



Journal

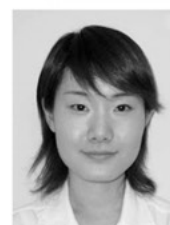
Technical Review
Vol.17 No.1

April 2005

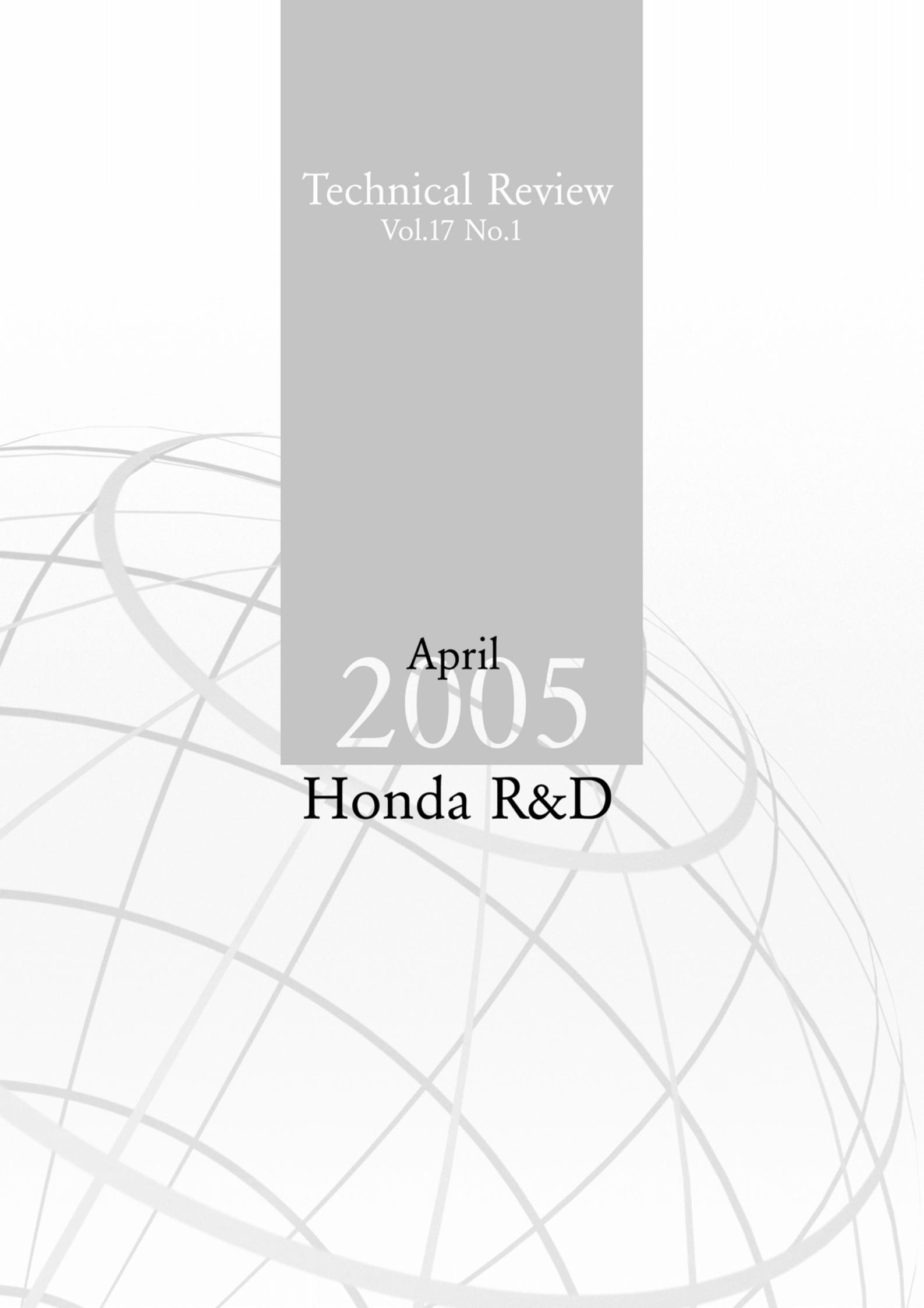


表紙の言葉

Hondaで働く技術者の生き生きとした表情を、素朴で温かみのあるタッチで描き出し、「Hondaでモノ作りをする喜び」を表現しようと考え制作しました。



和光研究所
田口晶子

The background features a light gray wireframe sphere. A solid gray vertical bar is positioned in the upper center, containing the text 'Technical Review' and 'Vol.17 No.1'. Below this bar, the word 'April' is written in a small serif font, followed by the year '2005' in a large serif font. At the bottom, the text 'Honda R&D' is written in a bold serif font.

Technical Review
Vol.17 No.1

April
2005

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇4ストロークエンジントライアル車“RTL250F”の紹介 滝川俊直・石川英一
柿沼弘之・小林冬樹 1
- ◇「King of Minivan」新型US Odysseyの開発 相楽 敏・福田 誠・神田稔也
高比良嘉一・谷岡正敏・塚田祐一 8
- ◇ACCORD Hybrid システムの開発 貝塚正明・今井利隆・石川 享
仁木 学・安達浩光 18
- ◇IMA用小型高出力DC-DCコンバータの開発 嶋根岩夫・小栗浩輔 25
- ◇新型LEGENDにおける小型軽量排気可変バルブの開発 濱嶋秀典・上兼正之
渡辺哲史・秋山英和 31
- ◇二輪車用スマートカードキーシステムの開発 今野健志・小野塚 正・山下誠一 36
- ◇トランスミッションケース放射音特性予測評価法の開発 坂口和貴・斉藤和弘 42
- ◇CFRPプロペラシャフトの開発 桜庭智裕・和田伸二
甲斐俊之介・杉浦泰史 46
- ◇ブレーキジャダ発生時における車両全体の振動挙動解析 山口哲也 50

論文

- ◇イオン電流計測を用いたフォーミュラ1エンジンの燃焼状態検出システムの研究
島崎勇一・坂口純子・牧 秀隆
鈴木宏章・加藤 彰・西澤一俊 56
- ◇CVT HILSにおける変速過渡モデルの開発 五月女 浩・伊藤 令
萩原顕治・依田 公 65
- ◇二輪車用電子制御ベルト式CVT“Honda S マチック”の開発 阿隅通雄・石川秀男
森 和彦・松平直忠 73
- ◇自己組織化マップを用いた歯車表面の傷検査技術の研究 江口純司・村上 学
内田孝尚・藤原欣哉 80
- ◇タイヤトレッドゴムの粘弾性と実車制動距離の温度依存性の関係 川上恵夫・長谷裕之・溝根哲也 88
- ◇フューエルタンク燃料揺動音予測技術の研究 若生 徹 94
- ◇空冷小型汎用エンジンにおける冷却風流れ場予測技術の研究 木浦寿朗・櫛引敬司・塩見和之 100

◇Corrosion of Zinc Coated Steel: An Atomic Force Microscopy Study of Galvanised and Galvannealed Steels	
M. F. Fitzpatrick • Y. Nakazawa • J.E. Castle	107
◇6価クロムフリー表面処理技術の開発	滝川和則・宮寺 勉・大塚利明 白川敦士・高島光男・松岡洋二
	117
◇オフロード二輪車用軽量高強度後輪ホイールハブの開発	縣 正樹・内山幹雄 伊藤靖樹・高橋 恭
	124
◇低コストエンジン排気バルブシート材の開発	桶谷裕之・坪田隆志・石田正雄
	130
◇光線追跡によるカメラキャリブレーション	青山千秋
	138

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Presentation of“ RTL250F ”Four-stroke Engine Trials Motorcycle
..... Toshinao TAKIGAWA • Eiichi ISHIKAWA
Hiroyuki KAKINUMA • Fuyuki KOBAYASHI 1
- ◇Development of 2005 Model Year US Odyssey Incorporating“ King of Minivans ”Concept
..... Satoshi SAGARA • Makoto FUKUDA • Toshiya KANDA
Yoshikazu TAKAHIRA • Masatoshi TANIOKA • Yuichi TSUKADA 8
- ◇Development of 2005 Model Year ACCORD Hybrid System
..... Masaaki KAIZUKA • Toshitaka IMAI • Susumu ISHIKAWA
Manabu NIKI • Hiromitsu ADACHI 18
- ◇Development of High Power Density DC-DC Converter for IMA Iwao SHIMANE • Kosuke OGURI 25
- ◇Development of Compact Lightweight Muffler Valve for 2005 Model Year LEGEND
..... Hidenori HAMASHIMA • Masayuki UEGANE
Satoshi WATANABE • Hidekazu AKIYAMA 31
- ◇Development of Smart Card Key System for Motorcycles
..... Takeshi KONNO • Tadashi ONOZUKA • Seiichi YAMASHITA 36
- ◇Development of Prediction Method for Evaluation of Transmission Case Noise Radiation Characteristics
..... Kazutaka SAKAGUCHI • Kazuhiro SAITOU 42
- ◇Development of CFRP Propeller Shaft Tomohiro SAKURABA • Shinji WADA
Shunnosuke KAI • Yasushi SUGIURA 46
- ◇Analysis of Vibration Behavior of Full Vehicle during Brake Judder Tetsuya YAMAGUCHI 50

Technical papers

- ◇Study on Combustion Monitoring System for Formula One Engines Using Ionic Current Measurement
..... Yuichi SHIMASAKI • Junko SAKAGUCHI • Hidetaka MAKI
Hiroaki SUZUKI • Akira KATO • Kazutoshi NISHIZAWA 56
- ◇Development of Transient State Model for CVT HILS Hiroshi SAOTOME • Rei ITO
..... Kenji HAGIWARA • Ko YODA 65
- ◇Development of Electronically Controlled Belt CVT“ Honda S MATIC ”for Motorcycles
..... Michio ASUMI • Hideo ISHIKAWA
Kazuhiko MORI • Naotada MATSUDAIRA 73
- ◇Study of Inspection Technology for Gear Surface using Self-organizing Map
..... Junji EGUCHI • Manabu MURAKAMI
Takanao UCHIDA • Kinya FUJIWARA 80
- ◇Prediction of Temperature Dependence of Braking Distance through Bench Test
..... Ayao KAWAKAMI • Hiroyuki HASE • Tetsuya MIZONE 88
- ◇Study of Fuel Tank Sloshing Noise Prediction Tohru WAKO 94
- ◇Research on Prediction of Cooling Air Flow in Small Air-cooled Utility Engines
Toshiro KIURA • Takashi KUSHIBIKI • Kazuyuki SHIOMI 100

◇Corrosion of Zinc Coated Steel: An Atomic Force Microscopy Study of Galvanised and Galvannealed Steels	M. F. Fitzpatrick • Y. Nakazawa • J.E. Castle 107
◇Development of Hexavalent Chromium-free Surface Treatment	Kazunori TAKIKAWA • Tsutomu MIYADERA • Toshiaki OHTSUKA Atsushi SHIRAKAWA • Mitsuo TAKASHIMA • Youji MATSUOKA 117
◇Development of Aluminum Alloy Rear-wheel Hub with Lightweight and High Strength for Off Road Motorcycles	Masaki AGATA • Mikio UCHIYAMA Yasuki ITO • Kyo TAKAHASHI 124
◇Development of Low-cost Material for Engine Exhaust Valve Seat	Hiroyuki OKETANI • Ryushi TSUBOTA • Masao ISHIDA 130
◇Camera Calibration by Ray Tracing	Chiaki AOYAMA 138

4 ストロークエンジントライアル車“ RTL250F ”の紹介

Presentation of “RTL250F” Four-stroke Engine Trials Motorcycle

滝 川 俊 直*

Toshinao TAKIGAWA

柿 沼 弘 之*

Hiroyuki KAKINUMA

石 川 英 一*

Eiichi ISHIKAWA

小 林 冬 樹*

Fuyuki KOBAYASHI

要 旨

RTL250F は排気量 249 cm³ の軽量コンパクトな水冷 4 ストロークエンジンを搭載している。オフロード車として世界初のバッテリーレス電子燃料噴射システム(以下、バッテリーレス PGM-FI システムという)を採用し、2 ストロークエンジンを搭載した RTL250R と同等以上の競技性能を得ることができた。また、エンジン始動方式にキックスタータを採用した。バッテリーレス PGM-FI システムは、小型モータサイクル用に開発された廉価な ECU (Engine Control Unit) 統合型スロットルボデーを流用し、トライアル車に特有のドライバビリティや、使い勝手を考慮した制御システムを追加採用した。これにより、トライアル世界選手権(World Championship Trial)に通用するコストパフォーマンスに優れた 4 ストロークエンジン市販トライアル車が実現できた。

ABSTRACT

The RTL250F has a compact and lightweight 249 cm³, water-cooled, 4-stroke engine. As the world's first off-road motorcycle with a batteryless electronically controlled fuel injection system (hereinafter referred to as batteryless PGM-FI system), the RTL250F has obtained the same or better racing performance than the RTL250R with a 2-stroke engine. Furthermore, the RTL250F motorcycle employs a kick-starter for engine ignition. The batteryless PGM-FI system utilizes a lower cost ECU (Engine Control Unit) integrated throttle body developed for small motorcycles. A control system was developed to obtain the drivability and usability required by a trials motorcycle. As a result, a commercially available trials motorcycle with a 4-stroke engine has been realized. This trials motorcycle has shown competitive performance for the World Championship Trials.

1. はじめに

現在、トライアル競技では、Honda を含めて全てのメーカーが 2 ストロークエンジンを採用している。低回転からのスロットルレスポンスが優れ、軽量コンパクトなことが主な理由である。しかし、FIM (Federation Internationale de Motorcyclisme : 国際モーターサイクリズム連盟) レギュレーションの変更により 2006 年から全ての参加車両の 4 ストローク化が決定した。Honda はこれに先駆け、優れたコンペティション能力と環境性を高次元で融合させた 4 ストロークエンジンを開発した。そのエンジンを搭載したトライアル車“ RTL250F ”を 2005 年 1 月から市販した。

2. 開発コンセプト

トライアル車に要求される性能は、(1) 軽量、低重心のスリムな車体、(2) 低速トルクがあり、高回転までまわり、高い瞬発力が発揮できるエンジン、(3) スロットル急開時にリニアに反応するスロットルレスポンスが挙げられる。エンジンの 4 ストローク化にともない環境適合性にも優れた高い戦闘力を有するトライアルマシンの開発コンセプトとして、下記 4 項目を重点開発目標として設定した。

- (1) 2 ストロークエンジンを搭載した RTL250R と同等以上の操縦安定性、動力性能を有すること。
- (2) 4 ストロークエンジンの小型・軽量化

- (3) 現行2ストロークエンジンモデルから乗り換えたときに、違和感を感じないエンジン特性
 (4) 環境適合性と優れたドライバビリティの確保

3. 機種概要

RTL250Fの外観をFig. 1に、現行2ストロークRTL250Rとの主要諸元比較をTable 1に示す。2ストロークRTL250Rと同じ戦闘力を確保するには、完成車質量を同じ72 kg(乾燥質量)とする必要があった。RTL250Fは4ストローク化によるエンジン質量増を車体で補うことができた。主な軽量化は、メインフレーム、前後ホイール、ブレーキなどである(Fig. 2)。また、低重心化、マスの集中化のために電装部品をエンジン背後に集約した。



Fig. 1 External view of RTL250F

Fig. 3 に示すように、バッテリーレス PGM-FI システムはスロットルレスポンス向上のために、フューエルインジェクタをシリンダヘッドに直接装着し、トライアル走行の激しい車体挙動でも安定して燃料を供給するために燃料ポンプを燃料タンク内に配置した(Fig. 4)。スロットルボデーは小型モータサイクル用ECU一体型スロットルボデーをベースに、アイドル回転数をユーザが調整可能なエアスクリュタイプに変更した(Fig. 5)。また、軽量化のためにバッテリーレスを採用し、キック始動時は燃料ポンプ、ECUのみに電源を供給するシステムとした。さらに、デコンプカムを採用し、キックレシオを見直した。これにより、スムーズなキック始動性を実現できた。

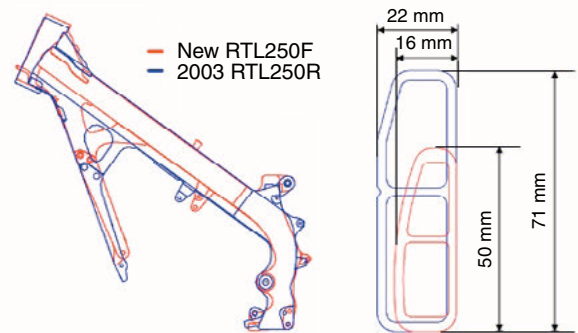


Fig. 2 Comparison of frame body

Table 1 Major specifications of RTL250R and RTL250F

RTL250R		
Items		Specifications
Overall length	(mm)	2020
Overall width	(mm)	830
Overall height	(mm)	1130
Wheelbase	(mm)	1330
Ground clearance	(mm)	340
Seat height	(mm)	650
Caster angle	(deg)	23° 20'
Trail length	(mm)	65
Vehicle dry mass	(kg)	72
Engine type		Liquid cooled 2-stroke single cylinder
Valve train		Crank case reed valve
Engine displacement	(cm³)	249
Bore × Stroke	(mm)	72.2 × 61
Max. power	(kW/r/min)	12.9/5000
Max. torque	(Nm/r/min)	26.5/4000
Fuel supply system		Delorto PHBL26BS
Ignition system		Digital CDI
Transmission		5 speed constant mesh
Clutch type		Wet multi-plate type (hydraulic)
Fuel capacity	(Liter)	2
Frame type		Aluminum twin-tube
Brake system	Front	Single 180 mm disc with twin-piston caliper
	Rear	Single 100 mm disc
Tire size	Front	2.75 × 21
	Rear	4.00 × 18
Suspension	Front	Telescopic
	Rear	Pro-link

RTL250F		
Items		Specifications
Overall length	(mm)	2010
Overall width	(mm)	830
Overall height	(mm)	1130
Wheelbase	(mm)	1320
Ground clearance	(mm)	335
Seat height	(mm)	650
Caster angle	(deg)	23°
Trail length	(mm)	63
Vehicle dry mass	(kg)	72
Engine type		Liquid cooled 4-stroke OHC single cylinder
Valve train		SOHC 4 valves
Engine displacement	(cm³)	249.1
Bore × Stroke	(mm)	76.5 × 54.2
Max. power	(kW/r/min)	14/7000
Max. torque	(Nm/r/min)	21.8/5500
Fuel supply system		PGM-FI
Ignition system		Full transistor
Transmission		5 speed constant mesh
Clutch type		Wet multi-plate type (hydraulic)
Fuel capacity	(Liter)	1.9
Frame type		Aluminum twin-tube
Brake system	Front	Single 180 mm disc with twin-piston caliper
	Rear	Single 100 mm disc
Tire size	Front	2.75 × 21
	Rear	4.00 × 18
Suspension	Front	Telescopic
	Rear	Pro-link

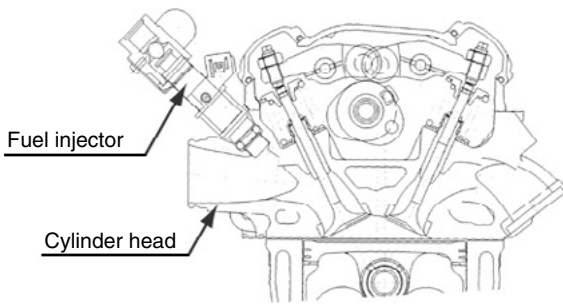


Fig. 3 Layout of fuel injector

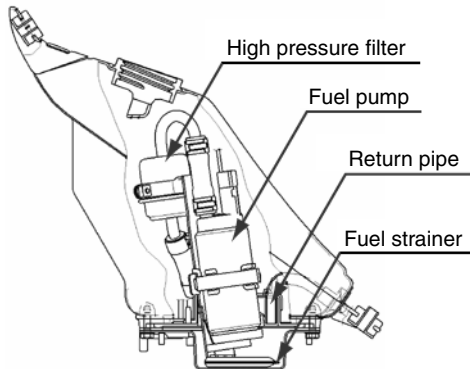


Fig. 4 Fuel tank assembly

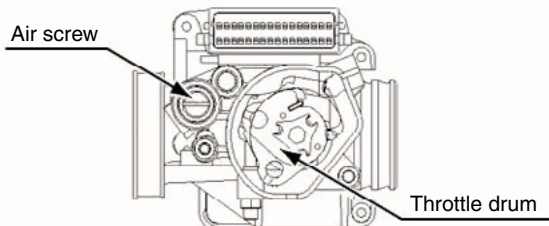
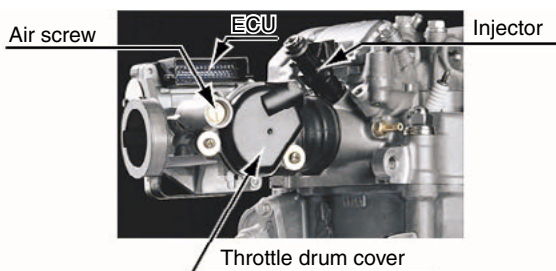


Fig. 5 Throttle body assembly

4. エンジン

エンジンは市販モトクロッサ CRF250R をレイアウトベースとして、低重心、コンパクト化などトライアルの要求性能を満足するために、クランクケースをはじめ大幅な変更をおこなった。エンジン全体の比較図を Fig. 6 に示す。

RTL250R(2ストローク)とRTL250F(4ストローク)の出力特性を Fig. 7 に示す。最大出力は14 kW に抑え、フラットなトルク特性にするとともに、低速域のトルク向上を優先した。また、低回転パージアル域の出力向上を図ったこと

により、スロットル全開域のトルクが2ストロークに対し劣るにもかかわらず、同等以上のトルク感を達成している。

4.1. 燃料供給系

燃料供給にキャブレタを使用した場合、スロットル急開時のレスポンスを良くするため、エアクリーナの吸気ダクト面積を絞る必要があるが、高回転域の出力を低下させる要因となる。今回、バッテリーレス PGM-FI を採用することで吸入ダクトの面積を絞ることなく、スロットルレスポンスと高回転出力の両立を可能とした。

4.2. 排気系

従来の4ストロークトライアル車に採用されていた三室構造のサイレンサをストレートタイプサイレンサとした。これにより、サイレンサ内部の排気反射波が減少し、全域にわたってフラットな出力特性を得ることができた。また、サイレンサの材質をアルミニウムにして軽量化を図った。

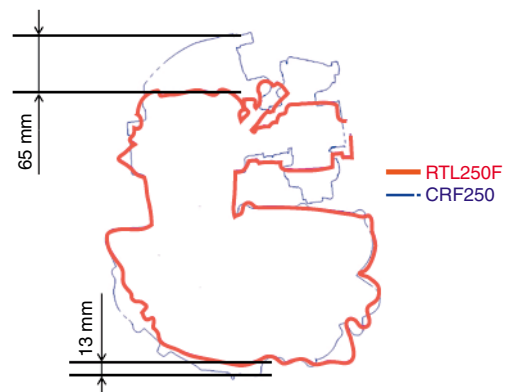


Fig. 6 Comparison of engine size

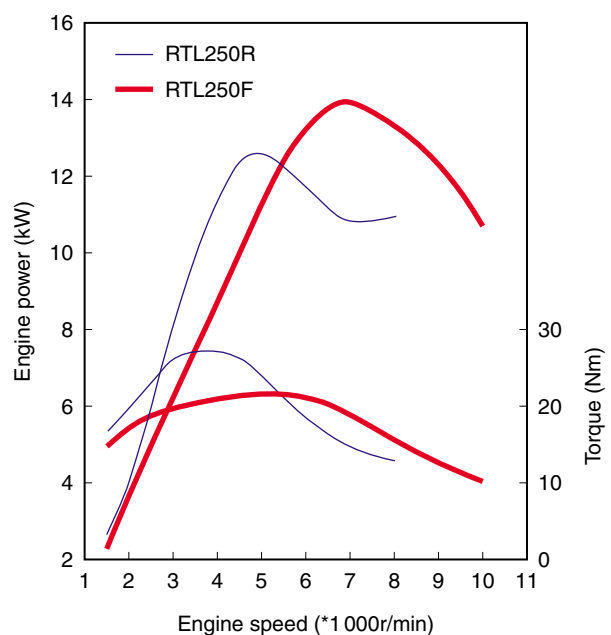


Fig. 7 Engine performance curve

4.3. フライホイール

フライホイールについては、慣性マスを利用した走行(無負荷スロットル全開にて回転数を保持した後、急激なクラッチ接続によりマシン静止状態から急加速をおこなう走行方法)及び、対エンスト性の向上、低速域のトルク感向上を図るために、大径フライホイールを採用した(Fig. 8)。

4.4. クラッチ

指一本で操作可能なレバー荷重や、ライダーの操作に対してリニアに反応し、かつ、高回転でのハーフクラッチに対しても安定した接続性能を維持するために、クラッチ径は140 mmの大容量、油圧リリース式、右側直押し式を採用した。また、スレーブピストンをクラッチカバー内蔵タイプとして、コンパクトにした(Fig. 9)。

4.5. 潤滑システム

エンジン潤滑については CRF250R の密閉式クランクケースの改良型として主にオイル吸入口まわりの変更をおこなった(Fig. 10)。ACジェネレータ室をオイルタンクとして利用するのは共通であるが、RTL250F は大径フライホイールのオイル連れまわりを利用し、セパレータやリブの追加、給油口の変更にて運転中にストレーナ付近にオイルを集中させる構造とした。その結果、オイル量を830 cm³か



Fig. 8 AC generator flywheel

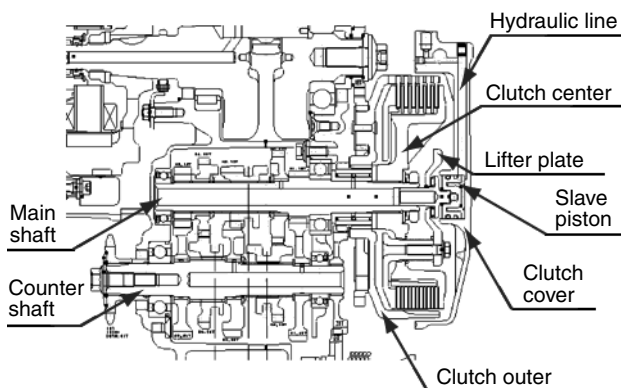


Fig. 9 Clutch system

ら 600 cm³ に減少することができ、最低地上高を 13 mm 高くすることができた。オイル量減少にともない、オイル消費の低減を目的にピストンリングを二本から三本リングに変更をしている。また、三本リング化は低速域のトルク感向上にも寄与している。

トランスミッション潤滑については、オイル回収リブ形状を変更、及びカバー形状を変更することで、クラッチアウトによるオイル回収能力を向上させた。これにより、トランスミッションの耐焼き付き性を確保したまま、トランスミッションオイル量を 770 cm³(CRF250R 2004 年モデル)から 570 cm³ に減少させることができた(Fig. 11)。

4.6. クランクシャフト三点支持構造

三点支持クランクシャフトはニードルローラベアリングをクランクシャフト左端に設けることで振れまわり抑制効果で振動低減を図り、耐久性を向上させた(Fig. 12)。

4.7. 動弁系

エンジン全高を抑えるために、CRF250Rのユニカム方式(一本のカムシャフトで吸気バルブをバルブリフタで、排気バルブをロッカアームで駆動する方式)から吸排気バルブともにロッカアーム駆動の SOHC 方式に変更した(Fig. 13)。これによりシリンダヘッド高で65 mmの低減が可能となった。また、カムシャフト位置を大きくオフセットすることで、スパークプラグの傾きを 28° に抑え、中央配置を可能とした(Fig. 14)。

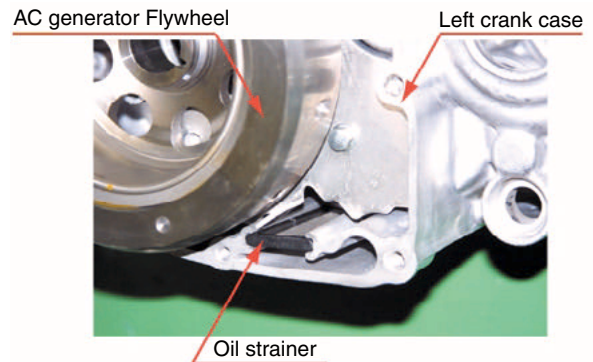


Fig. 10 Engine oil lubrication system

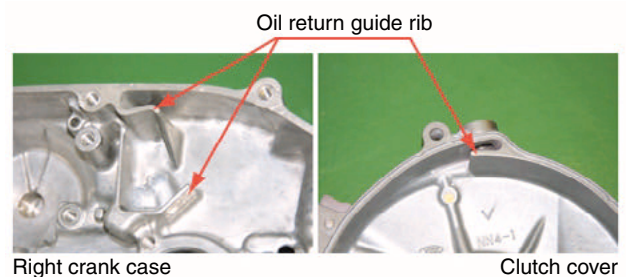


Fig. 11 Transmission oil return system

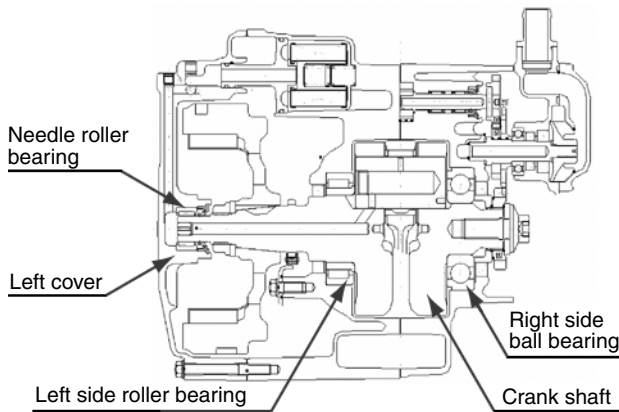


Fig. 12 Crankshaft



Fig. 13 Cylinder head with valve system

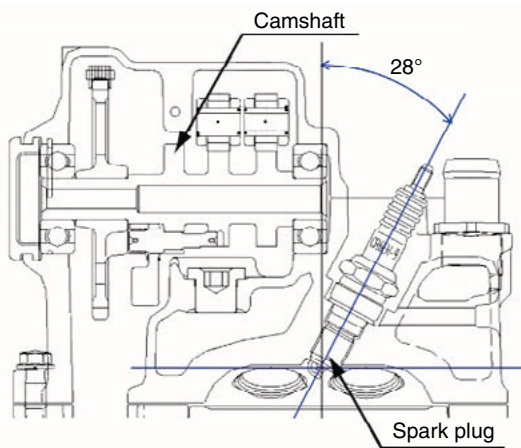


Fig. 14 Arrangement of camshaft and spark plug

低速トルク重視のエンジンは本来2バルブ方式でも十分であるが、高回転までスムーズにエンジンをまわす必要から4バルブ方式を採用した。カムシャフトはSCM 浸炭焼入れを施し、疲労強度を損なうことなく軽量化を図った。

5. バッテリーレス PGM-FI システム

バッテリーレス PGM-FI システム概要図を Fig. 15 に示す。燃料ポンプから圧送されたガソリンはタンク内の高圧フィ

ルタを通り、高圧燃料パイプを経てインジェクタに送られる。高圧ガソリンはプレッシャレギュレータにて294 kPaに調圧され、燃料リターンパイプによりタンク内に戻される。

バッテリーレス PGM-FI は、エンジン回転数、スロットル開度、吸入管負圧、吸入空気温度、吸入管負圧から算出される大気圧、水温及びクランクアングルの情報をもとに噴射量、噴射タイミングを ECU が演算し、負荷に応じた目標空燃比を決定する。

点火時期制御はスロットル開度とエンジン回転数により決定される3次元マップにより、最適な点火時期に制御される。

トライアルに要求されるドライバビリティは、低回転域からのスロットル急開時のレスポンスと、低速域のトルク感があげられる。上級ライダーは、Fig. 16に示すような大きな岩場(ロックセクション)を走行するとき、スロットルのオンオフと、微妙なクラッチ操作でマシンをコントロールする。このとき、ライダーの意志どおりに反応するスロットルレスポンスが大変重要である。Fig. 17にトライアル競技時の単位時間あたりのスロットルスピード($\Delta\theta$ th: delta throttle)データと、参考に2004年Moto GP 日本GP(茂木)におけるスタートから1ラップの $\Delta\theta$ thデータを示す。トライアルは低回転領域からの早いスロットルスピードを多用し、ロードレースと大きく異なるのがわかる。RTL250Fはこの要求を満たすため、5000 r/min以下の回転数領域に量産車としては初となる二回演算噴き終わり制御を採用した。以下にこの制御の概要を述べる。

ドライバビリティに対する要求の中で、最も大きな課題となったのがアイドル近辺の極低回転域からのスロットル急開操作に対する追従性であることは前に述べた。従来は、吸気、圧縮、膨張、排気のクランク回転角720°の行程に対して噴射量の演算を一回おこなっていた。しかし、これでは噴射量演算の間隔が長くトライアルのような急激なスロットル操作に対しては演算の遅れによるレスポンス不足が問題となった。そこで、噴射量の演算を二回に増やし、吸気タイミングの手前で再演算(二回目)をおこない、その演算結果をもとに噴き終わりタイミングの修正をおこなう方式を考案した。これにより、急激なスロットル操作に対しても噴射量を最適に調整することができ、目標空燃比を供給することが可能となった。また、低速回転時(5000 r/min)のみ二回演算をおこない、演算間隔の短くなる高回転域では噴射量演算を一回に切り替えることで廉価で処理速度の低いECUでも制御可能なシステムとした(Fig. 18)。

Fig. 19 にスロットル急開時の筒内圧力を示す。2ストローク(RTL250R)はスロットルの開け始めから指圧が大きく立ち上がり、良好なスロットルレスポンスが体感される。RTL250Fは開発コンセプトに記したように、2ストロークエンジン車からスムーズな乗り換えができるように、スロットル急開時のレスポンスを2ストローク並みにするこ

とに主眼を置いた。その結果、前述の新しい制御方式の採用により、2ストロークと同じ指圧の立ち上がりが得られ、良好なスロットルレスポンスを実現できた。

バッテリーレス PGM-FI 化の大きな理由の一つに空燃比の安定化が上げられる。先行テストはキャブレタ仕様にてテストを実施したが、トライアル走行に特有の大きな車体挙動変化で空燃比の変化が著しく、アイドル時のスロットル急開によるエンジンストール、ブレーキ時のエンジンス

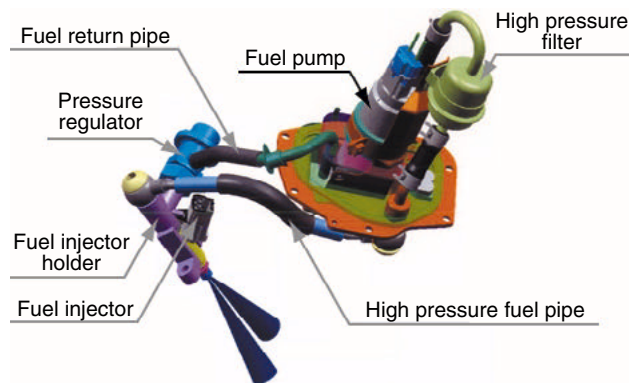


Fig. 15 Fuel line system



Fig. 16 Rock section

トール(下り坂など)などが発生した。また、スロットル急開時は吸入管内負圧の追従遅れによる息つきが発生した。PGM-FI化と燃料ポンプの配置を工夫することで、上記事象は完全に解消された。

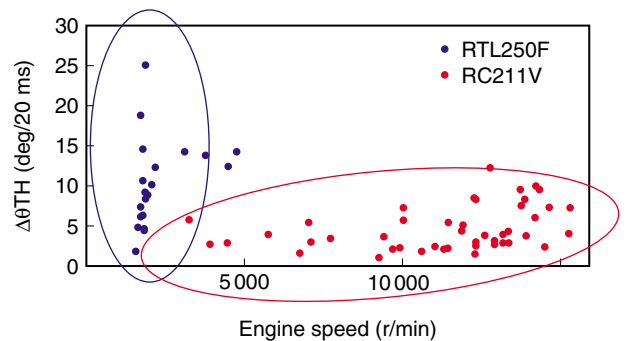


Fig. 17 Comparison data of throttle speed

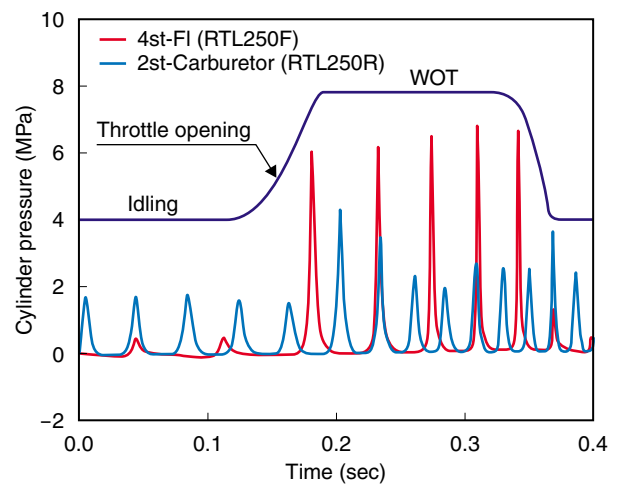


Fig. 19 Comparison of cylinder pressure at rapid throttle opening

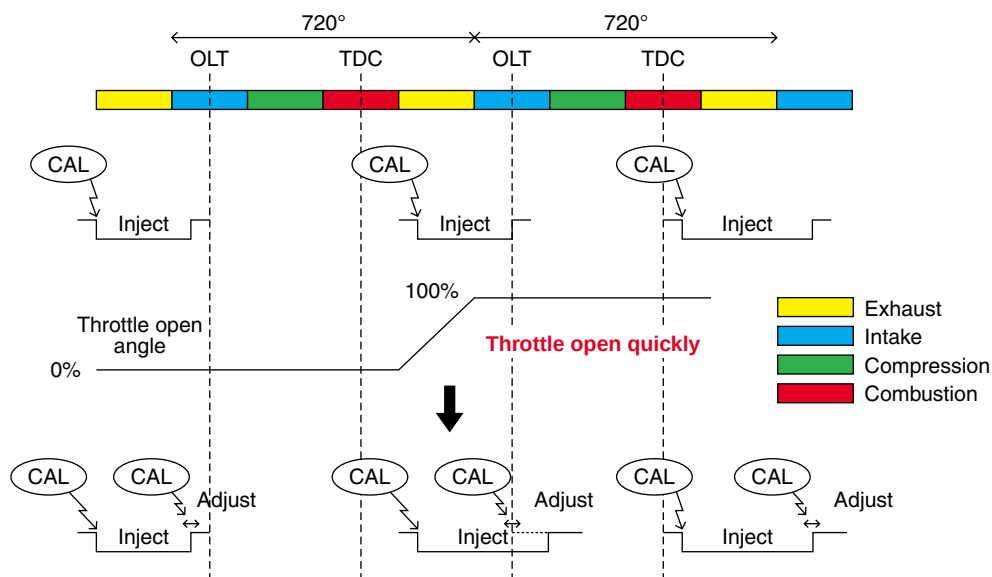


Fig. 18 Injection timing chart

6. 電装系

電装系は軽量化の目的でバッテリーレス方式を採用している。バッテリーレスでキック始動を可能とするため、ACジェネレータは三相スター結線式とし、回転数 1000 r/min にて出力電流 7.5 A を発生しキック始動時の低回転で必要十分な電力を得られる特性となっている。Fig. 20 に AC ジェネレータの出力特性を示す。ACジェネレータで発生した電力を三相全波整流式レギュレート・レクチファイヤにより、直流 14.4 V に整流・電圧調整し、10 000 μ F のコンデンサにより平滑し、各電気負荷へ電力を供給している。レギュレータとコンデンサは電圧降下低減と配線簡略化のためバンクアングルセンサ、ファンモータ駆動リレーとともに電装品ステー上に配置され、クランクケース上に固定されておりマスの集中化にも貢献している。Fig. 21 に電装品ステーおよび電装品ステー上の電装品の外観を示す。キック

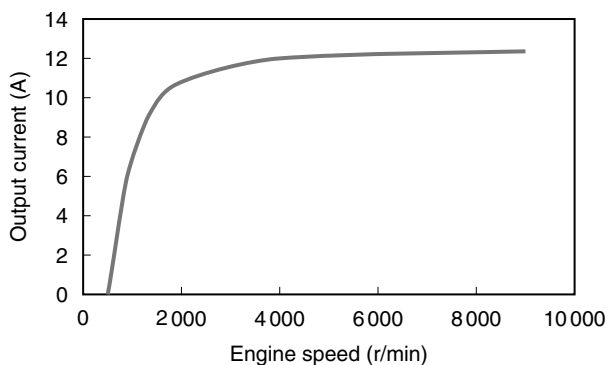


Fig. 20 Output characteristic of AC generator

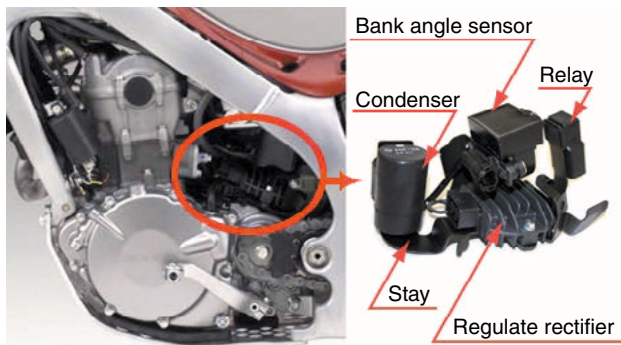


Fig. 21 External view of electrical equipments

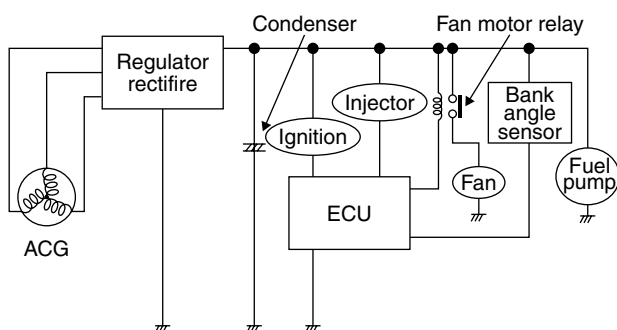


Fig. 22 Electrical system

始動時には燃料供給用フューエルポンプとインジェクタ、点火用イグニッションコイル、制御用 ECU にのみに電力を供給し、冷却用ファンモータには電力を供給しないよう ECU にて制御をしている。これによりクランクシャフト一回転目から十分な燃料供給が可能となっている。フューエルポンプは駆動リレーを廃止して電源に直結することにより電圧降下の低減と軽量化を図っている。

車両転倒時にはバンクアングルセンサからの転倒信号が ECU に入力されてから約 7 秒後にイグニッションコイルとインジェクタを停止することによりエンジンが停止する。バッテリーレスのためエンジンが停止すると AC ジェネレータの発電がなくなりフューエルポンプは自動的に停止する。電装系のシステム図を Fig. 22 に示す。

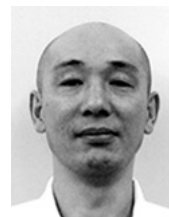
7. まとめ

RTL250F は初心者からトライアル世界選手権(World Championship Trial : WCT)ユーザまでの幅広いユーザをターゲットとして開発された。2004 年に日本で開催された WCT 茂木ラウンドに市販プロト車を実戦参加させ、二日間とも 9 位に入る好成績を残すことができた。上位には各メーカ 2 ストロークワークス車が入賞するなかで 250 cm³ 4 ストローク市販プロト車としては十分な成績を収めることができ、高いポテンシャルを持つことが証明された。

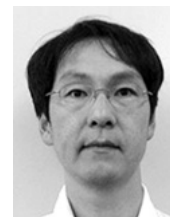
参考文献

- (1) 島田信弘, 赤松俊二, 上田稔, 林徹, 平方良明: 小型二輪車電子制御燃料噴射システム用 ECU 統合型スロットルボデーシステムモジュールの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.83-88

■著 者■



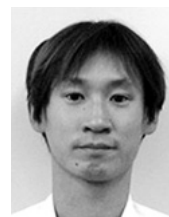
滝川 俊直



石川 英一



柿沼 弘之



小林 冬樹

「King of Minivan」 新型 US Odyssey の開発

Development of 2005 Model Year US Odyssey Incorporating “King of Minivans” Concept

相 楽 敏*
Satoshi SAGARA
高比良 嘉 一*
Yoshikazu TAKAHIRA

福 田 誠*
Makoto FUKUDA
谷 岡 正 敏*
Masatoshi TANIOKA

神 田 稔 也*
Toshiya KANDA
塚 田 祐 一**
Yuichi TSUKADA

要 旨

次世代のミニバンベンチマークとなるべく、安全・環境をベースとして、卓越したスタイリング、ユーティリティの良さに加えて高級セダンに負けない走りと質感を備えた“King of Minivan”として位置付けた 2005 年モデル US Odyssey を開発した。

パワートレインには、北米初の VCM エンジンを採用し、クラストップの燃費を実現した。シャーシに関しては、リヤサブフレームのフローティング化による静粛性を確保した上で、操安性との両立を図った。

インテリアでは、ミニバンで必要とされている小物収納スペースとして、回転式床下収納の採用など、新しいアイデアも取り入れた。シートについては、3rd シートのワンモーション収納を始めとして、8 人乗り仕様では 2nd シート中央に容易に脱着可能なプラス 1 シートを採用するなど、室内のユーティリティを最大限高めている。また、パワースライドドアには、常時給電システムやタッチセンサを採用し、操作性を向上させた。

車両構造においては、正面衝突、オフセット衝突、Car-to-Car 衝突の対応として、ACE (Advanced Compatibility Engineering) BODY を採用し、従来装備に加えてサイドカーテンエアバッグ、VSA (Vehicle Stability Assist) を全グレード標準装備とし、Safety for Everyone としての Honda の安全に対する取り組みを訴求した車に仕上がっている。

ABSTRACT

The 05 model US Odyssey was developed as the “King of Minivans,” providing superior styling and excellent utility combined with drivability and quality that rival any luxury sedan. It is built on the foundation of Honda safety and environmental leadership, and will become the benchmark for the next generation of minivans.

The Odyssey powertrain employs North America’s first Variable Cylinder Management (VCM) engine, achieving best-in-class fuel economy. The chassis ensures a quiet ride through the use of a floating rear subframe, and at the same time, achieves handling stability.

The interior incorporates many new ideas for the small item storage spaces required of a minivan, adopting features such as the world’s first rotary in-floor storage unit. The seats work to provide maximum utility, with the adoption of one motion stowing for the 3rd row seats, and in the eight-passenger spec, a stowable 2nd Row PlusOne Seat that can be easily fitted in the center of the second row. The power sliding doors are easily operated with the adoption of a continuous electrical supply system and touch sensors, etc.

The vehicle structure is designed to perform well in frontal impacts, offset impacts, and car-to-car collisions with the adoption of Honda’s Advanced Compatibility Engineering Body structure. In addition, the Odyssey combines existing safety features with side curtain airbags and Vehicle Stability Assist (VSA) as standard for all grades. The Odyssey is a vehicle that demonstrates Honda’s commitment to “Safety for Everyone.”

1. まえがき

US Odyssey は、1994 年に Honda として初めて北米市場に参入した。1998 年にはフルモデルチェンジをおこない、それ以来、北米本格ミニバンのベンチマーク車として、今まで高い評価を受けている。

* 栃木研究所

** 和光研究所

北米においては、US メーカーが生産するミニバンに対抗して、日本メーカーの本格参入が活発となり、現在、北米ミニバン市場は、激化の一途をたどっている。今回 3 代目オデッセイを開発するにあたり、徹底的な市場調査、競合他社の商品調査を実施し、ミニバンに要求される装備や使い勝手を一から再考し、次世代ミニバンのベンチマーク車とな

ることを目指し、新型 Odyssey の開発に取り組んだ。

開発段階では、常にHondaらしさを忘れずに、お客様に、見て感動し、走って感動し、使って感動していただけるように、Hondaならではの走りを実現する技術開発とともに、エクステリアやインテリアのすみずみまで工夫を施した新装備の開発をおこなった。その結果、高い安全性と高級セダンに負けない走りと質感を備えた次世代ミニバンを実現できた。

2. コンセプトおよび開発目標

3代目 Odyssey は、ミニバンのメインユーザである 30 代のヤングファミリー層をターゲットとして、楽しさと冒険心あふれる商品の開発と、また市場検定結果を踏まえて、エンプティネスター層にもターゲットを置き、高級セダン並みの質感も備えた「King of Minivan」をコンセプトに定めた。

その実現のために、下記の項目を目標に開発を進めた。

(1) 安全・環境性能

- ・クラストップの衝突安全性能と安全装備の開発
- ・クラストップの燃費とエミッション性能

(2) スタイリング

- ・先進的で、クラスを超えた高級感、上質感
- ・パワフルでソリッド感のあるエクステリア
- ・上質でファーストクラスを思わせるインテリア

(3) 運動性能と操縦安定性

- ・クラストップのエンジンパワーと走り
- ・ハンドリング、乗り心地、静粛性において、ミニバンの域を脱したヨーロッパ高級セダン並みの性能

(4) ユーティリティ

- ・8人乗車を可能とし、誰もが楽に操作出来るシートアレンジ
- ・従来のミニバンには見られない、使い勝手の良い収納スペースの確保
- ・子供から大人まで快適に感じる空間造りと快適装備の充実

3. 商品性能と主要技術

3.1. デザイン

3.1.1. パッケージング

パッケージは室内スペース拡大と、収納やシートの使い勝手を向上することによる、ミニバンカテゴリーでの実用性でトップクラスを目標とした。

サンルーフ・カーテンエアバック・パワーテールゲートなど多くの装備を追加しながら室内スペースを広げ、特にフロントオーバーハングを前モデルに対して 50mm 詰めることで 3rd 席のニースペースを拡大し、全長を延ばすことなく、高い衝突安全性能を達成しつつ、大人がゆったりと座

れるクラス最大の 3rd 席空間を確保できている。さらに3列目シートはヘッドレストを取り外すことなく収納可能なレイアウトとし、床下からスペアタイヤを3列目シート横に移動することで床下収納を新設した(Fig. 1)。

3.1.2. エクステリアデザイン

エクステリアデザインはミニバンとしてのパッケージを守りながら、既存のファミリーイメージの強いミニバンデザインから大きく飛躍し「Powerful and Solid」をキーワードに若々しい肉体と堂々とした風格を表現した。また、押し出しの強い男前の顔や強靱な足腰など「Cyber Lion」を合言葉に造形をおこなった。

またメッキモール、灯体、グリルなどに高級セダンの手法を取り入れることで従来のミニバンには無いプレミアム感を演出している(Fig. 2)。

3.1.3. インテリアデザイン

インテリアデザインは「Premium Class Interior」をコンセプトに、ファーストクラスの快適なラウンジ空間と先進的コクピットを融合させた空間造りにより、ファミリーカーの機能を極めながらファミリーイメージを払拭するという、これら相反要素の両立を実現している。

インストルメントパネルは、ドライバを基点に水平方向に延びる造形でドライバオリエンテッドを表現し、翼を広げる形状のメタル調パネルで横方向の広がりさをさらに強調、

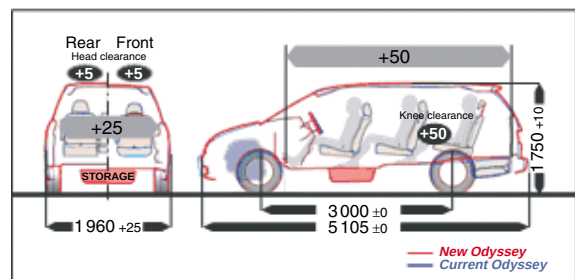


Fig. 1 Comparison of packaging design of new and previous models

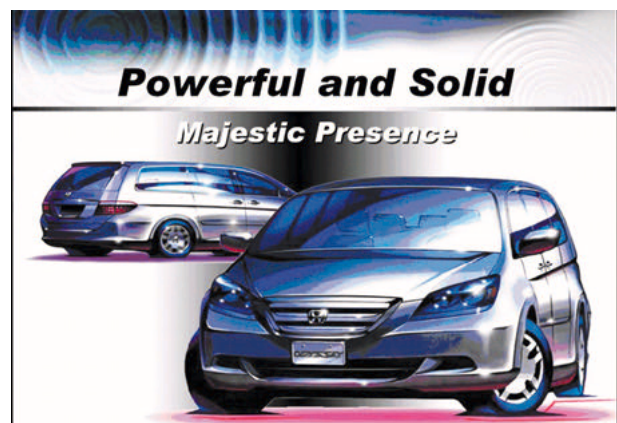


Fig. 2 Exterior design concept for new Odyssey

他社のミニバンで一般的な縦方向の基調とは違う水平基調の高級セダンの造形とした(Fig. 3)。メータは大径化で見やすくしながら、月食をイメージさせる光のグラデーションを用いて新鮮さを加えている。シフトノブはドライビングポジションで最適な位置、形状、操作フィールを実現すると共に、インパネ形状含めミニバンに不可欠なワークスルーを容易にするように配慮した。

スライドドアなどのライニング類も堀の深い形状で高級セダン並の仕立てとし、室内全体の上質感を大幅に向上させている。

上級仕様には従来のミニバンにはないスポーティでフォーマルな黒レザー内装を設定した。また、シートは高いホールド性とゆったりとした上質な座り心地とを高い次元で両立させ、ファブリックもモダンで上質なテイストとしている。また、気の利いたユーティリティ、シートアレンジ、装備などで家族が楽しく使える工夫を盛り込んでいる。

3.2. インテリア

インテリアは、フロント席を中心として金属調のパネルやメータ照明で質感の高さを表現すると同時に、ターゲットユーザを中心に数多くの使い勝手検定と徹底的な調査研究結果をもとに、ミニバンに求められている使い勝手の良さを実車に反映することを目指した。

3.2.1. シート

USミニバンへ要求される商品性として、シートには、乗心地のみならずシートアレンジの使い勝手向上が強く望まれていることから、その要求を満足させる構成を目指した。

2nd シート両サイドのキャプテンシートは、ゆったりとした大きさを保ちながら、車両中央部に小型軽量のプラス1シートを採用することで、8人乗車を実現した(Fig. 4)。このプラス1シートは、シートクッションを取り外し、シートバックを倒すことによってテーブルとして使用できる。さらに簡単な操作によって脱着でき、センターワークスルーも可能な7人乗車とすることができる。また、高張力鋼の採用などで軽量化を図り、簡単に持ち運べる重量とし

ている。また、2nd シート前の床下収納である後述のレージースーザンを外すと、そこに収納可能な形状となっている。

サードシートは、旧型の回転収納式を更に進化させ、6:4分割化と、ロック解除後にシートバックを倒すだけで収納できるワンモーション収納を実現させて更なる使い勝手向上を図った(Fig. 5)。さらに、シートを戻す際の操作荷重は、両サイドのピボット部にヘルプスプリングを採用することで、今までの半分以下となり、一人でも操作が可能となっている。

3.2.2. 内装

インテリアのコンセプトでもある収納革命は、床下収納に主眼を置き、追加のトレイやポケットの大型化とともに、その収納力を高めている。特に床下収納は、2nd シート足元のフロア下に回転収納ボックス(レージースーザン)を設定し、使い勝手の良さと新規性で大幅な商品力向上を図っている(Fig. 6)。リッドを開けるとロック機構が解除され、収納ボックスは、手で回転できるようになる使い勝手の良い構造とし、リッドの中央部には、小窓を設定しフロント席からの使い勝手も考えた構造をしている。

スライドドアには、サンシェードを採用し、2nd 席に子供が乗る機会の多いミニバンとしての機能を向上させた。



Fig. 3 Interior design concept for new Odyssey



Fig. 4 Second row seats arrangement (2nd row +1 seat)



Fig. 5 Third row seats (6:4 split)

ルーフコンソールには、曲面鏡を追加し、サングラスホルダの背面を使ってカンバゼーションミラーとし、ドライバ席から後席に乗っている子供の顔が見えて、室内でのコミュニケーションの向上に役立っている (Fig. 7)。

3.2.3. 空調

エアコンの制御としては、フロントのデュアルオートコントロールとセカンド席より後方の制御を含めたトリオートエアコンを採用し全席の空調商品性の向上を図っている。また、フロアダクトとアウトレットを採用することでセカンド席、サード席のヒータ性能を向上させた。

ヒータコントロールパネルにおいては、USでの実際のお客様や現地スタッフからの要望をフィードバックしたスイッチ類の配置、機能表示とすることでその使い勝手を向上させている (Fig. 8)。

3.3. 電装

電装としてはミニバンならではのファミリーでの使い勝手を向上させるとともに、最上級グレードの Touring には高級セダン並みに装備を充実させた。

3.3.1. RES (Rear Entertainment System)

長時間ドライブでも2列目、3列目の乗員を飽きさせることのないRESはルーフ取り付けの後席用ディスプレイとDVDプレーヤからなり、北米初となる9インチワイドディスプレイの採用で映像表現をより迫力あるものとした。ま

た、ディスプレイ内部の背の高い部品を画面周囲にオフセット配置することにより薄型化し、ディスプレイ収納時にはルーフからの出っ張り量を最大限少なくし、大画面でありながら、他車とは比較にならない空間スペースが確保されたウォークスルー性能を実現している。操作は赤外線式ワイヤレスリモコンでおこない、RESとして初のルーフ脱着式とすることで置場所忘れの解消に貢献している。夜間の操作性向上にも配慮し、操作ボタンには照明を追加した。また、ボタンも少なくすることで、子供にもわかりやすい操作とした (Fig. 9)。その上で、RESリモコンは子供が馴染み易いテレビゲーム式の両手操作とし、専用ヘッドフォンは ASIMO をモチーフとすることで親しみ易さを与えている。

音声出力として、5.1chサラウンドシステムがヘッドホンで体感可能なパーソナルサラウンドテクノロジーを開発した。従来のヘッドホンでは頭の中に音像が定位置し圧迫感を感じるのに対して、本パーソナルサラウンドシステムでは室内の伝播、外耳道聴感特性および頭部伝達特性を専用ICで補正しヘッドホンに出力することで音像が頭の外に移動し、あたかも5.1ch スピーカの音を聞いているような開放感、定位感のある音を実現している。その結果として、ヘッドホン特有の長時間聞いた時の疲労感の低減にも寄与している。

3.3.2. AUDIO・NAVI

Touring グレードに対しては高級ミニバンにふさわしいハイクオリティ、ハイパワーサウンドを提供する360W 外部アンプ採用のプレミアムサウンドシステムを標準装備とした。再生能力向上のため17cm アラミド繊維配合PPコーンスピーカとアルミドームツイータ、専用設計のサブウーハ BOX を採用した。サブウーハ BOX はアシスタント席下に設定し、BOX形状の共鳴効果を利用し、パンチのある低音を、軽量コンパクトなスピーカで実現している。

NAVI に関しては、8インチディスプレイを採用して視認性をより向上させ、さらにディスプレイを電動開閉式とし6 CD チェンジャを収納する事で、コンパクトなインス



Fig. 6 Lazy Susan



Fig. 7 Conversation mirror



Fig. 8 Heating control switches



Fig. 9 Rear entertainment system display

トルメントパネルレイアウトを実現している。ステアリングに配されたスイッチ操作にて、音声認識によるストリート名、シティ名検索が可能となっている。コンテンツの充実の一例をあげると、USでもっともポピュラーなレストランガイドである 2004 年 ZAGAT データなども収録し、お客様への情報提供の向上も図っている (Fig. 10)。

さらに NAVI 仕様には、XM Radio を適用し、100 チャンネルを越えるプログラムが衛星により配信されるため大陸横断ドライブ時にも局変更が不要である。文字情報 16 桁もすべて表示可能な液晶表示をヘッドユニット内に配置した。

3.3.3. メーター

Touring グレードのメータにはマルチインフォメーションディスプレイを採用し、TPMSによるタイヤ空気圧状態、コンパス(8方位)、トリップ機能(瞬間/平均燃費、航続距離、走行時間、平均車速)、ウェルカム表示、外気温、オイル劣化指数、コーナセンサ接近表示、各種ワーニングの表示を可能とした (Fig. 11)。

このディスプレイを使用して、ドアロック設定、ライト点灯等お客様の好みにあわせて変更可能なカスタマイズメニューも可能である。そのカスタマイズ項目は、2個のキーフォブにそれぞれで切り替わり、メモリシート連動もおこなわれる。また、ステアリングスイッチの採用により操作性向上も図った。



Fig. 10 Navigation system display



Fig. 11 Multi-information meter display

3.4. エンジン性能

新型 Odyssey のパワープラントコンセプトである、「ミニバントップの走り」と低燃費を実現するために、パワートレインは北米向け MDX をベースにした V6 SOHC-VTEC エンジンに国内向けの INSPIRE に搭載された気筒休止機構⁽¹⁾を採用した V6 i-VTEC VCM エンジンを搭載しミニバントップとなる以下の基本性能目標を設定した。

- (1) クラストップの加速性能
- (2) クラストップの低燃費
- (3) 低エミッション性能

3.4.1. エンジンの概要と主要諸元

新型 Odyssey のエンジン概観を Fig. 12 に、出力特性を Fig. 13 に、主要諸元を Table 1 に示す。

3.4.2. 走り」と燃費

走り」と燃費を両立するために 3.5L V6 エンジンに気筒休止テクノロジーを採用し、Fig. 14 に示す加速性能と燃費向上を達成している。

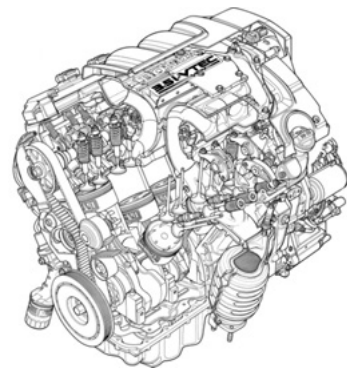


Fig. 12 View of V6 i-VTEC VCM Engine

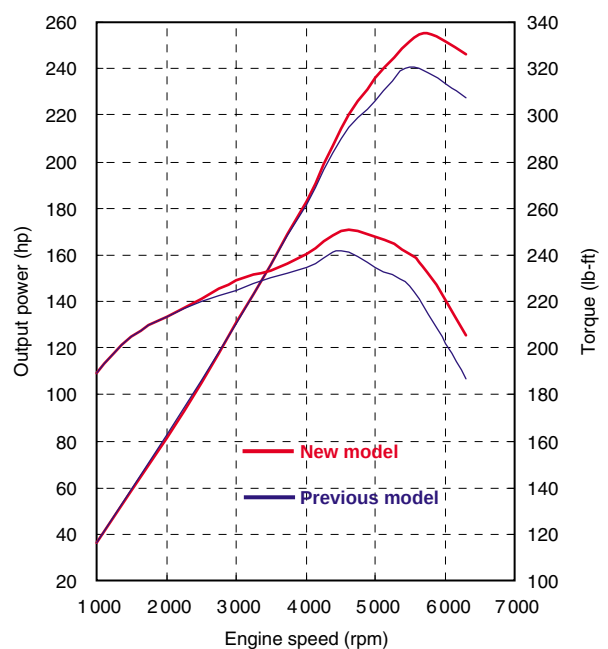


Fig. 13 Output performance

Table 1 Main specifications of engine

	New model		Previous Odyssey
Engine type	60°V-6 SOHC VTEC	60°V-6 i-VTEC VCM	60°V-6 SOHC VTEC
Displacement (cm³)	3 471	3 471	3 471
Compression ratio	10.0	10.0	10.0
Fuel	Regular unleaded	Regular unleaded	Regular unleaded
Max.power (hp/rpm)	255/5 750	255/5 750	240/5 500
Max.torque (lb-ft/rpm)	250/5 000	250/4 500	242/4 500
Transmission	5AT	5AT	5AT
Fuel economy	19/25	20/28	18/25
Emissions	LEV II-ULEV	LEV II-ULEV	NLEV (LDT2)

3.4.3. 環境性能

本エンジンにおける、低排出ガス実現のためのシステム図を Fig. 15 に示す。V6 SOHC-VTEC/i-VTEC VCM エンジンは多孔インジェクタに燃料微粒化とバンク毎にそれぞれに独立した排出ガス低減システムを備えている。

上記の排出ガス低減システムに加え、高精度A/F制御適用により、現行モデルの NLEV(LDT2)に対して NO_x を 75 %低減した“LEV II-ULEV”基準適合という高い環境性能を達成している(Fig. 16)。

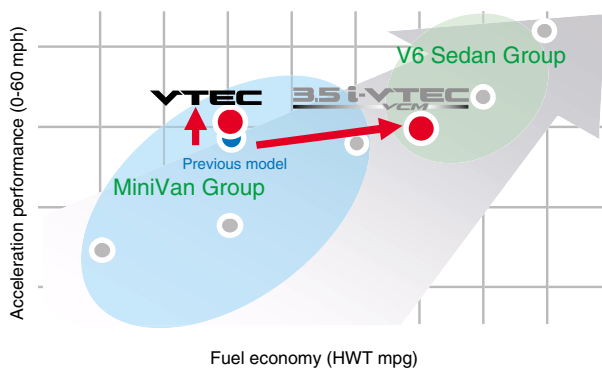


Fig. 14 Driving performance and fuel consumption

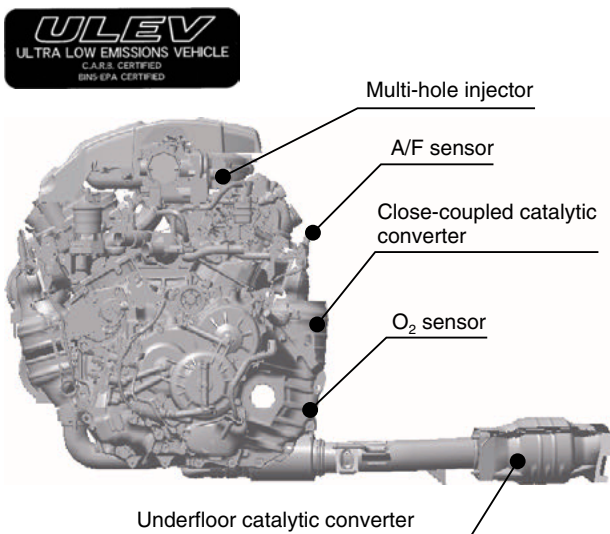


Fig. 15 Emission control system

3.5. シャーシ性能・技術

USハイウェイ特有の路肩に優先車線が設定されている2名以上乗車の場合に走行を許されるカープールレーンでの走行に対しては、『Car Pool Express』をキーワードに、『安定感と深みのある乗り味』を具現化できるシャーシ開発にあたった。

3.5.1. サスペンション

操縦安定性と乗り心地の両立のために市場で好評な前モデルを基本とし、フロントサスペンションは、ストラット方式を用いながらジオメトリの最適化により操縦安定性を向上させた。また、スプリングは左右対称巻き荷重軸線コントロールスプリングを採用し、転舵フリクションの最適化、アライメントの高精度化と合わせて直進性を向上させた(Fig. 17)。

リアサスペンションは、従来のインホイールダブルウィッシュボーンをベースに車軸の揺動軌跡に近いダンパー配置により応答性の向上、第3世代のベアリングの採用により接地点横剛性を 30%向上させた。

また、タイヤサイズ大径化(225/60R16 → 235/65R16)などにより、乗り心地を向上させた。

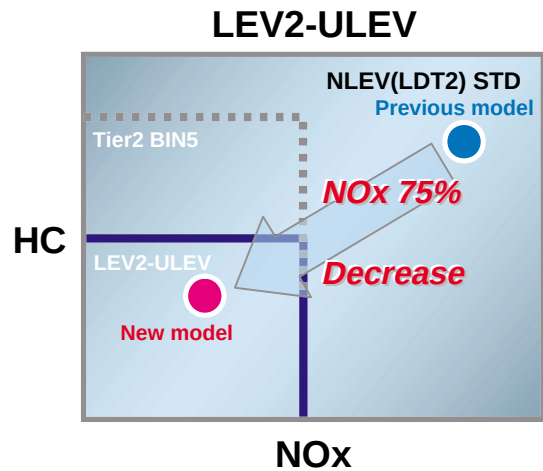


Fig. 16 Emissions performance

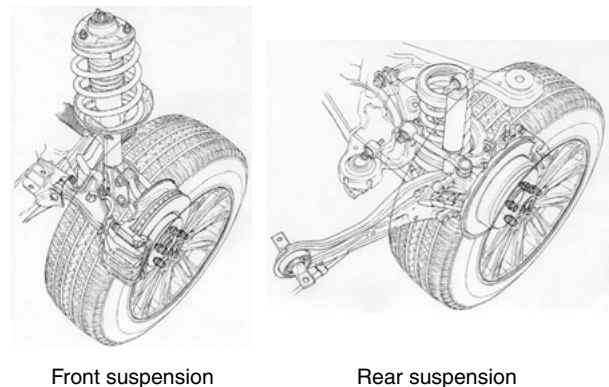


Fig. 17 View of suspension for new Odyssey

3.5.2. サブフレーム構造

ロードノイズの低減を図るためには、サブフレームの防振構造の採用は、路面入力を減衰させることに対して効果的であるが、従来、操安性能(接地点横剛性等)との両立が課題となっていた。

従来モデルでの信頼性が高く評価されている操安性能を向上しながら、乗り心地、ロードノイズ性能の性能向上を達成する目的から、本サブフレームの開発では、下記の観点に基づき、設計段階でサスペンション取り付け点から理想のボデー支持点を設定した。また、リヤサブフレーム全体を大型化した防振構造を採用するとともに、前述のサスペンションの特性をミニバンとしての専用チューニングに施した。

(1) 防振支持部の前後左右スパンを大きくとることと防振支持ばねの最適化

(2) 旋回(サイドフォース入力)時、SUS ジオメトリーがトーイン方向となるサブフレームステアが可能となる
前後 BODY 支持点の設定(Fig. 18 中の $A < B$)

その結果、サイドフォース入力時にアライメントを乱すことなく従来に比べ高い振動遮断性能を確保することがで

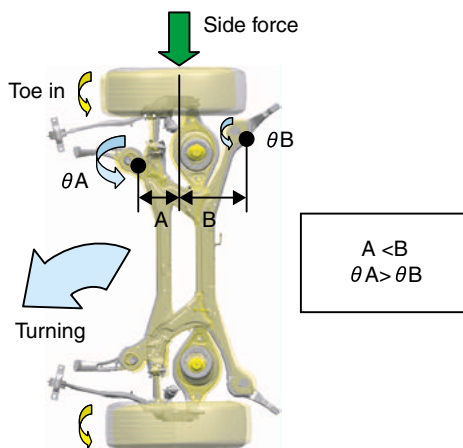


Fig. 18 Configuration of rear suspension subframe

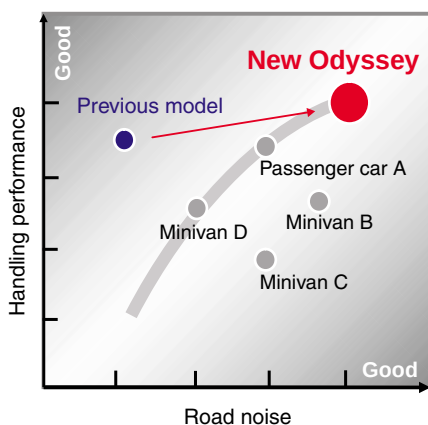


Fig. 19 Handling and road noise performance

き、ミニバントップクラスの操安性能の向上とロードノイズ、乗り心地との両立を達成できている(Fig. 19)。

3.5.3. 新ペダルシステム

ドライバの体格差に対する快適性向上として、アジャスタブルペダルを採用した。このシステムでは、ペダルの位置を前後に調節することが可能であり、快適なドライビングポジションの提供に役立っている。そのスイッチは操作性を考慮し、インストルメントパネル上に配置した。

特徴としては、リンク機構を用い、1つのモーターでアクセル・ブレーキペダルの最前位置を基準として後に76mm 移動可能とし、可動範囲内でアクセル・ブレーキのペダル踏面段差、ペダルレシオが変化しない構造としている(Fig. 20)。

アクセルペダルは、踏力発生機構とポジションセンサを一体化するとともに、小型・軽量のアクセルペダル・モジュールを採用した。

3.5.4. ランフラットタイヤ

US市場での調査結果から安全性、利便性、およびセキュリティなどの理由からランフラットタイヤのニーズが高まっている。

新型Odysseyでは、サイドサポートタイプに比べ操縦安定性と乗り心地の両立、転がり抵抗などに有利なサポートリングタイプの PAX System を採用した(Fig. 21, 22)。その構造は、タイヤ、ホイール、そしてパンク時に車輛を支える為のサポートリング、空気圧をモニタする TPMS で構成されている。

また、パンク走行時にタイヤがビードから外れないようにすると共にタイヤが転がる時のヒステリシスロスを低減できる新しいビード構造とした。

その適用開発にあたっては、路面入力増加に対するボデー補強を最適化するとともに、パンク走行時の操縦安定性の確保に加えて専用のサスペンションセッティングをお

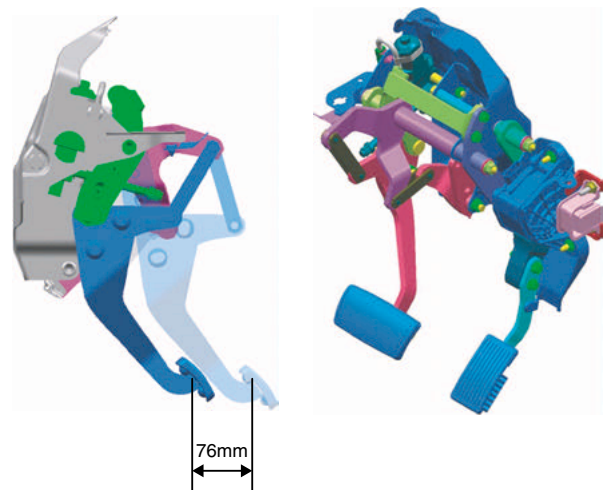


Fig. 20 Adjustable pedal system

こない、フラットタイヤ時でもスベアタイヤの装着なしで 50mph, 125mile の走行が可能となっている。

3.6. 車体性能

3.6.1 衝突安全性能

“Safety for Everyone”に基づき、コンパティビリティ対応ボデー(Advanced Compatibility Engineering: ACE)⁽²⁾のミニバン領域への適用と、新法規 FMVSS208, FMVSS301 と新評価基準 IIHS SICE の高い課題に取り組んだ。

正面衝突においては、キャビン面積拡大のため衝突ストローク効率アップの観点で、フロントバルクヘッド断面をクローズ化し盤面を形成する ACE 骨格(Fig. 23)を採用し、入力荷重をフレーム、ピラーに分散することにより高い衝突安全性能を達成している。さらに車体重量が重いミニバンでは Car to Car 衝突でスモール Car に相対的にダメージを与えやすいが、ACE 骨格は衝突エネルギー分散吸収をおこない、攻撃性低減にも寄与している。側面衝突に対しては、センターピラー部を分割構造とした軽量で高剛性なピラーを採用した。さらに、乗員保護性能としては室内のピラーやルーフサイドに頭部保護インテリアと新たにロールオーバーセンサ付きサイドカーテンエアバックを全グレードに採用した。また、ボデー前部に歩行者保護対応として頭部傷害軽減衝撃吸収構造を採用している。

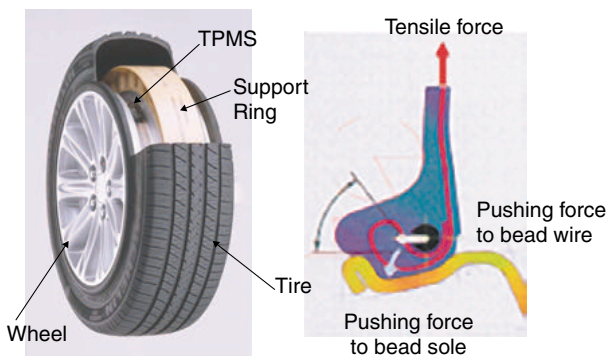


Fig. 21 Run flat tire system (Pax Tire system)

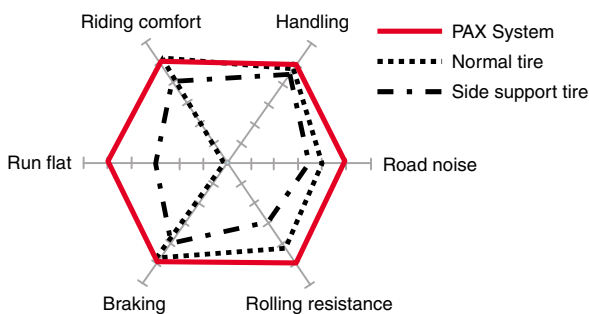


Fig. 22 Comparison of tire system performance

3.6.2. ボデー剛性

ボデーの設計では、計算シミュレーションを活用し、ボデー全長は同じだがキャビン長さ+50 mm, 全幅+25 mmと大型キャビン大開口を持つ骨格に対して部材の最適化を図りセダン並みのボデー剛性を達成できている。基本骨組としエンジンルームには前述した北米初の ACE 骨格に対して、フロントダンパベース廻りへのメンバー、ダッシュアップ下にクロスメンバを採用し、操安性に対する剛性を確保し、リア廻りではフロアフレーム間を結ぶクロスメンバの結合効率を高めた構造とした(Fig. 24)。また、燃費向上を配慮した軽量化技術として、鋼板重量比45.3%に440/590 級高張力鋼板を採用し、前モデル同等のホワイトボデー重量で大型キャビンながら車体ねじり剛性として20%の向上を達成している。

3.7. 振動騒音

乗員に対して全席で快適な静粛性の高い空間を提供するために NV 商品性の性能向上にも配慮すると同時に、高出力化した3.5L エンジンに採用した気筒休止に対応して切り換えを感じさせない NV 商品性を目指した。

3.7.1. アクティブ騒音制御技術^{(3), (4)}

採用したエンジンでは、気筒休止時のトルク変動の増大によるNV商品性低下が懸念された。そこで、既にINSPIRE,

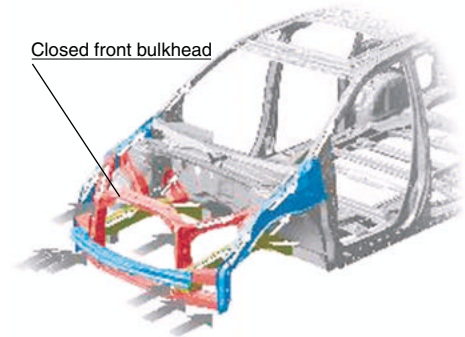


Fig. 23 Advanced compatibility engineering construction

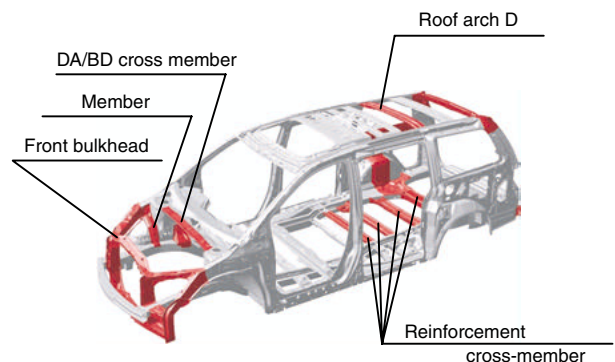


Fig. 24 Configuration of whole body construction

Table 2 Technologies for noise and vibration control

	Boom	Vibration	Shock
Active control engine mount	○	○	
Active noise control system	○		
Electric throttle control			○
Lock up control Lock up long torsion spring		○	○

ELYSIONに採用しているアクティブコントロールエンジンマウントとアクティブノイズコントロールの技術を、新型Odysseyに適用したセッティングを施し採用した。さらにエレクトロニクスロットルコントロールとロックアップコントロールとの協調制御をおこなう事で切換ショックを低減させた(Table 2)。

その結果、こもり音や振動、ショックを低減し、気筒休止の切換を感じさせない高い NV 性能を達成できている。

3.7.2. エンジン騒音低減

新型 Odyssey に搭載した 3.5L V6 エンジンには、軽量化と静粛性を両立させた薄肉軽量インテークマニホールドを採用した。

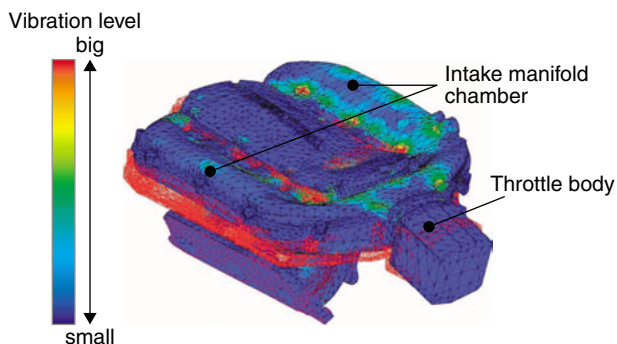


Fig. 25 Radiation noise from inlet manifold

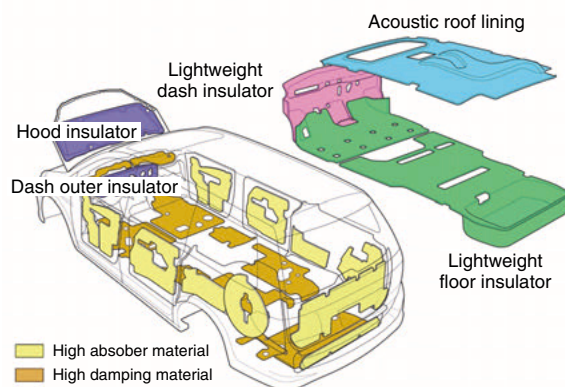


Fig. 26 Lightweight soundproofing materials

特に放射寄与の高いインテークマニホールドチャンバ部をはじめ、各部の剛性チューニングを効率良くおこない、軽量化による騒音悪化を抑えた(Fig. 25)。その結果、ミニバンクラストップレベルの低騒音(エンジン静粛性)を維持しつつ、大幅な軽量化が達成できた。

3.7.3. 軽量防音パッケージ

室内騒音低減は、従来、遮音性能の向上を主体に防音材の適用がおこなわれてきたが、新型 Odyssey では、フロア面からの放射音低減を目的とした制振材の適用と軽量の吸音型防音システムを採用した(Fig. 26)。吸音材適用部品として、ダッシュボードインシュレータ、フロアマット、ルーフライニングなどに採用を拡大することによって、吸音面積を広げ高周波領域の騒音を大幅に低減しミニバンクラストップの静粛性能を確保している。

その結果、室内での静粛性を向上しながら従来に比べ -15kg もの大幅な軽量化を達成できた。

4. まとめ

2005 年モデル US Odyssey は、旧モデルの高い評価を受け継ぎ、新たな新価値創造を期待され、その開発がスタートした。

次世代のミニバンベンチマークとしての地位を確保するべく、高い安全・環境性能の実現を目標とした技術に加えて、卓越したスタイリングとパフォーマンス、ユーティリティの良さを高次元で具現化することを目標に取り組んだ。その目標達成と、お客様に対し喜びを提供すること、およびクラストップの商品性を目指して開発を進めた。

その中で、エクステリアを含めたインテリアデザイン、パワートレイン、ボディ、シャーシなどの性能向上および安全装備を含めた快適装備の充実を図った。その結果、高級セダンに負けない走りや質感を備えた“King of Minivan”として、新型の US Odyssey を開発できた。

開発担当者は、常に自分達がお客様の立場に立って、新商品開発のために粘り強く創意工夫し、夢の具現化に邁進することで、魅力満載のミニバンを造り上げることが出来たと確信している。

本開発は、社内外からの多くの方々から多大な御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

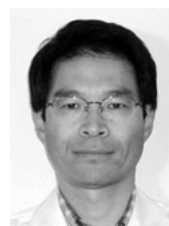
- (1) 安木茂宏ほか：『ニューインテリジェントツアラー』新型インスパイアの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16 No.1, p.1-10(2004)
- (2) 吉本毅, 田口義徳:コンパチビリティ対応ボディ, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.45-04, p.11-14(2004)

- (3) 松岡英樹ほか：アクティブエンジンマウントの開発,
Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.209-214
(2003)
- (4) 井上敏郎ほか：エンジンこもり音低減のためのアク
ティブ制御システムの開発, Honda R&D Technical
Review, Vol.15, No.2, p.201-208(2003)

■著 者■



相楽 敏



福田 誠



神田 稔也



高比良嘉一



谷岡 正敏



塚田 祐一

ACCORD Hybrid システムの開発

Development of 2005 Model Year ACCORD Hybrid System

貝 塚 正 明*
Masaaki KAIZUKA
仁 木 学*
Manabu NIKI

今 井 利 隆*
Toshitaka IMAI
安 達 浩 光*
Hiromitsu ADACHI

石 川 享*
Susumu ISHIKAWA

要 旨

V6上級セダンとして走行性能の向上と4気筒コンパクト CIVIC セダン同等の燃費性能を目標に設定して ACCORD Hybrid を開発した。エンジンは V6 3.0 Litter をベースに回生エネルギーの向上のため可変シリンダ機構を採用し、モータアシストにより3気筒運転領域を拡大することで燃費向上を図った。IMAシステムはインバータチップの微細化など高圧電装部品の新技術採用と DC ブラシレスモータロータ部の Interior Permanent Magnet (IPM) 方式の採用により最大出力で 20%、最大トルクで 26%の向上を図った。更に、アイドリング停止時の商品性向上のため高電圧駆動によるハイブリッドコンプレッサを採用し、IMA システム分の重量増加に対応するためバンパビームなどのアルミ化により軽量化を図った。これら燃費向上技術の採用により、4気筒コンパクトクラスである CIVIC セダン同等の燃費 US City 29 mpg, US Highway 37 mpg を達成した。

ABSTRACT

The 2005 model year ACCORD Hybrid was developed to enhance the driving performance of a V6 luxury sedan while retaining the fuel economy of a compact class, four-cylinder CIVIC sedan. The base 3.0L V6 engine has been equipped with Variable Cylinder Management (VCM) to decrease parasitic pumping losses in the engine, while motor assist has been employed to extend the operating range of the three-cylinder operation mode. Both these factors have contributed to improved fuel economy. The Integrated Motor Assist (IMA) system applies new technologies to the high-voltage electrical equipment, including fine patterning of the inverter chips, as well as the use of an Interior Permanent Magnet (IPM) rotor. The result has been a 20% increase in maximum power and a 26% increase in maximum torque.

