配分が可能なシステムを用いると運動性能が向上する。なぜなら

\* 栃木研究所

ヨーモーメントの直接制御に加えて四輪のタイヤ負荷を均等化することができるからである。以下に理論を述べる。

## 2.1. 左右駆動力差の効果

### 2.1.1. ヨーモーメント制御

基本となる制御則は式(1)および式(2)によって与えられる。前後加速度や横加速度に応じ後輪左右の駆動力を制御し、加減速における車両挙動の変化(アンダーステアおよびオーバーステア)を低減できる<sup>(4)</sup>。

$$X_1 = \left( \frac{D_R}{2} + \frac{h}{tr} \cdot \frac{Y_G}{g} \right) \cdot \frac{W \cdot X_G}{g} \quad (1)$$

$$X_2 = \left( \frac{D_R}{2} - \frac{h}{tr} \cdot \frac{Y_G}{g} \right) \cdot \frac{W \cdot X_G}{g} \quad (2)$$

$X_1(X_2)$  : 後輪外輪(内輪)駆動力

$D_R$  : 後軸駆動力配分比

$W$  : 車重

$Y_G$  : 横加速度

$X_G$  : 前後加速度

$g$  : 重力加速度

$h$  : 重心高さ

$tr$  : 後輪トレッド

### 2.1.2. 前輪コーナリングフォースの低減

旋回中に車体へヨーモーメントを与えることにより、前後輪のコーナリングフォースが変化する。この状態の模式図を Fig. 1、前後輪のトータルコーナリングフォースを式(3)および式(4)に示す。前輪のトータルコーナリングフォースは  $M/I$  減少し、後輪では  $M/I$  増加する。

$$CF1 = \frac{b}{l} F - \frac{M}{l} \quad (3)$$

$$CF2 = \frac{a}{l} F + \frac{M}{l} \quad (4)$$

$CF1(CF2)$  : 前輪(後輪)トータルコーナリングフォース

$M$  : 左右駆動力差によるヨーモーメント

$F$  : 遠心力

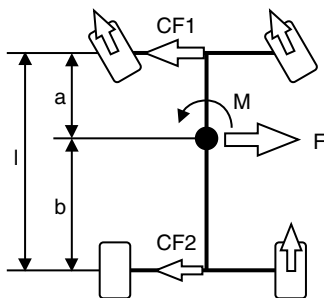


Fig. 1 Change of cornering force

### 2.1.3. コーナリングフォースの増大

従来の駆動システムでは、左右輪に駆動力を等配分する。その結果、特に内輪側ではタイヤの摩擦力が主に駆動力に使われ、小さなコーナリングフォースしか発生できない。

旋回外輪に内輪より大きな駆動力を配分することにより、内輪も大きなコーナリングフォースを発生できる。

旋回時の駆動力とコーナリングフォースは摩擦円を用いた模式図で示すと以下の様になる。Fig. 2(a)は通常の車両、(b)は SH-AWD 付き車両である。

Fig. 3 に内外輪の駆動力配分比に対するコーナリングフォースを示す。等配分(50:50)に対し駆動力配分を外輪に多くするほど、左右輪トータルのコーナリングフォースが大きくなる。

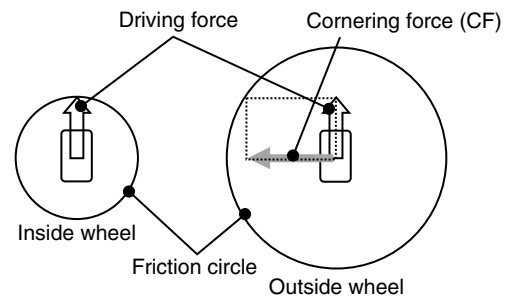


Fig. 2 (a) Tire force for conventional vehicle

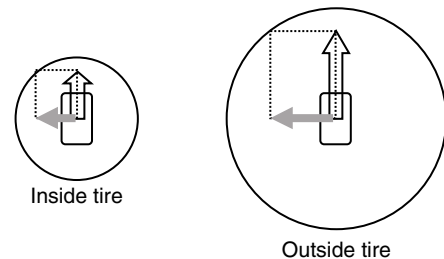


Fig. 2 (b) Tire force for SH-AWD

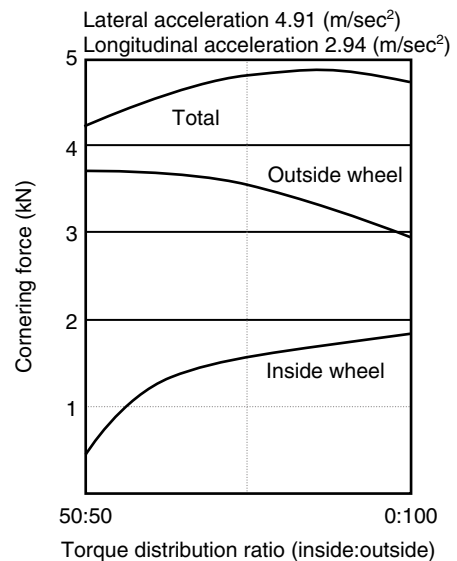


Fig. 3 Effect of torque distribution

## 2.2. 四輪のタイヤ負荷の均等化

タイヤの接地荷重や発生する力は、加速や旋回の程度により変化する。タイヤの負荷率を、発生し得る最大能力と発生している力の比として式(5)により定義する。

$$\eta = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{\mu \cdot W} \quad (5)$$

$\eta$  : タイヤ負荷率

$F_x$  : タイヤ駆動力

$F_y$  : タイヤサイドフォース

$\mu$  : 路面摩擦係数

$W$  : タイヤ接地荷重

Fig. 4 に旋回横加速度に対するタイヤ負荷率の変化を示す。四輪の負荷率を均等化することで発生できる旋回横加速度を最大限に引き出し、旋回性能を向上できる。

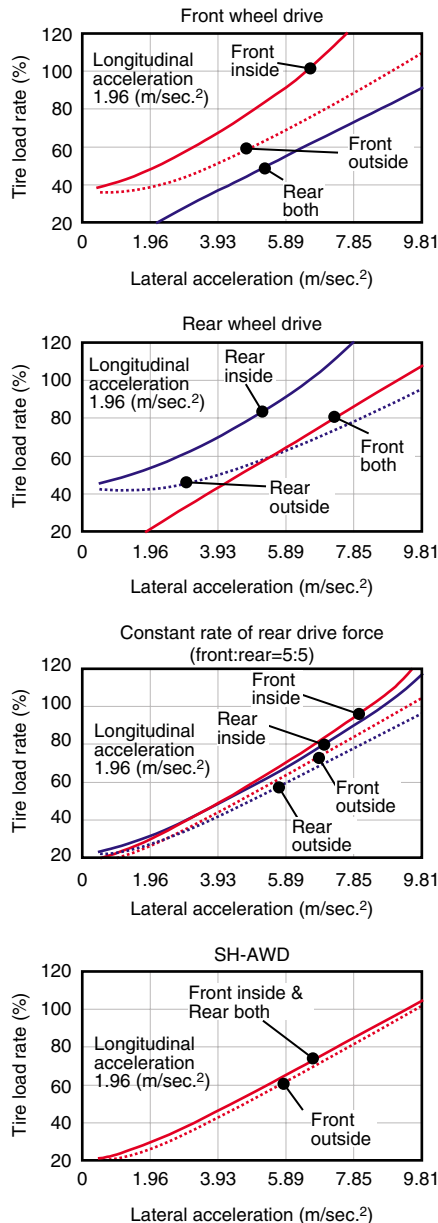


Fig. 4 Load rate of each wheel

## 3. SH-AWD システム

以下、本システムの原理と制御手法について述べる。

### 3.1. システム構成

Fig. 5 に車両システムの構成を示す。本システムでは各種センサ情報が、他の ECU から CAN 通信を経由して専用の ECU (SH-AWD ECU) に入力される。専用 ECU はドライバーの意志と走行状況を検出し、リアドライブユニットが左右への駆動力配分と、後輪への回転増速を実行する。リアドライブユニットはプロペラシャフト後方に配置され、専用 ECU の指令に基づき制御される。

Fig. 6 にリアドライブユニットの断面図を示す。

旋回時にプロペラシャフトからの入力回転を高める増速機構、増速機構からの入力回転を左右輪の回転に変換するハイポイドギヤ、駆動力を精度良く配分制御する左右一對のダイレクト電磁クラッチから構成される。

旋回加速時の後輪外側に駆動トルクを多く与えることにより、内回りヨーモーメントを発生させアンダーステアを抑える。リアドライブユニットは、後輪軸上に設けた左右2つのクラッチの外側クラッチをより強く圧着することで、駆動力を後輪外側へ多く配分し上記を達成する。

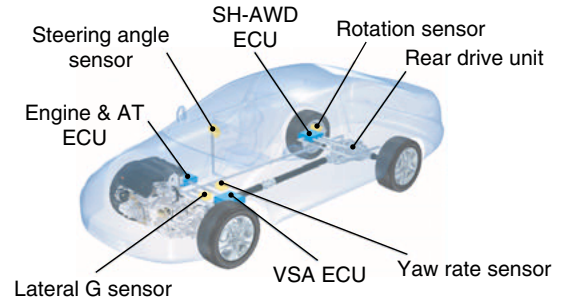


Fig. 5 System layout of SH-AWD system

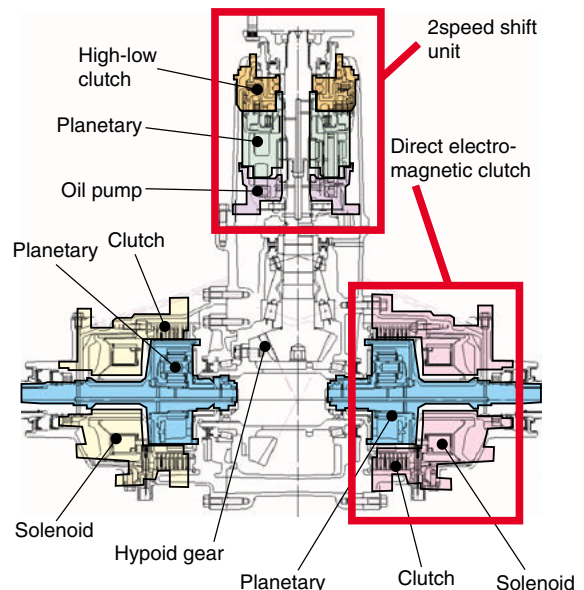


Fig. 6 Cross-section of rear drive unit

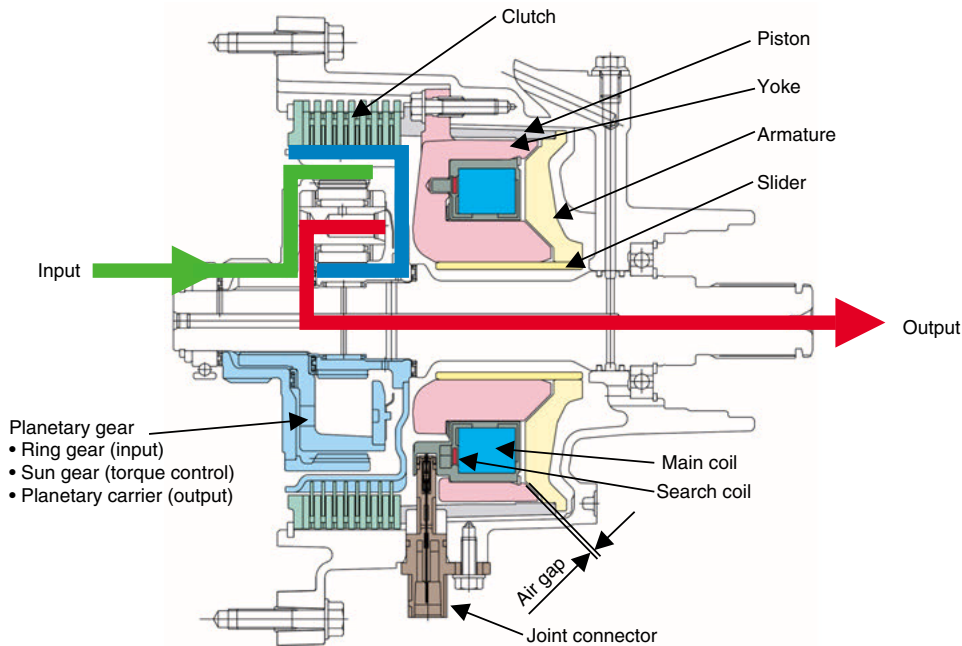


Fig. 7 Direct electromagnetic clutch section

### 3.2. ダイレクト電磁クラッチ

電磁クラッチは SH-AWD の駆動力を決定しており、低ヒステリシスかつリニアなトルク特性が求められる。そのため吸引力の伝達経路を単純化し、かつ弾性変形を抑えた構造になるように、電磁ソレノイドで発生する吸引力がクラッチにダイレクトに作用する構造とした。

#### 3.2.1. 構造

電磁クラッチの構造を Fig. 7 に示す。磁路はアーマチュアとヨークで構成され、低ヒステリシスな磁性材料を選定した。アーマチュアに圧入されたスライダは、ヨークに対するセンターリング機能を有する。また磁路とならないように非磁性材料とした。ヨークの内側に固定された電磁コイルは通電することで磁界を発生させる。ヨークはサイドケースに固定することにより、磁路間に働く吸引力の反力を受け、アーマチュアに発生する吸引力がピストンを介してクラッチに直接作用する。

プロペラシャフトから伝達されるトルクは、ハイポイドギヤを経由してリングギヤへと伝達される。クラッチはアーマチュアからピストンを介して押しつけられ、ケースとサンギヤとの間に摩擦力を発生させる。そのためリングギヤに入力されたトルクはプラネタリギヤで倍力され、クラッチの伝達トルクに比例したトルクが、プラネタリキャリアを介しドライブシャフトへ出力される。この倍力機構を用いて、電磁クラッチを小型化した。

サーチコイル内蔵の電磁コイルは潤滑油に対するシール性を考慮し、樹脂モールド成形中に内部コイルの固定ピンを引き抜いて樹脂境界面を無くし、潤滑油の浸入を防止する形状とした。これによって、リアドライブユニット内の過酷な環境下でも確実に作動できる信頼性を確保した。

#### 3.2.2. 電磁ソレノイド

ダイレクト電磁クラッチは直接クラッチに吸引力を作用する構造としたため、クラッチの磨耗によってヨークとアーマチュア間のエアギャップが変化し、電流に対するトルク特性に影響を与える。Fig. 8 に磁路形状(テーパおよびフラット)違いでの、エアギャップに対するトルク特性の実験結果を示す。磁路形状はテーパ形状を採用することで、エアギャップの変化に対し安定したトルク特性が得られた。また使用ギャップ範囲でより高い吸引力を得ることが可能となった。

Fig. 9 に磁束とトルクの関係を示す。両者に相関があるため、磁束からトルクを推定できる。

ここで磁束を測定する手法として、サーチコイルを用いる手法を開発した。具体的には規定の電流をメインコイルに流した際に、サーチコイルが発生する電圧から磁束を検出する方法である。Fig. 10 に電流と磁束およびトルクの関

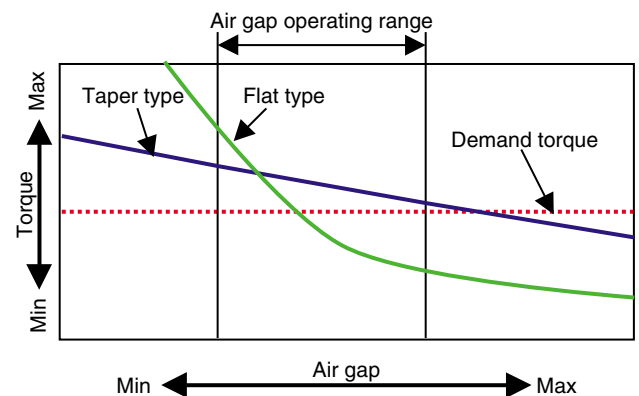


Fig. 8 Air gap-taper/flat torque characteristic

係をあらわすマップを示す。

検出した磁束に基づき、前記のマップから目標トルクに対する電流を求め電流補正することにより、異なるエアギャップにおいて目標トルクと実トルクの相関を得ることができた。Fig. 11 は電流補正なし、Fig. 12 は電流補正ありのテスト結果を示す。

### 3.2.3. クラッチ

トルク伝達を自在に制御するため、クラッチは常にスリップ制御をおこなっている。スリップ率は前後輪の差回

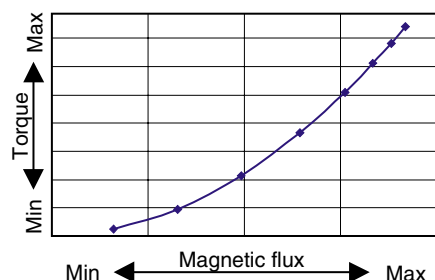


Fig. 9 Magnetic flux-torque characteristic

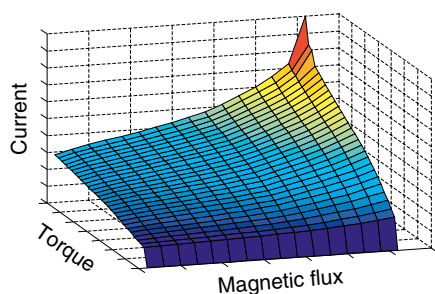


Fig. 10 Current-torque magnetic flux map

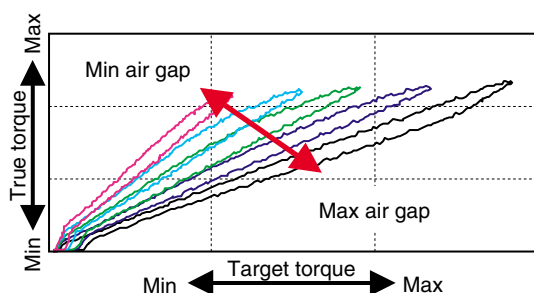


Fig. 11 Torque characteristic without magnetic flux correction

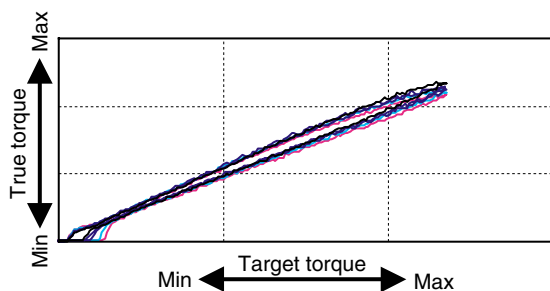


Fig. 12 Torque characteristic with magnetic flux correction

転によって決まることから、車速やタイヤのスリップ状態に影響を受ける。この場合に摩擦特性が安定していないと不快な振動が発生する。

またクラッチ磨耗に伴いヨークとアーチャ間のギャップが減少すると、両者が突き当たり吸引力の発生ができなくなる。これを回避するため十分なエアギャップを確保すると、Fig. 8 からわかるようにトルク容量が低下する。従ってクラッチには安定した摩擦特性と磨耗に対する耐久性が求められる。

安定したトルク特性を得るためには、面圧が低い領域が有利である。そこで前述の倍力機構を用いてクラッチの押し付け荷重を低減し、Fig. 13 に示すように AT や CVT に比較して低面圧領域の使用を可能とした。

Fig. 14 に吸収エネルギーとクラッチ磨耗量の関係を示す。クラッチの磨耗量が初期に多いことから、初期なじみ工程を追加し初期磨耗を低減した。

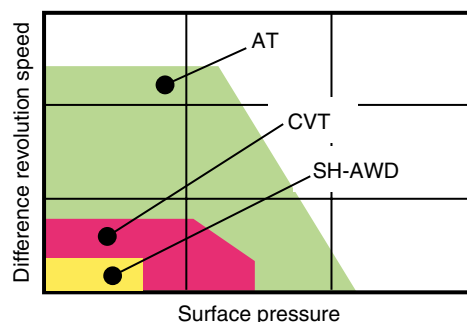


Fig. 13 Surface pressure image

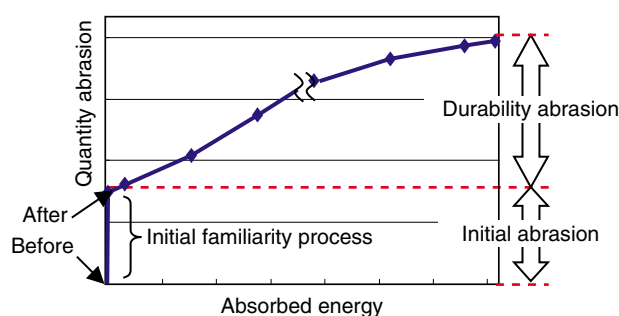


Fig. 14 Quantity of clutch durability abrasion

### 3.3. 増速の原理

旋回時の四輪の軌跡を Fig. 15 に示す。後輪外側の軌跡は前輪平均の軌跡より外側を通る。前輪の切れ角に対する、前輪平均と後輪外側の回転速比の関係をFig. 16に示す。旋回してすぐに前輪平均より後輪外輪が速く回転する。この状態でクラッチを圧着すると後輪外輪は減速される。つまり路面に対して抵抗となる。これを回避するため、ペラシャフトの回転を増速して後輪に伝達する必要が生じる。そのため SH-AWD では増速機構を設定した。

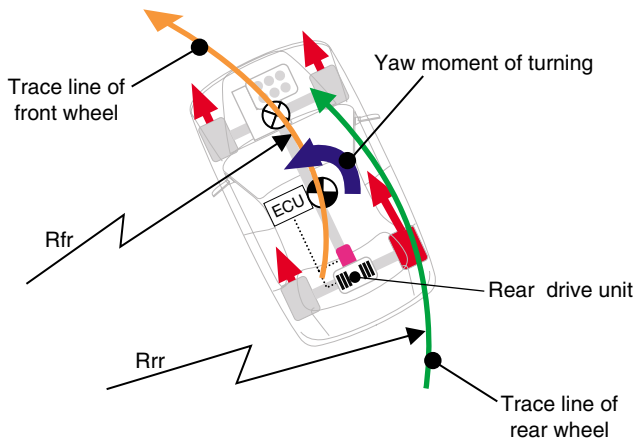


Fig. 15 Movement of vehicle in turning

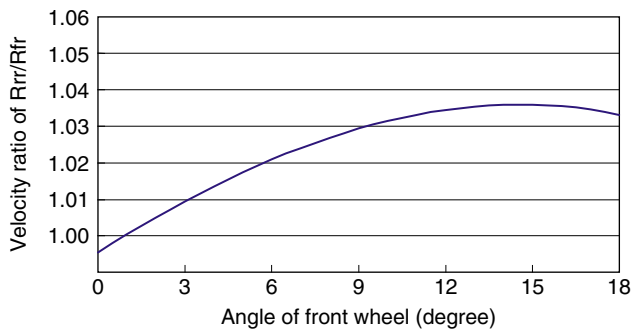


Fig. 16 Velocity ratio of rear to front wheel

### 3.4. 増速機構

増速機構は燃料タンクの下部に設定したため、地上高を確保できるよう小型化が必要とされた。これを実現するため、油圧アクチュエータ1個で2個のクラッチ切り替えを可能とした。また、プラネタリギヤとワンウェイクラッチおよび後進専用クラッチを採用した。

#### 3.4.1. 構造

Fig. 17に増速機構の断面図を示す。歯数の異なる入力軸上のサンギヤと出力軸上のサンギヤ、これに各々噛合うピ

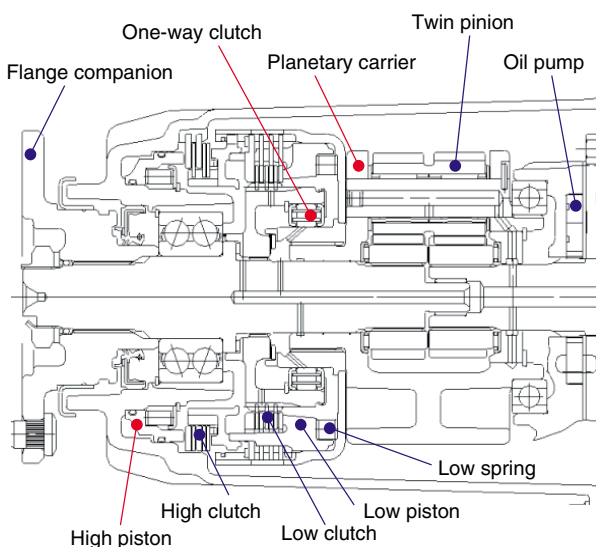


Fig. 17 Cross-section of 2speed shift unit

ニオンギヤを一体化したツインピニオン、これを保持するプラネタリキャリア、このキャリアと入力軸を結合するワンウェイクラッチ及びロッククラッチ、前記キャリアとケースを結合するハイクラッチで構成される。

直進時、ロッククラッチはローピストンを介してロースプリングに押し付けられ結合する。その結果、プラネタリキャリアと入力軸が一体で回転し直結状態となる。ピニオンギヤも自転せずキャリアと共に公転する。

旋回時、ケースに内蔵されたハイピストンは油圧によって荷重を発生し、ハイクラッチを押し付け結合させると共に、ローピストンを介してロースプリングを縮め、ロッククラッチを非結合とする。ハイクラッチが結合すると、プラネタリキャリアがケースに固定され、ピニオンギヤの公転が停まる。これに伴いピニオンギヤは入力軸上および出力軸上のサンギヤと噛合い回転を始める。この2ヶ所のギヤレシオ差が増速状態を発生する。

ワンウェイクラッチは、プラネタリキャリアが入力軸の回転を前進時に追い越さない方向に組み付けた。それにより、前進加速時にキャリアと入力軸を一体回転させるので、直結の機能を有すると共に、増速時にキャリアが固定されるのを妨げない構造とした。前進加速時の直結機能をワンウェイクラッチが受け持つので、後進および減速エンジンブレーキ用の専用クラッチが小型化できた。

#### 3.4.2. 油圧制御系

Fig. 18 に油圧回路図を示す。

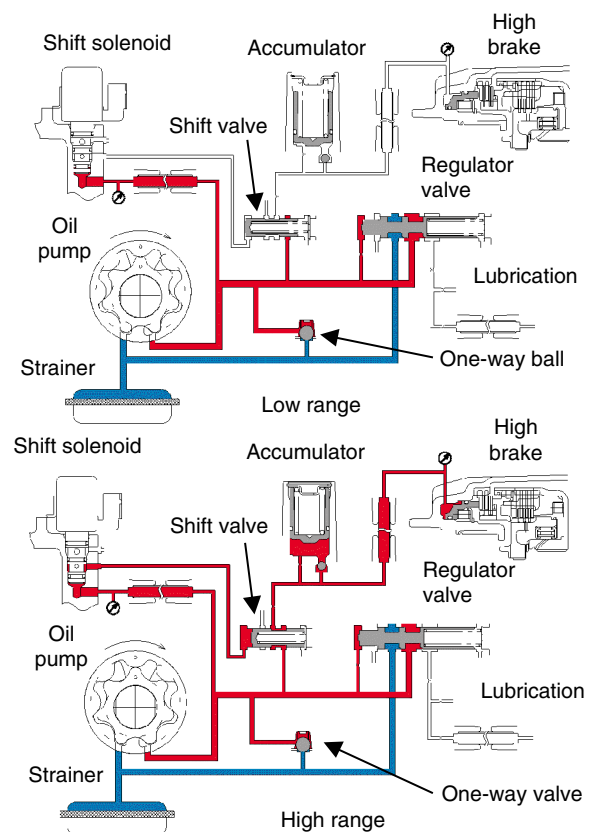


Fig. 18 Diagram of hydraulic circuit

プロペラシャフトとともに回転するオイルポンプ、ライン圧を調圧するレギュレータバルブ、クラッチ切り替え用シフトバルブ、シフトバルブを制御するソレノイド、油圧アクチュエータ、およびワンウェイ弁で構成される。

レギュレータバルブで調圧する際の排出油を潤滑油に利用した。また一定の潤滑圧に達するとオイルポンプの吸入口へ排出油を戻すことで、回路の保護と潤滑量の平準化およびオイルポンプ負荷の低減を計った。

ソレノイドは専用 ECU からの指令に基づきシフトバルブを動かし、ライン圧のクラッチ室への連通およびクラッチ室の残油排出を制御する。

ワンウェイ弁は、後進時にオイルポンプ吸入口と吐出口を連通することで、オイルポンプ逆転時の油圧回路内へのエア噛みによる正転への切り替え時の応答遅れやキャビテーション発生を防止すると共に、逆流によるストレナからのコンタミ流出を防止する。

## 4. 車両制御システム

### 4.1. 制御ロジック

Fig. 19 に SH-AWD の制御フローチャートを示す。システムの応答性を重視して、フィードフォワード制御を主体とした。フィードフォワード制御では、予め定めた車両特性に基づき制御量が決定されるため、車両特性の変化や路面等の環境変化により制御精度が低下する可能性がある。そのためフィードバック制御で補正するロジックとした。

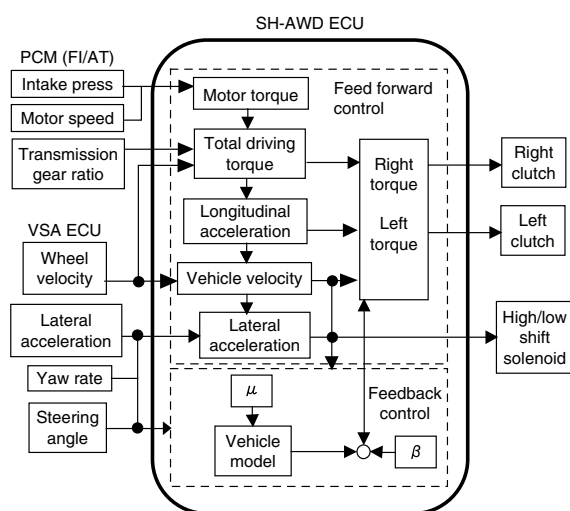


Fig. 19 Chart of control flow for SH-AWD system

### 4.2. フィードフォワード制御

フィードフォワード制御の制御フローを以下に述べる。

- エンジン回転数、吸気負圧等から、予め設定したトルクマップに照らしてエンジンの発生トルクを推定する。
- トランスミッションギヤ比とトルクコンバータのトルク比等から、車軸上の総駆動トルクに換算する。
- 走行速度、トランスミッションギヤ比、TH 開度等の走

行状態に応じて前後輪のトルク配分比を設定する。

- 総駆動トルクと前後輪のトルク配分比から後輪トルクを算出する。
- 後輪の平均速度と操舵角による推定横加速度と、横加速度センサ、ヨーレイトセンサから旋回量を算出する。
- 旋回量に基づき後輪左右の各駆動トルクを算出する。
- 後輪左右の各駆動トルクを電磁クラッチへの電流設定として出力する。

### 4.3. フィードバック制御

以下にフィードバック制御の制御フローを述べる。

- 車体モデルに基づき車体重心点におけるスリップ角を推定する。
- 旋回量に応じたスリップ角しきい値と推定スリップ角の比較から、スリップ角が大きいと判断した時に、フィードフォワード制御によって求めた後輪左右トルクの差を縮める補正量を出力する。
- 更にスリップ角の減少傾向が見られない時に、後輪へのトルク配分比を減らす補正量を出力する。

### 4.4. 増速制御

増速制御は旋回時のみおこなう。旋回の判断には、フィードフォワード制御によって求めた推定横加速度の絶対値を用いる。推定横加速度を用いる方法は、旋回動作をドライバの入力から予測できる点で、横加速度センサ出力を用いる場合より応答性が高い。

本システムの直結状態において、前輪平均車速と後外輪車速が等しくなる走行状態を、車速と旋回横加速度の関係として Fig. 20 に示す。Fig. 20 より増速が必要となる旋回横加速度の値は高速ほど大きくなる。従って、高速では増速指令を出力する旋回横加速度を大きく設定した。

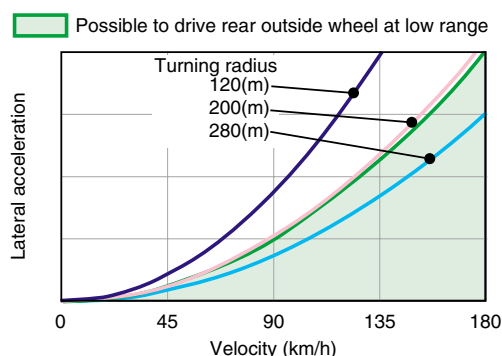


Fig. 20 Wheel speed relation at low range

## 5. 実車性能

SH-AWD 付き車両による走行テスト結果について述べる。本システムの効果を端的に示す事例として、加速旋回と加速スラロームを実施した。

### 5.1. 加速旋回特性

比較車両には前後駆動力等配分のセンターディファレンシャルを有するメカニカル常時四輪駆動の車両を用いた。Fig. 21に加速時の旋回特性を示す。極低速にて舵角と速度を一定とした基準円旋回(定常)状態から、アクセルを全開にした場合の旋回半径の広がり、基準円の半径に対する変化率を用い評価した。SH-AWD付き車両は、比較車に対して半径の増加が少なくアンダーステアが大幅に抑制された。さらに旋回可能な限界横加速度が大きく向上した。

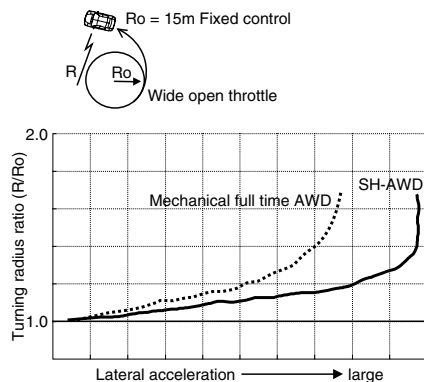


Fig. 21 Turning radius ratio against lateral acceleration

### 5.2. 加速スラローム

急加速中のスラローム操舵時における、操舵に対するヨーレートの追従性を評価した。前輪駆動車の結果を Fig. 22, SH-AWD 付き車両の結果を Fig. 23 に示す。前輪駆動車の場合、連続転舵によるヨーレートの追従性悪化、ゲインの低下が見られる。一方、SH-AWD 付き車両は追従性の向上に加え高ゲイン化によるヨーレートの発散も抑えられ、追従性と安定性を両立することができた。(図中斜線部)

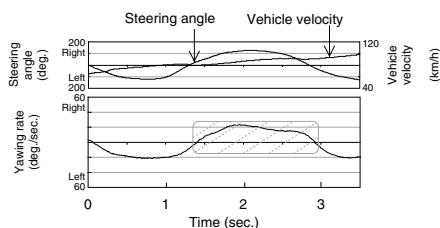


Fig. 22 Result of front wheel drive vehicle

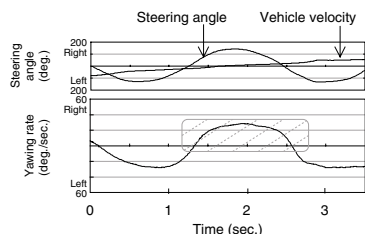


Fig. 23 Result of SH-AWD vehicle

## 6. まとめ

前後輪駆動力配分および後輪左右の駆動力を自在に制御することにより、ステアリング操作に忠実な旋回性能や、操

舵に対する高いヨーレート追従性を実現できた。この結果、ドライバの意志に忠実な旋回特性となる『ニュートラルステア・フィール』を実現した。

またダイレクト電磁クラッチとサーチャコイルを用いた電流補正制御の考案により、高精度な駆動力制御を可能とした。さらに小型化した増速機構の採用により、車両への搭載性が向上し、旋回制御の領域を広げることができた。

今回の SH-AWD 開発においては、個々の技術要素についても多くの新規開発がなされた。本文ではシステム全体の紹介をおこなったが、今後、各技術要素についても機会を設け紹介していきたいと考えている。

最後に本システムの開発にあたり、多大なご支援を頂いた方々に心より感謝いたします。

## 参考文献

- (1) 田中俊三, 澤瀬薫, 高田桂治, 佐野喜亮, 岡部俊彦: 左右輪の駆動/制動力差を用いた車両旋回システムの開発, 三菱自動車テクニカルレビュー No.9, p.40-51 (1995)
- (2) Shibahata, Y., Shimada, K., Tomari, T.: The Improve of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Control, Proceedings of the Interenational Symposium on Advanced Vehicle Control, p.452-457 (1992)
- (3) 芝端康二, 栗城信晴, 北村克弘, 本多健司, 和田一浩, 梶原肇, 森淳, 桑原一好, 大熊信司: 左右駆動力配分システムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.70-79
- (4) 島田和彦, 芝端康二: ヨーモーメントによる車両運動制御方法の評価, 自動車技術会論文集, No.25, p.122-127 (1994)

## ■ 著 者 ■



国井 力也



岩崎 明裕



渥 美 淑 弘



森 淳

# LEGEND 用アルミフードの開発

Development of Aluminum Hood for the 2005 Model year LEGEND

林 登\*  
Noboru HAYASHI

安 藤 克 利\*  
Katsutoshi ANDO

柏 木 正 和\*  
Masakazu KASHIWAGI

## 要 旨

2005年モデルLEGEND のアルミフードでは、耐久性、要求性能、歩行者保護機能を確保しながらコストダウンを目的に開発をおこなった。フードスキン材は組成を検討し、スチフナ材は連続鋳造圧延法により製造する 5000系合金を開発して材料費の削減を図った。各構成部品の接着には、脱PVCタイプのアクリル樹脂系鉄／アルミ共用マスチックシーラーをもちいて加工仕様の汎用化を図り、接合には、連続打点性の良いセルフピアスリベットを適用して加工費のコストダウンを図った。表面処理においては、化成皮膜を緻密に被覆させることができるリン酸亜鉛を主成分とする表面調整剤を用いた。歩行者保護性能としては、フレーム構造の最適化を図ることで、鋼板フードと同等の性能を達成した。

## ABSTRACT

An aluminum hood was developed for the 2005 model year LEGEND in order to reduce costs while maintaining durability and performance requirements and help ensure pedestrian safety.

We focused on materials cost reduction for the aluminum hood skin sheet by reviewing its chemical composition and developing a 5000 series alloy produced with the continuous casting directed rolling method for the stiffener sheet.

Planning for general purpose processing specifications, a PVC-free acrylic acid resin system mastic sealer for steel and aluminum was applied for adhesion between the various components. Continuous multipoint self-piercing rivets were applied for the reduction of machining costs. The surface was treated with a surface conditioner that has a zinc phosphoric crystal as its main component. This allowed the precise formation of a chemical conversion coating on the surface.

The frame structure of this developed hood was also optimized, enabling it to achieve the same performance in pedestrian safety as a conventional steel hood.

## 1. はじめに

運動性能と燃費の向上に向けた自動車外板パネル部品のアルミ化は、大幅な軽量化効果が得られることから、HondaにおいてはNSX、S2000 INSIGHT にアルミフードを適用してきた。しかしながらアルミ板材料は、鋼板に比べ材料費が高く、またスポット溶接等において連続打点性が低いことから加工費が高くなるといった問題があった。そこで材料費の低減と加工設備の汎用化等による低コスト化研究をおこなった。加えて 1998年モデル LIFE 以降、新規発表モデルに取り入れている歩行者保護機能を備えたフードを今回アルミ仕様として開発をおこなった。

本報告では、これらフード用アルミ板材料技術、接着接合技術、表面処理技術、及び歩行者保護対応技術の開発内容について紹介する。

## 2. アルミフードの構成

2005年モデル LEGEND のアルミフードの材料構成を Fig. 1 に示す。フードスキンには、従来同等性能の機械的特性や成形性を持つ高バークハードタイプの 6000系合金を適用した。フードフレームには、5000系合金を適用した。スチフナには、連続鋳造圧延製法により製造された 5000系合金を適用した。フードスキンとフードフレームの接着には、ポリ塩化ビニール(PVC)を含まないアクリル系樹脂のマスチックシーラーを適用し、フードフレームとスチフナとの接合には、セルフピアスリベットを適用した。アルミフードの化成処理には、リン酸亜鉛を主成分にした表面調整剤を適用した。アルミフードを構成するアルミ板の特性を Table 1 に示す。

\* 栃木研究所

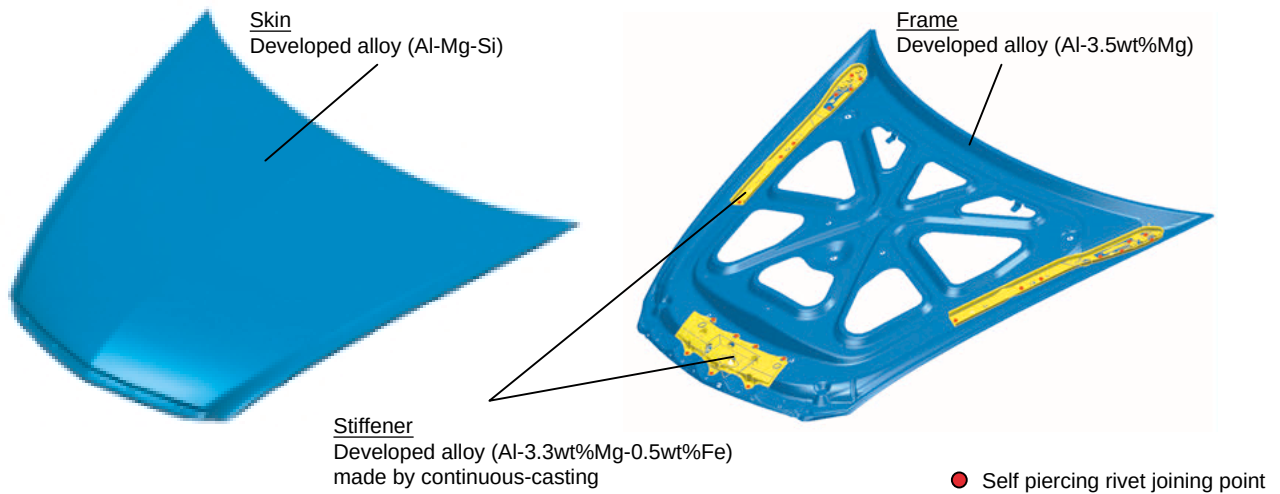


Fig. 1 Aluminum hood component

Table 1 Characteristics of aluminum hood materials

| Parts      | Yield stress (MPa) | Tensile stress (MPa) | Elongation (%) | Bake hard* (MPa) | Fatigue stress (MPa) | Bending                                                                                                |
|------------|--------------------|----------------------|----------------|------------------|----------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Hood skin  | 118                | 211                  | 30             | 224              | 69                   | <br>5% Stretch 0.5R |
| Hood frame | 123                | 229                  | 28             | ————             | 118                  | ————                                                                                                   |
| Stiffener  | 128                | 239                  | 26             | ————             | 118                  | ————                                                                                                   |

\* Bake hard : Yield stress after 180°C\_×\_60min & non stretch

### 3. フードスキンとフードフレーム材

従来からフードスキン材には、耐デント性能の向上のために電着塗装の焼き付け工程の熱を利用して時効硬化するベークハード型6000系合金を適用してきた。開発したフードスキン材は、Cu不純物の多い安価なアルミインゴットを使うことで材料費の削減をねらった。従来適用してきたフードスキン材は、Cu不純物の量が多くなると耐食性能が低下するため Cu 不純物の量を 0.01wt%以下に抑制してきたが、開発材は表面処理技術の改良により Cu 不純物の量が多くても、従来どおりの耐食性能を確保できるようになった。しかし、Cu 不純物の量が 0.10wt%になると熱間圧延後の再結晶化が十分に進行せずファイバー組織が残る。この組織を残した板は、成形すると板の表面に Fig. 2 に示すようなリジングマークが現れ、フードの外観鮮映性を低下させるため最大含有量は 0.07wt%までとした。以上のことから Cu 不純物の量の中を拵げて材料費のコストダウンを可能にした。またフードフレーム材には、低耐力で絞り成形性の良い Al-3.5wt%Mgの 5000系合金を適用した。

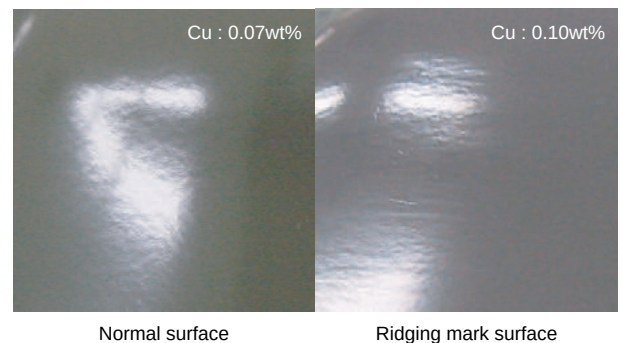


Fig. 2 Ridging mark

### 4. スチフナ材

スチフナ材には、連続鋳造圧延法により製造された5000系合金を適用した。連続鋳造圧延法とは、従来の大型なスラブ鋳造塊から圧延加工してアルミ板を作る Direct Chill slab 圧延法(DC)と異なり、アルミ溶湯から直接約 6mmのアルミ薄板鋳造板を連続的に鋳造してコイルとして巻き取り、その後、コイルを所定の厚みに圧延してアルミ板にする方

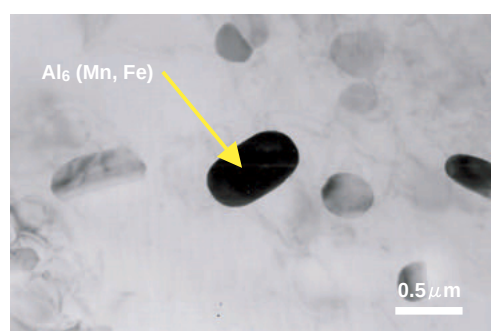
Table 2 Characteristics of continuous casting alloy

| Alloy type | Chemical composition |         |         | Mechanical property |                      |                |
|------------|----------------------|---------|---------|---------------------|----------------------|----------------|
|            | Mg(wt%)              | Fe(wt%) | Mn(wt%) | Yield stress (MPa)  | Tensile stress (MPa) | Elongation (%) |
| A5052      | 2.6                  | 0.30    | 0.01    | 86                  | 198                  | 25             |
| High Fe/Mn | 2.6                  | 0.31    | 0.08    | 104                 | 214                  | 24             |
| High Fe    | 2.3                  | 0.39    | 0.00    | 82                  | 209                  | 27             |
| High Mg    | 3.1                  | 0.30    | 0.01    | 122                 | 236                  | 27             |

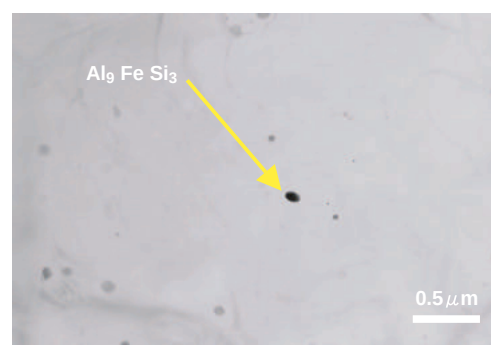
法である。この方法では、アルミの製造工程を従来11工程から5工程に省略できるので材料製造費が削減できる。また、鋳造時のアルミの凝固速度が、DC法に比較して速いので、伸びに影響する金属組織内に晶出するFe系晶出物のサイズや結晶粒サイズを小さくすることができる。Fig. 3には、DC材と連続鋳造板材の合金組織内に晶出するFe系金属間化合物の様子を示す。晶出している金属間化合物のサイズは、DC材に比較し連続鋳造板材の方が小さくなる。Fig. 4には、DC材と連続鋳造板材の結晶粒を示す。DC材と比較して連続鋳造板材の方が結晶粒が大巾に小さくなる。

こうした連続鋳造圧延法の特徴を利用し不純物の多い安価なインゴットを使用して材料のコストダウンができないか検討をおこなった。検討には、A5052の組成を基本に伸びに影響を与えるMg, Fe, Mnの添加量を変更した連続鋳造板を用いた。Table 2に、検討をおこなった連続鋳造板材の成分と機械的特性を示す。Fe, Mnが多いとFig. 5(a)に示すように伸びを阻害する粗大なFe-Mn系金属間化合物が多く存在してしまうため、伸びが小さくなる結果となった。一方、Feが多くてもMnが少ない場合は、Fig. 5(b)に示すように、伸びを阻害する金属間化合物は見られず、非常

に小さなFe系金属間化合物が見られるだけで伸びの低下がみられなかった。また、Mg量を多くすると伸びも向上した。これらの結果より、Fe含有量の許容量を上げた不純物の多いアルミインゴットを用いることができるAl-Mg-Fe系材料を開発し材料費の削減を可能にした。



(a) Intermetallic compound in high Mn-type alloy



(b) Intermetallic compound in high Fe-type alloy

Fig. 5 Transmission electron microscopy photograph of intermetallic compound

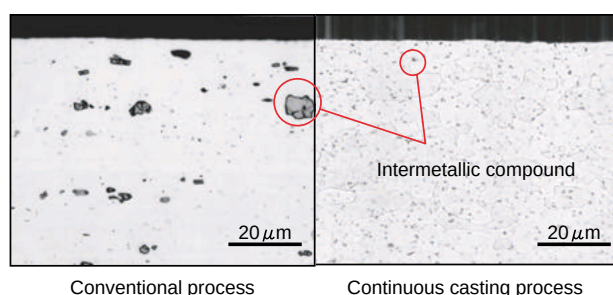


Fig. 3 Comparison of intermetallic compound

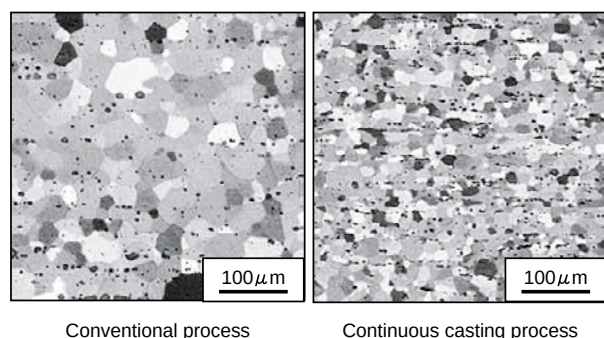


Fig. 4 Comparison of grain size

## 5. 接着，接合

各構成部品を接着するマスチックシーラーには、アクリル樹脂を主成分としたアルミと鉄の両方が接着できるタイプを適用し、シーラー塗布設備の共用化を図ることでコストダウンが可能になった。

接合には、セルフピアスリベットを適用し、連続打点性（接合品質を連続的に維持できる接合打点の数）の効率を向上させて生産加工コストを削減した。またセルフピアスリベットの防錆塗装としては脱クロム塗料をコーティングしたものを使用した。Fig. 6にセルフピアスリベットの断面図を示す。

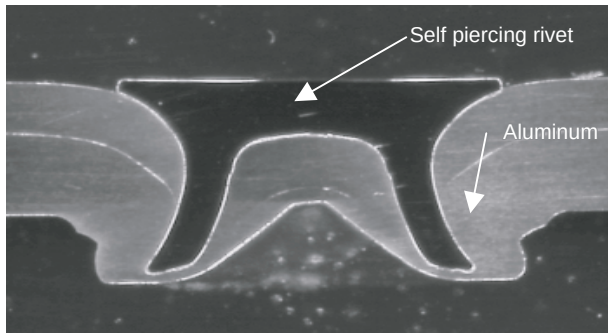


Fig. 6 Self piercing rivet cut model

## 6. 表面処理

表面処理工程においては、化成皮膜の形成状態を制御している表面調整剤の改良をおこなった。具体的には表面調整剤の主成分をTiコロイドからリン酸亜鉛に変更することで、化成皮膜の被覆率向上を図った。Fig. 7には、アルミ表面における化成皮膜重量の経時変化を、Fig. 8には化成皮膜のSEM写真を示す。これらの結果は、表面調整剤を改良することにより皮膜析出反応が促進され、皮膜を緻密化する

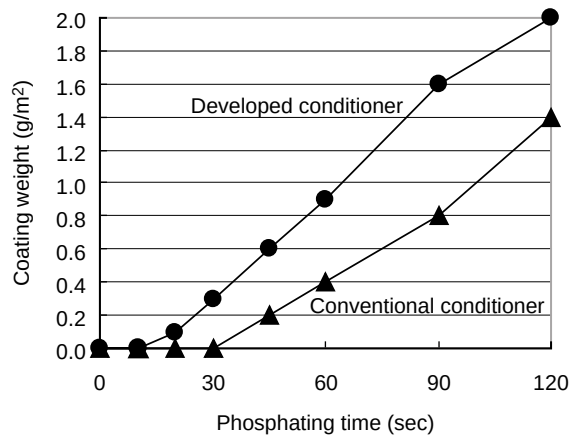


Fig. 7 Relationship between phosphating time and coating weight

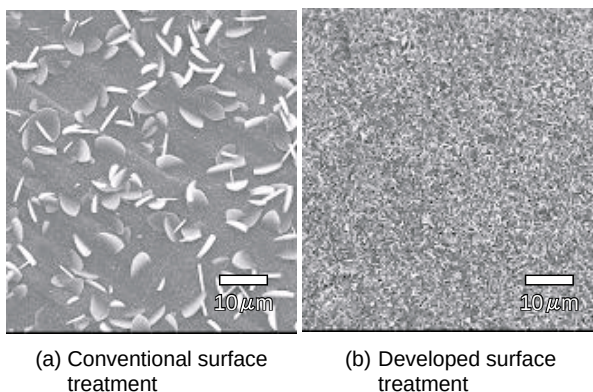


Fig. 8 Comparison of phosphoric acid zinc crystal on aluminum plate

ることができたことを示している。Fig. 9には塗装後の糸錆試験結果を示す。従来の表面調整剤を用いた場合は、Cu不純物の少ない従来フードスキン材に比べてCu不純物を多く含む開発フードスキン材では耐糸錆性が低下する。これに対して改良した表面調整剤を適用すると、開発フードスキン材においても従来同等の耐食性を確保することが可能となった。

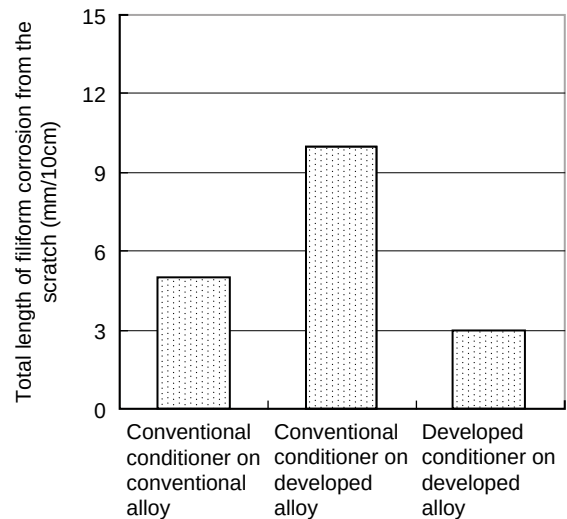


Fig. 9 Result of filiform corrosion test

## 7. 歩行者保護技術

歩行者の頭部がフードに衝突する際、頭部インパクトの減速G特性(Fig. 10 図中の $G_I$ ,  $G_M$ ,  $G_B$ で示す)は、フードマスの寄与の高い $G_I$ 領域と、フード剛性の寄与の高い $G_M$ 領域に分けて制御してきた。Fig. 10は、アルミフードの場合と鋼板フードの比較を示す。アルミフードの場合は、 $G_I$ ,  $G_M$ が低くなり、 $G_B$ が高くなる傾向にあった。そこで、頭部インパクトの持つ運動エネルギーを従来のフードと同等に効率よく吸収するために次の2点について対応をおこなった。

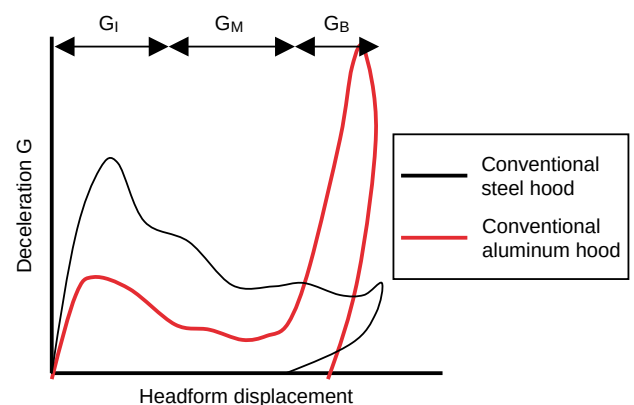


Fig. 10 Relationship between deceleration G and headform displacement

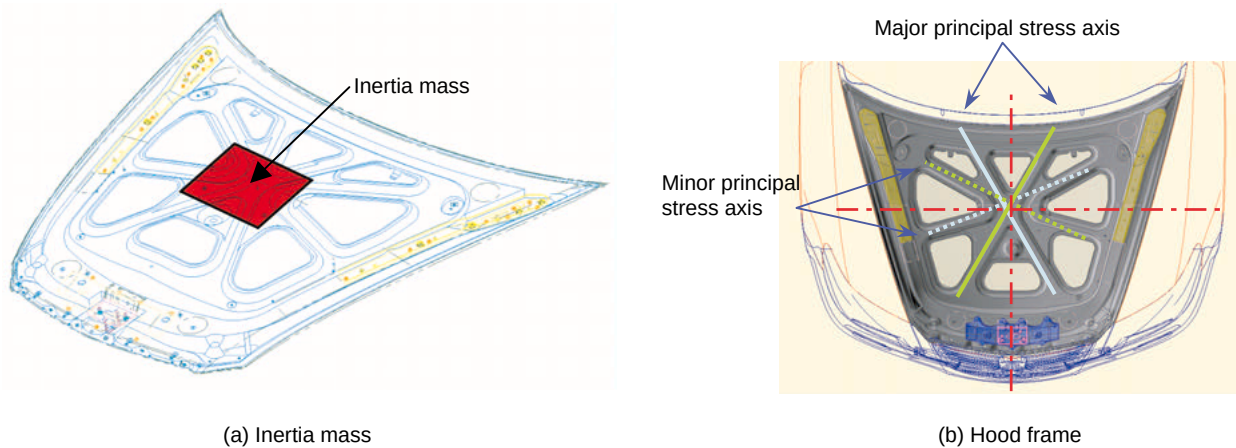


Fig. 11 Pedestrian head impact protection for 2005 model year LEGEND

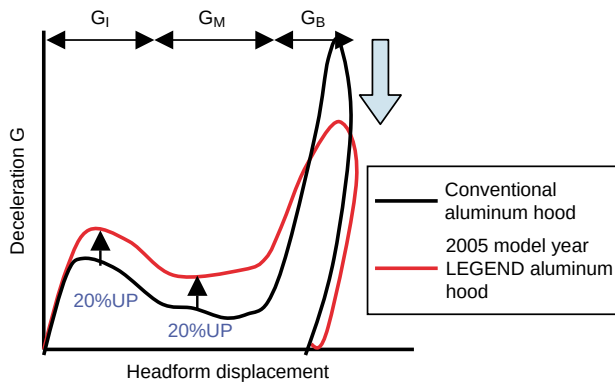


Fig. 12 Comparison of conventional hood and developed hood

- (1) フードセンター部に、マス材を付与して $G_I$ を増加させた(Fig. 11(a)).
- (2) 最小クリアランス部位(フードとエンジンやインテークマニホールドまでのクリアランス)で衝突した場合に、フード表面に発生する主応力軸の方向が、フードフレームの骨格と重なるようにレイアウトして剛性を高めることで $G_M$ を増加させた(Fig. 11(b)).

以上の対応により、 $G_I$ および $G_M$ を20%増加させることができたので、 $G_B$ を低減させることができた。この結果を Fig. 12 に示す。

## 8. まとめ

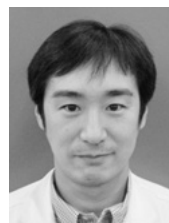
2005年モデル LEGEND では、耐久性や要求性能や歩行者保護機能も確保しながら材料費のコストダウンを図ったアルミフードを開発した。以下にアルミフードに適用した各技術についてまとめる。

- (1) アルミ板材料では、フードスキン材を Cu 不純物量を多く含む組成にして材料費のコストダウンを可能にし

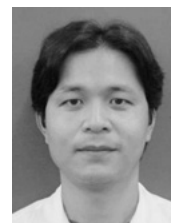
た。スチフナ材は、連続鋳造圧延法を適用して、板の製造工程の削減と Fe 不純物量の許容巾の拡大により材料費のコストダウンを可能にした。

- (2) 接着には、鉄／アルミ共用タイプのマスチックシーラーを適用して汎用設備の共用化を図ることでコストダウンが可能になった。
- (3) 接合には、連続打点性の良いセルフピアスリベットを適用し加工費のコストダウンが可能になった。
- (4) 表面処理には、リン酸亜鉛を主成分とする表面調整剤を適用することにより、化成皮膜の被覆率を向上することができた。これにより Cu 不純物を多く含むフードスキン材においても従来同等の耐食性を確保でき、材料費のコストダウンを可能にした。
- (5) 歩行者保護は、アルミフードにおいてマス材の付与とフレーム構造の最適化したことにより、底付き G を低減することができた。

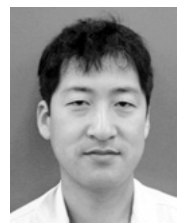
■ 著 者 ■



林 登



安藤 克利



柏木 正和

# 熱間バルジと高真空ダイカストを用いた アルミサブフレームの開発

Development of Aluminum Subframe Using Hot Bulging and Vacuum Die Casting

福 地 文 亮\*  
Fumiaki FUKUCHI  
小 川 努\*  
Tsutomu OGAWA

矢羽々 隆 憲\*  
Takanori YAHABA  
岩 崎 晴 之\*  
Haruyuki IWASAKI

秋 山 浩\*  
Hiroshi AKIYAMA  
堀 出\*\*  
Izuru HORI

## 要 旨

バルジ製メンバとダイカスト製メンバをミグ溶接したアルミサブフレームを開発し、世界で初めて量産車に適用した。

バルジには、新開発の成形性に優れる熱間バルジ製法を適用し、あわせて熱間加工用に開発した展伸材を採用した。ダイカストには、高真空ダイカスト製法と新たに開発した溶接性に優れる合金を適用した。ミグ溶接では、これら新規材料の溶接性を明確にし、溶接手法を確立した。

以上の開発により、従来アルミサブフレームに対し同等以上の機能を有しながら、10%の軽量化と20%のコスト低減を達成した。

## ABSTRACT

The first aluminum subframe has been developed in the world, that is composed of bulge-formed members and die cast members welded by MIG.

The bulging employed a newly developed hot process with superior formability together with an alloy developed for the hot process. The die casting employed a newly developed vacuum die casting process and alloy which has superior weldability. A method of MIG welding was established, after the weldability of these new alloys was researched. The developed subframe achieved a 20% cost reduction and 10% weight reduction while keeping functional performance equal to or better than the company's conventional aluminum subframe.

## 1. まえがき

近年、地球環境保護や省エネルギーの観点および自動車運動性能の向上の観点より、自動車軽量化の必要性がますます高まってきている。この軽量化ニーズに対し、従来の鋼製サブフレームに比べ35%の軽量化を達成したアルミサブフレームをすでに一部車種に採用している。

しかしながら、従来のアルミサブフレームは、アルミパイプを室温成形したクレードルにアルミ板をプレス成形したブラケットをミグ溶接し部品化しており、総部品点数が多くかつ溶接長が長いため、コスト低減には限界があった。

本研究では、部品統合化によるコスト低減効果に着目した。部品統合化手法として熱間バルジ製法と高真空ダイカスト製法を研究し、さらに新製法に最適な材料を開発した。熱間バルジ製法とは、アルミパイプの成形自由度の向上を目的に研究した新しい拡管成形法である。続いてこれら新製法部材のミグ溶接特性を確認し、溶接技術を構築した。

\* 栃木研究所

\*\* ホンダエンジニアリング(株)

## 2. 部品開発のねらい

サブフレームのコスト低減にあたり、以下の目標値を設定した。

- (1) 部品点数：従来比 50%削減
- (2) 接合長：従来比 50%削減
- (3) 重量：従来アルミサブフレーム同等以下
- (4) コスト：従来比 20%削減

部品点数および接合長は、メンバに熱間バルジ製法を、またブラケットとメンバにダイカスト製法をそれぞれ適用し、部品を統合化することで削減を図った。それぞれの構造と適用結果を Fig. 1 - 4 および Table 1 - 2 に示す。

なお本サブフレームは、サスペンション支持やボデー剛性補助の機能を有するため、サスペンション同等の強度や靱性に加え、ボデーと同等の衝撃吸収特性が要求される。これら機能を満足させるよう部品接合位置を設定した。さらに部品統合化により、溶接後の寸法精度向上をねらった。

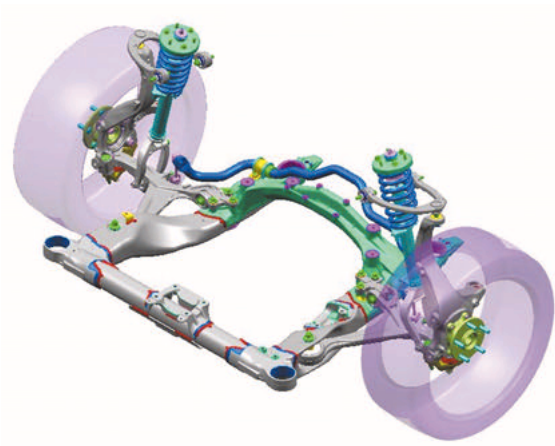


Fig. 1 Front chassis system

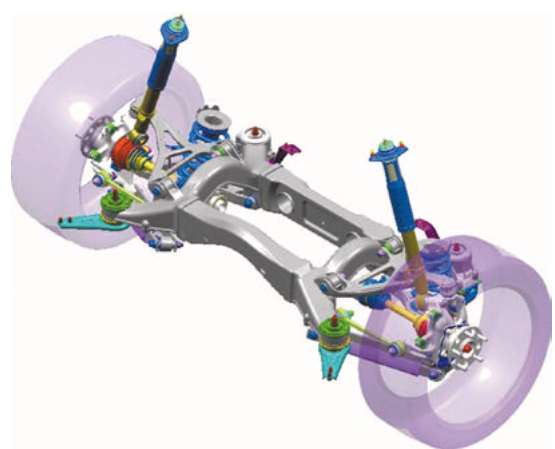


Fig. 2 Rear chassis system

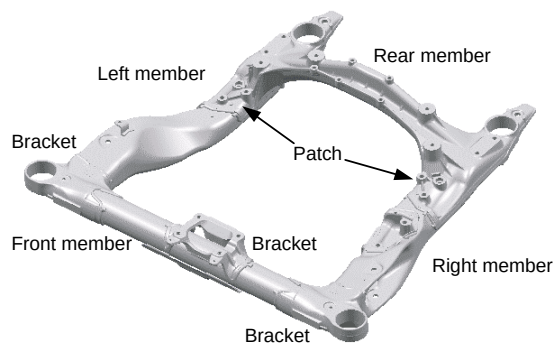


Fig. 3 Front subframe components

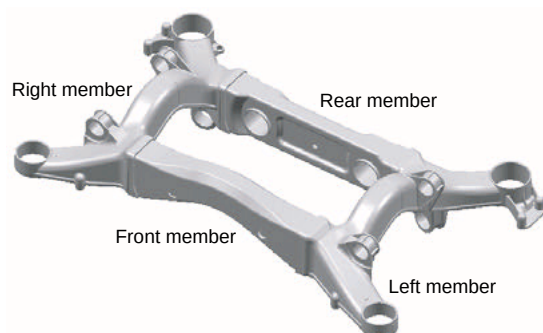


Fig. 4 Rear subframe components

Table 1 Application of process and alloy to front subframe components

| Parts                       | Process             | Alloy    |
|-----------------------------|---------------------|----------|
| Front member                | Extrusion           | Al-Mg    |
| Rear member                 | Vacuum die casting  | Al-Si-Mg |
| Left member<br>Right member | Hot bulging         | Al-Mg    |
| Brackets                    | Squeeze die casting | AC4CH-T6 |
| Patch                       | Stamping            | A5052P-O |

Table 2 Application of process and alloy to rear subframe components

| Parts                       | Process            | Alloy    |
|-----------------------------|--------------------|----------|
| Front member<br>Rear member | Hot bulging        | Al-Mg    |
| Left member<br>Right member | Vacuum die casting | Al-Si-Mg |

重量は、主に構成部品の高剛性化と閉断面の最適配置、部品薄肉化等により低減を図った。特にバルジ製メンバは、熱間バルジ製法によりメンバ断面係数の増大をねらった。また鋳造製メンバの薄肉化や駄肉除去は、ダイカスト製法の適用により解決を図った。

### 3. 熱間バルジ技術

#### 3.1. 従来製法における課題

従来よりバルジ製法はパイプの成形法として工業化されており、特に液圧で成形するハイドロフォーム製法は材料を問わずサブフレームに広く用いられている。サブフレームの場合、以前は多くのプレス部品を溶接し形成されたクレードルが、この製法により一体成形が可能になり、大幅に部品点数が削減された。しかしながら従来製法では常温での塑性加工(冷間加工)のため成形性能の限界が比較的低く、成形性能の指標である周長変化率(素管の周長に対する成形後の周長の比率)は130%程度であった。このため構成部品のさらなる統合化は困難であった。

#### 3.2. 熱間バルジ製法の開発

上記課題に対して、アルミの熱間時の特性に着目し、成形性能の向上を図った。具体的には Fig. 5 に示すように、510℃の熱間時におけるアルミ材の変形抵抗(耐力)は常温時に比べ 1/10 に減少し、伸びは6倍に増大する<sup>(1)-(3)</sup>。

本特性を利用して、素管を熱間状態に保ちながらバルジ成形(熱間バルジ)することにより、周長変化率は190%となり従来の1.5倍に増大した。この結果、複雑形状が成形可能となり、部品統合化が可能となった。同時に拡張成形時の内圧がハイドロフォーミングに比べ1/100以下に低減され、生産設備の小型化も達成した。

ところでバルジ製法においては、成形量と成形後板厚は相反し、特に複雑形状部における板厚減少が顕著になる。従ってバルジ部品の設計をするためには成形後の板厚分布の予測が必要であった。そこで熱間におけるアルミ材料特性や、バルジの成形工程を考慮した成形シミュレーション技術の開発をおこなった。

特に解析に用いる物性値は、アルミの材料物性が温度やひずみ速度に大きく影響を受けるため、実際の成形条件に近い温度およびひずみ条件下での材料特性試験結果に基づき設定した。また境界条件および成形条件は、板厚分布に影響の大きい条件を見極め、再現性に優れたデータベースを作成した。本研究の結果、 $\pm 10\%$ 以内での板厚予測が可能である。Fig. 6, 7に成形シミュレーションによる板厚予測結果と実成形成品の板厚分布の比較を示す。

さらに成形工程においては、成形時に素管の軸方向への押込み工程(軸押し)を追加し、材料の流入促進が板厚減少の抑制におよぼす影響を確認した。Fig. 8に示す様に、軸押し

量の増大に伴い材料が補給され、板厚減少率が低減した。特に複雑形状部品の成形においては、成形内圧および軸押しストロークを数ステップに分割制御をすることで、目標とする板厚を得ることができた。成形時における内圧および軸押しの制御プログラムのシミュレーション設定値と制御結果を Fig. 9 に示した。

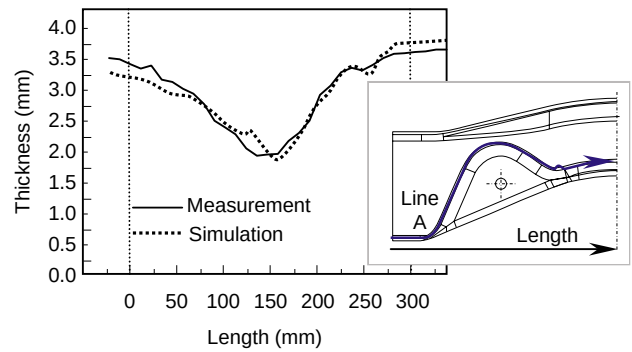


Fig. 7 Thickness distribution on line A

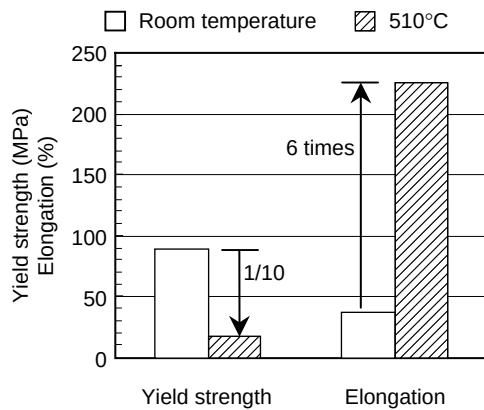


Fig. 5 Influence of bulging temperature on yield strength and elongation

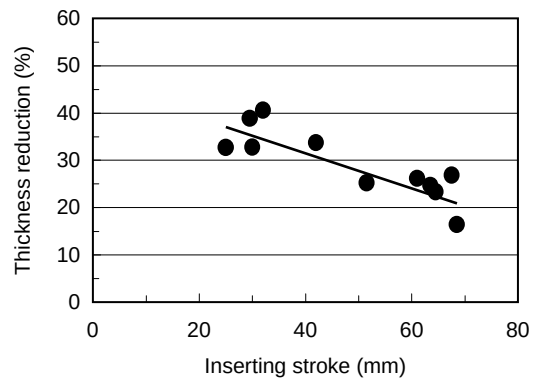


Fig. 8 Influence of inserting stroke

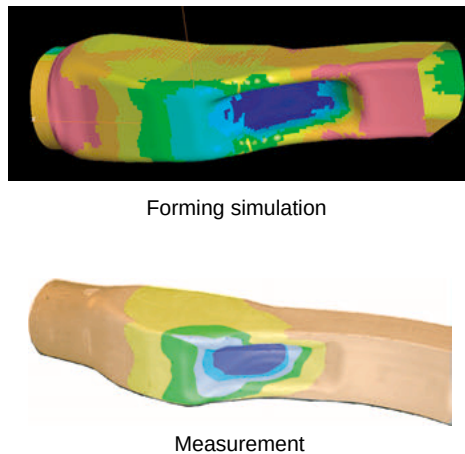


Fig.6 Comparison of thickness distributions by forming simulation and measurement

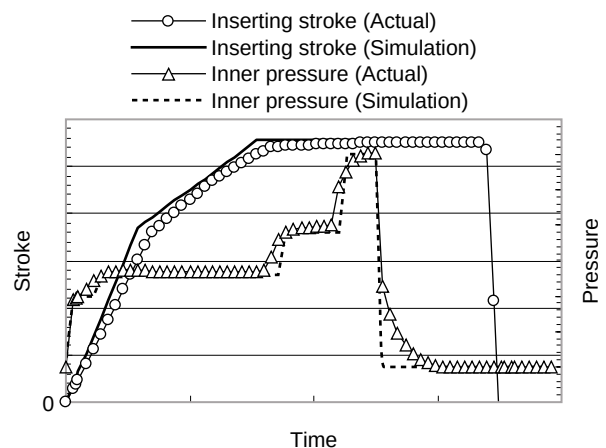


Fig. 9 Control of inserting stroke and inner pressure

### 3.3. 熱間加工用材料の開発

従来材を熱間バルジ製法に用いた場合、材料特性の劣化につながるグレインクロス(結晶粒異常成長)とキャビティ(空孔)が加工後に生じる可能性があるため、対策として新たに Al-Mg 系の熱間加工用材料を開発した。

まず、グレインクロスは素材成形時の残留応力と熱間成形時の熱エネルギーによる素材結晶の再結晶化で、展伸材の熱間成形では避け難い現象である。本研究ではこのグレインクロスの抑制に、結晶粒微細化に効果的なCr<sup>(4)</sup>を添加した。Fig. 10 に示すように、Cr 添加量の最適化によりグレインクロスを抑制することができた。なお工程条件の観点からは、Fig. 11に示すように成形温度がグレインクロス発生に大きな影響を及ぼすため、成形温度と成形時間の最適化を図った。

次にキャビティは、大加工時に素材マトリックス中の晶出物または粒界三重点等を起点にして発生する微小空洞である。Fig. 12に示す組織写真中の黒い点がキャビティである。キャビティの低減にあたっては、まず部品機能の観点よりキャビティ率(観察面におけるキャビティの面積率)の上限を見極めた。続いてキャビティ発生を抑制するため、Fe と Si の添加量とキャビティ率の関係を明確化した。Fig. 13 に示すように添加量を減らすと晶出物量が減少し、キャビティ率を抑制することができる。これらの関係より Fe と Si の成分管理幅を設定した。

以上の開発により、熱間加工後も従来合金と同等の材料特性を有する Al-Mg 系合金を開発することができた。

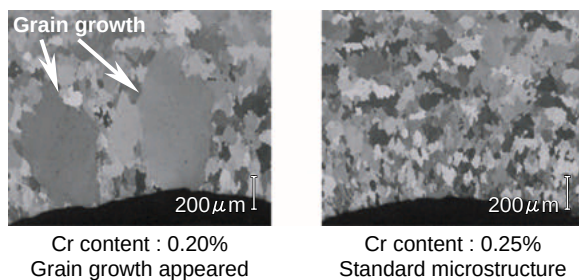


Fig. 10 Influence of Cr content on grain growth

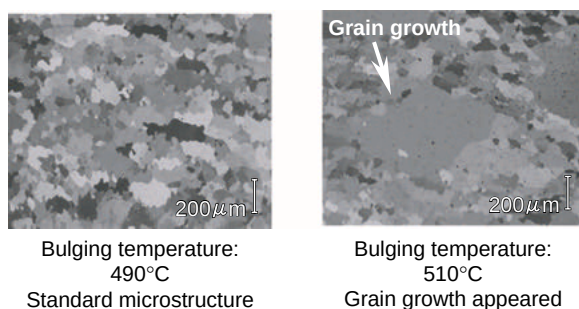


Fig. 11 Influence of hot bulging temperature

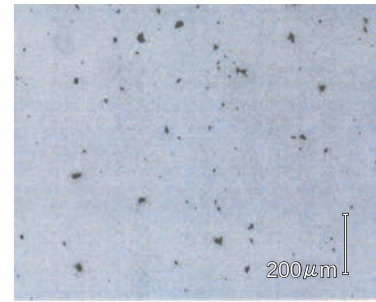


Fig. 12 Cavity in aluminum microstructure

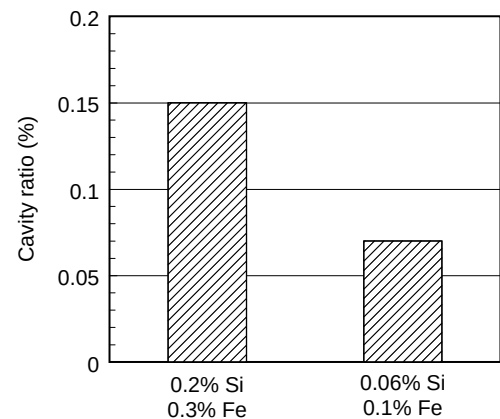


Fig. 13 Influence of Fe and Si content on cavity ratio

## 4. 高真空ダイカスト技術

### 4.1. 従来製法の課題

ダイカストは瞬間的に溶湯を金型内に充填するという製法の特徴より、酸化物巻き込みや鑄巣等の鑄造欠陥が発生し易く、サブフレームに適用可能なダイカスト品質を保証することは困難であった。また金型内ガスを巻き込みやすく、ダイカストのガス含有量は一般に 20cm<sup>3</sup>/100gAl 以上になる。このためダイカストを溶接すると溶接ビード内にブローホールが多数発生し、溶接強度の保証は困難であった。よってダイカストをサブフレームに適用した事例は限られ、特に溶接構造に適用した事例は稀有である。

上述課題に対し、本研究では以下目標を設定しそれらの解決を図った。

- (1) サブフレームに適用可能な高い鑄造品質の達成
- (2) 溶接性に優れるダイカスト合金の開発

### 4.2. 鑄造品質の達成

品質の向上に対しては、まず金型方案および鑄造条件の最適化を図った。検討には Fig. 14 に示す様に湯流れシミュレーションを活用し、ゲートやオーバーフロー位置、鑄造条件を解析した。方案(A)では多くのガス巻き込みが予測されるのに対し、方案(B)では湯が一様に充填しガス巻き込みの低減効果が予測された。またゲート断面積は、

短時間に溶湯充填が完了するように大型化した。 casting 条件においては、射出条件は、短時間で溶湯充填が完了するよう射出速度の増大(高速時に従来の2倍以上)や、金型温度

制御を図った。

ガス含有量の低減に対しては、ガス発生原因となる離型剤や潤滑剤の塗布量を低減し、さらに Fig. 15 に示すように型内を減圧し高真空状態にする(高真空ダイカスト)ことで対策を図った。 真空回路は、ガス巻き込み低減に最も効果が高い溶湯の最終充填部<sup>(5)</sup>など数カ所に配置し、型内圧力は 5kPa 以下に減圧した。 さらに減圧タイミングを最適化することで、ガス巻き込みがより低減され、ダイカストのガス含有量は Fig. 16 に示すように  $3\text{cm}^3/100\text{gAl}$  以下となった。 なおガス含有成分は、その 85 – 95%が $\text{H}_2$ であり、残部が $\text{N}_2$ やその他であった。

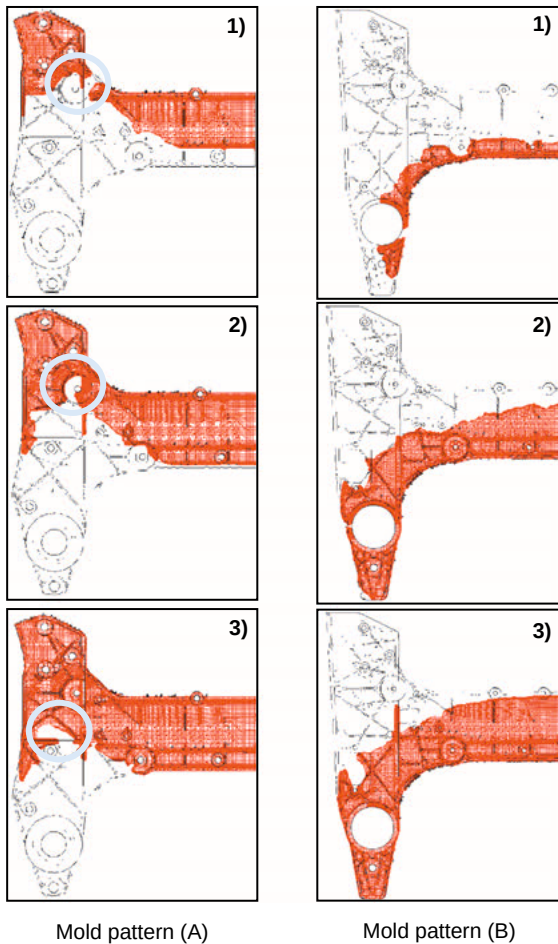


Fig. 14 Comparison of mold patterns by flow simulation of molten metal

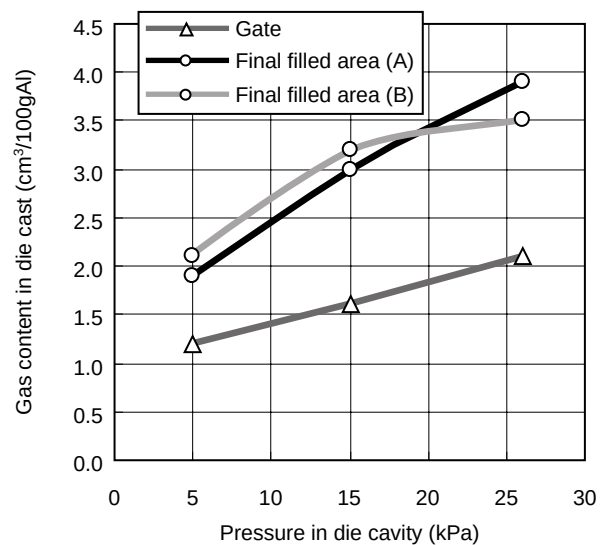


Fig. 16 Relation between pressure and gas content in die cast

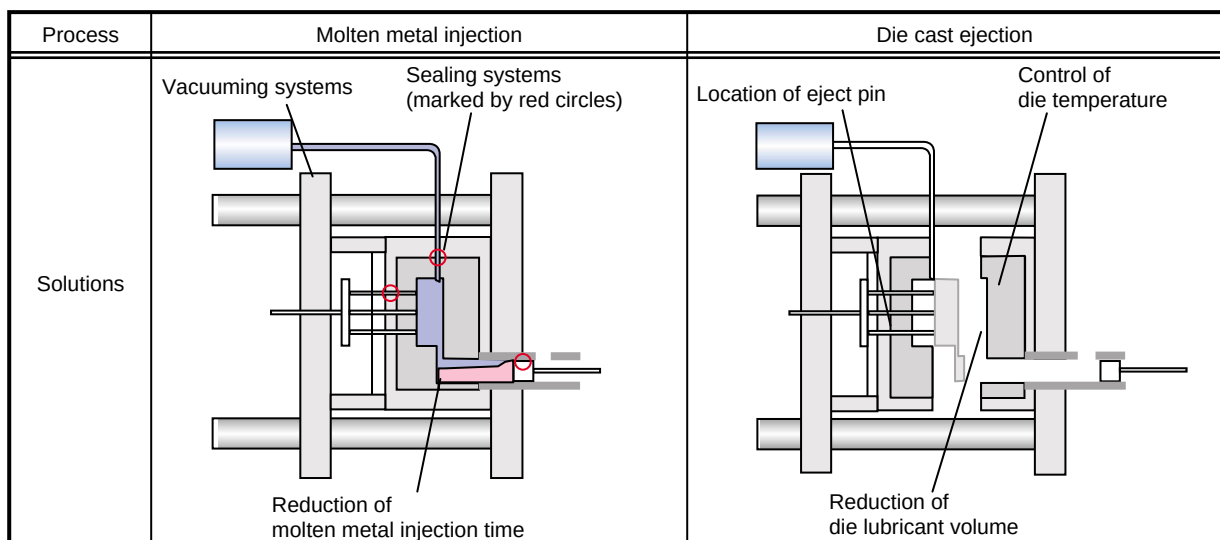


Fig. 15 Outline of solutions for vacuum die casting

### 4.3. ダイカスト合金の開発

サブフレーム用アルミ鋳造合金としては、Al-Si-Mg 系合金が一般的に広く用いられている。設計要求特性を検討した結果、強度および鋳造性に優れる本合金系をベースに新たにサブフレーム用ダイカスト合金を開発した。また熱処理は T5 処理とし、T6 溶体化処理時に発生するひずみの矯正工程廃止を図った。

次に材料成分の設定にあたっては、まず Si および Mg 含有量を検討した。200ton ダイカストマシンで鋳造した ASTM 試験片を用いて材料特性を評価し、さらに T5 熱処理条件を調査した。続いて平板試験片を鋳造し、溶接後のビード品質や継ぎ手強度等から溶接性を評価した。以上の結果から、材料基本成分を Al-Si 亜共晶系合金とし、Mg 含有量は設計要求特性を満足できる範囲とした。Fe と Mn の含有量は、金型への耐焼き付き性より設定した。一般に耐焼き付き性は Fe 含有量を 0.8wt% 以上、または Mn 含有量を 0.4wt% 以上にすると確保できる<sup>(6), (7)</sup>。本合金では Fe と Mn の相乗効果も考慮して、耐焼き付き性を確保しつつ靱性を阻害しない範囲とした。Fig. 17 に製品における金属組織の確認結果を示す。従来合金に対し Al-Si 共晶組織や Al-Mn-S 金属間化合物の析出量が低減していることがわかる。

以上の結果より、機械的特性は、Fig. 18 に示すように、

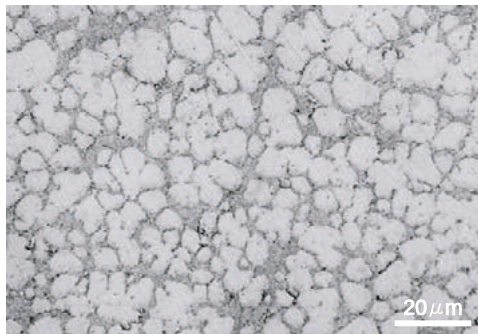


Fig. 17 Microstructure of developed alloy

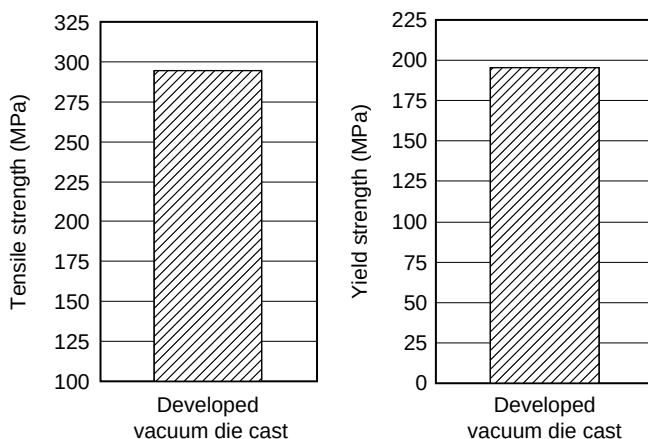


Fig. 18 Mechanical properties of developed vacuum die cast

抗張力と耐力、伸び、衝撃値がバランス良く高くなった。これらのばらつきは、従来合金に対し破断チルが減少したため、小さくなっている。

## 5. アルミ溶接技術

アルミ溶接品質は、被溶接材の合金成分や材料品質に加え、溶加材を含めた溶接施工諸条件の因子の影響を強く受ける。このため被溶接材毎に適切な溶接仕様を設定する必要がある。

本研究では、熱間バルジと高真空ダイカストの溶接特性を明らかにし、ミグ溶接仕様を構築した。

### 5.1. 熱間バルジの溶接性

熱間バルジ製法に用いる素材は押出し管であるため、表面品質を中心に溶接性を検討した。本製法では、潤滑材塗布と高温に保持するという成形条件のため製品表面に 100nm 以上の皮膜が形成される。この表面皮膜により、溶接アークが不安定になり、溶接ビードの溶け込みも不十分になるため、皮膜除去が必要となった。

皮膜除去の検討結果を Fig. 19 に示すが、アルカリや酸で洗浄することにより、バルジ素材同等の表面皮膜厚さに削減できることを確認した。

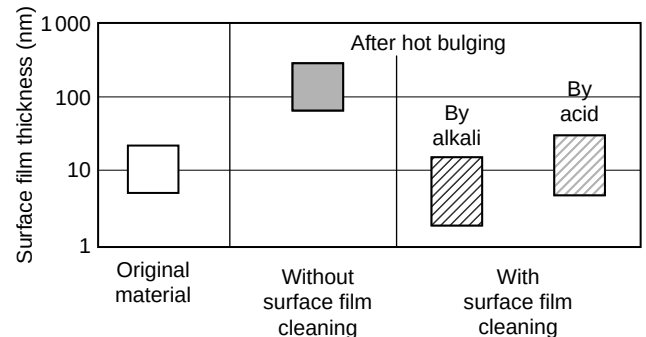
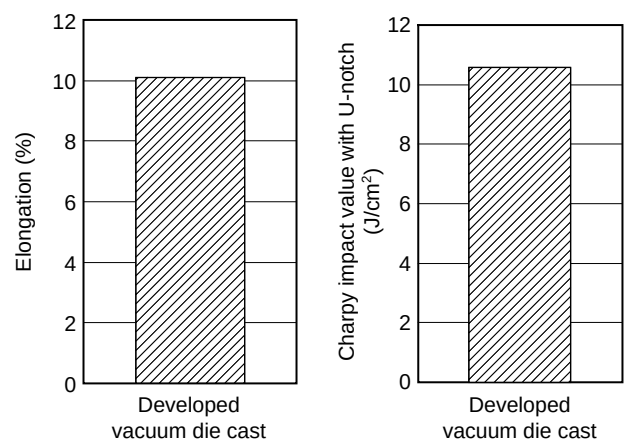


Fig. 19 Comparison of surface film thickness



また表面皮膜の有無が溶接品質に及ぼす影響を Fig. 20 に示した。表面皮膜除去と表面性状の均一化により、アークが安定し、溶接ビードの溶け込み深さが向上している。

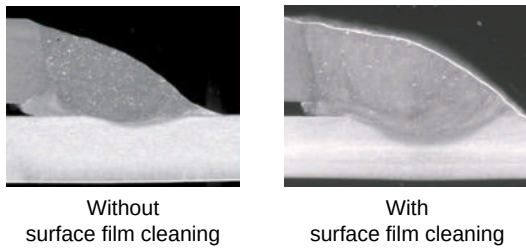


Fig. 20 Influence of surface film cleaning on welding quality

## 5.2. 高真空ダイカストの溶接性

高真空ダイカストのガス含有量は、Fig. 21に示すように  $3\text{cm}^3/100\text{gAl}$  以下で、過去に検討したチクソダイカストと同等<sup>(8)</sup>であった。ガス含有量と溶接ビード品質の関係を Fig. 22 に示したが、 $6\text{cm}^3/100\text{gAl}$  ではブローホールの発生が確認され、 $8\text{cm}^3/100\text{gAl}$  ではビード上部に多数のブローホールが発生した。ブローホールにより溶接継手強度に有効な厚が減少し、継ぎ手特性が低下するので、ミグ溶接に対してはガス含有量を  $3\text{cm}^3/100\text{gAl}$  以下に管理することが必要である。また今回新たに開発したダイカスト合金は、ブローホール発生が低減でき溶接品質確保に有効であることを確認した。

なお高真空ダイカストの表面皮膜は、オージェ電子分光法による測定の結果、その厚さが  $20\text{nm}$  程度であり、溶接性への影響は少なかった。

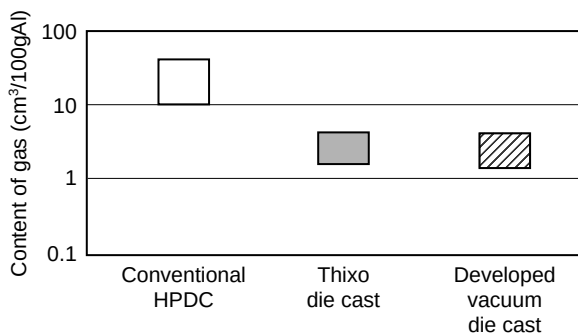


Fig. 21 Comparison of gas content

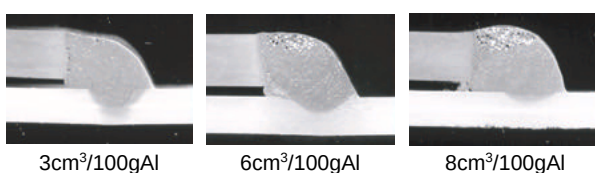


Fig. 22 Influence of gas content on blowhole

以上の新規開発材の溶接性に関する研究をもとに、サブフレームに最適な溶接仕様を確立した。さらにその仕様が管理できるよう、各製造工程の条件を設定した。

## 6. まとめ

部品統合化によるコスト低減を狙ったアルミサブフレームの開発にあたり、熱間バルジ製法および真空ダイカスト製法を研究し、以下の成果を得た。

- (1) バルジ製メンバとダイカスト製メンバをミグ溶接することで、軽量で低コストなアルミハイブリッド構造を構築できた。
- (2) バルジでは、熱間バルジ製法と熱間加工用合金を研究し、周長変化率が従来製法比 1.5 倍になる高い成形自由度が得られ、複雑形状部品の成形が可能になった。
- (3) ダイカストでは、高真空ダイカスト製法と Al-Si-Mg 系ダイカスト合金を研究し、バランス良く優れた機械的特性を有しかつ溶接可能なダイカスト部品の casting が可能となった。
- (4) ミグ溶接では、熱間バルジの表面酸化皮膜を低減し、かつ高真空ダイカストのガス含有量を  $3\text{cm}^3/100\text{gAl}$  以下にすることで、溶接継ぎ手特性を確保できることを明確化し、それらの溶接仕様を確立することができた。

以上により従来アルミサブフレームに対し部品点数を 70 %、接合長を 55 %、重量を 10 %、そしてコストを 20 % それぞれ削減することができた。

本技術により、アルミサブフレームの適用が拡大し、自動車軽量化に貢献することができる。

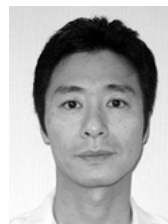
## 参考文献

- (1) 大上哲郎, 高田健ら: 5000系アルミニウム合金板の温間深絞り成形性, 軽金属, 第50巻, 第9号, p.451-455 (2000)
- (2) 堀内良: アルミニウム合金の高温変形と破壊, 軽金属, 第31巻, 第6号, p.431-444 (1981)
- (3) 佐藤益弘, 藤本幸一: 0.4%以下の Mn および Cr を含む Al-Mg(0-5%)合金の異常粗粒化現象, 軽金属, 第20巻, 第6号, p.278-282 (1970)
- (4) 大上哲郎, 高田健: 5000系アルミニウム合金板の機械的特性と角筒深絞り成形性の温度, ひずみ速度依存性, 軽金属, 第51巻, 第8号, p.414-418 (2001)
- (5) Masuda, E.: Application of mold filling simulation to die-casting processes, Modeling of casting, welding & advanced solidification process 7, p.747-754 (1995)
- (6) 西直美, 神重傑: アルミニウム合金ダイカストの離型力に及ぼす鉄, マンガン量の影響, 鑄造工学第70巻,

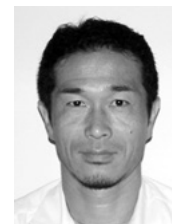
p.648-654(1998)

- (7) 伊藤忠雄, 望月史郎, 花田章: 軽金属学会 47 回秋季  
大会講演概要, p.13(1974)
- (8) 斎藤信広, 中村武義, 大谷輝幸, 黒木盛男, 増田栄二,  
井手籠隆: チクソ成形による車体継手部品の開発,  
HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.149-158

■ 著 者 ■



福地 文亮



矢羽々隆憲



秋山 浩



小川 努



岩崎 晴之



堀 出

# アルミ鍛造サスペンションアーム用 ピーリングレス鋳造ビレットの開発

Development of Peeling-less Casting Billet for Forged Aluminum Suspension Arm

秋 山 浩\*  
Hiroshi AKIYAMA

天 木 友 士\*\*  
Yushi AMAKI

當 間 清 孝\*\*  
Kiyotaka TOHMA

## 要 旨

アルミ鍛造サスペンションアームの製造において、従来の鍛造用素材である鋳造ビレットのピーリング工程廃止を可能にする、表面品質の優れたピーリングレス鋳造ビレットを開発した。ピーリング工程の廃止にはビレット表面の凹凸、チル層および成分偏析をそれぞれ抑制する必要がある、成分調整(Ca添加)と鋳造時の直接水冷、および断熱鋳型構造とグラファイト鋳型の採用、鋳造条件の最適化によりこれらの課題を克服した。

本開発技術により従来必要とされていたピーリング工程が不要となり、設備償却等の低減もあわせ、鍛造素材コストを約20%低減し、アルミ鍛造サスペンションアームの低コスト化を実現した。

## ABSTRACT

Change to the use of aluminum material is being promoted in order to achieve the important goal of weight reduction. However, the high cost of this material means that weight reduction by this method is currently not progressing. Here we focused on the material cost, which occupies 59% of the manufacturing cost of forged aluminum suspension arms, and developed a new continuous casting technology which does not need peeling. This is called the peeling-less casting billet. To eliminate the peeling process, it was necessary to control material segregation and surface unevenness. Therefore the material content was adjusted (adding Ca) and direct cooling during casting was used, together with adiabatic mold casting and a graphite casting mold, and those problems were overcome. This developed technology eliminated the need for peeling, and in combination with reduced costs due to equipment depreciation, it reduced the cost of forging materials approximately 20%, thus realizing a reduction in cost compared to conventional forged aluminum suspension arms.

## 1. まえがき

近年、自動車の車両重量は、快適装備の増加および衝突安全対応等により増加してきている。また、地球環境保護(CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>排出削減など)の観点から燃費向上が求められており、車体の軽量化の必要性は年々高まっている。その中でも乗り心地、操縦安定性の向上といった自動車の走りに寄与するサスペンション部品への軽量化要求は特に高い。

Honda では、Fig. 1 に示すスポーツ車および低燃費車にてサスペンションのアルミ化を進め、その中でも高強度、高じん性を要求されるサスペンションアームには製法として鍛造を選択してきた。しかし鍛造は多くの工程を要するため高コストとなり、量販車まで普及するに至っていない。そのため、アルミ鍛造部品の低コスト化が求められていた。

\* Honda R&D Americas, Inc.

\*\* 栃木研究所



Fig. 1 Applied examples of forged aluminum suspension arms

## 2. 従来技術と開発のねらい

### 2.1. アルミ鍛造部品のコスト構成

Fig. 2 にアルミ鍛造部品のコスト構成を示すが、鍛造コストに占める材料費の割合は59%と高く、その内の16%を鍛造用ビレットのピーリング費が占めている。通常、ビレットを铸造する際、冷却過程で生じる表面層のマクロ偏析や凝固収縮による表面の凹凸を取り除くため、ピーリングをおこなっている。

また、鍛造用素材としてピーリング工程を必要としない押出材の適用も考えられるが、ピーリング費以上に押出費は高く、大きなコスト増加を招く。

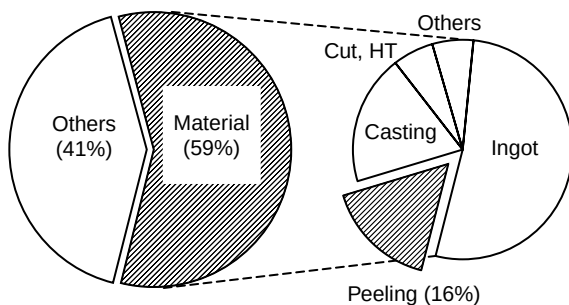


Fig. 2 Conventional cost composition of forged aluminum suspension arm

### 2.2. 従来技術における課題

代表的な連続铸造法であるDirect Chill Casting(DC 铸造)<sup>(1), (2)</sup>を Fig. 3 に示す。これは铸型内のアルミ溶湯が水冷铸型の冷却(一次冷却)により凝固殻を形成し、铸型下端からの直接水冷(二次冷却)により残り大部分が凝固する二段冷却構造となっている。この铸造法では、Fig. 4に示すような、二段冷却の繰り返しのため発生する凝固収縮によりビレット表面に凹凸が生じ、また、表面層のマクロ偏析を生じ易く、これらは部品鍛造時の表面欠陥の発生、強度および耐食性低下の原因となるため、ピーリング工程にてビレット表面を除去している。DC 铸造の改良研究は铸型と溶湯の接触を最小化すること、つまり一次冷却力の低減に着目したものが多く、改良铸造法として Fig. 5 に示すようなホット

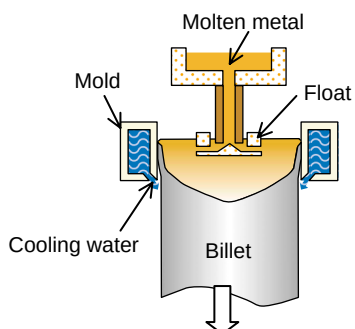


Fig. 3 Schematic of direct chill casting method

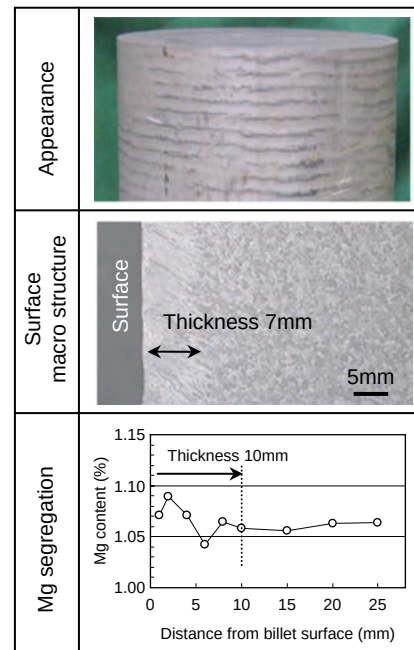


Fig. 4 Surface quality of direct chill casting billet

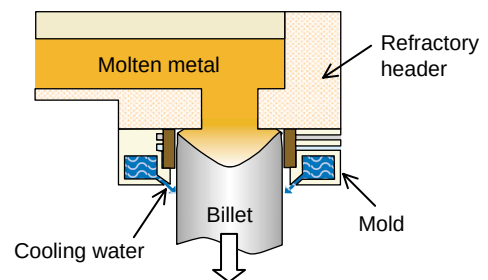


Fig. 5 Schematic of hot top casting method

トップ铸造<sup>(1), (3)</sup>が考案された。しかし、この铸造法でもビレット表面の凹凸、表面層のマクロ偏析をなくすことはできず、ピーリングをおこなっている。

### 2.3. 開発のねらい

ビレット表面からの冷却方法を採用している铸造技術では、表面欠陥を完全になくすことは困難であるため、可能な限りこれらを少なくする铸造技術の確立に向け、

- (1) 二段冷却構造の回避(铸型材質と冷却方法)
- (2) 铸造条件の最適化(铸造速度と冷却水量)
- (3) 最表面凝固皮膜の強化(材料成分)

について取り組み、鍛造用素材となるビレット表面品質の向上を図り、ピーリング工程の廃止を可能にし、鍛造コストの低減を目標とした。

## 3. ピーリングレス铸造技術

### 3.1. 铸型材質と冷却方法

従来技術における二段冷却を抑制するため、铸型に冷却

機能を持たせず、直接水冷のみとする断熱鋳型構造<sup>(4), (5)</sup>を採用した。Fig. 6に示すように、断熱性能を有す耐火物を鋳型ホルダーに使用するとともに、溶湯の内部と表面の温度勾配を小さくするため、鋳型材には熱伝導性に優れたグラファイトを採用した。またグラファイトは自己潤滑性能を有するため、アルミ溶湯が鋳型壁内をスムーズに通過できるという利点もあり、ビレット表面の平滑性向上に寄与している。なおグラファイトはアルミ凝固温度(鋳造温度)である700℃近傍での水蒸気との反応が著しく、鋳型寿命に影響するため、耐酸化性に優れたグラファイトを採用した。

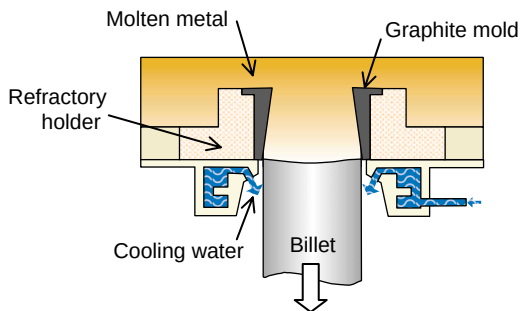


Fig. 6 Schematic of developed casting method

### 3.2. 鋳造速度と冷却水量

鋳造時の冷却を直接水冷のみとしたため、ビレット表面品質におよぼす冷却速度の影響が大きくなった。そのため、冷却速度を支配する冷却水量と鋳造速度をコントロールすることにより表面品質の改善を試みた。Fig. 7のように鋳造速度と冷却水量の最適化により表面品質の優れたビレットの製造条件を得ることができた。

Fig. 8 に冷却水量一定時の鋳造速度とビレット外観品質の関係を示すが、鋳造速度が遅くなるほど縦スジや表面突起物が生じ品質が低下する。なお、生産性の観点より溶湯漏れを起こさない範囲で可能な限り高い鋳造速度を設定する必要がある。

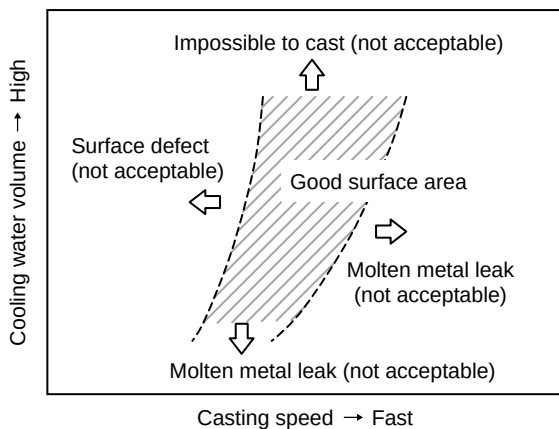


Fig. 7 Relationship between cooling speed and casting quality

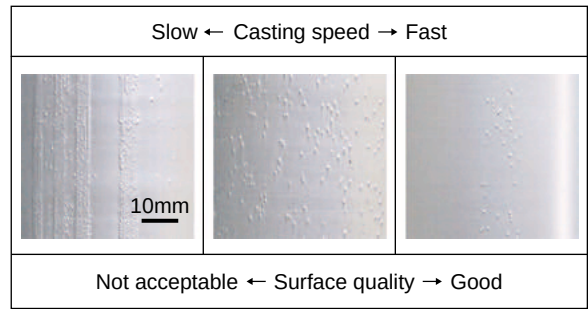


Fig. 8 Relationship between casting speed and casting quality

### 3.3. 材料成分

これまで鋳型材の最適選択および鋳造条件の設定によりビレット表面品質の向上を図ってきたが、平滑な表面を得るまでには至らずFig. 8に示すような表面突起物の発生が認められた。これはFig. 9に示すように、凝固界面近傍の凝固殻が鋳型との接触で生じる摩擦力によって破れる溶湯漏れと考え、凝固殻の強度および延性を高めることで、この突起物の抑制を図った。具体的には凝固時にビレット表面に酸化皮膜を優先的に生成させるBe<sup>(6), (7)</sup>をはじめ、アルミ溶湯の表面張力を大きくするSc, Ca, Sr<sup>(8)</sup>に注目し、ベース合金である6061合金にこれらの元素を添加し、開発した鋳造法によるビレットの表面品質向上に対する有効性を確認した。Fig. 10に示すようにBeおよびCa添加に表面突起物の消失効果が認められたが環境への配慮のためBeの採用を見送り、同様の効果が得られたCaの添加量最適化を実施し、最適添加量範囲を50ppm - 150ppm $\times$ 設定した。Fig. 11にCa添加量毎のビレット表面品質を示す。

またFig. 12に開発鋳造法にて鋳造したCa添加ビレットの断面組織を示す。従来技術のマクロ偏析層の厚さが7mm、Mgの濃度偏析が厚さ方向に10mmあるのに対し、開発した鋳造法ではマクロ的な偏析層はなく、150 $\mu$ m程度の非常に薄い微細組織層(以下チル層と記す)となった。また、Mgの濃度偏析はほとんど存在しない。さらに直接水冷による急冷のため内部組織も微細なマクロ組織となっている。

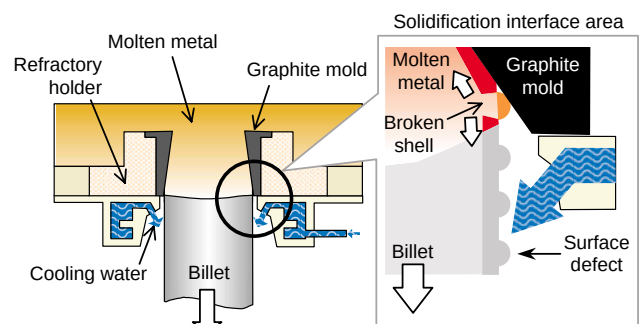


Fig. 9 Generating mechanism of surface defect

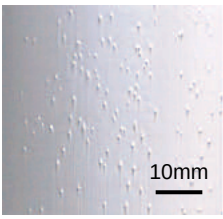
|                 | Base metal                                                                        | Base metal + Be                                                                   | Base metal + Sc                                                                   | Base metal + Ca                                                                    | Base metal + Sr                                                                     |
|-----------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Appearance      |  |  |  |  |  |
| Surface quality | Not acceptable                                                                    | Good                                                                              | Not acceptable                                                                    | Good                                                                               | Not acceptable                                                                      |

Fig. 10 Influence of additional element

|                 | 10ppm                                                                             | 50ppm                                                                             | 75ppm                                                                             | 150ppm                                                                             | 200ppm                                                                              |
|-----------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Appearance      |  |  |  |  |  |
| Surface quality | Not acceptable                                                                    | Good                                                                              | Good                                                                              | Good                                                                               | Not acceptable                                                                      |

Fig. 11 Influence of Ca quantity to surface quality

以上、断熱鋳型材の採用、鋳造条件の設定に加え、Caを微量添加することにより、ビレット表層の平滑化とともに組織の不均一さを最小限に抑制し、ピーリング工程を必要としない鋳造ビレットを得ることができた。

#### 4. 機械的性質・部品特性

ピーリングレス鋳造ビレットを鍛造アームに適用するにあたり、残存チル層および Ca 添加の影響を確認した。

##### 4.1. 残存チル層の影響

ピーリングをおこなわず鍛造することで、部品表面に鋳造時の急冷によりに生じたチル層が残存する。この影響を確認するため、従来材と開発材にてビレット軸方向に水平に鍛錬比80%の熱間平つぶし鍛造を実施し、残存チル層の影響を調査した。

Fig. 13 に平つぶし鍛造品より切り出した試験片による機械的性質を示す。強度・シャルピー衝撃値はチル層の有無に関わらず同等の値を示したが、疲労強度は、破損確率  $P=0.1$  のデータで見ると、チル層のない従来技術と比較して約20%向上する結果となった。これは開発した鋳造法の急冷作用により、組織が微細となっていることと、表層チル層が存在することによる強化の効果と見られる。

##### 4.2. Ca 添加の影響

Fig. 14に開発材と従来材の鍛造アーム内部から切り出した試験片による機械的性質を示す。一般に Al 中の Ca 原子は、Si 原子と結合して金属間化合物を形成し、6061合金の強度に寄与する  $Mg_2Si$  の量を減少させ強度を低下させる

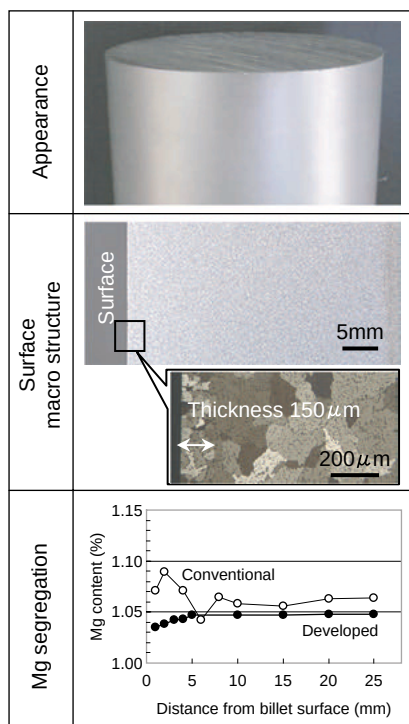


Fig. 12 Surface quality of developed billet

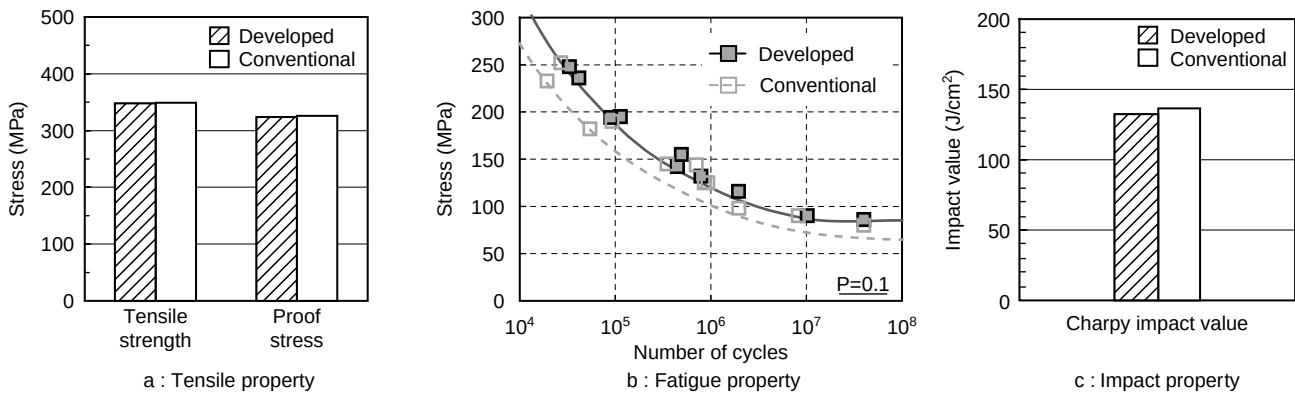


Fig. 13 Influence of residual chilled layer in flat forging

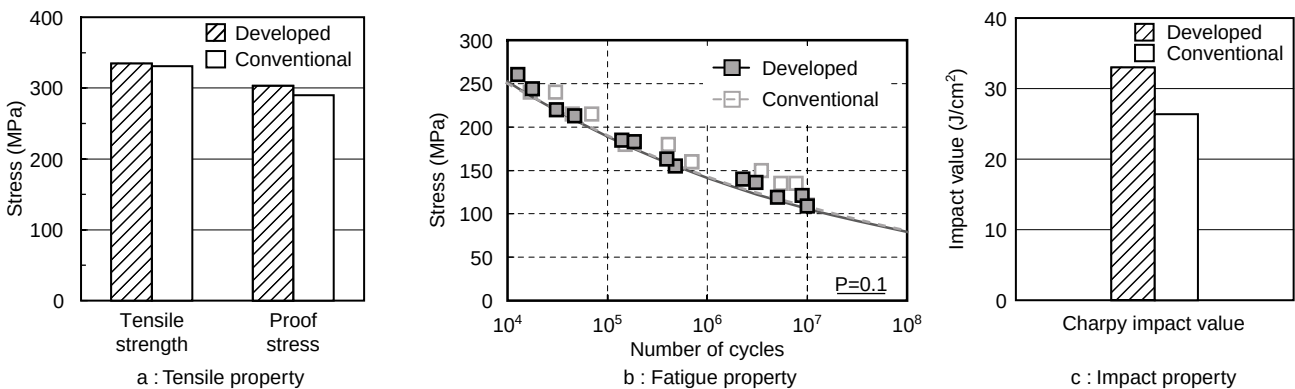


Fig. 14 Influence of Ca addition in forged arm

とされているが<sup>(9)</sup>, 50 – 150ppmの添加範囲では, Ca を添加しないものと同等以上の値を示した. 特に衝撃値は, 開発した鍛造法による組織微細化の効果により, 従来材よりも約 25%向上する結果となった.

以上, ピーリングレス鍛造ビレットを用いた鍛造品は, 従来技術より優れた機械的性質を有することがわかった. なお, 部品特性であるアーム単体の強度, 耐久性および耐食性についても問題がないことを確認した.

## 5. 実用例

本開発技術により従来必要であったピーリング工程を廃止することが可能となり, またピーリング工程廃止による鍛造棒の矯正廃止, 設備償却費等の削減により, 従来技術に比べ約20%の材料費低減を可能とした. そして, 200年モデル LEGEND のフロントロアアームに量産適用し, 鋳鉄アームに比べ約 43%の軽量化を達成した. Fig. 15 に LEGEND のフロントサスペンションおよび Fig. 16 にフロントロアアームを示す.



Fig. 15 External view of front suspension



Fig. 16 Front lower arm

## 6. まとめ

アルミ鍛造サスペンションアームの製造において、従来必要とされていたピーリング工程の廃止を可能とする表面品質の優れた鍛造ビレットの研究・開発をおこない、以下の結果を得た。

- (1) Ca添加，グラファイト鑄型の採用および鑄造条件の最適化により，ピーリングレス鍛造ビレットを開発した。
- (2) 従来のピーリング鍛造ビレットに比べ，鍛造コストに占める材料費を 20%低減することができた。

## 7. 謝辞

最後に本技術・部品開発にあたり，御協力を頂きました富山合金株式会社，ティエフオー株式会社に対し紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

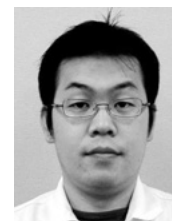
## 参考文献

- (1) 軽金属協会編：アルミニウム技術便覧，p.334-343(1996)
- (2) 松尾守：アルミニウムの連続鑄造，軽金属，第 44 巻，第 9 号，p.510-525(1994)
- (3) Schneider,W., Lossack, E.: Improvement of Billet Quality by Use of a Hot Top Mold with a Two Phase Lubrication, Light Metals, p.763-768(1987)
- (4) Yamashita,T.: Characteristics of a vertical semi-continuous casting process using a heat insulating mould for aluminum alloys, International Journal of CAST METALS RESEARCH, Vol.9, No.4, p.241-247(1996)
- (5) 山下友一：断熱鑄型を用いた豎型半連続鑄造法によるアルミニウムビレットの凝固位置と表面状態，軽金属，第 46 巻，第 10 号，p.494-499(1996)
- (6) 潮田豊治，吉村修，増山章一郎：Al-Mg 合金に及ぼす微量ベリリウムの効果について，軽金属，第 7 巻，第 6 号，p.29-33(1957)
- (7) 軽金属協会編：アルミニウム技術便覧，p.122(1996)
- (8) 中江秀雄：アルミニウム溶湯と非金属の濡れ，軽金属，第 39 巻，第 2 号，p.136-146(1989)
- (9) 根村亮善，大野猛，鎌土重晴，小島陽，増田隆平，大隈研治：6061アルミニウム合金の組織および諸特性に及ぼす残留カルシウムの影響，軽金属，第 46 巻，第 11 号，p.576-581(1996)

### ■ 著 者 ■



秋山 浩



天木 友士



當間 清孝

# HondaJet の開発について

Design and Development of HondaJet

藤 野 道 格\*

Michimasa FUJINO

## 要 旨

Honda は先進的なエントリー・レベルの小型ビジネスジェット機、HondaJet を独自開発した。HondaJet は従来の小型ビジネスジェット機に比べ、格段に広いキャビン、高い燃料効率、高い巡航速度を有することが特徴であり、これらの高い性能目標を達成するため、自然層流翼、自然層流ノーズ、また主翼上面エンジン搭載形態など多くの新技術が開発された。主翼は金属製構造であり、自然層流実現に必要な極めて滑らかな翼表面を実現するため、上面スキンには機械加工一体削りだしのインテグラルスキンが用いられている。また胴体は全複合材製で、重量およびコスト低減のため、オートクレーブ中でスティフンド(補強)パネルとサンドイッチパネルを同時に硬化させる新しいコンセプトの一体成形構造様式を採用している。さらに機能性、安全性を強化した先進的な統合型アビオニクスをコックピットに搭載している。HondaJetにはこれらの主要技術に加え、他にもさまざまな先進技術が搭載されている。

## ABSTRACT

Honda R&D has developed an advanced business jet. The HondaJet is an entry-level, light-weight, business jet featuring an extra large cabin, high fuel efficiency, and high cruise speed compared to existing small business jets. To achieve the performance goals, a natural-laminar-flow wing, a natural-laminar-flow fuselage nose, an over-the-wing engine-mount configuration, and other advanced technologies were developed. The wing is metal, having an integral machined skin to achieve a very smooth upper surface, which is required for natural laminar flow. The fuselage is made entirely of composites and the stiffened panels and the sandwich panels were co-cured integrally in an autoclave to reduce weight and cost. The advanced avionics system, which provides a high degree of integration for enhanced functionality and flight safety, was also installed in the cockpit. Several advanced technologies were employed for the HondaJet.

## 1. まえがき

世界の航空輸送は過去 20 年の間、約 6.7%の伸びで成長を続けており、ICAO (International Civil Aviation Organization)の予測によると今後少なくとも20年間は年平均で5.3%の成長を続けるとされている。これは世界のGDPの増加が3.3%程度と予測されているのと比較しても堅調な増加を示していることが理解できる。一方、ビジネスジェット機の市場も同様に堅調な成長を続け、過去20年間は平均8.1%の成長を示しており、今後も GDP の増加傾向と一致して増加していくものと予想されている。特に近年は、ビジネス機の利便性(エアラインと比較して乗り継ぎやカウンターでの待ち時間がないこと)や安全性(ハイジャックなどのテロの危険性が少ないこと)が再認識され、過去に例を見な

いほどビジネスジェット機に対する関心は高まっている。

しかしながら、ビジネスジェット機は機体価格や利用運賃が高価なこともあり、まだ一般ユーザーにまで普及しているとは言いがたい。とくにチャーターした場合にも、その運賃はエアラインのファーストクラスの運賃よりも高く、一般に普及する上での最大のネックとなっている。もし機体価格を低く抑えることができ、しかも運行コストを下げ、エアライン並の運賃で利用することが可能となれば、今後航空輸送におけるビジネスジェット機の姿は大きく変わることは疑いない。

このような背景にあって、将来のビジネスジェット機の姿に変革を起こすべく HondaJet は開発された。本稿では本機の開発における空力、空力弾性、構造およびシステムの設計及び試験について解説する。

\* Honda R&D America's Inc.