A hybrid compressor fitted with a high-voltage drive has been employed to increase the commercial appeal of idle stop. In order to offset the increase in weight from the IMA system, aluminum has been employed in the bumper beams and certain other parts to reduce weight. All of these fuel saving technologies have resulted in a level of fuel economy, equal to that of the compact class, four-cylinder CIVIC sedan, achieving 29 mpg in US City mode and 37 mpg in US Highway mode.

1. まえがき

地球環境の改善や化石燃料節約の観点より、自動車の低燃費化および低エミッション化の要求の高まりから、ハイブリッドシステムを搭載した低燃費車への注目は、更に強くなってきている。Honda ではこれらの要求に応えるべく 1999 年に超低燃費車 Insight^{(1)・(2)}を発売し、更に 2001 年には小型乗用車ハイブリッド自動車 CIVIC Hybrid⁽³⁾を販売した。今回、V6 3.0 Litter エンジンベースとして気筒休止機構である Variable Cylinder Management (VCM)⁽⁴⁾を採用

*栃木研究所

するとともに、北米での使い勝手を考慮し、クルーズ走行時の効率が良い 5 速オートマチックトランスミッションを組み合わせた。IMA システムは CIVIC Hybrid に搭載したシステムをベースに更に性能を向上させた新 IMA システムを開発した。

2. 低燃費化の課題と開発の狙い

CIVIC Hybrid では低燃費化のために主動力源であるエンジンの排気量をベース車の 1.5 Litter から 1.3 Litter へ低減

し、モータアシストによる出力向上は動力性能向上への寄与ということではなく、低排気量化による出力低減分を補うという考え方でモータアシスト活用されていた。ACCORD Hybrid では V6 3.0 Litter エンジンに VCM を採用しているため、片側気筒が休止状態では 1.5 Litter 相当のエンジン排気量での運転が可能であり、CIVIC Hybrid でおこなった燃費向上のための低排気量化と同様の効果が VCM により得られるため、モータアシスト分を動力性能向上に活用することが可能となった。

この考え方に基づいて低排気量化を VCM にて実現させることで現行 V6 3.0 Litter モデルをしのぐ動力性能とコンパクトカテゴリである 4 気筒コンパクト CIVIC セダン同等の燃費性能の両立を実現するミッドサイズハイブリッド車を開発の狙いとした (Fig. 1)。本稿では開発目標である燃費と走りの両立を実現させるための柱となる低燃費化技術と IMA システムそして車両技術について紹介する。

3. ハイブリッドシステムと低燃費化技術

ハイブリッドシステムは Fig. 2 に示す通り、CIVIC Hybrid の IMA システムと同様にエンジンとトランスミッションの間にモータを挟み込んだパワートレインを車両前部に、高電圧 144 Volt バッテリと Power Control Unit (PCU) を高圧ワンパッケージとした Intelligent Power Unit (IPU) を車両後部に搭載し、車両前後を 3 相の高圧線にて電氣的に接続する構成とした。Fig. 3 にパワープラントの外観を示す。

従来のアイドルストップ・アシスト・回生に加え、Drive By Wire (DBW) 及び気筒休止と協調したトルクマネージメント型制御を導入し燃費向上を図った。また、動力性能をベース車以上とするために、モータと高圧電装部品の出力向上を図っている。ベース車に対する各システムの燃費向上への寄与度を Fig. 4 に示す。今回、VCM の採用により、従来のエンジントルクをアシストするという考え方に加え、気筒休止領域を拡大するためにアシストをおこない、燃料消費量を低減する事を考えた。

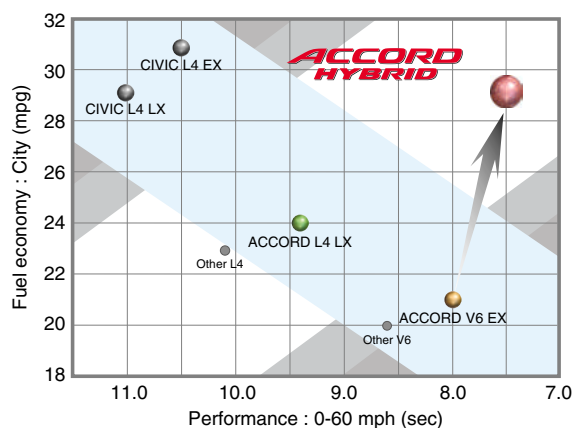


Fig. 1 Fuel economy vs. performance

電力の有効活用という観点から Fig. 5 に示す最も燃料消費量が低くなる車両運転パターンを基本制御パターンとして採用した。気筒休止作動頻度を拡大するために電力を使い、従来の気筒休止パターンでは 3 気筒から 6 気筒へと復帰してしまう緩加速時もモータでアシストすることにより 3 気筒休止状態を維持することが出来るように制御をおこなっている。また、減速時はブレーキ圧力を監視しモータ回生力を増大させ、かつ気筒休止をおこない、回生エネルギーを増加させている。

Fig. 6 に加速時のパワープラント配分トルクに対するエンジントルクとモータトルクの持ちわけ概念図を示す。エ

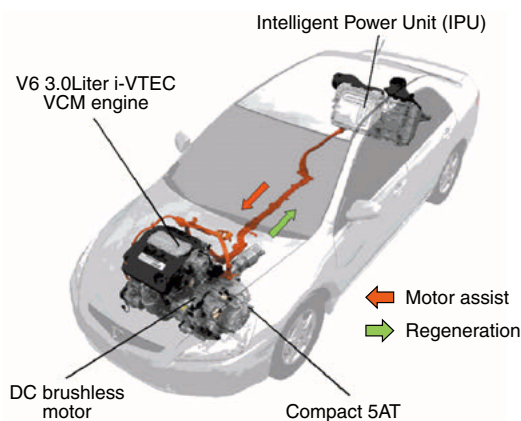


Fig. 2 IMA system configuration

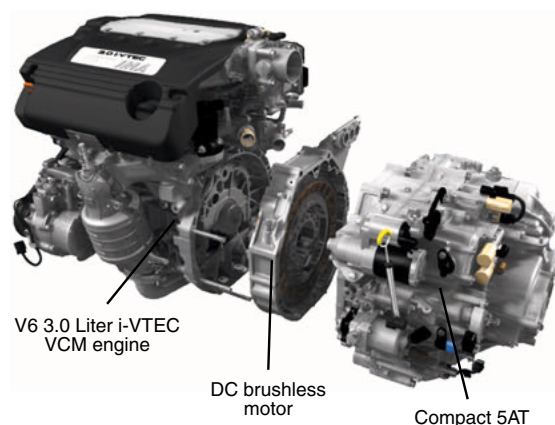


Fig. 3 Layout of IMA power plant

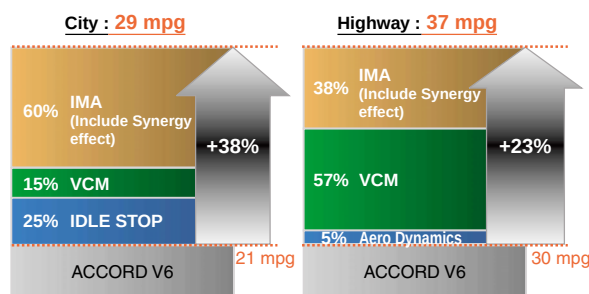


Fig. 4 Ratio of contribution of various systems of US LA4 mode fuel economy

エンジンとモータのトルク配分はクランク軸の目標トルクからエネルギーマネジメントに応じて決定される。前述の気筒休止領域の拡大に加え、アクセルペダル低開度時には燃料をカットしモータトルクにて走行することで消費燃料削減を図っている。本システムでの3気筒、6気筒運転の領域をFig. 7に示す。モータアシストによって従来は6気筒で走行する領域についても3気筒での運転が可能になっている。

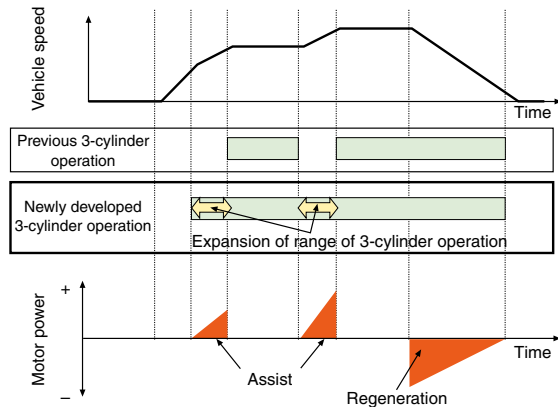


Fig. 5 Characteristics of 3-cylinder operation

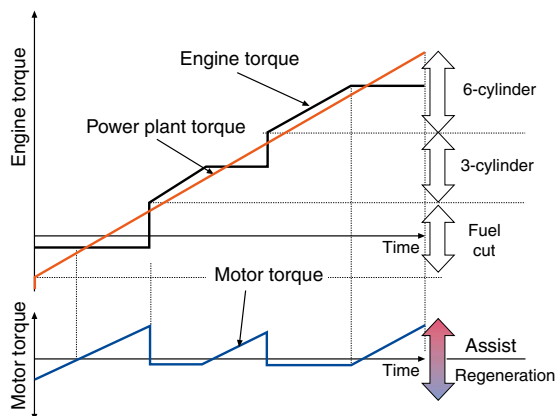


Fig. 6 Characteristics of torque output

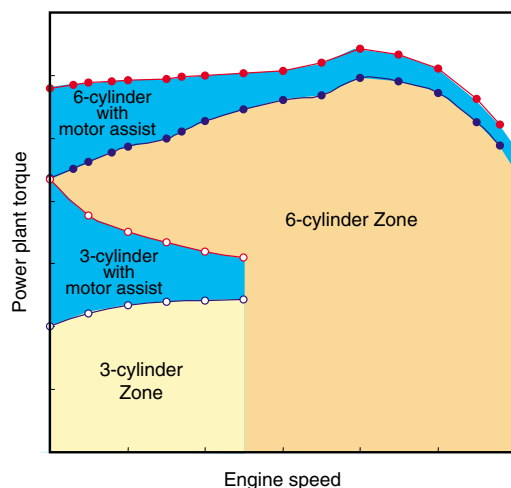


Fig. 7 Ranges of 3- and 6-cylinder operation

4. パワープラント構成と IMA システム

4.1. エンジン、トランスミッション

主動力源のエンジンは V6 3.0 Litter をベースに国内インスパイア及び北米オデッセイにて採用した VCM 機構を搭載し、片側バンクのバルブ駆動を瞬時に停止することでポンピングロス低減と負荷領域変更により3気筒運転を実現している。

トランスミッションは北米での使い勝手を考慮し、クルーズ時の効率が良い5速オートマチックトランスミッションを採用し、アイドル停止に対応するべく Fig. 8 に示すトロコイド式の電動オイルポンプを新たに開発した。電動オイルポンプはアイドルストップ中に停止している油圧回路内部に油圧を供給し、発進ギア用のクラッチを確実に締結することでスムーズな発進性能を確保している (Fig. 9)。

燃費向上の対応としては Fig. 10 に示す高応答のロックアップクラッチを採用し、クラッチの応答時間を約1/3とし、従来型に比べ約 1.9% の燃費向上を達成している (Fig. 11)。

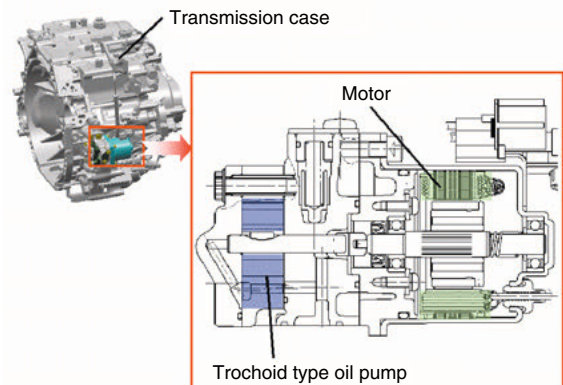


Fig. 8 Electric oil pump

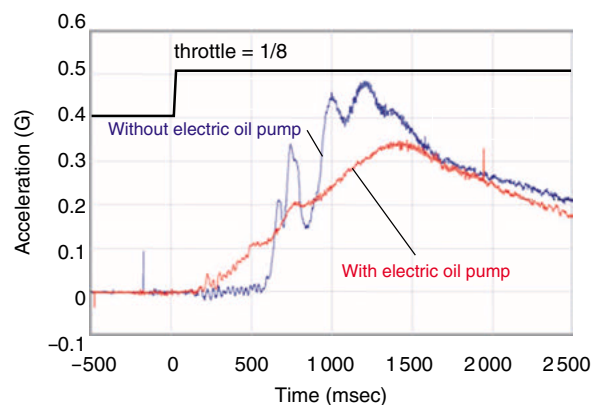


Fig. 9 Difference in acceleration with and without electric oil pump

4.2. IMAシステム

IMA システムは CIVIC Hybrid に搭載したシステムを更に進化させると同時に V6 エンジン及び ACCORD ボディに対応するべくモータと高圧電装部品、更にバッテリーにて高出力化と小型化を図っている。

4.2.1. モータ

モータはリラクタンストルクを有効に活用するため、従来の Surface Permanent Magnet (SPM) ロータ形式から Interior Permanent Magnet (IPM) 方式を採用した (Fig. 12)。また、ロータに内蔵している希土類マグネットは耐熱性を

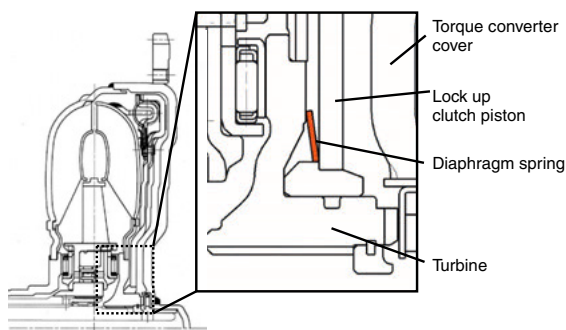


Fig. 10 High-speed lock-up clutch

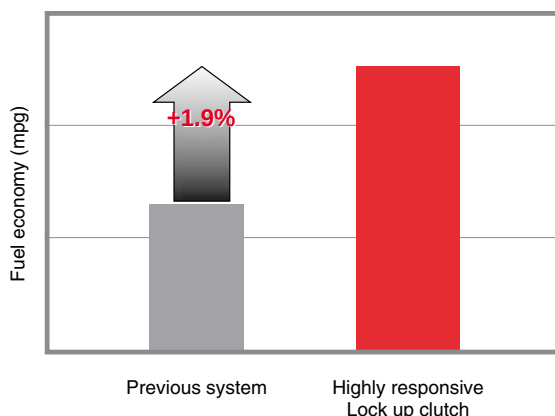


Fig. 11 Optimization of torsion damper for lock-up clutch

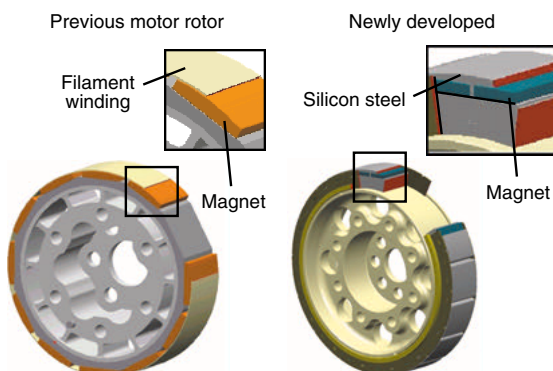


Fig. 12 Electric motor rotor

向上させるとともに最大エネルギー積を約 15%向上させた。

回転センサ方式は磁気ピックアップ方式からレゾルバ方式センサに変更し、回転位置検出精度の向上とベクトル制御の採用により高効率化を実現している。これらの改良によって CIVIC Hybrid に搭載しているモータに対して最大トルクで 26%、最大駆動出力で 20%、駆動効率では全域 1% - 3% の向上が図れた (Fig. 13)。

4.2.2. 高電圧ユニット

高出力化対応と後述するハイブリッドコンプレッサ用インバータを高圧ワンパッケージ化するために IPU の小型化を図った。IPU の構造を Fig. 14 に示す。

IPU 内に搭載しているインバータは Insulated Gate Bipolar Transistor (IGBT) チップの微細化による損失低減とフィルムコンデンサを内蔵化するとともに部品点数削減により 50% の小型化を達成した (Fig. 15)。

DC-DC コンバータは Digital Signal Processor (DSP) を採用し、制御方式をアナログ制御方式からデジタル制御方式に変更し、出力電流の 60% 向上を図りつつ 17% の小型化を達成している (Fig. 16)。

以上の技術開発の結果、IMA システムとして出力を向上させつつハイブリッドコンプレッサ用インバータを搭載した上で IPU ユニット全体で 5% の小型化を達成した。

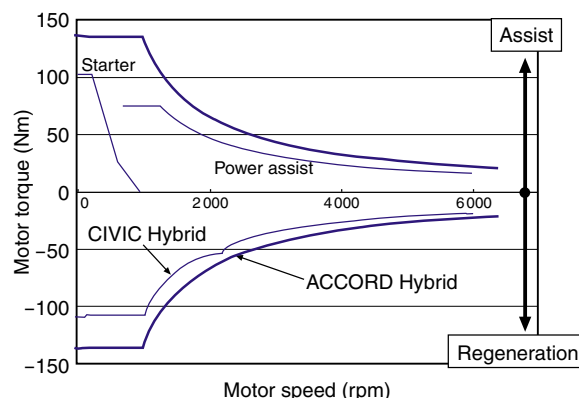


Fig. 13 Electric motor performance curve

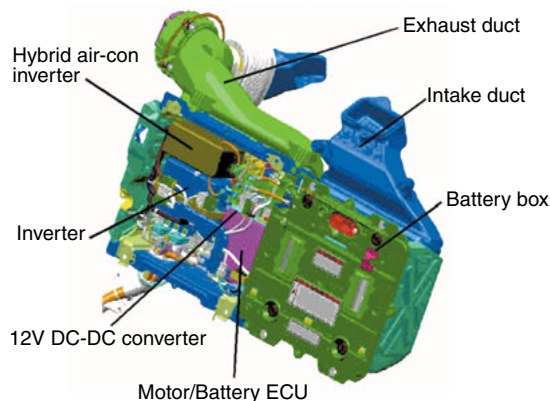


Fig. 14 IPU system

4.2.3. 高圧バッテリーとバッテリーボックス

バッテリーモジュールは CIVIC Hybrid と同様ニッケル水素(以下 NiMH)電池を採用した。Ni-MH 電池は鉛蓄電池に比べ単位重量あたりの出力密度が高く、エネルギー密度が高いことや長寿命であるという特徴がある⁽⁵⁾。今回、ACCORD Hybrid として必要な回生出力とアシスト出力向上のための改良をおこなった。高出力化のために、集電板の形状を変更することで内部抵抗を低減した。Fig. 17 に集電板の形状比較を示す。集電板の形状を変更することにより、溶接点数を増加し集電板電流密度の平準化を図り内部抵抗は 39%の低減が図れた。

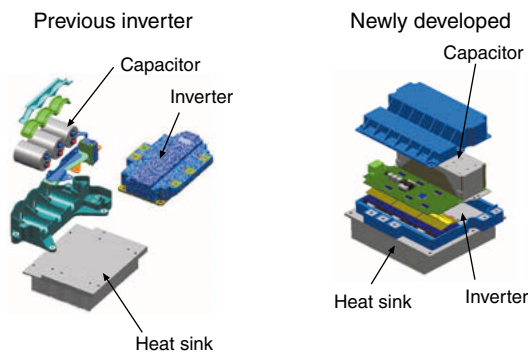


Fig. 15 View of inverter system

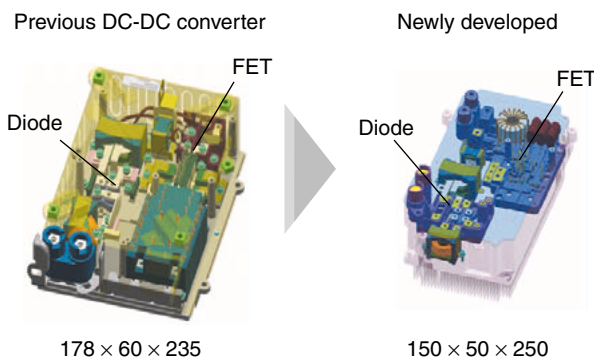


Fig. 16 Reduction in size of DC-DC Converter

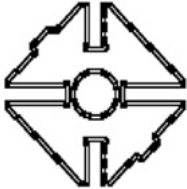
	Previous battery	Newly developed
Current collector		
Number of welding points	56	104
Internal resistance	19.6 mΩ	12 mΩ

Fig. 17 Current collecting plate

バッテリーボックスは小型化に寄与するために、従来、大型一体成形樹脂にて構成されていたボックス構造⁽⁶⁾を組立て方式とし構成部品全体の小型化と統合化をおこない組立て性を向上させるとともに10%の小型化を実現している (Fig. 18)。

4.2.4. IPU 冷却システム

冷却システムは CIVIC Hybrid 同様にトランク内に配置し、車室内のリヤトレイに設けた吸気口より冷却風を取り込み、IPU 内の高圧バッテリーと高圧デバイスの冷却をおこなう。冷却経路として Fig. 19 に示す通り、排気の一部をリヤアウトレットから車外へ排出する方式とした。これにより Fig. 20 に示す通り、高温下放置後から走行した際の冷却風

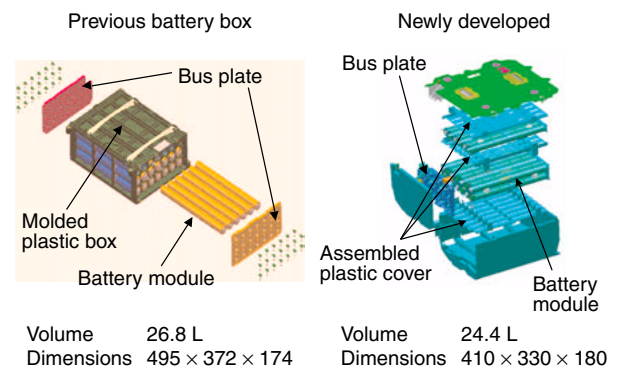


Fig. 18 Comparison of battery boxes

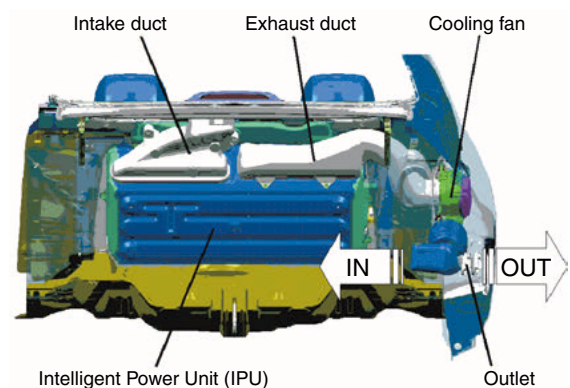


Fig. 19 Cooling system for IPU

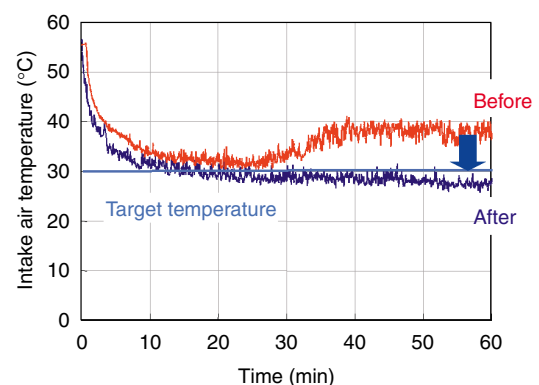


Fig. 20 Intake temperature

温度として約 10℃の低減を達成した。この結果、高圧系の温度上昇による IMA システム出力制限の抑制が図れた。

以上、モータと高圧デバイスの出力向上によりモータとエンジンを組み合わせたパワープラントとしての最大出力は190 kW(255 hp)の出力を発生する。トルク特性は低速度域で発生するモータの高トルクが顕著でありベースアコードに対して低回転から高いトルク特性を得ることが出来た (Fig. 21)。

5. 車体技術

5.1. ハイブリッドコンプレッサ

商品性向上のためにアイドリング停止時(エンジン停止時)でもエアコンディショナが稼働できる、すなわち、コンプレッサが駆動できるハイブリッドコンプレッサを開発した。その構造は、従来のスクロール型ベルト駆動コンプレッサ

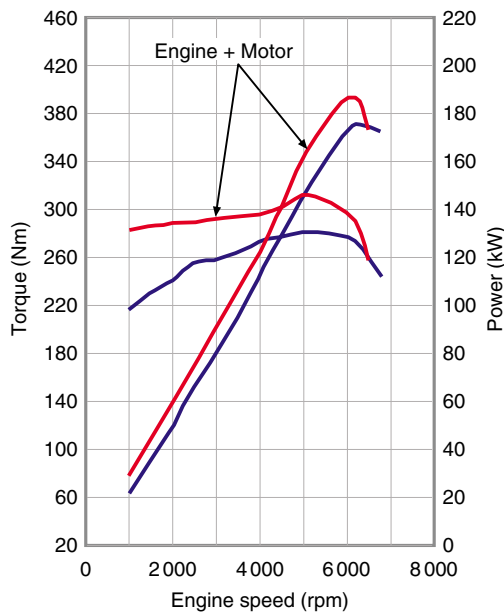


Fig. 21 Output performance of ACCORD Hybrid power plant

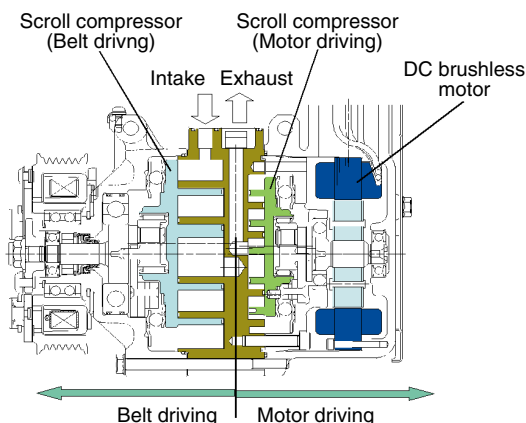


Fig. 22 Structure of hybrid compressor

サのエンド部に別軸のスクロール型モータ駆動コンプレッサを追加し一体化したものである (Fig. 22)。

モータ側スクロールコンプレッサはアイドル停止時にベルト側コンプレッサが作動出来ない状況で作動し、冷房性能を確保する (Fig. 23)。

また、エンジン駆動時はベルト側とモータ側のコンプレッサの消費動力を推定比較し、省動力となる方の駆動モードを選択する事により実用燃費向上にも貢献している。

5.2. ACM

気筒休止時に増大するエンジン振動に対応するため、Active Contorl engine Mount (ACM)を採用した (Fig. 24)。

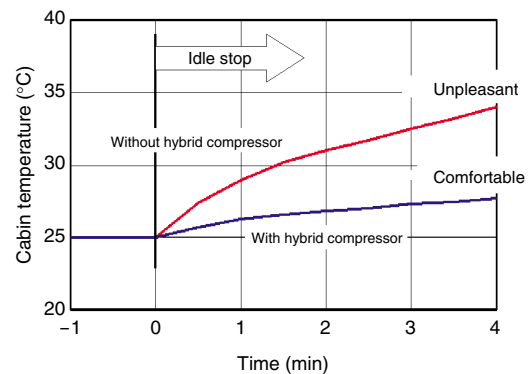


Fig. 23 Effect of hybrid compressor

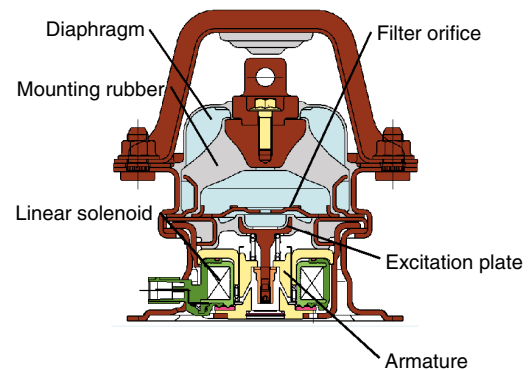


Fig. 24 Structure of ACM

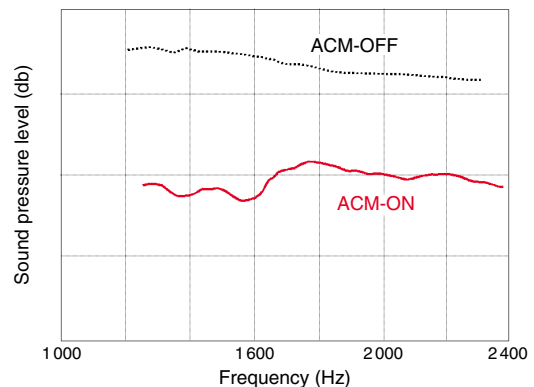


Fig. 25 Comparison of vibration level with ACM operation

ACCORD Hybridでは気筒休止領域を拡大し燃費に寄与するため従来のACMに対して電磁部磁気回路の大型化により高出力化を図り、振動低減レベルを約 10 dB 向上させ、気筒休止時のこもり音や車体振動低減に寄与している (Fig. 25)。

6. 軽量化

IMAシステムを搭載しつつ走行性能を向上するためにエンジンと車体各部に約 80 kg の軽量化対策をおこなった。

車体としてリヤナックル、ボンネットフード、フロントバンパビーム、リヤバンパビームのアルミニウム化を図り約 40 kg の軽量化を達成した。エンジンはインテークマニホールドとヘッドカバーのマグネシウム化によって約20 kg の軽量化をおこなっている。

更にテンパタイヤに変えリペアキット Instant Mobility System (IMS) の採用により軽量化を図っている (Fig. 26)。

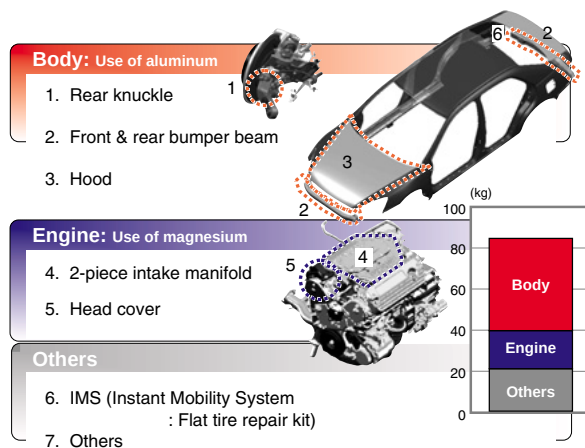


Fig. 26 Weight reduction

7. まとめ

モータアシストによる気筒休止領域の拡大という燃費向上の柱とIMAシステムの出力性能向上、車体軽量化により現行モデルをしのぐ動力性能と4気筒コンパクト CIVIC セダン同等の燃費性能である US City 29 mpg, US HWY 37 mpg を ACCORD Hybrid システムとして達成することが出来た。

参考文献

- (1) 青木ほか：モータ式ハイブリッドパワートレインの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.98-99(1999)
- (2) 落合志信，内堀憲治，原一広，鶴見隆史，鈴木実：ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.7-14

- (3) 松木正人，若城輝男，神山敏広，佐藤利行，賀来嘉昭，神田正浩：ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.39-48
- (4) 野口勝三，藤原幹夫，瀬川誠，澤村和同，鈴木茂：V6 i-VTEC 可変シリンダーシステムエンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.85-92
- (5) 電池応用製品開発動向，電池と構成材料の市場 1999，～一次電池，二次電池，燃料電池，太陽電池，キャパシタおよび電池構成材料の市場動向～，東京，株式会社シーエムシー，1999, P.180
- (6) 相高和彦，細田正晴，野村拓哉：Civic Hybrid 用小型インテリジェントパワーユニットの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.83-90

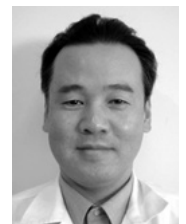
■ 著 者 ■



貝塚 正明



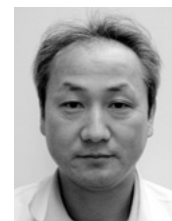
今井 利隆



石川 享



仁木 学



安達 浩光

IMA用小型高出力DC-DCコンバータの開発

Development of High Power Density DC-DC Converter for IMA

嶋根 岩 夫*
Iwao SHIMANE

小栗 浩 輔*
Kosuke OGURI

要 旨

小型・高出力化を目標にIntegrated Motor Assist(IMA)システム用 12V DC-DC コンバータを開発した。エネルギー損失を低減するために、高効率なソフトスイッチング回路に加え、低耐圧 FET およびビームリード実装構造のダイオードモジュールにより、コンバータ効率を高めた。また、放熱シミュレーションをおこない効率的に冷却できる部品配置とした。制御部ではデジタルシグナルプロセッサを使ったデジタル制御化により部品を削減し制御部基板を40%小型化した。これらの技術により、従来の DC-DC コンバータに対し出力電流の 60%増加と容積の 17%削減を同時に実現した。

ABSTRACT

A smaller and more powerful 12V DC-DC converter has been developed for Honda's Integrated Motor Assist (IMA) system. Low breakdown voltage FETs and a beam lead diode module in combination with high-efficiency soft switching circuits have reduced energy loss to increase the efficiency of the unit. Heat dissipation simulations were employed to optimize the component layout for efficient cooling. The new unit employs a digital signal processor, and the reduction in component numbers enabled by digital control has resulted in a 40% reduction in the size of the circuit board of the control section. The application of these technologies has enabled the unit volume to be decreased by 17% while output current has been increased by 60% against the former model.

1. まえがき

地球環境の改善や化石燃料節約の観点から自動車に対する低燃費化および低エミッション化の要求がますます強まってきており、これらの要求に応えるために、軽量、コンパクトなIntegrated Motor Assist(IMA)システムを搭載したクリーンで低燃費なハイブリッドカーを世に送り出してきた。1999 年の Insight⁽¹⁾、2001 年の CIVIC Hybrid⁽²⁾に続き、更に性能を向上させた IMA システムを ACCORD に搭載して2004年12月北米で発売した。本稿では、ACCORD Hybrid に搭載した IMA システム用 DC-DC コンバータの小型・高出力化技術について紹介する。

DC-DC コンバータは Power Control Unit(PCU)の一部として高電圧の電力を 12V に変換する役割を担っており、

Fig. 1 のように、高電圧バッテリーと共に車両後部の Integrated Power Unit(IPU)内に配置されている。

通常のガソリン車では、エンジンで駆動されるオルタネータによって発電した電力を、灯火類、オーディオ、ECU などの 12V 電装負荷に供給する。これに対し IMA システムでは、Fig. 2 に示すように DC-DC コンバータを用いて高電

圧の電力を 12V に変換して供給している。車両の減速時には、IMA モータによる回生電力を Power Drive Unit(PDU)で直流にし、DC-DC コンバータで電圧変換して電装負荷に供給する。また、アイドルストップでエンジンが停止した場合でも、高電圧バッテリーからの電力供給が可能である。

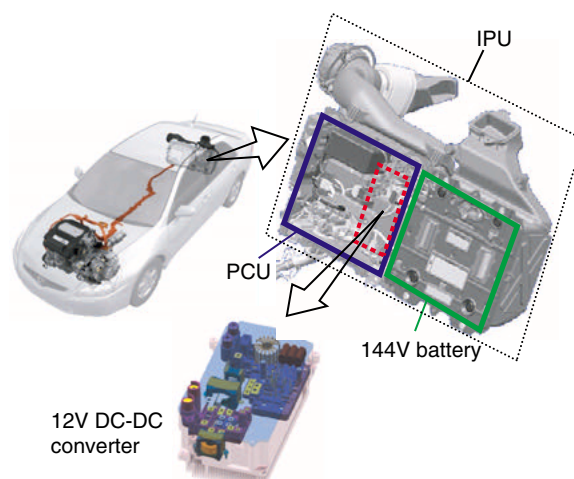


Fig. 1 Layout of DC-DC converter

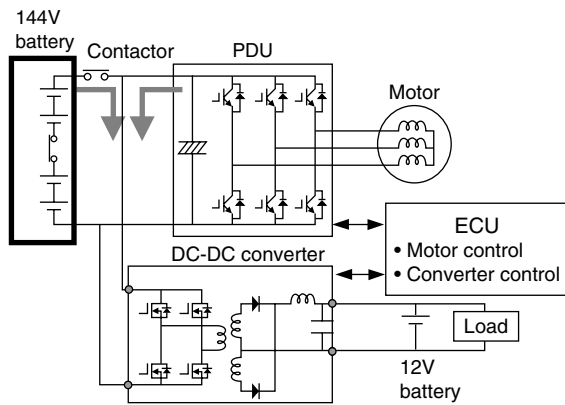


Fig. 2 IMA system

2. 開発目標と達成手法

2.1. 開発目標

ACCORD Hybrid 用 IMA システムの DC-DC コンバータは、低燃費に貢献する電子デバイスや車格にふさわしい快適装備を充実させるために、より大きな出力を求められる。また、ガソリン車と同じボデーに搭載するためコンパクトであることも要求される。そこで、従来の CIVIC Hybrid 用 DC-DC コンバータをベースに、開発目標を下記のように定めた。

- (1) 出力電流 + 60%
- (2) 容積 - 15%

2.2. 達成手法

DC-DCコンバータの小型高出力化を達成するために、以下の手法を検討した。

- (1) 素子の損失低減による高出力化
素子の損失を低減することにより同一電流に対するジャンクション温度が低下するため、許容電流を増すことができ高出力化できる。
- (2) 冷却性能向上による小型化
素子からの熱を放散するヒートシンクの冷却性能を向上させることにより、発熱部品の集中配置を可能にして小型化を図る。
- (3) 部品削減と高密度パッケージによる小型化
制御回路方式やラジオノイズ抑制方法を変更することにより、部品数を削減するとともに素子の実装密度を上げて小型化を図る。

3. 小型高出力化技術

3.1. 素子の損失低減による高出力化

3.1.1. スイッチング用 FET

高圧バッテリーと PDU に並列に接続されている Hブリッ

ジ構成のスイッチング回路には Field Effect Transistor (FET)を採用している。この FET は耐圧が低いほどオン抵抗が小さく、損失を小さくできる。しかし、FET の耐圧を下げると、モータで発生する誘起電圧が上昇した場合に FET に印加される電圧が素子耐圧を超えてしまう恐れがある。これを解決するために過電圧保護回路の高速化を図った。

Fig. 3 に DC-DC コンバータへ入力される電圧波形と FET のスイッチング波形を示す。入力電圧が過電圧保護回路の作動電圧まで上昇すると、回路の応答時間を経て FET のスイッチングが停止する。

過電圧保護回路において、スイッチングノイズに対するタフネスを向上した基板設計とフィルタ定数の見直しをおこない応答時間の短縮を図った。その結果、スイッチング電圧の上昇を抑えることができ、低損失な特徴を持つ低耐圧素子を使用することが可能となった。FET のオン抵抗を Fig. 4 に示すように、従来に対し 47%低減し、これに比例する損失を下げることができた。

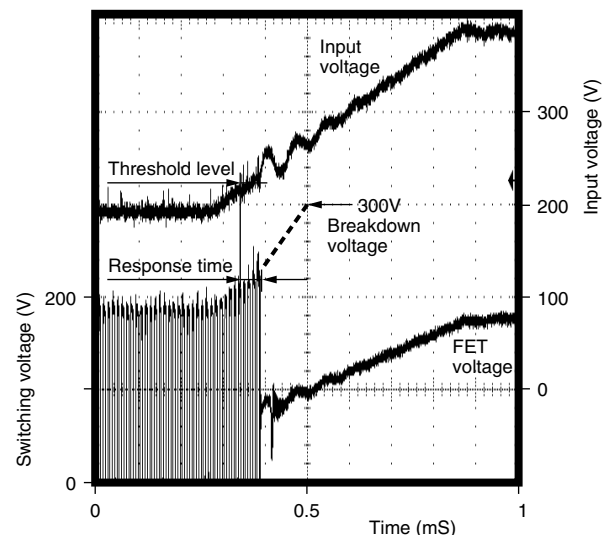


Fig. 3 Waveform of FET showing operation of voltage protection

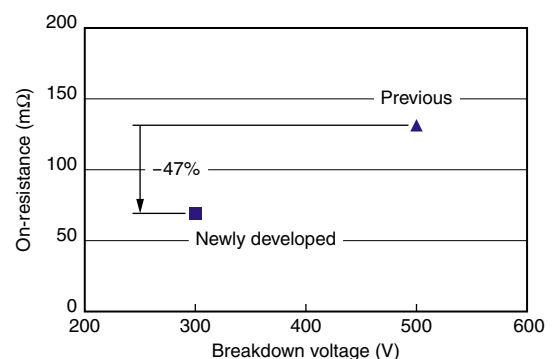


Fig. 4 Reduction of on-resistance

3.1.2. 出力整流ダイオード

出力ダイオードはチップサイズをモジュールに搭載できる限界まで拡大することで電流密度を下げるができる。この技術により順方向電圧は同一電流において従来品の0.95 V から 0.85 V まで小さくすることができ、Fig. 5 に示すようにダイオードモジュールの損失は 11%低減した。ダイオードの損失は順方向電圧と出力電流の積で表せることから、順方向電圧の低減は素子の発熱を少なくできモジュールを小型化することができる。

更にダイオードモジュールは、Fig. 6 に示すビームリード構造による実装をおこなった。ダイオードチップのアノードとアノード端子との接続をワイヤーボンディングからビームリード方式にすることで薄い銅板で大電流を均一に流し、ワイヤの場合に比べてチップの鉛直方向の高さを抑えることができた。

以上のように低耐圧のFETの採用とダイオードのチップサイズ拡大で損失を低減することにより発熱を抑え出力電流を増すことができた。ビームリード構造の効果も合わせて、従来と同一のモジュールサイズで出力電流を 75A から 120 A へ向上することができた。

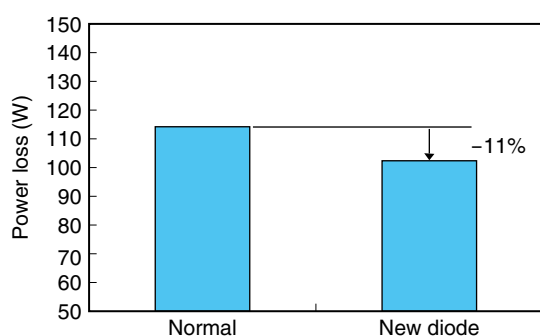


Fig. 5 Power loss characteristics of diode

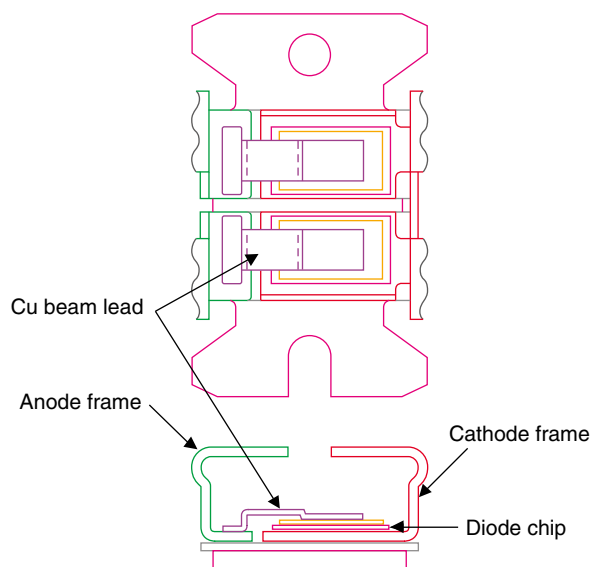


Fig. 6 Structure of diode module

3.2. 冷却性能の向上

冷却性能の向上を目的として発熱体の配置およびヒートシンクの形状を検討した。

3.2.1. 発熱体の配置

冷却を要するデバイスは、スイッチング素子であるFET、部分共振制御に必要な共振チョーク、電流経路となるメイントランス、出力ダイオード、出力チョークである。これらの部品のヒートシンクへのレイアウト、ヒートシンクベースの厚さ、フィン長さ、およびフィンピッチが放熱性に与える影響についてシミュレーションをおこない、熱抵抗の低減を検討した。

Fig. 7 に DC-DC コンバータを上面から見た熱分布を示す。FET は4つの素子の間隔を互いの熱が干渉しないように配置し、温度上昇を抑えた。また、出力ダイオードは、フィンを有効に活用するため、風上側へ配置した。なお、出力ダイオードについては熱を分散させるために、ヒートスプレッタをモジュール下面に配し、放熱能力を向上させた。

3.2.2. ヒートシンクの形状

ダイカストにより成型されるヒートシンクは、放熱性能を高めるために、放熱フィンの表面積を従来に対し 30%拡大した。また、ラジオノイズ対策と組立工数削減を目的として、ケースとフィンの一体化を図った。この結果、Fig. 8 のようにヒートシンク金型深さが 2 倍以上となり、成型時に気泡の発生が予測された。

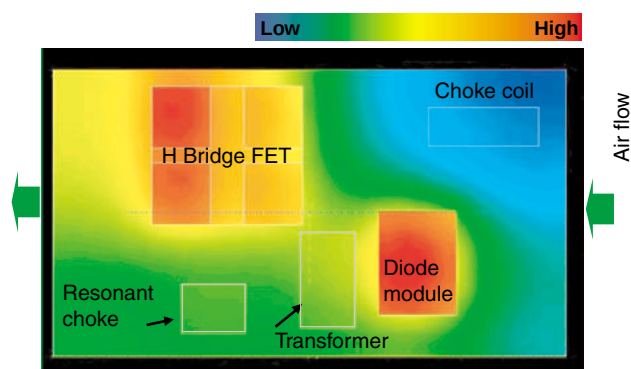


Fig. 7 Simulation of temperature distribution

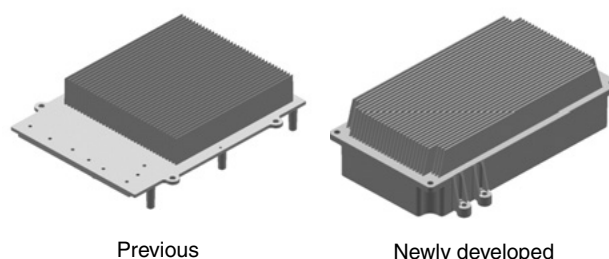


Fig. 8 Case design

Fig. 9 に湯流れのシミュレーション結果を示す。対策前では、湯が壁に集中して流れることから湯路が長くなり、フィンの一部へ湯が回らず空気層が発生することが確認できる。これに対し、ゲート形状の変更と、フィンの両端にスロープを設けることにより、湯流れが改善されている。

3.3. デジタル制御による小型化

従来から採用している高効率なソフトスイッチング方式⁽³⁾の制御を Digital Signal Processor(DSP)を用いてデジタル化⁽⁴⁾することで制御基板を小型化した。

3.3.1. 位相シフト制御

DC-DC コンバータは Fig. 10 に示すように、軽負荷から定格出力 120A までは定電圧制御、120 A 以上の過電流領域は出力電圧を小さくするように電圧垂下制御をおこなう。各電圧制御は ECU からの指令に基づいて、目標出力電圧を決定し、その電圧になるように PID 制御で FET(Q1 から Q4)をスイッチングする。制御回路は Fig. 11 に示すように 4 個の FET を H ブリッジに構成している。Q1 のスイッチング位相を基準に Q4 の位相をシフト⁽⁵⁾、⁽⁶⁾す

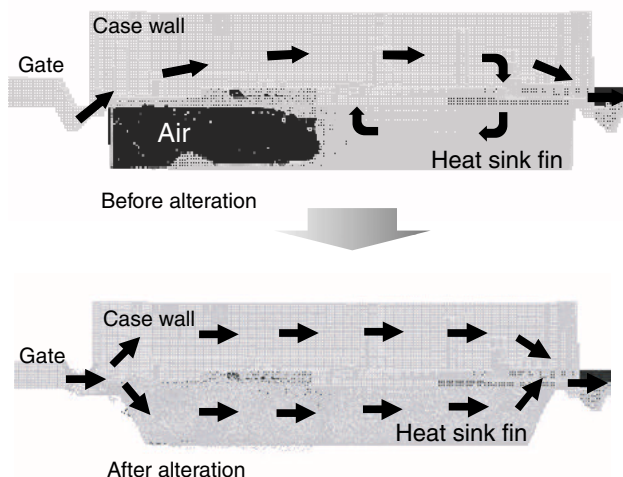


Fig. 9 Flow simulation of molten model

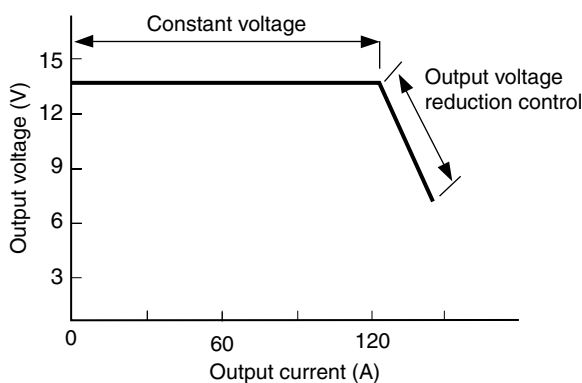


Fig. 10 Output characteristics

ることで、電流は Q1 から Q4 ヘトランスを介して流れる。Q2, Q3 も Fig. 12 に示すタイミングで動作しトランスに電圧を発生させる。この電圧を出力ダイオードによって全波整流することで直流出力を得る。このように出力の電圧・電流の状況を把握して、電圧制御、電流制御をおこなっている。

3.3.2. デジタル化

これらの制御を汎用のアナログ位相シフト電源 IC で構成すると、自己保護が働いた場合にラッチ動作のため停止状態から復帰しないなど車両用として使用するのには不都合があった。この場合ラッチ解除回路を追加するなど、外付け部品が増加してしまう。このためカスタムで専用の IC を製作する必要があった。DSP を用いて位相シフト制御をおこなう場合、出力電圧・電流を AD コンバータから入力し、目標の出力電圧になるように FET の位相をデジタル制御する。

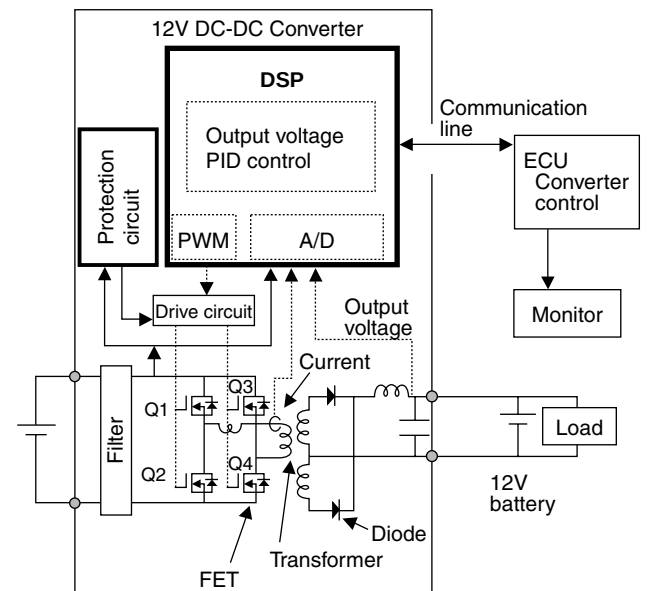


Fig. 11 Control block

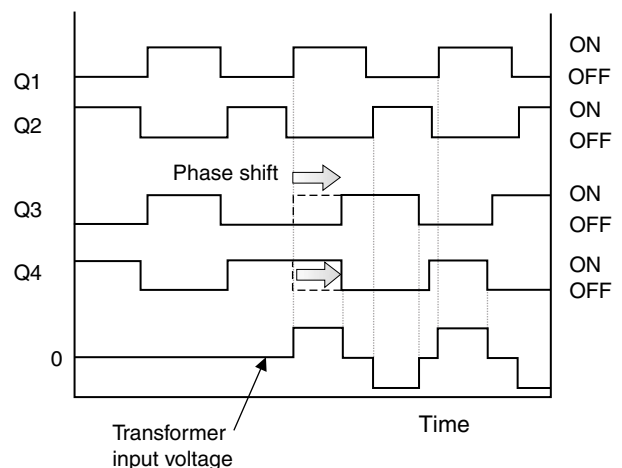


Fig. 12 FET switching pattern of phase shift control

そのほかにアナログ回路では外付け部品で構成することが必要であった車両 ECU からの指令に基づくシーケンス動作、ECU への冷却要求、警告灯点灯要求などの情報通信や保護動作を DSP によりプログラムでおこなうことができる。

更に DC-DC コンバータの起動時、停止時の電流の変化率あるいは電圧の変化率を自由に設定でき、車両の高圧バッテリーのマネジメントに合わせた自在なセッティングが可能となった。Fig. 13 にソフトスタート、ソフトストップの電流波形を示す。

なお、アナログ回路で車両用電源システムとしての必要な動作を構成すると、回路部品の定数バラツキや温度特性などを考慮することで回路規模が大きくなっていた。デジタル制御はアナログ回路で構成した場合に比べ、簡便な回路で多様な動作を精度良く実現できる。同一の制御仕様で比較すると、アナログの約500点に対しデジタルでは約300点で済むことになる。以上の部品点数削減によりFig. 14 のように基板を小型化することができた。

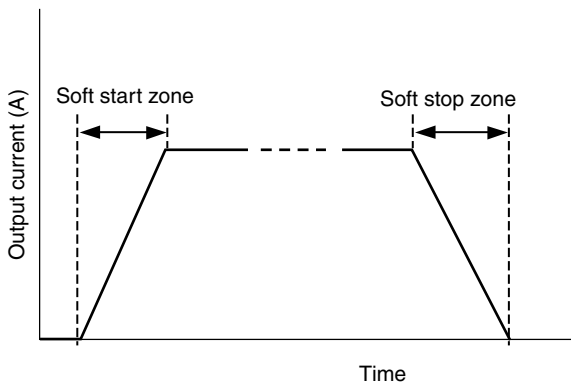


Fig. 13 Start-stop characteristics

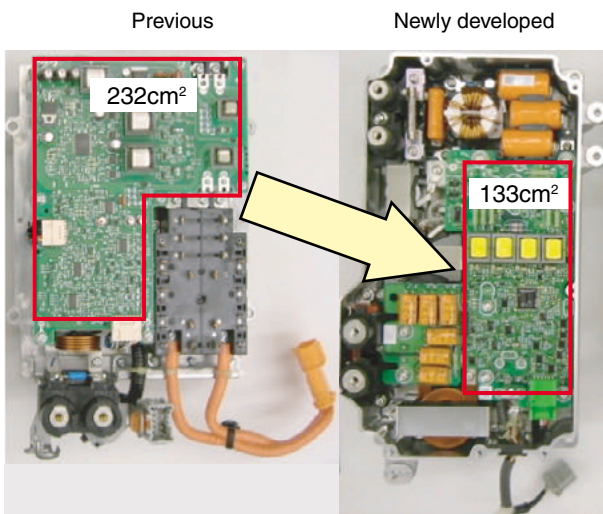


Fig. 14 Reduction of circuit board size

3.4. ラジオノイズ防止フィルタの小型化

DC-DCコンバータのスイッチングノイズが車載ラジオに与える影響を最小限としてノイズフィルタを削減するために、スイッチングノイズの高調波を AM ラジオの放送搬送波に一致させる構成とした。スイッチング周波数は国内外の放送搬送波と合致させている。Fig. 15 に放送搬送波と妨害波を合致させた模式図を示す。ノイズの周波数が放送搬送波のキャリアと同一であればラジオはノイズを検波しないので音声信号にノイズが混入することはない。また、スイッチング周波数は DSP で使用しているクロック周波数 36 MHz を分周しているため高精度であり、放送搬送波から外れることによるラジオの音声への影響をなくしている。以上より、フィルタへの依存度を下げることができ、大型のノイズフィルタ部品を削減することができた。

4. 小型高出力化の効果

DC-DC コンバータの小型高出力化の結果を Table 1 に示す。出力電流を 60% 増加させた上で、容積は逆に 17% 削減することができた。また Fig. 16 に示すように、従来に比較して常用域で約 1.5% 効率を向上している。

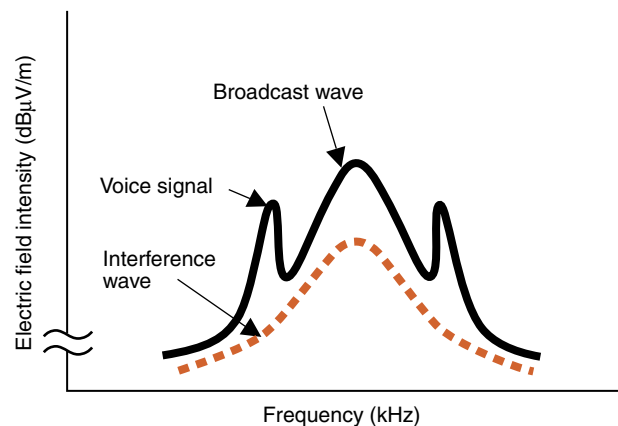


Fig. 15 Interference wave characteristics

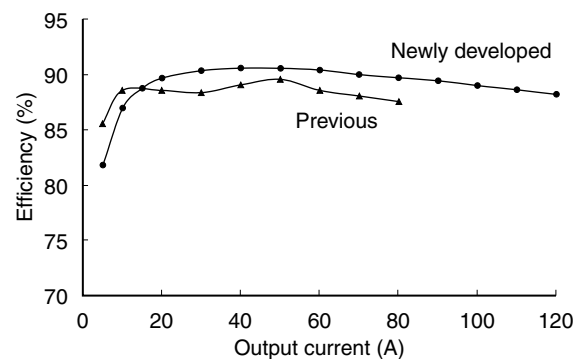


Fig. 16 12V DC-DC converter efficiency

Table 1 Specifications of DC-DC converter

	Previous	Newly developed
Output current (A)	75	120
Dimensions (mm)	178 × 60 × 235	150 × 50 × 250
Volume (cm ³)	2510	2100
Current density (mA/cm ³)	30	57

5. まとめ

ACCORD Hybrid の IMA システム用 DC-DC コンバータの開発にあたり、以下のように小型高出力化を図った。

- (1) 低耐圧 FET およびビームリード構造のダイオードモジュールによりコンバータ効率を高めた。
- (2) 放熱シミュレーションをおこない効率的に冷却できる部品配置とした。
- (3) DSP を使ったデジタル制御化により部品を削減し制御部基板を 40% 小型化した。
- (4) スイッチングノイズの高調波を AM ラジオの搬送波と一致させ音声信号への影響を最小にすることによりフィルタ部品を削減した。

その結果、従来の DC-DC コンバータに対し、出力電流の 60% 増加と容積の 17% 削減を同時に実現した。

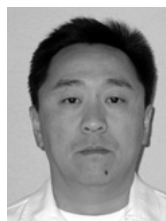
謝 辞

本開発にあたり、新電元工業株式会社のご協力を頂きましたことを紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 福尾幸一, 藤村 章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.1-8
- (2) 松木正人, 若城輝男, 神山敏宏, 佐藤利行, 賀来嘉昭, 神田正浩: ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.39-48
- (3) 相高和彦, 細田正晴, 野村拓哉: Civic Hybrid 用小型インテリジェントパワーユニットの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.83-90
- (4) 押方哲也: DSP によるデジタル電源の実現, 新電元工業 技術情報ファイル「PASSWORD」, Vol.04-13(2004)
- (5) 松田善秋: 高効率フルブリッジ型 DC/DC コンバータ, 新電元工業 技術情報ファイル「PASSWORD」, Vol.02-15(2002)
- (6) 原田耕介, 二宮 保, 顧 文建: 位相制御コンバータ, スイッチングコンバータの基礎, 東京, コロナ社, 1999, p.38

■ 著 者 ■



嶋根 岩夫



小栗 浩輔

新型 LEGEND における小型軽量排気可変バルブの開発

Development of Compact Lightweight Muffler Valve for 2005 Model Year LEGEND

濱 嶋 秀 典*

Hidegori HAMASHIMA

渡 辺 哲 史*

Satoshi WATANABE

上 兼 正 之*

Masayuki UEGANE

秋 山 英 和*

Hidekazu AKIYAMA

要 旨

新型 LEGEND 用の可変流量マフラに、小型軽量の新構造可変バルブを採用した。

従来の可変バルブは、軸を中心として回転し、その回転軸にコイルバネを使って荷重をかけているため、バルブを開閉する機構に、多くの部品を必要としていた。また、可変バルブのボデーは、バルブ作動範囲を全て覆っているため、形状が大きく重くなっていた。

本開発においては、従来の可変バルブに対し、部品点数削減と軽量化をする手段として、流体の流れを切り替えるという同じ機能を有した、二輪車の2サイクルエンジンにて吸気ポートの吸入空気量を切り替えるために使用されている、リードバルブの構造を応用した。リードバルブ構造に対し、バルブの共振を抑えることと、プリセット荷重を与えるために、サポートプレートを追加を検討した。

これらの結果、本開発の可変バルブは従来の可変バルブに対し、部品点数を13点から4点に削減し、重量、体積は共に約 1/10、コストは約 1/7 にすることができた。

ABSTRACT

For the 2005 Model year LEGEND, a compact lightweight muffler valve with new construction was developed for the variable flow rate muffler.

A conventional muffler valve rotates about a shaft. A load is applied to the rotating shaft by a coil spring. For this reason many parts are required for the valve to open and close. The body of the muffler valve traditionally covers the entire valve operating range, resulting in the valve being large and heavy.

As a method of reducing the number of parts and the weight of the valve, this development employed the mechanism of the reed valve. A reed valve is used in 2-cycle motorcycle engines to control the intake air volume at the intake port. The addition of a support plate to the reed valve structure was investigated to suppress valve vibration and to apply a pre-load.

The number of parts in the newly developed muffler valve was reduced from 13 parts in the conventional valve to four parts. Both the weight and volume were reduced to about 1/10. This enabled the cost to be reduced to about 1/7 of a traditional exhaust valve.

1. まえがき

Honda のフラッグシップ車、LEGEND としてふさわしい、静粛性とエンジン出力を両立させるため、排気システムに新型の可変流量マフラを採用した。

可変流量マフラには、排ガスの通路をエンジン低回転域と高回転域で切り替えるための可変バルブを配置しており、低回転域では排気抵抗を増加させることによって消音を優先し、高回転域では排気抵抗を低減させることによって出力を向上させることができる。

可変流量マフラにおける、エンジン低回転時の排気ガス流れを Fig. 1 に示す。

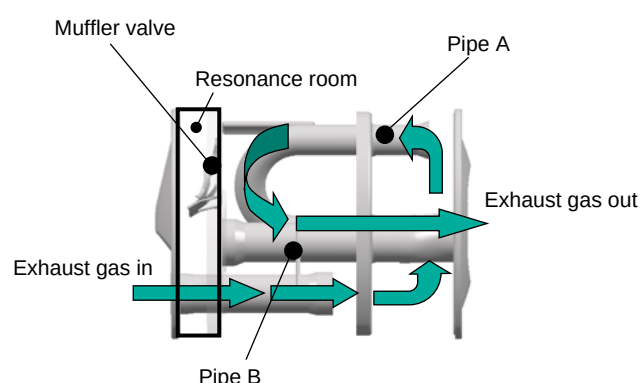


Fig. 1 Exhaust gas flow when muffler valve is closed

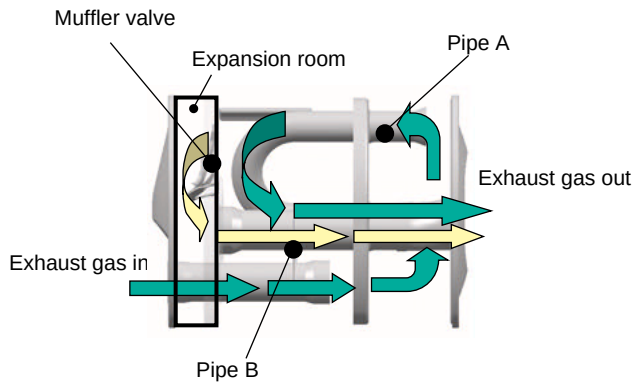


Fig. 2 Exhaust gas flow when muffler valve is opened

低回転時ではマフラ内の圧力が低いため、可変バルブは閉じており、排出ガスはパイプBを通らずに排出されるので、可変バルブ室は共鳴室として働き、消音する。

次に、可変流量マフラにおける、エンジン高回転時の排気ガス流れを Fig. 2 に示す。

エンジン高回転時ではマフラ内の圧力が上昇し、可変バルブは開き、排気ガスはパイプBを通るようになり、低回転時には共鳴室であった部屋は排気ガス通路となり、排気抵抗を低減させる。

可変流量マフラ内には排気ガスを切り替える可変バルブがあるが、従来の可変バルブには、重量が重く、コストが高いという課題があった。

本稿では、従来の可変バルブに対して、機能集約を図ることで部品点数を大幅に削減し、軽量及び低コスト化を達成した事例について報告する。

2. 開発の狙い

従来の可変バルブのエンジン低回転時及び高回転時の作動状態を Fig. 3 に示す。

従来の可変バルブは、排気ガスの通路を切り替えるために、板(以後バルブという)の端末部に軸を設け、その軸を中心に回転する構造をとっている。

エンジン低回転時はコイルスプリングにより、排気ガス流れと逆方向の荷重(以後プリセット荷重という)が軸にかかっており、バルブAの位置で排気ガス通路を閉じている。高回転時は、プリセット荷重を超えた圧力がバルブにかかり、バルブは軸を中心に回転し、バルブBの位置まで開く。排気ガスは可変バルブのボデー内部を流れ、排気抵抗を低減させることができる。

可変バルブにはエンジン高回転時におけるバルブの開きを制約するためのストップ機能が付加されており、これがパイプAに当たったところで、バルブはそれ以上開かなくなる(Fig. 4)。

従来の可変バルブの構成部品を Fig. 5 に示す。

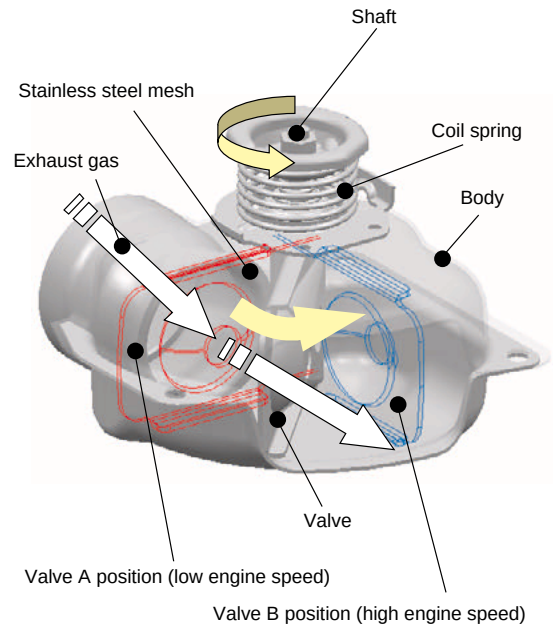


Fig. 3 Operation principle of conventional muffler valve

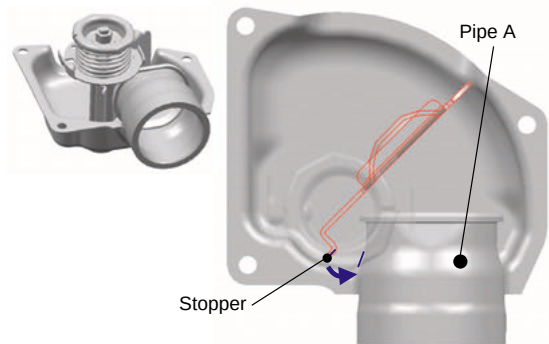


Fig. 4 Structure of stopper

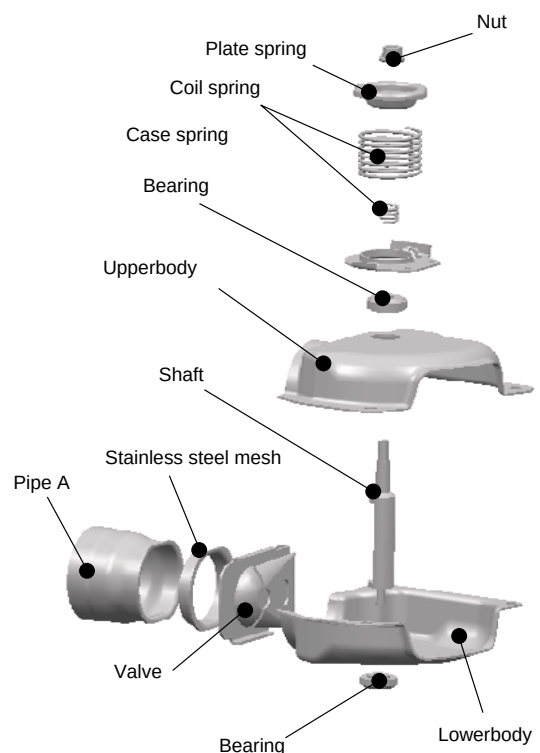


Fig. 5 Structure of conventional muffler valve

バルブは、端末部に回転軸を設けており、回転軸の両端には、軸受けが取り付けられている。コイルスプリングには、これを取り付けるためのプレートを両端に配している。

軸と軸受け、コイルスプリングの固定プレートは、アップボデーとロアボデーにて取り付けられている。アップボデーとロアボデーはバルブの作動範囲を覆っており、バルブが開いた時の排気ガス通路となっている。

従来の可変バルブで部品点数が増加している、構造的な課題は以下の三つであると考えた。

- ・軸を中心として回転する構造であるため、必然的にバルブ、軸、軸受けが必要となり、部品点数が増加する。
- ・コイルスプリングを使用しているため、スプリングの受けが必要となり、部品点数が増加する。
- ・可変バルブのボディでバルブ作動範囲を全て覆っているため、形状が大きくなり、重くなる。

本開発の狙いは、バルブは回転軸を使用することなく、バルブ本体のみで、開閉するようにし、合わせてコイルスプリングを使用しないことで、部品点数の削減を図る。また、ボデーに関しては、バルブ作動範囲を覆わないようにすることで、小型化を図る。

3. 採用技術

前章の課題を解決するため、流体の流れを切り替えるという同じ機能を有した二輪車の2サイクルエンジンにて吸気ポートの吸入空気量を切り替えるために使用されているリードバルブを応用した。これによって、部品点数の削減ができた。

本開発における可変バルブの作動原理を Fig. 6 に示す。

本構造では、排気ガスの通路を切り替えるために、片持ちばりの原理で、バルブ自体がたわみ、開閉するように、薄板のバネを使用した。

従来の板厚 1.5 mm のバルブが回転軸にて開閉する構造に対し、バルブを 0.2 mm の薄板ばねに置換し、回転軸とバルブで構成された機能を薄板ばね一枚に機能集約した。

しかし、バルブを薄板ばねに置換したときの課題は二つあった。一つはバルブの共振であり、もう一つは従来のコイルばねで与えていたプリセット荷重がかけられないことであった。

この二つの課題を解決させるために、もう一枚の薄板ばね(以後サポートプレートという)をバルブに接触させることで、これらの課題を解決させた。

エンジン低回転時には、サポートプレートはサポートプレート C の位置にあり、バルブ D の位置でバルブにプリセット荷重をかけ、強制的に抑えつけることで排気ガス通路を閉じている。

エンジン高回転時には、プリセット荷重を超えた圧力がバルブにかかり、バルブ自体がたわみ、バルブ F の位置まで

開く。サポートプレートは、サポートプレート E の位置まで、バルブの面上をたわみながらスライドする。この時、排気ガスは可変バルブのボデー外部へ流れて行く。

本可変バルブ構造を Fig. 7 に示す。

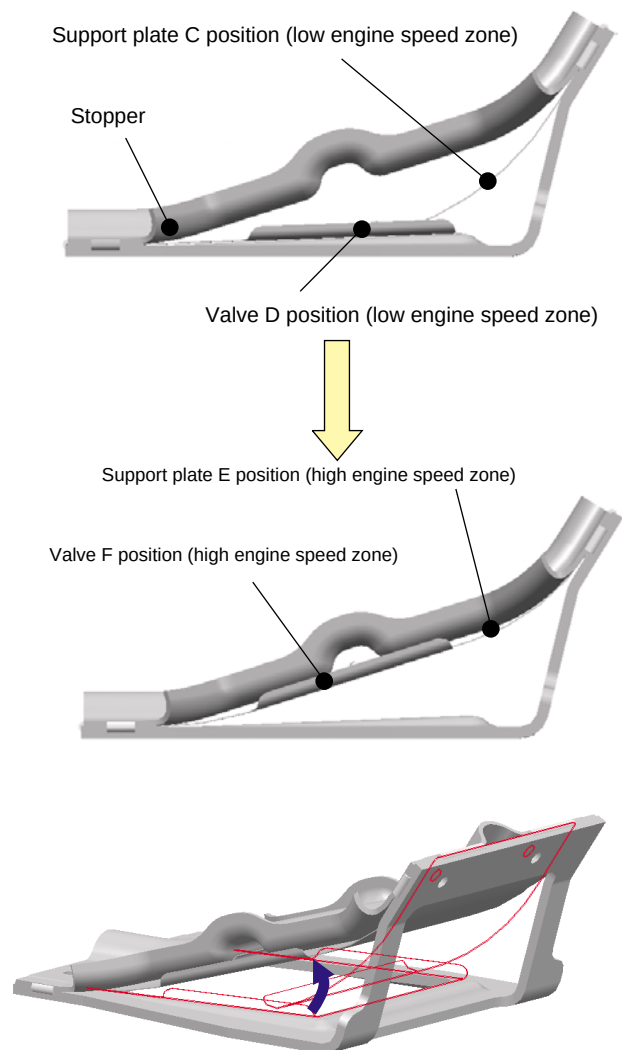


Fig. 6 Operation principle of developed muffler valve

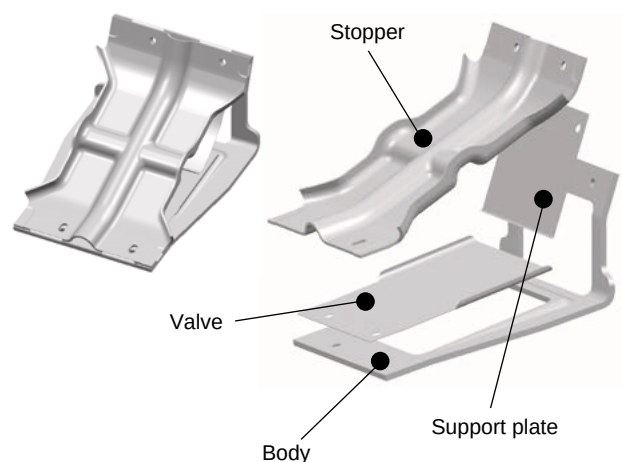


Fig. 7 Structure of developed muffler valve

バルブとサポートプレートが全開になった時に、それぞれの固定端部の応力が、材料の疲労限界を越えないようストッパを付加し、バルブとサポートプレートの作動を制約した。ストッパを付加する際に、バルブとサポートプレートをそれぞれ片端固定する機能も同時に有した。

薄板である、バルブとサポートプレートの材料については、従来のコイルバネと同等の耐熱性と耐食性を持たせるために、同じインコネル材を使用した。

従来と本構造での可変バルブでの、機能に対する使用部品を比較した図を Fig. 8 に示す。

Fig. 8 より、従来の可変バルブ対し、プリセット荷重機能に関しては、部品点数を3点から1点へ、回転軸機能に関しては、6点から1点へ、ストッパ機能に関しては、2点か

Function	Conventional muffler valve	Developed muffler valve
Preset load		
Shaft		
Stopper		
Exhaust gas passage		

Fig. 8 Parts list for each function



Fig. 9 Size comparison of conventional and developed muffler valve

Table 1 Specification comparison of conventional and developed muffler valves

	Conventional muffler valve	Developed muffler valve
Wt (kg)	1.34	0.12
Number of parts	13	4
Volume (mm ³)	1.12×10^6	0.08×10^6

ら1点へ、排気ガス通路に関しては、2点から1点へ、それぞれの機能に関して部品点数を削減した。

従来と本開発の可変バルブとの大きさに関して、この二部品を比較した図を Fig. 9 に示す。

従来の可変バルブに対する、主要諸元比較を Table 1 に示す。

本構造においては、従来構造に対して、以下の優位点を有する。

- ・部品点数を 13 点から 4 点へ 9 点削減した。
- ・重量、体積共に約 1/10 とした。
- ・部品点数、小型化によりコストを約 1/7 にした。

4. 実車効果

排気音・背圧に関して、実車における可変流量マフラの効果を可変バルブを強制的に開閉させたものとの比較にて検証した結果を、排気音は Fig. 10 に背圧は Fig. 11 に示す。

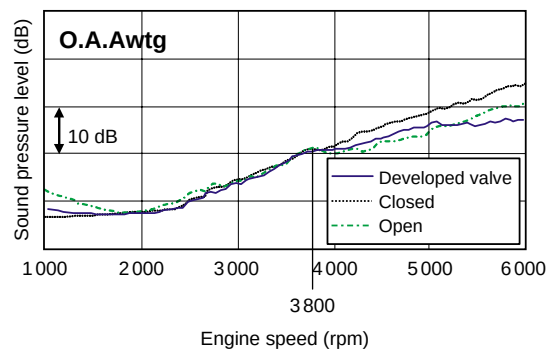
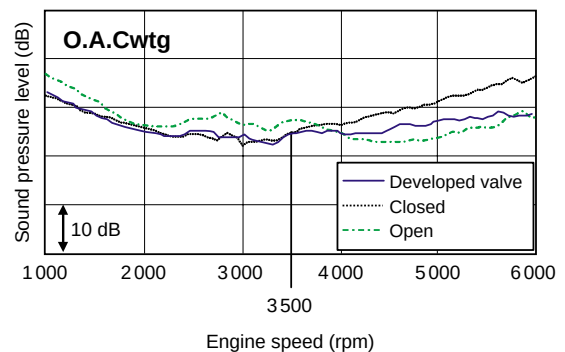


Fig. 10 Exhaust noise comparison by difference valve condition

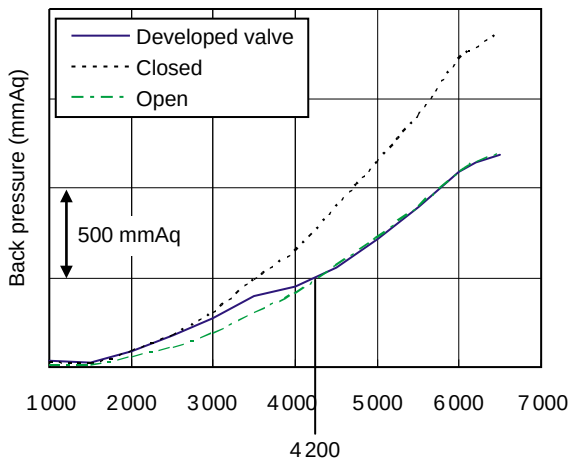


Fig. 11 Back pressure comparison by difference valve condition

背圧とは、排気抵抗をパイプ管内圧力にて表現したものである。

Fig. 10 の排気音C特性レベル測定結果に示すように、1000 から 3500 rpm までは、バルブを強制的に閉状態にしたものに対し、本開発の可変流量マフラーは同等の消音性能を有しており、排気脈動音レベルが同等であることがわかる。また、排気音A特性レベル測定結果からは、可変バルブが開くことで、バルブを強制的に閉状態にしたものに対し、3800 rpmから上の回転域における気流音は、低減していることがわかる。

一般的に 4000 rpm から上の回転域における排気音については、テールパイプから噴出される気流音が支配的であり、流速が増加すれば気流音も増加する。すなわち、4000 rpm から上の回転域では排ガス流路を増加させれば気流音が低減する。

一方、Fig. 11の背圧測定結果に示すように、3000 rpmから上の回転域では、バルブを強制的に閉状態にしたものに対して、バルブが開くことにより、本開発の可変流量マフラーの背圧は低減していき、4200 rpmから上の回転域では、バルブを強制的に開にした状態と同等の背圧性能になっていることがわかる。

以上のことより、可変流量マフラーを採用することで、低い排気脈動音レベルを維持したまま、エンジン高回転域において、気流音と背圧を低減できたといえる。

5. まとめ

1. 新型 LEGEND 用の可変流量マフラーに、本開発の可変バルブを採用することで、軽量、低コストにて、Honda のフラッグシップ車、LEGENDとしてふさわしい静粛性とエンジン出力を両立させた。
2. 本開発の可変流量マフラーは、バルブを強制的に閉状態にしたものに対し、可変バルブが閉じていることで、

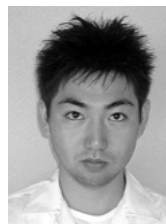
1000 から 3000 rpm までは同等の消音性能を持ち、3800 rpmから上の回転域においては、可変バルブが開くことで、気流音を低減させることができ、4200 rpmから上の回転域では、バルブを強制的に開状態にしたものに対し、同等の背圧性能を持つ。

3. 本開発の可変バルブは従来に対し、部品点数を 13 点から4点へ9点削減し、重量、体積共に約 1/10 にし、部品点数削減と小型化により、コストを約1/7にした。

6. 参考文献

- (1) 村上光清 他：管路・ダクトの流体抵抗(改訂版)，日本機械学会，p.3-126(1998)
- (2) 福田基一，奥田襄介：騒音対策と消音設計，共立出版株式会社，p.160-225(1982)
- (3) ばね技術研究会：ばね，丸善株式会社，p.13-387(1982)
- (4) 鯉淵興二，小久保邦夫：製品開発のための材料力学と強度設計ノウハウ，日刊工業新聞社，p.9-98(2002)
- (5) 小泉 亮，原 利昭，笠野 英秋，水口 義久：基礎材料力学，株式会社養賢堂，p.55-98(1996)
- (6) 自動車技術会：自動車技術ハンドブック(第2分冊 設計編)，社団法人 自動車技術会，p.33-183(1991)
- (7) 宮川大海，坂木庸晃：金属学概論，株式会社朝倉書店，p.132-193(1996)
- (8) 望月修，丸田芳幸：流体音工学入門，株式会社朝倉書店，p.60-138(1991)

■著 者■



濱 嶋 秀 典



上 兼 正 之



渡 辺 哲 史



秋 山 英 和

二輪車用スマートカードキーシステムの開発

Development of Smart Card Key System for Motorcycles

今 野 健 志*
Takeshi KONNO

小 野 塚 正*
Tadashi ONOZUKA

山 下 誠 一*
Seiichi YAMASHITA

要 旨

二輪車に適した利便性と防盜性を両立させた二輪車用のスマートカードキーシステム(双方向電波通信式キーシステム)を世界ではじめて開発した。メインスイッチ、シート、コンソールボックスをワンプッシュで解錠できるシステム構成とした。メインスイッチを従来の差込キー式からノブ式に変更し、ノブ内部にトルクリミッタ機構を内蔵し、過大トルク入力時にシリンダを保護する構造とした。また、駐車時屋内の通信範囲内にスマートカードキーをおいた場合にメインスイッチノブの解錠とエンジン始動が可能であるため、スマートカードキーに通信 ON/OFF スイッチを搭載し、通信機能を任意に停止できるようにした。ユーザの使い勝手から解施錠範囲を決定し、1本のLow frequency(LF)送信アンテナでカバーできる通信仕様及び取り付けレイアウトとした。車両の電装品から発生するノイズや環境ノイズが通信に及ぼす影響に関して要因と解析手法を明確にした。

ABSTRACT

A motorcycles' smart card key system (duplex electric wave communication key system) with both, user-friendliness and antitheft certainty has been developed for the first time in the world. The system can unlock a main-switch, seat and console-box by one-push operation. The main-switch is changed to a knob type from the conventional key type. To protect the key cylinder from excess input torque, a torque-limiter was installed in the mechanism. An on/off switch that can stop the communication function at anytime was added on the smart card key because a motorcycle can be parked just outside a shop or other location when the main switch is still on and vehicle can be started. The lock and unlock available area was determined from the viewpoint of user's convenience. The function and layout of the communication system was determined by the performance of using one low frequency transmitting antenna. A factor and an analysis technique for influences of radio noises from other electrical components on the vehicles and surrounding environments was clarified.