## 2. 航空機の概要と性能

機体全景を Fig. 1 に示す。動力としては、Hondaが開発した高効率ターボファン・エンジン HF-118が2基搭載されている。HF-118は1基あたりの離陸推力が1670lb(7428.5N) 2スプール形式で、全自動デジタル・エンジン制御装置(FADEC)により制御されている。機体は低翼式でエンジンは主翼の上面に搭載されており、機体寸法は全長41.14ft(12.5m)、翼幅39.8ft(12.2m)、高さ13.2ft(4.1m)である。設計最大離陸重量は約9200lb(4173kg)、最大速度は高度30000ft(9100m)のとき約420kt(778km/h)であり、同クラスのビジネス機と比較して速度で約10%、燃費で約40%優れていることが特徴である。客室高は中央通路部分で床から天井まで4.89ft(1.49m)、乗客用客室部分の長さは15.09ft(4.6m)で、他の4座席配置の機体に比べ、非常に大きな客室空間を有している。客室は8.7psi(60kPa)まで与圧され、高度44000ft(13400m)まで客室高度8000ft(2400m)を維持することが可能である。



Fig. 1 HondaJet

## 3. 空力

### 3.1. 主翼

主翼の空力設計をおこなう上で重要なことは良好な失速特性を維持しつつ抵抗を最小とすることである。また最小構造重量で誘導抵抗を最小とするために詳細なトレードスタディもおこなわれた。その結果、航続距離が1100nm(2037km)の航空機の場合、主翼の幾何学的アスペクト比が8.5で、ウイングレットの高さが主翼翼幅の約9%のウイングレットを装備した時に離陸重量を最小にできることがわかった。本機には主翼上面エンジン搭載形態を採用した。この形態の特徴はナセルを最適な位置に置くことにより高速での造波抵抗を最小とできること、およびキャビン容積を拡大できることにある<sup>(1)</sup>。しかし通常使われる形態ではないため、理論解析および低速風洞試験によって失速特性が注意深く調べられた。縮尺1/6の模型を用いた低

速風洞試験による主翼上面エンジン搭載形態の失速パターンを Fig. 2 に示す。主翼の失速は最初セミスパンの約55%で発生し、その後剥離は主翼中央部前方に向かって拡がっていく。これより主翼の外側部分には適切な失速余裕があることがわかる。そして胴体とナセルの間の主翼付根部分は機体が失速角に達しても失速せず、主翼上面エンジン搭載形態が良好な失速特性を有することも示している。ナセルの有無による揚力特性についても同様な低速風洞試験結果により、ナセルを主翼上面に搭載しても不利になることはないことが実証された<sup>(2)</sup>。

HondaJetの高い性能目標を実現するため、コンフォーマル・マッピング法<sup>(3)</sup>を使って新しい自然層流(NLF)翼型 SHM-1 が開発された<sup>(4)</sup>。SHM-1 翼型の形状と代表的圧力コンター図を Fig. 3 に示す。この翼型では翼上面の圧力が約42%翼弦長まで順圧力勾配に設計され、そのあと凹型の圧力回復が続く、最大揚力、ピッチングモーメント、抵抗発散の間の最適なバランスが取られている。翼下面の圧力は約63%翼弦長まで順圧力勾配に設計されており、抵抗を減少させる圧力分布をしている。また表面粗さによる最大揚力係数の損失を最小とするため、高迎角において前縁付近で遷移が起るような特別な翼前縁形状が設計された。さ

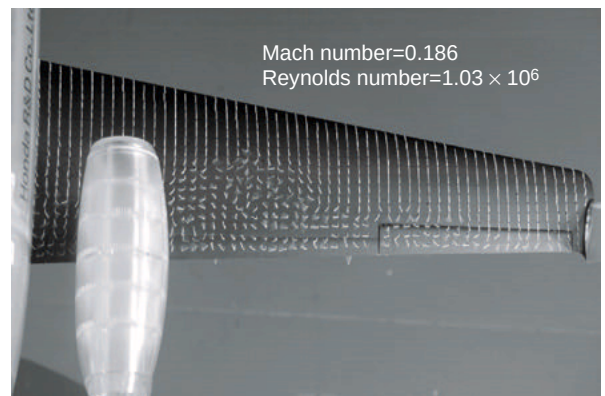


Fig. 2 Stall pattern

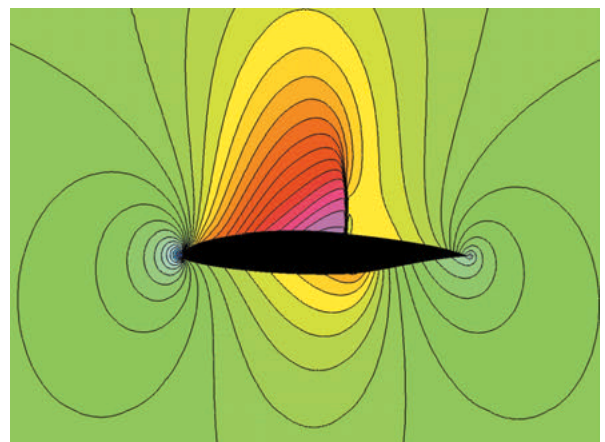


Fig. 3 SHM-1 airfoil shape and pressure contour

らに、翼上面の後縁部分の形状は、圧力勾配を非常に大きくすることで、意図的に小さな剥離を生じさせている。この新しいコンセプトの後縁設計の採用により高速でのピッチングモーメントを大幅に減少することが可能となった。

この翼型については低速および遷音速での風洞試験に加え、T-33航空機(Fig. 4)の主翼を改修した実機を用いた飛行試験により、実レイノルズ数、実マッハ数での翼型性能の検証をおこなった。この翼型は高い最大揚力係数と穏やかな失速特性をもつことに加え、巡航および上昇時には低い形状抵抗係数を有することが特徴である。



Fig. 4 T-33 aircraft modified for NLF flight test

### 3.2. 主翼上面エンジン搭載形態

設計上最も大きな決断を要したのはエンジン搭載位置である。通常の胴体後部搭載案に対し、主翼上面搭載案を選定するにあたってはさまざまな角度から技術的検討がなされた。一般的には主翼上面にエンジンナセルを配置すると好ましくない空力干渉が生じることにより強い衝撃波が発生し、抵抗発散マッハ数が低くなる。

この現象について検討するため、まず三次元オイラー解法による理論解析<sup>(5)</sup>をおこない、次にその理論的予測の妥当性検証のため、ボーイング社の遷音速風洞を用いて遷音速風洞試験(Fig. 5)をおこなった。その結果、衝撃波が最小となるナセルの主翼に対する相対位置が見出され、抵抗発散がクリーン翼形態より大きなマッハ数で起きることがわ



Fig. 5 Transonic wind tunnel test

かった。ナセル前面がクリーン翼の衝撃波発生位置近くにある、ナセル下面が翼上面から垂直方向にナセル最大高さの約 1/3 から 1/2 の位置にあるとき、有利な空力干渉が生じて主翼上面エンジン搭載形態での抵抗は通常の後部胴体搭載形態のそれより小さくなることが確認された<sup>(1)</sup>。

本機の最終形態はこの結果に基づいて決められた。主翼上面エンジン搭載形態を採用することにより、巡航性能は通常の後部胴体搭載形態に比べて高く、かつキャビン容積は同クラスのビジネスジェット機の中で最大とすることができた。

### 3.3. フラップ

本機では高速性能要求と同時に失速速度要求を満たすため、機械式リンクにより伸展する 30%翼弦長のダブル・スロテッド・フラップを採用した。ペーンやフラップの形状、隙間やオーバーラップなどが二次元多要素パネルコード：MCRFA<sup>(6)</sup>および二次元多要素オイラーコード：MSES<sup>(7)</sup>を用いて設計され、次に縮尺 1/6 の全機モデル、縮尺 1/3 のハーフモデル(半翼模型)をそれぞれ用いて当社の低速風洞で実験をおこなった(Fig. 6)。2種類のレイノルズ数について試験した結果と圧力差分則(Pressure-difference rule)<sup>(8)</sup>を組み入れた解析法を用いることにより、実機の最大揚力係数を精度良く見積もることが可能となった。実機のレイノルズ数における最大揚力係数は約 2.5 となり、このフラップ形態は失速速度目標値を満たすことが実証された。



Fig. 6 1/3-scale low-speed wind tunnel model

### 3.4. エンジン・シミュレーション試験

主翼上面エンジン搭載形態では高迎角におけるエンジンへの流入空気の不均一を最小限に留めることが特に重要である。これらの特性を評価するため、当社の低速風洞を使って縮尺 1/6 の動力模型試験をおこなった(Fig. 7)。エンジンへの空気流入パターンを計測するため、40個の全圧測定用プローブがファンの回転面に取り付けられ、またリップ部の剥離を測定するため、静圧孔がインレットダクトに沿って設けられた。試験では機体のピッチ、ヨー、速度およ

びエンジン・ファンの回転速度などをシステマティックに変化させ、それらが空気取入口の総圧分布におよぼす複合的な影響を調べた。四つの異なる迎角(10, 15, 18 および 26°)および三つの異なる横滑り角(-18, 0 および 18°)に対し、必要推力を保持して着陸進入する時の速度に対応する流量比 1.15における不均一圧力パターンの例を Fig. 8 に示す。空気取入口の総圧不均一は、失速角である 15°までが 0.1%以下、失速してから 26°までが 2%以下となった。流量比が 0.65 および 2.15 における試験でも同様の傾向が得られた。大流量比 2.15 の試験では全迎角で総圧の不均一は小さく、また巡航速度に対応する小流量比 0.65 の試験では失速角より大きい角度で不均一さはわずかだが大きくなった。これらの試験により、圧力不均一は飛行包囲線図内においてエンジン性能要求によって規定される制限を越えないことが証明された。



Fig. 7 1/6-scale engine simulator

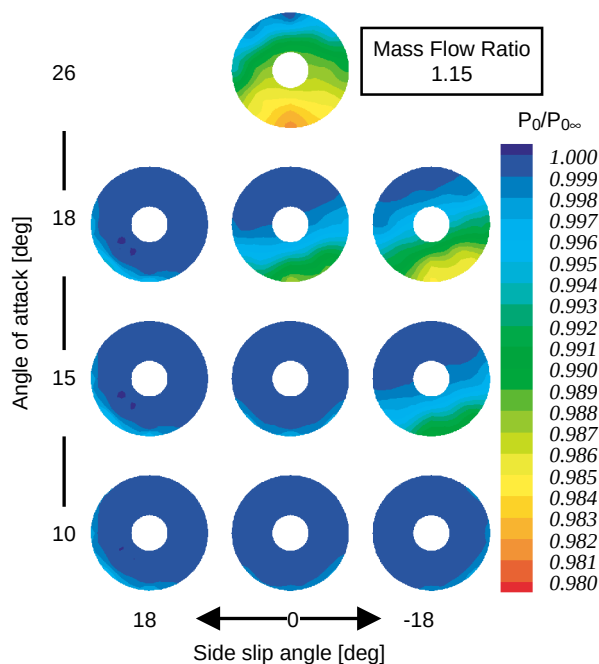


Fig. 8 Pressure distribution pattern obtained from powered model test

### 3.5. 胴体層流ノーズ

胴体の抵抗を減らすため、自然層流となるノーズ(機首)の形状が新たに開発された。設計には三次元パネルコードと積分境界層法(integral boundary-layer method)が用いられた<sup>(9)</sup>。ノーズの外形状は、層流域の長さを最大とするため、順圧力勾配を維持するとともにクロスフローが最小となるように設計された。設計の妥当性検証のため、縮尺 1/3 の胴体模型を用いて Honda の低速風洞で試験がおこなわれた(Fig. 9)。各迎角でのノーズ部流れの可視化のため、赤外線カメラを使う方法も用いられた(Fig. 10)。

試験の結果、上昇および巡航での迎角において広範囲の層流が得られることがわかった。また表面の段差や隙間は自然層流の実現を妨げるため、さまざまな種類の段差や隙間が機首部に設けられ、限界値が決められた。自然層流ノーズの採用により、胴体の抵抗は従来の乱流ノーズの場合に比べて約 10% 減少させることができた(Fig. 10)。



Fig. 9 1/3-scale fuselage model for NLF nose test

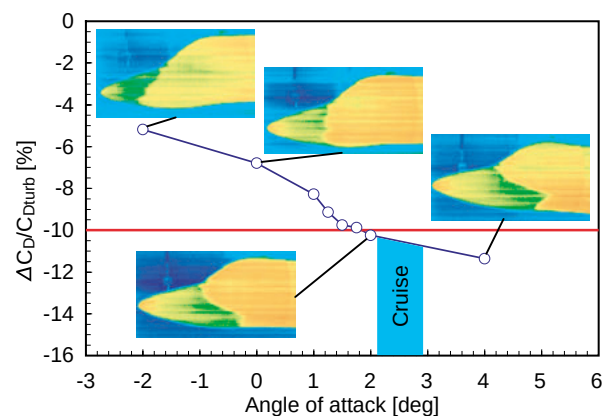


Fig. 10 Drag reduction of NLF nose

### 3.6. 操縦安定性低速風洞試験

空力特性と安定微係数を取得するため、詳細な 6 分力風洞試験が必要とされる。試験には二つの異なる風洞、すなわち当社の低速風洞(Fig. 11)とワシントン大学低速風洞が使用された。これらの試験で得られた安定微係数は、6 自由度フライト・シミュレータ(Fig. 12)に用いられ、その飛行特性が MIL-8785C等を満足することを確認した。

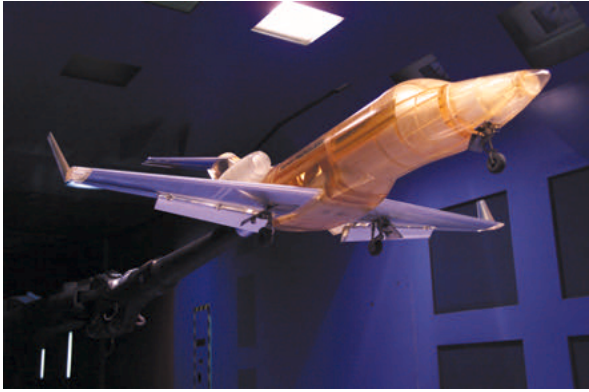


Fig. 11 1/6-scale wind tunnel



Fig. 12 Honda flight simulator(HNAFS)

## 4. 空力弾性

### 4.1. 主翼上面エンジン搭載形態

エンジンを主翼に搭載すると主翼が複雑なフラッタ特性を示す。フラッタを抑制するためには、エンジン質量位置と主翼との相対位置関係や主翼剛性に対するパイロンの相対的剛性が重要となる。この特性を調べるため、ERIN コードを用いた理論的解析と共に、低速および遷音速風洞でのフ



Fig. 13 Transonic wind tunnel flutter test at JAXA transonic wind tunnel

ラッタ試験(宇宙航空研究開発機構(JAXA)の遷音速フラッタ風洞を使用)が実施された(Fig. 13)。

研究の結果、主翼上面エンジン搭載形態では対称モードでのフラッタ発生速度が逆対称モードの場合より低いことがわかった。また、エンジンナセルによる空気力変化や空力的干渉が遷音速域でのフラッタ特性に与える影響が小さいことも確認された。さらに、エンジン・パイロンの振動特性がフラッタ特性に影響をおよぼすこともわかった。例としてエンジン・パイロンの横曲げ振動数が主翼の非連成1次振り振動数に近いとき(約 0.9 から 1.0 倍のとき)フラッタ発生速度は最も高く、エンジン・パイロンのピッチング振動数が主翼の非連成1次曲げ振動数の約 1.25倍のときフラッタ発生速度は最も低くなる<sup>(10)</sup>。これらの研究結果に基づき、耐フラッタ目標性能を満たすように主翼の剛性と質量分布が決定された。

## 5. 構造

### 5.1. 主翼

主翼は、左外翼、中央翼、右外翼から構成され(Fig. 14)、アルミニウム製の桁とアルミニウム製のスキン(外板)からなりたっている。トルクボックス部は3本の桁、リブおよびストリングが一体化されたスキン(外板)から構成され、それらがインテグラル・タンクとなっている。

上面スキン(外板)はA7050アルミニウム板で、層流実現に必要な滑らかな外形を保つため、機械加工によるストリンガー一体化パネルとした。このようにすることで構造要素が効率的に配置できるため、部品点数を削減することができた。

前縁構造とメイントルクボックス構造は、層流に与える外乱を最小限とするため、13.5%翼弦長で結合した。前縁にはエンジンから抽気した熱風をピッコロチューブ(穴の開いた円筒)から前縁スキンの内側に直接吹付けるタイプの防水装置を装備した。

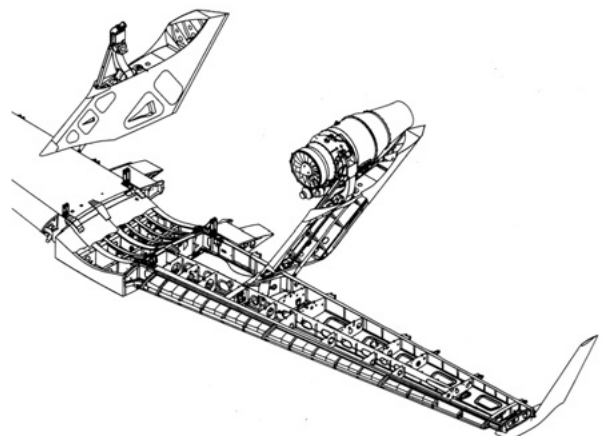


Fig. 14 Wing structure

パイロン構造はY字形に配置された補強されたリブに4本のボルトで取り付けられ、主脚もまた同じ補強リブの内弦側に取り付けられて、大荷重が同じ補強構造に入るように設計されている。主翼からの垂直荷重は4個のリンクで胴体の前後メインフレームに伝えられ、横方向荷重は左側にあるV字形のリンクで伝達される。また、前後方向荷重は2個のスラストロッドにより胴体に伝えられる。

主翼の構造強度はプルーフ試験により実証された。試験には MTS 社製 AERO90 試験装置が用いられ、合計 26 個のコンピューター制御油圧アクチュエータを用いて模擬空気力、エンジン荷重およびランディングギアからの着陸荷重を負荷した。各試験ケースにおいて 600チャンネルを超えるデータ(ひずみ、変位、力など)を計測した。実際に試験をおこなって評価したのは 870 のケースから選ばれた 10 ケースで、それらはパイロン垂直荷重、パイロン横荷重、フラップ荷重、Vc 上向き突風荷重、Vc 下向き突風荷重、右側および左側片脚着陸条件荷重、水平着陸スピニアップ荷重、横すべり着陸荷重、方向舵操舵荷重の各ケースである。

試験に用いられた主翼構造は飛行試験にも用いるため、試験荷重は制限荷重の80%に抑えられ(Fig. 15)、計測されたひずみ、変位および反力などのデータを有限要素法解析結果と比較、外挿して制限荷重状態での強度を満足することを確認した。

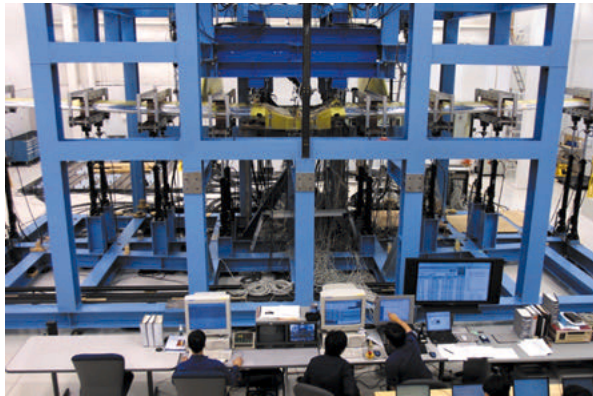


Fig. 15 Wing proof test

## 5.2. 胴体

胴体は全複合材構造で、材料は炭素繊維強化 180℃硬化エポキシ樹脂プリプレグ(マトリックスは高い損傷許容性を有するタフエポキシ樹脂 Cytec 5276-1、ファイバは高強度、中弾性炭素繊維 TOHO G30-500)を用いている<sup>(11)</sup>。

Fig. 16に示すように、機首部と後部胴体はハニカムサンドイッチ構造で、層流ノーズを実現するために必要な複合曲面(三次元曲面)を形成している。キャビンの一定断面部分はキャビン容積を拡大するため、一体型スティフンド(補強)パネル構造となっている。その部分のフレームとストリंगाは製造を容易にするため、同一の形状としている。胴体

の一定断面部分は簡単に延長が可能で、将来の胴体ストレッチなどに容易に対応できる。

胴体の主な特徴は、重量およびコスト低減のため、サンドイッチパネルとスティフンドパネルとをオートクレーブを用いて同時一体成形していることにある。このときハニカムサンドイッチ構造をスティフンドパネル成形に必要な圧力(0.6MPa)の下で硬化させることは技術的に難しい課題であったが、端部をピクチャーフレーム(額縁)で固定して安定化させる方法を新開発し、ハニカムコアのつぶれを防止することが可能となった。

ウインドシールド(風防)は良好な空力特性を得るため、複合曲面とした。またウインドシールドは2層(外層と内層)のストレッチアクリルと優れた低温柔軟性、高い運用温度および良好な接着特性を有するポリウレタンの中間層で構成されている。外側アクリル層の外面および内側アクリル層の内面は、磨耗および化学薬品に耐えられるようハードコートされ、さらに防水のため、電気的に加熱される。ウインドシールドおよびその支持構造は、重量 41b(1.8kg)の鳥が海面上の設計巡航速度(Vc)で衝突した場合にも耐えるように設計されている。

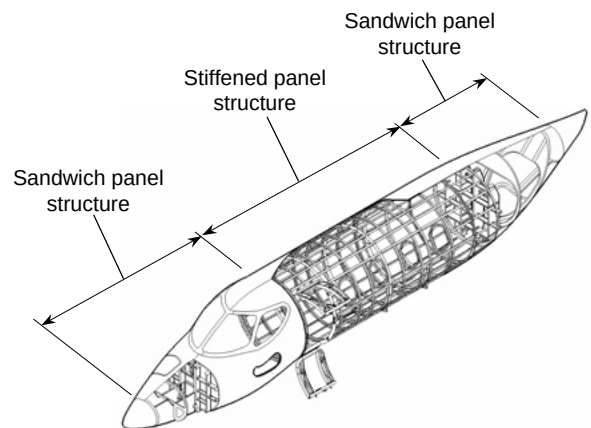


Fig. 16 Fuselage structure



Fig. 17 Fuselage proof test

胴体の構造設計の妥当性を検証するため、プルーフ試験がおこなわれた(Fig. 17)。荷重を模擬するため、コンピュータで制御される6本の油圧アクチュエータが用いられ、与圧荷重も負荷した。与圧、上向き突風、上向き突風+与圧、方向舵操縦、方向舵操縦+与圧、2点着陸、の6つの荷重ケースで試験をおこなった。主翼構造と同様に、試験に用いられた胴体構造は飛行試験にも使用される。このため試験荷重は制限荷重の80%に抑えられ、胴体強度は主翼プルーフ試験と同様の手法で確認された。

## 6. システム

### 6.1. 降着装置

降着装置は典型的な3車輪式を採用し前輪が操向車輪となっている。主脚はトレーリング・リンク・タイプで主翼に取り付けられており(Fig. 18)、サイド・ブレイス(側方支柱)が脚を引き込むためのアクチュエータとなっている。脚扉は内側、中央、外側の三つに分割され、内側扉は独立した油圧アクチュエータで開閉される。中央と外側の扉は主脚支柱に連結されており、主脚の動きに連動して自動的に開閉する。車輪格納部分は扉で完全に覆われ、タイヤは巡航中気流にさらされないため抵抗の増加を避けることができる。サイド・ブレイス・アクチュエータは内部にダウンロック・システムを備え、緊急時にはダンパ・バルブにより脚が自由落下し、伸展する。

主脚にはアンチ・ロック・ブレーキング・システムが装備され、その制御を最適化するため、ダイナモテストが実施された。ホイール・ロック・プロテクション、タッチ・ダウン・プロテクションおよびスピン・アップ・オーバーライドなどの各機能もブレーキング・システムに組み込まれている。

前脚はショック・アブソーバー・ストラット・タイプ(上下方向支柱に緩衝装置が組み込まれているもの)で、ドラッグ・ブレイス・アクチュエータにより、前方に引き込まれる

(Fig. 19)。扉は前脚とリンクで機械的に連結されており、前脚の動きに連動して自動的に開閉する。ドラッグ・ブレイス・アクチュエータは内部にダウンロック・システムを装備している。前輪はPWM(パルス幅変調)制御方式によって制御される油圧アクチュエータを備えたステア・バイ・ワイヤ・システム(電気式操向装置)が装備されている。ステアリング・システム(操向装置)には操向角度範囲が $\pm 50^\circ$ のタキシー・モードと操向角度が $\pm 10^\circ$ に制限されたテイクオフ・モードの二つがあり、またアキュムレータ(蓄圧器)を備えることにより、油圧ポンプが故障した場合にも緊急操向制御ができるように設計されている。

衝撃吸収特性を評価するため、機体の重量を模擬した錘をつけて主脚の落下試験がおこなわれた(Fig. 20)。その結果、オレオ式緩衝装置の特性は目標を満たすことが確認された。

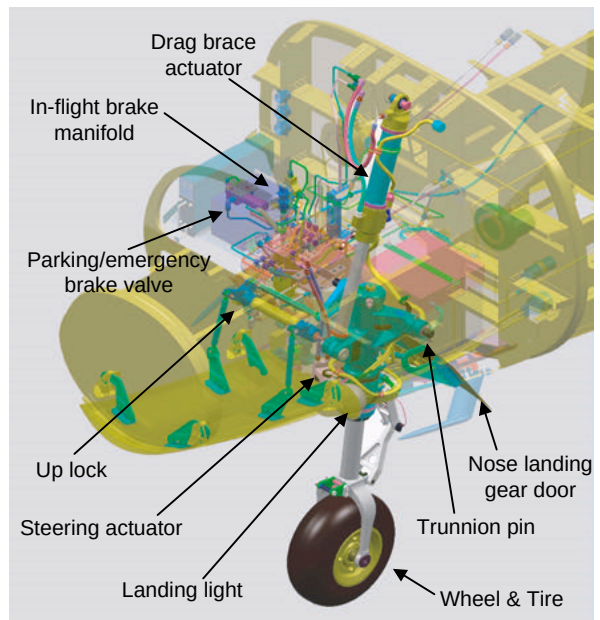


Fig. 19 Nose landing gear

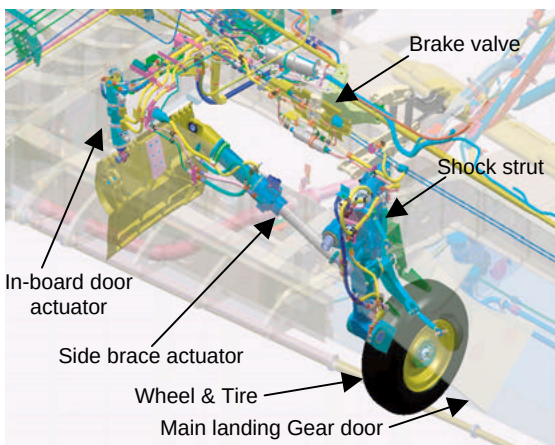


Fig. 18 Main landing gear

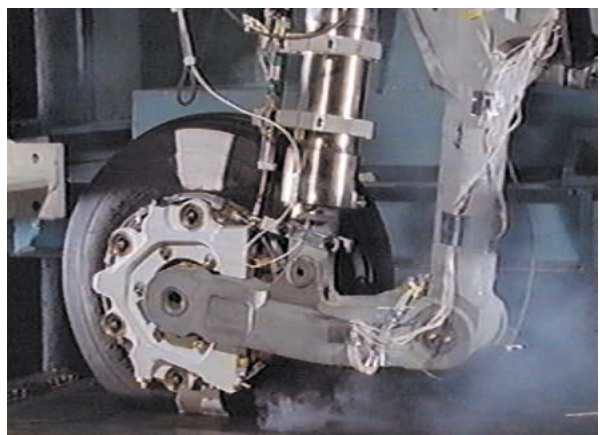


Fig. 20 Main landing gear drop test

## 6.2. フラップ

本機は固定ベーンを有するリンケージ・タイプ(機械的にリンクで展長させる)フラップを採用し、Fig. 21 に示すように、離陸時に  $15.7^\circ$ 、着陸時に  $50^\circ$  の二つのフラップ展長位置が設けられている。このフラップは左右の主翼の翼根部に各1本ずつ取り付けられた合計2本の油圧アクチュエータで駆動され、またスプリットコンディション(左右のフラップの角度が異なる条件)を防ぐため、左右のフラップは機械的に結合されている。

フラップについては飛行荷重条件下に対する耐久試験がおこなわれた。試験ではフラップが変位する際に連続的に飛行状態と同様な空気が負荷できるよう、フラップと共に動くトーナメントバーを介して油圧アクチュエータにより模擬分布空気が負荷された。試験の結果、フラップ機構は飛行試験計画から決められた耐久サイクル目標を満たしていることが確認された。

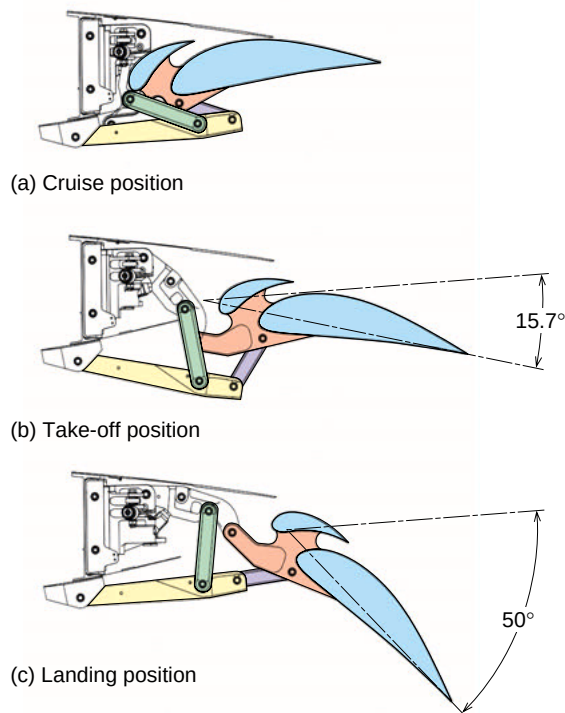


Fig. 21 Flap linkage mechanism

## 6.3. 燃料系

本機は Fig. 22 に示すように4つの燃料タンク、すなわち、右翼内タンク、左翼内タンク、キャリースルー・タンクおよび後部胴体ブラダータンクを備えている。

燃料は後部胴体の右側1ヶ箇所から給油され、トランスファー・ポンプにより、キャリースルー・タンクから左右の翼内タンクへ移送される。そして右エンジンには右翼タンクから、左エンジンには左翼タンクから、各々のパイロン下にあるコレクタ・タンクを介して燃料が供給される。プライマリ・ポンプはエジェクター・タイプで、エンジン始動時に

は電気式ブースタ・ポンプを用いている。燃料移送管理装置(FTMU)は翼内の燃料レベルを維持することにより、翼付け根の平均曲げモーメントを12%程度軽減している。また、クロスフィード・ファンクション(自動相互供給機能)が組み込まれ、非対称運用を可能にすると共に左右の燃料の不均衡を修正することが可能である。以上の結果アンユーザブル・フューエル(使用不可燃料)は全燃料体積の約2%に抑えることができた。

キャリースルー・タンク内に3個、左右翼タンク内に各4個、ブラダータンク内に2個の合計13個の容量型燃料計が取り付けられ、正規の飛行包絡線図内にある任意の定常飛行条件において、指示燃料量の2%+フルスケールの1%、以内の精度で燃料量を計測することができる。

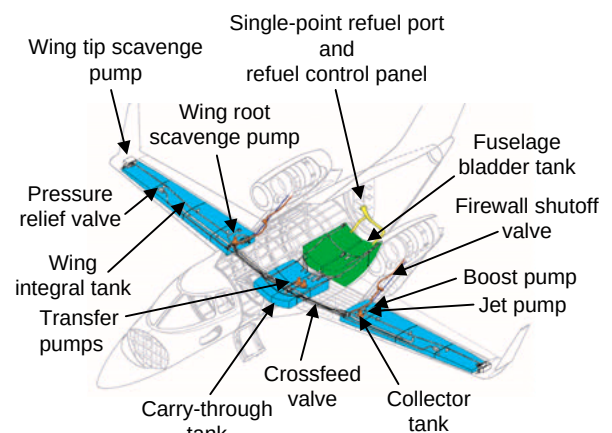


Fig. 22 Fuel system

## 6.4. アビオニクス

本機は、オープン・アーキテクチャを有するモジュラー設計のオール・グラス・フライトデッキを採用している。本機のcockpitをFig. 23に示す。機体姿勢およびエア・データからエンジン計器、気象データ、交通情報、地形などのすべての情報が、2個のプライマリ・フライト・ディスプレイ(PFD:大画面主飛行情報表示器)と1個のマルチ・ファンクション・ディスプレイ(MFD:多機能飛行情報表示器)



Fig. 23 Cockpit

## 7. まとめ

上にデジタル表示される。PFD には速度計、昇降計、調節式高度計、方向指示計、姿勢計(人工水平儀)、横滑計、デュアルのNAV/COM、などが表示され、MFD にはEIDS (N1, ITT, N2, 油温, 油圧など)、燃料流量、燃料量、発電機電流、GPS マップ、などが表示される。

本機のcockpitではこのように高度の統合がおこなわれ、状況把握性、機能性、操作容易性、冗長性、飛行安全性などの機能がとくに強化されている。

### 6.5. その他のシステム

HondaJetのシステムレイアウトにおいては、キャビン容積を最大にするため、ノーズコンパートメント、翼胴フェアリング内、パイロン内、リアバルクヘッド後方の後部胴体内などのスペースを有効に活用しているのが特徴である。ノーズコンパートメントにはバッテリー、パーキングブレーキバルブ、AHRS (Attitude and heading reference system)などを、翼胴フェアリング内にはECS (Environmental control system)配管、熱交換器、フローコントロールバルブ、トリムバルブなどを、パイロン内には消火装置やプリクーラーを、また胴体後部にはDCMP (DC モーターポンプ)、リザーバー、アキュムレータ、エアコンなどをそれぞれ搭載している。各システムの配置を Fig. 24 に示す。このような新レイアウトを採用することにより有効キャビン容積は他機を大きく凌ぐことが可能になった。

Honda は先進的な小型軽量ビジネスジェット機を開発し、初飛行を成功させた。翼上面エンジン搭載形態や自然層流翼、自然層流ノーズ、コンポジット胴体など多くの先進技術を採用することにより、キャビン容積、速度、燃費性能などの面で同クラスのビジネスジェット機を大きく凌ぐことが可能となった。今後は種々の飛行試験を通じて詳細性能を実証していく。最後に、創業以来の空への夢を共有し、HondaJetを実現するためにご協力をいただいた社内外の皆さまに心から感謝致します。

## 参考文献

- (1) Fujino,M., Kawamura,Y.: Wave- Drag Characteristics of an Over-the-Wing nacelle Business-Jet Configuration, Journal of Aircraft, Vol.40, No.6, p.1177-1184(2003)
- (2) Fujino,M.: Design and Development of the HondaJet, AIAA Paper 2003-2530(2003)
- (3) Eppler,R.: Airfoil Design and Data, Springer-Verlag, Berlin(1990)
- (4) Fujino,M., et al.: Natural-Laminar-Airfoil development for a Lightweight Business Jet, Journal of Aircraft, Vol. 40, No.4, p.609-615(2003)

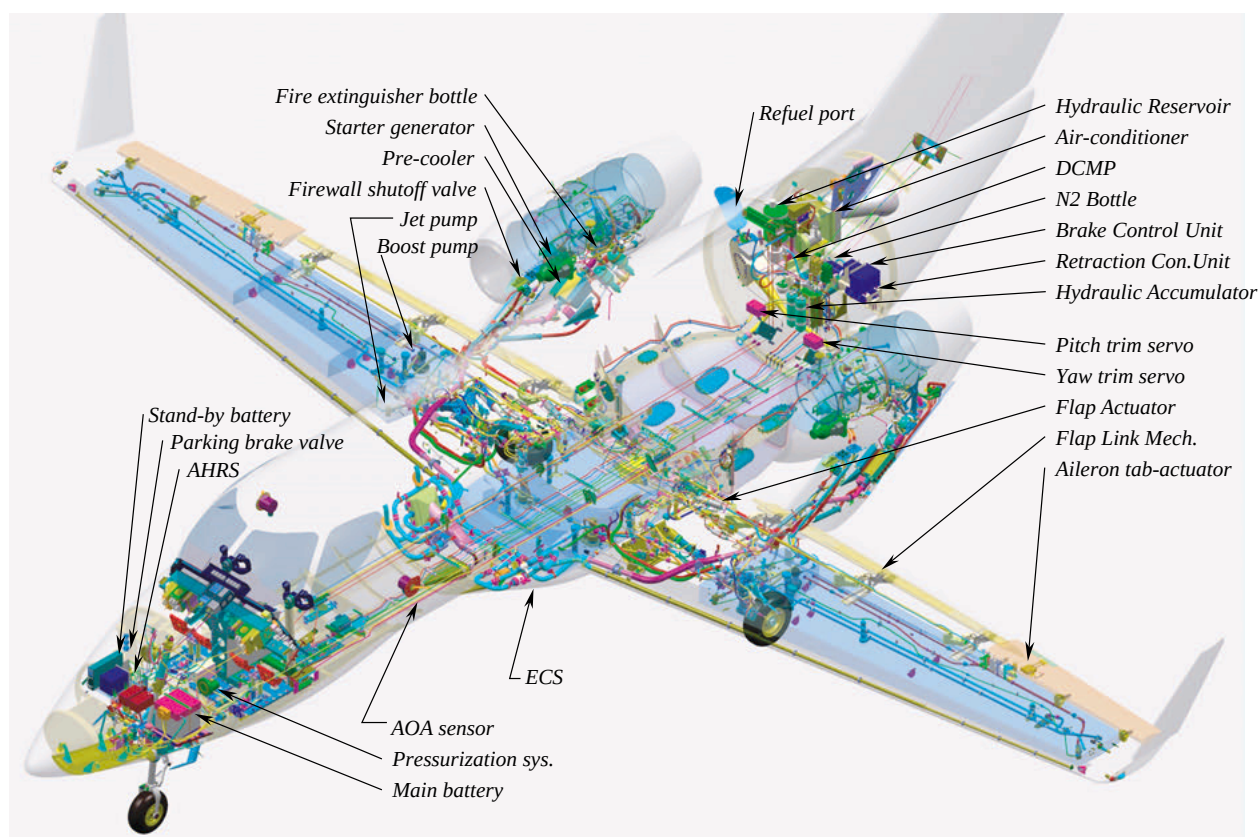


Fig. 24 System layout

- (5) Tidd,D.M., et al.: Application of an Efficient 3-D Multi-Grid Euler Method to Complete Aircraft Configurations, AIAA Paper 91-3236, AIAA 9th Applied Aerodynamics Conference (1991)
- (6) Morgan,H.L.: High-Lift Flaps for Natural Laminar Flow Airfoils, Laminar Flow Aircraft Certification, NASA CP-2413, p.31-65 (1986)
- (7) Drela,M.: Design and Optimization Method for Multi-Element Airfoils, AIAA Paper 93-0969 (1993)
- (8) Valarezo,W.O., Chin,V.D.: Maximum Lift Prediction for Multielement Wings, AIAA Paper 92-0401 (1992)
- (9) Maskew,B.: Prediction of Subsonic Aerodynamic Characteristics: A Case for Low-Order Panel Methods, Journal of Aircraft, Vol.19, No.2 (1982)
- (10) Fujino,M., et al.: Flutter Characteristics of an Over-the-wing Engine Mount Business-Jet Configuration, AIAA Paper 2003-1942 (2003)
- (11) 松井宣夫, 佐藤恵一: Honda Jet 全複合材胴体構造の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2

## ■ 著 者 ■



藤野 道 格

# HondaJet 全複合材胴体構造の研究

Research Work of the All-composite Fuselage Structure for HondaJet

松井 宣夫\*  
Nobuo MATSUI

佐藤 恵一\*  
Keiichi SATO

## 要 旨

## ABSTRACT

全複合材胴体を採用した小型ビジネスジェット実験機 HondaJet が初飛行に成功した。本胴体の最大の特徴は、軽量化と低コスト化のため、構造効率の高いスティフンドパネルとコスト効率の高いサンドイッチパネルを適切に配置し、一体成形した大型のスキンパネル構造にある。次の特徴は、軽量化のため、スキンのせん断座屈を 50% 制限荷重で許容する座屈許容設計を適用したことである。その結果、従来のアルミ構造に対し約 20% の軽量化を達成できた。また部品の成形や胴体全体の接着組み立てには、コスト低減の可能なプロセス技術を開発し、適用した。この胴体の強度を保証するために、ビルディングブロックアプローチに基づく多数の材料試験と構造試験および強度解析を実施した。まず、損傷許容・環境・疲労を考慮した材料の設計許容値を決定し、次にエレメント試験や大規模なコンポーネント試験等をおこない、胴体構造の強度を実証した。

HondaJet utilizes an all-composite fuselage. The main feature of this fuselage structure is that the stiffened panel and the sandwich panel are co-cured integrally to reduce both weight and cost. Another key feature is that a buckling tolerance design is adopted for the skin. This means that shear buckling is allowed beyond 50% limit load. Several affordable process technologies were developed in the field of lay up and structural bonding. The material and structural tests were conducted applying the concept of “Building Block Approach” to prove safety of flight. First the design allowables of the materials were decided. Environmental, damage tolerance, and fatigue conditions were considered. Three major component tests were conducted.

## 1. はじめに

航空機の構造にとって軽量化は最大の課題である。そのためアルミ合金に代わり複合材の使用が増加している。小型機、ビジネス機の機体構造に複合材を適用する場合、サンドイッチパネル構造が主流である。サンドイッチパネル構造は品質管理やぎ装品の取り付けが容易ではないといった解決すべき課題もあるが、成形プロセスや成形治具が比較的単純であるため、製造コスト削減や開発期間の短縮に有効である。

1993年に Honda が開発した全複合材実験機 MH-02 が初飛行に成功した<sup>(1)</sup>。MH-02 は胴体、主翼ともサンドイッチパネル構造を採用し、設計・製造された。その後、さらなる重量削減と成形プロセスの評価を目的とし、一体成形によるスティフンドパネル構造の胴体バレルを試作し試験をおこなった。この結果、スティフンドパネル構造は重量削減

には効果があるが、3次元コンタ部への適用は製造コストの増加をもたらすことが明らかになった。

本稿では、こうした経緯を経て 2003年 12 月に初飛行に成功した HondaJet 全複合材胴体<sup>(2), (3)</sup>の、軽量化・低コスト化を実現するための構造様式のコンセプトとプロセス技術、そして、胴体の強度を保証するためのプロシージャについて述べる。

## 2. 胴体構造

HondaJet の胴体は、ウィンドシールド、窓、集中大荷重を受ける金具を除き、すべての構造は炭素繊維強化樹脂複合材(以下、複合材)で構成されている。キャビン部は与圧構造であり、上下開きの乗降ドアとプラグ式の非常出口を備える。設計要件は、米国連邦航空局が発行し、小型機に適用される規定、FAR Part23 に基づいた。

\*和光基礎技術研究センター

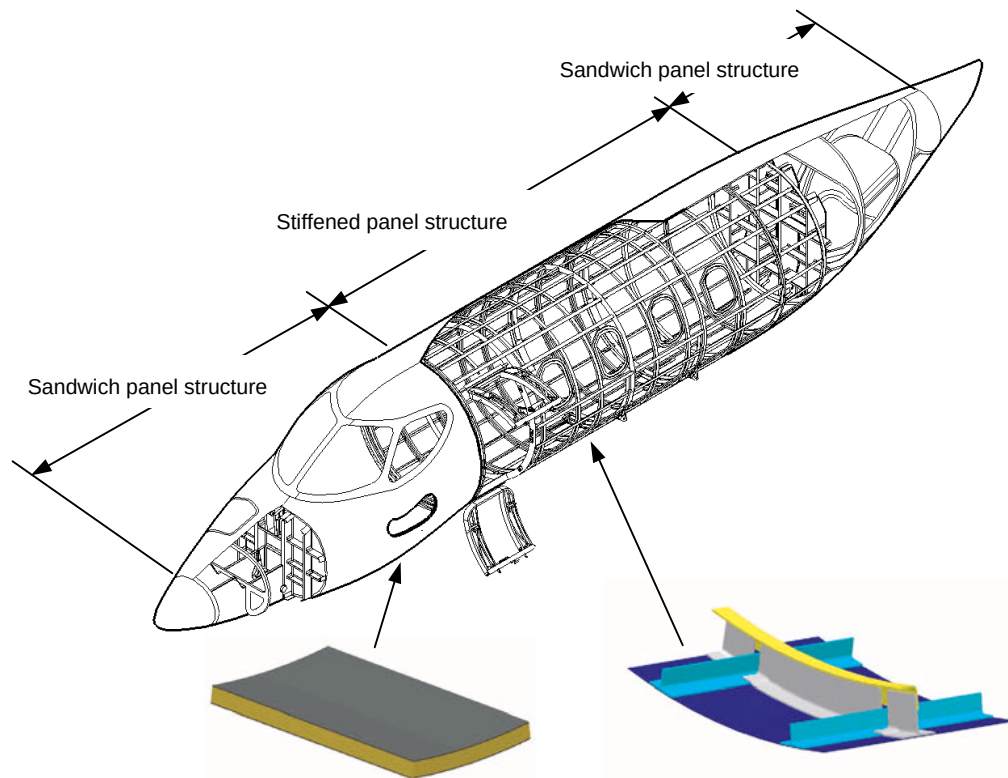


Fig. 1 Structural concept of all-composite fuselage

胴体構造の特徴(Fig. 1)は、重量と製造コスト削減を狙い、一つの胴体の中でその形状に合わせて2種類の構造様式を使い分けたことである。すなわち、スティフンドパネルとサンドイッチパネルを適切に配置し、Fig. 2 に示すように、一つの大型部品としてオートクレーブとよばれる加熱・加圧釜で一体成形(複数の部品を接着剤やファスナを用いることなく1回の硬化工程で一つの部品として成形する技術)したことである。スティフンドパネルはスキンをストリングアやフレームで補強した構造であり、サンドイッチパネルはスキンでコア材をサンドイッチした補強構造である。航空機の典型的な構造様式である構造効率の高いスティフンドパネル構造を形状の単純なキャビン円筒部に適用し、複合材構造でコスト効率の高いサンドイッチパネル構造をノーズ部、コックピット部とテール部の3次元コンタ部に適用した。一般的に、サンドイッチパネルの成形圧力は、コア材であるハニカムつぶれを避けるため、ハニカムを持たないスティフンドパネルの成形圧力の半分以下でなければならない。この構造様式を実現するには、サンドイッチパネルをスティフンドパネルと同じ高圧で成形できることが必須であり、そのための新成形法を開発した。

2点目の特徴は、スティフンドパネルのスキンに座屈許容設計を取り入れたことである。制限荷重(飛行中にかかり得る荷重)の50%でせん断座屈を許容する設計とした。軽量化の要求の厳しい航空機構造では、他の構造物と違い座屈を許容することが一般的である。しかし、複合材構造への適用例は極めて少ない。そのため、スキン座屈後の挙動と最終

強度の評価のため、複数の実物大スティフンドパネル供体のせん断座屈試験<sup>(4)</sup>を実施し、複合材の座屈許容設計法を確立した。これらをもとに、座屈の条件を満たすよう、スキンの積層数と繊維の配向角を設計した。



Fig. 2 Co-cured skin panel

スキンパネルは左右それぞれ1枚、全長9.74 mの大型部品で構成され、上下のシングルラップ継ぎ手で接着されている。このため、レドームとテールコーンを除き、前後の継ぎ手がない。スティフンドパネルのストリングとフレームの断面形状は、構造効率と成形プロセスを考慮して決定した。Fig. 3はストリングとフレームの断面とその交差部の構造を示す。スティフンドパネルを構成するスキン、ストリング、フレームのT断面部(白色部品)およびサンドイッチパネルは1個の大型スキンパネルとして一体成形した。L断面のリングフレーム(黄色部品)と集中荷重が入力するC断面のリングフレーム(未図示)は、左右のスキンパネルを接着する際に同時に接着した。フレームの高さは、キャビンスペースを確保するため45 mmに制限した。そのため、フレームのフランジ部は弾性率が80000MPa以上の積層構成とした。サンドイッチパネル部のハニカム厚さは与圧による曲げ応力より20 mmとした。

小型ビジネスジェットクラスの下記3種類の胴体について、重量比較の試算をおこなった。

- (1)アルミの従来構造(スティフンドパネル構造)
- (2)複合材サンドイッチパネル構造
- (3)新コンセプトの複合材サンドイッチパネル/スティフンドパネル構造

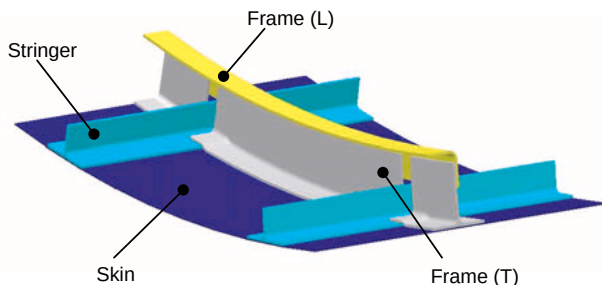


Fig. 3 Configuration of stiffened panel

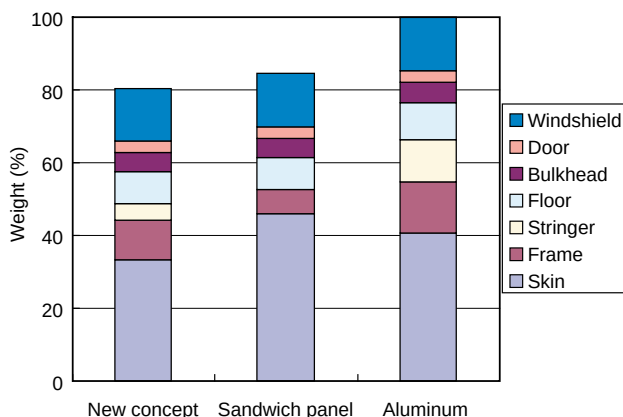


Fig. 4 Weight comparison of fuselage structures

結果を Fig. 4 に示す。サンドイッチパネル構造の重量削減は、アルミの従来構造に対し約15%であったが、新コンセプト構造では、約20%の重量削減を期待できることがわかった。

### 3. 材料とプロセス

#### 3.1. 材料

HondaJetの胴体に使用した主構造材料は、高い靱性と良好な耐ホットウェット環境性をもつ180℃硬化タフエポキシ樹脂(CYTEC 5276)と、強化材として一方または平織りの高強度/中弾性炭素繊維(TOHO G30-50)を組み合わせた複合材料である。その素材はシート状でプリプレグと呼ばれ、樹脂と強化繊維が一定割合で複合化されている。製品部材は、要求される特性に合わせてプリプレグの繊維配向角や積層数(板厚)を設計し、型上に積層した後、オートクレーブ装置で加熱・加圧して硬化成形される。サンドイッチパネル部分には、コア材としてNOMEX製のハニカムを、コアとスキンの接着剤として180℃硬化エポキシフィルム接着材(3MFM300)を使用した。また外表面には、落雷時に構造の損傷を防ぐために銅のエキスパンドフォイル(網)が入った樹脂フィルムを使用した。

#### 3.2. 成形

スティフンドパネルとサンドイッチパネルを併せ持つ構造コンセプトを実現するため、また同時に工数・コストを低減するため、新しい成形工程を開発した。採用した手法には、「プレラミネートを使ったプレス成形法」、「プレコンパクション部品のステップ成形法」、「CATIA データを使った自動裁断、積層法」、「冷凍ゲル充填によるハニカムエッジトリム法」、「熱膨張を考慮したガラスプリプレグ型での成形法」、「スティフンドパネルとサンドイッチパネルの一体成形法；サンドイッチパネルの高圧下での成形法」などがある。

##### 3.2.1. プレラミネートを使ったプレコンパクション品のプレス成形法

本胴体のスティフンドパネルはスキンとストリング、フレームを同時に硬化し、一体成形した。ここで、ストリングやフレームはスキンと一体成形する前にプレコンパクションという半硬化状態の予備賦形が必要である。これには一般に、プリプレグを一層ずつハンドレイアップで積層してから、真空バッグしてオーブン加熱するという手間のかかる工程が必要である。これに対し Fig. 5 に示すような5層の積層をもつ大判シートを事前にラミネートしたものを作り、それを5層一度に自動裁断したものをプレス成形する方法を開発した。自動裁断されたピースは90℃で予熱した後、40℃の型でプレスして賦形する。その結果、1枚ずつ積層する手間や真空バッグ、オーブン加熱が必要なくなり、一般的な手法に比べ工数を約1/5とすることができた。

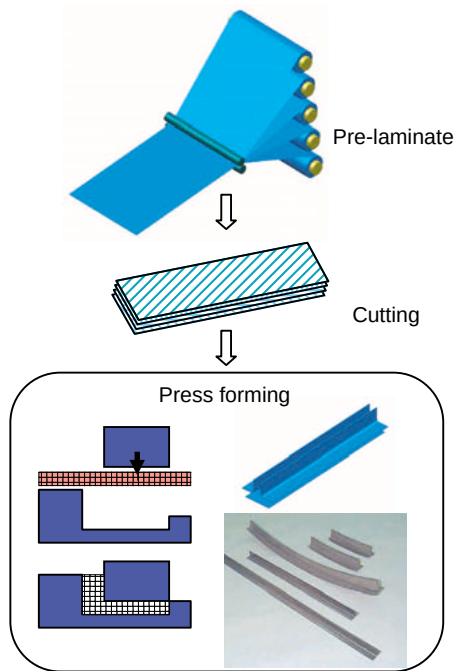


Fig. 5 Pre-laminate and press forming

### 3.2.2. スティフンドパネルとサンドイッチパネルの一体成形法

複合材の特徴を生かして大型のスキンパネルを一体成形することは、部品点数や製造工数の削減に効果がある。そのため、本胴体では円筒部のスティフンドパネルと3次元コンタ部のサンドイッチパネルを一体成形する必要があった (Fig. 6)。スティフンドパネルは成形後の層間に残ったボイドによる物性低下を防ぎ品質を保つため高圧(0.6MPa)で成形するが、この圧力ではサンドイッチパネル内のコアがつぶれてしまうので、通常両者を一緒に成形できない。その防止法としてコア周辺にフィラを充填するのが一般的であるが重量増加を招く。以上の理由から、Fig. 7に示す方法を開発した。これは120mm幅のプレートを額縁状にハニカムコア周辺に置き、プリプレグの滑りズレをなくすることで

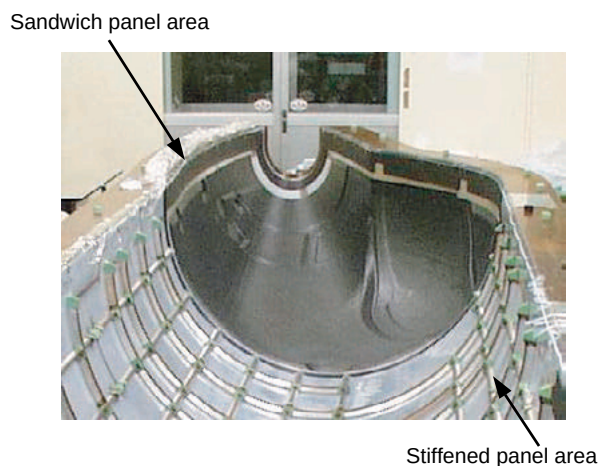


Fig. 6 Skin panel under fabrication

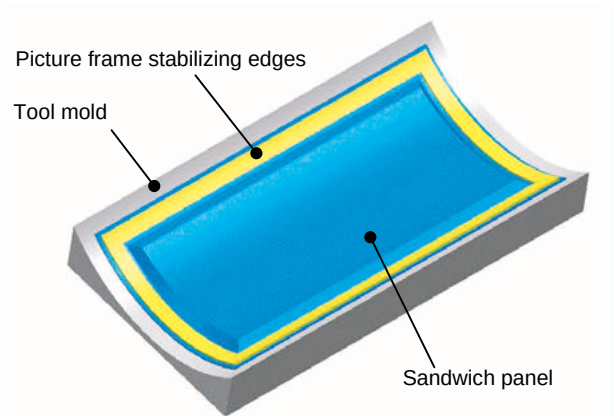


Fig. 7 Method to prevent core crush

コアのつぶれを防ぐというシンプルな方法である。この方法により重量増加なしに信頼性の高い大型スキンパネルを一体成形することが可能となった。

### 3.3. 接着組み立て

複合材胴体は120℃硬化型エポキシフィルム接着材を使って接着組み立てをした。加熱接着硬化工程での正確な寸法保持と適正な接触圧保持のできる、接着方法と接着組み立て治具 (Fig. 8)を開発した。

接着組み立て治具には120℃硬化時の複合材接着部品とスチール治具の熱膨張差を逃がすため、長手方向にはスライド機構を設けた。一方、翼胴結合部等の相対的位置精度が必要な部位には、複合材接着部品と熱膨張差のない複合材製のパイプで作った治具を使用した。この結果、例えば主翼と胴体をつなぐ重要金具のピン間距離の、接着組み立て後の精度誤差を $1360 \pm 0.25$  mm以下にすることができた。

接着工程で部品同士に接触圧を与える新たな方法として、Fig. 9に示すネオジウム磁石を使った左右スキンパネルの接着方法と Fig. 10 に示す複合材製バンドのフープテンショ



Fig. 8 CFRP/steel assembly jig

ンを使ったリングフレームの接着方法を開発した。この方法を用いることで従来のシートメタルクランプを用いた場合に比べ工数を約 1/3 とすることができた。オープンによる硬化直前の状態を Fig. 11 に示す。

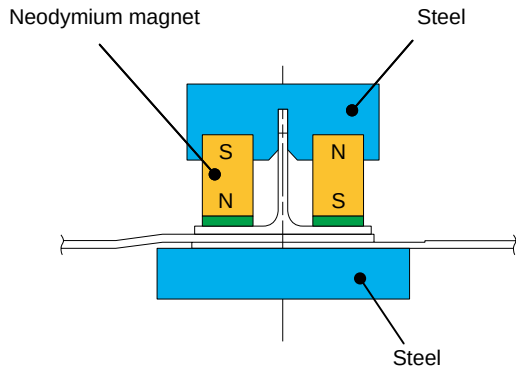


Fig. 9 Bonding method with neodymium magnet

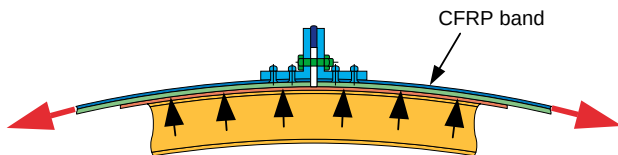


Fig. 10 Bonding method with CFRP band



Fig. 11 Fuselage assembly

## 4. 胴体の強度保証

### 4.1. プロシージャ

HondaJetは実験機であるが、複合材胴体の強度保証は認定機と同様の方法、すなわち米国連邦航空局の発行したガイドライン AC20-107Aに示される「ビルディングブロックアプローチ」に基づいておこなった。これはクーボン試験片から実物大のコンポーネント供試体までの強度試験と強度解析を組み合わせることによって強度保証をおこなうものである。クーボン試験、エレメント試験、サブコンポーネ

ント試験、コンポーネント試験の4階層からなるビルディングブロックにより複合材胴体の強度を保証した。さらに、飛行用胴体を使ったプルーフ試験を実施した。

### 4.2. 設計許容値とクーボン試験

材料の設計許容値は「損傷許容性」「環境条件(主に温度、湿度)」と「疲労における損傷非成長」を考慮して決定した。そのため、クーボン試験片に衝撃損傷を付与し、各種の温度湿度環境で試験をおこなった。圧縮特性は、特に衝撃やホットウェット環境で低下しクリティカルであるため、圧縮破壊ひずみと衝撃損傷の関係、およびホットウェット環境の影響についての試験をおこなった(Fig. 12)。このような試験結果から目視確認しにくい損傷は構造中に含まれるとして、さらに最悪の環境下においても破壊しない値として材料の設計許容値を定めた。

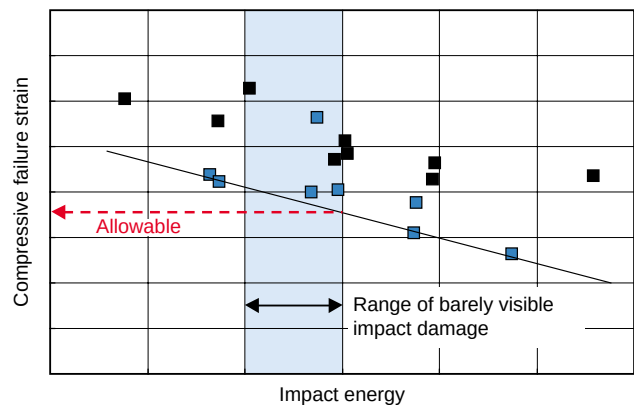


Fig. 12 Compression design allowable

### 4.3. エレメント試験

エレメント供試体として強度上重要な 17 の構造要素を選び、強度試験を実施した。エレメント試験の主要な目的は、衝撃損傷を与えた重要な接着継ぎ手のホットウェット環境下での強度を確認することである。この他、大荷重が負荷されるフレームのカットアウト部、ウィンドシールドまわりのスキンのジョググル部、サンドイッチパネルからスティフンドパネルへの移行部等の強度試験を実施し、構造要素の強度を確認した。これらに加え、スキン耐雷システムの落雷試験をおこなった。前述の銅エクスパンドフォイルの入った樹脂層が、最小の重量ペナルティで高い耐雷性能を示した。

### 4.4. サブコンポーネント試験

ビルディングブロックの最上位レベルであるコンポーネント試験に先立ち、以下の5種類の重要構造を選定し、一段下位レベルのサブコンポーネント試験を実施した。

- (1) スティフンドパネル(せん断/圧縮座屈, 静強度試験)
- (2) 窓付きスティフンドパネル(せん断座屈, 静強度試験)

- (3) 乗降ドア(静強度, 疲労強度, フェールセーフ試験)
- (4) 翼胴結合部(静強度, 疲労強度試験)
- (5) ウィンドシールド(静強度, フェールセーフ試験)

すべてのサブコンポーネントにおいて複合材の標定部に目視可能な衝撃損傷を付与し, 損傷許容性の確認をおこなった。

スティフンドパネルのせん断座屈試験は, 座屈後設計法とパネル座屈後の耐荷能力評価のために実施した(Fig. 13)。供試体は1辺0.8mの曲面パネルで, 詳細構造と製造プロセスは飛行用胴体と同一とした。せん断荷重を負荷する額縁治具はパネルの曲率によって発生するねじれを防ぐ考慮をした。

FEMによる座屈荷重は試験結果とよい一致を示した。パネルの最終強度は最小で座屈荷重の4.5倍であり, 破壊モードはスキンの圧縮破壊であった。最終破壊に至るまでスキンとスティフナの明らかな剥離は観察されなかった。

乗降ドアサブコンポーネント試験(Fig. 14)の目的は3ライフ, 60000回の与圧疲労強度と気密性を実証することである。乗降ドアは鉄製圧力容器に取り付けられ, プロワにより繰り返し圧力を負荷した。上下のドアを結合するラグ金具を除き与圧疲労強度を実証した。ラグ金具は設計変更をおこない, エレメント供試体による追試験で疲労強度を実証した。

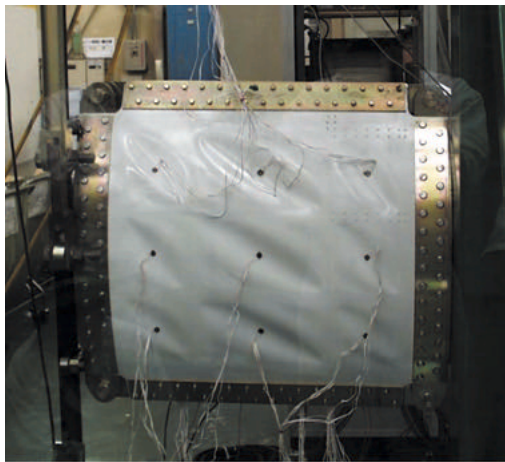


Fig. 13 Shear buckling test of stiffened panel



Fig. 14 Sub-component test of passenger door

#### 4.5. コンポーネント試験

コンポーネント試験の目的は実物大供試体による強度の実証であり, ビルディングブロックの頂点に位置する。製造設備, 試験設備と胴体の機能を考慮して, 以下のように3分割して製作した供試体を試験した。

- (1) ノーズコンポーネント(ノーズランディングギア取り付け部の強度実証)
- (2) キャビンコンポーネント(与圧キャビン部の飛行/与圧荷重に対する強度実証)
- (3) テールコンポーネント(尾翼取り付け部の強度実証)

各供試体の標定部には目視可能な衝撃損傷を付与した。また, 設備の制約から試験は室温標準条件で実施した。そのため, ホットウェット環境による供試体の強度低下は, 試験荷重に割増係数を乗じることで考慮した。

ノーズコンポーネントはフロントバルクヘッドにダミーのノーズランディングギアを取り付けたもので, 油圧アクチュエータで3種類の着陸荷重を負荷し, 取り付け部の強度を実証した。

キャビンコンポーネントは前後の圧力隔壁で区切られる全長5.8mの供試体で, 乗降ドア, 非常出口, ウィンドシールド, 窓を備える。キャビンコンポーネント試験の主要な目的は, ひずみ, 変位, 支持反力, スキンの座屈荷重を計測しFEM解析の精度を検証すること, 飛行/与圧荷重に対する静強度と3ライフの与圧疲労強度を実証することである。試験プロシーダは以下のとおりである。

- (1) 4種類の飛行荷重と与圧荷重の制限荷重試験
- (2) 複合材標定部に衝撃損傷付与後, 3ライフ60000回の常用運用荷重による与圧疲労試験
- (3) 終極荷重(制限荷重の1.5倍)試験と残留強度(最終強度)試験

5本の油圧アクチュエータで飛行荷重を, プロワで与圧荷重を負荷した(Fig. 15)。Fig. 16は制限荷重下での座屈の状況を示す。スキンのせん断座屈はFig. 17に示すように設計通り50%制限荷重で発生した。ひずみ計測の結果, FEMひずみ解析の誤差は10%以下であった。また, 複合材に与えた衝撃損傷は3ライフの繰り返し与圧荷重下で進展しないことを実証した。一方, ファスナや金属製ドア部品, アクリル製ウィンドシールドの一部にクラックが発生した。これらについては試験期間中に修理, 交換をおこなった。与圧疲労試験後, 終極荷重試験と残留強度試験をおこない, キャビンコンポーネント試験を完了した。

テールコンポーネントは全長2.6mの供試体で, アルミ製ダミー尾翼が取り付けられている。テールコンポーネント試験の主要な目的は, 尾翼結合部の静強度を実証することである。供試体の前縁は治具に固定され, 荷重は6本の油圧アクチュエータで尾翼荷重としてダミー尾翼に負荷される(Fig. 18)。まず, クリティカルな3荷重条件での制限荷重試験をおこなった。一部の荷重条件において, 尾翼取り付け

け部付近の内部構造に許容できない座屈が発生したため、積層板を接着し補強をおこなった。補強後、終極荷重試験と残留強度試験をおこない、テールコンポーネント試験を完了した。

なお、コンポーネント試験中に実施した改修や補強作業は、飛行用胴体の設計に反映した。



Fig. 15 Cabin component test



Fig. 16 Skin buckling at limit load

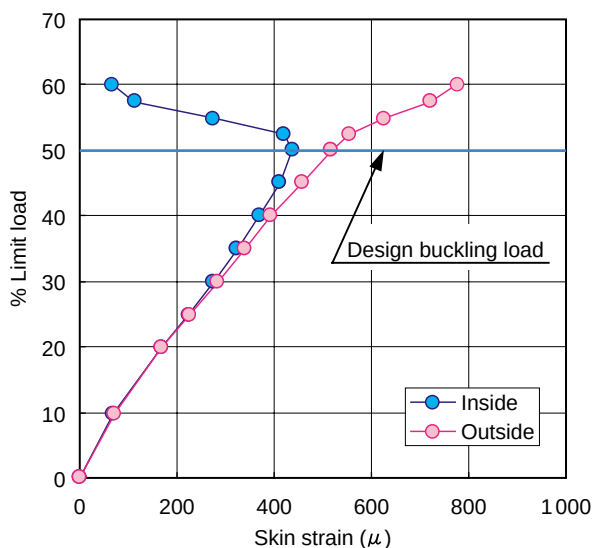


Fig. 17 Load vs. skin strain



Fig. 18 Tail component test

#### 4.6. ブルーフ試験

3分割したコンポーネントによる強度保証試験の結果が飛行用胴体で再現されることを確認するため、ブルーフ試験を実施した。飛行試験に使用する胴体に直接荷重を負荷するため、ブルーフ試験荷重は80%制限荷重に制限した。6種の荷重条件(与圧、上向き突風、上向き突風+与圧、ラダーマニューバ、ラダーマニューバ+与圧、2点着陸)を選定し、MTS Aero90構造試験システムの6本の油圧アクチュエータにより、これらを再現し負荷した(Fig. 19)。飛行用胴体はすべての荷重条件に耐荷した。

代表点のひずみ、変位、支持反力を計測し、これらをコンポーネント試験結果およびFEM解析結果と比較することで、試験の再現性と解析精度の妥当性を確認した。また、標定部の計測ひずみの外挿値が材料許容値以下であることを確認した。

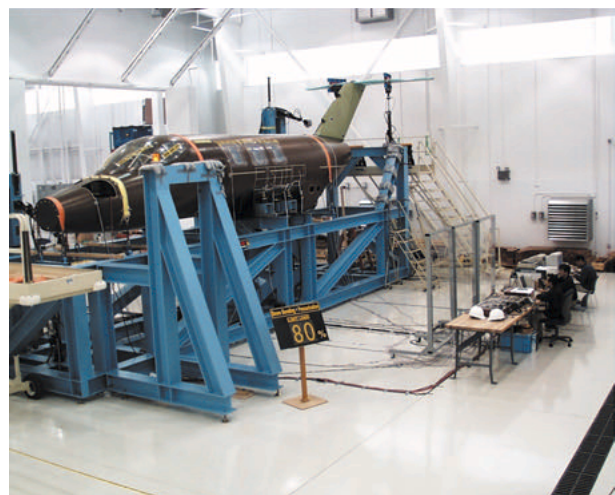


Fig. 19 Fuselage proof test

## 5. まとめ

スティフンドパネル構造とサンドイッチパネル構造を適切に配置し一体成形した，新しいコンセプトの全複合材胴体を開発し，初飛行を成功させた．成果を以下にまとめる．

- (1) 新しいコンセプトの構造様式と座屈許容設計により，従来のアルミ構造に対し，約20%の軽量化を達成した．
- (2) 新たに開発したプロセス技術により，部品成形や接着組み立てにおいて，製造コストを削減した．
- (3) 認定機と同様のビルディングブロックアプローチに基づき，強度解析とともにクーポンレベルからコンポーネントレベルまでの強度試験を実施した．さらに，飛行用胴体によるプルーフ試験までおこなうことにより胴体の強度を保証した．

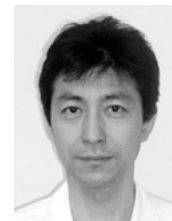
## 参考文献

- (1) Nakayama, H., Bennett, G.: Introduction of the MH-02 Experimental Aircraft a Joint Research Program of MSU and Honda, Proc. AIAA/FAA/MSU 3rd Joint Symposium on General Aviation Systems(1994)
- (2) Fujino, M.: Design and Development of the HondaJet, AIAA Paper 2003-2530(2003)
- (3) Matsui, N., Sato, K.: Research Work of the All-composite Fuselage Structure, SME Technical Paper TP04PUB157 (2004)
- (4) 佐藤恵一，川辺俊：曲面スティフンドパネルのせん断座屈特性試験，日本複合材料学会，第27回複合材料シンポジウム前刷集，p.165-166(2002)
- (5) Federal Aviation Administration, AC20-107A, Composite Aircraft Structure(1984)

### ■ 著 者 ■



松井 宣夫



佐藤 恵一

# デュアルボルテージインバータ発電機 EM7000is の開発

Development of EM7000is Dual-voltage Inverter Generator

中 村 政 史\*

Masashi NAKAMURA

新 川 康 浩\*

Yasuhiro SHINKAWA

笠 置 将 平\*

Shouhei KASAGI

浅 井 孝 一\*

Koichi ASAI

広 瀬 忠 文\*

Tadafumi HIROSE

上 村 健 二\*

Kenji KAMIMURA

## 要 旨

## ABSTRACT

Honda のインバータ発電機は、出力 3kVA が最大で 1 種類の電圧出力である。より大出力のインバータ発電機を商品化するには、2 種類の電圧、デュアルボルテージ出力にする必要がある。接続される機器が大型化し、大電流または高電圧が要求されるためである。そこで、新たにデュアルボルテージインバータを開発した。デュアルボルテージインバータは、2 台のインバータを並列または直列に接続することによって、2 種類の電圧を出力する。オルタネータには、ユニットの制御電源用のサブ巻き線を設けずメイン巻き線のみとし、制御電源は各ユニットに内蔵し、メイン出力から作り出すシステムとした。これにより、オルタネータの小型化、効率の向上を達成した。完成機には、発電機統合制御ユニットを搭載し集中制御することで、電装部品を 1/3 に削減すると共に、液晶モニターを採用して情報表示を可能とした。開発した発電機 EM7000is は、これまでのインバータ発電機と同様に電子ガバナを備え、シュラウド防音ダクト構造の採用と合わせて、低騒音、低燃費を実現した。

Honda's current inverter generators have a maximum power of 3kVA and single-voltage output. Dual-voltage output is essential when producing higher-power inverter generators, because the larger equipment connected to them requires either high current or high voltage. A new dual-voltage inverter has therefore been developed. The dual-voltage inverter produces two voltages by connecting two inverters in parallel or in series. Sub-winding for the inverter unit power supply has not been employed in the alternator. Only main winding has been used, and power supplies have been built into each unit, meaning that the system is composed of the output of the main winding. This has enabled the alternator to be reduced in size and increased in efficiency. The completed generator is fitted with an integrated control unit. The centralization of control functions has enabled 2/3 of the electronic components to be eliminated and a liquid crystal monitor to be employed to display information. Like Honda's previous inverter generators, the newly developed EM7000is employs an electric governor. In combination with its shroud sound isolation duct structure, this enables the unit to run quietly with high fuel efficiency.

## 1. まえがき

可搬型発電機は、レジャー、業務、家庭、非常用等、世界中で使用されている。近年では、コンピュータ等電気の質が要求される電子機器が使用されることも多い。また、小型、軽量で扱いやすいことも求められている。このようなお客様のニーズに答えるために、小型、軽量で、高品質な電気を出力し、負荷に応じてエンジン回転数を可変することができるインバータ式発電機 GENE21 シリーズを開発し<sup>(1)-(3)</sup>、非常に好評を得ている。

近年 IT 関連の電気使用割合が大きく増加し、大出力の

インバータ式発電機のニーズが高まってきている。GENE21 の出力は、3kVA が最大であり電圧もすべて 1 種類であったが、4kVA 以上の発電機の場合、接続される電気機器も大型になるため、大電流または高電圧が要求される。すなわち、2 種類の電圧、例えば 120V と 240V を出力するデュアルボルテージタイプにする必要がある。

従来式の円筒型発電機では、ステータ巻き線に 2 系統の出力巻き線を同相になるように配置するだけで、同相の 2 系統出力が得られる。2 系統出力を、直列接続すると高電圧の 240V を、並列接続すると大電流の 120V を出力することができる。直列の 240V 出力は、中性点間で 120V も同

\*朝霞東研究所

時に出力が可能である。このように、円筒型発電機では容易にデュアルボルテージ化することができる。

本技術紹介は、インバータをデュアルボルテージ化するための課題、新たに開発した技術について記述すると共に、従来式の円筒型発電機よりも小型化、騒音の低減を目指したデュアルボルテージインバータ発電機 EM7000is(北米呼称、以降その他の発電機も同じ)の開発についてその技術内容を紹介する。

## 2. 技術課題、目標

### 2.1. インバータ

2種類の電圧を出力する方式を検討した。例えば、出力5kVAで120Vと240Vの2種類の電圧出力とする。

まず、120V、または240V、1種類の電圧だけを出力するインバータを検討した。出力は5kVAとし、構成する部品、主にパワー素子は、120V出力時は42A(5kVA/120V)に、耐圧は120Vで設計する。また、240V出力時は21A(5kVA/240V)に、耐圧は240Vで設計する。120Vの2倍の耐圧が必要だが電流は半分ですむ。

次に、1台のインバータユニットで120Vと240Vの2種類の電圧を出力する方式を検討した。出力は5kVAとした。

まず(a)として、電圧の切り換えを内部制御によって切り換える方式を検討した。電流は大きい方の42A(5kVA/120V)に、耐圧は高い方の240Vに合わせて設計しなくてはならない。そのため、1種類だけの電圧出力の場合と比較すると、同じ5kVAでも電流容量2倍、耐圧2倍の大きさのパワー素子が必要となり選定が困難である。

また、(b)として、2.5kVAのインバータを2台用いて、直列と並列とに切り換え2種類の電圧を出力することを検討した。この場合、電流は21A(2.5kVA/120V)耐圧は120Vで、パワー素子は(a)の半分の大きさとなり、小さく設計でき、安くもなる。

まとめると、Table 1 のようになり、本仕様では(b)を採用した。ただし、2台のインバータユニットの同期を正確に合わせる必要がある。そのためにインバータ間に専用の通信回線を設定し、常時互いに信号をやりとりして正確な同期を保つ構造とした。詳細を3.2.節にて後述する。

### 2.2. オルタネータ

オルタネータも同様に検討した。

Table 1(a)用のオルタネータは、大電流と大電圧が同時に要求されることになり、太い巻き線を相当数巻く必要があることから大型化してしまい、巻き線も困難となる。

一方、Table 1(b)用のオルタネータは、2系統分離する必要はあるが、(a)と比較して小さくすることができる。本仕様ではインバータと合わせて(b)を採用した。オルタネータの詳細は4.1.節にて後述する。

Table 1 Comparison of dual-voltage inverter type

| Devices       | (a)      | (b)            |
|---------------|----------|----------------|
| Specification | 42A 240V | (21A 120V) × 2 |
| Volume        | 2        | 1              |
| Cost          | High     | Low            |
| Adoption      | —        | ○              |

### 2.3. 発電機統合制御

従来式の円筒型発電機は、点火ユニット、スタータ二度かみ防止タイマユニット、オートスロットルユニット、バッテリー充電ユニット、リモコンインタフェース+フューエルカットソレノイド駆動ユニット、オイルアラートユニット等、多数のユニットで構成されている。また、オートチョークは機械式が採用されている。さらに運転時間積算計の装備も新たに要求され、この構成では高額のユニットを後付けざるを得ない。

そこで、この構成を整理統合しすべて電子制御化することで、部品点数の削減とお客様が使いやすい発電機を目標とした。システム比較をTable 2に示す。このユニットをGenerator Control Unit(GCU)と呼ぶ。一つのユニットとすることで、部品点数1/3化を達成し、あわせて始動性向上のため電子制御チョーク、アワーマータ等の情報表示(i-モニタ)の機能を、新たに加えることもできた。GCUの機能詳細は6.章にて後述する。

Table 2 Comparison of generator control systems

| Function                                      | Conventional system                | New system |                  |
|-----------------------------------------------|------------------------------------|------------|------------------|
| Ignition system                               | Ignition unit + Ignition coil      | GCU        | + Ignition coil  |
| Automatic choke                               | Diaphragm vacuum pump              |            | + Stepping motor |
| Battery charge                                | Charge unit                        |            | —                |
| Remote control                                | Interface                          |            |                  |
| Prevention of double contact of starter motor | Timer unit                         |            |                  |
| Oil alert                                     | Oil alert unit                     |            |                  |
| Operating hours display                       | Total operating hours meter        |            |                  |
| Fuel cut system                               | Power supply + Fuel cut solenoid   | Inverter   | + Inverter       |
| Automatic throttle                            | Automatic throttle unit + solenoid |            |                  |
| Number of parts                               | 12                                 | 4          |                  |

Except for wire harness and mechanical links

### 2.4. 制御電源

2台のインバータとGCU、計3台のユニットに制御用の電源を供給する手法を検討した。

まず検討したのは、従来のGENE21シリーズの発電機と

同様のサブ巻き線方式である。この方式は、オルタネータ内にインバータの制御電源用の専用巻き線を1ティース設けるが、大型のオルタネータでの適用は、効率が非常に悪くなるため断念した。

次に検討したのはトランス方式である。メイン巻き線を1次側とし、2次側にインバータの制御電源2系統と、GCUの制御電源という構成である。この方式だと効率はいいが、入力される周波数が低周波のため、トランスの大きさがあまり小さくならず、また、完成機で搭載する場所の確保も困難なことからこれも断念した。

次に検討したのは、インバータとGCU各ユニットが、メイン巻き線から自前で制御電源を作る方式である。本仕様ではこの方式を採用した。各方式の比較を Table 3 にまとめる。

インバータの制御電源は、正負両電源の2系統の他に、FETのドライバ電源も独立した3系統が必要(Hブリッジ構造で下アームは共通)なため、まとめて5系統構成の

Table 3 Comparison of power supply for inverter and GCU

|            | Sub-winding                   | Transformer                   | Built-in to each unit                |
|------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|
| Efficiency | 750W loss                     | 30W loss                      | 30W loss                             |
| Volume     | Increase volume of alternator | Another space for transformer | A little another space for each unit |
| Cost       | High                          | Middle                        | Low                                  |
| Adoption   | —                             | —                             | ○                                    |

Ringing Choke Converter(RCC)電源構造とした。この電源構成を Fig. 1 に示す。この電源構成は、2台のインバータユニット共に有する。これにより、シンプルな回路構成となった。

同様にGCUも、メイン巻き線から制御電源を構成した。発電機ではバッテリーを外した完全なバッテリーレス状態で使われることも多く、リコイル始動時の点火、制御電源確保が大きな課題となった。すなわち、インバータよりも低回転から電源を確保しなくてはならなかった。GCUの電源の詳細については、6.2. 節で後述する。

## 2.5. パッケージング

完成機の目標は、従来式の円筒型発電機に対して、30%の小型化と実負荷領域で7dB(A)/7mの騒音の低減とした。小型化と、騒音の低減は相反する。冷却性能と騒音低減の両立を見極めなくてはならない。

騒音の低減手段として、完成機全体を外板で覆うという防音箱の手法がある。この構造だと、外板を構成するため、パイプフレーム構造(従来式発電機の構造)に対して、10%の体積アップとなってしまい、目標の30%小型化は難しい。

そこで本完成機では、エンジンをフルカバーするシュラウド防音ダクト構造を採用した。シュラウド防音ダクト構造を Fig. 2 に示す。

この構造の採用により、従来式の円筒型発電機に対して、30%の小型化と実負荷領域で7dB(A)/7mの騒音の低減を達成した。構造の詳細は5. 章にて後述する。

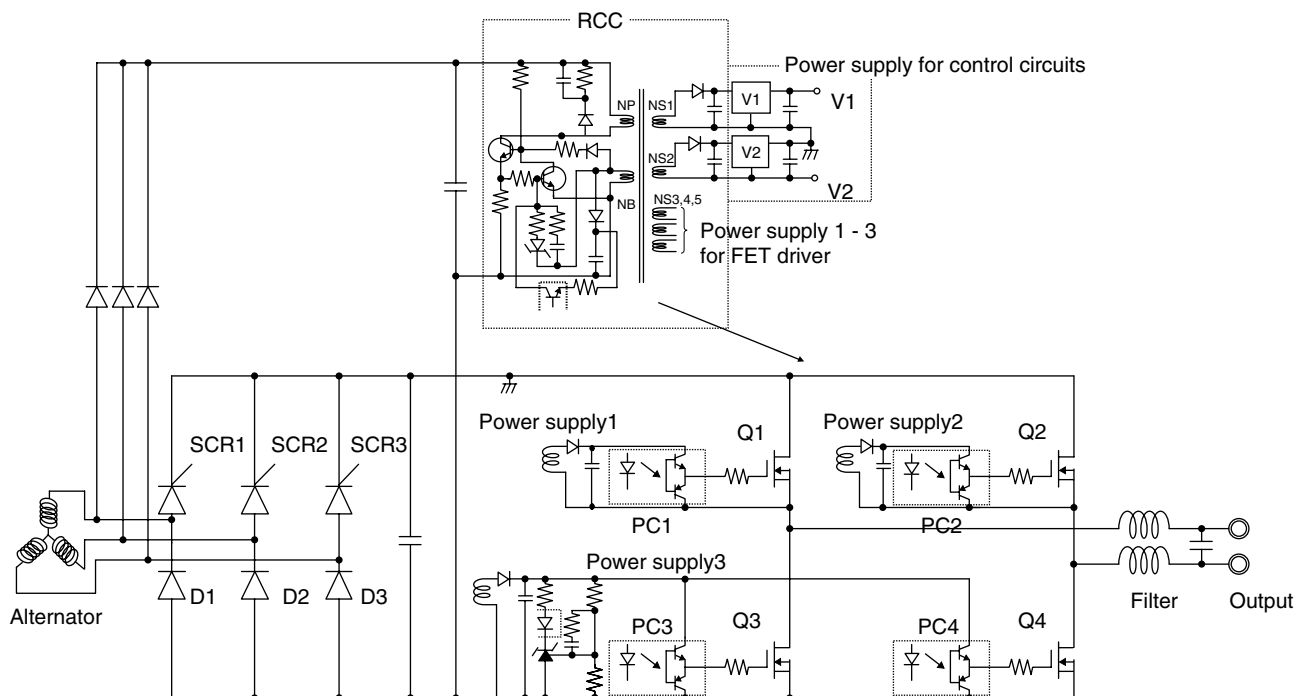


Fig. 1 Power supply system

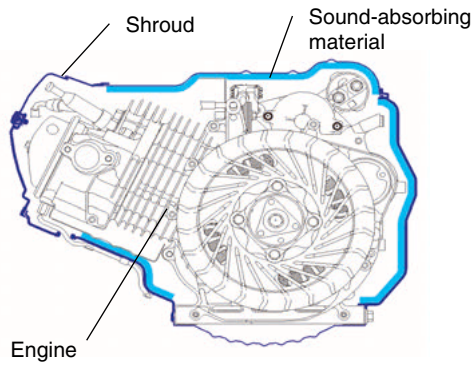


Fig. 2 Shroud sound isolation duct structure

### 3. デュアルボルテージインバータ

#### 3.1. 構成

デュアルボルテージインバータの構成を Fig. 3 に示す。前述のように2台のインバータで構成され、それぞれマスタとスレーブと呼ぶ。二つの出力を並列接続すると、120V大電流出力に、直列接続すると、240V単相三線出力へとなる。直並列の切り換えはトグルスイッチでおこなう。この接続で2種類の電圧を出力するデュアルボルテージインバータを構成する。二つのインバータの位相を完全に一致させ、同期をとる必要がある。

#### 3.2. 同期の取り方

二つのインバータ間に、互いに絶縁された専用の通信ラインを用い同期を保つ。具体的には、Fig. 4に示す制御をおこなう。

マスタ、スレーブそれぞれ、自身が出力している正弦波を方形波へ変換し、相手へ送信する。相手から受信した方形

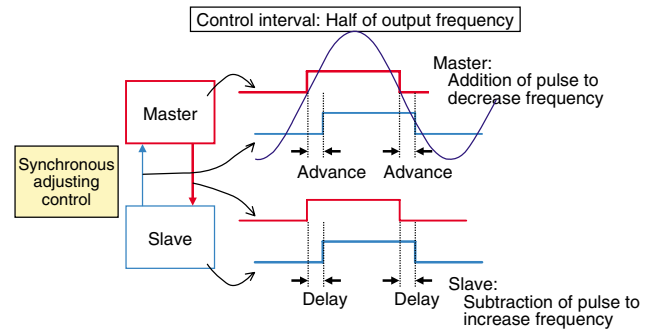


Fig. 4 Synchronous system of inverters

波と、送信した自身の方形波を比較する。自身が相手よりも進んでいると判断した場合は、パルスを加算して出力している正弦波の周期を遅く、逆に、自身が相手よりも遅れていると判断した場合は、パルスを減算して出力している正弦波の周期を早くする。

これをマスタ、スレーブ両者が、出力周波数の半周期ごとに位相を合わすことによって同期を保つ。通信ラインは互いに絶縁されているので、直列、並列接続どちらでも制御は問題なく同期を保てる。

#### 3.3. 残留高調波の削減

出力段の制御システムは、GENE21 シリーズと同様に、Pulse Width Modulation(PWM)を採用している。しかし、出力には搬送波、すなわち高調波が残り、フィルタだけでは完全に取り去ることは難しい。

デュアルボルテージインバータでは、Fig. 5のように接続する。スレーブの波形をマスタと180度ずらして出力し、接続するときに同位相になるようにした。これにより高調波分が逆相で接続され、残留高調波を大幅に減らすこ

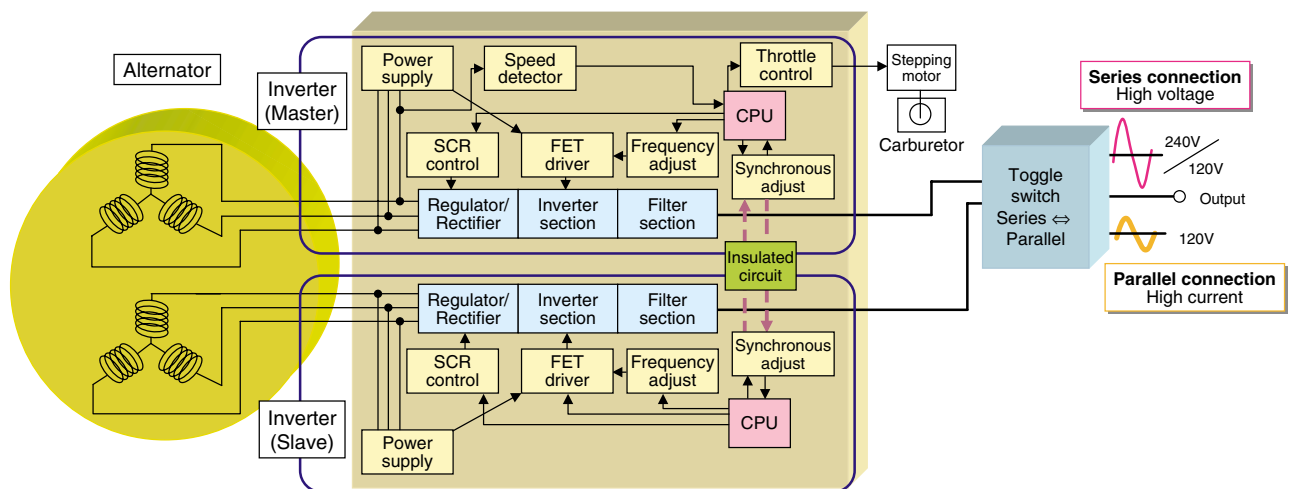


Fig. 3 Structure of dual voltage inverter system

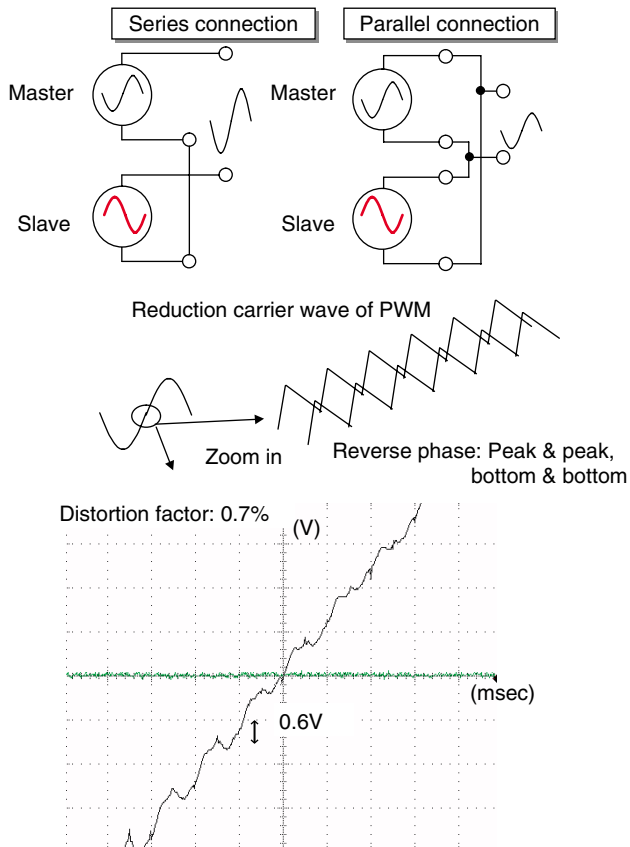


Fig. 5 Reverse connection method of master and slave

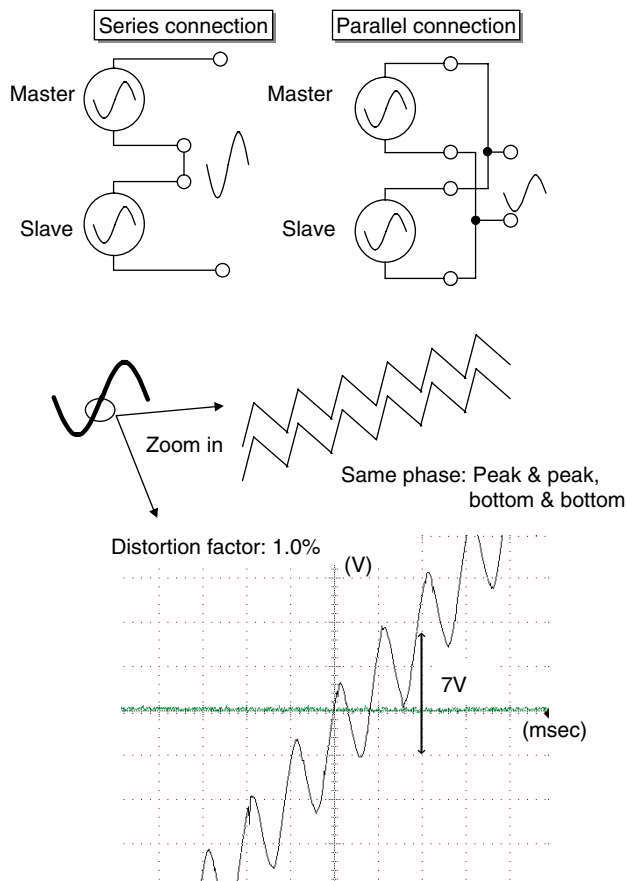


Fig. 6 General connection method of master and slave

とができる。同位相出力とした場合を Fig. 6 に示す。これと比較すると、残留高調波で、約6V減少していることがわかる。

## 4. オルタネータ

### 4.1. 構造

EM7000is のデュアルボルテージ用オルタネータは、小型、高出力、高効率を目指し、新規に開発した。構造は、従来の GENE21 シリーズと同様の、アウトロータ式高速多極オルタネータである。Fig. 7 に示すように独立した三相巻き線が2系統で構成される。ステータは30ティースあり、マスタ用、スレーブ用それぞれ15ティースずつを使用する。前述のように従来の多極オルタネータでは存在したインバータユニット制御電源用のサブ巻き線は無い。すなわち、全ティースがメイン出力巻き線である。

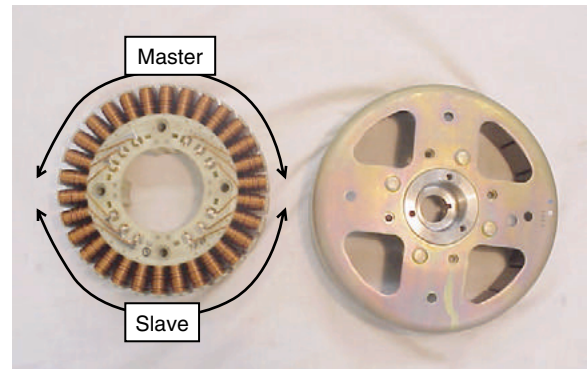


Fig. 7 Alternator for EM7000is

### 4.2. 従来の多極オルタネータとの比較

全ティースがメイン出力のため、出力に対するサイズでは従来の多極オルタネータと比較して、非常に小型化を達成できた。EU1000i と比較して、約 34% の小型化、また、1 ティース当たりの出力は約 5.2 倍となる。これを、Fig. 8 に示す。

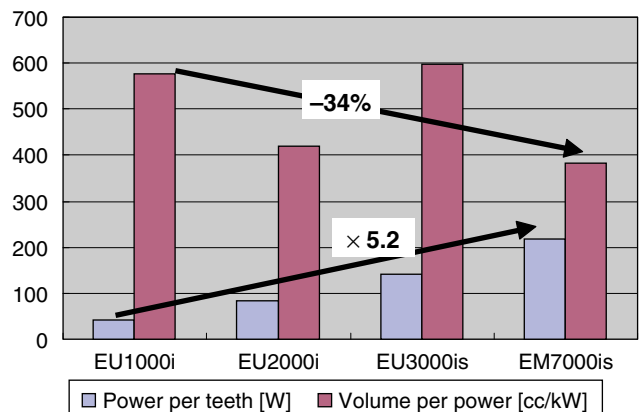


Fig. 8 Comparison of EM7000is with GENE21

## 5. パッケージング

EM7000isの完成機構造として、騒音低減を図りながら、軽量化、小型化及び冷却性能を成立させるため、部品配置の最適化とエンジンをフルカバーするシュラウド防音ダクト構造を採用した(Fig. 2)。

### 5.1. 冷却性

Fig. 9に示すように、発熱の少ないインバータユニットから順に、オルタネータ、エンジン、マフラーを一例に配置した。冷却風の流れを一方向にし、発熱の少ない部品から順に冷却風を流すことにより冷却効率を向上させた。これにより、従来式の円筒型発電機ではエンジン冷却用とオルタネータ冷却用の二つのファンを持っていたが、これを一つのファンに集約でき、軽量化、小型化を図った。一方、シュラウドで覆われているイグニッションコイル、セルフスタータモータの電装部品の雰囲気温度が上昇しないように、エンジンを冷却した熱風と電装部品とを隔離する構造にした。

Fig. 10, Fig. 11に示すように、電装部品とエンジンシリンダとの間をアップブラケットで仕切り、ホットゾーンとクールゾーンに分離することで、エンジン冷却風による電装部品の温度上昇を防止した。

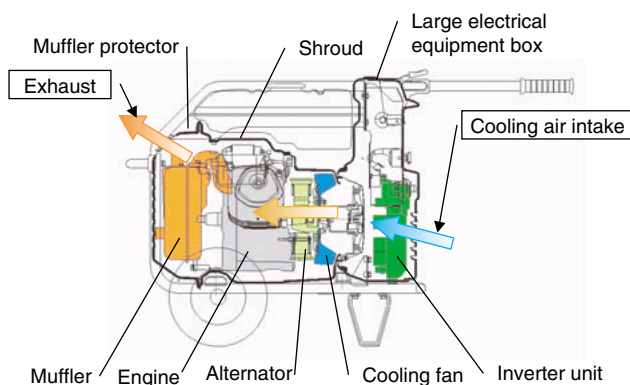


Fig. 9 Structure of complete generator

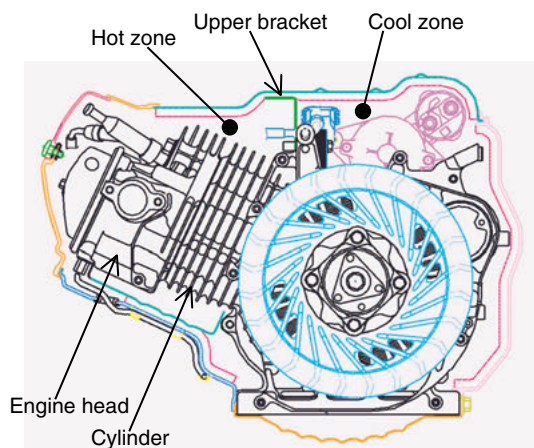


Fig. 10 Front view of engine

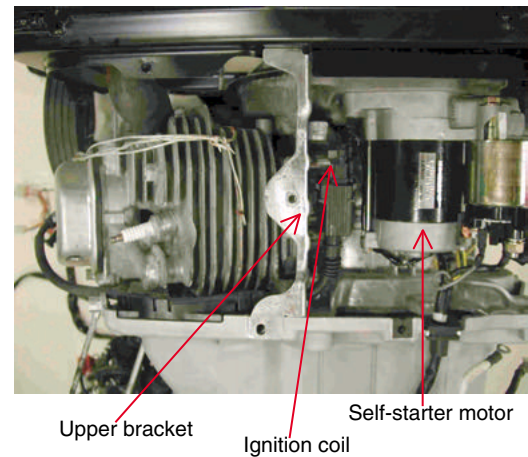


Fig. 11 Upper view of engine

### 5.2. 騒音と燃費の低減

Fig. 9 に示した冷却構造は、相反する完成機騒音の低減をも同時に図り構成した。インバータ、コントロールパネル等を内蔵した大型電装ボックスを、エンジン冷却風、エアクリーナの大型吸気チャンバとして設定した。これによりファン騒音、エアクリーナ吸気音の低減を図った。排風部には、ロングテール大型マフラーを内蔵した大型排風チャンバーをマフラプロテクタとして形成した。さらに吸音材を貼り付けた防音シュラウドでエンジン全体を覆い(Fig. 2), エンジンメカノイズの低減を図った。

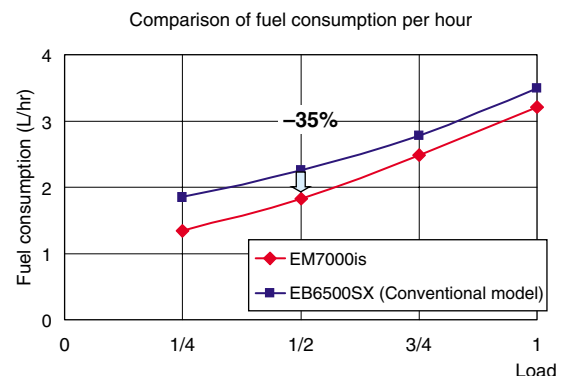


Fig. 12 Fuel consumption

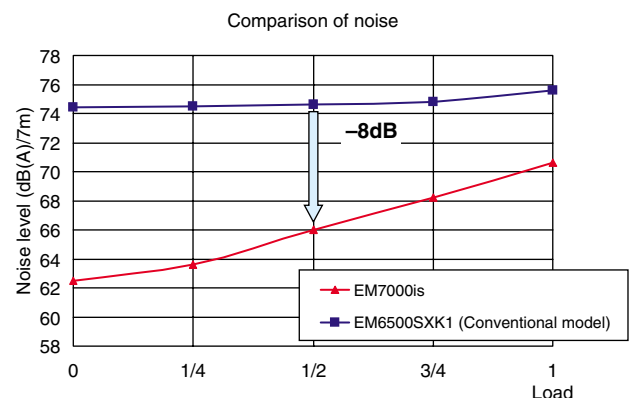


Fig. 13 Noise level

また、電子ガバナの搭載により実用負荷域でエンジン回転数を下げ、燃費低減と合わせて騒音低減を図ることができた。従来式の円筒型発電機に対して、実用負荷領域において、燃費は約-35%，騒音は-8dB(A)の低減となっている。燃費への効果を Fig. 12 に、騒音への効果を Fig. 13 に示す。但し、騒音への効果には完成機カバーの効果を含む。

### 5.3. 小型軽量化

フレーム構造として、U字一体型パイプフレームを採用し、フレームの開放された前面に樹脂製大型電装ボックスを設定した。これを Fig. 14 に示す。

従来機種ではフレームの外側に搭載されていた大型バッ

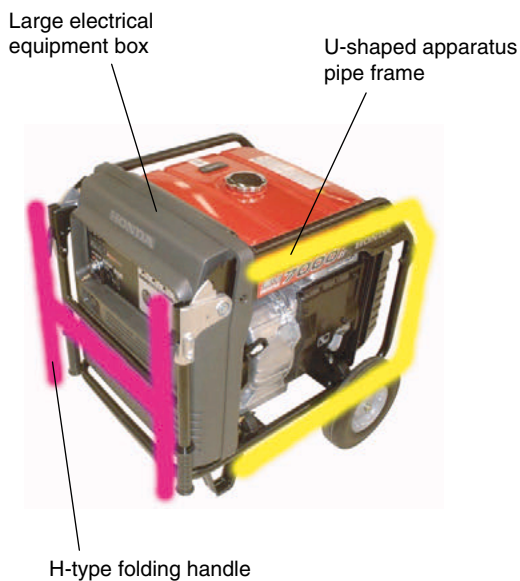


Fig. 14 Structure of a frame

テリの代わりに、制御弁式小型MFバッテリー(YTZ14S)を採用し、大型電装ボックスに内蔵した。

前述のファンの集約とあわせて、完成機の体積を従来機に対し約33%コンパクト化(ハンドル折りたたみ時)、重量を約20%軽量化できた。

## 6. 発電機統合制御システム

EM7000isは完成機を統合的に制御するシステム Generator Control Unit(GCU)を採用した。これにより、電装部品の1/3化を達成し、また扱いやすい発電機となった。

### 6.1. システム構成

全体システム構成を Fig. 15 に示す。主に以下の制御をおこなっている。

- 1) 点火時期制御
- 2) チョーク制御
- 3) スタータ制御
- 4) i-モニタと自己診断
- 5) インバータ通信、監視
- 6) 停止時アフタバーン低減制御
- 7) リモコンインタフェース

### 6.2. 制御電源

前述のように、制御電源用のサブ巻き線を設けず、ユニットに内蔵した。

メイン出力電圧は高電圧を維持する必要があるため、通常用いられている短絡タイプのサイリスタレギュレータは使えない。また、この種のパイプフレーム型発電機は、バッ

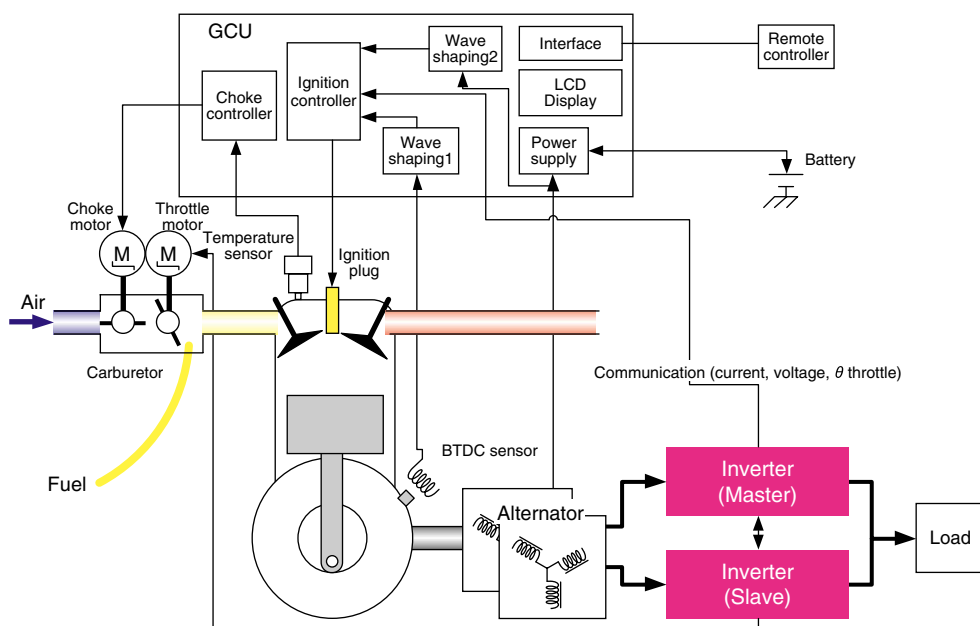


Fig. 15 Structure of GCU

テリを外した完全なバッテリーレス状態で使われることも多く、リコイル始動時のフルトランジスタ点火、制御電源確保が大きな課題となった。

そこで、Fig. 16に示した電源を開発し内蔵した。この電源の仕様を Table 4 に示す。

この電源の始動時の入出力特性をFig. 17に示す。125rpmで両出力とも立ち上がり、システムが起動しているが、このままでは始動の反動の影響が大きいため、180rpm未満は、点火を停止している。5Vは、15Vを三端子レギュレータで降圧して得ている。15V系は200rpm、17V系は250rpm程度まで、昇圧動作となっている。

Table 4 Specification of power supply

|                  |                   |
|------------------|-------------------|
| Input voltage    | DC 10 - 400V      |
| Output voltage 1 | DC 15V $\pm$ 0.5V |
| Output current 1 | MAX 2A            |
| Output voltage 2 | DC 17V $\pm$ 1V   |
| Output current 2 | MAX 0.8A          |

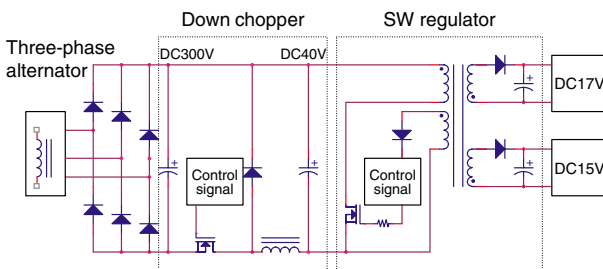


Fig. 16 Schematic diagram of power supply

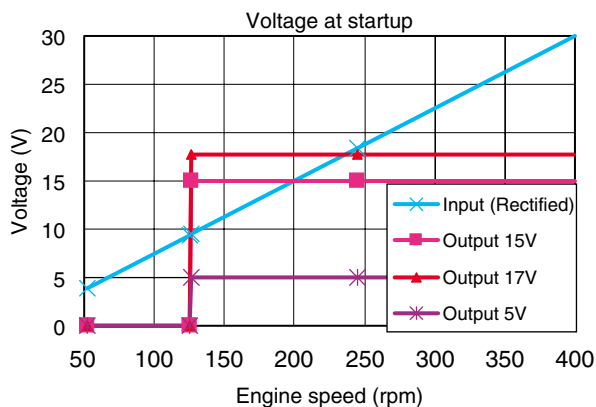


Fig. 17 Voltage at startup

### 6.3. 点火システム

汎用製品は、バッテリーレスで使われることが多いため、点火方式は電力消費の少ないトランジスタマグネットもしくはCDIが一般的であるが、本機では、リコイル始動時の制御電源容量の確保に目途が立ったため、シンプルなフルトランジスタ点火方式を採用した。フルトランジスタ点火方式は、通電時間制御が必要なため、TDC センサの他に、クラ

ンク角センサが必要となるが、本システムでは、オルタネータの波形を整形して得られる、10パルス／回転のパルスをクランク角センサの代わりに用いることにより、クランク角センサを省略している。これらのタイミングをFig. 18に示す。

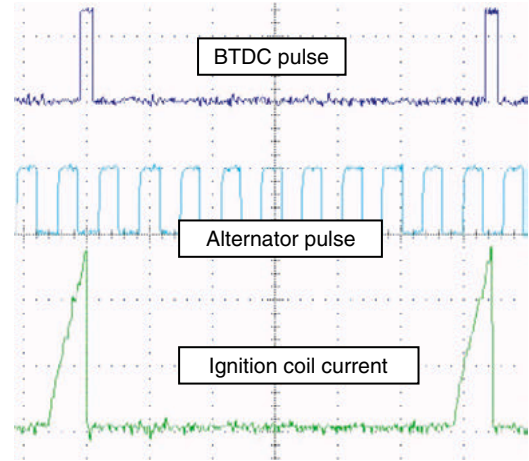


Fig. 18 Timing chart of ignition

### 6.4. チョーク制御

本機のキャブレタをFig. 19に示す。左側がガバナ用、右側がチョーク開度制御用のステッピングモータで、同一仕様のモータである。エンジンの暖機状態検出には、燃料噴射式水冷エンジンの場合は冷却水温度が用いられており、空冷エンジンの場合は、エンジンオイルの油温を用いた例が二輪車で報告されている<sup>(4)</sup>。いずれも、エンジン温度を常時検出していて、その時の温度に応じた燃調となるように噴射時間制御をおこなっている。本機のエンジンは空冷式であるが、二輪車の例のように、ヘッドを回るオイル経路を持たず、クランクケース内のみの潤滑のため、油温ではエンジン温度を代表出来なかった。そこで、ヘッドに取り付けられたサーミスタにより、ヘッドの温度を直接検出することとした。

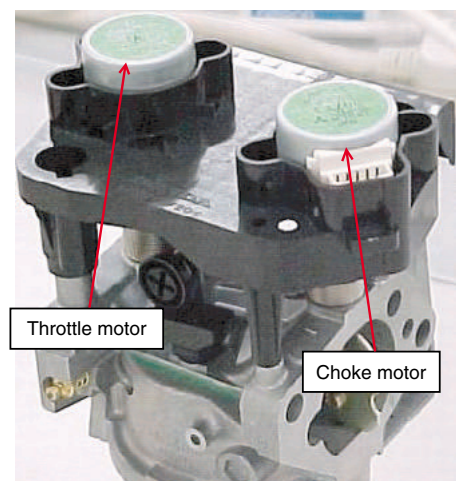


Fig. 19 Carburetor

### 6.5. i-モニタ

Fig. 20 に GCU を示す。液晶表示部は、表示窓右のボタンを押すことにより、Table 5 の表示内容を番号順に繰り返して表示する。これを i-モニタと呼んでいる。デフォルトは、アワーメータ表示であり、1 時間単位であるが、内部の積算は 1 分単位でおこなっており、積算誤差が小さくなるようにしている。

システムにエラーが発生した時は、Fig. 20 に示すように、赤色 LED が点滅し、エラーコードを液晶に表示する。表示の例では、エンジン温度センサの異常を示している。また、マスタ、スレーブ 2 台のインバータとは、常時通信しており、インバータ側にエラーが発生した時は、直ちにエンジン停止等のフェールセーフアクションに入る。

Table 5 i-Monitor display

|   | Mode                  | Unit          |
|---|-----------------------|---------------|
| 1 | Total operating hours | hour (1 hour) |
| 2 | Power output          | VA (50VA)     |
| 3 | Engine speed          | rpm (10rpm)   |
| 4 | Battery voltage       | V (0.1V)      |



Fig. 20 GCU

### 6.6. アフタバーン低減制御

マフラ内が高温の時に、エンジンスイッチ OFF で、直ちに点火を停止すると、エンジン回転停止後生ガスがマフラ内で一気に燃焼するアフタバーンが発生することがある。従来機種では、キャブレタ下部に燃料カットのためのソレノイドバルブを設け、点火停止と同時に、燃料をカットしてアフタバーンを防止している。本機では、マフラの冷却性能を向上させるとともに、Fig. 21 に示すように、エンジンスイッチ OFF 後、エンジン回転数が所定回転以下になるまでの間は、点火を継続し、所定回転以下になってから点火を停止することにより、生ガスのマフラへの吹き抜けを減少させて、アフタバーンを低減させている。

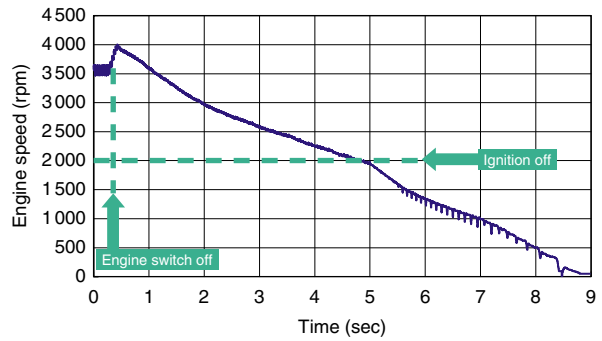


Fig. 21 Engine-stop control and engine speed

## 7. 完成機

これまでに紹介した技術を搭載した発電機、EM7000is を Fig. 22 に、仕様諸元比較を Table 6 に示す。

Table 6 Specification of EM7000is

|            |                                   | EM7000is                                |
|------------|-----------------------------------|-----------------------------------------|
| Engine     | Displacement (cm <sup>3</sup> )   | 389                                     |
|            | Speed (rpm)                       | * 2400 - 3600<br>☆ 3300 - 3600          |
|            | Operating noise level (dB(A)at7m) | 69                                      |
| Generator  | Type                              | Multi-pole field rotary                 |
|            | Excitation method                 | Magneto                                 |
|            | Voltage regulation method         | ※ PWM                                   |
|            | AC voltage (V)                    | 120/240                                 |
|            | AC frequency (Hz)                 | 60                                      |
|            | Max. AC output                    | 6500                                    |
|            | Rated AC output                   | 5500                                    |
|            | Voltage variation rate            | Momentary 10% max.<br>Stability 6% max. |
|            | Frequency variation rate          | Momentary 1% max.<br>Stability 1% max.  |
|            | Waveform distortion               | 5% max.                                 |
| Dimensions | Generating efficiency             | 85%                                     |
|            | Dimensions L × W × H (mm)         | 1155 × 670 × 710                        |
|            | Dry weight (kg)                   | 95                                      |

\* : Eco SW ON ※ PWM = Pulse width modulation

☆ : Eco SW OFF



Fig. 22 EM7000is

## 8. まとめ

GENE21 シリーズよりも大出力の、デュアルボルテージインバータ発電機 EM7000is を開発した。

- (1) インバータを2台使い、直列または並列に接続することで、2種類の電圧を出力する方式を採用した。また、その間の同期を正確に合わせる制御システムを開発した。
- (2) 制御電源を各ユニットに内蔵する構成としたことで、大出力ながら、小型、高効率のオルタネータを実現した。
- (3) 本完成機では、エンジンをフルカバーするシュラウド防音ダクト構造を採用することにより、従来式の円筒型発電機に対して、30%の小型化と実負荷領域で8dB(A)/7m の騒音低減を達成した。
- (4) GCU の採用によって、従来式の円筒型発電機に対して、電装部品が1/3となり、さらに情報表示と自己診断機能を可能とした。

## 参考文献

- (1) 田中良男, 河内敏文, 伊藤慶太, 中村政史: 軽量, コンパクトな「GENE21 シリーズ」ポータブル発電機の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.15-22
- (2) 河内敏文, 清水元寿, 広瀬忠史, 杉本幸男: 軽量, コンパクトな正弦波インバータ発電機「EU16i」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.35-42
- (3) 藤井茂, 清水元寿, 中村政史: 正弦波インバータ発電システムの構築, HONDA R&D Technical Review, Vol.8, p.59-66
- (4) 玉木健二, 國府志郎, 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

## ■ 著 者 ■



中村 政 史



笠置 将 平



広瀬 忠 文



新川 康 浩



浅井 孝 一



上村 健 二

# 低燃費と動力性能を両立させたブラジル向け 小型二輪車用 4 ストロークエンジンの開発

Development of 4-stroke Engine for Small Motorcycle with Low Fuel Consumption  
and High Performance for Brazil

俵 田 雄 一\*  
Yuichi TAWARADA  
矢 部 裕 之\*  
Hiroyuki YABE

神 戸 敬 司\*  
Takashi KANBE  
横 山 英 巳\*  
Hidemi YOKOYAMA

安 田 幸 広\*  
Yukihiro YASUDA

## 要 旨

## ABSTRACT

低燃費と動力性能を両立させたブラジル市場向け小型二輪車用 4 ストローク 150cm<sup>3</sup>エンジンを開発した。燃費向上手法として、タンブルポートの採用で急速燃焼化とリーンタフネス向上を図った。加えて、エンジンしゅう動部のフリクションを低減するために、薄肉のオイルリングとローラフォロア構造のロッカアームを採用した。また、中低速のエンジン出力向上による減速比の変更で、同一車速での燃料消費を低減した。結果として、排気量を 150cm<sup>3</sup>と拡大したにも関わらず、燃費は 125cm<sup>3</sup>の前モデルに対して ECE-40 モードで 18% 向上した。また、低燃費化しながらも排気量あたりの出力を同等に保ち、最大出力は 18% 向上した。ねらいの中速回転域においては 37% の出力向上を達成した。同時に、二次空気導入システム等のデバイスを採用せずに EURO-2 レベルのエミッション性能の実現や、1 次バルブの採用による低振動化もおこなった。

A 4-stroke, 150 cm<sup>3</sup> engine that satisfied both of low fuel consumption and drivability was developed for Brazilian market. For decreasing the fuel consumption, quick burnning was attempted by employing a tumble-port, and leaner air-fuel ratio than the former model was enabled. In order to decrease the engine friction, a thin oil ring and a cam follower with a roller bearing was employed. Engine output at low and middle engine speed was enhanced and high gear ratio was enabled. This reduced the fuel consumption at the same vehicle speed. As a result, compared to the former 125 cm<sup>3</sup> models, the fuel economy at ECE-40 mode was enhanced by 18% despite increased displacement to 150 cm<sup>3</sup>, and the maximum output was increased by 18%. Engine output at low and middle engine speed was enhanced by 37%. Emission level of EURO-2 was attained without any devices such as secondary air induction. In addition, vibration was decreased with a primary balancer.

## 1. まえがき

近年の小型二輪車用エンジンにとって、経済性向上や地球環境問題に対応する CO<sub>2</sub>削減のため、燃費向上が重要な課題となっている。4 ストロークエンジンが主流のブラジル市場においても、さらなる燃費の向上が強く求められている。一方で高速道路などのインフラ整備が進み、より快適に移動するための動力性能向上も期待されている。

今回、ブラジルで長い間ヒットしている従来モデルのコンセプトは継承しつつ、クラストップの燃費と動力性能に、

低エミッション、低振動などを特徴とする、ブラジル向け空冷 4 ストローク 150cm<sup>3</sup> の新エンジンを開発した。本稿では、そのエンジン技術について紹介する。

## 2. 開発のねらい

全世界的な省エネルギー化・環境保護の観点と、ブラジルにおける商品性のニーズから、開発目標を次の通り定めた。

(1) 低燃費化：前モデルや他社モデルに対し、ユーザが明らかに差を感じる得る低燃費

\*朝霞研究所

- (2)動力性能向上：中速回転域重視の扱いやすい特性と高速道路での巡航性能向上
- (3)環境保護：EURO-1 規制対象であるが、EURO-2 規制値レベルのエミッション性能の実現  
(EURO-1規制値CO/HC/NO<sub>x</sub>=13/3/0.3 g/km, EURO-2 規制値 CO/HC/NO<sub>x</sub>=5.5/1.2/0.3g/km)
- (4)振動低減：1次バランサ装着による振動低減で快適な高速クルージングを実現

### 3. エンジンの概要と主要諸元

Fig. 1 に今回開発したエンジンのカットモデルを、Table 1 に主要諸元を示す。本エンジンは、シリンダ前傾角 15° の OHC 2バルブ空冷単気筒 4 ストロークエンジンであり、ブラジルで一般的なエタノール混合のガソリン燃料の使用を前提として開発した。以下に前モデルからの主な変化点を示す。

- (1)排気量は前モデルの 124.1cm<sup>3</sup> から 149.2cm<sup>3</sup> とした。
- (2)ボア×ストロークを、56.5×49.5(S/B=0.88)から 57.3×57.8(S/B=1.01)とロングストローク化した。
- (3)バルブ駆動方式は、プッシュロッドを使った OHV 方式からチェーン駆動の OHC 方式とした。
- (4)バルブ挟み角を 55° から 49° に狭角化した。



Fig. 1 Cutaway model of developed engine

- (5)吸気バルブ径は 30mm のままとし、排気バルブ径を 25mm から 26mm に拡大した。
- (6)ピストン裏オイルジェットを追加した。
- (7)1次バランサを装着した。

### 4. エンジン出力と燃費・エミッション向上技術

#### 4.1. エンジン出力

Fig. 2 にエンジン性能曲線を示す。前モデルに対し排気量あたりの出力は同等とし、最大出力で 18% の向上を達成した。ねらいである中速回転域での出力は 37% の向上を達成した。トルクは低回転域から全域で前モデルに対して高い値を得ることができ、最大トルクは 24% 向上した。

#### 4.2. タンブルポート

燃費向上のための急速燃焼化とリーンタフネス向上を実現するために筒内の混合気流動強化<sup>(1)</sup>をおこなうと、一般的にポートの定常流性能は低下する。しかし、燃費と動力性能の両立を達成するためには、混合気流動を発生させなが

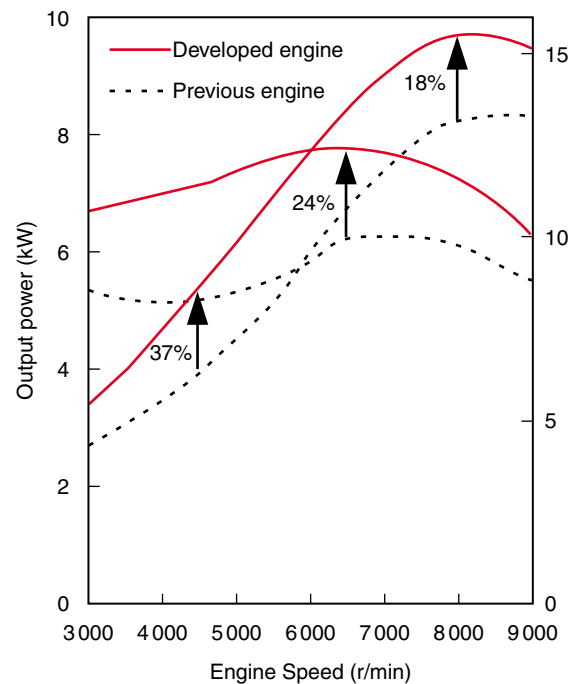


Fig. 2 Output engine performance

Table 1 Major specifications of engines

| Items                           | Developed engine          | Previous engine           |
|---------------------------------|---------------------------|---------------------------|
| Engine type                     | 4-stroke, single-cylinder | 4-stroke, single-cylinder |
| Displacement (cm <sup>3</sup> ) | 149.2                     | 124.1                     |
| Bore × Stroke (mm)              | 57.3 × 57.8               | 56.5 × 49.5               |
| Compression ratio               | 9.5                       | 9.2                       |
| Valve train                     | SOHC 2-valves             | SOHC 2-valves             |
| Valve diameter (mm)             | IN 30, EX 26              | IN 30, EX 25              |
| Included valve angle (deg)      | 49                        | 55                        |
| Balancer shaft                  | Applied                   | —                         |
| Transmission                    | 5 speed constant mesh     | 5 speed constant mesh     |

らも、高いポートの定常流性能を確保する必要がある。これらを両立するため、吸気ポートに Fig. 3 に示すようなタンブルポートを採用し、タンブルを最適化することで、タンブル強度と定常流性能の両立を図った。Fig. 4に本エンジンのポート形状を示す。

吸気ポートのタンブル強度と定常流性能を予測し両立させるために、開発の早期からポート定常流の CFD シミュレーションをおこないタンブルを最適化した。本エンジンでは従来のポート形状に対し、同等の定常流性能をねらいながら、できるだけタンブル比を上げる検討をした。Fig. 5 にシミュレーション結果を示す。採用した吸気ポートでは吸気バルブの上側を通してシリンダ壁面に沿って流入するタンブル生成の起因<sup>(2)</sup>となる吹き出し流速が増加していることがわかる。シミュレーションに基づいてタンブル比と



Fig. 3 Tumble flow

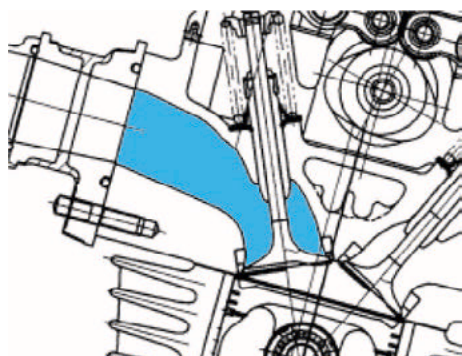


Fig. 4 Shape of intake port

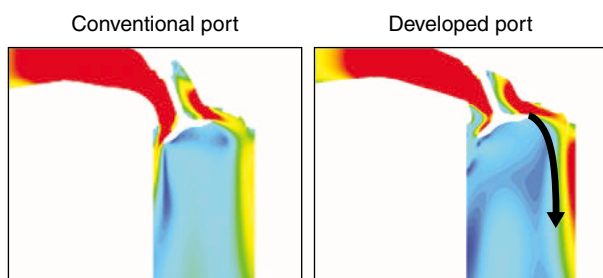


Fig. 5 Simulation result of intake port

定常流性能を最適化した吸気ポートにおいて、Fig. 6に示すように前モデルに対する吸気ポートの有効開口面積： $Z$ をほぼ同等にすることができた。60km/h 定地走行時の燃焼変動割合を Fig. 7 に示す。タンブル吸気ポートの採用により、前モデルに比べ空燃比で2ポイントのリーン化が可能となった。

また、急速燃焼に対応するため、Fig. 8に示すように、右側のジャーナル軸受けにローラベアリングを採用し、クランクシャフト支持剛性の向上をおこなった。本エンジンでは急速燃焼化により前モデルに対して 1.6 倍の高い圧力上昇率( $dp/d\theta$ ) $_{max}$ が発生し騒音の増加が懸念されたが、ローラベアリングの採用などにより、完成車としての乗車時耳元騒音をボールベアリング仕様に対し 70%低減することができた。

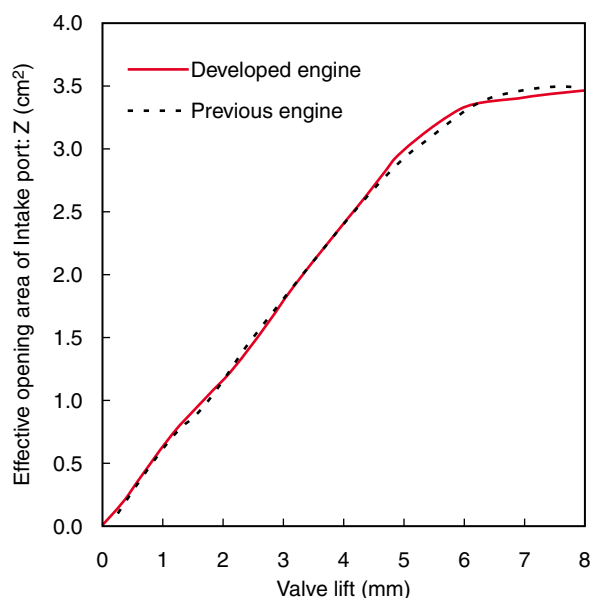


Fig. 6 Comparison of effective valve-opening area of intake port

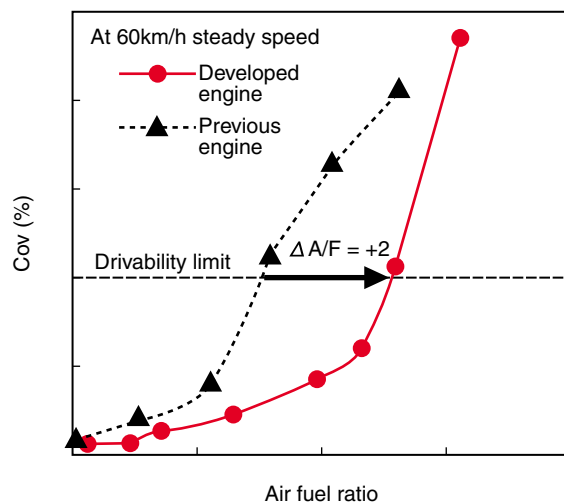


Fig. 7 COV(IMEP) at 60km/h steady speed

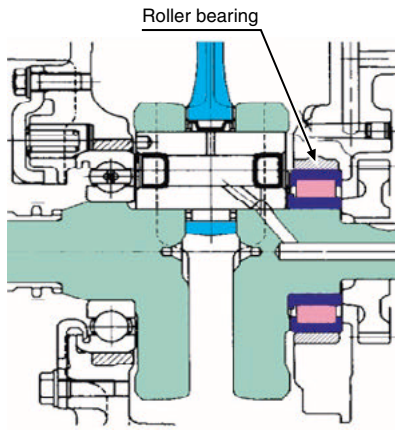


Fig. 8 Section drawing of main bearing

#### 4.3. コンパクト燃焼室

ボアを 56.5mm から 57.3mm とし、バルブ挟み角を  $55^\circ$  から  $49^\circ$  に狭角化して、コンパクトな燃焼室設計とした。燃焼室形状は、シリンダヘッド側を球面とすることに加え、ピストン頭部形状もキャビティ状の凹形状とすることで、Fig. 9 に示す球状燃焼室とした。これによりボアの増加にもかかわらず S/V 比は前モデルに対し 8 % 改善した。

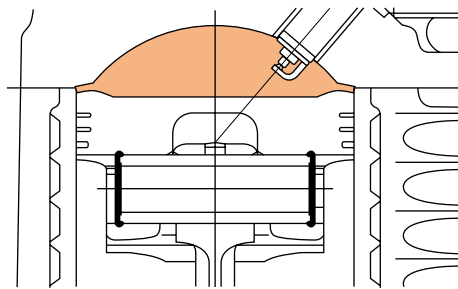


Fig. 9 Spherical combustion chamber

#### 4.4. 冷却性能向上

耐ノッキング性能の向上を目的とし、プラグ座方向とエンジン後方に分岐する T 字形状の冷却フィン付きエアジャケットを採用した。Fig. 10 にエアジャケットの断面図を示す。

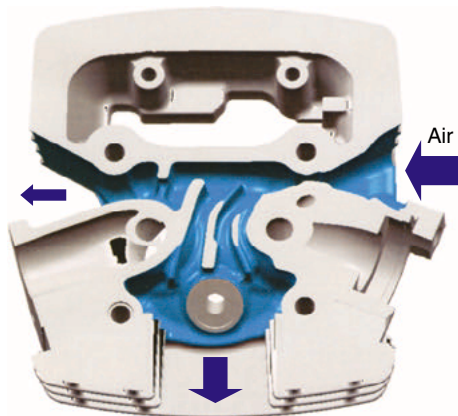


Fig. 10 Air jacket section view

また、ピストン裏に積極的にオイル冷却を施すため、従来のコンロッド大端スラスト面からの飛沫オイルに加え、Fig. 11 に示すようにジャーナル近傍に専用のオイルジェットを設置した。これによりピストン最高温度は  $10^\circ\text{C}$  低減した。

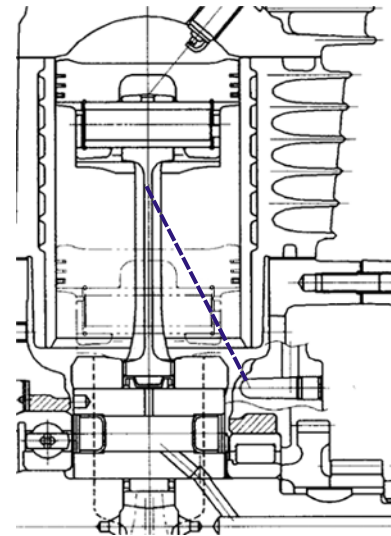


Fig. 11 Oil jet to piston

#### 4.5. オフセットシリンダ

中低速回転域でのピストン側圧フリクションを低減するため、オフセットシリンダ構造を採用した。Fig. 12 に示すように、シリンダ中心線をクランク軸に対し排気ポート側へ 4mm オフセットさせている。

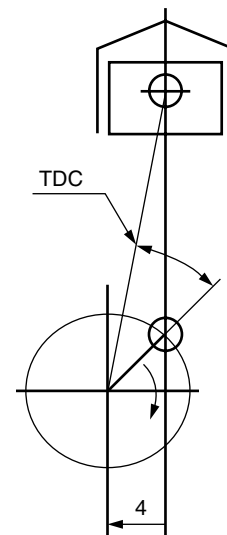


Fig. 12 Offset cylinder

#### 4.6. バルブ駆動システム

低燃費と動力性能の両立を実現するために、動弁系の等価質量を低減してフリクションを下げる目的で、カムシャフト駆動方式を長い間ブラジル市場で信頼を築いてきた前モデルの OHV 方式から OHC 方式に変更した。また、カムとのしゅう動抵抗を低減するためにローラフOLLOW構造のロッカアーム<sup>(3)</sup>を採用した。

#### 4.7. ピストン系のフリクション低減と軽量化

Fig. 13に示すように、ピストンのフリクション低減のために、ピストン全面のすずメッキ処理に加え、ピストンスカート部に条こん加工をおこなった<sup>(3)</sup>。また、ピストンリングのしゅう動抵抗低減のために、オイルリングの厚さを前モデルの2.0mmから1.5mmにすることで、オイルリング張力を前モデル比で15%低減した。さらに、ピストン軽量化のためにピストン全高を前モデルに対し3.3mm低くし、形状も見なおした。その結果、ボアを56.5mmから57.3mmに拡大したが、ピストン完備質量(ピストン、ピストンリング、ピストンピンを組み込んだ状態の質量)で4%軽くすることができた。

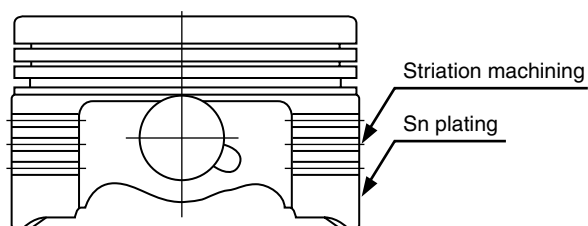


Fig. 13 Developed piston

#### 4.8. 減速比の変更による同一車速での燃料消費低減

同一車速でのエンジン回転速度を下げることでフリクションを低減するために、排気量を増やすこととロングストローク化することで低中速型のエンジン特性をねらった。併せて減速比を小さく設定し、60km/h定地走行での燃料消費を17%低減できた。Fig. 14に60km/h定地走行でのBSFCを示す。

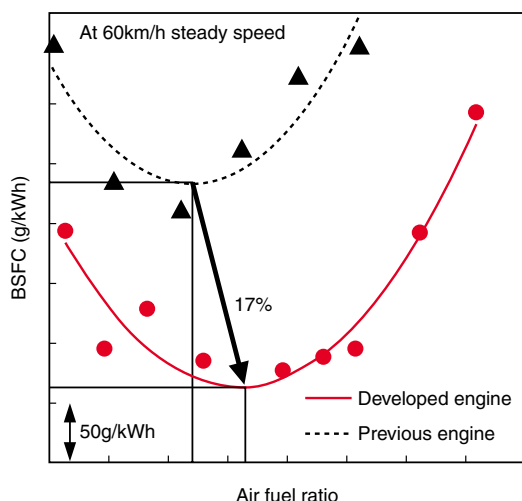


Fig. 14 BSFC at 60km/h steady speed

### 5. 燃費向上とエミッション低減の効果

#### 5.1. 燃焼改善の効果

前章で述べた燃焼改善の結果、Fig. 15に示すように前モデルに対してPmiは最大で約10%向上した。

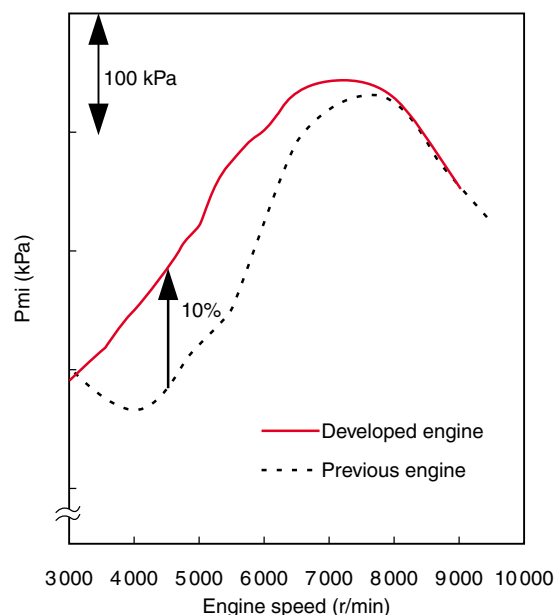


Fig. 15 Result of Pmi

#### 5.2. フリクション低減効果

前章で述べたフリクション低減技術の採用の結果、Fig. 16に示すように前モデルに対してエンジン中速回転域時のPmfを13%低減した。

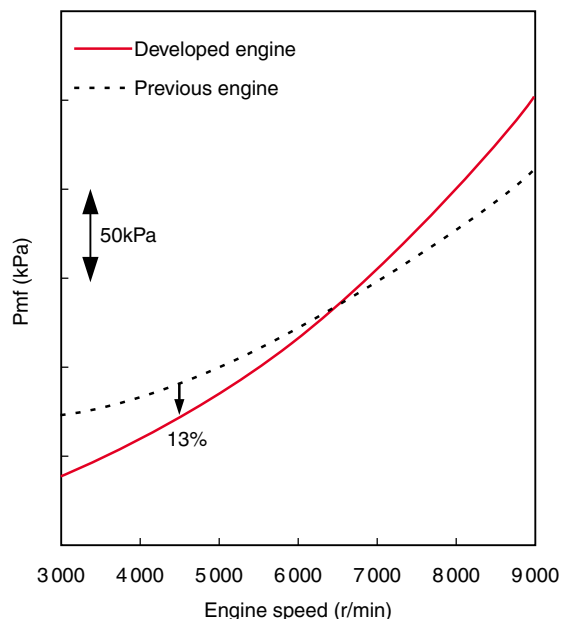


Fig. 16 Result of Pmf

#### 5.3. 燃費向上とエミッション低減の効果

ECE-40モード燃費は、燃焼改善と各部フリクション低減、低中速のエンジン出力向上による減速比の変更により前モデルに対して18%向上した。ECE-40モードにおける燃費の測定結果をFig. 17に示す。エミッションは、Fig. 18に示すように二次空気導入システムや三元触媒を用いることなく、EURO-2規制値レベルに低減できた。

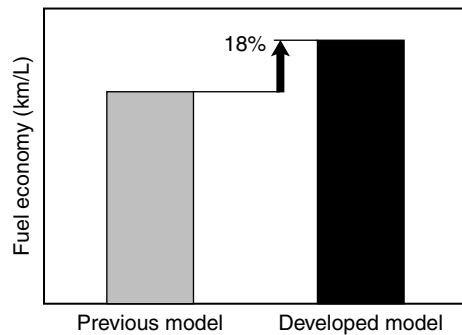


Fig. 17 Result of fuel economy in ECE-40 mode

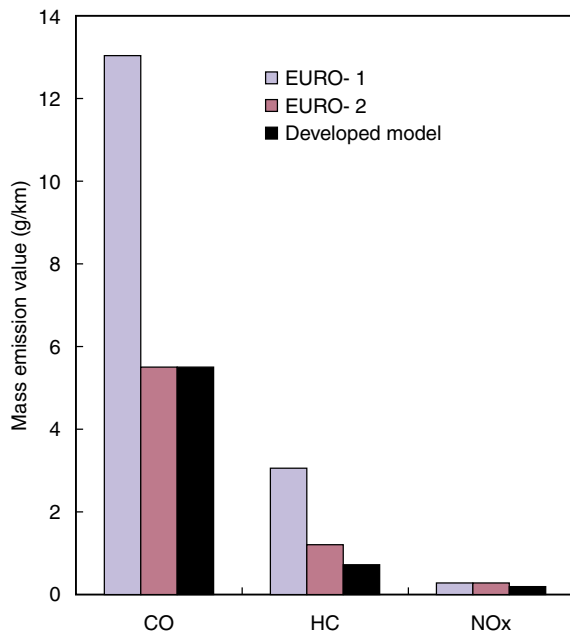


Fig. 18 Result of mass emission

## 6. 振動低減技術

### 6.1. 1次バランサ

排気量の増加に伴い、エンジンでの振動低減手法として Fig. 19に示す1次バランサを採用した。これにより、前モデルに対しフレーム・ヘッドパイプ部のエンジン1次振動を約 1/2 にできた。

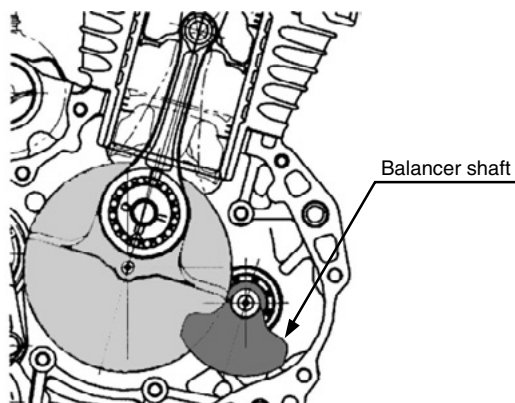


Fig. 19 Side view of balancer shaft

## 7. まとめ

エンジンの燃焼改善とフリクション低減技術、振動低減技術の採用などにより、新開発の空冷4ストローク150cm<sup>3</sup>エンジンは下記の成果を得ることができた。

- (1) ECE-40モードで燃費を前モデルに対して 18%向上できた。
- (2) 前モデルに対し排気量あたりの出力は同等とし、最大出力で18%の向上を達成した。ねらいである中速回転域での出力は 37%の向上を達成した。
- (3) エミッションを特別なデバイス無しで EURO-2規制値レベルに低減できた。
- (4) 1次バランサの採用でクラストップレベルの乗車振動を実現した。

## 参考文献

- (1) 中島泰夫, 村中重夫: 第2章 燃費の向上, 改訂・自動車ガソリンエンジン, 東京, 山海堂, 2001, p.29-31
- (2) 林有登, 櫻原一雄, 高林徹, 遠藤太郎: アコード/トルネオ用 1.8Lリーバンエンジン開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.49-57(1998)
- (3) 澤村吉信, 齊藤則夫, 坂本文一郎, 小林英男, 廣瀬義久: 低燃費・低エミッションのタイ向け小型二輪車用 4ストロークエンジンの開発, Honda R&D Technical Review Vol.15, No.1, p.77-82(2003)

### ■ 著 者 ■



俵田 雄一



神戸 敬司



安田 幸広



矢部 裕之



横山 英巳

## 2.0L 直噴ガソリンエンジンの燃焼室形状の最適化

Optimization of Combustion Chamber for 2.0L Direct-Injection Gasoline Engine

阿部 晋也\*

Shinya ABE

武田 真明\*

Naoaki TAKEDA

石川 直宏\*

Naohiro ISHIKAWA

秋元 茂\*

Shigeru AKIMOTO

### 要 旨

本直噴エンジンは高圧インジェクタを燃焼室の中心に配置したセンタインジェクション方式を採用することにより、直噴層状吸気(以下DISC: Direct Injection Stratified Charge)領域での燃費、エミッション性能を大幅に向上した。DISC領域において安定した燃焼をおこなうためには、適正なタイミングにおいて点火プラグ近傍への可燃混合気の安定形成が最も重要な因子である。開発においてはLaser Induced Fluorescence(LIF)による可視化技術や赤外吸収法による点火プラグ近傍空燃比計測などの混合気濃度分布計測法、CFDシミュレーションによる混合気濃度分布解析と筒内流動解析によりこの過程の現象を解析し評価した。その結果、センタレイアウトの高圧インジェクタ噴霧特性に合わせた独自のピストンキャビティ形状の設定ができた。これにより点火プラグ近傍にコンパクトな可燃混合気の安定形成と保持を実現でき、成層燃焼における高い希薄燃焼限界を達成し、燃料消費率の大幅低減を可能とした。

### ABSTRACT

A center injection system in which a high-pressure fuel injector is located in the center of the combustion chamber has been employed in a direct-injection engine, significantly improving fuel economy and emissions performance in the direct injection stratified charge (DISC) range. Ensuring the stable formation of a combustible mixture around the spark plug at the appropriate time is the most important element in achieving stable combustion in the DISC range. During the development of the engine, a variety of methods were used to measure mixture distribution, including visualization using Laser Induced Fluorescence (LIF) and infrared absorption analysis to measure the air-fuel ratio around the spark plug, and CFD simulations were conducted to analyze mixture distribution and in-cylinder flow, enabling analysis and evaluation of the combustion process. These analyses enabled the design of an original piston cavity form with reference to the fuel spray characteristics of the center-positioned high-pressure injector. This has ensured the stable formation and maintenance of a compact combustible mixture around the spark plug, enabling the achievement of a high lean combustion limit in stratified combustion and significantly reducing fuel consumption.

### 1. まえがき

近年、地球規模での環境問題の高まりに対し自動車においても低燃費・低エミッション化が求められている。特に筒内直噴エンジンによる成層燃焼は火花点火内燃機関の燃費改善技術として有効であり、様々な形式の直噴エンジン<sup>(1)-(3)</sup>が各社より研究、開発され市場に導入されている。今回 Honda においても、初の 2.0L i-VTEC I 直噴ガソリンエンジンを開発した。本エンジンは独自のセンタイン

ジェクション方式による成層燃焼手法により、直噴ガソリンエンジンでは困難と考えられていた超希薄成層燃焼による燃費改善と排ガスエミッション低減の両立を達成した。成層燃焼においては点火プラグ近傍への可燃混合気の安定供給が必要不可欠であり、そのためには混合気の形成過程を明らかにすることが重要である。本稿ではセンタインジェクションに適した燃料噴霧性状と燃焼室形状などの諸因子の違いによる混合気形成過程の差異を解析し、キャビティ形状の最適化をおこなったので報告する。

\* 栃木研究所

## 2. エンジンの概要と主要諸元

Table 1 に開発した K20B エンジンの主要諸元を、Fig. 1 に燃焼室形状を示す。超希薄成層燃焼を実現するためには、可燃混合気の形成と保持性の確保、および着火後の急速燃焼の実現が課題となる。本エンジンはセンタインジェクションレイアウトを採用し、高ペネトレーションインジェクタによる燃料噴霧特性<sup>(4)</sup>(Table 1)と深皿キャビティピストンによる噴霧流動により、点火プラグ近傍への可燃混合気の安定形成と保持を達成することをねらいとした。また、着火後は 1 バルブ休止 VTEC 機構によるスワールを利用した急速燃焼をねらいとした。本コンセプト実現のためにはキャビティ形状の選定が重要であり、中でもキャビティ底面傾斜角、キャビティ容積比(総燃焼室容積に対するキャビティ容積の比)、キャビティ偏向角が安定燃焼のためのプラグ近傍への可燃混合気の形成に最も影響を及ぼす因子である。本研究の目的は、成層燃焼領域において高い希薄燃焼限界を持し、負荷・回転方向にバランスのとれたキャビティ形状の諸因子を探求し、最適化<sup>(5), (6)</sup>を図ることである。Fig. 2 にピストンキャビティの形状を示す。

Table 1 Engine specifications

|                                 |                                                    |
|---------------------------------|----------------------------------------------------|
| Engine code                     | K20B                                               |
| Cylinder configuration          | In-line 4-cylinder                                 |
| Bore × Stroke (mm)              | 86 × 86                                            |
| Displacement (cm <sup>3</sup> ) | 1 998                                              |
| Compression ratio               | 10:1                                               |
| Valvetrain                      | DOHC VTEC                                          |
| Number of valves                | 4 per cylinder                                     |
| Fuel injection pressure (MPa)   | 8 – 10.5                                           |
| Fuel spray angle (deg)          | 25                                                 |
| Penetration (mm)                | 73 (1msec after start of injection)                |
| Fuel spray particle size (μm)   | 11.4 (Sauter mean diameter) at 10MPa fuel pressure |

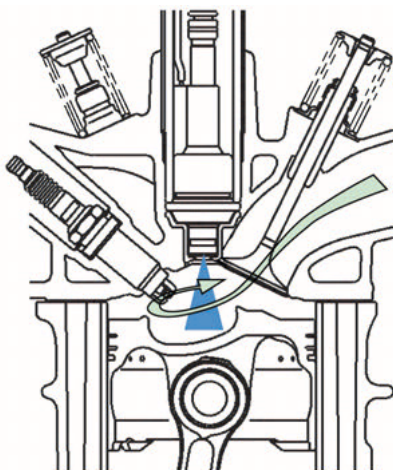


Fig. 1 Combustion chamber configuration

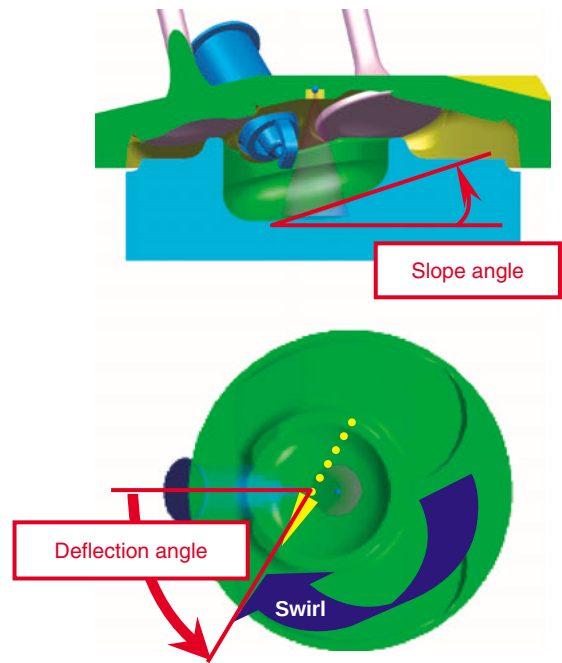


Fig. 2 Form of piston cavity

## 3. キャビティ形状の最適化

### 3.1. 混合気分布の可視化とシミュレーションの相関

キャビティ形状の最適化においては、パラメータが多く実機テストにより諸因子を設定することは困難であるため、シミュレーション解析による諸因子の絞込みが有効である。そこで、シミュレーション解析の前段階としてLIFを用いた可視化テストをおこない筒内の混合気分布の形態をCFD シミュレーション結果と比較し、その相関の確認をおこなった。可視化計測では単気筒可視化エンジンを用い、成層燃焼による着火運転時の筒内混合気分布を観察した。Fig. 3 に LIF による可視化試験装置の概略図を示す。励起光源としてシート厚さ 1 mm のエキシマレーザを注入し、燃料に添加された 3-ペンタノンの蛍光を可視化エ

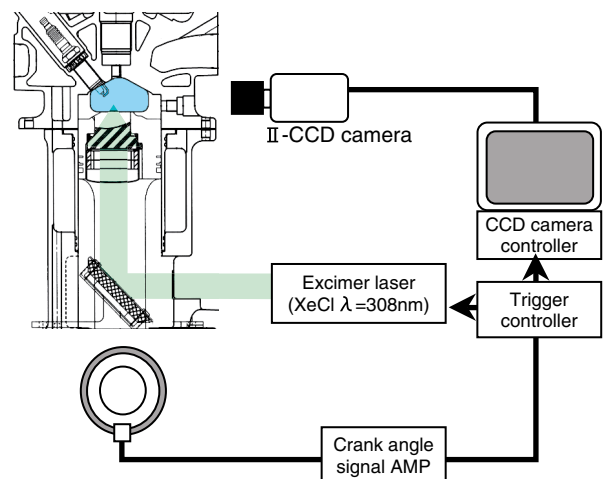


Fig. 3 LIF system for fuel distribution visualization

エンジン観察窓からイメージインテンシファイアと CCD を同期させ撮影した。

Fig. 4 にエンジン回転数 1500rpm 図示平均有効圧 (IMEP) 267kPa, 噴射時期 40° BTDC の可視化により得られた燃焼室内の混合気分布と、同条件でのシミュレーション結果を比較して示す。可視化結果より噴射時期 40° BTDC の場合、15° BTDC から 20° においてプラグ近傍に当量比 1.0 以上の成層化された混合気が最もよく集約していることがわかる。また、点火プラグ近傍の混合気濃度分布の形態や点火プラグと反対方向に現われる混合気の分布範囲と濃度などが圧縮上死点に向かう過程で可視化結果とシミュレーション結果でよく一致することが確認された。これにより CFD シミュレーションによりキャビティ形状の検討が可能であることがわかった。

### 3.2. 筒内流動，混合気濃度分布解析

次に、燃焼室形状を最適化するためにシミュレーションにより燃焼室形状の違いによる筒内流動と混合気濃度分布解析をおこなった。

#### 3.2.1. 筒内流動結果比較

Table 2 に 2 種類のキャビティ仕様 A, B (キャビティ容積比, 傾斜角, 偏向角) を示す。

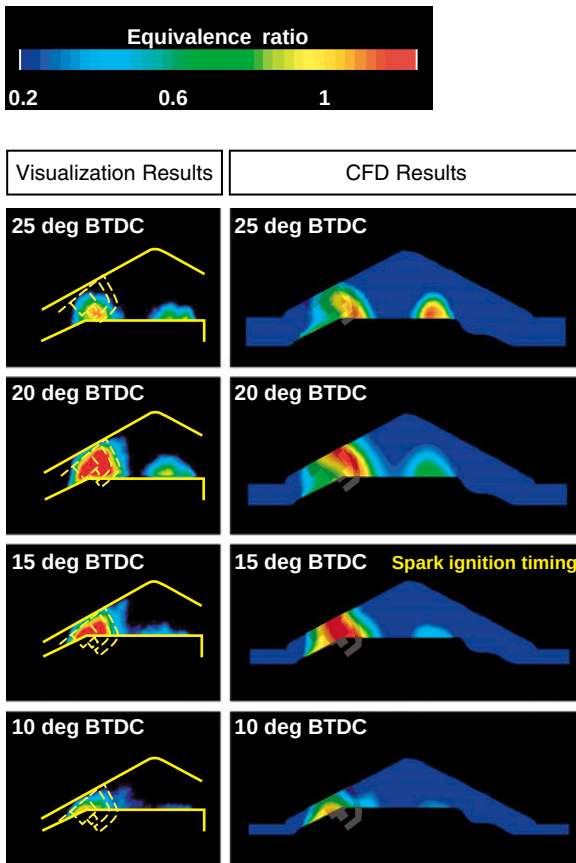
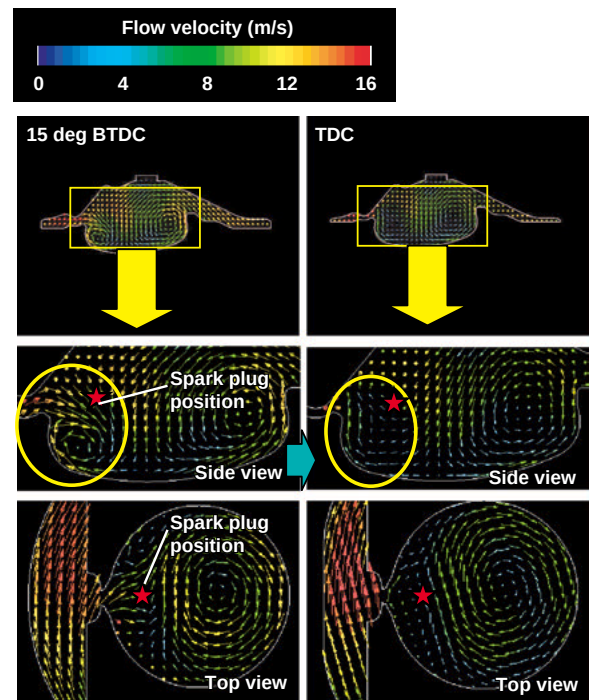


Fig. 4 Comparison of mixture distributions in CFD simulations and measurements

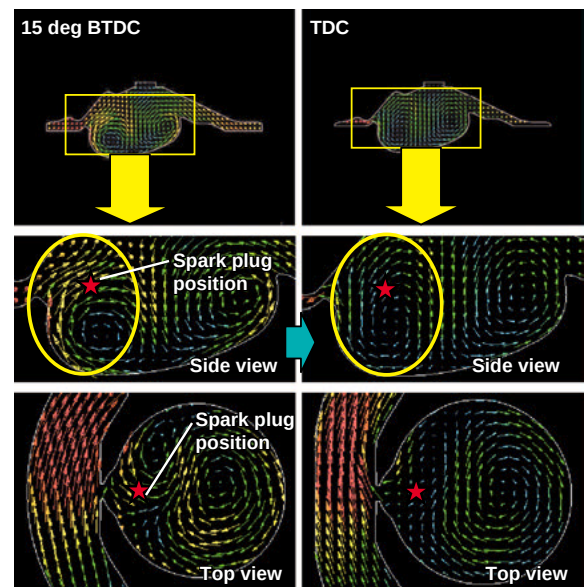
Fig. 5 にエンジン回転数 1500rpm IMEP 267kPa 噴射時期 40° BTDC のキャビティ A, B 仕様における筒内流動のシミュレーション結果を比較して示す。燃焼室縦断面のシミュレーション結果より、15° BTDC においてキャビティ

Table 2 Cavity pattern A, B

| Type     | Cavity volume ratio (%) | Slope angle (deg) | Deflection angle (deg) |
|----------|-------------------------|-------------------|------------------------|
| <b>A</b> | <b>28.9</b>             | <b>10</b>         | <b>60</b>              |
| <b>B</b> | <b>26.4</b>             | <b>15</b>         | <b>30</b>              |



(a) Cavity A



(b) Cavity B

Fig. 5 CFD results for flow velocity in piston cavity

Bは、キャビティAに対して点火プラグ下に発生した縦渦が高さ方向に高く速度成分も大きい。キャビティAにおいてはキャビティ外側から着火位置への空気の流入が認められるが、キャビティBにおいては空気の流入は無い。燃焼室横断面の結果からもキャビティBにおいてベクトルの方向性より下側から点火プラグ方向への強い湧き上がりの流れが確認でき、キャビティ内方向への空気の流動は無い。これに対してキャビティAはキャビティ内に外側からの流入が発生している。この違いは、点火プラグ下の縦渦の強度と大きさの差により生じている。また、キャビティBは上死点に至るまでキャビティ外側からの空気の流入は無く、縦渦は上死点まで保存され点火プラグ方向に伸びた大きな渦となっている。この結果よりキャビティBは点火プラグ近傍に混合気を安定供給し保持するのに適していることがわかる。また、どちらのキャビティにおいてもキャビティ内にスワールによる大きな渦が確認され、VTEC による筒内全体のスワール流がキャビティ内にも伝播し保存されていることがわかる。このスワールの筒内流動により着火後の急速燃焼効果が期待できる。

### 3.2.2. 混合気分布結果比較

Fig. 6 にエンジン回転数 1500rpm, IMEP 267kPa, 噴射時期 40° BTDC のキャビティ A, B 仕様における混合気濃度分布のシミュレーション結果を比較して示す。燃焼室縦断面の結果より、キャビティ B は 15° BTDC において点火プラグ下に当量比 1.0 以上の成層化された混合気を形成し、混合気濃度が高い分布が点火プラグ方向に伸びていることがわかる。これはシミュレーションで確認された筒内流動の結果から、縦渦により燃料噴霧が集約し点火プラグ方向に運ばれたものであることがわかる。また、成層化された混合気は上死点まで保存され成長し、より領域が大きくなっている。これはキャビティ外側からのキャビティ内部への空気の流入が無いためである。キャビティ A においてはプラグ下の混合気の成層化領域が二つに分断されている。これはキャビティ内部へキャビティ外部からの空気の流入が起こっているためである。また混合気の濃度も希薄である。縦渦の速度成分が小さく混合気を集約形成する流動が得られていないためである。燃焼室横断面の結果より、キャビティ B はプラグ近傍に当量比 1.0 以上相当の混合気分布が形成されており上死点まで保存されていることがわかる。キャビティ A は、濃い混合気が点火プラグの着火位置よりスワール上流側に停滞しプラグ近傍には希薄な混合気しか存在しない。これはキャビティ外側からの空気が流入していること、その流れにより点火プラグ近傍へ可燃混合気が進行するのを制限しているためである。

これらのシミュレーションによる混合気解析結果からキャビティ傾斜角の差異はキャビティ内の縦渦の強度と大きさに影響があり、容積比の差異は混合気の集約性に影響があることがわかる。また、キャビティ B は点火プラグ近傍

の混合気の濃度が高く、またその混合気の保持性も高いことがわかる。

Fig. 7 にエンジン回転数 1500rpm, DISC 運転時の同一負荷におけるのスロットル絞り量に対するキャビティ A, B の希薄燃焼限界特性を比較して示す。キャビティ B においては、スロットルを開け筒内全体の空気量を増加させても、図示燃料消費率 (ISFC), 燃焼変動ともに急激に悪化する事は無く、空燃比 80 近辺まで安定していた。これはス

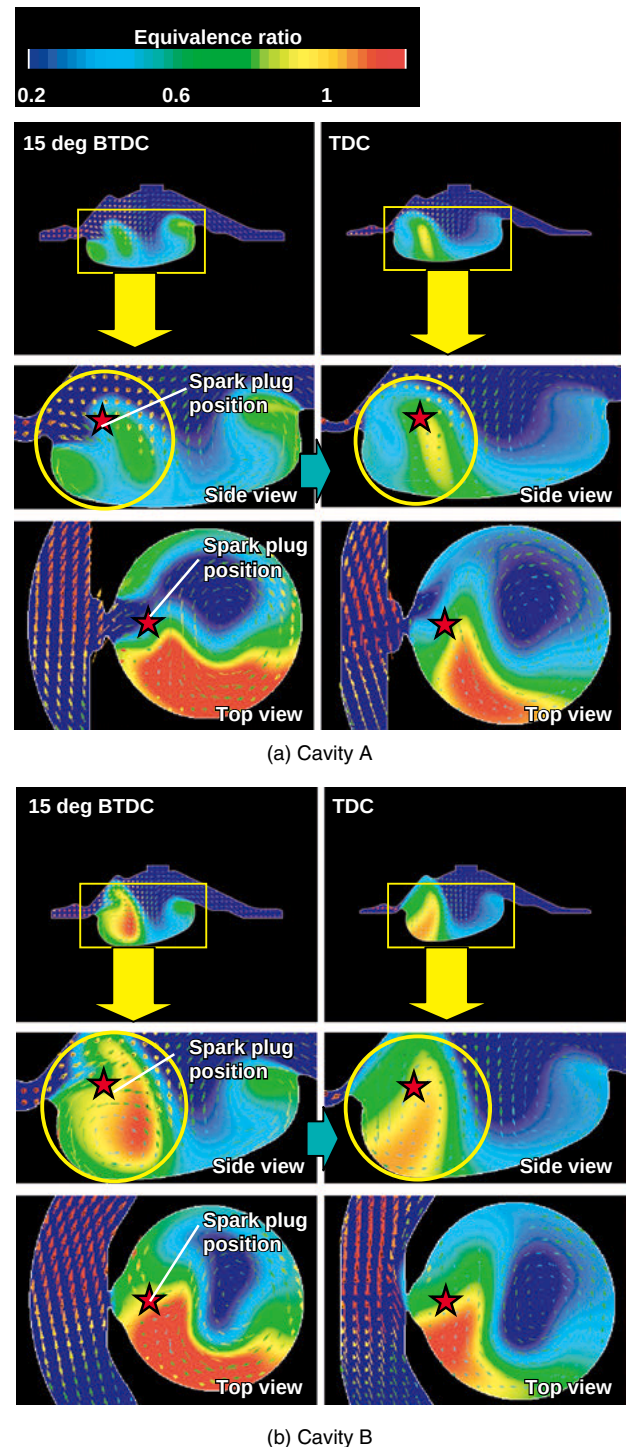


Fig. 6 CFD results for stratified mixture formation in piston cavity

ロットルを開け筒内への空気流入量が大きくなってもキャビティ内に可燃混合気を成層化し保持できていることを示している。一方、キャビティ A は吸入管圧力-20kPa で ISFC は最小となり、さらにスロットルを開けると ISFC、燃焼変動ともに急激に悪化する傾向を示した。これはキャビティ内に混合気を保持できず、流入した空気により点火プラグ近傍の混合気濃度が薄くなっていることを示している。ま

た、キャビティ A、B では同一吸入管圧力における ISFC、空燃比、燃焼変動の絶対値にも大きく差があることがわかった。これはシミュレーション結果に見られた縦渦の強度によるキャビティ内へ空気流入の有りの筒内流動結果と混合気濃度分布結果の傾向と一致した。

以上のシミュレーションによる混合気解析と実機の希薄燃焼限界の結果よりキャビティ B の方が A に対して希薄燃焼限界の高い混合気形成がなされており、ポンピングロスの低減により正味燃料消費率 (BSFC) を大幅に低減でき、また燃焼変動においても優れている仕様であることがわかった。

そこで、キャビティ傾斜角と容積比をキャビティ B 仕様と同値に固定し、さらに偏向角の設定を最適化するため、偏向角を変更した仕様にて性能確認試験をおこなった。エンジン回転数 1500rpm, IMEP 267, 386, 513kPa におけるキャビティ偏向角違いによる ISFC を Fig. 8 に示す。

偏向角違いの影響は低負荷と高負荷時に顕著となり、偏向角の設定はスワール強度との適合性から 45° の位置において ISFC が最良となることがわかった。この結果より、キャビティ仕様を Table 3 のように設定した。

Table 3 Optimized cavity specifications

| Cavity volume ratio (%) | Slope angle (deg) | Deflection angle (deg) |
|-------------------------|-------------------|------------------------|
| 26.4                    | 15                | 45                     |

#### 4. 点火プラグ近傍空燃比

最適化したキャビティ形状において赤外吸収法を用いて成層燃焼時における点火プラグ近傍の空燃比を計測し<sup>(7)</sup>、<sup>(8)</sup>、混合気形成の過程と安定性について確認をおこなった。測定装置の構成を Fig. 9 に示す。He-Ne レーザから発振された波長 3.392  $\mu\text{m}$  の赤外光を光ファイバにより

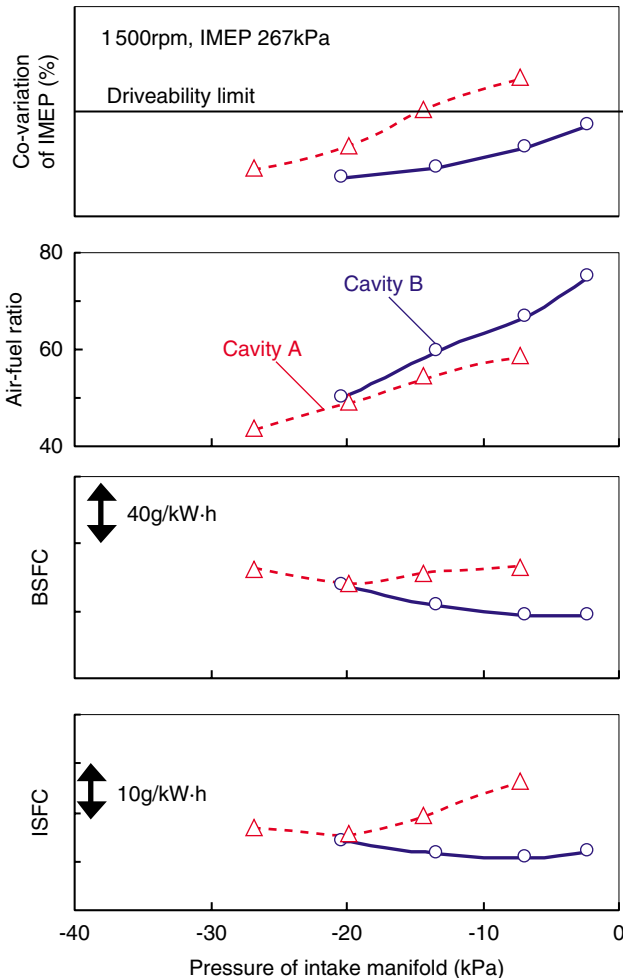


Fig. 7 Influence of pressure of intake manifold on combustion characteristics and lean combustion limit

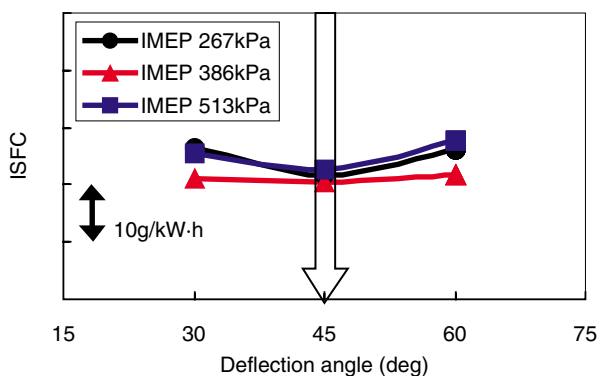


Fig. 8 Influence of deflection angle on ISFC

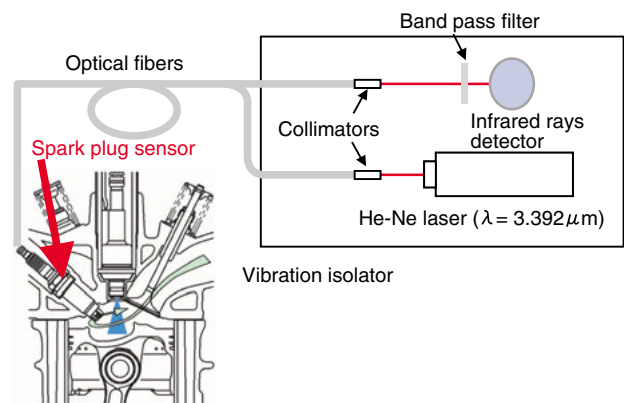


Fig. 9 Experimental setup for concentration measurement in direct injection engine

点火プラグの測定部へと導いた。測定部を通過し、ガソリンによって吸収され減衰した光をもう一方の光ファイバを介して検出部へ導入し透過率を測定した。Fig. 10 に測定部の構成を示す。

計測はエンジン回転数 1500rpm, IMEP 270kPa, 平均空燃比 45, 点火時期 15° BTDC 固定の運転条件でおこなった。噴射時期 50°, 40°, 30° BTDC における 100 サイクル平均の点火プラグ近傍空燃比計測結果とその標準偏差を Fig. 11 に示す。いずれの噴射時期においても噴射終了後約 20° で点火プラグ近傍空燃比が理論空燃比に到達し、その後 10 程度まで濃くなり、一定期間空燃比 10 程度の混合気を保持していることがわかった。点火時期における点火プラグ近傍の空燃比は、噴射時期 30° では可燃混合気が形成されておらず、噴射時期 40° と 50° ではともに 10 程度でありあまり差は見られなかった。Fig. 12 に各噴射時期における空燃比変動と燃焼変動を示す。点火時期における空燃比変動と燃焼変動には相関があり、40° の方が空燃比変動が安定しており、燃焼変動も小さくなった。また、Fig. 13 の点火時期における点火プラグ近傍空燃比と着火遅れ(点火から質量燃焼割合 10% までの期間)の関係においても 40° の方が着火遅れが短く燃焼が速いことを示しており、噴射時期 40° の設定が最適であった。

同一エンジン回転数, 同一負荷における実機の噴射時期特性を Fig. 14 に示す。それぞれの噴射時期に対して, ISFC 最小となるよう最適な点火時期を設定した。保持性の高いピストンキャビティ形状とセンタインジェクション方式の採用により噴射時期 20° BTDC から 50° にかけて幅広く安定した燃焼が得られていることが確認された。特に 40° から 50° において ISFC は最小となり, NO<sub>x</sub> 排出量, HC 排出量, 燃焼変動から 40° が最適な噴射時期であることが性能テスト結果からも確認された。このように設定したキャ

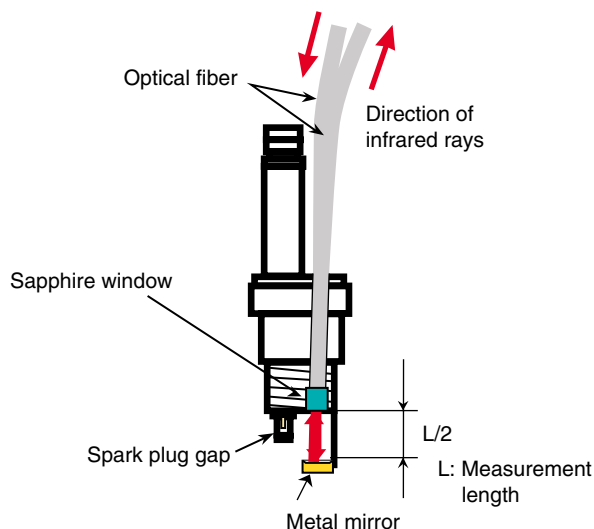


Fig. 10 Schematic of measuring probe

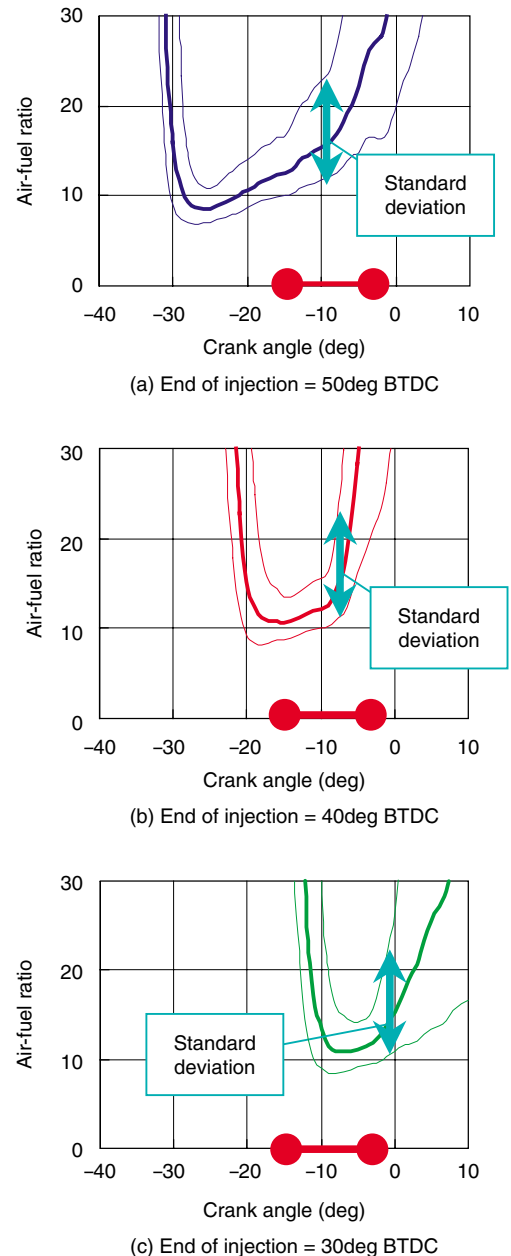


Fig. 11 Air-fuel ratio at spark plug

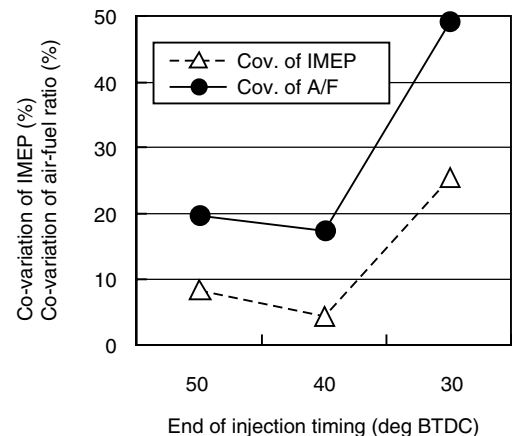


Fig. 12 Influence of injection timing on coefficient of variation in air-fuel ratio at spark plug and coefficient of variation in IMEP

ベティ仕様は、赤外吸収法結果と性能テスト結果からねらい通りの混合気形成が実現できていることが確認され、高い希薄燃焼限界と大幅な燃費低減を可能とした。

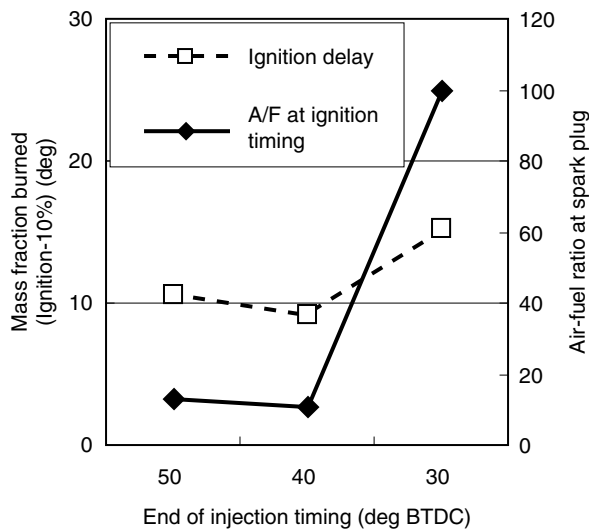


Fig. 13 Influence of injection timing on air-fuel ratio at spark plug and ignition delay

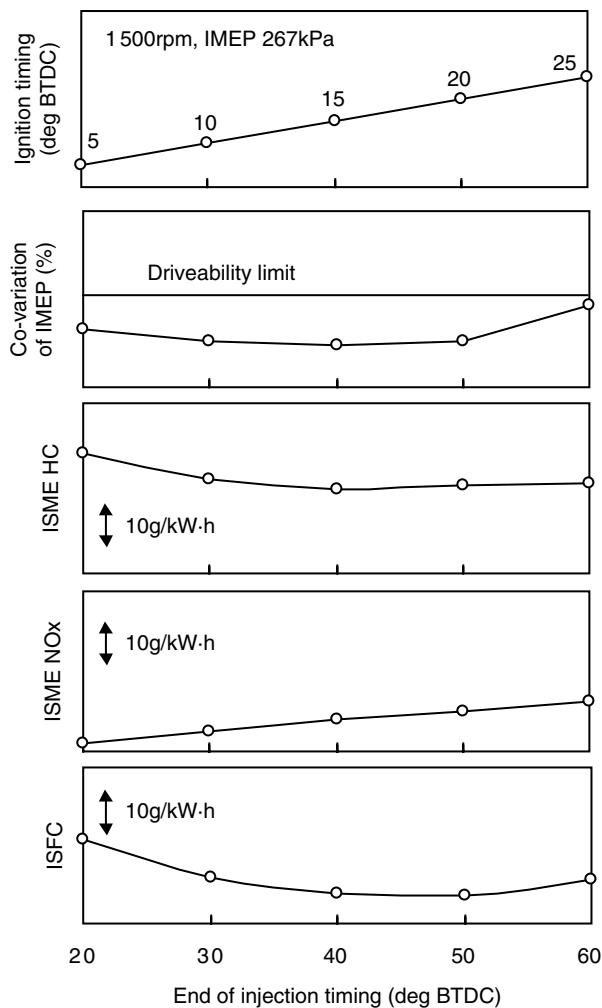


Fig. 14 Influence of injection timing on combustion characteristics

## 5. まとめ

ピストンキャビティ形状最適化のための筒内流動、混合気濃度分布解析、赤外吸収法による点火プラグ近傍空燃比計測およびテスト結果により、以下の知見を得た。

- (1) キャビティ傾斜角、容積比、偏向角を最適化することで、センタインジェクション方式の高いペネトレーションの噴霧によりキャビティ内に強い縦渦を生成させ、プラグ近傍への混合気の集約と保持を高次元で成立させることができた。
- (2) 最適化したキャビティは、空燃比 70 程度で ISFC が最良となり、空燃比 80 程度まで燃焼変動が安定燃焼範囲内にあるなど高い希薄燃焼限界性能を得ることができ、BSFC の大幅な低減を達成した。
- (3) CFD シミュレーションによりキャビティ仕様違いによる筒内流動、混合気濃度分布の違いが確認でき、テスト結果と一致することを確認した。
- (4) 赤外吸収法によるプラグ近傍空燃比計測、性能テスト結果から、最適化したキャビティ仕様はプラグ近傍への速やかな混合気の成層化と、安定保持を達成していることが確認でき、噴射時期設定に対しても幅広く安定していることを確認した。

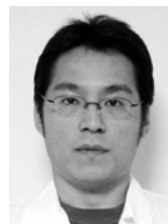
## 参考文献

- (1) 小池誠, 斎藤昭則, 沢田大作, 石川友二: 新コンセプト直噴ガソリンエンジン, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.69-99, JSAE9939596
- (2) 神田睦美, 清水里欧, 小林辰夫, 松下宗一, 小池誠, 斎藤昭則: 新コンセプト直噴ガソリンエンジン, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.69-99, JSAE9939604
- (3) 安部静生, 佐々木康一, 梅花豊一, 中島樹志, 藤城修: 新型 L4 直噴ガソリンエンジンの燃焼解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.78-00, JSAE20005524
- (4) 後藤博之, 広瀬研二, 斎藤正美, 松本誠司, 飯高智, 高芝和弘: 直噴ガソリンエンジン用高圧燃料システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.47-54
- (5) 甲田豊, 菅波友二, 小林裕幸, 小川賢: 高性能・低エミッション 2.0L 直噴ガソリンエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.39-46
- (6) 甲田豊, 後藤博之, 小林裕幸, 堀江薫: 低燃費低エミッション直噴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.19-04, JSAE20045178
- (7) Nishiyama, A., Kawahara, N., Tomita, E., Fujiwara, M., Ishikawa, N., Kamei, K., Nagashima, K.: In-Situ Fuel Concentration Measurement near Spark Plug by 3.392  $\mu$ m Infrared Absorption Method-

Application to a Port Injected Lean-Burn Engine,  
SAE Paper 2004-01-1353

- (8) 山口浩一, 角方章彦, 福田隆, 漆原友則, 伊東輝行:  
直噴ガソリンエンジンの混合気形成過程の解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.77-01, JSAE20005524

■ 著 者 ■



阿部 晋也



石川直宏



武田真明



秋元 茂

# LIFE 用新コンパクト 4 速自動変速機の開発

Development of New Compact 4-speed Automatic Transmission for Honda LIFE

内 田 代志春\*  
Yoshiharu UCHIDA

丸 山 徹 郎\*  
Tetsurou MARUYAMA

宮 本 修 秀\*  
Osahide MIYAMOTO

酒 井 和 明\*  
Kazuaki SAKAI

大 谷 哲 也\*  
Tetsuya OTANI

谷 本 誠 司\*  
Seiji TANIMOTO

## 要 旨

## ABSTRACT

次世代コンパクトクラス向けとして新規に電子制御 4 速自動変速機を開発し、新型 LIFE へ搭載した。この 4 速自動変速機は、4 速段・ロックアップ機構を追加しながらも、平行 3 軸式構造とし偏平トルクコンバータやサイドカバーを省略したケース構成を採用し、制御システムの集約化をおこなう事で、クラス最短となる全長 334mm のコンパクトさを達成した。同時にロックアップ制御にアクティブロックアップ II を採用した事により、ドライバビリティを損なう事なくロックアップ制御領域を大幅に拡大した。この制御領域の拡大は、4 速化および各部のフリクションを 30% 低減した効果と合わせ、燃費向上に大きく貢献した。

更に、リニアソレノイドによるクラッチ圧ダイレクト制御・アイドルギヤ列を各軸中央配置する構造や登降坂制御を採用する事などで、高品位かつ品質安定性に優れた変速商品性・静粛性およびドライバビリティの向上を実現した。

A new electronically controlled 4-speed automatic transmission has been developed for use in next-generation compact class vehicles and employed in the new Honda LIFE. In addition to new fourth gear shift and lock-up mechanisms, the new AT features a parallel triple-shaft structure with a squashed torque converter and a case with no side cover, and the control system components are also concentrated. These have made the unit more compact, the shortest in its class at 334 mm in overall length. The employment of Active Lock-up II to provide lock-up control has significantly increased the lock-up control area with no loss of drivability. In combination with the addition of a fourth gear and the reduction of friction by 30%, this expansion of the control area has contributed significantly to improved fuel economy.

In addition, the employment of direct control of clutch hydraulic pressure using a linear solenoid, center positioning of idler gear trains on each shaft and climbing and descending control, among a variety of other technologies, has resulted in a smooth and very stable shift feeling, superb quietness and improved drivability.

## 1. はじめに

当社は 1986 年モデル TODAY のオーバードライブ付きホンダマチックで軽乗用車市場に再参入し、1988 年モデル TODAY のフルモデルチェンジにて、平行 2 軸式油圧制御 3 速自動変速機(以下 3AT)を設定した。これ以降、このクラスでは 3AT を採用してきたが、近年の更なる環境保護・省資源化ニーズに応えるべく、また 2004 年モデル LIFE のフルモデルチェンジに合わせ、新型 LIFE の開発コンセプトを具現化するため、自動変速機としては、4 速化および電子制御化をおこなった。この電子制御 4 速自動変速機(以下新 4AT)は、次世代コンパクトクラス向けとして、その基本

骨格から全てを新規に開発したものである。

ここでは、この新 4AT に採用された主要技術を中心に紹介する。

## 2. 開発のねらい

「次世代コンパクト AT」としての新 4AT 開発において、その開発目標を「コンパクト」・「低燃費」・「クラスを超えた商品性」に設定した。これらを具現化するため、次に挙げる 3 項目を開発のねらいとした。

(1) 衝突安全性能の確保とキャビンスペースの拡大を両立させる、AT 全長・前後長のコンパクト化

\* 栃木研究所

- (2) クラストップレベルの低燃費性能を実現させる, 3AT 同等のフリクション値達成とロックアップ制御領域の拡大
- (3) 高速道路・郊外路も含めて快適な走行性能を実現する, スモールクラス同等の変速商品性と静粛性の達成

### 3. 基本諸元と基本構造

Fig. 1 に新 4AT の主断面図を, Table 1 に主要諸元を示す.

新 4AT は Fig. 1 に示した様に, 1 速段にワンウェイクラッチを配した平行 3 軸式 4AT とし, 3 速ギヤ列とアイドルギヤ列を共用する構造とした.

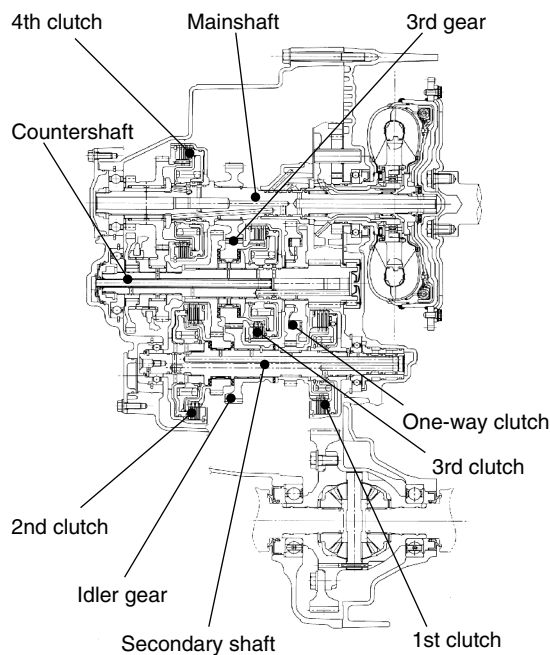


Fig. 1 Cross-section view of newly developed 4AT

Table 1 Transmission specifications

|                           |                        | Newly developed 4AT     |                            | Previous 3AT            |                            |
|---------------------------|------------------------|-------------------------|----------------------------|-------------------------|----------------------------|
| Engine specifications     | Displacement (Type)    | 660cm <sup>3</sup> (NA) | 660cm <sup>3</sup> (Turbo) | 660cm <sup>3</sup> (NA) | 660cm <sup>3</sup> (Turbo) |
| Dimensions (mm)           | Overall length         | 334                     | 334                        | 328                     | 347                        |
| Axis center distance (mm) | M/shaft ~ C/shaft      | 80                      | 80                         | 77                      | 77                         |
|                           | C/shaft ~ S/shaft      | 80                      | 80                         | —                       | —                          |
|                           | C/shaft ~ Differential | 110                     | 110                        | 110                     | 110                        |
| Torque converter          | Diameter of flow path  | φ190                    | φ190                       | —                       | —                          |
|                           | Lock-up clutch         | Yes                     | Yes                        | —                       | —                          |
| Overall gear ratio        | 1st                    | 15.282                  | 13.448                     | 15.341                  | 13.975                     |
|                           | 2nd                    | 8.487                   | 7.702                      | 8.047                   | 7.654                      |
|                           | 3rd                    | 5.358                   | 4.938                      | 4.940                   | 4.483                      |
|                           | 4th                    | 4.068                   | 3.488                      | —                       | —                          |
|                           | Rvs                    | 9.997                   | 8.792                      | 10.873                  | 10.873                     |

Note: M/shaft: mainshaft, C/shaft: countershaft, S/shaft: secondary shaft

また 4.3.1 節で後述する様に, 自然吸気仕様エンジン(以下 NA エンジン)車でのロックアップ機構採用を前提としたため, これを基本とする構造・制御システムを全バリエーションで採用した. これにより基本構造を踏襲したまま, 660cm<sup>3</sup> NA エンジンから 660cm<sup>3</sup> ターボチャージャー付きエンジンまで対応できる構成としている.

### 4. 主要な技術と結果

#### 4.1. コンパクト構造

コンパクト化の目標に対しては, ギヤ音の静粛性向上と両立させるため, 平行 3 軸式レイアウトを採用し 4.4.3 節で後述する様に, 3 速ギヤ列と共用化したアイドルギヤ列を, 各軸中央に配置する構造とした.

全長短縮に関してはトルクコンバータを偏平タイプに設定したほか, サイドカバーを省略したケース構成とした. また, 前後長短縮に関しては, デファレンシャル軸をエンジンセンタ下側に潜り込ませるレイアウトとした. 合わせて, 4.4.1 節で後述の制御システムの集約化もおこなった.

##### 4.1.1. 偏平トルクコンバータ

新 4AT の「コンパクト」目標を具現化するため, 限られたスペースにトルクコンバータトラス断面とロックアップ機構を配する必要がある, トルクコンバータの偏平化は必須課題であった.

トラス断面の偏平化は, 内部循環するオイルの剥離現象を発生させ, トルク比と容量特性が低下し, 発進性能や燃費及び冷却性能に影響を及ぼす事が知られている<sup>(1)</sup>.

上記懸案に対し, 一次元角運動量理論を基本とした独自開発の設計パラメータの最適化手法<sup>(2)</sup>及び標準  $k-\varepsilon$  モデルによる三次元粘性数値流体計算<sup>(3)</sup>を活用する事でポンプ及びタービンプレードの最適化をおこなった.

Fig. 2 は偏平率 92% の従来トルクコンバータと偏平率 81% の新開発トルクコンバータでの, 乱流エネルギー計算結果である. Fig. 2 に示す様に, 新開発トルクコンバータは, 流体損失の大きさを表現する乱流エネルギーの分布が, 従来品と同等である事が確認された.

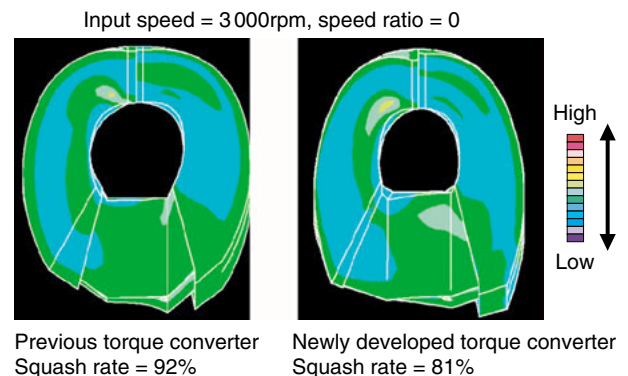


Fig. 2 Results of calculation of kinematic turbulence energy

以上の手法により Fig. 3 に示す従来比-6 mm の流路幅短縮を実現させつつ、性能は従来品同等の高ストールトルク比 = 2.5 を達成し、更には速度比 0.3 - 0.7 の領域において従来品以上のトルク比特性を達成した。

#### 4.1.2. サイドカバーを省略したケース構成

(1)全長短縮 AT 全長に関しては、新型 LIFE のエンジンルームに搭載するために、350mm以下とする必要があった。

これに対し、従来の一般的なサイドカバーを有する構成では、サイドカバーに必要な締結剛性や膜面剛性を確保しようすると目標値を超えてしまう。また、シャフト支持ベアリングのハウジング間に生じる応力が、強度目標値を超える事も予測された。

このため Fig. 4 に示す様に、サイドカバーの機能をトランスミッションケースに持たせ、サイドカバーを省略したケース構成を採用した。この結果、全長は目標値以下とする事ができ、上記の高応力部位についても、当該部の断面積確保と周辺剛性の確保により、応力を当初予測に対し52%低

減する事ができた。Fig. 5 にトランスミッションケースのCAE 解析結果を示す。

(2)前後長短縮 新型 LIFE のロングルームパッケージを具現化するため、前後長短縮をねらい、デファレンシャル軸をエンジンセンタ下側に配置するレイアウトを採用した。

本レイアウトでは Fig. 6 に示す様に、ファイナルギヤ噛み合い反力が従来の下方向に対し、前方向のトランスミッションケース膜面へ入力される事が懸案となった。

新 4AT では、Automatic Transmission Fluid(ATF) ストレーナの配置により、ケース膜面剛性の確保が困難であったため、Fig. 7 に示す様にファイナルギヤ反力ベクトル上に、ボルトとノックピンを配置するセンタボルト方式を採用した。これによりATF ストレーナ手前で反力を受け、それ以降のケース肉厚を鋳造必要肉厚まで薄肉化する事ができた。

この結果、重量増加を伴う事なく、パワートレイン前後長を短縮する事が可能となった。

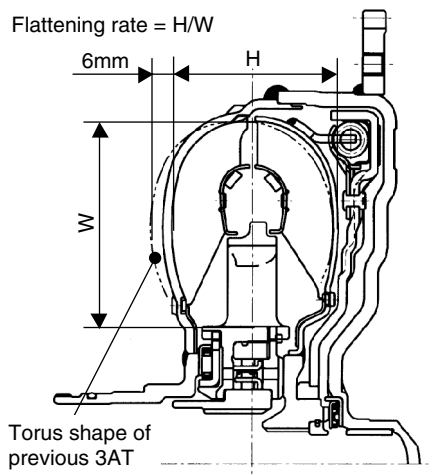


Fig. 3 Cross-section view of newly developed torque converter

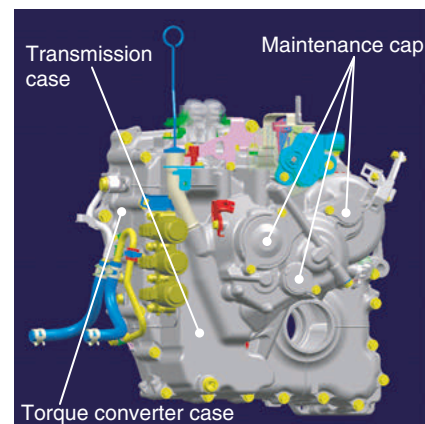


Fig. 4 Newly developed 4AT with side cover-less housing

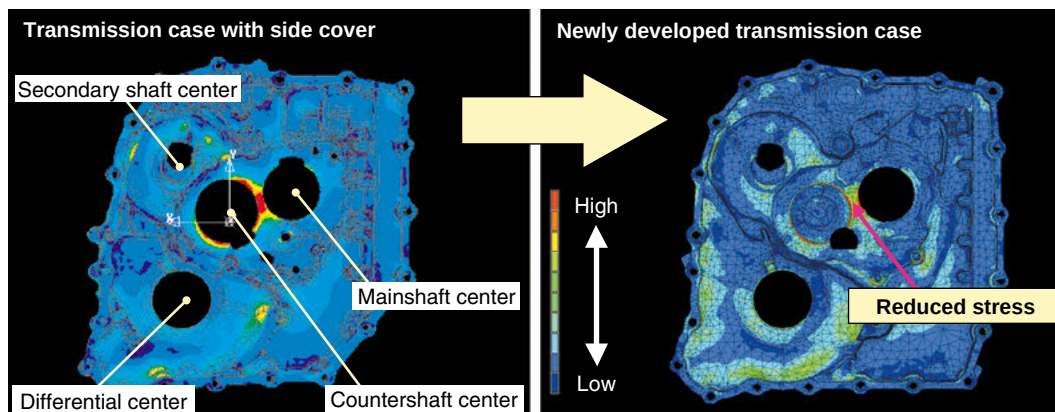


Fig. 5 Results of CAE analysis of newly developed transmission case

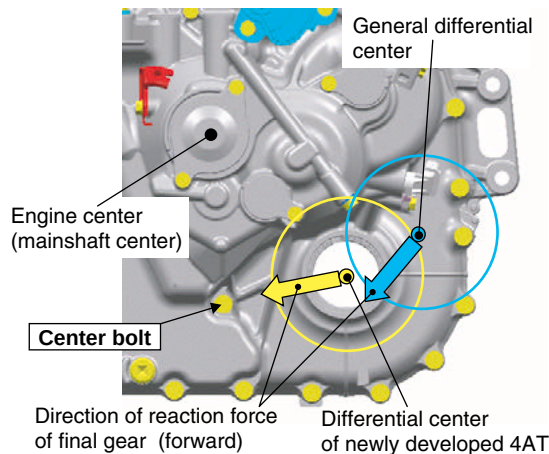


Fig. 6 Direction of reaction force

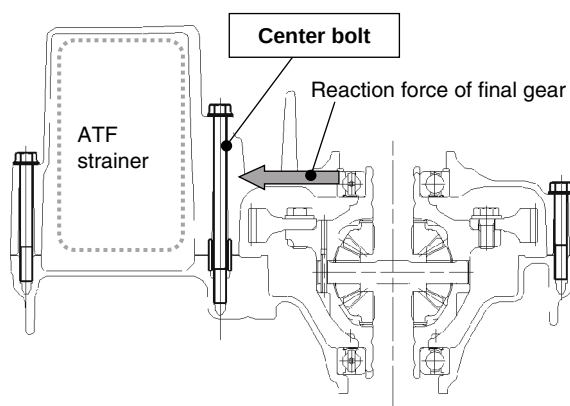


Fig. 7 Center bolt layout

以上により、全長は構成要素を追加しながら334mm、前後方向はエンジンとATを合せたパワートレイン前後長を480mmとし、いずれもこのクラス最短値を達成した。

#### 4.2. フリクション低減

軽自動車クラスでは高回転域の使用頻度が高いことから、フリクション低減の燃費向上への寄与度が大きくなる。このことから、新4ATはクラストップレベルの燃費目標値を具現化するため、4ATながら3ATと同等のフリクション値を達成する事を目標に開発をおこなった。

##### 4.2.1. オイルポンプ損失低減

新4ATでは、電子制御化による電子デバイス追加のため、オイルポンプの要求吐出容量が3ATより大きくなり、オイルポンプ損失も大きくなる。そこで、容量不足が最も顕著にでる高温低回転時の油圧低下を防ぐために、制御バルブ径の小径化・アルミバルブの採用・バルブボデーボルト締め付け時の面圧分布改善をおこない、3AT+15%の容量増に抑える事ができた。

また、オイルポンプドライブギヤ端面に、加工溝を追加した事と、研磨工程用逃げ溝の加工幅の最適化をした事により、メカニカル損失を10%低減する事ができた。

##### 4.2.2. デフ撹拌損失低減

デファレンシャルケース及びファイナルドリブンギヤとATケースの間に介在するオイル量を、適度に制限する事で対策をおこなった。

このためにまず Fig. 8 に示した様に、AT ケース下面側のボリュームを拡大する事で、オイルポンプのエアレーション限界を低下させる事なく、オイル油面高さを低下させた。更に、トルクコンバータケースとデファレンシャルケース、及びファイナルドリブンギヤとトルクコンバータケース間の隙間設定を最適化した。

この結果、デフ撹拌損失を13%低減する事ができた。

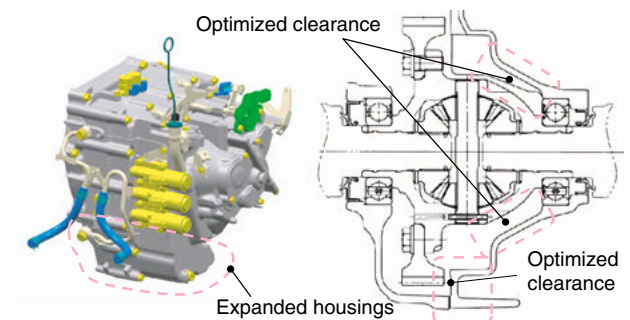


Fig. 8 Optimized area

##### 4.2.3. クラッチ引き摺り低減

各クラッチパックは、フリクションプレートによる潤滑油のせん断力低減を図り、オイルの保持機能を確保しつつ排出性を最大限改善する事を目標とした。このためにまず、潤滑油排出経路のチューニングなど従来手法を活用し、引き摺りを低減した。

次にNAエンジン用新4ATの2・3・4速クラッチでは、フリクションプレートの摩擦材溝形状に新形状を採用し、クラッチプレートのウェーブ化と組み合わせて適用した。この結果、更に潤滑油の排出性を向上でき、引き摺りを1/2以下に低減する事ができた。新旧溝形状でのフリクション差を Fig. 9 に示す。

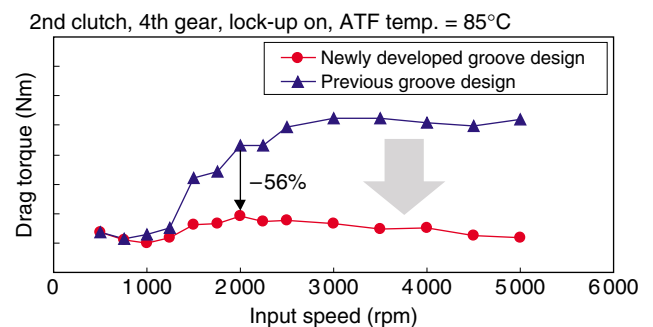


Fig. 9 Drag torque comparison

以上、オイルポンプ損失・デフ撹拌損失・クラッチ引き摺りの低減対策により、フリクションを30%低減する事ができ、新4ATでは3AT同等のフリクション値を達成した。Fig. 10に対策前後の各要素のフリクション解析結果を示す。

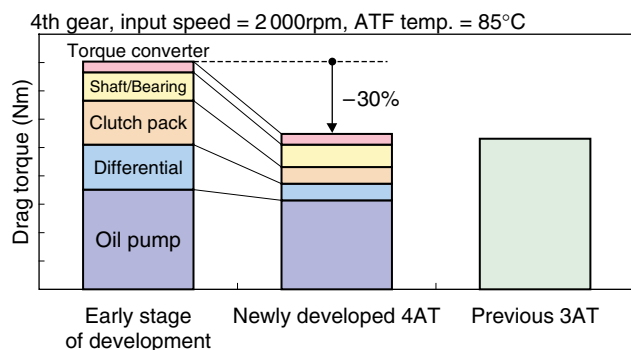


Fig. 10 Results of friction factor measurement

### 4.3. 走行性能と燃費性能

#### 4.3.1. 4速化とロックアップ

新4ATの構想段階での燃費シミュレーション結果をFig. 11に示す。この図に示す様に、単なる4AT化だけでは大きな燃費性能向上は期待できず、燃費目標の達成には、ロックアップ機構の適用が必要となった。

このため、全バリエーションでのロックアップクラッチ採用を前提とし、燃費向上とドライバビリティの両立を狙い、アクティブロックアップⅡ<sup>(4)</sup>を採用した。

本システムの採用と同時に、ロックアップクラッチにロングトーションダンパを適用した事で、エンジントルク変動を減衰した。このトルク変動減衰効果と本システムのリニアソレノイドによる高精度なフィードバック制御により、クルーズ領域と加速中のロックアップ可能領域の下限速度を引き下げ、2速12km/h以上からのロックアップ作動を可能とした。この結果、従来このクラスで採用されていたロックアップ制御領域に比較して、特に低・中速域で大幅にその制御領域を拡大する事ができた。

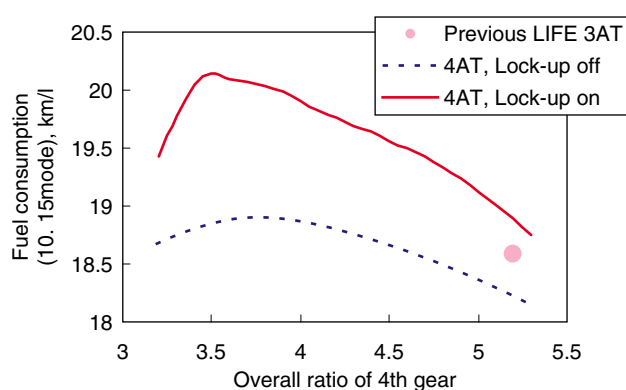


Fig. 11 Results of fuel consumption simulation

#### 4.3.2. ギヤレシオ設定

ギヤレシオ設定では、特にNAエンジン用ATでの燃費性能と4速段でのドライバビリティを両立させる事を目標とした。このため4速レシオは、高速道路での登坂も含めた100km/hクルーズ性能を考慮し設定した。1速ギヤレシオについては発進、登坂性能を重視した設定とし、ロックアップによる燃費向上を考慮して2・3・4速間をクロスレシオ設定とした。新4ATのギヤレシオ設定を、3ATと比較してTable 1に示す。

以上、ロックアップ制御・ギヤレシオ設定・フリクション低減の燃費向上対策により、10.15モード燃費において3AT比7%の燃費向上を達成した。

### 4.4. 商品性向上

#### 4.4.1. 変速商品性

新4ATは、スモールクラスでも通用する滑らかで高レスポンスな変速フィーリングをねらいとした。この目標を具現化する制御システムは、同時に、高精度が要求されるロックアップ制御システムと合せてコンパクトに構成する必要があった。このため、当社上級車種にて採用実績のあるクラッチ圧ダイレクト制御システム<sup>(4)</sup>を基本に、一部改良を加え採用した。

この改良の結果、当社従来システムに対し、ON/OFFソレノイドバルブ2個、ATF温度センサ1個、油圧スイッチ2個を省略する事ができ、制御システム全体での集約化を達成した。これによりコンパクトさを維持したまま、ダイレクト制御とアクティブロックアップⅡを新4ATへ適用する事が可能となった。Table 2に他制御システムとの比較結果を示す。

本制御システムは、クラッチ圧をリニアソレノイドでダイレクト制御するものであり、その制御ロジックは次の2つの制御で構成される。

- (1) クラッチおよび油路の状態に応じてクラッチ準備を安定的におこなうクラッチ応答圧制御

Table 2 Comparison of control systems

|                             | Newly Developed 4AT | Honda LIFE/DUNK Previous 3AT | Honda STEP WAGON 4AT |
|-----------------------------|---------------------|------------------------------|----------------------|
| Clutch control              | Direct control      | Indirect control             | Direct control       |
| Lock-up control             | Active lock-upⅡ     | —                            | Active lock-upⅡ      |
| Number of control valves    | 15                  | 15                           | 14                   |
| Number of one-way clutches  | 1                   | 1                            | 0                    |
| Number of on/off solenoids  | 2                   | 0                            | 4                    |
| Number of linear solenoids  | 3                   | 0                            | 3                    |
| Number of ATF temp. sensors | 0                   | 0                            | 1                    |
| Number of pressure switches | 0                   | 0                            | 2                    |

(2)ATへの入力トルクおよびフリクションプレート摩擦係数の推定により変速時のクラッチ基準圧を算出するトルクベース制御

このトルクベース制御には、変速時の車体G変化を決定するGデザイン<sup>(4)</sup>という設定手法を採用している。Fig. 12にアップシフト時の概念図を示す。

この変速制御システムの採用と共に、2・3・4速クラッチに遠心油圧キャンセル機構を採用した事で、クラッチ油圧制御の精度と品質安定性が大幅に向上し、滑らかな変速フィーリングと高い変速応答性を達成した。

#### 4.4.2. 登降坂制御

エンジントルクの絶対値が小さい軽自動車を4AT化するにあたり、登坂路における余裕駆動力不足により変速が頻繁になる事、および降坂路におけるエンジンブレーキ不足が顕著となる事が予測された。そこで、軽自動車では採用例の少ない(NAエンジン搭載車では軽自動車初となる)登降坂制御を全バリエーションで採用した。

登降坂路の負荷に応じ、最適変速段を2・3・4速から選択する PROSMATEC (PROgressive Shift schedule MANagement TEchnology)により、登坂路での不要な変速を抑え、降坂路ではエンジンブレーキのアシストをする事で、軽自動車クラスを超えたドライバビリティを達成した。

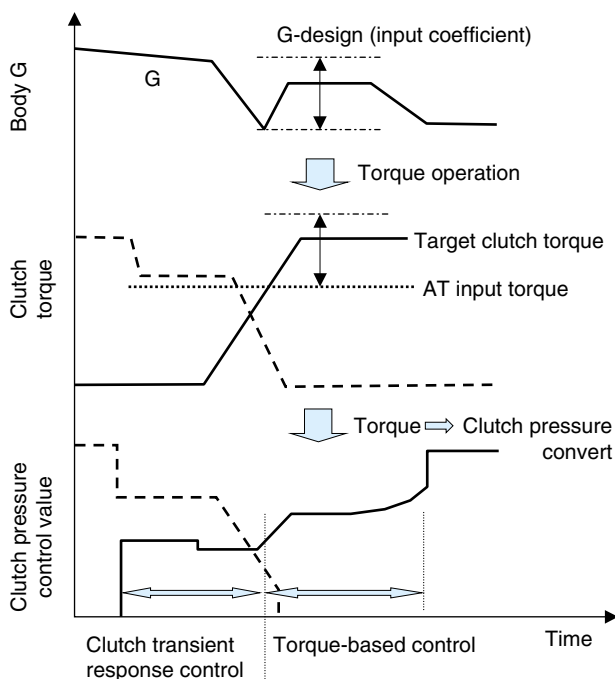


Fig. 12 Overview of new control logic (up-shift)

#### 4.4.3. NV(Noise, vibration)商品性

新4ATは平行3軸式構造とし、1・2速段はアイドルギヤを介し駆動するレイアウトを採用した。ここでアイドルギヤ列を各軸端に配置する従来構造は、駆動力変化による軸撓みの影響を受け、ギヤ倒れによるギヤ音の悪化を防ぐ

ために、歯幅を厚くしたりギヤ倒れを規制するベアリングを採用している。従って従来構造とする事は、新4ATのコンパクト化に対し、大きな懸案となった。

このため新4ATは、多重噛合いとなるアイドルギヤ列を、平行3軸式構造の各軸中央に配置した。これによりFig. 13に示す様に、軸撓みの影響を抑えてギヤ倒れ量を低減する事ができ、コンパクト化の目標を達成しつつ入力負荷変化時のギヤ噛合い精度を向上できた。

同時に、各ギヤの基本諸元値については、総合噛合い率を3AT比で大幅に向上させた設定とした。またCAE解析により、リブ配置の最適化をおこないケース剛性を充分確保した事で、ケースの共振による放射音の発生も抑えた。

この結果Fig. 14に示す様に、AT単体3速ギヤ音では、加減速側共に4dB以上のノイズ低減効果が得られた。

更に、4AT化のメリットと作動領域の広いロックアップの採用により、走行時のエンジン回転数を低減し、実用域・高速クルーズ域でも車両の静粛性に貢献した。

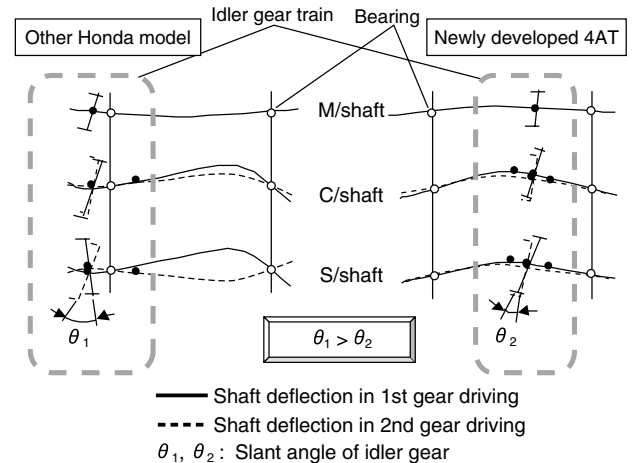


Fig. 13 Comparison of idler gear train

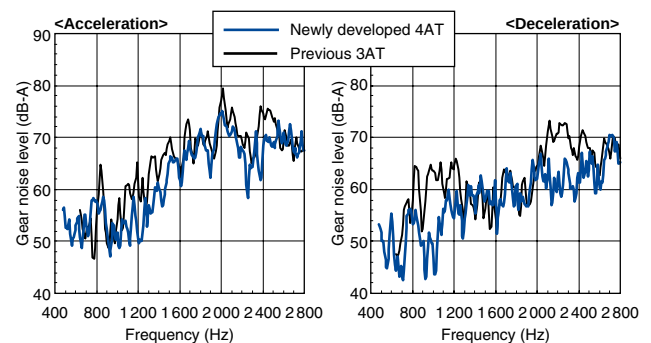


Fig. 14 3rd gear noise

## 5. まとめ

次世代コンパクトクラス向けとして、基本骨格から全てを新規開発した新4ATを、新型LIFEに搭載し以下の結果を得た。

- (1) 平行3軸式構造・ケース構成・偏平トルクコンバータおよびデファレンシャル軸エンジンセンタ下配置の採用等により、全長・前後長ともクラス最短の334mm・480mmを達成した。
- (2) オイルポンプ損失・クラッチパック引き摺り・デフ搅拌損失の低減等をおこなった結果、4AT化しながら、3ATと同等のフリクション値を達成した。
- (3) ロックアップ制御にアクティブロックアップⅡを適用し、2速12km/hからのロックアップ制御を可能とした。この結果、4AT化・フリクション低減の効果も合わせ、10.15モード燃費において7%の向上を達成した。
- (4) クラッチ圧ダイレクト制御システム・遠心油圧キャンセル機構を採用した事により、高応答性かつ高品位な変速商品性を実現した。また、プロスマテックを適用し、ドライバビリティの向上を達成した。
- (5) アイドルギヤ列各軸中央配置、総合噛合い率向上を採用した結果、4AT化・実用性の高いロックアップ機構の採用も合わせ、軽自動車トップクラスの高品位なNV商品性を実現した。

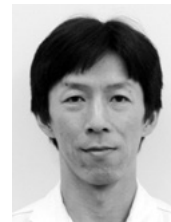
### 参考文献

- (1) 江尻英治ほか：トルクコンバータの偏平率が流体性能に及ぼす影響，日本機械学会論文集B編，64巻，623号，p.151-156(1998-7)
- (2) 安部浩也，名井信雄，山下徹，白木川孝一：トルクコンバータに於けるステータ翼列流出角修正による簡易性能予測法，自動車技術会学術講演会前刷集，No.951，p.121-124(1995)
- (3) 安部浩也，丸山徹郎，坂藤征利：三次元数値流体計算の活用による超偏平トルクコンバータの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.75-80(2001)
- (4) 加藤智士，宮本修秀，斉藤吉晴，徳田守昭，堀田高司，砂田悟：ワンウェイクラッチレス5速自動変速機の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.29-01p.13-18(2001)

■ 著 者 ■



内田代志春



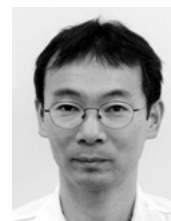
宮本修秀



大谷哲也



丸山徹郎



酒井和明



谷本誠司

# 新型 Odyssey 用 CVT の開発

Development of CVT for 2004 Model Odyssey

佐藤 洋一\*  
Yoichi SATO  
左久間 信次\*  
Shinji SAKUMA

浦野 純司\*  
Junji URANO  
山口 正明\*  
Masaaki YAMAGUCHI

大橋 章人\*  
Akihito OHASHI

## 要 旨

省燃費性能と走る楽しさを高品位に実現できる 2.4L クラス CVT を Odyssey 用として新規に開発した。Honda CVT として初めてのトルクコンバータ、発進直後からのロックアップ制御、容量切換え式高効率オイルポンプ、全長短縮化技術、プーリ油圧を最適化できるシンプルな油圧制御回路、高品位な走り商品性を実現する ECU 制御システム、ケース 3 点構成、等を採用した。これにより、全長 385mm、総重量 95.3kg、最大伝達容量 218Nm で、伝達効率を他社同クラス CVT に対し 7.5 - 11% 向上し、最適な変速制御が可能となり、省燃費走行とスポーティ走行を両立できる CVT 性能が得られた。

## ABSTRACT

A 2.4L class CVT has been newly developed for the 2004 Odyssey to provide superior automotive fuel economy and a high level of driving pleasure. In addition to a torque converter, a first for a Honda CVT, the new CVT includes among its features lock-up control operating from immediately after start-off, a high-efficiency oil pump with a delivery switching mechanism, technologies enabling overall length to be reduced, a simple hydraulic circuit capable of optimizing pulley pressure, an ECU to realize excellent driving performance and a three-part case. With a maximum transmitted torque of 218 Nm at 385 mm in length and weighing 95.3 kg, the new CVT records 7.5-11% higher transmission efficiency than competitors' CVTs in the same class. The new CVT has enabled optimization of shift control, balancing fuel economy with sporty driving performance.

## 1. まえがき

近年、エネルギー環境問題に対する関心が世界的に高まって来ている中であって、自動車に求められる省燃費性能は極めて重要である。その一方で、車本来の商品性である走る楽しさもさらに求められている。この様な普遍的な社会需要に対して、Honda は 1996 年モデル以降燃費効率に優れた CVT を採用し、Civic, Logo, Insight と改良を続け、2002 年モデル Fit 用 CVT として大幅改良をおこない、省燃費性能と走る楽しさを満足できる 1.5L クラス新 CVT を開発している。

今回、Odyssey のフルモデルチェンジにあたり、省燃費性能と走る楽しさを高品位に実現できる 2.4L クラス新 CVT を開発したので、この技術について紹介する。

\* 栃木研究所

## 2. 開発のねらい

2.4L クラス CVT としてトップレベルの燃費と走りを両立するため、下記をねらいとした。

- (1) トルクコンバータ採用によるスムーズで力強い発進
- (2) 発進直後からのロックアップ制御によるスリップロスの最小化
- (3) トランスミッション伝達効率の大幅改善
- (4) 省燃費走行とスポーティ走行を両立できる最適な変速制御

## 3. 基本レイアウトと主要諸元

新型 Odyssey 用 CVT (以下、本 CVT) の主断面図と外観

図を Fig. 1, Fig. 2 に、主要諸元を Table 1 に示す。

本 CVT の基本レイアウトの特徴は、発進機構に Honda CVT として初のトルクコンバータの採用、駆動系の効率を重視した容量切換機構を持つベーンポンプの採用、全長短縮のために油路の受け渡し構造を持つステータシャフトの採用、効率向上のためにドリブンプーリー油圧を常時センシングする油圧センサの採用、効率の良い制御回路を構成するためのリニアソレノイドの共用化、ケース構成としては最もシンプルな3点構成の採用などが挙げられる。

これらの技術により、本 CVT は全長 385mm, 総重量 95.3kg, 最大伝達容量218Nmで要求スペックを満足した。

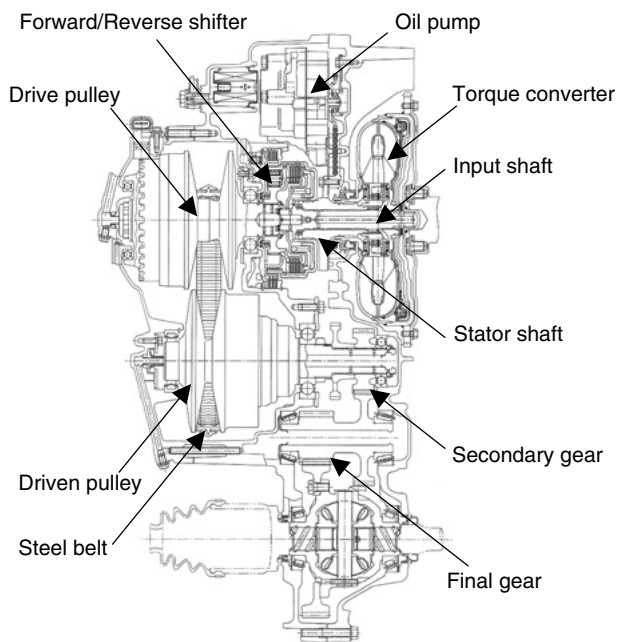


Fig. 1 Main section of CVT

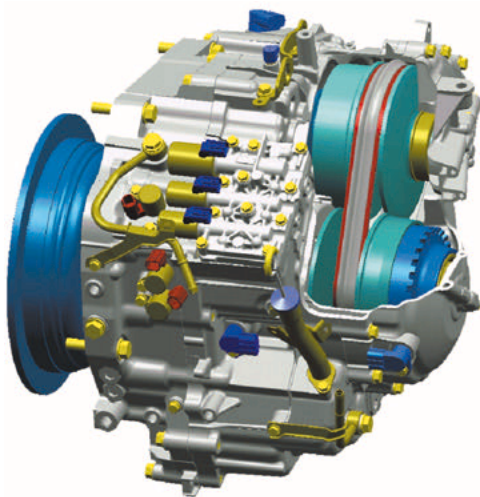


Fig. 2 View of CVT for Odyssey

Table 1 CVT specifications

|                       |                         | 2004 Model Odyssey |
|-----------------------|-------------------------|--------------------|
| Engine specifications | Type                    | 2.4L 4VLV          |
|                       | Max. power (kW/rpm)     | 118/5500           |
|                       | Max. torque (Nm/rpm)    | 218/4500           |
| Ratio                 | LOW                     | 2.470              |
|                       | OD                      | 0.450              |
|                       | Secondary               | 1.514              |
|                       | Final                   | 3.350              |
|                       | Reverse                 | 1.735              |
| Dimension             | Overall length (mm)     | 385                |
|                       | Pulley axis length (mm) | 170                |
|                       | Weight (kg)             | 95.3 (Wet)         |

## 4. 主要技術

### 4.1. トルクコンバータ

発進方式にトルクコンバータを採用し、Fig. 3 に示す様に発進時ピーク加速度と持続加速度を兼ね備えたスムーズな加速感を得た。

### 4.2. 容量切換式ベーンオイルポンプ

2.4Lエンジンのトルクに対応する高油圧と、低回転時の必要吐出流量を確保しつつ、容量切換機能を備えることにより、オイルポンプの駆動トルクを低減できる高効率オイルポンプを開発した。

#### 4.2.1. 基本構造

CVT 用オイルポンプとして、低温から高温環境まで安定した高油圧と十分な吐出流量を得るため、基本構造を従来のギヤオイルポンプから、平衡型ベーンオイルポンプとした。

また、ポンプ本体を形成するオイルポンプボデーとオイルポンプベースに、油圧制御バルブを内蔵し、コンパクト化

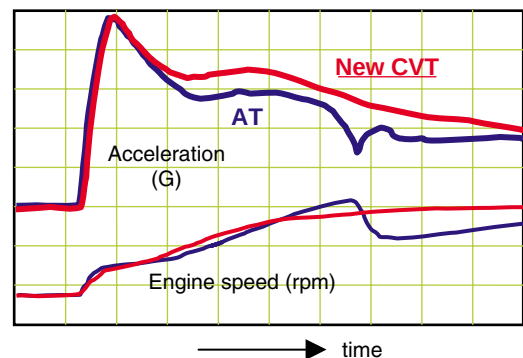


Fig. 3 Start-off acceleration characteristic

を図った。

ベーンポンプ本体の基本構造とバルブ配置を Fig. 4 に示す。

#### 4.2.2. 容量切換え機構

本 CVT 用オイルポンプには、1 回転あたり 2 室の吸入・吐出をおこなう平衡型ベーンポンプの特徴を生かした容量切換え機構を設けた。

オイルポンプが過剰流量を吐出する運転領域では、2 室の吐出(以下、全吐出)から 1 室のみの吐出(以下、半吐出)に切換える。容量の切換えは、別設置の ON/OFF ソレノイドでコントロールされた信号油圧により、ポンプシフトバルブを作動させておこなう。

Fig. 5 に全吐出及び半吐出時のオイル流路状態を示す。

これにより、ポンプ駆動トルクが低減でき CVT 伝達効率が向上した。

Fig. 6 に全吐出及び半吐出時のオイルポンプ駆動トルクの差を示す。

#### 4.2.3. ベーンガイド機構

CVT 用オイルポンプには、エンジン始動と同時に制御に必要な油圧を発生することが要求される。

一般的にベーンポンプは、低温環境下での始動時にロー

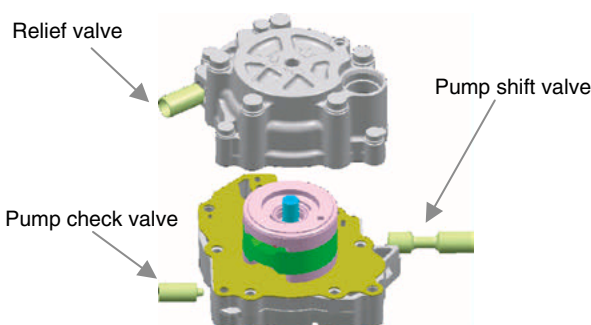


Fig. 4 Layout of pump and valves

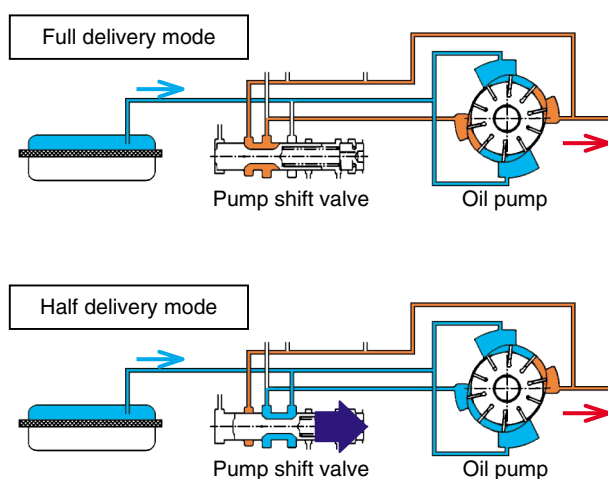


Fig. 5 Delivery modes of pump

タとベーン間のオイル粘性によりベーンの飛び出し抵抗が増加するため、油圧の応答性が低下する。この現象を回避するために、Fig. 7 に示すベーンガイドを設置することにより、低温環境下でのエンジン始動時状態においても、CVT 機能を満足する油圧応答性が得られた。

#### 4.3. 高トルク対応

##### 4.3.1. 金属ベルト

伝達容量 218Nm を確保するため、Van Doorne's Transmissie b.v. 製 30mm 金属ベルトを採用した。ベルトによる変速レシオレンジはおおよそ 5.5 とした。Fig. 8 に Civic 系に用いている 24mm ベルトと今回採用した 30mm ベルトのベルトサイズ比較を示す。

##### 4.3.2. 制御油圧の高油圧化対応

高トルク化にあたり、従来 CVT のプーリ最高油圧 3.5MPa に対し、本 CVT ではプーリ最高油圧 5.4MPa と高油圧になる。高油圧化に伴い制御バルブボデーの強度・変形が課題となるため、FEM 解析を用いて各バルブボデーの高油圧部油路形状及びボルトピッチの最適化をおこなった。

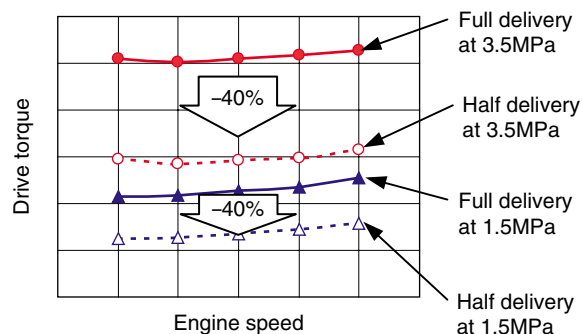


Fig. 6 Drive torque of pump

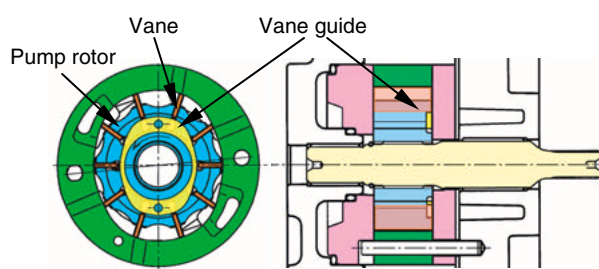


Fig. 7 Vane guide

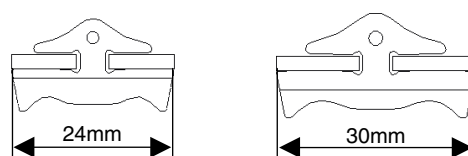


Fig. 8 Comparison of CVT belt size

Fig. 9 に FEM 解析結果を示す。

#### 4.3.3. ケース強度

高容量対応を可能とするために、ケースについてもFEMによる応力解析、合せ面面圧分布解析をおこない、各部形状の最適化を図った。

Fig. 10 に応力解析結果、Fig. 11 に合せ面面圧解析結果の一例を示す。

各部形状の最適化で特に留意しているのは、ファイナルギヤ系回りのベアリング支持部の強度確保、エンジンとの締結の関係でボルト間の形状を直線的にすることができない部分の合せ面の面圧確保などが挙げられる。

#### 4.3.4. プーリ剛性

プーリについては、ドライブ、ドリブン各々の固定側、可動側 4 面の V 面について FEM による応力及び変形量解析

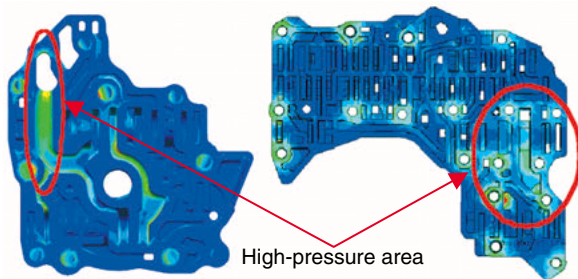


Fig. 9 Valve body stress analysis with FEM

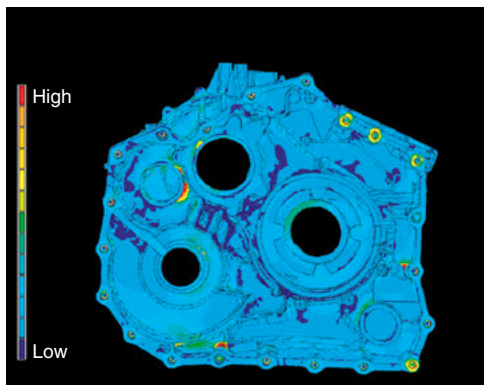


Fig. 10 Stress contour

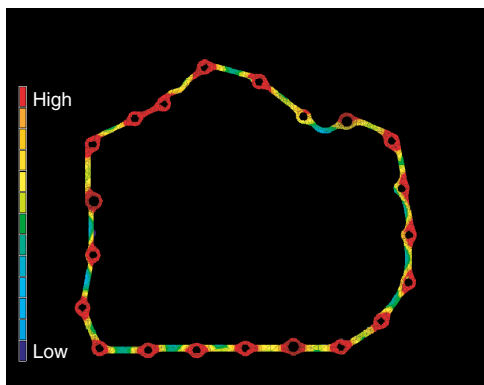


Fig. 11 Contact pressure

をおこない、上記 4 点の剛性バランスに配慮しながら形状の最適化を図った。剛性バランスを考慮する理由は、ドライブ側とドリブン側のプーリ間で発生するベルトミスアライメント量を少なくし、特に高回転、高負荷時の金属ベルトのリングとプーリ V 面の接触を回避するためである。

Fig. 12 にプーリの変形量解析結果を示す。この変形量を用いて、ベルトの軌跡を考慮したリングとプーリ V 面やリングとエレメントの隙間における運転中のリング接触発生頻度を解析した。

#### 4.4. 全長短縮技術

ドライブプーリ軸上の要素について全長短縮を図った。ここでは、本 CVT に適用した代表的な要素について図示するとともに、各要素の効果を示す。

##### 4.4.1. ステータシャフト

オイルポンプからの油圧をインプットシャフトの軸内に受け渡し、トルクコンバータなどの各部に油圧を供給するための油路を兼ね備えたステータシャフトを採用することにより、従来オートマチックトランスミッションに対して約 25mm(社内比)の全長短縮が可能となった。

##### 4.4.2. ベアリング

ドライブプーリ軸を支持するベアリングを軸に対して直接嵌合しないことで全長短縮を図った。ドライブプーリ軸にプーリカバーを締結するためのナットとベアリングを Fig. 13 に示す様に、同位相に配置することにより、ベアリング幅と同等の約 10mm の全長短縮となった。

##### 4.4.3. インプットシャフト

インプットシャフトとフォワードクラッチはスプライン嵌合などにより締結される場合があるが、本 CVT レイアウト

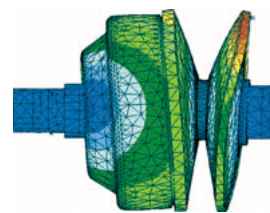


Fig. 12 FEM pulley deformation

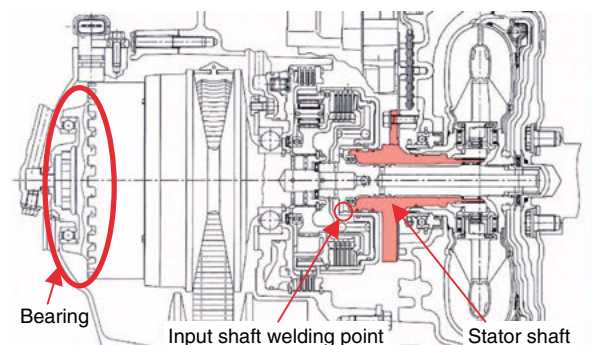


Fig. 13 Layout of drive pulley shaft

トでは全長短縮のために溶接により一体化した。溶接部位を Fig. 13 に示す。これによりスプライン嵌合と比較した場合、約 10mm の全長を短縮することができた。また、一体化により部品点数の削減も可能となった。

#### 4.5. 高効率化

##### 4.5.1. 油圧センサ

油圧制御システム内に油圧センサを設置し、運転状態により ECU が決定した油圧と CVT の作動油圧を、常時センシングしてフィードバックする学習制御を採用した。これにより従来機種に比べ余剰油圧が低減でき、オイルポンプ駆動トルク及びベルトのフリクションが低減できた。

Fig. 14 に油圧センサの制御ロジックを示す。

##### 4.5.2. ドライブプーリダブルピストン

ドライブプーリを従来のピストン室 1 室に対して 2 室とし、同一ピストン外径で受圧面積拡大をおこなった。これにより、クルーズ時のプーリ制御油圧を低減し、クルーズ走行時のオイルポンプ駆動トルクが低減できた。

Fig. 15 にダブルピストンによるプーリ油圧の作用面積の模式図とピストンの構成をカットモデルにより示す。

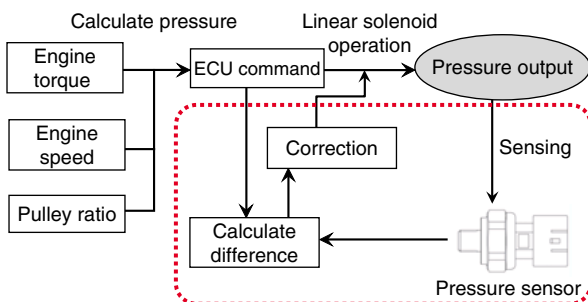


Fig. 14 Control program of pressure sensor

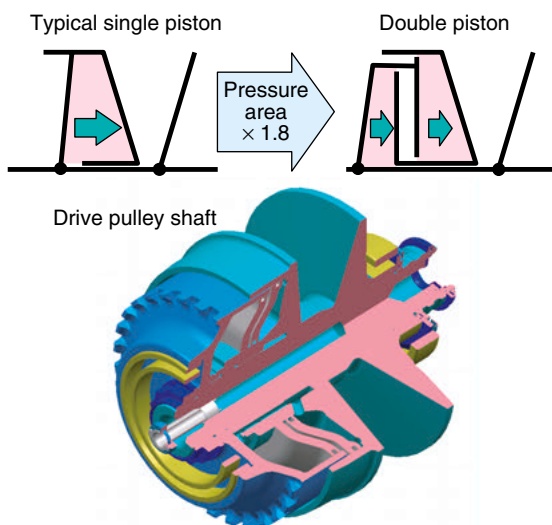


Fig. 15 Double piston mechanism

##### 4.5.3. リバースブレーキ引き摺り抵抗の削減

前進走行時には、リバースブレーキのディスクからプレート間のオイルが常時粘性引き摺り抵抗となるため、円周上数ヶ所にわずかなうねりを持たせたウェーブディスクを採用し、引き摺り抵抗の低減を図った。

Fig. 16 にエンジン回転数に対する引き摺り抵抗の変化を示す。

##### 4.5.4. オイル攪拌抵抗の低減

ドライブプーリが下方に位置するため、オイルがベルト室内に滞留すると攪拌抵抗が著しく増加する。そのため、ベルト室に滞留するベルト潤滑及びベアリング潤滑後のオイルを効率よく排出できる排出穴の設定をおこなった。

また、発進・停止・旋回時のエアレーションを防止するための油面高さを、より少ないオイル量で確保できる様に各ギヤとベアリングの潤滑及び、制御系から排出されたオイルを効率良くオイルパンに戻せるリップ配置とした。

Fig. 17 にトランスミッション内のオイルの流れを示す。以上の項目を適用することにより、フリクショントルク

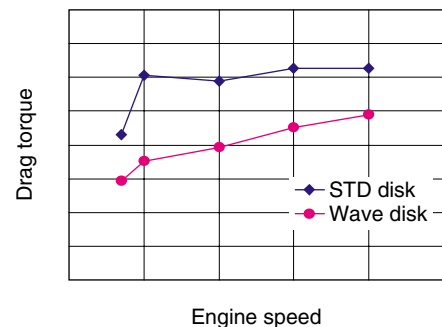


Fig. 16 Drag torque of reverse brake

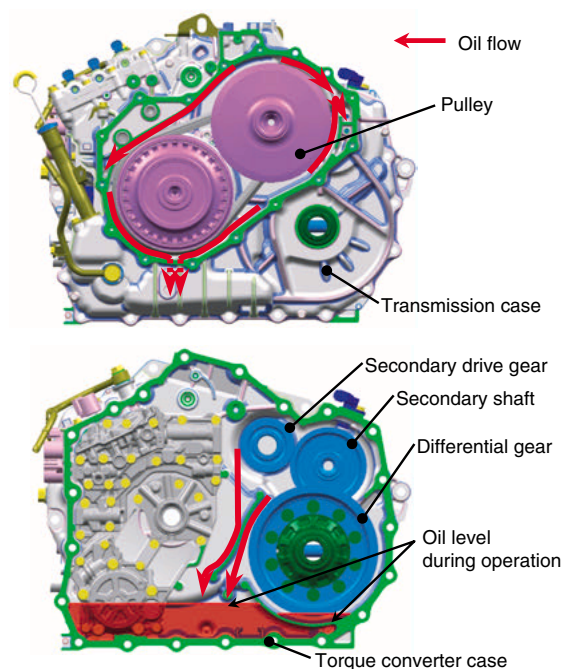


Fig. 17 Oil flow inside case

が低減され、Fig. 18 に示す様に伝達効率が6%向上した。他社同クラス CVT と比べ 7.5 - 11%の優位性を持つ。

#### 4.6. 油圧制御システム

プーリ油圧制御回路はダイレクト制御方式を採用し、二つのリニアソレノイドバルブでドライブとドリブンのプーリ圧を個別に制御している。本 CVT ではさらにドライブプーリにダブルピストンを採用することにより、ドライブプーリ圧を大幅に低減できた。このためプーライン圧コントロール用バルブが不要となり、プーリ油圧制御回路の簡素化が可能となった。

また、本 CVT ではインギヤ時に前後進クラッチ制御をおこなうリニアソレノイドバルブと、ロックアップ制御をおこなうリニアソレノイドバルブの共用化を図った。前後進クラッチとロックアップの制御を四つの制御モードに分け、インギヤモード、発進モード、走行モード、減速モードを二つの ON/OFF ソレノイドで切換える回路構成とした。これにより、インギヤ時のショックの緩和、発進時と走行中のロックアップ制御性の確保及び、減速時のベルト保護が一つのリニアソレノイドバルブで制御可能となり、コスト

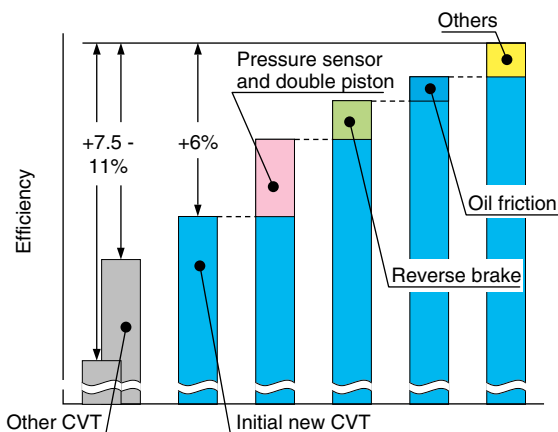


Fig. 18 Transmission efficiency at 60km/h cruise

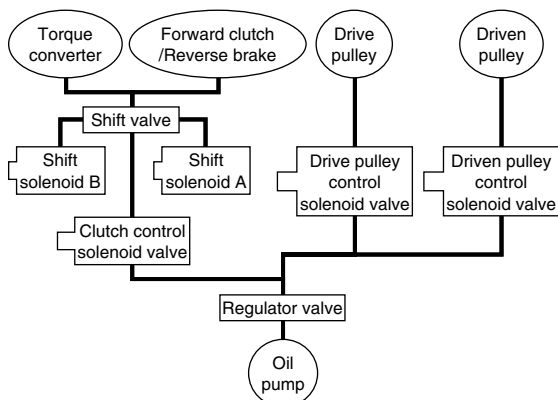


Fig. 19 Hydraulic circuit

ダウンとスペースレイアウトの効率化が可能となった。

Fig. 19 に油圧制御システムを示す。

#### 4.7. ECU 制御システム

##### 4.7.1. ロックアップ制御

CVTの発進デバイスとしてロックアップクラッチ付トルクコンバータを採用することで、従来の発進クラッチに対し発進駆動力の増加による発進商品性の向上が図れるが、発進時のスリップロスによる効率低下が課題となる。

本 CVT では、ロックアップクラッチの作動を発進領域まで拡大し、トルクコンバータのスリップロスを最小限にして効率向上をおこなった。

Fig. 20 にロックアップクラッチの作動領域を示す。

車速0付近は、ロックアップクラッチを非継合とし、トルクコンバータのトルク増幅を最大限利用し発進商品性を向上させている。トルクコンバータのトルク増幅比が減少する領域に入った時点で、ロックアップクラッチの継合を開始し、スロットル開度に応じた制御をおこなう。低スロットル領域は、スリップロスを最小限にするためにクラッチ容量をすばやく上昇させ、高スロットル領域は、動力性能を優先させるためにクラッチ容量をゆっくり上昇させる。Fig. 21に発進時におけるスロットル開度別の車速に対するロックアップクラッチの継合特性を示す。

以上の様に、トルクコンバータの特性を活かして発進商品性を確保し、さらにロックアップ制御の最適化により発進時の効率向上が可能となった。

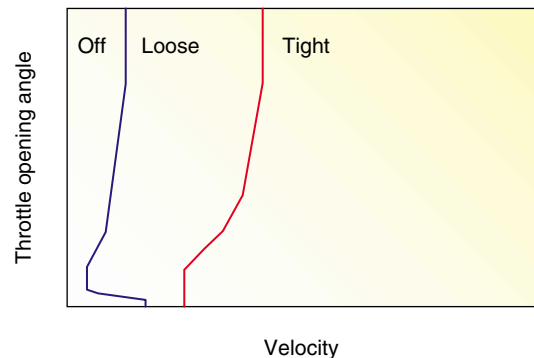


Fig. 20 Lock-up clutch map

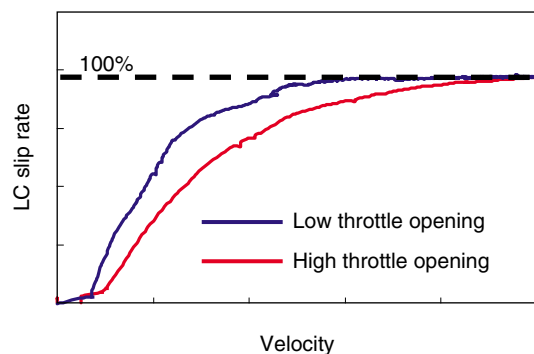


Fig. 21 Lock-up clutch slip rate characteristic

#### 4.7.2. 変速制御

CVT 変速制御のさらなる進化として各走行モードに合わせた適切な変速制御を実現した。

走行モードの選択判断条件として、下記を用いている。

- ・車速
- ・アクセル開度履歴
- ・コーナリング G (横方向加速度)履歴

これらの判断条件を元にシフトスケジュールを3段階に切替える制御(D1/D2/S シフトスケジュール)とコーナリング G シフト制御をおこなっている。

##### (1) D1 シフトスケジュール

燃費に重点をおいた変速スケジュールで、アクセルの低開度領域でエンジン回転数を抑えエンジントルク主体で走行する設定としている。

##### (2) D2 シフトスケジュール

アクセルの中開度領域の走行頻度が高くなった時、D1 に対しエンジン回転数を高めに設定し、より良い加速性能が得られる設定としている。

##### (3) S (スポーツ)シフトスケジュール

アクセルの高開度領域の走行頻度が高くなった時、D2 に対しさらにエンジン回転数を高めに設定し、スポーツ走行に適した加速性能とエンジンブレーキ性能が得られる設定としている。Fig. 22 に変速スケジュールの切換えイメージを示す。また、Fig. 23 に D1 と D2 と S の変速スケジュー

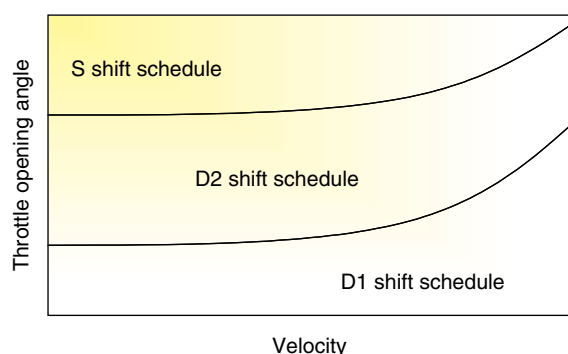


Fig. 22 Switching between shift schedules

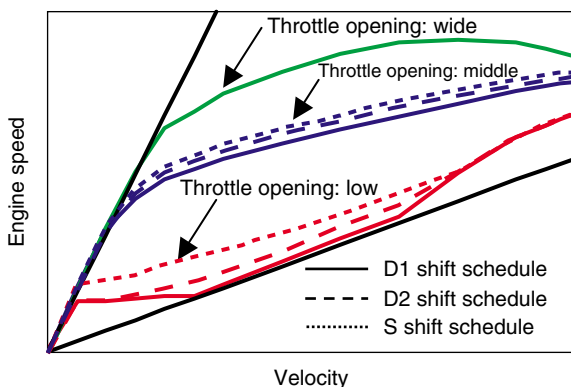


Fig. 23 D1, D2 and S shift schedules

ルの比較を示す。同じアクセル開度に対して異なる変速特性としている。

##### (4) コーナリング G シフト制御

走行中のコーナリング G 履歴によりワインディング判断をおこない、ワインディング判断中は、高回転を効果的に保持する様に設定する。

##### (5) 各シフトスケジュールの切換え効果

Fig. 24 - 26 は、各走行モードでの車速とエンジン回転数との関係を実測したものである。

Fig. 24 は、市街地とハイウェイ走行中の実測結果を示す。この走行モードでは、D1 シフトスケジュールでの走行となり、低エンジン回転数領域を使用して走行していることがわかる。

Fig. 25 は、登降坂走行の実測結果を示す。この走行モードでは、D2 シフトスケジュール及び登降坂のシフトスケジュールでの走行となる。この領域では市街地走行に対し高いエンジン回転数を使用しており、登降坂走行でも十分な走行フィーリングが得られている。

Fig. 26 は、ワインディング及びサーキット走行の実測結果を示す。この走行モードでは、S シフトスケジュール及びコーナリング G シフトスケジュールでの走行となり、さらに高回転領域を保持することが可能となっている。このシ

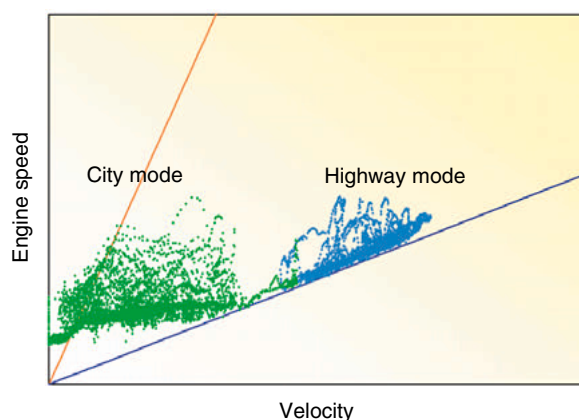


Fig. 24 City and highway mode

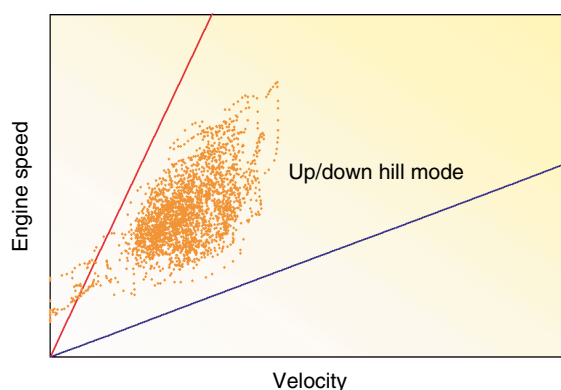


Fig. 25 Uphill and downhill

フトスケジュールによって、よりハードな走りでも良好な走行フィーリングが得られている。

以上の様に、走行モードに応じてシフトスケジュールを自動で切換えることにより、シフトレバーを切換えることなく、Dレンジ走行で省燃費走行と走りを両立することができる様になった。

#### 4.8. ケース3点構成

従来 CVT のケースは5点構成であったが、本 CVT においては Fit で採用したオイルパンレス構造をさらに発展させ、インタミディエートプレートをも廃止し、ケース3点構成としケース構造の簡素化をおこなった。

Fig. 27 は従来 CVT との比較であるが、ドリブン発進クラッチを用いた従来CVTでは前後進切換機構の配置及びプーリ軸支持のためにインタミディエートプレートが必要であったのに対し、本CVTはトルクコンバータを採用することにより前後進切換機構及びプーリ油室の配置を見直し、ケース3点構成のレイアウトが達成できた。

この変更により、ケース合せ面数が削減でき CVT 全体の剛性 UP が可能となった。また、ボルト本数の削減及びボルト長さの短縮により、軽量化も達成できた。

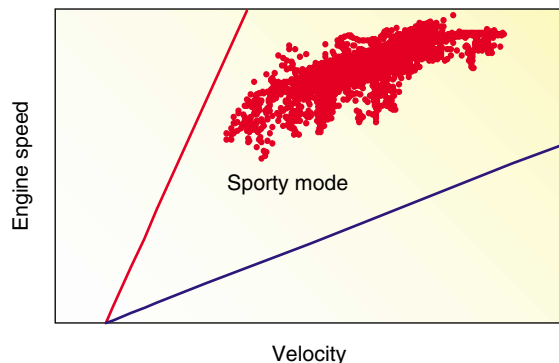


Fig. 26 Sporty mode

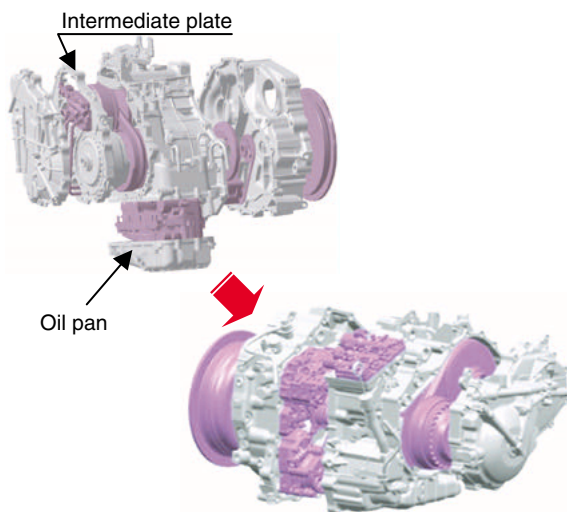


Fig. 27 Transmission consists of three cases

## 5. まとめ

2.4Lクラス新CVTの開発を通し、下記の技術を確立した。

- (1) トルクコンバータの特性を活かした発進商品性を確保しつつスリップロスを最小化し効率向上が可能な、発進直後からのロックアップ制御最適化技術
- (2) トランスミッション伝達効率を大幅に改善する(他社 CVT に対し 7.5 -11% VVT 効率向上技術)
- (3) 省燃費走行とスポーティ走行を両立できるシフトスケジュール自動切換え制御

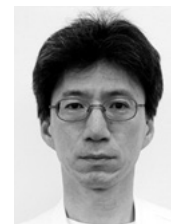
## 参考文献

- (1) 太田庄次, 國井久史, 角誠, 藤本修一, 山口徹朗: ハイブリッドカーインサイト用コンパクト CVT の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.61-70
- (2) 角誠, 藤本修一: ハイブリッド自動車用コンパクト CVT の開発, 自動車技術, Vol.54, No.4, p.48-54(2000)
- (3) 角誠, 國井久史, 藤本修一, 一條秀治, 長谷川隆, 福島幸彦: フィット用新 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.67-76
- (4) 斉藤俊博, 岡野武政: CVT プーリ剛性を考慮した金属ベルト応力シミュレーションの適用, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.191-196

## ■ 著 者 ■



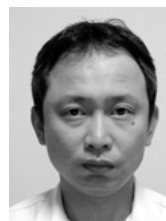
佐藤 洋一



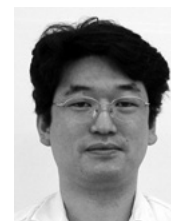
浦野 純司



大橋 章人



左久間 信次



山口 正明

# 2LクラスCVT用金属ベルトの開発

Development of Metal Pushing V-belt for Continuously Variable Transmission for 2L Class Vehicle

矢ヶ崎 徹\*  
Tooru YAGASAKI  
岡田 善成\*  
Yoshinari OKADA

青山 英明\*  
Hideaki AOYAMA  
片岡 隆平\*  
Ryuhei KATAOKA

大貫 基範\*  
Motonori OHNUKI

## 要 旨

Honda はコンパクトな CVT のレイアウトを可能とする金属ベルトを 1.5L クラスで量産化した。1.5L クラスの量産化で得た技術に加え、新たにゆるみ側弦部のエレメント挙動解析、電気抵抗法によるATF極圧潤滑皮膜評価により、よりコンパクトな CVT を可能とする 2L クラス CVT 用金属ベルトを開発した。

従来、CVT は金属ベルトの最小巻き付き径でトランスミッションのサイズが制約されていた。CVT 高容量化のためには金属ベルトの負荷軽減の目的から最小巻き付き径を大きくとる必要があったが、最小巻き付き径を小さくすることにより軸間距離も縮まり CVT の小型化が可能となる。本金属ベルトの特徴は、軸間距離 170mm で最大許容伝達容量 150kW を達成し、コンパクトな CVT のレイアウトを可能とする金属ベルト仕様を確立した点にある。

## ABSTRACT

Honda presently mass produces a metal pushing V-belt to enable a compact CVT layout in a 1.5L class vehicle. The project discussed in this paper based itself on the technologies developed for mass production of the 1.5L class belt, and employed dynamic analysis of slack string elements and study of ATF extreme pressure lubricant oil films using measurements of electrical resistance to develop a metal pushing V-belt enabling a compact CVT layout in a 2L class vehicle.

The size of CVTs has conventionally been determined by the pitch radius of the V-belt. To increase the torque capacity of the CVT, it was formerly necessary to increase the pitch radius of the belt in order to reduce the belt load. In the newly designed belt, reduction of the pitch radius has enabled the distance between the shafts to be reduced, hence reducing the size of the CVT. The newly developed belt achieves a maximum transmitted power of 150 kW with 170 mm between the shafts, and enables a more compact CVT layout.

## 1. まえがき

金属ベルト CVT (Continuously Variable Transmission) の高容量化は、主にドライブプーリとドリブンプーリの軸間距離(以下軸間距離)拡大によりおこなわれる。これは、他の自動変速機と同様に機械要素の大型化による強度向上である。また、動的強度確保のためには、経験的に最大回転数の制限がおこなわれる。これは、これまで金属ベルトの動的挙動を解析した例を含めて技術報告がほとんどなされていないことによる。

今回、1.5Lクラスの金属ベルト量産で得た技術と経験<sup>(1)~(4)</sup>、新たに起こった動的挙動解析、金属ベルト各部に対するAutomatic transmission fluid(ATF)中の極圧潤滑皮膜(以下皮膜)特性の把握により、2Lクラス金属ベルトの自社

開発に成功した。本稿では、新たにおこなった開発技術について紹介する。

## 2. 開発コンセプト

CVTでは、燃費向上と発進駆動力の両立のため、レシオレンジ拡大が求められる。必要なレシオレンジを確保するには金属ベルトのプーリへの巻き付き径を小径化することが望ましいが、金属ベルトの疲労寿命を維持するため最小巻き付き径の小径化には限界が有る。CVT 高容量化のためには軸間距離の拡大が必要となり、その結果トランスミッションの大型化に繋がっていた。また、プーリから金属ベルトに加わる軸推力も増加するため、金属ベルトの各接触部の摩耗を防止するため皮膜保持が重要となる。

\* 栃木研究所

したがって、CVTの高容量化とコンパクト化を達成するためには、金属ベルトをプーリへの最小巻き付き径の小径化が可能な構造とすること、エレメントおよびリングに対する負荷を軽減し、疲労強度を向上させること、各接触部の皮膜特性を考慮した設計とすることが必要となる。

Fig. 1 は、CVT の高容量化を同一レシオレンジではなかった場合の模式図である。CVT をコンパクト化する場合、図の様に軸間距離の短縮が必要となる。ただし、結果的に巻き付き径が減少する。その場合、金属ベルトのリング部疲労強度を確保することが課題となる。

Fig. 2 は、既存の CVT に関し、軸間距離に対する最大許容伝達容量の関係を示した図である。最大許容伝達容量の増加と共に、軸間距離も増加し、CVT が大型化する傾向が示されており、軸間距離の短縮が求められている。

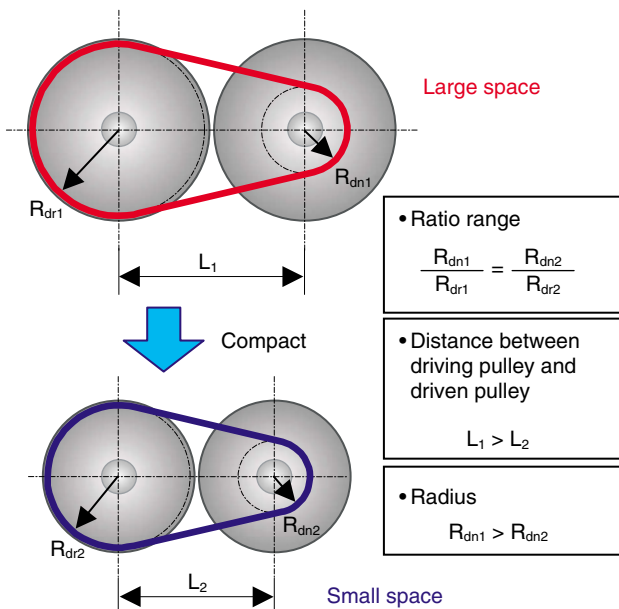


Fig. 1 Structure of CVT with same ratio range

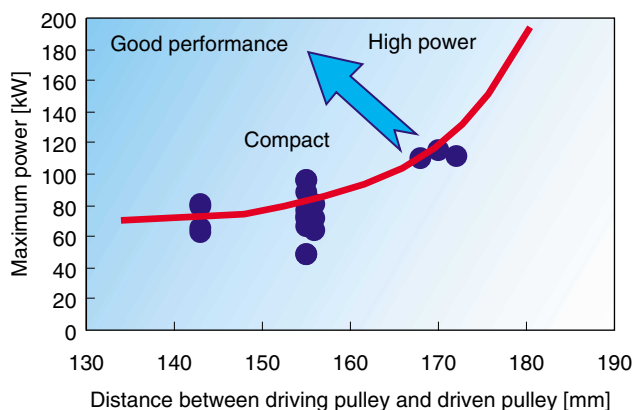


Fig. 2 Maximum power and distance between driving pulley and driven pulley

以上より、本開発のコンセプトを下記に定めた。

- (1) 金属ベルトの緩み側弦部の動的挙動を把握し、金属ベルト各部への動的荷重を明確化する。
- (2) 動的荷重に対し、金属ベルト各部の形状最適化をはかる。
- (3) エレメント疲労限荷重を明確化し、安全率を確保する。
- (4) 金属ベルト各部の皮膜状態を確認し、耐摩耗性を確保する。
- (5) 新製法を採用し、コスト低減をはかる。

### 3. 金属ベルトの構造

#### 3.1. 金属ベルトの構造と各部名称

金属ベルトは数百枚のエレメントと複数層、2束のリングにより構成される (Fig. 3)。

金属ベルト各部の名称を Fig. 4 に示す。

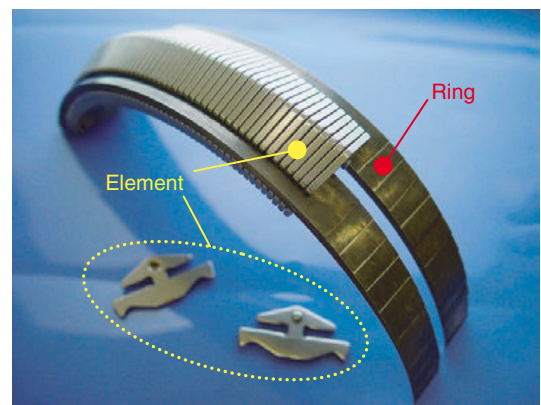


Fig. 3 Metal pushing V-belt

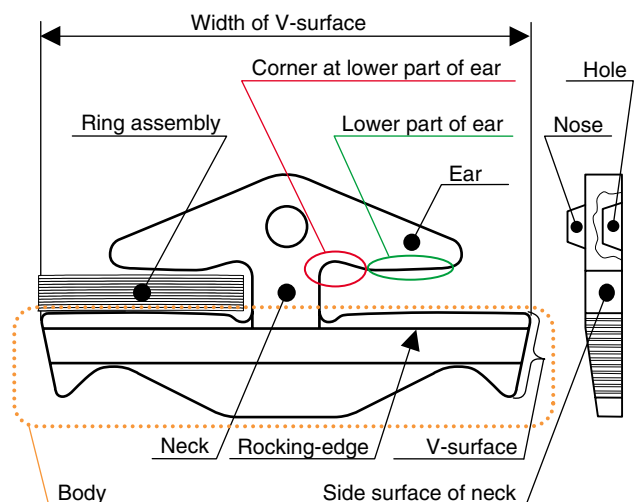


Fig. 4 Configuration of elements and ring assembly

## 4. エLEMENT形状最適化

### 4.1. ELEMENTとプーリ

ELEMENTに作用する荷重について、これまで実働力の測定が困難であった緩み側弦部に関し、動的挙動解析を実施した。

#### 4.1.1. ドリブンプーリ出口近傍のELEMENT挙動解析

Fig. 5, Fig. 6 は動的挙動解析の結果を示す。

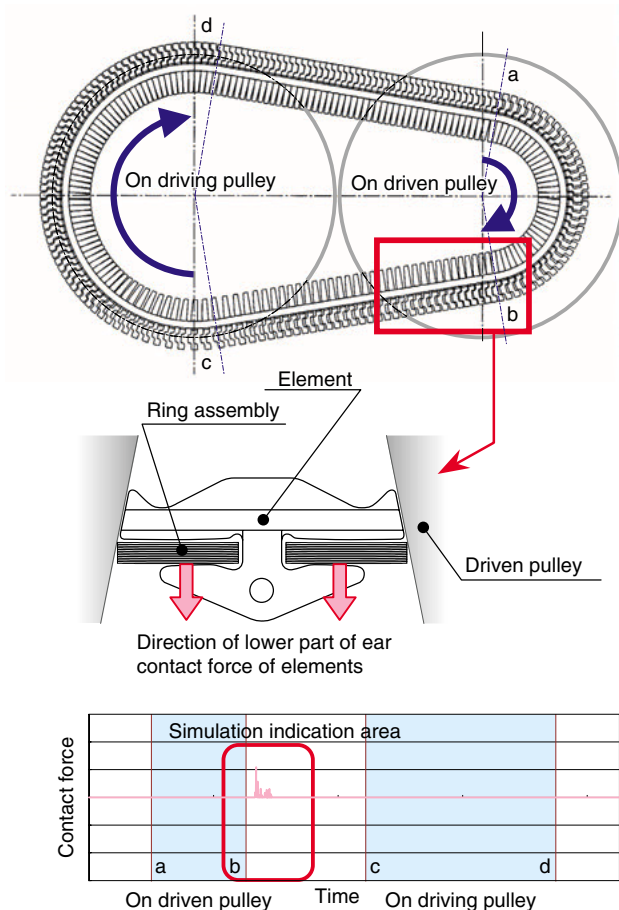


Fig. 5 Lower part of ear contact force of elements

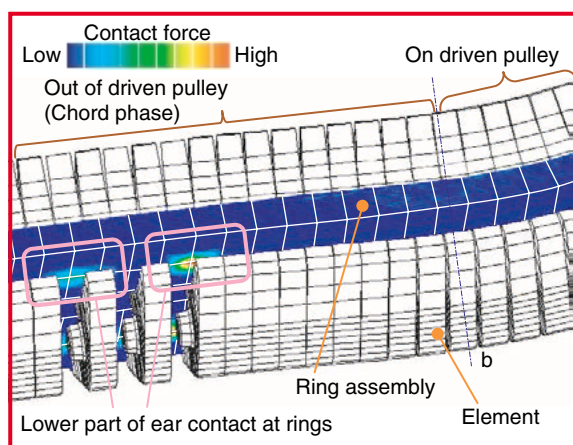


Fig. 6 Lower part of ear contact force of rings

図中ドリブンプーリ入口, 出口, ドライブプーリ入口, 出口の位相をそれぞれ a, b, c, d の記号で示してあり, 緩み側弦部は図中の b から c に相当する. Fig. 5 は, ELEMENT Ear 下部への入力荷重を示し, ELEMENT がドリブンプーリ出口から緩み側弦部に移行する際, 荷重が発生している. Fig. 6 は, ドリブンプーリ出口付近を拡大し, リングアッセンブリと, ELEMENT Ear 下部の接触状態を示した図であり, ELEMENT が回転運動から直線運動に移行する際, ELEMENT Ear 下部とリングアッセンブリの接触が生じている。

#### 4.1.2. Ear 部形状の最適化

ELEMENT Ear 下部からの入力荷重に対し, ELEMENT に発生する応力を構造解析により確認した. その結果 Ear 下部の Corner に応力が集中することが確認され, Fig. 7 に示す様に Ear 下部の Corner を複合 R 形状に設定することで, 重量増加なしに Ear 部の応力を低減した。

Fig. 8 は緩み側弦部で作用する荷重について構造解析を実施した結果である. 従来, 単一 R 形状を用いていた Ear 下部の Corner 形状を複合 R 形状にすることで, 約 40% の応力低減をはかった。

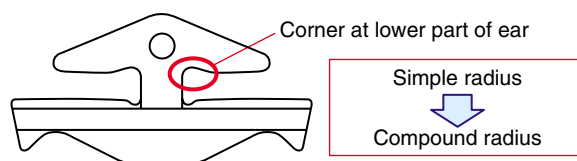


Fig. 7 Configuration at lower part of ear

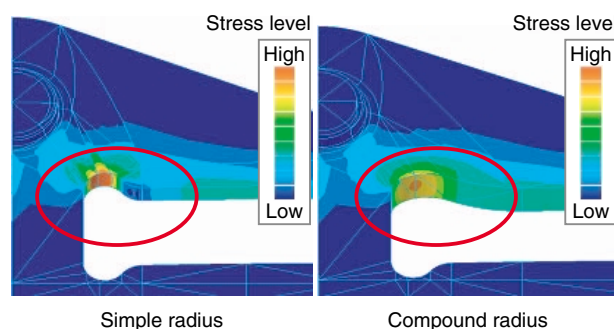


Fig. 8 Corner stresses at lower part of ear

## 5. 皮膜評価

2L クラス CVT に対応した高容量化に伴い, 金属ベルト及びプーリに対して, 1.5L クラスよりもさらなる耐摩耗性が要求される. 金属ベルトとプーリ間には微少滑りがあり, ATF 中の極圧添加剤による皮膜形成によって耐摩耗性が確保されている. したがって, その皮膜状態を評価する必要がある. 皮膜評価法として電気抵抗法を用い, 実機の微少滑り

速度を計測して皮膜を評価した。Fig. 9に電気抵抗法の概略を示す。プーリもしくはリング相当の試験片と、先端がR形状のピンを押し付け、摺動させる。ピンと試験片間に一定電圧を印加し、二面間に発生した抵抗値に対する分離電圧を、接触面の皮膜として判定する。皮膜が形成されないと出力電圧はゼロを示し、皮膜が形成されると、皮膜形成状態に応じた電圧値が示される。

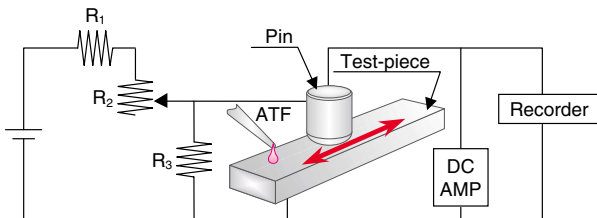


Fig. 9 Circuit for measurement of electrical resistance

## 5.1. エLEMENTとプーリ間

### 5.1.1. ELEMENTとプーリ間の相対速度

Fig. 10にELEMENTとプーリ間の相対滑り速度測定法の概要を示す。ドリブンプーリ側にELEMENT周速測定用のセンサ、金属ベルト巻きつき径測定用の変位計を取り付け、取り付け位置  $0^\circ - 150^\circ$  の角度範囲でそれぞれを測定した。

ELEMENTとプーリの相対速度は、金属ベルト巻きつき位置における、金属ベルト周速とプーリ周速との差分によって求めた。

Fig. 11はレシオ 0.5におけるドリブンプーリ上での金属ベルト巻きつき角度と金属ベルト巻きつき径の関係を示す。ドリブンプーリ入口から出口にかけて金属ベルト巻き付き径が減少していることがわかる。このドリブンプーリ上での金属ベルト巻き付き径の変化は、プーリ中でのELEMENT弾性変形及びプーリ変形が大きく関与していると考えられる。

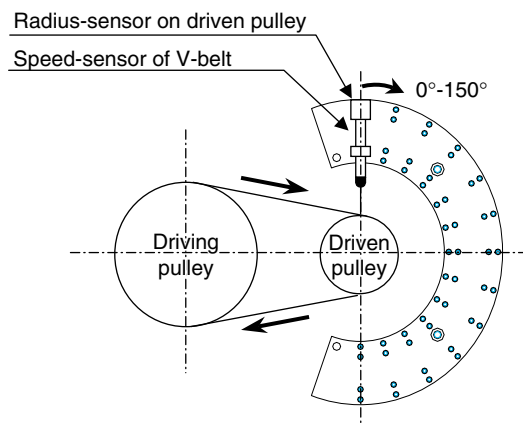


Fig. 10 Schematic view of measurement of sliding velocity on driven pulley

Fig. 12は、ELEMENTとプーリ間の接線方向の相対速度を算出した結果である。ELEMENTとプーリ間の相対滑り速度はドリブンプーリ入口ではほぼゼロであり、入口から出口に向かって徐々に増加し、出口において最大を示す。この最大相対滑り速度を皮膜試験の相対速度として評価に用いた。

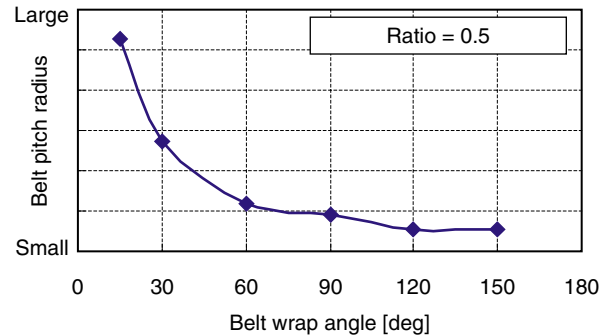


Fig. 11 Variations in belt pitch radius with respect to belt wrap angle

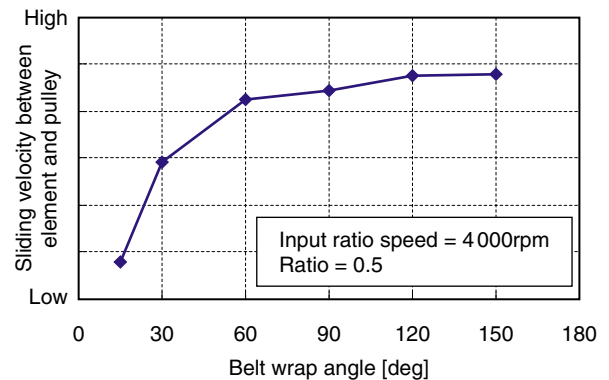


Fig. 12 Sliding velocity with respect to belt wrap angle

### 5.1.2. ATF 極圧添加剤違いの皮膜評価

電気抵抗法を用い、ELEMENTとプーリ間の実用領域におけるヘルツ面圧、相対速度に対し、複数のATFの皮膜保持特性を確認した。ATF1は硫黄-りん極圧添加剤、ATF2は硫黄系の極圧添加剤を含むATFであり、この二種類のATFによる皮膜測定の結果をFig. 13、Fig. 14に示す。

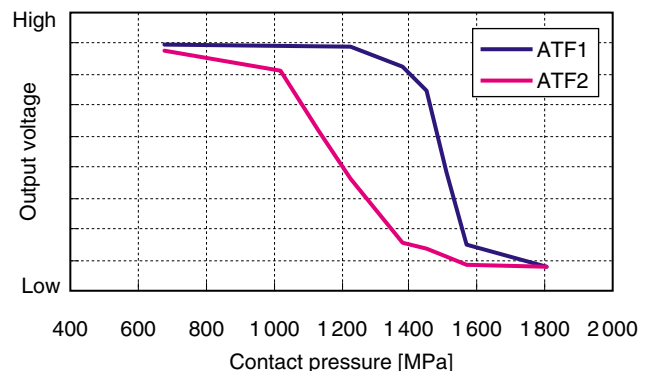


Fig. 13 ATF oil film conditions with respect to contact pressure

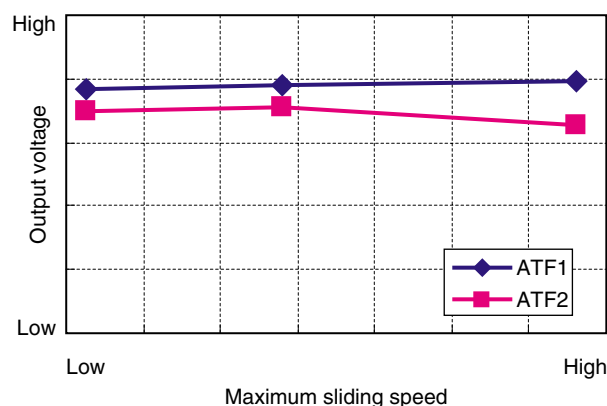


Fig. 14 Relationship between oil film conditions and maximum sliding speed

Fig. 13は、接触面圧を変化させた皮膜測定結果であり、いずれの ATF も低・中面圧領域では安定した皮膜特性を示すが、高面圧領域において ATF1 は ATF2 よりも面圧の増加に対して分離電圧が高く、皮膜特性に優れていることがわかる。Fig. 14 は、相対速度を変化させた皮膜測定結果であり、相対速度の増加に対して ATF1 は一定の皮膜特性を持っているが、ATF2はわずかな減少傾向を示している。

## 5.2. エレメントとリング

Fig. 15に示されるように、リング内周面にはメッシュ加工を施してある。メッシュ形状は、リングの潤滑性能に影響をおよぼす。

Fig. 16はメッシュの接触幅を変化させた場合の皮膜特性を示し、メッシュ接触幅が小さい方が優れた皮膜特性を示していることがわかる。この結果にもとづき、メッシュ形状を最適化した。

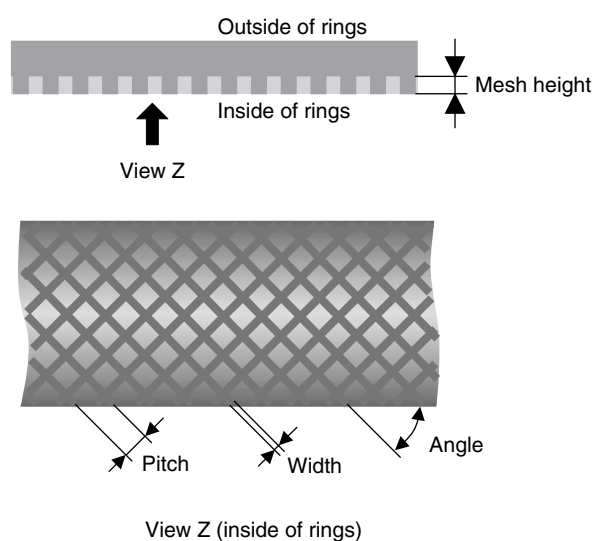


Fig. 15 Configuration of ring mesh

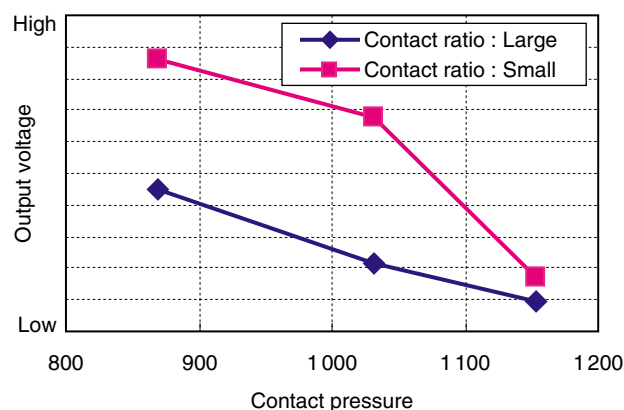


Fig. 16 Oil film conditions at differences of contact ratio

## 6. コストダウン

リングでは、サイズアップによるコスト高に対し、端部成形に新製法を採用してコスト低減を実現した。

### 6.1. リング端部の研磨方法

リング端部はエレメントの Neck 側面とプーリV面との接触時、負荷を軽減するため Fig. 17 に示すラウンド形状に成形することが望ましい。

端部の成形は、従来、Fig. 18に示すように砥石でドラム状のリングを所定寸法に切断後、バレル加工を実施していた。2Lクラス金属ベルトでは、リングが大径化し、加工時間が長くなるためコスト高になる。

そこで、加工時間を短縮するため、砥粒入り樹脂ブラシを用いた新成形法を採用した。

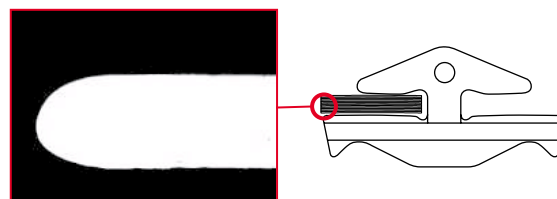


Fig. 17 Profile of ring edge

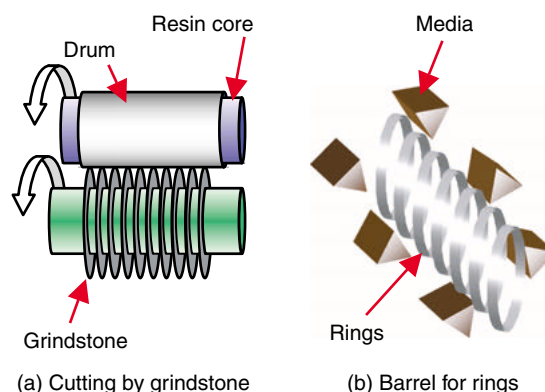


Fig. 18 Manufacturing method of former rings

Fig. 19に砥粒入り樹脂ブラシによる新成形法を示す。新成形法では、所定幅に切断されたリングは自転可能なターンテーブル上にクランプされ、ブラシヘッドに装着された回転するブラシで端部を研磨される。この製法を採用することで、従来より、大幅なコストダウンを達成できた。

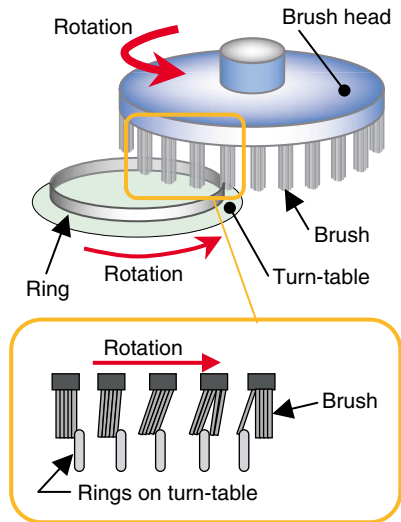


Fig. 19 Ring edge brushing method

## 7. 疲労強度確認結果

### 7.1. エレメント

#### 7.1.1. Ear 部

エレメントの動的挙動解析結果を実証するため、実機および単体で Ear 部破損試験を実施し、複合R形状の効果を検証した。

Fig. 20に、実機耐久により破損させたエレメントの破損形態と破面を示す。Ear下部からの入力を受けて破壊に至ったと判定でき、これは動的挙動解析の結果と一致する。

Fig. 21 にエレメント単体での Ear 部強度試験結果を示す。図中の矢印記号は、該当サイクルにおいて非破損だったエレメントを示す。複合R形状は単一R形状よりも強度が向上しており実機発生荷重に対して必要な安全率を確保できた。

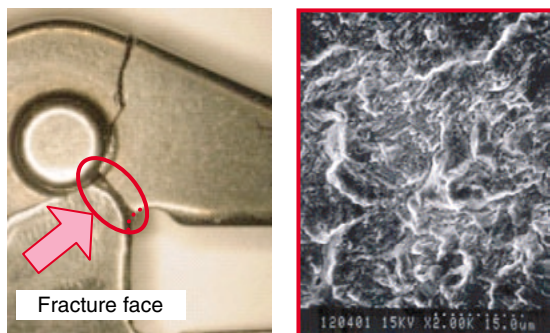


Fig. 20 Damaged element and SEM photograph of fracture face

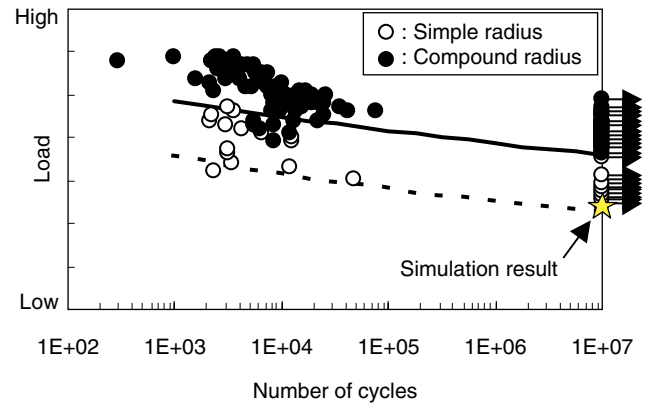


Fig. 21 Comparison of fatigue behavior in simple radius element and compound radius element

#### 7.1.2. エレメント材ギガサイクル疲労強度<sup>(5)</sup>

これまでエレメント単体での強度試験は  $1\sigma$  サイクル打ち切りで疲労限が存在する前提で実施されてきた。疲労限が存在するかを検証するため、エレメント材に対して超音波疲労試験を実施した。Fig. 22にギガサイクル疲労試験の結果を示す。これによりエレメント材では高サイクル領域での介在物起点による破損は見られず、いずれも表面起点で破損に至ることが確認された。これらの結果によりエレメント材に関しては疲労限が存在することが確認された。Fig. 23に超音波疲労試験装置の概略を示した。ピエゾ素子を起振源とし、振動を増幅して試験片を共振させる。

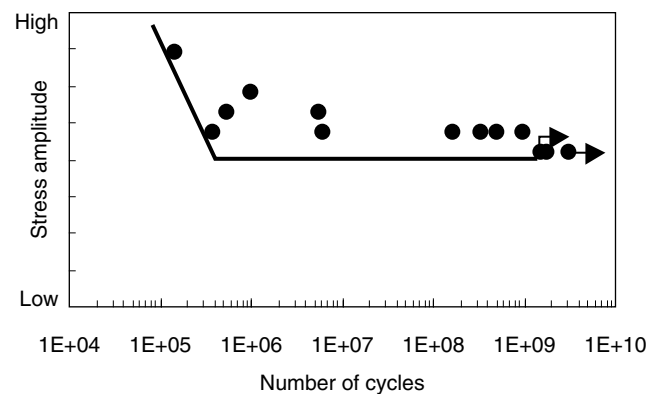


Fig. 22 S-N diagram by ultrasonic fatigue test

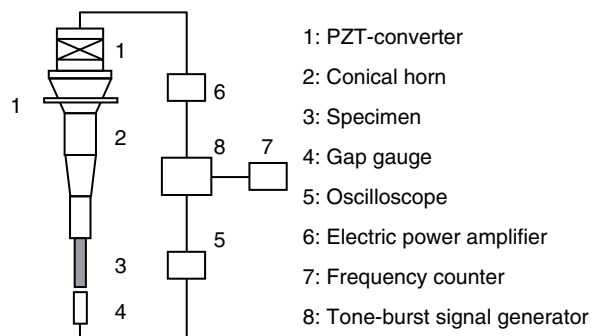


Fig. 23 Block diagram of ultrasonic fatigue test

## 7.2. リング

リング端部成形に、新製法を採用したため、リング強度試験を実施し、その影響を明らかにした。

Fig. 24にリング単体で実施した疲労試験結果を示す。これにより、従来製法と新製法で強度差異は無いことを確認した。

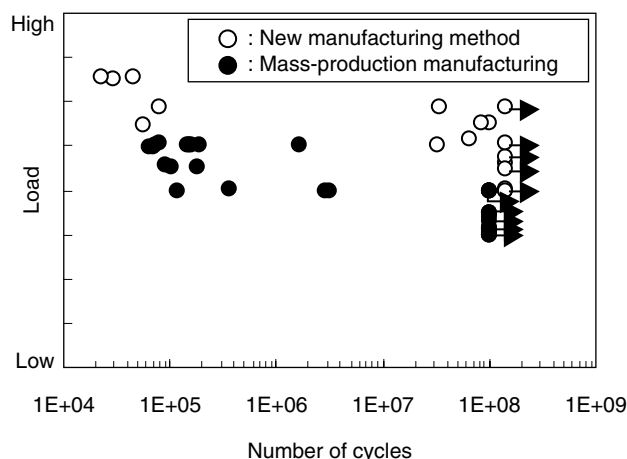


Fig. 24 Comparison of fatigue behavior in rings produced by mass production method and new manufacturing method

## 8. 最大許容伝達容量

軸間距離短縮に伴うプーリへの最小巻き付き径小径化を達成するには、金属ベルトのより高い耐久寿命が求められる。Fig. 25に耐久試験結果に基づく最大許容伝達容量を示す。本、2Lクラス用金属ベルトの技術開発により、CVTの高出力化、コンパクト化が可能となった。

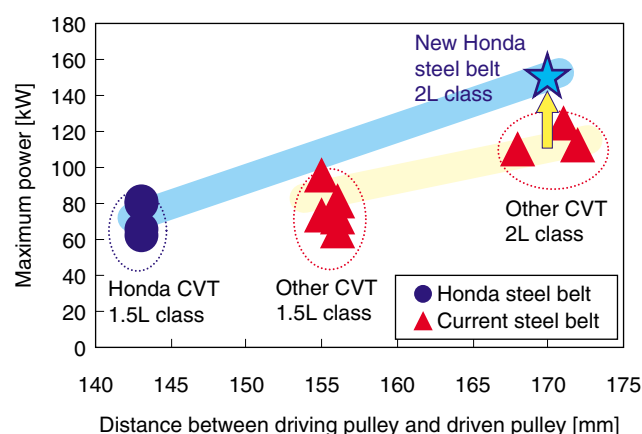


Fig. 25 Potential of newly developed V-belt

## 9. まとめ

2Lクラス用金属ベルトの開発技術内容を、以下に記す。

(1) 金属ベルトの動的挙動解析により、ドリブンプーリ出

口において、エレメントの Ear 下部と積層リングの接触により、Ear 下部の Corner に大きな応力が発生する事を確認した。

(2) Ear 下部の Corner を複合 R 形状に成形することで、重量増加なしに Ear 部の応力を低減した。

(3) エレメント材は、高サイクル領域で介在物の影響を受けず、疲労限が存在することを確認した。

(4) 電気抵抗法で ATF 極圧皮膜を評価し、ATF による違い、リングメッシュの接触幅での差を明らかにし、メッシュ形状を最適化した。

(5) リング端部に砥粒入り樹脂ブラシを用いる新製法を採用し、リングの製造コスト低減をはかると共に、従来製法同等の耐久強度を確保した。

上記(1)～(5)の特徴により、金属ベルトの最小巻き付き径を小径化を可能とし、CVTのコンパクト化を可能とした。今後の進化は、さらなる形状の理論的探究と生産技術の開拓の開発によるところが大きいと考え、次の進化をめざしたい。

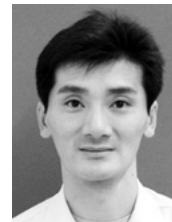
## 参考文献

- (1) 矢ヶ崎徹，青山英明，斎藤俊博，石井和夫，岡田善成，有川守：CVT 用金属ベルトの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190
- (2) Ishii,H., Yagasaki,T., Akagi,H.: Evaluation of giga-cycle fatigue properties of some maraging steels by intermittent ultrasonic fatigue testing, Proceedings of the International Conference on Fatigue in the Very High Cycle Regime, p.89-96(2001)
- (3) Evaluation method for inclusions in maraging steel, Japan Patent P3345367
- (4) Process for producing maraging steel, United States Patent US 6, 309, 474 B1
- (5) Yagasaki,T., Kanehara,S.: Development of Metal Pushing V-belt for Continuously Variable Transmission, FISITA 2004 World Automotive Congress Barcelona, F2004F384

■ 著 者 ■



矢ヶ崎 徹



青山 英明



大貫 基範



岡田 善成



片岡 隆平

# トランスミッションハウジングの軽量化のための最適化手法

Optimization Method for Reduction of Transmission Housing Weight

緒 方 友 治\*  
Yuji OGATA

鈴 木 覚\*  
Satoru SUZUKI

飯 島 康 友\*  
Yasutomo IJIMA

## 要 旨

軽量かつ高剛性な自動車用トランスミッションハウジングを設計するため、設計の熟成度合いに応じて、最適化の適用段階を3段階に分類し、位相最適化および形状最適化計算を使い分ける設計手法を確立した。

この手法を用い、ハウジングの骨格構想段階から位相最適化計算を実施した結果、目標剛性値を満足しながら10%の軽量化を実現した。

また、最適化により予測された形状を、応力の発生状況の観点で考察し、ベアリング荷重の伝達経路に添って剛性部材となるリブが効率よく設計されていることを確認した。

## ABSTRACT

An optimization method has been developed as a tool to contribute to the design of lightweight and high-rigidity automotive transmission housings. The method is divided into topology optimization and shape optimization and can be applied at any of three different stages depending on the maturity of the design.