1. まえがき

二輪車のステアリングロックシステムにおいて、防盜性の向上をねらいとした鍵穴シャッターやイモビライザを採用してきた。また、操作性の向上を図るべく、シートをメインキーで解錠できるような工夫や鍵穴シャッターの改良などおこなってきたが、更なる利便性と防盜性の向上が必要である。

以上の背景から、利便性と防盜性の両立を目指して四輪車に採用され始めていたスマートカードキーシステム(双方向電波通信式キーシステム)に着眼した。二輪車に搭載する上での課題抽出とその対応をおこない、二輪車として世界初のスマートカードキーシステムを開発し、大型スクータ(FORZA)に搭載した(Fig. 1)。



Fig. 1 Photo of new FORZA

2. 開発目標

スマートカードキーシステムの開発目標を下記のように設定した。

(1) 利便性の大幅向上

- ・全ての解錠操作に関し、操作数を従来の大型スクータ比で 1/2 以下を達成すること

(2) 防犯性の確保

- ・メインスイッチが露出している二輪車特有の課題であるノブに対する窃盗アタックやいたずらへの対応をおこなうこと
- ・二輪車特有の課題である、壁際駐車時(住宅の玄関前や店舗前などの壁際に駐車し、屋内の通信範囲内にスマートカードキーをおいた場合)の盗難対応をおこなうこと
- ・イグニッション回路の不正直結窃盗への対応をおこなうこと

(3) 通信の確保

- ・スマートカードキーシステムには Low Frequency (LF)通信と Ultra High Frequency (UHF)通信の二種類の通信が使われている。通信性能に余裕がある UHF通信に対し、LF通信の成立性を課題と考え、開発目標として設定した。

3. システム構成

Fig. 2 に実車レイアウトを、Fig. 3 に全体システムを示す。二輪車にスマートカードキーシステムを搭載するにあたり、一本の LF 送信アンテナで通信性能を満足させたことと、スマート ECU と機構部分をステアリングロックモジュールとして一体構造にしたことにより、シンプルなシステム構成を実現することができた。本スマートカードキーシステムの基幹部品はステアリングロックモジュール、LF 送信アンテナ、UHF レシーバ、及びユーザが携帯するスマートカードキーである。以下に各基幹部品の機能を解説する。

3.1. ステアリングロックモジュール

ステアリングロックモジュール内部には、メインスイッチノブ、ノブトルクリミッタ機構、シリンダ、ノブブロックソレノイド、ノブプッシュスイッチ、ステアリングロック機構、メインスイッチ(接点)、ボデー(きょう体)、スマート ECU がレイアウトされている。構造図を Fig. 4、スマート ECU を中心とした電気システムの構成図を Fig. 5 に示す。

ユーザがメインスイッチノブ(ノブプッシュスイッチ)、シートスイッチ、ボックススイッチを押すと、スマート ECU が起動し、スマートカードキーと相互認証をおこなう。メインスイッチノブを押して認証すると、ノブがまわせる状態

になると同時に、ステアリングロックが解除できる状態になる。この状態で ON 位置に回すと、メイン電源が投入され、FI-ECU へ動作許可 ID を送信する。シートスイッチを押して認証するとシートアクチュエータを駆動し、ボックススイッチを押して認証するとコンソールボックスアクチュエータを駆動する。

3.2. LF 送信アンテナ

LF 信号(133 kHz)をスマートカードキーに送信する。

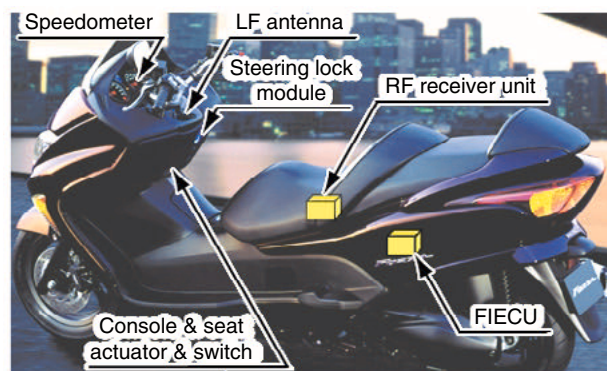


Fig. 2 Layout of smart card key system

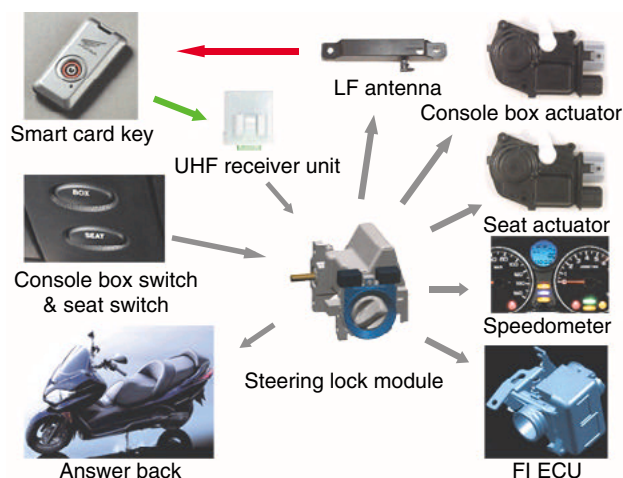


Fig. 3 Overview of smart card key system

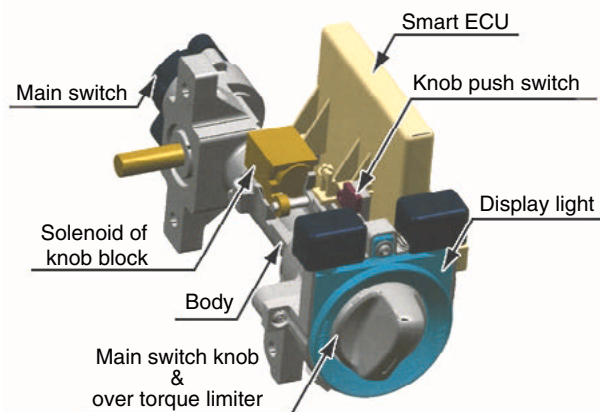


Fig. 4 Structure of steering lock module

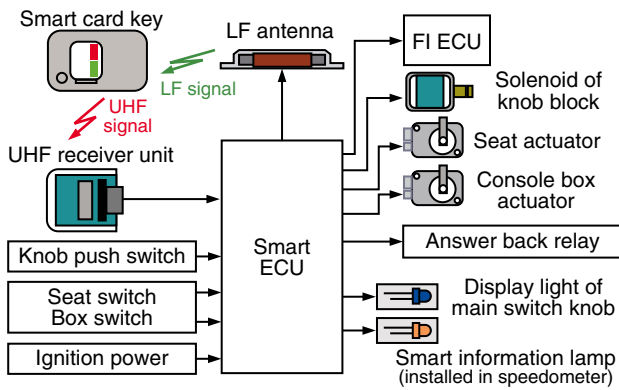


Fig. 5 Electric system diagram

3.3. UHF レシーバ

スマートカードキーからの UHF 信号(320.65 MHz)を受信し、ステアリングロックモジュール内のスマート ECU にデータを送る。

3.4. スマートカードキー

車両から送信された LF 信号を受信して認証された場合に UHF 信号を車両に返信する。壁際駐車時の盗難対応(詳細は 5.2 節で説明)として、通信 ON/OFF スイッチと ON/OFF 状態確認用 LED を搭載した。

回路ブロック図を Fig. 6 に、タイミングチャートを Fig. 7 に示す。三軸アンテナは電波として送られてきた LF 信号を電気信号に変換する。LF 受信 IC はこの電気信号を受けて起動し、増幅とデジタルデータへの変換をおこなう。CPU は LF 受信 IC 起動後に起動し、デジタルデータをもとに ID 照会をおこない、認証された場合のみ UHF 送信回路に ID 信号を送る。UHF 送信回路は ID 信号に基づいた UHF 信号を返信する。

4. 操作性と使い勝手

利便性を大幅に向上させるための仕様設定をおこなった。従来の差込みキー装着車との操作数の比較を Table 1 に示す。また、操作の確実性確保の観点から、ユーザが意思をもって操作した場合にのみ動作し、解錠や施錠したことが目視で確認できるようにした。

4.1. 乗車時操作(メインスイッチノブ解錠)

車両に近づき、メインスイッチノブを押すとステアリングロックモジュール内のスマート ECU が起動し、スマートカードキーと交信する。相互認証するとメインスイッチノブが解錠(回せる)状態になる。解錠状態になるとメータ内に設置された SMART 表示灯が点灯し、解錠状態であることをユーザに知らせる。同時にノブ外周のブルー照明が点灯する。さらにメインスイッチノブを ON にまわすと、メイン電源が投入され、FI-ECU に動作許可 ID を送信する。FI-ECU が動作許可 ID を認証すると、走行可能状態となる。

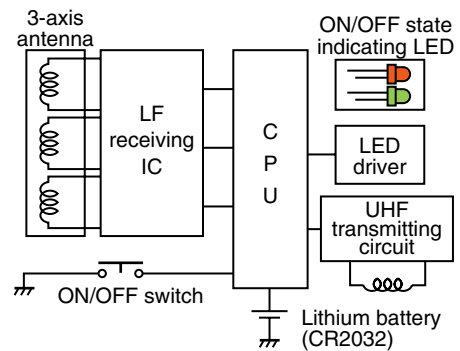


Fig. 6 Circuit diagram of smart card key

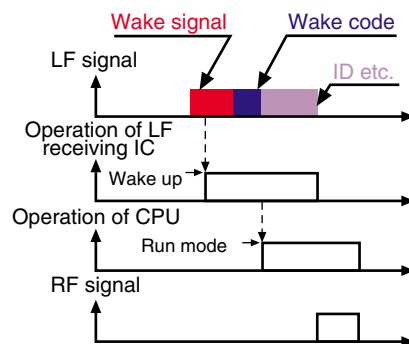


Fig. 7 Operation timing chart of smart card key system

Table 1 Number of operations

System / Operation modes	Current system	Smart card key system
Engine running to steering lock	6	3
Steering lock to engine start	7	3
Seat open	3	1
Console box open	5	1

4.2. 降車時操作(メインスイッチノブ施錠)

メインスイッチを OFF にすると、スマートカードキーと 1 秒間隔で交信をおこない、相互認証が成立しているうちはメインスイッチノブを解錠状態で維持する。ユーザが車両から 2.5 m 以上離れると、メインスイッチノブを施錠(回せない状態)し、ウインカを点滅させ、ユーザに知らせるといった施錠動作をおこなう。また、車両の近くにいっても下記操作をおこなった場合は施錠動作をおこなう。

(1) 20 秒以上放置した場合

(2) スマートカードキーのスイッチを OFF した場合

4.3. シートとコンソールボックスの操作

車両に近づきシートスイッチを押すとスマート ECU が起動し、スマートカードキーと交信し、相互認証するとシートがポップアップして開く。また、車両に近づきボックスス

スイッチを押すとスマート ECU が起動し、スマートカードキーと交信し、相互認証するとコンソールボックスが開く。施錠に関しては、従来のシートと同じように手動で閉める構造とした。

5. 防盜性の確保

5.1. メインスイッチノブのいたずら対応

二輪車のメインスイッチノブは露出していて誰にでもアクセスできるので、ノブが過大トルクで回された場合に空回りして内部を保護するトルクリミッタ機構を設定した。Fig. 8に構造図を示す。通常時ノブとインナジョイントはクリックボールにより連結されているが、過大トルクが入力された場合クリックボールが解除されてノブだけが空回りする。Fig. 9に動作図を示す。トルクリミッタの作動トルクは通常操作で作動しないように通常操作時の約3倍の設定とした。Fig. 10 に各動作のトルクを示す。

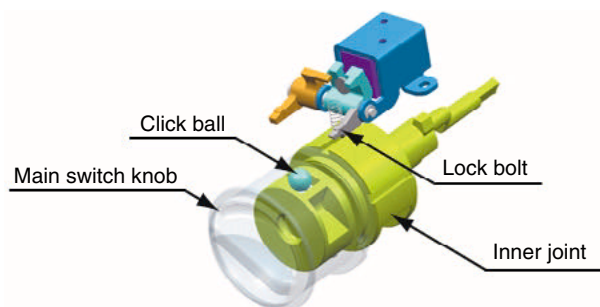


Fig. 8 Structure of over torque limiter

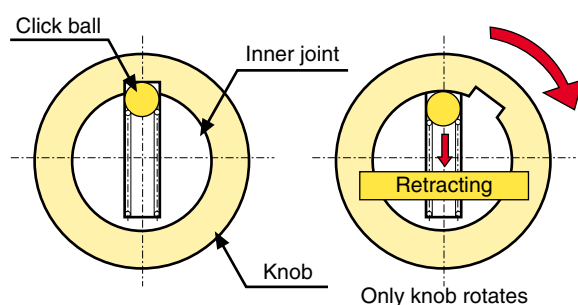


Fig. 9 Operation of over torque limiter

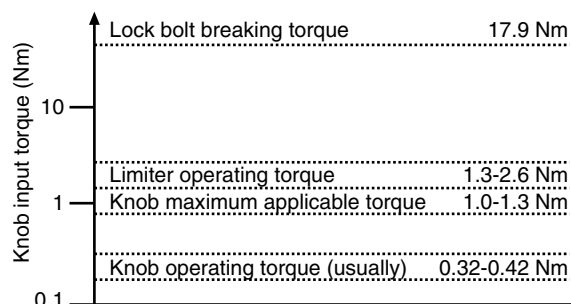


Fig. 10 Knob input torques of each operating

5.2. 壁際駐車時の盗難対応

二輪車特有の使い勝手として、住宅の玄関前や店舗前などの壁際に駐車することがある。このような駐車状態でスマートカードキーを屋内の通信範囲においた場合、メインスイッチノブの解錠とエンジン始動が可能であるため、スマートカードキーに通信ON/OFFスイッチを搭載し、ユーザーが任意に通信機能を OFF できるようにした。

スイッチを長押し(1秒以上)すると ON から OFF(OFF から ON)にスマートカードキーの通信状態が遷移する。また、短押しで通信動作状態をLED表示でユーザーが確認できる仕様とした。

5.3. イグニッション回路の不正直結盗難対応

スマート認証後、スマート ECU から FI-ECU に ID 信号を送信する。FI-ECU 側で起動時に ID 照合して認証できた場合のみ点火及び FI が動作する仕様とした。

6. LF 通信仕様

6.1. 解錠範囲と施錠範囲

解錠範囲については、下記2点の使い勝手を想定し、メインスイッチノブを基点で、半径0.8m 後方180°以内(高さ0.7-1.3m)とした。解錠範囲を Fig. 11 に示す。

(1)シートに着座する前とシート着座中の双方でのメインスイッチノブ押し(ノブ解錠)操作を想定

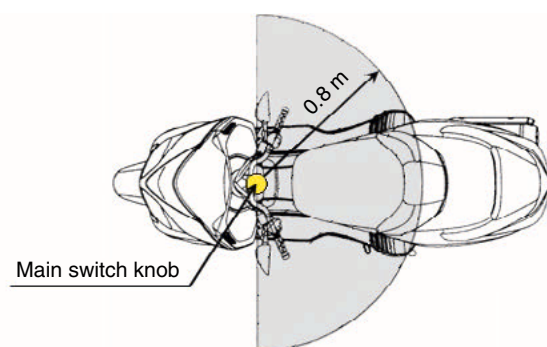


Fig. 11 Unlocking available range

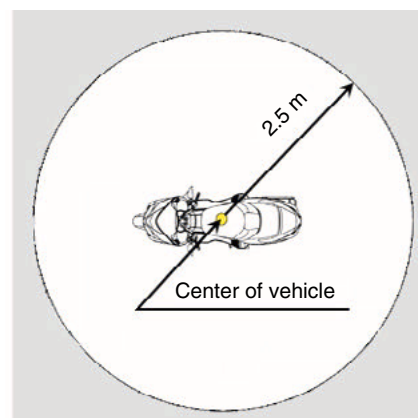


Fig. 12 Locking available range

(2) ユーザがスマートカードキーを身につける位置として、ズボンのポケットとジャケットのポケットを想定
 施錠範囲については、車両中央(ホイールベースの中間)を基点に、ユーザが確実に車両から離れたと認識できる半径 2.5 m 以上とした。施錠範囲を Fig. 12 に示す。

6.2. LF 受信感度マージンと実車通信性能

本スマートカードキーシステムの通信性能は LF 通信によって左右される。一本の LF 送信アンテナで解錠機能と施錠機能を両立させるために、メインスイッチノブのほぼ真上に取り付けた。解錠範囲をカバーするためには LF 送信アンテナ取り付け位置から 1.0 m 以内で通信が成立すること、また、車両中心から 2.5 m 以上で施錠するためには LF 送信アンテナ取り付け位置から 2.14 m 以上で通信が不成立になることが要求される。通信時、スマートカードキーの受信アンテナに誘起される電圧を Fig. 13 に示す⁽¹⁾。解錠側については 12 dB、施錠側については 3 dB の余裕を持ち、LF 送信アンテナを最適位置にレイアウトすることにより、一本の LF 送信アンテナでシステムを構築することが可能となった。

実車での通信可能範囲の確認結果を Fig. 14 に示す。Fig. 11 の解錠範囲をカバーし、かつ Fig. 12 の施錠範囲より狭い範囲であることを確認した。

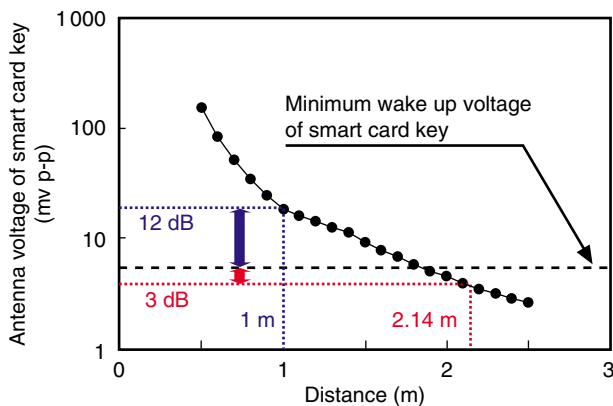


Fig. 13 Relation between distance and voltage of antenna

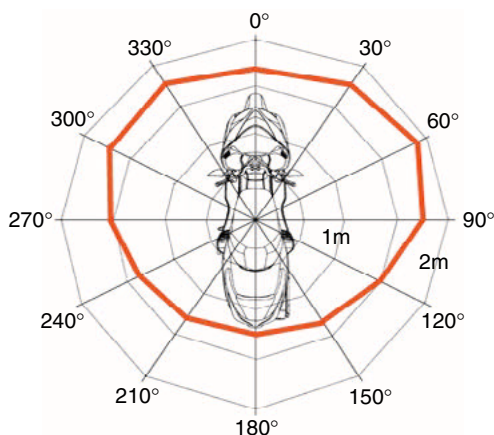


Fig. 14 Communication range

6.3. 自車ノイズの LF 通信への影響

自車の電装品・ハーネスから放射電磁ノイズが確認されたので LF 通信に対する影響を検証した⁽²⁾。時間あたりの電流の変化が大きいほど、また発生部位から近いほど LF 通信への影響が大きい傾向にある。

一例として、スマートカードキーをメインハーネスに近接させた状態で通電電流を変化させたときの、アンテナ両端子間に発生するノイズ波形の例を Fig. 15 に示す。単発的な電流の変化に対し、アンテナの同調周波数で共振を開始し、その後減衰している。これはアンテナ回路が形成する LCR 並列共振によるもので、Q (共振鋭度) の値が小さいほど、減衰が早くなることが一般的に知られている。

下記に示すノイズ発生源近傍からは電流変化による電磁ノイズが、LF 通信時間(48-63 msec)に比べて短いインターバルで放射されるため、LF 通信時リトライ処理をおこなっても回避することが不可能である。

- (1) 電子制御変速機のモータハーネスからの放射
- (2) イグニッションコイル本体からの放射
- (3) 充電レギュレータのハーネスからの放射
- (4) LF アンテナのハーネスからの放射
- (5) メインハーネスの接地、+12 V ラインからの放射

開発過程でハーネスの通線変更と放射電磁ノイズの漏えい防止対策を施すことにより、解錠に必要な LF 通信性能を確保することができた。LF 受信アンテナに誘起する電圧を測定し、シグナル(正規信号の LO 判定閾値)に対するノイズの値を S/N 比としてまとめた。結果を Fig. 16 に示す。

6.4. 環境ノイズの LF 通信への影響

フィールドに存在する連続した電磁ノイズによって LF 通信に影響がでることが懸念されたため、確認をおこなった。連続ノイズの受信で、起動が連続的にかかりスマートカードキーの電池が消耗することの防止策として、スマートカードキーは起動後ノイズ判定をおこない、ノイズと判

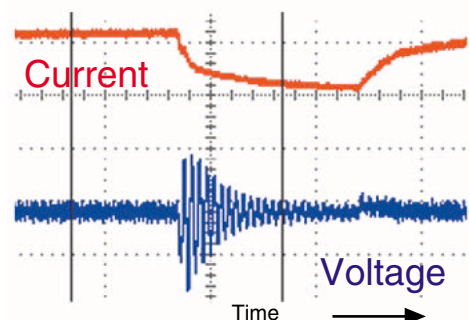


Fig. 15 Voltage waveform at spike noise reception

断すると動作を停止してノイズが途切れるまで再起動を禁止する。

この場合、LF 通信が不能になってしまうので、これを防止するために、スマートカードキーが起動する電界強度がフィールドでの測定結果を上まわるように設定した。スマートカードキーが起動する電界強度特性を Fig. 17 に示す。放送設備をはじめに数々のフィールドでの測定をおこなった。一例として列車誘導無線設備について紹介する。測定結果(スペクトルアナライザでの測定値)を Fig. 18 に示す。

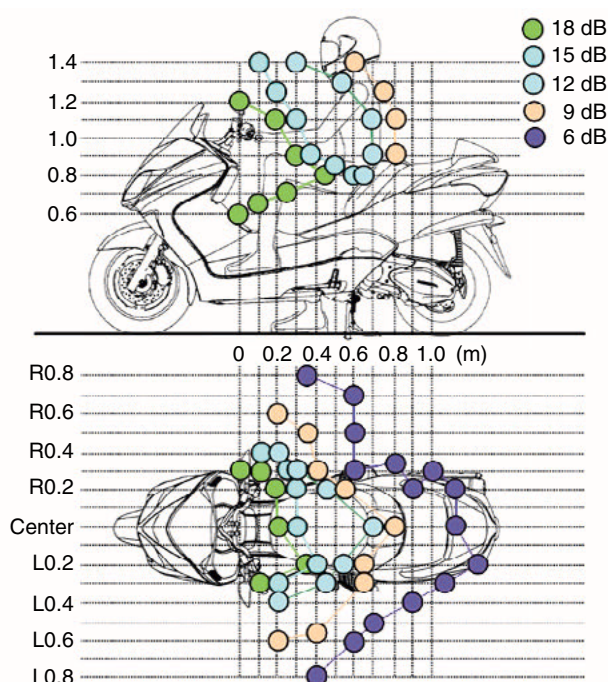


Fig. 16 S/N ratio under engine running

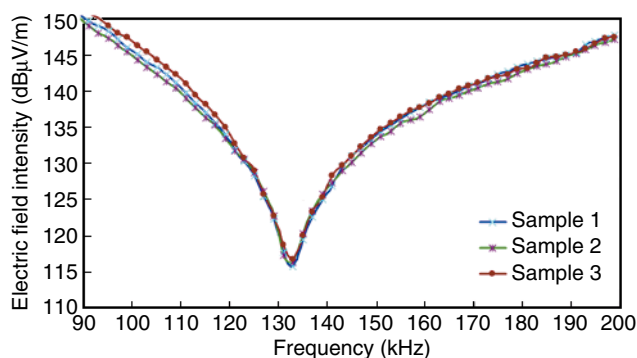


Fig. 17 Electric field intensity characteristics of smart card key starting

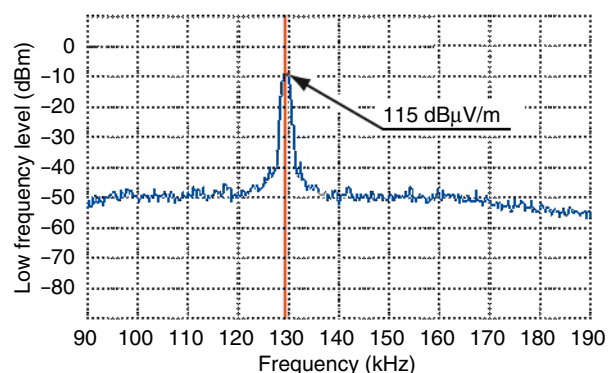


Fig. 18 Electric field intensity by train guidance radio system

7. 結論

- 世界初の二輪車用スマートカードキーシステムを構築した。
- (1) 二輪車独自の操作形態を確立し、従来の差込みキー式に比べて操作数を低減することができた。
 - ・エンジン始動時の操作数：1/2(- 50%)
 - ・シート解錠時：1/3(- 67%)
 - ・コンソールボックス解錠時：1/5(- 80%)
 - (2) 二輪車における課題である壁際駐車時の防盜対応ができた。
 - (3) 二輪車における課題であるメインスイッチノブに対するいたずら対応ができた。
 - (4) 二輪車用スマートカードキーシステムとしての通信範囲を明確にし、一本の LF 送信アンテナでシステムを構築した。

謝 辞

本システムを開発するにあたり、(株)ホンダロック様に多大なご支援とご協力を頂いたことに感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 松尾優：電波技術ハンドブック，東京，日刊工業新聞社，1988，508p
- (2) 仁田修一ほか：環境電磁ノイズハンドブック，東京，朝倉出版，1999，605p

■ 著 者 ■



今野 健志



小野塚 正



山下 誠一

トランスミッションケース放射音特性 予測評価法の開発

Development of Prediction Method for Evaluation of Transmission Case
Noise Radiation Characteristics

坂口 和貴* 斉藤 和弘*
Kazutaka SAKAGUCHI Kazuhiro SAITOU

要 旨

トランスミッションから放射されるギヤ音を低減するために、トランスミッションケースの放射音特性予測評価法を開発した。放射音特性の予測は、ケース FEM モデルの周波数応答解析から求めたケース表面振動法線方向成分を用いる。放射音特性予測値の妥当性を検証するため、実稼動時のトランスミッション放射音とケース表面振動、およびケース放射音特性予測値との相関解析をおこなった。その結果、三つの値の間には十分な相関があり、トランスミッションの種類によらない一定の相関式が得られた。これにより、放射音特性予測値は、設計段階で仕様決定できる精度を有することが確認できた。

本手法により、ギヤ音に対する要求性能を反映したケースの設計がケース単独で可能となり、2004 年モデル LIFE AT の開発より適用している。

ABSTRACT

A method has been developed for predicting the sound radiation characteristics of transmission cases in order to reduce gear whine noise radiating from transmissions. Normal components of frequency response vectors on the transmission case surface calculated using an FE -model of the case are used to predict sound radiation characteristics. To study the validity of the method, the correlation between sound pressure level and the level of vibration of the case surface during operation and the predicted sound radiation characteristics was investigated. Results showed a good correlation between the figures and enabled equations of correlation between them unaffected by shape or type of transmission to be obtained, indicating that this method is sufficiently accurate for studying case specifications at the design stage.

This method enables the design of transmission cases fulfilling performance requirements for gear whine noise using only an FE -model of the case. The employment of the method in the development process commenced with the development of 2004 model year LIFE AT.

1. まえがき

自動車室内のギヤ音において、1 kHz以上のいわゆる高周波領域はトランスミッションの放射音が支配的である。この高周波放射音領域においては、ケース表面の振動モードが問題となる場合があり、リブの追加や肉厚アップ等対策を実施してきた。また、リブの削除や薄肉化等の軽量化について放射音に対する影響を検討することもある。このような場合、ケースの放射音特性を予測検討するために、従来は、起振力、内部構造、ケース、音場といった入力から出力までのフルモデルを構築する手法が検討されてきた^{(1), (2)}。

しかし、高周波領域の放射音では、ケース表面の局所的な共振モードが原因となって発生するピークが多く、その場合、放射音レベルはケースの周波数応答特性の影響が支配的であることが考えられる。また、ケースで独立した放射音特性の予測評価が可能であれば、ケースのみで仕様を決定することができ、設計検討の期間短縮に有効であると考えられる。

そこで、本開発は、ケース FEM モデルを用いて、放射音目標値に対し設計段階で必要十分なリブや形状の配置を可能にするケース放射音特性予測評価法を確立することを目的とする。

*栃木研究所

Table 1 Size of FE -model

Number of nodes	Number of elements
544,571	301,433

※ Element type : Isotropic tetrahedral element with midside nodes.
(consisting of 10 nodes for a element)

2. FEM モデルと放射音特性予測

トランスミッションケースのFEMモデルは、CATIA-3Dモデルからオートメッシュ機能を用いて生成した。メッシュサイズは、実験モーダル解析結果による精度検証結果から、単位体積あたりのメッシュ数とメッシュ品質について指標を設けた。トランスミッションケースアセンブリモデルの構成例を Fig. 1 に、そのモデルサイズを Table 1 に示す。

各部の結合面境界条件については、非適合メッシュ間を補間要素で結合し、実験モーダル解析結果との検証から最適となる結合条件を設定した。

加振力は、歯車のかみ合い伝達誤差の概念から変位振幅一定の周波数スペクトルとし、ケースのベアリング支持部に、その噛み合い反力に対する分担荷重の比に応じて入力した。また、あらかじめ固有モードを解析しておき、そのモードシェイプを網羅できるように、ケース表面を微小な放射面に区切り、その代表点として評価点を設定した。各加振力に対する周波数応答を足し合せた結果から、ケース表面各評価点の法線方向振動レベルを求め、それを放射音特性予測値とした。

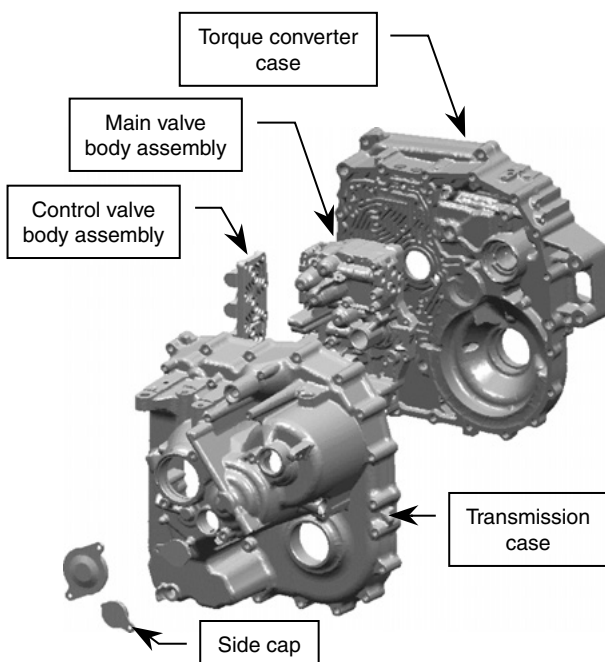


Fig. 1 Components of case model for analysis

3. 実稼動時の放射音およびケース表面振動と、放射音特性予測値の相関検証

設計段階で放射音特性予測値を用いて仕様を決定するためには、放射音特性予測値が実稼動時の放射音レベルと相関がとれていることが必要である。その相関を確認するため、実稼動時の放射音とケース表面振動の相関について解析をおこなった。Fig. 2は、4種類のトランスミッションで測定した放射音ピーク値とケース表面法線方向振動最大値の相関解析結果である。放射音とケース表面振動は、そのピーク値においてトランスミッションのタイプによらず一つの相関式で表現できることが確認できた。

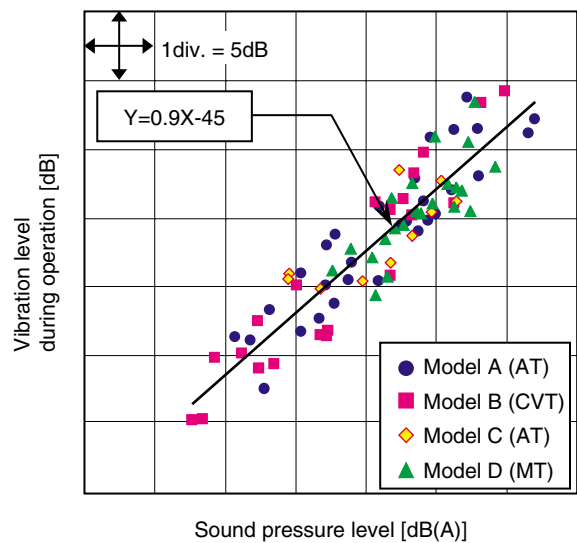


Fig. 2 Correlation between sound pressure level and vibration level

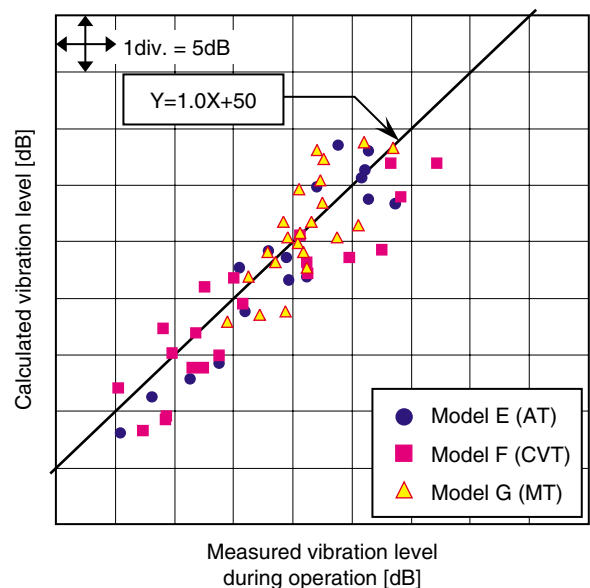


Fig. 3 Correlation of vibration level (measured vs. calculated)

次に、実稼動時のケース表面振動と、その振動モードに適合したケース固有モードにおける放射音特性予測値の相関解析をおこなった。相関解析に用いた値は、各モードにおける最大値であり、ケース表面上の評価点は一致している。その結果を Fig. 3 に示す。三つのことなるタイプのトランスミッションにおいて、その相関は、同一の線形相関式で表現できることが確認できた。

以上の結果から、放射音特性予測値は、実稼動時の放射音に対し、トランスミッションのタイプに影響されない十分な線形相関を有しており、設計段階で仕様決定できる指標として用いることができると考えられる。

4. 放射音特性予測値の目標値設定

既知である実稼動時放射音測定値の目標値に対し、Fig. 2, Fig. 3 に示した二つの相関式をかけることにより、放射音特性予測値の目標値を設定する (Fig. 4)。実稼動時放射音測定値の目標値は、完成車の静粛性目標やギヤ音の周波数特性など仕様を反映した値を設定できるので、放射音特性予測値の目標値も仕様に応じた要求性能を反映できる。

5. 適用事例

本手法を 2004 年モデル LIFE AT のケースに適用した結果を Fig. 5 に示す。横軸は周波数、縦軸はケース振動評価点を部位ごとにまとめて並べている。色は放射音特性予測

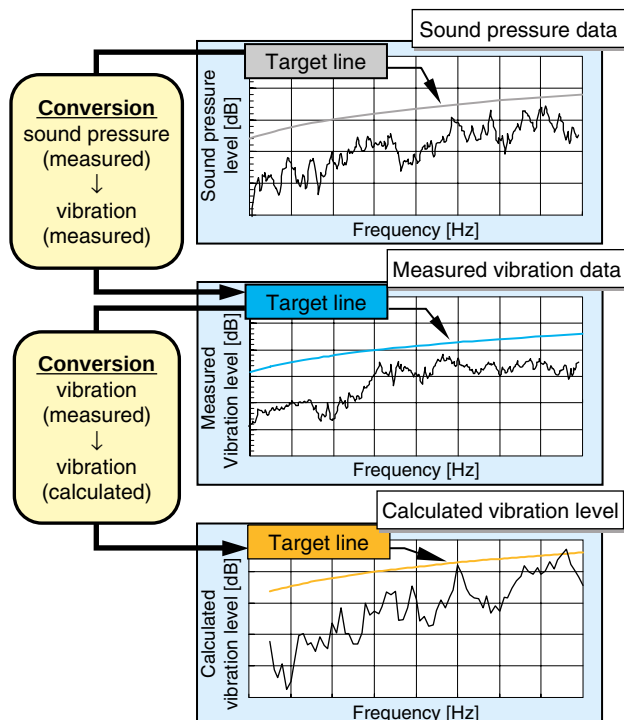


Fig. 4 Conversion of target line

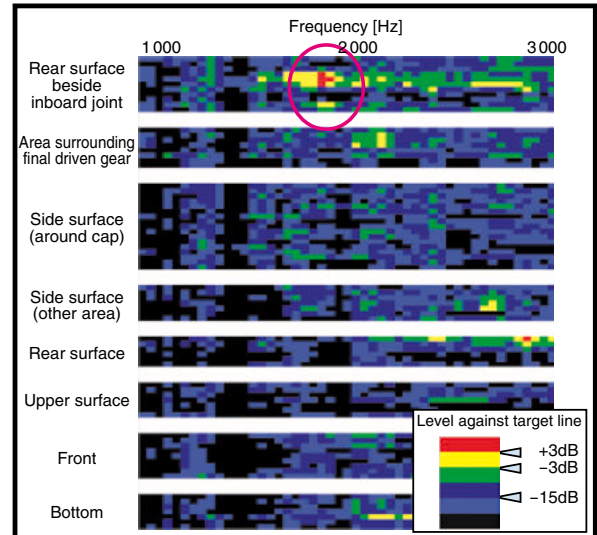


Fig. 5 Evaluation map for vibration level of original structure (calculated)

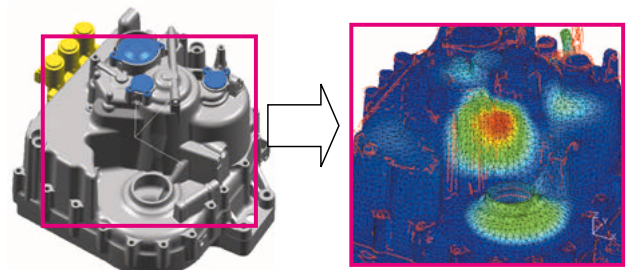


Fig. 6 Target mode shape

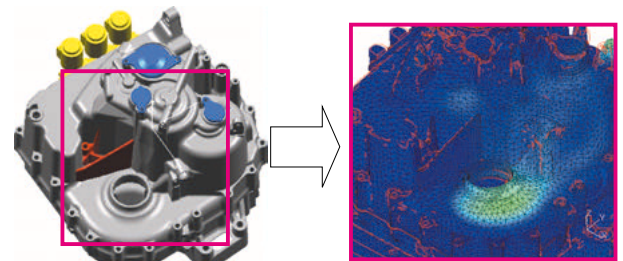


Fig. 7 Modified mode shape

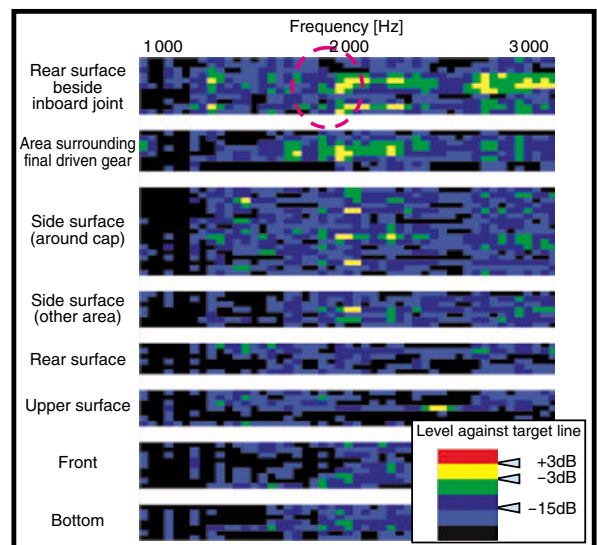


Fig. 8 Evaluation map for vibration level of modified structure (calculated)

参考文献

- (1) Sumi, K., Yamamoto, K., Gielen, L. : Development of Hybrid Model for Powerplant Vibration, SAE 1999-01-1656 (1999)
- (2) 狩野正樹, 初鹿智昭: トランスミッションの実用的な放射音解析, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.66-03, 20035523

値の判定基準値との差を示している。このケースでは、1900 から 2000 Hz の範囲でケース後面ドライブシャフトインボード近傍に基準値を超える部位があることが検出されたので、その部位の対策を検討した。Fig. 6に、対策の対象となった振動モードを示す。

本手法を用いると、リブのような付加物による対策は、1日で1から2仕様の解析が可能である。数種の対策形状について、重量増加と放射音低減効果の比較検討をおこなった結果、採用した形状とその振動モードを Fig. 7 に示す。対策対象のモードは、非常に良く抑制されていることがわかる。また、その放射音特性予測評価結果を Fig. 8 に示す。対策仕様は、150 g の重量増で、対象モードで 6 dB の低減効果があり、他の領域で悪化がないことも予測できた。本仕様を実機に反映し効果を確認した結果を Fig. 9 に示す。実機でも放射音で 6 から 8 dB の低減効果があり、放射音特性の予測と一致していることが確認できた。

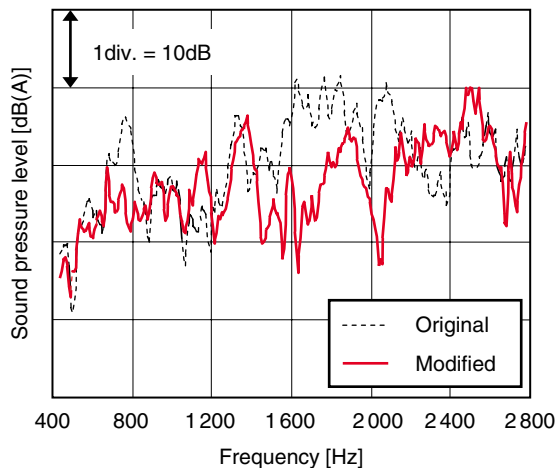


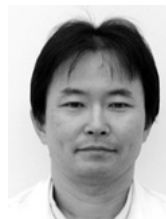
Fig. 9 Comparison of sound pressure level (original vs. modified structure)

6. まとめ

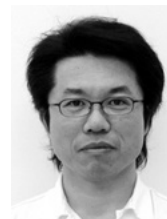
高周波領域のギヤ音を低減するため、トランスミッション放射音特性予測評価法について検討をおこない、以下の成果を得た。

- (1) ケース FEM モデル周波数応答特性から求めたケース表面振動法線方向成分を用いた本評価法は、トランスミッションの種類によらず、実稼動時の放射音レベルと十分な線形相関を持っていることが確認できた。
- (2) 上記の結果から得られた相関式を用いることにより、実稼動時放射音目標値をケース放射音特性予測目標値に変換でき、ギヤ音に対する要求品質を反映したケース仕様の設計がケース単独で可能となった。
- (3) 本手法を 2004 年モデル LIFE AT の開発に適用し、その有効性を証明した。

■ 著 者 ■



坂口 和 貴



斉藤 和 弘

CFRP プロペラシャフトの開発

Development of CFRP Propeller Shaft

桜庭 智裕*

Tomohiro SAKURABA

甲斐 俊之介*

Shunnosuke KAI

和田 伸二*

Shinji WADA

杉浦 泰史*

Yasushi SUGIURA

要 旨

軽量素材である炭素繊維強化樹脂(以下 CFRP)を用いたプロペラシャフトを開発し、新型 LEGEND に採用した。

異方性材料である炭素繊維(CF)の特性を活かすために、フィラメントワインディング製法を用いて CFRP チューブを製造した。チューブのねじり強度を確保するため、CFの巻き角度は 30 度とした。

接合部については、他の金属部位に対して、強度・耐久性に余裕を持たせた設定となるよう、チューブと金属スタブシャフトの圧入度を最適化した。

スタブシャフト圧入部の構造を工夫することで、軸方向の所定の荷重にてチューブを破壊させ、実車として衝突時の衝撃吸収性能を確保した。

本開発の CFRP プロペラシャフトでは、従来の鋼管製プロペラシャフトに比べ 30%の軽量化を実現した。

ABSTRACT

A propeller shaft made of carbon fiber reinforced plastic (hereafter referred to as "CFRP"), a lightweight material, was developed and used on the 2005 model year LEGEND.

To utilize the characteristics of carbon fiber (CF) which is an anisotropic material, the CFRP tube was produced using filament winding molding method. The winding angles of CF was set at 30 degrees to help ensure tube torsional strength. The press-fitting allowance of the metallic stub shaft in the CFRP tube at the joint was optimized, and adequate margin in strength and durability was assigned with respect to other metallic members to help ensure reliability.

The press-fitted portion of the stub shaft was designed such that the tube broke when subjected to the specific axial load, and the ability of the vehicle to absorb shocks during a collision was ensured.

A 30% savings in weight was achieved in the developed CFRP propeller shaft compared to the conventional steel tube propeller shaft.

1. まえがき

近年、自動車に対する安全性、軽量化のニーズはますます高まってきている。従来では高価な軽量素材も自動車分野への台頭が目覚ましいものがある。航空宇宙分野を中心に適用されてきた炭素繊維強化樹脂(以下 CFRP)も自動車への適用が拡大してきており、強度・剛性を生かして部品開発が盛んになってきている⁽¹⁾。

従来はレーシングカーやプロトタイプ車などのフード、フェンダ、スポイラなどの外板用途部材への開発が中心であったが、車体の駆動系中枢をなすプロペラシャフトへの CFRP の適用も始まってきている⁽²⁾。

新型LEGENDは新開発の Super Handling-All Wheel Drive (SH-AWD)システムを採用した四輪駆動車である。ここで

*栃木研究所

は、新型 LEGEND へ採用した CFRP プロペラシャフトについての技術内容を紹介する。新型 LEGEND の CFRP プロペラシャフトを Fig. 1 に示す。

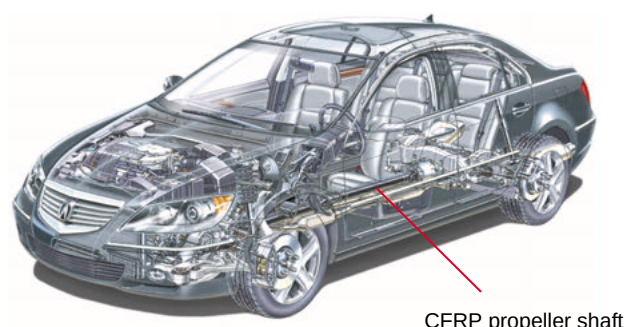


Fig. 1 Perspective drawing of new LEGEND

2. 材料及び製法

2.1. CFRP 材料の特性

CFRP は、強化材である炭素繊維(CF)の比重が小さいことから、比強度、比剛性に優れており、部品の軽量化設計が可能になるが、一方、強化繊維に依存する異方性が発現する。繊維の方向と引っ張り強度の関係を Fig. 2 に示す。繊維方向(0度)では高い強度を示すが、直角方向(90度)ではおよそ 10 分の 1 の強度になっている。

この特徴を利用し部品軽量化を意図する場合は、その応力方向に応じ、繊維を配置することでより一層の軽量化効果を得ることが可能な材料である。

2.2. フィラメントワインディング製法

Fig. 3 にプロペラシャフトの製造工程を示す。フィラメントワインディング(以下FW)製法で成形したCFRPチューブを所定寸法に切断し、その端部に金属製のスタブシャフトを圧入して製造される。ここでは CF の特性を活かすために採用された FW 製法について説明する。

CF は PAN 系の 24K を用い、硬化用樹脂にはビスフェノールA系のエポキシ樹脂を用いた。CFはクリルスタンドから供給され、樹脂バスを通り、エポキシ樹脂を含浸させた状態でマンドレルに巻きつけられる。CFはチューブの径方向にほぼ直角に巻くフープ層と、角度をつけたヘリカル層

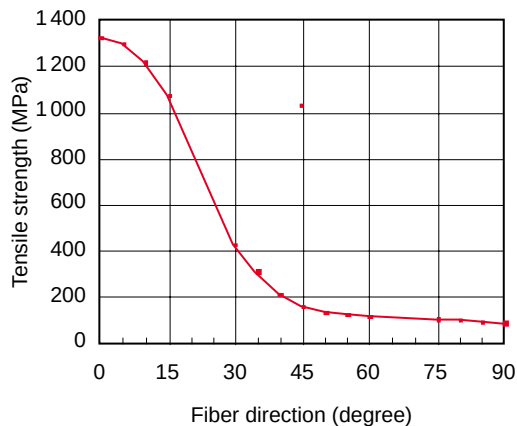


Fig. 2 Effect of fiber angle on tensile strength

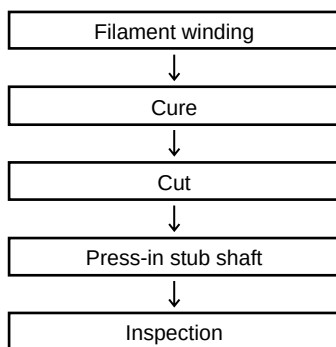


Fig. 3 Manufacturing flow for shaft

とを組み合わせた構成で巻きつけられる。ヘリカル層はプロペラシャフトとしてのねじり方向強度を発現させるために必要な層で、本開発のプロペラシャフトのヘリカル層の巻き角度は30度に設定されている。所定量の繊維を巻きつけたマンドレルはそのまま硬化炉に投入され、130℃、120分で加熱硬化される。硬化に用いる加熱炉には回転機構が装備され、硬化中の変形を対策している。硬化完了後にチューブ状の CFRP 成形品をマンドレルから抜きとり FW 工程が終了する。得られた CFRP チューブは次工程の切断工程に送られる。Fig. 4 に FW 製法の概略を示す。

3. 基本構造と目標性能

四輪駆動車などプロペラシャフトを使用する車両の場合、車両が衝突した際のエンジンの後退をプロペラシャフトが阻害するという事象がある。

この事象を回避するため、プロペラシャフトには規定荷重で軸方向に安定的に圧壊する構造が求められる。

CFRPプロペラシャフトの基本構造をFig. 5に示す。NO.1シャフトと NO.2 シャフト及び3個の等速ジョイントとセンターベアリングサポートから構成される。

チューブ部に FW 製法で成形した CFRP チューブを採用し、両端部に金属製のスタブシャフトをセレーション圧入することで、シャフトとしている。

従来のプロペラシャフトの場合、鋼管とスタブシャフトを溶接により結合することで、駆動トルクの伝達に対して

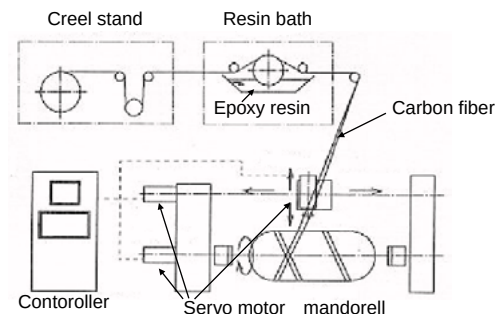


Fig. 4 Filament winding molding

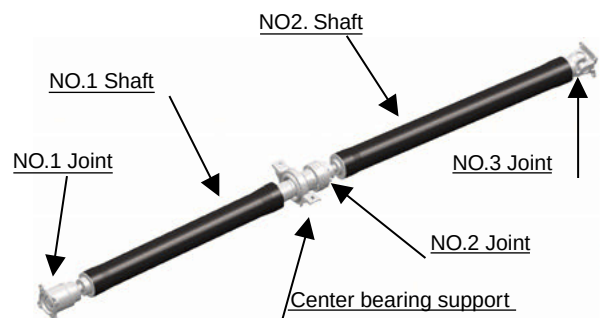


Fig. 5 Construction of CFRP propeller shaft

強度を確保している。

CFRP プロペラシャフトでは、CFRP チューブとスタブシャフトの結合をセレーション圧入とし、セレーションの歯形、歯数、圧入長さ、圧入締め代等をチューニングすることで、本来の機能である駆動トルクの伝達と、衝突時における低荷重での軸方向圧壊という要求性能をより高い次元でバランスさせた⁽³⁾。セレーション部の概要をFig. 6 Section AAに示す。CFRPチューブの内壁にスタブシャフトが食い込むように圧入されている様子がわかる。

また、実車性能から要求されるトルクに対し、金属製のスタブシャフトのねじり強度を設定し、さらにスタブシャフト圧入部及びCFRPチューブねじり強度がスタブシャフトのねじり強度を上回るように強度設定をおこない、許容トルクを超えた場合の破損部位を金属製のスタブシャフト部に設定している。

一方、車両の使い勝手上の配慮として通常走行時や軽衝突時のエンジン変位等で、CFRPプロペラシャフトヘダメージが加わらない構造とするために、NO.1ジョイントにスライド式を採用した。変位吸収の構造を Fig. 6 に示す。

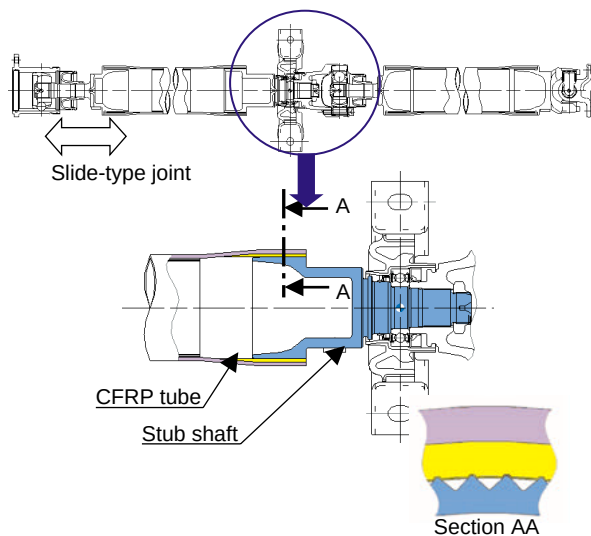


Fig. 6 Structure prior to breaking

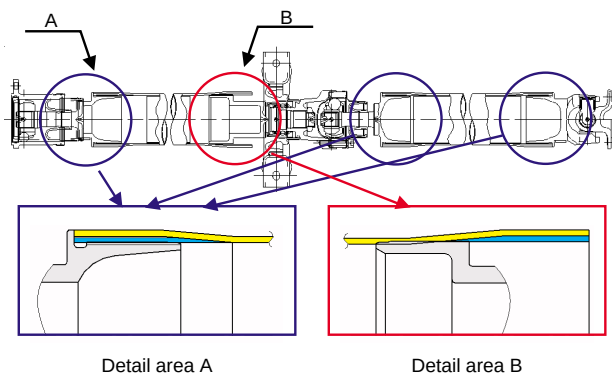


Fig. 7 Detail of press-in structure and shaft break mechanism

軽衝突を超えるより大きな荷重が車体に入る場合にはエンジンが後退する際に発生する荷重により、CFRP チューブ端部にセレーション圧入されているスタブシャフトが、CFRP チューブ内に押し込まれる様にスライドして CFRP チューブを内側から破壊するように作用する。

このとき、エンジンの後退を阻害しないように所定の荷重にてチューブを内側から破壊させる必要がある。

破壊前の構造をFig. 6, 破壊後の構造をFig. 7 Detail area B に示す。

チューブの内側からの破壊荷重を制御するには、CFRP製プロペラシャフトのスタブシャフト圧入部を制御する必要があるが、圧入部は Fig. 7 に見られるように4箇所存在するため、軸方向に荷重が負荷された際に破損する部位を特定し、その部位を制御することにより、安定的な荷重でチューブの破損に導く構造を考案した。

Fig. 7 の CFRP チューブを破壊させない部位(Detail area A)のスタブシャフトには、CFRP チューブの端面に突き当たるようにフランジを設けることで、荷重が負荷されてもスタブシャフトが CFRP チューブ内に押し込まれない設定とした。

この設定により CFRP チューブの破壊させる位置をコントロールすることが可能となった。

4. 部品単体特性

4.1. 荷重性能

新型 LEGEND 用 CFRP プロペラシャフトの目標性能に対する荷重とストロークの関係を Fig. 8 に示す。

スタブシャフト部が押し込まれていくことにより逐次チューブ部の破壊が進むため、安定的に低い荷重で破壊することを確認した。

4.2. ねじり強度

実車での使用条件を加味し、CFRP プロペラシャフトのねじり試験を実施した。その結果、実車要求トルクにおいては CFRP との接合部にクラックなどの発生は認められず、過大トルク入力時の破損形態は当初設定の通り金属製スタ

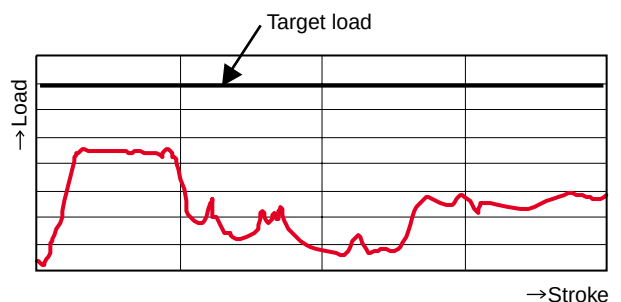


Fig. 8 Load characteristic

ブシャフト部のねじり破壊となった。

また疲労試験も同様におこなった結果、疲労試験後の CFRP プロペラシャフトには接合部のクラックなど機能に影響する事象の発生なく、鋼管製プロペラシャフトと同等の性能を達成した。

4.3. 耐環境特性

CFRP チューブの耐環境特性確認を実施した。

エンジンオイル、ATフルード、酸、アルカリ、グリスなどについて規定時間浸漬処理をした後、Fig. 9に示す円管強度試験をおこない、保持強度を測定したところ、処理前後の強度差は認められず、各項目について材料劣化のないことを確認した。

また、耐熱性及び耐水性など実使用環境下で想定される環境条件による耐久試験も同様の円管強度試験にて低下のないことを確認した。

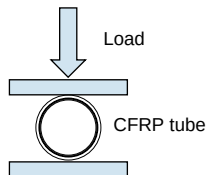


Fig. 9 CFRP compression test

5. まとめ

CFRP を用いたプロペラシャフトを開発し、新型 LEGEND へ採用した。

1. スタブシャフト圧入部の構造を考案し、所定の圧壊荷重にてシャフトを破壊させて、実車として衝突時の衝撃吸収性能を確保した。
2. 接合部の強度設定のためスタブシャフト圧入代の最適化をおこなった。
3. FW 製法における CFRP チューブの評価をおこない実使用時に材料劣化のないことを確認した。
4. 新型 LEGEND に搭載すべく検討した鋼管製3分割構造プロペラシャフトに対し、CFRP 製2分割プロペラシャフトの採用により、約30%の軽量化と、約25%の部品点数削減を達成した。

参考文献

- (1) 山根保夫，桜庭智裕：CFRP による軽量フードおよびリアスポイラの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.15, NO.1, P209-214
- (2) 川原田，関山他：新開発コンポジットプロペラシャフトの紹介，トヨタテクニカルレビュー，Vol.43, NO.2号
- (3) 特公平9-175202【発明の名称】車両用プロペラシャフト

■著 者■



桜庭 智 裕



和田 伸 二



甲斐俊之介



杉 浦 泰 史

ブレーキジャダ発生時における 車両全体の振動挙動解析

Analysis of Vibration Behavior of Full Vehicle during Brake Judder

山口 哲也*

Tetsuya YAMAGUCHI

要 旨

ブレーキジャダには、車両全体の多岐にわたる部品、装置が関与している。これまでブレーキ、サスペンションに関しては様々な報告がなされているが、振動の伝達系となるステアリングシステム、サブフレーム、ボデーの振動挙動とブレーキジャダの関係については報告事例が少なかった。

本研究では、それら伝達系の解析のため、台上試験装置を用いた実走状態の再現テストにより、車両全体の振動を計測し、現象の可視化による挙動分析をおこなう。この分析により、特にステアリングシステム、サブフレーム、ボデーの振動挙動を把握し、車両全体としてのブレーキジャダの基本メカニズムを提案する。

また、伝達系における影響因子を抽出し、それぞれの寄与度についての解析事例を示す。

ABSTRACT

A variety of components and systems in a vehicle are involved in brake judder. Up to the present, many papers have explored the roles of the brake and suspension in judder, but quite few have taken up the analysis of the vibration behavior of transfer systems, such as the steering system, subframe and body, from a viewpoint of their impact to brake judder.

This study employed bench tests to reproduce driving conditions. In order to analyze the transfer system, vibration of the entire vehicle was measured and behavior analysis was performed by visualization of vibration phenomena. Much was learned about the vibration behavior of the steering system, subframe and body, and the basic mechanism of brake judder involving the entire vehicle was proposed.

In addition, the influential factors in the transfer system were identified, and the contribution of each was analyzed.

1. はじめに

これまで、ブレーキジャダについての研究事例としては、振動の起振源となるブレーキ、共振系となるサスペンションに関する研究が数多く報告されている^{(1)~(6)}。しかしながら、振動の伝達系となるステアリングシステム、サブフレーム、ボデーについての影響を解析した事例は少ない。

実験解析手法を用いて伝達系を含めた車両全体の振動メカニズムを分析するためには、車両各点における振動挙動を計測することが必要となり、その総計測点数は100点に達することもある。このため実走テストにて必要となる全点数のデータを一度に計測することは、おおがかりな計測機器が必要となり実験そのものが難しかった。一方、数回に分けて計測をおこなう方法では、繰返しテストにおいて同一の振動現象を安定的に発生させることが難しく、こちらも解析精度上の課題がある。

また、台上テストとしてはシャシーダイナモを用いた実施例はあるものの、依然、起振源はブレーキの摩擦材特性に依存したトルク変動であるため、現象を安定的に発生させるという点において大きな改善は得られない。

本研究では、これらの問題点を解決するために現象の再現性が高く、実走テストに比べて繰返しテストにおいても同一の振動現象を安定的に発生させることが可能で、質の高い振動データの取得ができる台上テスト手法の検討をおこなう。

次に、ブレーキジャダの基本メカニズムを把握するため、このテスト手法を用いて各回毎に計測したデータを一括で分析処理することにより車両全体の振動モードを可視化し、挙動分析をおこなう。

この車両挙動分析と実走テストの結果から、伝達系における影響因子の抽出とそれぞれの寄与度について解析した事例もあわせて報告する。

*栃木研究所

2. 台上テスト

2.1. 試験装置の選定

台上テスト手法の検討にあたっては、試験装置として次の二つの装置について比較をおこなう。

(1) シャシーダイナモ (Fig. 1)

(2) Tire Patch Exciters (以下 TPE, Fig. 2)

前者は一般的なブレーキ試験などに使用され、広く知られている。後者のTPEは、二つの加振機とエアベアリングを用いて車両の前側左右輪を加振する MTS 社製の試験装置である。



Fig. 1 Chassis dynamometer

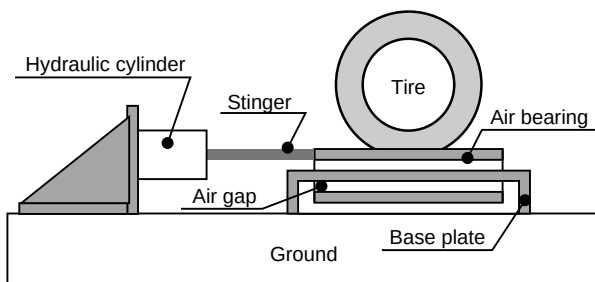


Fig. 2 Tire Patch Exciters

シャシーダイナモを使用した試験では、実走テストをそのまま台上に置換したテスト手法を用いることができるため実走テストに対する現象の再現性は非常に高いが、起振源も実走テストと同様に摩擦材特性に依存したブレーキのトルク変動によるため、繰返しテストにおいて同一の振動現象を安定的に発生させるという点では同様の問題が残ってしまう。

また、振動励起のためブレーキによる制動が必要となることにより、各回の計測間でブレーキ部品の冷却時間待ちが発生してしまう。これは、多点計測、及び、発生現象の安定性の低さを補うための繰返し試験が必要とされる条件下では膨大な試験時間を要する原因となってしまう、開発期間の短縮や試作車の削減が求められる商品開発においては、その作業の時間効率の悪さから検討手法とは成り難い。

これらの問題点を解決するために、次にTPEについて検討する。起振源の入力を安定させるために加振機による振動励起方法を用いることで現象を安定的に繰返し発生させることが可能となり、かつ、ブレーキによる制動が不要となることから各回の計測間におけるブレーキ部品の冷却時間待ちの問題も無くなる。

以上の理由により、本研究ではTPEを試験装置として選定した。

2.2. TPE による台上テスト手法

実走テストに対する現象の再現性を確保するため入力条件としては、厚さ不同が生成されたディスクロータを装着した際の平均的なブレーキのトルク変動が再現されるように加振機を制御することが必要となる。Fig. 3にシングルダイナモ試験より得られた平均的なブレーキのトルク変動を

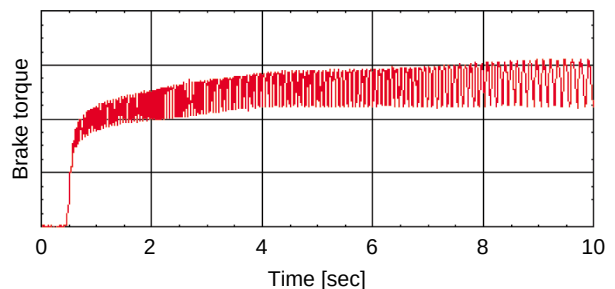


Fig. 3 Measurement data: brake torque variation (single dynamometer)

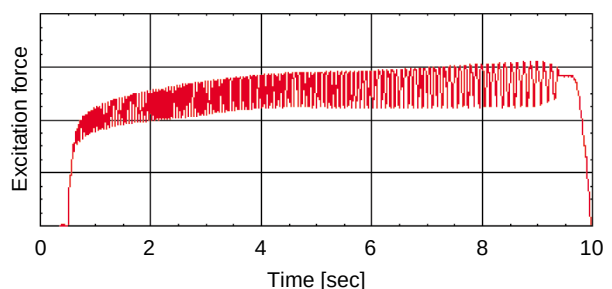


Fig. 4 Excitation force: Tire Patch Exciters

示す。このトルク変動特性をタイヤ接地点における前後力変動に換算し入力データとする。これをTPEにて再現した結果を Fig. 4 に示す。両者は良好に一致しており入力の実現性は十分である。

Fig. 5 に実走テストでの 10 回の繰返しテストにおけるステアリング回転振動の加速度(ステアリングホイール外周上の接線方向成分)の計測結果と TPE を用いた台上テストの計測結果を示す。なお、ここでは時刻層における振幅の移り変わりを各一波長毎のピーク値のみをプロットすることによりグラフ化している(Fig. 6)。二つの結果を比較すると、台上テストにおけるステアリング回転振動は、実走テストの平均的な値を示すとともに時系列における振動が収斂する傾向も良好に再現していることがわかる。

従って、これにより実走テストに対する現象の再現性が高く、台上テストにおいて同一の振動現象を安定的に発生させることができるテスト手法が確立できたものと判断し、本手法を用いて多点計測をおこない、車両挙動分析を実施する。

3. 基本メカニズム

台上テストにおける計測点は、現象発生時の実稼動モードを作成するために各部品、装置毎に十分な点数を配置した。これらの計測点におけるデータから作成した時刻層での実稼動モードを Fig. 7, Fig. 8 に示す。この実稼動モードを分析することにより、Fig. 9 に示すブレーキジャダ発生

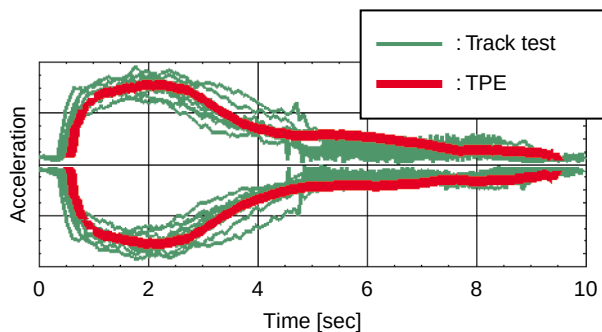


Fig. 5 Rotational acceleration: steering wheel comparison between track test and TPE

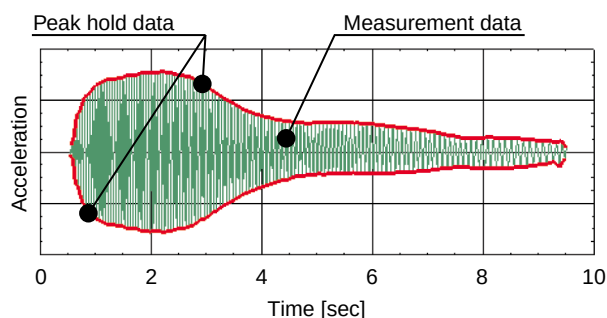


Fig. 6 Steering wheel acceleration: peak hold data

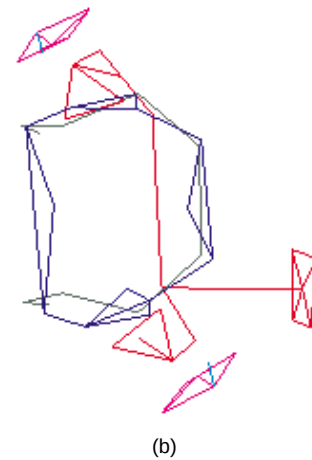
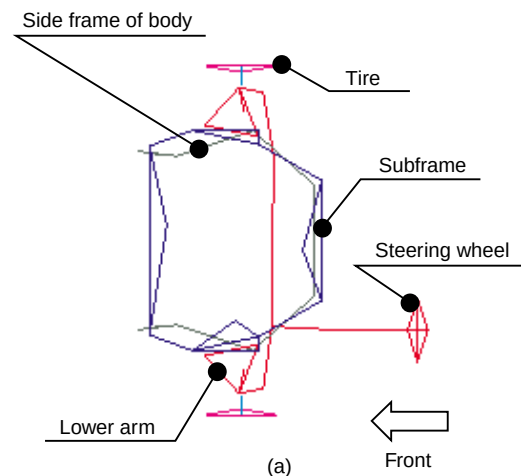


Fig. 7 Operational deflection shape at TPE (suspension, steering, subframe and side frame of body)

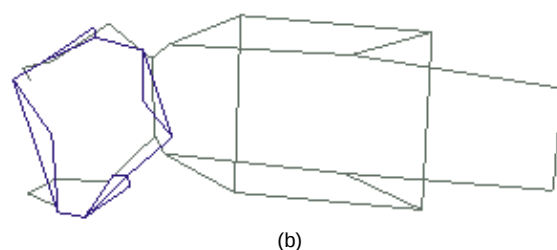
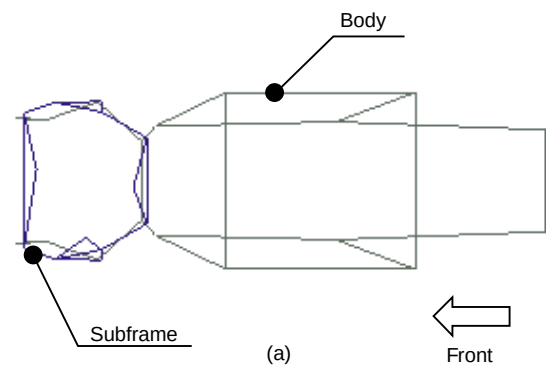


Fig. 8 Operational deflection shape at TPE (subframe and body)

時の基本メカニズムがわかった。

図中左側に示す振動の伝達経路(1)は、ブレーキジャダの主要因のひとつであるサスペンションの前後振動がキングピン軸を中心とした回転振動となりタイロッドを經由してステアリング振動となる従来から知られている伝達経路である。

これに対して、図中、中央及び右側に示す振動の伝達経路(2)、(3)は本研究により新たに判明したサブフレーム、ボデーの振動にかかわる伝達経路である。サスペンションの前後振動の発生により、これを支持するサブフレームがロアアームブッシュ取付け点で左右方向に、コンプライアンスブッシュ取付け点で左右及び前後方向に加振される。これによりサブフレームは車両上下方向の軸まわりに若干の回転を伴いながら左右に振動する。この時、サブフレームに搭載されているギヤボックスのハウジング部もサブフレームとほぼ一体で左右に振動することによりラック軸との相対変位が発生しステアリングの回転振動となるのが伝達経路(2)である。

また、サブフレームの振動は、それを支持するボデーにも伝わり、キャビンから前方での横曲げを伴いながらボデー自体も左右に振動する。これが伝達経路(3)であり、ブレーキジャダ発生時のボデー振動のメカニズムとなる。

以上のように、多点計測による車両挙動分析をおこなう

ことで、ステアリングの回転振動を発生する伝達経路は2系統存在することが明らかとなるとともに、ボデー振動を発生するメカニズムも把握することができた。

更に、フロントサスペンションの形式違いを含む複数の車両に対して同様に車両挙動分析をおこない、前述のブレーキジャダの基本メカニズムには変化が無いことも確認した。

4. 伝達系における影響因子

4.1. サブフレーム、ボデーの改善案検討

改善案の検討に際しても、Fig. 7, Fig. 8の実稼動モードから大きな変形、振動が発生している部位に着目することにより、改善案の指針を得ることができる。ここでは、サブフレームのマウントブッシュの変形とボデー前端部の横曲げ変形に着目する。

サブフレームマウント部の変形を抑えるためには、リジットマウント相当となる補強パッチの追加、ボデー前端部の横曲げ変形の抑制にはボデー各部材への補強パッチの追加を実施した。なお、補強パッチの形状検討に際しては、有限要素法(FEM)を用いて横曲げ変形に対する各部材の感度解析をおこない補強部位を決定した。この補強によるサブフレームを取り除いたボデーのみで補強レベルを比較した結果を Fig. 10 に示す。ボデーの補強により横曲げの変

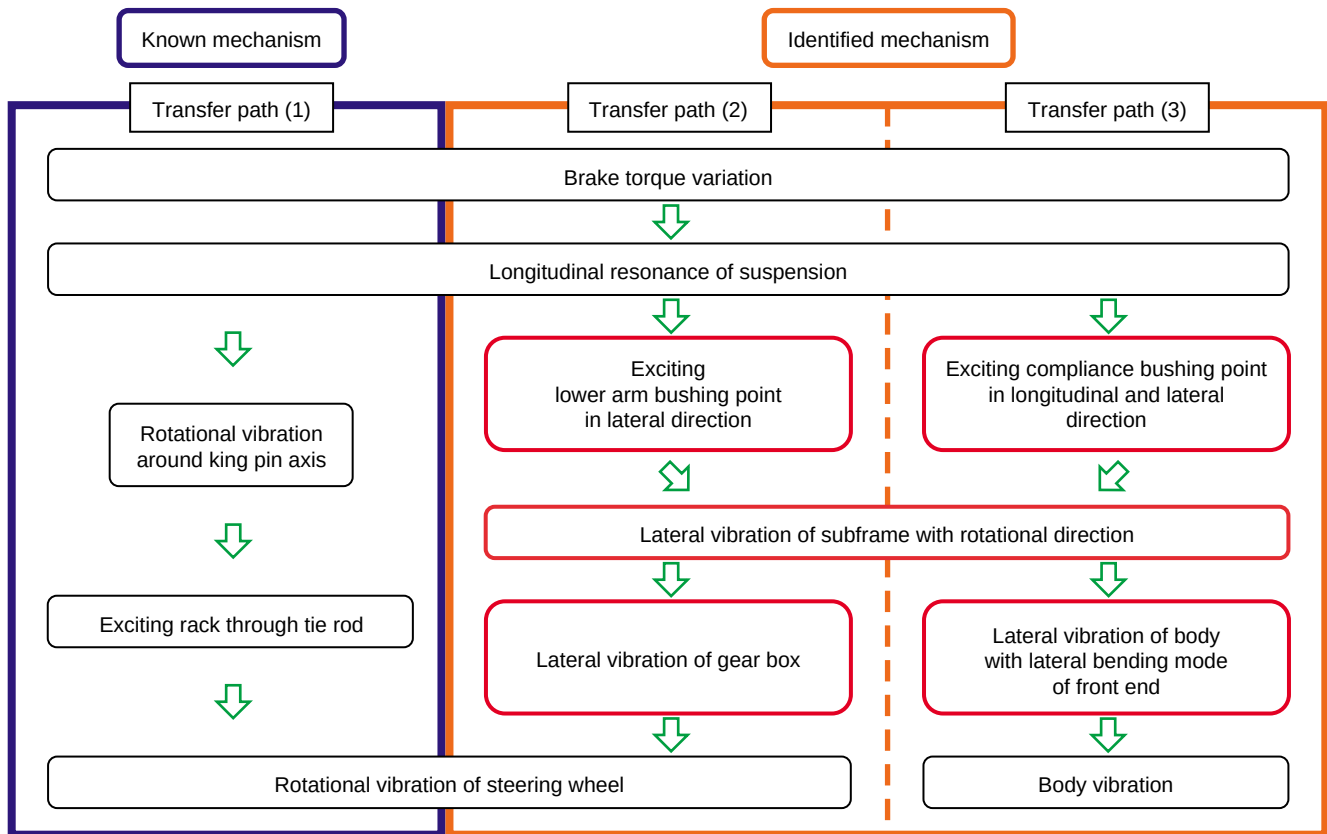


Fig. 9 Basic mechanism of brake judder

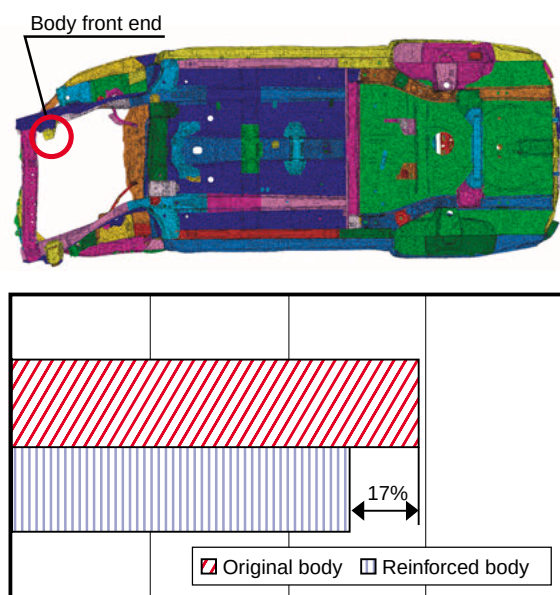
形量は 17%程度抑えられていることがわかる。

ボデーへの振動伝達としては、サブフレームのロアアーム取付け点から振動が伝達されることが車両挙動分析結果より明らかであることから、これらの補強によるブレーキジャダにかかわる剛性変化の度合いを評価するため、ロアアームブッシュ取付け点における静的な変形量を比較した。この結果を Fig. 11 に示す。ボデーのみに補強パッチを追加した仕様では、ロアアームブッシュ取付け点の剛性はほとんど変化していないのに対して、ボデーの補強パッチと併せてサブフレームマウント部へ補強パッチを追加した仕様では、64%程度変形量が抑えられている。このことからマウントブッシュを介してサブフレームが組付けられる構造を有した車両では、ボデー補強のみによるロアアームブッシュ取付け点の剛性アップ効果は低いことが確認できる。

これらの二つの改善案について実走テストをおこなった結果、ロアアームブッシュ取付け点剛性の検討結果と同様にボデー補強のみでは有意な差は見られなかったのに対し、ボデー及びサブフレームマウント部を補強した仕様ではおよそ 20%程度の改善効果が得られることが確認できた。

4.2. ステアリングシステムの影響

ステアリングシステムは、ドライバが直接ジャダを感じるステアリングホイールを有する振動伝達の最終経路であり重要な役割を担っている。しかしながら現象改善に関しては、ステアリングギヤボックスにおけるダンパやフリクションなどのラック軸の摺動抵抗を上げる対策が主となり他の要因についての研究事例はほとんど見られない。本研究では、コラムシャフトに注目し、その影響について検討する。



Displacement: body front end

Fig. 10 Body stiffness level without subframe

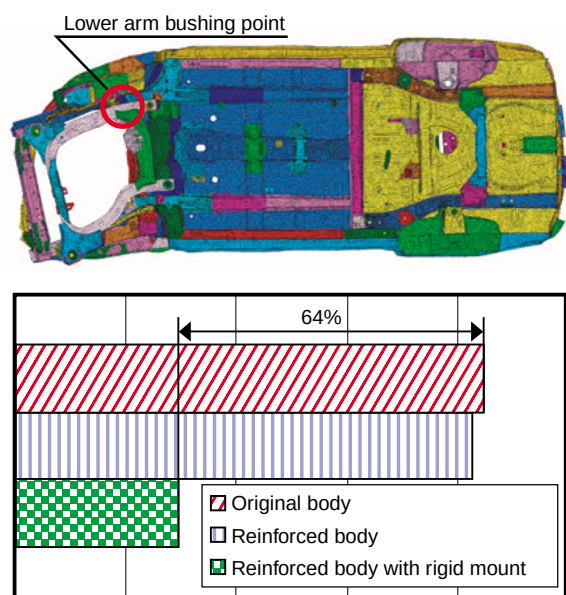
ステアリングシステムを構成するコラムシャフトには、通常、車両レイアウトの都合からヨークジョイントが使用されるが(Fig. 12)、このジョイントで結ばれるシャフトが任意の交角を持ってしまうため、回転運動を伝える際に伝達率の変動が発生する。また、ヨークジョイント部のフリクションの影響度合いも回転位置により変化するため、コラムシャフトトータルでのフリクション特性も変動する。

この特性がどのようにブレーキジャダに影響するかを確認するため、ステアリングのニュートラル位置におけるコラムシャフトのヨークジョイント位相違いによる実走テストをおこなった。計測をおこなったヨークジョイント位相とその位置における回転伝達率の変動、回転フリクションの特性を Fig. 13 に、ステアリング回転振動の比較を Fig. 14 に示す。この結果、今回の供試体では最大で 30%程度の差異が発生することが確認された。従って、ブレーキジャダに関する検討をおこなう際には、これらの特性についても十分考慮する必要があることがわかった。

なお、チルト、テレスコピック機構を有するステアリングシステムでは、ステアリングホイールの位置を変更することによりシャフト交角が変化し、これによっても回転伝達率の変動やフリクション特性が変化するため、これらの影響を受けにくいヨークジョイント位相を選択することも重要なポイントとなる。

4.3. 影響因子の寄与度

前述の解析事例を通して、ステアリングシステム、サブフレーム、ボデーなどの伝達系における影響因子の寄与度を把握することができたので、従来からステアリングの回転振動を抑制するために用いられてきたステアリングダンパとあわせて、以下に寄与度の大きいものから順に整理する。



Displacement: lower arm bushing point

Fig. 11 Body stiffness level with subframe

- (1)ヨークジョイント位相
- (2)ステアリングダンパ特性
- (3)サブフレームマウント

このように、伝達系における影響因子の抽出とその寄与度の解析をおこなうことで、起振源、共振系と合せて車両全体の多岐にわたる部品、装置でのブレーキジャダに関する改善点を把握することができた。

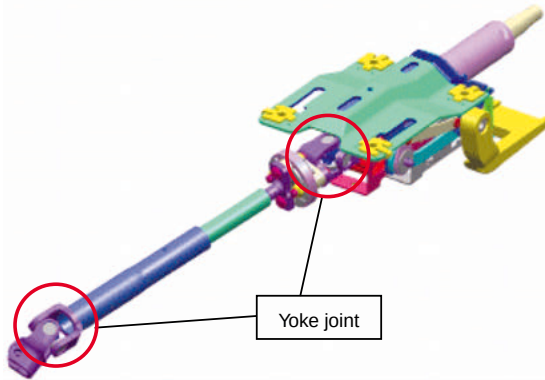


Fig. 12 Yoke joint: column shaft

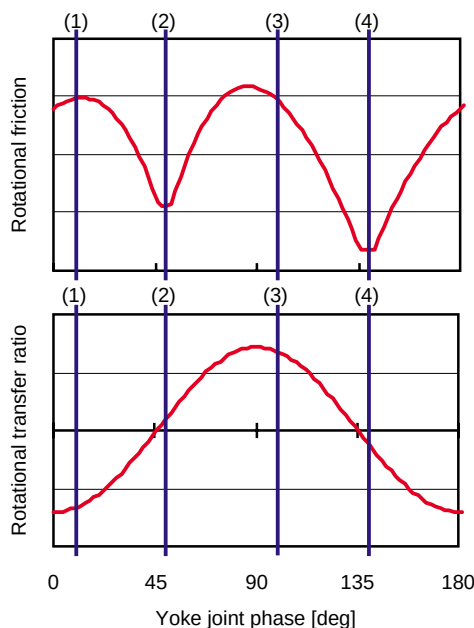


Fig. 13 Characteristics of column shaft

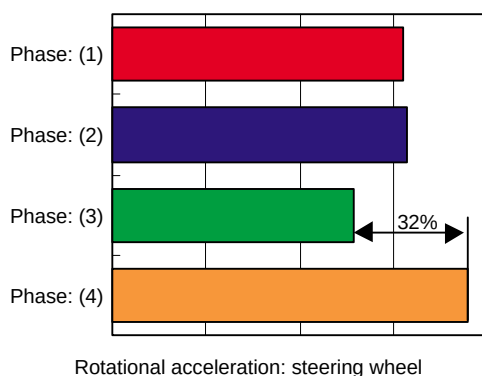


Fig. 14 Result of track test

5. まとめ

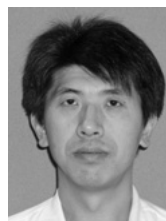
台上試験装置を用いた加振テストの実施により、ブレーキジャダについての車両挙動分析が可能となると共に、伝達系に対する寄与度解析も可能となったことで、以下の結果が得られた。

- (1) TPEを用いた台上テストにより、再現性が高く、安定的に振動現象を発生させることができるテスト手法を確立し、効率的に車両挙動分析をおこなうことが可能となった。
- (2) ブレーキジャダ発生時の振動挙動を可視化することにより、ブレーキからステアリングホイール、及び、ボデーまでの振動伝達の基本メカニズムが把握できた。
- (3) ステアリングニュートラル位置でのコラムシャフトのヨークジョイント位相やチルト、テレスコピック位置により、ステアリングホイールの回転振動に対する伝達特性が大きく変化することがわかった。
- (4) ステアリングシステム、及び、サブフレーム、ボデーの伝達系における各要因を抽出し、寄与度について解析することにより、起振源、共振系と合せて車両全体の部品、装置でのブレーキジャダに関する改善点を把握することができた。

参考文献

- (1) 土井三浩ほか：ブレーキジャダー低減技術—摩擦材配合を含むブレーキ設計技術の開発—，自動車技術会学術講演会前刷集，No.100-99，p.9-12(1999)
- (2) Abdelhamid, M. K.: Brake Judder Analysis Using Transfer Functions, SAE Paper 973018(1997)
- (3) Kim, M. G., et al. : Sensitivity Analysis of Chassis System to Improve Shimmy and Brake Judder Vibration on Steering Wheel, SAE Paper 960734(1996)
- (4) Gassmann, S., et al. : Excitation and Transfer Mechanism of Brake Judder, SAE Paper 931880(1993)
- (5) de Vries, A., et al. : The Brake Judder Phenomenon, SAE Paper 891329(1989)
- (6) 山口哲也ほか：ブレーキジャダ低減に関するサスペンション動特性の研究，Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.99-104

■著者■



山口哲也

イオン電流計測を用いたフォーミュラ1エンジンの 燃焼状態検出システムの研究

Study on Combustion Monitoring System for Formula One Engines Using Ionic Current Measurement

島崎 勇一*
Yuichi SHIMASAKI
鈴木 宏章*
Hiroaki SUZUKI

坂口 純子*
Junko SAKAGUCHI
加藤 彰*
Akira KATO

牧 秀隆*
Hidetaka MAKI
西澤 一俊*
Kazutoshi NISHIZAWA

要 旨

フォーミュラ1エンジンの故障診断や燃焼制御のためにイオン電流計測を用いた燃焼状態検出システムを構築した。

本システムは、新たなセンサを付加する必要がないように、スパークプラグ中心電極をイオンプローブとして用いイオン電流計測を行うもので、常時オンボードで全運転領域の燃焼状態を気筒ごとにモニタリングすることができるものである。現在、この技術は精度や信頼性が高いため、フォーミュラ1などのエンジン制御やテレメトリーシステムによるピットへの情報供給に有効に活用されている。その制御内容は、失火検出、ヘジテーション検出、デトネーション検出、リーンバーンなどである。

また、スパークプラグ中心電極形状とイオン電流の絶対量の関係についても報告する。

ABSTRACT

A combustion monitoring system has been developed by applying ionic current measurement for malfunction diagnosis and combustion management of Formula One engines. In this system the spark plug's center electrode acts as an ion probe for ionic current measurement, which eliminates the need for additional sensors. The system allows the onboard monitoring of each of the cylinders for their combustion status under all operational conditions. The accuracy and reliability has ensured that the technology can be effectively used for the management of Formula One engines with car-to-pit communication carried out via telemetering. It is capable of various types of controls including detection of misfire, hesitation, detonation and the lean-burn condition. In addition to these points, this paper reports on the relationship between the spark plug center electrode configuration and the absolute quantity of ionic current.

1. まえがき

近年の乗用車は、故障車両から排出される多量の有害排出ガスによる大気汚染を避けるため、車載故障診断装置(以下、OBD システム: On Board Diagnosis System)を装着している。その中には、高回転高出力エンジン用としてイオン電流計測から失火を検出するものも採用されている。Fig. 1 に、イオン電流失火検出システム採用車を示す。

他方、フォーミュラ1用エンジンは、回転レンジが広いことに加え高出力を得るために大きなシリンダボア径を採用している。そのため広い運転領域の燃焼を安定化させることは難しかった。また、万が一故障が発生した場合、限られた時間内に故障の原因と個所を精度良く特定し、対応す

ることが求められていた。

本論文は、上記課題を克服するため、量産車で培ったイオン電流計測技術をフォーミュラ1エンジン用に改良し有効に活用した内容を報告する。



Fig. 1 Vehicle with ionic current measuring system

*栃木研究所

2. イオン発生メカニズムと計測原理

燃焼の過程でイオンが発生することは、古くから良く知られている。また、イオン電流は、以下の2種類のイオン発生過程を経て検出されると考えられ、イオン電流波形には二つのピークが発生する (Fig. 2)。

- (1) 燃焼初期の火炎面が電極を通過する際に発生する比較的長寿命の $C_3H_3^+$ 等のイオンを検出する。
- (2) 2000K以上の燃焼ガス中において、 N_2 が熱解離し NO^{2+} イオンとなりこれを検出する。

次に、イオン電流計測の原理を示す (Fig. 3)。燃焼室に配置したイオンプローブに300V程度のプラス電位を印加し、燃焼により発生した $C_3H_3^+$ 、 CHO^+ 、 NO^{2+} 等のイオンを捕捉する。スパークプラグ中心電極をイオンプローブとして用い、点火コイルのエネルギーをコンデンサに蓄え電源として使う構成が簡単で一般的である。しかしこの場合、放電中の計測はできず、誘導放電の時間が1 msec程度と長いフルトランジスタ点火方式では、燃焼期間に誘導放電が重なり計測精度が低下する問題点を持っている。しかしながら、Honda フォーミュラ1エンジンは、放電時間が70 μ sec程度と短い CDI 点火システム (Condenser Discharge Ignition System) を用いているため、燃焼期間の大半をモニタすることができる。

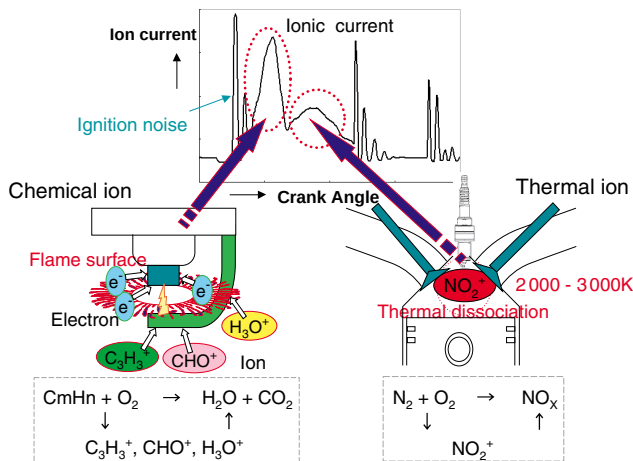


Fig. 2 Mechanisms of ionic current generation

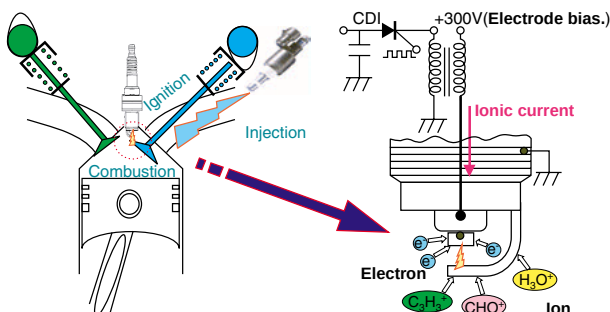


Fig. 3 Principle of ionic current measurement

3. システムの構成

CDI 点火方式では、大型コンデンサに蓄えられたエネルギーがサイリスタにより1次コイルに流され、2次コイルに高電圧が発生する。このイオン電流検出システムでは、点火によりグラウンドに流れるエネルギーの一部を300Vのツェナダイオードにより制限し、MDSユニット (Misfire Detection System Unit) のコンデンサに蓄えるようにした。その300Vで蓄えられたエネルギーを利用し、放電終了後スパークプラグ中心電極にプラスのバイアス電圧を印加するように設計した。プラス電圧を印可した理由は、電荷あたりの質量が大きく、電界を与えた時の移動量が小さい陽イオンより電子を捕らえた方がより多くのイオン電流を検出できると考えたためである。Fig. 4にバイアス電圧の方向とイオン電流検出量の関係⁽¹⁾を示すが、陽イオンを表面積が大きい燃焼室で捕捉し、電子は表面積が小さい中心電極で捕らえるようにした方が多量のイオン電流を検出することが確認できる。その結果としてシステムのS/N (Signal Noise Ratio)が向上し、検出の精度を高めることができた。

イオン電流は、検出抵抗 (シャント) により電圧値として検出し、積分用オペアンプとリセット用オペアンプを経て、デジタル化される。この信号は、PWM (Pulse Width Modulation)、または、高速シリアル通信によりECU (Engine Control Unit) へ送られ、そこからエンジン制御やテレメトリシステムによるピットへの情報供給に使われる。Fig. 5に、イオン電流計測システムの構成を示す。

MDSユニットはコンパクトな形状とし、ケースは、軽量化のためマグネシウム合金を用いている。また、電源と入力用に2個のDeutsche Auto Sport社製コネクタを使用し信頼性確保に努めている。Fig. 6に、MDSユニットを示す。

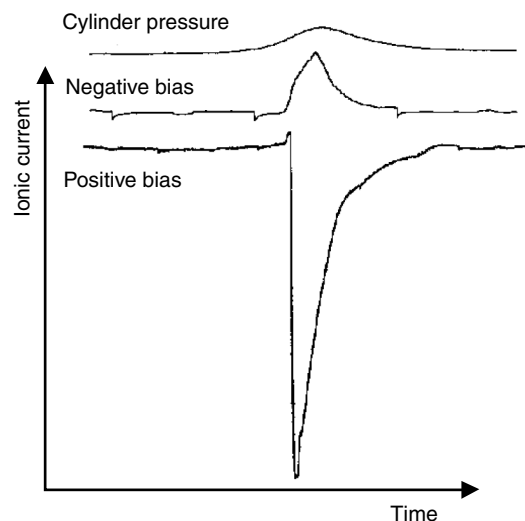


Fig. 4 Relationship between direction of bias voltage and amount of ionic current

点火コイルは、従来 CDI の入力とグランドの 2 ピン構成からイオン電流計測のための出力端を追加し、3 ピン構成とした。また、CDI 点火のため 1 次、2 次コイル共にターン数は少なく、インダクタンスを低く抑えているため、誘導放電時間は極めて短い $70 \mu\text{sec}$ 程度となっている。Fig. 7 に、イオン電流計測用点火コイルを示す。

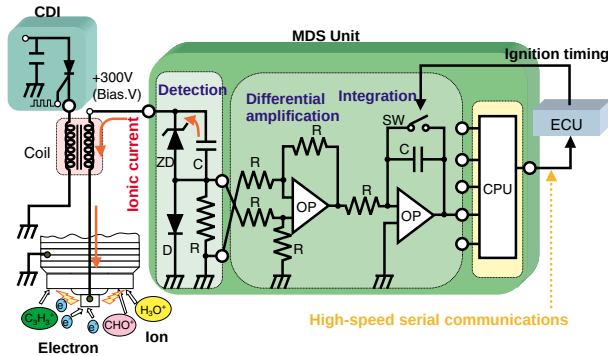


Fig. 5 Configuration of ionic current measuring system

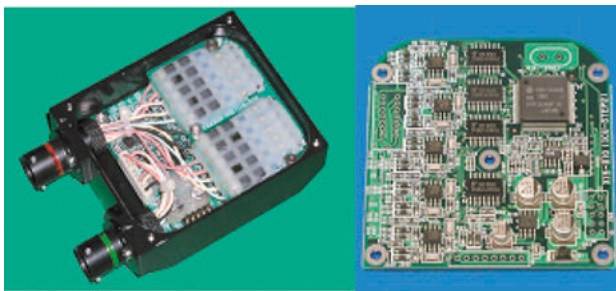


Fig. 6 MDS unit



Fig. 7 Ignition coil for ionic current measurement



Fig. 8 Example of system installation

MDS ユニットの、車体側面 ECU の近傍に配置されている。また、ハーネスの浮遊容量の影響を最小限にするために、回路でのノイズ対策を行ないシールド線は廃止した。Fig. 8 に、車輛搭載例を示す。

4. 失火検出システム

故障診断システムは、失火だけではなく他のセンサ故障などと協調して故障を判断し、故障部品の特定や頻度の測定を行ない、総合的に故障状態を詳細に把握できるようにした (Fig. 9)。

また、失火検出のフローは、ゲート区間のイオン電流をアナログ積分し、所定いき値より低い場合、失火と判断し、これが所定の頻度で発生した場合、故障と判断している。なお、ゲート区間は、放電期間とその後の点火コイル内の電気的な振動ノイズを排除するために設けている (Fig. 10, 11)。

Fig. 12 は、失火有無によるイオン電流発生状況である。これより見て取れるように失火時は、燃焼によるイオンの発生がないため、イオン電流の積分値は低く、それと対比して正常燃焼では、イオンが多量に発生し、積分値が増加す

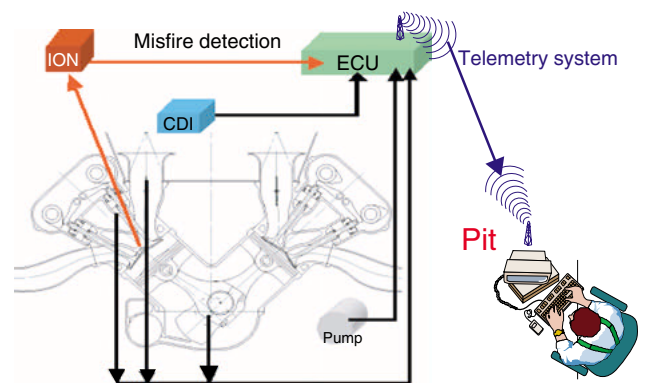


Fig. 9 Diagnosis system configuration

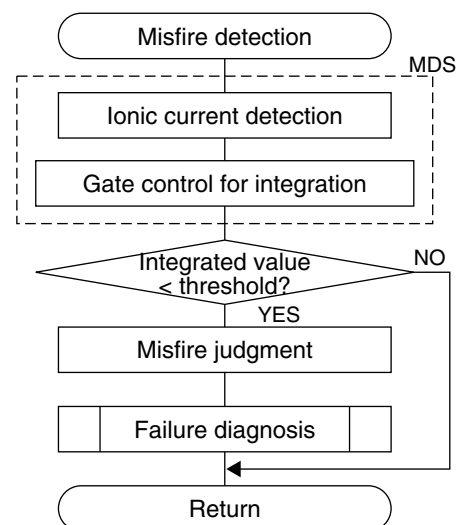


Fig. 10 Misfire detection flowchart

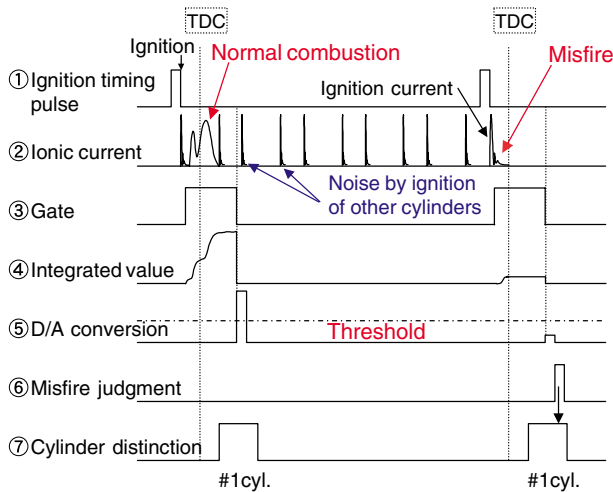


Fig. 11 Timing chart

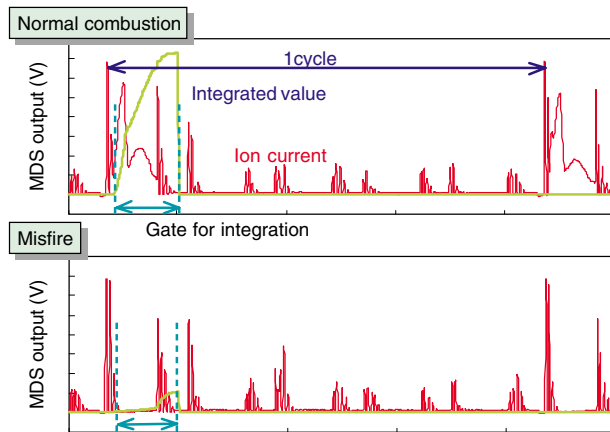


Fig. 12 Test results under misfire and normal combustion

る。この差は明確であり、十分なS/Nが得られることが判断できる。意図的に燃料供給を停止して行なった実車テストでも同様に、失火が検出でき、所定頻度で故障フラグが立つことが確認できた(Fig. 13)。

5. リーンバーン制御

5.1. リーン燃焼時のイオン電流

空燃比とイオン電流の関係を明らかにするため、UEGO センサ(Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor)を用いて空燃比を計測しイオン電流との相関を確認した。一般に、空燃比をリーン化することで燃費向上を図ることができる。しかし、リーン限界を越えると失火頻度が増加し、燃費は逆に悪化する(Fig. 14)。

また、空燃比とイオン電流量には相関があり、リーン燃焼時はイオン電流の発生が少ないことが確認できる(Fig. 15)。

気筒間の空燃比とイオン電流の関係をみると空燃比がリッチでIMEP(Indicated Mean Effect Pressure)が高いであろう気筒は、イオン電流量が大きいことが確認でき、これを利用して気筒間の簡易的な空燃比検出も可能性があることも分る(Fig. 16)。

5.2. ヘジテーション検出

燃費向上のために空燃比を希薄な状態で運転した場合、加速時にヘジテーションが起こり易く、コーナ出口の立上りなどで加速性能が損なわれる。この現象を改善するためにイオン電流計測システムを応用した。ヘジテーションの原因は、急激な吸入空気量増加により、可燃限界以下に混合気がリーン化し、失火もしくは失火に近い IMEP となるた

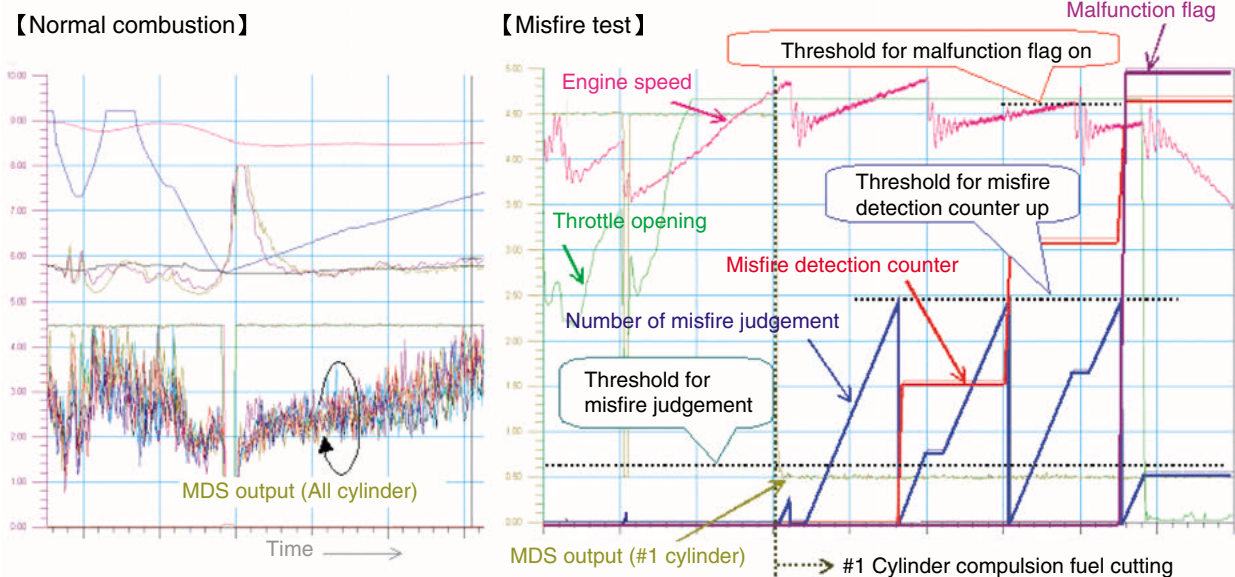


Fig. 13 Test results with actual vehicle

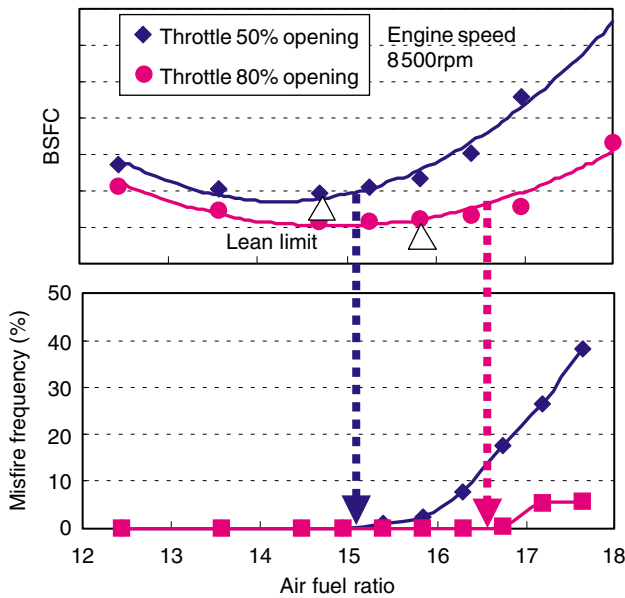


Fig. 14 Lean limit and frequency of misfire

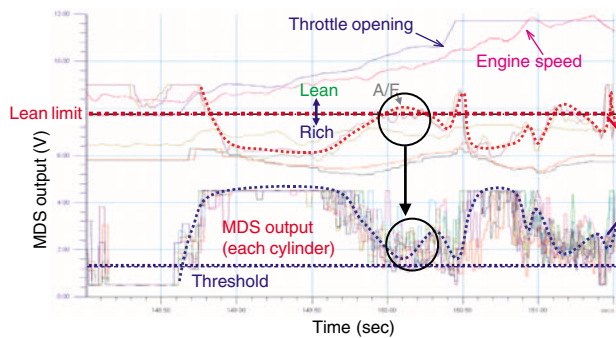


Fig. 15 Lean-burn test with actual vehicle

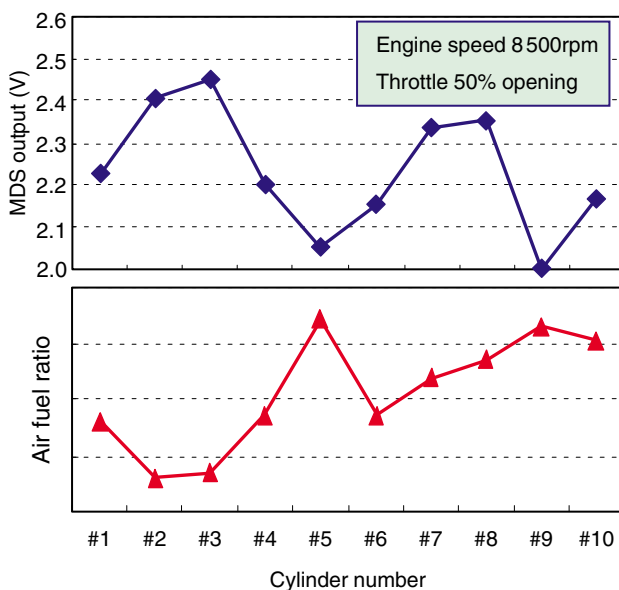


Fig. 16 Cylinder-to-cylinder variations of air-fuel ratio and ionic current generation

めである。したがって、リーン化により、イオン電流量は減少し、ヘジテーションの時間は長くなる。このシステムは、加速時のこのような現象に着目して検出するものである。

Fig. 17 に、システムのフローチャートを、Fig. 18 にベンチテスト結果を、Fig. 19 に実車でのテスト結果を示す。

システムのフローは、イオン電流が所定いき値より低い時間を計測し、所定時間以上に長い場合、オーバーリーンと判断し、空燃比をリッチ化する。逆に、その時間が所定値より短い場合、よりリーン化が可能で、燃費向上のためリーン化する。

Fig. 18, 19 に示すように、空燃比をリーン化した場合、顕著にヘジテーションの継続時間は長くなることが確認で

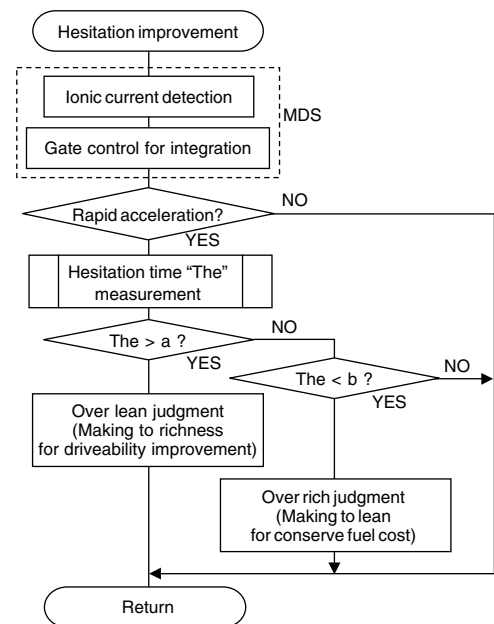


Fig. 17 System flow chart for Hesitation control

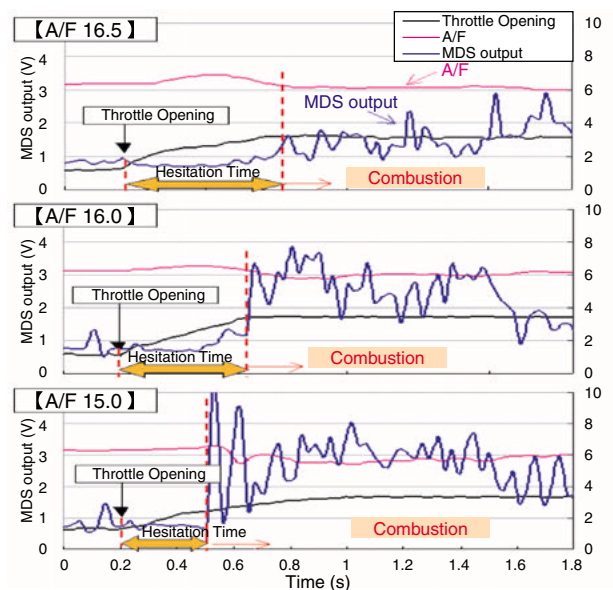


Fig. 18 Dynamometer measurement result about lean-burn condition

きる。また、UEGO センサ信号を見ると、ストイキオメトリックに近い空燃比では、加速時一旦リーン化するものの、その後空燃比はリッチ化し加速を助けていることが分る。しかし、リーン限界に近い領域では、この現象は見られず、加速増量の効果がないため、顕著なヘジテーションが発生し、場合によっては3倍程度その時間は増大する。

6. デトネーション検出

リーン混合気下で高回転高負荷運転を行なった場合、ノックやプリイグニッションなどのデトネーションが起こることは良く知られている。

Fig. 20 に、熱面着火によるデトネーション発生例を示す。図上段、中段は、実際のレースで発生したもので、下段

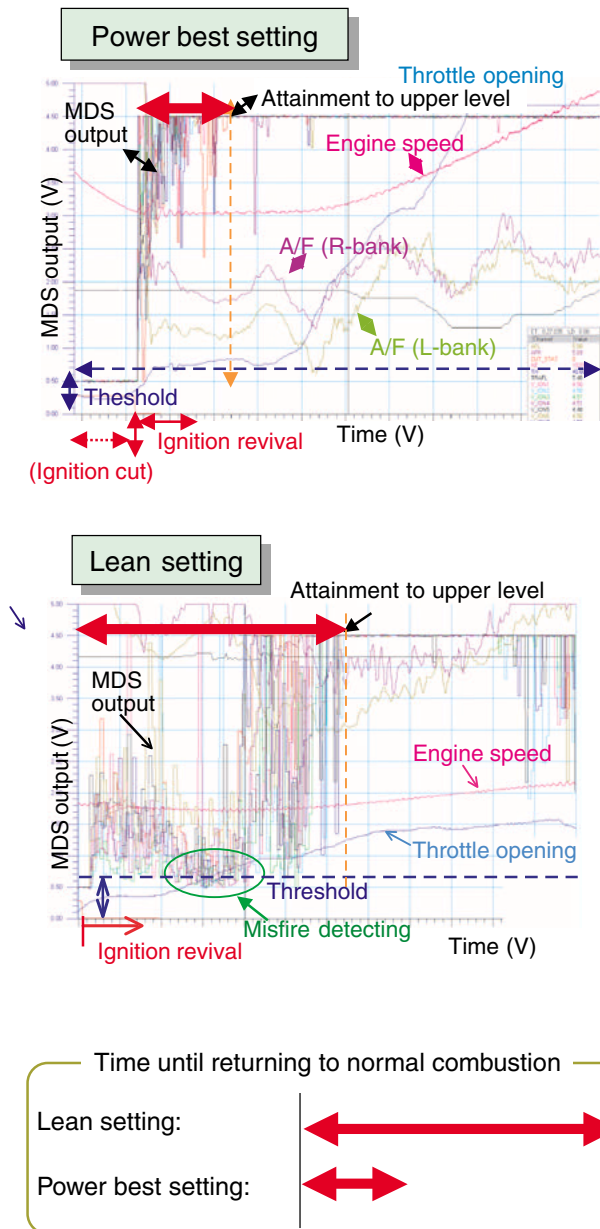


Fig. 19 Actual vehicle measurement result about lean-burn condition

はその再現テストで発生したものである。ピストンだけでなく燃焼室まで熔損している。再現テストでは、リーン混合気下で点火時期を進角して、同様の破損を再現した。Fig. 21 に、デトネーション再現テスト時のイオン電流波形を示す。

事前テストで点火時期を進角してもノックは発生しないことを確認しテストは行なった。イオンは点火直後から急激かつ多量に発生し、計測の上限になっていることが確認できる。また、同じ条件下であっても時間の経過により、燃焼室壁面が高温になりデトネーションが発生することを示している。点火直後に通常の着火遅れを伴わず、イオンは発生し、筒内圧ピーク近傍で燃焼は高温となり、熱解離により多量のイオンが発生している。この現象はプリイグニッションと同じ熱面着火と考えられるが、点火の前にはイオンの発生が無いため、熱面着火によるポストイグニッション現象であると判断している。

7. イオン電流量

7.1. スパークプラグ中心電極形状とイオン電流量

例え燃焼により発生するイオンの量が同一であっても、イオン電流を計測する能力によりイオン電流の量は変化する。このイオン電流計測システムでは、スパークプラグ中

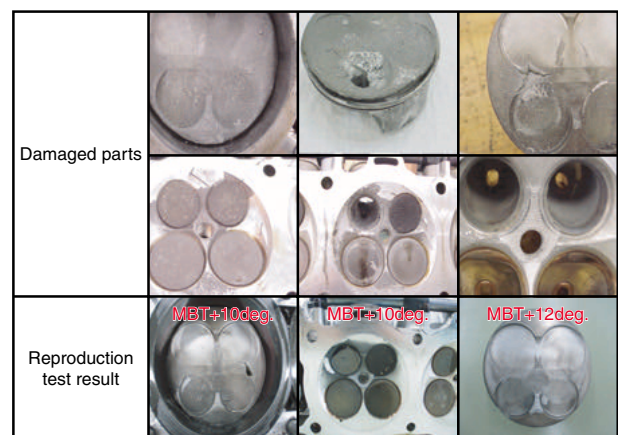


Fig. 20 Detonation caused by hot surface ignition

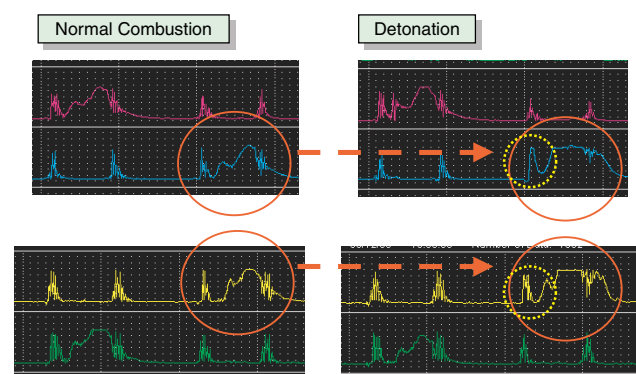


Fig. 21 Amount of ionic current during reproduction test

心電極はセンサであり、アンテナの役割をしている。したがって、計測されるイオン電流量は、アンテナの能力に影響される。

Fig. 22, 23に、スパークプラグ中心電極形状とイオン電流計測量の関係、スパークプラグ中心電極形状と気筒間のイオン電流量を示す。中心電極の表面積を横軸に、イオン電流量を縦軸に整理すると、同じ形状のスパークプラグの場合、その表面積とイオン電流の関係はほぼ線形な関係で表

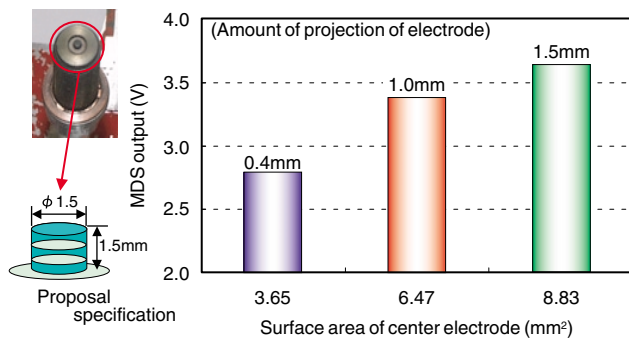


Fig. 22 Relationship between spark plug center electrode configuration and ionic current generation (detectable)

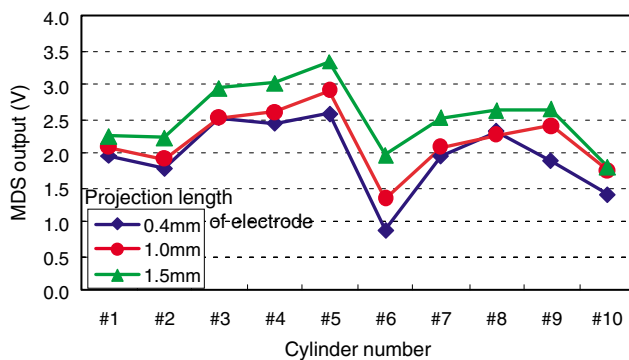


Fig. 23 Relationship between configuration of spark plug center electrode and cylinder-to-cylinder ionic current generation

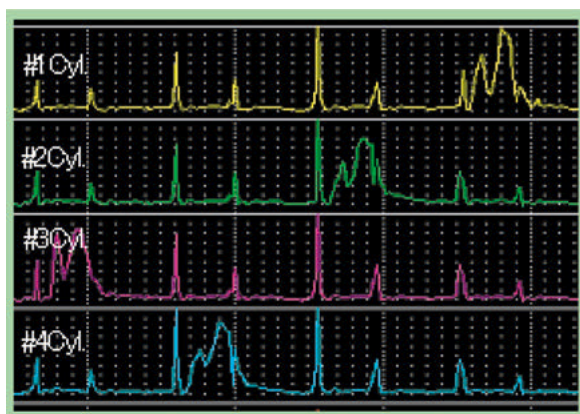


Fig. 24 Ionic current waveform measured with spark plug electrode protruding by 1.5mm

面積に比例して大きくなる。同様に気筒間のイオン電流量を比較するとそれぞれの気筒で同じ比率の変化をする。

Fig. 24 に、スパークプラグ中心電極突出し量 1.5mm のイオン電流波形を、Fig. 25 に、実車テストでのスパークプラグ中心電極突出し量とイオン電流の関係を示す。突出し量が 1.5mm と十分大きな場合、イオン電流波形は大きく、高い検出性を持っていることが確認できる。また、実車テストでは、中心電極突出し量により得られる出力が大きく変化することが確認できた。

7.2. 検出できたイオン電流量

中心電極表面積が 3.65mm^2 (0.4mm) のスパークプラグを使用した場合、検出抵抗 R を $18\text{k}\Omega$ に設定すると、ケミカルイオンがピーク時、その抵抗の両端にかかる電圧は、19V であった。その時のイオン電流量は式(1)に示すように 1.06mA である。また、イオン電荷の積算量は、式(2)で表すことができ、式(3)、(4)のように算出すると 15000rpm 時のケミカルイオンとサーマルイオンの積算量は、いずれも $0.19\mu\text{C}$ であった。したがって、Fig. 22 から分るように中心電極の表面積が増加するとイオン電流の捕捉量は一次関数で増加していくことが推測できる。Fig. 26 に、ケミカルイオンが最大の時のイオン電流量を、Fig. 27 に、検出した電荷量を示す。

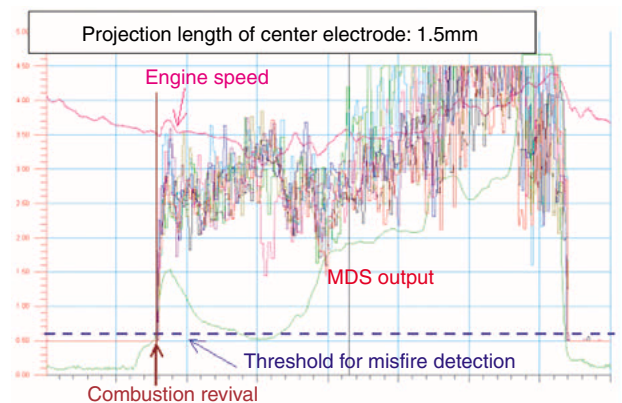
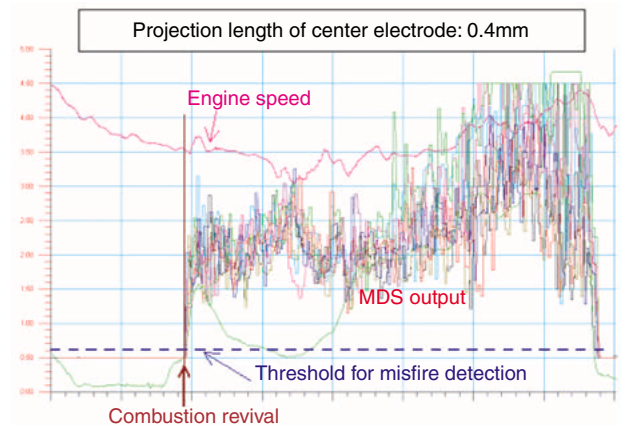


Fig. 25 Actual test results with different protrusions of sparkplug center electrode

$$I = \frac{V}{R} = \frac{19}{1.8 \times 10^4} = 1.06 \text{mA} \quad (1)$$

$$Q = \int Idt \quad (2)$$

$$Q_{\text{chemical}} = 0.19 \mu\text{C} \quad (3)$$

$$Q_{\text{thermal}} = 0.19 \mu\text{C} \quad (4)$$

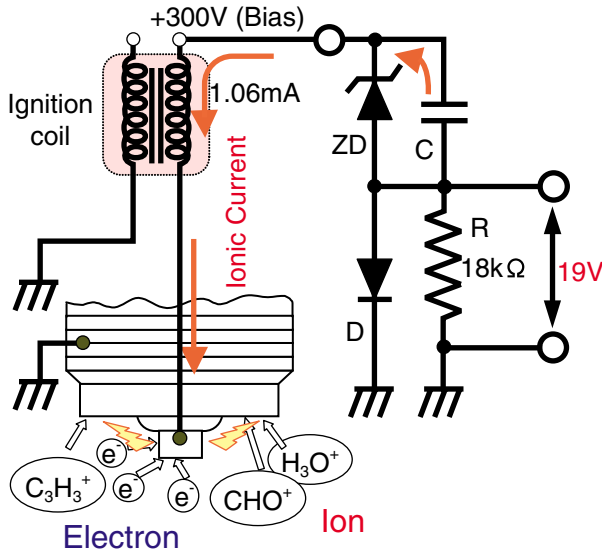


Fig. 26 Amount of ionic current at chemical ion generation peak

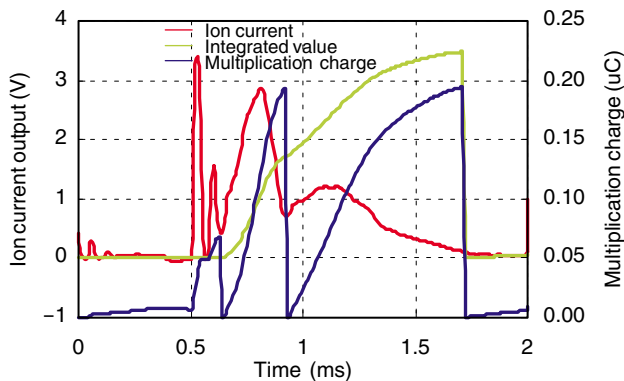


Fig. 27 Detected electric charge

8. まとめ

フォーミュラ1エンジンにイオン電流計測を用いた燃焼状態検出システムを採用し、以下の知見を得た。

- (1) スパークプラグ中心電極をイオンプローブとして使い、放電時のエネルギーをコンデンサに蓄えバイアス用電源として用いるこのイオン電流計測システムは、放電

時間が短いCDI点火システムとあいまって全運転領域で良好な計測精度が得られた。また、このイオン電流計測を用いた失火検出システムは、点火ノイズを除外するゲート手段と積分手段、失火頻度計測手段により故障を診断するもので、全運転領域で十分高い検出精度を持っていることが分った。

- (2) リーン燃焼時イオン電流量は減少する。これを利用し失火や IMEP 低下をイオン電流より検出することでリーンバーン燃焼を制御することができ、また、気筒間の空燃比較差を簡易的に検出することも可能である。
- (3) 過渡時空燃比のオーバーリーンによる IMEP 低下(ヘジテーション)は、イオン電流の低下している時間を計測することで検出することができ、空燃比のセッティングツールやエンジン制御に応用することが可能である。
- (4) イオン電流を計測することで高負荷時発生する熱面着火などのデトネーションを検出することができる。また、エンジンが破損するような熱面着火が発生した場合、着火遅れはなくなり、火炎面は早期に伝播することが分った。さらに、筒内圧ピーク近傍のタイミングでは、高温燃焼による N_2 熱解離により極めて多量のサマリイオンが発生することも確認できた。
- (5) スパークプラグ中心電極は、イオン電流を検出するアンテナの役割を果たし、表面積とイオン電流検出量は、同じような形状の場合、1次の比例関係にある。したがって、中心電極が大きく突出した形状のものは検出感度が高いことが分った。
- (6) スパークプラグをイオンプローブとして使い、300Vのバイアスを印加したこのシステムで 15000rpm 時に計測できるイオン電流量は、ピーク電流でも 1.06mA 程度の微弱なものであった。また、その時のケミカルイオン、サマリイオンの総量は同量でそれぞれ $0.19 \mu\text{C}$ であった。

本研究で開発したイオン電流計測を用いたシステムは、現状のフォーミュラ1エンジンやその他のレース用エンジンに有効に活用され、故障診断やデータロギングに必要な不可欠なものとなっている。今後、燃焼状態をより詳細に検出しエンジンを制御することが必要な時代が訪れると思うが、このイオン電流検出システムは、その先鞭として十分ふさわしい能力を持ち、新しい価値を創出することができたと確信している。

謝 辞

本研究にあたり、共同研究者として貴重なベンチテストの結果を残してくれた故中島 健次さんに感謝し、ご冥福をお祈り致します。

また、ご協力頂きました日本特殊陶業(株)近藤 稔明様、山田 達範様には、紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

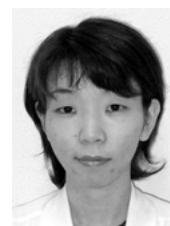
参考文献

- (1) Shimasaki, Y., et al.: Spark Plug Voltage Analysis for Monitoring Combustion in an Internal Combustion Engine, SAE 930461
- (2) Miyata, S., et al.: Flame Ion Density Measurement Using Spark Plug Voltage Analysis, SAE 930462
- (3) Shimasaki, Y., et al.: Study on Combustion Monitoring System for Formula One Engines Using Ionic Current Measurement, SAE 2004-01-1921
- (4) 島崎 勇一ほか：フォーミュラ1エンジンの燃焼状態検出システムの研究(第1報)，自動車技術会，学術講演会前刷集 No.107-04, p175

■ 著 者 ■



島崎 勇一



坂口 純子



牧 秀隆



鈴木 宏章



加藤 彰



西澤 一俊

CVT HILS における変速過渡モデルの開発

Development of Transient State Model for CVT HILS

五月 女 浩*
Hiroshi SAOTOME
萩 原 顕 治*
Kenji HAGIWARA

伊 藤 令*
Rei ITO
依 田 公*
Ko YODA

要 旨

CVT の ECU 開発にあたり、その開発効率向上を目的として HILS の導入を試みた。HILS を実現するためには、油圧制御系を含む CVT の変速機構において変速過渡状態がシミュレーション可能な CVT HILS モデルを開発する必要があった。さらにそのモデルは、リアルタイムシミュレーション可能な演算負荷であることが必要であった。今回、変速過渡状態、特に、キックダウン変速をシミュレーション可能とするために、プーリレシオ、プーリへの入力トルク、プーリ回転速度に基づいてプーリレシオの過渡特性を演算する実験式モデルとした。さらに演算負荷が大きい油圧制御系モデルを高次な連立方程式モデルから、実験データに基づき低次な伝達関数モデルとした。その結果、HILS を CVT の ECU 開発へ導入することに成功し、導入前に対して ECU の動作検証と設定の作業時間を約 30%削減した。

ABSTRACT

HILS has been introduced to the CVT ECU development process in an attempt to increase efficiency. To create HILS, it was necessary to develop a CVT HILS model capable of simulating transient states in a CVT shift mechanism, including a hydraulic control system. The calculation burden of the model was required to be low enough to enable real-time simulation. The aim of this project was to develop an experimental model capable of calculating the transient characteristics of the pulley ratio on the basis of pulley ratio, the torque input to the pulley, and the speed of revolution of the pulley; in order to enable simulation of transient states, in particular in kick-down shift. Given the high calculation load of the hydraulic control system model, test data was employed to enable the higher order simultaneous equation model to be replaced by a lower order transfer function model. The newly developed HILS has been successfully introduced to the development process for CVT ECU, resulting in a 30% reduction in the number of procedures required for verification of functioning and setting parameters for programs.

1. はじめに

AT の ECU 開発においては、その開発効率向上を目的として、Hardware In the Loop Simulation (HILS) と呼ばれる ECU 開発支援技術がすでに導入され、その効果が報告されている⁽¹⁾。本開発で、CVT の ECU 開発に HILS を導入を試みる。ここで、導入するシステム全体を CVT HILS システムとし、CVT HILS システムを動かすための CVT モデルを CVT HILS モデルとする。

CVT HILS システムを導入した CVT の ECU 開発フローでは、CVT 制御プログラムや電気回路に変更を施した ECU を実車へ搭載する前に、CVT HILS システムを用いて動作検

証とプログラムの設定をおこなう。そのためには、実車テストの置換が可能な演算精度を有する CVT HILS システムが必要であり、CVT の変速過渡状態をシミュレーション可能な CVT HILS モデルの開発が必要となった。しかしながら、油圧制御系を含むモデルは演算負荷が莫大となり⁽¹⁾、既存の Digital Signal Processor (DSP) では演算精度を確保したりリアルタイムシミュレーションをおこなうことができなかった。また、CVT 変速機構において、変速過渡状態をシミュレーションした報告例⁽²⁾があるが、特にキックダウン変速等の急峻な変速におけるプーリレシオの時間的変化割合を演算するにあたり、報告例によるプーリレシオに対する係数のみでは、車速やエンジン出力の条件の違いにおいて、十

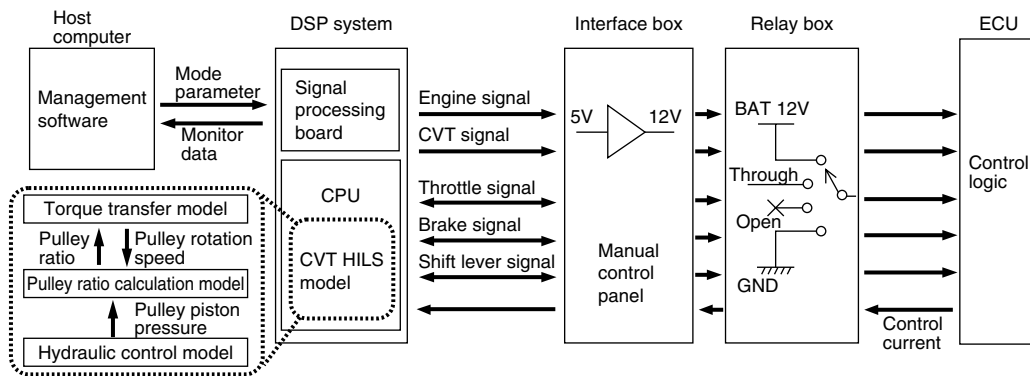


Fig. 1 HILS system configuration

分な演算精度を確保することができなかった。そのため、プーリへの入力トルクやプーリ回転速度に対する係数を取得る必要があった。

今回、リアルタイムシミュレーションを可能としながら、演算精度を確保した CVT HILS モデルを開発したので、その内容を報告する。

2. CVT HILS システム構成

CVT HILS システムは、Fig. 1 に示すように、ホストコンピュータ、DSP システム、インタフェースボックス、リレーボックス、および CVT 制御用 ECU の五つの要素から構成した。

ホストコンピュータは、DSP システムへのモデルダウンロードとシミュレーション情報の設定、シミュレーション結果の表示および解析をおこなう。

DSP システムは、モデル演算及び I/O 処理用の CPU と、信号処理用ボードを搭載し、リアルタイムシミュレーションを実行する。CVT HILS ではマルチレートモデル化技術を採用し、演算周期を最小 200 μ sec から最大 1 msec としている。

インタフェースボックスは、DSP システム端の入出力信号と ECU 端の実車相当信号との電氣的結合に必要な信号処理をおこない、さらにリレーボックスにおいて、電気回路のショートおよび断線状態を作り出す。

CVT 制御用 ECU は、DSP からの出力信号をインタフェースボックス、リレーボックスを経由して入力され、CVT の変速制御を 10 msec 周期で実行し、その結果をリレーボックス、インタフェースボックスを経由して DSP へ出力する。

3. CVT HILS モデル

3.1. CVT HILS モデル構成

2 章で述べた DSP システムにダウンロードされる CVT HILS モデルは、Fig. 1 の点線部に示すように、大きく三つのモデルから構成した。

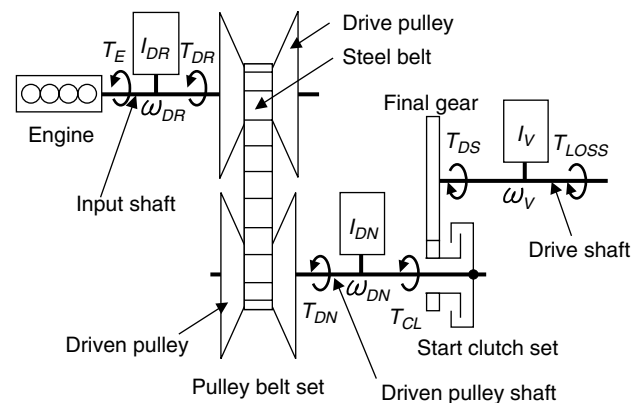


Fig. 2 Torque transfer model

- (1) エンジン、CVT、車体を含めた、トルク伝達系モデル
 - (2) 変速をつかさどる二つのプーリピストン圧を出力する、油圧制御系モデル
 - (3) 油圧制御系モデルから出力されるプーリピストン圧に対しプーリの変速をおこなうプーリレシオ演算モデル
- 以下に三つのモデルの詳細について述べる。

3.2. トルク伝達系モデル

Fig. 2 に示すトルク伝達系モデルでは、ドライブプーリに直結したインプットシャフトに入力されたエンジントルクは、金属ベルトを経てドリブンプーリへ伝達される。さらに発進クラッチを介し、ファイナルギアを経て、ドライブシャフトにトルクが伝達される⁽⁵⁾。そのトルク伝達および、各シャフト回転速度特性は、ルンゲクッタ法に代表される一般的な数値積分法により解くことができる⁽¹⁾。その数学モデルを以下に示す。

$$\text{Input shaft} \quad T_E - T_{DR} = I_{DR} \cdot (d\omega_{DR}/dt) \quad (1)$$

$$\text{Pulley belt set} \quad T_{DR} \cdot i = T_{DN} \quad (2)$$

$$\text{Driven pulley shaft} \quad T_{DN} - T_{CL} = I_{DN} \cdot (d\omega_{DN}/dt) \quad (3)$$

$$\text{Start clutch} \quad T_{CL} = \mu \cdot n \cdot r \cdot (P_{CL} \cdot A_{CL} - F) \quad (4)$$

$$\text{Final gear} \quad T_{CL} \cdot GR_F = T_{DS} \quad (5)$$

$$\text{Drive shaft} \quad T_{DS} - T_{LOSS} = I_V \cdot (d\omega_V/dt) \quad (6)$$

Nomenclature

I	: Inertia
i	: Pulley ratio ($i = \omega_{DR} / \omega_{DN}$)
GR	: Gear ratio
ω	: Speed
T	: Torque
μ	: Clutch disk friction coefficient
n	: Number of clutch disks
r	: Clutch disk effective radius
P	: Hydraulic clutch pressure
A	: Hydraulic clutch piston bearing area
F	: Clutch return spring load

Subscripts

E	: Engine
DR	: Drive pulley set(Pulley input)
DN	: Driven pulley set(Pulley output)
CL	: Start clutch
F	: Final gear
V	: Body
$LOSS$	: Running resistance

3.3. 油圧制御系モデル

CVT 油圧制御系は Fig. 3 に示すように、ライン圧制御部と、ドライブとドリブンのプーリピストン圧コントロール部より構成されている⁽⁵⁾。

ライン圧制御部ではオイルポンプによって発生した供給圧が、レギュレータバルブを介してライン圧に調圧される。また、プーリピストン圧コントロール部では電子制御部である ECU からの制御電流によって制御されるリニアソレノイドとプーリコントロールバルブによって、ライン圧を減圧し、各プーリピストン圧を制御する。

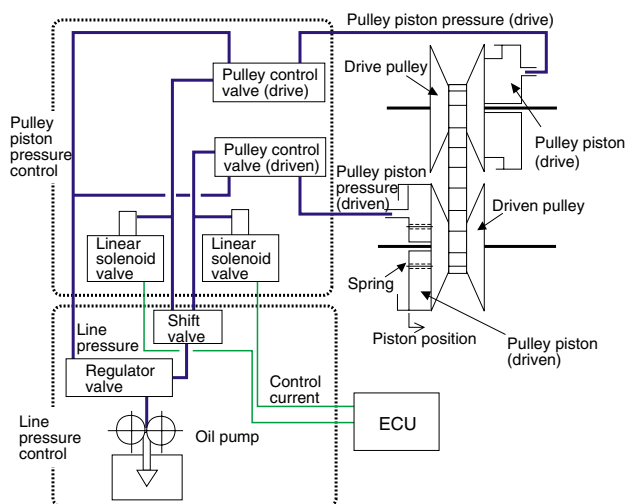


Fig. 3 Schematic drawing of CVT system

油圧制御系モデル開発にあたって、二つの課題があった。一つ目は、変速過渡において、ECUの油圧指令値に対するプーリピストン圧の応答遅れの発生メカニズムが不明確であること。

二つ目は、変速過渡において、油圧制御系モデルは演算負荷が大きい高次なものになってしまうことである。

Fig. 4 に、40 km/h 定速度状態からアクセルペダルを急激に踏み込んだ変速状態(キックダウン変速)の実車計測結果を示す。Fig. 4の斜線部に示すように、各プーリピストン圧は、ECU油圧指令値に対して大きな応答遅れがあることがわかる。

モデル化にあたって、この要因を解析するために、Fig. 5 に示す実車を用いた装置により実験をおこなった。

この実験では汎用 ECU を用いてプーリピストン圧の油圧制御指令値をパターン化して設計した。ドリブン側の油圧制御指令値は規定エンジン回転速度においてステップ状に増圧させるようにプログラミングした。一方ドライブ側の油圧制御指令値は固定値を出力するようにした。その汎用 ECU を実車搭載して異なるエンジン回転速度におけるライン圧、プーリピストン圧、エンジン回転速度、プーリレシオを計測した。Fig. 6 はエンジン回転速度が 1 000 rpm、Fig. 7 は 2 500 rpm にて計測した結果である。

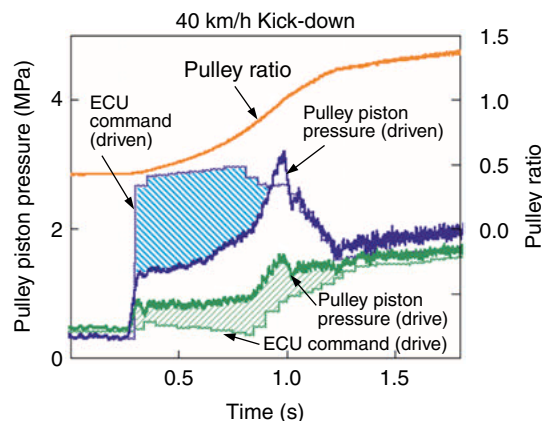


Fig. 4 Vehicle test results

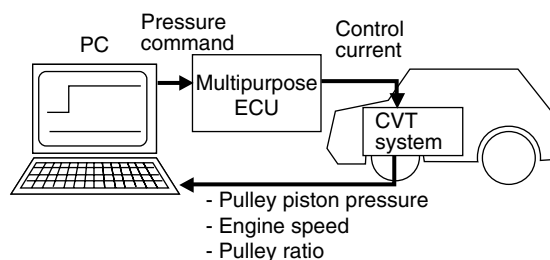


Fig. 5 Schematic drawing of test equipment

二つの結果においてプーリレシオが変化している状態、1 sec から 2 sec の間に着目した。

グラフの一段目において、ピストンに油が流入するドリブンプーリピストン圧は油圧制御指令値に対して減圧していることがわかる。グラフの二段目において、プーリピストンから油が排出されるドライブプーリピストン圧は油圧制御指令値に対して逆に増圧していることがわかる。油の流入出に対する圧力変化の要因としては、プーリピストン自体の体積変化が影響していることが知られている⁽²⁾。

体積変化の影響に加えて、オイルポンプの油の供給能力の影響を考慮する。これは、グラフの一段目において、Fig. 6 のエンジン回転速度が 1000 rpm の時は、Fig. 7 の 2500

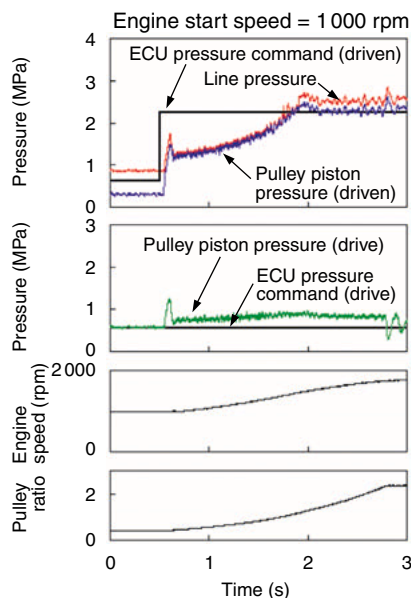


Fig. 6 Step shift test results at low engine speed

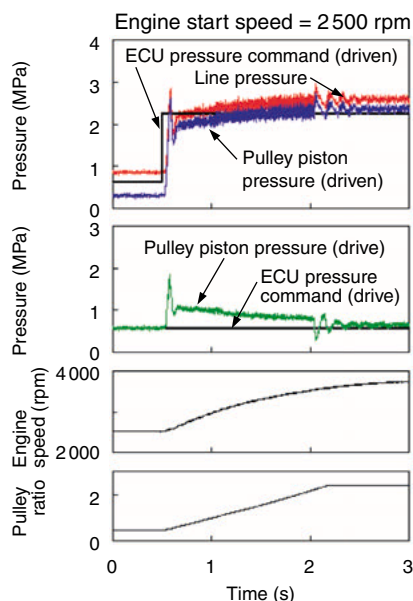


Fig. 7 Step shift test results at high engine speed

rpm の時に比べてレシオの変化が緩やかであるためプーリピストンの体積変化の影響が少ないにもかかわらず、ドリブンプーリピストン圧が油圧制御指令値に対してより大きく減圧しており、かつライン圧とドリブンプーリピストン圧が等しくなっていることから体積変化以外の影響があると考えられるからである。そこで、この影響はオイルポンプの油の供給能力がステップ状に増圧する油圧制御指令値への追従能力以下であることによると考えた。

以上の考察をもとに油圧制御系モデルを構築した。そのモデルを Fig. 8 に示す。油圧制御系モデルでは流体力学で一般的な油の慣性⁽³⁾を考慮した油圧応答項と、プーリピストン自体の体積変化を考慮した体積変化項に加えてオイルポンプの油の供給能力を考慮したオイルポンプ供給項から構成した。これらの項によってプーリピストン圧が決定されるが、CVT 変速状態によって計算方式を切り替えるようにモデル化した。すなわち、ゆっくりとした変速状態では油圧応答項と体積変化項によってプーリピストン圧を決定し、キックダウン変速時のように早い変速状態で、オイルポンプ供給項によるプーリピストン圧が、体積変化項と油圧応答項の和によるプーリピストン圧を下回った際に、オイルポンプ供給項を選択する。

次に三つの項のモデル作成手法の詳細について述べる。

一つ目の油圧応答項は、プーリピストンの体積変化がない状態における油の慣性⁽³⁾の影響による圧力損失を演算するモデルである。モデル作成にあたっては、実車試験による同定手法を採用した。具体的には油の慣性⁽³⁾の影響を同定するために、油圧制御指令値に対するプーリピストン圧の関係を周波数解析した。その結果、二次遅れ伝達関数で近似できることがわかった。式(7)にその伝達関数を示す。

$$\frac{1}{\alpha Ts^2 + \alpha s + 1} \quad (7)$$

ここに、 α はモデルパラメータ、 T は時定数を示す。

また、Fig. 9 に同一の油圧制御指令値における、伝達関数によるプーリピストン圧計算結果と実車試験結果を示す。二つの結果はよい一致を示しており、油圧応答項の妥当性が検証できた。

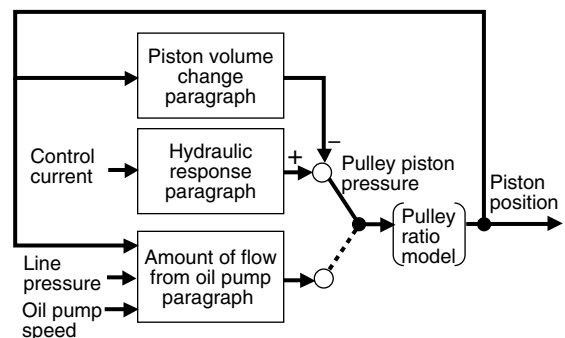


Fig. 8 Hydraulic control model

二つ目の体積変化項は、プーリピストンの体積変化による油の流入出に対する圧力変化を演算するモデルである。モデル作成にあたっては、上記より、油圧応答項が二次遅れ伝達関数で近似できることと、コントロールバルブからの油の流量(Q_v)とプーリピストン圧の関係を示す連続の式が一次の関数となること⁽²⁾から Fig. 10 に示すように、プーリコントロールバルブにおけるコントロール力(F_v)と Q_v の関係を一次遅れに線形近似できると考えた。

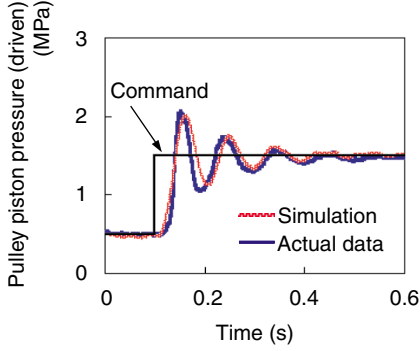


Fig. 9 Simulation results of hydraulic response paragraph

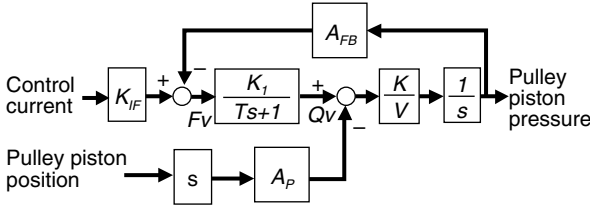


Fig. 10 Hydraulic response and piston volume response function

V : Pulley piston volume

A_P : Area of pulley receiving pressure

A_{FB} : Area of pressure circuit feedback

K_{IF} : Current-electromagnetic power gain

K_I : Spool operation power-flowing quantity gain

T : Spool operation power-flowing quantity time constant

K : Modulus of elasticity of volume

F_v : Spool operation power for pulley control valve

Q_v : Quantity of flow through pulley control valve

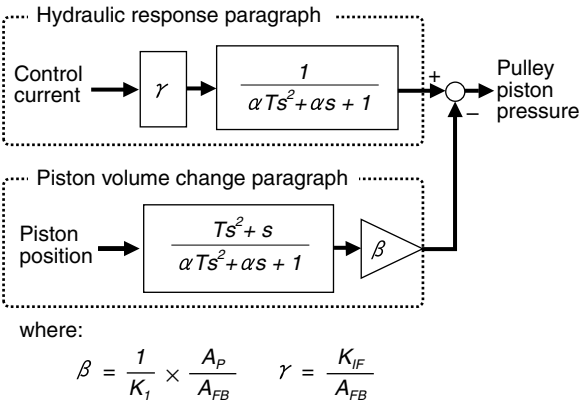


Fig. 11 Hydraulic response and piston volume response paragraph

Fig. 10 のモデルをモデルパラメータ α と時定数 T で整理すると Fig. 11 のモデルとなる。

Fig. 11 に示すモデルにおいて、体積変化項は式(8)に示す二次の伝達関数としてモデリングできる。

$$\frac{Ts^2 + s}{\alpha Ts^2 + \alpha s + 1} \quad (8)$$

ここで、体積変化項のモデルを、エンジン回転速度が高いためにオイルポンプの油の供給能力が高い Fig. 7 と同様な条件において、実車試験とシミュレーションによりその妥当性を検証した。なおシミュレーション入力パラメータであるプーリレシオの時系列特性は、油圧制御系モデル単体の検証をおこなうため、実車試験結果を代用した。Fig. 12にそのシミュレーション結果と実車試験結果を示す。二つの結果がよい一致を示したことから、体積変化項の妥当性が検証できた。

三つ目のオイルポンプ供給項は、オイルポンプ供給能力である吐出量と油圧制御指令値に対するプーリピストンの体積変化量の差によって決定される。吐出量が、体積変化量以下の場合においてプーリピストン圧は油圧制御指令値に追従することができない。そのような場合にオイルポンプ供給項によりプーリピストン圧が決定されるようにモデリングをおこなった。そのモデルを Fig. 13 に示す。

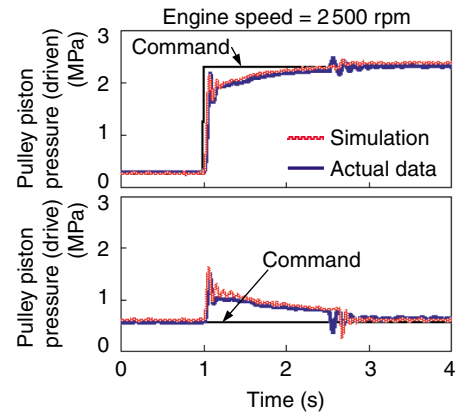


Fig. 12 Simulation results of piston volume change paragraph

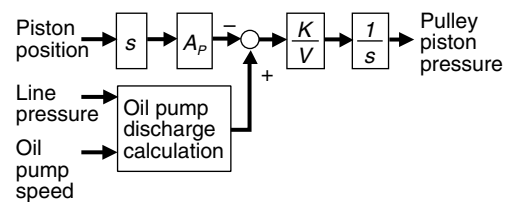


Fig. 13 Amount of flow from oil pump paragraph

ここで、オイルポンプ供給項のモデルを、エンジン回転速度が小さいためにオイルポンプの油の供給能力が低い Fig. 6と同様な条件において、実車試験とシミュレーションによりその妥当性を検証した。なおプリーレシオの時系列特性は、体積変化項の妥当性を検証したときと同様に、実車試験結果を代用した。Fig. 14にシミュレーション結果と実車試験結果を示す。二つの結果がよい一致を示したことから、オイルポンプ供給項の妥当性が検証できた。

以上より三つの項、すなわち油圧応答項、体積変化項、オイルポンプ供給項の妥当性が検証でき、油圧制御系モデルとして採用した。

3.4. プリーレシオ演算モデル

CVT 変速機構は Fig. 3 に示すように、ドライブプリーおよびドリブンプリーによって金属ベルトをクランプした構造であり、クランプする力はプリーピストン圧と遠心油

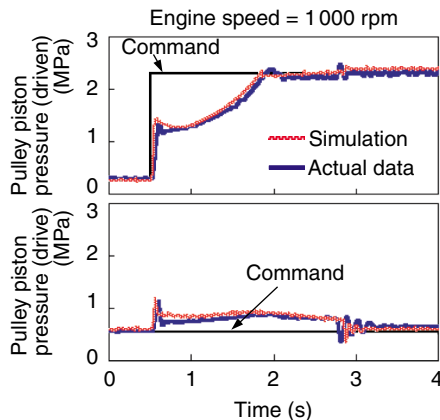


Fig. 14 Simulation results of amount of flow from oil pump paragraph

圧およびプリーピストンに組み込まれたスプリングによって発生する力の合計となる⁽⁴⁾。この金属ベルトがクランプされる力の合計を軸推力と呼び、ドリブン側に対するドライブ側の軸推力の比を軸推力比と呼ぶ。また金属ベルトとプリー間に滑りを発生せることなく伝達できる最大トルクに対するプリーへの入力トルクの比をトルク比と呼ぶ⁽⁵⁾。

CVTのプリーレシオ演算法はこれまでいくつか紹介されている^{(2), (5)}。紹介例によればプリーレシオは、プリーレシオが変化せずにバランスする条件を演算する定常部と、プリーレシオのバランス状態が崩れてプリーレシオ変化が生じるときのプリーレシオの時間的変化割合を演算する過渡部の二つで構成される。以下に定常部と過渡部の詳細を示す。

定常部において、CVTのプリーレシオが変化せずにバランスする軸推力比は、実験により、トルク比とプリーレシオに対して一義的に定めることができる。プリーピストン圧とプリー回転速度とプリーへの入力トルクを入力として、プリーレシオがバランスする条件からの軸推力のずれ量を演算される。このずれ量を変速推力と呼び、変速推力により、次のバランス状態までプリーレシオは変化する。

過渡部において、変速推力によるプリーレシオの時間的変化割合を決める係数を演算するが、係数を演算する引数として、プリーレシオに対する係数があることは知られている⁽²⁾。しかし、特にキックダウン変速等の急峻な変速過渡状態の実車解析をおこなうなかで、プリーレシオに対する係数のみでは、プリーレシオの時間的変化割合を高精度に演算することができなかった。その原因としてはプリーへの入力トルクに対するプリーと金属ベルト間の摩擦力の変化とプリー回転速度に対する金属ベルトへの遠心荷重の変化が影響するものと考えた。Fig. 15にプリーレシオ演算モデルを示す。

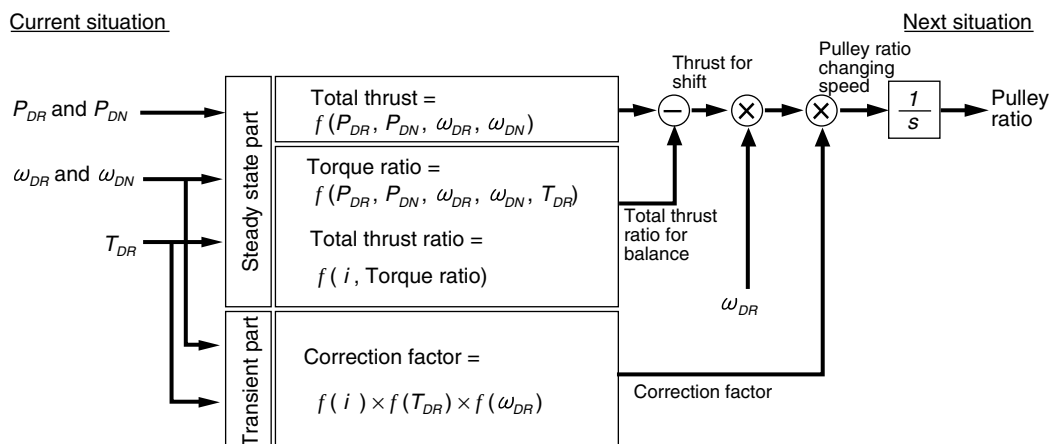


Fig. 15 Pulley ratio calculation model

この仮定を検証するために、実車において Fig. 16 に示すような、プーリへの入力トルク計測装置を作成し、プーリへの入力トルクを計測した。プーリへの入力トルク計測装置は、ダンピング要素となるフリクション板と充填グリスを取り除き入力側と出力側に回転パルス計測用の溝を付けたフライホイールを準備し、入力側と出力側の回転パルス

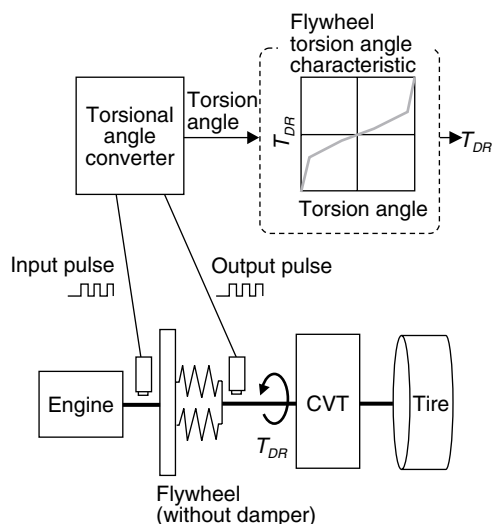


Fig. 16 Schematic drawing of test equipment

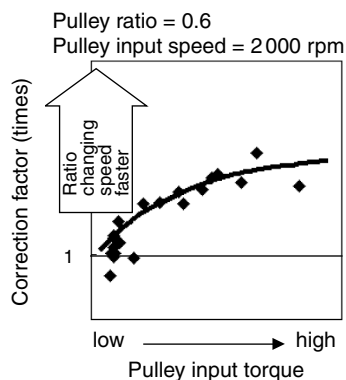


Fig. 17 Newly developed factor for pulley input torque

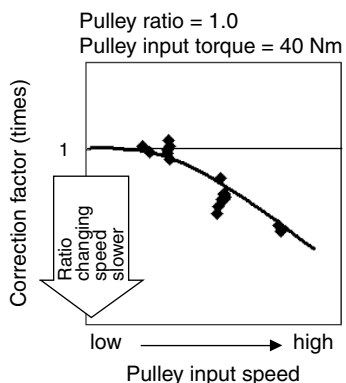


Fig. 18 Newly developed factor for pulley input speed

の位相差を計測する。この位相差からトーショナルアングルコンバータを用いてフライホイールの捻れ角度を計測し、あらかじめ計測しておいたフライホイールの捻れ角とトルクの特性よりトルクに換算する。この計測により、キックダウン変速等の急峻な変速過渡状態におけるプーリレシオの時間的变化割合を演算するための係数を取得した。

計測の結果を Fig. 17 と Fig. 18 に示す。Fig. 17 は、プーリへの入力トルクに対する係数、Fig. 18 はプーリ回転速度に対する係数をプロットしたものである。ここで、縦軸である係数とは、前述したプーリレシオの時間的变化割合に対して積算する係数であり 1 より大きければプーリレシオの時間的变化割合が大きく、1 より小さい場合は時間的变化割合が小さくなることを示す。つまりプーリへの入力トルクに関しては、入力トルクが大きくなるとプーリレシオの時間的变化割合が大きくなること、プーリ回転速度に関しては、プーリ回転速度が大きくなるとプーリレシオの時間的变化割合が小さくなることを示しており、仮定が正しいことが検証できた。

3.5. CVT HILS モデル精度結果

以上の三つのモデル、すなわちトルク伝達モデル、油圧制御系モデル、プーリレシオ演算モデルによって構成された CVT HILS モデル(Fig. 1)のシミュレーション結果と実車計測結果を Fig. 19 に示す。

プーリピストン圧、プーリレシオの時間的变化において、実車計測結果とシミュレーション結果がよい一致を示しており、実車テストの置換が可能な演算精度で CVT の変速過渡状態のシミュレーションが可能となった。また、今回開発した油圧制御系モデルとプーリレシオ演算モデルを用いることにより、既存の DSP の演算処理においてアルタイムシミュレーション可能な演算負荷である CVT HILS モデルとすることができた。

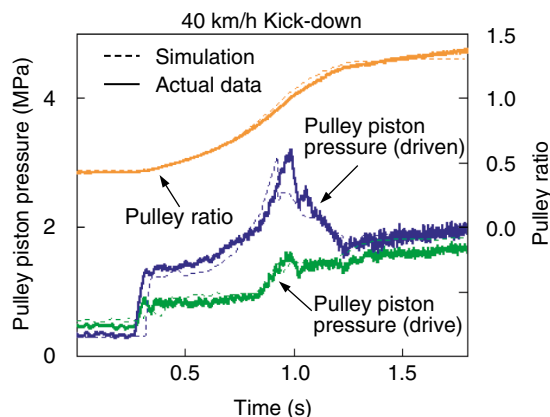


Fig. 19 Simulation results

4. 適用効果

CVT 制御プログラムを新規に製作した ECU の初期動作検証と初期設定に、今回開発した HILS を適用した場合と、従来の実車を用いた場合の、作業時間を比較した。

HILS を用いた場合、HILS の準備時間として対象とする実車の設計諸元のモデルへの組み込み、ECU とインタフェースボックスとの接続などに1日間必要であったが、実車を用いた動作検証と設定作業の同一作業を CVT HILS により机上で実行した場合は、準備時間を含めても約30%の削減が可能となった。

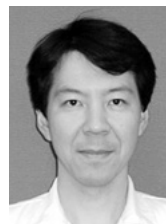
5. まとめ

- (1) 既存の DSP を用いたリアルタイムシミュレーションを実現するために、演算負荷が大きい油圧制御系モデルを、高次な連立方程式モデルから、実験データに基づき低次な伝達関数モデルとした。その結果、演算負荷が既存の DSP の処理能力を越えることのない CVT HILS モデルとすることができた。
- (2) プーリレシオ、プーリへの入力トルク、プーリ回転速度に基づいてプーリレシオの過渡特性を演算する実験式を導入することにより、CVT の変速過渡状態がシミュレーション可能な CVT HILS モデルとすることができた。
- (3) CVT HILS モデルの開発により、実車テストをおこなう前に HILS を用いて新しい ECU の動作検証と設定をおこなうことができ、HILS 導入前に対して初期動作検証と初期設定の作業時間を約 30%削減した。

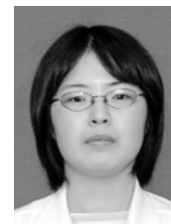
参考文献

- (1) 竹田洋平, 依田公, 寺山哲, 萩原顕治, 斎藤吉晴, 山口勉: 自動変速制御システムへの HILS の適用, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.99-106
- (2) 井出徹, 宇田川篤司, 片岡龍次, 内山博一: 金属Vベルト式 CVT の変速応答について, スバル技法, 第22号, p.50-55
- (3) Ishikawa, K., et.al.: The Development and Utilization of ACTASS, AVEC 94, p.224-229
- (4) 大園耕平, 青木隆: 全電子制御金属ベルト CVT の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.8, p.21-33
- (5) 太田庄次, 國井久史, 角誠, 藤本修一, 山口徹朗: ハイブリットカー「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

■ 著 者 ■



五月女 浩



伊藤 令



萩原 顕治



依田 公

二輪車用電子制御ベルト式 CVT

“Honda S マチック”の開発

Development of Electronically Controlled Belt CVT “Honda S MATIC” for Motorcycles

阿 隅 通 雄*
Michio ASUMI
森 和 彦*
Kazuhiko MORI

石 川 秀 男*
Hideo ISHIKAWA
松 平 直 忠*
Naotada MATSUDAIRA

要 旨

2004 年モデルの FORZA において排気量 250 cm³ クラスのスクータで世界初の電子制御ベルト式 CVT システム（以下、Honda S マチックシステムという）を開発した。伝達系には摩擦係数の高いゴム製ベルトとアルミニウム合金プーリを採用し、従来のスクータと同一形態のユニットスイングエンジンに収納している。変速はドライブ側のプーリをモータによって駆動してドライブベルトのピッチ径を変化させておこなう。ライダーが選択できる変速モードを複数もたせることにより、平坦路、山岳路の走行に適應させた変速特性をもたせている。また、経年によるレシオ変化がないため、最高速度の低下が少ない、変速特性の変化がない、クラッチのつながりポイントの変化がないなどの利点もある。Honda S マチックシステムは、従来のベルト式 CVT では難しかった燃費、排気エミッション、静粛性と動力性能の両立を実現している。

ABSTRACT

World's first electronically controlled belt CVT System (hereinafter referred to as Honda S MATIC) for 250 cm³ class scooters has been developed in FORZA 2004 model. Honda S MATIC employed a rubber belt with a high friction coefficient and pulleys made of aluminum alloy. It was placed inside the unit-swing type engine, which is the same type as conventional scooters. For shift changing, pitch circle diameter of the driving pulley was adjusted by a motor. Preparing several selectable shift modes, suitable shifting characteristics could be obtained at flat road or mountain road. Furthermore, because of the elimination of ratio change due to aging, Honda S MATIC provides several advantages such as little reduction in maximum speed, no change in shifting characteristics, and no change in clutch connection point. Exceeding the conventional CVTs, Honda S MATIC has simultaneously satisfied low fuel consumption, low emissions, low noise and excellent engine performance.