The application of topology optimization from the framework conception stage in the design of an actual automotive transmission enabled rigidity targets to be met with a reduction in weight of 10%.

Study of the generation of stress in the optimized shapes predicted by the method indicated that the placement of ribs along the paths of transmission of bearing load to increase rigidity was highly efficient.

## 1. まえがき

近年、地球環境保護および省資源への関心の高まりから、自動車用トランスミッション開発において、軽量化および小型化の要求が高まっている。

トランスミッションにおいて、ハウジングは、総重量に占める割合が高いため、軽量化ニーズの高い部品である。

従来の解析技術<sup>(1)</sup>では、設計段階でハウジング剛性および強度の予測は可能であったが、入力荷重の伝達経路が複雑なため、検討しなければならない設計パラメータが多く、計算モデルの容量が大きくなり、予測計算に時間がかかった。したがって、短い開発期間の中で多数の案別検討をおこなない、軽量化の目標値を満足する形状を求めることが困難であった。

軽量の製品の形状を求めるために、市販の有限要素法解析アプリケーションに付加された位相最適化機能の適用が実用化段階に入りつつある。しかし、位相最適化の理論<sup>(2)-(5)</sup>の報告や、梁形状<sup>(6)</sup>およびプレス部品<sup>(7),(8)</sup>のような単純な形状への適用事例は報告されているが、トランスミッションハウジングのような複雑な形状への

適用例は見当たらない。

そこで、本研究では、トランスミッションハウジングの設計において、位相最適化および形状最適化手法の適用により、剛性を考慮した上で軽量化を実現したので、その内容を報告する。

## 2. ハウジングに対する位相最適化計算時の条件設定手法

位相最適化計算の実施にあたっては、荷重条件、制約条件(設計パラメータの許容範囲)、および最適化の対象空間の設定が必要である。

これら3項目について、トランスミッションハウジングへの位相最適化計算に適用する条件の設定手法について検討をおこなった。

### 2.1. 荷重の設定手法

エンジントルクは、ギヤおよびシャフトを介し、それらを支持するベアリングから、ハウジングへの荷重(以下ベアリング荷重)として伝達される。

\* 栃木研究所

位相最適化計算において、エンジントルクを伝達する部品を全てモデル化し、ギヤの歯の接触によるトルク伝達も考慮した計算モデルを作成して、実用的な時間内でベアリング荷重を計算させることは非常に困難である。

そこで、本手法においては、ベアリング荷重方向に対し、2次元の弾性体要素を作成し、端点のベアリング中心点に対して荷重を設定した(Fig. 1)。

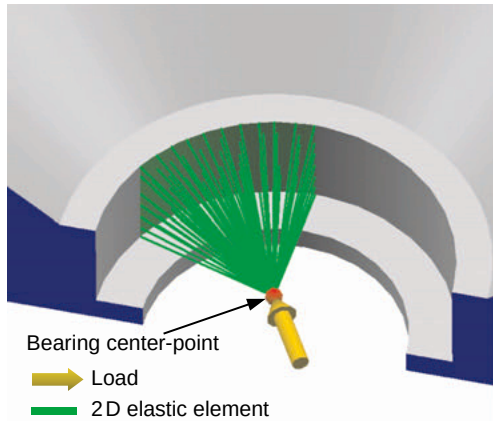


Fig. 1 Definition of load

## 2.2. 制約条件の設定手法

ハウジング剛性の評価に際しては、ベアリング荷重によって、ベアリング中心点が、無負荷の状態からどれだけ変位したかが重要である<sup>(1)</sup>。

そこで、ベアリング中心点に対し、変位量を目標値内に収めることを制約条件として設定した(Fig. 2)

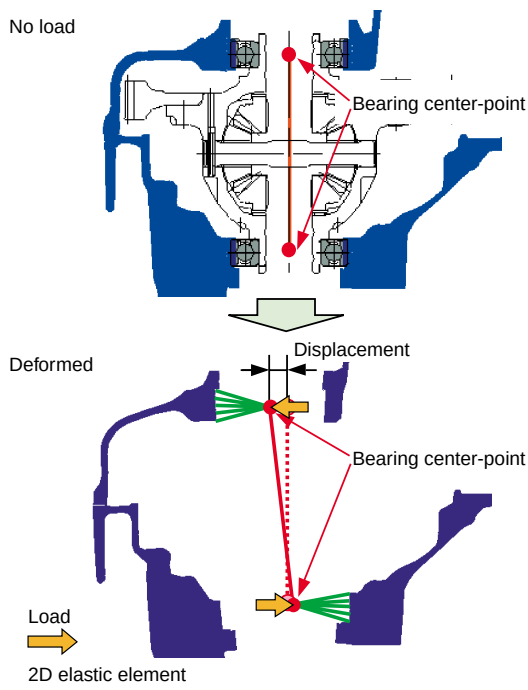


Fig. 2 Displacement of bearing center-point as limiting condition for design responses

## 2.3. 最適化対象空間の設定手法

最適化の対象となる設計空間については、設定する空間の体積が多いと、メッシュ数が増加し、現在のコンピュータリソースでは計算できない場合があります。設定する空間をある程度絞り込む必要がある。

ベアリング荷重によってトランスミッションハウジングに発生する応力は、全体に均一ではなく、部分的に集中する。そこで、静解析を実施し、高い応力が発生している部分(Fig. 3)、および変位量の多い部分(Fig. 4)に着目し、設計空間を設定した(Fig. 5)。

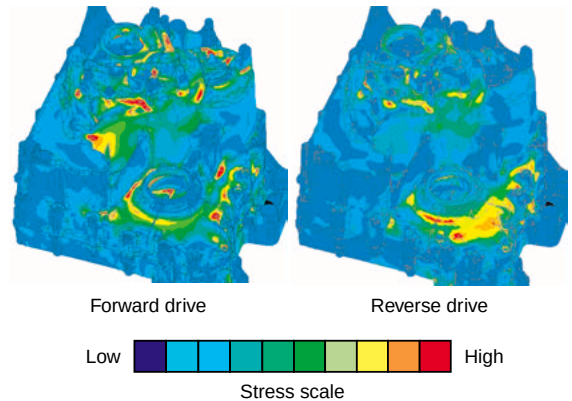


Fig. 3 Example of static analysis : stress

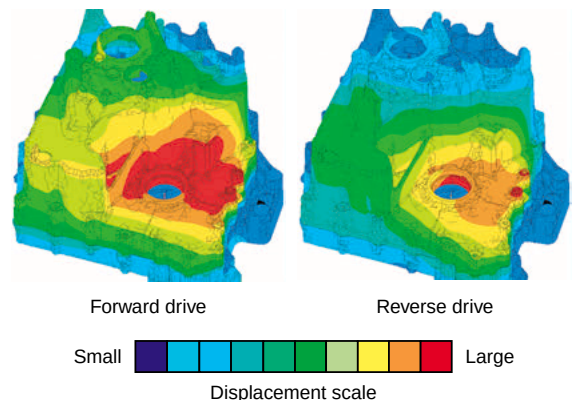


Fig. 4 Example of static analysis : displacement

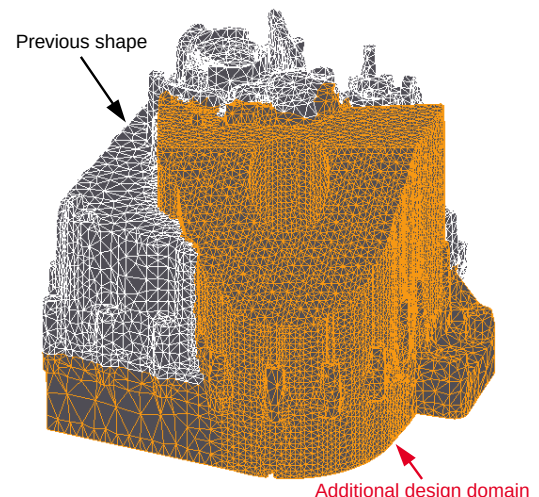


Fig. 5 Defining design domain

### 3. ハウジング設計への最適化適用手法

#### 3.1. 最適化を用いたハウジング設計プロセス

一般的に設計初期段階では、使用可能な空間の自由度は高く、仕様の熟成が進むにつれて空間の自由度は減るため、最適化による軽量化効果は、設計初期では高く、設計後期では低くなる。

そこで、設計の熟成度合いに応じて、最適化手法を使い分ける設計プロセスが必要であり、設計段階を以下の3段階に分類して、それぞれに対する最適化手法を検討した。

- (1) 開発初期の設計自由度の高い骨格構想段階
- (2) ハウジング外部のリブ形状を検討する段階
- (3) リブの幅や高さ等の小変更のみをおこなう段階

##### 3.1.1. 骨格構想段階での位相最適化

軸配置、主断面とハウジングの合わせ面のレイアウト段階で、取り得る最大の空間を最適化の対象となる設計領域として設定し(Fig. 6)、位相最適化計算を実施することで、ベアリング荷重に対抗する剛性部材(Fig. 7)を予測することができた。

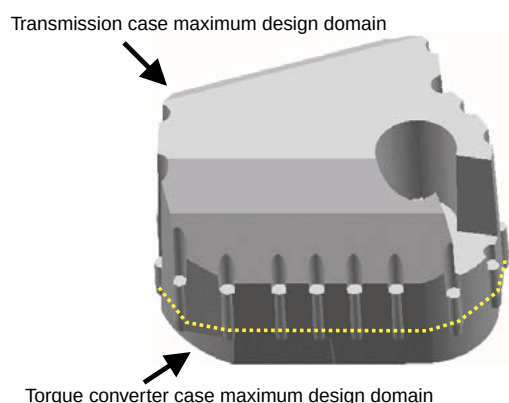


Fig. 6 Maximum design domain in early design stage

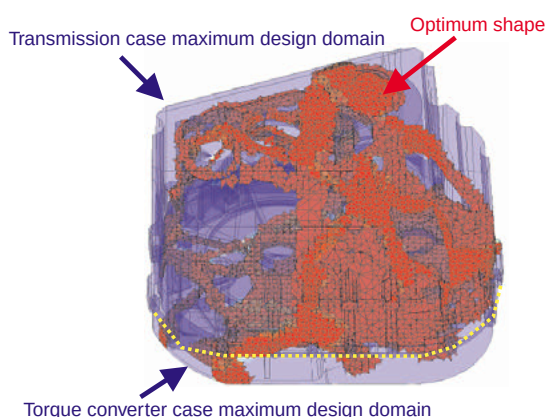


Fig. 7 Result of topology optimization using maximum design domain

骨格構想段階では、ギヤ、シャフトおよび油圧制御系等の内部部品と、ハウジングのレイアウト作業が並行しておこなわれるため、位相最適化により予測された剛性部材を有効に活用できるように、ハウジング内部のレイアウトの熟成をおこなった。

##### 3.1.2. ハウジング外部のリブ形状を検討する位相最適化

内部部品のレイアウトがほぼ確定した段階では、ハウジング外部のリブ形状の検討が、主な設計作業となる。

ここでは、第2項で述べたように、応力や変位の状態に着目し、ハウジング外部のエンジンルーム内のフレームやマウントブラケット等との干渉を避けた空間を、最適化の設計領域に設定し、位相最適化計算を実施した。その際、壁(潤滑油を密閉するために、ハウジング全体を覆う一定の厚さの部分)の剛性を考慮するため、ハウジングの内壁形状を最適化の対象外の非設計領域としてモデル化をおこなった(Fig. 8)。また、トランスミッションハウジングはダイキャスト法により製造されるため、型抜き方向の指定もおこなった。

これらにより 3D 図(正式出図をおこなう3次元モデルの名称)へ採用可能なリブ形状を予測することができた(Fig. 9)。

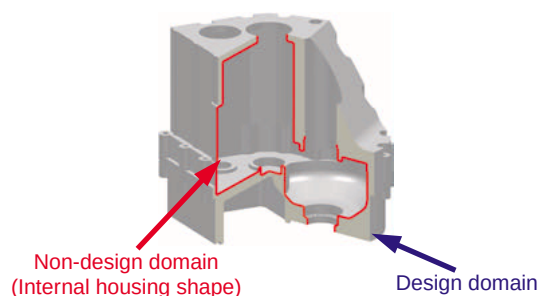


Fig. 8 Defining domain in external housing rib shape optimization phase

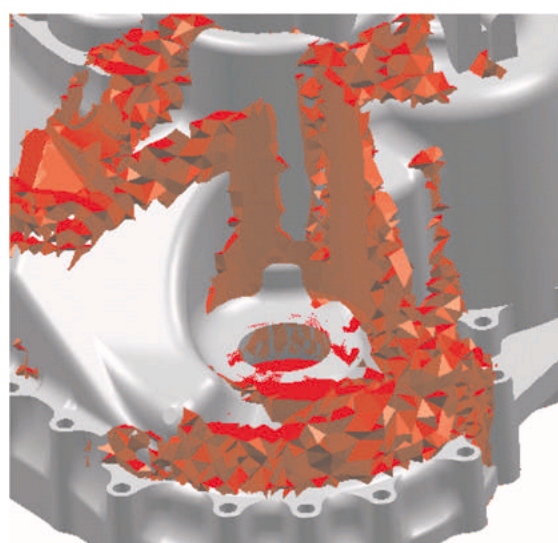


Fig. 9 3D drawing with optimum shape

### 3.1.3. リブの幅や高さ等の小変更時の形状最適化

位相最適化で予測された形状は、一つのメッシュが最小単位で表示される。現在のコンピュータリソースでは、ある程度大きなサイズでメッシュを作成する必要がある。位相最適化の計算でスムーズな形状を予測することができず (Fig. 9)、形状を精度よく 3D 図に反映することが困難であった。

設計の熟成度合いが高い段階で軽量化を実施する場合、リブの幅や高さ等の小変更が主な設計作業となるため、最適化によって予測される形状に高い寸法精度が要求される。そこで、メッシュを変形(モーフィング)させることにより最適な形状を予測する形状最適化を適用することで、寸法値の変化量で結果を得ることができ、高い精度で 3D 図に反映可能となった (Fig. 10)。

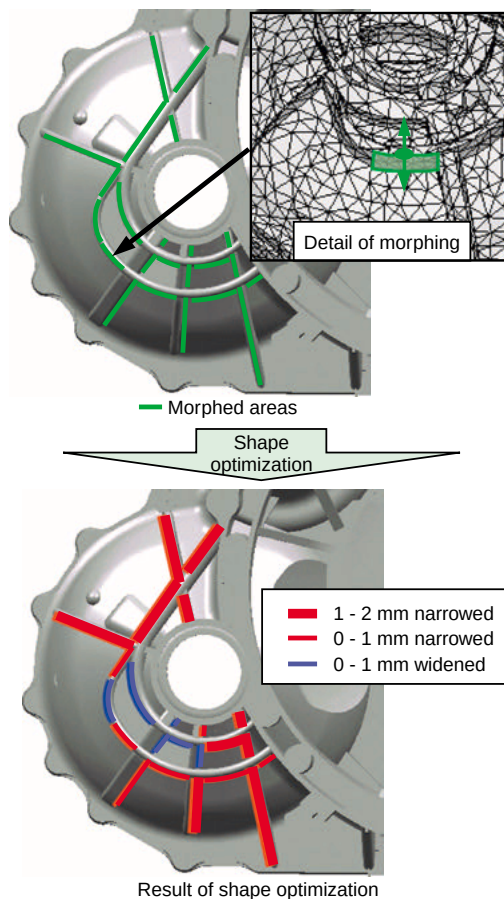


Fig. 10 Morphing and result of shape optimization

## 4. 適用結果

### 4.1. 軽量化効果の確認と剛性の検証

本手法を横置きオートマチックトランスミッションへ適用し、軽量化を実施した。

ハウジングの骨格構想段階から位相最適化計算を実施し、剛性部材のレイアウト空間をもっとも効率よく確保できた場合、10%の軽量化を実現した。

最適化の適用開始が、ハウジング外部のリブ形状を検討する段階から、リブの幅や高さ等の小変更をおこなう段階へと、設計の自由度の低い開発後期になるにつれて、軽量化の効果が減少することも確認できた (Fig. 11)。

また、最適化により予測された形状の剛性を検証するため、4機種のトランスミッションハウジングについて、ハウジング合わせ面の接触や摩擦を考慮した解析技術<sup>(1)</sup>を用いて、ベアリング中心点の変位量を計算した。その結果、Fig. 12 に示すように、最適化適用前の形状と同等剛性であることが確認できた。

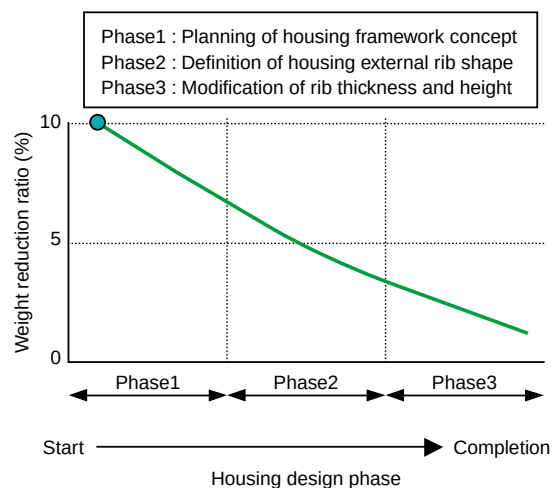


Fig. 11 Reduction of housing weight by optimization

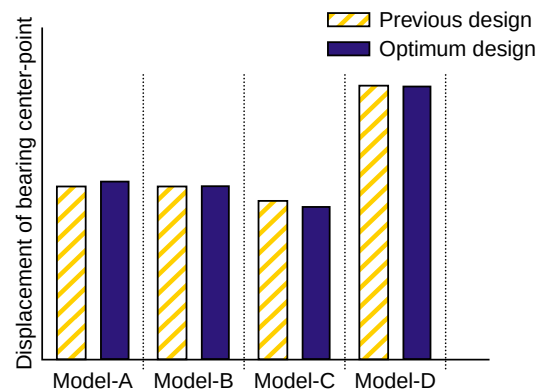


Fig. 12 Example of stiffness calculation

### 4.2. 最適化形状に対する考察

最適化により予測された形状が、ベアリング荷重の伝達経路に対して効率的な形状であるかどうかを確認するため、最適化適用前後の形状に対して静解析を実施し、応力分布を算出した。

トランスミッション全体の変形はデフのベアリング荷重が支配的である<sup>(1)</sup>ことから、デフベアリングを支持するハウジング部の形状について考察する。

Fig. 13に示す様に、トランスミッションケースの最適化適用前の形状については、リブでの応力の発生状況が一様でなく、効率のよい形状ではない。

これに対して、最適化を適用した形状は、リブに添って応力が一様に発生しており、ベアリング荷重の伝達経路に添って剛性部材が効率よく設計されていることが確認できた。

また、Fig. 14に示す様に、トルクコンバータケースについても、最適化前の形状は応力の発生状況が一様でなく、剛性部材として機能していない部分がある。

これに対して、最適化適用後の形状はリブに添って応力が発生し、壁部の応力は低いことから、効率的な形状であることが確認できた。

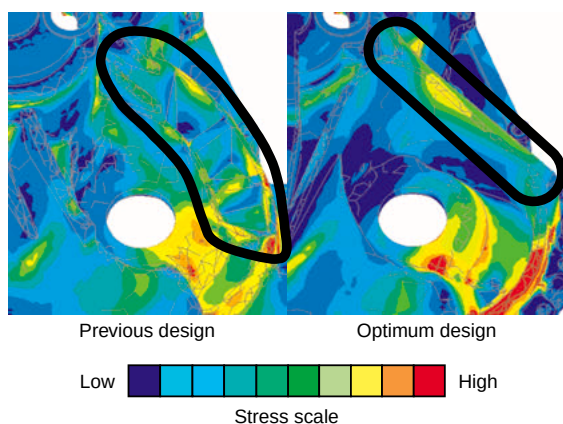


Fig. 13 Example of static analysis of transmission case

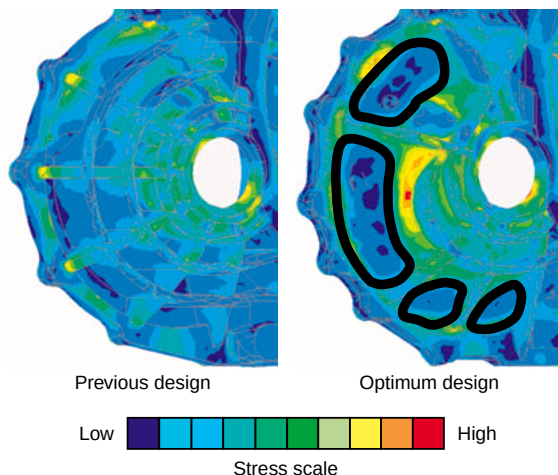


Fig. 14 Example of static analysis of torque converter case

## 5. まとめ

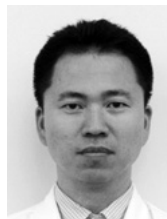
トランスミッションハウジングの設計において、位相最適化および形状最適化手法の適用により、以下の成果を得た。

- (1) 軽量かつ高剛性な自動車用トランスミッションハウジングを設計するため、設計の熟成度合いに応じて、最適化の適用段階を3段階に分類し、位相最適化および形状最適化計算を使い分ける設計手法を確立した。
- (2) ハウジングの骨格構想段階から位相最適化計算を実施した結果、目標剛性値を満足しながら10%の軽量化を実現した。
- (3) 最適化により予測された形状を、応力の発生状況の観点で考察し、ベアリング荷重の伝達経路に添って剛性部材となるリブが効率よく設計されていることを確認した。

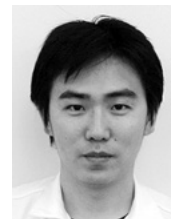
## 参考文献

- (1) 平岡昌巳，富田好一，鈴木覚，飯島康友，笹原千嘉江：トランスミッションハウジングの剛性解析技術の構築，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.115-122
- (2) 藤井大地ほか：ボクセル有限要素法を用いた構造物の位相最適化，Transactions of JSCEs, Paper No.20000010
- (3) 中西康彦：ホモロジー群による位相制約下における構造最適化，日本機械学会論文集(A編)69巻687号，p.86-92(2003)
- (4) 金祐永ほか：三次元構造物の自動最適化のための生長変形法の開発，Transactions of JSCEs, Paper No.20020019
- (5) 弓削康平ほか：耐衝突部材の3次元トポロジー最適設計，日本機械学会論文集(A編)69巻687号，p.93-100(2003)
- (6) 西脇真二：離散化要素に基づいた構造最適化，豊田中央研究所 R&D レビュー Vol.37, No.1, p.17-24(2002)
- (7) 早川要：シミュレーション技術の現状と今後，デンソーテクニカルレビュー Vol.5, No.1, p.9-15(2000)
- (8) 吉村允考ほか：遺伝的アルゴリズムを用いた車両骨格構造の断面形状初期設計法，日本機械学会論文集(C編)70巻689号，p.235-242(2004)

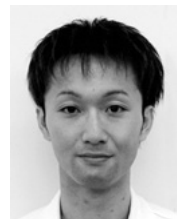
■ 著 者 ■



緒方 友治



鈴木 覚



飯島 康友

# ロールオーバーセンサ付き サイドカーテンエアバッグの開発

Development of Side Curtain Airbags with Rollover Sensor

竹村 直敏\*

Naotoshi TAKEMURA

桃原 茂郎\*

Shigeo TOBARU

高 畠 理\*

Osamu TAKAHATA

江口 能正\*

Yoshimasa EGUCHI

## 要 旨

近年、米国では横転事故による死者が増加している。特に、SUV では死亡事故の6割が横転に関連している。横転による死者の62%が車外放出しており、死亡の主要因となっている。横転時の乗員の安全性を高めるサイドカーテンエアバッグシステムを開発した。このシステムは、ロールオーバーセンサによって、車両が横転に至る可能性を検知するとサイドカーテンエアバッグを展開させ、側面の窓の大部分を覆うことにより、車外放出による傷害可能性を低減させる。

## ABSTRACT

Fatalities in rollover accidents have recently been increasing in the US. In particular, 60% of fatalities in SUVs are related to rollover accidents. In addition, 62% of occupants who die in rollover accidents involving all passenger vehicles are either partially or completely ejected from the vehicle. To help address this issue, a side curtain airbag system has been developed that enhances occupant safety in rollover accidents. When a rollover sensor detects the possibility of the vehicle rolling, the side curtain airbags are deployed, covering the greater part of the side windows and thus reducing the possibility of occupant ejection.

## 1. はじめに

### 1.1. 横転事故

米国では横転事故による死者が増加している。2001年の横転事故による死者はスポーツユーティリティビークル(SUV)やピックアップトラック(Pickup Truck)やバン(Van)などライトトラックビークル(LTV)と普通乗用車(Passenger Car)を合わせた乗用車全体(Passenger Vehicle)で10626人であり、2001年に比べて4.9%増加している。特にSUVの横転事故が9.8%増加している(Fig. 1)。

傷害事故の中での横転事故の割合はPassenger CarとVanではそれぞれ5%, Pickup TruckやSUVで10%, 13%程度であるが、死亡事故に対する横転事故割合はPassenger Carで24%, Vanが33%, Pickup Truckが46%, SUVでは61%になる(Fig. 2)<sup>(1)-(3)</sup>。

死亡の主な原因が乗員の車外放出である。ベルト着用が車外放出を防ぐ最も有効な手段であるが、米国運輸省道路交通安全局(NHTSA)は1988年から先進ガラス(Advanced Glazing)と呼ばれる複層ガラス等を用いた側面の窓ガラスの改良による車外放出低減の研究をおこ

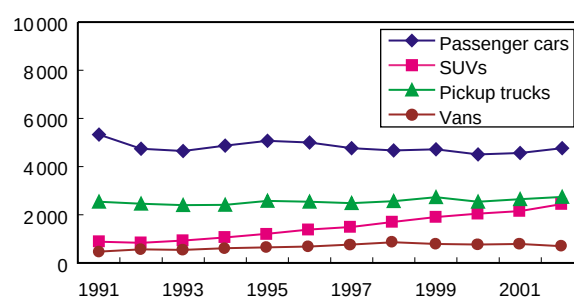


Fig. 1 Occupant fatalities in rollover accidents by year and type of vehicle

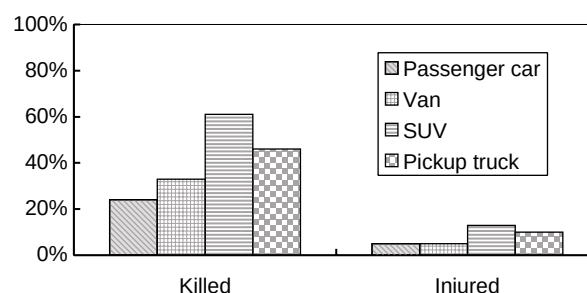


Fig. 2 Percentage of fatalities and injuries in rollover accidents by type of vehicle

\* 栃木研究所

Table 1 Seat belt use and vehicle ejection in rollover fatalities

|               | Not ejected | Totally ejected | Partially ejected | Total  |
|---------------|-------------|-----------------|-------------------|--------|
| Belt used     | 14 272      | 771             | 1 382             | 16 425 |
| Belt not used | 22 089      | 49 017          | 9 328             | 80 434 |
| Total         | 36 361      | 49 788          | 10 710            | 96 859 |

Source: FARS 1991-2001

なってきた。しかし、設計上の制約等から 2002年に法規化を断念し、先進ガラスやサイドカーテンエアバッグなどによる総合的な車外放出緩和性能の評価方法の研究開発に取り組んでいる<sup>(4)-(6)</sup>。

### 1.2. 横転による車外放出

横転事故で死亡した乗員の62%が、体の全部または一部が車外に放出されている。ベルト非着用死者のうち73%の乗員が車外放出している。また、横転事故での死者のうち83%がベルト非着用である。ベルト着用死者の中で車外放出は13%を占める(Table 1)。

横転時の車外放出した乗員の経路は、シートベルト着用者の大部分が側面の窓ガラスであり、ベルト非着用乗員の半数以上も側面の窓ガラスからである(Fig. 3)。

横転事故での簡易傷害尺度(Abbreviate Injury Scale; AIS)分類による傷害確率は車内に留まった場合、無傷・軽傷が71%を占め、重傷以上が13%であるのに対し、車外放出し

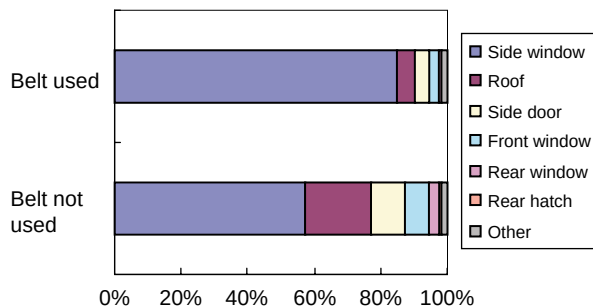
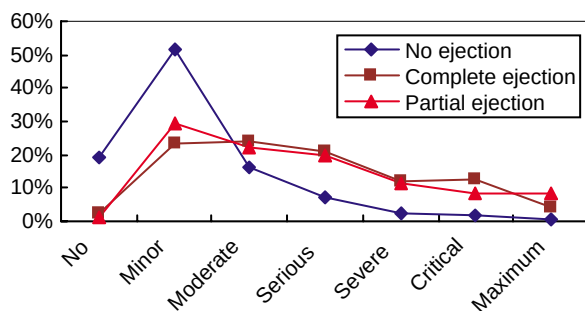
Fig. 3 Ejection path of occupant  
Source: NASS CDS 1993-2001

Fig. 4 Likelihood of injury in rollover by AIS Source: NASS/CDS 1988-2001

た場合は完全放出と部分放出とも同様の傷害確率分布を示し、無傷・軽傷は約30%になり、重傷以上が約50%を占める。(Fig. 4)。

## 2. サイドカーテンエアバッグシステム

### 2.1. サイドカーテンエアバッグ

従来のサイドカーテンエアバッグシステムは側面衝突センサが車両側面への衝撃を検知すると、ルーフサイドに収納されたサイドカーテンエアバッグが Fig. 5 に示すように側面の窓を覆うように展開し、外部衝突物やピラーから頭部を保護する。この側突乗員保護機能に加え、車両横転時にもサイドカーテンエアバッグを展開させ、シートベルトの補助拘束装置として乗員が側面の窓から車外放出する可能性を低減し、乗員が車室内に留まれる可能性を高めるシステムを開発した。

### 2.2. ロールオーバーセンサ

車両の横転を検知し、サイドカーテンエアバッグを展開するためのロールオーバーセンサを開発した。ロールオーバーセンサは正面衝突センサや側面衝突センサと同様に、エアバッグコントロールシステムの中のサブシステムとして構成されている(Fig. 6)。



Fig. 5 Deployed front airbags, side airbag and side curtain airbag

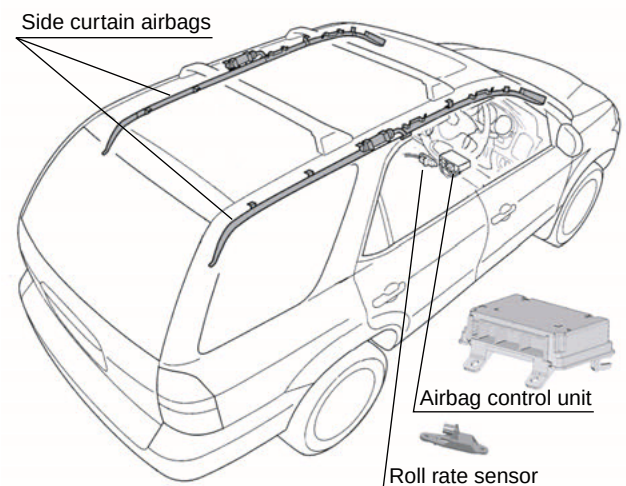


Fig. 6 Layout of side curtain airbags and rollover sensor system

### 2.2.1. センサシステム構成

ロールオーバーセンサシステムは、エアバッグコントロールユニットとロールレートセンサから構成される。

エアバッグコントロールユニットは横方向と垂直方向の二つの加速度計( $G_y$ ,  $G_z$  センサ)とマイクロプロセッサ、点火制御回路、ロールレートセンサとの通信回路及び電源回路を内蔵している。

ロールレートセンサ(Roll Rate Sensor)は、ジャイロセンサからのアナログ電圧出力を A/D 変換器(Analog to Digital Converter)によってデジタル化し、エアバッグコントロールユニットへシリアル通信する。

#### (1) 加速度計

加速度の計測には、耐衝撃性、信頼性、小型化に優れるシリコン微細加工による Micro electro-mechanical System(MEMS)加速度センサを採用した。これは半導体製造技術の応用により、検出子がばねで支持された微細構造をエッチング処理によってシリコン表面に生成し、加速度による検出子の変位を静電容量の変化として検出する。同一チップ上に組み込まれた半導体アナログ信号処理回路によって、加速度に比例して電圧出力される。

#### (2) ロール角速度計

ロール角速度の計測にも加速度計と同様に耐衝撃性、

信頼性、小型化に優れる MEMS 振動ジャイロセンサを採用した。これは MEMS 加速度計の検出原理を応用し、コリオリ力による振動子(レゾネータ)の変位を検出する(Fig. 8)。一対の振動子を互いに逆位相で駆動し、その差分出力をとることによって同位相である加速度成分を排除し、衝突時などの大きな衝撃が発生する場合にも正確な角速度を測定する。レゾネータ駆動回路や信号処理回路も同一チップに組み込まれており、ジャイロセンサの小型化を実現している(Fig. 9)<sup>(7)</sup>。

#### (3) マイクロプロセッサ

ロールレートセンサの信号から車両のロール角速度とロール角度を計算する。加速度計からのアナログ電圧出力は、内蔵された A/D 変換器によりデジタル信号化される。

あらかじめプログラムされた横転判定アルゴリズムによってこれらの信号を処理し横転判定をおこなう。

ロールレートセンサの故障に対するシステム信頼性を高めるため、ロールレートセンサからの出力を主に用いる主判定部と加速度センサからの出力を用いるセーフティング判定部という独立した二つの横転判定部を設け、それぞれが点火制御回路に横転判定信号を送信する。

#### (4) 点火制御回路

マイクロプロセッサ内の主判定部とセーフティング判定部のそれぞれから同時に横転判定信号が点火制御回路に送られると、サイドカーテンエアバッグのインフレーター(ガス発生器)のスクイブ(点火回路)に電流が流され、エアバッグが展開する。

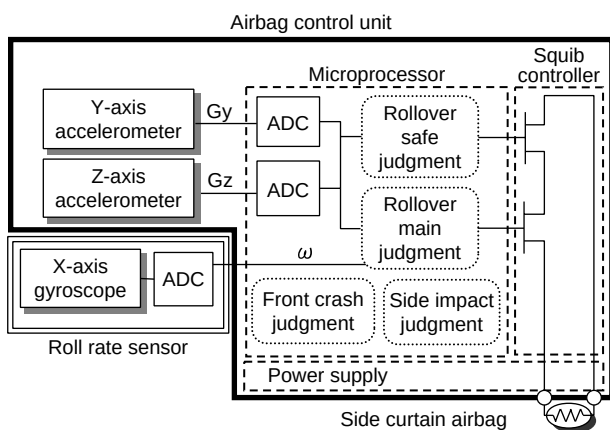


Fig. 7 System diagram of rollover sensor

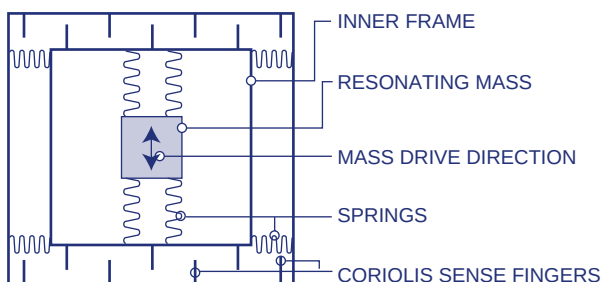


Fig. 8 Schematic of mechanical structure of gyro

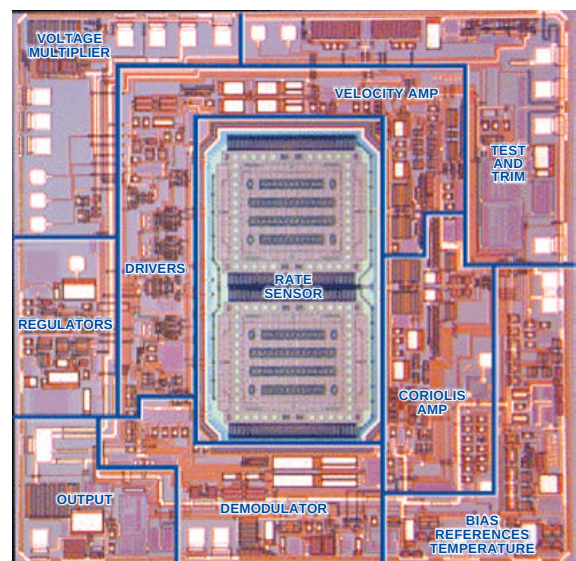


Fig. 9 Photograph of gyro die, highlighting integration of mechanical rate sensor and signal conditioning electronics

### 2.2.2. 横転判定アルゴリズム

**(1) 主判定部アルゴリズム** 横転とは車両が 90 度以上傾いた場合と第一義に定義されるが、車両の重心が回転中心の鉛直線上、すなわち最大安定角度に達すると、重力の作用により自ら横転する。

また、車両が最大安定角度まで達するのに十分な角速度を持っていると外力がなくとも自ら横転する。この動的な横転限界を車両横転判定の基本とする。

車両を Fig. 10 のように剛体振り子と見なした場合の動的横転判定式は式(1)のようになる。これは位置エネルギー  $E(\theta)$  と回転運動エネルギー  $E(\omega)$  の和からなる全回転エネルギーが最大安定角度まで達するのに最低必要なエネルギー ( $MgR$ ) を超えているかどうかで横転判定をおこなう。

$$E(\theta) + E(\omega) \geq MgR \quad (1)$$

$$E(\theta) = MgR \sin(\theta + \theta_0)$$

$$E(\omega) = 1/2 \cdot I \omega^2$$

$\theta_0$  : Initial inclination of C.G.

$\theta$  : Roll angle of vehicle

$g$  : Gravity acceleration

$R$  : Rotational radius

$I$  : Inertia moment of O-axis

式(1)を  $\omega - \theta$  グラフで表現すると Fig. 11(a) のようになる。グラフ上で閾値を超えると横転に至る可能性が高いと判定する。通常、車両が横転するのは外力が継続して発生し回転エネルギーが増加していく場合である。そのため、将来

発生する外力による回転エネルギーの増加分を角速度変化 ( $\Delta \omega$ ) や減速度などから予測することにより、より早期に横転判定をおこなうことができる。これを式で表すと式(2)のようになり、模式的に 3 次元空間で表現したのが Fig. 11(b) である。実際の車両には剛体振り子とは異なりサスペンション機構があるので、それらを考慮して閾値を決定した。

$$E(\omega) + E(\theta) \geq \text{Threshold} - E(\Delta \omega, G_y, G_z) \quad (2)$$

**(2) セーフイング判定部アルゴリズム** セーフイング判定は  $G_y$  と  $G_z$  の値を用いる。

横転現象が生じる際には、回転運動以外にも横方向や垂直方向に急激な運動を生じ、通常走行時と比較して大きな加速度が検出されることを利用する。

## 3. まとめ

シートベルトの補助拘束装置として、横転時の乗員の安全性を高めるロールオーバーセンサ付きサイドカーテンエアバッグシステムを開発した。

ロールオーバーセンサが車両横転に至る可能性を検知するとサイドカーテンエアバッグが展開し、側面の窓の大部分を覆うことにより、側面の窓からの車外放出の可能性を低減し、乗員の車室内保持性能を向上させる。

本システムは、2004 年モデル Acura MDX に搭載され、順次適用の予定である。

## 謝 辞

本開発にあたり御協力を頂きました Autoliv Inc. 及び TRW Automotive LLC 関係者の方々、またジャイロセンサの写真・イラストをご提供頂いた Analog Devices, Inc. に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

## 参考文献

- (1) National Center for Statistics and Analysis Traffic Safety Facts 2002 : A Compilation of Motor Vehicle Crash Data from the Fatality Analysis Reporting System and General Estimates System DOT HS 809 620, p.80-81
- (2) National Center for Statistics and Analysis: Motor Vehicle Traffic Crash Fatality and Injury Estimates for 2002 2002 Annual Assessment
- (3) Deutermann, W.: Characteristics of Fatal Rollover Crashes, Technical Report DOT HS 809 438
- (4) Summers, S., Harper C.: Ejection Mitigation Using Advanced Glazing, A Status Report, November 1995 Old Docket Number 95-41-GR

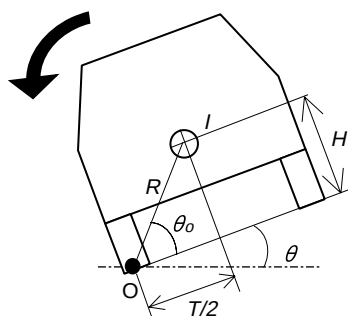


Fig. 10 Vehicle rigid model

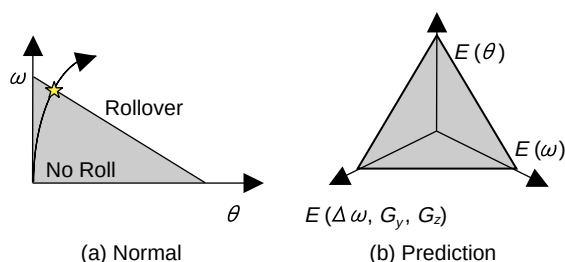
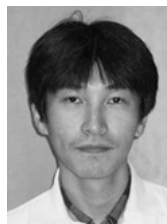


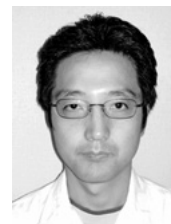
Fig. 11 Rollover main judgement threshold

- (5) Willke,D., Summers, S., Wang,J.,Lee,J.,Partyka,S.,  
Duffy,S.: Ejection Mitigation Using Advanced Glazing  
Status Report II, Docket Number NHTSA-1996-1782-21
- (6) Willke,D.,Summers,S.,Wang,J.,Lee,J.,Harper,C.,  
Partyka,S.,Duffy,S.: Ejection Mitigation Using  
Advanced Glazing Final Report, Docket Number  
NHTSA-1996-1782-22
- (7) Analog Devices,Inc.: [http://www.analog.com/library/  
analogDialogue/archives/37-03/gyro.html](http://www.analog.com/library/analogDialogue/archives/37-03/gyro.html)

■著 者■



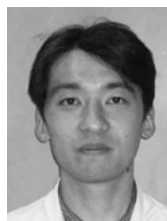
竹村直敏



高 畠 理



桃原茂郎



江口能正

# ホンダプリクラッシュセーフティテクノロジーの開発

Development of Honda Precrash Safety Technology

上 地 幸 一\*  
Koichi KAMIJI

小 高 賢 二\*  
Kenji KODAKA

赤 羽 博\*  
Hiroshi AKABA

## 要 旨

近年衝突安全における乗員拘束デバイスの進歩は著しいが、また一方で事故回避、被害低減技術も急速な進化を遂げている。それらの技術の中でそれぞれを融合させた次世代事故回避及び被害低減技術、乗員拘束技術に関するいろいろな提案がなされている。この実用化の第一ステップとしてインスパイアに搭載した、ホンダプリクラッシュセーフティテクノロジーの技術について紹介する。

## ABSTRACT

In the field of collision safety, conspicuous progress has been made in recent years in occupant restraint devices. Collision avoidance and injury mitigation technologies are also developing rapidly. Various proposals have been made for next-generation systems combining collision avoidance technologies with injury mitigation and occupant restraint technologies. This paper introduces a first step in this direction, the Honda precrash safety technology employed in the Inspire.

## 1. まえがき

近年衝突安全における乗員拘束デバイスの進歩は著しいが、一方で事故回避、被害低減技術も急速な進化を遂げている。また、それらの技術のそれぞれを融合させた次世代事故回避及び被害軽減技術、乗員拘束技術に関するさまざまな提案がなされている。

1991年から国土交通省により推進されている ASV(先進安全自動車)計画においてはレーダ等の外界センシング技術を用いて事故を未然に回避する、あるいは事故被害を軽減するための様々なシステムが各社より提案された。レーダ等の外界センシングにより前走車との衝突を予測し自動ブレーキを用いて衝突を回避しようとするシステムは、ASV 第一期より提案されているが、その商品化に対しては技術や考え方において十分な熟成が必要であった。今回、インスパイアに搭載した、ホンダプリクラッシュセーフティテクノロジーはその実用化の第一ステップとして位置付けられる。本システムは衝突軽減ブレーキシステム(CMS)と、E-プリテンショナーシステムを統合したものであり、これらの技術について紹介する。

## 2. システム開発の背景

交通死傷事故においては追突事故が全事故の約30%と非常に高い割合を占めている<sup>(1), (2)</sup>(Fig. 1)。追突事故は低中速時で多く発生し、その要因としては前方不注意等の認知ミスが多い。またその発生場所は直線路が約90%を占めて

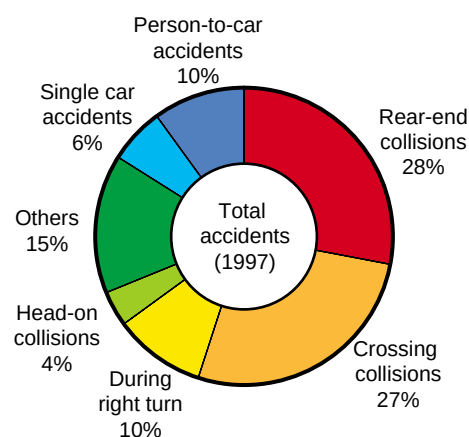


Fig. 1 Breakdown of accident type

\* 栃木研究所

いる。事故形態は停車中の車への追突が87%と大部分を占めている (Fig. 2 - Fig. 5)。代表的な状況は中低速で直線路を走行しているときに、脇見等で前方の車に気付くのが遅れて追突するような場合である。

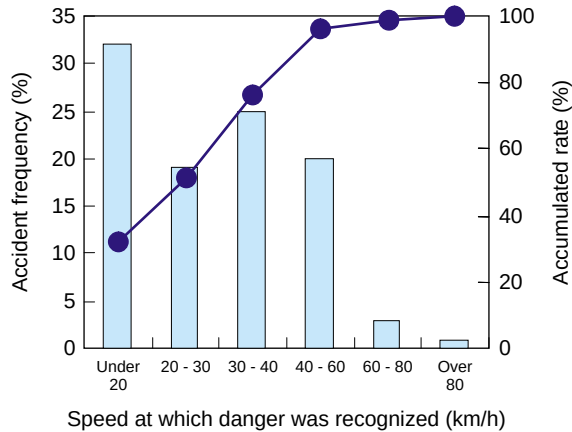


Fig. 2 Frequency of rear-end collisions and accumulated rate in relation to speed at which danger was recognized

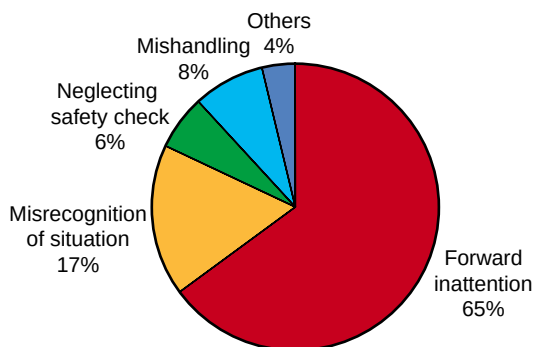


Fig. 3 Cause of rear-end collisions

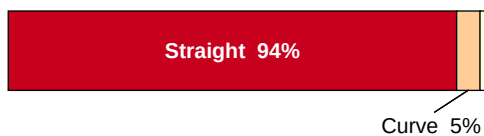


Fig. 4 Road condition at time of accident

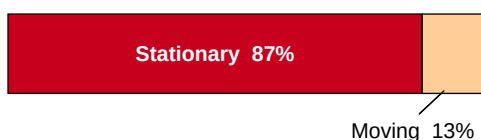


Fig. 5 Status of vehicle ahead at time of accident

### 3. システムの考え方と効果予測

事故実態の検討から脇見による追突事故の軽減をめざし、事故回避を支援するシステムとしてドライバの過信を招かないようなシステム構築をおこなうことにした。これには警報の占める役割が重要である、そこで脇見時間と事故発生との関係からみたシステムの効果、警報とドライバの反応時間について検討した。

#### 3.1. 不注視時間からみた効果の検討

どのような脇見(不注視)のときに事故が発生するかをシミュレーションによって検討した。シミュレーションは、追従走行中にドライバが瞬間的な不注視をしたときに前走車が減速した場合を想定した。追従走行時の車頭時間を1.5秒とし、不注視をした瞬間に前走車が減速(減速度 0.3G)する設定とした。ドライバは不注視後に前方を注視し、認知・判断・減速操作をおこなうものとした。ドライバの反応時間(注視開始 - 減速度発生)を1.3秒、発生減速度は0.8Gとした。このときドライバの不注視時間を変化させて比較した。

結果を Fig. 6 に示す。横軸は追従走行中の速度を示し縦軸は衝突時の相対速度を示している。これからわかるように、低中速時には追突するが高速域においてはドライバが減速操作をすることで追突していない。これは必ずしも長い時間の脇見だけが追突する要因ではなく、低中速走行時には瞬間的な不注視によっても追突事故は発生し得ることを示している。

日常的な運転の中でどの程度の方前不注視をするか、アイカメラを用いて計測をおこなった。Fig. 7 に結果を示す。この結果からステレオ操作や、メータを確認するという日常的な動作でも1 - 2秒程度の瞬間的な不注視が生じることがわかった。

衝突軽減ブレーキシステムの効果を予測するために、追突時の相対速度のシミュレーションをおこない、警報音だけの場合と比較した。警報からドライバのブレーキ操作までの反応時間は、ドライビングシミュレータによる結果の

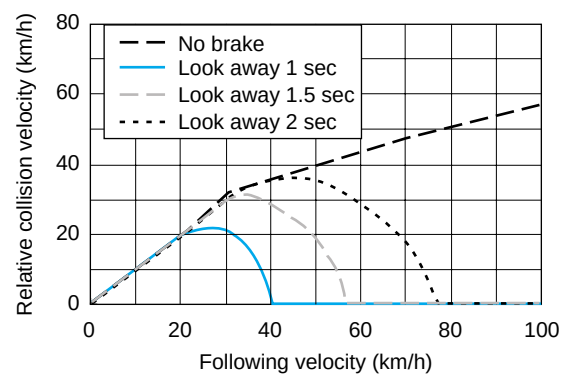


Fig. 6 Simulated collision velocity

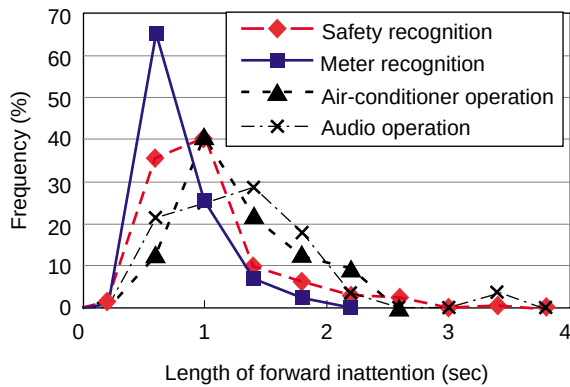


Fig. 7 Length of forward inattention

平均値として1秒を用いた。また緊急ブレーキによる発生減速度は0.6Gとした。シミュレーションは追従走行から先行車が減速する場合を想定し、追従時の車頭時間を1.5秒、先行車の減速度を0.3Gに設定した。このときシステムが作動し、警報1秒後にドライバーがブレーキ操作をおこなうものとした。ドライバー操作時の減速度は0.8Gとした。結果をFig. 8に示す。横軸が追従中の速度、縦軸が追突時の相対速度である。低中速走行時では追突が回避されており、高速側では衝突速度が低減することがわかる。この結果から、車頭時間や先行車の減速度等の条件にもよるが、低中速時に瞬間的な不注視により生じる追突事故であれば回避することが可能であると予想される。

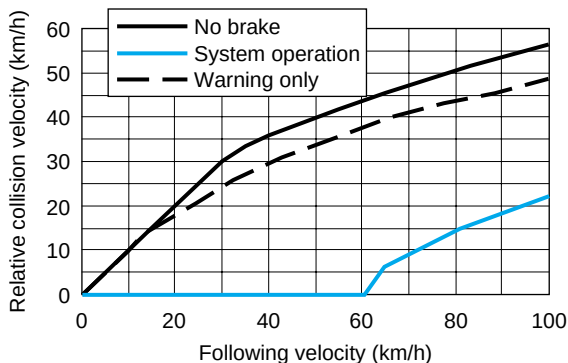


Fig. 8. Effect of CMS system (by simulation)

### 3.2. 警報発生タイミングの検討

警報システムを導入した事故回避支援システムにおいてはドライバーが警報を聞いて判断・操作をおこなう余裕を見込んだタイミングで警報を作動させることが必要である。そこでドライビングシミュレータを用いて警報に対する反応時間を検証した。テストは追従走行中にドライバーに脇見をさせ、その間に先行車が減速をおこない警報音を発生させ、反応時間を計測した。この結果から反応に0.6～1.4秒

程度時間を要していることがわかった。従って警報はこの反応時間を見込んで発生させる必要がある。

しかしながら、警報発生タイミングを早くした場合、正常時に頻繁に警報が発生する可能性があり、遅くした場合、判断・操作をおこなう余裕時間が少なくなるので、いずれも警報の効果が十分得られない可能性がある。

### 3.3. 事故回避支援システム

これまでの検討をもとに、通常走行時にはドライバーに干渉せず、リスクが大きいときには効果的な事故回避支援システムの実現をねらいとすることにした。そこで、衝突が迫った状況ではブザーによる警報に加え、自動的にブレーキを作動させ、併せてシートベルトを引くことで体感的に警報を与えるシステムを考案した。さらに警報発生タイミングを極力ドライバーと干渉しないような設定とすることで、判断・操作の遅れを自動ブレーキで補償するという考え方をとることとした。また衝突が避けられない状況の場合、衝突前に自動的にシートベルトを引き込むことでシートベルトの効果を高める機能を付加した。

これらの複合した機能を有するブレーキ装置を衝突軽減ブレーキシステム(CMS)、シートベルト装置をE-プリテンショナーシステムと称している。

## 4. システム構成

### 4.1. システムの概要

開発したシステムは衝突軽減ブレーキシステム(CMS)、とE-プリテンショナーシステムを統合したものである。システム構成をFig. 9に示す。

本システムは先行車両を認識するためのレーダ装置と、自車の状態量を検出するためのヨーレートセンサ、ホイールセンサ、自動ブレーキのための油圧アクチュエータ、シートベルトを引き込むための電動シートベルトリトラクタ、警報表示装置および制御用ECUで構成されている。

レーダの方式は対環境性に優れたミリ波レーダを採用した<sup>(3)</sup>。約100mの測距離が可能であり、これは相対速度100km/hにて3秒先の先行車を検知する能力に相当する。また検知角は左右16°の範囲を持ち直線および緩やかなカーブでの先行車の検知をおこなう。

Fig. 10に電動シートベルトリトラクタの構成を示す。このリトラクタは通常のELR機構に加え、火薬式のプリテンショナー、ロードリミッタを装備し、これらに並列にDCモータとモータの駆動力をELRのシャフトに伝える伝達機構を備える。通常使用時のシートベルトの引出し、巻取り時においてELR機構とモータ駆動機構と切離すためのクラッチ機構を備えている。電動シートベルトリトラクタの作動パターンは接近警報、引込制御、ロック解除制御の3種類である。

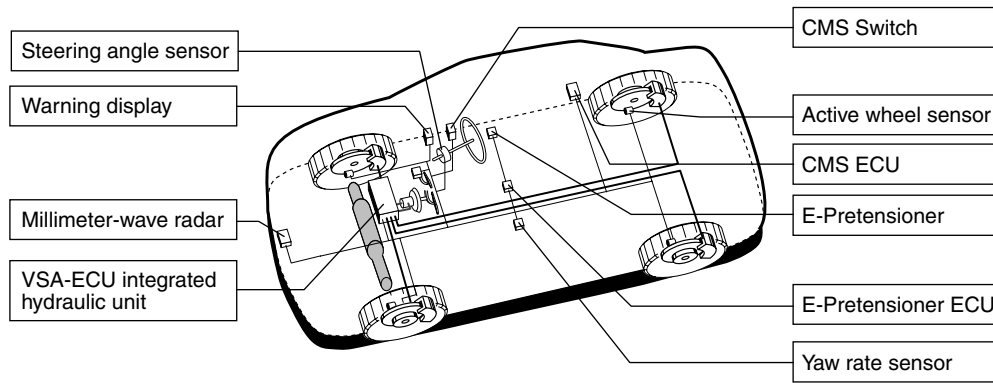


Fig. 9 System configuration

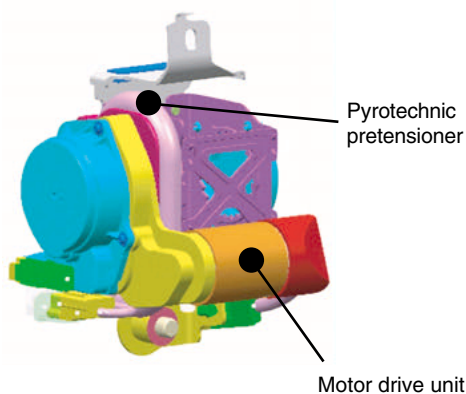


Fig. 10 Retractor with electric pretensioner

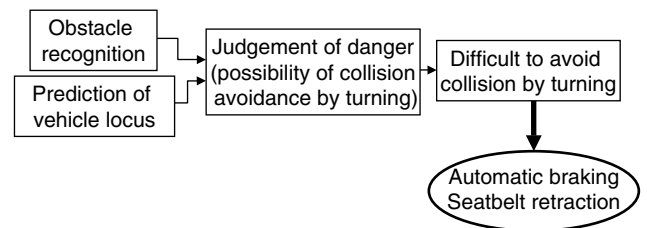


Fig. 11 Block diagram of basic control

#### 4.2. 作動モード

警報は、ドライバが確実に認知できるものとするため、音による警報に加え体感的に伝えられる手法として、弱いブレーキと軽いシートベルトの振動を用いた警報を併用した。このブレーキを警報ブレーキ、シートベルトの振動をシートベルト警報と呼ぶこととする。警報ブレーキの強さは実験から 0.1 - 0.2G 程度が妥当であることがわかった。シートベルト警報についても、確実に乗員に警報を与え、かつ運転操作に支障を及ぼさない適切な引き込み力と作動パターンを実験により設定した。これらは警報効果を高めると

Fig. 11に基本的な制御フローを示す。レーダにより先行車を認識し、自車の状態量から自車軌跡を推定する。そして追突に至るかの危険性判断をおこないステアリング操作による回避が可能かどうかを判断する。そしてステアリング操作による回避が困難な場合に自動ブレーキと電動シートベルトリトラクタを作動させる。

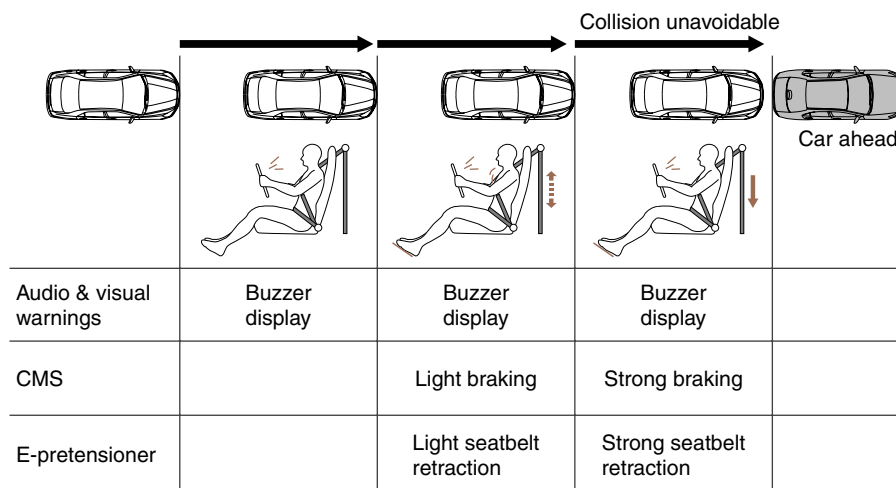


Fig. 12 System operation

もに、ドライバの操作遅れを補う効果も有する。

緊急ブレーキの強さについては減速とステアリング回避操作の併用により追突を回避する場合を想定し、操作性および自動ブレーキ時のドライバの姿勢変化を考慮して設定した。またドライバがブレーキ操作をおこなった場合、その制動力は緊急ブレーキの制動力に上乘せとなるようにした。従ってドライバーの操作との併用で最大減速度を発生させることが可能である。

電動シートベルトリトラクタの作動パターンは、緊急ブレーキ作動時に接近警報引込制御に切り替わる。この場合もドライバの回避操作に支障を及ぼさないように引き込み力を設定した。また一連の引込が終了した時点から一定時間が経過した後、ブレーキ信号および車速情報からリトラクタを解除できる条件にあることを判断した場合にロック解除制御をおこなう。なお電動シートベルトリトラクタはレーダによる作動のほかに事故直前の急ブレーキによっても作動する。一連の作動を Fig. 12 に示す。

## 5. 実機によるシステム機能確認

衝突軽減ブレーキシステム(CMS)，とE-プリテンショナーシステムの機能および効果を実機テストにより確認した。

### 5.1. 衝突軽減ブレーキシステム

実車テストによって、対停止物に対する衝突速度低減効果を計測した。テストは自車正面に車にみたてた障害物を設置し、それに向かって走行し、障害物に対しての衝突時の速度を計測した。実車テストにおいても衝突軽減ブレーキシシステムが作動した場合と警報システムのみの場合とを比較した。いずれの場合も警報の1秒後にドライバがブレーキ操作をおこなっている。実験結果を Fig. 13 に示す。横軸が相対速度(自車速度)、縦軸が衝突時の速度である。Fig. 13からもわかるように、低中速時には衝突を回避しており、高速では衝突速度低減となっている。Fig. 2に示したように事故の起きている速度域は低中速域が大半である

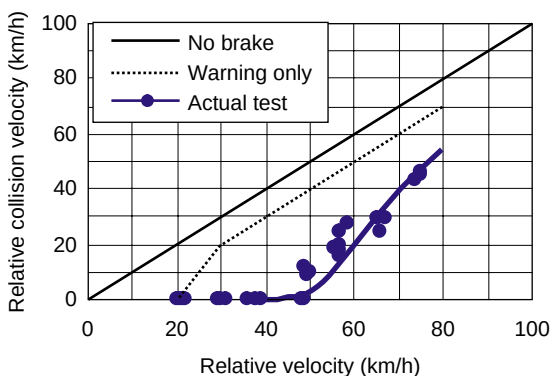


Fig. 13 Effect of CMS system (by actual test)

ことから本システムは被害軽減に効果的であると考えられる。これに対し、警報システムのみの場合には、同じ反応時間でドライバがブレーキ操作をしても、自動ブレーキ付のシステムと比較して、衝突速度低減量は小さくなっている。

### 5.2. E-プリテンショナーシステム

E-プリテンショナーシステムによる乗員拘束向上の効果を実機テストにより検証した。ここでは衝突前の急ブレーキ時の乗員の前方移動量、正面バリア衝突性能、オフセットバリア衝突性能に着目した。

#### 5.2.1. 衝突前ブレーキ時の前方移動量

E-プリテンショナーシステムの急ブレーキによる乗員の前方移動量低減効果を実車テストによって検証した。

テストは衝突前に急ブレーキを作動させ、車体減速度による乗員の前方移動量をE-プリテンショナーの作動の有無で比較した。本テストは同一条件で3種類の乗員サイズで比較をおこなった。Fig. 14 に結果を示す。AM95 パーセンタイル、AM50 パーセンタイル、AF5 パーセンタイルの乗員サイズにおいて、それぞれE-プリテンショナーの作動により前方移動量は低減した。これは標準的なシートベルトリトラクタでは急ブレーキによる車体減速度よりも大きな設定減速度でELRのロック機構が作動するのに対し、E-プリテンショナーではブレーキ作動時点からシートベルトを引き込み、さらにシートベルトの巻き締まりを減少させていることによる。

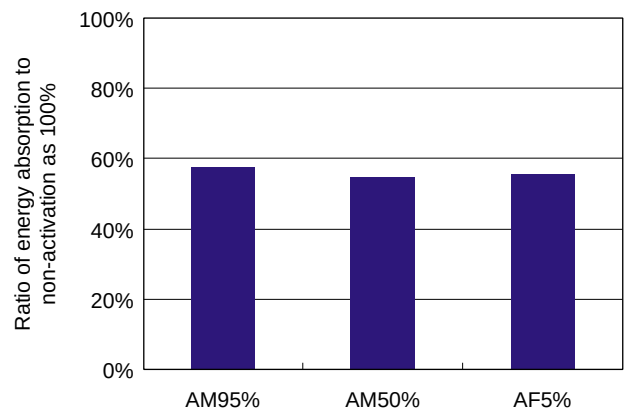


Fig. 14 Comparison of head displacement at 1G braking

#### 5.2.2. 正面衝突における初期拘束性能

Fig. 15 に E-プリテンショナーの有無による乗員拘束性能の比較結果を示す。乗員拘束性能は正面衝突 55km/h での衝突テストにおいて AM50 パーセンタイル、AM95 パーセンタイル、AF5 パーセンタイルについて衝突初期のエネルギー吸収量によって比較した。テストの結果から AM50 パーセンタイル、AF5 パーセンタイルにおいて初期拘束性能の向上が確認された。

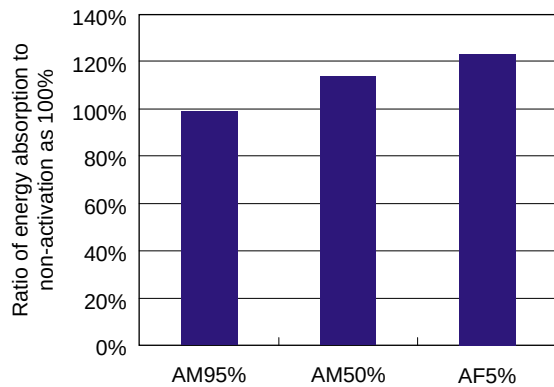


Fig. 15 Comparison of energy absorption in frontal barrier crash

#### 5.2.4. オフセットバリアにおける初期拘束性能

オフセットバリア衝突相当の車体減速度でのE-プリテンショナーの有無による乗員拘束性能を比較した。テストはオフセットバリア衝突相当の車体減速度でおこない、乗員拘束性能は正面衝突テスト同様 AM50 パーセンタイルにおける衝突初期のエネルギー吸収量によって比較した。Fig. 16 に結果を示す。オフセットバリアにおいても E-プリテンショナーの作動による初期拘束性能の向上が確認された。

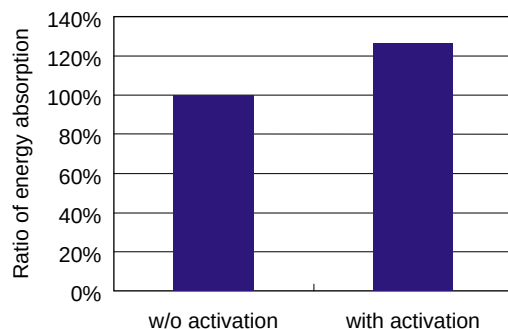


Fig.16 Comparison of energy absorption in offset barrier crash

## 6. まとめ

追突事故における被害軽減に効果的なシステムとしてミリ波レーダを用いた外界センシング技術と自動ブレーキを用いた衝突軽減ブレーキシステム(CMS)の開発をおこなった。本システムはドライバ操作への干渉を防ぎ、回避操作を支援するシステムとして構築した。

衝突軽減ブレーキシステム(CMS)は追突事故の大部分を占める低中速時の事故低減に効果が期待できることがわかった。さらに E-プリテンショナーシステムを組み合わせることにより、乗員拘束性能の向上とシートベルトによる効果的な体感警報を実現し、追突事故の軽減効果を高めた。

これらの衝突軽減ブレーキシステム(CMS)，とE-プリテンショナーシステムを統合したシステムを、ホンダプリクラッシュセーフティシステムとして実用化した。

## 参考文献

- (1) 交通統計 平成9年版：(財)交通事故総合分析センター
- (2) シグナル, No.296(1997): (有)シグナル
- (3) 藤田ら：レーダーブレーキシステム，自動車技術会 学術講演会前刷集, No. 186(1994)9437845

## ■ 著 者 ■



上 地 幸 一



小 高 賢 二



赤 羽 博

# 直噴ディーゼルエンジン搭載車の振動騒音低減技術

Countermeasures against Noise and Vibration in Direct Injection Diesel Engine

比留間 政 雄\*  
Masao HIRUMA  
野 口 好 洋\*  
Yoshihiro NOGUCHI

野 中 繁 治\*  
Shigeji NONAKA  
伊 神 肇\*\*  
Hajime IGAMI

加 藤 裕 治\*  
Yuji KATOU

## 要 旨

欧州向け新型 ACCORD に搭載した新開発 2.2L 4 気筒ディーゼルエンジンに、2 次バランサなどによるエンジン振動騒音の低減、パイロットインジェクションの最適化による燃焼騒音の低減、慣性主軸トルクロッドエンジンマウントシステムの採用、車両防音性能向上などの振動騒音低減技術を適用した。

これらの技術により、この新エンジンを搭載した欧州向け新型 ACCORD は、パワフルで静粛性が高く振動も少ない高品位な完成車性能を実現することができ、欧州で高い評価を得ている。

## ABSTRACT

The newly developed 2.2L 4-cylinder diesel engine for the new ACCORD marketed in Europe employs numerous noise and vibration reduction technologies. 2nd-order vibration balancers and other technologies have been used to reduce engine noise and vibration, and optimization of pilot injection has reduced combustion noise. In addition, a principal axis of inertia type engine mounting system with torque rods has been employed, and soundproof performance of complete vehicle has been improved.

The new ACCORD using this new engine is powerful yet achieves the high quality cabin sound and low vibration levels, and has been extremely well received in the European market.

## 1. まえがき

世界的規模の環境問題への関心の高まりの中で、特に欧州においては地球温暖化への危機感が強く、CO<sub>2</sub> を削減しつつ高いパフォーマンスが得られるディーゼルエンジンが注目され一大市場を築いている。

Honda としては初の自社設計となるターボチャージドディーゼルエンジン(intelligent-Common Rail Turbocharged Direct injection: 以下 i-CTDi)を新開発した。Fig. 1 にその外観図を示す。

この i-CTDi エンジンには、DOHC 4バルブ直噴システムや可変ジオメトリ式ターボチャージャに加えて、燃料噴射の高圧化をおこなう手段として最新の 1600 bar コモンレール制御システム等を採用した。これらにより高出力と低燃費を実現し、また EURO-IV 規制に適合することもできた<sup>(1)</sup>。

しかし、高出力化や燃料噴射の高圧化はエンジン振動の

増加や燃焼騒音の増加を招き車両の静粛性に大きな影響を及ぼす<sup>(2)-(4)</sup>。この課題を克服するために以下の項目に重点を置き振動騒音対策をおこなった。

- (1) エンジン振動騒音の低減
- (2) 燃焼騒音の低減
- (3) エンジンマウントシステムの改良
- (4) 車両防音性能の改良



Fig. 1 External view of i-CTDi engine

\* 栃木研究所

\*\* Honda R&D Americas, Inc.

本稿では、2次バランサなどによるエンジン振動騒音の低減、パイロットインジェクションの最適化による燃焼騒音の低減、慣性主軸トルクロッドエンジンマウントシステムの採用や車両防音性能の改良などについて紹介する。

## 2. エンジン振動騒音の低減

ディーゼルエンジンでは、ガソリンエンジンと比較して慣性力や燃焼加振力の増加は避けられず振動や騒音が増加する。この課題に対し i-CTDi は以下の対応をおこなった。

### 2.1. 2次振動バランサ

慣性力増加により2次振動が増加するが、これを低減するために2次バランサシステムを採用した。クランクシャフトよりシングルローラチェーンで駆動し、Fig. 2に示すようにオイルパン内に収納した。その結果パワープラント振動が低減し車室内のこもり音を Fig. 3 に示すように大幅に低減することができた。

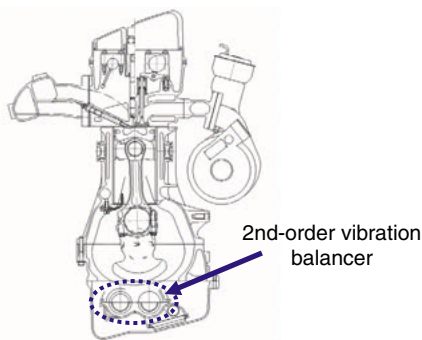


Fig. 2 Cross-section of engine

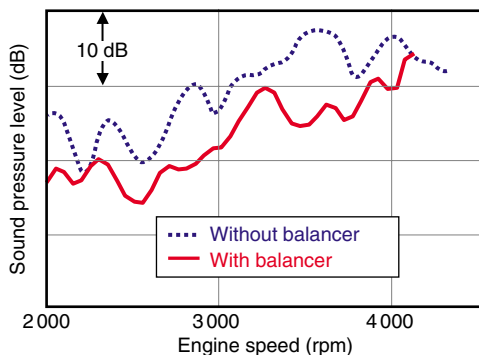


Fig. 3 Cabin booming noise

### 2.2. エンジン防音カバー

コモンレールシステムの高圧インジェクタ作動音や燃焼騒音などの高周波音は、特に商品性を悪化させることからエンジン防音カバーを採用している。Fig. 4に示すようにカバーのリブ形状や吸音材配置、フローティングラバー特性を含む支持点の最適化等をおこなった結果、Fig. 5に示すようにエンジン上方の騒音を5 dB 低減することができた。

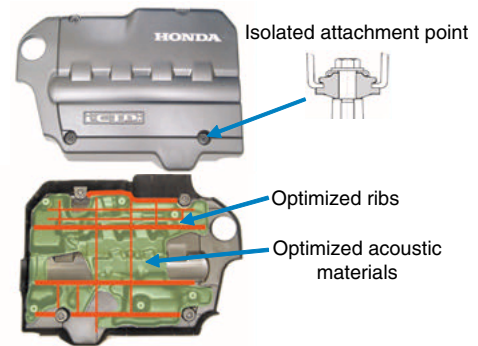


Fig. 4 Engine top acoustic cover

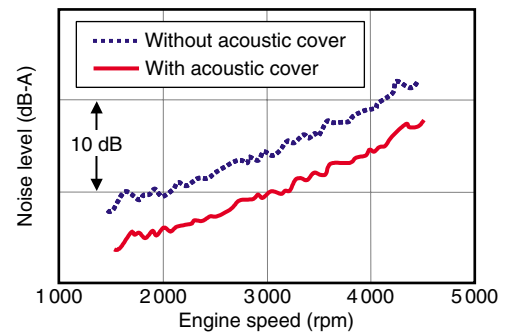


Fig. 5 Engine noise

### 2.3. シリンダブロック

シリンダブロックは、高燃焼圧に対応でき軽量でコンパクトな構造を成立させるために、鋳鉄製スリーブを鋳込んだクローズドデッキ方式のアルミニウムブロックを採用している<sup>(5)</sup>。その上で Fig. 6 に示すようにガソリンエンジンでも採用しているロアブロック構造をベースに、CAE を用いた検討により各部寸法(シリンダブロック壁面形状やジャーナル部肉厚等)の最適化をおこなった。

また2次バランサシステムのアルミ製ホルダーをメインベアリング支持部に取り付け、剛性部材としても活用することで Fig. 7 に示すように高い剛性を確保することができた。

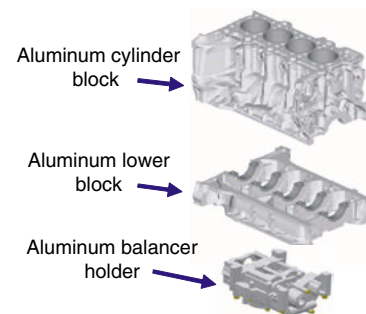


Fig. 6 Cylinder block and balancer holder

シリンダブロック表面のリップについても、CAE を用いた検討をおこない放射音低減に効果を得ている、Fig. 8に構造検討用の FEM モデルと採用したリップの配置を示す。シリンダブロックの構造減衰を Fig. 9 に示す。他社の同排気量クラスの鋳鉄製を含むシリンダブロックと比較しても良好な減衰特性を得ることができた。

シリンダブロックのもう一つの特徴は、オフセットシリンダ配置である。Fig. 10に示すようにボアセンタに対しクランクセンタをスラスト側にオフセットさせた。ピストン衝撃エネルギーに関する CAE 検討結果を Fig. 11 に示すが、スラスト方向の衝撃力を緩和することができた。

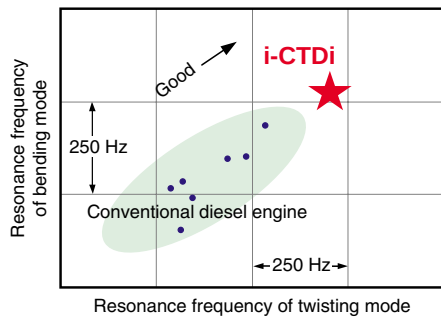


Fig. 7 Cylinder block dynamic characteristics

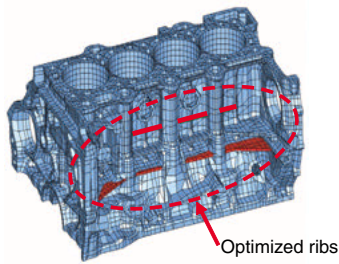


Fig. 8 FEM Model for optimizing ribs

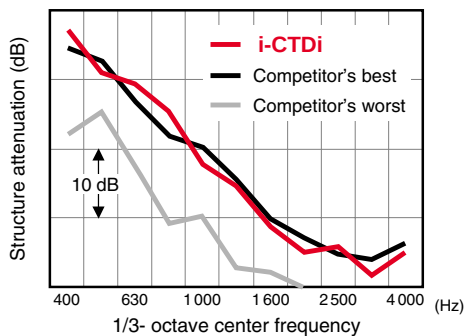


Fig. 9 Structural attenuation

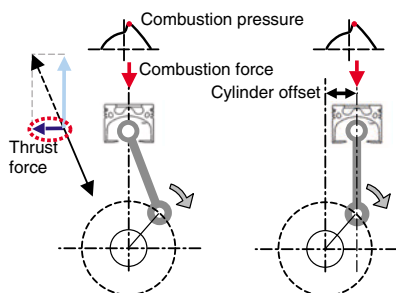


Fig. 10 Cylinder offset structure

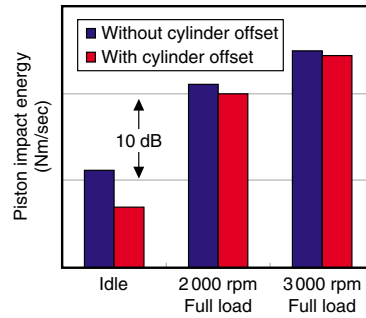


Fig. 11 Calculated piston impact energy

### 3. 燃焼騒音の低減

コモンレールシステムの燃料噴射制御性の良さ<sup>(2)-(4)</sup>をいかし、広範囲な領域でパイロット噴射を積極的に活用した。Fig. 12 にパイロット噴射の概念図を示す。

パイロット噴射とメイン噴射の行程を調整することによってメイン噴射の着火をスムーズにし、急速燃焼を防止することでディーゼル特有の燃焼音の低減を図った。Fig. 13 にパイロット噴射による燃焼圧力と燃焼速度の効果例を示す。

また、あらゆる環境条件においてもパイロットの噴射量や噴射時期についてセッティングをおこなった。その結果 Fig. 14に示すように、一般的なディーゼルエンジンと比較し低い燃焼騒音を実現することができた。

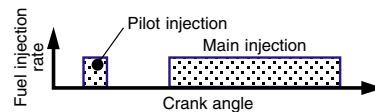


Fig. 12 Conceptual diagram of pilot injection

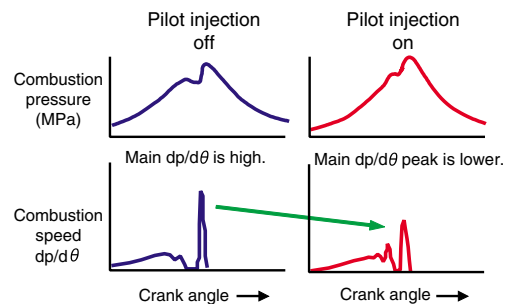


Fig. 13 Effect of pilot injection

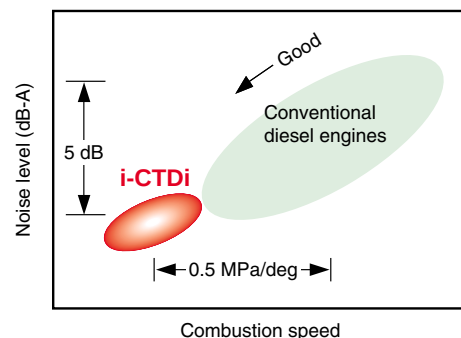


Fig. 14 Combustion noise

#### 4. エンジンマウントシステムの改良

ディーゼルエンジンは、特に燃焼の影響が大きいアイドリング時や加速時での3000rpm以下の領域で、ガソリンエンジンに対し大幅に2次振動が増加し、こもり音やステアリング振動などに影響を及ぼす<sup>(4)</sup>。

今回開発したi-CTDiは、この2次振動の増加に対応するために、Fig. 15に示すように慣性主軸上にメインマウントを配し、エンジンの上下部に駆動トルクを受けるトルクロッドを配したマウントシステムを採用した。

既存のHondaガソリン車のエンジンマウントは、エンジンの前後2点でトルク変動入力を上下方向に受けるストッパーマウント形式である(以降従来タイプと記す)が、上下部に配したトルクロッドによって、入力方向を上下方向から前後方向にFig. 16に示すように変更させた。これはFig. 17に示すようにボデー音響感度が約3 - 5 dB 低い方向に入力させることを狙いとしている。

本システムを従来タイプと比較した場合の車室内こもり音に対する優位性をFig. 18に示す、3000rpm以下の領域でこもり音が約3 - 5 dB 以上低減できた。

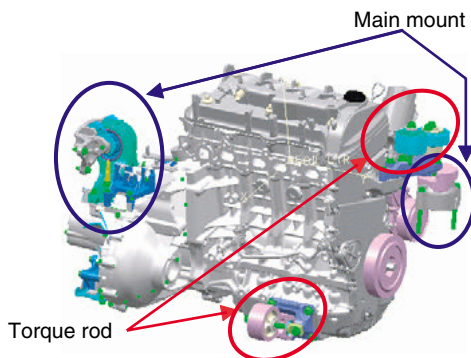


Fig. 15 Principal axis of inertia type mounting system with torque rods

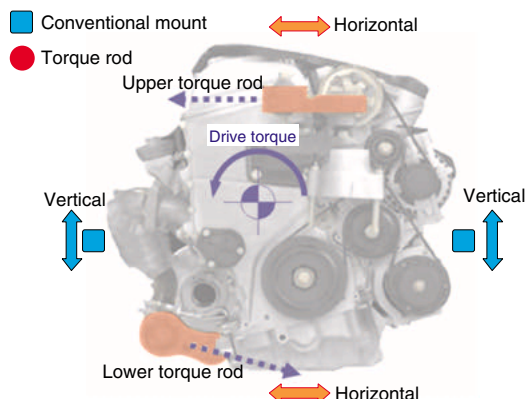


Fig. 16 Direction of principal input force

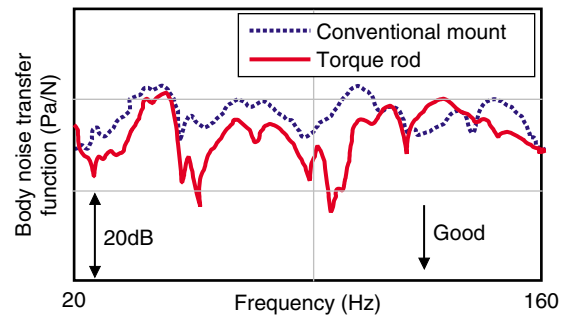


Fig. 17 Body noise transfer function

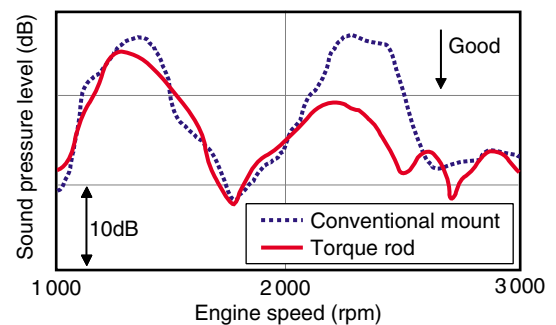


Fig. 18 Booming noise level

一般的にトルクロッドマウントシステムで重要なことは、(1)駆動トルクが作用する際のトルクロッド取り付けの角度、(2)乗り心地性能を左右するエンジンマウント上下方向の剛性確保、の二点が考えられる。

そこで本システムではトルクロッドの取付角度をFig. 16に示すように駆動トルクが作用した際の法線方向に設定し、同時にトランスミッション先端下方にFig. 19に示すトランスミッションロアマウントを新設した。

これらのトルクロッドの取付角度適正化とトランスミッションロアマウントの追加により、Fig. 20に示すように駆動トルクが作用する方向の回転剛性を確保した。またトランスミッションロアマウントを設けることにより上下剛性が確保された。これにより欧州競合車に匹敵する乗り心地レベルを実現した。Fig. 21に乗り心地性能を評価した台上加振結果を示す。

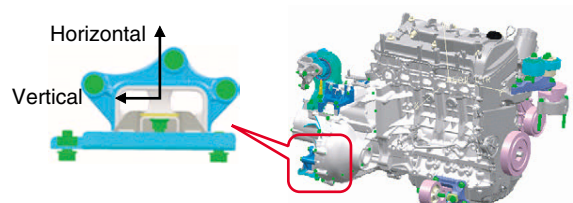


Fig. 19 Transmission lower mount

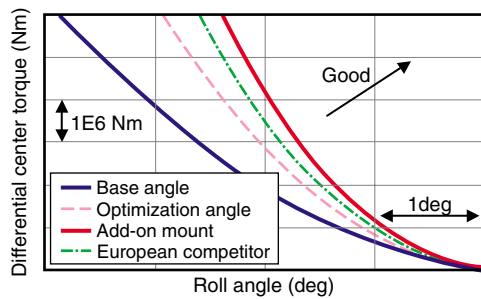


Fig. 20 Comparison of rotational stiffness

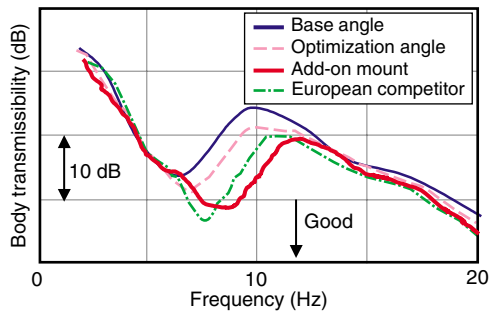


Fig. 21 Body transmissibility

なおトランスミッションロアマウントは二重防振されたサブフレーム上に設置されていることで、振動騒音の悪化を最小限に抑えることができています。

## 5. 車両防音性能の改良

前述したパワープラント騒音対策に加え、車両の防音性能向上についても検討をおこなった。

防音材仕様の最適化をおこなうにあたり、パネル寄与解析手法を活用し検討をおこなった。その結果 Fig. 22 に示すようにダッシュボード部とフロア部が効果的な適用箇所であることが明確になった。

ダッシュボード廻りの主な対策内容としては、

- (1) エンジンルームから車室内に通線されているハーネスグロメットの構造を、従来の一重構造から中空二重構造へ変更することにより遮音性能の向上を図った。Fig. 23 にその構造図を示す。
- (2) インストルメンタルパネル下面にカバーを追加しインストルメンタルパネル全体をボックス構造とした。そして空間内に、吸音性能が高く(従来材比較: + 25%)

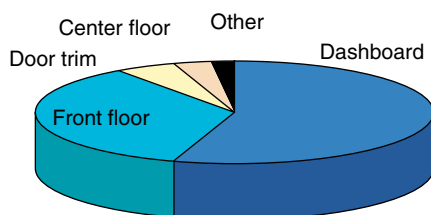


Fig. 22 Contribution analysis of panel

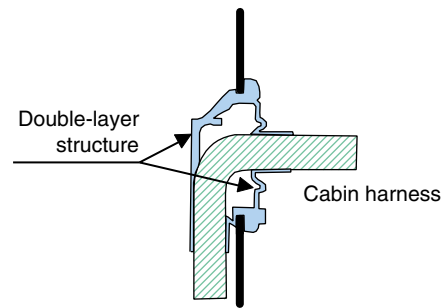


Fig. 23 Structure of cabin harness grommet

軽量(従来材比較: - 60%)な吸音材料を、採用することにより性能向上を図った。

フロア部についても、ダッシュボード同様に高性能な吸音材料を採用した。

以上述べてきた対策内容を適用した結果、Fig. 24に示すように、車両トータルの防音性能を大幅に向上させることができた。

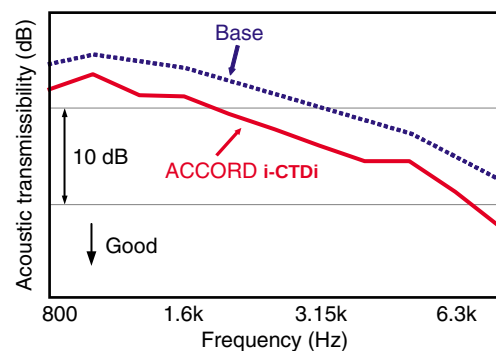


Fig. 24 Soundproof performance of completed vehicle

## 6. 完成車の車室内騒音

以上述べてきた振動騒音低減技術を適用した結果、i-CTDiエンジンを搭載した欧州向け新型 ACCORD は、Fig. 25 に示すように静かな室内騒音レベルを達成できている。

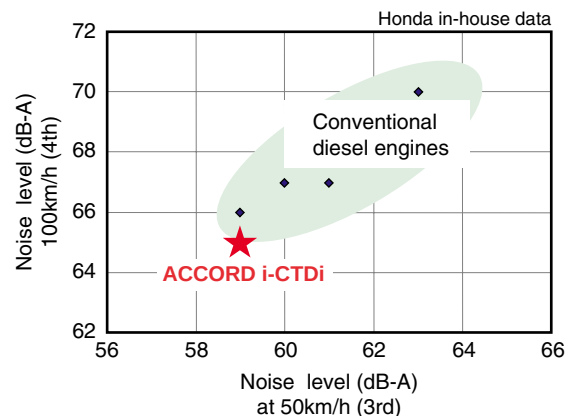


Fig. 25 Interior noise

## 7. まとめ

欧州向け新型 ACCORD に搭載した新開発 2.2L 4 気筒ディーゼルエンジンに、以下の振動騒音低減技術を適用することによって、振動騒音に優れたパワフルで高品位な完成車性能を実現することができた。

### (1) エンジン振動騒音の低減

2 次バランサ、エンジン防音カバー、オフセットシリンダ配置、ロアブロック構造等の採用とシリンダブロックの高剛性化によりエンジン振動騒音を低減した。

### (2) 燃焼騒音の低減

パイロット噴射によってメイン噴射への着火をスムーズにし急速燃焼を防止することで燃焼騒音を低減した。

### (3) エンジンマウントシステムの改良

2 次振動の増加に対応するために慣性主軸トルクロッドマウントシステムを採用、トルクロッドの取付角度や各マウント特性の適正化をおこない振動騒音の改良と欧州競合車に匹敵する乗り心地性能を実現した。

### (4) 車両防音性能の改良

ハーネスグロメットの構造変更や吸音特性の優れた吸音材料の採用などにより、大幅に防音性能を向上させることができた。

## 参考文献

- (1) Abe, T., Nagahiro, K., Aoki, T., Minami, H., Kikuchi, M., Hosogai, S.: Development of New 2.2-lite turbocharged Diesel Engine for the EURO-IV Standards, SAE Paper 2004-01-1316(2004)
- (2) 多和田清, 藤井学, 平野健: コモンレール式小型直噴ディーゼルエンジンの振動騒音対策, 日本自動車技術会 学術講演会前刷集 No.70-99, p.13-16(1999)
- (3) 薄田重浩, 大塚雅也, 永田雅久: 新型 3.0L 直噴ディーゼルエンジンの振動騒音対策, 日本自動車技術会 学術講演会前刷集 No.45-01, p.5-8(2001)
- (4) Hiruma, M., Nonaka, S., Katou, Y., Igami, H.: Countermeasure against Noise and Vibration of Direct Injection Diesel Engine for New Honda ACCORD, FISITA Paper F2004F417(2004)
- (5) Yamazaki, M., Takai, A., Murakami, O., Tanikawa, H., Ito, O., Yasuda, K.: Development of a High-Strength Aluminum Cylinder Block for Diesel Engine Employing a New Production Process, FISITA Paper F2004A063 (2004)

### ■ 著 者 ■



比留間政雄



野中繁治



加藤裕治



野口好洋



伊神 肇

# 二輪車の EURO-3 エミッション規制対応技術の研究

Research into New Emission Control Techniques for Motorcycles  
to Achieve EURO-3 Emission Regulation

赤松 俊二\*  
Shunji AKAMATSU  
宮田 博明\*  
Hiroaki MIYATA

河野 友哉\*  
Tomoya KONO  
山崎 隆太郎\*  
Ryutaro YAMAZAKI

浦木 護\*  
Mamoru URAKI

## 要 旨

2006年に欧州域で施行される EURO-3 エミッション規制に対応するため、水冷4気筒、排気量1100cm<sup>3</sup>のエンジンを搭載した二輪車を用いて、エミッション低減技術を研究した。

コールドスタート時の HC は、Idle Air Control Valve System(IACV)と点火リタードを組み合わせた触媒の早期活性化技術とインジェクタ噴霧の微粒化により低減された。高速走行モード時の NOx は、空燃比の最適化と3元触媒のセル数・容量の適正化により低減された。また、触媒の容量増に伴って増加する排気抵抗の増加に起因する出力低下は、触媒の設置位置の最適化により抑制することができた。

これらの技術により、出力ドライバビリティを損なうことなく EURO-3 規制を余裕をもって達成できた。

## ABSTRACT

The EURO-3 emission regulation will be enforced in the EU in 2006. To meet the regulation, emission reduction technologies were developed by using a test motorcycle with a water-cooled, four-cylinder, 1100cm<sup>3</sup> engine. In order to reduce HC during cold-start cycle, catalyst was activated early and the fuel spray was atomized by means of combining Idle Air Control Valve System (IACV) with ignition retard. In order to reduce NOx during extra-urban driving cycle, number of cells and capacity of three-way catalyst were optimized, and air-fuel ratio was also optimized. However, the increase of catalyst capacity caused increase of exhaust resistance, and reduced engine power. In order to solve this problem, location of the catalyst was optimized. By these measures, the EURO-3 regulation value was sufficiently attained without detriment to the engine power and drivability.

## 1. まえがき

近年、地球環境問題の関心が高まる中で、二輪車の排出ガスエミッション低減への要求が高まってきており世界各国で新しい排出ガスエミッション規制値が導入されている。例えば、大型二輪車の主な市場である欧州においては、2006年から EURO-3 エミッション規制が予定されている。さらに測定モードについてはコールドモード及び高速モードが追加され二輪車にとっては非常に厳しい規制となっている。

大型二輪車においては排出ガスエミッション低減に3元触媒とO<sub>2</sub>フィードバック、2次エアー導入装置を組み合わせたものが一般的に用いられているが、高回転高出力の二輪車用エンジンでは良好なドライバビリティへの要求が高

く、排出ガスエミッションとの両立が高く要求されている。今回、CBR1100XXをベースに、EURO-3規制を満足するエミッション低減システムを研究したので紹介する。

## 2. EURO-3 規制と課題

二輪車の排出ガスエミッション規制については、大気汚染に対する寄与率が無視できないとされているヨーロッパやアジアが中心となって強化が進められている。中でも2006年初頭からヨーロッパで施行される EURO-3 規制は、いくつかの点で、二輪車の排出ガスエミッション低減システムに対して新しい施策を求める規制強化となっている。Fig. 1 に EURO-3 規制の測定モードを、Table 1 に規制値を EURO-2 規制と比較して示す。EURO-2 規制と比べて

\*朝霞研究所

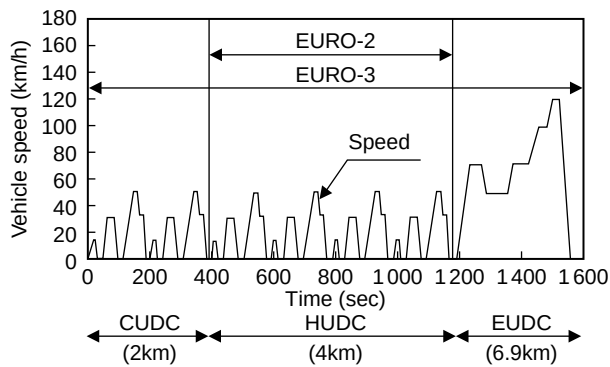


Fig. 1 Federal test procedure

Table 1 EURO-3 emission standards

| (Displacement $\geq 150\text{cm}^3$ ) |           |            |            |
|---------------------------------------|-----------|------------|------------|
| Standards                             | CO (g/km) | THC (g/km) | NOx (g/km) |
| EURO-2                                | 5.5       | 1.0        | 0.3        |
| EURO-3                                | 2.0       | 0.3        | 0.15       |

EURO-3 規制の変更点と要求される性能は下記である

- (1) コールドスタート及びサンプリングになったことにより、触媒の浄化率向上に加えてCO, HC に対して早期浄化開始が求められる。
- (2) 高速モード(EUDC)の追加により、NOx 排出量が増加するため、触媒の NOx 浄化率の向上が求められる。
- (3) 耐久保証の追加(トータル3万 km)により、排出ガスエミッション低減システム全体の長期安定化が求められる。

### 3. 排出ガス低減の技術手段

EURO-3 対応技術の研究に当たり、現在、市販している EURO-2 適合車を用いて排出ガスエミッション性能の再検証をおこなった。Fig. 2 に EURO-3モードを三つに区分<sup>(1)</sup>したときの各区分排出ガスエミッションの測定結果を示す。区分1はエンジン始動から最初の2サイクルでCUDCと呼ぶ、区分2は4サイクルで従来のECE40-0と同じでHUDC

と呼ぶ、区分3は新たに追加された高速モードでEUDCと呼ぶ。最初の区分1(CUDC)での排出量は、触媒が十分に活性化していないため十分な浄化率が得られないので、エンジン自体の排出ガスエミッション量を削減することと触媒を早期活性化させる技術が必要となる。次の区分2(HUDC)では、触媒は十分に活性化しているが規制値が厳しくなったので、更なる排出ガスエミッションの低減が求められる。区分3(EUDC)は今回追加された高速モードで120km/hまでの加速時に NOx が急激に増加している。

この結果から EURO-3 規制に対応するためコールドスタート時の HC 低減と高速モード時の NOx 低減の二つの大きな課題に着目し、開発をおこなった。

### 4. テスト車両

テストには市販されている排気量 1100cm<sup>3</sup>の水冷直列4気筒エンジンを搭載した二輪車を用いた。その諸元をTable 2に示す。燃料供給には電子制御のフューエルインジェクションシステムを用い、O<sub>2</sub> センサを用いたフィードバック制御をおこなっている。そのシステムをFig. 3に示す。燃料噴射のインジェクタはピントルタイプを使用している。

排出ガスエミッション浄化システムにはメタル担体の3元触媒と2次エア導入装置を用いている。触媒は、スペースが少ないため、エキゾーストマニフォールド直下には配置できないのでFig. 4に示すように後方に配置されている。

Table 2 Specifications of test engine

| Items                           | Specifications     |
|---------------------------------|--------------------|
| Cooling system                  | Liquid-cooled      |
| Cylinder configuration          | In-line 4-cylinder |
| Bore × Stroke (mm)              | 79 × 58            |
| Displacement (cm <sup>3</sup> ) | 1137               |
| Compression ratio               | 11.0 : 1           |
| Valve train                     | DOHC               |

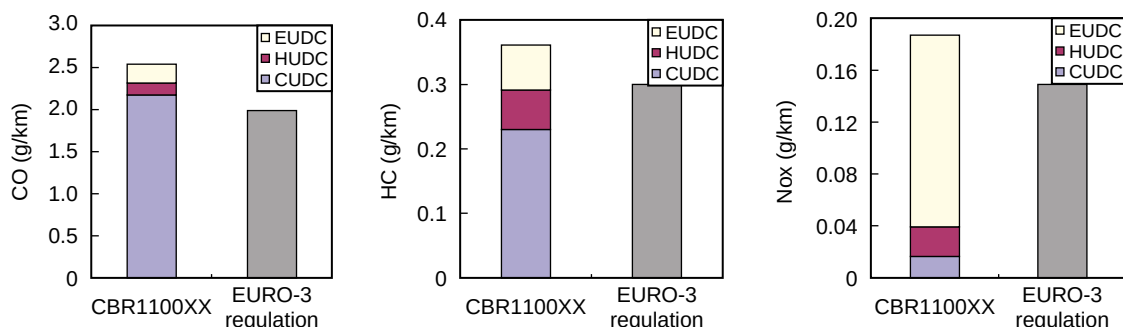


Fig. 2 CBR1100XX emissions by EURO-3 mode

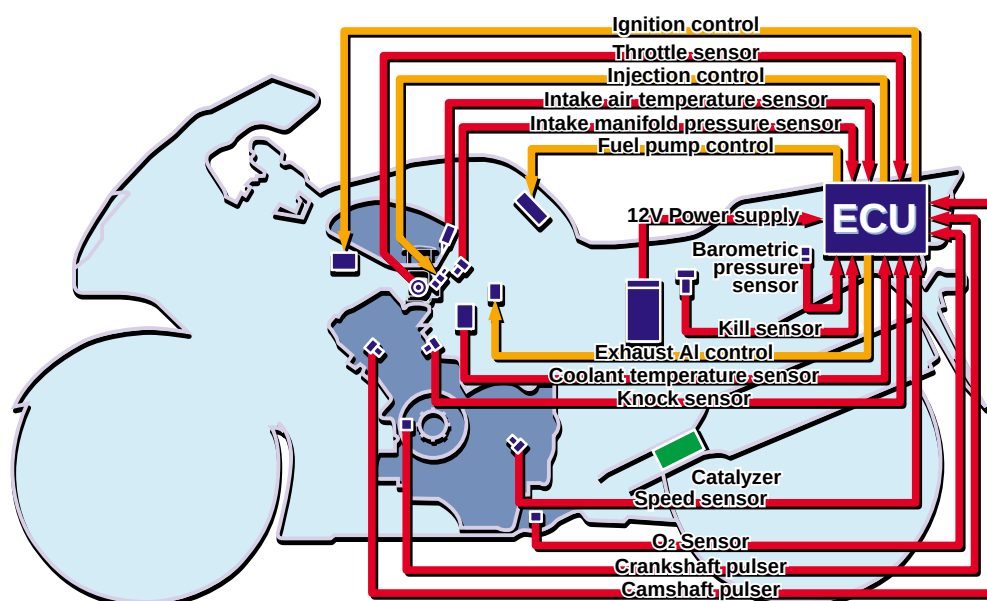


Fig. 3 Diagram of PGM-FI system

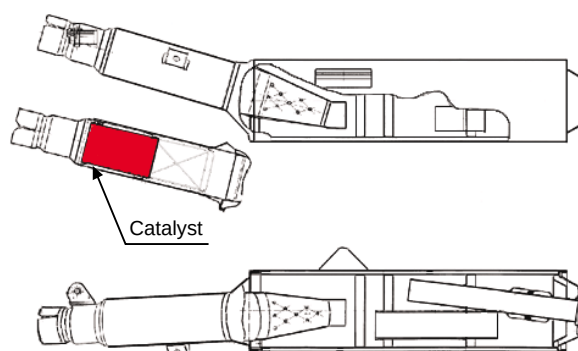


Fig. 4 Catalyst location

## 5. エミッション低減技術

排出ガスエミッション低減については、四輪車でさまざまな技術が構築されてきたが高回転高出力の大型二輪車に適用できる技術は非常に限られている。例えば、触媒の早期活性のために、エキゾーストマニフォールド直下に触媒を設置するレイアウト<sup>(2)</sup>が四輪車では広く用いられているが、二輪車では出力特性への影響や配置レイアウトの難しさから適用は困難である。したがって、本研究では二輪車に適用できる技術に焦点を絞り研究をおこなった。

### 5.1. コールドスタート時の HC 低減

コールドスタート時の HC 低減の手法には、従来からさまざまなアプローチがされてきたが、今回は、インジェクタ噴霧の微粒化による HC 低減手法と Idle Air Control Valve (IACV)を用いた吸入空気量増と点火リタードによる排出ガス温度上昇による触媒の早期活性手法について述べる。

#### 5.1.1. 微粒化インジェクタ

エンジン自体からの HC を低減させるためにインジェク

タの噴霧粒径の微粒化と効果について検討した。テストに用いたインジェクタの仕様を Table 3 に示す。

今回、使用した 12 孔テーパノズル仕様はピントルタイプに比べ大幅に微粒化されている。この微粒化インジェクタを採用することにより触媒活性前の HC 排出量低減及び減速時の HC 低減効果が見られ、排出量は従来仕様に対し 20%減少した。その結果を Fig. 5 に示す。

Table 3 Specifications of test injectors

|                           | Developed injector     | Base injector          |
|---------------------------|------------------------|------------------------|
| Nozzle                    | Taper nozzle           | Pintle nozzle          |
| Number of nozzle          | 12                     | 1                      |
| Static injection quantity | 252mm <sup>3</sup> /st | 258mm <sup>3</sup> /st |
| SMD                       | 80μm                   | 120μm                  |

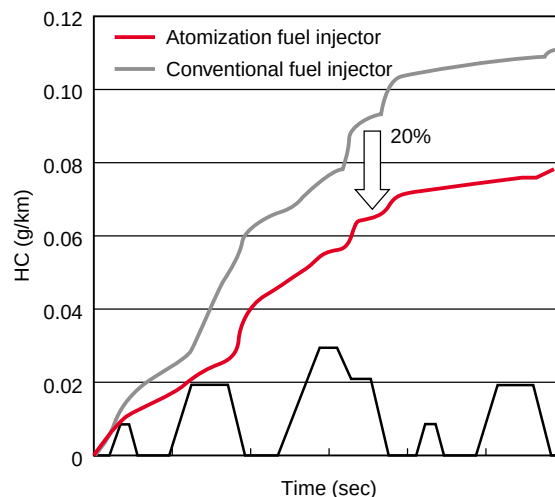


Fig. 5 HC reduction by atomized injector

### 5.1.2. 触媒の早期活性化

CUDC モードにおける HC を低減させるためには、触媒の温度を早期に上昇させて早期に活性化させることが有効である。しかし、単に触媒位置を排気バルブに近づけた場合には出力の維持との両立が困難であり、今回は点火時期をリタードさせることによる排出ガスの高温化でおこなった。しかし、点火時期をリタードした場合には吸入空気量が不足しアイドル回転数が下がる。今回は、ECU で最適空気量に制御する IACV を用いて空気量の補正をおこなった。

今回のテスト結果の点火時期と触媒温度及び HC 低減量を Fig. 6 に示す。点火時期をリタードすることで触媒が活性化温度(300℃)に到達する時間を70sec短縮し、300sec経過時の HC エミッション排出量を 30%低減させることができた。

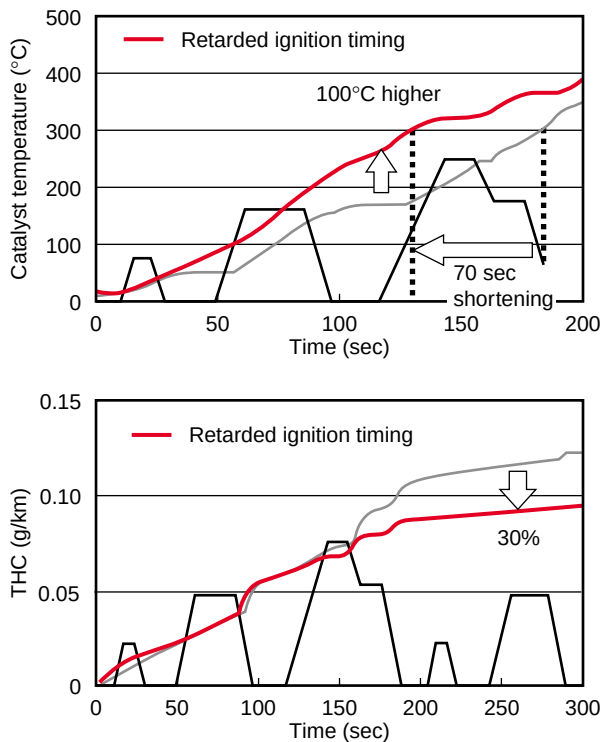


Fig. 6 Effect of quick warm-up system

### 5.2. 高速モードの NOx 低減

本テスト車の場合EUDC モード走行時はO<sub>2</sub>フィードバック領域であり 空燃比は3元触媒の浄化性能を効率よく使える理論空燃比に設定している。今回、EUDC モードでの NOx 低減に対しては触媒のセル数と容量の最適化及び空燃比制御の最適チューニングをおこなった。

#### 5.2.1. 触媒の選定

一般的に大容量の触媒が排ガスエミッション量を低減できるが、二輪車では、少ないスペースのために触媒をつける場所と触媒のサイズが限定されている。今回は、セル数及び担持する貴金属量をパラメータとして CO, HC, NOx

Table 4 Specifications of test catalyst

| Items                    | Specifications    |
|--------------------------|-------------------|
| Cell density             | 300 cpsi          |
| Catalyst layer thickness | 50μm              |
| Diameter of carrier      | 80 mm             |
| Length of carrier        | 90 mm             |
| Precious metal           | Platinum, Rhodium |

の3成分の排ガスエミッションの低減量をテストで確認して触媒仕様を決定した。触媒の容量を一定にしてセル数を増加した場合のテスト結果を Fig. 7 に示す。ベース仕様よりも多セル化すると3成分共に低下する傾向を示すが600セル以上では反対に悪化した。この結果と、マフラ部背圧を考慮して300cpsを採用した。触媒容積を固定し担持する量を増加させたときの排ガスエミッション量の測定結果を Fig. 8 に示す。担持量を増加させるとCO, HC は低減されるが、NOx は反対に増加する。担持量の増加はコストが高くなるが、要求される浄化率からベース仕様の2倍に増量した。決定した触媒の仕様を Table 4 に示す。

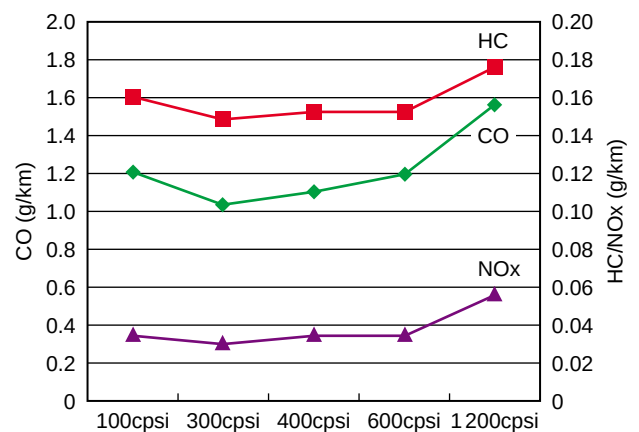


Fig. 7 Emission results from different number of cells

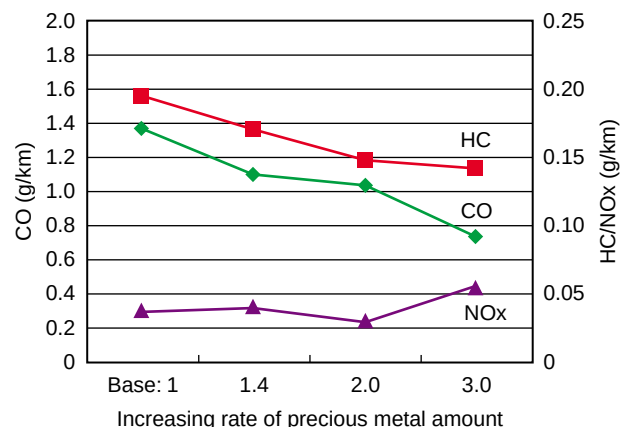


Fig. 8 Emission results from different amount of precious metal

### 5.2.2. 空燃比のファイン制御

3 元触媒は空燃比を理論空燃比とした場合に、3 成分の浄化率が一番高いと言われている。今回、O<sub>2</sub>センサの代わりに UEGO センサを取り付けエミッション走行モード中の各負荷別に排出濃度が最小になる空燃比を求めた。空燃比に対するエミッション浄化率を従来のエミッションモードの最高車速である 50km/h と EUDC モードでの最高車速 120km/h で比較した。その結果を Fig. 9 に示す。走行モードが高負荷になると排出濃度が最小になる空燃比はリッチ側に移動している。したがって、空燃比を任意に制御することで排出量の低減が図られた。

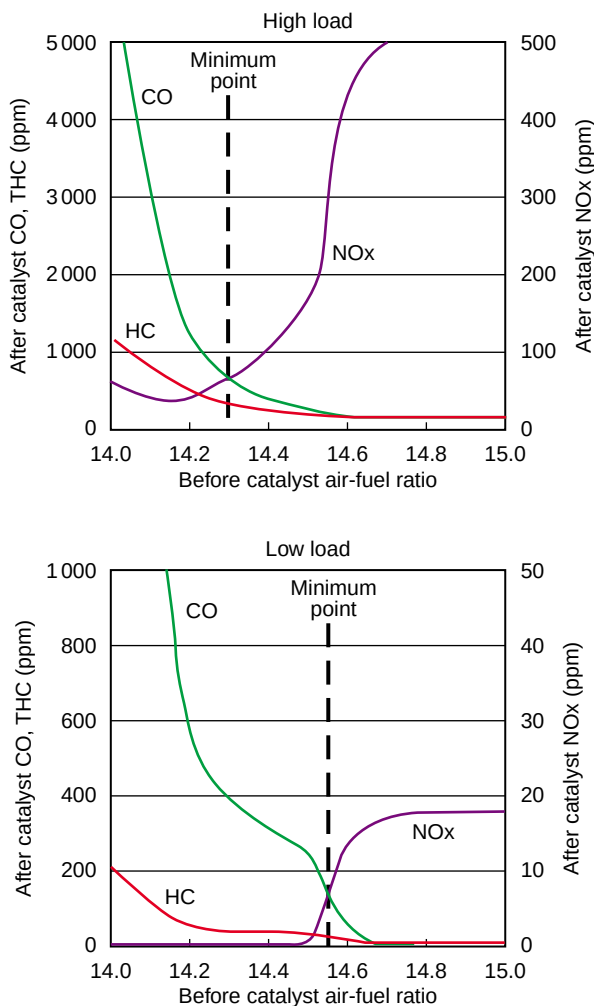


Fig. 9 Reforming gas ratio by different air-fuel ratio

### 5.3. 出力への影響

触媒の容量増に伴う出力低下については、触媒セル数とマフラ前背圧とピーク出力を確認した結果を Fig. 10 に示す。触媒セル数を増加させるとマフラ背圧が上昇し、出力が低下する。高出力が求められるスーパースポーツタイプの二輪車では出力の維持を勘案の上、Table 4に示す仕様に決定した。

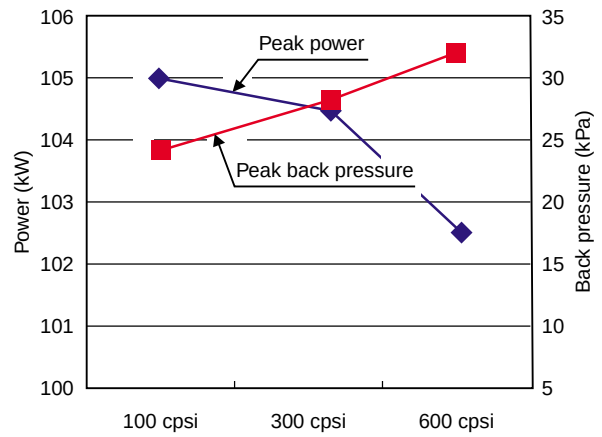


Fig. 10 Back pressure of catalyst

## 6. テスト結果

### 6.1. エミッション排出量

テスト車による EURO-3 排出ガスエミッション測定結果を CUDC, HUDC, EUDC の三つに分けて Fig. 11 に示す。  
 (1) CUDC モードでは、課題であった HC をベースに対し 73% 低減した。  
 (2) EUDC モードでは、高速走行時の NOx をベースに対し 97% 低減した。  
 上記により EURO-3 排出ガスエミッション規制をクリアした。

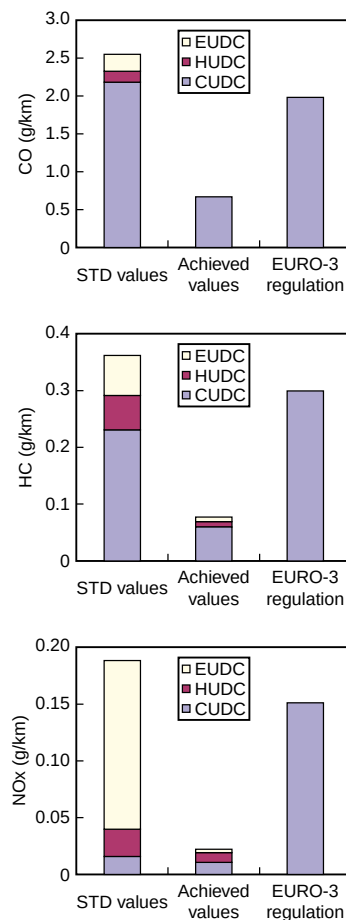


Fig. 11 Exhaust mass emission

## 6.2. 出力

触媒の多セル化をおこなったが出力はベース機種と同等性能を確保した。Fig. 12 に出力特性カーブを示す。

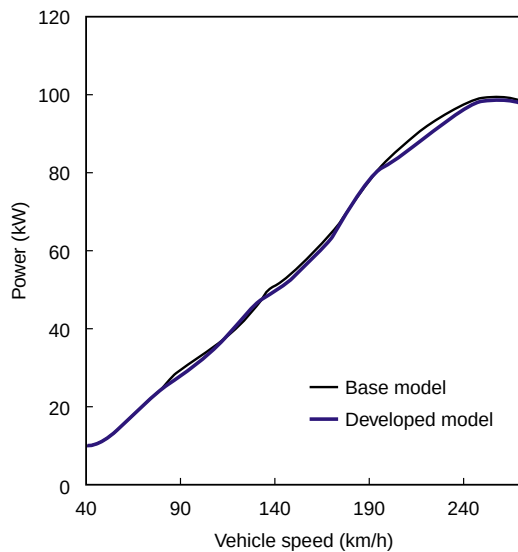


Fig. 12 Power output

## 6.3. 耐久性

法規に定められた 30000kmの耐久テストをおこなった。排出ガスエミッション値の推移は、Fig. 13に示すように耐久後でも規制値を十分に満足している。

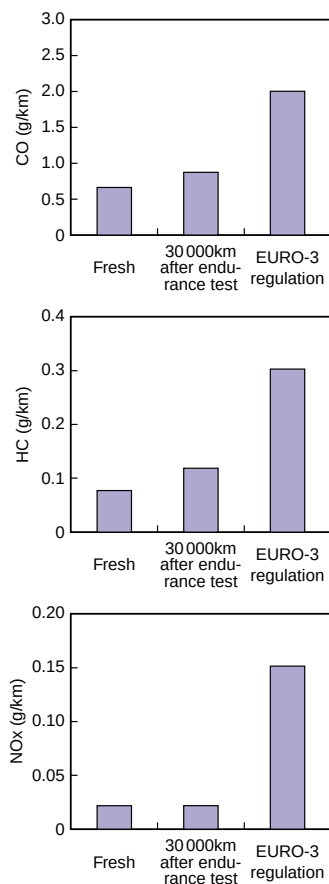


Fig. 13 Durability performance of emission reduction system

## 7. まとめ

排出ガスの後処理能力の向上を図ることで既存のエンジン仕様にて、出力及びドライバビリティを損なうことなく EURO-3 規制に適合させることができた。

- (1) コールドスタート時の HC 低減には、点火リタードによる排気温度上昇手法が有効であった。
- (2) 高速モードの NOx 低減には、フィードバック時の目標空燃比を走行条件に合わせて制御することで触媒の浄化率を最大限に利用することができた
- (3) 触媒の浄化率の向上要求については、触媒セルの多セル化で出力維持との両立を達成した。

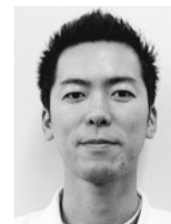
## 参考文献

- (1) 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
- (2) 松木正人, 大浦秀二, 渡辺勝志, 木下裕介: 2001モデル「Civic」用 1.5L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.29-36

## ■ 著 者 ■



赤松 俊二



河野 友哉



浦木 護



宮田 博明



山崎 隆太郎

# 直噴ガソリンエンジンの燃焼切り換え制御に関する研究

Research on Combustion Switching Control for Direct Injection Gasoline Engine

小 川 賢\*  
Ken OGAWA  
甲 田 豊\*  
Yutaka KOHDA

小 森 谷 勲\*  
Isao KOMORIYA  
武 内 雅 大\*  
Masahiro TAKEUCHI

田 上 裕\*  
Hiroshi TAGAMI  
藤 木 有 司\*  
Yuji FUJIKI

## 要 旨

## ABSTRACT

Hondaは燃焼室の中心に高圧インジェクターを配置したセンターインジェクション方式を特徴とする直噴ガソリンエンジンを開発し、直噴エンジンの特徴である直噴層状吸気(以下 DISC : Direct Injection Stratified Charge)領域での燃費、エミッション性能を大幅に向上させた。直噴ガソリンエンジンは、EGR に対する燃焼限界と空燃比に対する燃焼限界が異なる DISC と均質燃焼で運転される。従って、二つの燃焼では、同一出力で空気量と EGR 還流率が異なり、燃焼切り換え時、直噴ガソリンエンジンの課題であるトルク段差を引き起こす。このトルク段差防止のため、燃焼切り換え時の失火防止と要求トルクに応じた燃料量制限の二つの観点で研究を進め、吸入行程と圧縮行程に燃料を噴射し、燃焼限界を向上させることで失火防止を実現し、要求トルクに応じた燃料量制限は、燃焼切り換え直前の要求トルクと燃料量および現在の要求トルクより、現在の燃料量制限値を算出することで実現した。この二つの制御を導入し、トルク段差がなく排気ガスエミッションに優れた直噴ガソリンエンジンの燃焼切り換えを達成した。

Honda has developed its first-ever i-VTEC I direct injection gasoline engine employing a center injection system in which a high-pressure fuel injector is located at the center of the combustion chamber. Direct injection enables stratified charge combustion to be employed, and the new center injection engine demonstrates significantly improved fuel economy and emissions performance in the range of vehicle operation in which this type of combustion is used. The authors studied methods of switching between direct-injection stratified charge (DISC) and pre-mixed combustion in order to utilize DISC. The two forms of combustion employed in the new direct-injection engine differ in terms of combustion limits in relation to recirculated exhaust gas and air-fuel ratio. This causes the torque difference which is a specific issue in direct injection gasoline engines. The authors resolved this issue through the application of two technologies. Fuel injection during the intake stroke and the compression stroke has improved the combustion limit. When combustion is stable, the appropriate quantity of fuel to be supplied is determined from the required torque.