1. まえがき

地球環境問題に対応して、排気エミッション低減、燃費向上の要求、及び上質感を得る静粛性向上の要求は年々高まっている。これらの要求と動力性能の向上は相反する傾向にあり、一つの変速特性のみが可能な従来のベルト式 CVT では限界があった。そこで、自由に変速特性を設定することができる電子制御ベルト式 CVT システム（以下、Honda S マチックシステムという）を開発した。Honda S マチックシステムを搭載するエンジンは、従来のスクータと同一形態のばね下ユニットスイングエンジンであり、軽量コンパクトに収め運動性能を損なわないようにしている。

本稿では、排気量 250 cm³ スクータ 2004 年モデルの FORZA に採用した Honda S マチックシステムの技術について紹介する。

2. 従来のベルト式 CVT 技術

スクータは以前からイーゼードライブを目的に、質量・性能・コストのトータルバランスが優れているベルト式 CVT を採用してきた。従来のベルト式 CVT の構造を Fig. 1 に示す。従来のベルト式 CVT はドライブ軸にあるウェイトローラにエンジン回転による遠心力が発生し、ムーバブルドライブフェースを軸方向に動かす推力に変換している。このドライブ側推力とドリブンプーリのスプリング荷重、及びトルクカムで発生するドリブン側推力のバランスによってベルトピッチ径が変化し変速する。これらの機械要素により変速特性は一義的に決定され、各スロットル開度に対するレシオを自由に設定することは困難であった。排気エミッション、燃費、静粛性向上にはエンジン回転が低い方が有利であるが、それでは動力性能には不利となる。

また、走行距離が増えるとベルトが磨耗しベルト幅が狭くなる。その結果ドライブ側ピッチ径は小さく、ドリブン側ピッチ径は大きくなり、レシオが低速側に変化するため、最高速度が低下してしまう。

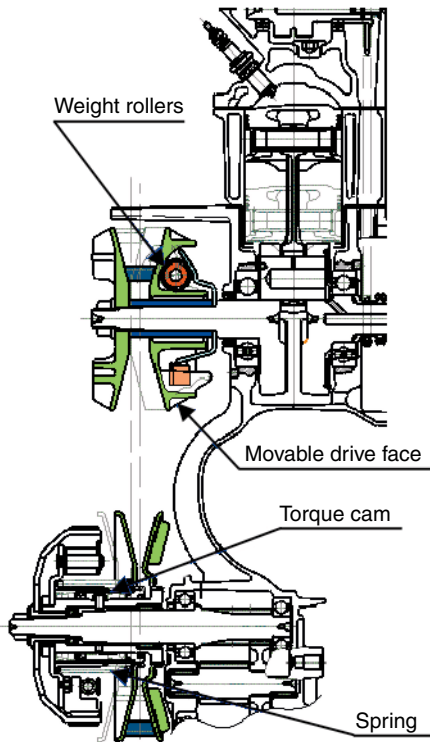


Fig. 1 Structure of conventional belt CVT

3. 基本構造と開発目標要件

Honda S マチックシステムを開発するにあたり、以下を目標にした。

- (1) 軽量コンパクトとすること。
- (2) 燃費、排気エミッション、静粛性と動力性能の両立した変速特性が設定できること。
- (3) 操作系が複雑にならないこと。

2004 年モデル FORZA ではオートマチックの 2 モードとマニュアルモードの合計 3 モードを持たせ、ライダーがスイッチを押すことにより、自由にモード切替えができ、走る楽しさを得られるように設定した。そのシステム概要を Fig. 2 に示す。ドライブ回転数、ドリブン回転数、プーリ位置、車速、及びスロットル開度を検出する各センサを備えており、レシオコントロールユニットがこれらのセンサ情報とスイッチ情報から制御目標を決定し、これに基づくモータ駆動でプーリ位置を制御している。機構全体の断面図を Fig. 3 に、ドライブ側変速機構部を Fig. 4 に示す。

モータに制御電流が流れ、モータが回転しリダクションギヤを介してムーバブルギヤまで伝達する。ムーバブルギヤの内径部には送りねじがあり、伝達された回転力を軸方向の力に変換し、ムーバブルドライブフェースを動かして変速させる。ムーバブルドライブフェースがスライドしながらエンジントルクを伝達する機構としてガイドキーを採用している。変速駆動部のギヤは無潤滑のため、ギヤ磨耗を考慮するとともに軽量化も兼ねて一部に樹脂ギヤを採用した。また、トルク伝達をするガイドキー部と送りねじ部はグリス潤滑とし作動性を確保している。

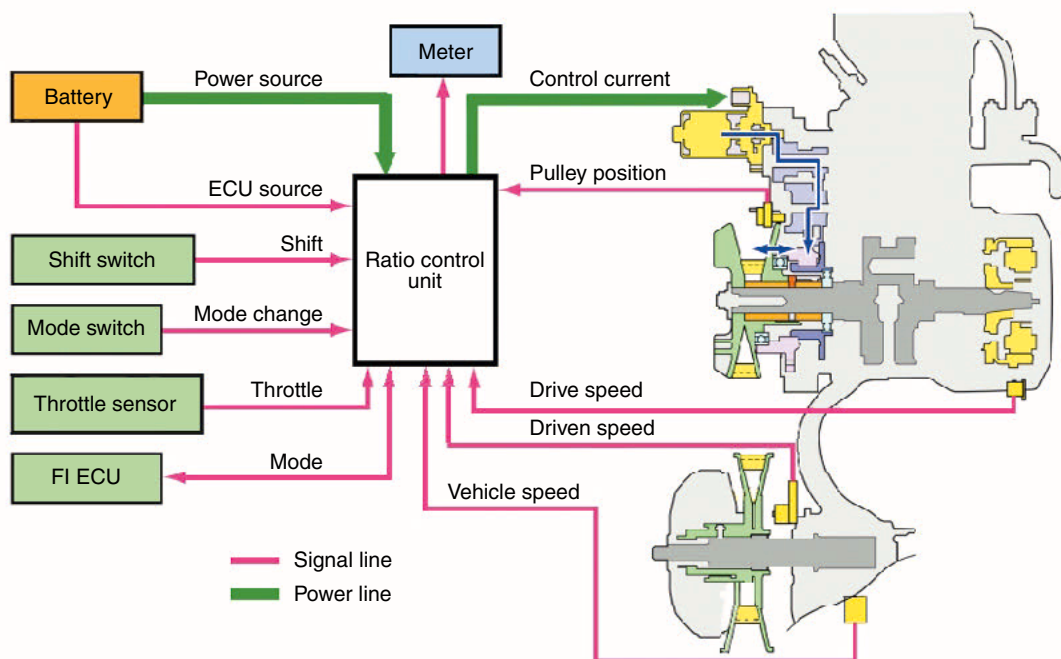


Fig. 2 Diagram of Honda S MATIC system

ベルト耐久性を考慮し、ベルト室の温度を下げるために外気を導入しており、水やダストの侵入があるので、その対策もおこなっている。ドリブン側の構造は基本的には、従来のベルト式CVTと同一構造であるが、プーリ回転数を検出するためのロータが追加されている。スクータはばね下のユニットスイングエンジンが一般的であるが、エンジンの重量は運動性能に影響するため軽いことが望まれる。従来のベルト式CVTの利点である小型軽量を維持するため、ゴムベルトを採用するとともにプーリはアルミニウム合金ダイカスト製とした。また、ムーバブルドライブフェースはボス部が鋼製でありアルミニウム合金のプーリに铸込んでピッチ径を小さく抑えワイドレシオとした。

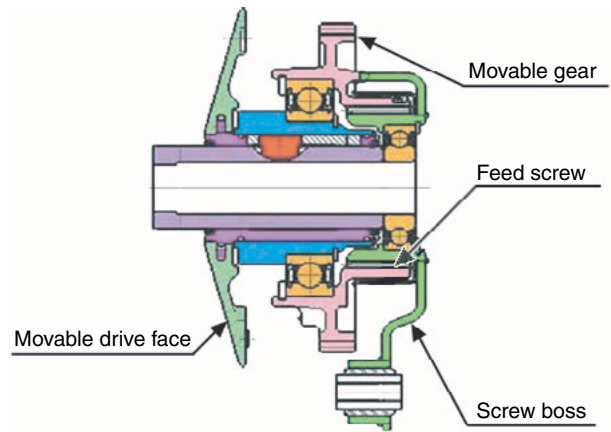


Fig. 4 Shift mechanism of drive side of Honda S MATIC

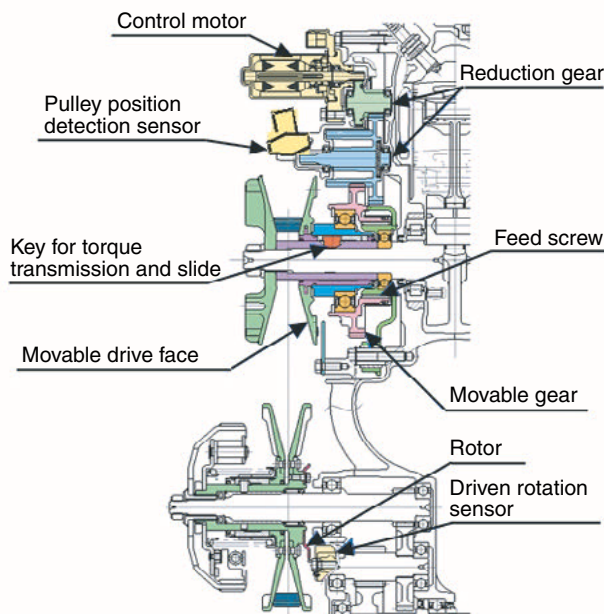


Fig. 3 Sectional view of Honda S MATIC mechanism

4. 各部仕様設定と性能

4.1. 制御に適したドライブベルトの選定

軽量コンパクトを達成するためにはドライブベルトの材質は、軽量で伝達できる摩擦係数の高いゴム製ベルトが不可欠である。ただし、レシオを制御する Honda S マチックシステムは従来のゴム製ベルトではスリップ率が大きく無負荷と全負荷のレシオ差が大きいため、制御を確実なものにするためにはゴム製ベルトのスリップ率を小さくすることが重要であった。Table 1 に 2000 年モデル FORZA と 2004 年モデル FORZA のドライブベルトの比較を示し、ドライブベルトの外観を Fig. 5 に示す。

Table 1 に示すように 2004 年モデル FORZA のドライブベルトは主に以下の三点を改良した。

(1) コグ形状の変更…シングルコグからダブルコグに変更

Table 1 Comparison of drive belt specifications

		2000 Model FORZA	2004 Model FORZA
Material of component	Upper canvas	Cotton canvas	Without canvas
	Upper rubber	Chloroprene rubber with thread	Chloroprene rubber with thread*
	Core wire	Polyester	Aromatic polyamide
	Bonding rubber	Chloroprene rubber	Chloroprene rubber
	Lower rubber	Chloroprene rubber with thread	Chloroprene rubber with thread*
	Reinforcements	With reinforcement	Without reinforcement
	Lower canvas	Polyamide canvas	Synthetic fabric mixed cotton canvas
Shape	Cog shape	Single cog	Double cog
	Upper width	Approximately 23 mm	Approximately 25 mm
	Thickness	Approximately 10.5 mm	Approximately 12.5 mm
	Angle	Approximately 30 degrees	Approximately 30 degrees
Ratio range		2.95	3.13

* : New compounded rubber which has two times strength of rubber elasticity rate for single cog

(2)心線の変更…ポリエステルから芳香族ポリアミドに変更

(3)上・下ゴムの変更…側圧強度を上げた配合ゴムに変更
ドライブベルトのスリップ率を代表的な LOW レシオと TOP レシオで比較したものを Fig. 6 に示す。2000 年モデル FORZA のシングルコグベルトでは LOW レシオで約 8% 以上のスリップ率があり TOP レシオで約 2% 以上のスリップ率がある。2004 年モデル FORZA は 2000 年モデル FORZA に対しドライブプリー側 LOW レシオのピッチ径を小さくし、レシオ幅を約 10% 広く設定しているのでスリップ率を少なくするには不利である。しかし、新構成材料と新形状のベルトを採用することにより、LOW レシオで約 4.5%，TOP レシオで約 1% のスリップ率が得られ、制御に適したベルトとすることができた。

4.2. 変速制御

2000 年モデル FORZA は、ベルト式 CVT(ハイパー V マチックシステム)を採用し、変速タイミングを二段階に変化させることで、それ以前のスクータに対し中速領域から高速領域へのつながりを改善していた。その結果、ス

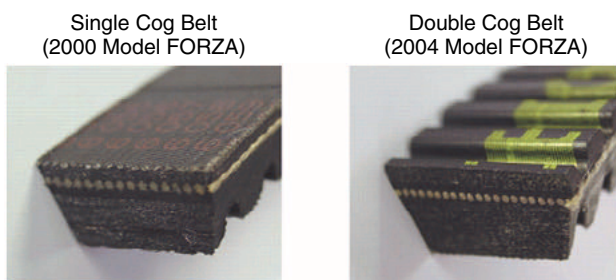


Fig. 5 External view of drive belt

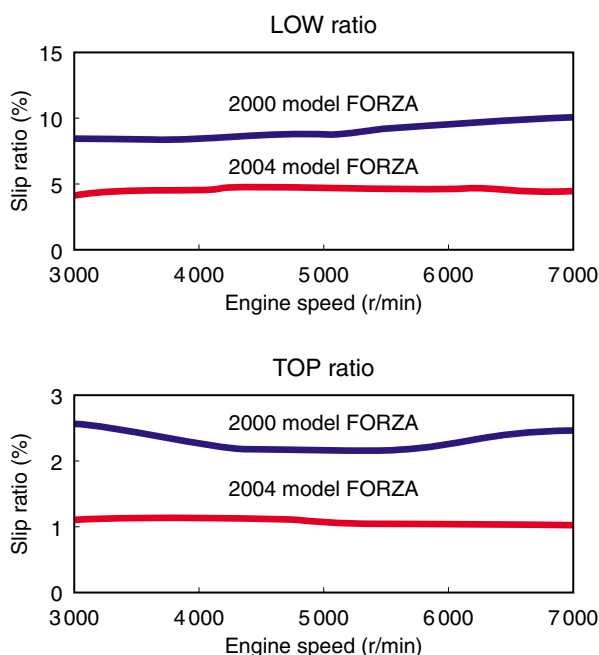


Fig. 6 Comparison of slip ratio of drive belt

ムースな加速により快適な走りを生み出していた。変速特性を Fig. 7 に示す。

さらに、2004 年モデル FORZA では走行モードにオートマチックの D モードと S モードの変速特性とマニュアルの M モードを設定することによって、使用できるエンジン回転数の領域を拡大し、よりスムーズな走りを得ることが可能となった。以下に各モードの特徴を説明する。

(1) D モード

D モードは変速域のエンジン回転数を低く抑えて燃費、排気エミッション、静粛性を向上させている。また、変速域を右上がり特性としスムーズな加速が得られるようにしている。変速特性を Fig. 8 に示す。D モードにおいて、ECE40 モード燃費は 2000 年モデル FORZA に対し約 10% 向上している。排気エミッションは国内規制値に対し、CO が 1/2，HC が 1/3 以下を達成している。モード燃費、排気エミッションのデータを Fig. 9 に示す。静粛性は、パーシャルスロットル開度でのエンジン回転を低く抑えることで 2000 年モデル FORZA に対し向上している。

(2) S モード

S モードも変速域を右上がり特性とし、Fig. 10 に示すように変速特性を D モードよりも LOW レシオをより大きく設定している。これにより、2000 年モデル FORZA に対し加速性能が Fig. 11 に示すように大幅に向上している。減速時は、レシオをより低速側に設定することにより、従来のスクータに対しエンジンブレーキの効果が出るようにしている。

(3) M モード

M モードは Fig. 12 に示すように六段階にレシオを固定できるマニュアルモードである。ライダーが自由に固定レシオを選択できることにより、登坂時の加速や、高速走行中での加速が容易に可能となった。また、シフトダウンすることによるエンジンブレーキの使用も可能である。

さらにライダーの使い勝手を考慮し制御面で、自動シフトダウン機能とシフト制限機能を持たせた。自動シフトダウン機能は、低い車速での走行快適性のために自動的に適したレシオにシフトダウンする機能であり、ライダーに違和感を与えない設定としている。シフト制限機能は、ライダーによるシフトアップ操作を制限するものと、シフトダウン操作を制限するものがあり、走行快適性が失われると推定される領域でシフト操作をおこなった場合には変速はおこなわれず、メータにシフト操作が制限中であることを液晶の部分点滅で知らせる。

4.3. レシオ変化

ベルトやプリー面が磨耗しても、その分プリー位置を変化させて設定したレシオになるように制御をおこなっている。その結果、ベルトピッチ径が変化しないので、プリー作動範囲に余裕がある限りレシオ変化はない。

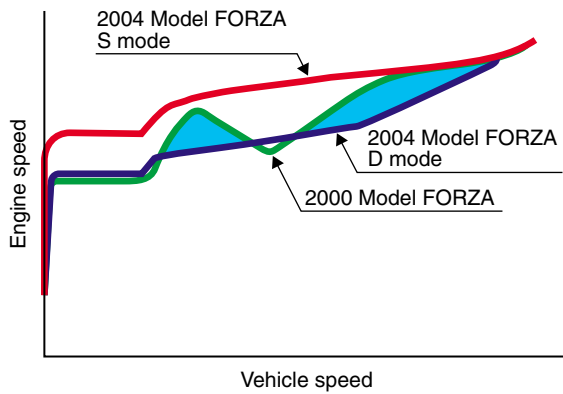


Fig. 7 Shift speed characteristics of HYPER V MATIC system

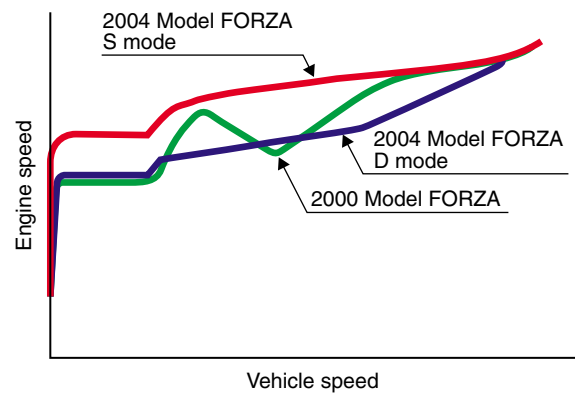


Fig. 10 Shift characteristics of S-mode

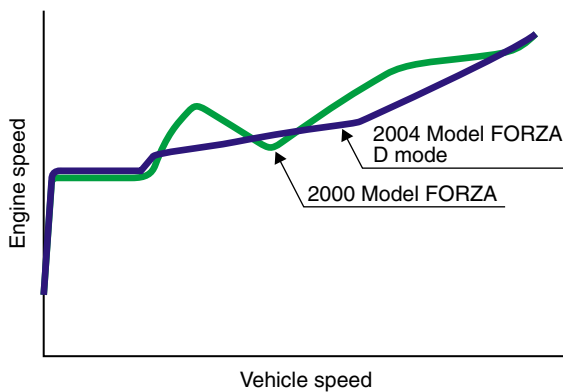


Fig. 8 Shift characteristics of D-mode

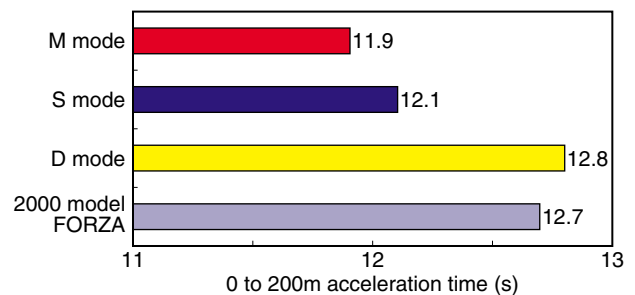


Fig. 11 Comparison of acceleration performances

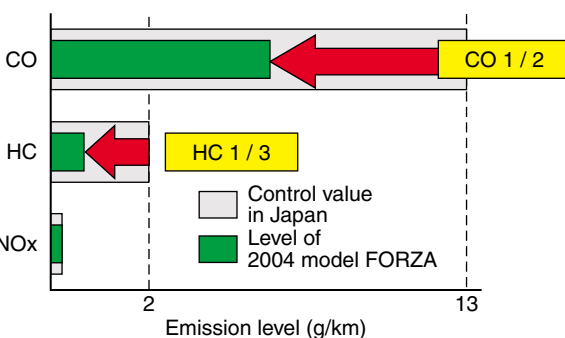
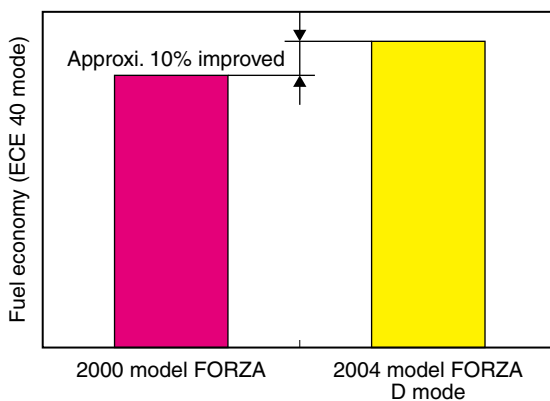


Fig. 9 Fuel consumption and exhaust emission during D-mode use

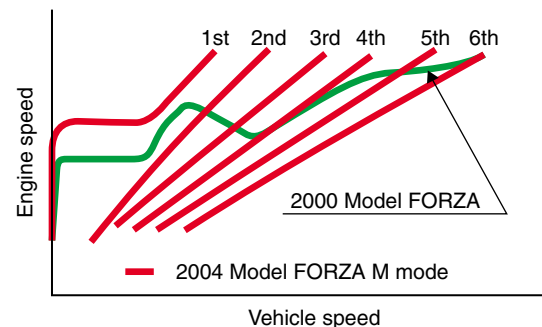


Fig. 12 Shift ratio of M-mode

4.4. 制御仕様

4.4.1. 制御の概要

基本的な制御の流れとしては、まずスロットルの開度及びその変位速度とドリブン回転数により目標ドライブ回転を算出する。次にこの値と現在のドライブ回転数との差分を求め、この差分からモータ制御指令値を決定しモータに対して通電制御をおこなっている。また、変速モードに応じたメータのインジケータ点灯及び、液晶にMモード時のシフトポジション表示をおこなっている。

変速モードそれぞれのねらいに最適化した燃料噴射・点火制御をおこなうため、レシオコントロールユニットからFIのECUに対して現在の変速モードを通知する機能を持っている。その他、ドライブプリーの可動範囲判定のためにプリー位置センサを使用している。Fig. 13に制御システムの概要図を示す。

4.4.2. 変速モードの切替え

変速モード切替え時、例えばDモードからSモードに切替える場合などの際の急激なレシオ変化がある場合に不快な変速ショックが発生する。これを防ぐため、レシオコントロールユニットではモード切替え時に緩やかにレシオを移行させる制御をおこなっている。Fig. 14に変速モード切替え時の制御概要を示す。

4.4.3. オートマチックからマニュアル切替

DモードまたはSモードからMモードに切替え時に最適なレシオを自動的に選択する機能を持っている。

4.5. Honda S マチックコントロール用スイッチ

スイッチ、レバー及びペダルなどの操作類は通常手元または足元で操作するが、Honda S マチックをコントロールするスイッチは操作性と足元の居住性を考慮して全て手元のハンドルに配置した。

Honda S マチック操作に要するスイッチは「オートマチックとマニュアル」を切替えるプッシュ式のモードスイッチ、Mモード時の「シフトアップとダウン」及びオートマチックの「DモードとSモード」を切替えるシーソー式のシフトスイッチの二つのノブ構成のシンプルなものにしてHonda S マチックシステムの魅力を簡単に引き出せるようにした。各スイッチを押したときの動作を Fig. 15 に示す。

各スイッチの配置は、運転中のライダーの視野に入るようにし、シフトスイッチは右手のスロットル操作と同時に操作しやすいように左側に配置し、シフトスイッチとの操作バランスを考慮して Fig. 16 に示すようにモードスイッチを右側に配置した。この配置によりウインカスイッチ等の既存スイッチの操作性を損なうことなくSマチックスイッチ自体の操作性を確保した。また、ハンドルスイッチの外観

形状を左右でほぼ同じサイズにすることが可能となりハンドルグリップ周りのデザイン性を向上させた。

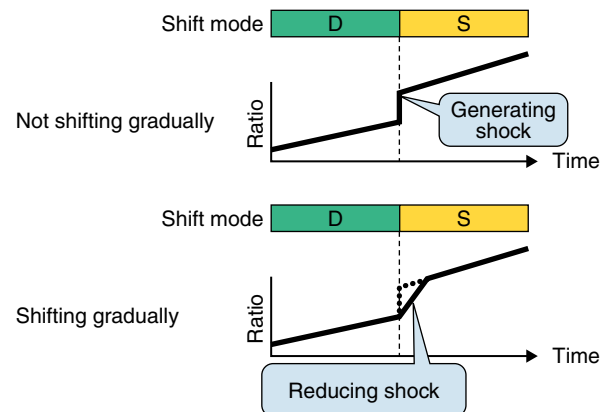


Fig. 14 Control concept of shifting modes

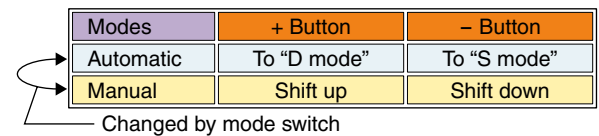


Fig. 15 Explanation of shift switch operation

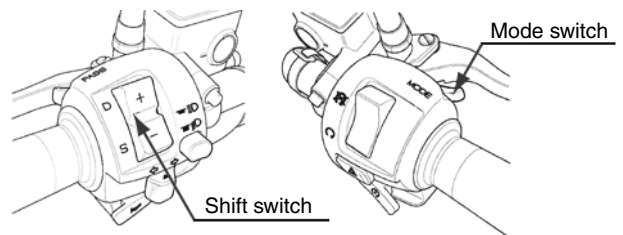


Fig. 16 Location of shift switch

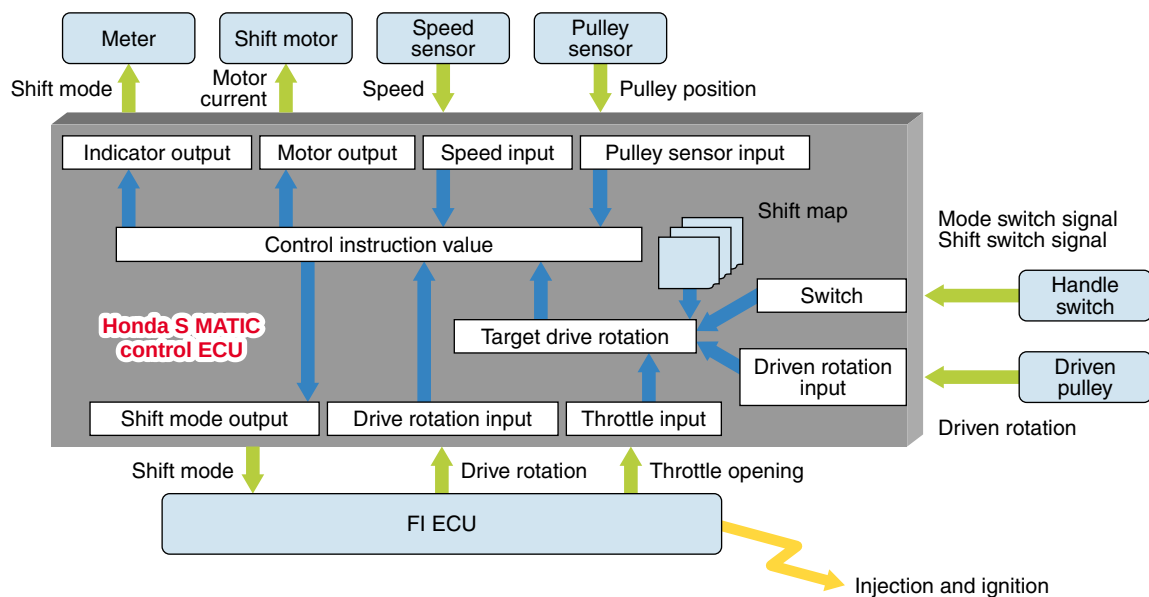


Fig. 13 Diagram of Honda S MATIC control flow

5. まとめ

従来のスクータと同一形態のばね下ユニットスイングエンジンに搭載した軽量な電子制御ベルト式CVTシステムを開発した。

- (1)ベルト式CVTを電子制御し、オートマチックの2モードを設定することにより、ライダーが状況に応じて変速特性を選択できるようになり、燃費、排気エミッション、静粛性など動力性能の両立が実現できた。
- (2)レシオが固定できるマニュアルモードを設定することにより、従来のスクータにはない加速性能とエンジンブレーキ性能を得ることができた。
- (3)走行モード切替え、及びシフト操作は全て手元でおこなえるようにして簡便な操作系を実現した。

謝 辞

本システムの成立に不可欠なドライブベルトがバンドー化学株式会社様のご協力のもとに開発できたことを感謝いたします。

■ 著 者 ■



阿隅 通雄



石川 秀男



森 和彦



松平 直忠

自己組織化マップを用いた歯車表面の 傷検査技術の研究

Study of Inspection Technology for Gear Surface using Self-organizing Map

江口 純 司*

Junji EGUCHI

内田 孝 尚*

Takanao UCHIDA

村上 学*

Manabu MURAKAMI

藤原 欣 哉*

Kinya FUJIWARA

要 旨

歯車表面の傷について、人と同等の精度を持つ検査技術の研究を行った。検査対象とする歯面について、傷以外の色ムラなどを抽出する過剰検出が問題となった。このため、傷とそれ以外の判別が可能な傷の特徴を、目視の観点に基づいて設定した。さらに、これらを用いて人間的な傷判別をおこなう手法として、ニューラルネットの一種である自己組織化マップを適用した。これによって複数の傷、および表面の色ムラや汚れの特徴を学習させたことにより、人と同等な傷の判別が可能になった。この傷判別技術を適用することで、目視検査を従来の 10%程度に減少させる技術が構築できた。

ABSTRACT

Research was carried out on inspection technology for gear surface imperfection inspection that has the same degree of accuracy as that of a human inspector. Regarding the surface of the tooth which is the object of inspection, over-detection resulting from the extraction of uneven brightness other than that due to imperfections was an issue. For this reason, the features of imperfections that permit imperfections to be discriminated from non-imperfections were set based on visual observation. In addition, a self-organizing map which is a kind of neural network was employed as a method whereby these features are used to identify imperfections in the same way as a human inspector. By using this map to teach the inspection system the features of multiple imperfections and also uneven brightness and dirt on the surface of the gear, it was possible to recognize imperfections to the same degree of accuracy as that of a human inspector. Technology constructed using this imperfection recognition method enabled the work of visual inspection to be reduced to about 10% of that necessitated previously.

1. まえがき

自動車のトランスミッションは多数の歯車から構成されているが、歯車の品質は走行の快適性に大きく影響することが指摘されている⁽¹⁾。歯車同士が噛み合う歯面において、傷などで生じるわずかな盛り上がり騒音の原因となり、乗員に不快感を与える可能性がある。このため、歯面の目視検査がおこなわれてきた。しかし、目視検査は作業員への負担が大きく、個人差による検査精度のバラツキによって品質が一定に保たれない可能性があることから、検査工程の自動化が望まれるようになった。本稿では歯面にお

ける傷の検出手法、およびそれを用いた検査システムについて述べる。

2. 研究の概要

2.1. ねらい

本研究のねらいを、歯車の表面に生じる傷について、目視検査と同等の精度をもつ検査技術の構築とする。歯車の歯面には、Fig. 1に示すような傷(打痕、剥離、引っかき)が生じる。これらの傷に対して、従来の、画像解析で抽出したものを傷とする手法では、以下の理由により、表面の色ムラ

*栃木研究所

や汚れなど、傷以外のものを傷として抽出してしまう過検出現象(以下、過検出)が発生し、検査精度が低下する問題が生じる。

- ・ 照明を均一に当てることが困難：Fig. 1 に示すように、歯面が曲面のため、照明の光量に偏りが生じる。
 - ・ 多様な種類の傷判別：多種類の傷を全て検出する必要があるため、傷の判別基準が複雑化し、設定が困難になる。
- これらに対し、目視では検査する人の傷に対する概念と、過去の記憶に基づいて傷を判別しているため、過検出が少ない。したがって、目視検査と同等な傷検出手法を実現するため、以下の項目を研究の目標に設定した。

- (1) 傷の特徴を定義する技術を構築する(画像解析)。
- (2) 取得した画像部分の特徴を用いて傷を判別する機能を構築する。
- (3) 傷判別精度を向上させる学習機能を構築する。

2.2. 傷検査技術の構築

本研究では、以下に示す三つの要素技術によって、目視と同等の傷検査技術を構成した。

(1) 傷判別技術

目視と同等の傷判別をおこなうため、目視検査で、人

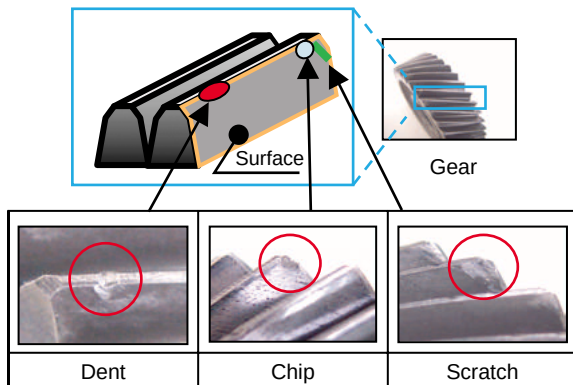


Fig. 1 Imperfection samples

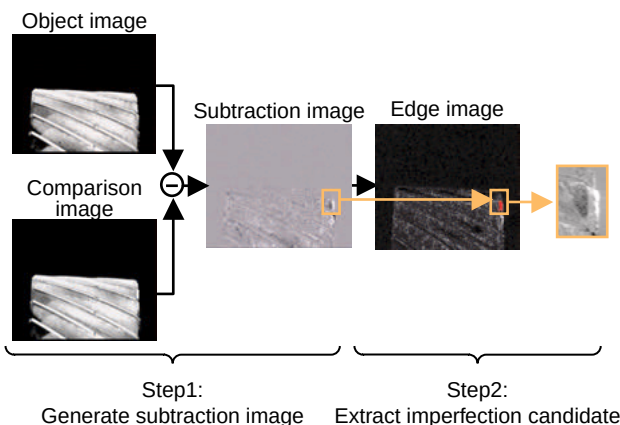


Fig. 2 Image processing to extract imperfection candidate

が傷とそれ以外を見分ける観点を分析した。さらに、これらの観点に基づいて、傷の外観を表す複数の特徴を設定した。

(2) 傷判別技術の実用化

傷判別には、ニューラルネットの一種である自己組織化マップによるデータの分類手法を適用した。これによって、過去に得られた傷と、表面の色ムラなどの過検出成分について、類似したデータ同士をグループ化したテーブルを構成した。これを用いて、画像解析により抽出した傷の可能性のある部分(以下、傷候補)について、傷と過検出成分のどちらとの類似性が高いか、すなわち、傷らしさを判定することで傷判別する。

(3) 傷判別精度の向上

傷判別精度の向上が必要とされた場合、それまでの検査で得られた傷および過検出成分を比較用のテーブルに追加し、学習することで傷の判別精度を向上させる。

2.3. 画像解析による傷候補の抽出

本研究の前提技術となる傷候補の抽出手法について述べる。この手法では、検査対象とする歯面(検査画像)を他の歯面(比較画像)と比較することにより、その差異部分を傷候補として抽出する。歯面同士の比較は、以下の式から求められる差分画像を用いておこなう(Fig. 2: Step1)。

$$\text{差分画像} = \text{検査画像} - \text{比較画像}$$

傷を含む二つの画像の差異は、差分画像の輝度変化が大きい部分となる。このため、差分画像の輝度変化部分を強調したエッジ画像と元の差分画像を比較し、差分画像から輝度変化の大きい部分を抽出する(Fig. 2: Step2)。これを傷候補とする。傷候補の中には、傷以外にも表面の汚れや色ムラなどの過検出成分が含まれるが、この処理では、傷を確実に抽出することを最優先とする。

以降では、傷候補の特徴分類による傷判別手法に重点をおいて説明する。

3. 傷判別技術の構築

3.1. 目視検査の観点

傷候補について、その外観を表す特徴パラメータを複数個設定し、傷判別に用いる。この特徴の選定にあたっては、人が傷判別をおこなう際の着目点を参考にした。Fig. 3は、傷と過検出成分(表面の汚れなど)を差分画像より抽出した例である。これらについて、人が傷と表面の色ムラや汚れなどを見分けるのに手がかりとしていることは、傷本体の形状と、傷周囲の輝度分布特性から生じる模様と考えられる。したがって、目視と同じように歯面の傷を判別するために、以下の二つの観点からアプローチをおこなった。

- (1) 傷の幾何学的な特徴
- (2) 傷周囲の輝度分布による特徴

3.2. 傷の特徴取得

1：傷の幾何学的な特徴

目視の観点において、傷の外観を表す幾何学的な特徴は、傷の大きさ(面積)、向き(角度)、形状(円形度)であることから、これらを傷の外観を表す特徴パラメータに設定した (Fig. 4)。

(1) SA : 面積

(2) θA : 角度

(3) CA : 円形度 ($CA = SA/C$, C : 傷の外接円面積)

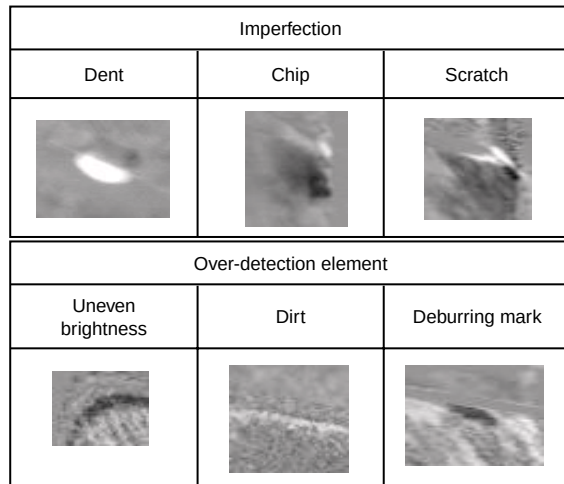


Fig. 3 Images of imperfections and over-detection elements

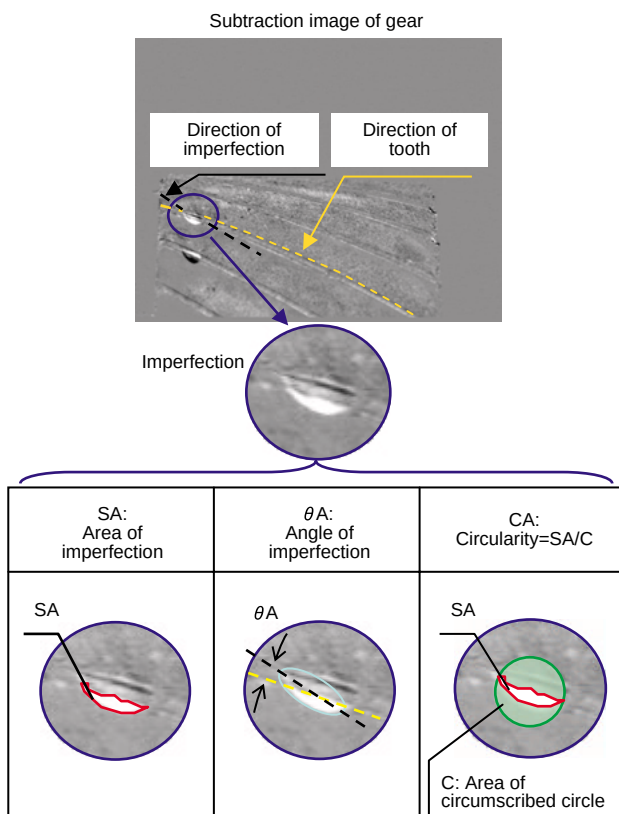


Fig. 4 Geometrical features of imperfection

2：傷周囲の輝度分布による特徴

同様に、傷周囲の模様を表す、輝度分布による特徴として、画像の乱雑性(エントロピ)、輝度分布の対称性(アニソトロピ)、輝度の変化(エッジ画像の平均輝度)を特徴パラメータに設定した。

(4) $entB$: 乱雑性(エントロピ)

(5) $ansB$: 対称性(アニソトロピ)

(6) $edgB$: 輝度の変化(エッジ画像の平均輝度)

以上によって傷の外観を、6個の特徴に方向性をもたせた特徴ベクトルとして表現した。したがって、傷の外観を数式として、特徴ベクトル： x

$$x = (SA, \theta A, CA, entB, ansB, edgB)$$

と表す。

3.3. 特徴ベクトルの例

傷候補から抽出した特徴ベクトルの例として、傷(打痕)と過検出成分(表面の色ムラ)を Fig. 5 に示す。これらと比較すると、円形度： CA 、乱雑度： $entB$ 、および変化度： $edgB$ に大きな差が生じている。これらの特徴によって、傷と過検出成分の判別が可能になる。すなわち、傷候補を傷判別するための、傷特徴の定義技術が構築できたことになる。

4. 傷判別技術の実用化

傷特徴の定義技術が構築できたことから、傷候補の特徴ベクトルを、既存の傷および過検出成分のデータと比較して傷判別をおこなう。このため、Fig. 6 に示す二次元格子 (a) によって傷判別テーブルを構成した。このテーブルの各格子点 (b) に、打痕などのデータの画像と、前述した特徴ベクトルをもたせる。さらに、これらに傷または過検出成分の判断を入力する。これにより、傷候補に対して、目視と同等の傷または過検出成分の判断が可能になる。

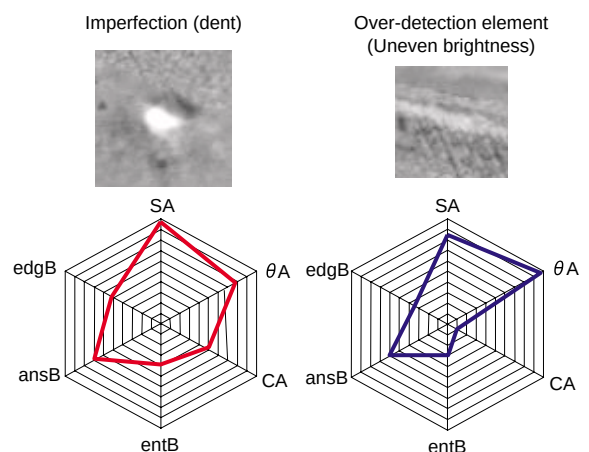


Fig. 5 Feature vector

4.1. 傷判別テーブルの作成

傷判別テーブルの作成には、多次元データの分類手法の一つであり、ニューラルネットの一種である自己組織化マップを用いる⁽²⁾。これは、複数のデータについて類似したもの同士を寄り集め、グループ化するアルゴリズムである。これによって Fig. 7 に示すように、3章で定義した傷の外観を表す特徴に基づいて、打痕や汚れなど類似性の高いデータ同士を二次元格子上でグループ化することができる。検査実行時には、傷候補がどのグループに類似しているかを求めることで傷判別をおこなう。

しかし、データの中には剥離と類似した汚れなど、傷判別において紛らわしいものが存在する。このため、自己組織化マップのみでは、このようなグループ相互の境界付近にあるデータに対して、グループ分けが不正確となる可能性がある。また、この段階では、類似したデータ同士をグルー

プ化したに過ぎず、傷判別テーブルは傷判断を有していない。したがって、各グループを構成する全てのデータに対して、傷または過検出成分の目視判断を入力することで、不正確なデータのグループ分けを修正し、各グループに目視と一致した傷判断をもたせる。これによって、目視と同等の傷判別テーブルが実現する。

傷判別テーブルの作成を、Fig. 7 に示すとおり、以下の手順で実行する。

(1) データ間の類似性の算出

(2) 自己組織化マップによる類似データのグループ化

(3) 目視判断の入力

4.1.1. データ間の類似性の算出

傷判別テーブルにおけるデータ同士の類似性は、特徴ベクトル間距離として求めることができる。すなわち、特徴ベクトル間距離が小さいほど、特徴ベクトルの要素値が近く、類似性が高い。このため、以下に示す傷候補の特徴ベクトル： X (1)と、座標 (i, j) の格子点の特徴ベクトル： x_{ij} (2)について、(3)式によって、特徴ベクトル間距離： d_{ij} を算出する。

$$X = (SA, \theta A, CA, entB, ansB, edgB) \quad (1)$$

$$x_{ij} = (SA_{ij}, \theta A_{ij}, CA_{ij}, entB_{ij}, ansB_{ij}, edgB_{ij}) \quad (2)$$

$$d_{ij} = \sqrt{(SA - SA_{ij})^2 + \dots + (edgB - edgB_{ij})^2} \quad (3)$$

4.1.2. 自己組織化マップによる類似データのグループ化

自己組織化マップによって、類似性の高いデータ同士を二次元格子上でグループ化する。その手順を以下に示す。

Step1：データの類似関係を表す格子点の選択

二次元格子上でデータ間の類似関係を表すのに、その時点で最適な格子点(以下、最適格子点)を選択する。最適格子点は、各データと最も類似した特徴ベクトルをもつ格子点とする(Fig. 8: Step1)。

Step2：データのグループ化

最適格子点、およびその周囲の格子点の特徴ベクトルを、それぞれのデータに類似するように更新する。このときの更新量は、最適格子点に近い格子点ほど大きく、離れるほど

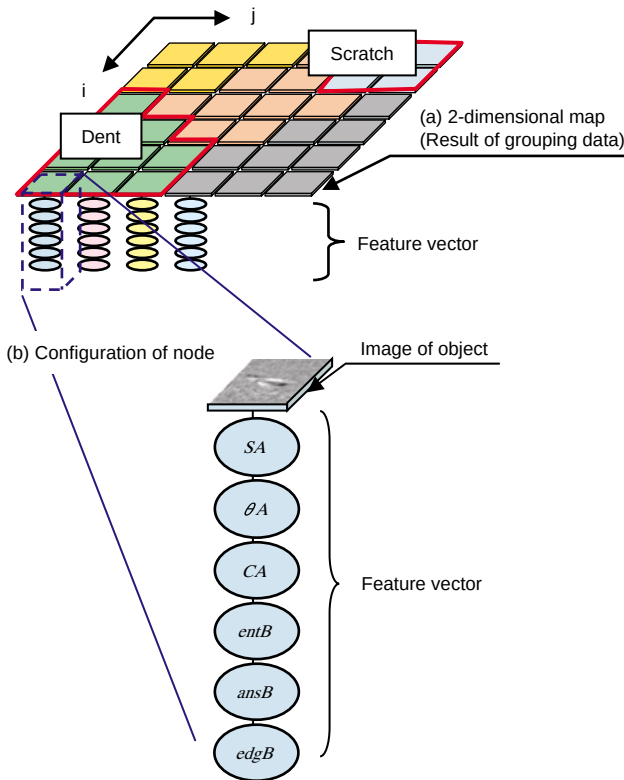


Fig. 6 Construction of recognition table

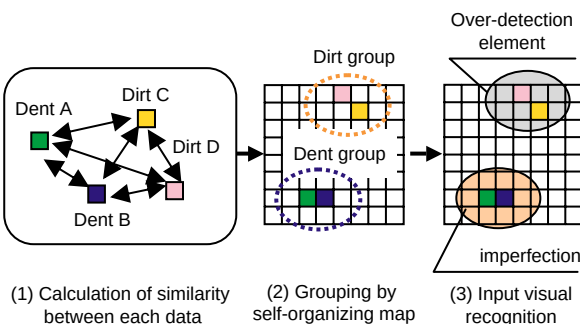


Fig. 7 Sequence of making recognition table

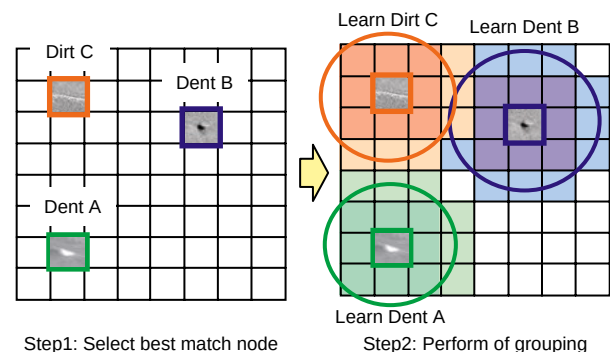


Fig. 8 Grouping data by self-organizing map

小さくする。また、分類の進行につれて、更新する格子点範囲を小さく絞り込んでゆく。これによって、各データに類似した特徴ベクトルをもつ格子点領域が形成される (Fig. 8: Step2)。

この Step1, 2 を繰り返すことで、類似性の高いデータの最適格子点が、相互に近い位置に集合する。これによって、各データのグループ化は、Fig. 9に示すように、それぞれに類似した特徴ベクトルをもつ格子点領域の位置関係で表現される。

(1) データ同士の類似性が高い場合

打痕Aの格子点領域と類似性が高い打痕Bの格子点領域は、互いに近い位置に形成され、同一グループとなる。

(2) データ同士の類似性が低い場合

打痕A, Bの格子点領域と類似性が低い、汚れCの格子点領域は、互いに遠い位置に形成され、打痕A, Bとは異なるグループとなる。

また、各データの格子点領域の形状、および他の格子点領域との境界は、最適格子点の位置関係によって、自動的に決定される。

4.1.3. 目視判断の入力

傷判別テーブル上の各グループと目視による判断を一致させるため、Fig. 9に示すような、グループを構成する各データの格子点領域に対して、傷または過検出成分の目視判断を入力する。このとき、格子点領域毎に入力をおこなうため、格子点全てに入力する必要はなく、短時間で入力をおこなうことができる。

4.1.4. 作成した傷判別テーブルの特徴

これまで述べた手法によって、傷判別テーブルを作成した例を Fig. 10に示す。これは100個のデータを、 $40 \times 40 = 1600$ 個の格子点によって、グループ化した傷判別テーブルである。これより、ねらい通り、打痕や汚れなど類似した特徴をもつデータ同士が、それぞれグループを形成していることがわかる。

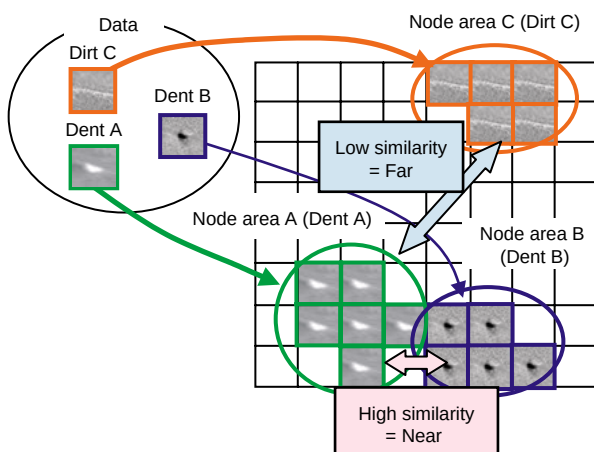


Fig. 9 Result of data grouping

傷判別テーブルは以下に示す利点をもつ。

(1) 人間的な判断

自己組織化マップによって、複数の多次元データが、予備的な知識を必要とすることなく、相互の類似関係のみでグループ化される。このため、人の直感に近い判断が可能になる⁽³⁾。

(2) 安定した傷判別

データを格子点領域として表現することで、各グループ間の隙間を補うことができる。このため、比較的少ないデータ数でも、傷候補の多様性に対して安定した傷判別が可能になる。

(3) データの類似関係を視覚的に表現

人にとって、直感的に理解し難い多次元データの類似関係を、二次元格子点上で、視覚的に表現することができる。このため、データの類似関係が理解しやすくなる。

以降、この Fig. 10に示す傷判別テーブルを用いて、傷判別手法について説明する。

4.2. 傷判別テーブルを用いた傷判別

傷判別は、傷判別テーブルで、傷候補と類似した特徴ベクトルをもつ格子点によっておこなうが、正確を期すため、傷候補と類似した1個の特徴ベクトルと比較せずに、類似した複数の特徴ベクトルと比較する。このため、傷候補に類似した特徴をもつ複数の傷判別データから類似領域を設定し、その類似領域の特徴から、傷か傷でないかを判別する。

4.2.1. 類似領域の算出

類似領域を決定する要素は、以下に示す二つとなる。

(1) 大きさ(格子点数)

類似領域の大きさは傷候補によって異なり、類似領域が

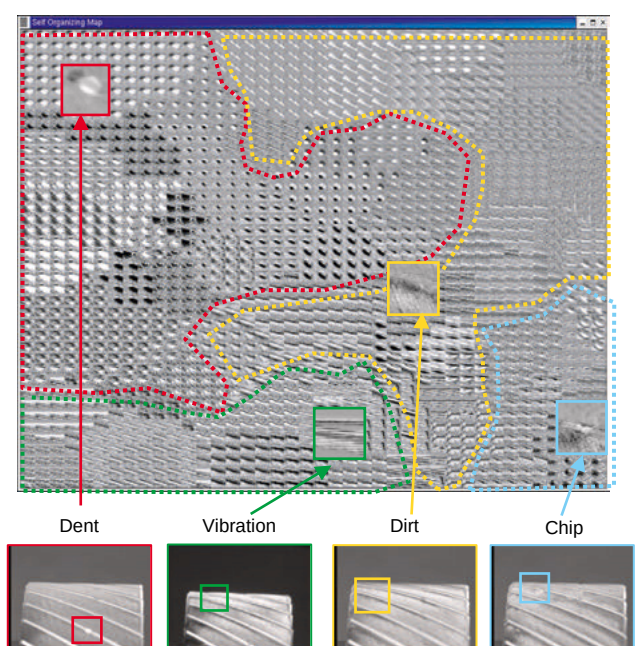


Fig. 10 Groups of data on recognition table

過度に大きい場合でも傷判別を誤る可能性がある。したがって、類似領域の大きさに上限を設定する。類似領域の格子点数が上限を超える場合には、より類似性の高い格子点の絞り込みをおこなう。この傷判別テーブルでは、上限とする格子点数を 100 個に設定した。

(2) 傷候補との特徴ベクトル間距離

類似領域は、傷候補との特徴ベクトル間距離が、設定したしきい値以下となる格子点領域とする。このため、傷候補の特徴ベクトル: X と、全ての格子点の特徴ベクトル: x について、Fig. 11 に示す各特徴ベクトル間距離: d となる格子点数の分布を算出する。この分布で、しきい値 (a) を、特徴ベクトル間距離の平均値 (b) から最小距離 (c) (最適格子点) の 50% の値に設定し、それより小さい特徴ベクトル間距離をとる格子点領域 (d) を、類似領域 (e) とする。

4.2.2. 傷判別処理

傷候補の傷判別は、以下に示す類似領域に含まれる、傷判別された格子点 (以下、傷格子点) の割合によっておこなう。

- ・ 傷格子点の割合: $F = \text{傷格子点数} / \text{類似領域の格子点数}$
- ・ 傷判別しきい値: D

傷判別条件は、以下に示すとおり、傷候補に対して、 $F \geq D$ となる場合は傷判別、

$F < D$ となる場合は過検出成分判別

とした。また、今回は $D = 0.5$ に設定した。

Fig. 12 に、傷判別例 (打痕) を示す。類似領域内の全格子点 (80 個) の構成は以下のとおりである。

- ・ 傷格子点の数 (79 個)
- ・ 傷以外の格子点の数 (1 個)

このため、傷格子点の割合: $F = 0.99$ となる。したがって、上記の傷判別条件: $F \geq D$ が成立し、傷として判別された。

4.3. 傷判別精度の向上

傷判別精度を向上させるため、既存の傷判別テーブルを、

新規に取得したデータ (以下、新規データ) と既存データの類似関係を学習し、それを反映した新しいテーブルに更新する。この処理は、Fig. 13 に示すとおり、傷判別処理とは別に、オフラインで実行する。

傷判別テーブルの更新処理について説明する。更新は、新規に取得した傷候補の特徴ベクトル (以下、新規データ) を既存の傷判別テーブルに追加し、自己組織化マップによるグループ化を再び実行することで実現する。これによって、

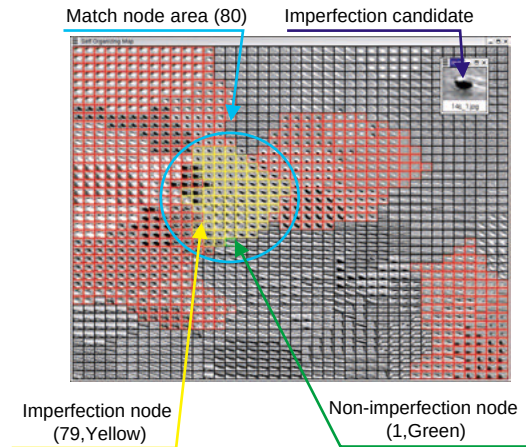


Fig. 12 Result of imperfection recognition

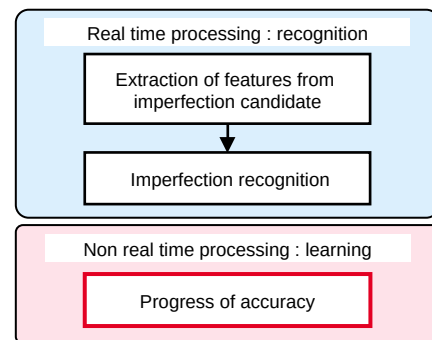


Fig. 13 Sequence of inspection for imperfection candidate

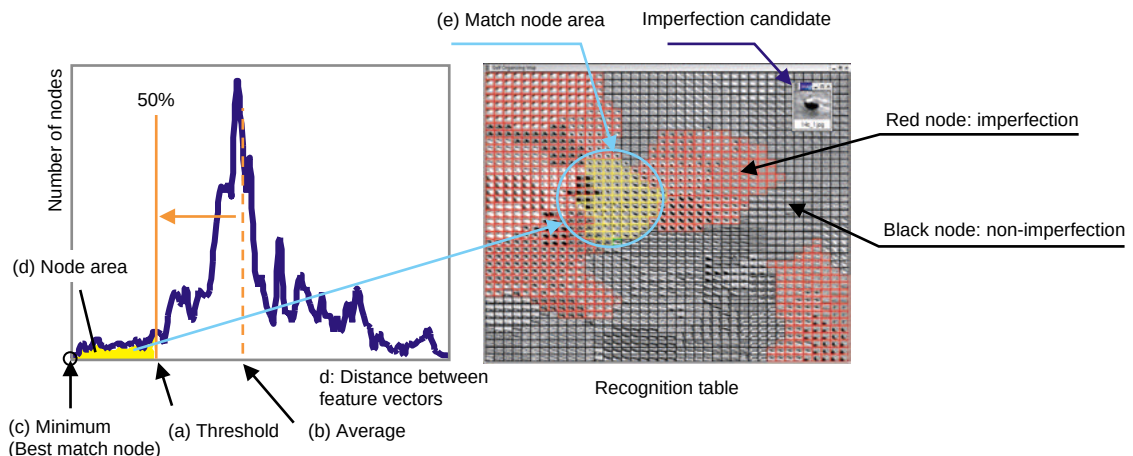


Fig. 11 Distribution of distance between feature vectors

新規データと既存データの類似性を見なおし、データの並べ替えをおこなう。

Fig. 14 に 10 種類の新規データを追加して更新した傷判別テーブルの例を示す。更新後には、新規データの格子点領域が追加された。

5. 検査システム

これまでに述べた傷判別手法を実行する検査システムを構築した。その主な構成は、Fig. 15 に示す通り、検査対象とする歯面を撮像位置に位置決めする (a) 回転式検査台と、撮像する (b) ワイドダイナミックレンジ CMOS カメラ⁽⁴⁾、(c)LED 照明、および検査用 PC とした。

6. 試行結果

本検査技術の検査精度の検証テストをおこなった。その結果について述べる。1 歯あたりの検査精度について、歯面の検査に傷判別処理を適用した場合と、しない場合の比較を Table 1 に示す。いずれの場合も、傷の抽出精度は目視と同等であった。一方、過検出については、40:1の精度差が生じた (a) (b)。この結果より求められる歯車 1 個あたりの検査精度を、40 歯をもつ歯車を例として説明する。傷判別処理を適用した場合は、適用しない場合と比較して検査精度には 180:1 の差が生じる (c) (d)。これより、傷判

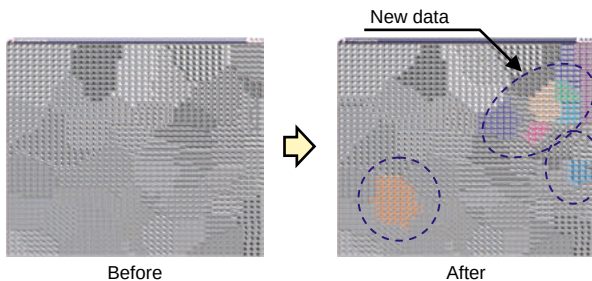


Fig. 14 Add new data to recognition table

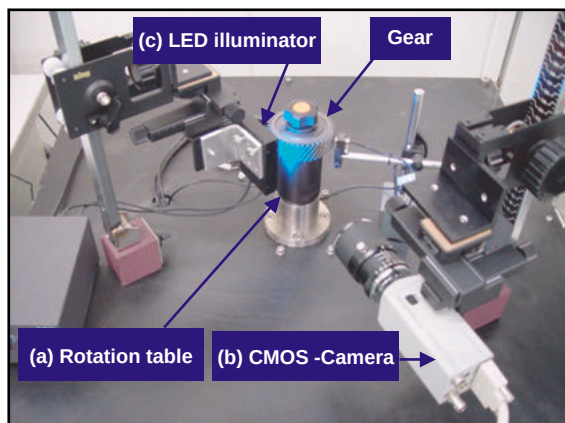


Fig. 15 Gear inspection setup

Table 1 Inspection accuracy

Recognition	Rate of over-detection: α	Inspection accuracy for one gear: $A = 100 \cdot (1 - \alpha/100)^N$
No use	12.4% (a)	0.5% (c)
Use	0.3% (b)	90% (d)

N : Number of teeth on one gear
 $N = 40$

別処理を適用することで、検査対象とする全歯車の 90% を正しく検査できることになる (d)。したがって、傷判別が困難な、残りの 10% を、目視などで再検査すればよい。

以上によって、本研究で構築した検査技術を適用することで、目視と同等な傷の判別が可能になった。ゆえに、人の負担を軽減することが可能であるといえる。

7. まとめ

歯車の歯面検査について、以下の技術構築をおこなった。

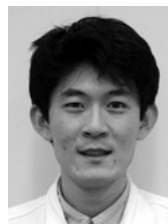
- (1) 傷の特徴を定義し、傷を判別する技術を構築した。これにより、傷を目視と同等な精度で抽出することが可能になった。
- (2) 既存の傷および過検出成分の特徴を学習した傷判別テーブルにより、目視検査が必要な歯車の割合が従来の 10% 程度に減らすことができた。
- (3) 検査によって取得した傷、および過検出成分の特徴ベクトルを用いて傷判別テーブルを更新することで、傷判別精度を向上させることを可能とした。

以上の技術を検査システムに適用した結果、目視検査の負担を減少させ、歯車の品質を向上させる技術が構築できた。

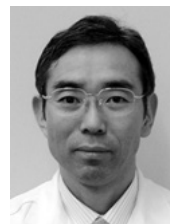
参考文献

- (1)小森, 久保, 高橋, 田中, 市原, 小宮山:歯車の歯の側端や歯先稜の接触による損傷(第1報, 歯側端部のチップングと歯の折損への進展), 日本機械学会論文集(C編), Vol.69, No.685, p.273-280(2003)
- (2) Kohonen, T.: Self-Organizing Maps, Springer-Verlag (1995)
- (3)紙本, 王, 大松:SOM を用いた BP 法の教師選択によるインターフォンの良否識別, 電気学会論文誌C, Vol.122, No.10, p.1 742-1 747(2002)
- (4)関, 中島, 北村, 大塚, 新井:ワイドダイナミックレンジ視覚センサによる溶接現象の観察, 溶接学会誌, Vol.70, No.7, p.8-11(2001)

■著 者■



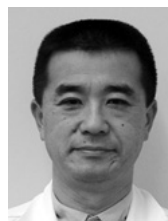
江口純司



村上 学



内田孝尚



藤原欣哉

タイヤトレッドゴムの粘弾性と 実車制動距離の温度依存性の関係

Prediction of Temperature Dependence of Braking Distance through Bench Test

川 上 恵 夫*
Ayao KAWAKAMI

長 谷 裕 之*
Hiroyuki HASE

溝 根 哲 也*
Tetsuya MIZONE

要 旨

車両の制動距離は路面温度に影響されることは既知の事実である。路面温度によって制動距離が変化するのはタイヤトレッドゴムの粘弾性特性が影響しているということがわかった。そこでタイヤトレッドゴムの摩擦と粘弾性について着目し考察をおこなった。この考察から、タイヤトレッドゴムの粘弾性特性の台上試験結果と任意の路面温度における最小限の実車制動距離試験結果から広範囲な路面温度での制動距離を予測する手法を開発した。

ABSTRACT

The temperature of the road surface is known to affect vehicle braking distance. This study demonstrated that the variation in wet braking distance with road temperature is significantly affected by the viscoelastic properties of the tread rubber of the tires. On the basis of this relation, a method of bench testing the viscoelastic properties of tires has been developed which enables the prediction of braking distance for a wide range of road temperatures.