## 1. まえがき

近年、地球温暖化問題への関心が高まり、自動車業界では、低燃費・低排気エミッション化を主眼としたパワープラントの開発を進めている。特に直噴ガソリンエンジンは火花点火内燃機関の燃費改善技術としてさまざまな形式の直噴エンジンが研究、開発されてきている<sup>(1)-(3)</sup>。直噴ガソリンエンジンは、

- (1) DISC 燃焼でポンピングロス、熱損失が少なく熱効率が  
高い。
- (2) 均質燃焼では吸気温度が下がり、耐ノック性が優れ、充

填効率が高い。

等の利点がある反面、混合気制御が難しく全運転領域での成層燃焼は困難である課題も挙げられる。

このため、直噴ガソリンエンジンでは、運転領域に応じて成層燃焼と均質燃焼を使い分けている<sup>(4)</sup>。成層燃焼と均質燃焼では、同一トルクで燃費が最良となる点火時期等のエンジン制御パラメータが異なる。そのため燃焼状態を切り換える際、トルク変動を防止する手法が必要である。

本研究では、直噴ガソリンエンジンの燃焼状態切り換え時、運転者がトルク変動を感じないことを目標にし、失火抑制手法と燃料量算出方法の検討をおこなった。

\* 栃木研究所

Table 1 Engine specifications

|                                 |                           |    |
|---------------------------------|---------------------------|----|
| Engine code                     | K20B                      |    |
| Cylinder configuration          | In-line 4-cylinder        |    |
| Bore × Stroke (mm)              | 86 × 86                   |    |
| Displacement (cm <sup>3</sup> ) | 1 998                     |    |
| Compression ratio               | 10:1                      |    |
| Valve train                     | DOHC VTEC                 |    |
| Number of valves                | 4 per cylinder            |    |
| Valve diameter (mm)             | In.                       | 34 |
|                                 | Ex.                       | 28 |
| Fuel supply system              | Programmed fuel injection |    |
| Fuel supply pressure (MPa)      | 8 - 10.5                  |    |
| Fuel                            | Regular (91RON)           |    |
| Max. power (kW/rpm)             | 115 / 6300                |    |
| Max. torque (N·m/rpm)           | 188 / 4600                |    |

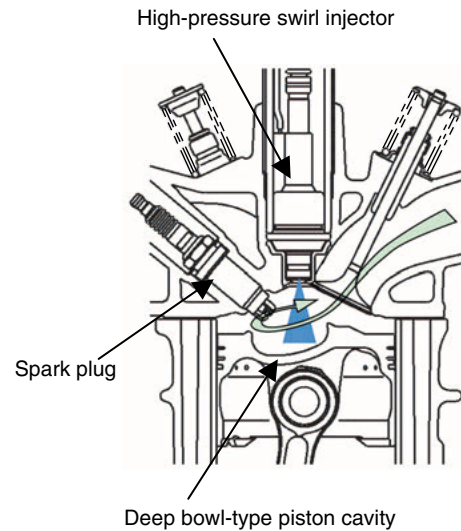


Fig. 1 Combustion chamber configuration

## 2. 主要諸元とシステム構成

### 2.1. エンジンの概要と主要諸元

Table 1 に供試エンジンの主要諸元を示す。Fig. 1 は燃焼室構成を示している。超希薄成層燃焼は、高ペネトレーションインジェクタのセンターレイアウトと深皿キャビティピストンによる噴霧流動を利用した混合気形成と保持及び、1バルブ休止 VTEC 機構によるスワールを利用した急速燃焼により実現している<sup>(5)</sup>。

### 2.2. システム構成と制御手法概略

Fig. 2 に供試エンジンの制御システム構成を示す。本供試システムの特徴を以下に示す。

- (1) 成層燃焼運転時など大量に EGR を導入しても精度良く空気量を算出するためにエアフローメータを用い、検出した空気量にもとづき燃料量を算出する。
- (2) 要求される空気量が異なる成層燃焼と均質燃焼を両立させ、短時間で目標に収束させる電子制御スロットルバルブの採用。
- (3) 直噴ガソリンエンジンでは、ドライバビリティ、排気エミッション、燃費に及ぼす EGR 還流率の寄与が大きい<sup>(6)</sup>。要求される EGR 還流率への収束を速くするため、広く使用されているステップモータ式 EGR バルブに対し 5 倍の応答性を持つリニアソレノイド式 EGR

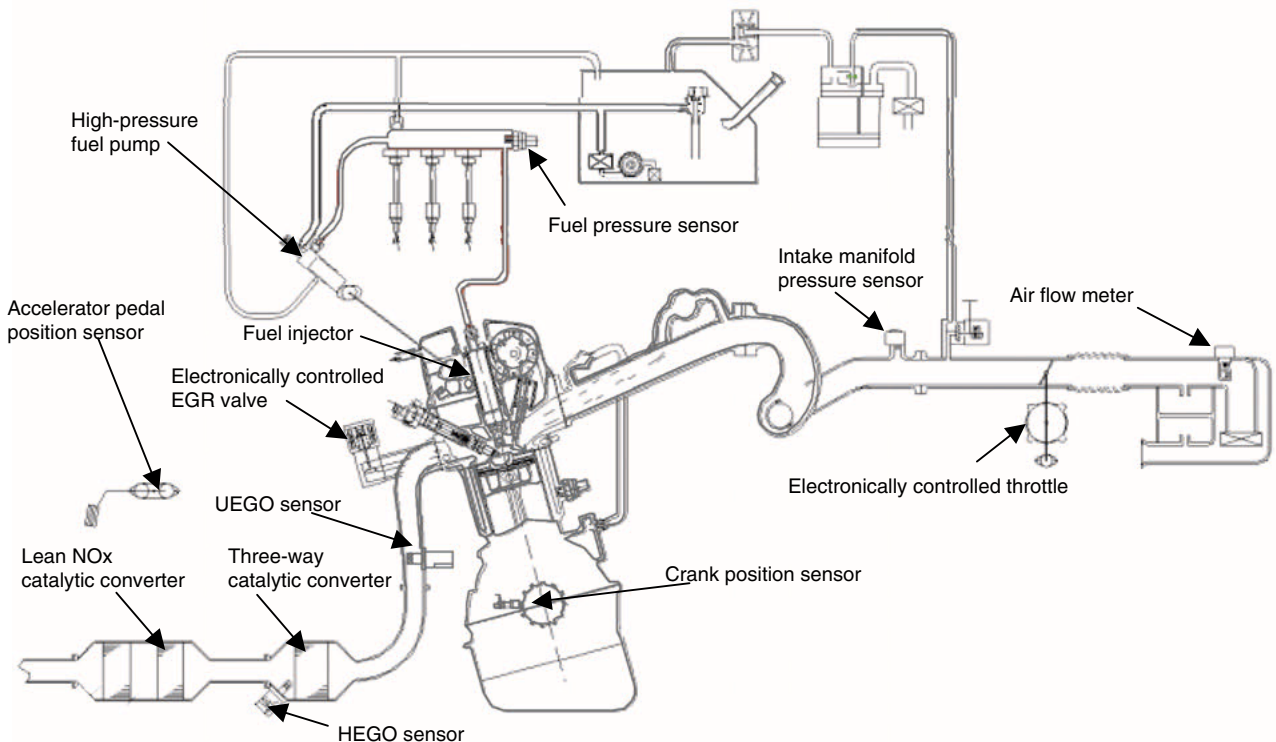


Fig. 2 System configuration

バルブを採用している (Fig. 3)。Fig. 4 にリニアソレノイド式 EGR バルブの応答性をステップモータ式 EGR バルブと比較して示す。

- (4) 排気システムは、上流よりドライバビリティ、燃費及び排気エミッションを最適に維持するために均質燃焼運転時はもとより成層燃焼運転時も空燃比フィードバックを実施するための UEGO センサ (Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor)、理論空燃比での浄化及び希薄空燃比運転時の HC 浄化をおこなう三元触媒、理論空燃比領域での浄化性能向上に用いる HEGO センサ (Heated Gas Oxygen Sensor)、希薄空燃比領域での NOx 浄化をおこなう NOx 吸着反応型触媒により構成されている。
- (5) 燃料圧力制御は、エキゾーストカムにより駆動される単プランジャ式高圧ポンプからの燃料吐出量をスปีル弁により調量し制御している。スปีル弁制御量はエンジン回転数とインジェクタ吐出流量より基本スปีル弁作動マップにて算出される基本制御量を基準に、フューエルデリバリパイプに設置された燃圧センサ出力によりフィードバック制御されている<sup>(7)</sup>。
- (6) 成層燃焼では、要求されるエンジンパラメータが異なるため、ポート噴射で広く使われる空気量や吸気管圧

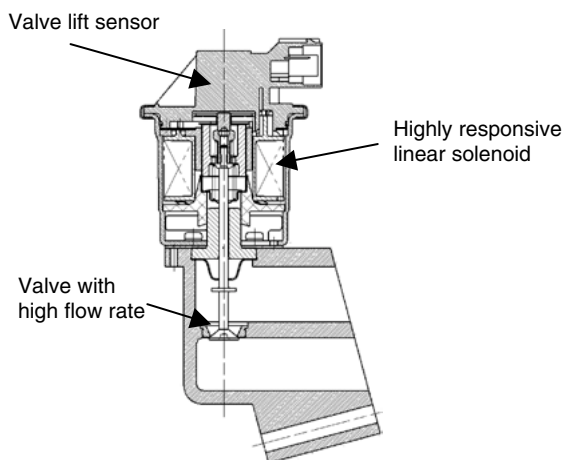


Fig. 3 Newly developed EGR valve

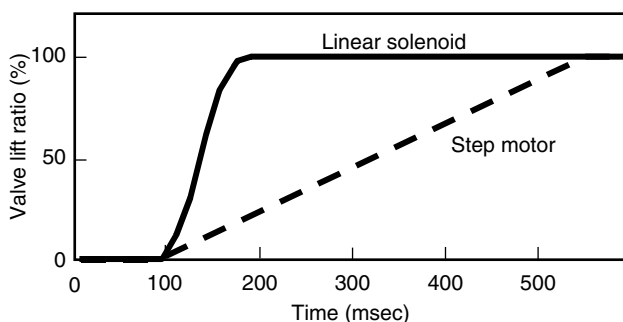


Fig. 4 Comparison of response times of linear solenoid EGR valve and step motor EGR valve

力ではエンジンの負荷を決めることができない。そのため、アクセルペダルセンサを用い、ドライバの要求トルクを算出し、この要求トルクとエンジン回転数を用い、燃焼方式や EGR リフト量等の制御パラメータを決定している。

### 3. 燃焼切り換え制御

#### 3.1. 燃焼切り換えの必要性

Fig. 5 は、本供試エンジンの負荷に対する正味燃料消費率 (BSFC) 特性を DISC と理論空燃比での均質燃焼とを比較して示したものである。DISC 低負荷領域では大きな燃費向上効果が得られるが、負荷の上昇に伴いその効果は低下しある負荷以上では、理論空燃比での均質燃焼に対する燃費向上効果がなくなる。これは、負荷が大きくなるにつれポンプ損失の改善効果が減少することによるものである。従って、燃費を最適にするために負荷で燃焼形態を DISC と均質燃焼の間で切り換える必要がある。

#### 3.2. 燃焼切り換え制御の目標と課題

従来技術として、吸入行程と圧縮行程との二回に分けて燃料噴射することにより弱い成層混合気を形成して過濃空燃比領域をなくし、しかも希薄混合気での安定燃焼を可能にし、均質燃焼での希薄燃焼が可能な負荷迄継続させる方法が知られている<sup>(6)</sup>。この方法では、燃焼が安定する効果は得られるが、所定の負荷まで希薄空燃比での運転を継続する可能性があり、排気エミッションの増大を招く恐れがある。本研究は燃焼切り換え時に運転パラメータを変更し、排気エミッション増加とトルク変動の発生がないことを目標とした。

Fig. 6 に燃焼切り換え時における制御要素の挙動を示す。成層燃焼はスロットル開度、EGR リフトともに大きな値が

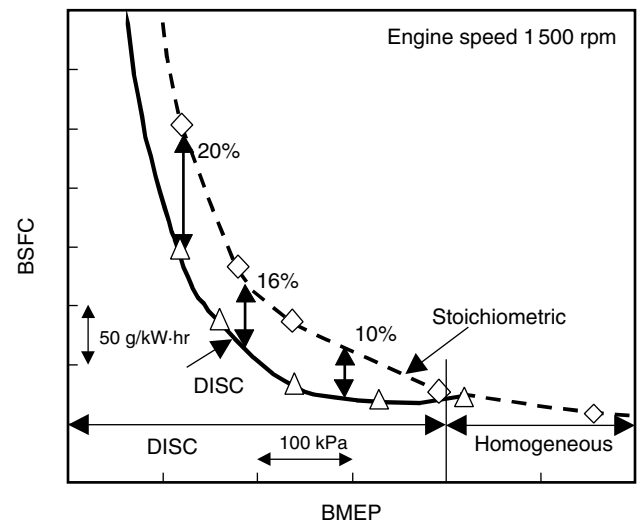


Fig. 5 Comparison of BSFC

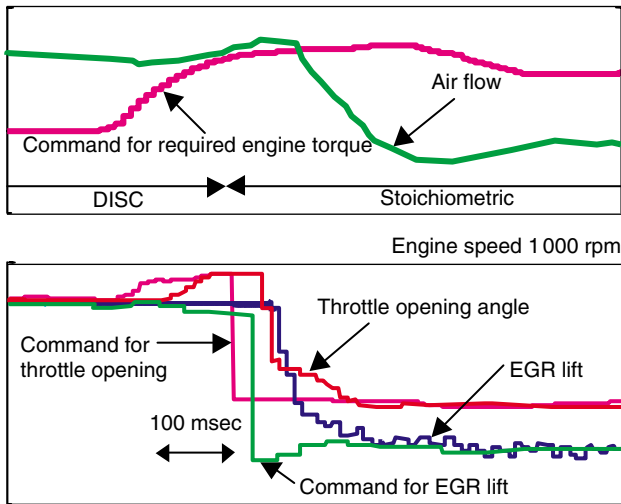


Fig. 6 Characteristics of engine control parameters during combustion switching

要求され、均質燃焼では要求が小さいことがわかる。また、燃焼切り換え指令と共に指令値は変化するが、実スロットル開度、実EGRリフトともに無駄時間があり、一次遅れ特性を持って指令値に追従する。燃焼切り換え制御の課題は、スロットル開度、EGRリフトが指令値に追従する間、EGR還流率、空気流量共に多く、均質燃焼でのEGR過剰による失火を防止することと、空気量が大きく燃料量が過大となり急激なトルク発生を防止することの二項目であることがわかった。

### 3.3. 失火防止手法

燃焼切り換え直後は、スロットルバルブ、EGRバルブともに成層燃焼の指令値であり、成層燃焼と同一トルクを均質燃焼で得ようとした場合、空燃比を大きくする必要がある。しかし、均質燃焼では希薄空燃比で大量のEGRが導入されると失火が発生する。

そこで大量にEGRが導入されてもプラグ廻りの空燃比

を可燃領域にし確実に着火させるために燃料を吸入行程と圧縮行程の二回に分けて噴射する方式を採用する。Fig. 7に示すように燃料噴射制御は、低負荷領域でDISC燃焼をおこなうため圧縮行程の後期に燃料噴射をおこなう圧縮行程噴射(以降図中Late injection)と高負荷領域で均一混合気燃焼をおこなうため吸入行程前期に燃料噴射をおこなう吸入行程噴射(Early injection)及び燃焼切り換え時、失火を防止するため吸入行程と圧縮行程のそれぞれに燃料を噴射する二回噴射(Double injection)で構成されている。

Fig. 8に同一回転、負荷、空燃比におけるEGR還流率に対する燃焼特性を吸入行程と圧縮行程の二回噴射と吸入行程での噴射を比較して示す。吸入行程と圧縮行程との二回に分けて燃料を噴射することで、均質燃焼では、失火に至るEGR還流率でも燃焼変動率が小さく安定した燃焼が得られ、広い領域で燃焼が安定することが確認できた。これは圧縮行程での噴射によりプラグ廻りの空燃比が可燃範囲になったことを示唆している。二回噴射の実施期間は、EGRバルブの応答時間が経過してかつ、空気量より算出される理論空燃比の燃料量と実際に噴射される燃料量より当量比を算出し所定値より大きくなるまでとした。これにより確実な失火防止が実現できた。

### 3.4. 燃料量算出手法

本制御システムは、エアフローメータで検出した空気量に基づいて燃料量を決定する方式を採用している。そのため燃焼切り換え時、例えば成層燃焼から均質燃焼に切り替わるとき、成層燃焼では空気量が大きくスロットル開度が指令開度に収束するまで要求トルクに対して燃料量が大きくなり、急激なトルク増加が生じる。そこで、この現象を防止するために燃焼切り換え時、空気量に基づいて算出した燃料量を燃焼切り換え直前の要求トルクと燃料量と現在の要求トルクより、現在の燃料量制限値を算出することで制限を加える方式を採用している。

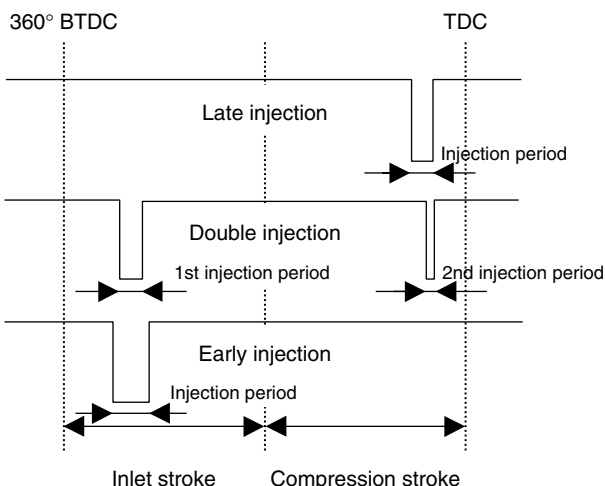


Fig. 7 Injection timing control

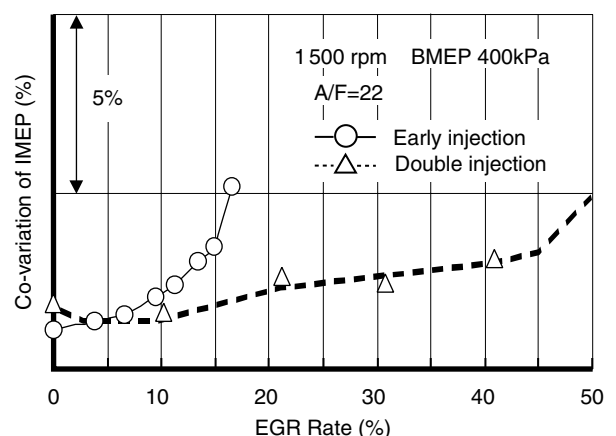


Fig. 8 Comparison of EGR characteristic for early injection and double injection

本制御を実施するためには、トルクと燃料量の関係を把握する必要がある。測定の結果、Fig. 9に示すように正味平均有効圧力と燃料噴射時間は、一次式で記述可能であることがわかった。従って、以下の式で燃料量制限値を算出し、燃料量制限値と空気量に基づいて算出した燃料量が等しくなった時点から燃料量制限を停止する方法で燃料の急変を防止した。燃料量制限値は、以下の式より算出した。

$$T_{lim} = \{ T_{in} + (\Delta T_{req} / \Delta P_m) \times (P_m - P_{min}) \} \times (1 \pm K_{cmb})$$

- $T_{lim}$  : 燃料量制限値  
 $\Delta T_{req} / \Delta P_m$  : BMEP に対する燃料噴射時間の変化量  
 $T_{in}$  : 切り換えが発生した時点の要求燃料噴射時間  
 $P_m$  : 現在のドライバー要求トルク  
 $P_{min}$  : 切り換えが発生した時点のドライバー要求トルク  
 $K_{cmb}$  : 燃焼効率の補正項

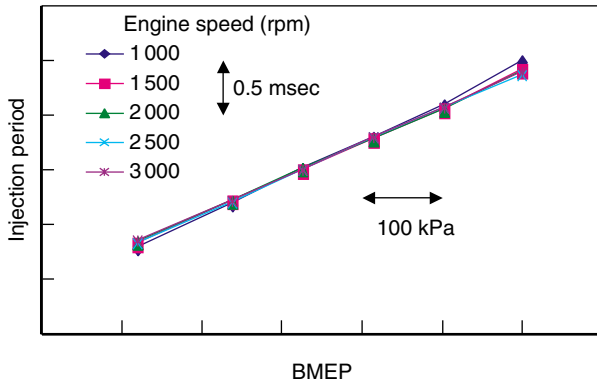


Fig. 9 Relationship of BMEP and injection period

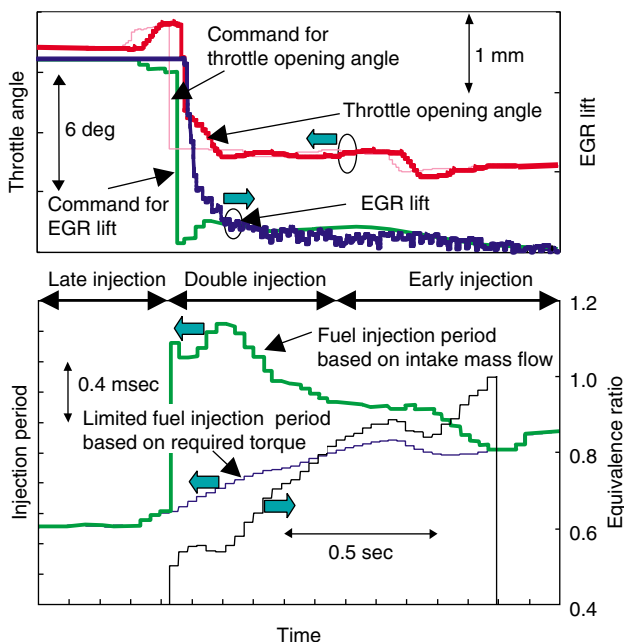


Fig. 10 Schematic diagram of transient condition

## 4. 実機結果

Fig. 10に燃焼切り換え制御をおこなった際のエンジン制御パラメータの挙動を示す。

二回噴射は、EGR リフトが指令値に収束した後、所定の当量比に達したとき終了することが確認できた。

燃料量制限により、燃料量の急激な立ち上がりが防止でき、かつ燃料量が滑らかに変化し、空気量に基づく値に接続できることが確認できた。

Fig. 11 は、燃焼切り換え制御の効果を発生トルクの挙動変化で示したものである。燃焼切り換え制御を採用

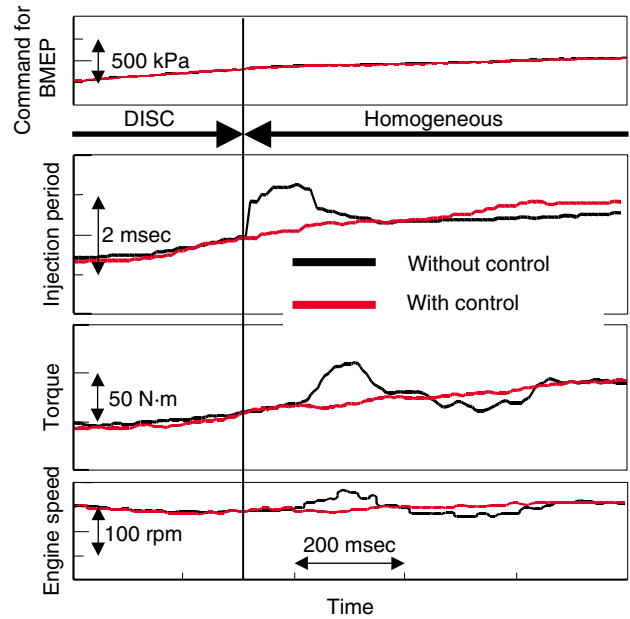


Fig. 11 Effect of combustion switching control on transient torque behavior

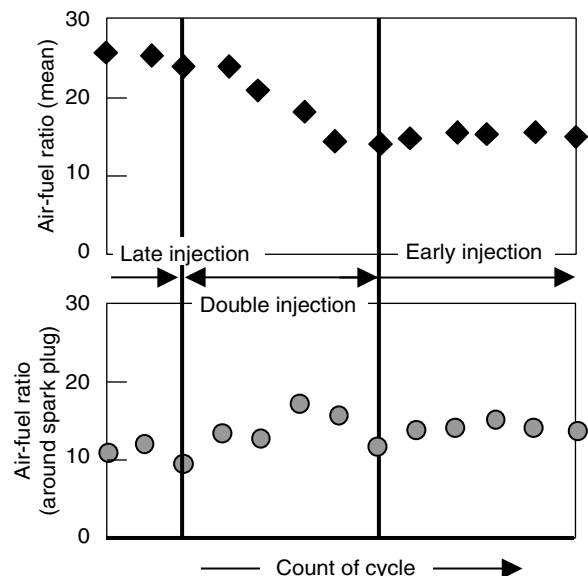


Fig. 12 Characteristics of air-fuel ratio around spark plug

することにより、燃焼方式の変化より発生する急激なトルク変化がなくまた回転変動もなく、要求トルクに滑らかに追従しショックの無い切り換えが実現できていることがわかる。

燃焼切り換え前後の赤外吸収法を用いたプラグ近傍の空燃比と平均空燃比をサイクル毎に測定した結果をFig. 12に示す。燃焼切り換え時、プラグ廻りの空燃比が着火できる値に制御され、吸入行程と圧縮行程への二回噴射による失火防止効果が確認できた。また、成層燃焼運転時は平均空燃比が希薄であるときもプラグ近傍空燃比は着火できる値に制御され、均一燃焼時は平均空燃比とプラグ近傍空燃比が同じ値になることがわかった。

## 5. まとめ

直噴ガソリンエンジンの燃焼切り換え制御の検討をおこない以下の知見を得た。

- (1) 燃焼切り換え時、吸入行程と圧縮行程の二回に分けて噴射することで、EGR 還流率が大きい領域の失火が防止できた。
- (2) 燃焼切り換え直前の要求トルクと燃料流量と現在の要求トルクに基づき、現在の燃料量制限値を算出、制御することで、切り換え時の燃料量の急激な変化を防止できた。
- (3) 二回噴射制御及び燃料量制限制御から構成する制御で、段差がなく排気ガスエミッションに優れた直噴ガソリンエンジン燃焼切り換えを達成した。

## 参考文献

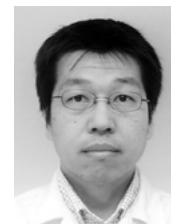
- (1) 久米ほか：筒内噴射ガソリンエンジンのための燃焼制御，自動車技術会学術講演会前刷集，No.961, 9631948
- (2) Kuma,T., Iwamoto,Y., Iida,K., Murakami,M., Akishino,K., and Ando,H.: Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine, SAE Paper 960600
- (3) 野田徹，入矢祐一，内藤健，光本久司，飯山明裕：直噴ガソリン機関における燃料と空気の混合と出力性能，自動車技術会学術講演会前刷集，No.976, 9740307 (1997)
- (4) Harada,J., Tomita,T., Mizuno,H., Mashiki,Z., and Ito,Y.: Development of Direct Injection Gasoline Engine, SAE Paper 970540
- (5) 甲田豊，菅波友二，小林裕幸，小川賢：高性能・低エミッション2.0L直噴ガソリンエンジンの開発，Honda Technical Review Vol.16, No.1, pp39-46
- (6) 益城ほか：D-4 エンジンの開発，TOYOTA Technical Review Vol.47, No.2, p33-37(1997)

- (7) 後藤博之，広瀬研二，齋藤正美，松本誠司，飯高智，高芝和弘：直噴ガソリンエンジン用高圧燃料システムの開発，Honda Technical Review Vol.16, No.1, pp47-54

### ■ 著 者 ■



小川 賢



小森 谷 勲



田 上 裕



甲 田 豊



武 内 雅 大



藤 木 有 司

# 直噴ディーゼルエンジンの Euro IV対応燃焼技術

Combustion Technologies for Euro IV-compliant Direct Injection Diesel Engine

神田 智博\*

Tomohiro KANDA

松井 竜太\*

Ryuta MATSUI

小林 慎一\*

Shinichi KOBAYASHI

園 比呂志\*

Hiroshi SONO

## 要 旨

## ABSTRACT

Hondaは、2003年秋に乗用車用ディーゼルエンジンを欧州市場へ投入した。このエンジンの開発にあたり、低燃費、高静粛性、およびエミッション低減が可能な燃焼技術の研究をおこなった。

パイロット噴射を導入し、主燃焼の着火時期を進角することにより低燃費化と低騒音化は達成されるが、その際に悪化するエミッションの低減が課題となった。この課題を解決するため混合気の拡散促進、および拡散時間の拡大によって局所空燃比の希薄化を図った。

その結果、燃焼騒音を悪化させることなくエンジン単体での燃費、およびエミッションを低減することができた。また排出ガス後処理システムと併せて等価慣性重量(IW; Inertia weight) 1590kgの車両にて欧州 2005年排出ガス規制に適合し、高静粛性と 5.4L/100kmの低燃費を実現した。

In fall 2003, Honda introduced a passenger vehicle diesel engine to the European market. During the development of this engine, research was conducted on combustion technologies to reduce fuel consumption, combustion noise and emissions.

By adopting the pilot injection while also advancing the start of main combustion event, fuel consumption and combustion noise are both lowered, but emissions performance was not improved. Dispersion of the air-fuel mixture and the extension of the appropriate period for dispersion ensured a lean local air-fuel ratio and resolved the emissions issue.

The use of these combustion technologies has enabled fuel consumption and emissions out of engine to be reduced with no increase in combustion noise. Fitted in a 1590 kg equivalent inertia class vehicle in combination with the catalyst, the vehicle satisfied the 2005 European diesel exhaust emissions standards (EURO IV), and achieved a low fuel consumption of 5.4L / 100 km and superb quietness.

## 1. まえがき

直噴高速ディーゼルエンジンは、その低燃費性だけでなく、低速領域から発生する大トルク、および近年の技術進化による燃焼騒音の改善によって欧州において広く支持を受け、年々そのシェアは増大し 2010年には 50%にも近づくとされている。その排出ガスは規制の強化にともない年々クリーン化しているが、今後も排出ガスの改善が求められ、後処理システムの開発<sup>(1)-(4)</sup>、および燃焼改善<sup>(5)-(11)</sup>の両面から技術開発が活発におこなわれている。しかし、い

ずれも燃費悪化をとまなうなど課題も多い。

このエンジンの開発にあたり、ディーゼルエンジンの存在価値である低燃費をより一層改善し、高静粛性、およびエミッション低減が可能な燃焼改善をおこなった。

## 2. 実験装置

### 2.1. 供試エンジン

Table 1 に実験に使用した Accord i-CTDi ディーゼルエンジン<sup>(12)</sup>の主要諸元を示す。

\* 栃木研究所

Table 1 Main specifications of Accord i-CTDi diesel engine

|                          |                                    |
|--------------------------|------------------------------------|
| Cylinder configuration   | Inline 4                           |
| Displacement volume      | 2200cm <sup>3</sup>                |
| Bore × Stroke            | 85.0mm × 97.1mm                    |
| Compression ratio        | 16.7                               |
| Fuel injection equipment | Common rail (Max. pressure 160MPa) |
| Nozzle type              | Micro mini-sack                    |
| Turbocharger             | With variable nozzle               |
| Swirl control valve      | Continuously variable              |
| EGR valve                | Electric control                   |
| EGR cooler               | Without bypass valve               |

## 2.2. 燃焼室内可視化装置と3次元 CFD コード

可視化装置としてエンドスコープシステムを用いて Fig. 1に示すようにシリンダヘッド直上から燃焼室内の噴霧、および輝炎燃焼の観察をおこなった。また、Image Intensifier(I.I.)を用いて 3000 倍に増幅し、不輝炎燃焼、および高温領域の観察もおこなった。さらに、3次元CFDコードを用いて噴霧、および混合気の挙動も推定した。

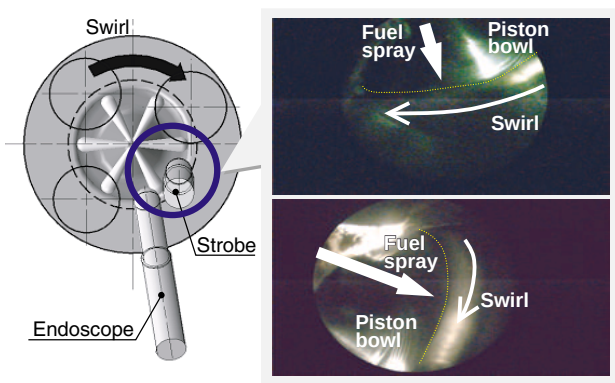


Fig. 1 Experimental setup for observation manuscript

## 3. 燃焼改善のアプローチ

### 3.1. パイロット噴射を用いた低燃費と高静粛性の両立

Fig. 2 に燃料量、EGR 率、および主噴射時期を変化させた場合の Brake specific fuel consumption(BSFC) と筒内圧力変化率の最大値( $dP/d\theta_{max}$ )の関係を示す。また、BSFC と NOx の関係を Fig. 3 に示す。BSFC は着火時期の影響を強く受け、所定の着火時期で最小値となる。本稿ではこの着火時期を  $\theta_{min\_bsfc}$  と定義する。

パイロット噴射なしの場合、 $\theta_{min\_bsfc}$  において  $dP/d\theta_{max}$  は高くなり、静粛性が悪化する。したがって、従来のディーゼルエンジンの着火時期は  $\theta_{min\_bsfc}$  に対し遅角されていた。

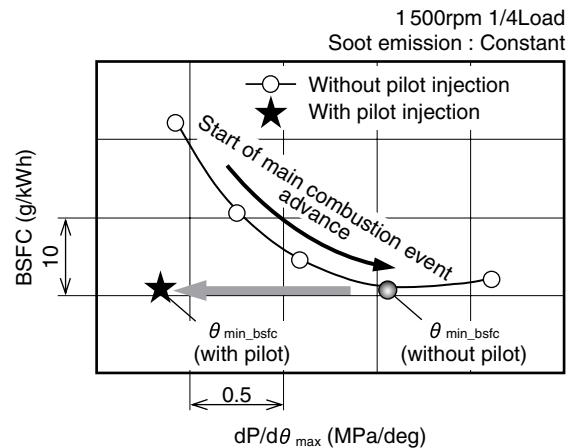
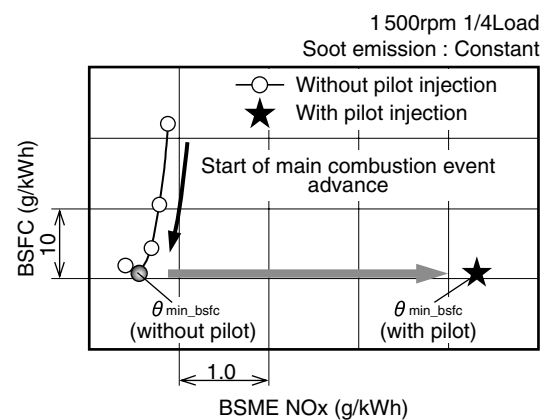
Fig. 2 Effect of pilot injection on  $dP/d\theta_{max}$  and BSFC

Fig. 3 Effect of pilot injection on NOx and BSFC

パイロット噴射を採用し、着火時期が  $\theta_{min\_bsfc}$  になるように主噴射時期を調整した場合の BSFC、 $dP/d\theta_{max}$  および NOx を★印で示す。パイロット噴射なしの場合と同等の BSFC において  $dP/d\theta_{max}$  は改善するが、不可溶性有機物質(Soot)一定にて NOx は大幅に増加する。

以上のように、パイロット噴射の採用と着火時期の  $\theta_{min\_bsfc}$  設定により低燃費と高静粛性は同時に達成することがわかった。以降は、課題であるエミッション低減手法について述べる。

### 3.2. 混合気の拡散促進によるエミッション低減

ピストンボールに対するノズルコーン角が排出ガス特性に及ぼす影響を調べた。

実験に使用した燃焼室形状、およびノズル諸元を Fig. 4 に示す。ピストンボール形状はボール壁面に衝突した噴霧の貫通力を有効に利用し、燃料噴霧への空気導入を促進させる諸元としている。また、ノズル諸元については、噴霧のバラツキが小さく、サックボリュームからの燃料の後だれを最小におさえたマイクロサックノズルとし、全負荷出力を達成可能なノズル噴孔面積を確保した。

ノズルコーン角  $\alpha$  に対し7deg広げた場合、および10deg狭めた場合の同一 Soot における NOx 排出量を Fig. 5 に示す。結果としてコーン角  $\alpha$  にて NOx は最も低減する。

この現象を解析するため、シミュレーションおよび筒内可視化をおこなった。Fig. 6に各ノズルコーン角における混合気挙動のシミュレーション結果を示す。また、Fig. 7 にコーン角  $\alpha$ 、および  $\alpha - 10\text{deg}$  の可視化結果を示す。

Fig. 6 のシミュレーション結果より、 $\alpha - 10\text{deg}$  の場合、噴射された燃料噴霧の大半がピストンボール内にとどまる

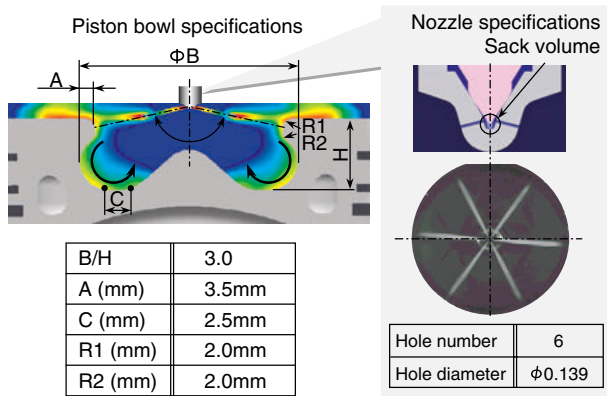


Fig. 4 Specifications of piston bowl and nozzle

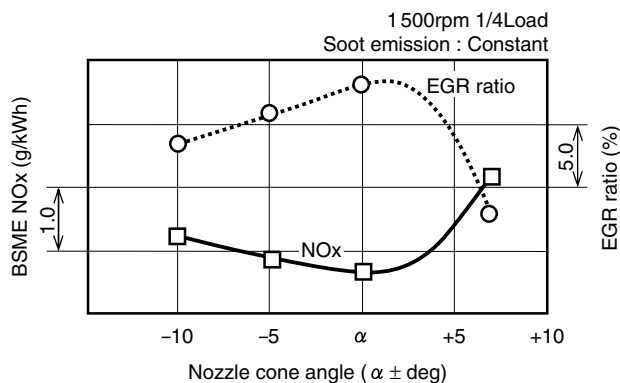


Fig. 5 Effect of nozzle cone angle on NOx

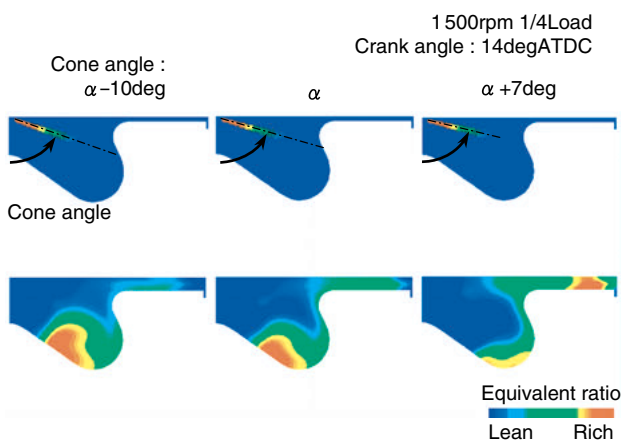


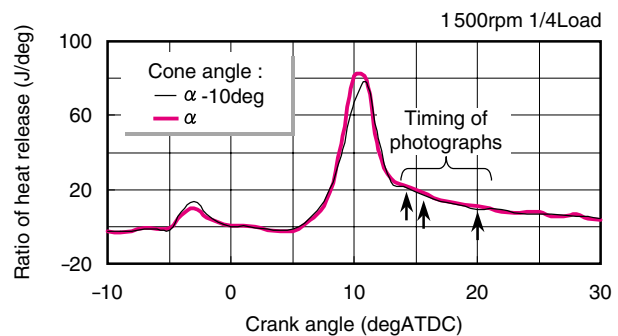
Fig. 6 Effect of nozzle cone angle on mixture distribution

のに対し、コーン角  $\alpha$  では噴霧がピストンボール壁面衝突時にボール外へ流出し、 $\alpha + 7\text{deg}$ ではその比率が増大している。つまり過度のノズルコーン角の狭角化はボール内にて過濃混合気の形成を招く。また、過度のノズルコーン角の拡大はピストンボール外にて過濃混合気の形成を招く。これに対しコーン角  $\alpha$  ではボール内外ともに最も混合気分布が適切になっている。そのため、EGR増量が可能となりNOxが低減したと考えられる。

Fig. 7 の筒内可視化結果から  $\alpha - 10\text{deg}$  ではボール内にてSootを多く含んだ暗い輝炎の発生がみられる。以上の結果よりボール内に過濃混合気形成され燃焼していることがうかがえる。

これに対して、コーン角  $\alpha$  ではボール外へ輝炎が流出しボール内の火炎の輝度が高くなっている。また、熱発生率も活発になっていることからボール外への混合気の流出によりボール内の混合気濃度が薄くなりボール内にて良好な燃焼をしているとみられる。

従来、ボール内で燃焼させるほうがエミッション低減のために好ましいと考えられていたが、本実験結果よりボール外への燃料噴霧の流出により適度なボール内外の混合気バランスを得るほうがエミッション低減に効果的であることがわかった。



Cone angle :  $\alpha - 10\text{deg}$



Cone angle :  $\alpha$

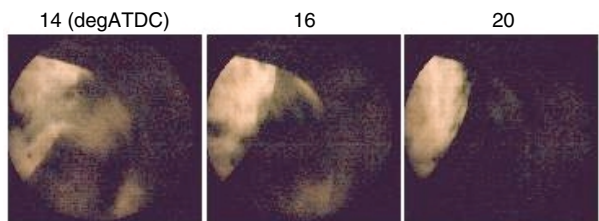


Fig. 7 Effect of nozzle cone angle on flame behavior (CCD camera)

### 3.3. 混合気の拡散期間の拡大によるエミッション低減

Soot 一定にて EGR 量を増加し, NOx を低減するためには, 主燃焼にさらされる燃料噴霧の量を低減することが必要である. そこで, Fig. 8 に示すように主燃焼の開始以降に噴射される燃料量の指標として  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  を定義する.

Fig. 9 に Soot 一定の条件下で EGR 率, パイロット噴射量, パイロットおよび主噴射のタイミングを変化させた場合の  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  と NOx の関係を示す. この結果より  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  が短くなると, EGR 率を増加することができるため, NOx は低減する.

Fig. 10 には同一実験におけるパイロット熱発生比率(パイロット燃焼の熱発生量と全熱発生量の比)と  $dP/d\theta_{\text{max}}$  の関係を示す.

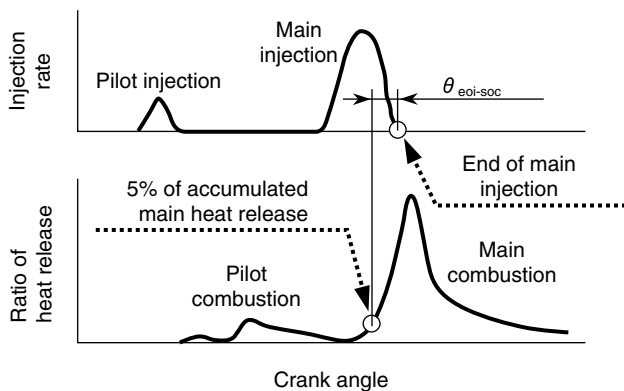


Fig. 8 Definition of  $\theta_{\text{eoi-soc}}$

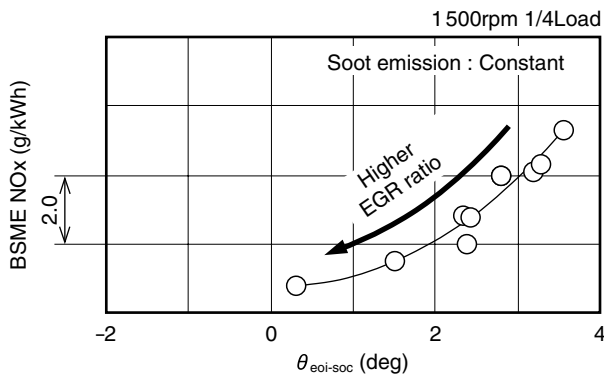


Fig. 9 Effect of  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  on NOx

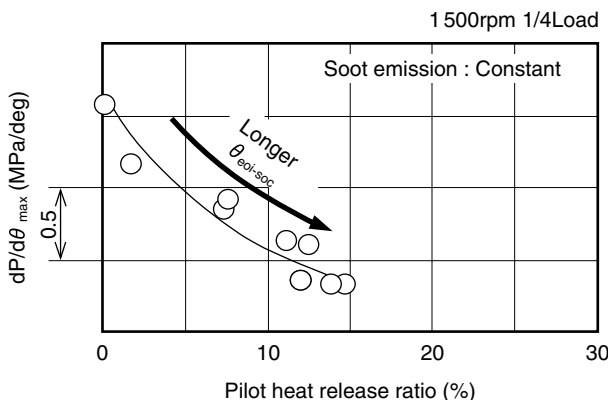


Fig. 10 Effect of pilot heat release ratio on  $dP/d\theta_{\text{max}}$

パイロット熱発生率を大きくすると  $dP/d\theta_{\text{max}}$  は小さくなるが, その際  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  が長くなってしまふ. つまりパイロット熱発生率と  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  は相反する関係にある.

パイロット熱発生比率を大きくした状態で  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  を短くするためには筒内の温度低下が有効であると考えた. そこで, Table 2 に示した圧縮比および EGR クーラの組み合わせにおいてパイロット噴射量および噴射時期を変化させ実験をおこなった. その際, 燃費を維持するために主燃焼の着火時期が一定になるように主噴射時期を調整した. また, Soot が一定となるように EGR 率を調整した.

実験結果を Fig. 11 に示す. 圧縮比が低く, EGR クーラ効率が高いほど, 同一パイロット熱発生比率における  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  が短くなる. その結果, Fig. 12 に示すように同一  $dP/d\theta_{\text{max}}$  における NOx は低減した.

上記の現象を解析するため圧縮比 18.0 EGR クーラ効率 39%, および圧縮比 16.7 EGR クーラ効率 50% の場合の燃焼可視化およびシミュレーションをおこなった. その際,

Table 2 Compression ratio and EGR cooler efficiency

| NO. | Compression ratio | EGR cooler efficiency (%) |
|-----|-------------------|---------------------------|
| 1   | 18.0              | 39                        |
| 2   | 16.7              | 50                        |
| 3   | 15.5              | 50                        |
| 4   | 14.5              | 50                        |

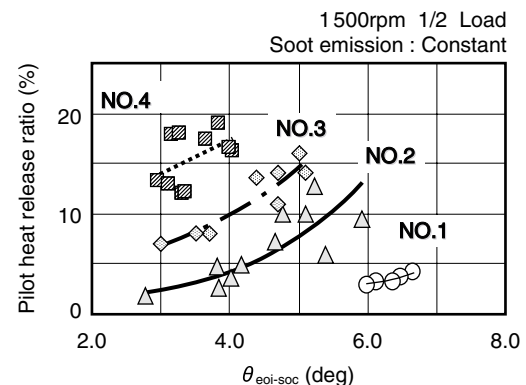
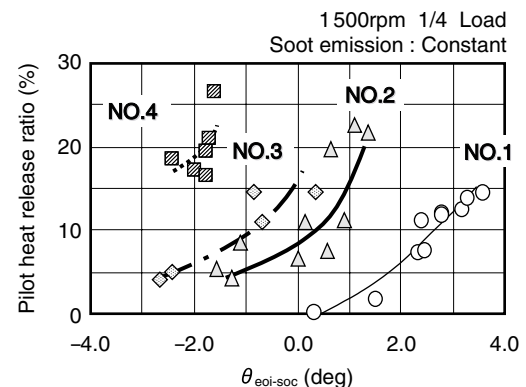


Fig. 11 Effect of compression ratio and EGR cooler efficiency

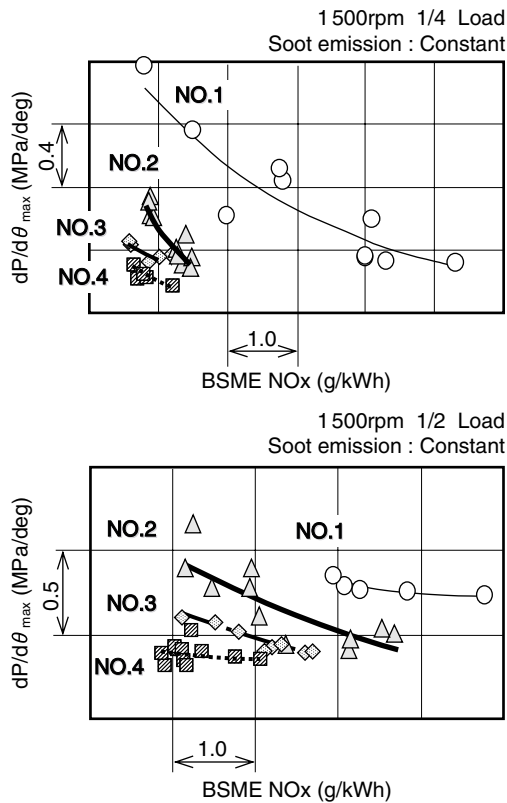


Fig. 12 Effect of compression ratio and EGR cooler efficiency on NOx and  $dP/d\theta_{max}$

それぞれの Soot および  $dP/d\theta_{max}$  が等しくなるように EGR および噴射時期を調整した。

両者の CCD カメラによる観察結果を Fig. 13(a) および Fig. 14(a) に、CCD カメラに I.I. を装着した場合の観察結果を Fig. 13(b) および Fig. 14(b) に、また噴霧挙動のシミュレーション結果を Fig. 13(c), および Fig. 14(c) に示す。

圧縮比 18.0 EGR クーラ効率 39%では、パイロット噴霧は燃焼室壁面付近にて着火し、わずかに輝炎をともない燃焼している。I.I. を使ってパイロット燃焼を撮影した結果では、燃焼室壁面から中央に向かって活発な不輝炎燃焼がみられる。続く主噴霧は燃焼室壁面へ衝突するタイミングにおいてノズルからピストンボール壁面の中央にて着火し、輝炎におおわれている。これはパイロット燃焼により形成させた高温雰囲気中へ主噴霧が突入したため主噴霧の着火が早まったためと考えられる。

これに対して圧縮比 16.7 EGR クーラ効率 50%の場合には、パイロット噴霧は燃焼室壁面に衝突後に壁面付近にて弱い不輝炎燃焼が見られ、続く主燃焼では主噴霧が完全に見られなくなってから輝炎が発生している。この現象はパイロット噴霧が壁面近傍で低温燃焼したことにより、主噴霧の着火遅れが拡大したため生じたものとみられる。

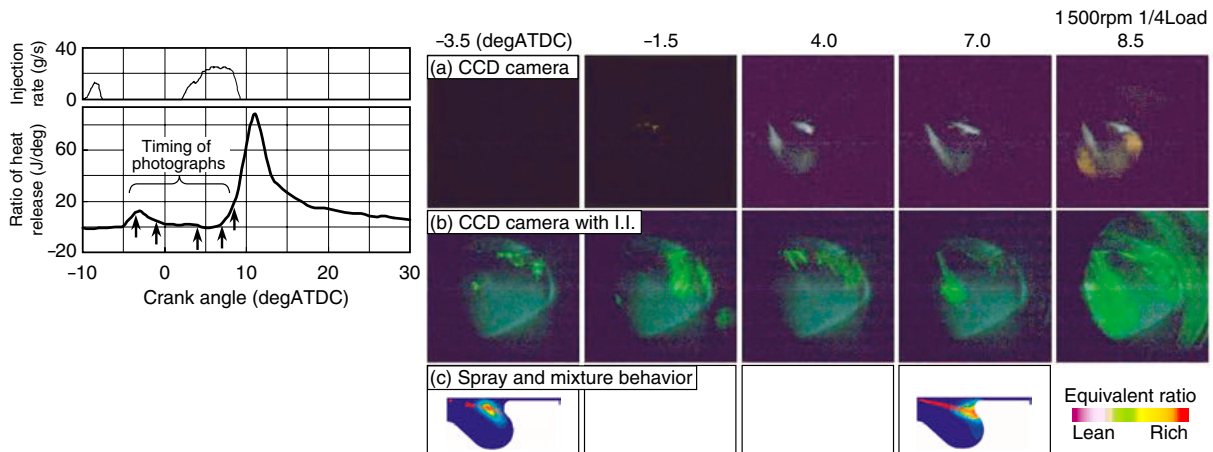


Fig. 13  $\epsilon 18.0$  flame behavior (CCD camera only and CCD camera with I.I.)

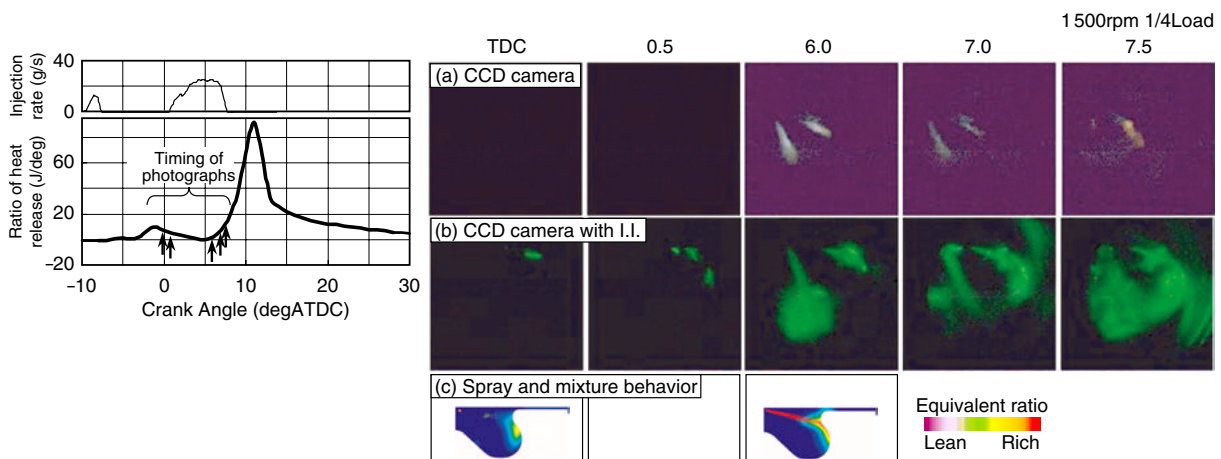


Fig. 14  $\epsilon 16.7$  flame behavior (CCD camera only and CCD camera with I.I.)

結果として Soot の発生が抑制され EGR 率の増加が可能となるため、NOx が低減したと考えられる。また、主噴霧の先端にて着火し、火炎は上流へと広がっていくため急速な燃焼が抑制され  $dP/d\theta_{max}$  が維持できたものと推定される。

以上のように、圧縮比の低減と EGR クーラ効率の向上により  $dP/d\theta_{max}$  を悪化させずに NOx の低減が可能であることがわかった。ただし、過度の低圧縮比化は低温白煙の発生、冷間時の HC、CO の増加、および燃費悪化を招くため、本エンジンでは 16.7 とした。

#### 4. 新開発エンジンの性能

前章までの結果よりエンジンの主要諸元を Table 1 のように決定した。本エンジンの全負荷性能を Fig. 15 に示す。また、Fig. 16, 17 に部分負荷における燃費、燃焼騒音および排出ガス特性を示す。参考として比較には市販の欧州車 (Modern European diesel engine) を用いた。燃焼騒音は同等であり、燃費およびエミッションは低減している。

また、本エンジンは昨年秋に欧州 Accord に搭載された。

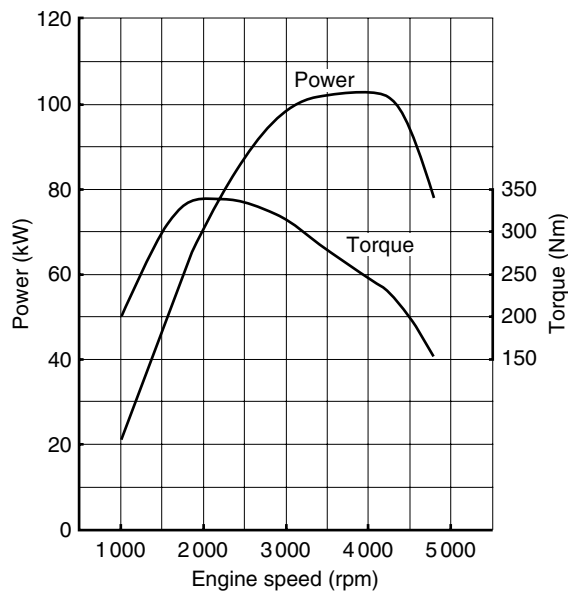


Fig. 15 Full load performance

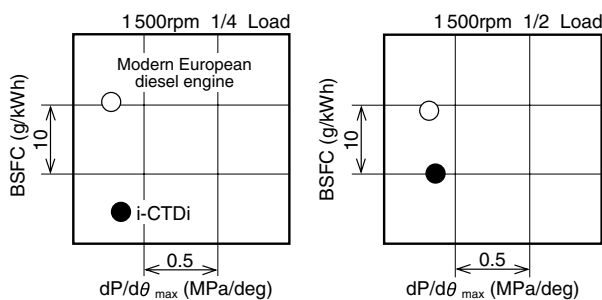


Fig. 16 BSFC and  $dP/d\theta_{max}$  under partial load

燃費、排出ガス、および動力性能を Fig. 18, 19 に示す。これまで述べたエミッションの低減に加え、直下および床下に配置された後処理システムにより欧州 2005 年排出ガス規制に適合している。同時に、IW 1590kg でありながら、C カテゴリー乗用車並の低燃費 5.4L/100km を達成している。

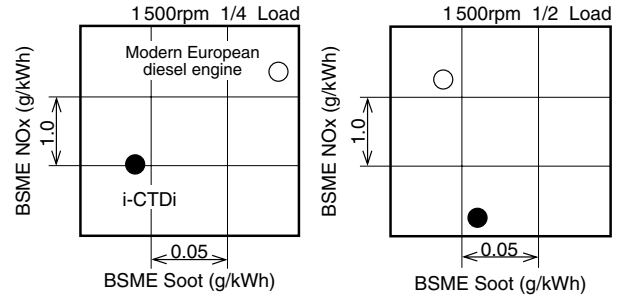


Fig. 17 NOx and soot under partial load

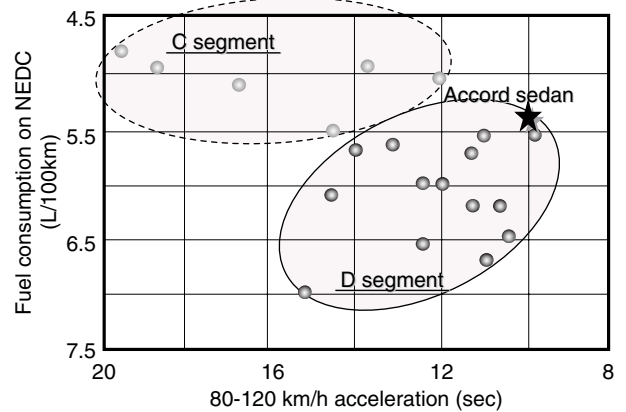


Fig. 18 Fuel consumption and performance of Accord sedan

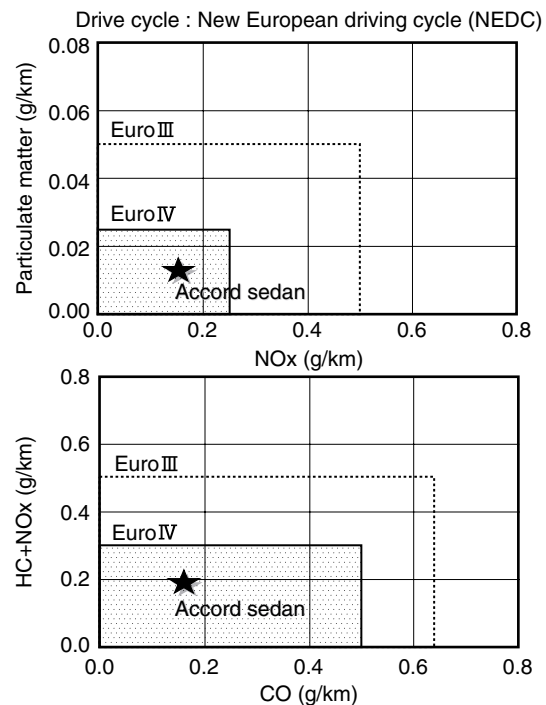


Fig. 19 Accord sedan emissions

## 5. まとめ

低燃費と高静粛性を前提条件として、欧州 2005 年排出ガス規制に適合できる燃焼技術に取り組んだ。そこで得られた知見を以下に要約する。

- (1) パイロット噴射の採用、および主燃焼の着火時期の進角によって低燃費と低燃焼騒音が両立する。その際に悪化する Soot は混合気の拡散を促進することにより低減することができる。
- (2) 混合気の拡散促進手法について
  - (a) 適度に燃焼室外へ噴霧を拡散させることにより混合気の局所空燃比が希薄化するため Soot が低減する。その結果、EGR の増加が可能になり、等 Soot における NOx は低減する。
  - (b)  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  が短いほど EGR 率の増加が可能になり、等 Soot における NOx は低減する。
  - (c) パイロット熱発生比率が大きいほど  $dP/d\theta_{\text{max}}$  は低下する。しかし、 $\theta_{\text{eoi-soc}}$  が長くなるため、等 Soot における NOx は増加する。
  - (d)  $\theta_{\text{eoi-soc}}$  の短縮とパイロット熱発生比率の増加を両立させるためには、低圧縮比化や EGR の冷却が有効である。
- (3) 本燃焼技術は欧州 Accord i-CTDi ディーゼルエンジンに採用され、IW 1590kg の車両にて欧州 2005 年排出ガス規制に適合し、高静粛性と 5.4L/100km の低燃費を実現した。

## 参考文献

- (1) Quigley, M., Seguelong, T. : Series Application of a Diesel Particulate Filter with a Ceria-based Fuel-Borne Catalyst, SAE paper 2002-01-0436
- (2) Nakatani, K., Hirota, S., Takeshima, S., Itoh, K., Dohmae, K. : Simultaneous PM and NOx Reduction System for Diesel Engines, SAE paper 2002-01-0957
- (3) McDonald, J., Bunker, B. : Testing of the Toyota Avensis DPNR at U.S. EPA-NVFEL, SAE paper 2002-01-2877
- (4) Walker, A. P., et al. : An Integrated SCR and Continuously Regenerative Trap System to Meet Future NOx and PM Legislation, SAE paper 2000-01-0188
- (5) Kimura, S., Aoki, O., Kitahara, Y., Aiyoshizaw, E. : Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Concept for Meeting Future Emission Standards, SAE paper 2001-1-0200
- (6) Hasegawa, R., Yanagihara, H. : HCCI Combustion in Diesel Engine, SAE paper 2003-01-0745
- (7) Akihama, K., Takatori, Y., Inagaki, K. : Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature, SAE paper 2001-01-0655
- (8) Shimazaki, N., Akagawa, H., Tsujimura, K. : An Experimental Study of Premixed Lean Diesel Combustion, SAE paper 1999-01-0181
- (9) Takeda, Y., et al. : Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection, SAE paper 961163
- (10) Walter, B., Gatellier, B. : Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions, SAE paper 2002-01-1744
- (11) Nandha, K. P., Abraham, J. : Dependence of Fuel-Air Mixing Characteristics on Injection Timing in an Early-Injection Diesel Engine, SAE paper 2002-01-0944
- (12) Kanda, T., Sono, H., et al. : Study on Euro IV Combustion Technologies for Direct Injection Diesel Engine, SAE paper 2004-01-0113

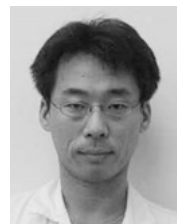
■ 著 者 ■



神田 智博



小林 慎一



松井 竜太



園比 呂志

# スライディングモードアルゴリズムを用いた 高精度エンジン回転数制御

Accurate Engine Speed Control Using Sliding Mode Algorithm

安井 裕 司\*

Yuji YASUI

齋藤 光 宣\*

Mitsunobu SAITO

下城 孝名子\*

Kanako SHIMOJO

玉川 裕\*

Hiroshi TAMAGAWA

## 要 旨

オートマチックトランスミッションのシフトクオリティ向上のため、高精度なエンジン回転数制御が要求されている。しかしながら、エンジンの動特性は、運転条件や経年条件によって大きく変化する。このため、PID 制御のような従来制御は、目標回転数に対して大きなオーバーシュートを生じ、高い制御性を実現できなかった。そこで、適応外乱オブザーバとスライディングモードコントローラを組み合わせた制御を新たに設計し、これをエンジン回転数制御に適用した。この制御は、エンジンの動特性変化に対する高いロバスト性と優れたオーバーシュート抑制能力を有し、あらゆる動特性条件において高精度かつ高応答なエンジン回転数制御を実現した。

## ABSTRACT

Accurate engine speed control has been required to improve the shift quality of automatic transmissions. However, engine dynamics dramatically change with engine load and with the aging of the engine. Therefore, conventional controls such as PID control cause large overshoots and can not ensure accurate controllability. A control composed of a sliding-mode controller and an adaptive disturbance observer was therefore designed and applied to engine speed control. The new control had high robustness against changes in engine dynamics and excellent ability to suppress overshoot. In addition, it provided accurate and rapid engine speed control under all engine conditions.

## 1. まえがき

オートマチックトランスミッションのシフトクオリティ向上のため、エンジン回転数制御の高精度化と高応答化の要求が高まっている。ところが、エンジンの動特性は、運転条件や経年条件によって大きく変化し、さらにばらつきを有する。このため、エンジン回転数制御はこれらの動特性変化に対するロバスト性を有する必要がある。

しかしながら、従来のエンジン回転数制御は、テーブルやマップを用いたオープンループ制御やPID 制御が主流であった。Fig. 1 はPI 制御によるエンジン回転数制御の結果であるが、エンジン回転数  $N_e$  は、目標値  $N_{er}$  に対して大きなオーバーシュートを生じており、従来制御は十分な制御性を実現できないことがわかる。

一方、近年、ロバスト制御のひとつであるスライディングモード制御<sup>(1)</sup>のエンジン<sup>(2)</sup>、<sup>(3)</sup>やデバイス<sup>(4)</sup>への適用が行われている。

そこで、本研究では、スライディングモードコントローラ(以下、SMC)と適応外乱オブザーバによって構成される新たな制御を設計し、これをエンジン回転数制御へ適用した。

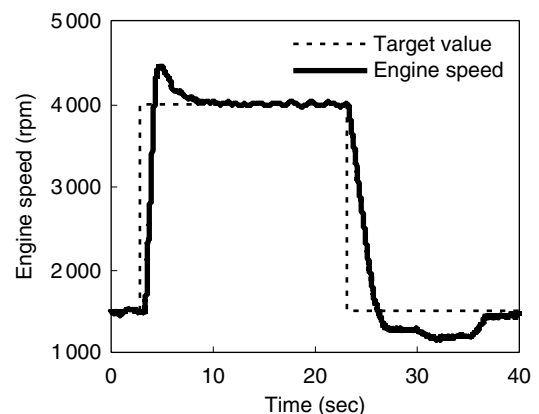


Fig. 1 Step response result using PI controller

\* 栃木研究所

## 2. エンジン回転数制御の課題

Table 1は実機テストに用いたプロトタイプエンジンの諸元であるが、このエンジンの  $N_e$  を各  $N_{er}$  に整定するためのスロットル開度  $T_h$  は、Fig. 2に示したようになる。図には、電気負荷の増減、エンジンの暖気状態に応じた  $N_e$  と  $T_h$  の相関が示されているが、各  $N_{er}$  に整定するために要求される  $T_h$  は大きく変化する。例えば、 $T_h$  が約 8deg の場合、 $N_e$  は、電気負荷が低い場合は約 4000rpmとなり、高い場合は約 3000rpmとなる。

このことから、従来のようなオープンループ制御では、負荷条件により大きな定常偏差が発生する可能性がある。マップやテーブルをエンジン負荷や暖気状態に応じてスケジュールする手法を採用することもできるが、この場合にも、エンジンのトルク特性は経年変化やばらつきを生じるため、定常偏差の補償を行うことはできない。

一方、クローズドループ制御であるPID制御や適応スライディングモード制御<sup>(2)</sup>をエンジン回転数制御に適用した場合は、 $N_e$  の  $N_{er}$  に対する定常偏差は補償できる。

しかしながら、いずれの手法においても、定常偏差を抑制するための積分器を使用しているため、Fig. 1のようなオーバーシュートを生じる。

Table 1 Specifications of experimental power train

|              |                                       |
|--------------|---------------------------------------|
| Engine       | In-line 3, 1.0 liter, SOHC            |
| Air device   | Electrical controlled throttle        |
| Transmission | 6-speed automated manual transmission |

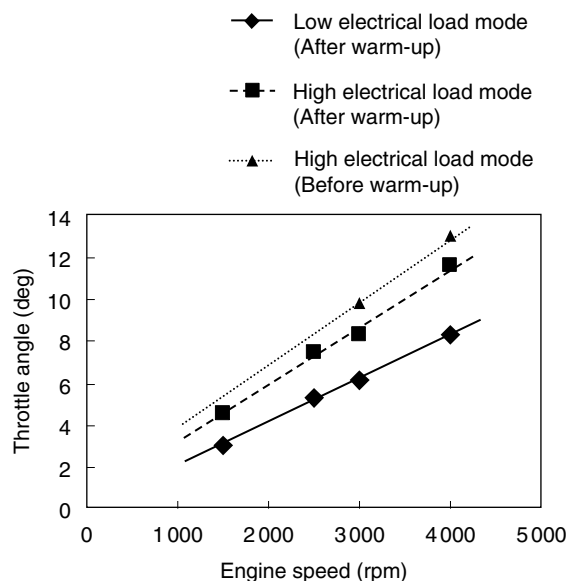


Fig. 2 Correlation of throttle angle with engine speed under several load conditions

## 3. アプローチ手法

オーバーシュートを抑制しつつ、エンジン動特性のばらつきや経年変化による定常偏差の発生を補償できる制御系を以下のように実現する。

まず、 $T_h$  から  $N_e$  までのエンジン動特性を、マップやテーブルではなく、その周波数特性に着目し、離散時間系のARXモデル(Auto-RegressiveXogenousmodel, 自己回帰モデル)<sup>(5)</sup>を用いてモデル化する。

次に、適応スライディングモードの制御入力は、Fig. 3に示したように、等価制御入力  $U_{eq}$ 、到達則入力  $U_{rch}$ 、適応則入力  $U_{adp}$  の三つの総和として算出される。ここで、 $U_{eq}$  は、 $N_e$  と  $N_{er}$  に基づいて算出され、 $U_{rch}$  と  $U_{adp}$  は、それぞれ  $N_e$  と  $N_{er}$  の偏差によって算出される切替関数値  $\sigma$  の比例項、積分項として算出される。また、 $U_{adp}$  は、エンジンの動特性変化を補償する機能を有するが、 $\sigma$  の積分項のため、 $N_e$  の  $N_{er}$  に対するオーバーシュートの原因となる。

そこで、本研究では、Fig. 3 のスライディングモードコントローラから  $U_{adp}$  を消去し、その代わりに新たに  $N_e$  と制御入力に基づいて外乱推定値(以下、 $c_1$ )を算出する適応外乱オブザーバを付加した。さらに  $U_{eq}$  の算出式を変更し、 $c_1$  を組み入れることによってエンジンの動特性変化を補償することとした。Fig. 4にその構成図を示し、詳細は後述する。

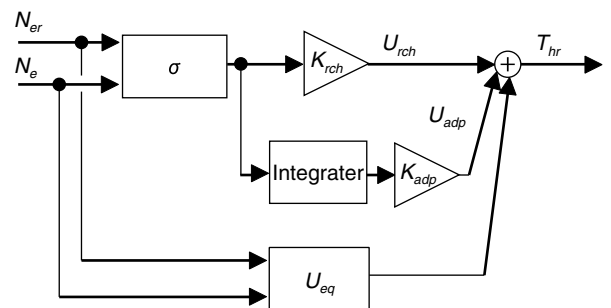


Fig. 3 Sliding-mode controller with adaptive law input

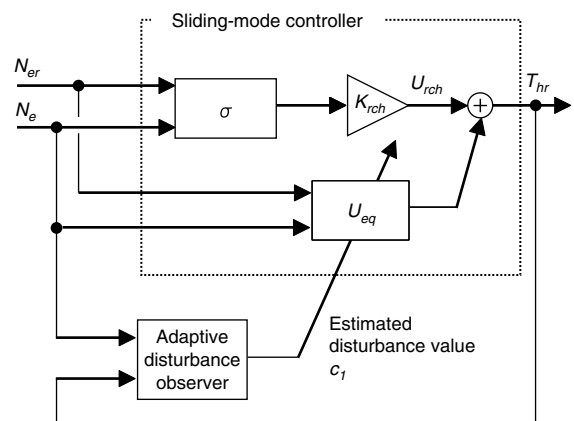


Fig. 4 Sliding-mode controller with adaptive disturbance observer

## 4. コントローラの設計

### 4.1. エンジンのモデル化

Fig. 5 は、 $N_e$  が 1500rpm 2000rpm 3000rpm のときの  $T_{hr}$  変化に対する  $N_e$  の応答特性，すなわち，エンジンの周波数特性である．図に示すように，エンジンの周波数特性は 1.0Hz 以上の周波数域においてゲインが低下し，通過域のゲインが  $N_e$  の上昇とともに大きくなるローパス特性である．

このことから，エンジンを次式によりモデル化した．

$$N_e(k+1) = a_1 N_e(k) + a_2 N_e(k-1) + b_1 T_{hr}(k) + b_2 T_{hr}(k-1) \quad (1)$$

$a_1, a_2, b_1, b_2$  : モデルパラメータ

$T_{hr}$  : スロットル目標値

$k$  : 制御時刻

Fig. 6 は，1500rpm におけるエンジンの周波数特性と Table 2 に示したモデルパラメータを用いたモデルの周波数

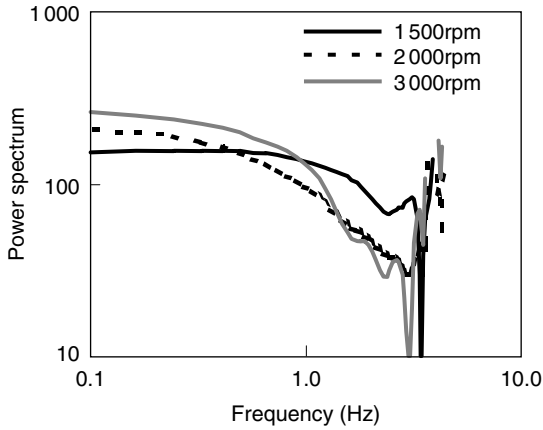


Fig. 5 Frequency characteristics under several engine speed conditions

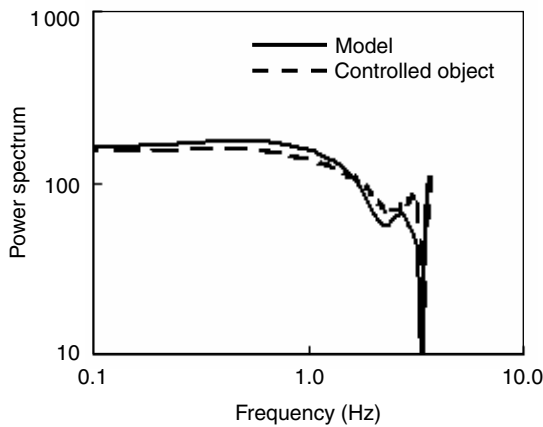


Fig. 6 Frequency characteristic comparison between model and controlled object at 1500 rpm

Table 2 Model parameters of controlled object model at 1500 rpm

| $a_1$ | $a_2$ | $b_1$ | $b_2$  |
|-------|-------|-------|--------|
| 1.83  | -0.84 | 34.53 | -31.84 |

特性を示している．モデルは制御対象のローパス特性を表現できることがわかる．

### 4.2. 適応外乱オブザーバ

適応外乱オブザーバは，式(1)の右辺を一制御時刻前にシフトし，さらに， $c_1$ を加えたものを  $N_e$  の推定値  $N_{eh}$  として式(2)のように定義し，この  $N_{eh}$  と  $N_e$  の差が最小となるように  $c_1$  を推定するものである．

$$N_{eh}(k) = a_1 N_e(k-1) + a_2 N_e(k-2) + b_1 T_{hr}(k-1) + b_2 T_{hr}(k-2) + c_1(k-1) \quad (2)$$

$c_1$  : 外乱推定値

ここで， $c_1$ の推定は，適応制御<sup>(6)</sup>で用いられる固定ゲイン法を用いて下式のように行われる．

$$c_1(k) = c_1(k-1) + \frac{P}{1+P} e_{dov}(k) \quad (3)$$

$$e_{dov}(k) = N_e(k) - N_{eh}(k)$$

$P$  : 推定ゲイン

### 4.3. 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を併用する場合，スライディングモードコントローラの制御入力である  $T_{hr}$  は，以下のように入力  $U_{eq}$  と  $U_{rch}$  の二つの入力の和として算出される．

$$T_{hr}(k) = U_{eq}(k) + U_{rch}(k) \quad (4)$$

この時， $\sigma$ と偏差  $E_{ne}$  を式(5)と式(6)により定義すると， $U_{rch}$  は式(7)によって算出される．

$$\sigma(k) = E_{ne}(k) + S E_{ne}(k-1) \quad (5)$$

$$E_{ne}(k) = N_e(k) - N_{er}(k) \quad (6)$$

$S$  : 切換関数設定パラメータ

$$U_{rch}(k) = \frac{-K_{rch}}{b_1} \sigma(k) \quad (7)$$

$K_{rch}$  : 到達則ゲイン

さらに， $U_{eq}$  は，偏差  $E_{ne}(k)$  と  $E_{ne}(k-1)$  の組み合わせ(以下，状態量)を  $\sigma=0$  が示す直線，いわゆる，切換直線上に拘束する入力として定義される．故に，式(8)に示した条件式の左辺に式(2)を代入し， $T_{hr}$  について解くことにより式(9)のように求められる．

$$\sigma(k+1) = \sigma(k) \quad (8)$$

$$U_{eq}(k) = \frac{1}{b_1} \{ (1 - S - a_1)N_e(k) + (S - a_2)N_e(k-1) + N_{er}(k+1) + (S - 1)N_{er}(k) - SN_{er}(k-1) - b_2T_{hr}(k-1) \} - c_1(k) \quad (9)$$

ここで、式(9)による  $U_{eq}$  は、Fig. 3 に示した  $U_{adp}$  を併用する場合の  $U_{eq}$  に対し、外乱補償の役割を持つ最終項  $c_1$  が追加されている。

## 5. シミュレーション結果

$U_{adp}$  を用いた SMC と適応外乱オブザーバを用いた SMC の外乱抑制性能の比較をシミュレーションにより行うため、Fig. 7 に示したブロック図に Table 2 に示したモデルパラメータを代入したものを仮想エンジンとして設定した。この仮想エンジンには、Fig. 8に示したようなエンジンのトル

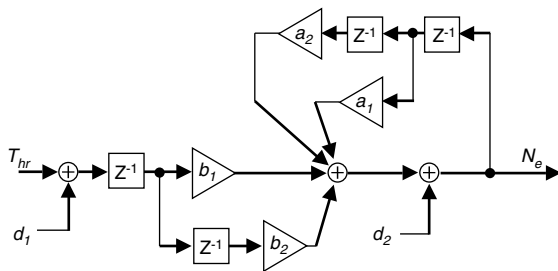


Fig. 7 Controlled object model for comparison between conventional and newly designed sliding-mode controller

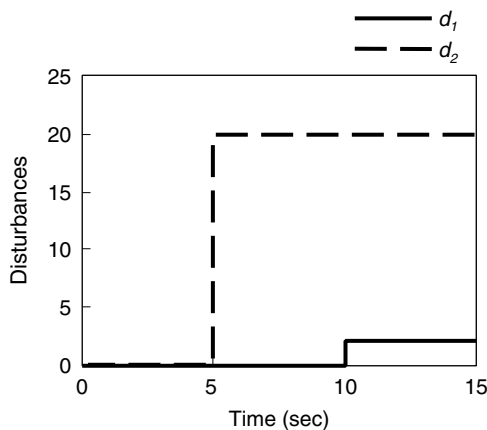


Fig. 8 Disturbances inputted to controlled object model

ク特性のばらつきや経年変化を想定した外乱  $d_1$ 、電気負荷等を想定した外乱  $d_2$  が加えられている。また、シミュレーションにおいて、 $N_{er}$  は 2000rpm とした。

このとき、 $U_{adp}$  を用いた場合は、Fig. 9 に示したように、 $U_{adp}$  の積分特性により、 $d_1$  と  $d_2$  のいずれに対しても振動的な収束挙動や大きなオーバーシュートを生じている。

一方、適応外乱オブザーバを用いた場合は、Fig. 10 に示したように、 $d_2$  に対しては小さなオーバーシュートを生じるが、外乱によって生じた偏差の収束時間は  $U_{adp}$  を用いたものに対し半分程度であり、振動的な挙動を示すこともない。

この結果より、適応外乱オブザーバを用いたものは、優れたオーバーシュート抑制能力と速応性を有していることがわかる。

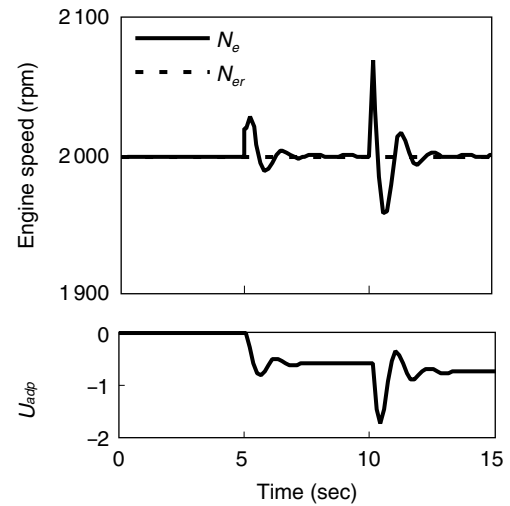


Fig. 9 Simulation results for sliding-mode controller with  $U_{adp}$

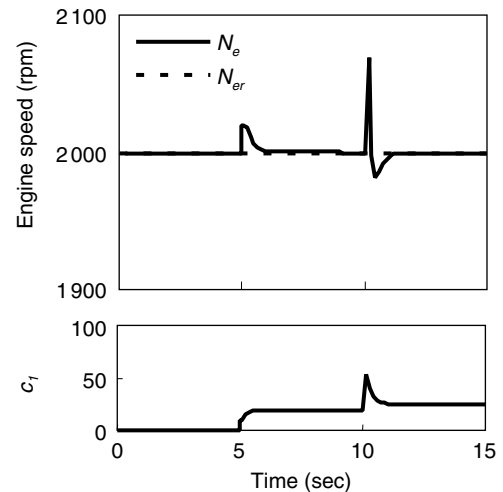


Fig. 10 Simulation results for sliding-mode controller with adaptive disturbance observer

## 6. テスト結果

### 6.1. ステップ応答比較

Table 1 に示したエンジンを用いて、PID 制御、適応則入力を用いた SMC、適応外乱オブザーバを用いた SMC のステップ応答比較を行った。Fig. 11 にその結果を示す。

適応外乱オブザーバを用いた SMC は、積分要素を持つ他の制御に比べてオーバーシュートの抑制能力が優れていることがわかる。

### 6.2. エンジン暖機条件に対するロバスト性

Fig. 12 は、エンジン始動直後の暖気前条件と暖機後条件において、適応外乱オブザーバを用いた SMC により  $N_e$  のステップ応答を比較した結果である。

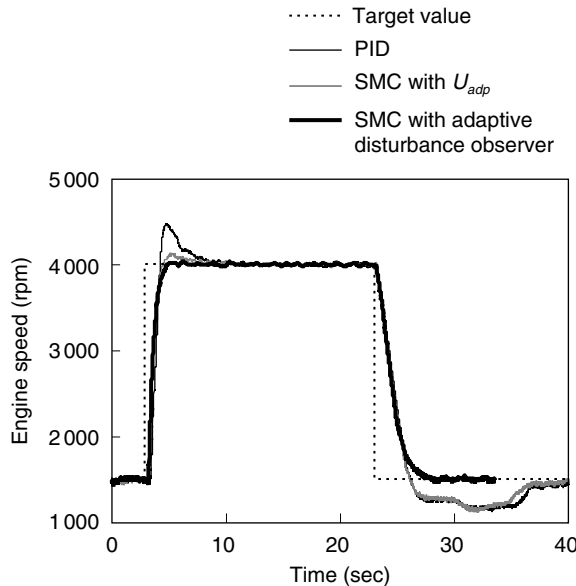


Fig. 11 Step responses controlled by PID, SMC with  $U_{adp}$  and SMC with adaptive disturbance observer

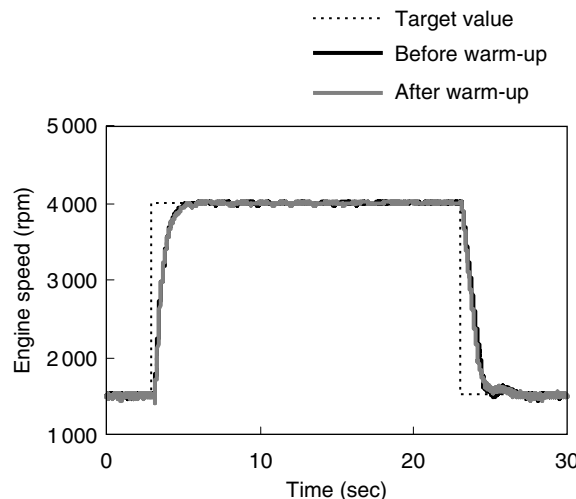


Fig. 12 Step responses before and after warm-up

適応外乱オブザーバを用いた SMC は、暖機条件に関わらず安定した目標値追従応答を示すことがわかる。

### 6.3. エンジンのトルク特性誤差に対するロバスト性

Fig. 13 は、エンジンのトルク特性誤差に対する適応外乱オブザーバを用いた SMC のロバスト性を確認するため、スロットル開度に +50%, 0%, -50% の誤差を与えた際の制御結果である。さらに、スロットル開度誤差を 0% とし、 $U_{adp}$  を用いた SMC により制御を行った結果もあわせて示した。

適応外乱オブザーバを用いた SMC は、-50% の誤差を与えた場合にも、 $U_{adp}$  を用いたものと同等の目標値への到達時間を実現しており、+50% の誤差を与えた場合にも、 $U_{adp}$  を用いたものよりもオーバーシュートが小さい。

これより、適応外乱オブザーバを用いた SMC の優れたロバスト性を確認することができる。

## 7. まとめ

適応外乱オブザーバを用いたスライディングモード制御をエンジン回転数制御に適用することにより、以下のことを実現した。

- (1) 定常偏差の補償のための積分要素を持つ制御に対して飛躍的にオーバーシュートを低減した。
- (2) エンジンの暖気状態によらない安定した制御性を実現した。
- (3) エンジンのトルク特性ばらつきや経年変化に対して大幅にロバスト性を向上した。

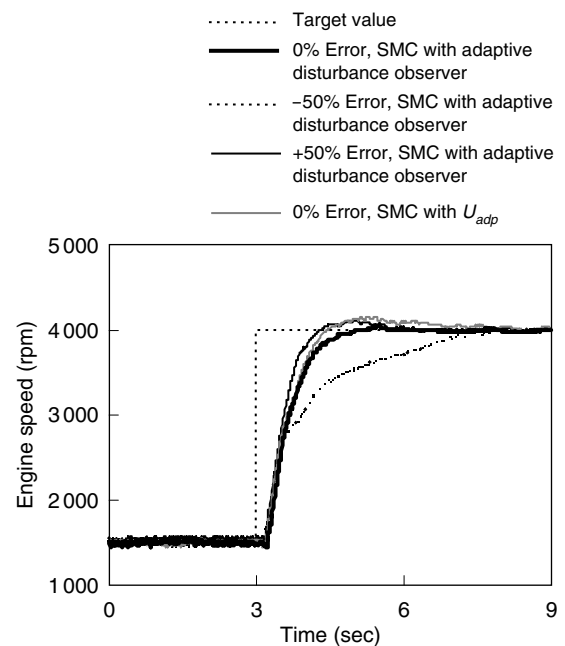


Fig. 13 Robustness against engine torque error

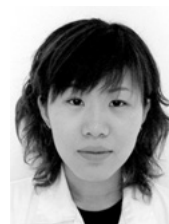
## 参考文献

- (1) 野波健蔵, 田宏奇: スライディングモード制御, コロナ社, 1994, 263p
- (2) Yasui, Y., Akazaki, S., Ueno, M., Iwaki, Y.: Secondary O2 Feedback Using Prediction and Identification Sliding Mode Control, SAE Paper 2000-01-0936(2000)
- (3) Kajitani, M., Nonami, K.: High Performance Idle Speed Control Applying the Sliding Mode Control with H Robust Hyperplane, SAE Paper 2001-01-0263(2001)
- (4) Hashimoto, E., Ishiguro, T., Yasui, Y., Akazaki, S.: High Reliability Electronic Throttle System, SAE Paper 2003-01-0708(2003)
- (5) 足立修一: ユーザのためのシステム同定理論, コロナ社, 1993, 222p
- (6) 寺尾満, 金井喜美雄: ロバスト適応制御入門, オーム社, 1989, 187p

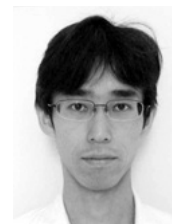
## ■ 著 者 ■



安井 裕 司



下城孝名子



齋藤 光 宣



玉川 裕

# スライディングモードアルゴリズム を用いた衝撃緩和制御

Damper Control Using Sliding Mode Algorithm

下 城 孝名子\*

Kanako SHIMOJO

島 袋 栄二郎\*

Eijiro SHIMABUKURO

安 井 裕 司\*

Yuji YASUI

岩 城 喜 久\*

Yoshihisa IWAKI

## 要 旨

スライディングモードアルゴリズムは、高い応答性とロバスト性によりエンジンの空燃比制御やデバイス制御などに用いられてきた。一方で、切換直線の傾きを変更することにより、外乱抑制力を自在に設定できるという特徴があるが、これを応用した研究はなされていなかった。そこで、外乱抑制力を低くすることでコンプライアンスの高いサーボ制御系が構築できることに着目し、変速時に緩衝制御が必要となる自動マニュアルトランスミッションのシフト制御を行う。本研究では、スライディングモードアルゴリズムをスリーブとシンクロナイザリングの接触およびスリーブ押付けによるメインシャフトとカウンタシャフトの回転同期に適用した。この結果、スリーブとシンクロナイザリングの間にコンプライアンスを与え、従来必要とされていた機械的な緩衝装置を用いることなく、350msecでのシフト動作が可能となった。また、スリーブ押付け力を安定化させることにより、シフト動作中のスリーブの跳ね返しや停止およびシンクロナイザリングの破損を防いだ。

## ABSTRACT

Sliding mode algorithms are highly responsive and robust, and this has led to their use in air-fuel ratio control and device control systems. Alteration of the gradient of the switching line enables their ability to suppress disturbance to be freely set, but no applied research has been conducted on this characteristic. In this research, the ability of a sliding mode algorithm to suppress disturbance was lowered to enable the construction of a high-compliance servo control system, and this was employed in shift control in an automated manual transmission, in which compliance control is required during shifting. The sliding mode algorithm has been employed in position control to ensure contact between the sleeve and the synchronizer ring and force control to enable the synchronization of the revolution of the main shaft and counter-shaft through sleeve force. The compliance established between the sleeve and the synchronizer ring by this means has enabled the formerly required mechanical buffer to be eliminated, and shift time has been increased to 350msec. In addition, the stabilization of sleeve force has suppressed bouncing and stoppage of the sleeve and failure of the synchronizer ring during shifting.

## 1. まえがき

スライディングモード制御<sup>(1)</sup>(以下、SMC)は、高い応答性とロバスト性により、エンジンの空燃比制御<sup>(2), (3)</sup>やデバイス制御<sup>(4)</sup>などに用いられてきた。一方で、SMCには切換関数の傾き  $V_{POLE}$  を変更することにより、制御系の外乱抑制力を自在に設定できる特徴がある。しかし、これを応用した研究はなされていなかった。本研究ではこの特徴に着目し、 $V_{POLE}$  の変更により外乱抑制力を低下させることで、衝撃を緩和する制御(以下、緩衝制御)を行う。

Fig. 1 は、本研究の制御対象として用いる変速機構の略

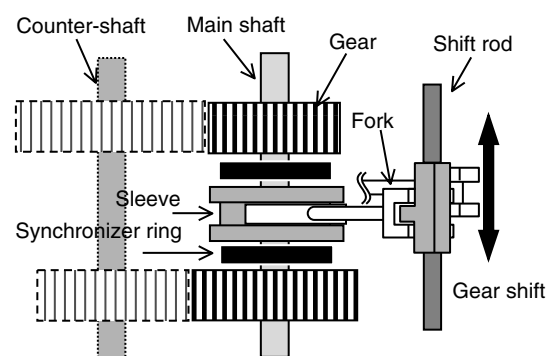


Fig. 1 Outline of AMT mechanism

\* 栃木研究所

図(5)、(6)である。シフトロッドはモータで駆動されており、フォークを介してスリーブを次段のギヤに連結することで変速を行う。自動マニュアルトランスミッション(以下、AMT)では、変速時に可能な限り短時間でスリーブをシンクロナイザリングに接触させ、その後メインシャフトとカウンタシャフトの回転を同期させるため、シンクロナイザリングに一定の押付け力を与える。このスリーブとシンクロナイザリングの接触時に、スリーブがシンクロナイザリングに跳ね返されたり、過大な衝撃力によりシンクロナイザリングとの同期前にスリーブがギヤに押しこまれる現象が発生する。これに対し、シンクロナイザリングとスリーブが接触する直前に、目標位置の変化量を低下させてスリーブの移動速度を減速する手法や、新たに緩衝機構を設置して機械的に衝撃力を緩和するといった手法がとられていた。しかし、前者はシフト時間が増大し、後者は機構が複雑になるため重量やサイズが増大するという課題があった。

本研究では、SMC を AMT に適用することにより従来必要とされていた機械的な緩衝機構を用いることなく、シフト時間の短縮を図る。また、シフト動作中のスリーブの跳ね返しや停止およびシンクロナイザリングの破損を防ぐ。

## 2. スライディングモード制御の特徴

SMC では、制御対象の実位置を  $P(k)$ 、その目標値を  $P_{cmd}(k)$  としたときの偏差  $E(k)$  を式(1)で求め、式(2)に示す切換関数  $\sigma(k)$  を定義する。

$$E(k) = P(k) - P_{cmd}(k) \quad (1)$$

$$\sigma(k) = E(k) + V_{POLE} E(k-1) \quad (2)$$

Fig. 2 に  $E(k)$  と  $E(k-1)$  をそれぞれ座標軸とする位相平面を示す。この位相平面上において、切換関数  $\sigma$  をゼロとするような直線を切換直線(Fig. 2 の Switching line)と呼ぶ。

SMC は、 $E(k)$  および  $E(k-1)$  の組合せ(以下、偏差状態量)を、切換直線上に拘束するように制御し、切換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  $E(k)$  をゼロに収束させる。ここで、切換直線は  $E(k)$  と  $E(k-1)$  の関係より式(3)で表される。 $V_{POLE}$  は式(4)の範囲で設定される。

$$E(k) = -V_{POLE} E(k-1) \quad (3)$$

$$-1 < V_{POLE} < 0 \quad (4)$$

したがって、偏差状態量は到達モード(Fig. 2 の Reaching mode)を経て切換直線上に載ると、時間の経過とともに位相平面の原点に収束する。この挙動はスライディングモード(Fig. 2 の Sliding mode)と呼ばれ、このときの偏差状態量の原点への収束速度は、 $V_{POLE}$  により設定することができる。

この例として、Fig. 3 にステップ外乱を与えた際の  $V_{POLE}$  による外乱抑制力の変化を示す。偏差の収束速度は  $V_{POLE}$  が

0に近いほど収束速度が速く、-1に近いほど遅くなる。これにより、コンプライアンスが切換直線の傾き  $V_{POLE}$  で設定できることがわかる。

本研究では、外乱抑制力を低くすることでコンプライアンスの高いサーボ制御系が構築できることに着目し、SMC を変速時に緩衝制御が必要となる AMT のシフト制御に適用する。これにより、機械的な緩衝機構を用いることなく短時間で緩衝動作を行うことを試みる。具体的には、スリーブがシンクロナイザリングに接触する際に  $V_{POLE}$  を小さくして外乱抑制力を低くすることで、電氣的にスリーブとシンクロナイザリングの間にコンプライアンスを与える。以下に、その詳細について述べる。

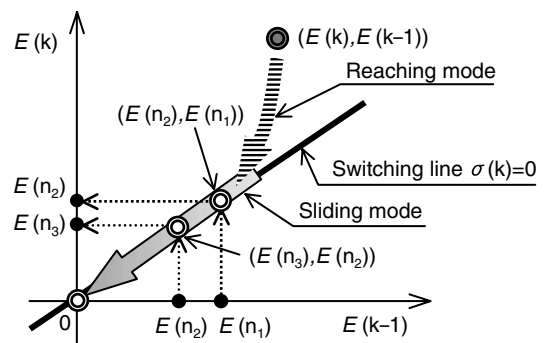


Fig. 2 Sliding mode

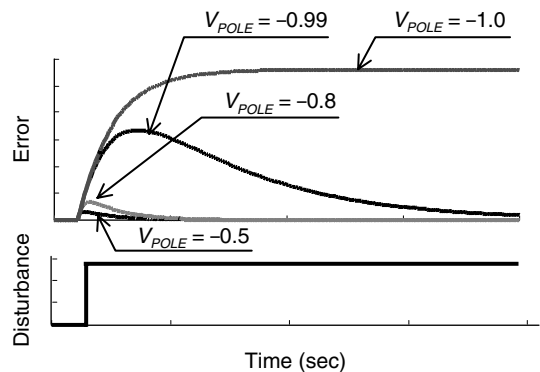


Fig. 3 Effect of changed  $V_{POLE}$

## 3. 変速機構のモデル化

Fig. 4 は、シンクロナイザリングを高い剛性  $K_{sc}$  を持ったバネマス系、モータやフォーク等を慣性系  $J_m$  としてみなし、スリーブとシンクロナイザリングの接触挙動を慣性系とバネマス系の衝突としてモデル化したものである。

式(5)は、シンクロナイザリング反力  $F_{sc}$  および逆起電

力を考慮した慣性系  $J_m$  の運動方程式である。

$$J_m \dot{\omega} = \frac{K_m(V_{in} - K_m' \omega)}{R_m} - R_{sc} F_{sc} \quad (5)$$

$J_m$ : モータ, スリーブ, フォーク等の質量  
 $V_{in}$ : 入力電圧  $\omega$ : モータの回転速度  $K_m$ : トルク定数  
 $K_m'$ : 逆起電力定数  $R_m$ : トルク変換係数  
 $R_{sc}$ : モータ回転角と慣性系のギヤ比

一方, モータの回転速度  $\omega$  と回転角  $\theta$ , スリーブ位置  $P_{sc}$  の関係は, 式(6)で与えられる。

$$\begin{cases} P_{sc} = R_{sc} \theta \\ \dot{P}_{sc} = R_{sc} \dot{\theta} = R_{sc} \omega & \therefore \omega = \frac{\dot{P}_{sc}}{R_{sc}} \\ \ddot{P}_{sc} = R_{sc} \dot{\omega} & \therefore \dot{\omega} = \frac{\ddot{P}_{sc}}{R_{sc}} \end{cases} \quad (6)$$

式(5)に式(6)を代入し整理すると, 連続時間系モデルは式(7)で表すことができる。

$$\ddot{P}_{sc} = \frac{-K_m K_m'}{J_m R_m} \dot{P}_{sc} + \frac{K_m R_{sc}}{J_m R_m} V_{in} - \frac{R_{sc}^2 R_m}{J_m R_m} F_{sc} \quad (7)$$

さらに式(7)を離散時間系モデルで表現するために, 状態変数  $P_{sc}$  を式(8)のようにおく。

$$x_1 = P_{sc}, \quad x_2 = \frac{dx_1}{dt} \dot{P}_{sc}, \quad \frac{dx_2}{dt} = \ddot{P}_{sc} \quad (8)$$

式(8)を式(7)に代入する。ここで, サンプル周期を  $T$  とすると, オイラー近似により式(7)の連続時間系モデルは式(9)のように変形することができる。

$$\begin{aligned} x_1(k+1) = & \left(2 - \frac{K_m K_m'}{J_m R_m} T\right) x_1(k) - \left(1 - \frac{K_m K_m'}{J_m R_m} T\right) x_1(k-1) \\ & + \frac{K_m R_{sc}}{J_m R_m} T^2 V_{in}(k) - \frac{R_{sc}^2}{J_m} T^2 F_{sc} \end{aligned} \quad (9)$$

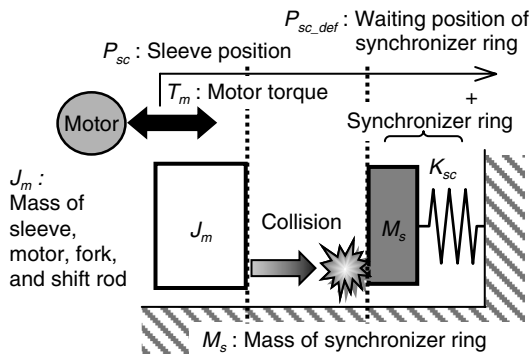


Fig. 4 Modeling of shift mechanism

したがって, 離散時間系モデルは, 式(10)のARX(Auto-Regressive with eXtra input)モデル<sup>(7)</sup>として表すことができる。

$$P_{sc}(k+1) = a_1 P_{sc}(k) + a_2 P_{sc}(k-1) + b_1 V_{in}(k) + d \quad (10)$$

$$\begin{cases} a_1 = 2 - \frac{K_m K_m'}{J_m R_m} T, \quad a_2 = -1 + \frac{K_m K_m'}{J_m R_m} T, \\ b_1 = \frac{K_m R_{sc}}{J_m R_m} T^2, \quad d = \frac{R_{sc}^2}{J_m} T^2 F_{sc} \end{cases} \quad (11)$$

式(11)のモデルパラメータ  $a_1, a_2, b_1$  は, 入力電圧  $V_{in}(V)$  およびスリーブ位置  $P_{sc}(mm)$  のデータを用いて, 最小二乗法により同定を行い決定する。

## 4. 制御設計

### 4.1. 制御要求

電動 AMT のシフトアクチュエータに対する制御要求は以下の通りである。

- (1) 目標値に対する追従性
- (2) スリーブの跳ね返しや停止および衝突防止
- (3) メインシャフトとカウンタシャフトの回転同期

### 4.2. 制御系構成

シンクロナイジング制御系の構成は, Fig. 5 に示すように,  $V_{POLE}$  算出部, 目標値算出部, コンプライアンスコントローラから成る。

### 4.3. モード判別

変速時のスリーブの挙動を, 以下のモードに分類した。

MODE1: 変速指令—シンクロナイジング待機位置

MODE2: シンクロナイジングと接触

—メインシャフトとカウンタシャフトの回転同期

MODE3: 回転同期完了後の押込み—変速終了

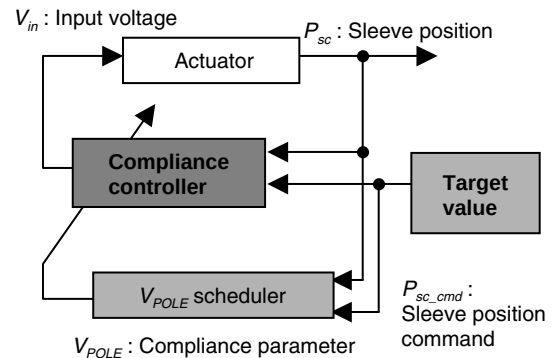


Fig. 5 Block diagram of compliance controller

モード判別条件はスリーブ位置で与えられる。ただし、MODE1 から MODE2 に移行する際は、式(12)に示す  $P_{sc}$  の変化量  $DP_{sc}$  をモード判別に用いる。

$$DP_{sc}(k) = P_{sc}(k) - P_{sc}(k-1) \quad (12)$$

式(12)をウェーブレット変換した値  $DP_{sc\_wv}$  が、MODE2 判定閾値  $W_{mode2}$  を超えると回転同期開始として MODE2 へ移行する。各モードの判定条件を以下に示す。

MODE1:  $P_{sc} < P_{sc\_def}$

MODE2:  $P_{sc} > P_{sc\_def}$  かつ  $DP_{sc\_wv} < W_{mode2}$

MODE3:  $P_{sc} > P_{sc\_mode3}$

$DP_{sc\_wv}$ :  $DP_{sc}$  ウェーブレット変換値

$W_{mode2}$ : MODE 2 判定閾値

$P_{sc\_mode3}$ : MODE 3 判定閾値(スリーブ位置)

ウェーブレット変換は、ナイキスト周波数以上の周波数成分を阻止し、低周波成分のゲインを増幅して出力する変換であり、トランスミッションのようなガタやフリクションの多い制御対象の低周波数域の挙動抽出に有効なフィルタリング手段である。これは、Fig. 6のように構成され、ハーフバンドローパスフィルタ  $G$  とデータの間引き処理を2回繰り返すことでフィルタリングを行う。

#### 4.4. スライディングモードコントローラ

##### 4.4.1. $V_{POLE}$ 設定

Fig. 7に示すように、 $V_{POLE}$  はスリーブがシンクロナイザリングに接触するまでは、目標値  $P_{sc\_cmd}$  に対する実位置  $P_{sc}$  の追従性および外乱抑制能力を上げるため大きな値(<0)が設定される。

また、スリーブがシンクロナイザリング待機位置  $P_{sc\_def}$  に到達すると、 $V_{POLE}$  は-1 近傍の値に設定され、シンクロナイザリングとの接触に備えて外乱抑制能力を低下させ、シンクロナイザリングを保護する。よって、各モードにおける  $V_{POLE}$  は以下のように設定される。

MODE1:  $V_{POLE}$  大…収束速度大

MODE2:  $V_{POLE}$  小…衝撃吸収能力大

MODE3:  $V_{POLE}$  大…収束速度大

##### 4.4.2. 制御入力の導出

スライディングモードコントローラの制御入力  $V_{in}$  は式(13)で求められる。 $V_{in}$  は等価制御入力  $U_{eq}$ 、到達則入力  $U_{rch}$ 、適応則入力  $U_{adp}$  の三つの入力の総和で表される。

$$V_{in}(k) = U_{eq}(k) + U_{rch}(k) + U_{adp}(k) \quad (13)$$

等価制御入力  $U_{eq}$  は、偏差状態量を切換直線上に拘束するための入力であり、厳密には位相平面上の任意の場所において、偏差状態量をその場所にホールドする機能を持つ。

$U_{eq}$  は、式(14)を満たす値として算出される。

$$\sigma(k+1) = \sigma(k) \quad (14)$$

ここで、 $\sigma(k)$  は切換関数であり、式(15)のスリーブ位置およびスリーブ位置目標値から求められる偏差  $E_{sc}(k)$  を用いて、式(16)で定義される。

$$E_{sc}(k) = P_{sc}(k) - P_{sc\_cmd}(k) \quad (15)$$

$$\sigma(k) = E_{sc}(k) + V_{POLE} E_{sc}(k-1) \quad (16)$$

式(10)、(15)、(16)を式(14)に代入し整理すると、 $U_{eq}$  は式(17)のように求められる。

$$U_{eq}(k) = \frac{1}{b_1} \{ (1 - V_{POLE} - a_1) P_{sc}(k) + (V_{POLE} - a_2) P_{sc}(k-1) + P_{sc\_cmd}(k+1) + (V_{POLE} - 1) P_{sc\_cmd}(k) - V_{POLE} P_{sc\_cmd}(k-1) \} \quad (17)$$

到達則入力  $U_{rch}$  は、偏差状態量を切換直線へ載せる入力であり、式(18)で表される。

$$U_{rch}(k) = -\frac{K_{rch}}{b_1} \sigma(k) \quad (18)$$

$K_{rch}$ : 到達則ゲイン

適応則入力  $U_{adp}$  は、モデル化誤差や外乱を抑制し状態量を切換直線上に載せる入力であり、式(19)で表される。

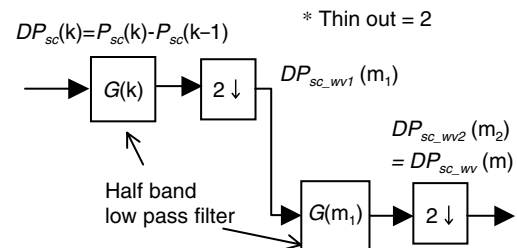


Fig. 6 Wavelet transform algorithm

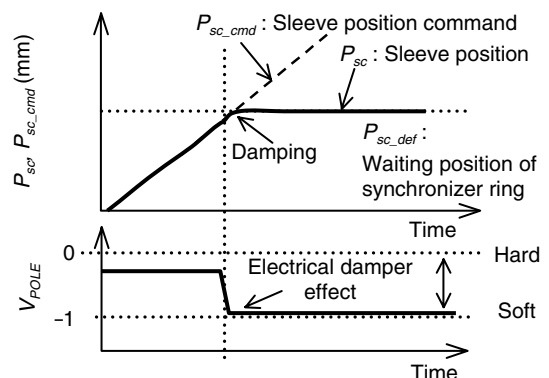


Fig. 7 Compliance effect

$$U_{adp}(k) = -\frac{K_{adp}}{b_1} \sum_{i=0}^k \sigma(i) \quad (19)$$

$K_{adp}$ : 適応則ゲイン

#### 4.5. 目標値算出

目標値として、Fig. 8 に示したシンクロナイザリングのボーク位置で一時保持されるランプ状軌道を用いる。このとき、ボーク位置は設計公差の最大値が設定されるが、部品ばらつきにより実際のボーク位置がずれると回転同期中のスリーブ押付け力にばらつきが生じる。

そこで Fig. 9 に示す目標値保持部において、スリーブが  $P_{sc\_def}$  を超えて停止した場合、SMCによる電圧フィードバックで加算目標値  $U_{fb\_cmd}$  まで  $P_{sc\_cmd}$  を変位させることにより押付け力の安定化を図る。

式(20)–(24)にその演算式を示す。

$$U_{fb}(k) = U_{fb\_ini}(k) + U_{rch\_ufb}(k) + U_{adp\_ufb}(k) \quad (20)$$

$$U_{rch\_ufb}(k) = -K_{rch\_ufb} \sigma_{ufb}(k) \quad (21)$$

$$U_{adp\_ufb}(k) = -K_{adp\_ufb} \sum_{i=0}^k \sigma_{ufb}(i) \quad (22)$$

$$\sigma_{ufb}(k) = E_{ufb}(k) + V_{POLE\_ufb} E_{ufb}(k-1) \quad (23)$$

$$E_{ufb}(k) = V_{in\_ave}(k) - U_{fb\_cmd} \quad (24)$$

$U_{fb\_ini}(k)$ : 電圧フィードバック初期値

$V_{in\_ave}(k)$ : 入力電圧移動平均値

$U_{fb\_cmd}$ : 電圧加算目標値

## 5. 実機テスト結果

### 5.1. $V_{POLE}$ 可変の効果

目標値保持部がなく、 $V_{POLE}$  を  $-0.45$  一定、かつモード判別をしない場合の試験結果を Fig. 10 に示す。Fig. 10 は、前段からニュートラル位置を通過して次段に変速する際の挙動である。シンクロナイザリング待機位置  $P_{sc\_def}$  近辺において、スリーブが一定速度で進行しているため、シンクロナイザリングと衝突しシンクロナイザリングが弾性変形を起こしている。これ以上の衝撃が与えられると、スリーブが同期せずにギヤに押しこまれて、ドグ歯に跳ね返される恐れがある。

同じく目標値保持部なしで、モード判別を行って  $V_{POLE}$  を可変とした場合の結果を Fig. 11 に示す。

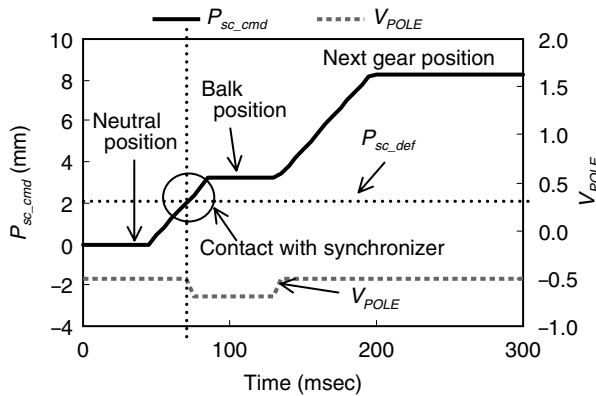


Fig. 8 Time series data for target value

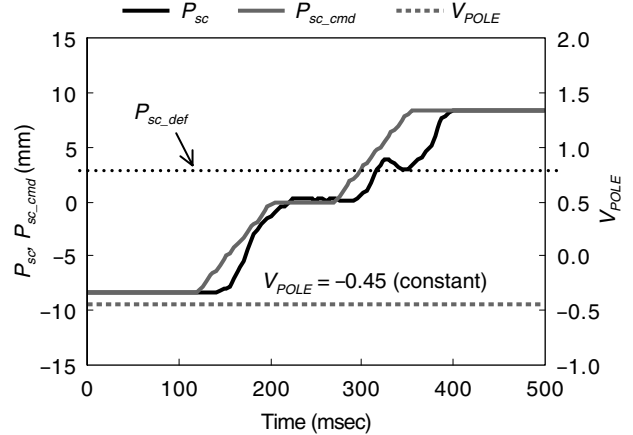


Fig. 10 Test results for constant  $V_{POLE}$

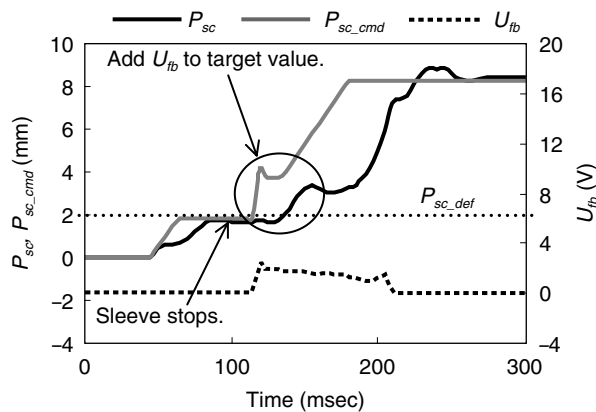


Fig. 9 Alteration of target value by voltage feedback

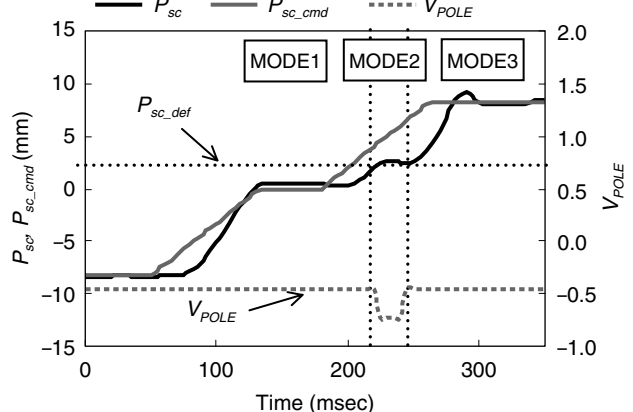


Fig. 11 Test results for variable  $V_{POLE}$

$V_{POLE}$  切換条件として、前述したモード判別条件を与える。スリーブ位置  $P_{sc}$  がシンクロナイザリング待機位置  $P_{sc\_def}$  まで移動し、スリーブ位置変化量  $DP_{sc}$  が MODE2 移行条件を満たすと、 $V_{POLE}$  が  $-0.45$  から  $-0.75$  に変化してコンプライアンスが高められる。この結果、Fig. 10 のようなスリーブの跳ね返しが発生していない。

## 5.2. 目標値算出部の効果

シンクロナイザリングへの押付け力不足によるスリーブの停止を防ぐために、目標値算出部を設けた。結果を Fig. 12 に示す。スリーブがシンクロナイザリング待機位置  $P_{sc\_def}$  を超え、MODE2 から MODE3 に移行してもスリーブが停止していた場合、電圧フィードバックにより制御入力  $V_{in}(k)$  が増大する。その結果、安定化された押付け力により、スリーブがゆるやかに次段のギヤに押し込まれている。また、およそ 350(msec) の短時間でシフト動作が行われている。

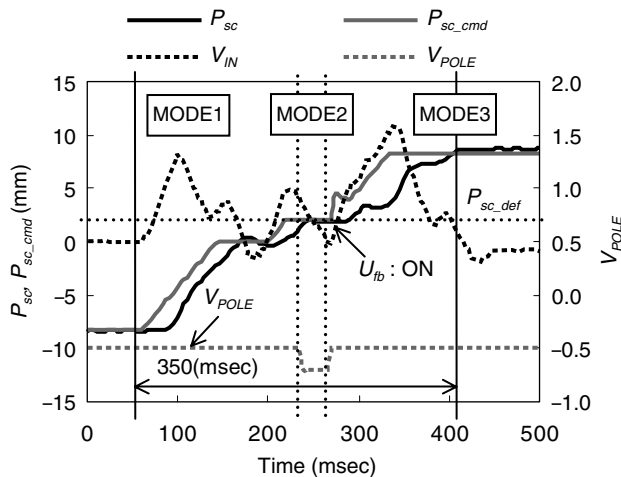


Fig. 12 Test results of for alteration of target value

## 6. まとめ

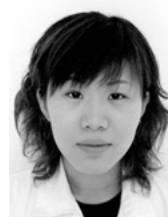
SMC の切換関数の傾き  $V_{POLE}$  を変更することで外乱抑制力を低下させ緩衝制御に用いた。これにより、制御対象である AMT に対し、以下のことが実現できた。

- (1) スリーブとシンクロナイザリングの間にコンプライアンスをもたせることにより、機械的な緩衝機構を用いることなく短時間(350msec)でのシフト動作が可能となった。
- (2) 電圧フィードバックにより、スリーブが停止した際に入力電圧を増加することで、変速時のスリーブの押付け力を安定化した。これにより、シフト動作中のスリーブの跳ね返しや停止およびシンクロナイザリングの破損を防ぐことができた。

## 参考文献

- (1) 野波健蔵, 田宏奇: スライディングモード制御, コロナ社, 1994, 263p
- (2) Yasui, Y., Akazaki, S., Ueno, M., Iwaki, Y.: Secondary O2 Feedback Using Prediction and Identification Sliding Mode Control, SAE paper 2000-01-0936(2000)
- (3) Ueno, M., Akazaki, S., Yasui, Y., Iwaki, Y.: A Quick Warm-up System during Engine Start-up Period Using Adaptive Control of Intake Air and Ignition Timing, SAE paper 2000-01-0551(2000)
- (4) Hashimoto, E., Ishiguro, T., Yasui, Y., Akazaki, S.: High Reliability Electronic Throttle System, SAE paper 2003-01-0708(2003)
- (5) 桜井一郎: 自動変速機の理論と実際, 鉄道日本社, 1980, 341p.
- (6) 石原智男: 動力伝達装置, 山海堂, 1980, 399p
- (7) 足立修一: ユーザのためのシステム同定理論, コロナ社, 1993, 222p

## ■ 著 者 ■



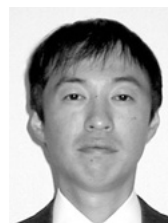
下城孝名子



安井裕司



島袋栄二郎



岩城喜久

# 電磁機構を用いた自在バルブタイミングシステムの研究

Study on Variable Valve Timing System Using Electromagnetic Mechanism

杉 本 千 早\*  
Chihaya SUGIMOTO

梅 本 篤\*  
Atsushi UMEMOTO

清 水 康 夫\*  
Yasuo SHIMIZU

## 要 旨

近年燃費向上技術としてポンピングロス低減できるノンスロットル化が注目されている。本研究はノンスロットル化を実現した電磁式自在バルブタイミング機構(以下電磁バルブ)搭載エンジンの燃費、全開性能、音振動性能に関するものである。

実機搭載を考慮した低電圧駆動方法による高効率な機構と安定かつ低着座速度を実現した定電圧バルブ開閉制御を開発し、その結果、従来のカム機構動弁系に対し、10.15モード燃費シミュレーションで7%の向上、バルブタイミングの最適化と掃気効果により低中回転域で約20%のトルク向上を達成した。また小型内蔵油圧タペットと2回過励磁定電圧制御、樹脂エンジンカバーの組合せによりアイドル時従来の動弁系と同等の騒音性能を得ることができた。

## ABSTRACT

The elimination of the throttle has recently attracted attention as a means of improving fuel economy through the reduction of pumping loss. The research described in this paper concerned fuel economy, noise and vibration performance and wide-open throttle performance in an engine equipped with an electromagnetic variable valve timing mechanism to enable the throttle to be eliminated.

A high-efficiency mechanism equipped with a low voltage drive method from considerations of practical use and constant voltage opening and closing control that has realized short and stable valve contact speed were developed. In comparison with a conventional cam-driven valvetrain, this new valve mechanism has achieved a simulation-based improvement of 7% in fuel economy in the 10.15 mode and a roughly 20% increase in torque at low to mid engine speeds through optimization of valve timing and scavenging effectiveness. In addition, the combination of compact type-integrated hydraulic tappet, dual over-excitation constant voltage control and resin engine cover, has enabled the engine to record the same noise level when idling as an engine with a conventional valvetrain.

## 1. まえがき

4サイクルエンジンの燃費向上技術として、ノンスロットル化によるポンピングロス低減の試みが多くおこなわれている。その手法として吸気弁開閉時期の変動による吸入空気量調整方式<sup>(1)-(6)</sup>やカムと吸気弁の間に介在する油圧をバルブリフト中に開放し、吸気弁閉弁時期を変更する油圧駆動弁方式<sup>(7)</sup>や中間レバーと偏心カムシャフトを用い、中間レバーの基部とローラフォロア間の作動カーブの接触部を変えることでバルブリフト量を変化させ、量産化したメカニカル方式等が挙げられる。しかし環境適合性や機構の複雑さからの部品点数増大の問題があった。そこでシンプルでバルブタイミング自由度が高い電磁バルブの機構と制御、エンジン性能について研究をおこなった。

## 2. 電磁バルブの基本原理と動作モード

Fig. 1 に示すように電磁バルブ作動の基本は、スプリングと運動系の自由振動でありフリクションと構造減衰分を

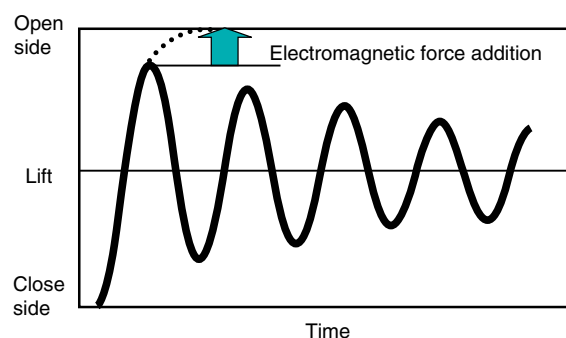


Fig. 1 Basic principle of electromagnetic valve

\* 栃木研究所

電磁石で吸引し保持する原理である。従来のカムプロフィールと比較して Fig. 2 に示すように、バルブ挙動は電磁石への通電タイミングで制御し、回転数によらずリフト時間は一定である。そのためクランクアングルに対するプロフィールは、低中回転域では矩形波であり体積効率を向上させることができる。また、バルブタイミングは開閉共に完全自在化が可能で、吸排気脈動の利用やポンピングロス低減をねらいとしている。

動作モードを Fig. 3 に示す。バルブとアーマチュアは初期状態(図中央)では、上下のスプリング力のつりあいにより、バルブリフトの中間位置に静止している。運転指示が作動状態になると、上下コイルにある周期を持って交互に通電しアーマチュアを振動吸引させ全閉にする(図左)。その後は連続動作し(図右)、運転指示が停止状態になると全バルブは一斉に動作を終了し中立位置(図中央)に戻る。

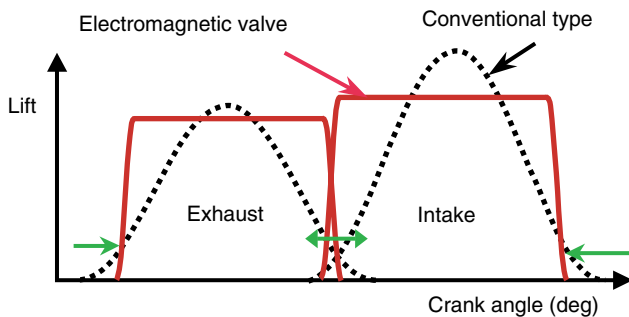


Fig. 2 Comparison of electromagnetic valve profile and conventional valvetrain profile

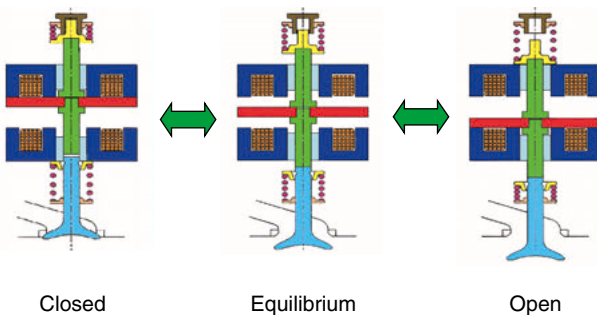


Fig. 3 Motion of electromagnetic valve

### 3. 構造とシステムの概要

研究に使用した電磁バルブの主要構造と諸元を Fig. 4 と Table 1 に、システムを Fig. 5 に示す。

構造は四角いアーマチュアディスクにシャフトが固定されその上下にスプリングを持ち、上部のシャフトの先端にはリフトセンサ、下部のシャフトとバルブの間にはバルブ緩衝機構用の小型油圧タペットを内蔵している。各部の摩耗や熱膨張を考慮し、全閉側では先にバルブが着座しその後アーマチュアが吸引される分離機構を持っている。これは従来のカム機構動弁系というタペットクリアランスに相

Table 1 Valvetrain specifications

|                             |       |
|-----------------------------|-------|
| Valve diameter (IN/EX) (mm) | 30/24 |
| Valve lift (IN/EX) (mm)     | 7/6   |
| IN maximum spring force (N) | 480   |
| EX maximum spring force (N) | 550   |

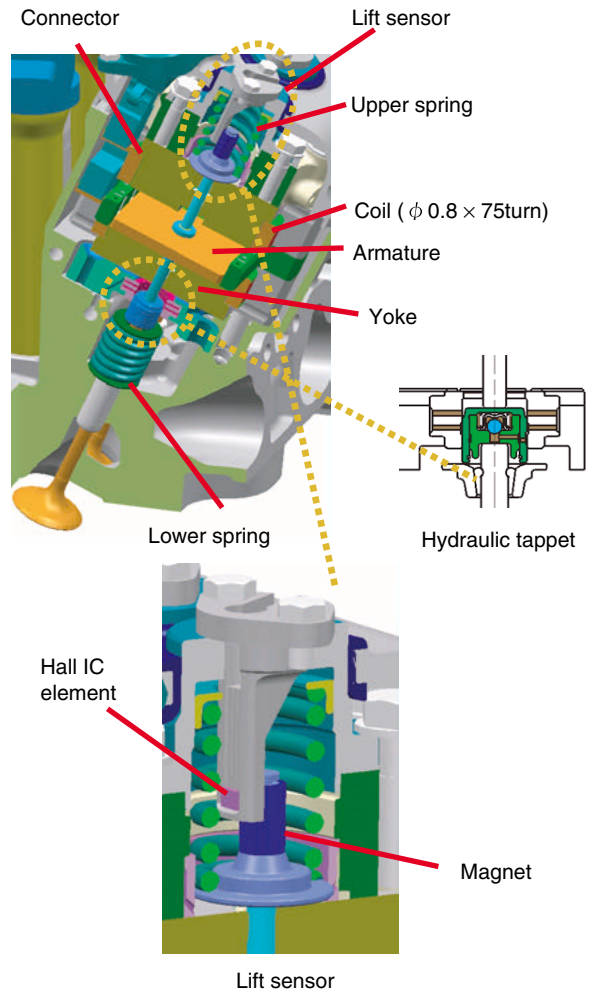


Fig. 4 Structure and hydraulic tappet and lift sensor

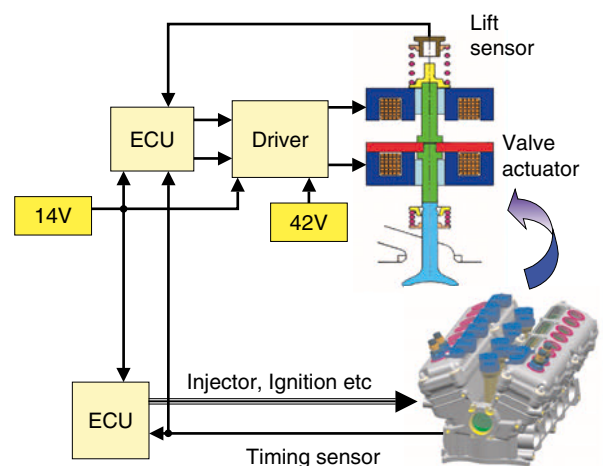


Fig. 5 Electromagnetic valve management system

当する。また筒内圧の影響を抑えるため、インテーク側よりエキゾースト側のスプリング荷重を上げている。ヨークは渦電流損失低減とコスト削減をねらいとした珪素鋼板の積層構造で、その中に樹脂ボビン付きコイルが巻かれている。電磁バルブのシステムはタイミングセンサのみを共有し、ECU、Driver は専用のものであり既存の ECU に追加している。また各バルブは実機搭載を考慮し 42V の低電圧で駆動され、リフトセンサの信号により個別に制御させている。

#### 4. シミュレーションによる高効率化の検討

バルブタイミングの完全自在化により吸入空気量をコントロールし、ノンスロットル化を実現させ燃費向上をはかるにあたり、消費電力性能は燃費に大きく影響を及ぼす。一般的に消費電力を低減する手法として磁路面積増大による吸引力向上、漏れ磁束の低減、材料特性の向上、積層化による渦電流損失低減、コイル冷却等が挙げられる。

今回用いた珪素鋼の B(磁束密度)–H(磁界)特性を Fig. 6 に示す。高磁界領域では磁束密度が飽和しているのがわかる。これをもとに静磁場シミュレーションにて吸引力を、電気・機械連成シミュレーションにおいては電圧を印加し電流が流れ、磁束が発生しアーマチュアが吸引されるという実挙動メカニズムと吸引時の急激な磁束変化により発生する渦電流損失を解析し、いくつかのパターンを計算することで低消費電力な積層構造と駆動方法を見出した。

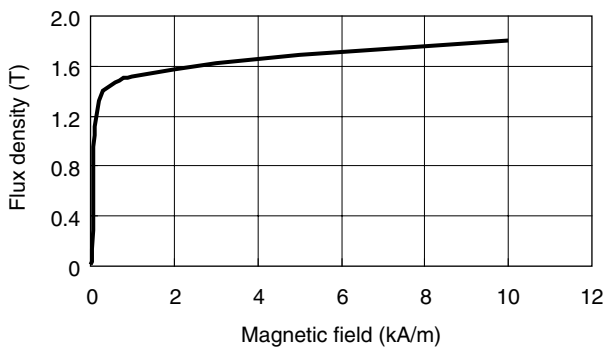


Fig. 6 Magnetic flux and magnetic field characteristics

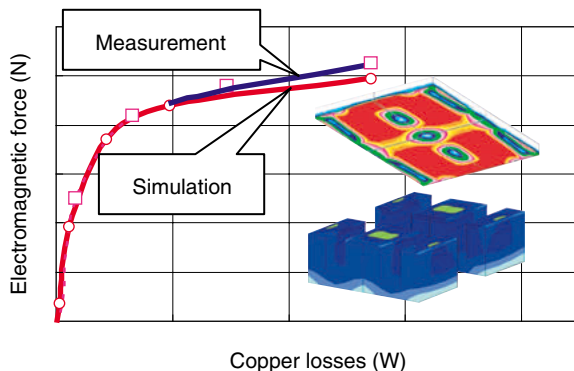


Fig. 7 Static magnetic field simulation

微小距離時の吸引力シミュレーションと実測の比較を Fig. 7 に示す。飽和領域で差はあるが良い精度を得ている。

電気・機械連成シミュレーションの変圧器モデルと結果を Fig. 8 に示す。式(1), (3), (4)は左側, 式(2)は右側回路を表し, 自己, 相互インダクタンスともに時間の関数となる。これは B-H 特性が非線形であり透磁率が変化すること, アーマチュアの変位にともなって磁気抵抗が変化することによる。したがって電流  $I_1$  に伴う誘導起電力の発生に対し,  $L_1$  と  $\frac{dI_1}{dt}$  の積だけでなく  $I_1$  と  $\frac{dL_1}{dt}$  の積も寄与する。リフト中は電流が立ち上がっても吸引力は直ぐに立ち上がらず, 微小距離になると急激な特性を示す。また, 渦電流損失においては急激な磁束の変化時に発生し, アーマチュアが保持されている時は発生しないことがわかる。

$$V_1 = R_1 I_1 + L_1 \frac{dI_1}{dt} + \frac{dL_1}{dt} I_1 + M \frac{dI_2}{dt} + \frac{dM}{dt} I_2 \quad (1)$$

$$0 = R_2 I_2 + L_2 \frac{dI_2}{dt} + \frac{dL_2}{dt} I_2 + M \frac{dI_1}{dt} + \frac{dM}{dt} I_1 \quad (2)$$

$$L_1 = \frac{N_1^2 A}{\frac{1}{\mu} + \frac{2x}{\mu_0}} \quad (3)$$

$$\frac{dL_1}{dt} = -\frac{N_1^2 A}{\left\{ \frac{1}{\mu} - \frac{2x}{\mu_0} \right\}^2} \left\{ \frac{1}{\mu_0} \times \frac{d\mu}{dB} \times \frac{dB}{dt} + \frac{2}{\mu_0} \times \frac{dx}{dt} \right\} \quad (4)$$

上式の  $M$  は相互インダクタンス,  $\mu$  は磁性体の透磁率,  $\mu_0$  は空気中の透磁率,  $l$  は有効磁路長さ,  $A$  は有効磁路断面積,  $N$  はコイル巻き数,  $x$  はアーマチュアリフトを表す。

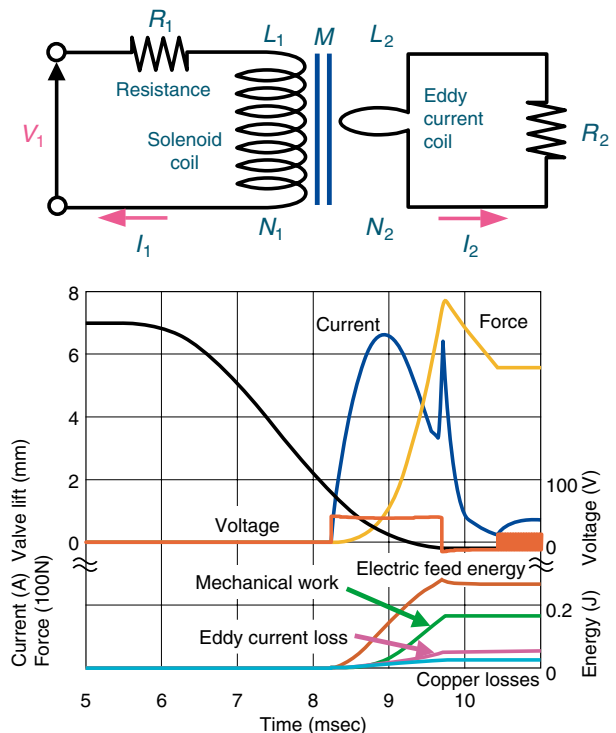


Fig. 8 Electric/mechanical compound simulation

## 5. 消費電力性能

このようなシミュレーション結果をもとに高効率な積層構造の電磁バルブを搭載した4気筒エンジンを作成し、実機エンジンにてコイル端子間の消費電力を測定した結果を Fig. 9 に示す。1500rpmIN・EX 片バルブ休止駆動で約150W 16バルブ駆動でスリッパタイプ動弁系と同等の約300Wの性能を達成した。

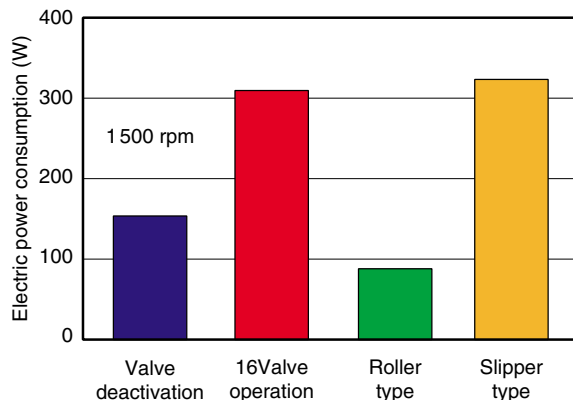


Fig. 9 Comparison of electric power consumption

## 6. 制御システム

制御の基本原則を Fig. 10 に示す。バルブリフト中は定電圧制御、保持時は定電流制御をおこなっている。一般的に知られている定電流制御はバルブリフト中フリクション等の外乱を受けると自由振動の到達距離が小さくなり、アクチュエータのインダクタンスの変化が鈍く電流が流れやすくなるが、電流一定のため電圧が縮小し吸引力を減少しようとする方向に働く。それに対し本制御は電圧一定のため、電流が成長し吸引力を増大する方向に働くことにより安定した挙動を得ることができる。定電圧制御の手法は各バルブの実変位をリフトセンサで検出し目標値と比較して通電

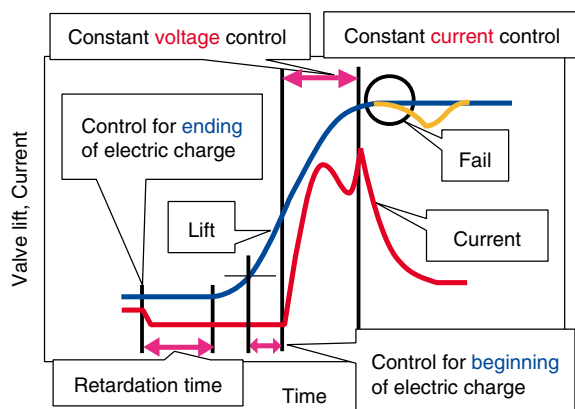


Fig. 10 Control principle

タイミングを制御する方法である。通電開始制御とは、バルブの安定動作と着座速度低減の両立をねらいとし通電開始タイミングで着座速度が決定させることからバルブの移動時間を計測して、目標値と比較し次サイクルの通電開始タイミングを求める方法である。

通電終了制御とは、通電終了タイミングでバルブタイミングが決定させることから残留磁束の影響による遅延時間のバラツキを補正し、通電終了から1 mm リフトまでの時間を計測して次サイクルの遅延時間を補正する方法である。さらに着座判定検知システムを持ちフェイルが発生しバルブが中立位置状態に至った時、エンジン性能への影響が大きいことからフェイル発生タイミングにより閉弁側または開弁側へ吸引する。

## 7. 騒音振動性能

従来の動弁系機構は、バルブ着座時の衝撃音と耐久性を考慮し緩衝曲線が存在する。しかし電磁バルブは緩衝曲線がなく微小距離になるほど急激な吸引力特性になることからバルブ、アーマチュア着座時の衝撃音が課題である。

機械騒音に対する動弁系騒音寄与率は、アイドル時が最も高いため、簡易無響室においてヘッド単体アイドル時の上方近接音評価をおこなった結果を Fig. 11 に示す。電磁バルブは従来のカム機構動弁系に対し音圧レベルで(以下 SPL: Sound pressure level)約 19dB の悪化であった。

これに対し Fig. 12 と Fig. 13 に示すように定電圧過励磁制御を2回過励磁制御にすることにより着座近傍の急激な吸引力特性を抑制しアーマチュアの着座速度を0.45から0.1m/secまで低減させ、その結果ヨークへの衝撃加速度も1/4以下に低減した。さらに Fig. 14 と Fig. 15 に示す小型内蔵油圧タペットとの組合せにより15dBの低減効果と樹脂のエンジンカバーとアイドル回転数低下により従来のカム機構動弁系と同等の騒音性能を得ることができた。

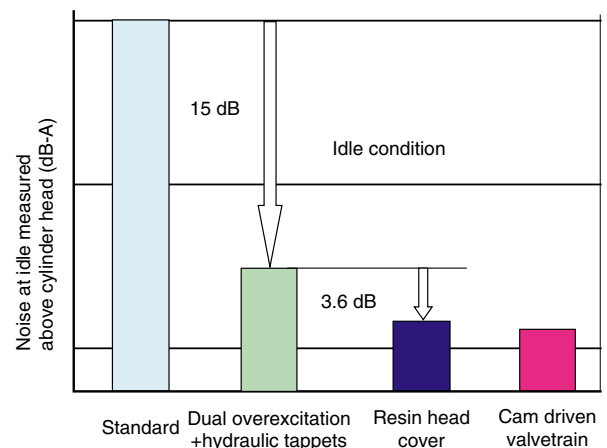


Fig. 11 Controlling methods, structural difference and effects

## 8. 実機性能

実機性能試験に用いたエンジン諸元を Table 2 に、実機燃費性能結果を Fig. 16 に示す。自在バルブタイミング化により nonslotted 運転が可能となり、インテークバルブクローズタイミングの遅閉じ化により、従来のカム機構動弁系に対し消費電力込みで 10% の BSFC 向上効果を確認した。その時の PV 線図を Fig. 17 に示す。遅閉じ効果によりポンピングロスが低減していることがわかる。(軸出力 2.9kW at 1500rpm, 片バルブ休止運転)

さらに 10.15モード燃費シミュレーション解析をおこなった結果、7% の燃費向上効果が得られた。

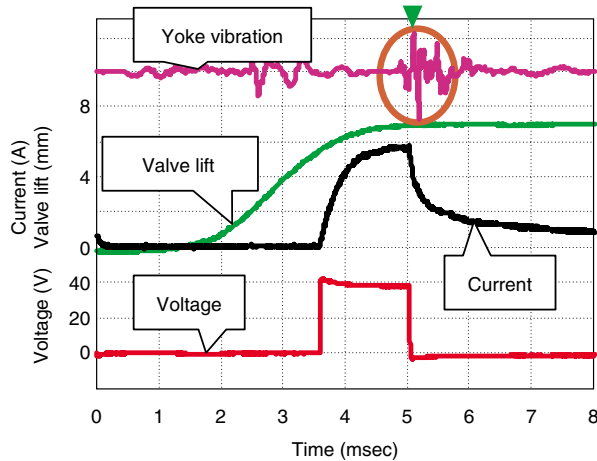


Fig. 12 Overexcitation control under constant voltage condition

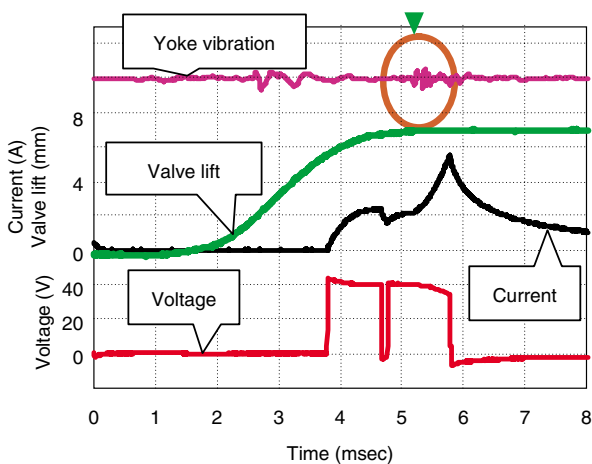


Fig. 13 Dual overexcitation control under constant voltage condition

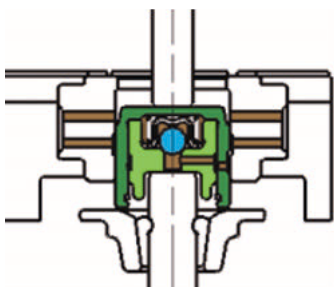


Fig. 14 Hydraulic tappet

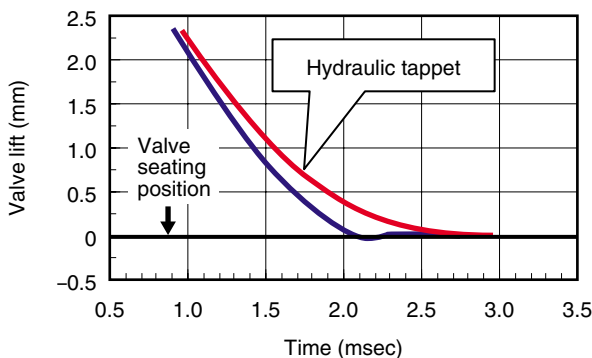


Fig. 15 Hydraulic tappet effect

Table 2 Test engine specifications

|                                 |                             |
|---------------------------------|-----------------------------|
| Bore × stroke (mm)              | 75 × 90                     |
| Displacement (cm <sup>3</sup> ) | 1 590                       |
| Bore spacing (mm)               | 84                          |
| Valve lift (IN/EX) (mm)         | 7/6                         |
| Valve train type                | Electromagnetic valve train |

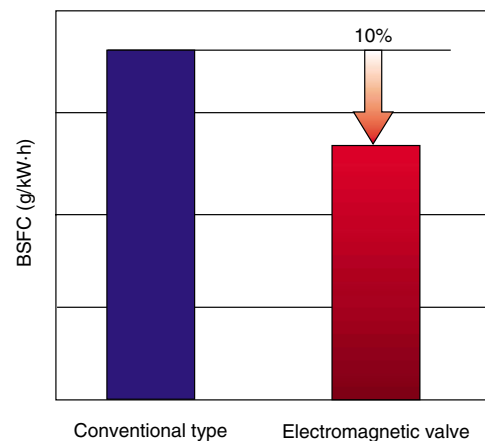


Fig. 16 Comparison of fuel consumption values

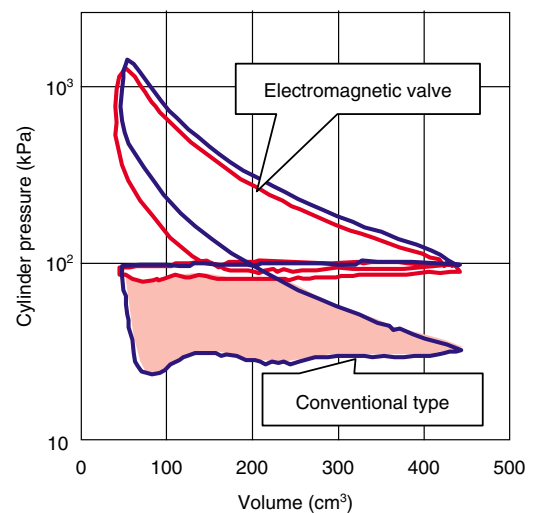


Fig. 17 Pumping loss reduction

実機全開性能結果を Fig. 18 に示す。インテークバルブのクローズタイミングを下死点にすることで実行行程容積を増加させ、さらに吸排脈動を利用した掃気による体積効率向上により低中回転域で約 20%のトルク向上を達成した。

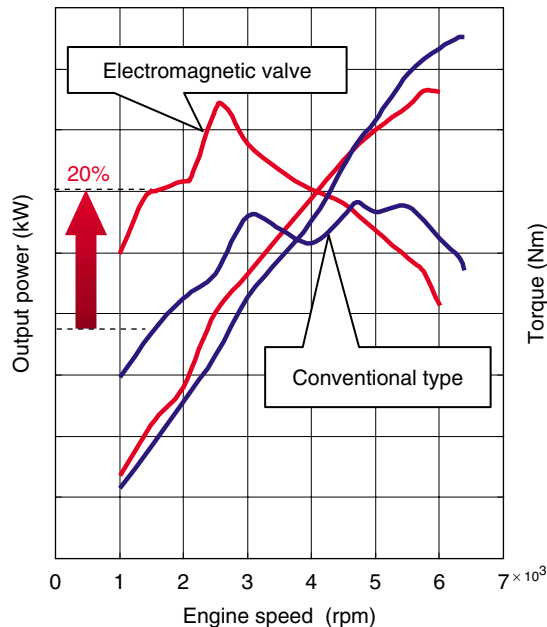


Fig. 18 Wide-open throttle performance

## 参考文献

- (1) Tuttle, J.: Controlling Engine Load by Means of Late Intake Valve Closing, SAE Paper 800794
- (2) Tuttle, J.: Controlling Engine Load by Means of Early Intake Valve Closing, SAE Paper 820408
- (3) Gray, C.: A Review of variable engine valve timing, SAE Paper 880386
- (4) Nuccio, P.: Variable Valve Timing as a Means to Control Engine Load, FISITA 82071
- (5) Lenz, H.: Initial test result of an electro-hydraulic variable-valve actuation system of a firing test, SAE Paper 890678
- (6) Suzuki, J.: Study of improving Fuel Economy by Early Intake Valve Closing Concept, Transaction of the SAE of JAPAN, No.24(1982)
- (7) Urata, Y.: A Study of Vehicle Equipped with Non-Throttling S.I. Engine with Early Intake Valve Closing Mechanism, SAE Paper 930820

## 9. まとめ

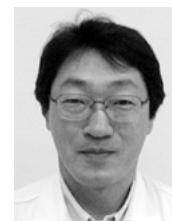
実用性のある低電圧(42V)駆動方式を用いて高効率な電磁バルブ機構を開発し、以下の結果が得られた。

- (1) 電磁バルブを用いてノンスロットル化することにより、従来の動弁系に対し BSFC で 10% (軸出力 2.9kW at 1500rpm) 10.15モード燃費シミュレーションで 7% の向上効果を確認した。
- (2) 最適なバルブタイミングと掃気効果を利用し、低中回転域で約 20%のトルク向上を得た。
- (3) 通電開始と終了制御の組合せにより安定したバルブ挙動と低着座速度を達成した。
- (4) 小型内蔵油圧タペットと2回過励磁定電圧制御、樹脂エンジンカバーの採用により、アイドル時カム機構動弁系と同等の騒音性能を達成した。
- (5) 静磁場と変圧器モデルの電気機械連成シミュレーションを組合せることにより、実動時の渦電流損失や銅損、機械仕事、投入エネルギーなどのメカニズムを解析した。

## ■ 著 者 ■



杉本 千早



梅本 篤



清水 康夫

# 小型二輪車用 4 ストロークエンジンの クランクケース強制換気システムの開発

Development of Positive Crankcase Ventilation System of Four-stroke Engine  
for Small Motorcycles

森 山 隆 二\*  
Ryuji MORIYAMA

村 岡 勇 樹\*  
Yuki MURAOKA

藤 原 一 夫\*  
Kazuo FUJIHARA

## 要 旨

一般に、二輪車用エンジンでは、クランクケース内に発生するブローバイガスエミッションを低減するために、エアクリーナを含む吸入系の経路にブローバイガスを導いている。このシステムの場合、走行条件によってはブローバイガス中に含まれる水分及びガソリン成分がエンジンオイル内に混入するため、オイル交換のインターバルが短くなる。それらの混入を低減するために、クランクケース内を強制的に換気するシステムを開発した。このシステムはクランクケース内の圧力変動により新気をクランクケース内に吸入させて、クランクケース内を強制的に換気する構造になっている。このクランクケース強制換気システム(Positive Crankcase Ventilation system: PCV system)により、従来のシステムに対してエンジンオイルに含まれる水分濃度を 73%、ガソリン濃度を 42% 低減することができた。

## ABSTRACT

In motorcycle engines, blow-by gas is generally introduced into intake system including air cleaner to decrease blow-by emission inside crankcase. There was concern in the previous system that some running conditions might shorten an interval of oil change. Those phenomena were caused by mixing of water or gasoline in the blow-by gas into engine oil. In order to control the phenomena, a new positive ventilation system of the crankcase was developed. In the new system, fresh air was introduced into the crankcase by pressure fluctuation in the crankcase. The fresh air ventilates the crankcase. Comparing to the previous system, the developed Positive Crankcase Ventilation system has decreased the density of the water and the gasoline contained in the engine oil: water by 73% and gasoline by 42%.