1. まえがき

制動距離性能はアクティブセーフティ性能のなかで重要な性能のひとつである。その性能は日本の自動車アセスメントで結果が公表されており、アメリカやヨーロッパにおいても試験の準備が進められている。

世界各国の自動車雑誌においても制動距離を独自に評価しており、その結果はユーザの関心項目のひとつとなっている。

制動距離の結果に影響する要因として Fig. 1 の様な因子が考えられる⁽¹⁾。

これらの影響因子のうち、人による操作方法や計測器、車両諸元や試験路面については、試験方法を統一することで

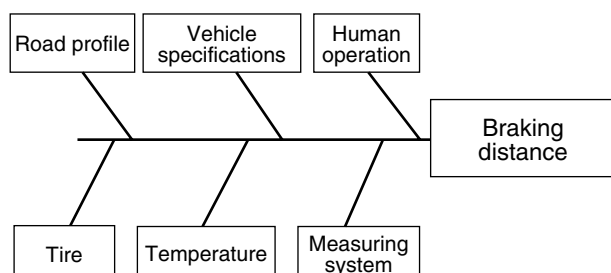


Fig. 1 Cause and effect diagram for braking distance

*栃木研究所

ある程度定常化することが出来るが、路面温度による制動距離への影響を把握するには路面温度低温域から高温域に渡っての実車試験が必要である。

制動距離の路面温度における影響を把握するには、長期間の実車での試験が必要であり限られた期間での評価が困難であった。

本研究ではタイヤトレッドゴムの台上粘弾性特性に着目し最小限の実車試験結果から、路面温度によって変化する制動距離を予測する手法を開発する。これによってタイヤの性能把握をより容易にできる手法を提供するものである。

2. タイヤ違いによる路面温度依存性

Fig. 2 に乾燥路面と湿潤路面での路面温度の変化に対する制動距離の変化を示す。この事例のようにタイヤによっては、ある特定の温度領域でタイヤを評価するだけでは、市場のユーザの使い勝手条件を網羅することが出来ない。

ここで、試験場所は本田技術研究所栃木ブルーピングセンター総合路でおこない、試験方法はJ-NCAP(独立行政法人自動車事故対策機構が公表している自動車アセスメント)に準じて実施した。ただし路面温度範囲に関しては規定温度の上下限を越えた領域でも試験を実施した。また、試験車

両は FF 2.0L ミニバン車を使用した。

このような湿潤路面での路面温度依存性をタイヤ違いにより確認するために同一の車両を使用した広範囲な路面温度での制動距離結果を Fig. 3 に示す。また試験に使用したタイヤを Table 1 に示す。

試験場所は日本自動車研究所総合試験路でおこない、試験方法は J-NCAP に準じて実施した。ただし路面温度範囲に関しては規定温度の上下限を越えた領域でも試験を実施した。また、試験車両は FF 1.5L 乗用車を使用した。

この結果より、制動距離の路面温度依存性はタイヤによって傾向が異なるものがあることが確認できた。

タイヤ A の路面温度に対する制動距離は低温域では制動距離が短く、高温域で制動距離が長くなる。一方、タイヤ B はタイヤ A と比べて路面温度による制動距離の変化は少ないが、低温域、及び高温域で制動距離が長くなる。また、タイヤ C はタイヤ A と B の中間的な位置づけにありタイヤ A と同様に高温域では制動距離が長くなるが、その傾きはタイヤ A より小さい。

Test track: Honda R&D, Ltd Tochigi Proving Ground
Test method: J-NCAP (with change to specified road surface temperature)
Test vehicle: FF 2.0L Minivan

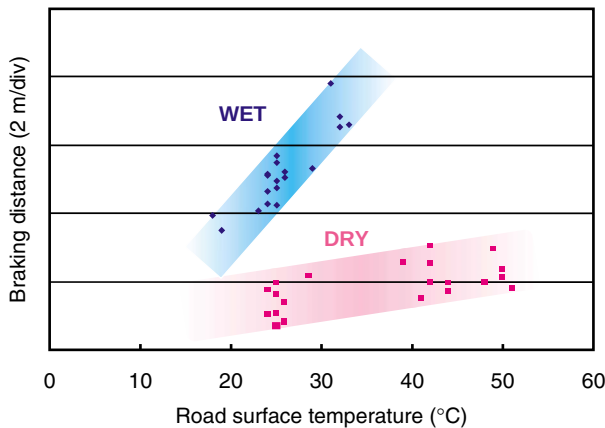


Fig. 2 Wet and dry braking distance vs road surface temperature

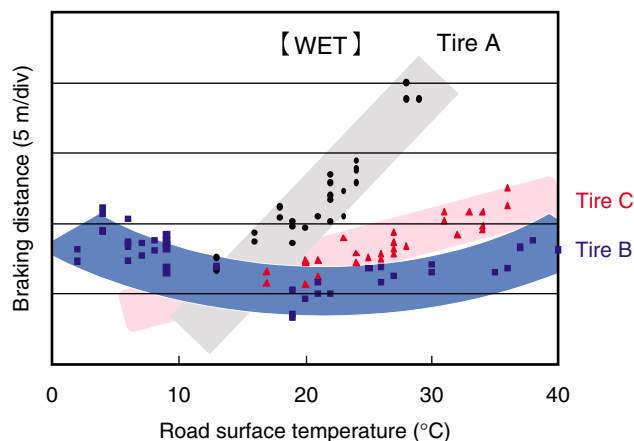


Fig. 3 Road temperature dependence of braking distance by tire

Table 1 Tire characteristics

	Tire A	Tire B	Tire C	Tire D	Tire E
Tread compound	1	2	3	4	5
Construction	a	b	c	d	d
Tread pattern	I	II	III	IV	IV
Tire size	185/70 R14	185/70 R14	185/70 R14	185/70 R14	185/70 R14

Fig. 3 の 3 種のタイヤはそれぞれトレッドゴム、構造、パターンが異なっているが、これらの要素の中でどの要素が制動距離の温度依存性に影響を与えているのか検証するためトレッドゴム、構造、パターンのみを変更したタイヤを作製して制動距離試験を実施した。

実車での制動距離試験を実施して温度依存性への影響を確認したところトレッドゴム違いが温度依存性に影響していることがわかった。

Fig. 4 はタイヤ構造、パターン、サイズは同一でトレッドゴムのみが異なるタイヤ D、タイヤ E の制動距離試験結果である。

トレッドゴムのみを変更したタイヤ D とタイヤ E とでは異なった温度依存性を示しており、トレッドゴムの違いによって制動距離の温度依存性が生ずることがわかった。

従って、制動距離の温度依存性にはタイヤのトレッドゴムが影響しているということが確認された。

3. メカニズムの考察

3.1. トレッドゴムの摩擦と粘弾性

タイヤの摩擦力はトレッドゴムのヒステリシスによる摩擦力 F_H と凝着による摩擦力 F_A の和で表される (Fig. 5)。

ヒステリシス摩擦力 F_H とは路面の凹凸によりゴムが比較的大きな変形を受けて発生するエネルギーロスによる摩擦力のことである。ゴムの変形による位相遅れ (ヒステリシスロス: $\tan \delta$) が大きいゴムほどヒステリシス摩擦力 F_H は大きくなる。

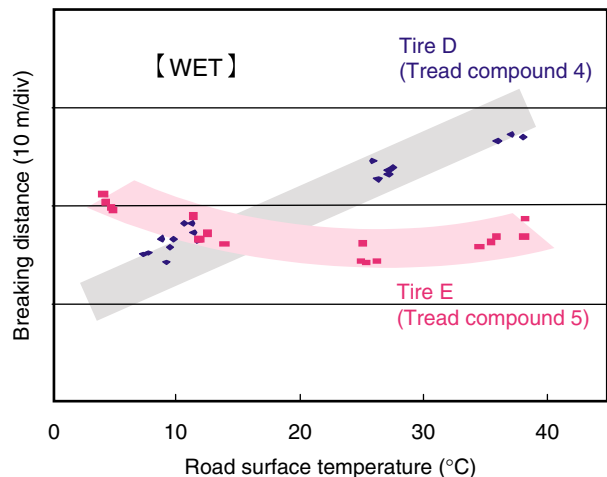


Fig. 4 Road temperature dependence of braking distance by tread compound

制動距離は制動力に反比例することから、仮にヒステリシス摩擦力 F_H による制動距離を X_H とおくと次式と仮定出来る。

$$X_H \propto 1/F_H \propto 1/\tan \delta \quad (1)$$

凝着摩擦力 F_A とはトレッドゴムと路面骨材の凝着(分子間力)によって生じるエネルギーロスによるものである。

したがってタイヤの実接触面積が大きい方が凝着摩擦力 F_A は大きくなる⁽²⁾。

凝着摩擦力 $F_A = M(\text{接触面積}) \cdot S(\text{単位面積当たりのトレッド剛性})$

ミクロ的な視点において、接触面積 M は Fig. 5 に示される路面骨材の表面凸凹に追従するような微小変形状態でのゴム材料の弾性率 E^* に関係し、低温域では E^* の上昇に反比例して実接触面積は低下してくると考えられる。これにより、仮に凝着摩擦力 F_A による制動距離を X_A とおくと、低温域では次式の関係があると仮定出来る。

$$X_A \propto 1/F_A \propto 1/M \propto E^* \quad (2)$$

3.2. 予測式

制動距離とトレッドゴムの摩擦に関する考察から制動距離の路面温度依存性に対する予測式を考えた。

制動距離の路面温度による変化分 ΔX は、ヒステリシス摩擦力 F_H が路面温度によって変化することによる制動距離の変化分 ΔX_H と凝着摩擦力 F_A が路面温度によって変化することによる制動距離の変化分 ΔX_A の和で表すことが出来る。

$$\Delta X = \Delta X_H + \Delta X_A$$

過去の知見⁽³⁾からも、湿潤路における制動距離はタイヤトレッドゴムの粘弾性特性試験における 0°C 付近の $\tan \delta$ と関係があることがわかっている。

これは粘弾性試験における $\tan \delta$ の 0°C 付近の値が大きいほどヒステリシス摩擦力 F_H が大きく湿潤路での制動距離が短くなるということである。

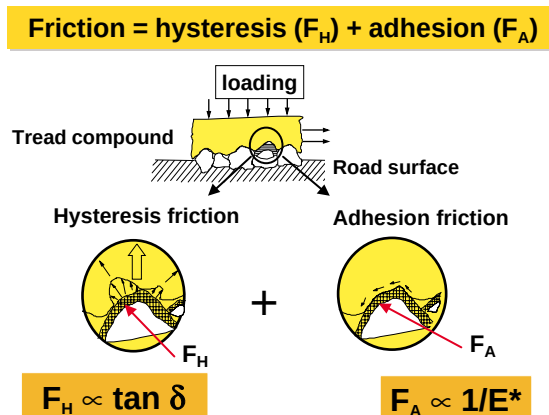


Fig. 5 Friction of tread compound

ここで制動距離の路面温度依存性において高温域で制動距離が長くなるのは粘弾性試験における $\tan \delta$ の 0°C 付近の温度勾配が影響していると考え、式を仮定した。

$$\Delta X_H = f(t) \times a \quad (3)$$

a : 0°C 付近の $\tan \delta$ の傾き

$f(t)$: 路面温度 t の 1 次式

また $f(t)$ は路面温度上昇に対して制動距離が比例的に伸びる傾向にあることから路面温度 t に対して 1 次式の関数と仮定した。

次に路面温度低温域で制動距離が長くなる要因として弾性率 E^* の 0°C 付近の大きさが影響していると考え、式を仮定した。

$$\Delta X_A = g(t) \times b \quad (4)$$

b : 0°C 付近の E^*

$g(t)$: $1/t$ の 1 次式

また $g(t)$ は路面温度が低温域で制動距離が反比例的に長くなることから路面温度 t に対して $1/t$ の関数と仮定した。

したがって予測したい路面温度 t_a での制動距離を X_a とすると、基準となる路面温度 t_c での制動距離 X_c に、路面温度による制動距離変化分を足した次式で表される。

$$X_a = \Delta X_H + \Delta X_A + X_c \quad (5)$$

ここで基準となる制動距離 X_c は車両諸元やタイヤサイズで異なるため実車で計測することを前提とした。

つまり

$$X_a = f(t) \times a + g(t) \times b + X_c \quad (6)$$

という式で表すことが出来る。

3.3. 路面温度依存性と粘弾性特性の関係

Fig. 4 で用いたタイヤ D、タイヤ E の $\tan \delta$ 、 E^* の傾向を検証するためトレッドゴムからテストピースを切り出し、粘弾性特性をスペクトロメータにて計測した (Fig. 6)。

その粘弾性試験結果を Fig. 7 および Fig. 8 に示す。

Fig. 4 のタイヤ D は路面温度の上昇に対してほぼ比例的に制動距離が伸びている。この原因は、Fig. 7 で示される様にトレッドゴム 4 のヒステリシス摩擦力 F_H と相関関係にある 0°C 付近の $\tan \delta$ が 0°C 付近より高温になるに従って低下して行くためと考えられる。

また、タイヤ E に対しタイヤ D が路面温度 20°C から 30°C 付近で制動距離の増加傾向が大きいのは、トレッドゴム 5 に対してトレッドゴム 4 の $\tan \delta$ が 0°C 付近における高温側の低下傾向が大きいからと考えられる。

一方、Fig. 4 のタイヤ E は特に低温域で路面温度の低下に対して反比例的に制動距離が伸びている。

この原因は Fig. 8 に示されるようにトレッドゴムがある一定以上の路面温度領域では安定した接触面積を確保しているが、低温になるに従い、トレッドゴムの E^* が反比例的に上昇し、接触面積が小さくなることにより凝着摩擦力が減少したためと考えられる。

また、タイヤDに対しタイヤEが低温域で制動距離の増加傾向が大きいのはトレッドゴム4に対しトレッドゴム5の低温域での E^* が大きいからと考えられる。

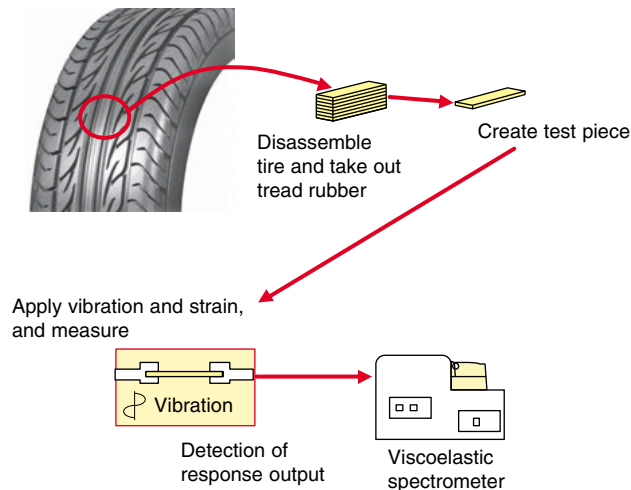


Fig. 6 Measurement method for viscoelasticity of rubber

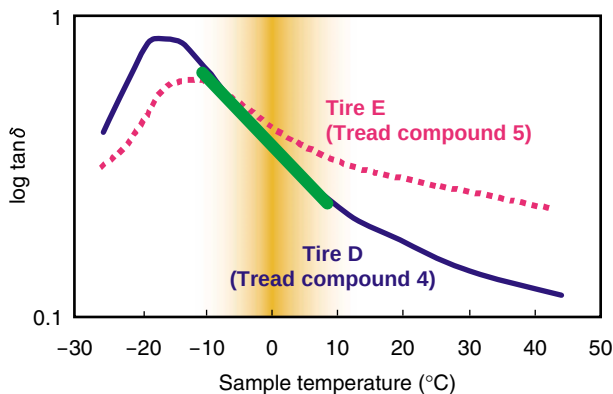


Fig. 7 Viscoelasticity measurements for Tires D and E

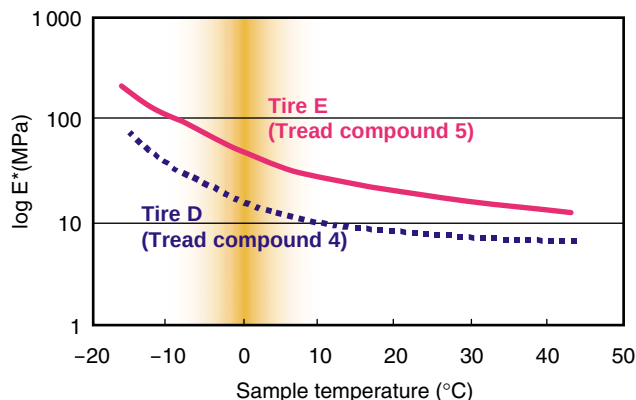


Fig. 8 Viscoelasticity measurements for Tires D and E

上記の式にタイヤD, Eの実車制動距離結果と台上粘弾性スペクトロメーターで求めたトレッドゴム4, 5の $\tan \delta$, E^* を用い、最小二乗法による重相関解析をおこなった。この結果により予測式の係数を設定し予測式を決定した。

得られた予測式を用い、タイヤD, タイヤEについて路面温度10°Cの実車制動距離をもとにして他の路面温度での制動距離を予測した結果と実測制動距離の相関を確認した (Fig. 9, Fig. 10)。この結果より制動距離の温度依存性を予測するうえで、トレッドゴム粘弾性特性の温度依存性に着目した予測式の仮説が検証された。

4. 予測手法の適用結果

予測式立案には2種のトレッドゴムを使用したけど、そのトレッドゴムとは異なるゴムの予測に関して検証した。

また、トレッドパターンや車両およびタイヤ(サイズ、構造)についても予測に関して検証を実施した。

試験条件を Table 2 に示す。

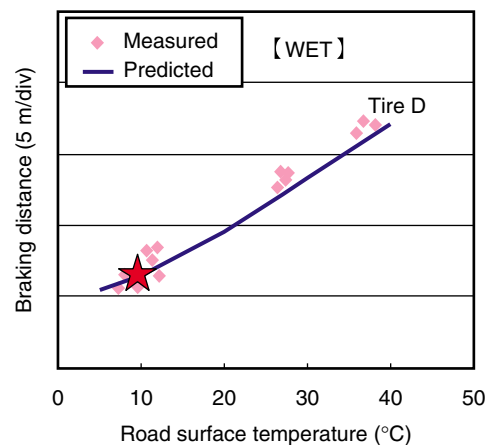


Fig. 9 Road surface temperature dependence of Tire D Prediction based on results of measurement at 10°C

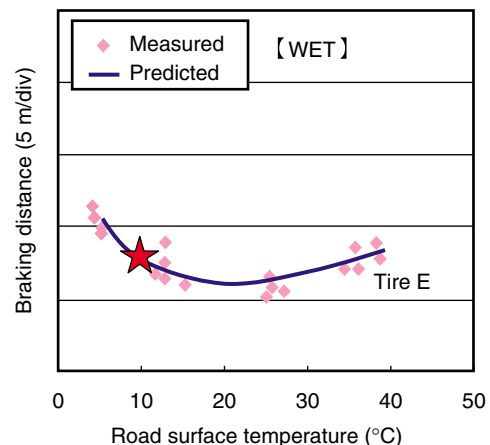


Fig. 10 Road surface temperature dependence of Tire E Prediction based on results of measurement at 10°C

Table 2 Tire characteristic

	1	2		3	
	FF 1.5 L Passenger Tire F	FF 1.5 L Passenger Tire G	FF 1.5 L Passenger Tire H	FF 0.66 L Passenger Tire I	FF 2.4 L Minivan Tire J
Tread Compound	6	4	5	7	8
Construction	d	d	d	e	f
Tread pattern	IV	V	V	VI	VII
Tire size	185/70R14	185/70R14	185/70R14	155/65R13	215/60R16

4.1. トレッドゴム違いによる検証

タイヤDに対して、トレッドゴムのみを6に変更したタイヤFを製作した。

タイヤFの路面温度 10℃の実車試験結果から予測した結果と路面温度依存性を実車で試験した結果を Fig. 11 に示す。

このようにトレッドゴムを変更しても実車試験結果との関係はよく一致している。

4.2. トレッドパターン違いによる検証

タイヤD、Eに対してトレッドパターンのみを変更したタイヤG、Hを製作した。

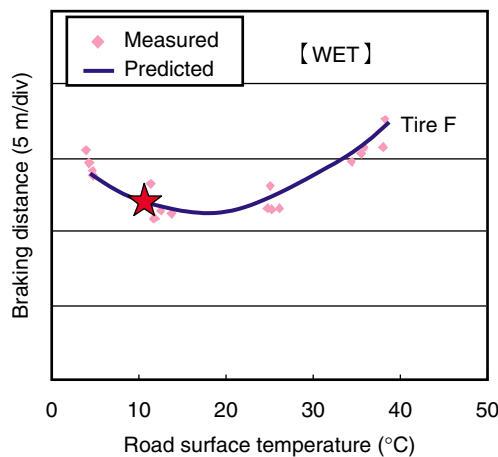


Fig. 11 Road surface temperature dependence of Tire F
Prediction based on results of measurement at 10°C

タイヤG、Hの路面温度10℃の実車試験結果から予測した結果と路面温度依存性を実車で試験した結果をFig. 12に示す。

このようにトレッドパターンを変更しても実車試験結果との関係はよく一致している。

4.3. 車両およびタイヤ違いによる検証

最後に車両を FF ミニバンおよび FF 軽乗用車での検証を実施した。

路面温度10℃の実車試験結果から予測した結果と路面温度依存性を実車で試験した結果を Fig. 13, Fig. 14 に示す。

このように車両、タイヤ(トレッドゴム、構造、パターン、サイズ)違いにおいても実車試験結果との関係はよく一致している。

以上の様に、トレッドゴム、トレッドパターンや車両、タイヤ(サイズ、構造)の違いにおける検証でも実車制動試験結果とトレッドゴムの粘弾性特性からの予測結果は一致しており、予測式の汎用性が検証できた。

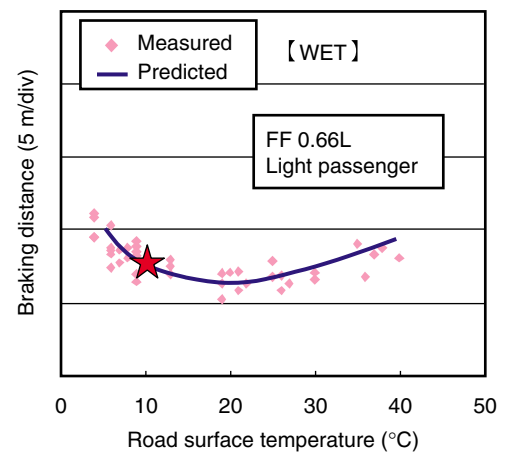


Fig. 13 Verification of by varying tires and vehicles
Prediction based on results of measurement at 10°C

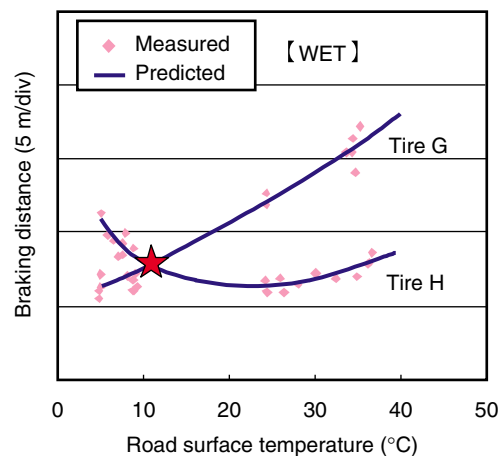


Fig. 12 Verification of accuracy by varying tread pattern
Prediction based on results of measurement at 10°C

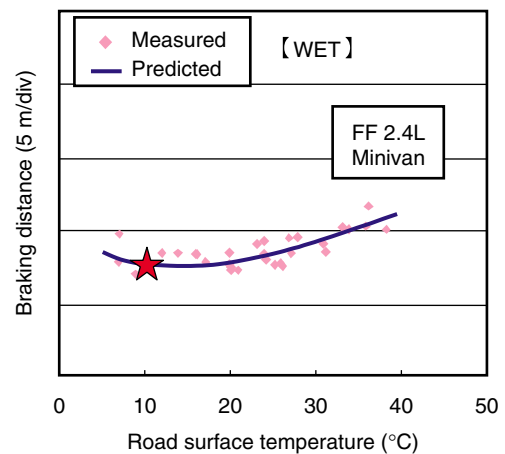


Fig. 14 Verification of by varying tires and vehicles
Prediction based on results of measurement at 10°C

5. まとめ

本研究により以下のことがわかった。

- (1) 同一車両にて広範囲な路面温度でのタイヤ違いによる制動距離を測定した結果、制動距離の路面温度依存性はタイヤによって異なることを実験より定量的に示すことが出来た。さらに、制動距離の路面温度依存性にはタイヤトレッドゴムのコンパウンドが影響しているということがわかった。
- (2) タイヤトレッドゴムの台上粘弾性特性結果と任意の路面温度での実車による制動距離結果から広範囲な路面温度での制動距離を予測する手法を確立した。

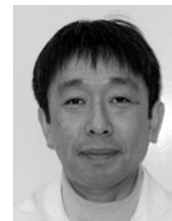
参考文献

- (1) 財)日本自動車研究所:ブレーキ性能試験結果に影響を与える要因に関する調査, p.1-9(1999)
- (2) 加茂伸哉, 桜井正幸, 鮑力民, 三橋健八, 網野直也:加硫ゴムの硬さ測定時における表面歪と摩擦の関連性, 第 51 回レオロジー討論会 講演要旨集 p.309(2003)
- (3) 村岡清繁:タイヤ用ゴムにとって粘弾性特性とは, 日本ゴム協会誌, 74, p.6(2001)

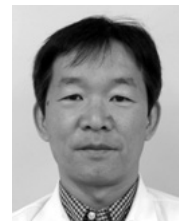
■著 者■



川上 恵夫



長谷 裕之



溝根 哲也

フューエルタンク燃料揺動音予測技術の研究

Study of Fuel Tank Sloshing Noise Prediction

若 生 徹*
Tohru WAKO

要 旨

フューエルタンク内の燃料が車両の加減速によって揺動するときに発生する騒音(燃料揺動音)を予測する技術の開発に、シミュレーションと実験的手法の両面から取り組んだ。まず、台上で燃料の入ったタンクに加減速Gを与えて揺動音を発生させる実験をおこない、音発生に相関の深い物理パラメータの抽出を試みた。次に動的陽解法による有限要素解析によりタンク内液面の挙動を再現し、実験の結果得られた物理パラメータが揺動音予測に有用であるかを検討した。

実験において揺動音発生は、燃料がタンク内壁を局所的に強く叩くことによって壁面が振動する現象であることがわかり、このときに発生するタンク内壁面の急激な圧力上昇を予測すれば、揺動音の発生を予測できることがわかった。コンピュータシミュレーションと実験を比較した結果、実験にて観察された急激な圧力上昇が、シミュレーションでも精度よく再現されていることがわかり、燃料揺動音の発生を予測することが可能になった。

ABSTRACT

The development of technology to predicting sloshing noise from a fuel tank was approached from the aspects of simulation and experiment. First, an acceleration and deceleration from a vehicle was applied to a bench-mounted fuel tank containing fuel to generate a sloshing noise, and the physical parameters that were closely correlated with the sloshing noise were extracted. Next, computer simulation using an explicit transient solution method was performed to reproduce the fluid motion behavior in the tank, and a study was performed whether or not the physical parameters obtained from the experiment was useful for predicting sloshing noise. As a result, it was confirmed that the sloshing noise was caused by fuel striking localized areas of the inside wall of the tank. It was found that the occurrence of sloshing noise could be predicted by analyzing the impulsive pressure rise at the inside wall of the tank. A comparison of the computer simulation results with the experimental results showed that the experimentally observed impulsive pressure rise could be accurately reproduced by simulation as well, thus enabling the occurrence of fuel sloshing noise to be predicted.

1. まえがき

乗用車において、車室内の静粛性を高めるためには、関連する全ての機能部品にて騒音低減の取り組みをおこなうことが重要であり、燃料タンクも例外ではない。そのため、燃料揺動音の低減に対する要求は年々高まりつつある。

従来の鋼板で作られた燃料タンクでは、揺動音を抑えるための仕切り板をスポット溶接で取り付け、実車評価による試行錯誤を経てその仕様を決定していた。しかし、仕切り板の取り付けが困難な樹脂製燃料タンクの採用が増えるにつれ、揺動音が発生しにくい基本形状を開発初期段階で考慮することが求められるようになった。さらに、コンピュータを活用した試作車削減、開発期間短縮の取り組みの中で、燃料揺動音の発生をコンピュータシミュレーションで予測

する技術へのニーズが高まっている。

揺動音を予測するためには、まずタンク内燃料の挙動をコンピュータで再現することが必要だが、現象が複雑なため、従来は非常に難しいとされていた。しかし近年の解析技術進化に伴い、自由表面を伴う流体の挙動を扱える市販の解析コードがいくつか見られるようになり、解析事例も報告されている^{(1), (2)}。これらの報告においては、シミュレーションでタンク内の流れを可視化することにより、揺動音の対策において大きな指針が得られることが述べられているが、シミュレーションによって音の発生を直接予測する技術についてはあまり言及されていない。これは、現象把握が不十分なため、タンク内での燃料の動きが、どのような過程を経て音発生に至るかというメカニズムが十分に解明されていないことによる。本研究においては、まず台上実験に

*栃木研究所

よって揺動音発生に相関の深い物理パラメータを抽出し、次にコンピュータシミュレーションでこの物理パラメータの再現を試み、両者の結果を比較することによって、揺動音発生をコンピュータシミュレーションで予測する技術を開発する。

2. 揺動音の発生メカニズム

揺動音発生メカニズムは以下の二つの仮定が考えられる。ひとつは燃料が攪拌されることによりタンク内の空気が振動して音が発生し、その音がタンク壁面を透過して外部に達するというものであり、もうひとつは燃料がタンク内壁を叩くことでタンク壁面が振動し、音を発生するというものである。この二つの現象はどちらか一方だけが単独で発生するわけではないが、より支配的な現象がどちらであるかを明らかにすることは、シミュレーションをおこなう上で非常に重要である。もし前者が支配的であれば、液体が攪拌されて周囲の空気を振動させる過程のシミュレーションが必要だが、気層と液層の相互作用による気層の振動を予測することは難しい。一方、後者が支配的であれば、タンク内の燃料がタンク壁面に当たるときの圧力上昇を計算することで、予測が可能である。

3. 台上実験

3.1. 実験装置

上記の二つの現象のうち、どちらの影響が大きいかを台上実験により解明する。Fig. 1 に実験装置の概念を示す。

タンクの内外の騒音レベルを比較するためにタンク上 300 mm の箇所と、タンク内部にそれぞれマイクロフォンを設置した。またタンク内側の 10 箇所にも圧力センサを取り付けてタンク内の燃料がタンク壁面に当たるときの圧力を測定し、同時にタンク外側には壁面の振動を測定するための加速度ピックアップを取り付けた。

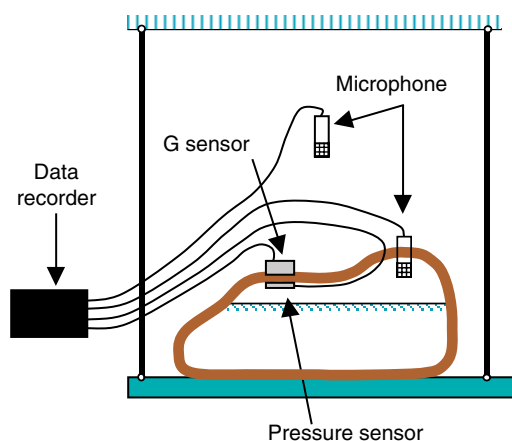


Fig. 1 Concept of equipment

タンクを揺動させるための実験装置としては、鉄パイプで作った枠をワイヤーで吊るし、ここにタンクを載せて前後に揺らす形式のものを作成した。Fig. 2 に装置の全体構造を示す。

タンクに加減速 G を与える手順は以下のようにした。まずタンクを Fig. 3 のストッパーに当たるまで後方に引き静止し、中の液面が静止するまで待った後にタンクをリリースすると、タンクは加速しながら前方へ動き、下死点を越えてさらに前方に動く。タンクを支える枠には後方にロープが繋がっており枠のストロークを規制している。したがってある限界を超えてタンクが前方に動くとそのロープが突っ張ってタンクに減速 G を発生させる。そしてロープが伸びきるとタンクは後ろに下がり始める。ロープはあらかじめ最大減速加速度が $0.3G$ になるように長さが調整されているので、安定して毎回同じ減速 G を発生させることができる。



Fig. 2 Laboratory equipment

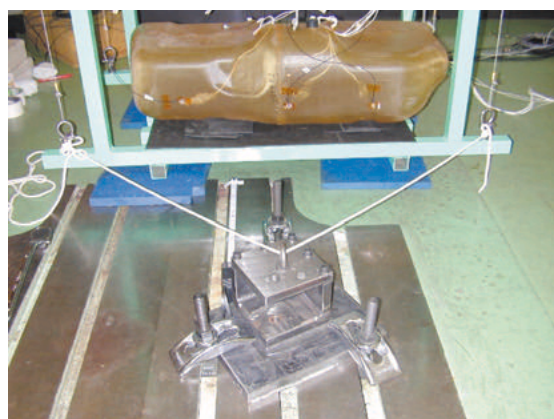


Fig. 3 Stopper

3.2. 実験結果

Fig. 4 に、タンク上 300 mm において測定した騒音(以下、評価点騒音と記す)のグラフを示す。このときのタンク内燃料の液量は 40 L である。グラフには、大きなピークが 5 回ほど現れているが、これは揺動した液面が、タンクの前壁に交互に達したタイミングで発生するものである。

その中のひとつのピークに着目して詳細な検討をおこなう。Fig. 5 は評価点騒音, Fig. 6 はタンク内騒音, Fig. 7 は評価点に最も近い箇所のタンク壁面振動を表したものであり, ピークが立ち上がる瞬間に着目し, 時間軸を拡大して表したものである。この三つのグラフにおいて横軸1目盛は

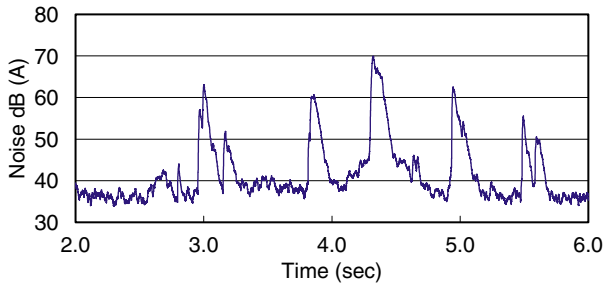


Fig. 4 Sloshing noise at evaluation point

0.05 秒である。これら3者を比較すると, 評価点騒音とタンク壁面振動には強い相関が見られるのに対し, タンク内騒音と他の2者との間には相関が見られないことがわかる。したがって, 燃料タンク内騒音が評価点騒音に及ぼす影響は小さいと考えられる。2章で記した二つの仮定のいずれの場合でも, 最終的にはタンク壁面が振動することで評価点に音が伝わるため, 壁面振動と評価点騒音に相関性があるのは当然であるが, タンク内騒音との相関が見られないことから, タンク壁面を振動させる原因は他にあると考えられる。

次に, タンク内壁の圧力と評価点騒音の関係に着目する。Fig. 8は, 評価点騒音とタンク各点の壁面圧力の時刻歴変化を比較したものである。この図において評価点騒音が立ち上がるのと同時に燃料タンク内壁圧力が急激に立ち上がる現象が見られる。このことから評価点騒音はタンク内の液

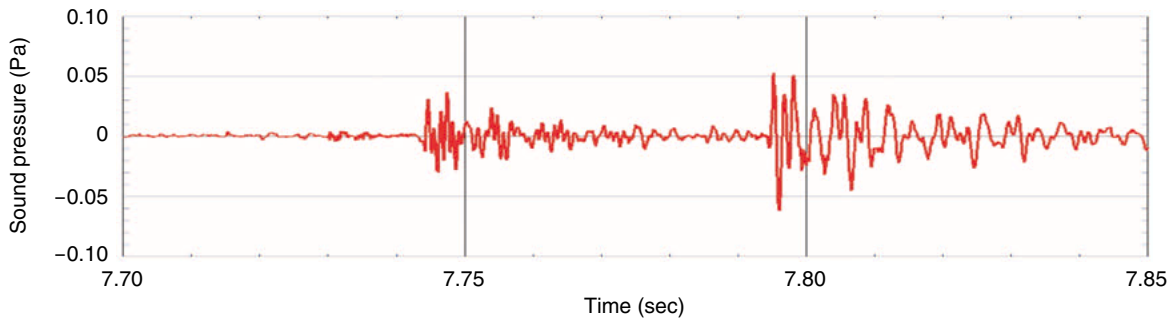


Fig. 5 Sound pressure (Outside of tank)

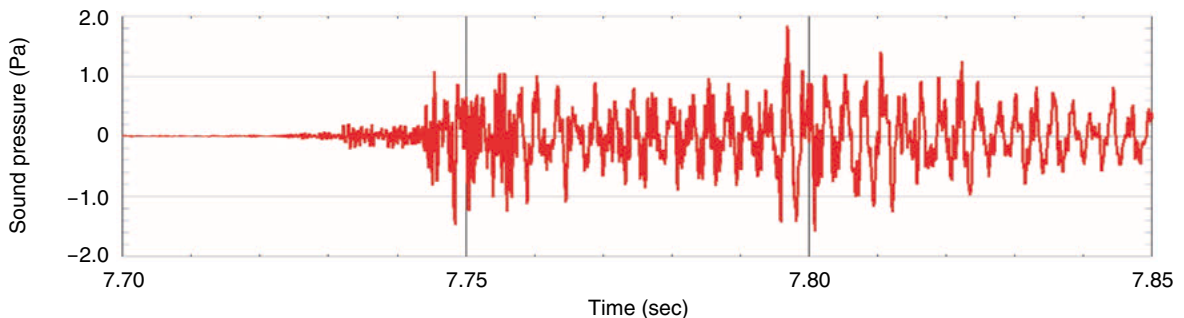


Fig. 6 Sound pressure (Inside of tank)

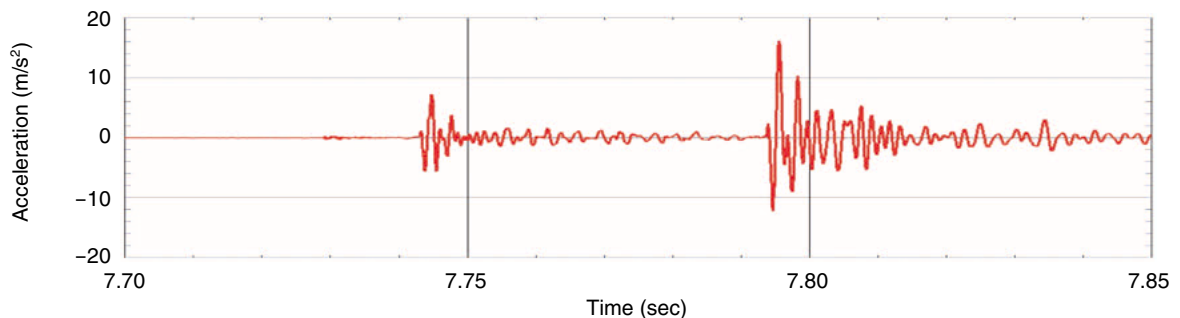


Fig. 7 Vibration (Tank surface)

体がタンク壁面にぶつかることによって、タンク壁面を振動させて発生すると推測できる。感知された圧力上昇が測定場所ごとに異なっているのは、液体がタンク壁面にぶつかる現象がきわめて局所的に発生していることを示す。

シミュレーションで液面の動きを可視化し、壁面の圧力上昇が見られる箇所を詳細に観察すると、燃料が壁面にぶつかる現象がおきている事が確認でき、このことを裏付けている。タンク内壁圧力がゆるやかに上昇しているときに

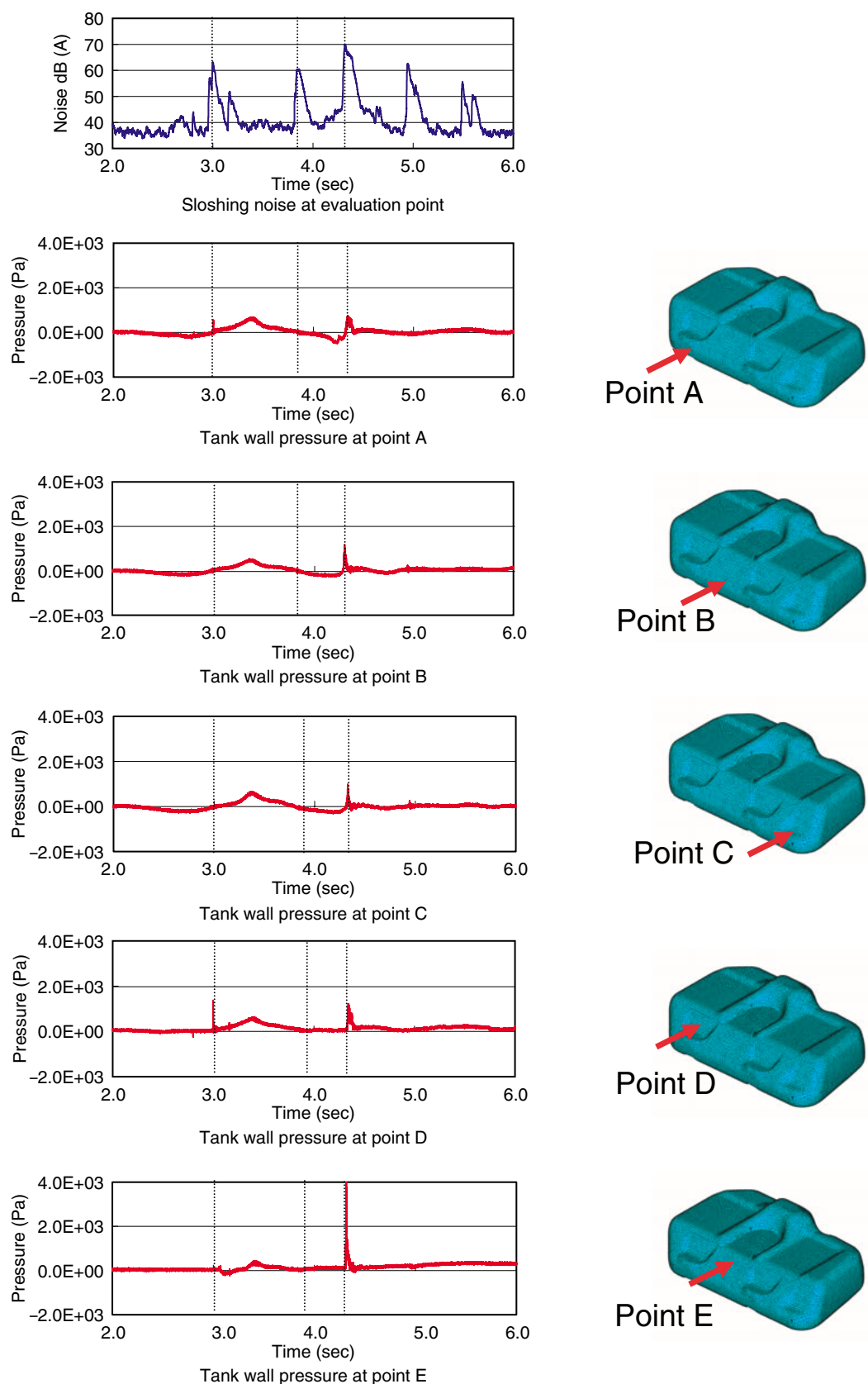


Fig. 8 Measured tank wall pressure

評価点騒音がそれに反応してピークを迎えるという現象は見られないので、揺動音は短時間で急激に圧力が上昇するときのみ発生すると考えてよい。ところで、評価点騒音の立ち上がりに対し、2番目ピークのように、圧力ピークがどの測定点においても観察されない場合がある。これは、圧力上昇が局所に発生するため、測定点以外の場所で圧力上昇が発生したためであると考えられる。

4. コンピュータシミュレーション

一般的に自動車の燃料タンクは、内容積の全てが燃料で満たされることはなく、タンク内には常に気層と液層が同時存在する。したがって燃料タンク揺動のシミュレーションをおこなうためには、自由表面を持つ流体の挙動を再現する必要がある。また、系のなかに構造(タンク)と流体(燃料)の両者が存在し、互いに影響を及ぼしているので、構造-流体連成解析が必要になる。本研究では、自由表面を有する流体を扱うことができ、かつ構造-流体連成解析が可能な MSC Dytran をシミュレーションに使用した。

4.1. モデル化

構造-流体連成解析においては、流体部分には Euler 要素を、構造部分には Lagrange 要素を用い、その両者を重ね合わせる手法を用いた。ここで Euler 要素とは要素が空間に固定され、対象物が要素の中を移動していくタイプの要素であり、流体の解析に適している。一方 Lagrange 要素は、対象物の変形移動に従い要素も変形移動するタイプの要素で、構造物の解析に適している。両者の連成には MSC Dytran の General coupling と呼ばれる方法を用いた。これは Euler 要素と Lagrange 要素をそれぞれ完全に独立して定義し、両者を重ね合わせるという手法である。Euler 要素から見ると Lagrange 要素は流体を仕切る壁として作用し、Lagrange 要素から見ると、流体からの反力が、この境界面を通して構造に伝わるという形で両者が連成する⁽³⁾。

Fig. 9 に、本研究で使用した有限要素モデルの一例を示す。この有限要素モデルに初期の液面高さを指定すると、タンクと初期液面に囲まれた領域に流体が定義され、流体との境界面であるタンクが移動するとその動きに連成して中

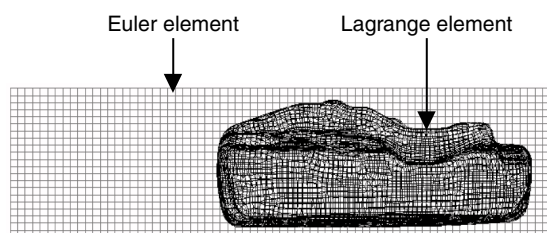


Fig. 9 Finite element model

の液体が動く様子を再現することができる。タンクの移動は、移動速度の時刻歴データとして与えることにより、任意の動きを再現することができる。

4.2. 再現性の確認

シミュレーションが実際の液面の動きを再現できることを確認するために、透明なアクリル樹脂で内部を可視化したタンクを作成し、液面の動きを比較した。その結果をFig. 10に示す。両者を比較すると、液面の動きがシミュレーションによって非常に良く再現されていることがわかる。

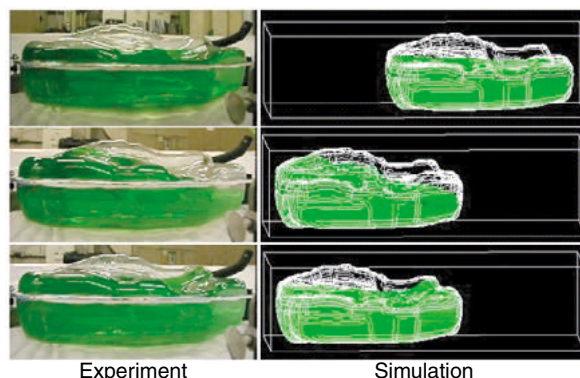


Fig. 10 Liquid surface behavior

5. 実験結果との比較

台上試験で観察されたタンク内壁の圧力ピークが、シミュレーションで観察されるかどうか、比較をおこなった。台上試験の状態を正確に再現するため、シミュレーションにおけるタンク速度は、台上試験で実測された値を入力値として使用した。そして台上試験において圧力センサを貼ったのと同じ箇所でのタンク内壁圧力を出力させ、台上試験の実測結果と比較をした。Fig. 11は、タンク壁面圧力時刻歴波形の実測値とシミュレーション結果を評価点騒音と比較したものである。Point Dでのシミュレーション結果は、実測結果とよく一致しており、台上試験で現れた鋭い圧力のピークがシミュレーションでも同様に観察されることがわかった。それだけではなく、Point Fのように、台上試験では測定点がなかったため観察されなかった箇所においても評価点騒音と対応した圧力ピークがシミュレーションにおいて観察され、仮定が正しかったことが証明された。シミュレーションにおいては、コンピュータの能力が許す範囲で実測よりもはるかに多くの測定点を設けることができる。したがって、測定点を適切に配置することによって、極めて局所的に発生する圧力ピークを漏れなく再現することができる。このことから、シミュレーションによって揺動音の発生を精度よく予測することが可能になった。

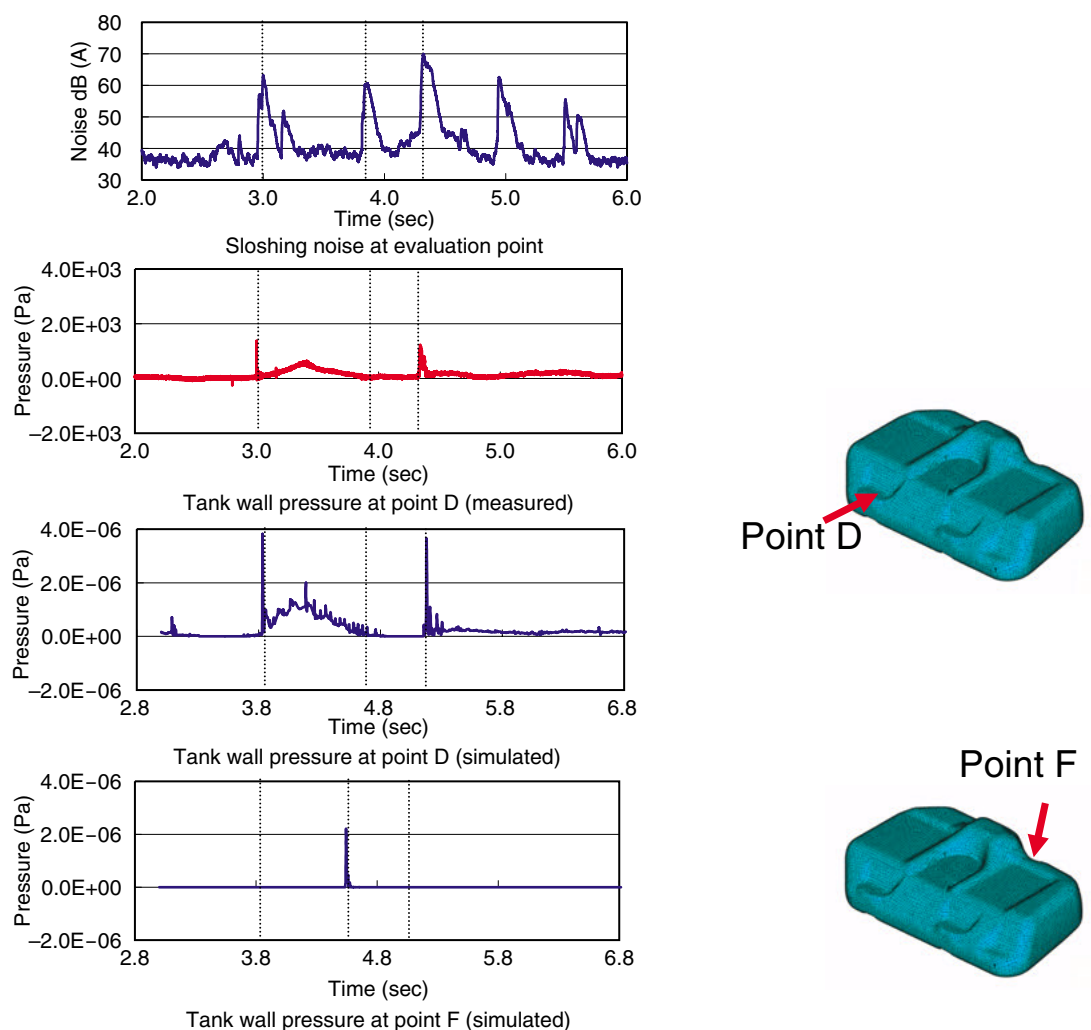


Fig. 11 Comparison between simulation and experiment

6. まとめ

参考文献

シミュレーションによる揺動音予測技術開発のために、揺動音発生に相関の深い物理パラメータを抽出する実験をおこない、結果をシミュレーションと比較することにより以下の知見を得た。

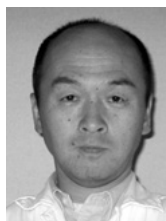
- (1) 揺動音は、タンク内の燃料が局所的にタンク内壁を打つことによって発生する。
- (2) このとき、タンク内壁において壁面の圧力が短時間で急激に立ち上がる現象が発生する。
- (3) シミュレーションにおいて、この鋭い圧力ピークを再現できたので、揺動音発生の予測が可能になった。

謝 辞

最後に本研究の推進にあたり多大なご協力をいただいた(株)エステックの関係者の皆様に、深く感謝の意を表します。

- (1) Kamiya, K., Yoshida, Y., deVries, E.: Simulation studies of sloshing in a Fuel Tank, SAE Paper 2002-01-0574
- (2) 神谷幸司, 鈴木健太郎: フューエルタンク内液流動の可視化とノイズの推定, MSC.Softwareソリューションフォーラム 2000 論文集
- (3) MSC. Dytran USER'S MANUAL Version4.7, MSC. Software, p.100-106(1999)

■著 者■



若 生 徹

空冷小型汎用エンジンにおける 冷却風流れ場予測技術の研究

Research on Prediction of Cooling Air Flow in Small Air-cooled Utility Engines

木 浦 寿 朗*
Toshiro KIURA

櫛 引 敬 司*
Takashi KUSHIBIKI

塩 見 和 之*
Kazuyuki SHIOMI

要 旨

空冷エンジンの冷却風流れ場を数値流体力学 Computational Fluid Dynamics (CFD) を用いて予測する技術について研究をおこなった。出力性能、燃費、騒音、信頼性などへの影響が大きいエンジン冷却において、冷却風流れ場の設計は非常に重要である。しかし、空冷エンジンの流路中には多くの部品が配置され、さらに遠心ファンにより送風されるため、流れ場はたいへん複雑である。この流れ場の把握に CFD による計算と実際のエンジンの測定をおこなった。CFD の適用にあたっては計算時間、モデル化準備時間、CFD と計測の相関方法、データベース化など実用面での適用も視野に入れファンの圧力と流量の関係 (P-Q 特性) と冷却流れ場を個別に計算する手法を採用した。実機の流れ場の測定では粒子画像流速計測法 Particle Image Velocimetry (PIV) による可視化に加え、圧力計測、冷却ファンの性能計測もおこなった。これらの計測結果と CFD の相関性を調べた。その結果、ファン P-Q 特性の計算から得られた回転領域の境界面における P-Q 特性を冷却風流れ場 CFD 解析のファン境界条件として与えることにより、おおむね良好な計算精度での予測結果が得られることを示した。これにより空冷エンジンの冷却風流れ場の、定性的かつ定量的な予測を可能にした。

ABSTRACT

This report describes research on the prediction of the cooling air field for air-cooled engines using Computational Fluid Dynamics (CFD). The design of the cooling air field is very important for engine cooling, a factor which has a significant effect on engine performance, fuel consumption, noise, reliability, etc. However, the flow field is very complex because a large number of components are located in the flow passages and the cooling air is generated by a centrifugal fan. In order to understand this flow field, calculations were performed using CFD and measurements were taken in an actual engine. Given practical considerations such as computing time, modeling time, correlation between calculation and test results, formulation of a database, etc., the fan P-Q (pressure vs. volume flow rate) characteristics and the flow field were calculated separately when employing CFD. In addition to visualization using Particle Image Velocimetry (PIV) pressure measurements and measurements of the P-Q characteristics of the cooling fan were employed to measure the flow field in the actual engine. The correlation between the results of CFD calculations and measurements was studied. Almost suitable prediction results were achieved by setting the P-Q characteristics at the boundary surface of the rotational area, as obtained from the calculation of P-Q characteristics, as a fan boundary condition for CFD analysis of the cooling air field. This research has enabled the qualitative and quantitative prediction of the cooling air flow of air-cooled engines.

1. はじめに

小型汎用エンジンは建設機械、農業機械、産業機械などの動力源として使用され、ガソリンエンジンだけでも全世界で年間に推定約 3500 万台 (Honda 調べ) が生産されている。小型軽量で搭載性に優れることが要求され、その多くは空冷単気筒エンジンである。この分野においても、自動車や

モータサイクルのエンジンと同様に環境問題への対応がクローズアップされてきており、その結果 2 ストロークから 4 ストロークへの移行が浸透している^{(1)・(3)}。またバルブ駆動方式の主流は SV から OHV や OHC に進化し、排気量当りの出力が向上している。

このエンジンの冷却方式は、構造が簡単で軽量なことなどの理由から、クランク軸上に回転ファンを設けた強制空

*朝霞東研究所

冷方式が一般的に採用されている。しかしこの場合、必要な風量を適切に配分することは難しい。単に風量を増加させるためにファン寸法を拡大すると機械損失の増大を招き、出力や燃費の低下のみならず、空力騒音の増加をもひき起こす。したがって、効率の良い冷却系が求められている。

エンジンの冷却性、すなわち熱移動は、シリンダやシリンダヘッドなどの物性や構造による熱伝導、流れ場による熱伝達、表面からの熱放射などにより決定される非常に複雑な現象である。さらに、流れ場ひとつをとってもさまざまな形状の部品が配置された複雑な流路に、性能・デザインなどの制約をうける遠心ファンから冷却風が送られ、乱れの強い流れ場となっている。このように現象が複雑なため、新規のエンジン開発では経験的手法での設計や試作エンジンによる性能確認に依存する割合が高い。したがって、空冷エンジンの冷却性を設計段階で精度良く予測できれば、エンジン開発にきわめて有効な手段となる。

CFDを用いて、自動車用ウォータージャケットの冷却性⁽⁴⁾や、作業用車両のエンジンルーム内の冷却流れ⁽⁵⁾などを解明し、エンジン開発に役立てようとする試みがおこなわれてきている。CFDを適用するメリットは従来計測が困難であった場所の流れ場や熱移動を詳細に分析できること、予測技術として設計時の指針を与えられることなどがあげられる。しかし小型汎用エンジンの強制空冷における流れ場を、CFDにより予測する取り組みについての報告は比較的少ない。

そこで本研究では、冷却性を予測しエンジン構造を最適化できる設計手法の構築を目的に、空冷小型汎用エンジンの冷却風流れ場にCFDを適用し、定量的に予測する手法を検討するとともに、その予測の妥当性を計測により検証した。

2. 計算方法

2.1. ファン P-Q 特性計算

ファン P-Q 特性の計算をおこなうには、計算空間を離散化し各要素間で、運動量、質量の保存式を解き、さらに回転領域における移動境界問題を解く必要がある。これらの計

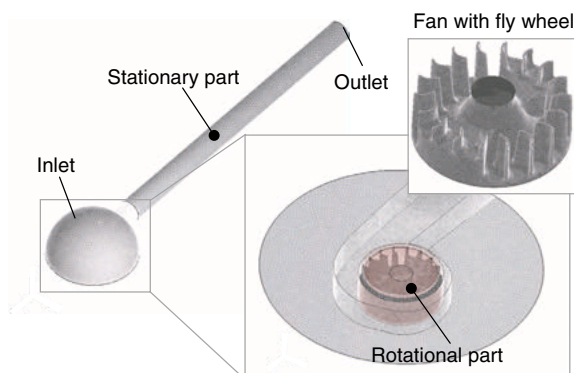


Fig. 1 Model geometry and mesh for calculation of fan P-Q characteristics

算には、有限体積法を用いる市販の3次元はん用熱流体解析コードである、SCRYU/Tetra(クレイドル社)を使用した。

解析モデルは Fig. 1 に示すとおり JIS 規格⁽⁶⁾に則った計測装置(3.1. 参照)の内部形状を3次的に模擬している。解析モデルが上記の計測装置と異なる個所は、流入側の開放空間を有限空間(ファンのサイズに対し、十分な領域を持つ半球形)でモデル化している点と管出口に設置した絞り機構を圧力境界条件に置き換えたため、絞り機構前までの形状としている点である。メッシュは表面の領域別に適当なサイズの三角形メッシュを作成し、表面近傍にはプリズムメッシュを、空間領域は非構造四面体メッシュ(テトラメッシュ)を適用している(Fig. 1)。このプリズムメッシュの適用は壁関数パラメータ(y^+ 値)のコントロールをおこなう事が目的である。メッシュ数は開発で適用する際の制限から100万要素以下で、かつできるだけ縮小するように決定した。

解析は定常とし、回転体の計算には移動メッシュ解析法 Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE)を用いてファンの回転運動を考慮する。そのためモデルは、静止領域と回転領域の二つの部分から構成される。また乱流モデルは、収束性の観点から乱れの運動エネルギー k と乱流消失率 ε を用いる標準 k - ε モデルと壁関数を採用している。入口及び出口は共に圧力境界を用いている。計測における P-Q 特性は出口の絞り機構により、ファン背圧を高めて測定するが、数値計算では出口圧力の値を大きくしていく事により背圧上昇を模擬している。

以上のモデル、メッシュ、及び境界条件により数値計算を実施した。またファン P-Q 特性計測により得られた計測結果との比較のため、計測位置と同位置の数値を直接比較し検証をおこなった。検証結果から、計算精度を考察し、壁関数パラメータ(y^+ 値)を変更することにより、計算結果を計測結果に漸近させる手法構築も同時におこなった。

2.2. 流れ場計算

流れ場計算をおこなうには、同様に離散化した要素間で運動量、質量の保存式を解く必要があるが、ここでは、市販の3次元はん用熱流体解析コードである、VECTIS(Ricardo 社)を使用した。これはエンジン開発で適用の際、設計時に作成する3次元モデルを解析に直接用いるため、モデルの読み込み易さと、形状修正のし易さが非常に重要になるためである。本ソフトは形状読み込み確率が他に比べ高く、直線直交格子を用いるため局所的なメッシュサイズのコントロールも容易である。

解析には実際のエンジンを3次的にモデル化したものを用いる(Fig. 2)。解析モデルが計測装置と異なる点は、外部開放空間を、有限区間(エンジンのサイズに対し十分な領域を持つ直方体)でモデル化している点である。メッシュはエンジン形状(板厚等)を十分表現できる、必要最低限のメッシュサイズで構成し、その他の外部空間は徐々に大き

なメッシュサイズを適用している。

解析は定常とし、ファン部にはファン P-Q 特性を入力することにより、適当な旋回流を作り出すファンモデルを使用した。このファンモデルへ、先の計算から得られた、回転領域の境界面における P-Q 特性を代入し計算をおこなった。乱流モデルは同じく標準 $k-\varepsilon$ モデルと壁関数を使用している。

以上のモデル、メッシュ、及び境界条件により数値計算を実施した。検証には粒子画像流速計(3.3. 参照)により可視化計測した結果と、全圧管により測定した圧力計測結果(3.4. 参照)の両方を用いておこなった。

3. 計測方法

3.1. ファン P-Q 特性計測

Fig. 3に計測装置の概要を示す。計測装置はモータ、ファン、スクロール部、パイプ、バタフライバルブ、流量計、圧力計測部から構成される。計測器の各仕様をTable 1に示す。

計測は回転数 3 000 rpm の一定でおこない、計測装置出口に設けられたバタフライバルブによって背圧調整をおこなった。圧力、流量が安定した状態でそれぞれの値を読み取り、ファンの P-Q 特性を測定した。

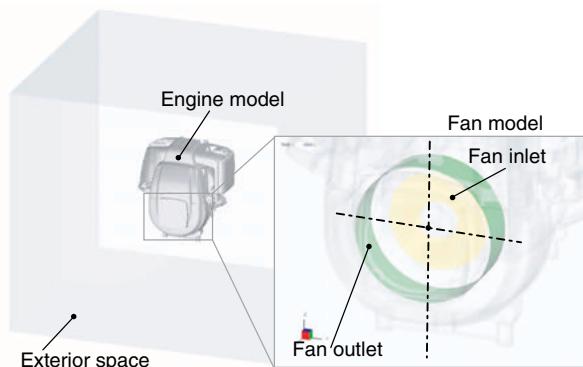


Fig. 2 Model geometry for flow field

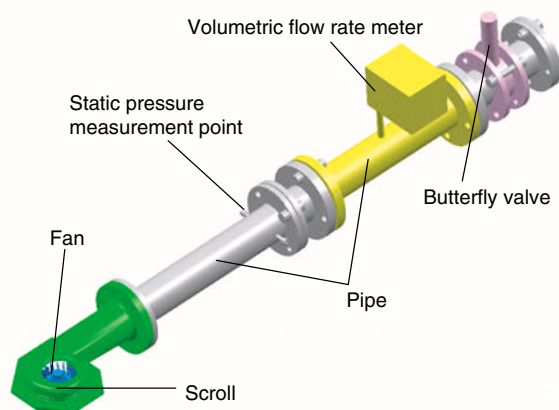


Fig. 3 System for measurement of fan P-Q characteristics

Table 1 Measurement system specifications

Measurement standard	JIS B 8330
Motor	ORIENTAL MOTOR VEXTA FBLM 5120
Pipe	JIS B2238 80A
Volumetric flow rate meter	Japan Flow Control FOX 10A (Range: 15 - 300 Nm ³ /h (Accuracy $\pm 2\%$))
Pressure meter	YOKOGAWA JP208

Table 2 Test engine specifications (GX22)

Engine type	4-stroke single cylinder (OHV) spark ignition
Bore $\times$ Stroke (mm)	33 $\times$ 26
Displacement (cm ³)	22.2
Dry weight (kg)	3.3
Dimensions L $\times$ W $\times$ H (mm)	210 $\times$ 251 $\times$ 249

3.2. 供試エンジン及び駆動装置

供試エンジンはGX22(Fig. 4)を使用した。本エンジンは、4ストロークガソリンエンジンとしては世界ではじめて360°自在傾斜を可能とするとともに、クリーンな排気と優れた経済性を実現したハンドヘルド作業機用動力源として開発されたものである。エンジン諸元をTable 2に示す。また計測装置をFig. 5に示す。本試験では、流れ場の計測が目的であるため、供試エンジンの出力軸をバッテリー電源のモータにより駆動することとし、レーザが通過する箇所に



Fig. 4 Test engine (GX22)

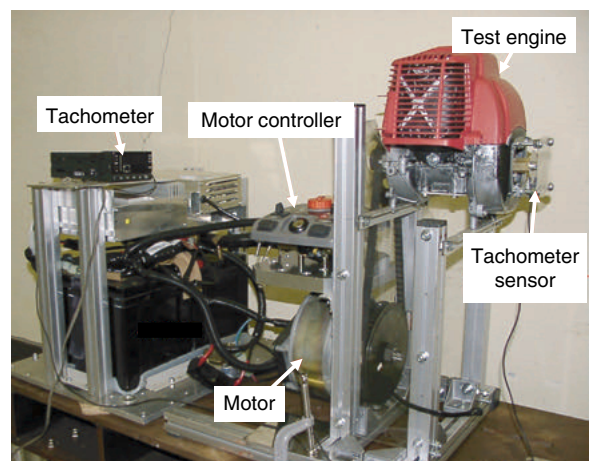


Fig. 5 Test engine bench

は透明な素材を使用した。駆動装置は駆動用モータ、制御装置、バッテリー及び光学式回転センサで構成される。

3.3. 流れ場計測

流れ場の可視化計測には PIV を使用した。PIV は非常に短い時間差で 2 回の流れ場撮影をおこない、その撮影によって得られた 2 枚の画像の相互相関を計算し、シーディング粒子の移動量と方向を解析するものである。2 枚の画像の具体的な計測には、2 台の独立したレーザ、CCD カメラ、シンクロナイザ、シーディングジェネレータを使用する。光源として 2 台のレーザを同軸上で使用する。そのレーザは発振口に設置したシリンドリカルレンズを介してシート状に広げられ、パルスセパレーション(ダブルパルスの間隔)をコントロールする事により 2 回パルス発振される。レーザの発振タイミングはシンクロナイザにより CCD カメラに同期され、フレイムストラドリング技術により非常に短い時間差で 2 枚の画像が撮影される。流れ場には上流で混入されたシーディング粒子が含まれており、2 枚の画像にはレーザ発振間隔分の粒子の移動が撮影される仕組みである。これにより撮影された 2 枚の画像を 1 組として、画像間の相互相関からシーディング粒子の移動量と方向を解析することにより、2 次元的に流速ベクトルの計測をおこなうことができる。本計測における装置の仕様を Table 3 に示す。

本実験では、エンジンカバー内部の流れを見るため、カバーの各部(ファン吹出し部、排気側)に可視化窓を設けた。計測断面(3 断面)を Fig. 6 に示す。計測はすべて回転数 3 000 rpm でおこない、計測枚数は 100 ペアとし、その結

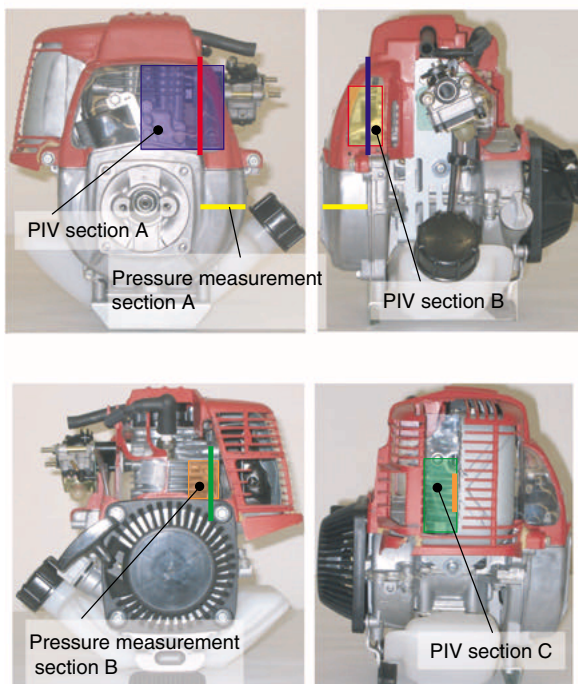


Fig. 6 PIV and pressure measurement sections

Table 3 PIV system specifications

Camera

TSI PIVCAM 10-30 Cross/ autocorrelation CCD Camera	
Light sensitive pixels	1 008 (H) × 1 018 (V)
Frame rate (MAX) (frame/s)	30
Frame straddling time (MAX) (μs)	0.4

Optional system components

TSI LASERPULSE™ Y12-15	
Energy (per pulse) (mJ)	12
Repetition rate (max.) (Hz)	15
Wavelength (nm)	532

Others

Seeding generator	DLR Seeding Generator LSG-500 (Particle diameter 1μm)
Analysis software	INSIGHT™ TSI

Table 4 Pressure measurement system specifications

Pressure probe

Diameter (internal/external) (mm)	0.8/1.2
-----------------------------------	---------

Pressure transducer

YOKOGAWA JP208	
Range (Pa)	0 - 100 (Accuracy ±1%)

果の平均処理をおこなった。フレイムストラドリング間隔は 10 μs, 検査領域のサイズは 32 pixels でクロスコリレーションによる処理をおこなっている。また撮影領域によっては、領域分割をおこない平均化処理後に合成している。

3.4. 圧力計測

小型汎用エンジンの冷却風流れということもあり、PIV 計測が可能な場所が限られてくる。そのため、上述したとおり Fig. 6 に示す 3 断面について PIV をおこない、その補足としてスクロール出口と排気側フィン間の 2 箇所について圧力測定をおこなった。

計測には全圧プローブ、トラバース装置及び微差圧計を用いた。その仕様を Table 4 に示す。ここでエンジンの運転状態は流れ場計測時と同じである。

4. 結果

4.1. ファン P-Q 特性

回転数 3 000 rpm における、ファン P-Q 特性の計算及び計測結果を Fig. 7 に示す。図中の実線は Fig. 3 における計測位置で測定した静圧値と流量の関係を示し、赤は計測、黒は CFD の結果である。また破線は、回転と静止領域境界面における入口と出口の全圧差(位置は Fig. 8 参照)と、流量の関係をプロットしたものである。この結果を流れ場解析時

のファン P-Q 特性として使用する。P-Q 特性計算結果の一例として、背圧80 Pa時の羽根高さ中央断面における流速ベクトルと、境界面での圧力分布結果を Fig. 8 に示す。

Fig. 7 より低-中背圧域(圧力 0 - 90 Pa)は計算結果と計測結果が非常に良く一致している。これは本計算に使用したソルバにおける、壁関数パラメータ(y^+ 値)と壁面摩擦損失の関係を事前に計算し、計測結果に漸近するよう境界層メッシュ厚さのコントロールをおこなった結果である。具体的には y^+ 値は 30 - 100 を狙い、局所的に最適なプリズムメッシュの厚さを決定している。また本計算では全背圧条件下で同一メッシュを用いている。

同図内、高背圧域(低流量域)において差異が拡大していく傾向にあるが、これはファンが発生する圧力に対し、出口に設定する背圧が均衡してくる事によるものである。これら条件下においては、入口境界における流出と出口境界における流入が局所的に発生し、計算の収束性、安定性が悪化

し、精度低下を引き起こす。解析モデルの適用限界である。しかし一般的に遠心ファンの適用領域は、ファン効率が高い中-高流量域であり、本手法は十分適用可能である。

4.2. 流れ場可視化結果

ファンカバー内の2断面と、排気側フィンに垂直な断面(Fig. 6)における PIV 結果と、同条件下における数値計算結果を比較し Fig. 9 に示す。

Fig. 9 より各断面とも、計算結果が PIV によって可視化された流れ場を、定性的には非常に良く予測できている事がわかる。定量値を比較してみると、流速の絶対値で約10%の差異が生じる結果となった。これはファン P-Q 特性解析と、その結果を用いた流れ場解析におけるファンモデルで2度スクロール形状の影響を受けていることなどが原因と考えられる。これは本手法での解析をおこなう上では避けられない誤差であり、今後の課題である。

4.3. 流れ場圧力

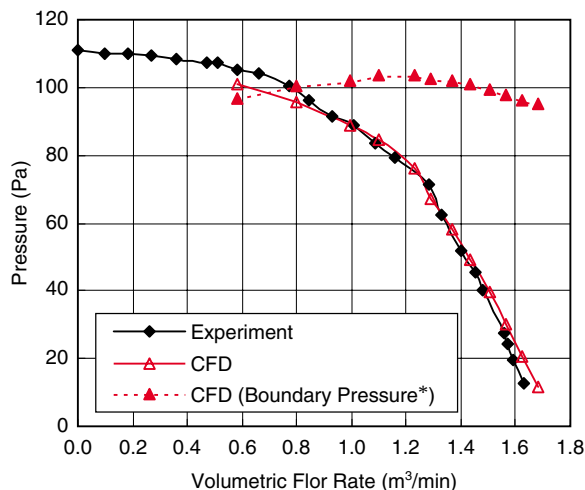
Fig. 6 で示した計測断面(ファン吹出し部及び排気フィン間)における全圧計測結果と数値計算結果をFig. 10, Fig. 11 にそれぞれ示す。

Fig. 10, Fig. 11 より、圧力場の比較においても、各断面とも、計算結果が全圧測定結果を非常に良く予測できている事がわかる。絶対値において、流れ場同様約10%の誤差が生じている。

5. 考察

供試エンジンの冷却ファンは、マグネットやそのカウンタウェイトが取り付けられているため、ファン翼ごとの周期対称形状になっていない。そのため冷却流れは非定常性が強く、回転角度ごとに周期性をもつ間欠流となる。また複雑な冷却風流路が、各部におけるはく離を誘起し、非常に強い乱流場を形成しているものと考えられる。この様に非定常性が強い乱流場を、PIV はその計測方法及び処理上、検査領域内での空間平均と一定時間の時間平均をおこなっている。また CFD においても定常流の仮定と Reynolds Averaged Navier-Stokes Equation(RANS)により時間平均化された方程式を用いて解いているため、今回の実験と計算の相関には繊細な問題を多く包含している事が容易に推測できる。しかしこの様な現象が数値計算において定性的、定量的におおむね良い相関が得られた意義は大きい。

一方、ファン P-Q 特性やファン周りの流れ、冷却通路内流れの詳細な分析や予測ができるようになったことにより、ファンの機械損失の低減、空力騒音の低減を探ることが可能になってきた。また、冷却性を予測するという観点からはさらに熱移動の問題も付加して考慮しなければならないことはいまでもない。今後は、エンジン内部熱伝達面にお



* Boundary pressure difference: Pressure difference between inlet and outlet of rotational boundary

Fig. 7 Results of calculation and measurement of P-Q characteristics curve (3000 rpm)

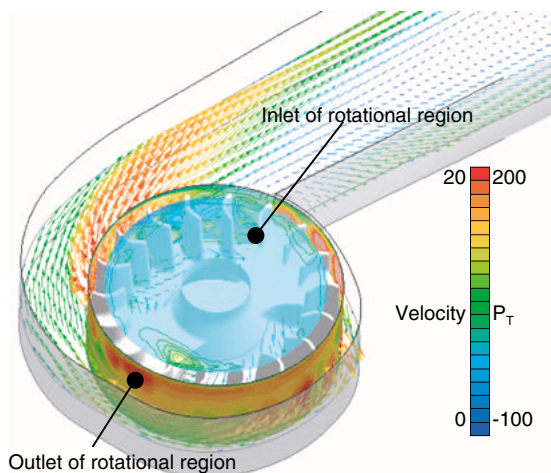
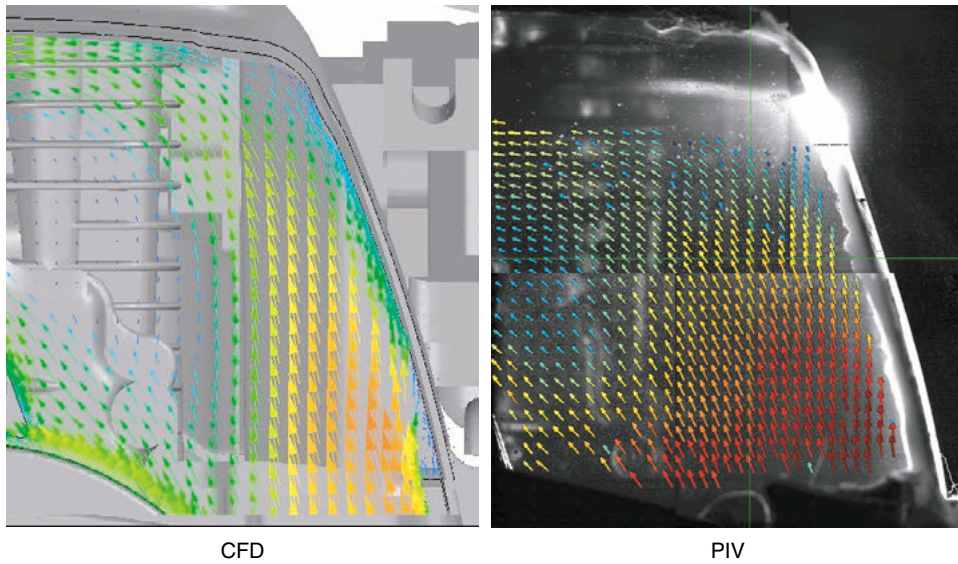
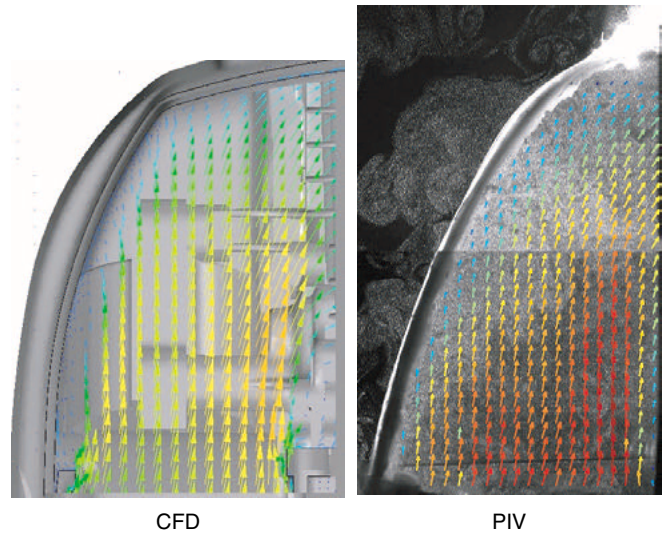
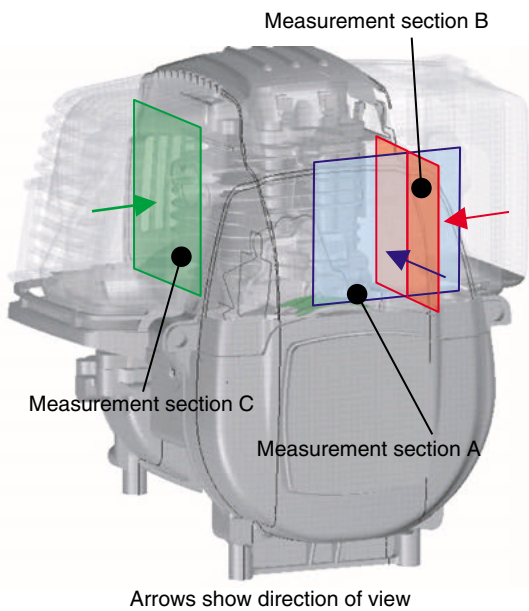


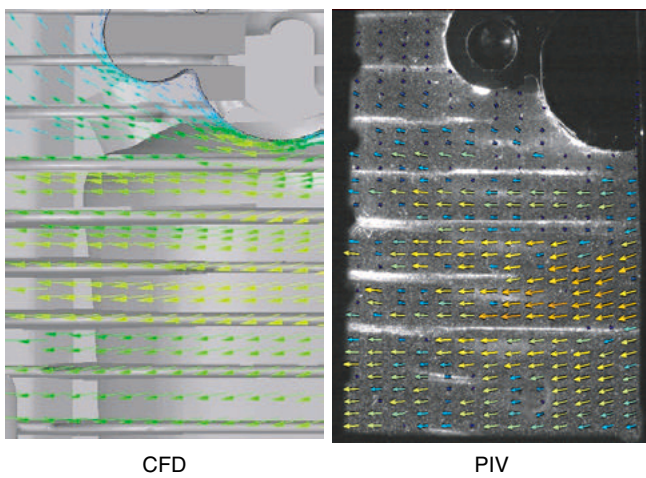
Fig. 8 Velocity vector at 80 Pa of back pressure



(a) Results on section A (velocity range 0-10 m/s)



(b) Results on section B (velocity range 0-10 m/s)



(c) Results on section C (velocity range 0-7 m/s)

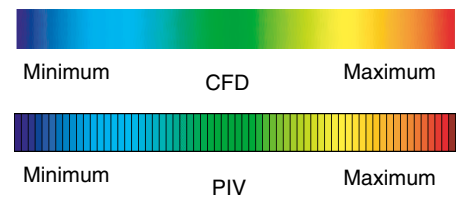


Fig. 9 Comparison of CFD and PIV results for cooling air flow

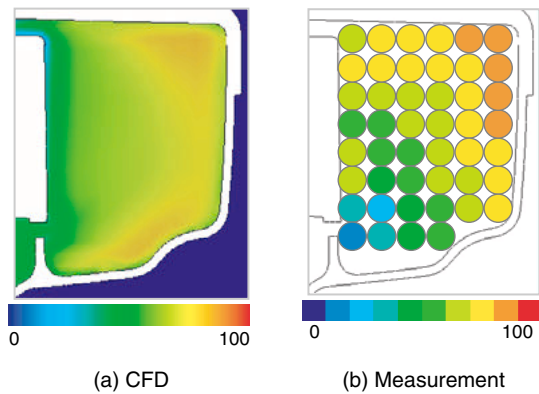


Fig. 10 Pressure distribution at pressure measurement section A (fan - scroll outlet)

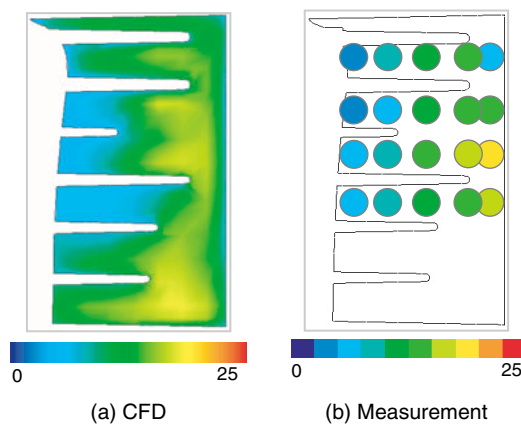


Fig. 11 Pressure distribution at pressure measurement section B (Exhaust fins)

る、入熱及び吸熱条件の構築をおこない、温度予測もおこなえる手法を目指す。

6. まとめ

本研究はエンジンの冷却性を予測し、エンジン構造を最適化できる設計手法の構築を目的としている。その第一歩としてハンドヘルド用小型汎用エンジンを供試エンジンとし、空冷小型汎用エンジンの冷却風流れ場に CFD を用い、定量的に予測できる手法の研究をおこなった。その結果、以下の知見を得た。

- (1) ファン P-Q 特性の計算では、計算結果を計測結果に漸近させる手法構築がおこなえた。これによりファン単体性能の検討も可能となった。
- (2) ファン P-Q 特性の計算から得られた回転領域の境界面における P-Q 特性を、冷却風流れ場計算のファン境界条件として与えることにより、CFD 解析の結果は可視化などの計測結果とおおむね良い一致が得られた。
- (3) 本研究により構築された手法により、冷却流れ場の定性的・定量的な予測計算が可能となった。

最後に、ここで構築した技術は設計段階での予測精度の

向上と開発品質の向上に寄与するなど、その後の空冷エンジン開発にいかされてきたことを付記する。

謝 辞

PIV による流れの可視化計測に協力を頂いた東北大学流体科学研究所 小濱泰昭教授、太田福雄技術職員、岐阜大学工学部 機械システム工学科菊地聡講師ならびに関係者の方々に対し心から感謝申し上げる。

参考文献

- (1) 志賀光男, 西田隆夫, 龍康武, 告川高則, 東健次: 自在傾斜小型 4 ストロークエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.44-50
- (2) 伊藤慶太, 龍康武, 米田新吾, 藁科誠, 枝松茂貴: ハンドヘルド用 4 ストロークエンジン「GX25」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14 No.2, p.1-8
- (3) MAEDA, T., et al.: Development of All Position - Operatable Small Four-Stroke Engine, Small Engine Technology Conference 97, 972104(1997)
- (4) XIN, J., et al.: Theoretical Consideration to Improve Engine Cooling and Application of Coupling 3D Combustion Simulations with Heat Transfer in Water Jacket and Components, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.117-126
- (5) SAITO, M., et al.: Development of Low Noise Working Machine based on CFD Technique, Small Engine Technology Conference 2002, 20024295, 2002-32-1802 (2002)
- (6) JIS B 8330 送風機の試験及び検査方法(2000)

■ 著 者 ■



木浦 寿朗



櫛引 敬司



塩見 和之

Corrosion of Zinc Coated Steel: An Atomic Force Microscopy Study of Galvanised and Galvannealed Steels

M. F. Fitzpatrick*

Y. Nakazawa*

J.E. Castle**

ABSTRACT

要 旨

Over the past 20 years the automotive industry has constantly improved vehicle corrosion behaviour by exploiting the benefits of zinc coated steels. The application of zinc coated steel, however, does have considerable impact on processes within the automotive industry, the choice of coating type, therefore, can differ between OEM. Using the surface sensitive technique of Atomic Force Microscopy (AFM) the local corrosion behaviour of galvanised steel (GI) and galvannealed (GA) has been compared. Three sample models have been exposed to 5 wt% sodium chloride solution, for different times, to simulate cut edge, stone chipping and galvanic coupling corrosion behaviour. AFM was used to determine the volume of material loss for each time interval which could then be related to an absolute measure of corrosion rate. By converting corrosion rate to current density values the degree of electrochemical activity of the GI and GA systems were compared. For all experimental models GA showed lower corrosion densities compared to GI. The cut edge specimens show GI to have up to 7 times the current density of GA after 256 minutes. The coupled samples magnify this difference further with almost no material loss to the GA coating but a greatly increased corrosion rate for GI. This study has confirmed that, by using the specialised technique of AFM in an innovative way, GA outperforms GI, where the zinc coating has been damaged, with its coating sacrificially corroding at a slower rate.

過去 20 年に渡り、自動車産業では亜鉛めっき鋼板を活用して自動車の腐食性能を継続的に改善してきた。しかしながら、亜鉛めっき鋼板の適用は自動車生産における各工程に大きな影響を及ぼす。それ故、めっき種の選定は自動車メーカーにより異なっている。Atomic Force Microscopy (AFM) という高感度の表面解析技術を応用し、溶融亜鉛めっき (Galvanised=GI) 鋼板及び合金化溶融亜鉛めっき (Galvannealed=GA) 鋼板の腐食挙動の比較をおこなった。端末からの腐食、チッピング傷からの腐食、GI 材と GA 材を組み合わせた場合の腐食、それぞれの腐食挙動をシミュレートするべく計 3 種類のサンプルを作成して 5 wt% 塩化ナトリウム溶液に浸漬した。AFM により各時間ごとの腐食減量を求めた後、実際の腐食速度に置き換えた。そして腐食速度から電流密度を求め、GI 材と GA 材の電気化学的挙動の比較をおこなった。その結果、全ての実験サンプルにおいて GA 材は GI 材に比べて低い腐食速度を示した。端末腐食サンプルにおいては、GI 材は GA 材に対してテスト開始 256 分後に最大 7 倍もの電流密度を示した。組み合わせサンプルの場合はこの差が更に拡大し、GA 材がほとんど腐食しないのに対し、GI 材の腐食速度は非常に増加した。本研究の結果、AFM という特殊技術を革新的手法で活用することにより、亜鉛皮膜がダメージを受けた部位において GA 材は GI 材よりも遅い速度で腐食が進行することにより優れた防食性能を有することが確認された。

1. Introduction

Steel has always been the major material of use in the automotive industry. In recent times, where there has been a demand for increased safety, weight reduction and reduced fuel consumption, steel has demonstrated its versatility by offering a range of high strength yet formable new products. Steel, however, is essentially

unstable and can react immediately with its environment, when exposed. The corrosion of steel in the automotive industry can have a catastrophic impact on safety critical parts and result in unwanted cosmetic defects that are unacceptable to the customer. Rust has twice the volume of steel and once the corrosion process has been initiated protective paint coatings are destroyed allowing damaged areas to grow rapidly⁽¹⁾.