## 1. はじめに

1999年まで日本で販売されていた排気量 50cm<sup>3</sup> スクータのほとんどは 2 ストロークエンジンを搭載していた。Honda は 1999年に低エミッション、燃費向上のために日本で初めて水冷 4 ストロークの排気量 50cm<sup>3</sup> のエンジンを搭載したスクータを発売した。このスクータは日常の交通手段として使用されている。その走行条件によっては、ブローバイガス中に含まれる水分及びガソリン成分がエンジンオイル内に混入するためオイル交換インターバルが短くなる<sup>(1)</sup>。

我々は、これらの混入を低減してオイル交換のインターバルを長くするため、小型モータサイクル単気筒エンジン用のクランクケース強制換気システム(Positive Crankcase Ventilation system: PCV system)を開発した。このシステムは従来の PCV システムと異なりワンウェイバルブとソレノイドバルブを持つ。このシステムは 2004 年 2 月に日本で発

売された Smart Dio Z4 に採用された。そのスクータの外観を Fig. 1 に示す。



Fig. 1 External view of Smart Dio Z4

\*朝霞研究所

## 2. エンジン仕様

200年2月に発売したスクータに搭載された4ストローク水冷エンジンの仕様を Table 1 に示す。ラジエータはクランクケースの右側に配置され、クランクシャフトに取り付けられたファンで冷却される。ウォーターポンプはマグネットカップリングを介してカムシャフトから駆動される。オイルセパレータはシリンダヘッドに配置した。燃料供給システムには、このカテゴリ初の燃料噴射(Fuel Injection: FI)システムを採用した。

Table 1 Specifications of test engine

|                                 |                      |
|---------------------------------|----------------------|
| Engine type                     | 4-stroke, 1 cylinder |
| Valve train                     | OHC 4-valve          |
| Displacement (cm <sup>3</sup> ) | 49.9                 |
| Bore × Stroke (mm)              | 38.0 × 44.0          |
| Compression ratio               | 12                   |
| Cooling system                  | Liquid cooled        |
| Lubricating system              | Wet sump             |
| Fuel supply system              | Fuel injection       |
| Power train                     | Belt converter       |

## 3. エンジンオイルへの水分及びガソリン成分の混入メカニズム

エンジン温度が低いとき、燃焼生成物である水と未燃ガソリンがシリンダ壁面に液体として付着する。これらがシリンダ、ピストンリング、ピストンのすき間を通してクランクケースに侵入するとともに、ブローバイガスに含まれる未燃ガソリンと水分がクランクケース内で冷却されるために凝縮する。このようにしてクランクケース内に生じた液状のガソリン、水がエンジンオイルに溶けこむ。その模式図<sup>(2)</sup>を Fig. 2 に示す。

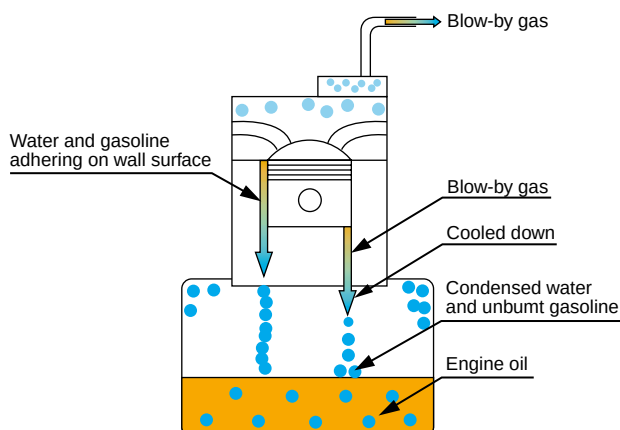


Fig. 2 Generating mechanism of blending into oil

## 4. PCVシステム

### 4.1. システム概略

PCV システムはクランクケースに新気を導入するシステムである。導入された新気によってブローバイガス中の水、ガソリンは希釈されるため、その露点さが下がるので凝縮しにくい。かつ、新気は液化したガソリン、水を気化させる作用もある。したがって、このシステムはクランクケース内の水、ガソリンをエンジンの吸入系に排出することができる。四輪車に採用されている当社のPCV システムの概要<sup>(3)</sup>を Fig. 3 に示す。インレットマニホールドの負圧がこの新気の流れを作る。スロットル低開度時のアイドル性能安定化のためPCV バルブを装備して流量を制御している。スロットル高開度時のブローバイガスが多く、かつインレットパイプの負圧が小さくなるため、ブローバイガスは新気ラインからも逆流する。したがって、新気ラインの取り付け部及びPCV バルブ取り付け部にオイルセパレータが必要である。ただし、小型二輪車に、従来のシステムを採用することはできない。

以下にその理由を示す。

- (1) アイドル時の吸入空気量は非常に少ないため、PCV バルブでこの空気量を制御してアイドル性能を成り立たせることは困難である。
- (2) 二輪車の多くは1気筒1スロットルボデーのためインレットパイプ負圧が四輪車に比べ小さいので十分な新気が流れない。
- (3) このシステムはクランクケースとシリンダヘッドの両方に気液分離システムを設けなければならず、小型二輪車用のコンパクトなエンジンでは配置が困難である。したがって、我々はブローバイガスをインレットパイプに還元しない方法を考えた。

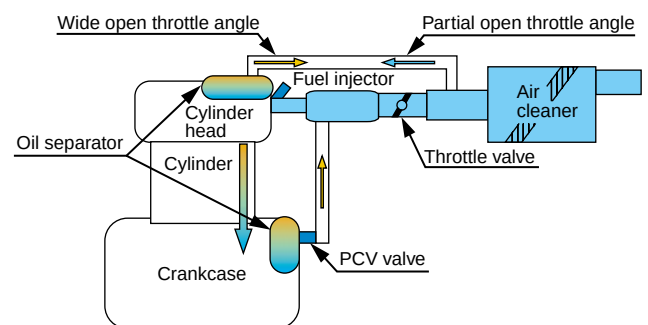


Fig. 3 PCV system for automobiles

### 4.2. ワンウェイバルブ2個のPCVシステム(仕様1)

通常、二輪車ではブローバイガスによる大気汚染防止のため、そのブローバイガスはエアクリーナに還元される。スクータの場合はレイアウト上の制約からシリンダヘッドに

オイルセパレータを配置しその出口からエアクリーナのクリーンサイドに還元している(Fig. 4)。そのシステムに追加してリードバルブ式ワンウェイバルブを2個用いることによってクランクケース内の圧力変動を利用した往復型ポンプを形成する(Fig. 5)。従来のブローバイガスをエアクリーナに導くチューブにリードバルブ式ワンウェイバルブを取りつける。このワンウェイバルブの向きはシリンダからエアクリーナに流れる方向である。もう一つのワンウェイバルブを新たにエアクリーナからクランクケースに配管したチューブに取りつける。このワンウェイバルブの向きはエアクリーナからクランクケースに流れる方向である。このシステムを取りつけることによって Fig. 6 の流量特性を得た。低速度では全還元ガス流量が多く、特に車速 5 km/h では新気流量はブローバイガス流量の約 6 倍となっている。

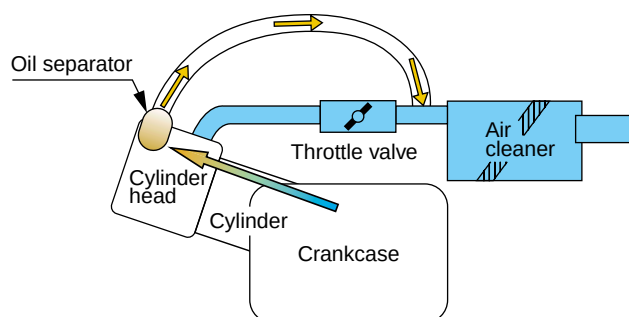


Fig. 4 Conventional blow-by return system

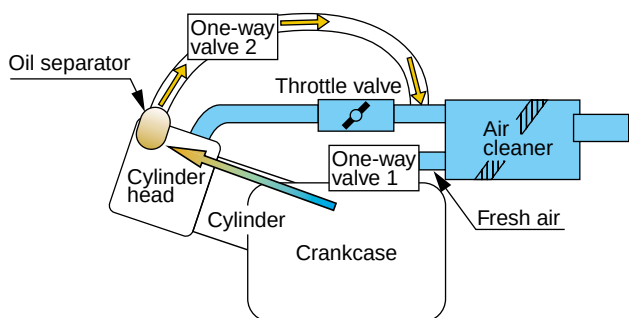


Fig. 5 Spec. 1: PCV system with two one-way valves

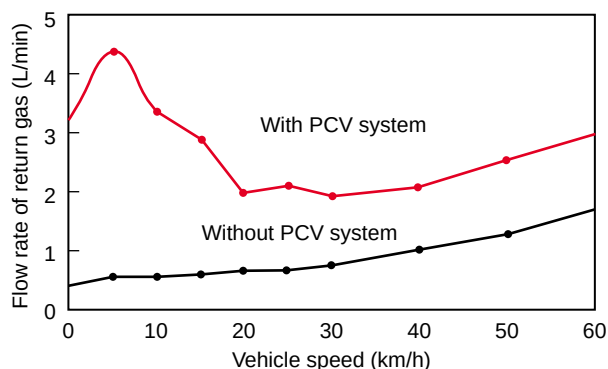


Fig. 6 Return gas characteristics in Spec. 1

- ・新気(Fresh Air) :  
PCV システムによりエアクリーナからクランクケースに吸入される空気のこと
- ・全還元ガス(Return Gas) :  
クランクケースからエアクリーナに還元されるガスのこと
- ・全還元ガス量(Flow Rate of Return Gas) :  
新気流量 + エンジンブローバイガス流量

### 4.3. ワンウェイバルブ1個のPCVシステム(仕様2)

仕様1には、エアクリーナに向うワンウェイバルブがオイルの劣化、及び水の凍結により閉塞したときクランクケース内の圧力が異常に上昇する懸案がある。そこで、Fig. 5に示すエアクリーナに流れるほうのワンウェイバルブ1を外した。そのワンウェイバルブ1を外すことにより流量が低下する懸案があったが、配管及びワンウェイバルブの特性を見直すことによってほぼ同等の流量を確保することができた(Fig. 7)。Fig. 8 に各部の圧力を示す。

ピストンが下死点から上死点に移動するときクランクケース内の圧力はエアクリーナ内の圧力に対して低くなる(Fig. 8のA)。その圧差によってワンウェイバルブが開いて新気をクランクケースに導く。同時にシリンダヘッドのオイルセパレータ内の圧力もエアクリーナ内圧力に対して低くなるためエアクリーナからオイルセパレータへの流れが発生する(Fig. 8のB)。その後ピストンが上死点から下死

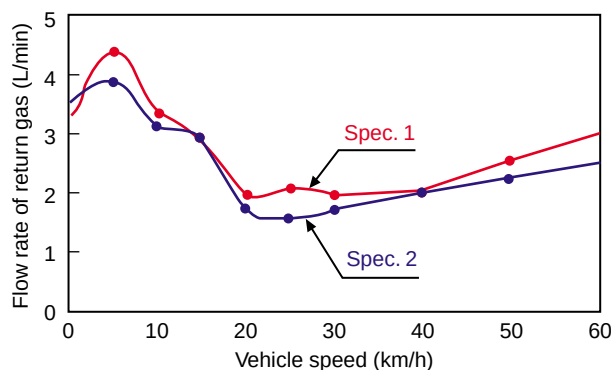


Fig. 7 Flow rate of return gas in Spec. 2

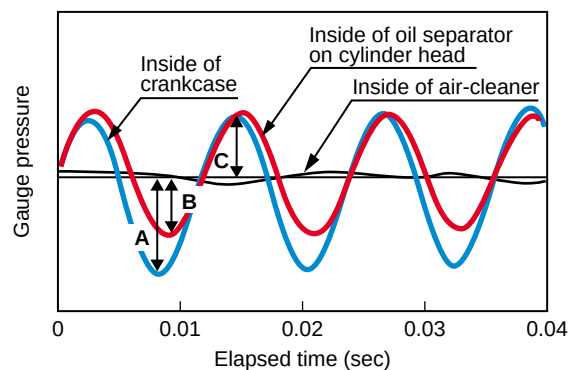


Fig. 8 Pressure fluctuation at 20km/h of vehicle speed

点に移動するときクランクケース内圧はエアクリーナ内圧に対して高くなる(Fig. 8 のC)。その圧力差によってワンウェイバルブが閉まりブローバイガスと新気が混ざり合った全還元ガスがオイルセパレータを通してコネクティングチューブに送り出される。このようにクランクケース内の圧力変動でワンウェイバルブを作動させることによってクランクケース内に新気を導入する。

#### 4.4. ワンウェイバルブ1個とソレノイドバルブ仕様(仕様3)

エンジン高回転領域は全還元ガス中のオイル分離性能向上のために、またアイドル近傍の低回転低負荷領域はアイドル性能向上のため新気を制御する必要がある。そのために仕様3としてソレノイドバルブを仕様2に追加した。このソレノイドバルブはECUによってマップ制御される。制御の基本はエンジンがアイドリング時に PCV システムを OFF、走り出したら ON にする(Fig. 9)。高回転側はオイル分離性能向上のために PCV システムは OFF とした。

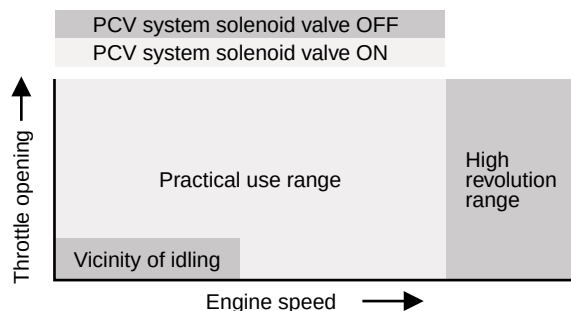


Fig. 9 Solenoid valve control map

### 5. Smart Dio Z4 のPCVシステム仕様

Smart Dio Z4 に採用した仕様3に基づく PCV システムをFig. 10に示す。PCVシステムのリードバルブ式ワンウェイバルブはクランクケースの上部に、またソレノイドバルブはリードバルブとエアクリーナの間に配置されている。オイル分離性能、及びエンジンオイルの水分含有率とガソリン含有率の低減効果を基に全還元ガス流量を Fig. 11 に示す流量特性に決めた。新気は、最大でブローバイガスの6.5倍ほど流れる。流量特性はリードバルブの板厚、リードバルブのリフト量などによって制御した。このようにエンジンからエアクリーナに導かれる全還元ガス流量はPCVシステムによって大幅に増加するためにオイルセパレータの気液分離機能を向上させる必要があった。そのためシリンダヘッドカバー上部に設けたラビリンス構造にて対応した。また、新気ライン側のリードバルブ取り付け部には新気がエアクリーナから流れてくるためオイルセパレータは必要ないことを確認した。

Fig. 11に示す流量特性によるクルーズ走行での排ガス中

のCO濃度を測定した結果、還元ガス中に含まれるHCの影響でPCVシステム有り仕様の排ガス中のCO濃度はPCVシステム無し仕様に対して若干増える(Fig. 12)。そして、ECE-40モードによるマスエミッションにおいてもCO値が6%ほど多くなる。ただし、この増加分を考慮してセッティングをおこなうことにより増加分をなくすことは可能である。

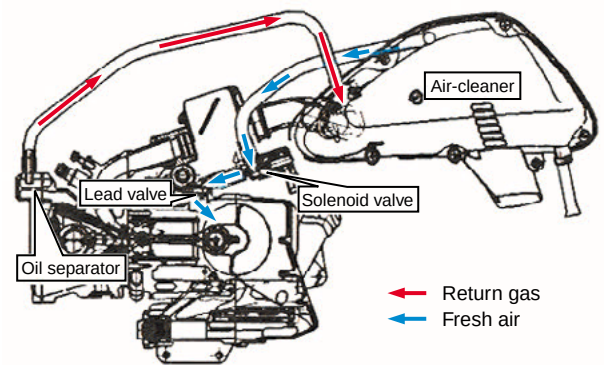


Fig. 10 PCV system for Smart Dio Z4

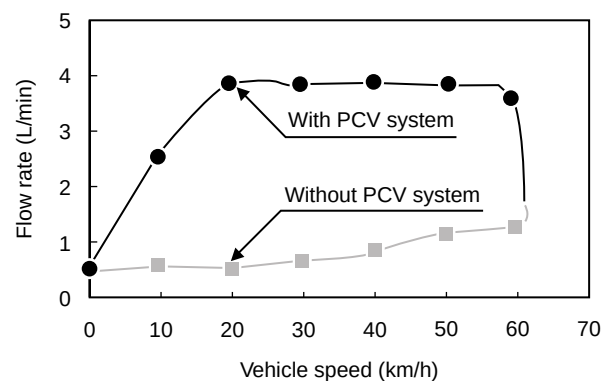


Fig. 11 Flow rate of return gas of Smart Dio Z4

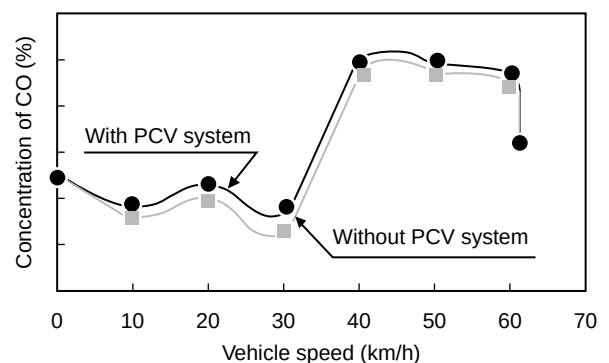


Fig. 12 Concentration of CO in exhaust gas

#### 5.1. 実走テストによる水分含有率とガソリン含有率の低減効果確認

##### 5.1.1. 試験条件

テストモードは低速短距離走行である。1回の走行距離は2kmでそれを40サイクルおこなった。

### 5.1.2. 気象条件

気温は0-7℃，相対湿度は43-88%の環境である (Fig. 13).

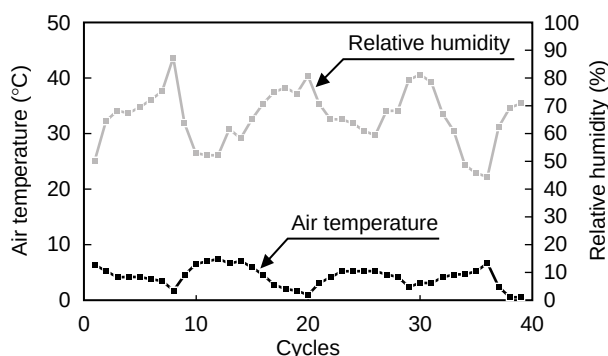


Fig. 13 Climatic conditions for running test

### 5.2. テスト結果

PCV システム装着車と未装着車を同時に走らせ PCV システムの効果を評価した。その結果，PCV システム未装着車に対してガソリン濃度は42%，水分濃度は73%低減した (Fig. 14)。

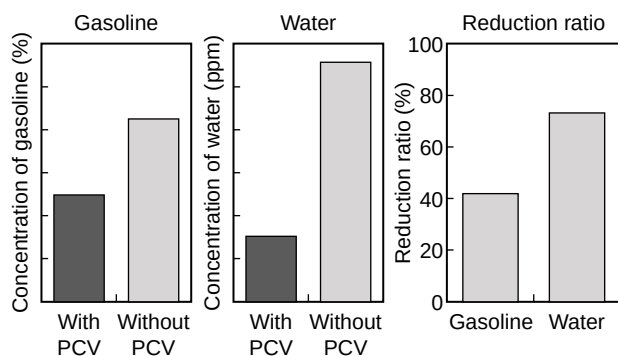


Fig. 14 Test results of running test

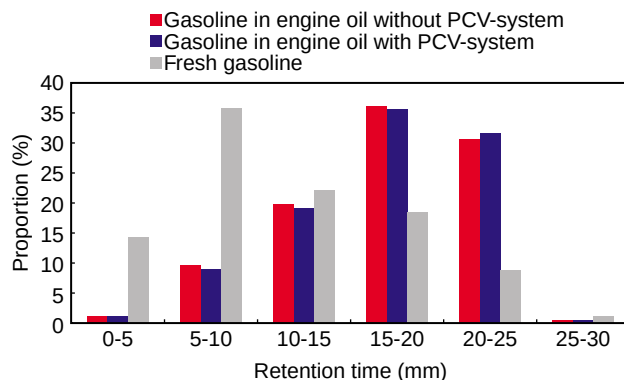


Fig. 16 Proportion of gasoline component after running test

この実走テスト 40 サイクル後のエンジンオイルに含まれるガソリンの成分分析をガスクロマトグラフィー (Gas Chromatography) を用いておこなった。その結果を Fig. 15 に示す。Retention time (RT) が小さい低沸点成分から RT が大きい高沸点成分まで PCV 有りのオイル中のガソリン成分が PCV 無しに対して減少している。それが PCV システムの効果であり，そのガソリン成分の割合を比較したものを Fig. 16 に示す。PCV 有無にかかわらずその構成比はほぼ同じである。また，新ガソリンに対してエンジンオイル中のガソリンは低沸点成分が少なく高沸点成分が多い。低沸点成分は燃焼室内で気化，燃焼しやすく，かつクランクケース内に侵入してもブローバイガスとしてエアクリーナに還元される割合が多いためと推定される。

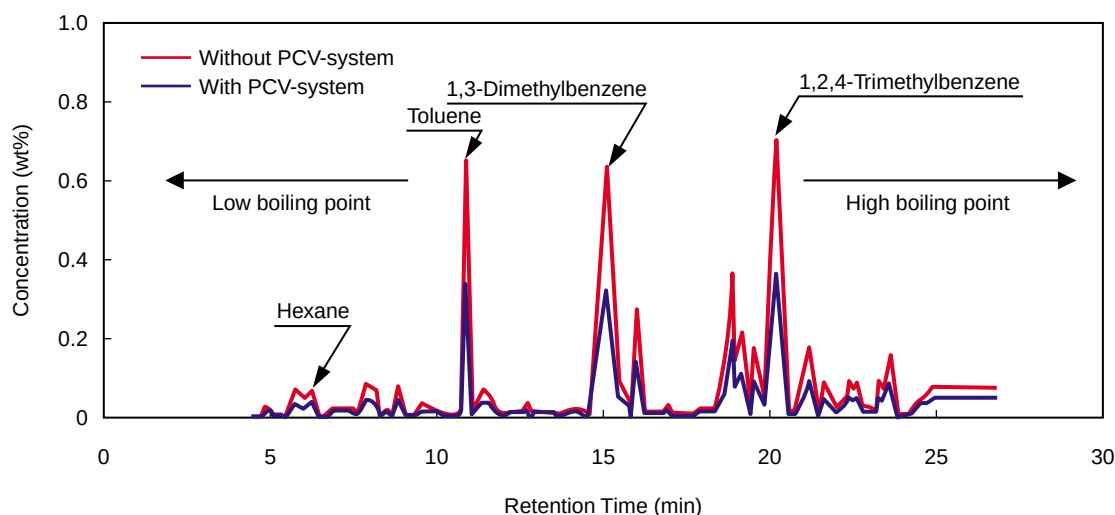


Fig. 15 Gasoline components in engine oil of running test

## 6. まとめ

- (1) 低温時の短距離走行の繰り返しによってエンジンオイルに水、ガソリンが蓄積される。そのガソリン成分は新ガソリンと比較して低沸点成分が少なく高沸点成分が多い。
- (2) 4ストローク小型水冷 50cm<sup>3</sup> エンジンに本 PCV システムを採用することによりエンジンオイル中の水分濃度の低減率 73%，ガソリン濃度の低減率 42%が得られた。

## 謝 辞

本研究開発を進めるにあたりご協力くださった出光興産(株)の方々に深く感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1) 石川学：自動車用機関のブローバイ処理システム，ENGINE TECHNOLOGY, Vol.3, No.6, p.86-91(2001)
- (2) 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の解析，日本機械学会論文集(B編)，55巻，519号(1989)
- (3) Schwartz, S. E., Smolenski, D.J.: Development of an Automatic Engine Oil-ChangeIndicator System, SAE Paper 870403(1987)

## ■ 著 者 ■



森山隆二



村岡勇樹



藤原一夫

# ILSAC GF-4対応0W-20ガソリンエンジンオイルの開発

Development of ILSAC GF-4 0W-20 Gasoline Engine Oil

佐藤 孝之\*  
Takayuki SATO

川内 昌司\*  
Syouji KAWAUCHI

## 要 旨

2004年7月31日から運用が開始される ILSAC エンジンオイル規格 GF-4に対応した 0W-20エンジンオイルを開発した。

GF-4規格ではオイル消費による排気デバイスの被毒抑制のためにオイル中へのリン・イオウの添加量上限値が規制されている。新開発のエンジンオイルは、懸案となる耐摩耗性能を向上するためにオイル添加剤処方の見直しをおこなっている。また、より高い省燃費性能要求に対応するために、動粘度と HTHS 粘度のエンジンモータリングフリクションへの寄与度を検証し、粘度指数向上剤の分子量を最適化した。

規格試験をおこない、本オイルが GF-4 に対応していることを検証した。

## ABSTRACT

This paper describes the development of an 0W-20 engine oil meeting the ILSAC GF-4 engine oil standard which will go into effect from July 31<sup>st</sup>, 2004.

The GF-4 engine oil standard stipulates upper limits for phosphorus and sulfur content in oil to prevent poisoning the exhaust system components, but the new standard has generated concerns about the acceleration of wear of engine parts. Each additive in the newly developed has been selected to improve anti-wear performance. In addition, the contribution of kinematic viscosity and HTHS viscosity to engine motoring friction has been verified, and the molecular weight of the viscosity index improver has been optimized to achieve the higher fuel economy requirement in GF-4.

The newly developed engine oil was evaluated in GF-4 standard tests and was confirmed to meet GF-4 performance.

## 1. まえがき

近年、自動車への環境負荷低減要求は高まっており、エンジンオイルについても例外ではない。一般的な環境対応ハード技術は採用された新型車種のみにも効果をもたらすが、エンジンオイルの場合、環境対応ハード技術が反映されていない既販車においても効果を期待できるために、環境負荷低減の効果は大きい。Honda は燃費性能向上による環境負荷軽減にいち早く着目し、省燃費エンジンオイルの技術開発と市場導入を進めてきている<sup>(1), (2)</sup>。

1994年から米国自動車メーカー(GM, Ford, Daimler-Chrysler)と日本自動車工業会(Japan Automobile Manufacturers Association: JAMA)は市場におけるオイル品質の維持・省燃費性能向上を目的として International Lubricant Standardization and Approval Committee

(ILSAC) 規格を発足し、Fig. 1に示すように米国のエミッション・燃費規制に同期するよう規格改定をおこなってきた。アメリカ環境保護局(Environment Protection Agency: EPA)は ILSAC 規格が改定されるごとにエンジンオイル使用に関するガイドラインを発行しており、2004年7月31日から導入される新規格 GF-4 は 2005年モデルから使用を許可している<sup>(3)</sup>。なお、新規格GF-4は現行規格GF-3 に対してエンジンオイル中のリン(Phosphorus)とイオウ(Sulfur)の元素量規制強化による排気デバイスの被毒防止性能(Catalyst compatibility)、酸化安定性能(High temperature oxidation stability)および省燃費性能(Fuel efficiency)を特に向上させていることが最大の変更点である<sup>(4)</sup>。Honda では EPA ガイドラインに則ってエンジンオイルを使用していることから、新規格に準拠したエンジンオイルを開発した。

\* 栃木研究所

| Model Year               |                        | 94                               | 95               | 96                                               | 97                | 98                                       | 99               | 00             | 01                                       | 02                | 03                   | 04 | 05                                             | 06   | 07   |
|--------------------------|------------------------|----------------------------------|------------------|--------------------------------------------------|-------------------|------------------------------------------|------------------|----------------|------------------------------------------|-------------------|----------------------|----|------------------------------------------------|------|------|
| US regulation            | Federal Emission       | Maskie Act                       |                  |                                                  |                   | Tier1                                    |                  | LEV            |                                          |                   | Tier2                |    |                                                |      |      |
|                          |                        |                                  |                  |                                                  |                   | 100k mile                                |                  |                | 120k mile                                |                   |                      |    |                                                |      |      |
|                          | California             |                                  |                  |                                                  | LEV1              |                                          |                  |                |                                          |                   | LEV2                 |    |                                                |      |      |
|                          |                        |                                  |                  |                                                  | 100k mile         |                                          |                  |                |                                          |                   | 120k mile            |    |                                                |      |      |
|                          | CAFE                   | LDV                              | 27.5mpg          |                                                  |                   |                                          |                  |                |                                          |                   |                      |    |                                                |      |      |
| LDT                      |                        | 20.7mpg                          |                  |                                                  |                   |                                          |                  |                |                                          |                   |                      |    |                                                | 21.0 | 21.6 |
| Engine oil standard      | ILSAC                  |                                  | GF-1             |                                                  | GF-2              |                                          | GF-3             |                | GF-4                                     |                   |                      |    |                                                |      |      |
|                          | API                    |                                  | SH               |                                                  | SJ                |                                          | SL               |                | SM                                       |                   |                      |    |                                                |      |      |
|                          | Catalyst compatibility | Phosphorus                       | 0.12%max         |                                                  | 0.10%max          |                                          |                  |                |                                          |                   | 0.06%min<br>0.08%max |    |                                                |      |      |
|                          |                        | Sulfur                           | Not required     |                                                  |                   |                                          |                  |                |                                          |                   |                      |    | 0.5%max <sup>*1</sup><br>0.7%max <sup>*2</sup> |      |      |
|                          | High temp. oxidation   | Test                             | Sequence III-E   |                                                  |                   |                                          |                  | Sequence III-F |                                          |                   | Sequence III-G       |    |                                                |      |      |
|                          |                        | W.P.D <sup>3</sup><br>Min. limit | Not required     |                                                  |                   |                                          |                  | 4.0P           |                                          |                   | 3.5P                 |    |                                                |      |      |
|                          |                        | Viscosity increase               | 375%max at 64hrs |                                                  | 64hrs max to 375% |                                          | 275%max at 80hrs |                |                                          | 150%max at 120hrs |                      |    |                                                |      |      |
|                          | Fuel efficiency        | Test                             | Sequence VI      |                                                  | Sequence VI-A     |                                          | Sequence VI-B    |                |                                          |                   |                      |    |                                                |      |      |
| Min. limit <sup>*4</sup> |                        | 2.7%                             |                  | 1.4% <sup>*5</sup><br>Not required <sup>*6</sup> |                   | 2.0% <sup>*5</sup><br>1.7% <sup>*6</sup> |                  |                | 2.3% <sup>*5</sup><br>2.0% <sup>*6</sup> |                   |                      |    |                                                |      |      |

<sup>\*1</sup>; 0W-20, 5W-20, 0W-30, 5W-30

<sup>\*2</sup>; 10W-30

<sup>\*3</sup>; Weighted Piston Deposit (Merit rating)

<sup>\*4</sup>; 0W-20, 5W-20

<sup>\*5</sup>; after 16hrs aging

<sup>\*6</sup>; after 96hrs aging

Fig. 1 US emissions/FE regulations and engine oil standards

## 2. 開発のねらい

新規格 GF-4 対応エンジンオイル開発に際して以下の2点を主要なねらいとした。

### (1) 油中元素量の規格適合

リン量 (0.06%以上, 0.08%以下)

イオウ量 (0.5%以下)

### (2) 省燃費性能の向上

リンおよびイオウはエンジンオイルに使用される添加剤に含まれる元素であり、規格による上下限値規制は添加剤の処方(タイプ、量)を制限する。エンジンオイル中のリンおよびイオウ量について GF-3、GF-4規格規制値と GF-3 市場平均値の位置付けを Fig. 2 に示す。

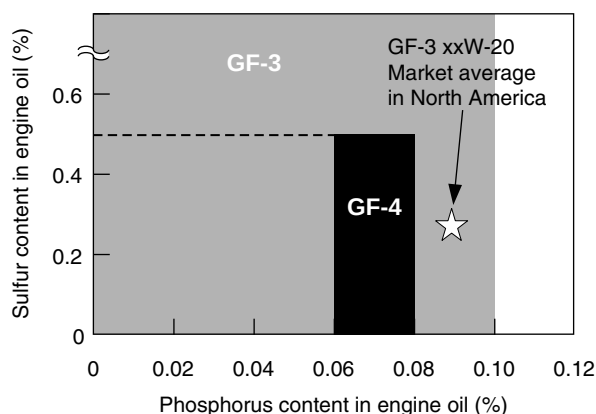


Fig. 2 Standard limits and xxW-20 market average for phosphorus and sulfur content in engine oil

各規制値に対し現行の処方ではイオウ量よりリン量の対応が優先度は高いことがわかる。本開発ではリン量の適正化、ついでイオウ量について検討し、省燃費性能の向上を図ることとした。

## 3. エンジンオイル仕様の検討

エンジンオイルへの基本的な要求性能は、減摩・冷却・密封・防錆・清浄・動力伝達を満たすよう基油(Base Oil: B/O)、添加剤(Detergent Inhibitors: DI)と粘度指数向上剤(Viscosity Index Improvers: VII)を選定し配合されており、これらを個別に検討した。

### 3.1. 基油

American Petroleum Institute(API)では基油の種類を五つのカテゴリー(Table 1)に分けている<sup>(5)</sup>。Gr.I から III は原油から蒸留精製されて得られる鉱油(Mineral oil)、Gr.IV、V は合成油(Synthetic oil)に類別され、さらに鉱油は含まれるイオウ量、飽和分(Saturate)の割合と粘度指数(Viscosity index)で細分されている。Honda では従来から Gr.III を採用しており本開発においても Gr.III を採用することとした。

Table 1 API base oil interchange guidelines

| Base oil category | Sulfur [%]                                   | Saturate [%] | Viscosity index |
|-------------------|----------------------------------------------|--------------|-----------------|
| Gr.I              | 0.03 <                                       | and/or < 90  | 80 to 120       |
| Gr.II             | ≤ 0.03                                       | and 90 ≤     | 80 to 120       |
| Gr.III            | ≤ 0.03                                       | and 90 ≤     | 120 ≤           |
| Gr.IV             | All polyalphaolefins (PAOs)                  |              |                 |
| Gr.V              | All others not included in Gr.I,II,III or IV |              |                 |

### 3.2. 添加剤

エンジンオイルに求められる基本性能を満たすために多様な添加剤が使用されている。各種添加剤の機能、代表物質およびリンとイオウの有無を Table 2 に示す。エンジンオイルでは、リンはイオウに比べると使用される添加剤の種類が限定されており、極圧剤(Extreme pressure agents)と酸化防止剤(Oxidation inhibitors)に存在する。現在は極圧剤のリン系(Phosphorustype)はほとんど使用されておらず、有機金属系のZnDTP (Zinc dithiophosphate)が極圧剤として性能・入手性からほぼすべてのエンジンオイルに使用されている。また、ZnDTPは酸化防止機能も有しており非常に優れた添加剤として知られている。今回の GF-4 規格対応にてリン添加量を低減することは ZnDTP の添加量を減らすことにほかならず、ZnDTPの機能を補完する手法を見出す必要がある。

まず、ZnDTP の主機能である摩耗防止性能について ZnDTP 添加量の影響を確認した。現行 GF-3規格に適合したエンジンオイルの油中リン量が動弁系カムノーズ摩

Table 2 Typical engine oil additives

| Additive                       | Function                  | Typical chemicals                                   | Phos-phorus | Sulfur |
|--------------------------------|---------------------------|-----------------------------------------------------|-------------|--------|
| Extreme pressure agents        | Anti-wear<br>Anti-seizure | Organometallic compound type (Zinc dithiophosphate) | ✓           | ✓      |
|                                |                           | Sulfur type                                         |             |        |
|                                |                           | Phosphorus type                                     | ✓           |        |
|                                |                           | Chlorine type                                       |             |        |
| Oxidation inhibitors           | Chain reaction stop       | Phenol type                                         |             |        |
|                                |                           | Amine type                                          |             |        |
|                                | Peroxide decomposition    | Organometallic compound type (Zinc dithiophosphate) | ✓           | ✓      |
|                                |                           | Sulfur type                                         |             | ✓      |
| Detergent-dispersant additives | Detergency                | Sulfonate type                                      |             | ✓      |
|                                |                           | Salicylate type                                     |             |        |
|                                |                           | Phenate type                                        |             |        |
|                                | Sludge dispersancy        | Amin type                                           |             |        |
|                                |                           | Imide type                                          |             |        |
| Friction modifiers             | Friction reduction        | Organometallic type                                 |             | ✓      |
|                                |                           | Ester type                                          |             |        |
| Viscosity index improvers      | Viscosity adjustment      | Polymethacrylate                                    |             |        |
|                                |                           | Olefin copolymer                                    |             |        |
| Carrier oils                   | Solvent of additives      | Mineral oil                                         |             | ✓      |
| Others                         |                           |                                                     |             |        |

耗量に与える影響について摩擦調整剤(Friction modifiers: FM)であるMoDTC (Molybdenum dithiocarbamate)の有無を比較として実施した試験結果を Fig. 3, 試験条件を Table 3 に示す。

ZnDTPはその分解物と金属面が化学反応によりリン酸塩皮膜を生成することで摩耗・焼付を防止する<sup>(6)</sup>。MoDTCが添加された場合、ZnDTPと自身の分解によりしゅう動面にMoS<sub>2</sub>が生成され効果的な摩擦低減および摩耗・焼付防止性能を発揮するものと考えられている<sup>(7), (8)</sup>。MoDTCとの併用により ZnDTP の低減による摩耗をある程度抑制することはできるものの摩耗量は上昇する傾向が確認された。しかしながら、MoDTC が添加された処方であれば摩耗については MoDTC の更なる有効活用により GF-4のリン量規制範囲内において現行と同等かそれ以上の性能を確保できると予測した。一方、清浄分散剤(Detergent-dispersant

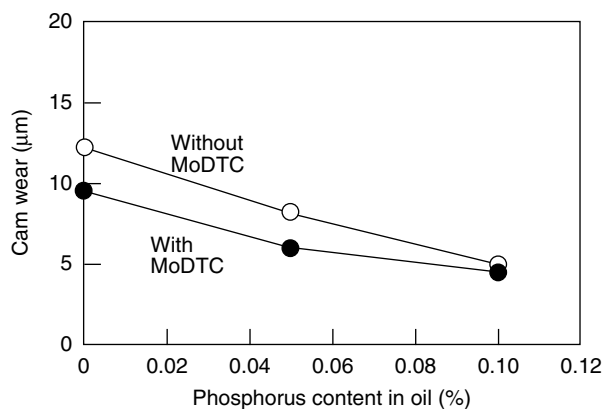


Fig. 3 Cam wear level in Honda valve train wear test

Table 3 Valve train wear test conditions

|                        |                          |
|------------------------|--------------------------|
| Engine                 | L4, 2.2L, MPI            |
| Valve train            | SOHC, 4valve, Slide-type |
| Engine speed [rpm]     | 2000 / 0                 |
| Oil temperature [°C]   | 90 - 95 / 20 - 30        |
| Water temperature [°C] | 80 - 90 / 15 - 25        |
| Test duration [cycle]  | 300                      |

Table 4 SRV test conditions

|                       |                |            |
|-----------------------|----------------|------------|
| Pin                   | Diameter [mm]  | 15         |
|                       | Length [mm]    | 22         |
|                       | Material       | DIN 100Cr6 |
| Disk                  | Diameter [mm]  | 24         |
|                       | Thickness [mm] | 6.9        |
|                       | Material       | DIN 100Cr6 |
| Temperature [°C]      |                | 80         |
| Load [N]              |                | 200        |
| Frequency [Hz]        |                | 50         |
| Sliding distance [mm] |                | 1.0        |
| Test duration [min]   |                | 20         |

additives), 特に無灰系分散剤(Ashless dispersant)は、ZnDTP との間に相互作用があるため MoS<sub>2</sub> の生成にも影響を及ぼす。そこで、本開発では清浄分散剤の最適化をおこなうことでしゅう動面への MoS<sub>2</sub> の生成を増加させ、摩耗防止・摩擦低減を図った。現行 GF-3 仕様のオイル(Current GF-3)とその清浄分散剤を変更した試製オイル(Study oil)にて Schwingung Reibung Verschleiß(SRV)試験をおこなった<sup>(9), (10)</sup>。試験条件を Table 4 に示す。Disk 試験片表面上のモリブデン化合物の結合エネルギーを X 線光電子分光分析(X-rayPhotoelectronSpectrometer:XPS)にて測定し比較した結果を Fig. 4 に示す<sup>(11)</sup>。

MoS<sub>2</sub>の結合エネルギー(229eV)は清浄分散剤を最適化することで GF-3 仕様のオイルより強いことが確認され表面上に生成される MoS<sub>2</sub> 分子は多くなっているものと予測される。

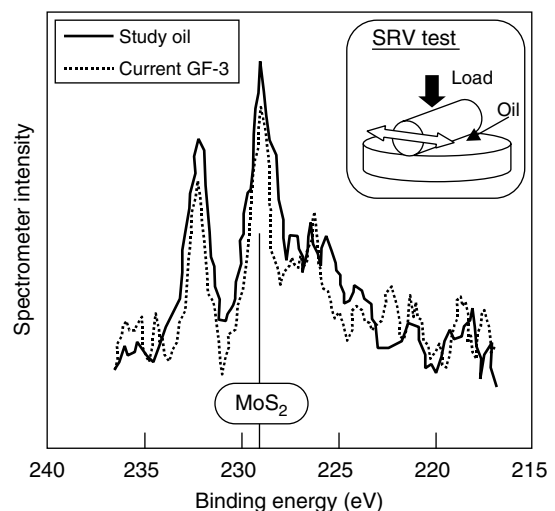


Fig. 4 XPS analysis in SRV test

### 3.3. 粘度指数向上剤

エンジンフリクションはしゅう動部における摩擦抵抗、流路抵抗・攪拌抵抗に大別され、前者は HTHS 粘度(High Temperature High Shear viscosity)、後者は動粘度(Kinematic viscosity)の影響が大きいと考えられる。エンジンオイルによる省燃費性を検討するにあたり、HTHS および動粘度のエンジンフリクションへの寄与度を検証した。なお、エンジンフリクションはモータリング時のものとし、頻度の高い走行状態のエンジン回転数を選定した。対象としたエンジン諸元を Table 5 に示す。

各粘度のエンジンフリクションへの寄与度は Fig. 5 に示すように 80℃以下では動粘度、80℃以上ではHTHS 粘度の影響が大きくなった。このことから効果的なエンジンフ

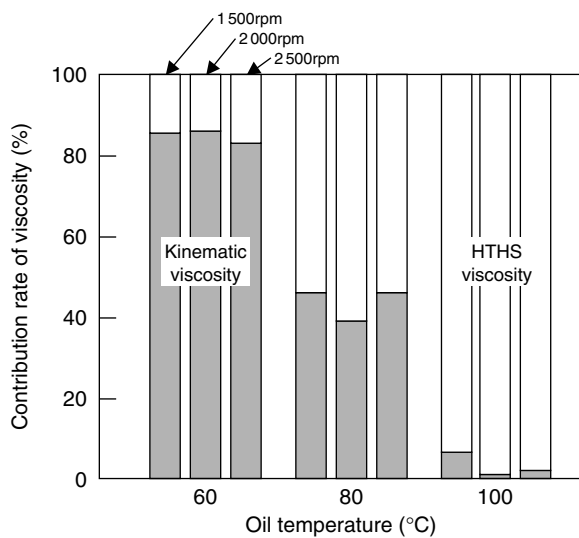


Fig. 5 Contribution of viscosity to engine motoring friction

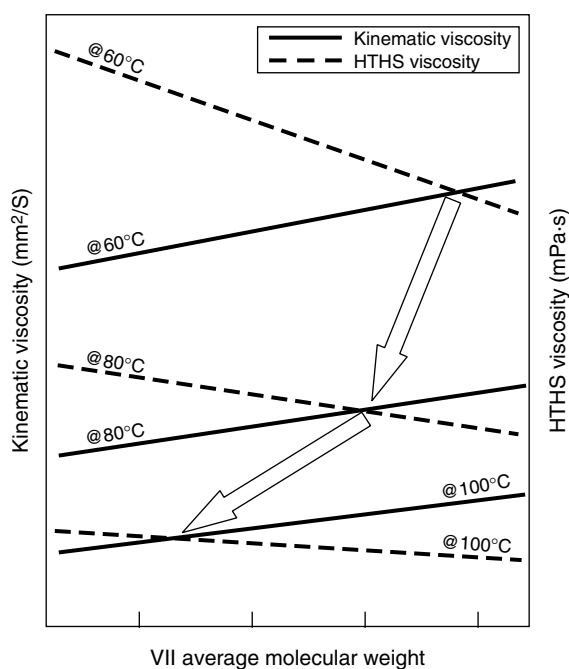


Fig. 6 Viscosity characteristic by VII molecular weight

Table 5 Test engine specifications

|                    |                                                        |
|--------------------|--------------------------------------------------------|
| Engine             | L4, 2.0L, MPI                                          |
| Bore × Stroke [mm] | 86.0 × 86.0                                            |
| Valve train        | DOHC, 4valve<br>Roller-type rocker-arm<br>Chain-driven |
| Compression ratio  | 9.7                                                    |

リクション低減手法としては HTHS 粘度と動粘度の適度なバランスが必要であることがわかる。150℃におけるHTHS 粘度一定(2.6mPa·s)の下で、粘度指数向上剤の分子量を変えた際の 60, 80, 100℃における HTHS 粘度と動粘度を調べた。Fig. 6 に示すように HTHS 粘度と動粘度は相反する関係を持つことから最適な粘度設定が得られる分子量を選定した。

## 4. 性能確認結果

以上の検討結果から試製されたオイル(PrototypeGF-4oil)の性能を確認した。オイル仕様を Table 6 に示す。本論文では、リン量低減による懸案である酸化安定性、摩耗と省燃費性能について確認した結果を述べる。

### 4.1. 酸化安定性

高温に対するオイルの酸化安定度を Indiana Stirring Oxidation Test (ISOT) にて評価した。現行 GF-3 オイル(Current GF-3 oil)を比較油とした試験結果を Fig. 7 に、試

Table 6 Properties of test engine oil

|                                             |          | Current GF-3 oil | Prototype GF-4 oil |
|---------------------------------------------|----------|------------------|--------------------|
| Formulation (DI)                            |          | A                | B                  |
| Base oil                                    |          | Gr.III           | Gr.III             |
| Viscosity grade                             |          | 0W-20            | 0W-20              |
| Kinematic viscosity<br>[mm <sup>2</sup> /s] | 40 [°C]  | 34.8             | 33.4               |
|                                             | 100 [°C] | 7.85             | 8.02               |
| HTHS viscosity [mPa·s]                      | 150 [°C] | 2.6              | 2.6                |
| Phosphorus [%]                              |          | 0.10             | 0.08               |
| Sulfur [%]                                  |          | 0.30             | 0.25               |
| Viscosity index improver                    |          | PMA-A            | PMA-B              |
| Friction modifier                           |          | MoDTC-A          | MoDTC-B            |

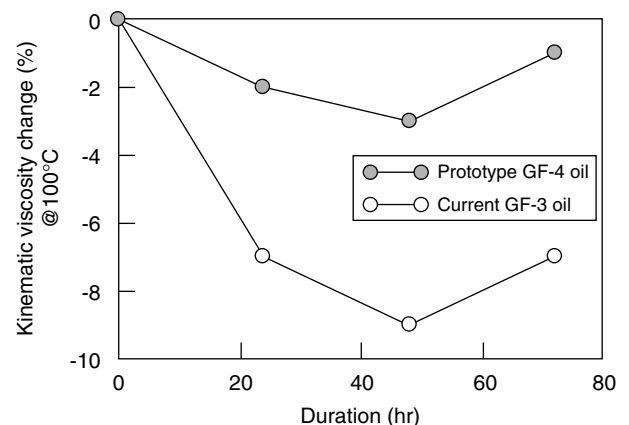


Fig. 7 Kinematic viscosity change in ISOT

Table 7 ISOT test conditions

| Method               | Based on JIS K 2514 |    |    |
|----------------------|---------------------|----|----|
| Oil volume [ml]      | 250                 |    |    |
| Oil temperature [°C] | 175                 |    |    |
| Catalyst             | Copper and Iron     |    |    |
| Test duration [hr]   | 24                  | 48 | 72 |

験条件を Table 7 に示す。Prototype GF-4 オイルは現行 GF-3 オイルと比較して高温酸化による粘度上昇を抑制していることがわかる。

#### 4.2. 耐摩耗性

耐摩耗性については前述した Honda エンジンによる動弁系摩耗試験と GF-4 規格で規定されている Sequence IV-A 動弁系摩耗試験 (ASTM D 6891) により評価した。Honda エンジンによる動弁系摩耗試験結果を Fig. 8 に示す。試験条件は Table 3 と同じである。Sequence IV-A 動弁系摩耗試験結果を Fig. 9 に、試験条件を Table 8 に示す。いずれの試験においても Prototype GF-4 オイルは現行 GF-3 オイルに対し良好な結果を得た。

#### 4.3. 省燃費性能

Honda で代表的なエンジンを搭載した車両による 10.15 モード燃費試験結果を Fig. 10 に、車両諸元を Table 9 に

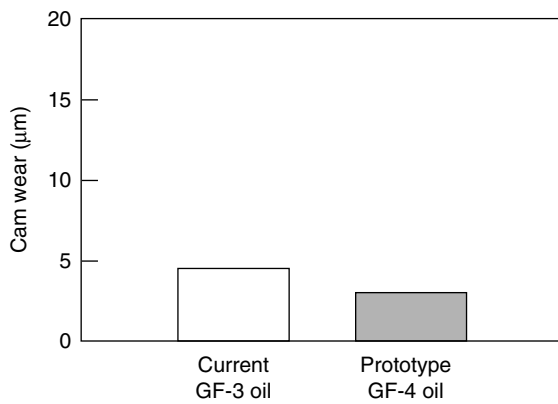


Fig. 8 Comparison of cam wear level in Honda valve train wear test

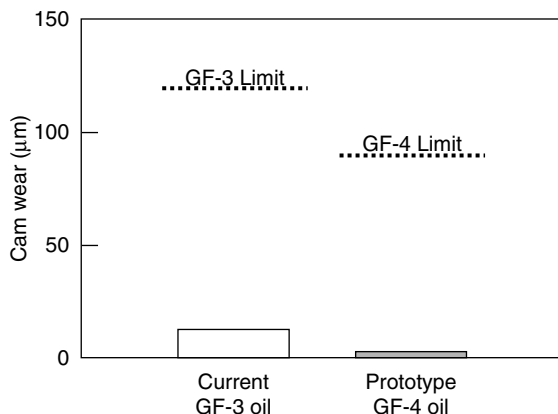


Fig. 9 Comparison of cam wear in Sequence IV-A

Table 8 Sequence IV-A test conditions

| Engine                 | Nissan KA24E, L4, 2.4L |      |
|------------------------|------------------------|------|
| Stage                  | I                      | II   |
| Stage duration [min]   | 50                     | 10   |
| Engine speed [rpm]     | 800                    | 1500 |
| Engine torque [N·m]    | 25                     | 25   |
| Oil temperature [°C]   | 50                     | 60   |
| Water temperature [°C] | 50                     | 55   |
| Test duration [cycle]  | 100                    |      |

Table 9 Japanese 10.15 mode test conditions

| Engine      | L4, 2.0L, MPI             |
|-------------|---------------------------|
| Valve train | DOHC, 4valve, Roller-type |
| Vehicle     | Domestic production model |
| Test mode   | Japanese 10.15            |

Table 10 Sequence VI-B test conditions

| Engine                 | Ford modular, V8, 4.6L |       |
|------------------------|------------------------|-------|
| Aging stage            | I                      | II    |
| Stage duration [hr]    | 16                     | 80    |
| Engine speed [rpm]     | 1500                   | 2250  |
| Engine power [kW]      | 15.39                  | 23.10 |
| Oil temperature [°C]   | 125                    | 135   |
| Water temperature [°C] | 105                    | 105   |

| Test stage             | 1     | 2    | 3    | 4     | 5     |
|------------------------|-------|------|------|-------|-------|
| Engine speed [rpm]     | 1500  | 800  | 800  | 1500  | 1500  |
| Engine power [kW]      | 15.39 | 2.18 | 2.18 | 15.39 | 15.39 |
| Oil temperature [°C]   | 125   | 105  | 70   | 70    | 45    |
| Water temperature [°C] | 105   | 95   | 60   | 60    | 45    |

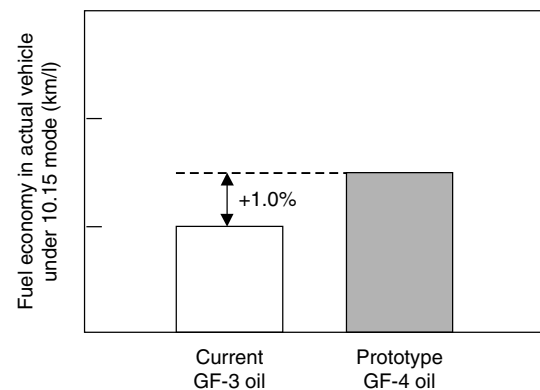


Fig. 10 Fuel economy improvement in Japanese 10.15 mode test

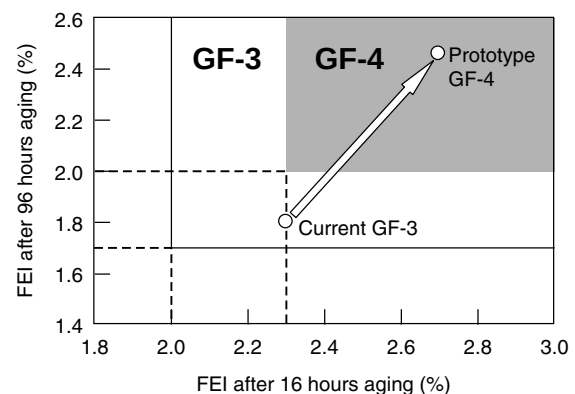


Fig. 11 Fuel economy improvement in Sequence VI-B

示す。また、GF-4規格で規定されている Sequence VI-B燃費試験(ASTM D 6837)による燃費改善率(Fuel Economy Improvement: FEI)を Fig. 11 に、試験条件を Table 10 に示す。いずれの試験においても現行 GF-3 オイルに対し Prototype GF-4オイルの燃費改善効果が認められた。また、GF-4 の 0W-20カテゴリにおける燃費改善率基準を満足することができた。

## 5. まとめ

新規格 GF-4に対応した 0W-20省燃費ガソリンエンジンオイルの開発を通じて以下の知見を得た。

- (1) 極圧剤 ZnDTP の補完として MoDTC と清浄分散剤の選定により摩耗を抑制することができた。
- (2) 動粘度と HTHS 粘度によるエンジンフリクションへの影響は温度によって異なり、フリクション低減を図るには粘度指数向上剤の分子量を最適化することが有効な手法であることがわかった。
- (3) 上記知見をもとに試製したオイルは GF-4 規格を満足するとともに、実車燃費を 1 %向上することができた。

## 参考文献

- (1) Tanaka,H., et al.: The Effect of 0W-20Low Viscosity Engine Oil on Fuel Economy, SAE 1999-01-3468(1999)
- (2) 佐藤孝之：ホンダにおける省燃費エンジンおよび省燃費ガソリンエンジンオイルの開発，出光興産トライボレビュー No.26, p.2-5(2003)
- (3) EnvironmentalProtectionAgency: Vehicle programsand compliance guidance letters, CCD-04-07(LDV/LDT/MDPV/HDV), <http://www.epa.gov/otaq/cert/dearmfr/ccd0407.pdf>
- (4) 矢口彰：ガソリンエンジン油新規格 ILSAC GF-4, ENEOS Technical Review Vol.46, No.1, 第245号, p.26-32(2004)
- (5) American Petroleum Institute: Technical Bulletin 15th Edition of API 1509, APPENDIX E(2002)
- (6) 日本潤滑学会編：表面損傷，改訂版 潤滑ハンドブック，東京，養賢堂，p.81-82(1987)
- (7) Miyashita,A., et al.: Lubricity Mechanism of Organo-Molybdenum-Compound, Proceedings of the InternationalTribology Conference, Nagasaki, p.15-20 (2000)
- (8) 村木正芳 他：ZnDTP 共存下における有機モリブデン化合物のすべり摩擦特性(第 1 報)，トライボロジスト，Vol.38, No.10, p.919-926(1993)
- (9) Hoshino,H., et al.: Fuel Efficiency of SAE 5W-20 friction Modified Gasoline Engine Oil, SAE 982506(1998)
- (10)Sagawa,T., et al.: Development of 0W-20LSAC GF-3 Gasoline Engine Oil, SAE 2002-01-1636(2002)
- (11)遠山護，他：低摩擦ガソリンエンジン油 —低粘度化と摩擦調整剤の効果—，豊田中央研究所 R&D レビュー，Vol.32, No.4, p.35-43(1997)

### ■ 著 者 ■



佐藤 孝之



川内 昌司

# 容積変化型タンク内圧測定装置を用いた ガス発生装置のエネルギー評価手法の研究

Research on Method of Evaluation of Energy in Gas Generators Using Variable Volume Tank  
Pressure Measurement Device

殿岡大英\*  
Daiei TONOOKA

甲斐健\*  
Takeshi KAI

盛田克彦\*  
Yoshihiko MORITA

## 要 旨

## ABSTRACT

容積固定型タンク内圧測定装置は、エアバッグなどに用いられるガス発生装置(以下、インフレーター)の性能評価用装置として現在まで用いられている。しかしながら、この測定装置では容積変化を伴うインフレーター特性を適正に評価することができない。これに対し、本研究にて考案した容積変化型タンク内圧測定装置<sup>(3)</sup>ではタンク内圧力の上昇によって生じる内部の容積変化に伴う物理量を得ることができる。この得られた物理量を試験式に代入することによりインフレーター仕事というインフレーターの性能評価指標を定義できると考え、実際に装置を製作し試験をおこなった。この結果から、本装置によるインフレーターのエネルギー評価が可能であることを確認し、インフレーター仕事という新しい性能評価指標と性能評価手法を確立した。

To date, fixed volume tank pressure measurement devices have been employed in evaluation of the performance of the gas generators (inflators) used in airbags, etc. However, these measurement devices cannot be used to accurately gauge inflator characteristics as the volume changes. This research project therefore built a variable volume tank pressure measurement device<sup>(3)</sup> to enable measurement data to be obtained as internal volume changes with increasing tank pressure. This device was used in tests, and measured values were input into a predictive equation to define an index (inflator work) for the evaluation of inflator performance. The new measurement device has made it possible to evaluate energy in an inflator and has enabled the development of a new performance evaluation index (inflator work) and method.

## 1. まえがき

エアバッグなどに用いられるガス発生装置の性能評価手法の一つとして容積固定型タンク内圧測定法がある。この測定法はインフレーターの製造管理が容易におこなえることから現在まで用いられている。

J.T.Wangは、容積固定型タンク内圧測定装置における測定結果だけではインフレーター特性を適正に評価するのは不十分であると報告<sup>(1)</sup>しており、これに代わるインフレーターの性能評価手法が多数検討されている<sup>(1), (2)</sup>。しかしながら、これらは主に容積固定型タンク内圧測定装置を用いた評価手法であり、理論式や実験式が複雑な上、測定手法も簡便でないことから、インフレーターの性能評価手法としては広く用いられていない。

そこで、タンク内の容積が変化することによって得られる

仕事に着目し、この仕事によってインフレーターの性能評価手法の構築ができると考え、タンク内に摺動可能な平円板ピストンを内蔵した容積変化型タンク内圧測定装置<sup>(3)</sup>を考案した。

本研究は、この装置におけるタンク内圧力の上昇に伴って生じる内部のピストン摺動から得られる差分圧力と差分容積を、エネルギー保存則に基づいた試験式に代入することによってインフレーター仕事というインフレーターの性能評価指標を定義しようとするものである。

この仮定に基づき容積変化型タンク内圧測定装置を製作した。

## 2. 各物理量記号の定義

Fig. 1に容積変化型タンク内圧測定装置の構想図を示す。ここで、各物理量記号を以下の様に定義する。

\* 栃木研究所

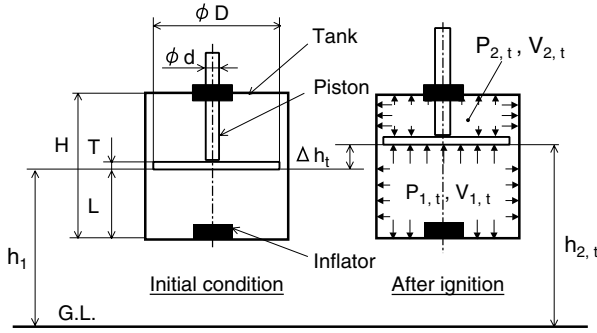


Fig. 1 Conceptual drawing of variable volume tank pressure measurement device

$D$ : 平円板ピストンの平円板の直径 [m]

$d$ : 平円板ピストンの軸直径 [m]

$T$ : 平円板ピストンの平円板の板厚 [m]

$m$ : 平円板ピストンの質量 [kg]

$H$ : タンクの全内高 [m]

$P_{1,t}$ : 平円板ピストンの円板面下面側(以下, 円板面下面側)タンク内圧力 [Pa]

$P_{2,t}$ : 平円板ピストンの円板面上面側(以下, 円板面上面側)タンク内圧力 [Pa]

$P_{1,0}$ : 円板面下面側タンク内大気圧 [Pa]

$P_{2,0}$ : 円板面上面側タンク内大気圧 [Pa]

$\Delta P_{1,t}$ : 円板面下面側タンク内差分圧力 [Pa]

$\Delta P_{2,t}$ : 円板面上面側タンク内差分圧力 [Pa]

$V_{1,t}$ : 円板面下面側タンク内容積 [m<sup>3</sup>]

$V_{2,t}$ : 円板面上面側タンク内容積 [m<sup>3</sup>]

$\Delta V_{1,t}$ : 円板面下面側タンク内差分容積 [m<sup>3</sup>]

$\Delta V_{2,t}$ : 円板面上面側タンク内差分容積 [m<sup>3</sup>]

$h_1$ : 平円板ピストン初期位置におけるグラウンドラインから円板面下面側までの高さ [m]

$h_{2,t}$ : 平円板ピストン摺動後のグラウンドラインから円板面下面側までの高さ [m]

$\Delta h_t$ : 差分高さ [m]

$\Delta t$ : 差分時間 [s]

$L$ : タンク内底面から円板面下面側までの高さ [m]

$\Delta w_t$ : 平円板ピストン局所的仕事 [J]

$W_t$ : 平円板ピストン全体仕事 [J]

$\Delta w_t^*$ : インフレータ局所的仕事 [J]

$W_t^*$ : インフレータ全体仕事 [J]

$\Delta w_{\kappa,t}^*$ : 比熱比  $\kappa$  を適用したインフレータ局所的仕事 [J]

$W_{\kappa,t}^*$ : 比熱比  $\kappa$  を適用したインフレータ全体仕事 [J]

なお, 上記式記号における添え字  $t$  は, 時間的に変化する物理量を示している。

### 3. 容積変化型タンク内圧測定装置試験式

#### 3.1. 平円板ピストン仕事

ここで, 平円板ピストン仕事をインフレータからガスが

発生したとき, タンク内圧力が上昇して平円板ピストンが摺動することで発生する仕事と定義する。平円板ピストンの局所的仕事は Fig. 1 の系において熱の授受を無視したとき, 系が系の外部に対してなした仕事と系内部の増加エネルギーの組み合わせから求められる(エネルギー保存則)。この平円板ピストン局所的仕事を時間積算した値が平円板ピストンの全体仕事である。

$$\Delta w_t = P_{1,t} \cdot \Delta V_{1,t} - P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t} - mg \cdot \Delta h_t + \frac{1}{2} m \cdot \left( \frac{\Delta h_t}{\Delta t} \right)^2 \quad (1)$$

$$\sum_{t=0}^N \Delta w_t = W_t = \sum_{t=0}^N \left\{ P_{1,t} \cdot \Delta V_{1,t} - P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t} - mg \cdot \Delta h_t + \frac{1}{2} m \cdot \left( \frac{\Delta h_t}{\Delta t} \right)^2 \right\} \quad (2)$$

#### 3.2. インフレータ仕事

インフレータ仕事は式(1)を離散化することにより与えられる。

$$\begin{aligned} \Delta w_t = & P_{1,0} \cdot \Delta V_{1,0} + (\Delta P_{1,1} \cdot \Delta V_{1,1} + \Delta P_{1,2} \cdot \Delta V_{1,2} + \dots + \Delta P_{1,t} \cdot \Delta V_{1,t}) \\ & - P_{2,0} \cdot \Delta V_{2,0} - (\Delta P_{2,1} \cdot \Delta V_{2,1} + \Delta P_{2,2} \cdot \Delta V_{2,2} + \dots + \Delta P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t}) \\ & - mg \cdot \Delta h_t + \frac{1}{2} m \cdot \left( \frac{\Delta h_t}{\Delta t} \right)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

式(3)における第2項, 第4項を構成する一つ一つの項がインフレータ局所的仕事である。インフレータ局所的仕事とはインフレータから単位時間あたりに発生するガスの発生事象を表現するエネルギー量である。

インフレータ局所的仕事はインフレータから発生するガスを理想気体と仮定した場合, 次式の様に定義できる。

$$\Delta P_{1,t} \cdot \Delta V_{1,t} \approx \Delta P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t} \quad (4)$$

この式(4)における仮定条件を適用して, インフレータ局所的仕事とインフレータ全体仕事を一般式化する。インフレータ全体仕事とはインフレータがある時刻段階までに拘束装置に与えることが可能なインフレータの総エネルギー量を表現する物理量である。

$$\Delta w_t^* = \Delta P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t} \quad (5)$$

$$\sum_{t=0}^N \Delta w_t^* = W_t^* = \sum_{t=0}^N (\Delta P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t}) \quad (6)$$

インフレータ仕事を式(4)の右項で一般式化する理由は, タンク内に既存する空気の圧縮性効果を小さくするためである。

式(5), (6)に比熱比  $\kappa$  を適用すると,

$$\Delta w_{\kappa,t}^* = \Delta P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t}^{\kappa} \quad (7)$$

$$\sum_{t=0}^N \Delta w_{\kappa,t}^* = W_{\kappa,t}^* = \sum_{t=0}^N (\Delta P_{2,t} \cdot \Delta V_{2,t}^{\kappa}) \quad (8)$$

式(7), (8)はガス成分の異なるインフレータを比較する際に用いる。

式(5)–(8)で与えられた試験式は平円板ピストンが摺動することで得られる差分圧力と差分容積から構成された気体の状態方程式である。

## 4. 容積変化型タンク内圧測定装置

Fig. 2, 3に容積変化型タンク内圧測定装置の概要図とその写真を示す。容積変化型タンク内圧測定装置は主に円筒形のタンクと平円板ピストンから構成されている。

インフレータはタンク内底面、タンク法線方向中央部に設置する。

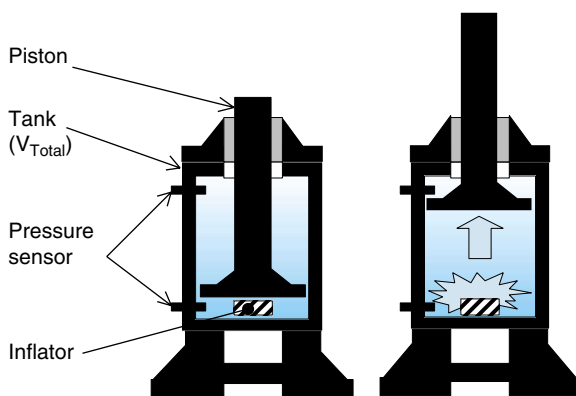


Fig. 2 Structure of variable volume tank pressure measurement device

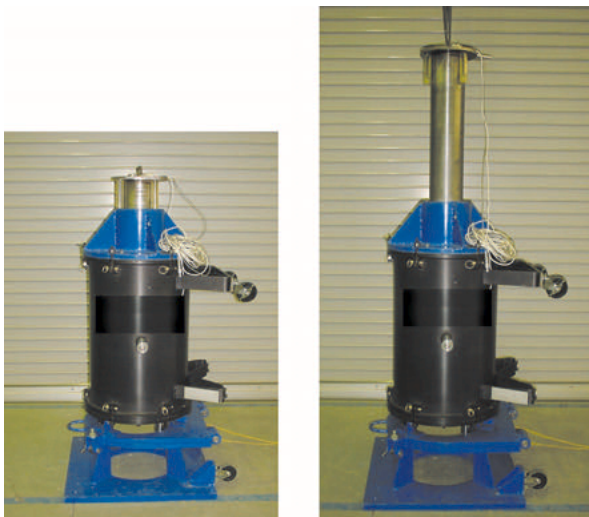


Fig. 3 Picture of variable volume tank pressure measurement device

## 5. 試験

### 5.1. 容積変化型タンク内圧測定装置概要

試験に用いる容積変化型タンク内圧測定装置のタンク全内容積  $V_{Total}$  は 0.054 [m] とした。

### 5.2. 試験条件

#### 5.2.1. 測定手法

容積変化型タンク内圧測定装置内の円板面上面側圧力と下面側圧力の測定はタンク円筒外周面の法線方向任意位置に設置する二つの圧力センサによりおこなった。圧力センサの設置を任意位置とした理由は、タンクに内蔵された平円板ピストンが円板面上面側圧力と下面側圧力の均衡を保ちながら摺動するからである。

なお、容積変化型タンク内圧測定装置内の容積変化は、平円板ピストンの摺動変位から求めた。

#### 5.2.2. 試験に用いるインフレータと試験条件

##### 1. 推薬式多段点火インフレータ

- ・同時点火(1, 2 段目 0 [ms])
- ・遅延点火(1 段目 0 [ms], 2 段目 20 [ms])
- ・遅延点火(1 段目 0 [ms], 2 段目 40 [ms])

なお、遅延点火試験条件の設定20, 40[ms]は、ガス発生事象の検証を目的とするため任意に設定した。

##### 2. 推薬式単段点火インフレータ

- ・同仕様のインフレータに対して三回の試験を実施。

## 6. 試験結果検証とその考察

### 6.1. 試験結果の検証

Fig. 4–7に容積変化型タンク内圧測定装置における内圧の測定結果を示す。縦軸はタンク内の円板面上面側圧力と下面側圧力、横軸はインフレータ点火からの時間を示している。

Fig. 4–7に示す、いずれの測定結果においても容積変化型タンク内圧測定装置の円板面上面側圧力と下面側圧力のグラフの曲線形状が均衡することが観察できた(図中内○囲み領域)。これはインフレータの仕様や試験条件が異なった場合においても円板面上面側圧力と下面側圧力の差分圧力の時間積分値が均衡することを証明しており、本報にて提案した内部圧力均衡式(4)の仮定条件が成立することが確認された。また、製作した容積変化型タンク内圧測定装置の妥当性も証明することができた。

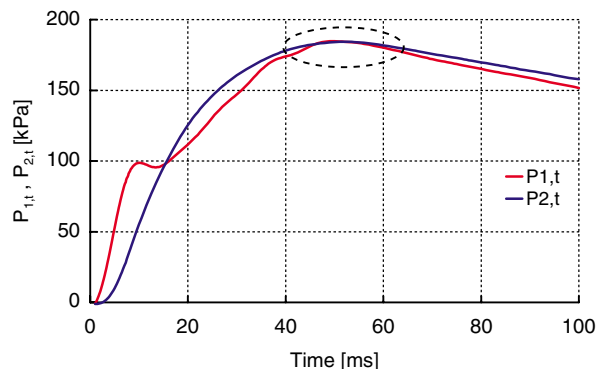


Fig. 4 Tank pressure (dual ignition pyrotechnic inflator, 0ms)

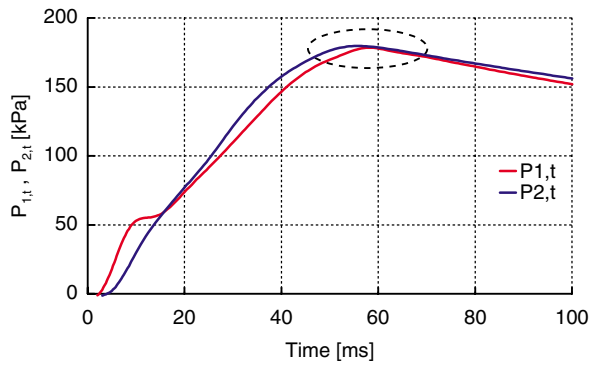


Fig. 5 Tank pressure (dual ignition pyrotechnic inflator, 20ms delay)

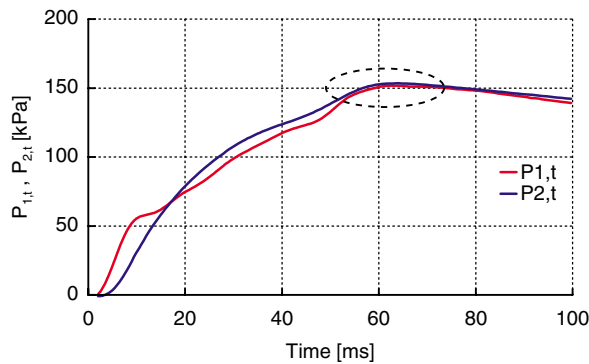


Fig. 6 Tank pressure (dual ignition pyrotechnic inflator, 40ms delay)

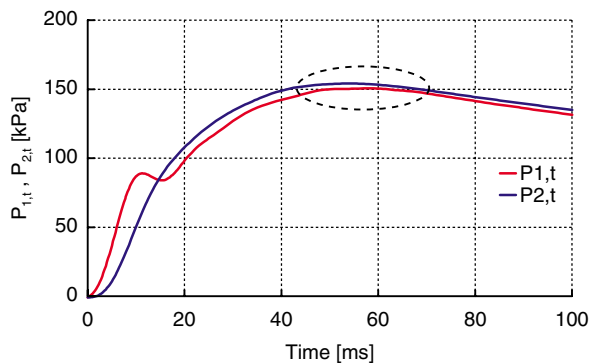


Fig. 7 Tank pressure (single ignition pyrotechnic inflator)

## 6.2. 考察

この容積変化型タンク内圧測定装置における内圧測定結果を差分化した圧力と差分容積を試験式(5), (6)あるいは(7), (8)に代入することによってインフレーター局所的仕事とインフレーター全体仕事求められる。

### 6.2.1. 推薬式多段点火インフレーター

Fig. 8, 9にインフレーター仕事の算出結果を示す。縦軸はインフレーター仕事、横軸はインフレーター点火からの時間を示す。この結果から以下のことがわかる。

- (1) 同時点火におけるインフレーター局所的仕事のグラフの曲線形状は、インフレーター局所的仕事の時間に対する傾きが2段目遅延点火 20, 40 msより大きいことを示している。

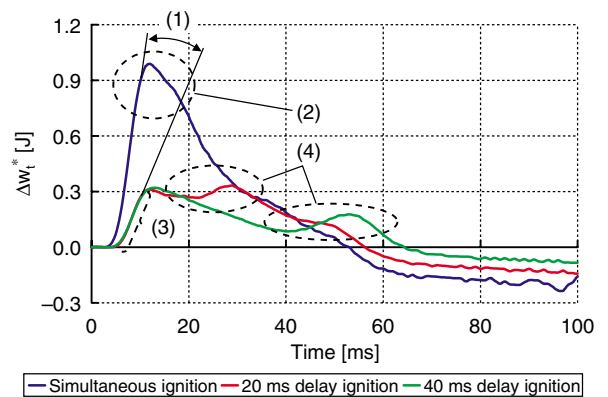


Fig. 8 Local inflator work (dual ignition pyrotechnic inflator)

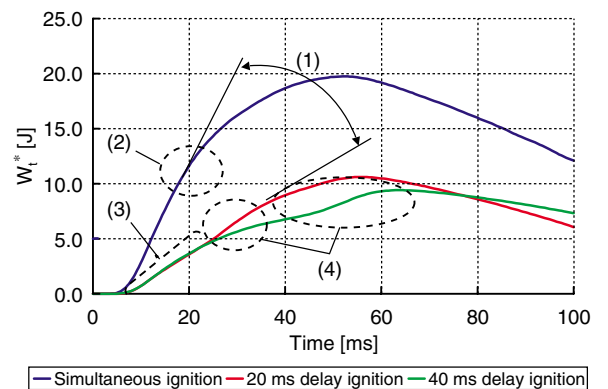


Fig. 9 Total inflator work (dual ignition pyrotechnic inflator)

- (2) 同時点火におけるインフレーター局所的仕事は2段目遅延点火のそれより時間的に早い段階で低下する。
- (3) 2段目遅延点火 20, 40 msにおけるインフレーター局所的仕事のグラフの曲線形状は、2段目遅延点火時刻付近まで一致している。
- (4) 2段目遅延点火 20, 40 msにおけるインフレーター局所的仕事の上昇は2段目遅延点火時刻付近から観察できる。

これらは Fig. 9 に示したインフレーター全体仕事についても同様である。

### 6.2.2. 推薬式単段点火インフレーター

Fig. 10, 11に三回の試験を実施した推薬式単段点火インフレーターと多段点火インフレーターの同時点火に対するインフレーター仕事の算出結果を示す。この結果から以下のことがわかる。

- (1) インフレーター局所的仕事の時間に対する傾きとその最大値、グラフの曲線形状を見る限り、本報にて提案した試験式は試験に用いたインフレーターのガス発生事象のばらつきが小さいことを示している。
- (2) 単段点火インフレーターと多段点火インフレーターにおける算出結果を比較した場合、インフレーター局所的仕事の違いが表現できる。

## 謝 辞

本研究に際し、御協力頂きましたオートリブジャパン株式会社の関係者各位に対しまして厚く御礼申し上げます。

## 参考文献

- (1) Wang, J.T.: Are Tank Pressure Curves Sufficient Discriminate Airbag Inflators, SAE Paper 910808
- (2) Hussey, B., Rink, M.L.: Predictive Techniques for Airbag Inflator Exit Properties, SAE Paper 950344
- (3) 特願 2004-175413

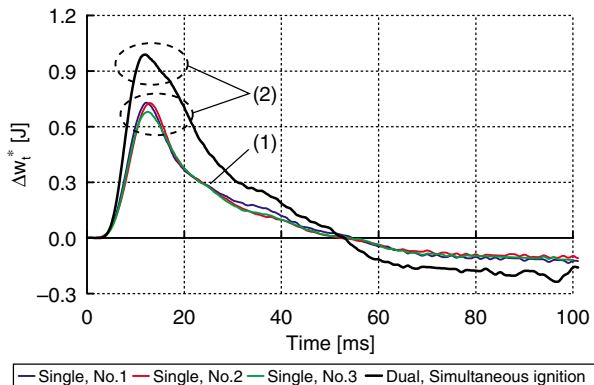


Fig. 10 Local inflator work (single and dual ignition pyrotechnic inflators)

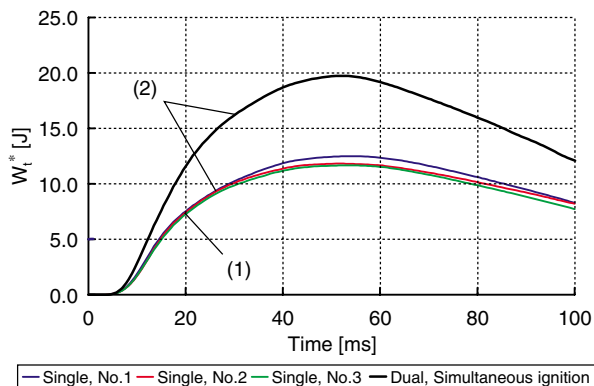


Fig. 11 Total inflator work (single and dual ignition pyrotechnic inflators)

## 7. 結論

本研究は容積変化を考慮したインフレータのエネルギー評価手法の構築を目的として、タンク内に摺動する平円板ピストンを内蔵した容積変化型タンク内圧測定装置を考えた。

この装置における試験からインフレータの性能評価指標が得られた。

今後は、提案したインフレータのエネルギー評価手法が試験室の温度条件やガス温度に対しても表現していることを検証していく。

■ 著 者 ■



殿岡大英



甲斐健



盛田克彦

# 590/780MPa 級高延性型鋼板の開発

Development of 590 and 780MPa Grade High-ductility Steel Sheets

種 植 隆 浩\*  
Takahiro TANAE

金 子 勝 吉\*\*  
Katsuyoshi KANEKO

## 要 旨

## ABSTRACT

ボデー軽量化を目的として、高延性型鋼板(以下TRIP鋼)を開発した。TRIP鋼は、基地組織中に分散させた残留オーステナイトを、プレス等の変形中にマルテンサイト変態させることで歪の集中を抑制し、成形性を向上させる鋼板であるが、従来の鋼板に比べSiを多く添加するため溶融亜鉛めっきを施す際のめっき性や、非めっき鋼板の塗装性能が低下しやすいという問題があった。そこで、主要元素であるC、Si、Mnの適正化とともに、合金化溶融亜鉛めっき鋼板(以下GA鋼板)においてはSiの表層濃縮を抑制する元素の添加、一方非めっき冷延鋼板(以下CR鋼板)においては表層のSi濃縮層の除去により、必要な強度・成形性を確保しながら従来と同等のめっき品質・塗装性能をあわせもつTRIP鋼を実用化した。これにより、従来の440MPa、590MPa級の高張力鋼板(以下ハイテン)同等の成形性を、それぞれ590MPa、780MPa級の強度で達成することが可能となった。同時に、既存ハイテンに比べエネルギー吸収特性を同等に保ったまま約10%の軽量化が可能となり、この鋼板を適用することで、従来のものに比べ1台あたり10kg以上の軽量化が可能となった。

A high-ductility TRIP steel sheet has been developed to achieve weight savings in automotive bodies. When TRIP steel is deformed by pressing, etc., the transformation of the retained austenite distributed in its matrix structure into martensite controls the strain concentration. This gives the material higher formability than other steels. However, TRIP steel sheets contain a higher amount of Si than standard steel sheets, and this can cause the platability of the material during hot-dip galvannealing and the ability of cold rolled sheets to accept coatings to decline. A TRIP steel displaying the required strength and formability while possessing identical platability and coatibility to standard steels has therefore been developed by optimizing the amount of C, Si and Mn, the main constituent elements of the steel, adding an element which controls Si concentration to sheets for hot-dip galvannealed (GA steel sheet) and removing the concentrated Si surface layer of non-galvannealed sheets for cold rolling (CR steel sheet). As a result, it has been possible to achieve an identical level of formability in 590MPa and 780MPa grade steel sheets when compared to 440MPa and 590MPa grade standard high strength steel sheets (HSS) respectively. In addition, the new steel possesses identical energy absorption characteristics to existing high-tensile steel but is 10% lighter, enabling weight per vehicle to be reduced by more than 10kg when the new sheets are employed.

## 1. まえがき

年々厳しくなる衝突性能向上の要求と軽量化を両立させるため、自動車会社各社はボデー骨格部品へのハイテン、特に引張強度が590MPa以上のいわゆる高ハイテンの適用を加速させている<sup>(1)</sup>。一方で、ハイテンによる軽量化を効果的に達成するためには、できるだけ多くの部品に適用する必要があるが、引張強度が上昇するにつれて鋼板の成形性は低下するため、逆に適用できる部品は減少してしまうと

いう問題があった。

そこで、高い軽量化効果を得ることを目的に、既存の鋼板よりも高い成形性をもつTRIP鋼に着目し、強度・成形性とともに、塗装性能や溶接性等自動車材料として必要な特性を兼ね備えたTRIP鋼を実用化した。

本論文では、めっき品質と塗装性能、成形性およびエネルギー吸収特性を中心に、既存の鋼板と比較しながら開発材の特性について述べる。

\* 栃木研究所

\*\* Honda R&D Europe (UK)

## 2. 開発のねらい

鋼板の強度と成形性の関係は、通常 Fig. 1 に示すように引張強度と全伸びのバランスとして表される。全伸びが高いほうが成形性は優れており、この図で右上の方に位置するものほど優れた鋼板であるといえることができる。

この開発に着手した当時、Hondaの中で最もハイテンの適用が進んでいたのは、200 年モデル CIVIC であった。適用率は重量比でボデー骨格の 57% に上り<sup>(2)</sup>、その内訳は固溶強化型の 440MPa 級および析出強化型の 590MPa 級ハイテンが中心であった。そこで、ボデー骨格部品に適用されるハイテンの引張強度別の構成を 440MPa 級、590MPa 級中心から、590MPa 級、780MPa 級中心と 1 ランク上の強度レベルに置きかえることを目標とした。すなわち、590MPa 級、780MPa 級の引張強度でそれぞれ既存の鋼板の 440MPa 級、590MPa 級同等の成形性を達成することを機械的性質の目標とした。

引張強度に関しては、780MPa 級を超える強度として 980MPa 級も検討したが、TRIP 鋼として 980MPa 級を得ようとする、成分として必要な C (炭素) 量が 0.3mass% を超えてしまい、SPOT 溶接が困難になる等の制約が生じるため、適用できる部品が非常に限定されてしまう可能性が高かった。また、TRIP 鋼以外の手法では、Dual Phase 鋼で冷延の 980MPa 級ハイテンが既に実用化されていたが、成形性が充分ではなく、やはり適用できる部品が限定されてしまうと考えられた。そのため開発材の引張強度としては、590MPa 級および 780MPa 級を目標とするのが、最も軽量化効果が高いと考えた。

また、もうひとつの機械的性質である降伏強度については、軽量化した上で、既存の固溶強化型 440MPa 級、析出強化型 590MPa 級ハイテンと同等の座屈強度を確保できるよう検討した。以上の検討に基づき、開発材の目標特性を Table 1 のように設定した。

機械的性質以外に自動車用鋼板として求められる特性は GA 鋼板としてのめっき品質、GA 鋼板、CR 鋼板共通のも

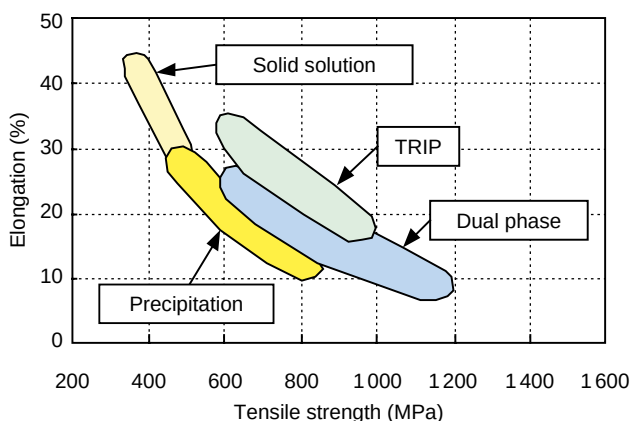


Fig. 1 TS-EL balance of high-strength steel

Table 1 Target for mechanical properties of TRIP steel

| Grade      | YS(MPa)  | TS(MPa)  | El(%)  |
|------------|----------|----------|--------|
| GA 590TRIP | 360 min. | 590 min  | 32 aim |
| GA 780TRIP | 400 min. | 780 min. | 25 aim |
| CR 780TRIP | 400 min. | 780 min. | 27 aim |

のとして塗装性能、および溶接性であるが、これらは既存のハイテンと同等の性能が得られることを目標とした。

## 3. 材料仕様

### 3.1. TRIP 効果の発現原理

ここで、材料仕様を検討する上で必要な TRIP 鋼の特徴を簡単に紹介しておく。鋼種名ともなっている TRIP とは変態誘起塑性 (Transformation Induced Plasticity) のことであり、その現象の発現はミクロ組織の構成に由来する。Fig. 2 にミクロ組織の一例を示すが、この写真に見られるようにフェライト等の基体組織中に体積割合で数%から 15% 程度の準安定な残留オーステナイトを分散させていることが特徴である。この残留オーステナイトがプレスなどの変形歪を受けるとマルテンサイトに変態する。マルテンサイトは硬質な相であるため、変態した領域は未変態の領域と比較して相対的に強度が高くなる。その結果、変形の歪は相対的に低強度の未変態の領域に伝播していく。この現象が繰り返されることで、割れの起点となる歪の集中を抑制し、材料の伸びが向上する。したがって、TRIP 鋼では、この準安定な残留オーステナイトをいかにして得るかということが重要になる。

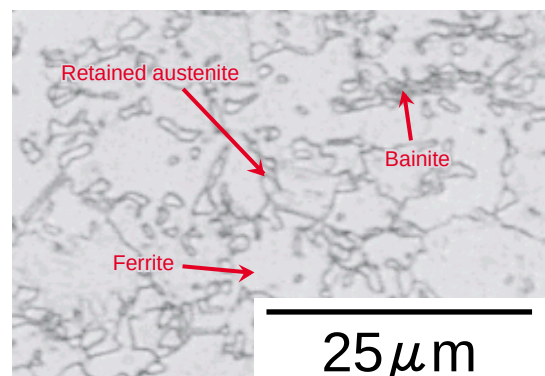


Fig. 2 Microstructure of TRIP steel

### 3.2. 基本成分系の検討

鋼板は通常その製造工程において材料成分と熱処理の組み合わせにより必要な特性を得るが、TRIP 鋼も同様である。Fig. 3 に TRIP 鋼における熱処理の模式図を示す。ほぼすべての鋼板は成分として C を含むが、準安定な残留オーステナイトを得るには、オーステナイト中にこの C をできる限り濃化させることが望ましい<sup>(3)</sup>。そのために特に

重要となるのが冷却と過時効の工程である。冷却ではオーステナイトからフェライトが析出するが、フェライトに対するCの溶解度が小さいため、フェライトの析出に伴いCはオーステナイト中に濃化する。さらに 400-500℃程度に保持する過時効の工程では、ベイナイト変態によりC濃化は一層進行する。その結果、本来高温でのみ安定なオーステナイトが、濃縮したCの働きで準安定な残留オーステナイトとして室温まで持ち越される。このときに重要な働きをする成分が Si である。Si はフェライト生成元素であると同時にセメンタイト中に固溶しないため冷却の工程で、パーライト変態を遅滞させフェライトの析出に伴うCの濃化を促進し<sup>(4)</sup>その後の過時効におけるさらなるC濃化の下地を作る。また、それ自身フェライト中に固溶することで強度に寄与する。Si と同様の働きをする元素としては Al が知られている<sup>(4)</sup>。もう一つの重要な元素がMnである。Mnはオーステナイト生成元素として残留オーステナイトの生成に寄与すると同時にフェライト中に固溶して強度向上にも寄与する。以上より、TRIP 鋼の成分系は、鋼板における最も基本的な元素であるCと、残留オーステナイトを生成させると共にフェライトを固溶強化する元素としてのSiまたはAl、およびオーステナイト生成と強度の調整を担うMnが基本となる。本開発では強度延性バランスに優れたC-Si-Mn 系を基本成分系とした。

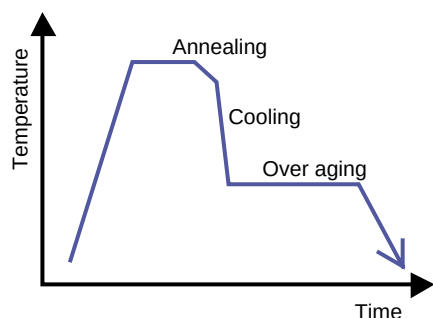


Fig. 3 Heat treatment diagram

### 3.3. GA TRIP 鋼

C-Si-Mn系を基本成分とした上で、GA 鋼板としてのめっき品質と必要な機械的性質を両立させるための材料仕様と製造工程の最適化をおこなった。

#### 3.3.1. めっき性の低下原因

TRIP 鋼の特性を得る上では重要な働きをする Si であるが、溶融亜鉛めっきを施す際のめっき性には悪影響を及ぼす。その原因は、製造工程中の焼鈍において表層にSiがMnとの複合酸化物として濃縮するためとされている<sup>(5), (6)</sup>。GA 鋼板を製造するのに用いられる連続溶融亜鉛めっきライン(Continuous Galvanizing Line 以下CGL)は、一般的に Fig. 4 に示すような工程となっている。この中で、焼鈍工程は、TRIP 鋼として所望の機械的性質を得ることが第一の目的であるが、同時に溶融亜鉛めっき工程において健全なめっきを

得るための表面状態の調整も兼ねている。焼鈍工程では、まず鋼板を無酸化炉にて加熱し、鋼板表面に付着している圧延油などを燃焼除去させると同時に表層に薄い鉄酸化膜を生成させる。次に窒素と水素を混合させた還元性の雰囲気中に保持することで、表層の鉄酸化膜を消失させて鋼板表面を活性化させる。そうすることで、次の溶融亜鉛めっき工程において健全なめっきを得ることができるようになる。しかしSi, Mnは鉄よりも酸化されやすい元素のため、鉄にとって還元性の雰囲気中でも酸化が進んでしまい表層に複合酸化物として濃縮し、溶融亜鉛と鋼板の濡れ性や密着性を低下させ、微小不めっき等のめっき不良を誘発する。

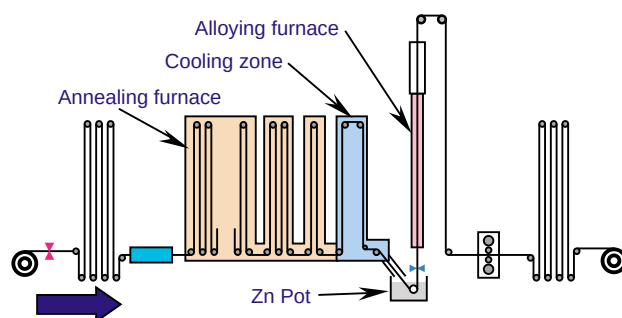


Fig. 4 CGL process flow

#### 3.3.2. めっき品質と機械的性質

GA TRIP 鋼板を製造する上でのもうひとつの問題がめっき品質と機械的性質の両立である。GA 鋼板は Fig. 4 に示すように溶融亜鉛めっきのあとに合金化熱処理をおこなう。この工程で素地鉄とめっき層の亜鉛が相互拡散し、鉄亜鉛合金すなわち GA 鋼板となる。GA TRIP 鋼板を製造する場合、Fig. 3における過時効の工程をこの合金化熱処理が兼ねることとなるが、合金化熱処理と過時効処理の最適温度が異なることが問題となる。それを模式的にあらわしたのが Fig. 5 である。合金化熱処理の最適温度は 500 - 550℃であ

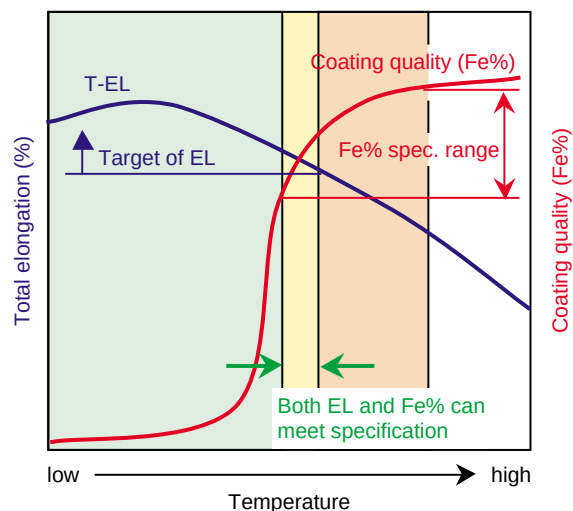


Fig. 5 Relationship between elongation and coating quality

り、それより低温では合金化が不十分となり GA としてのめっき品質が得られない。一方過時効に適した温度はそれよりも低い 400 – 500℃であり、温度が上昇するにつれて残留オーステナイトの分解が起こり、伸びは低下してしまう。その結果、めっき品質と機械的性質を両立できる熱処理条件範囲が狭くなってしまうことが問題となる。

### 3.3.3. GA TRIP 鋼の材料仕様と製法

前述した二つの問題は以下のようにして克服した。めっき性の低下については、まず焼鈍工程中無酸化炉での条件管理により酸化層の膜厚を適正化することで、次の還元工程での Si, Mn の表面濃縮をある程度制御できるため<sup>(6)</sup>、これを活用した。さらに、C-Si-Mn の基本成分に加え、表層の Si, Mn 濃縮を抑制する元素を添加した。その結果得られためっき層の断面写真を Fig. 6 に示す。めっき層の構成は既存の GA 鋼板と遜色なく、また密着性の低下もみられなかったことから Si, Mn によるめっき性低下を抑制できていることがわかる。この理由は次のように考察できる。すなわち、添加する元素として鉄よりも酸化されにくいものを選択することで、製造工程の加熱時あるいは焼鈍工程の無酸化炉で鉄酸化膜ができることにより添加元素が表面に濃縮

する。その結果、鋼板表層に Si, Mn の濃縮を抑制する皮膜を構成したことで同じ効果が得られたと考えられる。

次にめっき品質と機械的性質の両立については、亜鉛浴中の Al 濃度を調整することでめっき後の合金化温度を低下させて機械的性質の適正温度に近づける手法を取った。

以上を踏まえ、機械的性質の確認をおこなった。その結果、Fig. 7 に示すように GA 鋼板としての特性を満足した上で、目標とする強度・伸びを得ることができた

### 3.4. CR TRIP 鋼

CR TRIP 鋼においては、C-Si-Mn 系を基本成分とした上で、塗装性能と必要な機械的性質を両立させるための材料仕様と製造工程の最適化をおこなった。

#### 3.4.1. 塗装性能低下原因

GA 同様 CR TRIP 鋼においても Si が、塗装性能に悪影響を及ぼす。そのメカニズムは GA TRIP 鋼の場合と同様に、焼鈍工程における Si, Mn の表面濃化、特に Si の濃化である。Fig. 8 に開発初期における非めっき TRIP 鋼表面の各元素の分布を示す。これからもわかるように、Si の濃化が著しい。この鋼板に化成処理をおこなったときの化成皮膜の品質確認と、電着塗装の塗装密着性を確認する耐塩温水性テストをおこなった結果が Fig. 9 である。化成皮膜にはスケ・ムラが多数見られ、耐塩温水性テストにおける剥離幅は、基準値の 2 倍以上と大きなものであり、塗装性能が不足している。

#### 3.4.2. CR TRIP 鋼の材料仕様と製法

CR TRIP 鋼の塗装性能向上のために、まず化成処理条件による対応としてエッチング性向上と皮膜重量増加を試みた。しかし、化成皮膜の品質向上には若干の効果はあったものの、塗装密着性の改善にはいたらなかった。そこで、Si の表面濃化を除去する目的で以下の手法を採用した。

- (1) 鋼中 Si 量の低減：必要な機械的性質を満足できる範囲で Si 量を減らし、表面濃化量を抑制する。
- (2) 表層に濃化する Si を酸化スケール層に取り込み、その後のデスケーリングにより除去する。

この他の手法としては、酸洗の強化や焼鈍後処理として表面の研削や酸洗、アルカリ洗浄も検討したが、効果は認められなかった。また、GA において効果のあった Si 濃縮を抑制する元素の添加については材料コストの観点から採用しなかった。

以上の対策を施した鋼板表面の元素分布を再度測定した結果が Fig. 10 である。Fig. 8 と比較しても Si の濃化が大幅に改善されているのがわかる。この鋼板について化成皮膜の品質確認と、耐塩温水性試験をおこなった結果が Fig. 11 である。化成皮膜にスケ・ムラは認められず、剥離幅も基準を十分満足できるものとなった。その後におこなった塗装後耐食性のテストにおいても基準を満たし、自動車用材料として必要な塗装性能を達成することができた。

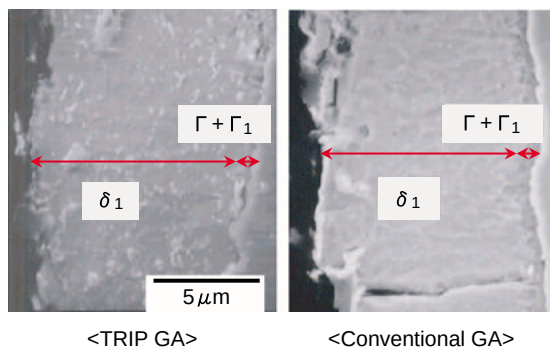


Fig. 6 Comparison of coating layer (TRIP and conventional)

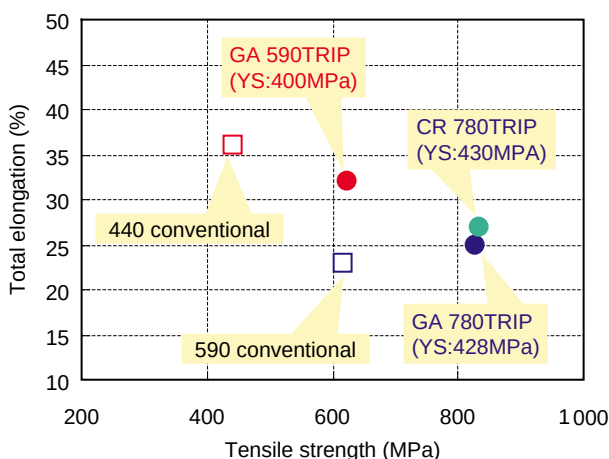


Fig. 7 Comparison of TS-EL balance

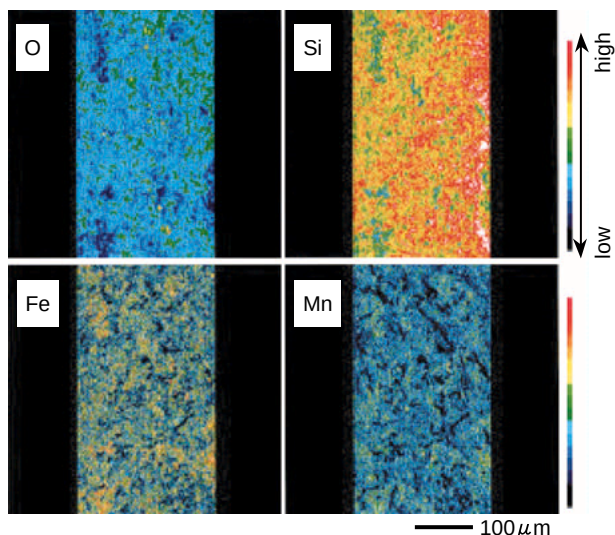


Fig. 8 Surface analysis (EPMA)

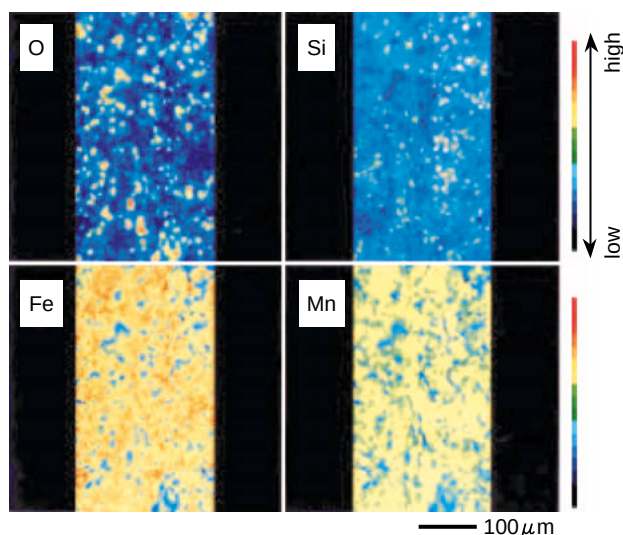


Fig. 10 Surface analysis (EPMA post countermeasure)

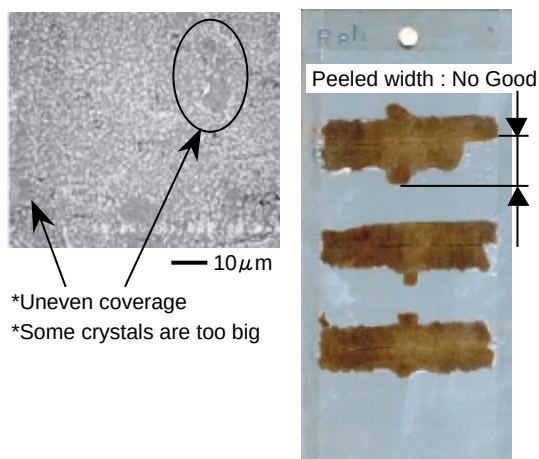


Fig. 9 Phosphatability and E-coat adhesion

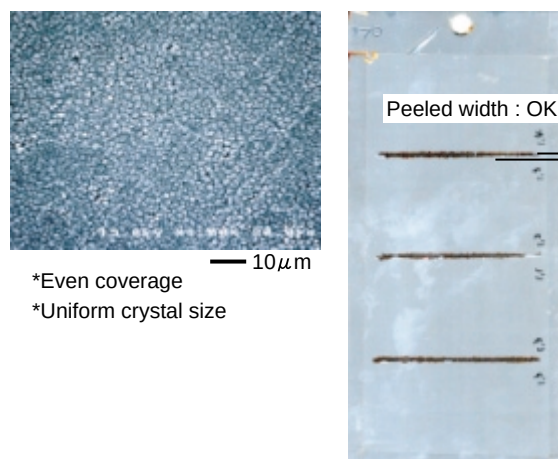


Fig. 11 Phosphatability and E-coat adhesion (post countermeasure)

## 4. テスト結果

開発した TRIP 鋼について種々の特性を既存材と比較した。

### 4.1. 成形性

#### 4.1.1. 球頭張り出し試験

開発した TRIP 鋼の引張強度と全伸びを既存のほかのハイテンと比較した結果は Fig. 7 に示したとおりである。この図からもわかるように TRIP 鋼の強度延性バランスは既存材よりも優れており、成形性が向上しているといえる。

しかし厳密に言えば、鋼板の成形性を比較するには全伸びだけでは十分ではない。そこで、単軸の引張試験よりも実際のプレスに近い状態での成形性を比較するため、球頭張り出し試験をおこなった。これは Fig. 12(a) に示すように、短冊状の試験片を一定の曲率をもつパンチで押したときまたは液圧によるバルジ成形をおこなったときに割れが発生するまでの成形高さや歪量を測定するものである。試験片の



Fig. 12(a) Forming test method

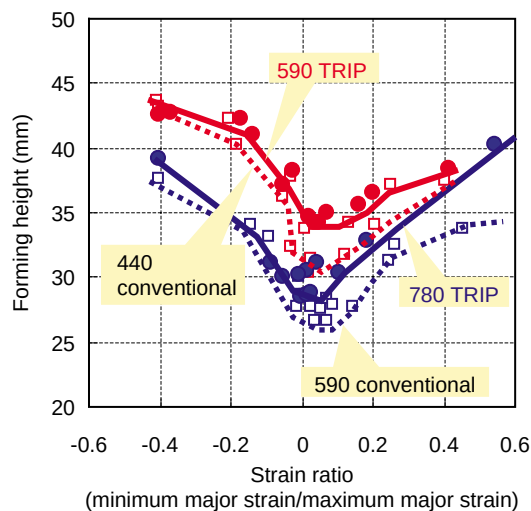


Fig. 12(b) Comparison of formability

短辺の寸法を変化させることで、発生する最大主歪とそれに直行する方向に発生する最小主歪の比を変化させて試験することができる。

その試験結果を Fig. 12(b) に示す。各鋼種の線図の位置付けを比較すると、590 780MPa級のTRIP鋼は既存の440, 590MPa級ハイテンと同等かそれ以上の成形性を有しているということができ、当初の目的であったボデー骨格部品に適用されるハイテンの強度別構成比を 440, 590MPa級中心から590, 780MPa級中心に置きかえる事が可能になったといえる。

#### 4.1.2. 試作型プレストライ

実際の部品を想定した成形性の比較として、試作型を用いたプレストライをおこなった。Fig. 13(a)に示すように端部に袋状の形状をもつ試作型を製造し、その袋状の部分における成形可能高さを比較した。その結果を Fig. 13(b) に示す。球頭張出し試験同様、より実際の部品に近い形状においても、590, 780MPa級の TRIP 鋼は既存の 440, 590MPa 級ハイテンと同等かそれ以上の成形性を有しているということが確認できた。

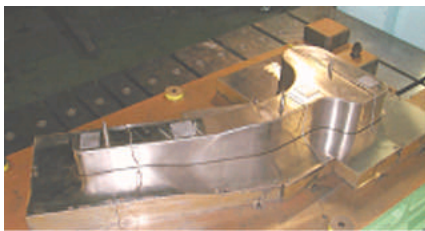


Fig. 13(a) Appearance of prototype die

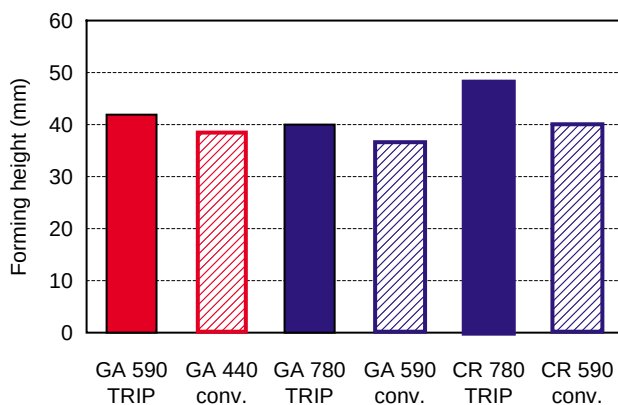


Fig. 13(b) Comparison of formability

#### 4.2. SPOT 溶接性

成形性と共に自動車用鋼板として重要な SPOT 溶接性についても確認した。SPOT 溶接性の評価は、引張せん断および十字引張りの形式で静的強度および疲労強度試験をおこなった。その一例として静的な引張せん断強度の試験結果を Fig. 14 に示す。SPOT 溶接強度を支配するパラメータである板厚(t), ナゲット径(N.D.), 鋼板引張強度(TS)に

より整理すると、TRIP 鋼の SPOT 溶接における静的引張せん断強度は、量産実績のある既存の材料と同じ分布内にあり、従来どおりナゲット径の管理による強度保証が可能であるといえる。同様に、その他の SPOT 溶接性の確認結果においても、既存材と同等の強度保証が可能であることが確認できた。

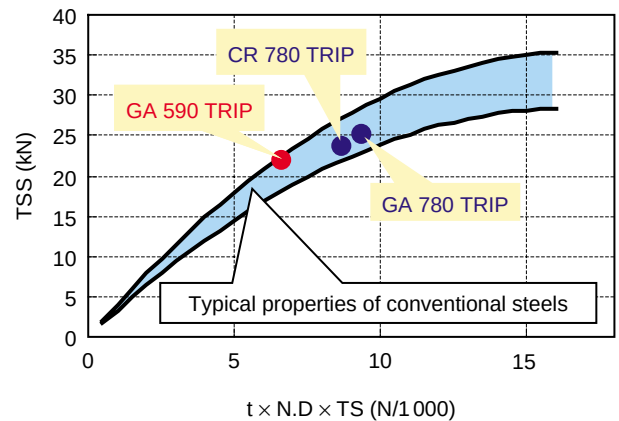


Fig. 14 Strength of spot-welded joint

#### 4.3. エネルギー吸収特性

ボデー骨格部品にハイテンを適用する最大の目的が衝突性能と軽量化の両立であることから、衝突性能を左右するエネルギー吸収特性は非常に重要な特性である。そこで、自動車の前面衝突、後面衝突における重要な変形モードである軸圧潰について TRIP 鋼のエネルギー吸収特性を、既存のハイテンと比較した。試験としては、板厚 1.6mm の 590, 780MPa 級 TRIP 鋼と固溶強化型の 440MPa 級、析出強化型の 590MPa 級ハイテンを Fig. 15 に示すような断面形状に曲げ加工によって加工し、SPOT 溶接によりハット型断面の角筒にした後、170℃×20min の焼き付け硬化(BH)処理をして試験サンプルとした。この部材に 160kg の錘を高さ 12m から落下させ、部材の変形量が 50, 100 150mm に達するまでに吸収したエネルギー量を求めた。その結果

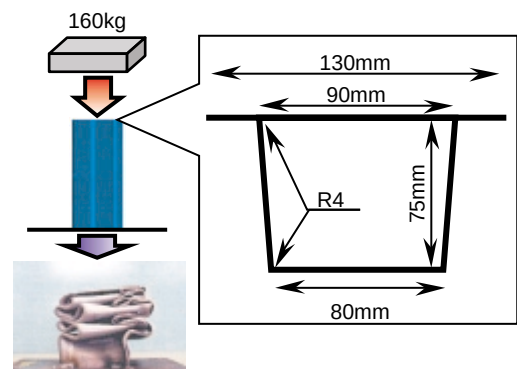


Fig. 15 Test method

を Fig. 16 に示す。この結果において、590MPa 級 TRIP 鋼と既存の 440MPa 級、780MPa 級 TRIP 鋼と既存の 590MPa 級ハイテンを比較すると、それぞれ約 30% の吸収量の向上が認められる。

この結果を基に、TRIP 鋼の軽量化効果を試算してみた。角筒の吸収エネルギーに対する板厚・形状の効果としては以下の式が知られている<sup>(7)</sup>のでそれに倣った。

$$E_{ab} = C \delta L^{1/3} t^{5/3} \quad (1)$$

ここで  $E_{ab}$ : 吸収エネルギー量,  $C$ : 定数,  $\delta$ : 変形量,  $L$ : 辺長,  $t$ : 板厚である。式(1)に従い、辺長すなわち断面形状を共通として、変形量 100mm の時の吸収エネルギー量と板厚の関係を試算した。その結果が Fig. 17 である。これより、同じ強度グレードの既存ハイテンの板厚 1.6mm における吸収エネルギーを TRIP 鋼は 1.4mm で達成できることがわかる。このときの軽量化効果は板厚の差である 12.5% となる。軽量化の効果は元の板厚によって上下するが、ボデー骨格としてよく用いられる 1.0–2.0mm の板厚範囲においては、10% 以上の軽量化が得られるという結果となった。

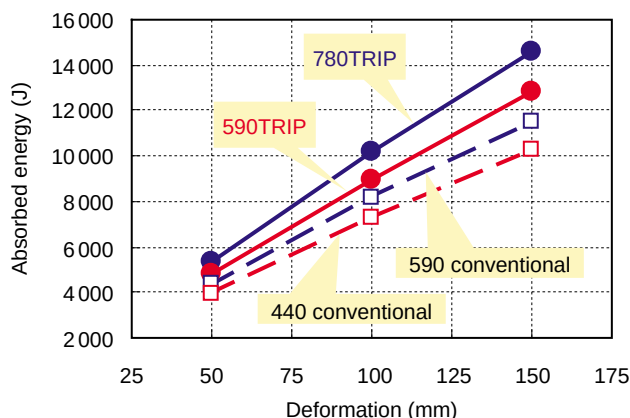


Fig. 16 Comparison of absorbed energy

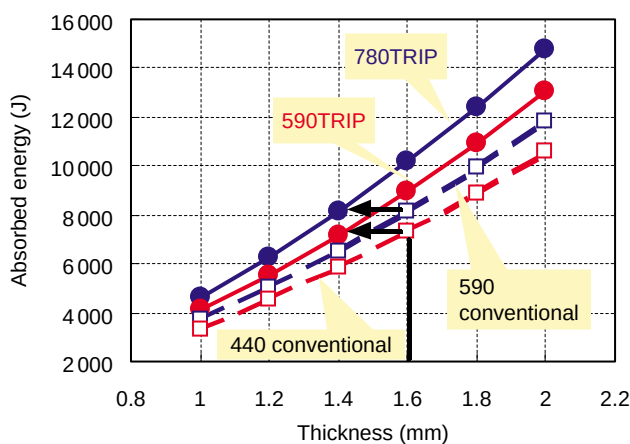


Fig. 17 Estimation of thickness

## 5. 実車での効果

実車における効果として、TRIP 鋼をリアフレームに適用した場合の後面衝突をシミュレーションにより検証した。比較する既存ハイテンとしては、Honda で最も一般的に適用されている 440MPa 級固溶強化鋼と 590MPa 級析出強化鋼を用いた。その結果を Fig. 18 に示す。590MPa 780MPa 級 TRIP 鋼の板厚は、それぞれ既存材に対し 0.2mm 薄くして計算しているが、ほぼ同等の変形量となっており、衝突性能を同等に保ったままリアフレームの重量は約 10% 減少している。

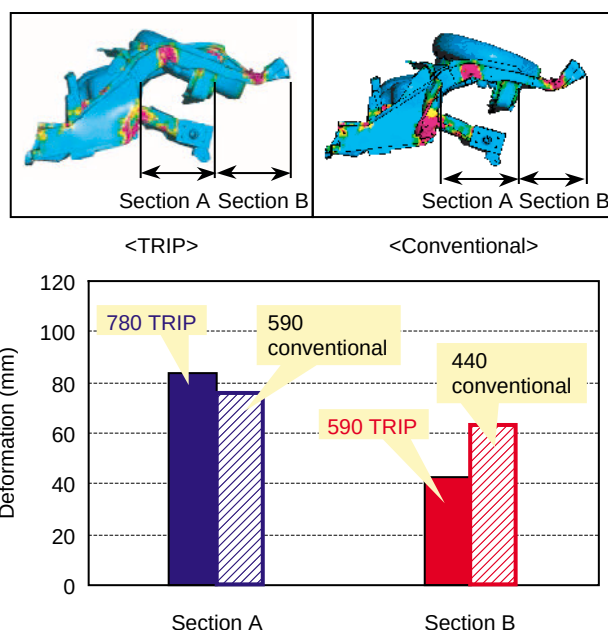


Fig. 18 Comparison of deformation (simulation)

## 6. まとめ

ボデー軽量化を目的として 590/780MPa 級 TRIP 鋼の開発をおこなった。以下にその結果をまとめる。

- (1) C-Si-Mn 系を基本成分として、Si 濃縮を抑制する元素を添加することで GA TRIP 鋼として必要なめっき品質と機械的性質の両立が可能となった。
- (2) 非めっき TRIP 鋼では、C-Si-Mn 系を基本成分として表面の Si 濃化層を除去することで、自動車材料としての塗装性能を確保できた。
- (3) 成形性は、目標とした 590/780MPa 級で既存材の 440/590MPa 級同等の性能を達成することができた。
- (4) SPOT 溶接性についても、既存材と同等の強度保証が可能であることが確認できた。
- (5) TRIP 鋼はエネルギー吸収特性にも優れており、既存ハイテンに比べ、吸収エネルギー量を同等に保ったまま約 10% の軽量化が可能となった。

- (6) TRIP 鋼は 2004年モデル Odyssey をはじめ、以降のモデルに適用しており、1 台あたり 10kg 以上の軽量化が可能となった。

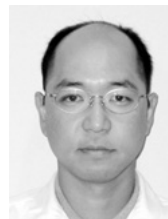
## 謝 辞

共同開発いただきました新日本製鐵株式会社の皆様、開発にご協力いただきました高尾金属工業株式会社の皆様、および開発に際してご協力いただきました内外の皆様に紙面をお借りしてお礼申し上げます。

## 参考文献

- (1) 日経メカニカル No.586, p.60-61(2003)
- (2) 横田千年, 中村芳則, 矢田茂, 船津浩一, 久保文雄, 大窪毅, 渡辺正: 200 年モデル「シビック」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.17-28
- (3) 伊丹淳, 高橋学, 潮田浩作: 変態誘起塑性を示す冷延鋼板における残留オーステナイトの加工安定性, 鉄と鋼, Vol.81, No.6, p.67-72(1995)
- (4) Takahashi, M., Yoshida, H., Hiwatashi, S.: Properties of TRIP type high strength steels, International Conference on TRIP-Aided High Strength Ferrous Alloys, 2002p.103-111
- (5) 西村一実, 森基康秀: 溶融 Zn めっき合金化反応に及ぼす高 Si 含有系鋼板の表面状態の影響, CAMP-ISIJ, Vol.10, p.1389(1997)
- (6) 木村義孝, 岡本晋, 小松延勝, 相場雅次, 中村文彰: 鋼中元素の表面濃化に及ぼす焼鈍条件の影響, 日本金属学会秋季大会シンポジウム講演概要, p.96(1993)
- (7) 上西朗弘, 栗山幸久, 高橋学: 高張力鋼板の衝撃吸収特性, 新日鉄技報, 第 317 号, p.18-22(1999)

## ■ 著 者 ■



種 植 隆 浩



金 子 勝 吉

# 小型汎用エンジンクランクシャフト用 高じん性非調質・鉛フリー快削鋼の開発

Development of Pb-free Free-cutting Microalloyed Steel with High Toughness for Crankshaft of Small Multipurpose Engine

田 原 譲\*  
Yuzuru TAHARA

清 水 真 吾\*\*  
Shingo SHIMIZU

## 要 旨

熱間鍛造後の調質処理を省略しても調質鋼同等の強度・じん性が併せて得られ、高周波焼入れも可能な小型汎用エンジンクランクシャフト用フェライト・パーライト型非調質鋼を開発した。組織中のフェライト率増加、および粒内フェライトを利用した組織の微細化によるじん性の確保と、固溶・析出強化、焼入れ性向上による強度の確保を同時に成立させる合金設計を、高周波焼入れ可能な炭素量の範囲内でおこなった。さらに、組織の粗大化を抑制し、これら合金設計を生かす鍛造加熱温度、鍛造後冷却条件を設定した。また同時に合金設計により、鉛添加無しで従来の鉛快削鋼と同等の切削加工性を維持することに成功した。以上の結果、クランクシャフト製造における調質コストの削減と、環境負荷物質である鉛の添加廃止を達成した。

## ABSTRACT

A ferrite-pearlite type microalloyed steel has been developed for use in the crankshafts of small multipurpose engines. Although the thermal refining process after hot forging has been eliminated, this steel possesses equivalent strength and toughness to thermally refined steel, and can also be induction hardened. The design of the alloy sought to ensure toughness by increasing the ratio of ferrite in the structure of the steel and refining the structure through the use of intragranular ferrite and, at the same time, to ensure strength by strengthening of solid solution and precipitation strengthening and increasing hardenability while still employing a carbon content within the range enabling induction hardening. In addition, conditions for the temperature of heating during hot forging and for cooling after hot forging were established to control coarsening of the structure and optimize the characteristics of the alloy. At the same time, the design ensured that while no lead was added, a level of machinability equivalent to that conventional free-cutting steel with added lead was achieved. This has reduced the cost of crankshaft manufacture by eliminating the thermal refining process and done away with the necessity of adding lead, an environmentally harmful substance.

## 1. はじめに

熱間鍛造後の焼入れ焼戻し処理(調質処理)を省略しても、所望の強度が得られる鋼を非調質鋼と呼ぶ。非調質化の手段としては、通常の構造用鋼に V(バナジウム)等の元素を微量添加し、炭窒化物による析出強化により調質鋼と同等の強度を得るのが基本であり<sup>(1)-(6)</sup>、その機構のみによるものは基本型(一般型)非調質鋼と呼ばれる。

しかし、それらの組織は熱間鍛造後そのままの粗大なフェライト・パーライト組織であり、緻密な組織を持つ調質鋼に比べてじん性が大きく劣るため、その適用はエンジン内のコンロッド等、高じん性の要求されない箇所

に限られる。

自動車の足回り部品等、高じん性の要求される箇所には、低炭素・高合金成分化<sup>(1), (3)-(6)</sup>、析出物による熱間鍛造時の組織粗大化抑制<sup>(1), (4)</sup>、粒内フェライト析出による組織微細化<sup>(1), (3)-(5), (7)</sup>、等の手法によりじん性を改善した高じん性型非調質鋼が適用されている。さらに、極低から中炭素の鋼に各種合金元素を適当量添加し、熱間鍛造後の放冷のみでベイナイト組織を得られる高強度・高じん性型非調質鋼も開発されている<sup>(1), (4), (8)-(11)</sup>。

この様に、今日までに多様な特性を持つ非調質鋼が開発されており、コスト削減、リードタイム短縮、省エネルギー等の観点から、様々な分野において使用されている<sup>(2), (12)</sup>。

\* 本田技研工業株式会社

\*\* 朝霞東研究所

## 2. 汎用エンジンクランクシャフトの非調質化

二輪車や四輪車のエンジンとは異なり、汎用機器に搭載される小型エンジン(以下、汎用エンジン)のクランクシャフトには、強度のみならず高いじん性が必要とされる。汎用機器においては、Fig. 1に示す芝刈機のように、作業部位がベルトやクラッチ等の緩衝機構を介さずクランクシャフトに直接接続される場合があり、大きな衝撃荷重が直接出力軸に加わる可能性が考えられるためである。また、汎用エンジン用クランクシャフトでは、耐摩耗性および疲労強度向上のためにピン部やジャーナル部等に高周波焼入れを施すことが一般的である。したがって、このような用途に適用されるクランクシャフトには、これまでは S48C 等の構造用炭素鋼に、熱間鍛造後調質処理を施し、必要な強度とじん性を付与して用いてきた。

これを非調質化することを考えた場合、基本型非調質鋼では、高周波焼入れは可能であるが、前述のようにじん性に劣るため不適であり、高じん性型非調質鋼は、じん性確保のために低から中炭素に成分調整されているために十分な高周波焼入れ硬度を得られず、既存のものは適用できなかった。

そこで、合金成分設計のみならず、熱間鍛造時の各工程制御条件をも総合的に検討することにより、汎用エンジンクランクシャフトに必要な強度とじん性を持たせることができ、なおかつ高周波焼入れも可能である非調質鋼を新たに開発した。

また、従来構造用鋼には、切削加工性向上の目的で環境負荷物質である鉛が添加されていたが、各特性を損なうことなく、その廃止もあわせて達成したので、これらの詳細を以下に説明する。

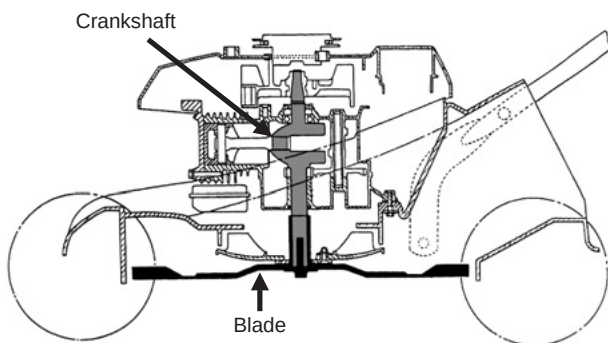


Fig. 1 Layout of lawn mower

## 3. 目的達成手法

### 3.1. 合金設計

フェライト-パーライト鋼では、硬度や引張強度、さらに高周波焼入れ部硬度は主に C 量に比例し、じん性は反比

例する。汎用エンジンクランクシャフトにおいては、高周波焼入れ部の硬度は HRC50 以上が必要であるため、これを満足できる範囲で最も低い C 量とした。

また、じん性確保のためには、組織の微細化を図る方法が効果的である。そこで、本開発材においては、前述の粒内フェライト析出による組織微細化手法を用いた。組織中に多量に微細分散させた MnS を核として、熱間鍛造後の冷却中に旧オーステナイト粒内にもフェライトが析出し、その結果組織が微細化されじん性が向上するという手法である。そのために Mn、および S を基本鋼に比べ増量させている。

一方、C 量の低減により鋼の強度は低下するが、フェライトを固溶強化する Si を増量、析出強化する V を微量添加し、Mn、Cr による焼入れ性向上をもあわせて活用することによって鋼の強化を図り、これを補っている。これらの元素を含有するフェライト-パーライト型非調質鋼の硬度、引張強度は、

$$Ceq = C + \frac{1}{10}Si + \frac{1}{5}Mn + \frac{5}{22}Cr + 1.65V - \frac{5}{7}S$$

なる式で表される炭素当量 Ceq と相関があることが知られており<sup>(12)</sup>、この値を 0.73 以上に調整すると、比較材である S48C 調質鋼と同等以上の引張強度を安定して得ることが可能である。

切削加工性については、前述の MnS が、鉛快削鋼中の鉛と同等の効果を発揮する<sup>(13)・(16)</sup>ことから、これを用いることとした。

本開発材の化学成分を Table 1 に示す。

Table 1 Chemical composition of newly developed steel

|      |      |      |              |       |      |      |    | (Wt.%) |
|------|------|------|--------------|-------|------|------|----|--------|
| C    | Si   | Mn   | P            | S     | Cr   | V    | Pb | Ceq    |
| 0.33 | 0.68 | 1.33 | $\leq 0.020$ | 0.055 | 0.20 | 0.08 | —  | 0.80   |

### 3.2. 鍛造工程条件

本開発材は高周波焼入れ性を確保するため、既存の高じん性型非調質鋼と比べて若干 C 量を高めとしている。そのためじん性確保の面では不利であり、これまでに述べた合金設計による組織の微細化に加え、熱間鍛造時の工程条件管理による、組織粗大化の防止も必要となった。

まず素材の加熱温度であるが、オーステナイト粒の粗大化を防ぐには加熱温度は低いほど望ましい。通常の調質鋼の場合は後工程で組織の調整が可能であるため、鍛造性や金型寿命などを重視して 1250℃程度としていることが多いが、非調質鋼の場合は鍛造工程で組織が決定されるため、金型寿命に大きな影響を及ぼさない範囲内でできるだけ低い、1150 - 1200℃に設定した。

次に鍛造後においては、ワークの余熱によりオーステナイトは再結晶、粒成長を起こすため、組織の粗大化防止のためには変態までの温度域を速やかに冷却する必要がある。そのため強制空冷を導入した。Fig. 2に、熱間鍛造後のコンベア上での強制空冷の様子を示す。冷却速度については、以下の検討をおこない決定した。

汎用エンジンの使われ勝手の内、クランクシャフトに最も厳しい衝撃荷重が加わる可能性のある物は前出の芝刈機である。後述する芝刈機実機による低温実体衝撃試験の結果、さらに芝刈りブレードが直接接続されるクランクシャフト出力軸の形状仕様等から、汎用エンジンクランクシャフトに必要な衝撃値を、 $-40^{\circ}\text{C}$ において  $40\text{J}/\text{cm}^2$  以上、と定めた。一方、本開発材においてはパーライト粒度と衝撃値



Fig. 2 Fan cooling after hot forging

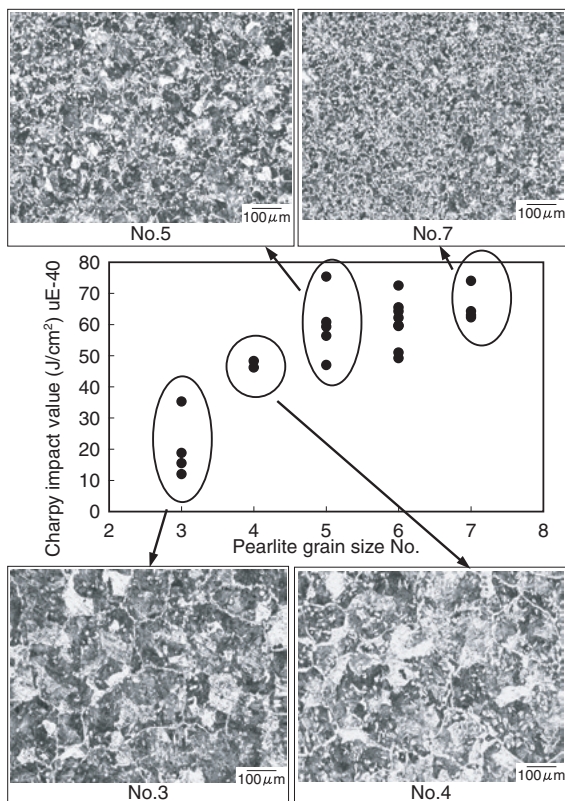


Fig. 3 Relation between pearlite grain size and charpy impact value

には Fig. 3 に示すような関係があり、パーライト粒度 5 以上を確保すれば、この衝撃値を余裕を持って満足できることがわかる。以上を踏まえて実際の工程で各種冷却試験をおこなった結果、上記衝撃値を得るためには、冷却速度の設定は  $800^{\circ}\text{C}$  から  $550^{\circ}\text{C}$  の間において  $50\text{--}80^{\circ}\text{C}/\text{min}$  が最適であることがわかった。

以上の結果をまとめて、Fig. 4 に示す。

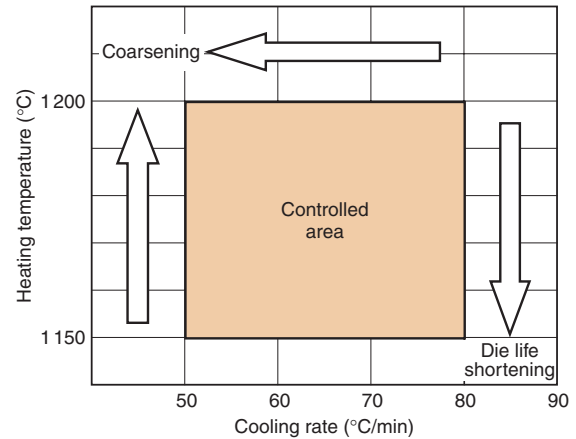


Fig. 4 Hot forging conditions

## 4. 試験結果

### 4.1. 材料試験結果

#### 4.1.1. シャルピー衝撃試験

クランクシャフトより切り出した JIS3 号試験片にて、各温度でシャルピー衝撃試験をおこなった結果を Fig. 5 に示す。開発材は  $-40^{\circ}\text{C}$  においても  $40\text{J}/\text{cm}^2$  以上の衝撃値を確保している。また U ノッチ部に 1・3mm の深さで高周波焼入れを施した試験片の場合、開発材は全温度域にて比較材である S48C 調質鋼の衝撃値を上回る結果を示している。これは開発材の C 量が比較材に比べて少なく、焼入れ硬度が低いためであると考えられる。

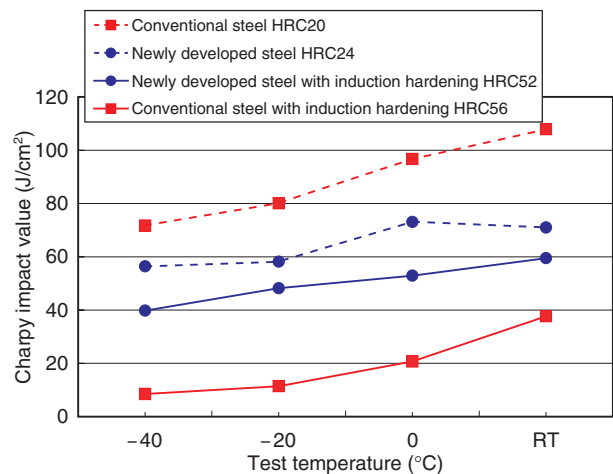


Fig. 5 Charpy impact value of newly developed and conventional steels

#### 4.1.2. その他の機械的性質

その他、引張強度、疲労強度等の材料試験結果を、比較材と併せて Table 2 に示す。各項目とも、比較材とそん色のない値が得られている。また、ピンオンディスク式摩耗試験においても、開発材の摩耗量は従来材と同等であった。

Table 2 Mechanical properties of newly developed and conventional steels

|                                         | Newly developed | Conventional |
|-----------------------------------------|-----------------|--------------|
| Hardness (HRC)                          | 20              | 20           |
| Tensile strength (MPa)                  | 813             | 764          |
| Yield point (MPa)                       | 549             | 549          |
| Elongation (%)                          | 19              | 23           |
| Rotating-bending fatigue strength (MPa) | 412             | 372          |

#### 4.2. クランクシャフト実体試験結果

##### 4.2.1. 低温実体衝撃試験

クランクシャフト実体を芝刈機実機に組み込み、運転状態で地面から棒鋼を飛び出させ芝刈りブレードに衝突させる衝撃試験を、 $-15^{\circ}\text{C}$ にておこなった。その結果例を Fig. 6 に示す。開発材でも、比較材と同様に出力軸の折損は発生せず、曲がり量も同等で良好な結果となった。

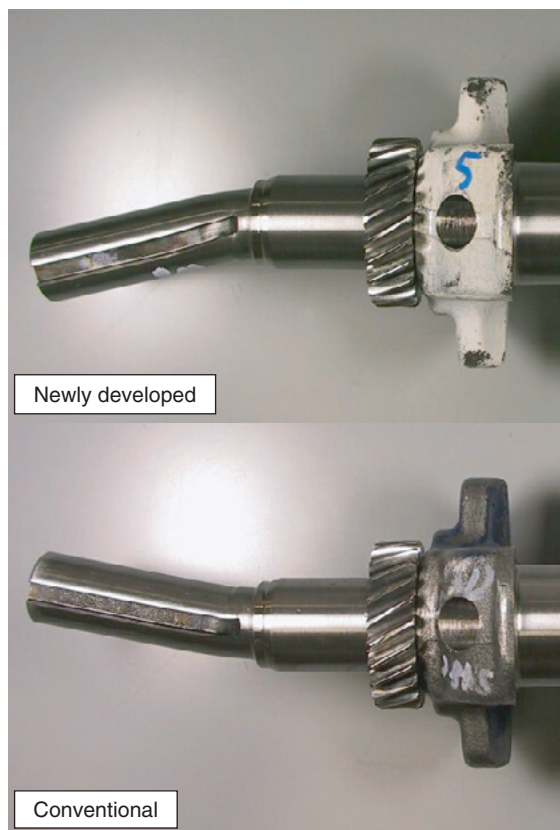


Fig. 6 Result of low temperature blade-hit test for crankshaft

##### 4.2.2. 高周波焼入れ性

クランクシャフト実体のピン部に対し、実際の量産設備により高周波焼入れをおこない、その硬度・深さを測定した結果を Fig. 7 に示す。汎用エンジンクランクシャフトに必要な焼入れ表面硬度 HRC50 以上を満足しており、焼入れ深さも比較材と同等で問題ないことが確認された。

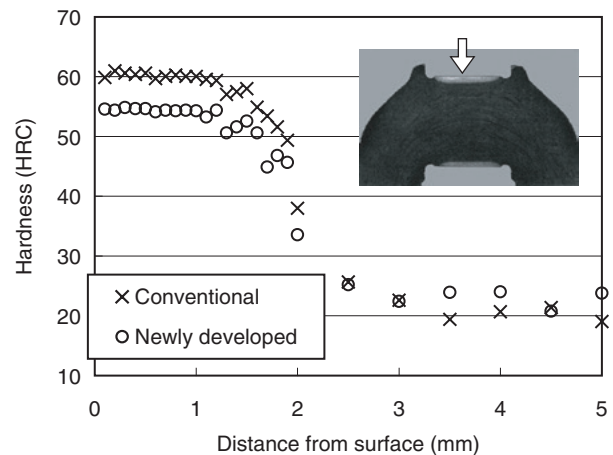


Fig. 7 Hardness of crank pin surface after induction hardening

##### 4.2.3. その他の実体試験

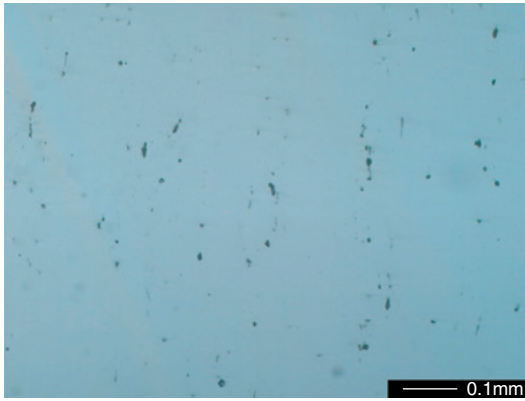
クランクシャフト単体の疲労試験の結果を Table 3 に示す。曲げ疲労試験、ねじり疲労試験ともに完全両振りである。材料試験結果同様、各項目とも比較材同等の結果が得られている。また、エンジン実機による各種耐久試験においても、従来材同様にすべての確認項目において基準値を満足することを確認した。

Table 3 Result of various fatigue tests for crankshaft

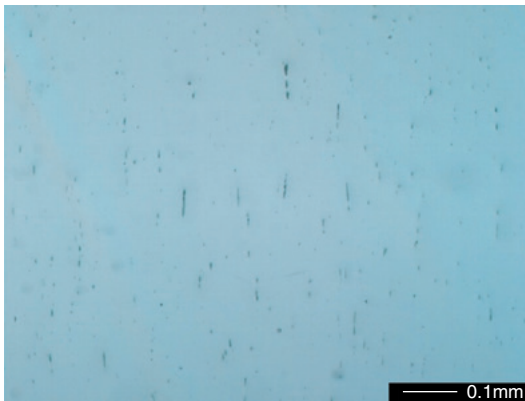
|                                                        |                                        | Newly developed | Conventional |
|--------------------------------------------------------|----------------------------------------|-----------------|--------------|
| Bending fatigue strength of crank pin (MPa)            | Without induction hardening for fillet | 402 (HRC24)     | 402 (HRC20)  |
|                                                        | With induction hardening for fillet    | 647 (HRC52)     | 666 (HRC60)  |
| Torsion fatigue strength of power take-off shaft (MPa) |                                        | 182 (HRC20)     | 106 (HRC20)  |

#### 4.3. 切削加工性

開発材および比較材の快削組織分布状態を Fig. 8 に示す。開発材においては MnS が、比較材においては Pb が、同様の形態で分布しているのがわかる。



(a) Newly developed steel (MnS)



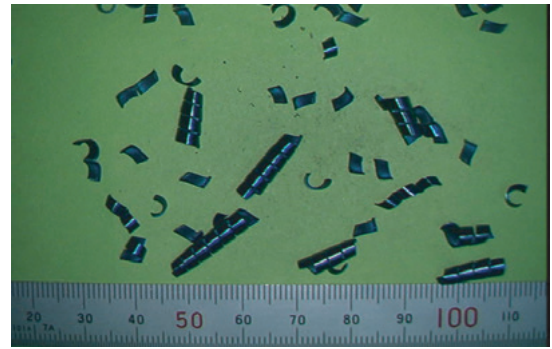
(b) Conventional steel (Pb)

Fig. 8 Distribution of inclusions

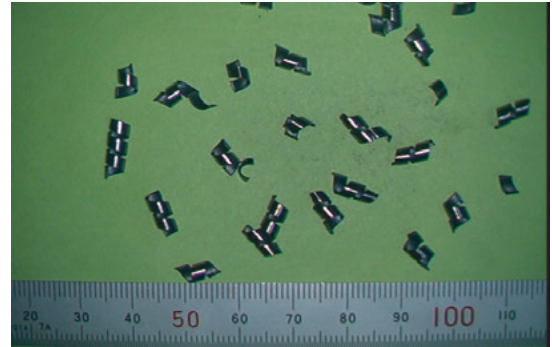
この両者について、同条件にてバイト切削性、およびドリルせん孔性の確認試験をおこなった。その際の工具摩耗量を Table 4 に、旋削・せん孔切りくず形態をそれぞれ Fig. 9, 10 に示す。工具摩耗量については、開発材は比較材よりも少なく有利である。切りくずについては、開発材のほうが比較材に比べ若干処理性に劣る形状であったが、実際の量産加工ラインにおいては全く問題のない差であった。

Table 4 Comparison of amount of tool wear between newly developed and conventional steels

|                                                             | Newly developed   | Conventional      |
|-------------------------------------------------------------|-------------------|-------------------|
| Amount of wear of tip flank after 30 min. turning (mm)      | 0.07<br>(HRC19.4) | 0.18<br>(HRC21.2) |
| Amount of wear of drill flank after drilling 200 holes (mm) | 0.08<br>(HRC22.6) | 0.09<br>(HRC20.1) |

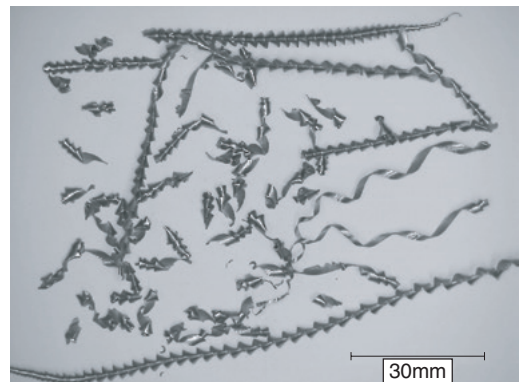


(a) Newly developed steel

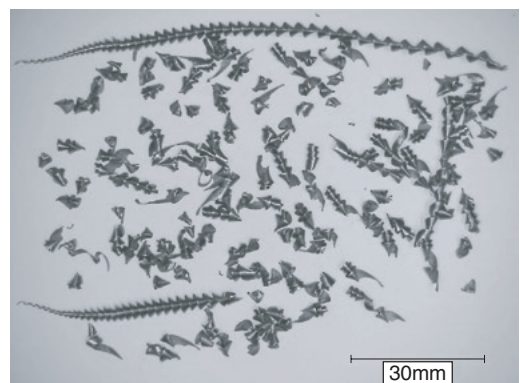


(b) Conventional steel

Fig. 9 Chips of newly developed and conventional steels produced by 30 min. of lathe turning



(a) Newly developed steel



(b) Conventional steel

Fig. 10 Chips of newly developed and conventional steels produced by drilling 200 holes

## 5. まとめ

- (1) 合金成分と鍛造条件を総合的に検討することにより、熱間鍛造後の調質処理を省略しても、従来の調質鋼と同等の強度・じん性を得られ、なおかつ高周波焼入れも可能である非調質鋼を開発した。
- (2) 従来の鉛快削鋼と同等の切削加工性を維持しながら、環境負荷物質である鉛の添加を廃止した。
- なお本鋼材は、排気量 160・390cm<sup>3</sup> のプロユース向け汎用エンジン用クランクシャフト材として量産適用されている。

## 謝 辞

本開発にあたり、多大な協力を頂いた(株)住友金属小倉を始めとする関係者各位に、紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

## 参考文献

- (1) 野村一衛：自動車用非調質鋼における組織制御技術，まてりあ，Vol.34, No.6, p.705(1995)
- (2) 細野昭彦，藤田敬太郎：非調質鋼の現状，いすゞ技報，Vol.90, p.90
- (3) 池田正一，阿南吾郎：高強度非調質棒鋼，R&D 神戸製鋼技報，Vol.52, No.3, p.47(2002)
- (4) 高田啓督，子安善郎：鍛造用非調質鋼の現状と将来動向，新日鉄技報，Vol.354, p.6(1994)
- (5) 佐藤武史，栗田真人：最近の非調質鋼について，鍛造技報，Vol.83, p.16(2000)
- (6) 井上幸一郎，中村貞行：高強度・高靱性非調質鋼，電気製鋼，Vol.67, No.1, p.56(1996)
- (7) Ochi, T., Takahashi, T., Takada, H.: Improvement of the Toughness of Hot Forged Products Through Intragranular Ferrite Formation, Iron & Steel Maker, 16-2, p.21-28(1989)
- (8) 勝亦正明，松島義武，山本義則：低炭素マルテンサイト・ベイナイト型高強度高靱性熱間鍛造用非調質鋼の開発，日本金属学会報，Vol.31, No.6, p.547(1992)
- (9) 岡津光浩，林透，天野慶一：極低炭素ベイナイトを利用した非調質 570MPa 級厚肉高張力鋼板とその溶接部特性，川崎製鉄技報，Vol.30, No.3, p.131(1998)
- (10) 井上幸一郎，中村貞行：ベイナイト型非調質鋼の組織と機械的性質に及ぼす合金元素の影響と切欠き材の疲労強度，電気製鋼，Vol.69, No.1, p.27(1998)
- (11) 福住達夫：熱間鍛造用ベイナイト型高靱性非調質鋼の開発，三菱製鋼技報，Vol.19, No.1,2, p.33(1985)
- (12) 佐藤武史：非調質高強度鋼，住友金属，Vol.45, No.4, p.120(1993)
- (13) 大野鐵：鋼の被削性研究の近況，住友金属，Vol.48, No.1, p.4(1996)
- (14) 橋村雅之ほか：クランクシャフト用 Pb-free 非調質鋼について，新日鉄技報，Vol.378, p.68(2003)
- (15) 常陰典正ほか：硫黄快削鋼の靱性と被削性に及ぼす Mg, Ca 添加の影響(硫黄物系新快削鋼の開発－1)，材料とプロセス，Vol.14, No.6, p.1233(2001)
- (16) 佐藤公保ほか：鋼の被削性と強度に及ぼす S 量および Mg, Ca 添加の影響(硫黄物系新快削鋼の開発－2)，材料とプロセス，Vol.14, No.6, p.1234(2001)

## ■ 著 者 ■



田原 譲



清水 真吾

# 非圧縮・圧縮性流体統一解法の開発

Development of Universal Solver for Incompressible and Compressible Flow Simulation

山口 義博\*

Yoshihiro YAMAGUCHI

## 要 旨

本研究では、数値流体計算における物理量の移動計算を流速による移流作用と音波による伝播作用とに分離する手法を開発し、弱圧縮性・圧縮性流体の統一解法を新たに構築した。本手法は各速度域での検証問題により原理検証がなされ、その妥当性が確認された。更に、現実的な三次元乱流解析のための、非構造格子法による複雑形状への対応、計算効率化のための並列計算機能、乱流モデルの実装がおこなわれた。開発した解析コードを三次元矩形翼の乱流計算に適用した結果、計算精度、計算効率ともに統一解法としての実用性が確認された。

## ABSTRACT

A numerical methodology that decomposes a fluid motion into the convection due to the flow material velocity and the transportation of the sound wave was newly developed and then a unified flow solver for all-speed flow regime was conducted. The developed flow solver has been validated using bench mark problems. Furthermore, the solver has been extended to practical one for an engineering purpose, such as three-dimensional turbulent flow, by implementing an unstructured grid method, a parallel computation technique, and a turbulence model. Availability as a unified flow solver in practical use has been confirmed by solving a flow field around three-dimensional wing.

## 1. はじめに

近年まで数値流体力学 Computational Fluid Dynamics (CFD) は、大きく非圧縮性解法と圧縮性解法の二つに、解析手法と研究者が分かれて別々の発展をたどってきた。その理由は単純に解析対象が異なってきたからというだけではない。Fig. 1に示すように流れの速度、温度の特性の違いにより解析手法が大きく異なっており、互いの領域を解くことができないことが背景にある。この境界線は“圧縮性限界”とよばれ、およそここを境として解析手法の使い分けがなされている。しかしながら、現実には液体、気体を問わず、流体には少なからず圧縮性が存在する。そのため、非圧縮性流体とは、非圧縮性解法により求められる密度変化の無いモデル化された状態を意味する。よって厳密には、現実の流体現象と分けて考える必要がある。本論文では、圧縮率もしくは熱膨張率が5%未満の流体を“弱圧縮性流体”と定義し、以後の議論を進める。

先に述べたように、これまで設計者は流体現象ごとに解法を使い分けて解析をおこなってきたが、圧縮性限界をはさんだ流体現象や、弱圧縮性流体の解析では、何らかの仮定

やモデルを導入するか、あるいは、信頼性は落ちるものの、収束性が低下した解析に頼らざるを得なかった。

近年の計算機の発達に伴い、複雑かつ大規模な解析対象を一度に解くことが可能となってきた。例えばガスタービンエンジンやレシプロエンジンの入口から出口までが相当

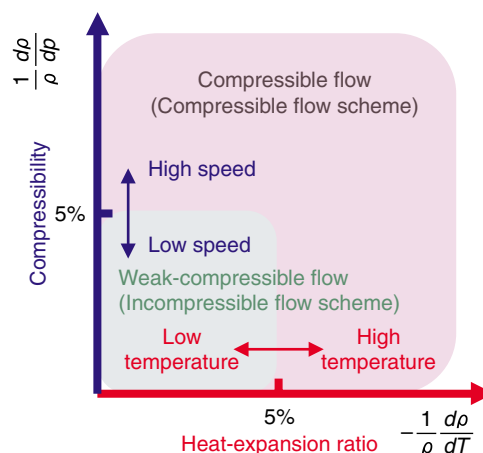


Fig. 1 Schematic of relation between flow phenomena and numerical method

\*和光基礎技術研究センター

する。内部には、低速から高速までの流れが混在し、低速流れ内でも、燃焼による温度差により密度変動が存在する。従来法では、現象に応じて機械要素毎に分割して、解法を変更して解析せざるを得ない。しかしながら要素間の干渉の分離は難しく、境界条件のあいまいさや矛盾が生じ、解析精度の低下は避けられない。

もし流体の全領域を統一して解くことができ、複雑かつ大規模な問題への対応がなされれば、上記の課題を同時に解消する強力なツールとなる。つまり、モデルや仮定を導入せず、境界条件を入口と出口ともに大気状態等に明確に設定した解析が可能となり、各要素性能と全体性能ともに信頼性の高い解を得ることができる。

本研究の目的は、弱圧縮性流体と圧縮性流体が混在する流れや、圧縮性限界付近での流体现象を統一アルゴリズムで解く CFD スキームを構築することにある。また、それらの現象が存在する、複雑かつ大規模な問題への適用を考慮し、以下の3項目に対応する。(1)乱流モデルの実装。(2)複雑形状に対応するためのハイブリッド計算格子への対応。(3)大規模問題における計算負荷を下げるための計算の並列化。以上の特徴をもつ解析コードを開発し、検証問題と実用問題において良好な結果を得たので報告する。

## 2. 従来法との比較

非圧縮性解法と圧縮性解法で、互いの計算領域を解けない主たる理由と、本解法の特徴を挙げる。

(1)非圧縮性解法が圧縮性流れを解けない理由：

完全 Navier-Stokes(NS.)方程式から、密度一定の仮定により導出された、簡略化された支配方程式(質量保存式、運動量保存式)を解く。またエネルギー保存式は連立式として扱わない。このため流体の圧縮性は考慮することができない。

(2)圧縮性解法が弱圧縮流れを解けない理由：

完全NS.方程式を支配方程式として扱う。方程式は質量、運動量、エネルギーの保存則より構成されており、弱圧縮性現象も表現する。密度や運動量など流体のマクロな性質を表現しており、流体分子の流速移動や圧力伝播や摩擦による熱生成等を、巨視的に連続体として扱うことに他ならない。このことは移動現象に注目したNS.方程式の固有値解析より、「物理量の移動は流速と音波(圧力波)によりおこなわれる」と証明できることからわかる。一方、圧縮性解法では、流速と音速による移動計算を同時におこなう手法をとる。そのため、音速に比べ流速のスケールが非常に小さくなる弱圧縮性流体の解析では、スケールの違いによる誤差が累積し、計算の収束性の悪化や破綻が生じる。

(3)本解法の特徴：

スケールが違う流速と音速をいかに扱うかが、統一解法開発の鍵となる。スケールをそろえる前処理行列を方程式

に掛けて、擬似的な時空間で移動計算をおこなう手法として、Preconditioning 法<sup>(1)-(3)</sup>が提案されている。また、流速と音波による移動計算を分離して、別々におこなう手法<sup>(4),(5)</sup>も提案されている。どちらもまだ研究段階であり、実用レベルで汎用的に使われている手法はほとんど無い。

本解法でも、支配方程式として完全NS.方程式を取り扱う。ここで、改めて完全NS.方程式の特性を見直す。先に述べたように弱圧縮性領域では、流速と音波での移動効果が分離する。流速による移動は、風上から風下への一方向性をもつ双曲形方程式で表現できる。一方、音波は圧力波源や境界を端とした定常波としての性質をもつため、だ円形方程式で表現できる。本解法ではそれぞれの方程式系の特性を活かすよう、流速による効果と音波による効果を分離することで、統一解法の構築をおこなった。一段階目として、先ず流速による移動計算を、従来の圧縮性解法の知見を活かしておこなう。次に、音波による伝播効果は、漸近的に境界値問題に近づくように取り扱う。また、運動量保存式における圧力の寄与分は流速によるものと、音波によるものであることが証明できる<sup>(6)</sup>ため、圧力寄与も分離して、圧力計算の高精度化を図る。

## 3. 支配方程式

完全NS.方程式より導いた非保存形の式、質量保存式(1)、運動量保存式(2)、温度方程式(3)を支配方程式とする。ここで温度方程式は、エネルギー保存式に質量保存式と運動量保存式を代入して導出する。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \rho = -\rho \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (-p \mathbf{I} + \Pi) \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T = \frac{1}{C_v \rho} \{-p(\nabla \cdot \mathbf{u}) - \nabla \cdot \mathbf{k} \nabla T + \Pi : \nabla \mathbf{u}\} \quad (3)$$

ここで  $\rho$ ,  $\mathbf{u}$ ,  $p$ ,  $T$  はそれぞれ密度、速度ベクトル、圧力、温度を表わし  $C_v$ ,  $\Pi$ ,  $\mathbf{k}$  は等積比熱、粘性テンソル、熱伝導率を表す。また  $\mathbf{I}$  は単位行列である。

加えて、実用計算においては  $k-\epsilon$  乱流モデル<sup>(7),(8)</sup>を用いる。ここでの  $k$  は乱流エネルギーを表わす。

## 4. 分離解法

式(1)-(3)を多段解法により時間刻みで( $n \rightarrow n+1$ )まで進める。一段目を流速のみによる物理量の移動をおこなう移流段(時間刻み  $n \rightarrow *$ )とよぶ。二段目を音波の式に基づき、圧力の微小擾乱による物理量の伝播をおこなう等エントロピー段(時間刻み  $* \rightarrow **$ )とよぶ。三段目は粘性や

熱流束を計算する粘性段(時間刻み $n \rightarrow n+1$ )である。等エントロピー段では境界値問題を解くため、圧力方程式を導出する。ここで、運動量保存式における( $n \rightarrow n+1$ )時間刻みでの圧力勾配項の時間変動を $\nabla p^{**} = \nabla(p^n + \phi)$ と分離する。ここで $\phi$ は $\phi = p^{**} - p^n$ となる値で、圧力の微小擾乱量となる。分離による効果は次の二つである。一つは圧力方程式を解く際に、圧力を直接変数としないことにより、誤差の累積を緩和すること。もう一つは圧力勾配項を流速時間スケールでの寄与分と音速時間スケールでの寄与分とに分離して、それぞれ適した移動計算をおこなう<sup>(9)</sup>ことである。

三段階の分解を具体的に式(4)–(6)に示す。

移流段：

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \mathbf{u} \\ T \end{pmatrix}^* + (\mathbf{u}^n \cdot \nabla) \begin{pmatrix} \rho \\ \mathbf{u} \\ T \end{pmatrix}^* = \begin{pmatrix} 0 \\ -\nabla p^n \mathbf{I} / \rho^* \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

等エントロピー段：

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \mathbf{u} \\ T \end{pmatrix}^{**} = \begin{pmatrix} -\rho^* \nabla \cdot \mathbf{u}^{**} \\ -\frac{\nabla \phi \mathbf{I}}{\rho^*} \\ -\frac{p^* \nabla \cdot \mathbf{u}^{**}}{C_v \rho^*} \end{pmatrix} \quad (5)$$

粘性段：

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \mathbf{u} \\ T \end{pmatrix}^{n+1} = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{\nabla \cdot \Pi^{n+1}}{\rho^*} \\ \frac{\nabla k \cdot \nabla T^{n+1} + \Pi^{**} : \nabla \mathbf{u}^{**}}{C_v \rho^{**}} \end{pmatrix} \quad (6)$$

次節では、各段における解法について示す。

#### 4.1. 移流段

移流計算の手法は、移流作用が支配的となる圧縮性解法において発展してきた。それは近似リーマン解析手法とよばれ、シャープにかつ振動を起さずに、物理的な不連続である衝撃波を捕獲することがポイントとなる。本手法も衝撃波の生じる流れ解析を考慮し、近似リーマン解法を参考とした。式(4)に示すように変数が保存変数ではなく原始変数で、かつ非保存形であるため、近似リーマン解法をそのまま適用することはできない。また、厳密に衝撃波をとらえるには数理上の課題も生じる<sup>(10)</sup>。そのため、如何に低速から高速までに対応する風上化をおこなうかが鍵となる。式(4)より、物理量の移動は流速 $\mathbf{u}$ のみに依存することがわかる。しかしながら、流速に依存しない項として、運動量保存式の右辺に圧力勾配項が存在する。流速項と圧力勾配項をそれぞれ分離して風上化するために、近似リーマン解法

の一つである AUSM 法<sup>(11)</sup>を参考にして離散化をおこなった。この圧力の風上化が圧力計算の高精度化に寄与する。

#### 4.2. 等エントロピー段、粘性段

ここでは、音波による移動効果が、漸近的に境界値問題となるように解きたい。圧力方程式を導出するため、状態方程式の時間による全微分に式(5)を代入する。

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{\rho^*} \nabla \phi \right) - \frac{\phi}{\gamma \Delta t^2 p^*} = \frac{\nabla \cdot \mathbf{u}^*}{\Delta t} \quad (7)$$

式(7)を SOR 法、残差切除法<sup>(12)</sup>等の一般的な行列解法で解く。圧力の計算後、密度、速度、温度を計算する。

粘性段では、等エントロピー段での値を使って計算をおこなった後、時間刻みを一つ進める。

## 5. 離散化

#### 5.1. 空間離散化

計算格子上への物理量配置として二つの方法が考えられる。一つは全物理量を同じ点に持たせるコロケート配置で、他方は密度、圧力、温度等をセル中心に配置し、速度を格子面上に配置するスタッガード配置である。圧力方程式の導出過程を考慮すると、本手法ではスタッガード配置が望ましい。しかしながら、離散化式の保存性の維持を目的とし、かつプログラム開発での複雑さを回避するためコロケート配置を採用した。また、複雑形状の計算にも柔軟に対応できるように、セル中心有限体積法(FVM)をベースとして二次元計算、三次元計算ともにハイブリッド格子に対応した。衝撃波をシャープに計算するためには、移流段での空間精度が大きく影響する。しかしながら、FVMではステンシルを広く取ることができないため、Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws(MUSCL)内挿により空間二次精度とした。

#### 5.2. 時間離散化

定常計算には計算時間の短縮のため、局所時間刻み法を取り入れた時間一次精度でおこなう。時間発展での計算安定化のために、移流段と粘性段においては LU-SGS 法<sup>(13)</sup>を用いた陰的計算をおこなう。一方、非定常計算ではクランク・ニコルソン法により時間二次精度とした。移流段と粘性段では LU-SGS 法にニュートン・ラプソン法を組み合わせ、Dual-Time Stepping法<sup>(14)</sup>により時間精度を維持している。

## 6. 並列計算

本手法は、移流段において圧縮性解法の AUSM 法と同等の計算負荷があり、更に等エントロピー段で圧力方程式を解く負荷があるため、圧縮性解法に比較して計算負荷が高

くなる。高負荷を分散し、計算のターンアラウンド時間を短縮させるため、並列計算手法を取り入れた。

並列化手法として領域分割法を採用し、合わせてプログラム上の変数配列を動的に取得させた。従って、メモリ分散型の並列計算機に対しては、要求するメモリを各ノードに分散させることができるため、大規模計算が可能となる。領域分割法としては、METIS 法<sup>(15)</sup>を採用し、1 ノード内の負荷を均等にしている。また、隣接領域間でのデータ交換は、各領域境界上に配置された仮想セルの物理量のみおこなう。この方法により、ノード間で交換するデータ量と通信時間を最小限にとどめた。Fig. 2 に 1CPU での計算時間を 1 として無次元化した実測値と理論値を示す。計測に使用した格子数は約 110 万であり、実用レベルの格子数において、理論値に近い並列化の効果が得られていることがわかる。

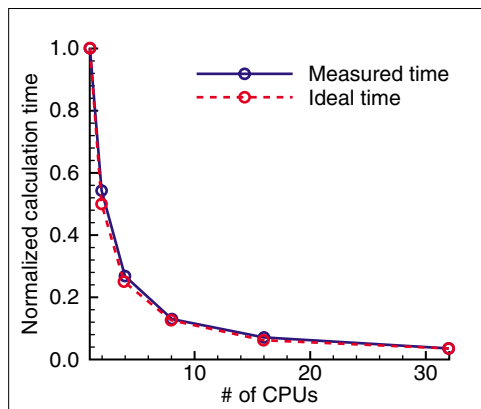


Fig. 2 Normalized calculation time between measured and ideal time

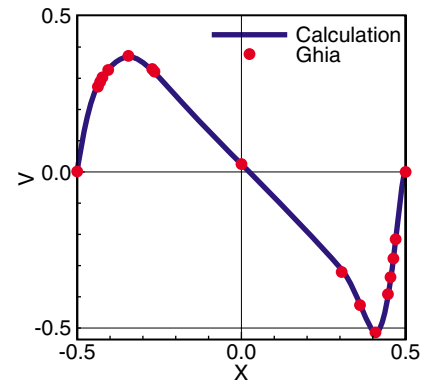
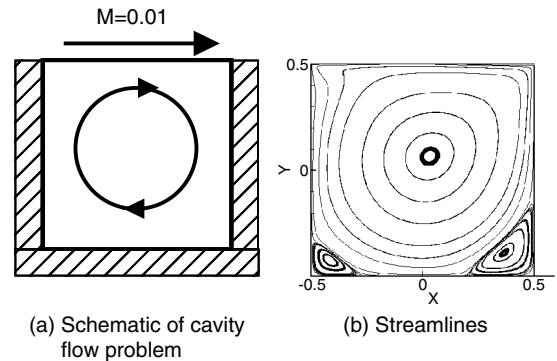
## 7. 検証

典型的な弱圧縮性流れに対する問題と、圧縮性流れに対する問題を用いて、本解法の検証をおこなう。

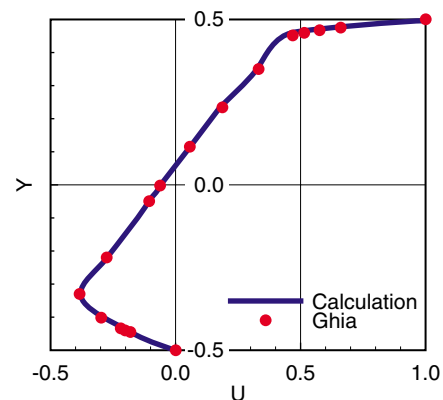
### 7.1. 弱圧縮性流れ解析の検証

弱圧縮性の粘性解析をキャビティ内流れにて検証した。計算条件はレイノルズ数が1000、開口部のマッハ数が0.01である。解析のイメージ図を Fig. 3(a) に示す。Fig. 3(b) に計算より得た流線を、Fig. 3(c) は  $y=0$  上での速度  $v$  の分布を、Fig. 3(d) には  $x=0$  上での速度  $u$  の分布を示す。速度分布は Ghia ら<sup>(16)</sup>の検証データと比較している。

主流渦の速度分布は検証結果と良く一致している。また、Ghia らの結果と同様に二次渦も捕えられている。これより弱圧縮領域の粘性流れにおける、本解法の妥当性が確認できた。



(c) Profile of v-velocity along  $y=0$



(d) Profile of u-velocity along  $x=0$

Fig. 3 Validation results for cavity flow at  $Re=1000$ ,  $Min=0.01$

### 7.2. 圧縮性流れ解析の検証

圧縮性解析を Sod の一次元衝撃波管問題<sup>(17)</sup>にて検証した。本問題では初期状態として、管中央の仕切りをはさんで左右に圧力比  $P_L/P_R=10$ 、密度比  $\rho_L/\rho_R=8$  の静止状態の気体を満たす。検証は、仕切りをはずした後の非定常な超音速流れを、理論解と比較することでおこなわれる。Fig. 4(a)は衝撃波管の初期値のイメージ図を、(b), (c) は 0.1415秒後の密度、速度の分布を示す。

非保存形を支配方程式とした場合、衝撃波でのエントロピージャンプを弱解として認めることができないため、衝撃波位置が理論解より遅れることが指摘されている<sup>(10)</sup>。しかし、本手法においては良好な結果が得られている。

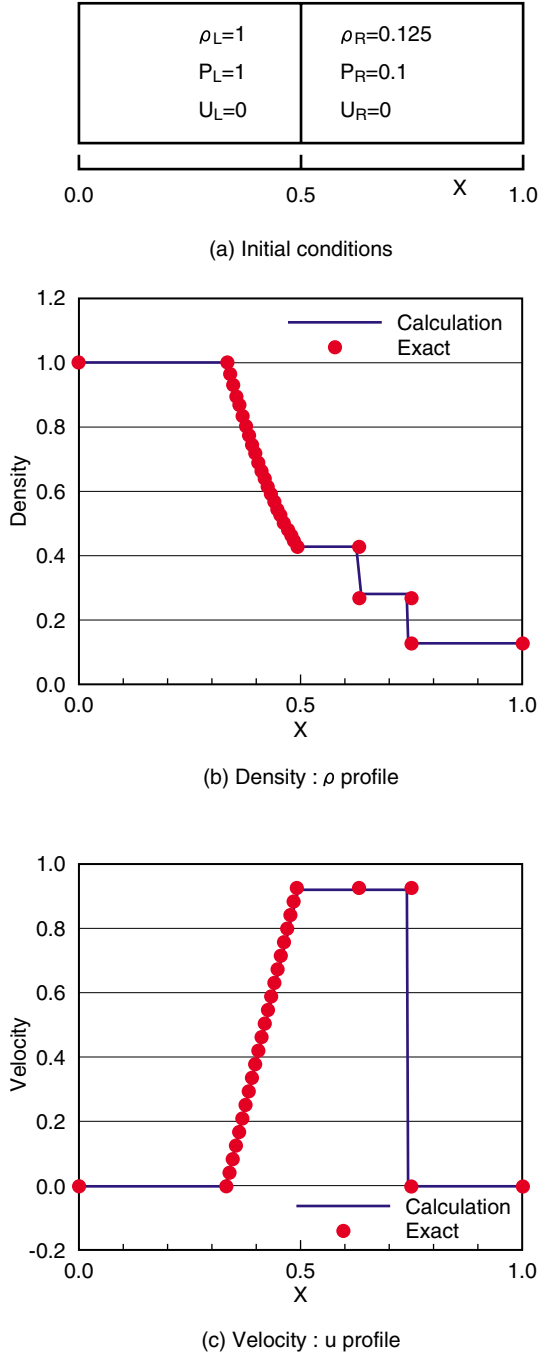


Fig. 4 Validation results for the Sod's problem

### 7.3. 二次元翼型周り流れの検証

先の二つの検証により、内部流れにおいて弱圧縮性流れと圧縮性流れが、本手法により解析可能であることを確認できた。次に物体周り流れの検証として、二次元NACA0012翼型周りの非粘性計算をおこなった。他の統一解法の一つ

である local-preconditioning法では、淀み点におけるパラメータ依存性のため、人工的な処理を必要とする<sup>(1)-(3)</sup>。そのため、本検証には淀み点近傍での非物理的な挙動の有無を、弱圧縮性流れから圧縮性流れまでの解析にて確認する。主流速度は  $M_\infty=0.005$ の弱圧縮：Fig. 5(a),  $M_\infty=0.6$ の高亜音速：Fig. 5(b),  $M_\infty=0.9$ の遷音速：Fig. 5(c)である。迎角は全て0度である。図のコンターはそれぞれの主流速度で無次元化された速度の絶対値である。よって、(a) - (c) のコンターの色は直接比較はできない。

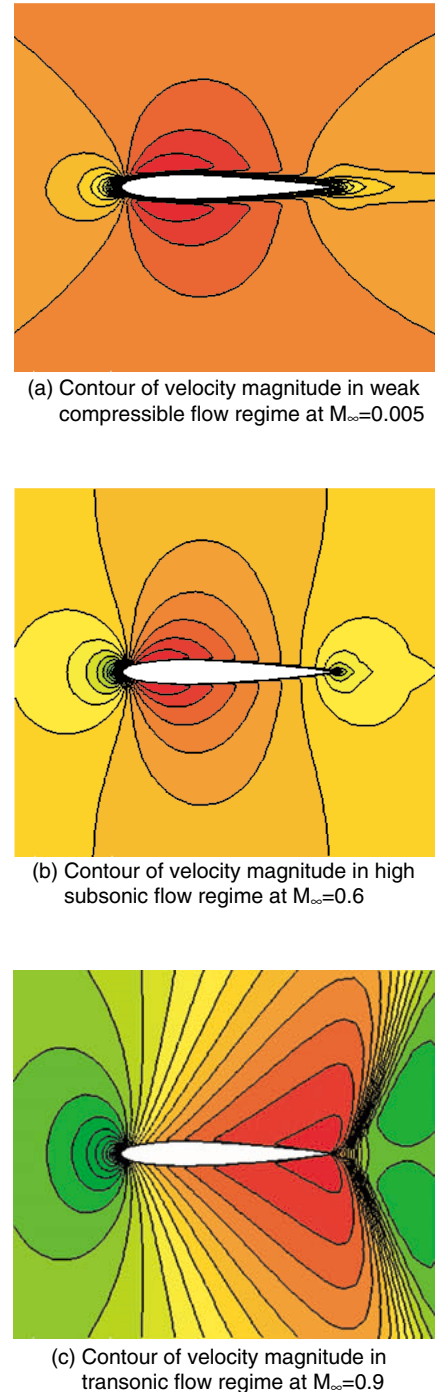


Fig. 5 Contours of velocity magnitude around NACA0012 airfoil

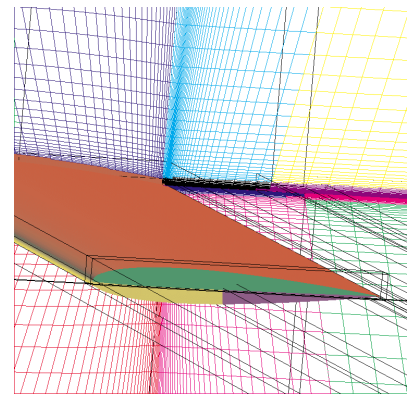
非圧縮性解法では、弱圧縮性解析の Fig. 5(a) と同じ計算結果は得られるが、圧縮性の影響が出る (b), (c) については同様の結果を得ることはできない。一方、圧縮性解法においては、(b), (c) と同様の結果を得ることができるものの、弱圧縮性の領域となる (a) の計算では、解が収束せず非物理的な解となる。本手法においては、弱圧縮性の低速から、衝撃波の生じる高速まで、適切な速度分布の収束解が得られた。これより淀み点のある物体周りの問題に対しても、広い速度域で適用可能と判断できる。

## 8. 三次元翼周り計算

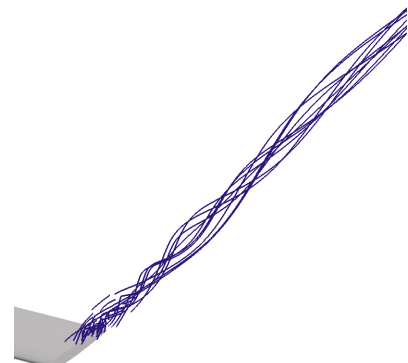
実用問題レベルの解析対象として、三次元NACA0012翼周りの乱流解析をおこなった。解析条件として空港での航空機の離発着時を想定し、低速、高迎角とする。高迎角となる理由は、低速での翼負荷を上げるためであるが、その翼上下面での圧力差が、強い翼端渦を発生させる原因となる。この翼端渦は残留渦となり、空港上空においては、次に離発着する航空機との干渉を避けるための待機時間に影響する。そのため、安全性の確保及び、離発着数の拡大のため、CFDによる翼端渦の予測が多くおこなわれている。しかしながら、従来法による解析においては速度域が圧縮性限界付近であるため、計算の収束性が悪く解の信頼性が低くなる。更に、数値計算上の非物理的な粘性(数値粘性)の影響により、計算手法や計算格子に依存して、残留渦が実際より早く拡散してしまうことが指摘されている<sup>(18)</sup>。よって、本解析手法の特長となる統一解法であることと、圧力の高精度な計算手法であることを活かし解析をおこなった。

総計算格子数は1157856で、数値拡散の影響を減らすため全六面体格子とした。計算領域は16領域に分割し並列計算をおこなった。分割した領域毎に色分けして Fig. 6(a) に示す。翼アスペクト比は3、主流マッハ数は0.12、迎角は10度、レイノルズ数は  $0.9 \times 10^6$  である。

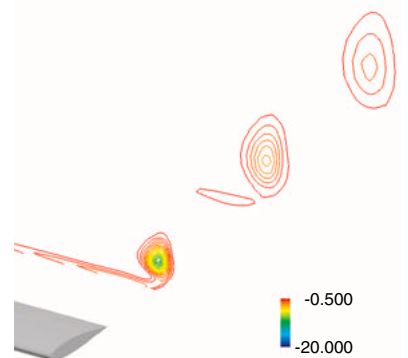
翼端渦の様子を Fig. 6(b) に流線で示す。翼端渦が翼端上面に発生し、粘性効果により緩やかに減衰しているのがわかるが、コード長の10倍以上後流までも捕えられており、数値拡散の影響は低いことが示された。次にヘリシティのコンターを Fig. 6(c) に示す。コンター位置はコード長の2, 4, 6倍の後流に相当する。ヘリシティ  $h$  は  $h = \mathbf{u} \cdot \text{curl} \mathbf{u}$  で定義され、絶対値の最大値は渦中心を表し、符号は渦の回転方向を示す値である。図中で風上側から見て、負の値は反時計周りの渦を、正の値は時計回りの渦を意味する。ヘリシティは、翼端渦と後流以外の場所ではほぼゼロの値となるため、図ではスケールの調整をおこなっている。翼端渦に相当する場所では負の値をもっており、先の流線の図と同様、反時計周りの渦が生じていることがわかる。ヘリシティと同位置での乱流粘性比のコンターを Fig. 6(d) に示す。現実的な計算負荷で、より実際の現象に近い解析をおこなった



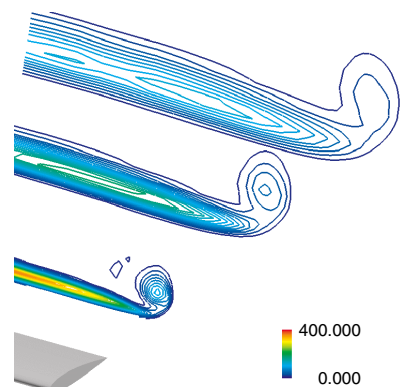
(a) Calculation grid divided by METIS method



(b) Streamlines around NACA0012 rectangular wing by turbulent calculation



(c) Helicity contours at 2, 4, and 6-chord downstream from trailing edge by turbulent calculation



(d) Contours of turbulent viscosity at 2, 4, and 6-chord downstream from trailing edge

Fig. 6 Results of a wingtip vortex calculation around NACA0012 rectangular wing

めには、乱流モデルの導入は不可避である。図より翼後流及び渦位置での流れにせん断がある場所に、乱流粘性が適切にはたっていることがわかる。以上により、大規模、複雑現象解析に対する三次元の統一解法コードの実用性が確認できた。

## 9. まとめ

数値流体計算手法として、非圧縮性・圧縮性流体解析のための統一解法を新たに構築した。原理検証のための弱圧縮性領域から圧縮性領域までの内部流、外部流の解析で良い一致が確認できた。乱流解析機能と複雑形状の解析機能を付加して、より現実的な問題である三次元翼周り計算をおこない、統一解法としての実用性が確認された。更に並列計算機能の実装がなされ、理論値に近い計算負荷の分散が可能とした。今後はコードの特性を活かすべく、解析対象としてガスタービン内部流れ解析やレシプロエンジン内部解析、また、現象解析として圧力変動が影響する燃焼解析、騒音解析等に適用していく。

## 参考文献

- (1) Turkel, E.: Preconditioned Methods for Solving the Incompressible and Low Speed Compressible Equations, J. Comput. Phys., Vol.72, No.2, p.227-298(1987)
- (2) Choi, Y. H., Merkle, C. L.: The Application of Preconditioning in Viscous Flows, J. Comput. Phys., Vol.105, p.207-223(1993)
- (3) Turkel, E., Vatsa, V. N., Radespiel, R.: Preconditioning Methods for Low-Speed Flows, AIAA paper, 96-2460 (1996)
- (4) Hah, C.: Navier-Stokes Calculation of Three-Dimensional Compressible Flow Across a Cascade of Airfoils with an Implicit Relaxation Method, AIAA paper, 86-0555(1986)
- (5) Yabe, T., Wang, P. Y.: Unified Numerical Procedure for Compressible and Incompressible Fluid, J. Phys. Soc. Japan, Vol.60, No.7, p.2105-2108(1991)
- (6) Rehm, R. G., Baum, H. R.: The Equation of Motion for Thermally Driven Buoyant flows, J. of Research of the National Bureau of Standards, Vol. 83, p.297(1978)
- (7) Wilcox, D. C.: Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol.32, No.2, p.247-255(1994)
- (8) Wilcox, D. C.: Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models, AIAA Journal, Vol.26, No.11, p.1299-1310(1988)
- (9) Yamaguchi, Y., Arima, T., Obayashi, S., Nakahashi, K.: Simulation of Aircraft Wake Vortex Using Pressure-based Unified Numerical Approach for Incompressible and Compressible Flows, AIAA Paper, 04-0077(2004)
- (10) Leveque, R. J.: Finite Volume Methods for Hyperbolic Problem, CAMBRIDGE TEXTS IN APPLIED MATHEMATICS(2002)
- (11) Liou, M.-S.: Progress Towards An Improved CFD Method: AUSM+, AIAA Paper, 95-1701-CP(1995)
- (12) Tamura, A., Kikuchi, K., Takahashi, T.: Residual Cutting Method for Elliptic Boundary Value Problems: Application to Poisson's Equation, J. Comput. Phys. No.137, p.247-264(1997)
- (13) Jameson, A., Yoon, S.: Lower-Upper Implicit Schemes with Multiple Grid for the Euler Equations, AIAA Journal, 30, No.11(1992)
- (14) Pulliam, T. H.: Time Accuracy and the Use of Implicit Methods, AIAA paper, 93-3360(1993)
- (15) <http://www-users.cs.umn.edu/~kaypis/metis/>
- (16) Ghia, U., Ghia, K. N., Shin, C. T.: High Re Solutions for Incompressible Flow Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method, J. Comput. Phys., No.48, p.387-411(1982)
- (17) Sod, G. A.: A Survey of Several Fluid Difference Methods for System of Nonlinear Hyperbolic Conservation Laws, J. Comput. Phys, No.27, p.1-31(1978)
- (18) Murayama, M., Nakahashi, K., Obayashi, S., Kato, T.: Numerical Simulation of Vortical Flows Using Vorticity Confinement Coupled with Unstructured Adaptive Grid Refinement, Computational Fluid Dynamics Journal, Vol.10, p.28-36(2001)

■著 者■



山口 義博

# 流体音響連成解析コードの開発

Development of Computational Fluid/Aeroacoustic Coupling Code

釜 土 敏 裕\*

Toshihiro KAMATSUCHI

## 要 旨

流体音予測に有効なツールとして、流れ場を解く Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) と音の伝播を解く Linearized Euler Equations (LEE) を組み合わせた、流体と音響の連成解析手法を新たに開発した。これにより、低計算コストで広範囲の流体音解析が可能となった。また、すべての解析において非構造格子法を用いることにより、複雑形状にも対応できるようになった。本手法を翼まわりに適用しその有効性を実証した。二次的に発生する表面圧力変動ではなく、乱流変動を直接用いることで音源が普遍的に扱えるようになり、流体音解析に新たな方向性を示すことができた。

## ABSTRACT

A rather novel coupling method is developed for predictions of aerodynamic sound fields. The flow fields are predicted by Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) and the sound propagations are computed by Linearized Euler Equations (LEE). This method enables wide range aeroacoustic analyses with the lower computational cost. All simulations are performed using unstructured grid methods because of their flexibility to fit complex geometries. To validate this method in the present work computational aeroacoustic analysis around an airfoil was carried out. Sound sources are treated universally by using turbulent vortex fluctuations which induce aeroacoustic phenomena, not by the secondary pressure fluctuations on the body surfaces. This suggests a new guidance in computational aeroacoustics.

## 1. まえがき

流体音は空気などの流体運動に起因して発生する音である。例えば、身近なものでは家庭の空調機、PCの冷却ファン、自動車ではドアミラーやサンルーフ、航空機ではエンジンのコンプレッサやタービン、ジェット後流、主翼フラップから発生する音がこれに属する。流体音は流速の増加に対して急激に大きくなる特徴を持つため、その予測は重要な課題となっている。最近では、自動車や航空機などの高速化とともに、空力騒音が全体の騒音の中でも支配的となってきており、快適性や環境問題の観点からこのような空力騒音の低減は不可欠であり、社会的にも注目を集めている。

これまでの流体音予測は実験や理論に基づく手法が主流であったが、近年ではComputational Fluid Dynamics (CFD) の発展に伴い数値計算での予測が盛んに行われるようになってきている<sup>(1)</sup>。しかしながら、従来の流体音解析手法では次のような問題があった。

(1) 音源となる流れの時間変動成分までを厳密に求めよう

とすると、Direct Numerical Simulation (DNS) や Large Eddy Simulation (LES) を用いた解析が必要となり、計算コストが高くなりすぎる。

(2) Lighthill などの音響学的類推を用いた手法では、速度勾配が無い一様空間 (homogeneous medium) での音源の発生や伝播に限定される。

(3) 取り扱う対象が単純形状のモデルのみである。

本研究ではこれらの問題を解決するために、(1) に対しては Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) および Stochastic Noise Generation and Radiation (SNGR) モデルを用いて音源抽出の計算コストを減少させる、(2) に対しては Linearized Euler Equations (LEE) を用いて非一様空間も含めた広範囲の音響解析を可能とする、(3) に対しては流体と音響の両方の解析において形状適応性に優れた非構造格子法を適用する、という新たな手法による流れ場と音場を同時に解析する流体音響連成解析コードを開発した。これにより、実用的な時間、計算機環境で種々の流体音が解析可能となった。

\*和光基礎技術研究センター

## 2. 解析手法

### 2.1. 解析手順

本研究における解析手法の概念図を Fig. 1 に示す。解析の手順は以下になる。

- Step1. RANS と乱流モデルを用いて音源周辺の流体解析を行う。
- Step2. SNGR モデルを用いて Step1 で得られた乱流エネルギーと散逸率から瞬間の乱流速度場を計算する。
- Step3. Step2 で得られた乱流速度場を音源として、Step1 の流れ場の結果と合わせて LEE に入力し音響解析を行う。

この手順を経て、伝播空間が一様となったところで理論解に基づく積分方程式を解き、最終的に遠方場において希望のデータを得る。

本手法は大きく分けて、RANS と乱流モデルによる流体解析と、SNGR と LEE による音響解析から成る。

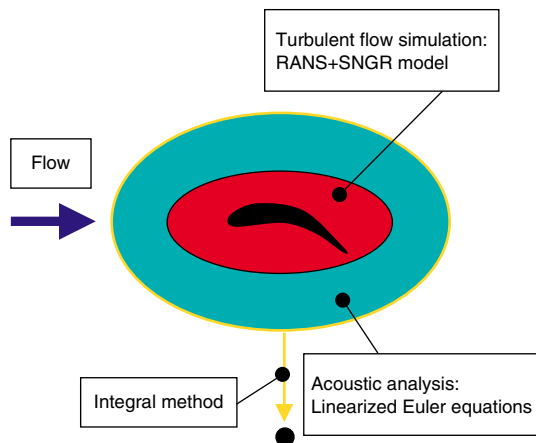


Fig. 1 Aeroacoustic simulation methods in different domains

### 2.2. 流体解析

流れ場の支配方程式として用いる圧縮性 Navier-Stokes 方程式は以下になる。

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t} + \frac{\partial (\mathbf{F}_j - \mathbf{G}_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

ここで、 $t$  は時間、 $x_j$  は座標である。保存量ベクトル  $\mathbf{Q}$ 、非粘性流束ベクトル  $\mathbf{F}_j$ 、粘性流束ベクトル  $\mathbf{G}_j$  はそれぞれ以下のように表される。

$$\mathbf{Q} = [\rho \quad \rho u_i \quad \rho E]^T \quad (2)$$

$$\mathbf{F}_j = \begin{bmatrix} \rho u_j \\ \rho u_i u_j + p \delta_{ij} \\ \rho H u_j \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\mathbf{G}_j = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{ji} \\ u_i \tau_{ij} - q_j + (\mu + \sigma \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$\rho$  は密度、 $u_i$  は  $x_i$  方向の速度成分、 $p$  は圧力、 $\mu$  は層流粘性係数、 $\tau_{ij}$  は粘性応力、 $q_j$  は熱流束である。 $E$ 、 $H$  はそれぞれ単位質量あたりの全エネルギーと全エンタルピーである。

乱流エネルギー  $k$ 、乱流粘性係数  $\mu_T$  は乱流モデルから求める。ここでは、壁からの距離が不要で非構造的なデータ所持にも有利な Wilcox の低レイノルズ数補正型  $k$ - $\omega$  モデル<sup>(2)</sup>を用いた。 $\sigma$  は乱流モデル定数である。

### 2.3. 音響解析

音源項を考慮した LEE は一様空間の仮定に限定されず、また回折や壁面反射も取り扱うことができる。さらに、スカラーの波動方程式では取り扱えるものは音波のみであるのに対し、LEE では音波と同時にエントロピーや渦の波動も解析可能である。

LEE は圧縮性の Euler 方程式から導出され、以下のように表される。

$$\frac{\partial \mathbf{Q}_a}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}_{aj}}{\partial x_j} = \mathbf{S}_a \quad (5)$$

ここで、保存量ベクトル  $\mathbf{Q}_a$ 、非粘性流束ベクトル  $\mathbf{F}_{aj}$  はそれぞれ以下のように表される。

$$\mathbf{Q}_a = [\rho' \quad (\rho u_i)' \quad (\rho E)']^T \quad (6)$$

$$\mathbf{F}_{aj} = \begin{bmatrix} (\rho u_j)' \\ u_j (\rho u_i)' + u_i (\rho u_j)' - \rho' u_i u_j + p' \delta_{ij} \\ u_j (\rho H)' + H (\rho u_j)' - \rho' H u_j \end{bmatrix} \quad (7)$$

$(\quad)'$  は変動成分で、これが音波の成分となる。 $u_i$ 、 $H$  は流れ場の値であり、本研究ではこれに RANS の結果を用いる。

乱流の干渉によって発生する音は以下のような音源項  $\mathbf{S}_a$  で表され、LEE 右辺の生成項として扱う。

$$\mathbf{S}_a = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i' u_j' + \overline{\rho u_i' u_j'}) \\ -\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho H u_i' u_j' - \overline{\rho H u_i' u_j'}) \end{bmatrix} \quad (8)$$

流れ場を RANS で解析した場合、得られる解は時間平均の乱流場であるため、音源に関する非定常的な情報は含まれない。ここでは、乱流場から音源を抽出するために Bechara ら<sup>(3)</sup>が提案した SNGR モデルを用いた。このモデルではランダムフーリエモードに基づき、以下の式から位置  $\mathbf{x}$  での瞬間の乱流速度  $\mathbf{u}_i$  を求める。

$$\mathbf{u}_i(\mathbf{x}) = 2 \sum_{n=1}^N \hat{u}_n \cos(\mathbf{k}_n \cdot \mathbf{x} + \psi_n) \sigma_n \quad (9)$$

ここで、 $\hat{u}_n$ 、 $\psi_n$ 、 $\sigma_n$ 、 $\mathbf{k}_n$ 、 $N$  はそれぞれ、第  $n$  フーリエ

モードにおける絶対値, 位相, 方向ベクトル, 波数ベクトル, 全モード数である. Fig. 2 に第  $n$  モードの波数空間におけるそれぞれの関係を示す.  $\hat{u}_n$  は von Karman-Pao spectrum<sup>(4)</sup>の乱流エネルギースペクトルから求めた. SNGR モデルでは乱流エネルギー, 積分長さスケール, 時間スケールを必要とする. 乱流エネルギーは RANS から得られ, 積分長さスケールと時間スケールは乱流エネルギーと散逸率から求める. SNGR モデルの結果から乱流せん断応力を計算した後, LEE に音源項として入力し伝播計算を行う.

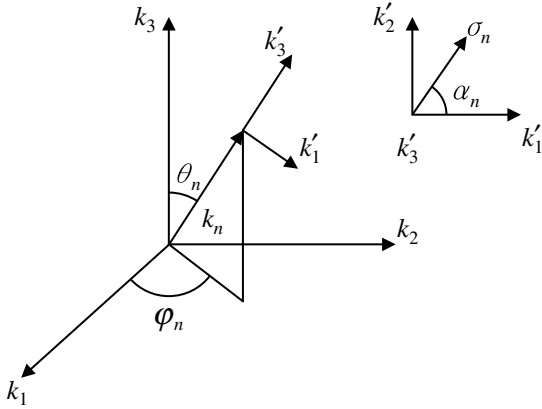


Fig. 2 Wave vector geometry for the  $n$ th Fourier velocity mode ( $\phi_n$ ,  $\theta_n$ , and  $\alpha_n$ : random functions)

### 3. 解析コードの検証

本研究で開発した音響解析コードの妥当性を検証した. LEE の検証には Fig. 3 のような一様流中の音響パルス伝播解析<sup>(5)</sup>を行った. 初期条件を以下に示す.

$$\begin{bmatrix} \rho' \\ u'_i \\ p' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.03 \exp[-(\ln 2)(x_1^2 + x_2^2)]/5^2 \\ 0 \\ 0.03 \exp[-(\ln 2)(x_1^2 + x_2^2)]/5^2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

ここで, 一様流マッハ数は  $M = 0.5$  である. Fig. 4(a) に音響パルスの計算結果を示す. パルスが時間とともに空間に拡散し, さらに一様流の影響で下流に移動している. また, Fig. 4(b) の理論解と比較してもよく一致しており, 本研究の LEE コードは一様流中のパルス伝播を正確に捉えている.

SNGR の検証には乱流速度場解析<sup>(3)</sup>を行った. Fig. 5 は瞬間の乱流速度場の計算結果である. 各座標軸は乱流スケールで無次元化されているが, 大きさが概ね 1 であるような渦がいくつか見られ, 妥当な結果を示している. この乱流場の空間相関を Fig. 6 に示す. 計算結果では二点の距離が遠くなるほど空間相関が減少しているが, この様子は理論解とも一致している. Fig. 7 は自己相関である. 時間の経過とともに相関が減少しているが, 理論解とよい一致を見せている. 以上の結果から, 空間と時間の両方に関して正確な相関が取れており, 本研究の SNGR コードは妥当である.

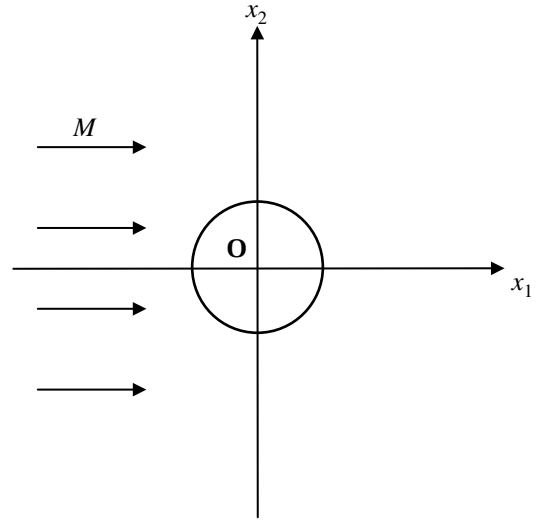


Fig. 3 Two-dimensional acoustic pulse in a uniform flow. The sound source is located at  $(0,0)$ . The circle indicates the "edge" of the pulse.

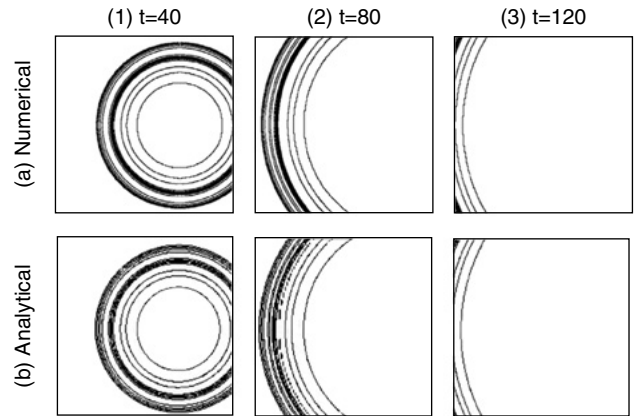


Fig. 4 Pressure fluctuation of acoustic pulse in a two-dimensional uniform flow

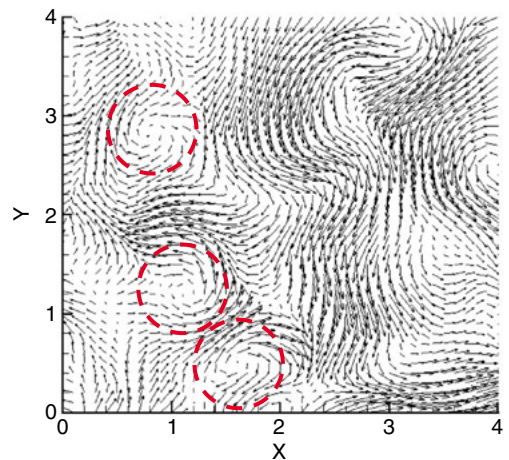


Fig. 5 Spatial distribution of the simulated turbulent velocity field ( $k=1714\text{m}^2/\text{s}^2$ ,  $\varepsilon=44.8 \times 10^6\text{m}^2/\text{s}^3$ ,  $N=200$ ). Several eddies are visible in the spots of red circles.

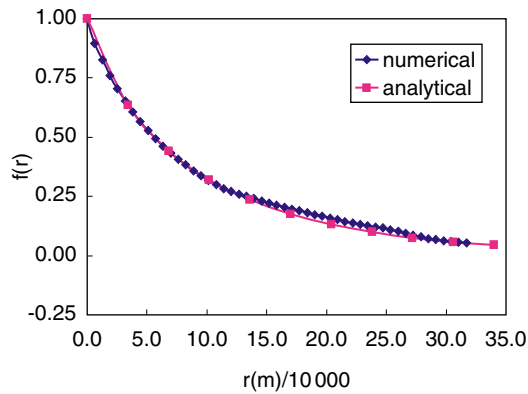


Fig. 6 Spatial two-point correlation function  $f(r)$  with a distance variable

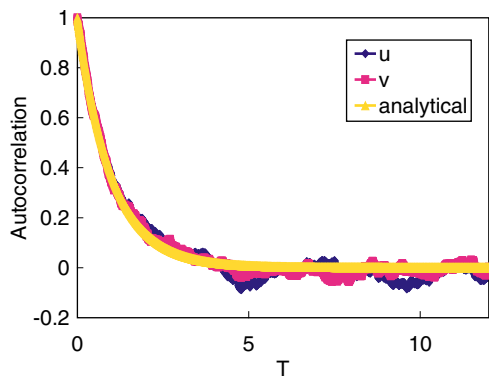


Fig. 7 Autocorrelation for generated turbulence as a function of normalized time separation

#### 4. 翼型まわりの流体音響連成解析

本解析コードの有効性を示すために、翼型まわりの流体音響連成解析を行った。解析対象は実際に騒音実験<sup>(6)</sup>で使用された、後縁に厚みを持たせた NACA0012 とした。計算条件として、流入マッハ数は  $M_\infty = 0.205$ 、レイノルズ数は  $Re = 2.86 \times 10^6$  で全域乱流を仮定し、入り口境界での乱れ強さは  $Ti = 0.3\%$ 、乱流長さスケールはコード長の  $0.2\%$ 、迎角は  $\alpha = 5^\circ$  と設定した。なお、解析には非構造ハイブリッド格子を用いた (Fig. 8)。

流体解析の結果を Fig. 9 に示す。(a) はマッハ数分布、(b) は乱流エネルギー分布である。後縁付近は厚みを持たせたために大きな乱流エネルギーが生成されている。

Fig. 10 に SNGR モデルから得られた、時間平均成分を除いた瞬間の速度ベクトルを示す。大小多くの渦が下流に流されており、全体としては非常に複雑な流動を形成している様子がわかる。特に後縁付近では乱流境界層が後縁と干渉を起こし、大きな乱れが生じており、これは流体解析で得られた大きな乱流エネルギーと対応している。

LEE による音響解析の結果を Fig. 11 に示す ((a) から (d) の時間は Fig. 10 と対応)。翼後縁付近から発生した微小な圧力変動が遠方へと伝播していく様子がわかる。音波の分

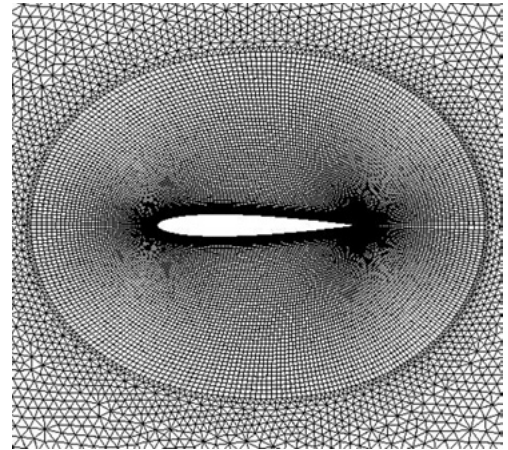
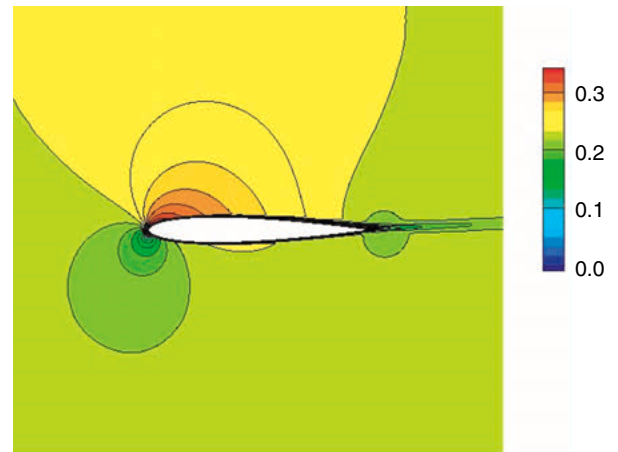
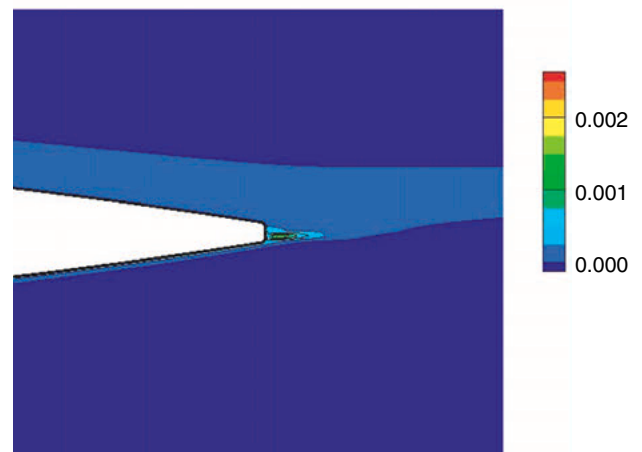


Fig. 8 Unstructured hybrid mesh around NACA0012 airfoil with the blunt trailing edge. Structured mesh are generated around the solid surface, surrounded by unstructured triangular mesh.



(a) Mach number contours



(b) turbulence kinetic energy contours near trailing edge

Fig. 9 Results of flow simulation around NACA0012 airfoil ( $M_\infty = 0.205$ ,  $Re = 2.86 \times 10^6$ ,  $Ti = 0.3\%$ ,  $\alpha = 5^\circ$ )

布は、固体境界面の存在によって散乱する場合に特有な二重極性を示しており、上流側で波長が短くなっているというドップラー効果も現れている。

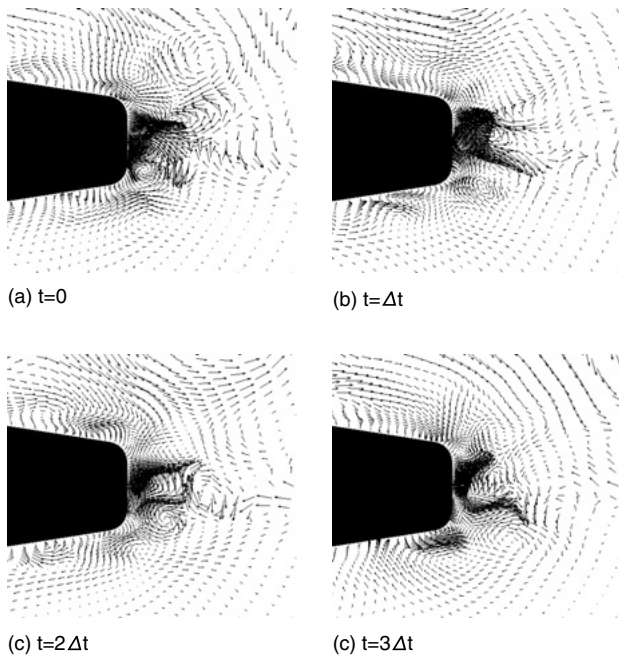


Fig. 10 Distributions of instantaneous velocity fluctuation near trailing edge ( $\Delta t$ : time increment)

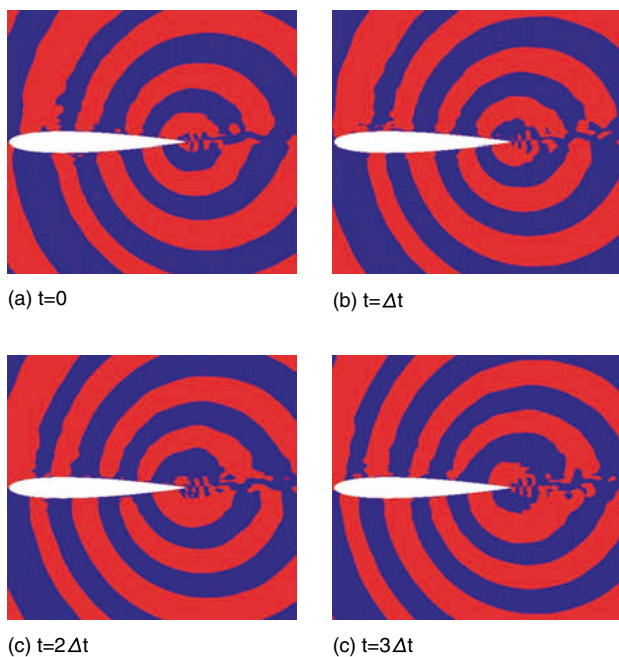


Fig. 11 Sound pressure field around NACA0012 airfoil (red:  $p' > 0$ , blue:  $p' < 0$ ,  $\Delta t$ : time increment)

Fig. 12は後縁付近の主要な密度変動である。後縁のコーナー付近から正と負の値の変動が周期的に発生している。主に翼型下面からの発生が大きいの、迎角の影響である。本研究では乱流境界層全域において音源の発生が確かめられたが、大部分が翼後縁からのものであり、それ以外のものが打ち消される結果となった。

以上の解析結果から、翼型から発生する音は、後縁での渦を伴う複雑な乱流干渉による密度、圧力変動から生じ、音波として空間に伝播していくという結論が得られた。本研究では計算コストの点で有利であるためRANSを用いたが、これまでのLESなどを用いた結果(Fig. 13)と同様の結論に達することが確認でき、本解析コードの有効性が示された。

翼などの物体が流体中に存在する場合、これまでの手法では主に表面圧力変動が音源とされてきた。一方、本研究では乱流変動を直接の入力としているが、解析結果は二重極音の発生を正確に示した。これは、表面圧力変動が乱流場の変動により励起されるためであり、本解析手法によって実現象のメカニズムがより正確に捉えられたことを示している。従って、二次的に発生する表面圧力変動が支配的な音源である音響解析においても、本手法の適用が効果的であることがわかる。また、本手法を用いることで、表面圧力変動に加えて、乱流変動自身も音源とすべきモデルも解析可能となり、音源が普遍的に扱えるようになった。

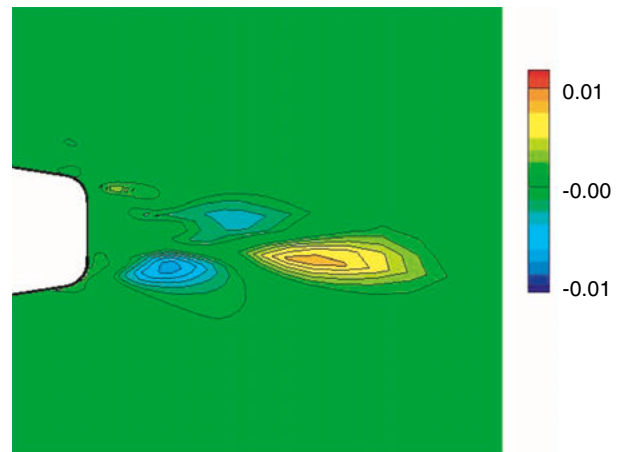


Fig. 12 Density fluctuation near trailing edge

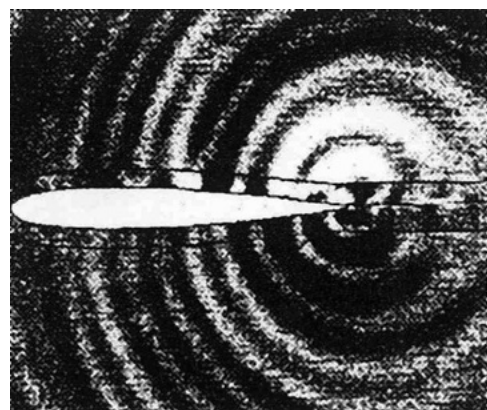


Fig. 13 Instantaneous pressure fluctuation field using LES data taken from the computational result by Manoha E. et al.<sup>(7)</sup>

## 5. まとめ

これまでの流体音解析においてボトルネックとなっていた、高い計算コストやモデルに対する柔軟性の問題を解決する流体音解析コードを開発し、次の成果を得た。

- (1) 流れ場を解く RANS と音場を解く LEE を組み合わせた流体音響連成解析手法を新たに開発した。これにより、低計算コストで広範囲の流体音解析が可能となった。また、すべての解析において非構造格子法を用いることにより、複雑形状にも対応できるようになった。
- (2) 音響パルス伝播解析と乱流速度場解析から本研究で開発した音響解析コードの妥当性を明らかにした。
- (3) 本手法を翼まわりに適用することで、音波が翼後縁付近から発生し遠方に伝播していく結果が得られ、その有効性を実証することができた。また、二次的に発生する表面圧力変動ではなく、乱流変動を直接用いることで音源が普遍的に扱えるようになり、流体音解析に新たな方向性を示すことができた。

## 参考文献

- (1) Tam, C. K. W.: Computational aeroacoustics: Issues and Methods, AIAA Journal, Vol.33, No.10, p.1788-1796(1995)
- (2) Wilcox, D. C.: Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol.32, No.2, p.247-255(1994)
- (3) Bechara, W., Bailly, C., Lafon, P.: Stochastic Approach to Noise Modeling for Free Turbulent Flows, AIAA Journal, Vol.32, No.3, p.455-463(1994)
- (4) Pao, Y. H.: Structure of turbulent velocity and scalar fields at large wave numbers, Phys. Fluids, Vol.8, p.1063-1075 (1965)
- (5) <http://www.codiciel.fr/database/acoustic/acoustic.html>
- (6) Brooks, T. F., Hodgson, T. H.: Trailing Edge Noise Prediction from Measured Surface Pressures, Journal of Sound and Vibration, Vol.78(1), p.69-117(1981)
- (7) Manoha, E., Herrero, C., Sagaut, P., Redonnet, S.: Numerical Prediction of Airfoil Aerodynamic Noise, AIAA paper, 2002-2573, p.1730-1742(2002)

## ■ 著 者 ■



釜 土 敏 裕

# 逆マトリクス法による車外騒音の音源同定手法の研究

Research on Technique for Identification of Sound Source of Pass-by Noise  
Using Inverse Matrix Method

西村 伸一\*  
Shinichi NISHIMURA  
中川 博\*\*  
Hiroshi NAKAGAWA

半沢 幸彦\*  
Yukihiko HANZAWA  
中島 弘史\*\*  
Hirofumi NAKAJIMA

北原 純\*  
Jyun KITAHARA

## 要 旨

車外騒音低減のためには、寄与の高い音源を同定することが重要となる。本研究では、逆マトリクス法による音源同定手法について検討した。本手法は、音源の周辺に複数の観測点を配置し、観測点の音圧と音響伝達関数から音源を同定するものである。このとき、音源同定精度は伝達関数逆行列の安定性に大きく影響される。そこで、伝達関数逆行列の安定性を示す指標を適用した。本指標を用いることにより、最適な観測点位置を判別することが可能となった。実車による検証の結果、遠音場音圧を高い精度で予測できることを確認できた。

## ABSTRACT

Identifying sound sources which make a significant contribution to pass-by noise is essential in attempts to reduce it. This paper discusses a technique of identification of sound source using the inverse matrix method. In this technique, multiple observation points are established around a sound source, and the sound source is identified using sound pressure and acoustic transfer function. The stability of the inverse matrix of the acoustic transfer function has a significant effect on the accuracy of sound source identification. An index expressing the stability of the inverse matrix of the transfer was therefore devised. The use of this index has made it possible to determine optimum observation points. Actual vehicle tests have confirmed that the method is capable of predicting far-field sound pressure with a high degree of accuracy.

## 1. はじめに

自動車の車外騒音を構成する音源としては、エンジン騒音、吸気系騒音、排気系騒音、タイヤ騒音などがあげられ、音源の対象となる部品が多岐にわたる。そのため、どこからどのような音が発生しているかを把握するための要因分析が重要となってくる。

騒音源同定のために従来から使われてきた手法は、マスキング法による寄与解析<sup>(1)</sup>がある。しかし、この手法は試験準備に多くの時間を必要とすることに加えて、詳細な部位の特定には不向きである。また、他の解析手法としては、インテンシティ法<sup>(2)</sup>、ホログラフィ法、ビームフォーミング法<sup>(3)</sup>などの音源探査手法がある。これらは音場の状態を

可視化できる点で優れた手法であるが、実車搭載のエンジンのように音源がボデーなどで覆われた場合には適さない。そこで上記の手法に対し、さらに詳細な音源の寄与を解析できることを主眼とした研究がなされている<sup>(4), (5)</sup>。しかしながら実際の解析適用事例は、多数とは言えない。

本研究では、音響伝達関数の逆マトリクス法による音源強度の算出手法に着目し、実験的解析法として車外騒音の音源の同定に適用できる方法を検討した。

## 2. 逆マトリクス法による音源同定について

### 2.1. 概要

車外騒音の解析としては、騒音源の強度自体を把握する

\* 栃木研究所

\*\* 日東紡音響エンジニアリング

だけではなく、車外への音響伝搬特性を把握することも重要である。Fig. 1 に示すように、車両から 7.5m 離れた遠音場評価点の音圧  $P_F$  は、式(1)を用いて、音源位置での体積速度  $Q_i$  と音源から遠音場評価点までの音響伝達関数  $H_i$  の積で表すことが可能である。

$$P_F = \sum_i H_i Q_i \quad (1)$$

ここで、

$H_i$ : 音響伝達関数 [Pa/(m<sup>3</sup>/s)]

$Q_i$ : 体積速度 [m<sup>3</sup>/s]

$i$ : 音源数

体積速度  $Q_i$  の同定手法には、放射面の振動加速度から算出する方法<sup>(6)</sup>、音響管を用いた手法<sup>(7)</sup>などがあるが、今回、我々は相反定理による実験的計測により求めた音響伝達関数を用い<sup>(8)</sup>、後述する逆マトリクス法により同定した。

逆マトリクス法による音源同定の原理について説明する。 $M$  個の無指向性点音源があると仮定し、 $N$  個の近傍観測点にて音源を同定することを考える(Fig. 2)。そのとき、音源の体積速度を  $Q_{Sm}$  ( $m=1, \dots, M$ )、観測点の音圧を  $P_{Rn}$  ( $n=1, \dots, N$ )、点音源  $m$  から観測点  $n$  までの伝達関数を  $H_{SmRn}$  ( $m=1, \dots, M, n=1, \dots, N$ ) とすると、これらの関係式は式(2)で表される。

$$\left. \begin{aligned} P_{R1} &= H_{S1R1} Q_{S1} + \dots + H_{SMR1} Q_{SM} \\ P_{R2} &= H_{S1R2} Q_{S1} + \dots + H_{SMR2} Q_{SM} \\ &\vdots \\ P_{RN} &= H_{S1RN} Q_{S1} + \dots + H_{SMRN} Q_{SM} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

またこれらをマトリクス表現すると式(3)で表すことができる。

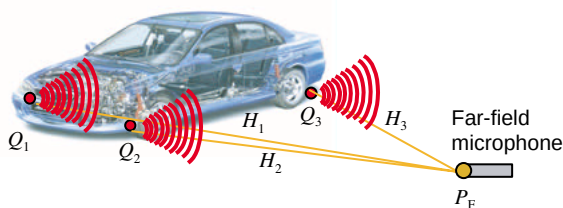


Fig. 1 Far-field sound pressure

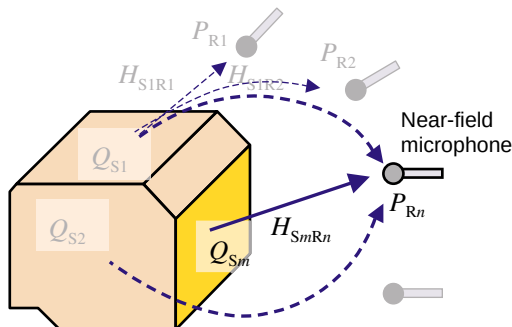


Fig. 2 Inverse matrix method

$$\mathbf{P} = \mathbf{H}\mathbf{Q} \quad (3)$$

したがって  $M$  個の各音源の体積速度を同定するためには、 $N$  個の観測点の音圧および  $M \times N$  の伝達関数行列の逆行列を求めればよいことがわかる。数式で表すと式(4)のようになる。

$$\mathbf{Q} = \mathbf{H}^+ \mathbf{P} = \mathbf{G}\mathbf{P} \quad (4)$$

ここで、

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} G_{R1S1} & G_{R2S1} & \dots & G_{RNS1} \\ G_{R1S2} & G_{R2S2} & \dots & G_{RNS2} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ G_{RNS1} & G_{RNS2} & \dots & G_{RNSM} \end{pmatrix} \quad (5)$$

この式中の+印は、Moore-Penrose一般化逆行列を示しており、実際の行列は式(5)のような行列となる。一般化逆行列は、通常の逆行列を拡張した行列で、 $M=N$  となる正則行列以外にも適用できる。本稿では、この一般化逆行列を以後逆行列と記す。

## 2.2. 特徴および課題

各音源の体積速度は2.1節で述べたように、伝達関数行列の逆行列を求めることにより得られる。したがって逆行列の安定性は音源の体積速度同定精度に大きく影響する。精度の高い音源同定をおこなうためには、次の条件が必要となる。

- (1)  $M \leq N$ , つまり音源点数  $M$  より観測点数  $N$  が多くなければならない。
- (2) 伝達関数ベクトルの直交性を高くする。
- (3) 精度の高い伝達関数を測定する。

(1)は、 $M > N$  では伝達関数の逆行列の解が得られないことを意味する。

(2)は、観測点の配置が音源同定精度に大きな影響を与えることを意味する。たとえば、(1)の条件を満たすように観測点を多く設定しても、その観測点同士が非常に近接している場合は、それらの各音源からの伝達関数ベクトルも非常に似たものとなる。よって、「直交」した配置とは程遠くなってしまい、逆行列が発散してしまう可能性がある。また発散することがなくとも音源同定時に誤差を増加させる要因となる。

この点については Fig. 3 に示す2点の音源点と2点の観測点を用いて説明する。

ここで、各伝達関数を以下とする。

$$\begin{aligned} H_{S1R1} &= a, & H_{S2R1} &= b \\ H_{S1R2} &= c, & H_{S2R2} &= d \end{aligned} \quad (6)$$

このとき、伝達関数逆行列の関係はFig. 4のようになる。ここで、

$$D = ad - bc \quad (7)$$

$$\begin{aligned} H_{R1S1} &= d/D, & H_{R2S1} &= -b/D \\ H_{R1S2} &= -c/D, & H_{R2S2} &= a/D \end{aligned} \quad (8)$$

$D$  は伝達関数行列の行列式であり、伝達関数逆行列の分母に共通して入る係数である。したがって  $D$  が 0 に近い値の場合は、測定した音圧を拡大することになる。誤差がない場合、体積速度同定値が大きくなるのは、 $a, d$  のストレート経路のプラスと  $b, c$  のクロス経路のマイナスが打ち消し合って小さな値となるためである。言い換えれば、クロス経路の伝達係数が大きいと、同定する体積速度を打ち消す成分が増える分、全体の係数が大きくなる。

次に、観測点音圧に誤差が含まれる場合、その誤差が拡大することを理論的に説明する。観測音圧ベクトル  $\mathbf{P}$  に誤差  $\mathbf{E}$  が加わり  $\mathbf{P}'$  となった状態で、体積速度を同定したとすれば、誤差を含む状態での体積速度の同定値  $\mathbf{Q}'$  は

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}' &= \mathbf{H}^{-1} \mathbf{P}' \\ &= \mathbf{H}^{-1} (\mathbf{P} + \mathbf{E}) \\ &= \mathbf{H}^{-1} \mathbf{P} + \mathbf{H}^{-1} \mathbf{E} \\ &= \mathbf{Q} + \mathbf{H}^{-1} \mathbf{E} \end{aligned} \quad (9)$$

となり、体積速度同定値の誤差は、音圧観測時の誤差  $\mathbf{E}$  に逆行列を左から乗じた結果となる。これは逆伝達関数の大きさが誤差の拡大率を決める事を意味する。2行2列の場合では、逆伝達関数の係数の増大は、行列式  $D$  によって性質が決まり、クロス経路の伝達率がストレート経路の伝達率に近いほど、大きくなる。この様に2行2列の場合は、比較的簡単に誤差の拡大率が分析できる。しかし多点の場合(非正方行列含む)、逆行列の係数は、行列のサイズのべき乗に比例する項数の煩雑な式となり、元の係数を含む式で評価することは困難である。

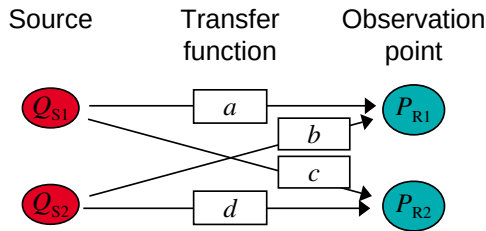


Fig. 3 Transfer function

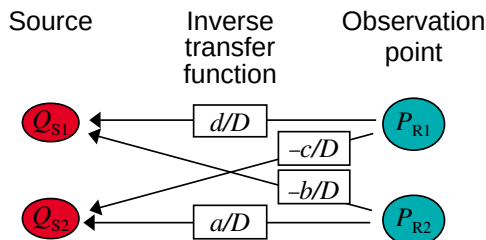


Fig. 4 Inverse transfer function

(3)は、伝達関数もしくは観測点音圧の測定時に含まれる誤差が音源同定値に誤差を生む要因となることを意味する。特に伝達関数については、相反定理を用いて測定をおこなうため、音源側にマイク、観測点側にスピーカを配置するという、実際の伝搬とは逆配置での測定となる。したがって、測定した伝達関数は、スピーカの配置や指向性の違いによって誤差を生じる。これも音源同定精度を悪化させる要因のひとつである。したがって、伝達関数の測定誤差に対してロバストな同定手法が必要となる。

そこで、(2)、(3)を満たす手法として、

- ・1/3オクターブバンド化したエネルギー伝達率を使用。
- ・安定した伝達関数であるか否かを評価する指標の適用について検討した。

### 2.3. バンド化による測定誤差低減

2.2節の(3)で述べた測定位置のずれによる測定誤差は、一般的に位相の誤差として現れやすい。この位相による誤差の影響を受けにくいロバストな音源同定をおこなうために、1/3 オクターブバンド化したエネルギー伝達率を使用した。計算式は(4)式に対して(10)式ようになる。

$$\begin{pmatrix} Q_{S1}^2 \\ Q_{S2}^2 \\ \vdots \\ Q_{M2}^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{H}_{S1R1}^2 & \bar{H}_{S2R1}^2 & \dots & \bar{H}_{SNR1}^2 \\ \bar{H}_{S1R2}^2 & \bar{H}_{S2R2}^2 & \dots & \bar{H}_{SNR2}^2 \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \bar{H}_{S1RM}^2 & \bar{H}_{S2RM}^2 & \dots & \bar{H}_{SNRM}^2 \end{pmatrix}^+ \begin{pmatrix} P_{R1}^2 \\ P_{R2}^2 \\ \vdots \\ P_{RN}^2 \end{pmatrix} \quad (10)$$

ここで  $\bar{H}_{SnRm}^2$  は、エネルギー伝達率  $|H_{SnRm}|^2$  を1/3オクターブバンドで平均化した伝達率を表す。これにより、伝達関数および音圧の両者において変動や測定条件の差に起因する誤差が低減される。ただし、位相による干渉効果が加味されなくなることによる新たな誤差が発生する可能性がある。しかし、この誤差は測定点数の増加などにより低減され、車外騒音においては位相による干渉の影響は少ないことを考え、バンド化による逆行列の安定性向上の方を重視した。

### 2.4. 伝達関数行列の安定性指標の適用

安定した伝達関数行列を得るためには、音源点および観測点の「適切な」配置が必要となる。音源としてエンジンを例とした場合、音源点の「適切な」配置とは、面音源であるエンジンを「適切な」音源要素に分割することに相当し、観測点に関しては、エンジンの周りにマイクロホンを設置することに相当する。しかし「適切な」配置は、音源および周辺の形状によって大きく異なる。一般的に観測点は音源を囲うように等距離等間隔で配置することが望ましいが、エンジンルームに設置された実車エンジンを対象とすると、等距離等間隔で配置することが現実的に困難な場合がある。したがって、配置した観測点マイク位置が適切であるか否かを判定することが必要となる。この適切さを得る指標として(11)式のように不安定度  $I$  を定義し検討した。

$$I = \text{Max}\{|\mathbf{g}_n| \cdot \text{Max}\{\mathbf{h}_n\}\} \quad (11)$$

ここで、 $\mathbf{g}_n$  は逆伝達関数行列の  $n$  行目のベクトル、 $\mathbf{h}_n$  は伝達関数行列の  $n$  列目のベクトル、 $\text{Max}\{\}$  は  $\{\}$  内の最大値を示している。不安定度は、音源数: 1, 観測点数: 1 としたときの体積速度の同定と比較して、どの程度誤差が拡大するかを表すものである。

まず、多点で収録した伝達関数を用いて、従来の 1 点推定で体積速度  $Q_n$  を同定することを考える。従来の 1 点推定では、どの観測点を元に同定するかは自由度がある。観測点  $m$  の音圧  $P_m$  を元に同定する場合、その同定値は

$$Q_n = P_m / H_{SnRm} \quad (12)$$

となる。この時、前節で記述した 2 点推定の場合と同様に、音圧  $P_m$  に含まれる誤差は  $1/H_{SnRm}$  倍される。どのチャンネルでも同じ大きさの測定誤差を含むものと考え、 $Q_n$  からの伝達率が最も大きい観測点、すなわち  $H_{SnRm}$  が最大となる測定点  $m$  を元に推定した場合に誤差が最小になる。その時の誤差の拡大率  $R_1$  は

$$R_1 = 1 / \text{Max}\{H_{S1R1}, H_{S1R2}, \dots, H_{S1RN}\} \\ = 1 / \text{Max}\{\mathbf{h}_n\} \quad (13)$$

として表現できる。

一方、多点で逆伝達関数を用いて体積速度を同定する場合、同定式は次式となる。

$$Q_n = G_{R1Sn} P_1 + G_{R2Sn} P_2 + \dots + G_{RMSn} P_M \quad (14)$$

この時、測定音圧  $P_1$  から  $P_M$  に含まれる誤差をそれぞれ、 $E_1$  から  $E_M$  とすれば、体積速度の推定誤差  $E_q$  は次式となる。

$$E_q = G_{R1Sn} E_1 + G_{R2Sn} E_2 + \dots + G_{RMSn} E_M \quad (15)$$

これより、誤差の拡大率は、チャンネルによって異なり、その値は  $G_{RmSn}$  で与えられることがわかる。ここで、 $E_1$  から  $E_M$  の誤差の大きさは等しく、それぞれ無相関であるとするれば、推定誤差の二乗の期待値  $\overline{E_q^2}$  は、

$$\overline{E_q^2} = \overline{G_{R1Sn} E_1 + G_{R2Sn} E_2 + \dots + G_{RMSn} E_M}^2 \\ = \overline{G_{R1Sn} E_1}^2 + \overline{G_{R2Sn} E_2}^2 + \dots + \overline{G_{RMSn} E_M}^2 \quad (16) \\ = (G_{R1Sn}^2 + G_{R2Sn}^2 + \dots + G_{RMSn}^2) \cdot \overline{E_1^2}$$

となる。したがって、期待値で計算した逆マトリクス利用時の推定誤差の大きさの拡大率  $R_2$  は

$$R_2 = \sqrt{G_{R1Sn}^2 + G_{R2Sn}^2 + \dots + G_{RMSn}^2} = |\mathbf{g}_n| \quad (17)$$

となる。(12)式、(16)式で求めた二つの誤差の拡大率の比  $I_n$  を(18)式で示す。

$$I_n = R_2 / R_1 = |\mathbf{g}_n| \cdot \text{Max}\{\mathbf{h}_n\} \quad (18)$$

この  $I_n$  は、体積速度  $Q_n$  を求める際に、1 点推定時を基準として逆マトリクス法を用いた場合、どの程度誤差が拡大するかを示しており、計算時の不安定性を表す指標として用いることができる。不安定度  $I$  は、 $Q_1$  から  $Q_N$  までの全ての体積速度を同定した場合に、最も計算が不安定になる値を代表値として用いる。すなわち、

$$I = \text{Max}\{[I_1, I_2, \dots, I_N]\} = \text{Max}\{|\mathbf{g}_n| \cdot \text{Max}\{\mathbf{h}_n\}\} \quad (19)$$

となる。

行列の安定性を示す指標としては、条件数が一般的であるが、物理的な意味との整合性がとりにくだけでなく、行列の次元が異なる場合に直接比較できないという問題がある。不安定度はこの問題を解決するもので、観測点を増やすことによる誤差低減効果などを指標から判断することができる。

### 3. スピーカ音源による基礎検証

#### 3.1. スピーカ実験

エンジンの形を模擬し 6 個のスピーカユニットを組み込んだ音源(Fig. 5)を用いて不安定度指標の有効性を確認した。6 個(上下、右左、前後)のスピーカから互いに独立な音(ホワイトノイズ)を同時に出力した。その周辺に観測点を 24 点設置し、各点の音圧を測定した。また、音源と観測点の間の伝達関数  $6 \times 24 = 144$  点を相反定理を用いて測定した。観測点音圧および伝達関数により、逆マトリクス法を用いてスピーカそれぞれの体積速度を同定した。また配置による不安定度と音源同定精度の関係を確認するために、観測点位置を変えた 2 種類の配置について実験した(Fig. 6)。

Fig. 7 は、それぞれの配置での不安定度を示している。図中の実線は音源と観測点間の距離が 20cm の場合(配置 2)を、破線は 1m の場合(配置 1)を表している。500Hz より高い周波数では両者の不安定度はほぼ同等であるが、500Hz 以下では距離 20cm の方が不安定度が低くなる結果となった。Fig. 8 に、同定した 6 個の音源の体積速度の一つを示す。ここでは、一つの音源のみを駆動させ、1 音源 - 1 観

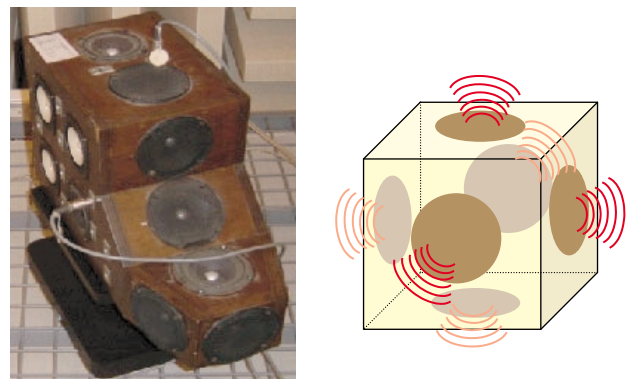


Fig. 5 Dummy noise source with loud speakers

測点にて同定した体積速度を真値とした。そのときの観測点位置は、音源から正面 20cm の位置とした。図中の線種は、破線が真値、1 点鎖線が配置 1 での同定値、実線が配置 2 での同定値であり、500Hz 以上の周波数では、両者の同定値はほぼ真値と一致している。しかし、500Hz 以下では、配置 1 の場合は正しく同定できていないのに対し、配置 2 の場合は約 3 dB 程度の誤差で同定が可能となっている。これは不安定度で示した傾向とほぼ一致した。これにより、高い音源同定精度を得るための観測点配置の良し悪しを定量的に示すことが可能となった。

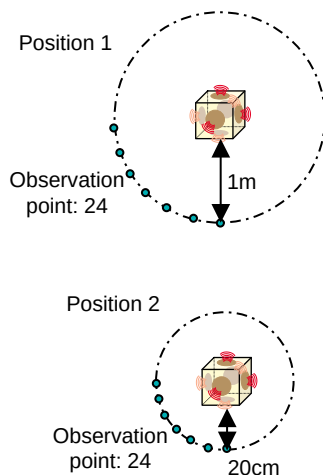


Fig. 6 Measurement conditions

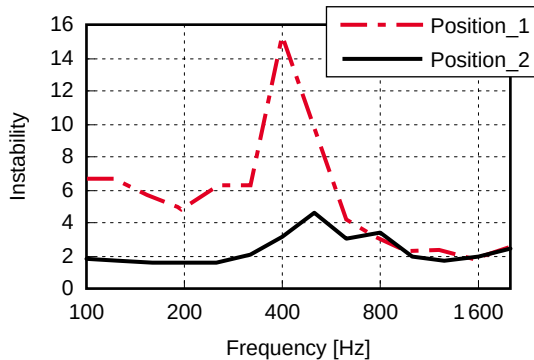


Fig. 7 Instability

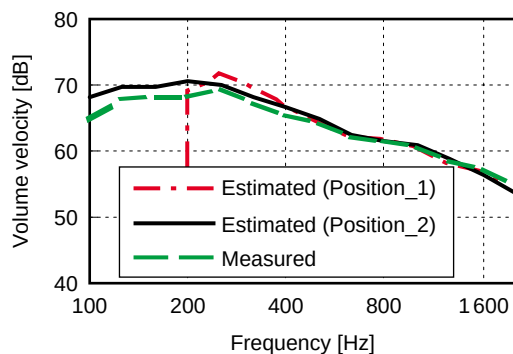


Fig. 8 Volume velocity

## 4. 実車適用例

### 4.1. 測定概要

本研究での音源同定手法を実際の車両に適用した事例を示す。2.4L 直列 4 気筒エンジンのマニュアルトランスミッションを搭載した車両を用いた。

車両は、Fig. 9 に示すように、半無響室内のシャーシダイナモ上に配置され、実走行状態を模擬した走行抵抗制御運転によりダイナモを稼動した。

音源近傍の観測点音圧および遠音場音圧を、3 速ギヤにてエンジン回転数 3000rpm 時で測定した。遠音場の位置は、車両先端から側方 7.5m、後方 5m とした。

音源については、エンジン放射音、吸気吐出音、排気放射音、排気吐出音と大きく 4 ヶ所のエリアに分け、それぞれ音源数をエンジン放射音: 6 点、吸気吐出音: 1 点、排気放射音: 5 点、排気吐出音: 2 点とした。なお、タイヤについては、遠音場への寄与をなるべく小さくするためにスリックタイヤを装着した。

観測点については、各エリアにそれぞれ、エンジン放射音: 42 点、吸気吐出音: 6 点、排気放射音: 30 点、排気吐出音: 12 点を設置した。

それぞれのエリアでの音源数、観測点数、伝達関数の数を Table 1 示す。各エリア毎に伝達関数行列を形成し、不安定度を算出した。その結果を Fig. 10 に示す。これより、安定な伝達関数行列が得られた事が確認できた。

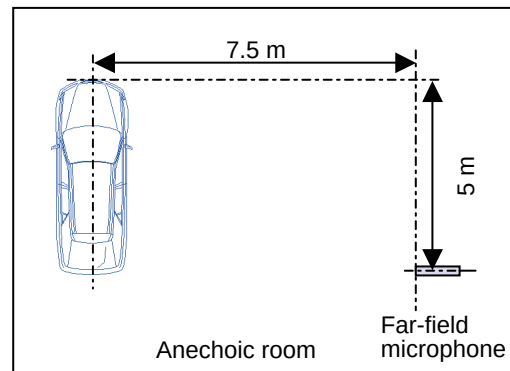


Fig. 9 Measurement conditions

Table 1 Measurement point readings

| Area                    | Source | Observation point | Transfer function |
|-------------------------|--------|-------------------|-------------------|
| Engine noise            | 6      | 42                | 252               |
| Intake orifice noise    | 1      | 6                 | 6                 |
| Exhaust radiation noise | 5      | 30                | 150               |
| Exhaust orifice noise   | 2      | 12                | 24                |
| Total                   | 14     | 90                | 432               |

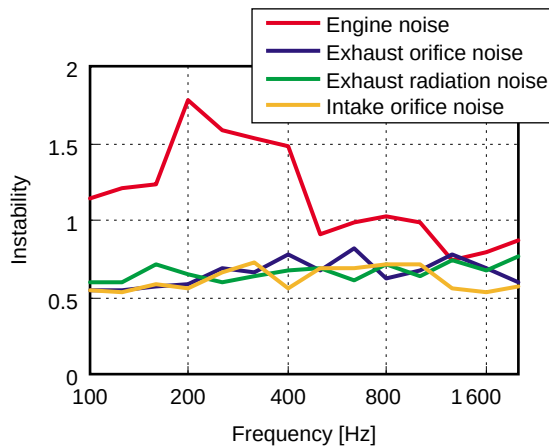


Fig. 10 Result of instability

#### 4.2. 遠音場予測結果

同定した各音源の体積速度と音源から遠音場までの伝達関数により、遠音場音圧の予測をおこなった。その結果を Fig. 11 に示す。

これより、遠音場音圧レベルを精度 $\pm 3$  dB 以内に予測できることが確認された。

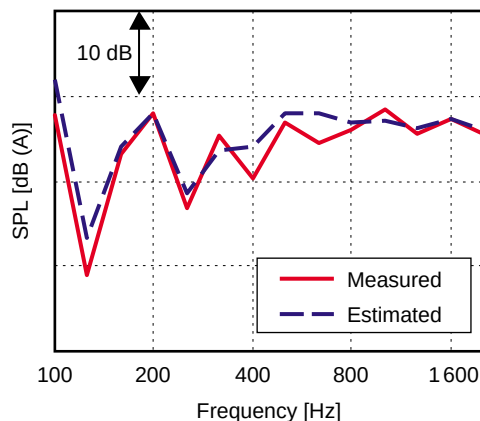


Fig. 11 Result of far-field SPL

### 5. まとめ

車外騒音における音源寄与解析に対して、逆マトリクス法による音源同定手法を適用した。

そのとき、音源同定精度に影響を与える伝達関数行列の安定性を示す指標(不安定度)を適用し検討した。その結果、不安定度により、音源同定精度に影響を与える観測点位置の良し悪しを定量的に表すことが可能となった。

また、実車検証にて、遠音場音圧予測値が、実測に対し $\pm 3$  dB 以内の精度で予測可能となった。

### 謝 辞

本研究にあたり、ご協力を頂きました三恵技研工業(株)の方々に深く感謝致します。

### 参考文献

- (1) 沢井：自動車騒音の音源別寄与率の計測法について，自動車技術 Vol.35, No.12, p.1428-1432(1981)
- (2) 柏木均，清水聡，下河辺啓吉，関田雅彦：マイクロホンアレイを用いた台上騒音計測システムの開発，自動車技術会学会講演会前刷集，No.936, p.281-284(1993)
- (3) 半沢幸彦，北原純，西村伸一：ビームフォーミングアレイによる車外騒音に対する音源探索技術の適用，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.179-184
- (4) Fleszar, A.R., van der Linden, P.J.G., Johnson, J.R., Grimmer, M.J.: Combining Vehicle and Test-Bed Diagnosis Information to Guide Vehicle Development for Pass-by Noise, SAE 2001-10-1565(2001)
- (5) Biermayer, W., Brandl, F., Shirahashi, Y., Nishimaru, H.: Development of a software tool for the analysis and optimization of passenger car pass-by noise, JSAE Annual Congress Proceedings No.40-03, p.13-16(2003)
- (6) 中村政弘：相反定理による遠隔点の振動放射音の予測，日本機械学会論文集(C編)，63巻616号, p.76-8(1997)
- (7) 中村政弘，中野光雄：音響管を用いた体積速度計測法の車外音への適用，日本機械学会論文集(C編)，68巻667号, p.68-73(2002)
- (8) 丸山新一，古山正則，青木順一：相反性を利用した音響伝達関数の車外騒音予測への適用，自動車技術会学会講演会前刷集，No.963, p.185-188(1996)

### ■ 著 者 ■



西村 伸一



半沢 幸彦



北原 純



中川 博



中島 弘史

# 4ストロークVツインエンジンアメリカンタイプ モータサイクルのパルスフィーリング解析技術の構築

Establishment of Analysis Method for Pulse Feeling  
of Four-stroke, V-twin Engine, American-type Motorcycles

長 田 邦 裕\*

Kunihiro OSADA

下河辺 啓 吉\*

Keikichi SHIMOKOBE

新 村 竜 太\*

Ryuta NIIMURA

山 崎 五 郎\*

Gorou YAMASAKI

## 要 旨

Vツインエンジンアメリカンタイプモータサイクルにおいて、パルスフィーリングは乗り味の重要な要素である。現状、パルスは官能評価であり、判定者によるバラツキが大きく仕様決定に時間が掛かるので、パルス定量評価手法を開発した。日本、アメリカのライダーを対象に、パルスの感じ方を明確にするため官能評価実験をおこなった。その結果、日本人、アメリカ人の感覚差は無く、シート振動に一番パルスを感じることがわかった。そこで、シート振動に着目し振動感覚の大小を判定する評価指標に、新たにパルス強さを表現する指標を加え、シート振動パルスを定量化することができた。また、完成車解析モデルにより、時間軸応答解析をおこなった。実車振動データとの相関性を検証したところ、良く一致した。解析結果からパルス強さ指標が求まり、図面段階でのパルス強さ予測が可能となった。

## ABSTRACT

Pulse feeling is an important factor of ride comfort for V-twin engine, American-type motorcycles. Depending on sensory evaluation, the pulse feeling varies widely among estimators. Therefore, it takes much time to determine specifications. To solve this problem, a quantitative evaluation method was developed. In the development process, sensory evaluation testing for Japanese and American riders was conducted to verify how they feel the pulse. There was no significant difference between both riders. Both riders felt that the seat vibration made the largest contribution to the pulse feeling. In order to quantify the seat vibration pulse, a pulse intensity indicator was added to the previous sensual vibration indicator. Furthermore, time domain response analysis was applied to a complete motorcycle analysis model. The output showed good correlation with the actual data. The pulse feeling indicator was obtained from the analysis results. Consequently, the established method has allowed early prediction of the pulse intensity at design stage.

## 1. まえがき

パルスフィーリング(鼓動感)はアメリカンタイプモータサイクルにおいて、ライダーに心地よさと感動を与える性能の一つである。しかしながら、その評価は実走行による官能評価であり、社内のエキスパートにても判定バラツキが大きい。また、開発時にトライアンドエラーが多く、対策前後の評価も定量的にできないため仕様決定に時間がかかる。そのため、開発現場ではパルスを定量的に評価する指標が

望まれていた。本研究は日本・アメリカのライダーを対象に官能評価実験をおこない、感じ方の違い、パルスの構成要素を明確にする。被験者を振動発生機に座らせ官能評価をおこない、人体のパルスに対する感覚特性を求め、定量評価指標作成を目的とした。さらに、図面段階での予測手法確立のため、車体・エンジン・駆動系を解析モデル化し、時間軸応答解析をおこなった。本稿では、テストデータとの相関性および開発ツールについて報告する。

\*朝霞研究所

## 2. パルスフィーリング指標化

### 2.1. パルスフィーリングの構成要素

パルス強さの定量化にあたり、まず、人はどの部位の何をパルスと感じているのかを明らかにする必要がある。そこで、日本人とアメリカ人を対象に、「パルスフィーリングを何で感じるか」についての調査をおこなった。異なる数台のアメリカンタイプのモータサイクルに乗車し、何をパルスフィーリングと感じたのかについてパルスフィーリングへの寄与率を返答してもらった。Fig. 1に2台のアメリカンタイプモータサイクルの結果を示す。Fig. 1から明らかな通り、日本人・アメリカ人ともにシート振動により最も多くパルスフィーリングを感じていた。

また、この調査と合わせて、「何でパルスフィーリングを感じたいか」についても調査をおこなった。Fig. 2に示す結果から明らかな通り、ここでもまた、日本人・アメリカ人ともに「シート振動をパルスフィーリングとして感じたい」という結果になった。

日本人もアメリカ人もパルスフィーリングを構成する最大要素はシート振動であり、また、それを望んでいることが明らかになったので、シート振動によるパルス強さを定量化することとした。

ここで、パルス強さに対する感覚に日本・アメリカで差があった場合、各国毎にテストをおこなう必要が生ずる。そこで、差の有無を確認するために、「パルスフィーリングをどれくらいの強さで感じるか」についての調査をおこなった。日本人・アメリカ人それぞれに同一条件にて同一車両の車速毎にパルスフィーリングがどの程度の強さであるかを

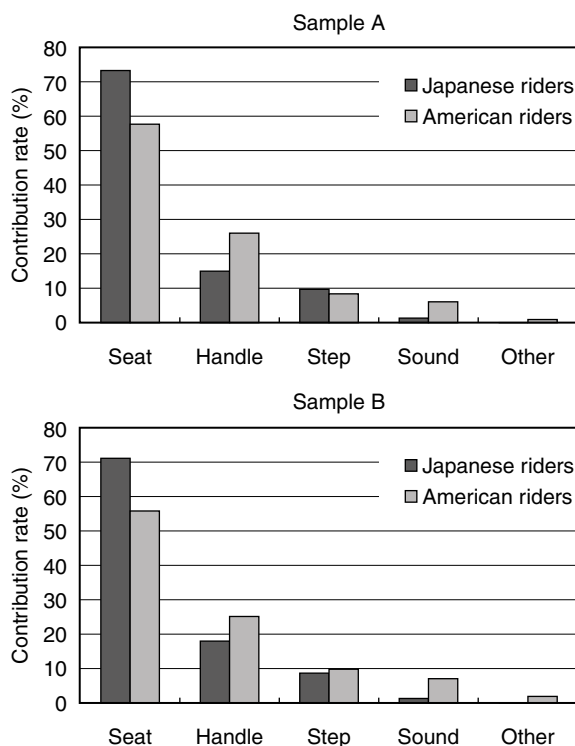


Fig. 1 Contribution to pulse feeling

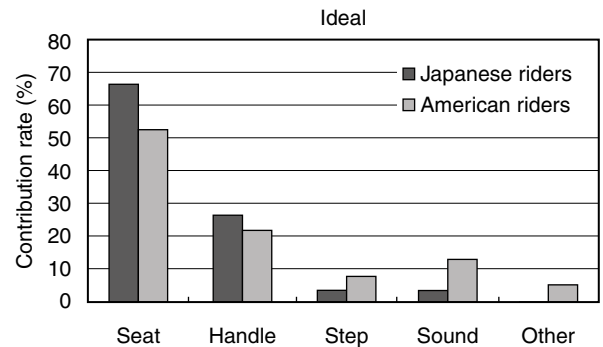


Fig. 2 Ideal contribution to pulse feeling

評価付けさせた。その結果を Fig. 3 に示す。日本人とアメリカ人のパルス強さの感じ方に有意差がないことがわかった。よって、日本人を被験者として、シート振動によるパルス強さの定量化を試みた。

### 2.2. 指標化のプロセス

#### 2.2.1. シート振動強さの定量化

パルス強さの定量化をシート振動によりおこなうこととしたが、シート振動強さの定量化には従来から使用していた手法を用いることとした。

シート振動強さ定量化について説明する。シート振動強さとはシート振動をどれくらいの強さで感じるかということである。音響の分野では、物理量である音圧に対して人間が感じる音の大きさ Loudness が定義されている。同様に、物理量である振動加速度で人間が感じる振動強さ“Vibration Intensity Index”を定義する手法である。

振動強さの感覚量は、周波数や方向により異なることが知られており、振動加速度の感覚量への補正方法としては、ISO2631-1に音響分野での A-weight 等のような全身振動の周波数・方向による補正曲線が定義されている<sup>(1)</sup>。Fig. 4に ISO 座位の全身振動の補正曲線を示す。

しかし、一律にこの ISO の補正を加えた振動加速度はシート振動の感覚的大きさは異なることが実験的にわかっている。これは、振動加速度の大きさにより周波数補正係数が異なることが主原因であると考えられている<sup>(2)</sup>。そこで、前後・左右・上下の各方向で周波数と振動加速度の大きさによりシート振動強さを定義できる曲面を作成するこ

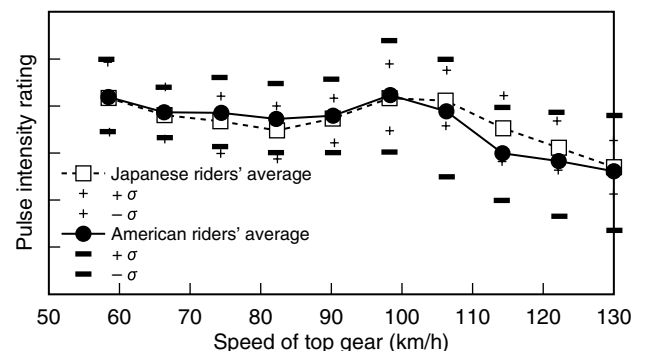


Fig. 3 Difference in pulse feeling rating

ととした。振動発生器により発生させた振動を乗車姿勢をとった人体に加え、官能評価実験<sup>(3)</sup>を繰り返しおこなった。官能評価は以下の4項目についておこなった。

(1) 閾値の調査

各方向・周波数による、振動加速度閾値の調査。

(2) 周波数違い等感度振動加速度の調査

一対比較法による、同一方向、周波数違いでの同じ振動強さだと感じる振動加速度の調査。

(3) 方向違い等感度振動加速度の調査

一対比較法による、同一周波数、方向違いでの同じ振動強さだと感じる振動加速度の調査。

(4) 主観的感覚量の調査

感覚的振動強さと振動加速度の関係の調査。

これらの調査の結果、得られた上下方向(Z軸方向)の曲面を Fig. 5 に示す。

これにより、前後・上下・左右の振動加速度を計測し周波数分析することでシート振動強さの評価が可能となった。

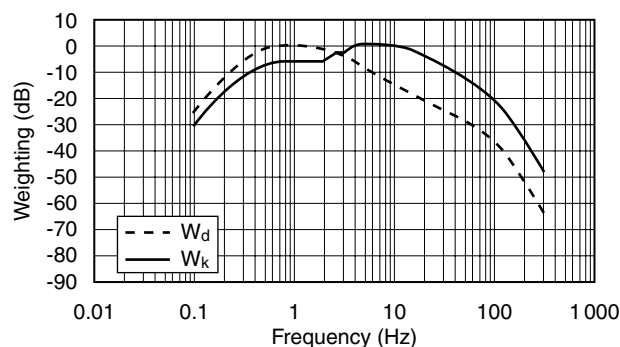


Fig. 4 Frequency weighting curves

Fig. 6に実車で計測された振動加速度の周波数分析結果から“VibrationIntensityIndex”を算出する概念図を示す。感度の異なる各方向ごとの感覚量曲面により各方向の振動加速度を補正した後、統合することにより、一つの“振動強さの値”として評価できる。

2.2.2. 振動とパルスフィーリングの切り分け

2.2.1項に述べた手法により、振動の感覚的大きさは定量化が可能となった。Fig. 7に、あるアメリカンタイプモータサイクルのエンジン回転数による“VibrationIntensityIndex”の変化を示す。ここで、とくに高回転域において、振動としての“VibrationIntensityIndex”は大きい、「それはもはやパルスフィーリングとは感じない」という問題が生じる。聞

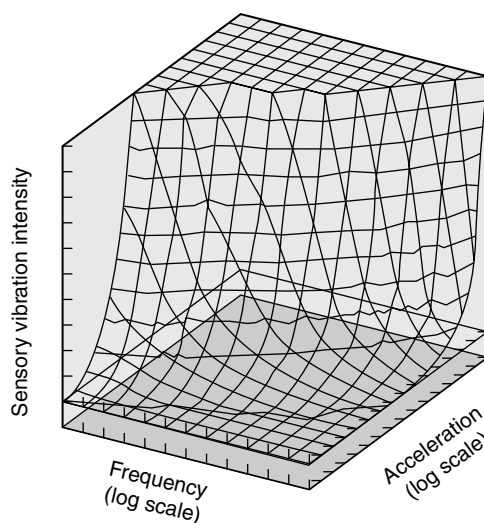


Fig. 5 Sensory vibration intensity curved surface for Z-axis

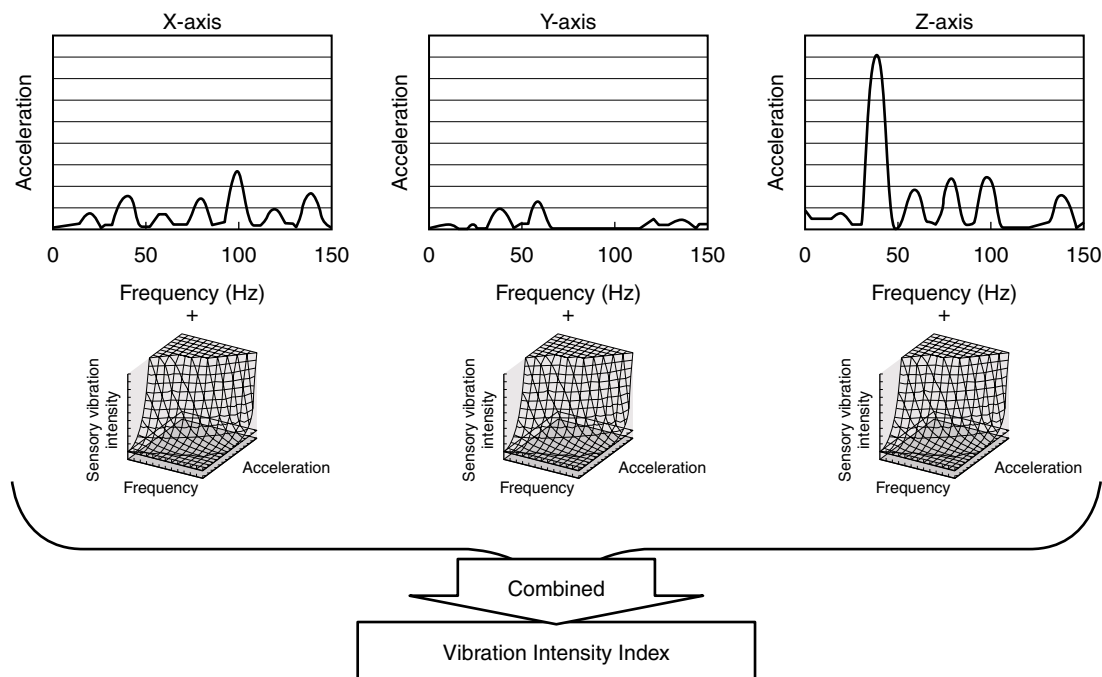


Fig. 6 Notion of “Vibration Annoyance Index” calculation method

き取り調査をおこなったところ、パルスフィーリングとは間欠的な刻みを持った振動に対する評価であり、高周波振動はパルスフィーリングとして評価していないことがわかった。また、振動発生器による実験の結果、パルスフィーリングとみなせるかどうかは、振動加速度の大きさに依存せず、周波数(すなわち、実車ではエンジン回転数)に大きく依存することがわかった。

そこで、新たに振動とパルスフィーリングを切り分ける指標を開発し、振動がどの回転数までパルスフィーリングと見なせるか調査した。アメリカンタイプモータサイクルが主に搭載する数種のV型2気筒エンジンの発生する振動をエンジン回転数ごとに用意し振動発生器により被験者に与え、振動がパルスフィーリングと見なせなくなったエンジン回転数を調査した。Fig. 8 に結果を示す。

Fig. 8 から明らかな通り、V型2気筒エンジンでは4000r/minを超えると、ほとんどの人が振動をパルスフィーリングだと見なさない。このパルスフィーリングとして見なせると返答した累積度数の逆数をV型2気筒エンジンの代表的パルスフィーリングフィルタとして採用した。このフィルタを“Vibration Intensity Index”に加重し高周波振動を除外したものを、パルス強さ“Pulse Beat Index”とした。

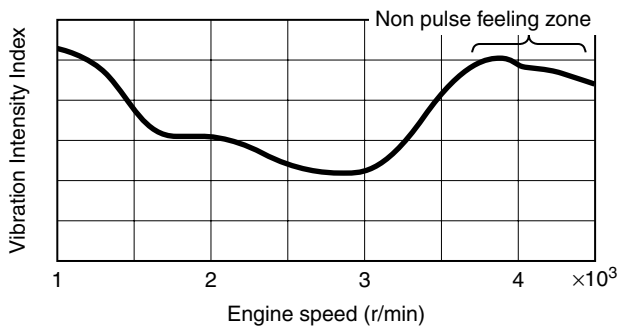


Fig. 7 “Vibration Intensity Index” alteration

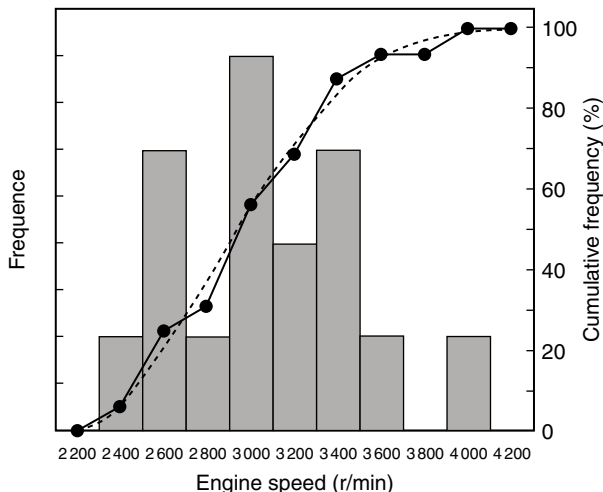


Fig. 8 Consciousness of pulse feeling

### 2.2.3. 指標の検証

Fig. 9, 10 に計測された加速度から算出した“Pulse Beat Index”と官能評価による評点を示す。算出されたパルスフィーリング“Pulse Beat Index”と評点は、車種違い(A車/B車)・運転条件(全負荷/部分負荷)違い含め、実際の人間の評点と良く一致し、有効性が確認された。

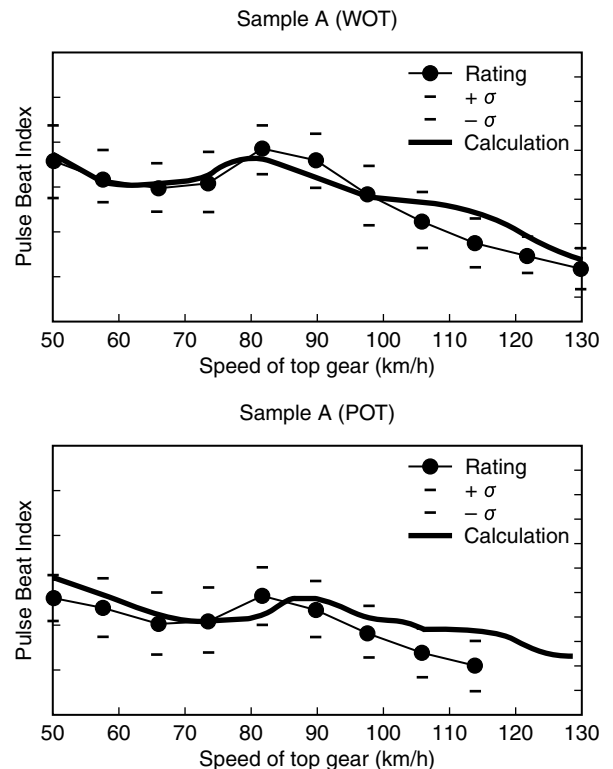


Fig. 9 “Pulse Beat Index” of sample A

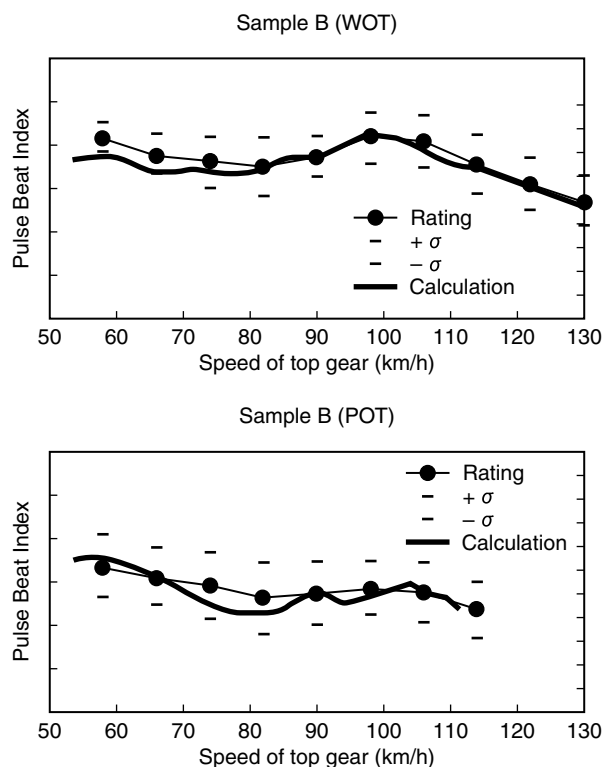


Fig. 10 “Pulse Beat Index” of sample B

### 3. 時間軸応答解析の適用

#### 3.1. 解析概要

エンジンから発生する往復部慣性力に起因する振動については予測手法が確立しており、開発の有効なツールとなっている<sup>(4)</sup>。ただし、パルスについては燃焼によるトルク変動成分が重要であるため、従来の周波数応答解析では表現できず図面段階の予測ができなかった。そこで、機構解析ソフト(ADAMS)を利用し、固有値解析および静剛性解析結果から求めたクレイグ・バンプトンモデルとエンジン・駆動系モデルを結合して時間軸応答解析<sup>(5)</sup>をおこない、テストデータとの相関性を検証した。また、入力の実験より求めた燃焼指圧データを使用した。

#### 3.2. 解析手順

Fig. 11 に時間軸応答解析の手順を示す。

#### 3.3. 解析結果

##### 3.3.1. 固有値解析モデルおよび周波数応答計算結果

時間軸応答解析をおこなうためには、精度の高い完成車FEモデルが必要となる。Fig. 12 に完成車解析モデル、Fig. 13 に周波数応答計算結果を示す。Fig. 13 は、固有値解析結果に実際のエンジン往復部慣性力を加えた場合の周波数応答計算結果であり、テスト結果は実車における周波数分析結果である。モデリングの精度検証は実車運転状態での比較が最善であり、時間軸応答解析モデルとして十分な精度と判断できる。



Fig. 12 Complete motorcycle FE model

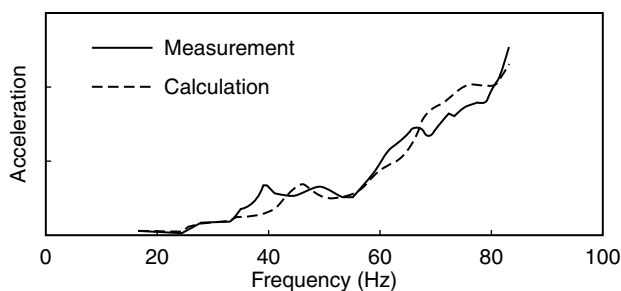


Fig. 13 Acceleration responses of complete motorcycle

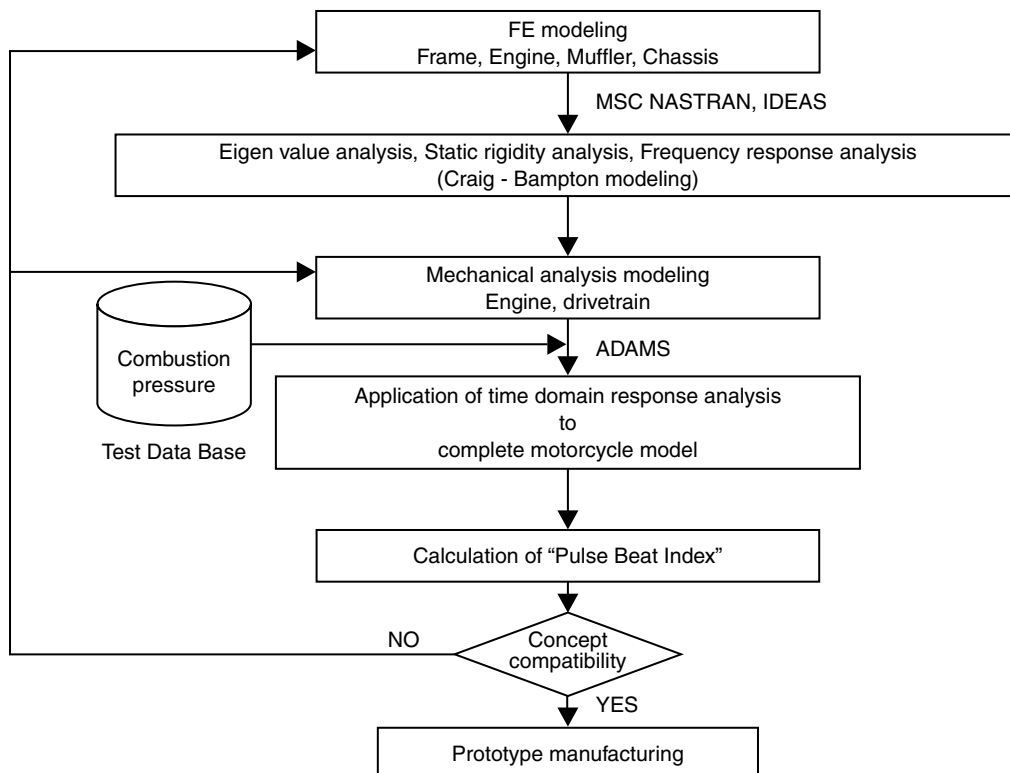


Fig. 11 Flowchart of time domain response analysis system

### 3.3.2. 時間軸応答解析モデル

エンジン・駆動系について、機構解析モデルを作成した。駆動系については、各ダンパ・ドライブシャフトなど細部についてモデリングをおこない、3.3.1項で得られた固有値解析および静剛性解析結果より求めたクレイグ・バンプトンモデルと合わせて完成車モデルを作成した。Fig. 14にエンジン・駆動系モデル、Fig. 15に完成車時間軸応答解析モデルを示す。



Fig. 14 Engine drivetrain model

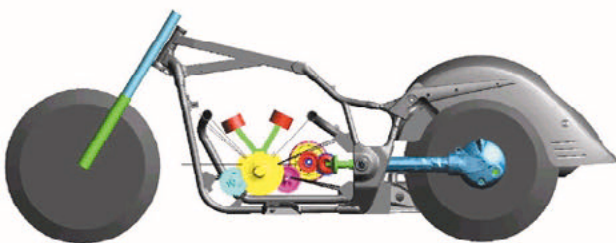


Fig. 15 Complete motorcycle time domain analysis model

### 3.3.3. 時間軸応答解析結果

Fig. 16 に入力(実車燃焼指圧)、Fig. 17, 18 に時間軸応答解析結果および周波数分析結果を示す。Fig. 17, 18の通り、時間軸計測データと計算結果は良好な相関が得られた、周波数分析結果も同様である。この結果から“Pulse Beat Index”が求められ、パルス強さの判定が可能となる。パルス解析ツールとして有効である。Fig. 19に開発手順の変化を示す。

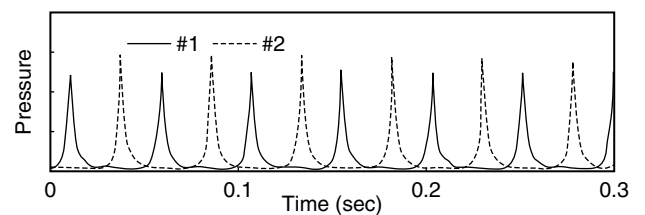


Fig. 16 Input data (Combustion pressure)

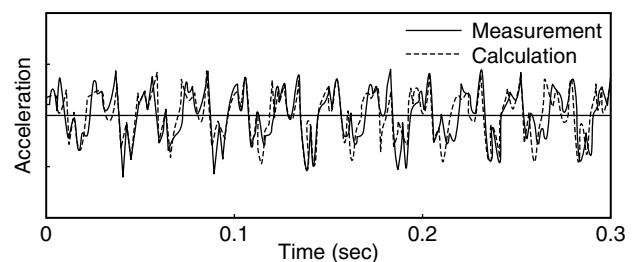


Fig. 17 Result of time domain response analysis

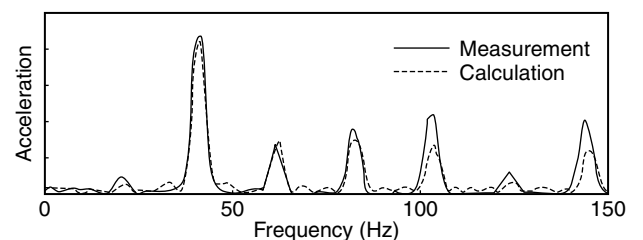


Fig. 18 Result of frequency response analysis

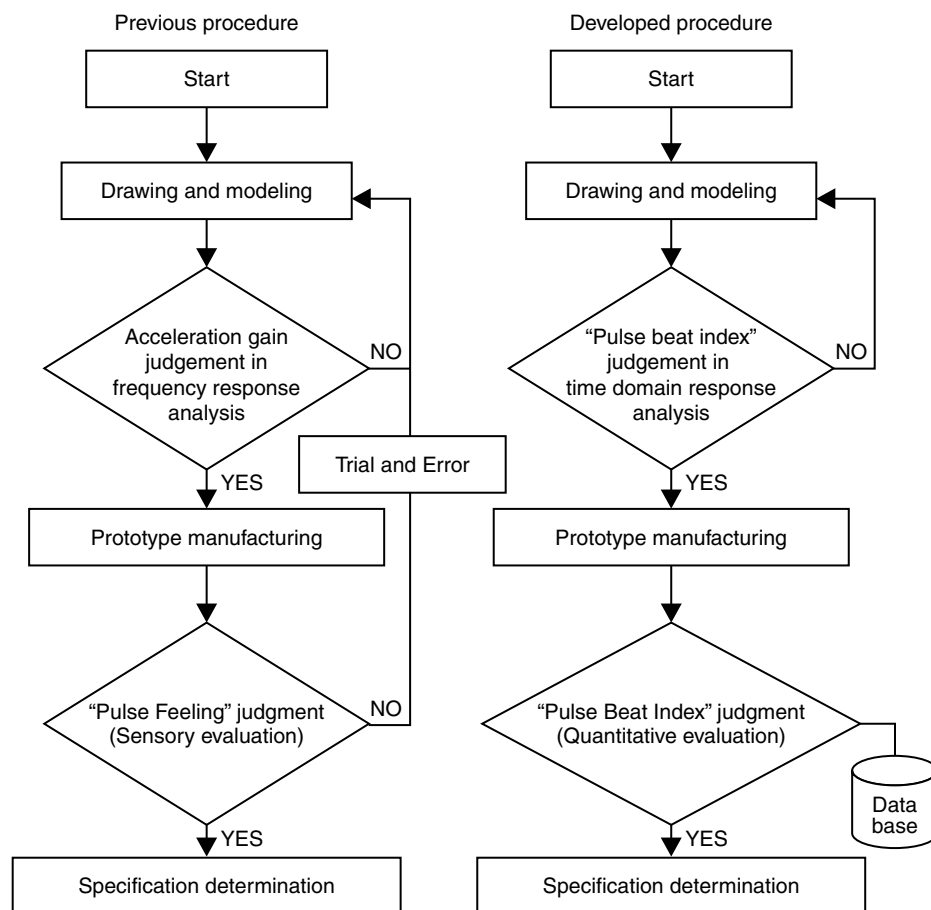


Fig. 19 Flowchart of development procedure

#### 4. まとめ

- (1) "Pulse Beat Index"の開発により，従来は定性的な評価であったパルスフィーリングが定量評価できるようになり，テスト車の判定・対策の効果確認が容易になった。
- (2) 完成車時間軸応答解析により，パルスに対する各部の寄与が明確になった。図面段階で"Pulse Beat Index"を予測することが可能となり，テスト工数・仕様決定工数の削減が達成できた。

本テーマはパルス強さに着目して定量化をおこなったが，パルスフィーリングの評価において“パルスの質”を問題とする場合がある。今後は，“パルスの質”について人間の感じ方の研究を進める。

#### 参考文献

- (1) ISO 2631-Mechanical vibration and shock –Evaluation of human exposure to whole-body vibration –Part 1: General requirements(1997)
- (2) Miwa, T.: Evaluation Method for Vibration Effect, The National Institute of Industrial Health(1962)
- (3) ISO 13090-Mechanical vibration and shock –Guidance on safety aspects of tests and experiments with people -- Part 1: Exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock(1998)
- (4) Kuwahara, H., et al.: Virtual Assessment of Motorcycle Vibrations, SETC 2001-01-1849
- (5) 山崎ほか：Residual Vector を適用した ADAMS 弾性体モデル構築手法の開発，MSC Software ソリューションフォーラム，2000

■ 著 者 ■



長田 邦裕



新村 竜太



下河辺啓吉



山崎 五郎

# 体圧分布シミュレーションによる 二輪車シートのフィット感予測

Prediction of Fit Feeling of Motorcycle Seats Using Body Pressure Distribution Simulation

中 村 敏 徳\*

Toshinori NAKAMURA

小谷野 光 江\*

Mitsue KOYANO

須 永 孝\*

Takashi SUNAGA

## 要 旨

## ABSTRACT

日本、米国、欧州の体圧分布データを計測し、でん部の特徴を表す指標を使って、各国の分布を比較した。これを基に日本人の平均的な体圧分布に近似した計測用基準モデルを製作した。この計測用基準モデルで計測した二輪車の各カテゴリシートの体圧分布とフィット感評価の関係を解析し、フィット感予測式を得た。また、有限要素法を用いたシミュレーションを構築し、この結果をフィット感予測式に投入することで、図面段階で二輪車シートのフィット感を予測する手法を確立することができた。

A measurement standard model of buttocks shape was made. This model represented average body pressure distribution of Japanese. The distribution data of Japanese, American and European were measured, and compared by using Buttocks Characteristic Index. The pressure body distributions for every category of motorcycle seats were measured by using the measurement standard model of hip shape. Relation between the measured distribution data and the fit feeling evaluation was analyzed. Based on the analysis, a prediction equation of fit feeling was devised. A simulation model of body pressure distribution was created using Finite Element Method. The simulation model was substituted for the measured distribution data in the prediction equation. A prediction method of fit feeling has been established. The established method has allowed early prediction of the fit feeling for motorcycle seats at the designing stage.