* Honda R&D Europe (UK)

** University of Surrey, Guildford, UK

In an effort to hinder the corrosion of vehicle Body In White (BIW) and closure panels zinc coated steels are being increasingly employed by the Original Equipment Manufacturer (OEMs) on a global scale. The aim is to reduce weight with no sacrifice to performance, safety and cost⁽²⁾. These targets have led to design changes allowing reduction in steel sheet thickness and growth of materials such as galvanised steel (GI) and galvanealed steel (GA). Zinc coatings offer protection to steel in two ways: firstly, zinc acts as a barrier since, being more corrosion-resistant than steel, it separates the steel from any possible aggressive environment; secondly, zinc is less noble than steel and, when coupled together in the presence of an electrolyte, will sacrificially corrode to protect the steel. The latter form of protection is particularly important where a coated substrate has been mechanically deformed and the integrity of the zinc coating broken, leaving the steel substrate exposed, as for example at a cut edge or stone chip area.

The application of a zinc coating, whilst improving corrosion resistance, can have a deleterious effect on other critical aspects of vehicle manufacturing, for example stamping, welding, painting and cost. Depending on the desired performance and quality, there are many different coating compositions and processes that can be employed by the steel mill. GI and GA have emerged over the past 10-15 years as the dominant coated substrates within the automotive sector⁽³⁾. Traditionally electro plated zinc (EG) was used, offering a class A paint finish, however, improvements in GI and GA as well as cost implications have seen a decline in the use of EG. Current trends in the automotive application of coated steel indicate that European OEMs tend to utilise GI where as Japanese OEMs favour GA.

It is fundamentally understood that the iron-zinc alloy coating of GA, provided all other factors were equal, would sacrificially corrode at a slower rate compared to the conventional pure zinc coating of GI. Previous studies have obtained average area corrosion data based on a macroscopic scale that may not be relevant to the usual forms of damage observed on BIW for example, stone chips and cut edges. This investigation seeks to rectify this deficiency by comparing the local corrosion behaviour of GI and GA on a microscopic scale using

Atomic Force Microscopy (AFM). Three experimental models, cut edge, stone chip and galvanic couple, have been developed to simulate possible on vehicle electrochemical scenarios. It is intended that the models help further the understanding of the impact of anode/cathode ratio on coating composition. AFM offers the ability to analyse surface at atomic level and, with this degree of spatial resolution, unique experiments can be carried out at the coating/substrate interface. AFM, in the contact mode, has been used to obtain quantitative corrosion data which can improve knowledge of the local corrosion at the coating/substrate interface for GI and GA.

2. Hot Dipped Zinc Coating of Steel

2.1. Advances in Coating Quality

Hot dipped galvanising of steel is by far the most common of the zinc coating processes and has existed for over 200 years⁽⁴⁾. Most sheet product is made on a Sendzimir type hot process continuous line, Fig. 1. After uncoiling, the strip is cleaned, to remove oils and other surface contamination, before entering the heat treatment furnace. The annealing furnace heats the strip in a reducing atmosphere, usually a Nitrogen / Hydrogen mix, above the recrystallisation temperature at about 700°C, removing further contamination from the strip. As the strip leaves the furnace it is cooled, by gas jets, to approximately 450°C, similar to the zinc pot. Next, the strip enters the zinc pot, the rate of coating tends to depend on the steel type with thickness controlled by immersion time and gas wipers at the pot exit, which remove excess material. Roller levelling, temper rolling, inspection, oiling and recoiling complete the production process.

In the automotive industry, as already discussed, GI and GA have been increasingly employed over the past couple of decades. The growing demands for these products have subsequently coincided with improved coating quality, properties and processing know how from steel suppliers. Modernisation of galvanising lines such as the implementation of automated surface control devices, greater control of temperature and atmosphere during annealing and the optimisation of strip cleaning have led to a more consistent product with tighter

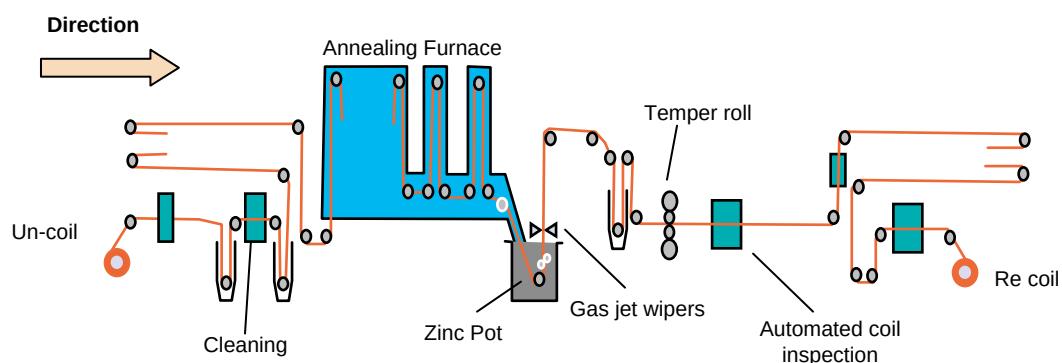


Fig. 1 Schematic of a Sendzimir continuous galvanising line

tolerances. Zinc pot control has improved, increasing pot life and reducing costs. The wiping and solidification area is enclosed in a nitrogen atmosphere avoiding and reducing surface defects. The purpose of this review is not to detail the advances in modern hot dip galvanising but to demonstrate that zinc coated products available to the automotive industry are

constantly changing and are of a higher quality now than at any time in the past.

2.2. Gavanised and Galvannealed Steel

GI and GA are both hot dipped zinc coated steels. As the steel strip passes through the zinc pot several specific iron/zinc intermetallics can form. The iron/zinc system is well understood and has been reported in great detail previously. The possible phases formed by the hot dipping processes can be found by examining the zinc rich end of the iron/zinc equilibrium phase diagram, Fig. 2⁽⁵⁾. The composition of the coating depends on several factors; immersion time and speed, the influence of alloying elements and the application of a post annealing stage.

The processing route for GI is, essentially, the same as described in section 2.1. The microstructure of the coating is almost completely pure zinc, Fig. 3. Aluminium (0.2 wt%) is typically added to the zinc pot to prevent the formation of brittle iron-zinc intermetallics at the coating/substrate interface. The aluminium reacts preferentially with the steel forming a thin $\text{Fe}_2\text{Al}_5(\text{Zn})$ inhibition layer, suppressing any iron/zinc alloying. In the case of GA, however, the growth of iron zinc phases is controlled and encouraged by passing the strip through an annealing tower after zinc pot exit, Fig. 4. As the freshly coated strip passes through the furnace, iron/zinc

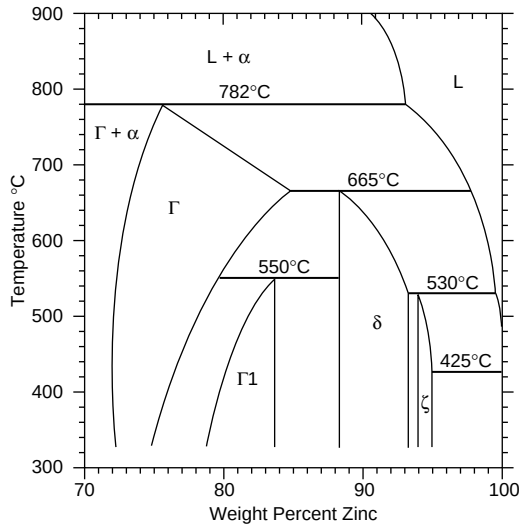
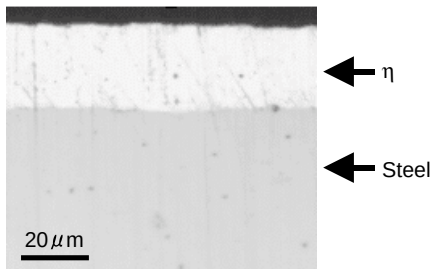
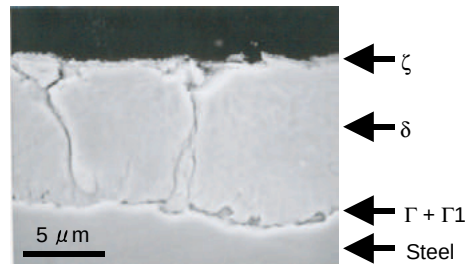


Fig. 2 Zinc rich end of Fe-Zn phase diagram

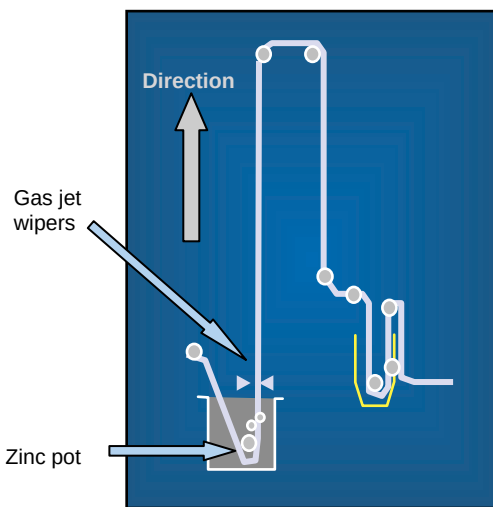


(a)

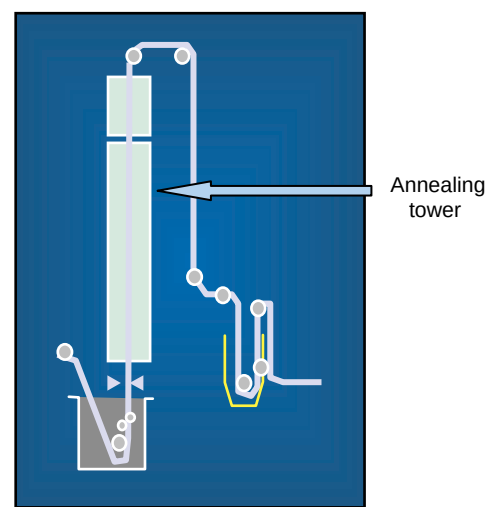


(b)

Fig. 3 Micrographs of the microstructure of (a) conventional GI and (b) typical GA found in the automotive industry



(a)



(b)

Fig. 4 Schematic highlighting process differences between (a) GI and (b) GA steel (with annealing tower)

phases grow due to thermal diffusion. A coating mainly consisting of δ -phase is preferred by the automotive industry because of optimum weld, powdering and corrosion properties^{(6), (7)}.

The iron/zinc alloy coating offers improved weldability and, due to a corrosion potential closer to the steel substrate than GI, enhanced corrosion protection. Traditionally GA has also offered better paintability to the automotive industry because of a higher surface roughness, although since the advent of surface texturing the paint appearance of GI has improved. The harder coating of GA however, poses powdering and drawing concerns. Finally, as steel competes more and more with the lightweight technologies offered by the use of light metals and carbon composites in the automotive industry, there have been great steps made in the development of High Strength Steel (HSS). This has been accompanied by an increase in the complexity of metallurgy, for example Transformation Induced Plasticity (TRIP) steel, which can potentially be effected by the elevated temperature of the GA annealing tower⁽⁸⁾.

3. Experimental Work

3.1. Sample Preparation

3.1.1. Experimental models

In galvanic protection, zinc is less noble or anodic

to steel in ambient conditions and will sacrificially corrode to protect steel. The corrosion rate, according to the Catchment Area Principle, is influenced by the proportion of the exposed zinc (anode) compared to the exposed steel (cathode). Taking into consideration different anode/cathode ratios, samples were prepared in different ways related to possible scenarios that could occur on a vehicle. Three experimental models for GI and GA were prepared, Fig. 5:

- (1) Cut Edge Simulation - Samples were mounted in cross-section resulting in a high iron exposed area (cathode) to small zinc area (anode). Estimated anode/cathode ratio = 1:1000.
- (2) Stone Chipping Simulation - A more specific laboratory developed method yielding a smaller exposed iron area compared to the exposed zinc. Stone chipping damage can be very random in its nature; however, some situations will result in a large anode to small cathode scenario. Estimated anode/cathode ratio = 24:1.
- (3) Galvanic Coupling Simulation - GI and GA were mounted together in the same epoxy and galvanically coupled (samples were touching). The resin block was then cut and polished so that their individual cut and polished edges were simultaneously exposed to the electrolyte.

To prepare the large anode to small cathode sample a specific laboratory preparation method was developed,

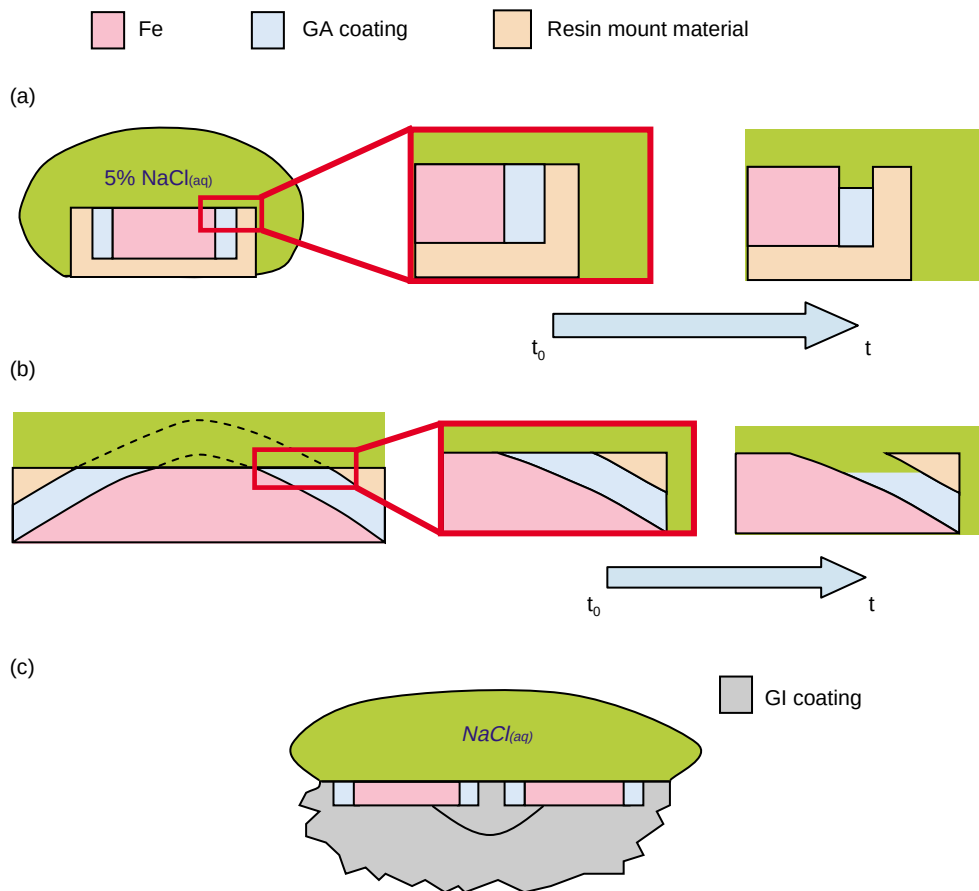


Fig. 5 Schematic diagrams of (a) the cut edge sample (b) the stone chip sample and (c) the galvanic sample. For (a) and (b) examples of the expected effect of exposure after a given time, t .

as mentioned above. 15 mm discs were cut from the steel sheet. The discs were then punched into dome shapes, described in Fig. 6. The overall aim of this work is to compare the behaviour of GI and GA, therefore reproducible sample shape was critical. A custom made tool was designed for the “dome” punch procedure, Fig. 7. Using the tool an 8 mm ball forms the disc into a dome shape to a fixed height, 0.8 mm in these experiments. The domes were then mounted in resin and ground to 4000 grit paper. The grinding process removed the top of the dome thus exposing an iron cathode surrounded by zinc, Fig. 6. The samples were polished to a 1 μm finish and washed in a water free environment. The grinding and polishing stage was controlled for each sample to give a tolerance in the diameter of the exposed material to ± 0.05 mm.

3.1.2. Ex-Situ aqueous corrosion treatments

GI and GA material (0.8 mm gauge) was supplied from three industrial suppliers, samples A, B and C. Samples were cut and mounted in epoxy resin. The mounted specimens were first ground with successive silicon carbide papers, from 320 to 4000 grit, and then polished to a 1 μm finish to give a highly smooth and

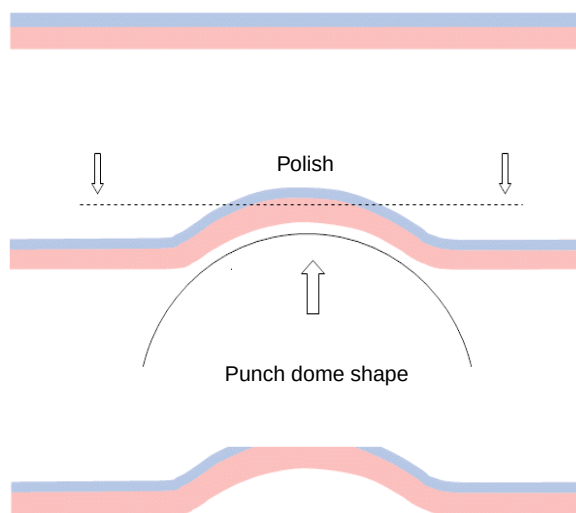


Fig. 6 Schematic diagram describing the production of the stone chip sample

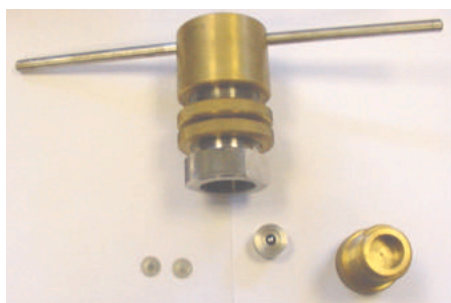


Fig. 7 Photograph of the custom made tool to make the stone chipping samples

flat surface. Specimens were usually ultrasonically cleaned in ethanol, not rinsed in water to avoid initiating corrosion. Finally the epoxy resin mount was machined to an appropriate size for AFM analysis

All samples were treated using a 5 wt% NaCl aqueous solution for test periods of 1, 4, 8, 16, 64 and 256 minutes. The treatment was carried out at room temperature and ambient pressure in plastic aerated containers. After each treatment samples were washed using six baths of de-ionised water and ultrasonically washed in ethanol.

3.2. Atomic Force Microscopy Analysis.

3.2.1. Atomic Force Microscopy

In AFM a sharp stylus, mounted on a cantilever, is scanned across the surface of the sample under investigation. The technique differs from the ‘Talysurf’ type of profilometer, widely used in industry, only in the sensitivity of the cantilever and the miniaturisation of the scanning system. In AFM the cantilever deflects towards, or away from the surface under the influence of interatomic forces and the scanning system, equally, has a resolution of atomic dimensions. The deflection of the cantilever, as it traverses the surface, is measured by a laser beam acting as an optical lever. The system provides an accurate representation of the surface with full x,y,z co-ordinates for each position and a resolution of around 1nm. The surface can be interrogated in many ways to provide measurements of roughness and other relevant surface profiles.

3.2.2. Analysis modes

(1) Height analysis

The simplest quantitative display is the height profile, which shows the elevation of the features along a line. The line need not coincide with an original scan line, but can be an arbitrary line on the image. Measurements of differences in surface elevation, horizontal distance between points, and slopes were possible with the image processing program, Nanoscope III Digital Imaging 5.12.

(2) Bearing analysis

The word “bearing” characterises the relative roughness of a surface in terms of high and low areas. The bearing ratio curve is the integral of the surface height histogram and plots the total percentage of the surface above a reference plane as a fraction of the depth of that plane below the highest point in the image. By utilizing bearing analysis it is possible to determine what percentage of the surface lies above or below any arbitrarily chosen height (the “bearing ratio”). For example, bearing analysis is frequently used in studies of surface wear and friction and in silicon etching procedures to observe changes in etched features over an interval of time. In qualitative terms, the bearing ratio gives a measure of how “jagged” a surface is. In this study, etching of zinc in zinc coated steel is being considered, where zinc works as a sacrificial anode. The protected iron may so be used as a height reference from which to compute the bearing volume which will then

coincide with the amount of removed zinc. In practice, the volume is measured over an area defined by a rectangle placed over the image on the screen. This area is used by the software to return the bearing volume in the form of volume per unit area. This has the units of depth and is the mean depth of the zinc removed by corrosion over the area selected. This value can be processed to give a corrosion rate in more conventional units.

3.2.3. Local area analysis.

To establish the rate of coating loss it was imperative that the exact same sample location was revisited after each exposure time. With small localised areas of interest, $20 \mu\text{m}^2$, a simple but effective method to recognise analysis areas easily was developed, Fig. 8.

3.3. Quantitative Electrochemical Calculation of AFM Data

Bearing analysis of the AFM data gives a measure of the removed volume of material per unit area for a given exposure time. This measure needs to be corrected by subtraction of the initial bearing volume arising from the natural roughness of the as-polished surface, Fig. 9. This correction value was determined for the reference area before exposure. The rate of material loss is an absolute measure of corrosion rate but can be related to the values often obtained by electrochemical measurements. Corrosion is essentially an electrochemical process that relies on the flow of electrons from an anode to a cathode. It is possible to convert known material loss volumes to current densities, which reflect the degree of electrochemical activity of a system, in the following manner.

The corroded mass per unit area after a time t , is given by

$$m = (V_t - V_o) \rho_{\text{Zn}} \quad (1)$$

Where V_t is the bearing volume, expressed as volume per unit area after time t and ρ_{Zn} is the density of zinc.

The mean corrosion rate is then

$$dm/dt = (V_t - V_o) \rho_{\text{Zn}} / t \quad (2)$$

at any given time t .

This corrosion rate can be converted to electrochemical current by the use of Faraday's laws. First express the rate in the form of mols of zinc per unit area per unit time

$$dM/dt = 1/M \cdot dm/dt \quad (3)$$

Where M is the atomic weight of zinc

The total electrochemical current, i , is then given by

$$i = (AnF/M) \cdot dm/dt \quad (4)$$

Where n electrons are associated with the formation of a zinc ion (Zn^{2+}) and nF coulombs are released by the dissolution of the anodic zinc and A is the total area of zinc exposed to the electrolyte. Thus the current density is given by

$$i/A = (nF/M) \cdot (V_t - V_o) / t \rho_{\text{Zn}} \quad (5)$$

Whilst the assumption that the coating is 100% zinc is not true for the GA calculations it does not actually

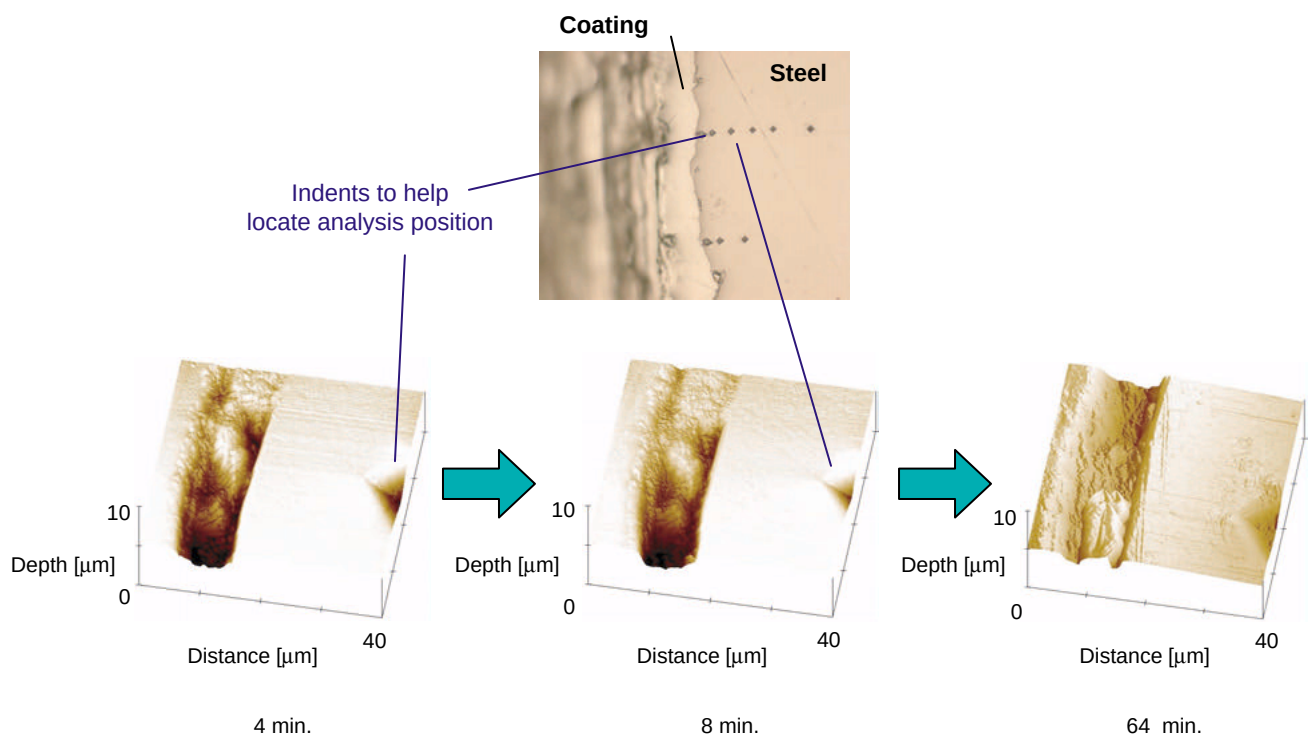


Fig. 8 AFM Images showing the use of Vickers hardness tester indents used to locate sample analysis position

change the assumption that all removed material is related to corrosion rate dm/dt . Automotive grade GA is predominantly δ -phase which has a composition of about 90% zinc and 10% iron. The final location of the removed iron is not known, back deposited or left behind on the coating surface as mobile species are possible outcomes. In any case, the volume of material removed, as measured by AFM, relates exactly to the electrochemical current flowing. The net effect of the iron contribution in the coating on the calculation is relatively small, appearing only in the molecular mass and the density terms of Eq. (3). For the purposes of this study this small correction has been neglected.

4. Results

4.1. Cut Edge Samples

Fig. 10 shows a graph of removed volume against time for GI cut edge samples. The plot of removed volume against time is representative of corrosion rate. Following the sequence of calculations described in Section 3.3. all the removed volume values can be converted to charge, for each respective time intervals, Fig. 11. Graphs of charge against time make inferences about current density for a particular system. Using the values plotted for each time interval, however, only indicates the average current density to the respective point in time. Taking the tangent of the graph at a point in time will give the instantaneous current density, as if measured by the electrochemist using conventional methods. As can be seen the value is essentially constant after about 100 minutes. It is these values taken at 256 minutes, which are shown in Table 1 and compared against GA values.

For a GA sample the rate of loss of coating was much slower than for GI. Taking into account experimental tolerances only data at 256 minutes could be used. The data for GA values at 256 minutes, therefore, is representative of instantaneous current density values, Table 1.

Table 1 Current density values for GI and GA for cut edge samples

Sample	Current density ($\mu\text{A} / \text{cm}^2$)		
	A	B	C
GI	36.8	27.6	11.0
GA	8.4	6.1	5.9

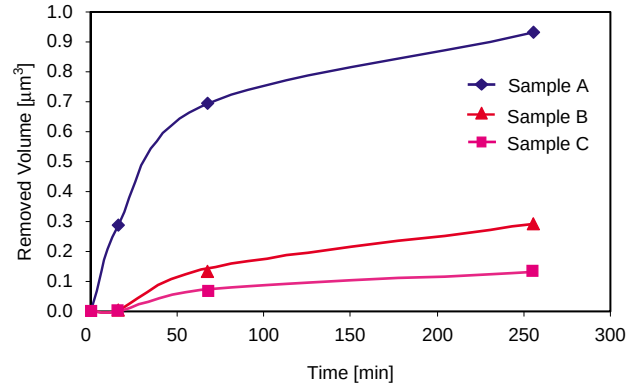


Fig. 10 Removed volume [μm^3] against time [min] for cut edge GI samples

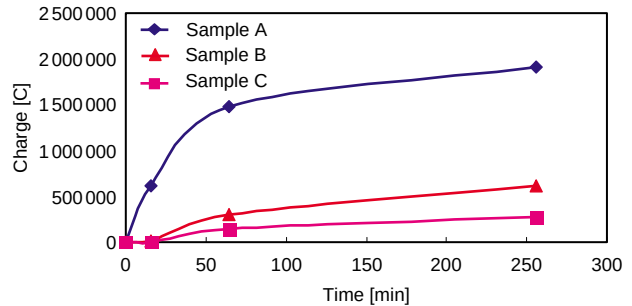


Fig. 11 Charge [C] against time [min] for cut edge GI samples

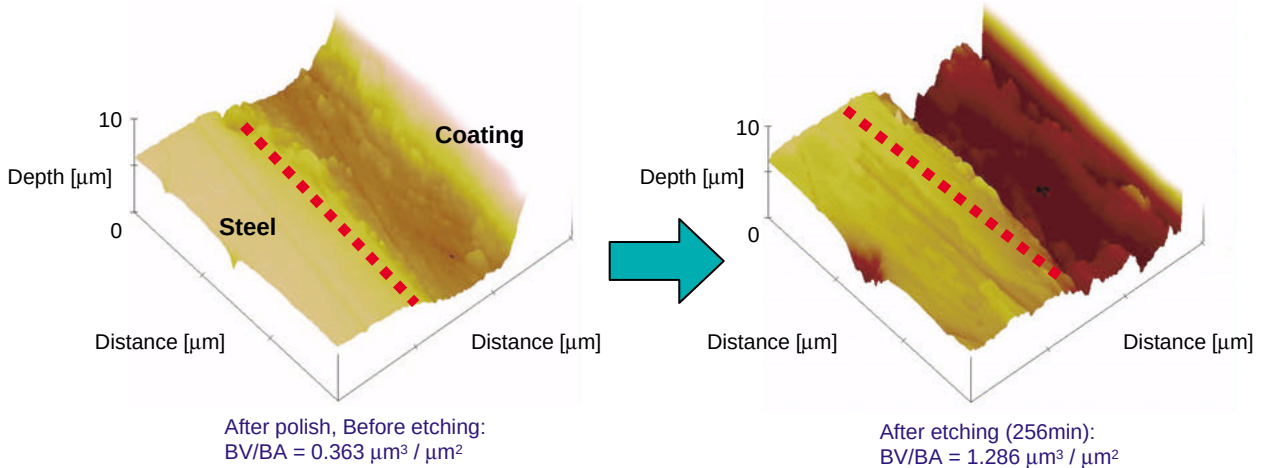


Fig. 9 AFM Images of zinc/steel coating interface at (a) t_0 before exposure and (b) t_{256} after 256 minutes exposure

4.2. Stone Chipping Samples

It is not the intention of this study to compare material across different suppliers and for this reason only sample B was analysed for the stone chipping (and galvanically coupled) model. Previous results have shown sample B to offer data in between the other samples and so would offer representative data for GI and GA. The calculated charge data for the stone chipping model for GI is shown in Fig. 12. In order to take into account the whole data set and reflect that the zinc coating has been sacrificially removed an average current density has been shown. The instantaneous current density at 256 minutes is so small that its value could mistakenly be thought to indicate that little or no coating loss has taken place. This was the case with the GA sample hence no data is given.

4.3. Galvanic Couple Sample

No significant loss of GA coating was observed on the galvanic coupled sample. The current density values calculated for the GI coating, however, were significantly higher than previously observed. An instantaneous current density value of $85.6 \mu\text{A}/\mu\text{m}^2$ was calculated at 256 minutes. Fig. 13 shows a graph comparing the GI values for a cut edge sample and a galvanic coupled sample.

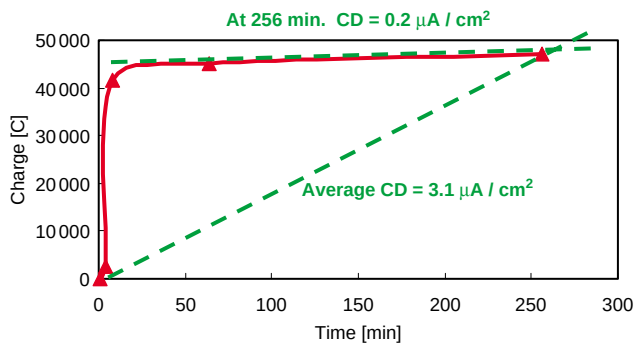


Fig. 12 Charge [C] against time [min] for stone chipping sample (Sample B only)

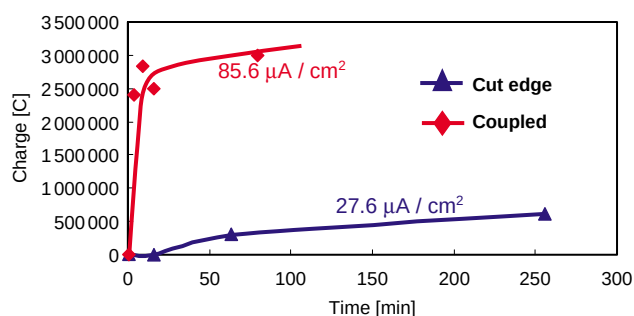


Fig. 13 Comparison of charge [C] vs time [min] curves for GI coupled and GI cut edge sample from sample B

5. Discussion

The local corrosion behaviour of zinc coated steel at the coating/substrate interface has been studied. The performance of GI and GA has been compared in different situations, in the context BIW exposure, taking into consideration different anode/cathode ratios and the galvanic coupling of the different substrates. This study has taken advantage of the high spatial resolution AFM offers, to develop a novel method for the study of local corrosion activity at an interface. Current density values for the different substrates and experimental models have been calculated from raw data measured by AFM.

It is already understood that, due to its zinc/iron alloy coating, GA is expected to sacrificially corrode at a slower rate than GI. In two of the experimental models investigated corrosion of the GA coating was so small that it could not even be measured by AFM. Only analysis of the cut edge samples gave quantifiable results for both GI and GA. The GI results, shown in Fig. 10, indicate quite a large variation between samples. The GA values, whilst much lower, show less variation possibly suggesting that GA offers a more stable corrosion protection coating. One explanation, considering the process route differences, could be that the annealing furnace for GA has a stabilising effect on the coating across all suppliers.

The initial corrosion rate of the GI samples is almost linear before slowing with time. This indicates a change in the local corrosion behaviour with time due to concentration polarisation; as zinc corrodes and becomes deeper relative to the steel corrosion slows. There is also variation in the rapidity of initial corrosion of GI with sample A having much higher values than samples B and C. The instantaneous current density values of GI are considerably higher than those for GA. The current density values for GA were so low in the initial stages of corrosion that only a value at 256 minutes could be calculated. Cut edge protection is a critical area for vehicle BIW. Often paint protection at a cut edge can be at its thinnest and coupled with poor burring properties can act as site for the early onset of corrosion. From the results in this study it has been confirmed that GA offers improved substrate corrosion protection. For some OEMs, however, the cosmetic red corrosion product of GA is not acceptable, resulting in the selection of a coated substrate to be determined by performance priorities, opinions and experience.

The stone chipping model exposure tests resulted in corrosion rates and current density values that were significantly lower. For GA samples no quantifiable coating loss was measured. Even for GI the current density values were much lower; indeed the instantaneous value at 256 minutes was as low as $0.2 \mu\text{A}/\text{cm}^2$. The initial corrosion rate, once again, is much higher and an average value at 256 minutes is shown in Fig. 12. The lower current density values were expected, as a result of the reversal of the anode/cathode ratio from 1:1000 to 24:1. The large drop off in rapidity of corrosion was not so expected, but can be explained

by sample geometry. The stone chip sample, to all intents and purposes, is a polished dome. If a sequence of AFM height analysis curves is considered, Fig. 14, the etching of the zinc can clearly be observed on the right hand side of the figure.

After punching and grinding, the coating/substrate interface is not perpendicular to the surface but is sloped, Fig. 6. The local depth of the underlying iron determines the maximum depth to which the zinc can be etched. These geometric limitations could at some point cause a rapid drop off in the corrosion rate and explain the results shown in Fig. 12. Another reason for the drop in corrosion rate could possibly be that in the early stages of corrosion a thin oxide layer protects large areas of the coating surface, thus reducing the size of the effective anode. As this oxide dissolves so the area of exposed metallic zinc increases changing the anode/cathode ratio and slowing the rate of corrosion.

Consideration of the galvanic couple results shows no attack to the GA coating. There is, however, a relatively high current density value for the GI sample. The instantaneous current density value of $85.6 \mu\text{A}/\text{cm}^2$ is considerably higher than the cut edge sample. The corrosion rate of the GI in the galvanic sample is due, as the name would imply, to the fact that it galvanically protects not just its own substrate but the whole of the GA sample as well. This affects the anode/cathode ratio

greatly with corrosion rate increased. Even though the GA coating is in direct contact with its respective steel substrate, the composition difference between the δ -phase and the pure zinc of GI is sufficient for a large galvanic effect between the two substrates when connected by an electrolyte. For vehicle BIW that are predominantly GA the introduction of GI, for example for cost benefit, should be considered carefully. Other concerns such as joining methods may have been countermeasured but if galvanically connected and exposed to an aggressive environment the corrosion to the GI part would be significantly accelerated.

For the first time local current density values for a metallic coating/substrate system have been obtained. The areas analysed and volumes measured could only have been examined using AFM. The benefit of local values ensure that no external influence, such as coating defects, affect the analysis. As with any small area analysis technique a certain amount of caution must be employed when considering results as representative of a larger area. The method developed in this paper is not limited to GI and GA coatings. Metallic coatings play an important role in the automotive and other high profile industries. The measurement of coating loss and subsequent conversion to electrochemical data can help further understanding and development of other coated materials, applications and systems.

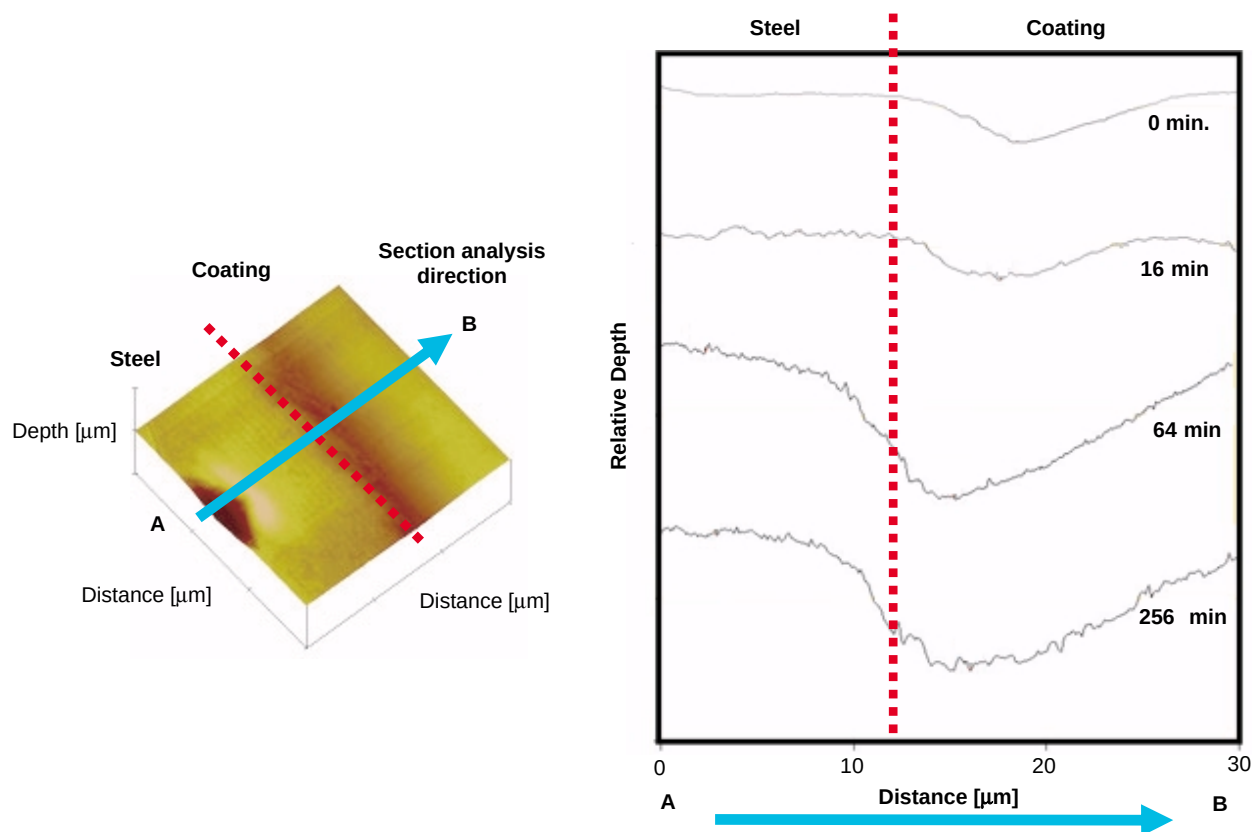


Fig. 14 AFM Height analysis curves describing the corrosion evolution of a GI sample from 0 minutes to 16, 64 and 256 minutes exposure.

6. Conclusion

- (1) This investigation has studied and compared the local corrosion behaviour of GA and GI at the coating/substrate interface by using AFM.
- (2) Three experimental models have been developed to simulate different possible BIW corrosion scenarios; cut edge, stone chipping and galvanically coupled.
- (3) Electrochemical activity of the different coating systems has been compared as a result of controlled corrosion experiments. Mass loss data, measured by AFM, offers an absolute corrosion rate, these values have been converted to current density values permitting conclusions to be made concerning the coating systems corrosion performance.
- (4) For each experimental model the GI coating corrodes at a faster rate than the GA coating. The initial corrosion rate for GI is greatly accelerated, and, as demonstrated by the cut edge samples exhibits a larger variation in corrosion performance compared with the more stable GA data. As expected the anode/cathode ratio has a significant effect on corrosion behaviour.
- (5) For the stone chipping model, steel remains cathodic to the coating however, corrosion is slowed significantly (for GA, material loss is almost zero).
- (6) By galvanically coupling the two systems, GI sacrificially protects all exposed metal. The change in anode/cathode ratio therefore greatly increases the GI coating corrosion rate.
- (7) For the first time a method has been developed to study the local electrochemical activity at a coating/substrate interface. The novel use of AFM has allowed the corrosion behaviour of GI and GA to be compared.
- (6) Jagannathan, V. : The Influence of Coating Characteristics on the Powdering and Corrosion resistance of Galvannealed Coated Steel Sheet, Galvatech 92, p.127-131(1992)
- (7) Mercer, P. D. : Factors which Affect the Alloy Growth Rate in Galvannealed coatings, Galvatech 92, p. 204-208(1992)
- (8) Tanae, T. and Kaneko, K. : Development of 590 and 780 MPa Grade High-Ductility Steel Sheets, Honda Technical Review, Vol. 16, No.2, p. 183-190(2004)

Acknowledgements

The authors would like to thank Damien Deforge for the AFM work carried out in this study as part of an overseas research placement at the University of Surrey. Thank you also to Dr. Peter Zhdan, University of Surrey, whose expert supervision of the practical work allowed the project to run smoothly.

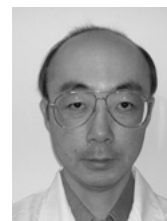
References

- (1) Porter, F. C. : Corrosion Resistance of Zinc and Zinc alloys, Marcel Dekker Incorporation(1994)
- (2) Davis, R. E. and Fay, P. : Durability of Bonded Coated Steel Joints, International Journal of Adhesion and Adhesives, Vol. 13, No. 2, p. 97-104(1992)
- (3) Shrier, L. L. : Corrosion George Newnes Ltd.(1999)
- (4) Marder, A. R. : Metalurgy of Zinc Coated Steels, Progress in Materials Science, No.45, p. 191-271(2000)
- (5) Massalski, T. B. : Phase diagram, ASTM Metals Handbook, No.3, p. 206(1992)

■ 著 者 ■



M.F. Fitzpatrick



Y. Nakazawa



J.E. Castle

6価クロムフリー表面処理技術の開発

Development of Hexavalent Chromium-free Surface Treatment

滝川 和 則*

Kazunori TAKIKAWA

白川 敦 士*

Atsushi SHIRAKAWA

宮 寺 勉*

Tsutomu MIYADERA

高 島 光 男*

Mitsuo TAKASHIMA

大 塚 利 明*

Toshiaki OHTSUKA

松 岡 洋 二*

Youji MATSUOKA

要 旨

ABSTRACT

自動車部材の防せい処理として、めっき上に施される従来の6価クロム含有クロメート皮膜と同等の耐食性と摩擦特性を有する6価クロムフリー表面処理を開発した。めっき界面に皮膜損傷時に不動態皮膜を形成させる3価クロムと金属キレート塩を沈着させ、表層には外部の環境から遮蔽保護するシリカを均一分散させた2層構造の皮膜を形成させることで、従来の皮膜と同等の防せい性を得ることができた。またファスナでは、摩擦特性に影響するシリカ添加量の最適化によって、従来と同等の摩擦特性が得られた。これらの技術について、製造工程での生産性試験ならびに実車での耐久試験をおこなった結果、従来と同等の防せい性と摩擦特性であることが確認された。これらより、表面処理工程および製品から6価クロムを削減することができ、環境負荷物質の削減が図られた。

A hexavalent chromium-free surface treatment has been developed for automotive parts which provides a coating possessing equivalent anti-corrosion performance and friction characteristics to conventional chromate layers containing chromium(VI). The treatment forms a passivation layer of trivalent chromium and metallic chelates at the interface with the zinc, while uniformly covering the surface with a protective zinc layer. It is an unusual feature of this process that a single procedure is able to form a double layer. Optimization of the amount of silica added has enabled the achievement of friction characteristics equivalent to those of conventional chromium(VI) chromate layers. The new surface treatment has resulted in a reduction in the amount of hexavalent chromium used in the production process and present in finished parts.

1. はじめに

近年、地球環境保護保全の観点から、自動車においても環境負荷物質を削減する社会的ニーズが高まっている。欧州ではEU-ELV指令(使用済み自動車に関する指令)が発令され、Annex IIにおいて、2007年7月1日以降、自動車における防せい用途としての6価クロムの使用が禁止となり^{(1), (2)}、めっきに使用される6価クロム含有クロメート処理皮膜(以後6価クロメートと称す)についても、6価クロムを含まない代替表面処理の開発が急務となっている。

2. 開発のねらい

本開発は廃車リサイクル時の環境負荷を低減することを目的とし、6価クロムの代替技術確立することである。特に亜鉛めっき上の6価クロメートはファスナなどに多く適

用され、防せい性や締結性(摩擦特性)において、重要な機能を有していることから、6価クロメートの代替材料開発は重要課題となっている。

2.1. 従来技術の課題

近年検討されている6価クロム代替技術を以下に挙げる。

- (1) モリブデン酸塩-リン酸塩皮膜⁽³⁾、トリアジンチオール皮膜、タンニン酸皮膜。
- (2) 3価クロム化合物に金属塩を添加させた、3価クロム含有クロメート皮膜(以後3価クロメートと称す)。
- (3) 塗布焼付けによる有機または無機複合シリケート系コーティングなど。

しかしながら、これらについては課題として、

- (1) では、材料コストが高く、皮膜の厚さが薄いなどにより、6価クロメートに相当する防せい性が得られない。
- (2) では、皮膜形成反応性が低いことから、反応性を高める

ために、高温(50℃以上)、長時間(60秒以上)を要するなど、6価クロメート(常温で15・30秒で加工処理ができる)に対し、生産性が低い。また、皮膜中の水和物が少ないことなどの成分の差異により、皮膜の摩擦係数が高くなる傾向があり、ファスナへの使用において、摩擦係数の調整を目的としたコーティング処理のための加工工程の追加を必要とする。(3)ではコーティング皮膜がファスナのねじの谷部へ厚く付着する傾向があることから、ねじのかん合性低下が懸念される。また、皮膜を定着させるために高い焼付温度を必要とし、従来のめっき工程の設備では対応が困難などの問題が残されていた。

これらを踏まえ、代替技術の開発では以下を目標とした。

- (1)環境適合性として、法規対象物質の6価クロム、鉛、カドミニウム、水銀を使用しないこと。
- (2)性能として、6価クロメートと同等の防せい性能、摩擦特性を有すること。
- (3)生産性として、6価クロメートと同じ加工設備を用い、同等の生産性を有すること。

2.2. 材料開発設計

2.2.1. 防せい性能の向上

6価クロメートは可溶性6価クロムと3価クロムの水和物の複合塩により構成される厚い(0.2・1.0 μm)無機皮膜である。6価クロムは外部環境からの遮蔽効果と、疵により皮膜に欠陥が生じた場合に、可溶性6価クロムが3価クロムへ還元する反応により、不動態化皮膜を形成する、いわゆる自己修復機能をかね備える特徴により、高い防せい性が得られる^{(4), (5)}。このため、6価クロムが存在しないと防せい性能は著しく低下する。従って、従来と同等の防せい性を得るためには、遮蔽効果と自己修復機能を持ちあわせることが重要である。特にファスナの取付けや、車両走行中のチッピング(飛石)によって皮膜損傷が必然的に起こりうることから、自己修復機能をもたせることは必要不可欠である。

代替材料開発においては、各種研究発表の例⁽⁶⁾があるが、高い遮蔽効果と自己修復機能を兼ね備えたものが開発された例は少ない。そこで、本開発においては遮蔽効果と自己修復機能のそれぞれの特徴を持つ二つの材料を一つの加工工

程で得られるように皮膜材料設計をおこなった。

開発材は、高い遮蔽効果と増膜効果が得られるように、コロイダルシリカを主成分としたシリカを上層とし、下層の亜鉛の界面には3価クロム塩と金属塩のキレート効果を有するインヒビタにより、自己修復効果が期待できるものとした。皮膜のイメージ図を Fig. 1 に示す。

2.2.2. 摩擦特性のコントロール

ファスナの締結に際して、ボルトに与える締付け軸力を設定値として適正に管理するには、表面処理による摩擦特性を十分見きわめることが重要である。ボルトに与える軸力を直接測定することは困難であるため、締付けトルクを利用したトルク法による締付け管理が一般的である。トルク法は締め付けにより与えたトルクと発生軸力が比例し、その傾きはトルク係数として算出される。この弾性域におけるトルクと軸力の関係式⁽⁷⁾を式(1)、(2)に示し、代表的なトルク・軸力線図を Fig. 2 に示す。

$$T_f = T_s + T_w = K \cdot F_f \cdot d \quad (1)$$

$$K = \frac{1}{2d} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha + \mu_w D_w \right) \quad (2)$$

T_f : 締付けトルク	T_s : ねじ部トルク	T_w : ねじ部トルク
K : トルク係数	F_f : 軸力	d : 呼び径
P : ねじピッチ	μ_s : ねじ面摩擦係数	d_2 : ねじの有効径
μ_w : 座面摩擦係数	$\sec \alpha$: ねじ山のフランク角	
D_w : 座面における摩擦トルクの等価直径		

摩擦係数は上記式により一般的にトルク係数に換算され、トルク係数は表面処理の特性によって変化する。このため、高いトルク係数の表面処理へ変更した場合、従来と同じトルクで締付けると軸力が低下し、結果としてゆるみに起因したファスナの脱落や、疲労破壊等の機能失陥に繋がる恐れがある。従って、代替材料は従来と同じレベルのトルク係数であることが求められる。

本開発では防せい材料として用いた皮膜の上層のシリカに着目し、クロメート処理液中のコロイダルシリカの添加濃度や性状を検討し^{(8), (9)}、6価クロメートと同等のトルク係数が得られるようにした。

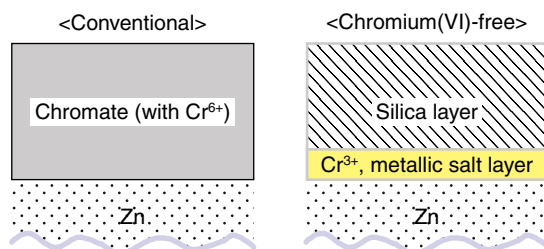


Fig. 1 Chromate layer

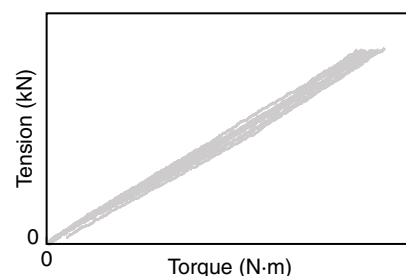


Fig. 2 Example of torque-tension line

3. 開発材料の構成

加工処理液として、硝酸クロム、添加金属塩のキレート酸の配合液と、コロイダルシリカの分散液を均一に混合した状態で、温度 30 - 40 °C、時間 15 - 40 秒で亜鉛めっき上に浸漬処理することで、開発材(以後、3価クロメートと称す)の皮膜が形成された。この皮膜をGDS(グロー放電発光分光法)による深さ方向の元素分析をおこない皮膜の解析をおこなった。その結果を Fig. 3 に示す。

表層から深さ 100 - 150 nm においてシリカ成分の珪素が存在し、めっき界面には厚さが 50 nm のクロムとキレート添加金属塩に由来する金属元素が認められ、2層構成となっていることが確認できた。

また、皮膜の断面を、SEM(走査型電子顕微鏡)にて観察した。その SEM 像を Fig. 4 に示す。皮膜中に微粒子のシリカが表層全体に充填されていることが推測される。

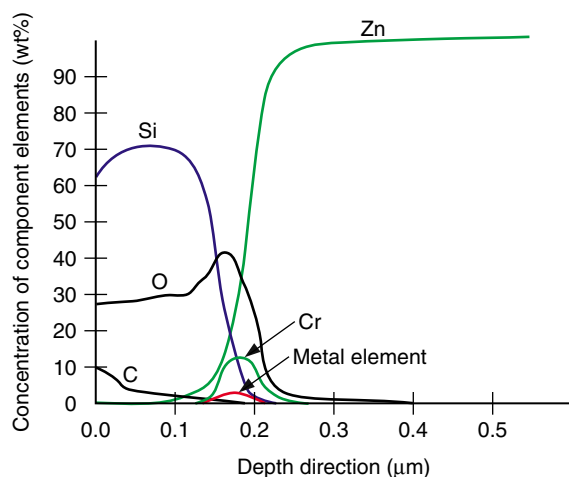


Fig. 3 Depth profile of element concentration in chromium(VI)-free chromate on zinc

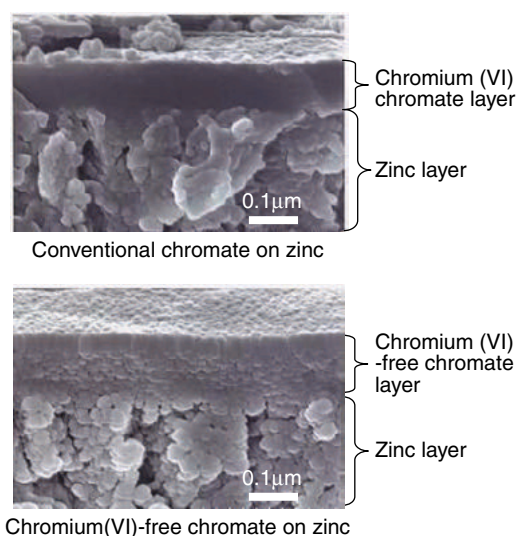


Fig. 4 Surface cross-sectional structure of chromium(VI)-free chromate on zinc

これらの結果から、3価クロメート皮膜はめっき界面に3価クロムと添加金属キレート塩が沈着し、表層全体にはシリカが均一分散した2層構造を有するものと推察される。その皮膜構造の模式図を Fig. 5 に示す。

また、3価クロメート皮膜は以下のように形成するものと考えられる。

- (1) 酸成分により、亜鉛表面が溶解、活性化
- (2) 亜鉛と処理液の界面で pH 上昇
- (3) めっき界面に水酸化クロム化合物、添加金属塩や亜鉛の複合塩が生成するとともにコロイダルシリカが沈析し、増膜化
- (4) 乾燥による皮膜の定着

4. 開発材の材料特性

4.1. シリカによる防せい性への寄与

遮蔽効果の検証として、シリカによる防せい性を評価した。Fig. 6に塩水噴霧試験(SST)による3価クロメート処理液中のシリカ濃度と防せい性、皮膜厚さの関係を示す。

シリカにより、厚膜化するとともに、防せい性能が高くなった。シリカにより、遮蔽効果が得られたと推定される。

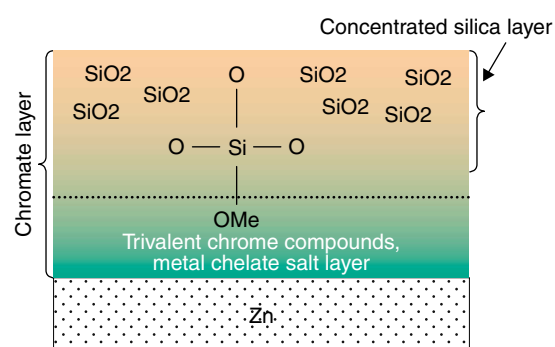


Fig. 5 Diagram of structure of chromium(VI)-free layer on zinc

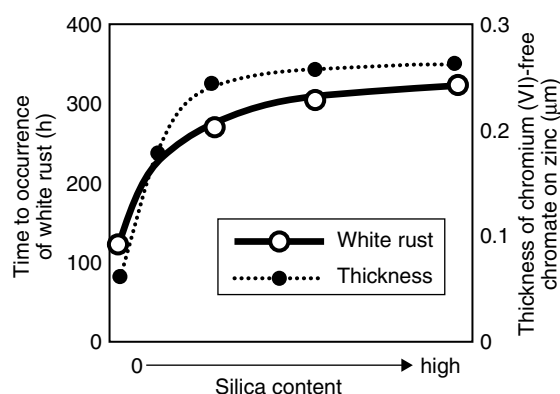


Fig. 6 Relation between amount of silica added and time to occurrence of white rust

4.2. 金属キレート塩による防せい性への寄与

添加金属塩による自己修復機能の効果検証として、3価クロメート中の添加金属塩の有無の試験片に対し、素地に達するスクラッチを入れた後、複合腐食サイクル試験(CCT)を用いて、防せい性を評価した。試験サイクルの経過後の腐食状態の外観を Fig. 7 に示す。

金属キレート塩の添加により、スクラッチ部の防せい性が高まり、6価クロメートに対し、同等以上となった。これらより、金属キレート塩の添加により、自己修復機能が発現し、不動態化効果が得られているものと推測される。

また、不動態効果の検証として、以下の試験をおこなった。

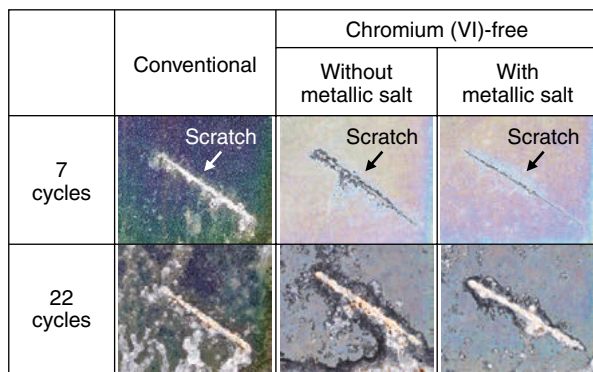


Fig. 7 Corrosion resistance of chromate on zinc with metallic salt around scratch (CCT)

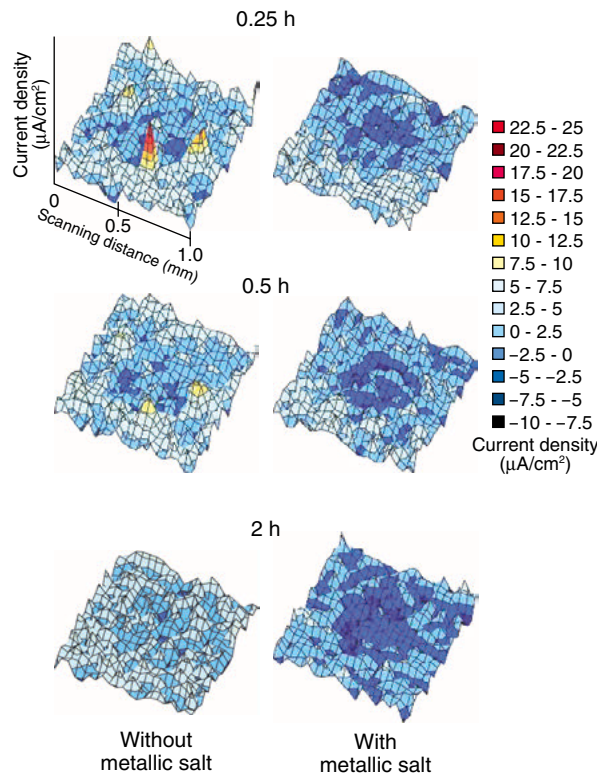


Fig. 8 Time variation of corrosion current density around micro-hole on zinc chromate

(1) SVET(走査型振動電極法⁽¹⁰⁾)

1 mm 径の人口欠陥部を施した試験片を 10 ppm NaCl 水溶液に浸漬し、人工欠陥部の腐食電流密度を観察した。Fig. 8 に浸漬開始から 0.25 h, 0.5 h, 2 h 後の腐食電流密度を示す。

金属塩添加をおこなわないものでは浸漬直後に欠陥部中央がカソード、その周囲がアノードとなる局部電池が形成されることによる電流の発生が最大 $20 \mu\text{A}/\text{cm}^2$ にも達する。その後は溶出した亜鉛と 3 価クロムやシリカによる反応生成物の保護作用により、腐食電流は浸漬時間とともに減少し、2 h 後にはほとんど消滅する。

その一方で、金属塩を添加したものは、欠陥部中央にカソード部が発生するものの、その後も明確なアノード領域は検出されず、その腐食電流密度も最大 $5 \mu\text{A}/\text{cm}^2$ であることから、皮膜損傷部に対する不動態効果が確認できた。

(2) 分極測定

同様の試験片を用いて分極測定をおこなってみると、金属塩を添加したものは、アノード側に明らかな不動態電位領域(-1.1 から -1.0 V)が観察された(Fig. 9)。以上の結果から、金属塩の添加によって 6 価クロメートに見られるような不動態化、自己修復作用が発現されるものと考えられる⁽¹¹⁾。

以上から、3 価クロメートの防錆機構について、以下のように推察する。

(1) 遮蔽効果による防食

表層のシリカにより、腐食因子となる H_2O , O_2 , Cl^- からめっき層との接触を抑制し、めっき界面の 3 価クロムが不動態皮膜として作用する。湿潤雰囲気においては、外層からの腐食因子アニオン(Cl^-)の侵入を抑制するとともに、めっき層からのカチオン(Zn^{2+})の流出も阻止することで防食する。

(2) 自己修復機能による防食

損傷によってめっき層が露出した部位では、初期に腐食による亜鉛の溶解反応が生じる。

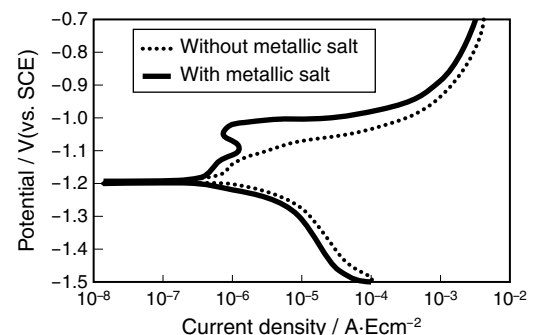
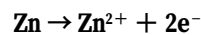
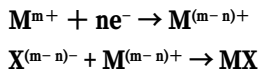
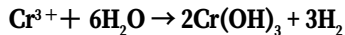


Fig. 9 Polarization curves of chromate on zinc with metallic salt

亜鉛の溶解反応によって生じた e^- が、溶出した金属イオン(M^{m+})を還元すると同時に、添加金属塩の未反応キレート(X)と反応して不溶性金属塩を形成する。



亜鉛の溶解反応により、亜鉛の界面において pH が上昇し、皮膜中の未反応 3 価クロムによって 3 価クロム錯イオンが沈着し、皮膜を形成する自己修復機能により不動態化反応が得られる。



4.3. 耐熱性

6 価クロメートは、皮膜中に水和物を多く含み、80℃以上の環境下ではクラックが発生し、防せい性が低下する傾向があった。3 価クロメートを各種温度で加熱後、表面性状を観察した結果を Fig. 10 に示す。

3 価クロメートは一般的に 6 価クロメートと比較して、水和物が少ないことから、水分の蒸発に伴うクラックがほとんど確認されなかった。

Fig. 11 に加熱後に SST をおこなった結果を示す。

6 価クロメートの防せい性は 80℃で急激に下降するが、3 価クロメートは緩やかな下降を示した。これらの結果から、3 価クロメート皮膜は高い耐熱性を有することが確認された。

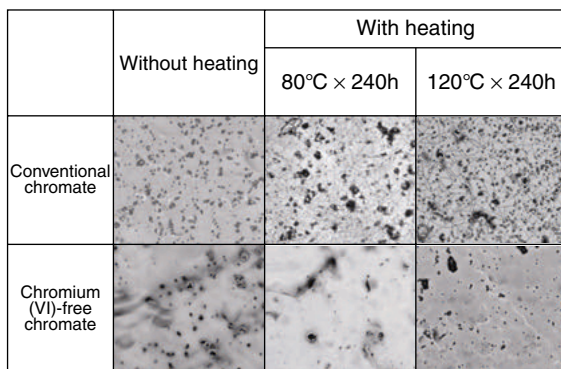


Fig. 10 Surface property of chromate after heating

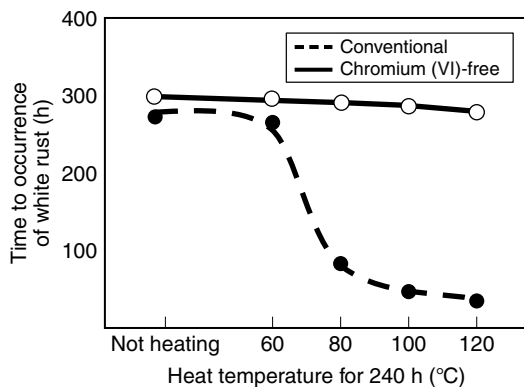


Fig. 11 Heat resistance of chromium(VI)-free on zinc (SST)

5. 開発材の加工処理条件による防せい性

3 価クロメートの最適処理条件を検討するために、加工処理における温度、時間による防せい性を SST にて評価した。

Fig. 12 に処理液温度との関係を示し、Fig. 13 に浸漬時間との関係を示す。

処理温度を高くする、あるいは、浸漬時間を延長することで 3 価クロメートの膜厚が増加するとともに、防せい性も向上した。これらより、3 価クロメートは低温、短時間で高い性能が得られる特性であることがわかった。

6. シリカによるトルク係数のコントロール

シリカ添加濃度を变化させた亜鉛めっき上の 3 価クロメートのボルト、ナットを用いて、トルク係数を確認した結果を Fig. 14 に示す。

添加量増加に伴いトルク係数は小さくなり、6 価クロメートと同等のトルク係数が得られる適正な範囲が得られることがわかった。しかし、過剰な濃度であると再び、トルク係数は上昇する傾向がみられた。これは過剰なシリカが 3 価クロメートの表層に凝集し、粗い状態になったものと推察される。

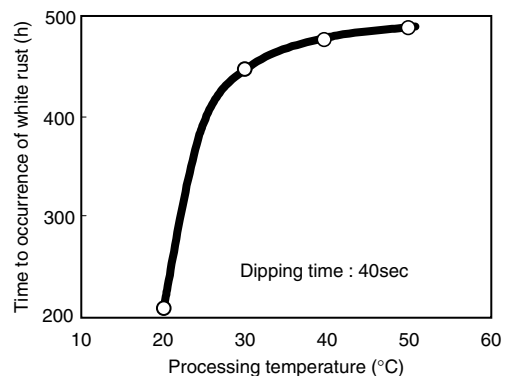


Fig. 12 Relation between processing temperature and time to occurrence of white rust (SST)

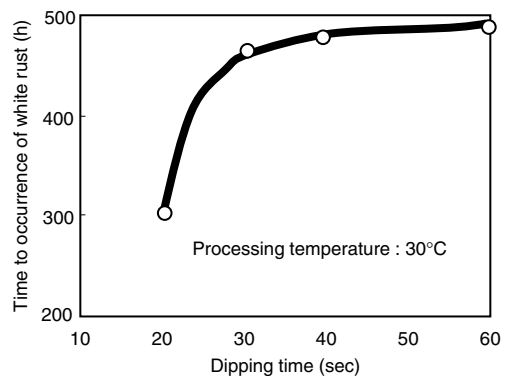


Fig. 13 Relation between dipping time and time to occurrence of white rust (SST)

このほか、処理液中のシリカの性状についても、均一な分散状態であることが必要である。凝集状態であると、クロメート表面が粗くなり、トルク係数のばらつきが大きくなることがわかった。

7. 生産性

めっき量産設備で加工されたボルトについて、3価クロメートの防せい性、ならびにトルク係数の安定性を確認した。連続したバレル処理をおこない、ランダムに抜き取りサンプリングしたファスナについて、防せい性のSST結果をFig. 15、トルク係数の結果をFig. 16に示す。

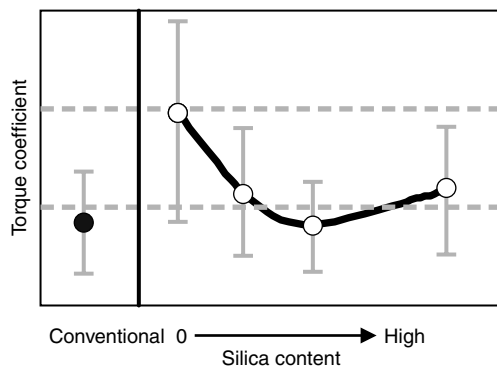


Fig.14 Relation between amount of silica added and torque coefficient

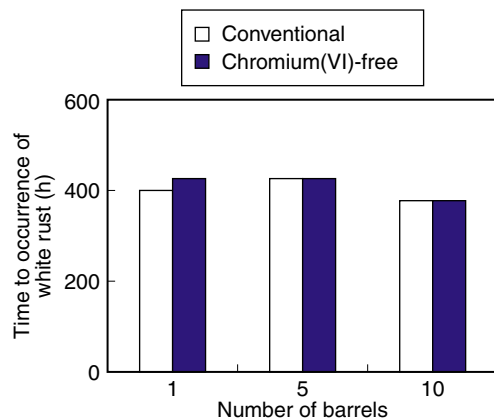


Fig. 15 Corrosion resistance of 10 consecutive barrels in facility

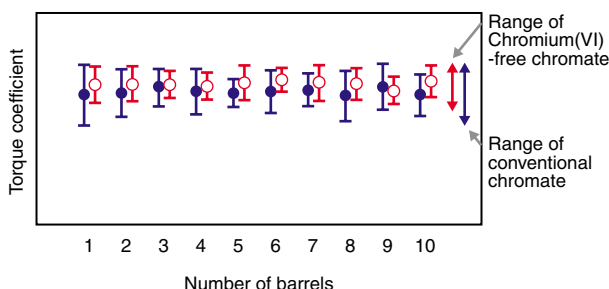


Fig.16 Torque coefficient of 10 consecutive barrels in facility

3価クロメートは6価クロメートと同等のトルク係数であることが確認された。

これらの結果から、防せい性、トルク係数ともに6価クロメートと同等であることが確認された。

8. 実車耐久走行評価

実車での耐久性を評価するために、3価クロメート処理のめっき部品を装着したテスト車両を用いて、腐食環境を想定した総合的な走行耐久試験をおこなった。比較として車両右側の部品には従来の6価クロメートとし、対称の左側には開発材の部品を装着した。試験経過の外観をFig. 17-19に示す。

防せい性は従来と同等以上であり、走行テスト完了に至るまでファスナの機能として問題ないことが確認された。

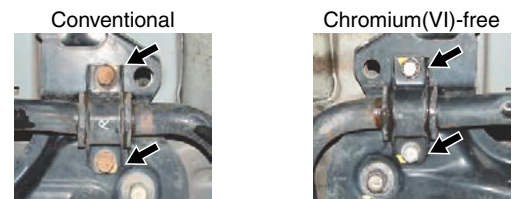


Fig. 17 Attachment bolt for stabilizer (front)

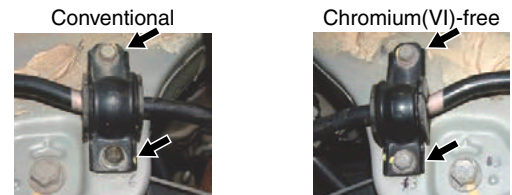


Fig. 18 Attachment bolt for stabilizer (rear)

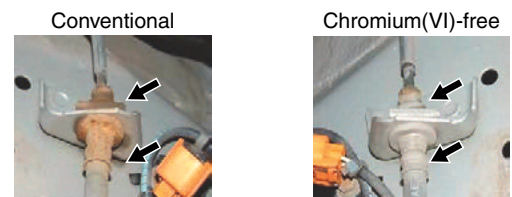


Fig. 19 Brake hose attachment nut (front)

9. まとめ

従来の6価クロメート皮膜と同等の防せい性と摩擦特性を有する6価クロムフリー表面処理として、3価クロメートを開発した。その技術内容を以下にまとめる。

(1) 開発材は腐食因子などの外的要因から遮蔽するシリカと、不動態皮膜を形成させる金属キレート塩を用いることで、従来と同等の耐食性が得られた。

参考文献

- (2) 皮膜構造はめっき界面に3価クロムと金属キレート塩で形成され、表層はシリカで構成される2層構造の皮膜であり、これらを一工程で形成させたものである。
- (3) トルク係数(摩擦係数)はシリカ添加濃度の最適化を図ることで、6価クロメートと同等にコントロールできることが確認できた。
- (4) 量産適合性確認として、ラインでの流動試験をおこなった結果、防せい性、摩擦特性ともに現行の6価クロメートと同等であることが確認できた。
- (5) 腐食環境を想定した耐久走行試験に開発品を装着して、確認をおこなった結果、防せい性は6価クロメートと同等以上であり、また、締結性や機能に関連する問題がないことが確認できた。

10. あとがき

本開発技術は 2005 年モデル LEGEND へ適用された。
また、参考までにその他の LEGEND に適用された技術や主なる適用部品の例を Table 1 に示す。

Table 1 Application of chromium(VI)-free materials and relevant parts

Base materials	Conventional chromium(VI)	Chromium(VI)-free development	Application
Zn plating	Yellow chromate	Chromium(III) white chromate	Fastener
	Black chromate	Chromium(III) black chromate	Pipe Caliper
Zn-Ni plating	Yellow chromate	Chromium(III) white chromate	Brake pipe Fuel pipe
Sn-Zn plating	Yellow chromate	Chromium(III) white chromate	Hose metal parts
Zinc Aluminum composite coating	Chromate binder	Silicate binder	Fastener Stay
anti-corrosion primer	SrCrO ₄ pigments	Epoxy resin Mg pigments	Brake pipe Fuel pipe
Aluminum	Chromate	Zirconium salt Titanium salt	Al wheel
		Anode oxidation	Wiper arm
Magnesium	Chromate	Zirconium salt	Engine head cover Oil pan

- (1) Community legislation in force : (Directive 2000/53/EC of the European Parliament and of Council of 18 September 2000 on end-of-life vehicles). Official Journal L269, p.34, 21/10/2000
- (2) Commission decision of 27 June 2002, amending Annex II of Directive 2000/53/EC of the European Parliament and of the Council on end-of-life vehicles, Official Journal of the European Communities, L170, p.81-84(2002)
- (3) 鈴木征夫ら：防錆管理, 40, p.1(1996)
- (4) 須田新, 萩野睦雄, 田中成夫:鉄と鋼, 77, p.1042(1991)
- (5) 須田新, 浅利満瀬：材料と環境, 46, p.95-102(1997)
- (6) 青江徹博：表面技術, 49, p.221(1998)
- (7) 吉本勇:ねじの締結体設計のポイント, 日本規格協会, p.167-168(2002)
- (8) 西田廣泰：材料と科学の工学, 41, p.9(2004)
- (9) 興戸正純ら：表面技術, 54, p.806(2003)
- (10) 石川雄一：表面技術, 44, p.660(1993)
- (11) 軽部健志, 迫良輔：表面技術, 53, p.66(2002)

■著 者■



滝川 和 則



宮 寺 勉



大 塚 利 明



白 川 敦 士



高 島 光 男



松 岡 洋 二

オフロード二輪車用軽量高強度 後輪ホイールハブの開発

Development of Aluminum Alloy Rear-wheel Hub with Lightweight and High Strength
for Off Road Motorcycles

縣 正 樹*

Masaki AGATA

伊 藤 靖 樹*

Yasuki ITO

内 山 幹 雄*

Mikio UCHIYAMA

高 橋 恭*

Kyo TAKAHASHI

要 旨

オフロード二輪車、特にモトクロス走行をおこなう競技車では、足まわりのばね下質量の低減は重要である。今回、ばね下質量低減に大きく寄与するオフロード二輪車用の軽量高強度後輪ホイールハブを開発した。その構造上の特徴は、円筒ストレート部の薄肉化と駆動力が伝わるホイールハブのスプロケット側フランジ厚肉部の中空構造化である。部品構造の必要強度を確保するため、製法には薄肉形状に最適なダイカスト製法を、材料にはAl-Si-Mg系合金を採用し、熱処理はT5とした。これにより、従来材に対して耐力が27%、引張強度が30%向上した。鋳造に関しては、溶湯処理、キャビティ内減圧、プランジャ射出後の局部加圧を実施して、機械加工により中空形状とする素材厚肉部の内部品質を確保した。以上により、ホイールハブ単体で10.1%の軽量化を達成した。

ABSTRACT

A rear-wheel hub with lightweight and high strength that satisfies the needs for motocross riding and contributes considerably to the vehicle mass reduction has been developed. To reduce material, a hollow structure is used in the thick section of the flange on the sprocket side of the wheel hub, which transmits driving force. The thin-wall design is employed in the straight, cylindrical section of the hub. To maintain necessary strength of the structural part, the die-casting method, which is most suitable for a thin-wall product, is applied. With regard to the casting, the inner structure quality is ensured by applying a molten metal treatment, reducing the amount of gas by evacuating the cavity and providing a squeezing function after plunger ejection. As for the material, an Al-Si-Mg alloy is employed and T5 heat treatment is applied. Thus, the yield strength is improved by 27% and the tensile strength is increased by 30% compared to the conventional material.