## 1. まえがき

二輪車のシート性能は、大きく分類して、静的な座り心地、動的な乗り心地、長時間の疲労度合いといった性能があげられるが、これらの性能の評価は、被験者の体格、でん部の特徴などにより大きく異なる場合がある。そこで、筆者らは、ヒトのでん部の特徴の違いを表す指標を設定し、被験者を分類した。また、静的なフィット感を予測するために、被験者の着座時の体圧分布データとでん部の特徴を表す指標を用いた予測式を得た<sup>(1)</sup>。しかし、ヒトのでん部は、時を経て変化することがあるため、定期的にその位置づけを確認する必要がある。

また、図面段階でフィット感を予測する手法としては、シートの設計パラメータ(硬度、形状、材質等)とフィット感の評価の相関を見出す必要があるが、これらを解析するため、設計パラメータとフィット感の中間特性値である体圧分布に着目した。ヒトの体圧分布は、設計パラメータが変化した結果を表しており、フィット感と密接な関係があると考えられる。

そこで、基準モデルを作成するために、各国のでん部データを収集し、シミュレーション上ででん部の基準モデル及び二輪車のシートを有限要素モデルで構築し、体圧分布を求めることにより、図面段階でフィット感を予測することを試みた。

\*朝霞研究所

## 2. でん部の体圧分布計測

でん部の基準モデルを作成するために、基準となる座面(500mm×500mm×50mmのウレタン)に着座した時の体圧分布を計測した。体圧分布の計測結果の一例を Fig. 1 に示す。被験者は、Table 1 に示す国別に 25才ー 50才までの男女を対象に計測をおこなった。

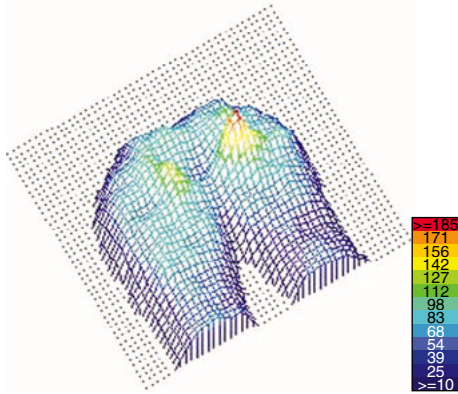


Fig. 1 Sample of measured body pressure distribution

Table 1 Sample number by country

|         | Number of sample |         | Average age |         |
|---------|------------------|---------|-------------|---------|
|         | Males            | Females | Males       | Females |
| Japan   | 100              | 100     | 38.8        | 31.5    |
| France  | 80               | 60      | 41.4        | 38.1    |
| Italy   | 110              | 100     | 33.2        | 28      |
| Germany | 80               | 60      | 38.3        | 39.1    |
| U.S.A   | 150              | 115     | 41.4        | 38.1    |

## 3. 基準モデルの設定

### 3.1. モデルの分類

でん部体圧分布データから、でん部の大きさを表すパラメータとして接触面積、でん部にかかる荷重、でん部の形状、肉付きを表すパラメータとして、面圧変化量と尖度を取り出し、各国の男女別被験者のでん部の特徴をとらえるために、主成分分析を実施した。結果を Table 2 - 4 に示す。この結果、累積寄与度が高く、でん部の大きさを表すと考えられる接触面積に着目し、各国のでん部接触面積の平均値の差を検定した。結果を Table 5 に示す。5%以上有意差があるモデルとして、日本モデル、ドイツモデル、イタリア・フランスモデル、米国モデルとして、四つのモデルに分類した。特徴的な体圧分布を Fig. 2 に示す。

Table 2 Results of principal component analysis (Eigen vector)

| Variable name                  | Principal component 1 | Principal component 2 |
|--------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Contact area                   | 0.662                 | 0.158                 |
| Total load                     | 0.665                 | 0.124                 |
| Variations of surface pressure | -0.1                  | 0.938                 |
| Kurtosis                       | -0.331                | 0.282                 |

Table 3 Results of principal component analysis (Eigen value)

|                             | Eigen value | Contribution rate |
|-----------------------------|-------------|-------------------|
| Primary principal component | 2.033       | 0.508             |
| Second principal component  | 1.006       | 0.252             |

Table 4 Results of principal component analysis (Factor loading)

| Variable name                  | Principal component 1 | Principal component 2 |
|--------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Contact area                   | 0.944                 | 0.158                 |
| Total load                     | 0.948                 | 0.125                 |
| Variations of surface pressure | -0.142                | 0.941                 |
| Kurtosis                       | -0.473                | 0.283                 |

Table 5 Verification results of difference of mean value

|         | Males | **1% significance<br>*5% significance |         |        |       |
|---------|-------|---------------------------------------|---------|--------|-------|
|         |       | US                                    | Germany | France | Italy |
| Japan   |       | **                                    | **      | **     | **    |
| U.S     |       |                                       | **      | **     | **    |
| Germany |       |                                       |         | —      | —     |
| France  |       |                                       |         |        | —     |

|         | Females |    |         |        |       |
|---------|---------|----|---------|--------|-------|
|         |         | US | Germany | France | Italy |
| Japan   |         | ** | **      | —      | —     |
| U.S     |         |    | **      | **     | **    |
| Germany |         |    |         | —      | *     |
| France  |         |    |         |        | —     |

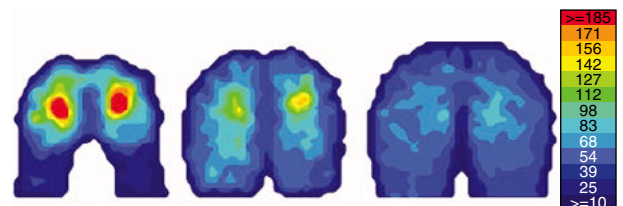


Fig. 2 Characteristics body pressure distribution

### 3.2. 国別のでん部の特徴

国別の傾向の違いを確認するために、4モデルのすべてのデータを用いて主成分分析をおこなった。各国のモデルごとに層別した分布を Fig. 3 - 7 に示す。3.1. 項で得た主成分分析の結果から、Table 4に示す因子負荷量の第1主成分は大きさに代表される総合的な特徴、第2主成分はでん部の形状、肉付きを表していることが考えられる。日本人のでん部の特徴として、大きさのばらつきは少なく、でん部の形状、肉付きのばらつきが大きいことがわかった。

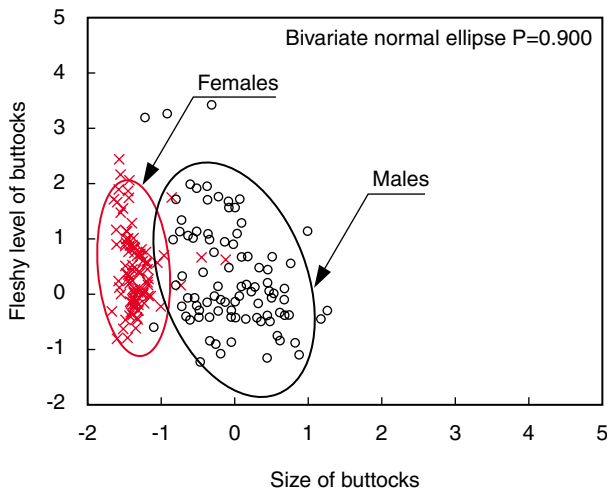


Fig. 3 Body pressure distribution of Japanese

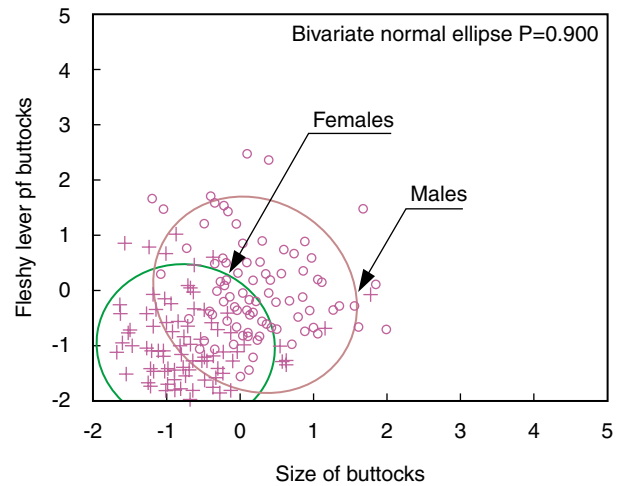


Fig. 5 Body pressure distribution of Italian

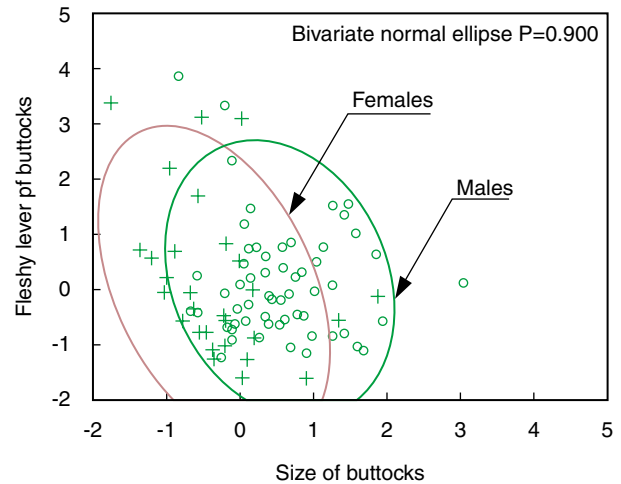


Fig. 6 Body pressure distribution of German

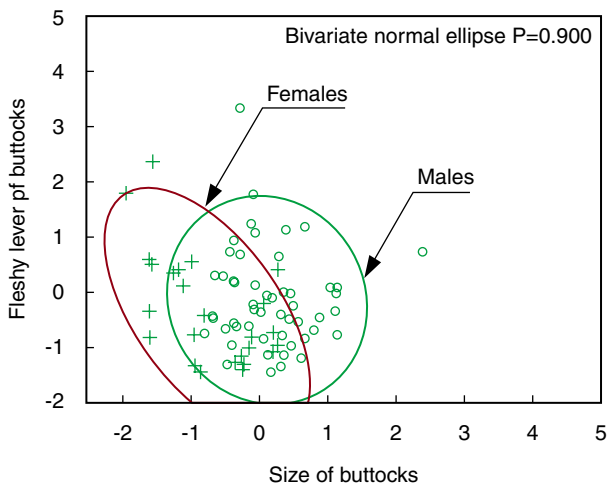


Fig. 4 Body pressure distribution of French

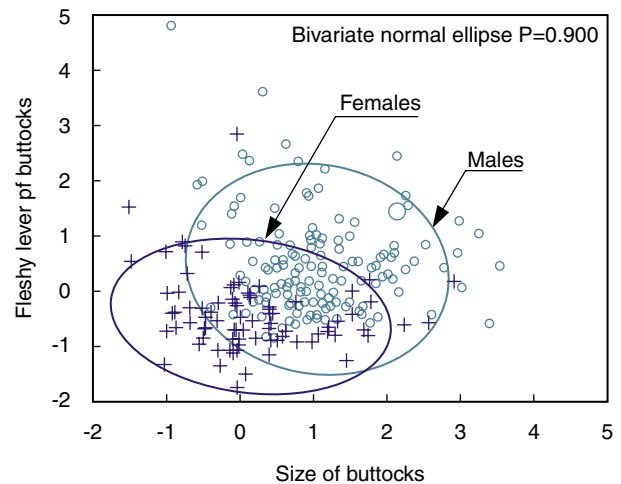


Fig. 7 Body pressure distribution of American

### 3.3. 計測用基準モデルの作成

3.2項より国別のでん部の分布及び平均的な体圧分布が異なることから、各国毎の基準モデルが必要と考えられる。また、フィット感評価も各国の評価が同じとは言えないため、各国ごとのフィット感予測式が必要である。今回は、日本人のフィット感予測式を作るために、平均的な日本人男性の基準用計測モデルを作った。3.2項で求めた第1主成分と第2主成分の平均値付近の被験者5名を選び、Fig. 8に示す各部サイズを平均値と比較し、Fig. 9に示す最も平均値に近い体圧分布を計測用基準モデルの目標値とした。Fig. 10に示すこのモデルは、骨盤、肉部で構成されており、肉部の硬さは、硬度計を用いて、ランダムに選んだ日本人男性10人のでん部の硬さを計測して決定した。基準座面に着座したときの被験者と計測用基準モデル

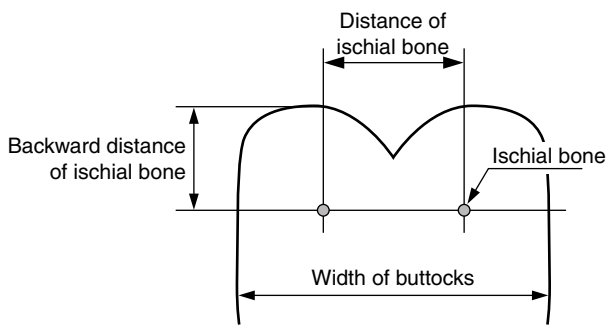


Fig. 8 Sizes of buttocks

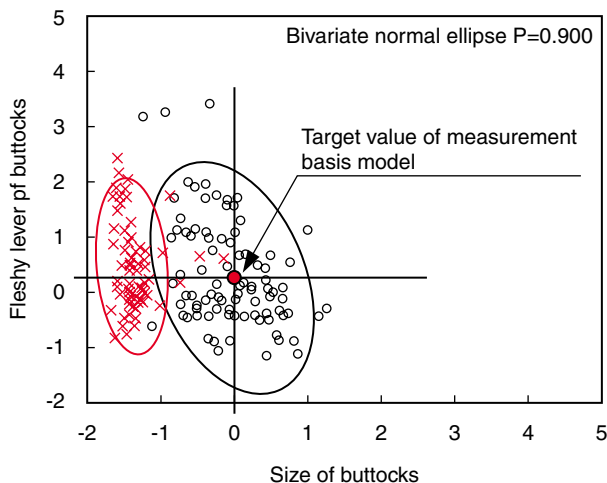


Fig. 9 Targeted value of measurement standard model

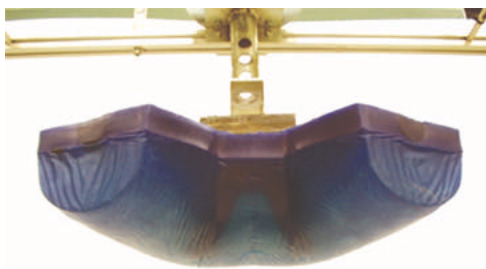


Fig. 10 Measurement standard model

の体圧分布を Fig. 11 に示す。体圧分布が示す接触面積、座骨ピーク値、座骨幅、座骨後方長さは、ほぼ同じ数値を示している。

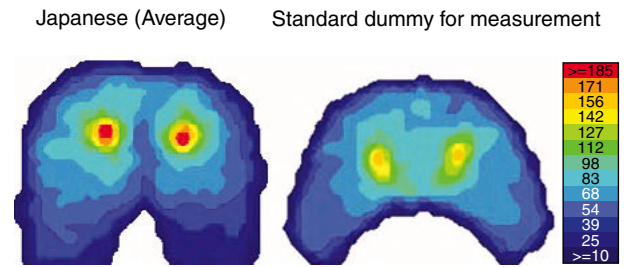


Fig. 11 Body pressure distribution at seated on reference seat

## 4. フィット感の予測式

### 4.1. フィット感の評価

3.3. 項で求めた平均値付近の被験者各5人にて、カテゴリの異なる8サンプルのシートを評価する。静的な乗車姿勢をとったときのフィット感について、Fig. 12に示すスケールで官能評価をおこなった。結果をTable 6に示す。官能評価は0.5点を最小とした評価としており、Table 7に示す分散分析の結果から、サンプルの評点の違いに対して、被験者の評点のばらつきが十分小さいことがわかった。

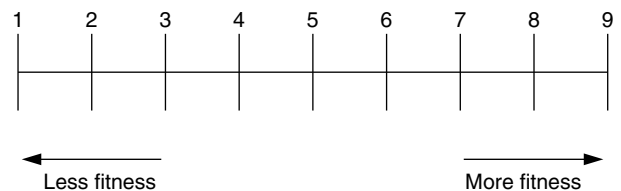


Fig. 12 Rating scale (Nine points method)

Table 6 Sensory evaluation results

| Types of motorcycle | Score (Average) | Standard deviation |
|---------------------|-----------------|--------------------|
| Touring             | 6.5             | 0.6                |
| ATV                 | 3               | 0.4                |
| Large scooter       | 5.5             | 0.4                |
| American            | 5               | 0.6                |
| European "A"        | 3.75            | 0.6                |
| European "B"        | 3.5             | 0.6                |
| Small scooter       | 3               | 0.3                |
| Off road            | 1.5             | 0.2                |

Table 7 Results of variance analysis

| Factors      | Sum of squares | Degree of freedom | Unbiased variance | Variance ratio | Verification |
|--------------|----------------|-------------------|-------------------|----------------|--------------|
| Test subject | 3.78           | 4                 | 0.94              | 2.29           |              |
| Sample       | 130.19         | 7                 | 18.60             | 45.19          | **           |
| Error        | 11.53          | 28                | 0.41              | —              |              |
| Summation    | 145.49         | 39                | —                 | —              |              |

\*\*1% significance

## 4.2. フィット感の予測式

計測用基準モデルで8サンプルのシートの体圧分布を計測した。特徴の違う三つの体圧分布を Fig. 13 に示す。4.1. 項の官能評価結果と計測用基準モデルで計測した体圧分布データの関係を重回帰分析により求めた結果、フィット感予測式(1)が得られた。この式の予測値と実測値の関係は、Fig. 14 のようになっており、計測した数値を代入することにより、フィット感を予測することが可能となった。

$$\text{フィット感} = \alpha_0 + \alpha_1 \times \text{接触面積} - \alpha_2 \times \text{座骨ピーク平均値} \quad (1)$$

$\alpha_0$  : 定数項

$\alpha_1$  : 接触面積の係数

$\alpha_2$  : 座骨 PEAK 平均値の係数

( $R^2 = 0.93$  残差の標準偏差 0.4)

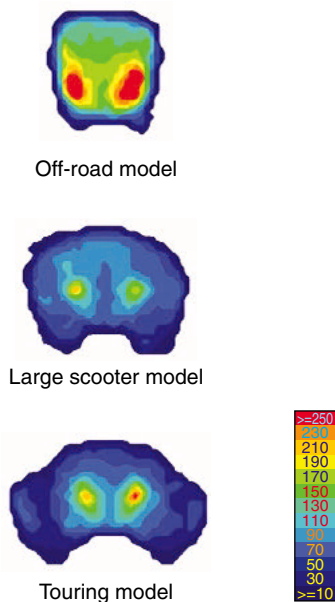


Fig. 13 Measured body pressure with measurement standard model

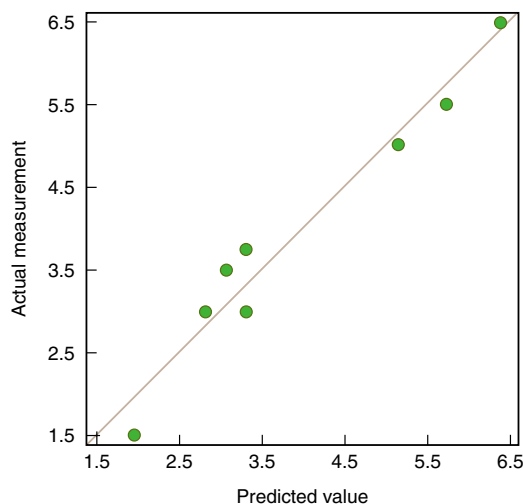


Fig. 14 Correlation between prediction score and sensory evaluation score

## 5. 体圧分布シミュレーション手法の構築

シミュレーションは図面段階でシートのフィット感の評価を可能とし、これにより初期図面の精度向上を図ることを目的とする。図面段階でフィット感予測式を用い評価をおこなうためには、計測用基準モデルの圧力分布、接触面積を実機テスト同等レベルに再現する必要がある。これを実現する手法として有限要素法を用いた静的陰解法を選んだ。

### 5.1. 解析ソフト

計測用基準モデルの体圧分布シミュレーションを開発の中で効率よく活用するために以下のような機能を満足する汎用の非線形解析ソフトを選択した。

- ・計測用基準モデルとシートの接触面変化、でん部の大変形、材料特性の非線形性を精度よく解析可能なこと
- ・解析経験の浅いエンジニアがルーチンワークとして解析をおこなうことを想定し、容易に解析データの作成と必要な解析結果処理が可能なプリポストプロセッサを有すること

### 5.2. 使用メッシュとメッシュャ

本解析においては接触と大変形を安定して計算でき、実測と同等の結果が得られることが重要である。これらを考慮し、使用メッシュは6面体要素。メッシュャはメッシュサイズを任意に指定でき精度の高いメッシュ作成が可能なメッシュャを選択した。

### 5.3. 解析モデル

本解析は計測用基準モデルと同等の体圧分布を再現できるでん部有限要素モデルと解析対象物であるシート有限要素モデルから構成し、計算時間を短縮するために、これらをハーフモデルとした(Fig. 15)。

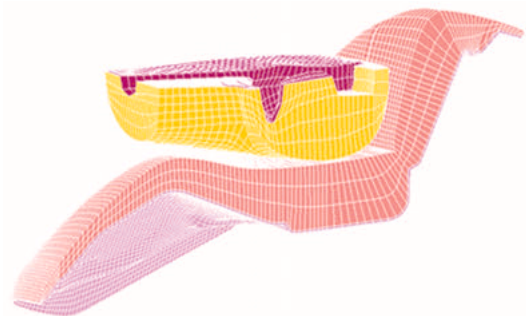


Fig. 15 Structure of analysis model

### 5.3.1. でん部有限要素モデル

骨盤及びでん部の形状は、基準モデルの形状をリバースエンジニアリング手法により 3D データ化し、有限要素モデルを作成した(Fig. 16)。このモデルは筋肉、脂肪部及び骨盤、大腿骨部にて構成し、骨盤は詳細形状を再現したサーフェスにて作成、骨盤の変形は本解析において大きな影響はないと考えリジッドとした。筋肉、脂肪部については均質な特性とし、非常に軟らかいエラストマ材に Mooney(2 項形式)の材料構成則<sup>(2)</sup>を適用した。Mooney のエネルギー関数は基準モデルを構成している材料の引っ張り試験をシミュレートし推定した(Fig. 17)。

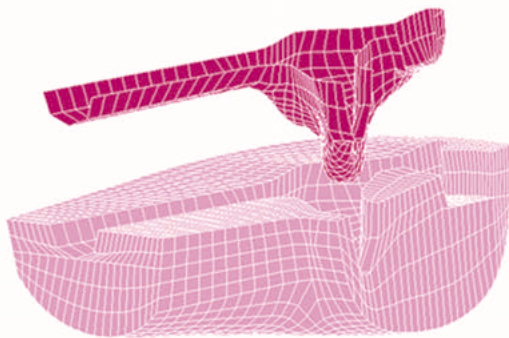


Fig. 16 FE model of buttocks

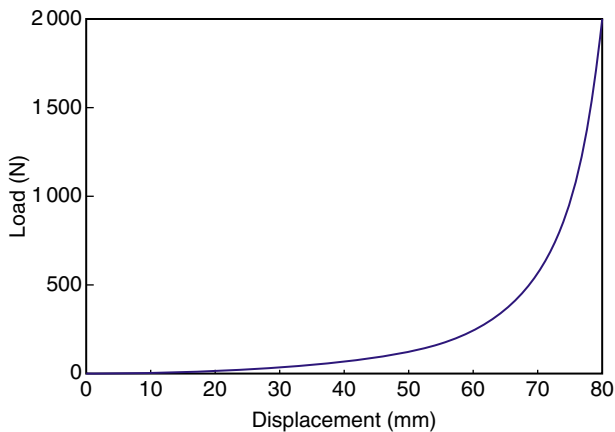


Fig. 17 Load-displacement characteristic of Mooney

### 5.3.2. シート有限要素モデル

外観データは設計用に作成された 3D モデルを使用しウレタン部と樹脂製の底板より構成する(Fig. 18)。ウレタン部はフォーム材によりモデル化し必要な材料定数は単軸圧縮試験より Fig. 19 に示す「応力-ひずみ線図」を測定し求めた。シート底板については弾塑性材を使い材料の引っ張り試験より測定した Fig. 20 に示す「応力-ひずみ線図」を材料特性として与えた。

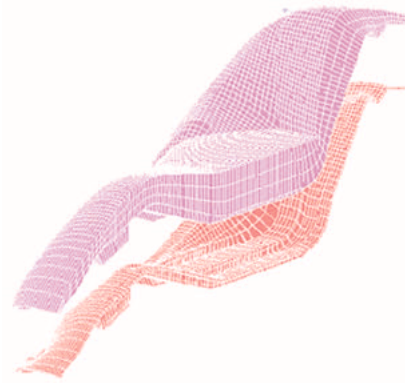


Fig. 18 FE model of seat

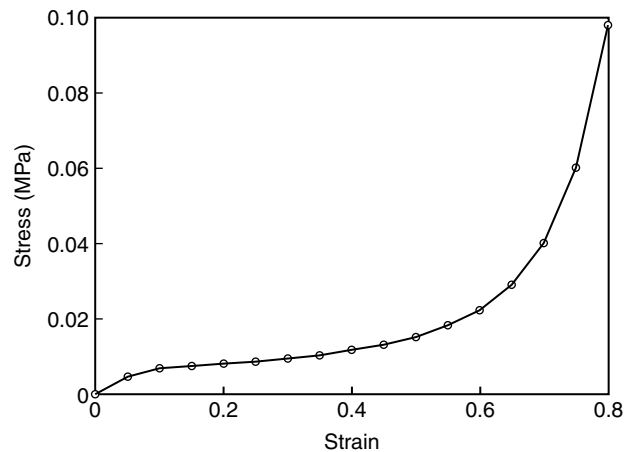


Fig. 19 Stress-strain curve of urethan

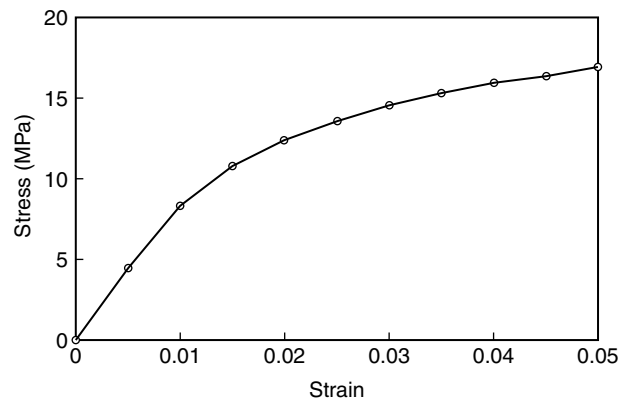


Fig. 20 Stress-strain curve of plastic

## 5.4. 解析結果と検証

### 5.4.1. 基準座面体圧分布シミュレーション

基準座面(500mm×500mm×ウレタン厚 50mm)着座をシミュレーションした結果、計測用基準モデルの接触面形状、圧力分布をよく再現できていることが確認できた (Fig. 21).

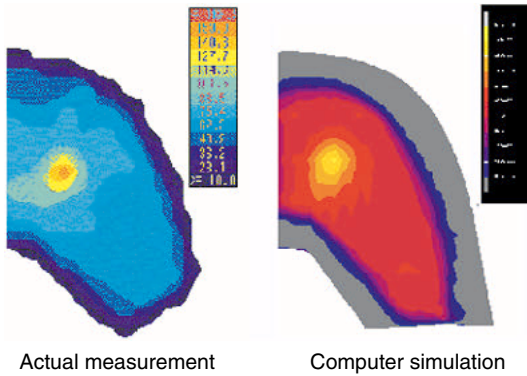


Fig. 21 Surface pressure distribution

### 5.4.2. シート体圧分布シミュレーションとフィット感予測

モータサイクルのシートにて、ウレタン厚、ウレタン硬度、座面巾を変更した仕様のシミュレーションをおこなった結果、Fig. 22 - 24 に示す通り、接触面積、ピーク面圧、フィット感はそれぞれ計測用基準モデルによる実測結果と高い相関が得られていることが確認できた。

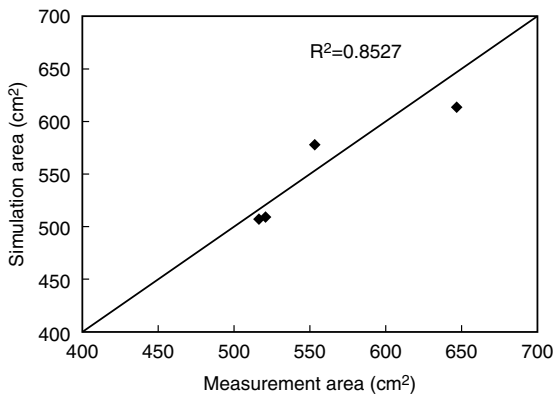


Fig. 22 Comparison of contact area between measurement and simulation

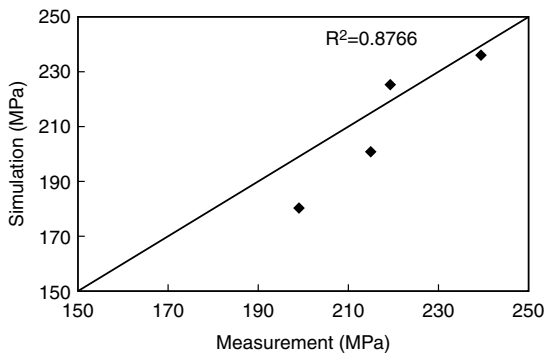


Fig. 23 Comparison of surface pressure of ischial bone peak between measurement and simulation

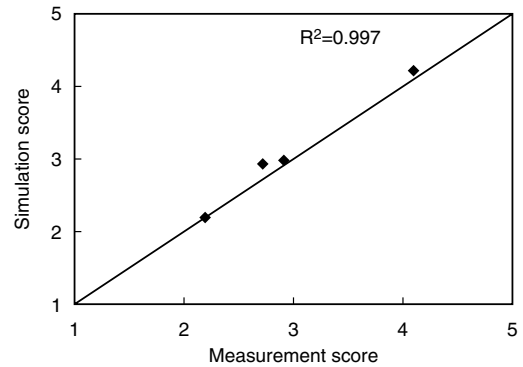


Fig. 24 Comparison of fitness feeling between measurement and simulation

## 6. まとめ

- (1) 基準座面に着座したときの体圧分布データから、各部サイズの平均値を使った日本モデル、ドイツモデル、イタリア・フランスモデル、米国モデルに分類し、特徴を明確にすることができた。
- (2) 体圧分布データを精度よく計測するために日本人の平均的でん部を近似した計測用基準モデルを作成した。このモデルによる測定データと平均的な日本人男性の評価結果を使い、フィット感の予測式を得た。
- (3) フィット感予測式を図面段階で活用するツールとして、有限要素法を用いたシミュレーションを構築し、図面段階でのフィット感予測を可能とした。

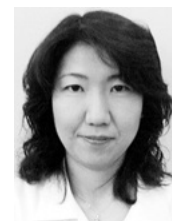
## 参考文献

- (1) 小谷野光江, 君島猛, 中山研吾: 二輪車用シートのフィット感の定量化, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.113-118
- (2) 前川佳徳: 椅子の座り心地を評価するバーチャル・ヒューマンの構築, 第19回, MARC ユーザーズ・ミーティング事例集, p.189-193(1998)

## ■ 著 者 ■



中村 敏 徳



小谷野光江



須 永 孝

# 大型スクータタイプ二輪車用エアバッグの基礎研究

Exploratory Study of Airbag Concept for Large Scooter-type Two-wheeled Vehicle

黒 江 毅\*  
Takeshi KUROE

飯 島 聡\*  
Satoshi IJIMA

並 木 秀 夫\*  
Hideo NAMIKI

## 要 旨

「前面衝突時の乗員の運動エネルギーを二輪車体内で支持するエアバッグで吸収することにより、二輪車から離脱後の相手車等との打撃負傷を低減する」という大型ツーリング二輪車用エアバッグコンセプトが、大型スクータタイプ二輪車においても成立するかどうかの可能性研究をおこなった。エアバッグの搭載位置、支持方法などの検討を経て、大型スクータタイプ二輪車用のエアバッグシステムを試作し、ISO 13232二輪車に装備した衝突時乗員保護デバイスの研究評価における試験及び解析手法)の一部を用いて試験をおこなった。その結果、大型ツーリング二輪車と同じコンセプトのエアバッグは、大型スクータタイプ二輪車においても、乗員保護装置として成立する可能性があることを認識された。

## ABSTRACT

The concept of Honda airbags for a large touring motorcycle is “To reduce the injuries of rider impact with opposing vehicle and/or opposing object in frontal collisions by absorbing rider kinetic energy and by reducing rider velocity separating from the motorcycle in the forward direction.” In order to verify whether this concept is applicable to large scooter-type motorcycle, an exploratory study was conducted. First, airbag positioning and supporting structure of the airbag was examined. Then, a prototype airbag system for a large scooter-type motorcycle was produced and tested by utilizing a part of ISO 13232: “Test and analysis procedures for research evaluation of rider crash protective devices fitted to motorcycles.” As a result, it was recognized that an airbag with the same concept as a large touring motorcycle could be also applicable to a large scooter-type motorcycle.

## 1. まえがき

Hondaは、1960年代から二輪車の衝突試験を実施している<sup>(1)</sup>。近年は、前面衝突時の乗員保護装置の一つとして、エアバッグシステムによる負傷低減の可能性を継続研究している。大型ツーリング二輪車 GL1500をベース車とした研究結果を、1998年第 16回 ESV 会議<sup>(2)</sup>、2001年第 17回 ESV 会議<sup>(3)</sup>で発表した。それらの発表において車両形態の異なった二輪車における可能性研究の必要性を提示した。

今回、大型スクータという形態の二輪車であるシルバークーイング(以下、大型スクータという)を対象車両に選定し、エアバッグの可能性を研究した。本対象車両は、大型ツーリング二輪車 GL1500に対して、約 1/2の質量、アンダボーンタイプのメインフレーム、小径タイヤなどの特徴を有する。大型ツーリング二輪車を用いた研究で得たエアバッグシステムをベースに、大型スクータの車両形態を考慮した衝突センシングシステム、エアバッグ搭載方法などの事前検討をおこない、それらを反映した試験用車両を試作した。

著者らは、「前面衝突時に乗員の運動エネルギーをエアバッグがどの程度吸収できるか」ということを、今回のエアバッグを搭載した大型スクータの評価項目の主眼とした。すなわち、今回のエアバッグを搭載した大型スクータの評価は、ISO 13232二輪車に装備した衝突時乗員保護デバイスの研究評価における試験及び解析手法)<sup>(4)</sup>の評価手法の一部を用いているが、乗員保護装置の有無の比較によって負傷軽減の効果を把握する ISO 13232に基づく評価ではない。したがって、エアバッグ有無を比較した衝突試験や前面衝突用エアバッグが対象としない衝突形態の試験はおこなっていない。

今回試作された大型スクータは、ISO 13232に規定されている実車衝突 7 形態の中からの 3 形態と、ISO 13232に規定されていない 1 形態の、計 4 形態の衝突試験を用いて評価した。

また、前述した発表において提示した他の種々衝突に対する研究の必要性のうち、一つの衝突形態として本エアバッグ搭載大型スクータで前輪が最初に打撃しない形態(以

\*朝霞研究所

下、前輪非打撃衝突という)の衝突試験をおこなった。

本稿では、大型スクータ用に試作したエアバッグシステムの概要と衝突試験結果を述べる。

## 2. 衝突センシングシステムの検討

大型スクータにおける課題の一つは、フロントフォーク前輪軸近傍(以下、前輪系という)の衝撃加速度による衝突センシング手法が大型ツーリング二輪車の場合と同様に成立の可能性があるかどうかの検討であった。エアバッグが「作動すべき」、または、「作動すべきでない」という衝突・非衝突の判定において、一連の試験をおこない前輪系に設置したセンサ部の衝撃加速度を記録して衝突センシングシステムの成立性を検討した。

### 2.1. エアバッグが作動すべき条件

当該エアバッグシステムは、「乗員が車体前方に離脱するような前面衝突において作動すること」と決定された。そこで、乗員の前方離脱が発生する衝突条件を把握するための衝突試験をおこなった。Table 1 に示す主要諸元の 1998年から 2001年モデルの日本仕様 Honda Accord 4 ドアセダンが衝突相手四輪車として使用された。ダミーは、ハイブリッド - II AM50 パーセンタイル歩行者型が使用された。Table 2 は、これらの試験結果を示す。これらの結果から、相手四輪車の前面への衝突、および側面への衝突の両形態とも、「衝突速度30km/h以上では作動すべき」に決定した。

Table 1 Opposing vehicle (Honda Accord) specifications

|              |                    |       |
|--------------|--------------------|-------|
| Length       | (m)                | 4.635 |
| Width        | (m)                | 1.695 |
| Height       | (m)                | 1.420 |
| Wheel base   | (m)                | 2.665 |
| Mass         | (kg)               | 1300  |
| Displacement | (cm <sup>3</sup> ) | 1997  |

Table 2 Collision test results for operational setting

| Impact conditions |           | Dummy motion                   | Deploy or not |
|-------------------|-----------|--------------------------------|---------------|
| Accord front      | 20 (km/h) | No separation from MC          | Not necessary |
|                   | 25 (km/h) | No separation from MC          | Not necessary |
|                   | 30 (km/h) | Just before separation from MC | Necessary     |
| Accord side       | 25 (km/h) | No separation from MC          | Not necessary |
|                   | 30 (km/h) | Just before separation from MC | Necessary     |
|                   | 35 (km/h) | Separated from MC              | Necessary     |

MC: Motorcycle

### 2.2. エアバッグが作動すべきでない条件

運転継続が期待できないような特殊な状況下を除き、走行中は悪路、段差などの路面からの衝撃によってエアバ

グシステムは作動すべきでない。衝撃が加わった際、運転継続の可否と、そのときのセンサ部に発生する加速度を把握するため、Fig. 1 に示す段差乗越し走行試験をおこなった。ダミーの手首に一定の引張り力を超えると手首が外れるという改造を施し、そのダミーの手をハンドルグリップに固定した。

この試験で得られたダミーの手とハンドルグリップの関係と作動すべきでないかどうかの結果を Table 3 に示す。Table 3 に示す A, B, C の試験において前輪系センサに発生する加速度値が計測された。また、本試験における車体とダミーの状況の例を Fig. 2 に示す。少なくともダミーの片手が外れていないような場合は継続運転が可能と判断し、エアバッグは「作動すべきでない」とした。

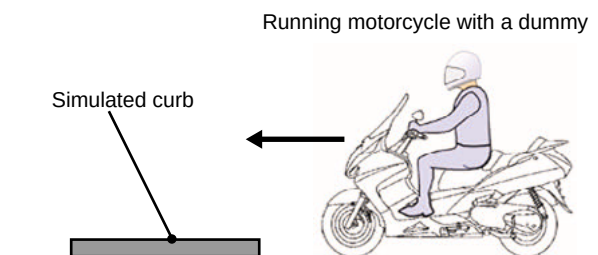


Fig. 1 Simulated curb ride over test

Table 3 Simulated curb ride over test results

| Running condition | Dummy conditions / Continuous ride possibility | Deployment  |
|-------------------|------------------------------------------------|-------------|
| A                 | No hands separation, possible                  | Not allowed |
| B                 | Single hand detached, critical                 | Not allowed |
| C                 | Hand detached, not possible                    | Allowed     |



Fig. 2 Motorcycle and dummy in simulated curb ride over test

### 2.3. 作動・非作動判別手法

2.1. 節の衝突と 2.2. 節の段差乗越し走行の両試験結果で把握されたエアバッグを作動させるケースと作動させないケースについて、「前輪系加速度が一定値を超えたら積分を開始」、「その積分値が所定値に達したら作動と判定させる」

という方法において、「積分開始の加速度値」と「作動判定の積分値」の設定を検討した。これら二つの設定値が適切に選定された結果、Fig. 3 が示すように、「作動すべき」ケースと「作動すべきでない」ケースを判別できる手法が得られた。Fig. 4にセンシングシステムの作動・非作動判定の流れを示す。図中の「サブセンサ」については、6章で述べる。

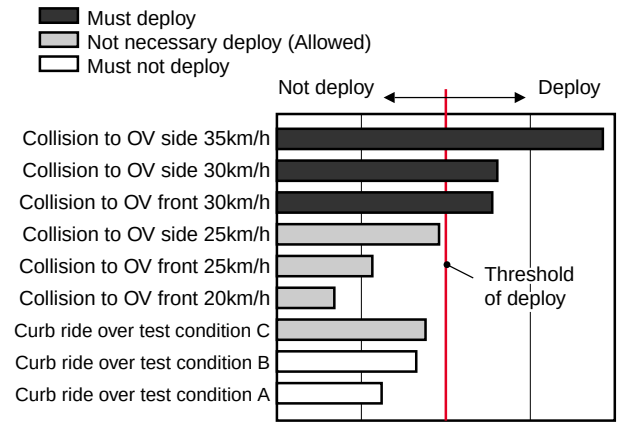


Fig. 3 Decision of deployment by integrated impact deceleration

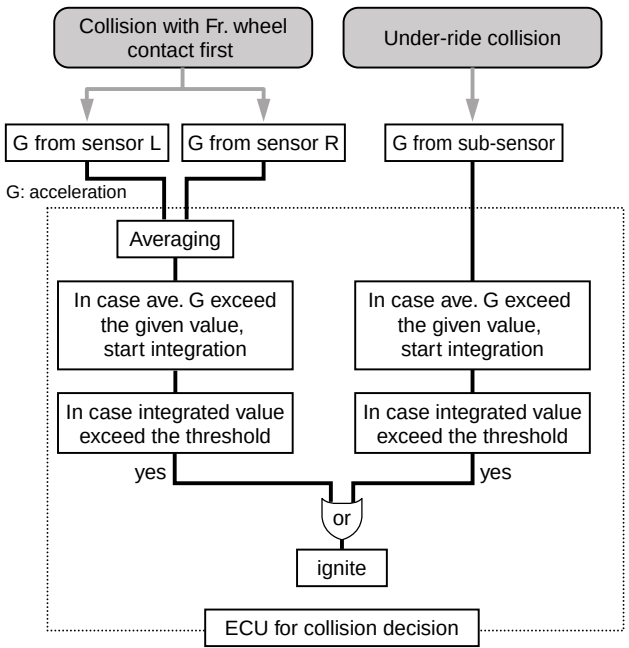


Fig. 4 Decision flow for deployment

### 3. 試作エアバッグを搭載した大型スクータの概要

#### 3.1. 全体構成

Table 4はエアバッグ検討対象車両として選定された大型ツーリング二輪車 GL1500とは異なる車両形態を有する大型スクータの主要諸元を示す。Fig. 5は試作エアバッグシス

Table 4 Large scooter (Silver Wing) specifications

|              |       |       |
|--------------|-------|-------|
| Length       | (m)   | 2.275 |
| Width        | (m)   | 0.070 |
| Height       | (m)   | 1.430 |
| Wheel base   | (m)   | 1.595 |
| Mass         | (kg)  | 224   |
| Displacement | (cm³) | 582   |

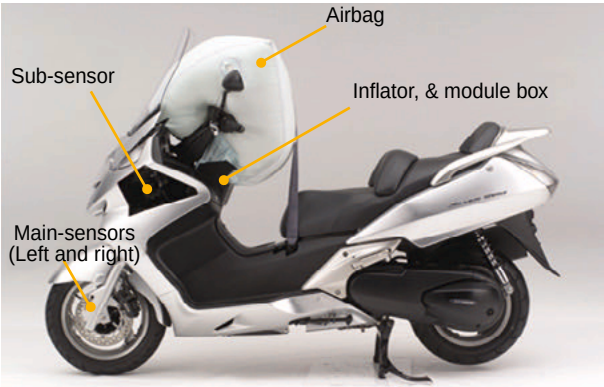


Fig. 5 Large scooter with prototype airbag system

テムを搭載した大型スクータを示す。本エアバックシステムには、2.3. 節で述べた衝突センシングシステムと次節で述べるエアバッグ・インフレーターが組み込まれている。

#### 3.2. エアバッグ・インフレーター

エアバッグの基本的な大きさ、後面のV形状、フレームに連結するエアバッグ支持ベルトは、大型ツーリング二輪車用エアバッグの研究で得られた成果が反映された。Fig. 6 は大型スクータ用に試作したエアバッグシステムを示す。エアバッグの展開時容積は約150リットルである。本エアバックシステムは静展開試験で展開特性が確認され、展開所要時間は約40msecであった。さらに、乗員運動エネルギー吸収性能、緩衝性能についても、大型ツーリング二輪車用エアバッグと同等であることがスレッド試験により確認された。



Fig. 6 Prototype airbag system for large scooter

## 4. 実車衝突試験

### 4.1. 試験方法

実車衝突試験では、主に「大型ツーリング二輪車に搭載して研究したエアバッグシステムが、大型スクーターにおいて、乗員の運動エネルギー吸収効果を発揮できるか」について評価した。衝突形態は、ISO 13232に規定されている実車衝突試験7形態から5形態を選択し、Hondaが独自に設定した1形態を加えた計6形態のうち、ISO 13232規定の2形態の実車衝突試験は、5章で述べるように他の試験結果から効果が推定できると考えられたので省略し、計4形態の衝突試験を実施した。Fig. 7にISO 13232に準じた衝突形態の表記方法を示す。Fig. 8に今回評価対象とした6形態を示す。図中において、\*印はISO 13232規定の形態、\*\*印はHonda追加の形態、\*\*\*印は衝突試験が省略された形態を示す。今回実施した実車衝突試験の衝突速度は、ISO 13232に規定されている衝突速度に対し、わずかに高めに設定された。

ダミーはISO/CD 13232(WG レベルでの作業が完了し審議中の規格案)-MATD(Motorcyclist Anthropometric Test Device)が使用された。衝突相手車には、ISO/CD 13232の規定に適合する1998年から2001年モデルの日本仕様Honda Accord 4ドアセダン(Table 1を参照)が用いられた。Table 5に衝突試験における計測項目を示す。

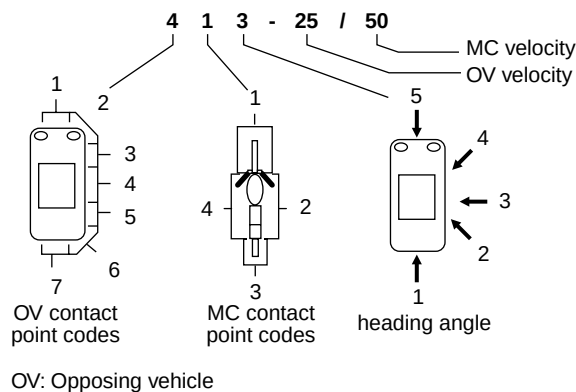


Fig. 7 Indication of impact configuration (ISO13232)

Table 5 Measuring items on collision tests

|                   |                                                                                         |
|-------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| Head              | Head maximum GAMBIT<br>Head injury criterion (HIC)                                      |
| Neck              | Neck injury index (NII)                                                                 |
| Chest             | Sternum maximum normalized compression (C)<br>Sternum maximum velocity-compression (VC) |
| Abdomen           | Abdomen maximum residual penetration (pA)                                               |
| Lower extremities | Damage of frangible component of lower extremities (IE)                                 |

### 4.2. 実車衝突試験結果

#### 4.2.1. 衝突センシングシステムの作動結果

実車衝突試験をおこなった4形態における衝突センシングシステムの作動結果をFig. 9に示す。図中における「TTF (Time to fire)」は衝突開始からセンシングシステムの衝突判定までの時間、バッグ展開時間はエアバッグが展開するのに要する時間、乗員到達時間は衝突開始から展開エアバッグに乗員が到達するまでの時間である。4形態のすべてにおいて、ダミーがエアバッグの展開領域に到達する前にエアバッグが展開を完了した。

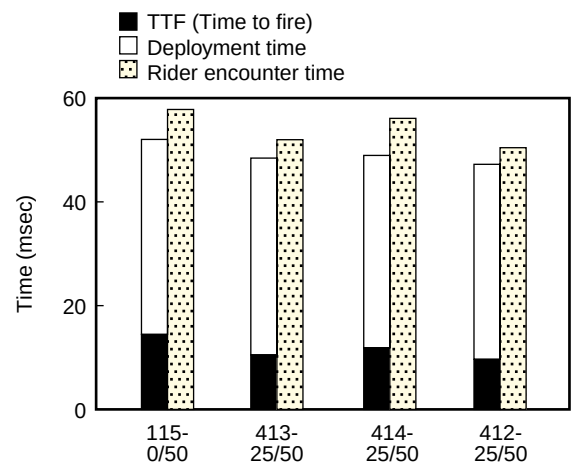


Fig. 9 Comparison of airbag deployment time and rider encounter time

\* Evaluated configurations for front collision airbag in ISO13232

\*\* Configurations Honda added

\*\*\* Configurations perceived not necessary

| 115-0/50 ** | 413-0/50 * | 413-25/50 * | 414-25/50 * | 412-25/50 * | 114-25/50 *** |
|-------------|------------|-------------|-------------|-------------|---------------|
|             |            |             |             |             |               |
| Parked      | Parked     | 25km/h      | 25km/h      | 25km/h      | 25km/h        |

Fig. 8 Impact configurations for evaluation

#### 4.2.2. 各衝突形態の乗員負傷評価

実車衝突試験においては、ISO/CD 13232 規定の MATD ダミーの負傷評価値により、Table 5の負傷項目を評価した。

Fig. 10は、今回実施した4形態について、ダミーの計測結果からの各部位別の負傷評価値を示す。図中における一次衝撃負傷(Primary impact injury)は、エアバッグや相手車と干渉・打撃する領域である 500msecまでの最大負傷値である。二次衝撃負傷(Secondary impact injury)は、路面落下などを含む 500msec以降に発生する最大負傷値である。

Fig. 11は「115-0/50」の衝突における二輪車体とダミーの状況を示す。この形態では、二輪車が垂直に近いまでのピッチング運動を示したが、エアバッグはダミーを前方へ離脱させることなくダミーの運動エネルギーを吸収した。一次衝撃負傷で、HIC=15.4、GAMBIT=0.08、胸たわみ=25mmであり、重大な負傷を示す値は計測されなかった。

Fig. 12は「413-25/50」の衝突における二輪車体とダミーの状況を示す。この形態での二輪車は減速後にヨー運動を示したが、エアバッグがダミーの運動エネルギーを吸収し、相手四輪車とダミーの接触は発生しなかった。一次衝撃負傷の負傷評価値は、HIC=28、GAMBIT=0.1、胸たわみ=15mmを示し、路面落下時の二次衝撃負傷では、HIC=424、GAMBIT=0.5を示し、いずれも重大な負傷を示す値は計測されなかった。

Fig. 13は「414-25/50」の衝突における二輪車体とダミーの状況を示す。衝突後、二輪車のヨー運動が発生して二輪車とダミーの運動方向が異なり、エアバッグによるダミーの運動エネルギー吸収効果が減少する結果となった。ダミー



Fig. 11 Dummy and motorcycle in configuration [115-0/50]

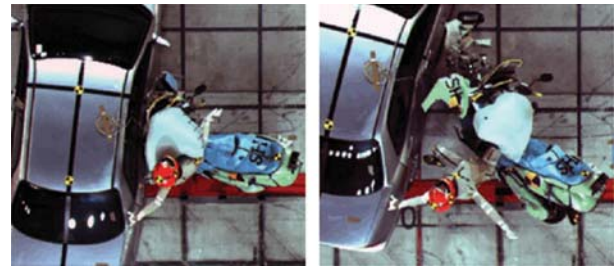


Fig. 12 Dummy and motorcycle in configuration [413-25/50]

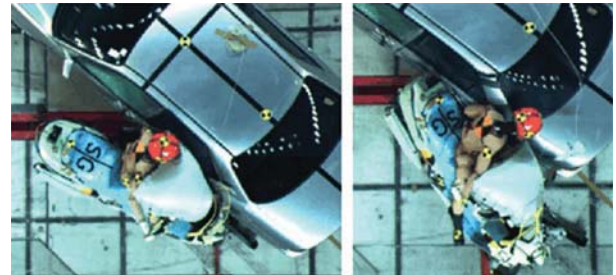


Fig. 13 Dummy and motorcycle in configuration [414-25/50]

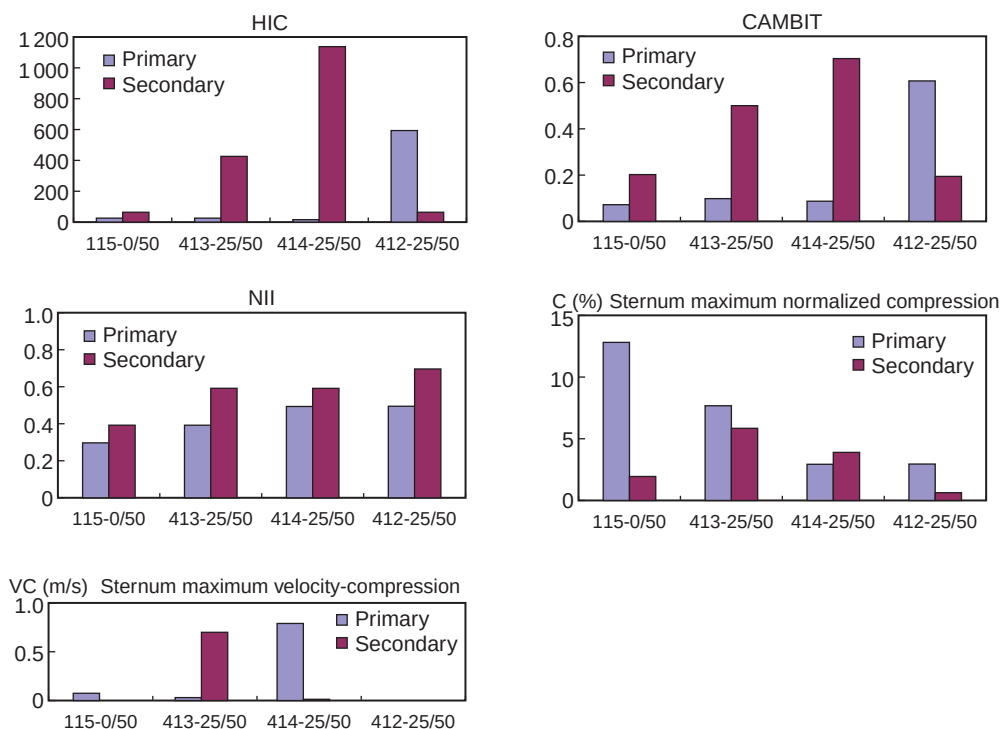


Fig. 10 Measured dummy injuries in collision tests

は相手四輪車のCピラーと擦過しながら二輪車から離脱し、路面へ落下した。一次衝撃負傷としての相手四輪車とダミー頭部の干涉、擦過時の負傷評価値は、HIC=14、GAMBIT=0.09であり、重大負傷を示す値ではなかった。しかし、二次衝撃負傷として路面に落下した際、HIC=1138、GAMBIT=0.73の負傷評価値であり、重大負傷を示す値と判断される。この二次衝撃負傷値は、エアバッグの効果がないだけなのか、あるいはエアバッグによる加害現象なのかの明確化が必要である。1998年 ESV 会議で報告された加害現象(エアバッグが存在することによるダミー挙動への影響で頭部から路面へ落下)とは異なることを Fig. 14 は示している。

Fig. 15 は「412-25/50」の衝突における二輪車体とダミーの状況を示す。二輪車は衝突とほぼ同時にヨー運動が発生し、二輪車とダミーの運動方向が異なっている。ダミーはエアバッグとほとんど接触せず、ダミーの頭部は相手四輪車のルーフエッジと接触する。しかし、このときの負傷評価結果は HIC=600 GAMBIT=0.6 であり、重大負傷を示す値ではなかった。

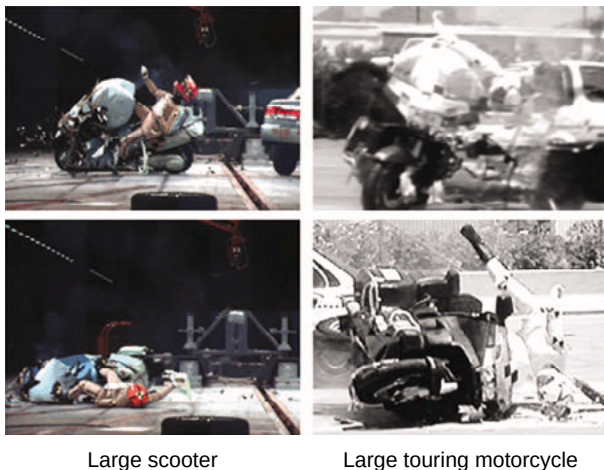


Fig. 14 Dummy contact ground in configuration [414-25/50]



Fig. 15 Dummy and motorcycle in configuration [412-25/50]

「414-25/50」における路面落下時の負傷評価値を除き、今回実施の4形態すべてにおいて、エアバッグとの干涉時、相手車との干涉時、および路面落下時の全域において、重大負傷を示す負傷評価値は発生しなかった。

## 5. エアバッグによる乗員の運動エネルギー吸収効果

「乗員の運動エネルギーをエアバッグで吸収し、相手車等との打撃負傷を低減する」という考え方のもと、エアバッグの効果評価をおこなった。この観点による効果度合を下記のように分類した。評価対象とした衝突形態は、ISO 13232からの前面衝突エアバッグが対象とする5形態と、Hondaが追加した1形態の計6形態である。

- ・「効果有り」：エアバッグが有効にダミーの運動エネルギーを吸収して相手車へのダミー上半身の接触が発生していないケース。
- ・「効果小」：エアバッグがダミーの運動エネルギーを一部吸収しているが、相手車へのダミー上半身の接触が発生しているケース。
- ・「効果無し」：エアバッグがダミーの運動エネルギーを吸収することなく、相手車へのダミー上半身の打撃が発生しているケース。

ここで、ダミーの運動エネルギー吸収作用の有無については、エアバックと干涉中のダミーの胸変位、および映像によるエアバッグとダミーの干涉状況から判断した。また、相手車への上半身の干涉・打撃の有無については、相手車への接触・打撃痕や映像、ダミーの頭部加速度から判断した。

その結果を Table 6 に示す。Table 6 中の「413-0/50」と「114-25/50」のエアバッグ効果は、実車衝突テストを実施せずに以下のように推定された。

エアバッグの乗員運動エネルギー吸収効果は二輪車体のヨー運動に左右され、それらが大きいほどエアバッグ効果は低下する。Fig. 16 に示すように、大型ツーリング二輪車における試験の結果、エアバッグによる乗員運動エネルギー吸収が期待できる時間域での車体ヨー運動の大きさは、「115-0/48」「413-0/48」「413-24/48」「414-24/48」「412-24/48」<「114-24/48」という順位であった。一方、今回の大型スクーターにおいてヨー運動が確認された3形態のテスト結果の車体ヨー運動の大きさも、Fig. 17 に示すように「413-25/50」<「414-25/50」<「412-25/50」であり、GL1500

Table 6 Rider kinetic energy absorbing effectiveness of airbag

|                             | 115-0/50  | 413-0/50   | 413-25/50 | 414-25/50          | 412-25/50     | 114-25/50          |
|-----------------------------|-----------|------------|-----------|--------------------|---------------|--------------------|
| Large scooter (Silver Wing) | Effective | Effective* | Effective | Slightly effective | Not effective | Not effective*     |
| Large motorcycle (GL1500)   | Effective | Effective  | Effective | Effective          | Effective     | Slightly effective |

\* Estimated result

と同じ傾向であった。これらの結果から、本項でエアバッグ評価の対象としている衝突6形態における車体ヨー運動の大きさの順位は大型ツーリング二輪車と大型スクータで同等であると考えられる。

したがって、本大型スクータでの車体ヨー運動は、「413-0/50(今回テスト未実施)」の方が「413-25/50」よりも小さく、また、「114-25/50(今回テスト未実施)」のほうが「412-25/50」よりも大きいとそれぞれ考えることができる。本大型スクータにおいて、エアバッグ「効果有り」の「413-25/50」よりも車体ヨー運動が少ないと推定される「413-0/50」の場合では、さらにエアバッグ効果が大きいと考えられ、「効果有り」と推定される。また、エアバッグ「効果無し」の「412-25/50」よりも車体ヨー運動が大きいと推定される「114-25/50」では、さらにエアバッグ効果が小さいと考えられ、「効果無し」と推定される。

Table 6が示すように、エネルギー吸収効果の評価対象とした6形態において、大型スクータは3形態において「効果有り」、1形態で「効果小」、2形態において「効果無し」と判断できる。一方、大型ツーリング二輪車においては、5形態で「効果有り」、1形態で「効果小」であった。大型スクータにおいても、二輪車体内で支持するエアバッグで乗員の運動エネルギーを吸収するというコンセプトは、車体の基

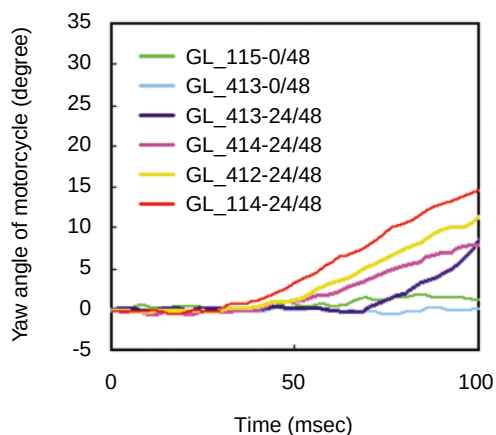


Fig. 16 Yaw motion of large touring motorcycle

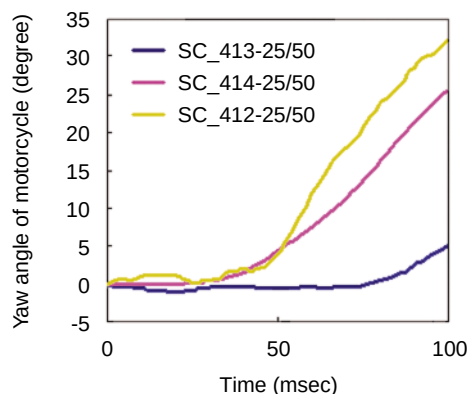


Fig. 17 Yaw motion of large scooter

本特性に起因するヨー運動の大きさのために大型ツーリング二輪車に比較して効果が限定されるものの、成立の可能性があると考えられる。

## 6. 前輪非打撃衝突の検討

さまざまな衝突事故において、トラック荷台への衝突のように二輪車の前輪が最初に打撃しない形態(以下、前輪非打撃衝突という)がある。このような前輪非打撃衝突の場合、前輪系の衝突センシングシステムの衝突判定が遅れ、エアバッグが展開する時点で、衝突相手の衝突面と乗員の間の空間(以下、乗員保護空間という)がかなり小さくなっている可能性がある。それは、Fig. 18に示す下記の三つの要因から推定される。

- (1) 前輪前端よりも後方に位置する車両の前部上方部材への打撃が、衝突開始となるので、前輪衝突時よりも衝突開始時点での乗員保護空間が小さい。
- (2) 衝突の衝撃は、車両の前部上方部材からメインフレームに伝わり、さらに操舵系構造を通じて前輪系に伝わる。この前輪系衝撃加速度に基づき衝突判別がおこなわれるために作動タイミングが遅くなる。
- (3) スクータタイプの二輪車はアンダボーンタイプのメインフレームゆえに、一般的な二輪車よりも前方からの外力を受けた際のメインフレームの屈曲が大きい。そのために乗員保護空間の減少が大きい。

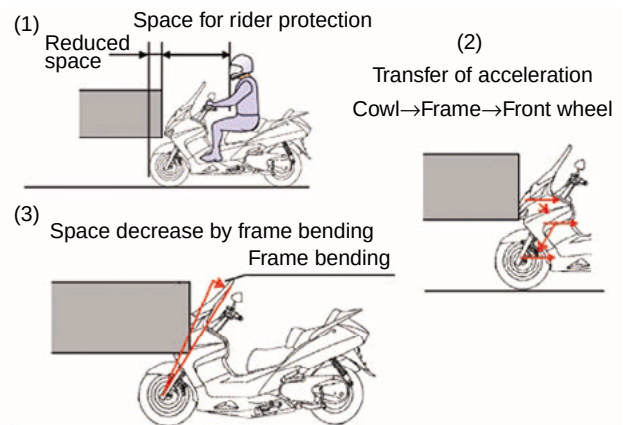


Fig. 18 Cause of protection space reduction in under-ride collision

### 6.1. ベース車両による特性の確認

ベース大型スクータを用いて、前輪非打撃衝突の試験をおこなった。ブレーキを作動させた状態の衝突台車に、50km/hで衝突させる試験をおこない、センシングシステムの判定タイミング、車両の状況、ダミーの状況などを把握した。用いた衝突相手台車をFig. 19に示す。ダミーは、ハイブリッド-II AM50パーセンタイル歩行者型を使用した。

Fig. 20は、衝突開始( $t=0$ )、センシングシステムの衝突判定完了(23msec)、エアバッグの展開完了と想定されるタイミング(63msec)、衝突相手へのダミー打撃(82msec)の各時間における状況を示す。これらの結果から、本大型スクータにおいては、大型ツーリング二輪車の研究の結果から得られた衝突センシングシステムのみではエアバッグによる乗員保護空間の減少が大きく、改善が必要であることが判明した。

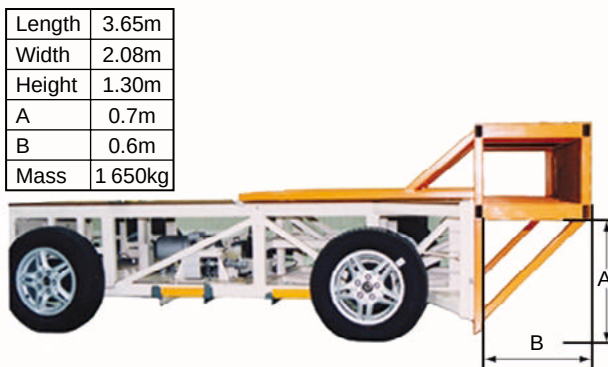


Fig. 19 Opposing trolley used in under-ride collision test

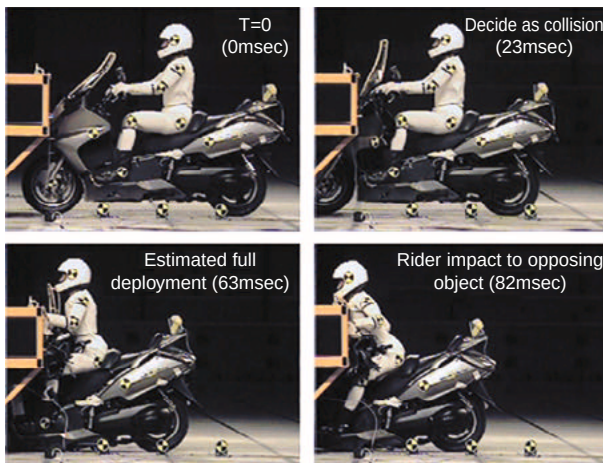


Fig. 20 Dummy and motorcycle in under-ride collision without airbag

## 6.2. 改善手法案

改善手法としては、下記の項目とそれらの組み合わせが考えられた。

- (1) 前部上方部材のクラッシュ荷重を上げる。これによって保護空間の減少度合いを抑える。同時に車体および前輪系の衝撃加速度を高めて、作動判定タイミングを早める。
- (2) 前部上方部材にセンサを付加し、作動判定タイミングを早める。
- (3) メインフレームを強化して、メインフレーム屈曲による保護空間の減少を抑える。

## 6.3. コンピュータシミュレーションによる改善手法の検討

Honda は、1998年の第 16 回 ESV 会議に発表した“二輪車用エアバッグの基礎研究”<sup>(2)</sup>において、課題の一つとして、乗員の路面落下までの負傷評価が可能なコンピュータシミュレーション技術が必要であることを提示した。この課題に対し、2003年 SETC 会議<sup>(5)</sup>で発表したように、約 1 秒間に及ぶ路面落下までの衝突時乗員挙動を、高精度で予測できるコンピュータシミュレーション技術確立した。この技術を用いて、前輪非打撃衝突への改善手法の検討をおこなった。

まず、前述のベース車における前輪非打撃衝突をコンピュータシミュレーションで再現した。Fig. 21, Fig. 22は、実車試験とシミュレーションの結果を示す。車体の変形量、メインフレームの加速度がそれぞれ示されている。



Fig. 21 Comparison of frame damage result between full scale test (FST) and computer simulation (CS)

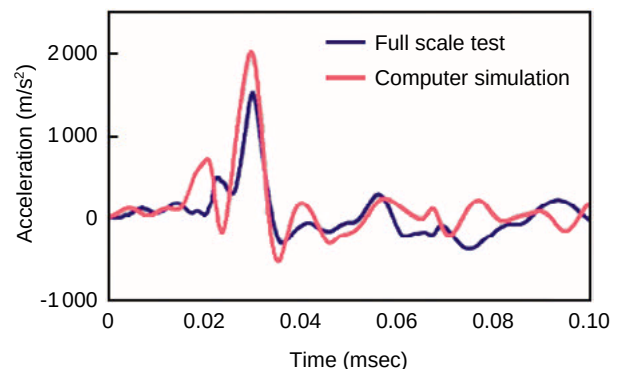


Fig. 22 Comparison of acceleration on frame between full scale test (FST) and computer simulation (CS)

#### 6.4. コンピュータシミュレーションによる改善手法の検討結果

コンピュータシミュレーションによる検討では、各改善案に対して、センシングシステムの衝突判定タイムとその時点での乗員保護空間、エアバッグを作動展開させてのダミーの頭部、胸部の傷害値などが確認された。これらのコンピュータシミュレーションによる検討結果、乗員保護を達成する可能性がある現実的な手法として、カウルステーの補強と、カウルステー部にサブセンサを付加するという改善策が得られた。Fig. 23にその仕様を示す。この改善仕様におけるコンピュータシミュレーションの結果をFig. 24に示す。サブセンサ付加におけるセンシングシステムの作動・非作動判定の流れは、Fig. 4 に示されている。

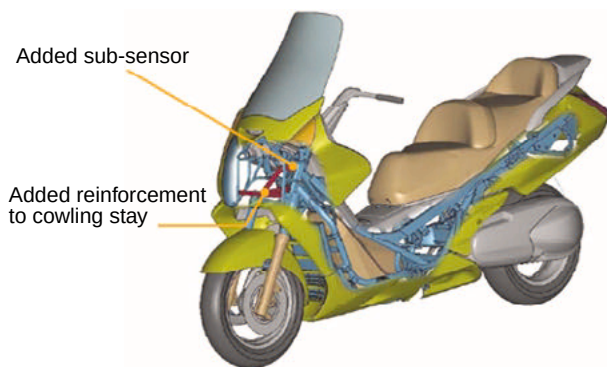


Fig. 23 Modification for under-ride collision analyzed by computer simulation

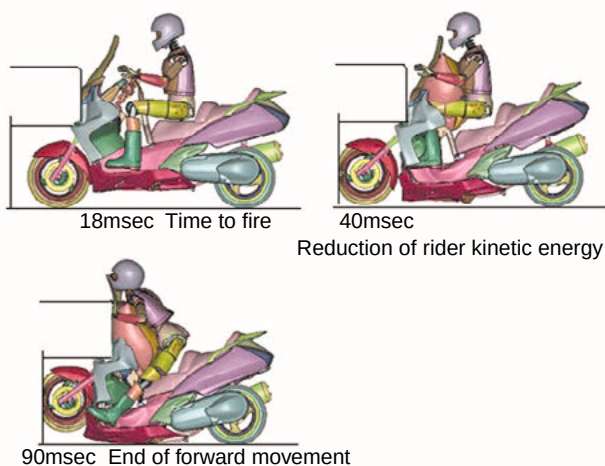


Fig. 24 Dummy and motorcycle movement with modification

#### 6.5. 改善されたエアバッグ搭載大型スクータの前輪非打撃衝突試験結果

改善仕様を反映したエアバッグ搭載大型スクータの前輪非打撃衝突試験をおこなった。ハイブリッド-Ⅲ AM50パー

セントイルのダミーで Table 7 に示す負傷計測をおこなうこととした以外は、6.1. 節で述べたベース車の前輪非打撃衝突試験と同じ条件である。

前輪非打撃衝突における作動判定は、メインセンサによる判定でなく、それより早い時間のサブセンサによる判定であった。この衝突形態では、Fig. 25のセンシングシステムの作動結果が示すように展開中のエアバッグにダミーが侵入している。Fig. 26はエアバッグがダミーの運動エネルギーを吸収している様子を示す。Fig. 27のダミーの負傷結果が示すように重大負傷を示す値ではなく負傷評価値は  $HIC=221$ 、頸部曲げ  $=45Nm$ 、胸たわみ  $=56mm$  であった。

大型スクータのエアバッグにおいても、前輪非打撃衝突において乗員保護性能を確保できることが確認できた。

Table 7 Measuring items on under-ride collision test

|       |                                          |
|-------|------------------------------------------|
| Head  | Head injury criterion (HIC)              |
| Neck  | Tension, compression, flexion, extension |
| Chest | Chest deflection                         |

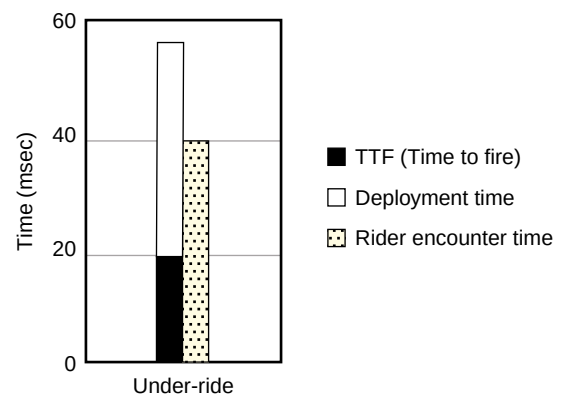


Fig. 25 Comparison of airbag deployment time and rider encounter time in under-ride condition



Fig. 26 Dummy and motorcycle in under-ride collision configuration

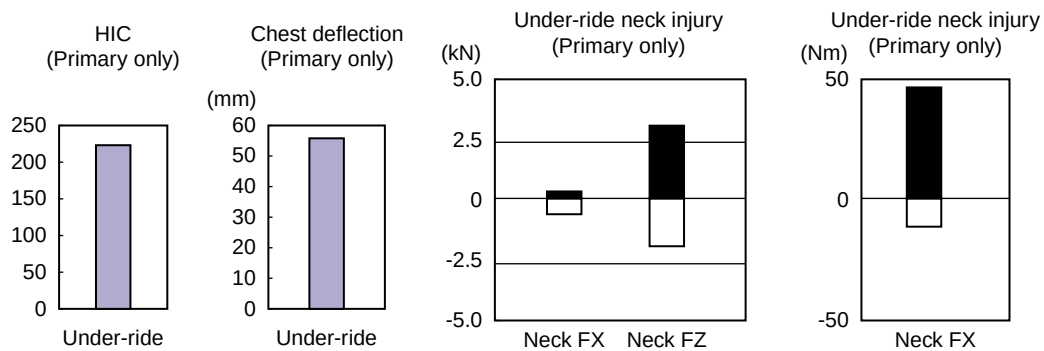


Fig. 27 Measured dummy injuries in under-ride collisions

## 7. まとめ

- (1) 大型スクータータイプ二輪車においても前輪系衝撃加速度の検知演算によるセンシングシステムは：
  - ・ 代表的な条件として実施した衝突・非衝突に対し、要求される作動・非作動の判別が可能であった。
  - ・ 4形態の 50km/h 走行二輪車の、対 Honda Accord 衝突において、乗員が到達する前にエアバッグの展開を完了させる衝突判断を可能にした。
- (2) 大型スクータータイプ二輪車のエアバッグは、大型ツーリング二輪車のそれよりも有効衝突形態が限定されるが、「前面衝突時に乗員の運動エネルギーを二輪車体内で支持するエアバッグで吸収する」というコンセプトでの成立の可能性があると判断される。
- (3) 大型スクータータイプ二輪車のエアバッグは、トラック荷台への衝突で代表されるような前輪非打撃衝突に対して、前輪系衝撃加速度センサに加え、車体系への衝撃加速度センサを付加することなどにより、乗員保護効果を確保できた。
- (4) コンピュータシミュレーションは、エアバッグ二輪車の車体のクラッシュ特性やセンシング仕様の改善検討において有効であることが確認できた。

## 8. 今後の課題

本研究によって大型スクータータイプ用エアバッグの成立の可能性が把握されたが、二輪車用エアバッグシステムの課題として、さらなる他車両形態での成立性検討、乗員の体格や姿勢の違いにおけるエアバッグ効果の検証、ISO/CD 13232の実車衝突試験に基づくリスク・ベネフィット評価、乗員の路面落下までを含むコンピュータシミュレーションによる負傷評価などがある。

## 参考文献

- (1) Inoue. T., et al.: Experimental Collision Test on Motorcycles with Passenger Cars, JSAE(1969)
- (2) Iijima. S., et al.: Exploratory Study of an airbag Concept for a Large Touring Motorcycle, Sixteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Paper No. 98-S10-O-14(1998)
- (3) Yamazaki. T., et al.: Exploratory Study of an airbag Concept for a Large Touring Motorcycle: Further Research, Seventeenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Paper No. 01-S9-O-240(2001)
- (4) International Standard ISO 13232:1996(E), Motorcycles—Test and analysis procedures for research evaluation of rider crash protective devices fitted to motorcycles, Parts 1 to 8, International Standards Organization, Geneva, December 1996
- (5) Namiki. H., et al.: A Computer Simulation for Motorcycle Rider—Motion in Collision, Small Engine Technology Conference, Paper 2003-32-0044(2003)

## ■ 著 者 ■



黒江 毅



飯島 聡



並木 秀夫

# 社外発表(2004. 1～2004. 6)

| 発表日              | 発表先                                                                                                                        | 表題                                                                                                                           | 発表者                                       | 所属                                                                           |
|------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| 2004. 1. 1       | 自動車技術会/JSAE Review<br>Vol.25, No.1                                                                                         | Advanced Technology for Pedestrian Protection                                                                                | 岡元 雅義<br>秋山 朗彦                            | 栃木研究所<br>栃木研究所                                                               |
|                  | (株)山海堂/エンジンテクノロジー第30号                                                                                                      | 乗用車用ガスエンジンの現状と動向                                                                                                             | 村石 忠                                      | 栃木研究所                                                                        |
|                  | 自動車技術会/論文集<br>Vol.35, No.1                                                                                                 | 自動車車体解析用プリプロセッサの開発                                                                                                           | 高田 賢治<br>岩本 淳<br>松浦 範和<br>中野 文雄           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                             |
|                  |                                                                                                                            | スポーティサウンド開発支援ツールとその適用例                                                                                                       | 石井 康夫<br>伊藤 浩二<br>岩井 正志                   | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                      |
| 2004. 1. 5<br>18 | AIAA (The American Institute of Aeronautics and Astronautics)/42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (Reno, USA) | Simulation of Aircraft Wake Vortex Using Pressure-based Unified Numerical Approach for Incompressible and Compressible Flows | 山口 義博<br>有馬 敏幸<br>大林 茂<br>中橋 和博           | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>東北大学<br>東北大学                                 |
| 2004. 1.14<br>15 | 日本自動車研究所/<br>JARI次世代自動車<br>フォーラム(東京)                                                                                       | 燃料電池自動車用パワートレインの開発                                                                                                           | 小川 隆行<br>木村 顕一郎<br>内堀 憲治<br>清水 潔<br>藤本 幸人 | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター |
|                  |                                                                                                                            | 燃料電池自動車への電気二重層キャパシタの応用                                                                                                       | 沖 尚彦<br>山本 康一<br>為乗 浩司                    | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター                                 |
|                  |                                                                                                                            | 持続可能な自動車社会に向けたホンダの挑戦                                                                                                         | 川鍋 智彦                                     | 栃木研究所                                                                        |
| 2004. 1.23       | 自動車技術会/No.03-04<br>シンポジウム 自動車の<br>振動騒音問題とうまく<br>つきあう方法(東京)                                                                 | 自動車用防音パッケージの音響特性予測                                                                                                           | 多田 寛子                                     | 栃木研究所                                                                        |
| 2004. 1.26<br>27 | 電気学会/静止器回転機<br>合同研究会(千葉)                                                                                                   | 有限要素法によるブラシレスモータ回転<br>センサレス制御の誤差解析                                                                                           | 今井 信幸<br>森本 茂雄<br>武田 洋次                   | 栃木研究所<br>大阪府立大学<br>大阪府立大学                                                    |
| 2004. 1.28       | IIR (Institute for International Research)/AutoTech<br>technology congress 2004<br>(BadenBaden, Germany)                   | Development of Collision Mitigation Brake System                                                                             | 小高 賢二<br>Jens Gayko                       | 栃木研究所<br>Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH                                 |
| 2004. 1.28<br>29 | SAE/TOPTEC<br>(San Diego, USA)                                                                                             | A Technical Description for Motor Assisted Hybrid Vehicle                                                                    | 長谷川邦男                                     | 栃木研究所                                                                        |
| 2004. 1.31       | AIAA (The American Institute of Aeronautics and Astronautics)/Journal of Propulsion and Power Vol.20, No.1                 | Approach to High-performance Transonic Compressor Design                                                                     | 小穴 峰保<br>川本 理<br>大谷 英男<br>山本 佳史           | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター                 |
| 2004. 2. 1       | 自動車技術会/自動車技術<br>Vol.58, No.2                                                                                               | 360度自在傾斜4ストロークハンドヘルドエンジン                                                                                                     | 西田 隆夫                                     | 朝霞東研究所                                                                       |

| 発表日                | 発表先                                                                                        | 表題                                                                                     | 発表者                                              | 所属                                                                                           |
|--------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2004. 2. 3         | 強化プラスチック協会/<br>技術調査委員会2003年度<br>第4回委員会(東京)                                                 | 自動車メーカーから見たFRP材料の問題点<br>と可能性                                                           | 藤高 信男                                            | 朝霞研究所                                                                                        |
| 2004. 2. 6         | 自動車技術会/シンポジウム<br>「ヒューマトロニクスー人と<br>共生をめざす自動車電子<br>技術」(東京)                                   | 追突軽減ブレーキにおける人と車の<br>相互作用                                                               | 小高 賢二                                            | 栃木研究所                                                                                        |
|                    |                                                                                            | EUにおけるHMI研究所訪問の報告                                                                      | 阿部 正明<br>牧野 靖                                    | 和光基礎技術研究センター<br>トヨタ自動車(株)                                                                    |
| 2004. 2. 12        | 自動車技術会/自動車技術会<br>伝熱技術部門委員会(東京)                                                             | 低仰角日射における自動車用オートエアコン<br>の偏日射対応制御                                                       | 角田 功                                             | 栃木研究所                                                                                        |
| 2004. 2. 18        | 自動車技術会/シンポジウム<br>「進化する電気パワートレイン<br>技術ーHEV, EVにおける<br>電気パワートレイン技術の<br>開発動向ー」(東京)            | ハイブリッド用モータの性能向上と環境へ<br>の取組み                                                            | 中島 稔                                             | 栃木研究所                                                                                        |
| 2004. 2. 23        | 軽金属学会/第73回<br>シンポジウム(東京)                                                                   | 二輪車へのチタン材料適用の現状と将来                                                                     | 高橋 恭                                             | 朝霞研究所                                                                                        |
| 2004. 2. 26        | 自動車技術会 構造強度部門<br>委員会/シンポジウム<br>「CAEは開発プロセスを<br>ここまで変えた! ?」(東京)                             | 動的崩壊問題における3次元大変形梁要素<br>の定式化                                                            | 高田 賢治<br>Wlodek Abramowicz                       | 栃木研究所<br>Impact Design EUROPE                                                                |
|                    |                                                                                            | 車体骨格構想段階に適用可能なCAE技術                                                                    | 藤田 成雄                                            | 栃木研究所                                                                                        |
| 2004. 3. 1         | 須坂商工会議所/信州須坂<br>ナノテク・カレッジ公開<br>講座(須坂)                                                      | 電気二重層キャパシタシステムの燃料電池車<br>への応用                                                           | 野口 実                                             | 和光基礎技術研究センター                                                                                 |
| 2004. 3. 2         | 東北経済産業局/TOHOKU<br>クラスターコラボレーション<br>2004(仙台)                                                | 実用化前夜のクリーンエネルギー自動車、<br>その将来展望ーホンダにおける燃料電池<br>自動車への取組みー                                 | 鈴木 達也                                            | 和光基礎技術研究センター                                                                                 |
| 2004. 3. 4         | トライボコーティング技術<br>研究会/第6回「トライボ<br>コーティングの現状と将来」<br>シンポジウム(東京)                                | 微粒子衝突法によるエンジン部品の表面<br>改質                                                               | 荻原 秀実                                            | 栃木研究所                                                                                        |
|                    | 熊本大学、『21世紀の新材料<br>としてのマグネシウム合金<br>ー九州産業拠点化を目指し<br>てー』/熊本大学地域貢献<br>事業『知能システムシンポ<br>ジウム』(熊本) | 自動車産業におけるマグネシウム合金の<br>現状と今後の展望                                                         | 輪島 善彦                                            | 和光基礎技術研究センター                                                                                 |
| 2004. 3. 5         | 日本機械学会/関東支部<br>講演会(東京)                                                                     | 剛性主軸を用いたFRF感度解析                                                                        | 古屋 耕平<br>吉村 卓也<br>須藤 晶<br>斉藤 浩司                  | 東京都立大学 大学院<br>東京都立大学 大学院<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                   |
| 2004. 3. 8<br>(11) | SAE/2004 SAE World<br>Congress (Detroit, USA)                                              | Development of Fuel Economy Measurement<br>Method for Fuel Cell Vehicle                | 青柳 暁<br>白坂 卓也<br>須賀川 修<br>吉澤 直樹                  | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>本田技研工業(株)<br>本田技研工業(株)                                       |
|                    |                                                                                            | Application Studies of Electric Double Layer<br>Capacitor System for Fuel Cell Vehicle | 姉川 彰博<br>為乗 浩司<br>加藤 真志<br>山本 康一<br>沖 尚彦<br>野口 実 | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター |

| 発表日                   | 発表先                                        | 表題                                                                                                                                                 | 発表者                                                        | 所属                                                                   |
|-----------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|
| 2004. 3. 8<br>～<br>11 | SAE/2004 SAE World Congress (Detroit, USA) | Development of Traction Motor for Fuel Cell Vehicle                                                                                                | 佐藤 博之<br>坪 重光<br>宮村 智也<br>篠木 弘明                            | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                     |
|                       |                                            | Electric Power Control System for a Fuel Cell Vehicle Employing Electric Double-layer Capacitor                                                    | 竹中 秀和<br>大川 晃                                              | 栃木研究所<br>栃木研究所                                                       |
|                       |                                            | Method of Heat Reduction for Vehicle Traction Motor Inverter Locked at Standstill on a Climbing Slope                                              | 鷹觜 弘明<br>安達 悟<br>白坂 卓也                                     | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>和光基礎技術研究センター                                       |
|                       |                                            | Development of New Diesel Engine to Meet EURO-IV                                                                                                   | 阿部 智也<br>青木 孝俊<br>菊池 正弘<br>原 幾朗<br>細貝 誠一<br>南 英樹           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                   |
|                       |                                            | Development of a High-strength Aluminum Cylinder Block for Diesel Engine Employing a New Production Process                                        | 山崎 雅和<br>村上 修<br>川畑 光彦<br>高井 淳<br>谷川 仁<br>伊藤 理             | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>ホンダエンジニアリング(株)<br>ホンダエンジニアリング(株) |
|                       |                                            | Study on Euro IV Combustion Technologies for Direct Injection Diesel Engine                                                                        | 神田 智博<br>小林 慎一<br>松井 竜太<br>園 比呂志                           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                     |
|                       |                                            | Study on Engine Management System Using In-cylinder Pressure Sensor                                                                                | 島崎 勇一<br>小林 誠<br>坂本 英樹<br>上野 将樹<br>長谷川 衛<br>山口 聡           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                   |
|                       |                                            | Research on HC Adsorption Emission System                                                                                                          | 山崎 英治<br>上野 将樹<br>遠藤 哲雄<br>菅谷 聡                            | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>NTK/ 総合研究所                                |
|                       |                                            | In-situ Fuel Concentration Measurement near Spark Plug by 3.39 $\mu$ m Infrared Absorption Method -Application to a Port Injected Lean-burn Engine | 西山 淳<br>河原 伸幸<br>富田 栄二<br>藤原 成啓<br>石川 直宏<br>亀井 一浩<br>長島 慶一 | 岡山大学<br>岡山大学<br>岡山大学<br>岡山大学<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所              |
|                       |                                            | Development of a Simulation Technique for CVT Metal Pushing V-Belt with Feedback Control                                                           | 斎藤 俊博<br>Alan D. Lewis                                     | 栃木研究所<br>LMS International                                           |
|                       |                                            | Practical Examples for CAE-based Development for Automobile Transmissions by Designers                                                             | 小山 重<br>永井 滋<br>内田 孝尚                                      | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                              |

| 発表日              | 発表先                                                                                                                               | 表題                                                                                                            | 発表者                                               | 所属                                                         |
|------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|
| 2004. 3. 8<br>11 | SAE/2004 SAE World Congress (Detroit, USA)                                                                                        | Large-scale Electromagnetic Simulation of a Full Automobile Model Using the FDTD Method and Measurement       | 栗林 裕<br>小松 寛<br>福丸 智之<br>柏 達也<br>田口 健治            | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>北見工業大学<br>北見工業大学                |
|                  |                                                                                                                                   | Development of FIPG for Magnesium Alloys                                                                      | 坂田 正保<br>細木 智                                     | 栃木研究所<br>(株)スリーボンド                                         |
|                  |                                                                                                                                   | Development of High Heat Resistance High Nitrogen Containing Austenitic Stainless Steel for Exhaust Gasket    | 桂井 隆<br>西山 忠夫<br>濱野 修次                            | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>大同特殊鋼(株)                                 |
|                  |                                                                                                                                   | Application of Shape-controlled-sulfide Free Machining Steel for Automotive Component                         | 椎木 克昭<br>狩野 隆                                     | 栃木研究所<br>大同特殊鋼(株)                                          |
|                  |                                                                                                                                   | On Methods of Analysis of the Generation Mechanism of Radiation Noise in Exhaust Pulsating Flow               | 桜井 雅人                                             | 栃木研究所                                                      |
|                  |                                                                                                                                   | Fast Crash Analysis of 3D Beam Structures Subjected to Crash Loading                                          | 高田 賢治<br>Wlodek Abramowicz                        | 栃木研究所<br>Impact Design EUROPE                              |
|                  |                                                                                                                                   | Analysis of Buckling Behavior of Aluminum Structures for Crash Absorbing                                      | 山田 孝行<br>高山 裕輔<br>阿部 大生<br>西村 哲                   | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>日本大学                            |
|                  |                                                                                                                                   | Experimental Evaluation of Test Procedures for Frontal Collision Compatibility                                | 滝沢 敏<br>杉本 富史<br>樋口 英生<br>岩部 竜男<br>木済 貴之<br>鈴木 孝之 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>(株)ピーエスジー<br>(株)ピーエスジー |
|                  |                                                                                                                                   | Development of Active Control System for Engine Booming Noise Applying Adaptive Notch Filter                  | 井上 敏郎<br>高橋 彰<br>箕輪 聡                             | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                    |
|                  |                                                                                                                                   | Development of Active Control Engine Mount                                                                    | 松岡 英樹<br>根本 浩臣<br>三笠 哲雄                           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                    |
|                  |                                                                                                                                   | Prediction of Valve Train Motion by Virtual Diesel Engine                                                     | 高岸 広<br>下山 和明<br>浅利 大                             | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                    |
|                  |                                                                                                                                   | Paradoxical Approach to Improve Fuel Economy for Small Motorcycles                                            | 鈴木 正剛<br>石橋 羊一<br>安藤 流美                           | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所                                    |
|                  |                                                                                                                                   | Control Device of Electronically Controlled Fuel Injection System of Air-cooled Engines for Small Motorcycles | 玉木 健二<br>国府 志朗<br>赤松 俊二                           | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所                                    |
| 2004. 3.11       | National Institute for Materials Science/ The Second Japan-China Workshop on Automobile Materials for Environment and Safety(つくば) | Activities for Reducing Environmental Impacts Substances in Production of Two-wheeled Vehicles                | 富沢 勉                                              | 朝霞研究所                                                      |
|                  |                                                                                                                                   | The Trend of Regulation about Car Recycling and Hazardous Substance-Expectation for China-                    | 児谷 昭浩                                             | 栃木研究所                                                      |

| 発表日               | 発表先                                                                                                                                                   | 表 題                                                                            | 発表者                                      | 所 属                                                          |
|-------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|
| 2004. 3.12        | 自動車技術会/第12回計測・診断部門委員会(東京)                                                                                                                             | 2行程機関的ガス交換法による自己着火メカニズム                                                        | 西田 憲二                                    | 朝霞研究所                                                        |
| 2004. 3.14<br>18  | SPIE (Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers)/SPIE 11th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials (San Diego, USA) | Energy Absorption Material Using Buckling Strength of Shape Memory Alloy Plate | 鈴木 俊次<br>漆山 雄太<br>田谷 稔                   | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>University of Washington                   |
| 2004. 3.15        | 日本複合材料学会誌 第30巻 2号                                                                                                                                     | Automotive Composites, Industrial Application (第14回国際複合材料会議報告として)              | 松井 宣夫                                    | 和光基礎技術研究センター                                                 |
| 2004. 3.15<br>17  | 表面技術協会/第109回講演大会 平成16年度表面技術協会技術賞受賞記念講演(東京)                                                                                                            | 電動車両用二次電池の実用化に伴う表面制御技術の確立                                                      | 佐藤 登<br>八木 一彦                            | 栃木研究所<br>栃木研究所                                               |
| 2004. 3.16        | 自動車技術会/シンポジウム「新開発エンジン」(東京)                                                                                                                            | 新開発アコード用ディーゼルエンジン                                                              | 阿部 智也<br>松井 竜太                           | 栃木研究所<br>栃木研究所                                               |
| 2004. 3.17<br>19  | 電気学会/全国大会(相模原)                                                                                                                                        | 制御型磁気軸受を採用した高回転フライホイールバッテリーシステム                                                | 須永 義弘<br>阿部 昇栄                           | 栃木研究所<br>栃木研究所                                               |
| 2004. 3.19        | 素形材センター/平成15年度素形材技術セミナー(東京)                                                                                                                           | 自動車における軽合金鋳物・ダイカストの利用動向と期待                                                     | 柴田 勝弘                                    | 栃木研究所                                                        |
| 2004. 3.20        | プラスチック成形加工学会/成形加工 Vol.16 No.3                                                                                                                         | インサートモールドプロセスを用いた高シール性電気二重層キャパシタ用ケースカバーの開発                                     | 駒月 正人<br>五十嵐和明<br>安田 範史<br>小林伊智郎<br>斎 聖一 | 和光基礎技術研究センター<br>栃木研究所<br>和光基礎技術研究センター<br>(株)トーノ精密<br>(株)東亜電化 |
| 2004. 3.22<br>25  | 電子情報通信学会/2004年総合大会(東京)                                                                                                                                | FDTD並列計算による自動車搭載アンテナの放射特性解析                                                    | 柏 達也<br>平山 浩一<br>田口 健治<br>栗林 裕<br>小松 寛   | 北見工業大学<br>北見工業大学<br>北見工業大学<br>栃木研究所<br>栃木研究所                 |
| 2004. 3.23        | 電気学会自動車研究会/電気学会自動車研究会発表会(東京)                                                                                                                          | FDTD法を用いた実車大規模電磁界シミュレーションと測定                                                   | 栗林 裕<br>小松 寛<br>福丸 智之<br>柏 達也<br>田口 健治   | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>北見工業大学<br>北見工業大学                  |
| 2004. 3.26        | アルミニウム鍛造技術会/講演会(東京)                                                                                                                                   | 軽量・精密鍛造ピストンの開発                                                                 | 岡 知生                                     | 朝霞研究所                                                        |
| 2004. 3.29        | The Thai Automotive Industry Association/The Next Generation of Low Emission Vehicle & Technology (Thai, Bangkok)                                     | Challenges for Next-generation Vehicle & Technology                            | 小椋 正己                                    | 栃木研究所                                                        |
| 2004. 3.30<br>4.1 | 日本鉄鋼協会/第14回春季講演大会(東京)                                                                                                                                 | 高窒素含有オーステナイト系ステンレス冷間加工材の時効挙動                                                   | 桂井 隆<br>西山 忠夫<br>濱野 修次<br>古賀 猛<br>清水 哲也  | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>大同特殊鋼(株)<br>大同特殊鋼(株)<br>大同特殊鋼(株)           |

| 発表日                     | 発表先                                                                                                            | 表 題                                                                                                                                                   | 発表者                                            | 所 属                                                                |
|-------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| 2004. 3.30<br>）<br>4. 1 | 日本金属学会/日本金属学会<br>2004年春期第134回)講演<br>大会(東京)                                                                     | 長周期積層構造を有する Mg-Zn-系合金<br>における組成比の最適化                                                                                                                  | 家永 裕一                                          | 和光基礎技術研究センター                                                       |
|                         |                                                                                                                | 長周期積層構造を有する Mg-Zn-R系<br>強加工合金の機械的特性                                                                                                                   | 家永 裕一                                          | 和光基礎技術研究センター                                                       |
| 2004. 4. 1              | 自動車技術会/自動車技術<br>Vol.58, No.4                                                                                   | 小型自動車用CVTの油圧、電子制御システム                                                                                                                                 | 角 誠<br>藤川 敦司<br>荻澤 英夫<br>青木 昌平                 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                   |
|                         | 自動車技術会/JSAE Review<br>Vol.25, No.2                                                                             | Intelligent Vehicle and Advanced Safety<br>Technology                                                                                                 | 川合 誠<br>石田真之助<br>辻 孝之                          | 和光基礎技術研究センター<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                     |
| 2004. 4. 1<br>）<br>3    | John Wiley & Sons/<br>International Journal of RF<br>and Microwave Computer-<br>Aided Engineering              | FDTD Large-scale Parallel Supercomputing<br>and Its Application to the Analysis of Radiation<br>Characteristics of an Antenna Mounted on a<br>Vehicle | 柏 達也<br>平山 浩一<br>田口 健治<br>打矢 匡<br>栗林 裕<br>小松 覚 | 北見工業大学<br>北見工業大学<br>北見工業大学<br>北見工業大学<br>栃木研究所<br>栃木研究所             |
| 2004. 4. 4<br>）<br>9    | Acoustical Society of Japan/<br>Proceedings of ICA2004,<br>The 18th International<br>Congress on Acoustics(京都) | Modelling of Floor Carpet on Vibration and<br>Structure-borne Noise Transmission                                                                      | 山崎 徹<br>小野 高志<br>内海 智志<br>見坐地一人<br>鎌田 実        | 神奈川大学<br>神奈川大学<br>東京大学<br>栃木研究所<br>東京大学                            |
| 2004. 4. 8              | 新化学発展協会/電子情報<br>技術部会講演会(東京)                                                                                    | 電気二重層キャパシタシステムの燃料電池車<br>への応用                                                                                                                          | 野口 実                                           | 和光基礎技術研究センター                                                       |
| 2004. 4.15              | 大同特殊鋼(株)/電気製鋼                                                                                                  | 高窒素含有オーステナイト系ステンレス鋼<br>の高温特性                                                                                                                          | 桂井 隆<br>西山 忠夫<br>濱野 修次<br>古賀 猛<br>清水 哲也        | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>大同特殊鋼(株)<br>大同特殊鋼(株)<br>大同特殊鋼(株)                 |
| 2004. 4.19<br>）<br>23   | IFAC (International Federation<br>of Automatic Control)/<br>Advances in Automotive<br>Control (Salerno, ITALY) | Progress and Future Direction of Chassis<br>Control Technology                                                                                        | 芝端 康二                                          | 栃木研究所                                                              |
| 2004. 4.28              | Journal of the American<br>Chemical Society Vol.126,<br>No.16                                                  | Large-scale Synthesis of Perpendicularly<br>Aligned Helical Carbon Nanotubes                                                                          | Liming Dai<br>Vardhan Bajpai<br>大橋 俊之          | The University of Akron<br>The University of Akron<br>和光基礎技術研究センター |
| 2004. 5.13              | IMEchE (Institution of<br>Mechanical Engineers)/Fuel<br>Economy and Engine<br>Downsizing (London, UK)          | Development of the Engine and MA System<br>for the New Honda Civic                                                                                    | 中野 賢至                                          | 栃木研究所                                                              |
| 2004. 5.14              | 早稲田大学/早稲田モビリティ<br>研究会(東京)                                                                                      | 新開発の乗用車用ディーゼルエンジンに<br>ついて                                                                                                                             | 阿部 智也<br>松井 竜太                                 | 栃木研究所<br>栃木研究所                                                     |
| 2004. 5.19<br>）<br>21   | 自動車技術会/2004年学術<br>講演会 春季大会(横浜)                                                                                 | 低外気温における自動車用オートエアコン<br>の偏日射対応                                                                                                                         | 角田 功                                           | 栃木研究所                                                              |
| 2004. 5.19<br>）<br>21   | 自動車技術会/2004年学術<br>講演会 春季大会(横浜)                                                                                 | 車両運動が室内温熱環境へ及ぼす影響                                                                                                                                     | 藤田 明浩<br>斎藤 恒洋<br>高林 徹                         | 栃木研究所<br>旭硝子(株)<br>旭硝子(株)                                          |

| 発表日                  | 発表先                            | 表 題                                        | 発表者                                                         | 所 属                                                                                                                  |
|----------------------|--------------------------------|--------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2004. 5.19<br>1<br>2 | 自動車技術会/2004年学術<br>講演会 春季大会(横浜) | 適応外乱オブザーバを用いた高精度エンジン<br>回転数制御              | 安井 裕司<br>下城孝名子<br>齋藤 光宣<br>玉川 裕                             | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                                     |
|                      |                                | スライディングモードアルゴリズムを用いた<br>緩衝制御               | 下城孝名子<br>安井 裕司<br>島袋栄二郎<br>岩城 喜久                            | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                                     |
|                      |                                | コンパティビリティ対応ボディ                             | 吉本 毅<br>田口 義徳                                               | 栃木研究所<br>栃木研究所                                                                                                       |
|                      |                                | 樹脂材料の常温での非線形・ひずみ速度<br>依存性挙動について：実験と計算結果の考察 | 前 博行<br>高田 賢治<br>高橋 順一<br>山本 敏治                             | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>旭化成(株)<br>旭化成(株)                                                                                   |
|                      |                                | 車外騒音におけるビームフォーミング法<br>音源探査の適用              | 半沢 幸彦<br>佐藤 利和<br>J. Hald                                   | 栃木研究所<br>スペクトリス(株)<br>ブリュエル・ケアー社                                                                                     |
|                      |                                | 自動車用ハイブリッドSEAモデル化技術の<br>開発                 | 見坐地一人<br>多田 寛子<br>山下 剛<br>古株 真一<br>田中 秀典<br>腰越 昭三           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>California State University<br>California State University<br>California State University |
|                      |                                | 有限要素法を用いたステアリング振動予測<br>技術の研究               | 横井 俊也<br>鈴木賢一郎                                              | 栃木研究所<br>(株)エステック                                                                                                    |
|                      |                                | 台上試験による制動距離の温度依存性予測                        | 川上 恵夫<br>長谷 裕之<br>溝根 哲也<br>平井 秀樹<br>堀之内健二<br>水野 洋一<br>鈴木 晴之 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>住友ゴム工業(株)<br>住友ゴム工業(株)<br>住友ゴム工業(株)                                              |
|                      |                                | 低燃費低エミッション直噴ガソリンエンジンの<br>開発                | 甲田 豊<br>後藤 博之<br>堀江 薫                                       | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                                              |
|                      |                                | 可変シリンダシステムエンジンの開発                          | 野口 勝三<br>藤原 幹夫<br>瀬川 誠<br>澤村 和同<br>鈴木 茂                     | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                            |
|                      |                                | 軽自動車用 新型2 スパークプラグエンジンの<br>開発               | 和田 裕介<br>小林 重実<br>福富 庸二<br>坂下 正雄<br>瀬田 昌也                   | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                            |
|                      |                                | EURO-IV対応2.2L新型ディーゼルエンジンの<br>開発            | 原 幾朗<br>木下謙一郎<br>矢野 亨<br>安田 治郎<br>金澤 義房                     | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                            |

| 発表日                   | 発表先                            | 表 題                                                 | 発表者                                                     | 所 属                                                                                    |
|-----------------------|--------------------------------|-----------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| 2004. 5.19<br>～<br>21 | 自動車技術会/2004年学術<br>講演会 春季大会(横浜) | 新型ディーゼルエンジン用アルミニウム<br>シリンダブロックの開発                   | 川畑 光彦<br>山崎 雅和<br>高井 淳<br>村上 修<br>谷川 仁<br>伊藤 理<br>黒木 孝一 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>ホンダエンジニアリング(株)<br>ホンダエンジニアリング(株)<br>ホンダエンジニアリング(株) |
|                       |                                | フライホイールバッテリーとANG燃料貯蔵<br>システムの開発                     | 阿部 昇栄<br>小笠 博司<br>板井 幸彦                                 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>和光基礎技術研究センター                                                         |
|                       |                                | 高強度高周波焼入れクランクシャフトの<br>開発                            | 恩田 勇人<br>浅井 鉄也<br>藤木 賢治<br>工藤 洋嗣<br>室伏 和昌               | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                              |
|                       |                                | 低速走行時の操作負担軽減に関する一考察                                 | 酒井 克博<br>清水 康夫                                          | 栃木研究所<br>栃木研究所                                                                         |
|                       |                                | 緊急車線変更性能に及ぼす操舵シナリオ<br>の影響                           | 関 篤史<br>高僧 美樹<br>大山 泰晴                                  | 東京電機大学<br>東京電機大学<br>栃木研究所                                                              |
|                       |                                | 筋の協調制御理論に基づいた次世代操舵<br>システムの研究                       | 田島 孝光<br>大島 徹                                           | 栃木研究所<br>富山県立大学                                                                        |
|                       |                                | 子供歩行者FEモデルの開発－MRI画像<br>データからの6歳児脚部FEモデル－            | 岡元 雅義<br>一杉 正仁                                          | 栃木研究所<br>獨協医科大学                                                                        |
|                       |                                | 自動変速機のセレクトレバー操作荷重予測                                 | 山岡 崇樹<br>野上 俊一<br>小林 章                                  | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                |
|                       |                                | MT車歯打ち音予測技術の研究                                      | 花井 英二<br>三谷 眞一<br>中村 博政                                 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                |
|                       |                                | ATV(全地形用車両)用GPSナビゲーション<br>メータの開発                    | 船寄 祐輔<br>福井 邦彦<br>中沢 健                                  | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所                                                                |
|                       |                                | 二輪車用50cm <sup>3</sup> 4ストローク4バルブ電子<br>制御燃料噴射エンジンの開発 | 池田健一郎<br>黒坂 斉<br>村上 泰男<br>赤松 俊二<br>大城 健史<br>田中 弘志       | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所                                     |
|                       |                                | 二輪車の旋回時における車体垂直平面内の<br>振動特性解析                       | 手塚 良孝<br>国分 信一<br>塩見 欣宣<br>清田 悟                         | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所                                                       |
|                       |                                | 4ストロークロードレーサRC211Vのエンジン<br>進化                       | 南 浩二<br>山口 芳久                                           | 朝霞研究所<br>朝霞研究所                                                                         |
|                       |                                | 二輪車用電子制御式油圧ステアリング<br>ダンパの開発                         | 若林 威<br>坂井 清孝<br>山田 慎一<br>南里 武彦                         | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所                                                       |

| 発表日              | 発 表 先                                                      | 表 題                                                                                                                                                                                   | 発表者                                                | 所 属                                                         |
|------------------|------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| 2004. 5.19<br>21 | 自動車技術会/2004年学術<br>講演会 春季大会(横浜)                             | 下肢障害者が自力で乗降・運転ができる<br>自動二輪プロト車                                                                                                                                                        | 橋本 邦彦<br>村田 裕<br>上田 幸也<br>工藤 隆志<br>綱島 功祐<br>高橋 恭   | 朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所<br>朝霞研究所          |
| 2004. 5.20       | 日本ガスタービン学会/<br>日本ガスタービン学会誌<br>Vol.32 No.3 2004 5月号         | HF118ターボファンエンジン                                                                                                                                                                       | 園田 豊隆<br>藁谷 篤邦                                     | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター                                |
|                  | 日本鉄鋼協会/自動車用材料<br>検討部会(東京)                                  | 自動車リサイクル・有害物質規制動向<br>～欧州法規を中心として～                                                                                                                                                     | 児谷 昭浩                                              | 栃木研究所                                                       |
| 2004. 5.22       | 三重県/三重の21世紀<br>リーディング産業展<br>特別講演会(四日市)                     | 燃料電池自動車 Honda FCXの開発                                                                                                                                                                  | 小椋 正己                                              | 栃木研究所                                                       |
| 2004. 5.23       | 自動車技術会/自動車技術会<br>春季大会 振動騒音<br>フォーラム(横浜)                    | 2005年自動車振動騒音技術展望W/G検証<br>結果報告                                                                                                                                                         | 山下 剛<br>石井 康夫<br>戸井 武司                             | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>中央大学                                      |
| 2004. 5.23<br>27 | FISITA2004 World Automotive<br>Congress (Barcelona, Spain) | Improvement of Thermal Stability for NOx<br>Adsorbents in Lean NoxCatalyst                                                                                                            | 金枝 雅人<br>飯塚 秀宏<br>北原 雄一<br>大野 弘志<br>鷹嘴 年克<br>佐藤 尚宏 | (株)日立製作所<br>(株)日立製作所<br>(株)日立製作所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所 |
|                  |                                                            | Development of a High Performance and<br>High Fuel Economy Four-valve Direct-<br>injection Engine with i-VTEC Mechanism                                                               | 堀江 薫<br>甲田 豊<br>後藤 博之<br>小川 賢                      | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                            |
|                  |                                                            | Countermeasure against Noise and<br>Vibration of Direct Injection Diesel Engine<br>for New Honda Accord                                                                               | 伊神 肇<br>野中 繁治<br>比留間政雄<br>加藤 裕治                    | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                            |
|                  |                                                            | Prediction of Transmitted Load by Virtual<br>Diesel Engine                                                                                                                            | 高岸 広<br>勝木 雅之<br>河村 康宏                             | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                     |
|                  |                                                            | Application of Metal Pushing V-belt Stress<br>Simulation for Prediction of Fatigue Strength                                                                                           | 斎藤 俊博                                              | 栃木研究所                                                       |
|                  |                                                            | On the Grid System to Calculate Crash<br>Worthiness Using Clusters of Engineering<br>Workstations in Idle Periods                                                                     | 山本 義弘                                              | 栃木研究所                                                       |
|                  |                                                            | Development of a High-strength<br>Aluminum Cylinder Block for Diesel Engine<br>Employing a New Production Process                                                                     | 山嵯 雅和<br>村上 修<br>高井 淳<br>末永 崇弘                     | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>ホンダエンジニアリング(株)                   |
|                  |                                                            | Development of Metal Pushing V-belt for<br>Continuously Variable Transmission<br>(Investigation for Clearance between<br>Elements, Strength of Element Material<br>and Ring Material) | 矢ヶ崎 徹<br>金原 茂<br>石井 和夫<br>青山 英明<br>岡田 善成           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                   |
| 2004. 5.26       | (株)山海堂/エンジンテク<br>ノロジー第32号                                  | ホンダ「Stream」用K20B型2.0L直噴ガソリン<br>エンジンの開発                                                                                                                                                | 甲田 豊                                               | 栃木研究所                                                       |

| 発表日              | 発表先                                                                                                                                  | 表 題                                                                                                                    | 発表者                                                                | 所 属                                                                                               |
|------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2004. 5. 28      | 自動車技術会/関東支部<br>第一回講演会(東京)                                                                                                            | 追突軽減ブレーキ                                                                                                               | 小高 賢二                                                              | 栃木研究所                                                                                             |
| 2004. 5. 31      | Elsevier B.V./Solid State<br>Ionics Volume 170, Issues 3-4                                                                           | Effects of cation- or oxide ion-defect on<br>conductivities of apatite-type La-Ge-O<br>system ceramics                 | 中山 享<br>樋口 義勝                                                      | 新居浜工業高等専門学校<br>和光基礎技術研究センター                                                                       |
| 2004. 6. 1       | 日本機械学会/日本機械学会<br>論文集B編第70巻第69号                                                                                                       | LDA・PIVによるシリンダ内定常流れの<br>解析とパーシャルセル法数値計算の検証                                                                             | 野村 友和<br>高橋 易資<br>武田 親士<br>石間 経章<br>小保方富夫                          | 群馬大学<br>朝霞研究所<br>群馬大学<br>群馬大学<br>群馬大学                                                             |
| 2004. 6. 1<br>4  | AAB (Advanced Automotive<br>Batteries)/The 4th<br>International Advanced<br>Automotive Battery<br>Conference (San Francisco,<br>USA) | Overview of Battery Technology for<br>Advanced Vehicles                                                                | 佐藤 登                                                               | 栃木研究所                                                                                             |
| 2004. 6. 2       | 電気学会/産業応用フォー<br>ラム「開発者が語る自動車用<br>モータ技術」(東京)                                                                                          | ホンダのハイブリッド車とそのモータ                                                                                                      | 小川 博久                                                              | 栃木研究所                                                                                             |
| 2004. 6. 3<br>4  | プラスチック成形加工学会/<br>第15回 プラスチック成形<br>加工学会年次大会(東京)                                                                                       | トリアジンチオール成形接着技術を用いた<br>電気二重層キャパシタ用高気密ケース<br>カバーの開発                                                                     | 駒月 正人<br>斎 聖一<br>小林伊智郎<br>佐々木英幸                                    | 和光基礎技術研究センター<br>(株)東亜電化<br>(株)トーノ精密<br>岩手県工業技術センター                                                |
| 2004. 6. 8<br>10 | SAE/SAE Spring Fuels &<br>Lubricants Meeting &<br>Exhibition (Toulouse, France)                                                      | A Study of Gasoline-fuelled HCCI Engine<br>Equipped with an Electromagnetic Valve Train                                | 浦田 泰弘<br>栗坂 守良<br>高梨 淳一<br>柿沼 隆<br>箱崎 隆三<br>梅本 篤                   | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                |
|                  |                                                                                                                                      | Study on Variable Valve Timing System<br>Using Electromagnetic Mechanism                                               | 杉本 千早<br>酒井 久夫<br>梅本 篤<br>清水 康夫<br>小沢 英隆                           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                         |
|                  |                                                                                                                                      | Study on Combustion Monitoring System<br>for Formula One Engines Using Ionic<br>Current Measurement                    | 島崎 勇一<br>牧 秀隆<br>坂口 純子<br>鈴木 宏章<br>加藤 彰<br>西澤 一俊<br>近藤 稔明<br>山田 達範 | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH<br>日本特殊陶業(株)<br>日本特殊陶業(株) |
|                  |                                                                                                                                      | An Application Study of the Pneumatic Direct<br>Injection Activated Radical Combustion<br>Two-stroke Engine to Scooter | 石橋 羊一<br>作山 尚史                                                     | 朝霞研究所<br>朝霞研究所                                                                                    |
| 2004. 6. 9<br>11 | 日本機械学会/第16回<br>「電磁力関連のダイナミクス」<br>シンポジウム(北九州)                                                                                         | 250Wh/15kW ライホイールバッテリー                                                                                                 | 阿部 昇栄<br>須永 義弘                                                     | 栃木研究所<br>栃木研究所                                                                                    |

| 発表日              | 発 表 先                                                                                                                                      | 表 題                                                                                   | 発表者                                                                                          | 所 属                                                                                                                                                                            |
|------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2004. 6.10       | 触媒学会/触媒 46巻 4 号                                                                                                                            | 電気加熱式触媒を用いた排出ガス低減技術の研究                                                                | 島崎 勇一<br>加藤 裕明<br>小松田 卓<br>福地 博直<br>青木 琢也<br>斎藤 彰久                                           | 栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所<br>栃木研究所                                                                                                                             |
| 2004. 6.14<br>17 | ASME (The American Society of Mechanical Engineers) & IGTI(The International Gas Turbine Institute)/ASME Turbo Expo 2004 (Vienna, Austria) | A Study of Advanced High Loaded Transonic Turbine Airfoils                            | 園田 豊隆<br>有馬 敏幸<br>Markus Olhofer<br>Bernhard Sendhoff<br>Friedrich Kost<br>Peter-Anton Giess | 和光基礎技術研究センター<br>和光基礎技術研究センター<br>Honda Research Institute Europe GmbH<br>Honda Research Institute Europe GmbH<br>German Aerospace Center (DLR)<br>German Aerospace Center (DLR) |
| 2004. 6.15       | (株)繊維社/これからの自動車とテキスタイル 第2章                                                                                                                 | 自動車における軽量化の現状と将来予測                                                                    | 青木 修                                                                                         | 栃木研究所                                                                                                                                                                          |
| 2004. 6.16<br>18 | IEEE (Institute of Electrical and Electronics Engineers)/12th International Symposium on ATA EL 2004 (Parma, Italy)                        | Development, Evaluation and Introduction of a Lane Keeping Assistance System          | 石田真之助<br>Jens Gayko                                                                          | 栃木研究所<br>Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH                                                                                                                                   |
|                  |                                                                                                                                            | Intelligent Systems for Active and Passive Safety – Collision Mitigation Brake System | Jens Gayko<br>小高 賢二                                                                          | Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH<br>栃木研究所                                                                                                                                   |
| 2004. 6.17<br>18 | 電気学会/静止器回転機合同研究会(東京)                                                                                                                       | 永久磁石同期モータのセンサレス制御における磁気飽和の影響                                                          | 今井 信幸<br>森本 茂雄<br>真田 雅之<br>武田 洋次                                                             | 栃木研究所<br>大阪府立大学<br>大阪府立大学<br>大阪府立大学                                                                                                                                            |
| 2004. 6.25       | デジタルヒューマン協議会/デジタルヒューマン協議会ワークショップ(東京)                                                                                                       | デジタルヒューマンモデルによるドライビングポジション開発システム                                                      | 森安 光二                                                                                        | 栃木研究所                                                                                                                                                                          |
|                  | 日本自動車研究所 JNXセンター/2004自動車部品生産システム展併催 JNXセミナー(東京)                                                                                            | ホンダにおける効率的CADデータ交換ネットワークへの取組み                                                         | 湯浅 康彦                                                                                        | 栃木研究所                                                                                                                                                                          |
| 2004. 6.26       | (株)山海堂/エンジンテクノロジー第6巻 第3号 通巻32号                                                                                                             | フライホイールバッテリー                                                                          | 板井 幸彦<br>阿部 昇栄                                                                               | 和光基礎技術研究センター<br>栃木研究所                                                                                                                                                          |

## 本田技術研究所 論文委員会

|      |    |    |              |
|------|----|----|--------------|
| 委員長  | 杉山 | 智之 | 栃木研究所        |
| 副委員長 | 山川 | 和男 | 朝霞研究所        |
| 委員   | 柏木 | 均  | 朝霞研究所        |
|      | 赤木 | 正俊 | 朝霞研究所        |
|      | 西川 | 正恭 | 和光基礎技術研究センター |
|      | 野中 | 賢一 | 和光基礎技術研究センター |
|      | 浦田 | 秀夫 | 朝霞東研究所       |
|      | 片野 | 博樹 | 栃木研究所        |
|      | 山下 | 剛  | 栃木研究所        |
| 事務局  | 小泉 | 伸一 | 朝霞研究所        |
|      | 杉本 | 康弘 | 朝霞東研究所       |
|      | 田中 | 公俊 | 和光基礎技術研究センター |
|      | 郷土 | 健二 | 栃木研究所        |
|      | 白木 | 晶子 | 栃木研究所        |

編集協力 朝霞研究所論文委員会  
朝霞東研究所論文委員会  
栃木研究所論文委員会  
和光基礎技術研究センター論文委員会

## 編集後記

非常に暑い日が続いている。今夏の暑さは、各地の高温記録を更新しそうな勢いである。地方によっては、既に高温記録を更新しているところもあるだろうと思う。これも、世界的な規模で進みつつある地球温暖化現象に因る異常気象のひとつとして、ひと昔前ではあり得なかったレベルの変化と言えそうである。また、その変化のスピードも年々、加速してきているようにも感じられる。東京でも39℃を超える気温が記録されるのは、まさに異常気象も世界の遠く離れた外国のニュースや他人事ではない。身近な自分自身の暮らしている環境の問題となってきたことを実感させるに充分である。こうした温暖化現象、特にそれを加速している原因に、人間の活動が関与している可能性は高いといえるだろう。

人間の活動が、こうした気象変化・現象の原因として地球環境に悪影響を与えて続けているとしたら、その活動とは、具体的に何なのかを知りたくなる。新聞等のニュース・情報で知り得た範囲では、温室効果ガスと呼ばれる、二酸化炭素をはじめとする気体の排出量が増加してきたことによるものと考えられる。18世紀後半に始まる産業革命以後、大量の二酸化炭素が大気中に排出されてきたという。大気中の二酸化炭素濃度は、産業革命以前に比べ約30%以上増加しているそうである。

その様なことを、このHonda R&D Technical Review Vol.16 No.2 編集の締切り時期にあたる、この猛暑の日々に思いました。地球的規模で、グローバルに進みつつある、この様な変化に今後世界中の国々・政府・人々がどう対応していかなければならないのか真剣に考え行動する必要があるでしょう。このHonda R&D Technical Reviewもイントラネット上では、既に英語とのバイリンガルで検索出来るようになっています。ある意味で、グローバル化が進められているといえます。技術伝承ツールとして、社内技報としての機能を、よりグローバルに果たす日も近いのではないかと期待させます。しかしながら、それを可能にするのは、投稿される研究者の方々・査読をして下さる方々・編集に携わる方々や翻訳・印刷・製本に携わる方々等の非常に多くの地道な努力や活動があって実現されるものです。

こうした活動や努力の成果である、このHonda R&D Technical Reviewが、より多くの研究者・技術者のコミュニケーションツールとしても、技術伝承のツールとしても活用される事を願ってやみません。又、Hondaの他の技報誌にはない、4輪・2輪・汎用・基礎技術研究のシナジー効果とグローバルな視点を活かした上で、HondaのDNAを発展的に伝承するツールとしても活かされることを願っています。

(田 中)

Honda R&D Technical Review

©2004 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2004年10月1日 Vol.16 No.2

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 伊 東 孝 紳

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 栃木研究所

技術情報室 TEL 028-687-2023

FAX 028-677-7854



Honda R&D Technical Reviewは資源有効活用と環境保全の観点から古紙100%再生紙と植物性大豆インキを使用しています。

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.