1. はじめに

オフロード二輪車のモトクロス競技では、ジャンプセクションや、タイトなコーナが連続した不整地走行をおこなう。そのため、車両には軽快な操縦性と高い走破性能が求められる。足まわり部品には、走行時のジャンプ等により、大きな衝撃が加わるため、それに耐えられる高い強度が要求される。同時に、ばね下質量の低減による路面追従性向上のため、軽量化も重要である。オフロード二輪車用ホイールハ

ブのスプロケット側フランジは、駆動力を伝達するため、高い負荷を受ける部位である。そのため、フランジ厚肉部を中空形状にして軽量化することは難しいとされてきた。今回、機械的特性を向上させた新材料を用い、金型方案、鋳造条件を最適化することで、スプロケットフランジ側厚肉部の中空化、円筒ストレート部の薄肉化を可能とし約10%の軽量化を達成した。Fig. 1に本技術を搭載したモトクロス車両と開発品の外観を示す。本稿では、その材料仕様、金型方案、鋳造条件などについて述べる。



Fig. 1 Appearance of CRF450R and developed wheel hub

2. 開発のねらい

下記の二つを開発の主なねらいとした。

- (1) 従来の仕様に対し、軽量化効果として明確に現れる 10 %以上の軽量化をおこなう。
- (2) 従来製法のホイールハブと同等の耐久信頼性とする。

3. 開発技術要素

3.1. 部品構造

アルミダイカスト製法による一体成形された後輪ホイールハブは、車軸が通るハブ円筒部と、その軸方向両端部に設けられたブレーキディスク側フランジ、スプロケット側フランジで構成される。スプロケット側のフランジは、駆動力を伝えるため負荷が高く、反対側のブレーキ側フランジと比較して厚肉となっているのが通常である。この厚肉部によりハブ質量が大きくなる傾向にある。軽量化を図るためには、フランジ内側の厚肉部を中空構造にすることが効果的である。Fig. 2に従来仕様と開発したホイールハブの形状を示す。今回、スプロケット側フランジと円筒ストレート部を結ぶテーパー部を大断面化し、切削による肉抜き加工で大きく中空構造を形成するとともに、円筒ストレート部を薄肉化した新形状を採用し軽量化を図った。

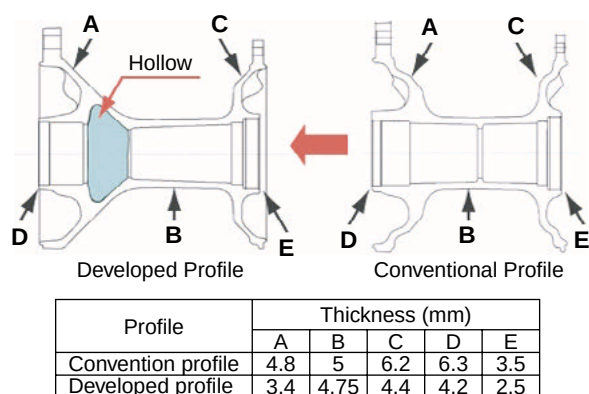


Fig. 2 Comparison of developed profile and conventional profile

3.2. CAE 解析

CAE は、部品を試作する前段階で、3次元 CAD モデルでの機能および性能を早期に評価し得る手法として有効である。軽量化を図った新形状ホイールハブモデルに、実機を想定した負荷を入力し、応力解析をおこなった。Fig. 3にCAE 解析結果の例を示す。CAE 解析結果から、高応力発生部の形状変更をおこなった。得られた新形状から、耐力185 MPa以上(従来材に対し 15%向上)、引張強度 250 MPa 以上(従来材に対し 20%向上)という材料要求強度を求めた。

3.3. 製法

本部品の製法には、生産性が高く、薄肉高精度が可能なダイカスト製法を用いた。しかし、ダイカスト製法は、高速でキャビティ内に溶湯を射出するため、重力鑄造法(GDC)、低圧鑄造法(LPDC)に対して、ガスの巻込みが多く見られる。本部品は、厚肉部の肉抜き加工を採用しているため、従来以上に内部品質に対する要求が高くなったので以下の技術を施した。

3.3.1. 溶湯処理

- (1) フラックス材による酸化物の除去をおこない、溶湯品質を確保した。Fig. 4 にKモールド法による酸化物確認のサンプルを示す。破面に、酸化物は確認されない。
- (2) 流量や時間を制御した窒素ガスのバブリングにより、水素ガスを低減した。Fig. 5 にバブリング後の減圧凝固サンプルを示す。水素ガス量は 0.3 cm³ 以下のレベルを確保できた。

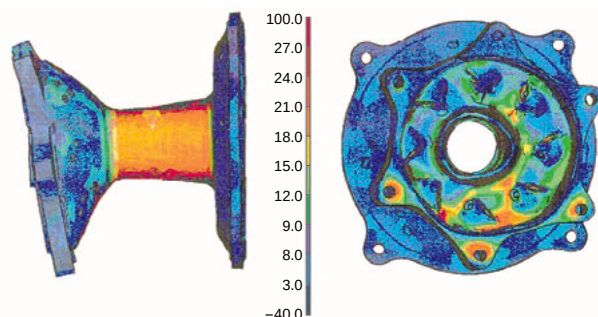


Fig. 3 Stress analysis result of wheel hub



Fig. 4 K-mold sample

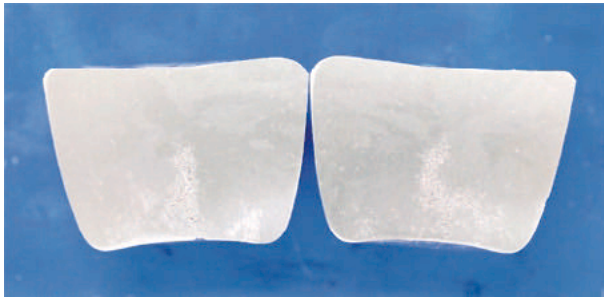


Fig. 5 Vacuum solidification sample

3.3.2. 鑄造技術

- (1) 破断チルを防止するため、射出スリーブは、保温性に優れるセラミックスリーブを採用し、ヒータで温度制御した。射出スリーブ潤滑は水溶性潤滑剤に対し、溶湯断熱効果の大きい粉末潤滑剤を採用し、溶湯の温度低下を防止した。
- (2) 型締動作完了と同時に、キャビティ内を減圧し、負圧によって湯流れ充てんの改善と充てん時のエア巻き込みを防止した。Fig. 6に真空ダイカストの構造を示す。
- (3) 鑄造シミュレーションを用いて、オーバーフロー位置、ゲート位置、ゲート面積、充てん時間等の金型方案、鑄造条件の最適化をおこなった。Fig. 7にシミュレーション結果を示す。湯流れシミュレーションでは、オーバーフローに沿って均一な充てんパターンとなるよう検討した。ガス巻き込みのシミュレーションでは、オーバーフローにガスを追込むような方案を目指した。溶湯温度のシミュレーションでは、湯まわり不良が発生しないよう、金型方案と鑄造条件を決定した。

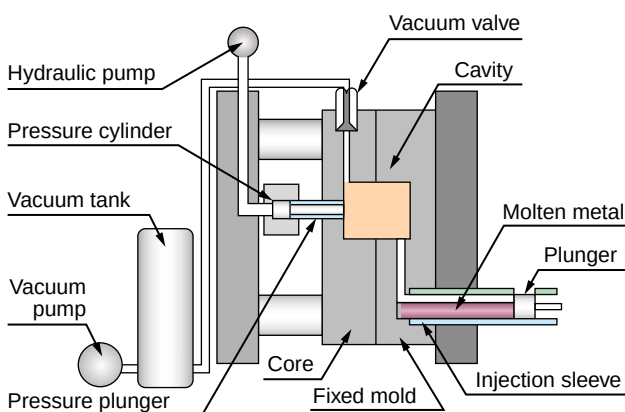


Fig. 6 Outline of vacuum die casting system

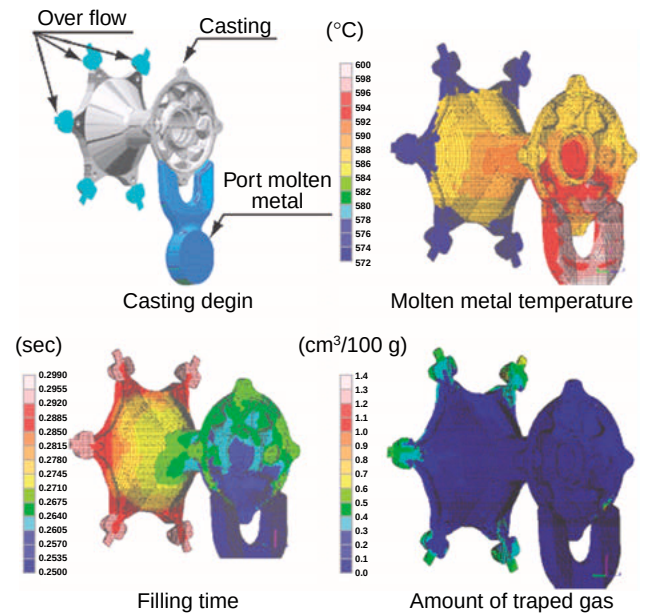


Fig. 7 Simulation of molten metal flow

- (4) スプロケット側フランジ厚内部には、プランジャ射出後、局部加圧(スクイズ)をおこなった。凝固前のタイミングで効果的に加圧して引け巣、ブローホールなどの発生を低減した。

3.4. 材料仕様

材料は、軽量ホイールハブとしての材料要求強度を満足するため、Al-Si-Mg 系ベースに添加合金の成分範囲を規定した新材料を採用した。Table 1 に成分を示す。

添加成分の含有量は、

- (1) Si 含有量は、9.5-11.5 mass%とし、良好な鑄造性を確保した。
- (2) Fe は金型への焼付き防止に有効な元素であるが、針状のAl-Fe-Si化合物を晶出させ、延性の阻害要因となる。そのため Fe の含有量は、0.15 mass%以下とした。
- (3) Mn は 0.5-0.8 mass%含有し、Fe 量低減で発生しやすくなる金型焼付きの防止を図った。
- (4) Sr 0.01-0.02 mass%を含有し、共晶 Si の微細化を図った。共晶 Si の微細化は、伸び特性向上に有効である。
- (5) Mg 添加は、時効処理時の Mg_2Si 析出により材料強度を向上させることができる。Mg 含有量の増加によって、耐力は向上するが延性は低下する。ホイールハブに必要な耐力と延性のバランスから、0.4-0.5%を設定した。

Table 1 Chemical composition

(%)

	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ti	Sr	P	Sn	Ni	Other
Developed alloy	9.5 - 11.5	≤0.15	≤0.03	0.5 - 0.8	0.15 - 0.50	≤0.07	0.04 - 0.15	0.010 - 0.015	≤0.001	-	-	≤0.10
Conventional alloy	8.5 - 11.0	≤1.0	1.0 - 2.5	≤0.3	≤0.2	≤1.0	-	-	-	-	≤0.3	-

Fig. 8 に開発合金の金属組織を示す。共晶 Si が微細化されており、針状の金属間化合物は認められない。

3.5. 熱処理

熱処理は必要な耐力を得るために、T5を採用した。T5で最大の効果を得るためには、高い温度から焼入れし、Mgを過飽和に固溶させ、人工時効にて、 Mg_2Si を多く析出させる必要がある。Fig. 9 に時効曲線を示す。最大強度を得るために、焼入れは水冷を採用し、時効条件は、 $170^\circ C \times 7$ Hr に設定した。Fig. 10 に鋳造後の焼入れ方法違いによる耐力の特性を示す。同じ $170^\circ C$ の時効で水焼入れは、空冷に対し耐力が10%向上した。これは、焼入れ時の急冷によりMgの固溶量が増加し、効果的な時効硬化が得られたためと考えられる。なお、F材に対しては、25%の向上となった。型から取り出した後、水焼入れするまでの時間と耐力の関係を Fig. 11 に示す。型から取り出した後、短時間で焼入れした方が、耐力は高く、焼入れまでの時間が遅くなるのに

従って減少する。これは、時間が経過するのに従って、ワーク温度が下がるためである。必要強度を得るために、型から取り出した後10秒以内で水冷することとした。焼入れ水槽は、必要強度を安定して得るために、常時 $60^\circ C$ 以下で管理することとした。

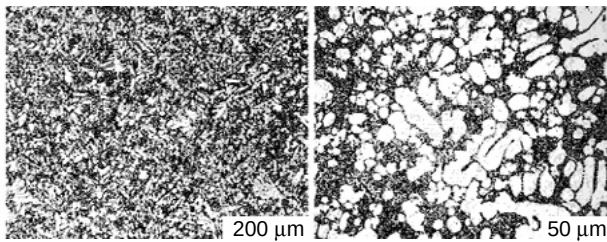


Fig. 8 Microstructure of developed material

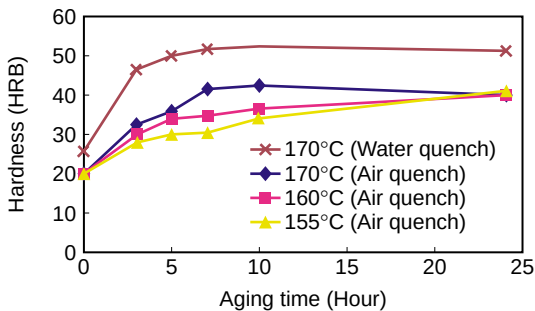


Fig. 9 Aging curve of developed material

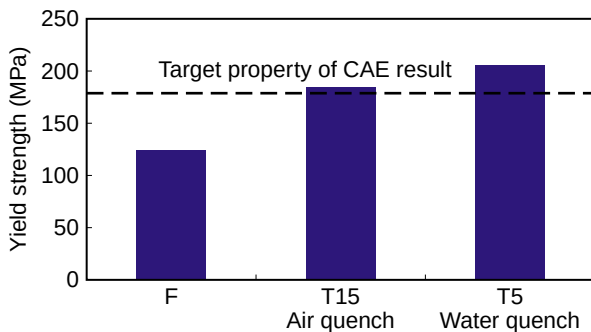


Fig. 10 Yield strength of each quench method

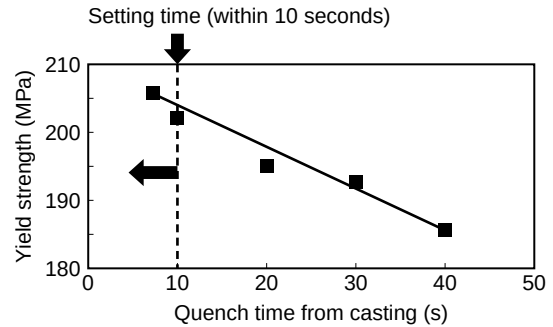


Fig. 11 Relationship between yield stress and quench time from casting

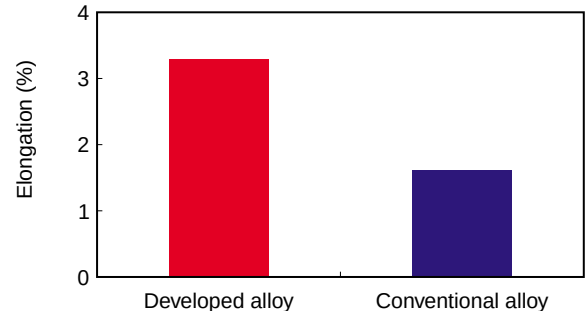
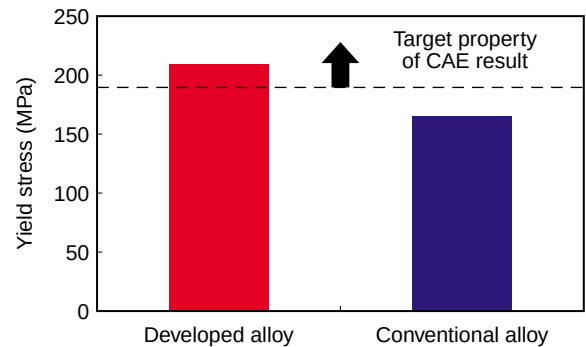
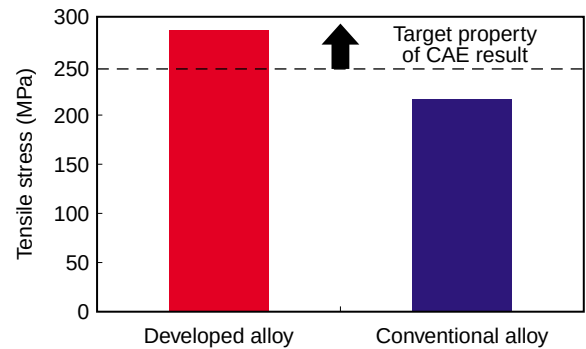


Fig. 12 Mechanical properties of developed alloy and conventional alloy

4. テスト結果

新形状を採用することにより、質量は従来材の1065 gから957 g となり、10.1%の軽量化を達成した。

4.1. 機械的特性

Fig. 12に機械的特性の結果を示す。本材料、熱処理仕様により、耐力 206 MPa, 引張強度 286 MPa, 伸び 3.3%の特性を得ることができた。従来材に対し、耐力27%, 引張強度 30%, 延性 106%向上することができた。

4.2. 内部品質

Fig. 13 にホイールハブ素材の内部品質を示す。スプロケット側フランジ厚肉部、円筒ストレート部を含め、内部品質は、ダイカストとして高品質なレベルを達成した。

4.3. 曲げ疲労強度

Fig. 14に開発材と従来材の両振り疲労曲線を示す。モトクロスではジャンプの着地でホイールハブが大荷重を受ける回数は 10^3 回レベルであり、レース車両の寿命から考えても 10^5 以下である。本材料は繰返し回数 10^3 - 10^6 回で従

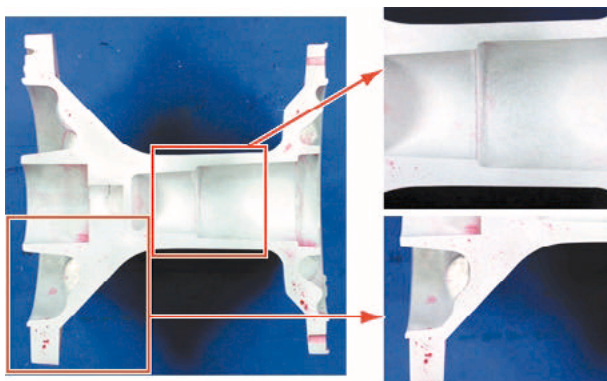


Fig. 13 Internal quality of wheel hub

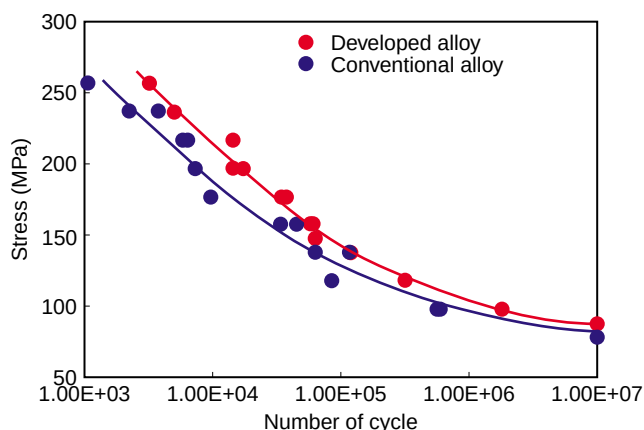


Fig. 14 Fatigue strength of developed alloy and conventional alloy

来材に対し、10-15%疲労強度が向上し、モトクロス車両用ホイールハブとして十分な性能が得られた。

4.4. ねじり耐久テスト

ホイールハブにスポーク、ホイールリム、スプロケットを組み付けた状態でスプロケットを固定し、リムに一定のトルクを加え、破断までの繰返し数を評価する単体ねじり耐久テストをおこなった。ホイールハブが破断するまでの繰返し数は、Fig. 15に示すように従来材に比べて開発材は約 70%向上した。

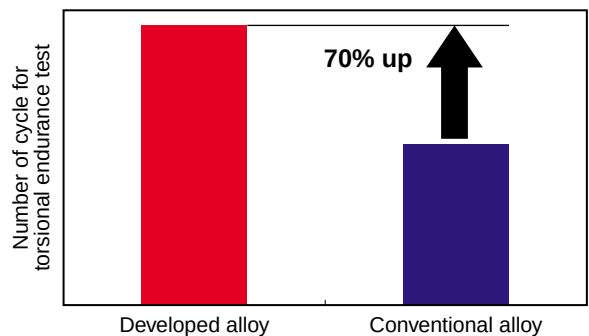


Fig. 15 Comparison of torsional endurance test results

5. まとめ

- (1) 新材料を用い、熱処理条件を最適化し強度向上を活かしてホイールハブ各部の薄肉化をおこなった。
- (2) 金型方案、鑄造条件の最適化により、ホイールハブの厚肉部の良好な内部品質を確保することで肉抜き加工による中空形状を可能とし、従来比10.1%(-108 g)の軽量化を達成した軽量、高強度の後輪ホイールハブを開発した。

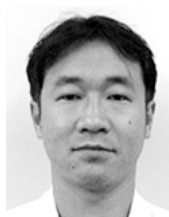
謝 辞

本開発を推進するに当たり、ご協力頂いた㈱九州柳河精機様に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 渡辺修一郎：自動車部品用高延性ダイカスト合金，Al-ある，12月号，P13-17(2002)
- (2) アルミニウム技術便覧軽金属協会編，カロス出版，
- (3) 研究報告 74 ダイカストの鑄造欠陥と対策，(社)鑄造工学会ダイカスト研究部(1996)

■著 者■



縣 正樹



内山 幹雄



伊藤 靖樹



高橋 恭

低コストエンジン排気バルブシート材の開発

Development of Low-cost Material for Engine Exhaust Valve Seat

桶谷 裕之*
Hiroyuki OKETANI

坪田 隆志*
Ryushi TSUBOTA

石田 正雄*
Masao ISHIDA

要 旨

酸化被膜生成の積極利用を主眼においた低コスト排気バルブシート材を開発した。酸化被膜生成性向上のための最適密度設定、第二硬質粒子の最適添加量設定、微細空孔のためのベース鉄粉形状の工夫により再圧縮再焼結(2P2S)や銅溶浸、樹脂含浸等の特別な成形方法を用いず、またCr-Mo-Co粉やCo, Ni単粉などの高価粉末を用いることなく、現行材と同等以上の耐摩耗性や被削性を確保しながらも素材費として40%以上の原価低減を可能にした。

ABSTRACT

A low-cost material for engine exhaust valve seats has been developed with the aim of a positive use of an oxide layer. A cost reduction of more than 40% has been attained while maintaining the same or better anti-wear characteristics and machinability as current materials by the optimum designation of density, the optimum addition of secondary hard particles and the special consideration given to the basic iron powder shape for microscopic vacancy without using a special molding method such as repressing and resintering (2P2S), copper infiltration, resin impregnation, nor using a high cost material such as Cr-Mo-Co, Co, or Ni powder to improve the generation of an oxide layer.

1. まえがき

エンジンのバルブシートは材質自由度、コスト、耐摩耗性の観点から、鉄系焼結材を用いた圧入タイプが主流となっている。また、年々厳しくなる排ガスエミッション規制や省燃費に対応するため実用空燃比が理論空燃比に接近しているので、燃焼生成物による緩衝効果が期待できず、排ガス温度の上昇⁽¹⁾や燃焼圧力の増大も含めて焼結バルブシート(以下、バルブシートという)への耐摩耗性向上要求が高まっている。そのためにバルブシート材も再圧縮再焼結(以下、2P2Sという)、銅溶浸等の特殊製法やCo基合金粉(Cr-Mo-Co系)、Co, Ni単粉のような高価粉末の添加にて耐摩耗性確保に対応してきている。その結果、バルブシートのコストは従来に比べ大きく増加してしまう。

今回、エンジン運転中での酸化被膜(四三酸化鉄)生成に着目し、その積極利用による低コストでありながら優れた耐摩耗性を有する排気バルブシート材を実用化したので、その内容について報告する。

*朝霞研究所

2. 開発のねらい

現在、Honda製二輪車にて採用中の排気バルブシート材の素材費と単体リグテストデータによる耐摩耗特性一覧をFig. 1に示す。

本開発材のねらいは、廉価でかつ高耐摩耗特性を確保できるFig. 1内に赤色で示す部分を開発の目標とした。具体的には耐摩耗性は現行材同等、材料コストとして現行比-30%以上とした。

3. 実機相関性の高い単体摩耗テストの確立

開発を始める前に、二輪車用エンジンの低コストバルブシート材として、過去に四輪車用に開発されたバルブシート材(以下、転用材という)の水平展開を試み適合性評価テストを実施したが、Fig. 2に示すように実機耐久は単体摩耗結果とは逆に現行材に対して大きく劣る結果となった。

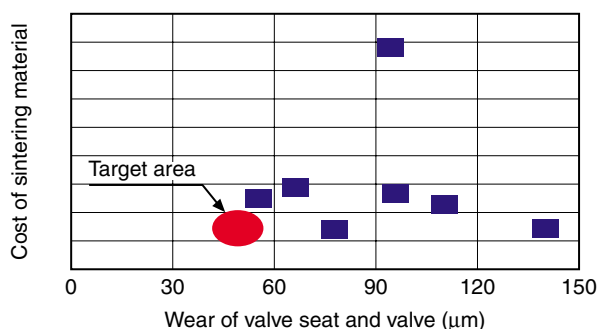


Fig. 1 Target of development

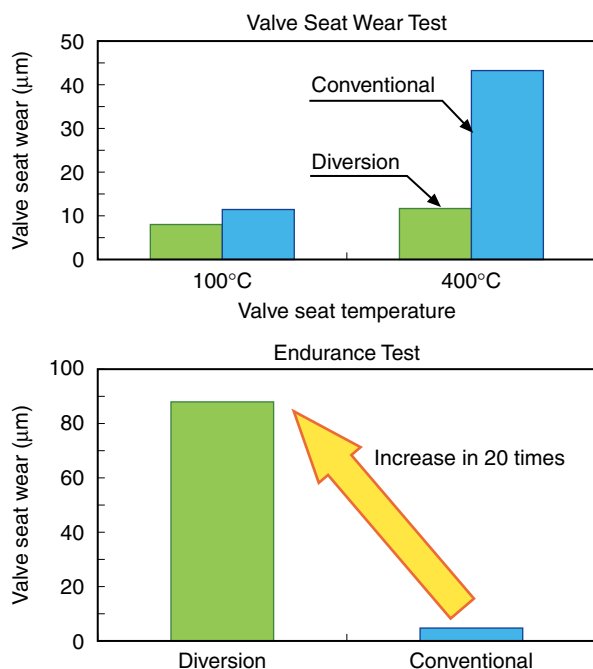


Fig. 2 Result of valve seat wear test & endurance test

3.1. 実機耐久後品の解析

摩耗の発生した転用材の高速実機耐久品を調査した結果、Fig. 3に示すようにバルブシートフェース面に燃焼生成物の付着、酸化皮膜の生成が認められず、メタルコンタクトしていた。更には二輪車用エンジン特有の高回転(10 000 r/min以上)状況下でバルブとのなじみ不足のため、初期摩耗が発生していることがわかった。

3.2. 単体摩耗試験の実機とのシミュレート

Fig. 4に単体摩耗試験装置と試験条件を示す。従来、単体摩耗試験は、空燃比8・9でおこなっておりバルブシートフェース面に燃焼生成物の付着が多く認められ、耐摩耗性に有利な条件で評価をおこなっていた。試験後のバルブシートフェース面には燃焼生成物である炭素が多く認められ、実機耐久後品とは大きく異なる面性状である。

そこで空燃比を13・14に変更することによる燃焼生成物付着の減少、かつ、カム回転数も従来の3 000 r/minから

4 500 r/minに増加し実機同様バルブ着座荷重の上昇をねらった。その結果、Fig. 5に示すとおりの実機耐久評価と同様の摩耗結果が得られた。Fig. 6に示すように実機で摩耗の多い転用材の試験後バルブシートフェース面には燃焼生成物や表面酸化が認められず、実機耐久後品と同様の面性状が再現できた。本条件を単体摩耗テストの標準条件とした。

4. 材料仕様

4.1. 材料コンセプト

Fig. 4に示した条件による単体リグテストによるバルブシート部温度とバルブシート及びバルブフェース部の摩耗傾向をFig. 7に示す。バルブシート摩耗は中間温度領域ま

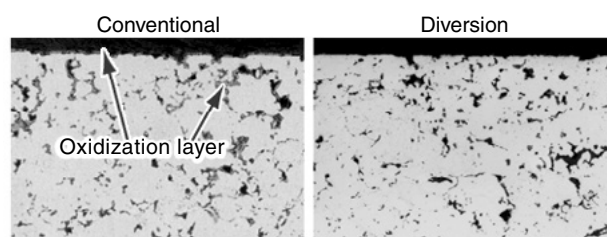
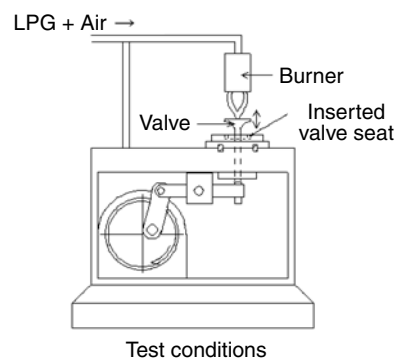


Fig. 3 Microstructure after endurance test



	Test conditions	
	Conventional	Improvement
Cam revolution	3 000 r/min	4 500 r/min
Valve revolution	10 r/min	10 r/min
Test time	4.5 hr	9 hr
Valve material	45% Ni	45% Ni
Air fuel ratio	8-9	13-14

Fig. 4 Valve seat and valve wear testing machine

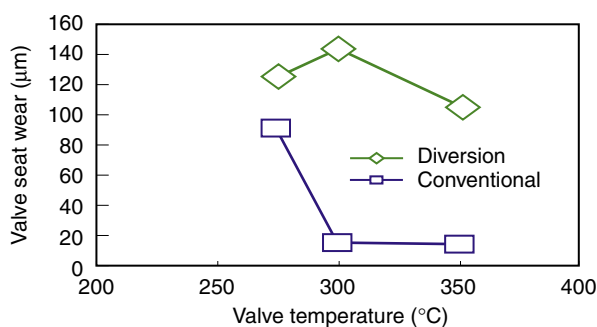


Fig. 5 Result of improvement valve seat wear test

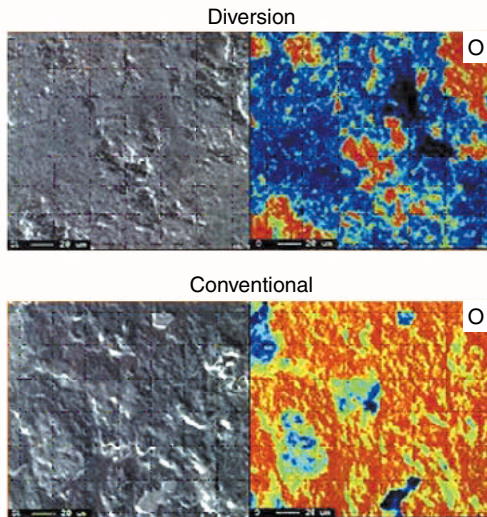


Fig. 6 Surface analysis (EPMA)

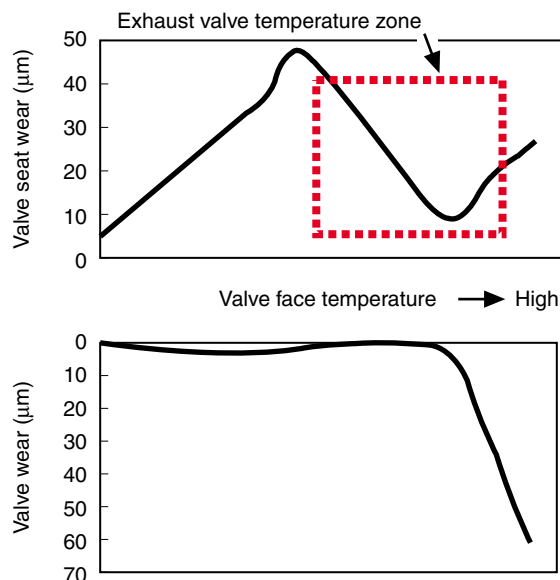


Fig. 7 Valve seat wear of temperature dependability

では温度に比例して摩耗量が増加していくが、ある温度からは摩耗量が減少する傾向にある。これは酸化被膜(四三酸化鉄)の低摩擦係数と耐凝着性効果が大きく関与し摩耗量が減少したものと考えられる。更に温度が上昇するとバルブシートとバルブフェースとの高温硬度バランスが崩れだすためバルブフェース部摩耗が促進される。

二輪車用エンジンにおいては、過去のデータから Fig. 7 に示す赤色破線の範囲内が排気バルブシートとしての使用温度領域となることが判明している。

実車の走行条件はさまざまであり、運転条件によってバルブシート周りの雰囲気も大きく変化することを考慮すると、安定的に耐摩耗性を確保するためには良好な酸化被膜生成の早期発生が重要であると考え本開発材のコンセプトは廉価な手法、粉末による酸化膜生成性の確保とした。

4.2. 基地材の検討と選定

基地用のベース鉄粉は、基地材の酸化を促進するために、球状鉄粉ではなく不定形状で表面積の大きい異形鉄粉を使用した。Fig. 8 に酸化特性を表す酸化加熱試験結果を、Fig. 9に試験後の内部組織写真を示す。球状鉄粉である従来材に対して異形鉄粉を使用した開発材の内部組織は細かい空孔が多数存在しており、これにより酸化加熱試験結果が良好であったものとする。

次に高温時の耐熱性付与のために基地の合金化を検討した。従来から多用されている Co 単粉は良好な酸化被膜を形成するという意味では有益ではあるが、粉末としてのコストが増加する。また、環境対応に配慮して添加候補材から除外した。Ni単粉についても同様にコスト増と環境規制の観点から候補材から外し、各種合金鋼粉からの選定とした。選定基準は酸化被膜形成性、焼結時の拡散性を最重要視し粉末コスト、硬さ、被削性等の観点も加え最終的に Ni-Cu-Fe の部分拡散合金鉄粉を選択した。

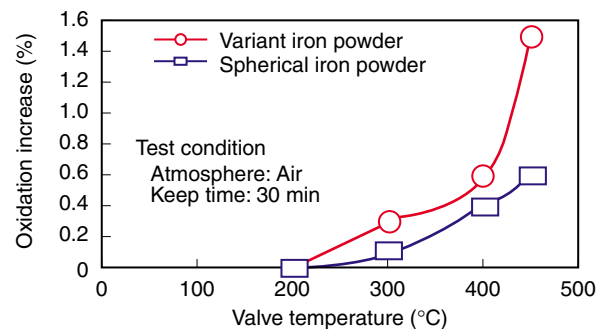


Fig. 8 Oxidation test of base iron powder

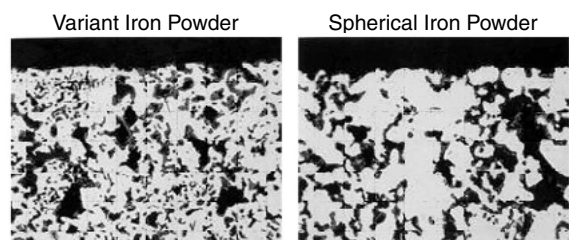


Fig. 9 Microstructure after oxidation test

4.2.1. 硬質粒子材の選定

硬質粒子はバルブシートの耐摩耗性への影響が最も大きく鉄系焼結バルブシート材の基本となる項目である。選定にあたっては摩擦係数、酸化被膜生成性、基地との拡散性、破壊じん性、粉末コスト等の観点から検討をおこなった。主要硬質粒子の潤滑性テスト結果を Fig. 10 に示す。

Mo-Ni-Cr-Co 系硬質粒子粉は動摩擦係数およびスカップ荷重評価で C-Cr-W-Co 系ステライト粉や Fe-Mo 系フェロアロイ粉を上まわり Co 基合金粉 Cr-Mo-Co 系に次ぐ特性を示している。

また、基地への拡散性も硬質粒子の脱落の防止や基地材の高合金相形成のために重要な因子であるが Mo-Ni-Cr-Co

粉は Fig. 11 に示すようにステライト粉やフェロアロイ粉に比べ拡散性が優れている。本開発材用の硬質粒子としては破壊じん性や粉末コストを加味した総合的判断から Mo-Ni-Cr-Co 粉を選定した。Cr-Mo-Co 粉は耐摩耗凝着性には

優れているが非常に高価な粉末であるため、低コスト化を目標としている本開発材においては適用外とした。Fig. 12 に各硬質粒子の Cr-W-Co 系コストを 1 とした場合の各粒子の粉末コスト比率を示す。

4.2.2. 硬質粒子添加量の検討

次に Mo-Ni-Cr-Co 粉の最適添加量について検討をおこなった。硬質粒子添加量と摩耗量の関係について、実機とシミュレーションした条件での単体摩耗試験結果を Fig. 13 に示す。バルブシート摩耗量は硬質粒子の添加増量に伴い減少していくが、その効果は 20% 以上からはサチレート傾向にある。逆にバルブフェース部摩耗量は 20% 以上からは増加する傾向にある。上記テスト結果とコスト見地から開発材の硬質粒子添加量は 20% とした。

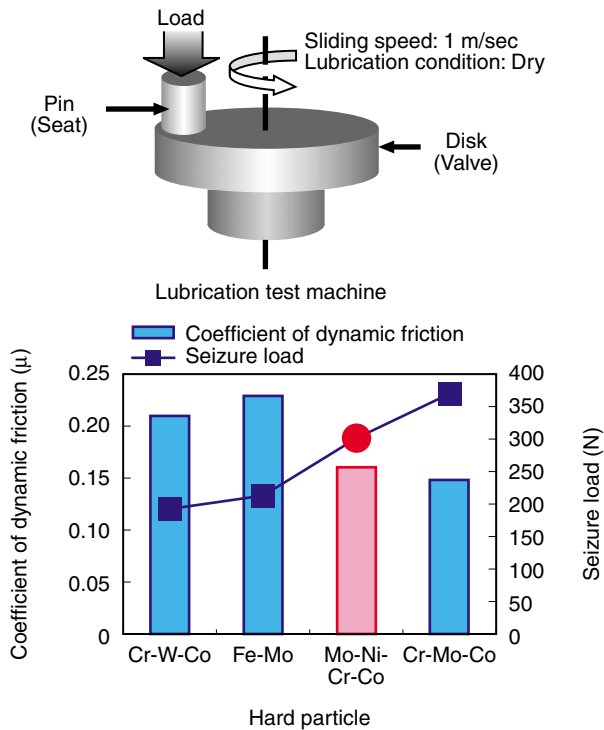


Fig. 10 Lubricity of hard particle

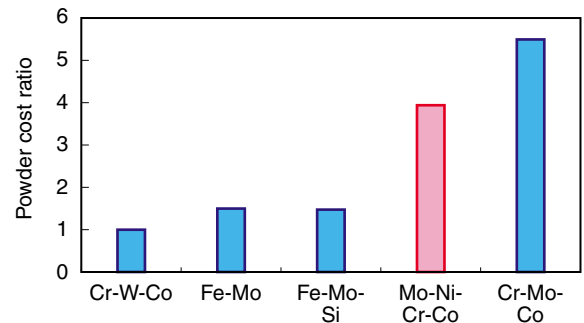


Fig. 12 Cost of hard particle

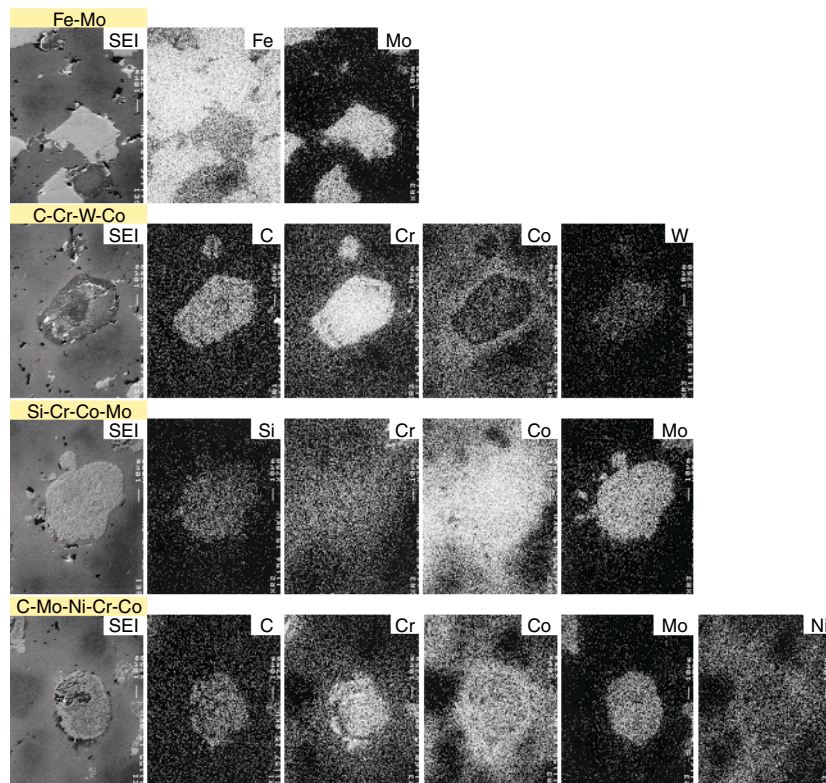


Fig. 11 Surface ultimate analysis development (EMPA)

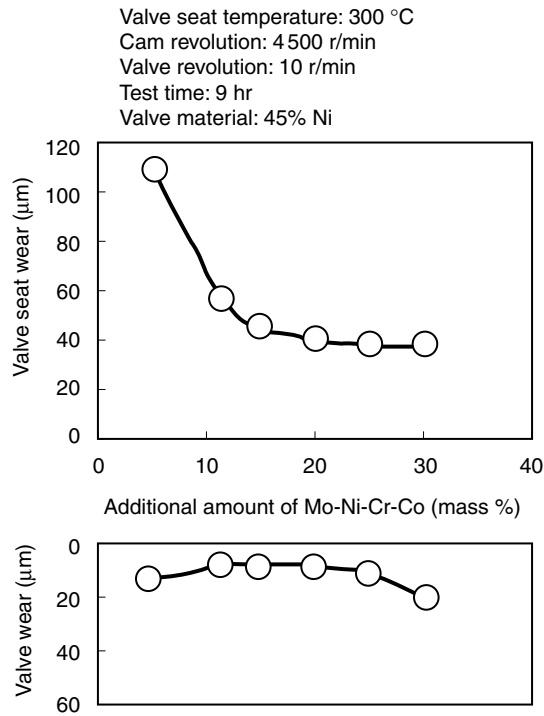


Fig. 13 Effects of hard particle amount for wear amount

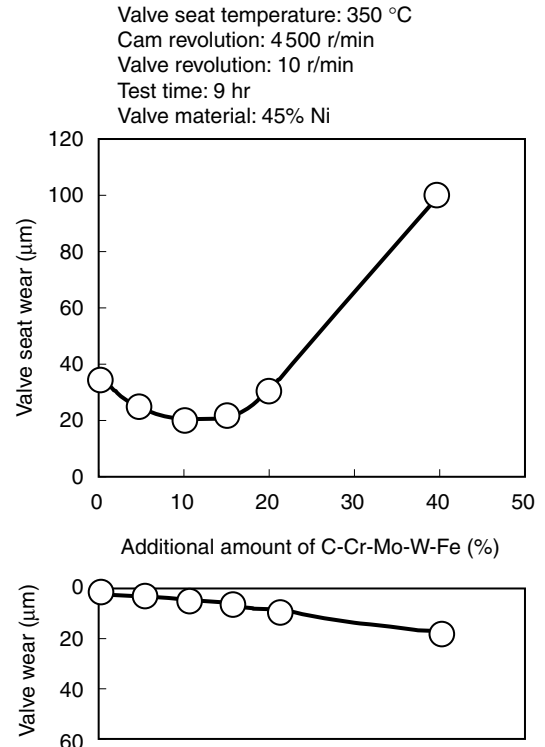


Fig. 14 Effects of fine carbide amount for wear amount

4.3. 第二硬質粒子材の添加量の検討

主硬質粒子以外に酸化被膜生成前の初期摩耗を抑制する見地から微細粉による第二硬質粒子の最適添加量を検討した。硬質粒子の種類は硬度、粉末コスト、海外入手性を考慮し高速度工具鋼の C-Cr-Mo-W-V-Fe 粉を選定し添加量は酸化被膜生成性および耐摩耗性の見地から決定した。基材材用鉄粉を異型鉄粉と Ni-Cu-Fe の部分拡散合金鉄粉とし主硬質粒子粉を Mo-Ni-Cr-Co 粉で添加量を 20% に固定したシート材に第二硬質粒子添加量を変化させてみた。第二硬質粒子添加量と摩耗量の関係について、単体摩耗試験結果を Fig. 14 に示す。添加量 10% が最も低くそれより添加量を少なくしても多くしても、摩耗量は増加していく傾向にある。

Fig. 15 に酸化増量によるシート材酸化試験結果を、Fig. 16 に圧環強度試験結果をそれぞれ示す。C-Cr-Mo-W-V-Fe 粉の添加量に反比例して酸化増量は減少していく傾向にある。逆に圧環強度は添加量に比例し増大していく傾向にある。このことから C-Cr-Mo-W-V-Fe 粉の過度の添加は酸化被膜生成性を損ない耐摩耗性に影響を及ぼすことが推察された。第二硬質粒子である高速度工具鋼粉の添加量は圧環強度および酸化被膜生成性の観点から 10% とした。

4.4. 最適密度の検討

密度を各種変更し耐摩耗性試験を実施した結果を Fig. 17 に示す。一般的にはパルプシート材の耐摩耗性は密度の上昇に伴い耐摩耗性は向上すると言われているが、本開発材においては耐摩耗性に対して最適密度が存在することが判明した。

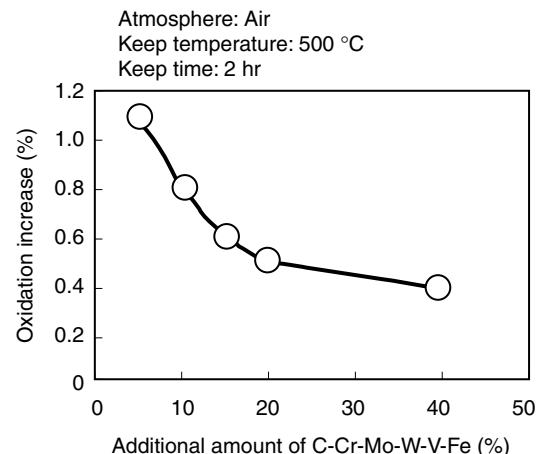


Fig. 15 Effects of fine carbide amount for oxidation increase

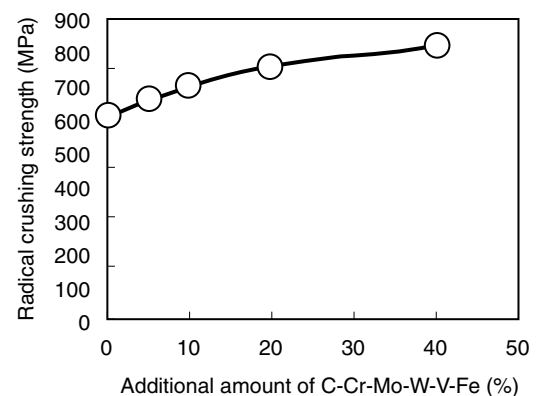


Fig. 16 Effects of fine carbide amount for radical crushing strength

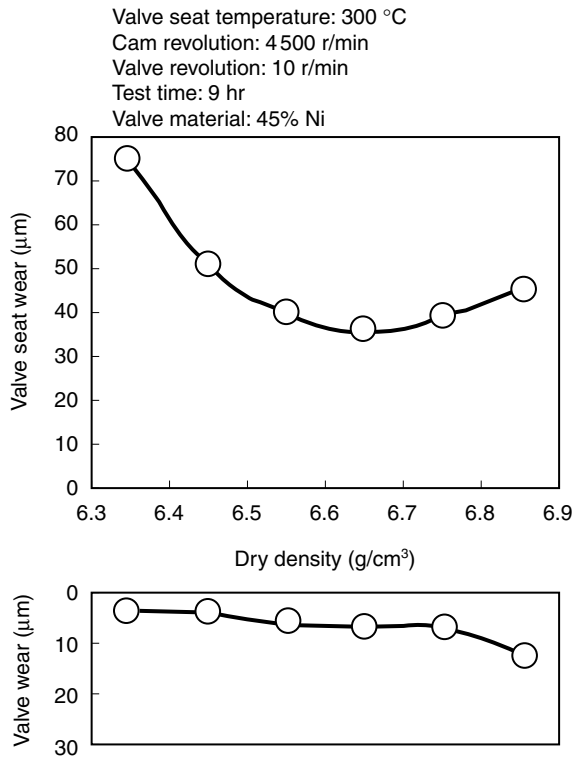


Fig. 17 Effects of dry density for wear amount

上記事象を酸化被膜性と圧壊強度の見地から考察した。Fig. 18 に圧壊強度試験結果を、Fig. 19 に酸化増量試験結果を示す。酸化増量試験には比較品として基地材に Co 単粉を使用したものも併せておこなった。圧壊強度試験では圧壊強度は密度の上昇に伴い増加する傾向にある。

しかしながら、酸化増量試験結果では基地材に Co 単粉を使用したものは密度変化に対する酸化増量変動が少なく安定的であるのに対して、基地材に Co 単粉を使用しない本開発材では密度低下に伴い酸化増量が増加する傾向にある。このことから、本粉末組成での密度増加は必ずしも耐摩耗性向上には寄与しないことから、開発材の設定密度を 6.55-6.75 g/cm³ とし 1 回圧縮、1 回焼結 (1PIS) にて十分可能な成形範囲に収めることができた。

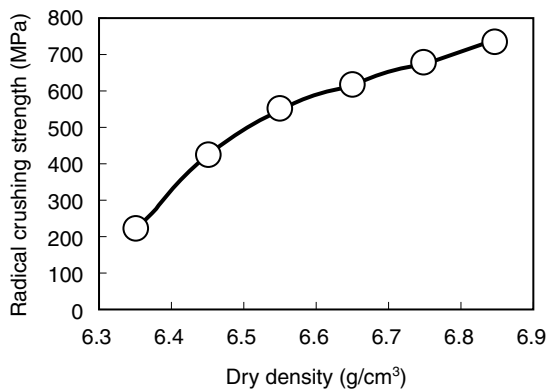


Fig. 18 Effects of dry density for radical crushing strength

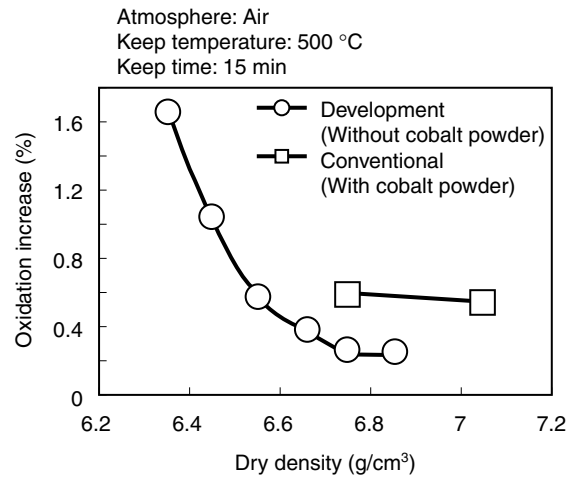


Fig. 19 Effects of dry density for oxidation increase

4.5. 開発材仕様

本開発材の化学成分、密度、硬度を Table 1 に示す。また内部組織を Fig. 20 に示す。開発材組織はパーライト層と高合金相基地中に Mo-Ni-Cr-Co 系硬質粒子と C-Cr-Mo-W-V-Fe 微細炭化物と微細空孔が混在した組織となっている。

5. 開発材の性能評価

5.1. 単体摩耗試験結果

バルブシート温度、空燃比をコントロールした単体摩耗試験による開発材の耐摩耗性性能を比較材とともに Fig. 21 に示す。比較材は現在 Honda が適用している排気バルブシート材として最も耐摩耗性が高いステライト硬質粒子 + Fe-Mo 硬質粒子 + Co 単粉 + 2P2S 材とした。開発材は現行比較材に対して同等以上の耐摩耗性を有していると言える。

Table 1 Chemical composition, density and hardness of developed material

Chemical composition (mass %)									
C	Ni	Cr	Mo	Co	W	V	Cu	S	Fe
1.2	3.6	5.2	5.5	8.0	0.6	0.2	0.6	0.2	Bal.
Density (g/cm³)					Hardness (HRB)				
6.65					97				

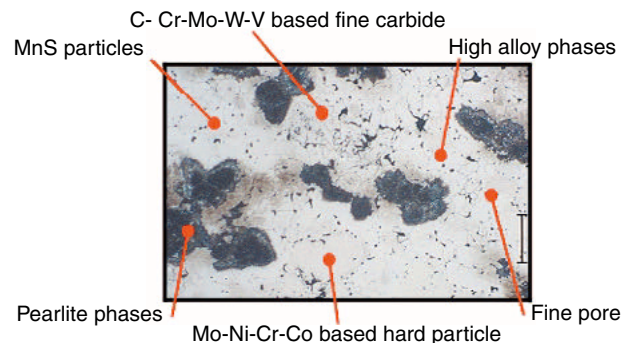


Fig. 20 Microstructure of developed material

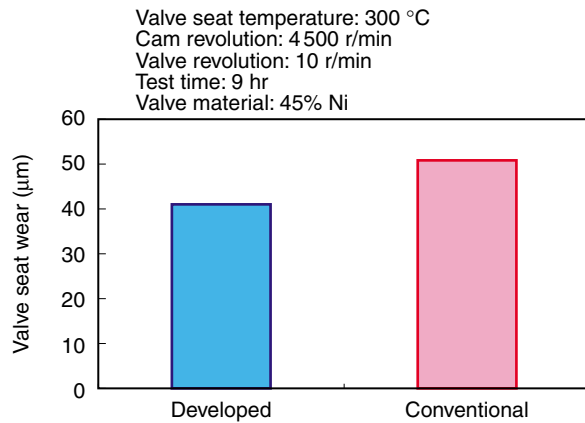


Fig. 21 Wear test result of developed material

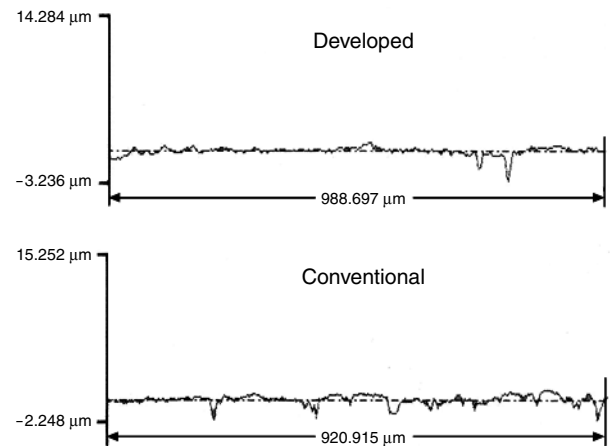


Fig. 23 Surface roughness profile of valve seats

5.2. 開発材の被削性

耐摩耗性以外にバルブシートには被削性が求められる。

Fig. 22 に切削試験機による切削抵抗値の測定結果を、Fig. 23 に実際の量産ラインにて流動させた際のシート面粗度データを示す。本開発材は切削抵抗値および切削後の面粗度は現行材同等であり被削性確保のための樹脂含浸などの後処理を施さなくても、現行材同等の被削性が確保できている。

5.3. 開発材のコスト

Fig. 24に開発材および現行材の粉末費率および切削加工前の開発材を 100 としたときの素材費率を示す。粉末費率において開発材は現行品に対して 40% 以上のコストダウンが図れた。

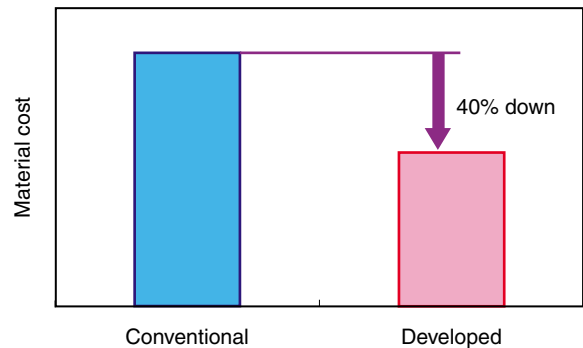


Fig. 24 Cost of developed material

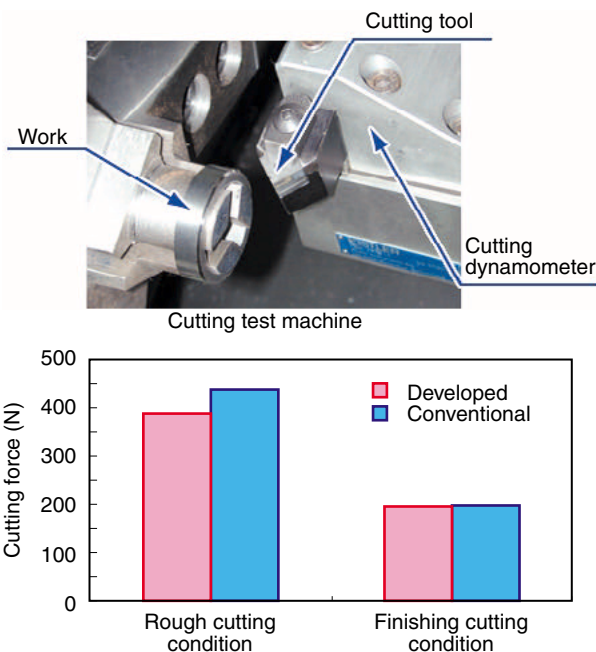


Fig. 22 Result of machining test

6. 実機耐久試験結果

Hondaのスポーツ系二輪車による台上耐久試験結果をFig. 25に示す。高回転耐久モード及び長寿命耐久モードとも、本開発材の摩耗量は現行材同等以下である。他機種でのバルブ材違いによる実機耐久結果においても現行材同等以下の摩耗量であることが確認できた。

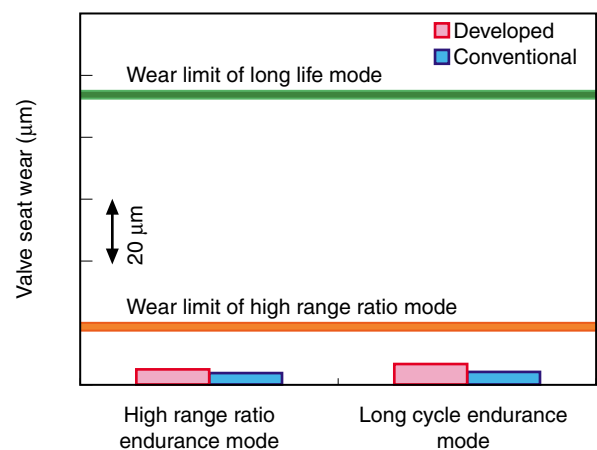


Fig. 25 Endurance test result of developed material

7. まとめ

2P2S(再圧縮再焼結), 溶浸, 含浸等の後処理を不要としながらも現行材同等以上の耐摩耗性を確保しつつ素材コストを40%低下させた廉価な排気バルブシート材を開発した。

- (1) Ni, Co 単粉を含まないシート材には酸化増量と圧壊強度とのバランスから耐摩耗性に対しての最適な密度を選定した。
- (2) 過度の微細硬質粒子の添加は酸化被膜生成性を阻害し耐摩耗性を劣化させるため添加量の最適化をおこなった。
- (3) 微細空孔出現のため基地用鉄粉材は球状鉄粉より異型鉄粉を使用した。
- (4) 低摩擦係数で基地拡散性が高い廉価な硬質粒子の最適添加をおこなった。

本開発材は 2004 年モデルの CBF600F にて量産適用中であり順次量産モデルに拡大展開予定である。

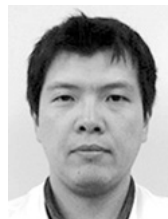
謝 辞

本開発にあたり, 共同開発いただきました日本ピストンリング株式会社の皆様に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) Takahashi, T., Kakiuchi, A., Sato, K., Sato, K., Tominga, K.: Development of Exhaust Valve Seat Insert Material for High Performance Engines, SETC Paper 20024310/2002-32-1817

■ 著 者 ■



桶谷 裕之



坪田 隆志



石田 正雄

光線追跡によるカメラキャリブレーション

Camera Calibration by Ray Tracing

青山 千秋*
Chiaki AOYAMA

要 旨

カメラに入射する光線を追跡する高精度なカメラキャリブレーション手法を開発した。この手法では、各画素ごとに点光源の像が画素の中心に写るように点光源の相対位置を変え、つぎに点光源までの相対距離を変えて同様に点光源の相対位置を変える。得られた二つの点光源までの相対位置から入射光線の3次元軌跡を推定する。これを複数のカメラについて同時におこなえば、カメラ間の位置関係も得られる。実際に、ステレオカメラについてキャリブレーションをおこない点光源の3次元位置推定により精度検証した。その結果、不規則なゆがみがあるシールド越しの画像のように従来は困難であった場合でも、シールドの無い場合と同等の精度を持つカメラキャリブレーション手法が実現できた。さらに、入射光線が1点で交わらない非ピンホール性も確認した。

ABSTRACT

A highly accurate method of camera calibration which works by tracing the light rays incident on the camera has been developed. In this method, the relative position of the point light source is adjusted to position the point light source image in the center of each pixel. Afterwards, the relative distance to the point light source is changed and the relative position of the point light source is adjusted again. A three-dimensional locus of the incident rays to the two point light sources obtained is then estimated from the relative positions. This procedure can be used to determine the relative positions of multiple cameras. The accuracy of the method was verified by calibrating a stereo camera and estimating the three-dimensional position of the point light source. The camera calibration method displayed identical accuracy for an image across an irregularly warped shield, which is conventionally a difficult condition for calibration, as when no shield was present. In addition, it was confirmed that there was deviation from the pinhole camera model (no crossing of incident rays).

1. はじめに

自律移動ロボットが変化する外部環境に応じた行動をとるためには、環境認識能力が必要であり、画像センサとしてロボットに搭載したカメラが利用されている⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。認識能力のうちでも、3次元相対位置の推定が正確であれば、障害物を回避して移動するだけでなく、物をつかむ様な環境との接触を伴う行動にも適用可能となる。

3次元空間の相対位置を画像から推定するためには、Fig. 1に示すような複数のカメラに映った画像の見え方の違いにもとづく立体視がよく利用される。

2台のカメラを使った立体視は、それぞれの画像で同一箇所が写っている画像上の位置からカメラへの入射光線がわかると、式(1)により対象までの3次元相対位置が計算できる。

たとえば、Fig. 1におけるヘッドライトの3次元相対位

置(P_x, P_y, P_z)を推定する場合の手順は次のようになる。最初に右画像のヘッドライトに対応する左画像のヘッドライト位置を探索する。次にそれぞれのヘッドライトの2次元画像位置(画素位置)に対応する入射光線のパラメータ(Fig. 2で示す $\gamma, \alpha_1, \alpha_2, x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2$)を事前に測定しておいた値から導く。最後に式(1)に適用する。これでヘッドライトの相対位置が推定される。



Fig. 1 Stereo images

*和光基礎技術研究センター

$$\begin{aligned}
 P_x &= \frac{x_1 \tan \alpha_1 - y_1 - x_2 \tan \alpha_2 + y_2}{\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2} \\
 P_y &= (P_x - x_1) \tan \alpha_1 + y_1 \\
 P_z &= (P_x - x_1) \tan \gamma + z_1
 \end{aligned} \quad (1)$$

つまり、立体視による相対位置推定は、二つの処理に分けられる。一つ目は、異なる位置で撮影した画像間で同じ箇所を写している画素位置を推定することで、言い換えると、対応関係を見つけることである。二つ目は、カメラに映った画像と実空間上の対応を知ることである。この2種類の対応を見つける手法は様々提案されている^{(5)・(10)}。

本稿では画像と実空間上の対応関係を見つけるためのカメラキャリブレーションと呼ばれる手法について述べる。キャリブレーションの精度を上げるために新たに開発したレンズに入射する光線の追跡による手法と、その検証結果を示す。

2. 従来手法と問題点

カメラに写った画像のある画素の濃淡値は、対象のある点を出た光線が空間を通過してカメラの撮像素子に届いたものである。逆に光線を撮像素子から追跡すると、濃淡値はカメラの基準となる位置からある方向に直線を延ばして衝突した領域の明るさとなる。たとえば Fig. 3 の様なピンホールカメラで、スクリーンに映ったロボットの像は、ロボットの各位置から出た光線が針穴を通過してスクリーンに到達

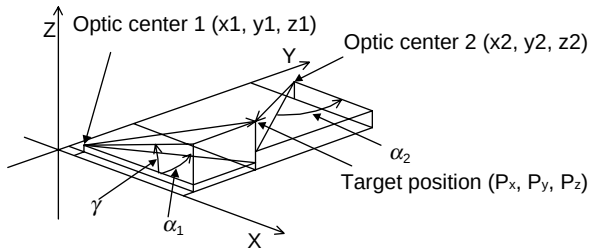


Fig. 2 Coordinate system

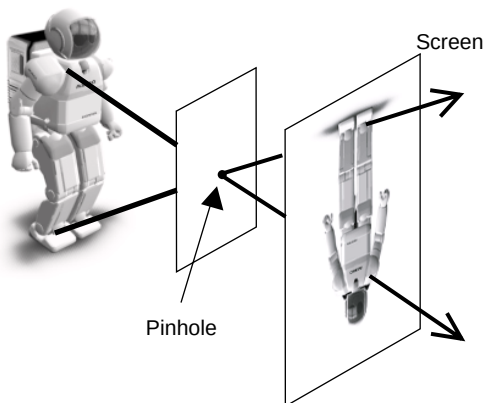


Fig. 3 Pinhole camera model

し、そこを照らした明るさに相当する。つまり各画素ごとに対応する3次元空間上の光源がある。

このスクリーン上の位置と3次元空間上を通過する光線の軌跡との関係を見つけることをカメラキャリブレーションと呼び、軌跡の推定がキャリブレーションの課題である。

実際のカメラではレンズを通した光が像を作っている。レンズを使うことで、通常スクリーン上の画像には直線が直線にならず曲線に写る画像ひずみという現象が発生する。画像処理によってはこのひずみを補正した画像が必要となる。その場合もスクリーン上の位置と光線の関係がわかっていればひずみの無い画像への変換が可能である。

従来のカメラキャリブレーション手法では、大きさや形状が既知のパターンを撮影し、特徴のある数十箇所の位置を画像から取り出し、その画像上の位置と実空間での位置関係に多項式をあてはめて全画素の関係性を推定する。多項式計算結果に従ってひずみを補正した画像は、ピンホールカメラで得られた画像と同様の射影によって得られた画像になっていると仮定してきた。

また、ロボットで使用するカメラには耐候性やデザインを考慮してシールドを使わなければならない場合があり、シールドは Fig. 4 のような不規則で大きな画像ひずみを発生させる要因となる。このような場合に、多項式による関数近似でひずみ量を近似しただけでは、十分な画像ひずみ補正がおこなえず、十分な位置推定精度も得られない。

3. キャリブレーション原理・手法

本研究では、入射する光線の3次元軌跡を推定するために、光線の通過する空間上の2点が決定されれば、その2点間を結ぶ直線が入射光線の3次元軌跡となっていることを利用する。しかし、正確には、レンズに入射する光線は広がりのある光束となっているため、光線が通過する経路は線とはならない。ところがレンズの絞りを絞って光束が細くなった極限を考えると、光束は主光線と呼ばれる一本の直線となる。ここでは入射する光束は直線となっているものとして、主光線について考える。また、画像による3次元計測では Fig. 2 で示したように対象から出た光線のレンズまでの経路が重要で、レンズに入射してから内部をどのように通過して撮像素面に到達するかは影響しない。よってこのレンズに入射する前の主光線(入射前主光線)のみを扱う。

最初に、入射前主光線の3次元軌跡を推定する簡単な手

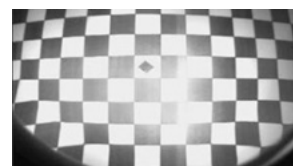


Fig. 4 Example of distorted image

法を考える。光線の軌跡を推定するには、点光源を軌跡上で移動させても画像上の光源位置が移動しないことを利用する。まず、カメラが水平に固定してあると仮定し、ある画素の中心に点光源が写るように、点光源を3次元空間のある位置に置く。次にその点光源を画像位置が変わらないようにしながら、遠くに移動させる。すると、最初の点光源の位置と、後の位置を結ぶ線が入射前主光線の軌跡となっている。この操作を全画面についておこなうことにより、全画面についての入射前主光線の軌跡が推定できる。

2次元平面で考えると Fig. 5 のようになる。

ただし、この手法を使って広い画角を持つカメラについて測定しようとする、点光源を移動させる空間が広大になりすぎるということが課題となる。

3.1. 計測原理

本研究では、点光源を移動させる代わりに、カメラを Fig. 6 に示す回転ステージに乗せ、画像上の所定の画素の中心に点光源が写るようにステージを回転させることで、相対的に点光源の3次元位置を変える方法をとった。Fig. 5 で示した方法では点光源を遠ざけながら上下に移動させたが、本手法ではカメラ側を回転させることで、相対的な上下動を発生させている。その結果、必要な空間は遠い位置の点光源とカメラを結ぶ間の狭い範囲だけで十分とすることができた。

2次元平面で考えると Fig. 7 になる。距離の異なる光源が同じ画素の中心に写るようにカメラを回転させる。

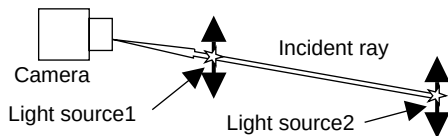


Fig. 5 Simple ray tracing

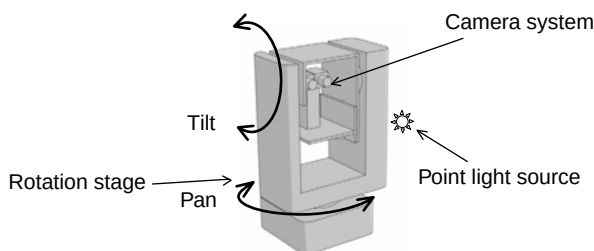


Fig. 6 Relative positions of camera, rotation stage, and point light source

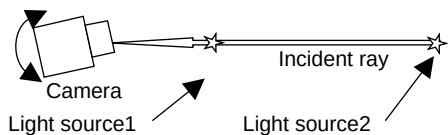


Fig. 7 Ray tracing by new method

実際の計測では、光源が遠ざかっていく途中の連続した位置は光線が直進する場合は不要であり、最初と最後の位置だけあればよい。そのため、画素ごとに距離を変えるのではなく、点光源を固定して必要な画素についてまとめて相対位置を出してから、点光源の位置を変えて同様の測定を繰り返す方法をとった。

はじめに1回ごとの測定方法について述べる。

まず、カメラが Fig. 6 に示す2軸回転ステージの適当な位置に乗っているとすると、さらにカメラを、 $-\theta_{\text{tilt}}$, $-\theta_{\text{pan}}$ だけ回転させて見える光源の方向は、逆にカメラを固定したとすると、原点を中心として光源を θ_{pan} , θ_{tilt} 回転させて見える方向に相当する (Fig. 8)。

このときの光源の位置 (x_1, y_1, z_1) は回転前の光源の位置 (O_{x1}, O_{y1}, O_{z1}) に対して以下の関係となる。

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \theta_{\text{tilt}} \cos \theta_{\text{pan}} & -\cos \theta_{\text{tilt}} \sin \theta_{\text{pan}} & \sin \theta_{\text{tilt}} \\ \sin \theta_{\text{pan}} & \cos \theta_{\text{pan}} & 0 \\ -\sin \theta_{\text{tilt}} \cos \theta_{\text{pan}} & \sin \theta_{\text{tilt}} \sin \theta_{\text{pan}} & \cos \theta_{\text{tilt}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} O_{x1} \\ O_{y1} \\ O_{z1} \end{pmatrix} \quad (2)$$

この位置推定を所定の画素について繰り返しおこなう。

つぎに光源の位置をカメラまでの距離が変わる位置 (O_{x2}, O_{y2}, O_{z2}) に変えて、画素の中心に光源が写るように回転ステージの向きを調整していく。

Fig. 9 の様に光源位置がそれぞれ (x_1, y_1, z_1) , (x_2, y_2, z_2)

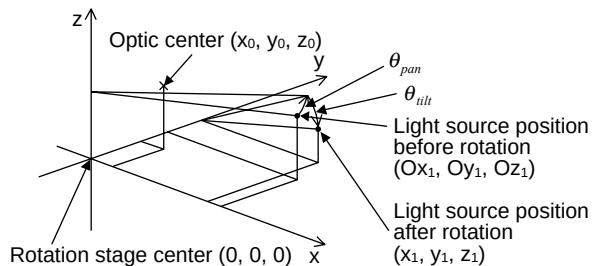
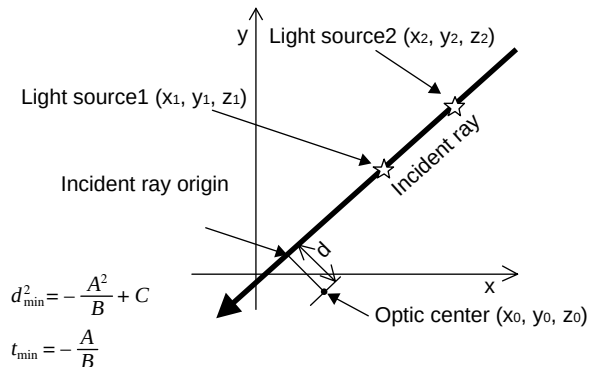


Fig. 8 Relation of positions before and after rotation of camera center and light source



$$d_{\min}^2 = -\frac{A^2}{B} + C$$

$$t_{\min} = -\frac{A}{B}$$

$$A = (x_2 - x_1)(x_1 - x_0) + (y_2 - y_1)(y_1 - y_0) + (z_2 - z_1)(z_1 - z_0)$$

$$B = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2$$

$$C = (x_1 - x_0)^2 + (y_1 - y_0)^2 + (z_1 - z_0)^2$$

Fig. 9 Relation between incident light and light source

の場合、この二つの位置を結ぶ直線が入射前主光線と一致し、その入射前主光線は式(3)で示される。

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = t \begin{pmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \\ z_2 - z_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} \quad (3)$$

今回、以上述べた手法で入射光線を測定した結果、これらの光線がピンホールカメラモデルのピンホール位置の様に一点では交差しない非ピンホール性を確認したので、ピンホールに相当する光学中心を新たに定義する必要性が生じた。本研究では、全ての入射光線との距離 d の自乗和が最小になる点を光学中心と定義する。入射前主光線について、光学中心との距離 d が最小になる点を入射前主光線基点として定義し、光線はここから光源に延びているものとする。

この様に定義することによって、入射前主光線は基点位置(Fig. 2における x, y, z)と方向(Fig. 2における α, γ)に分けて考えられる。この定義で、すべての基点位置が同一の場合はピンホールカメラモデルに一致する。

3.2. 各画素ごとの光源の相対的回転方法

ここでは画素毎に光源を画素の中心に写るようにする方法について述べる。

Fig. 10のフローに示すように各画素毎に回転ステージを回転させる。取り込んだ画像には点光源以外が写っていない状態、つまり、黒い画像に白い点が写った状態にする。その点はある画素を中心とした広がりを持つのでそのピーク位置を推定する。そのピーク位置が所定の画素について定数 ε 以下の誤差で一致したら、そのときの回転台の回転角を記録し次の画素の処理に移る。ずれがある場合はその量に応じた角度値に変換し、ステージを回転させる。

ピーク位置の推定は上下、左右各方向について隣の画素の強度からおこなっている。所定の画素についての測定がすべて終わったら、点光源の位置を変えて同じことを繰り返す。距離を変えて測定した後に3.1項で述べた方法に従って入射前主光線のパラメータを計算し、これをカメラキャ

リブレーションデータとする。複数のカメラが組み込まれている場合はカメラ間の相対関係も同時に決定される。

4. 入射前主光線の測定結果

4.1. 測定条件

カメラにはソニー(株)のXC-EI30(1/3型 CCD 768 × 494 画素)を、レンズには(株)テスコムジャパンのTL-4M(4 mm F2.0)を使用した。この組み合わせで水平画角は約 60 度となっている。フレームグラバには、画素に同期して 8 bit の A/D 変換をおこなうものを新たに開発して使用した。2 台のカメラの前には 2 重の樹脂製シールドがあり、カメラ間距離は約 79 mm であった。

回転ステージの回転中心を原点として、 x 座標が 800 mm と 1600 mm になるように点光源の位置を変えた。方位推定精度は ± 0.05 画素以下になるようにした。

4.2. 入射前主光線

入射前主光線のうち画面中央の 1 ライン分を $X-Y$ 平面に投影したものを Fig. 11 に示す。図右側から入射した光線が、広がりを持っており、完全には一点に集束していない様子がわかる。光源位置の推定誤差から生じる広がりとは約 0.3 mm であり、入射光線は約 0.8 mm の広がりで見えていることから、非ピンホール性がわかる。ただし、Fig. 11 における直線が入射前の主光線を延長したものであり、レンズを透過した現実の光線は、複雑に屈折してレンズ内を通過している。また、図中のレンズの断面図は模式図であり、実際のレンズの形状を示しているわけではない。

このレンズでは外側から入射する光線ほど入射前主光線基点位置が後ろになる傾向が見られた。さらに超広角レンズ(ペンタックス(株) TS2V114E)では Fig. 12 で示す様により大きな広がりを見せた。

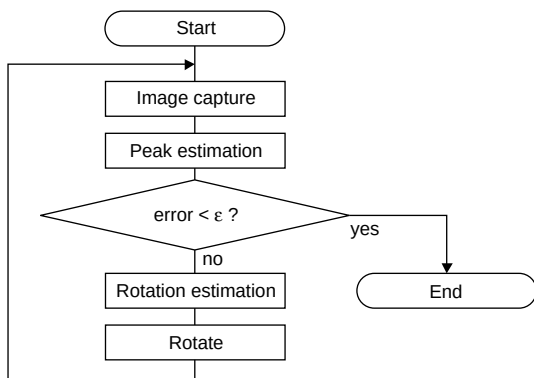


Fig. 10 Direction estimation processing flow

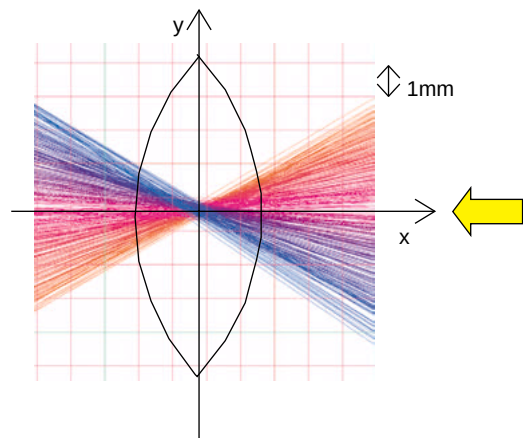


Fig. 11 Incident ray

4.3. 3次元位置計算による精度比較

キャリブレーション精度を従来手法と比較検証するために、ステレオカメラ系を構成してキャリブレーションし、点光源を所定の位置に移動させ、光源の3次元推定位置と光源を移動させた位置を比較することで精度検証した。比較は次にあげる3種類のキャリブレーションデータとシールドの有無に分けておこなった。

実測値： 非ピンホール性まで考慮した本手法による実測値データ

近似値1： 実測値から基点位置の変化を取り除き光学中心と一致させてピンホールカメラモデルで近似したデータ

近似値2： 実測値を5次までの多項式で近似したデータ

また、点光源の位置推定は次のようにおこなった。左右の画像それぞれから点光源の2次元画像上の位置を1画素以下の精度で推定する。その画像位置に対応する Fig. 2 で示すパラメータをキャリブレーションデータより得る。そのパラメータを式(1)に適用して、3次元位置とする。

点光源は、Zを0に固定して、X方向に0.8から1.6mまで0.01m間隔で、Y方向には-0.4から0.4mまで0.01m間隔で移動させた。

立体視による距離推定手法では、X方向の誤差が距離の自乗に、Y、Z方向は距離に比例しておおよそ増加する。そのため、誤差を距離の自乗と距離で正規化して評価した。たとえば、2mの位置でX方向の測定誤差が12mmの場合、 $12/(2^2)=3$ を正規化誤差とした。次元はX方向が m^{-1} 、Y、Z方向が無次元となる。

シールドが無い場合の測定範囲における正規化誤差(2 σ)をまとめたのがTable 1である。本手法によるキャリブレーションデータを使った実測値を使うことで、近似値2によるキャリブレーションデータを使った測定結果に対して50%、近似値1に対して20%、X方向の誤差を減少させることができた。

点光源の2次元画像上での位置推定精度に ± 0.5 画素の誤差があるとした場合に、3次元推定値で発生する理論上

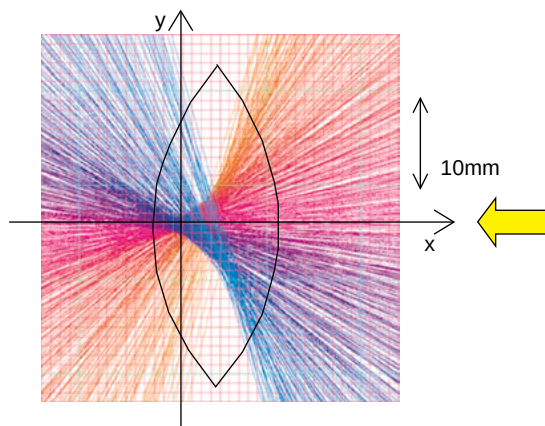


Fig. 12 Ray incident on wide angle lens

Table 1 Difference in error with no shield

	Measured data	Approximation data	
		Pinhole camera	Polynomial
X	± 4.2	± 5.2	± 8.5
Y	± 0.23	± 0.34	± 0.79
Z	± 0.22	± 0.24	± 0.90

Table 2 Difference in error with shield

	Measured data	Approximation data	
		Pinhole camera	Polynomial
X	± 4.6	± 5.4	± 18.5
Y	± 0.30	± 0.49	± 1.28
Z	± 0.72	± 0.71	± 2.80

の誤差はX、Y、Z方向についてそれぞれ8.7、0.75、1.80である。実測値の誤差はその半分になっていることから、2次元画像上での1画素以下の画素推定が有効に働いていることがわかる。Zについて実測値と近似値1で誤差に大きな違いが見られないのは、基点位置のオフセット分だけが誤差になるからである。

Table 2はひずみのあるシールドをつけた場合である。表から、実測値を使うことで、近似値2による測定結果に対して75%、近似値1に対して15%、X方向の誤差を減少させていることがわかる。実測値の誤差はシールドの無い場合より増加しているが、それでもシールドが無い場合の近似値1の誤差より小さい。

本手法によりシールドの有無にかかわらずほぼ同じ精度でキャリブレーションが達成されていることがわかる。さらに、シールドがあっても、シールドが無い場合のピンホールカメラモデルより精度が高い。また、不規則なひずみがある場合は多項式近似に対する精度向上が著しい。

また、今回の測定結果ではX方向の誤差の減少は15-20%程度であったが、明るい広角レンズのように口径が大きく前後の対象性が低い複雑な構成を持つレンズでは、Fig. 12に示したように非ピンホール性が大きいので、この差はさらに拡大するものと考えられる。

Fig. 13 - Fig. 15 にシールドが無い場合のx方向についての正規化誤差を3次元グラフで示す。Fig. 13 は実測値、Fig. 14 は近似値1、Fig. 15 は近似値2の場合である。y軸とx軸を示す矢印のx軸上に右カメラの中心がある。

ピンホールカメラモデルによる誤差が近距離で実測値に対して増加している。これは非ピンホール性による基点位置変動が、ステレオカメラ系で左右のカメラへの入射光線の角度が大きくなる近距離で大きくなるからである。

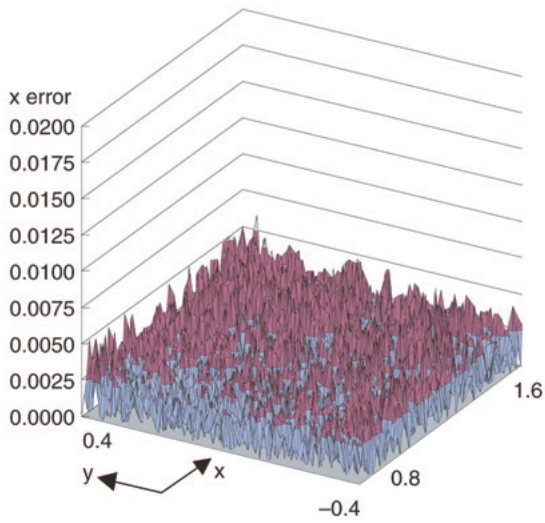


Fig. 13 Measured data with no shield

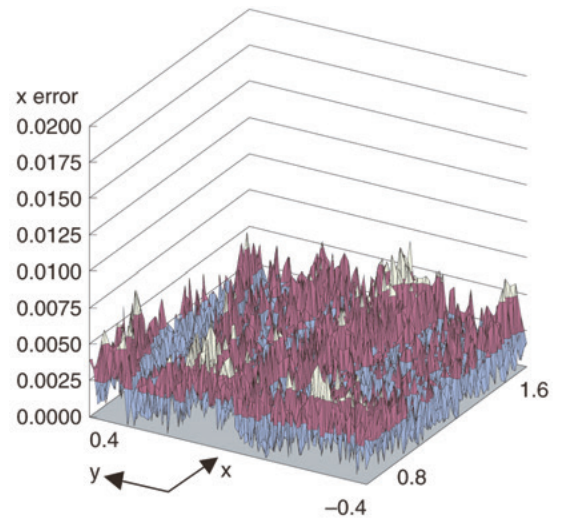


Fig. 16 Measured data with shield

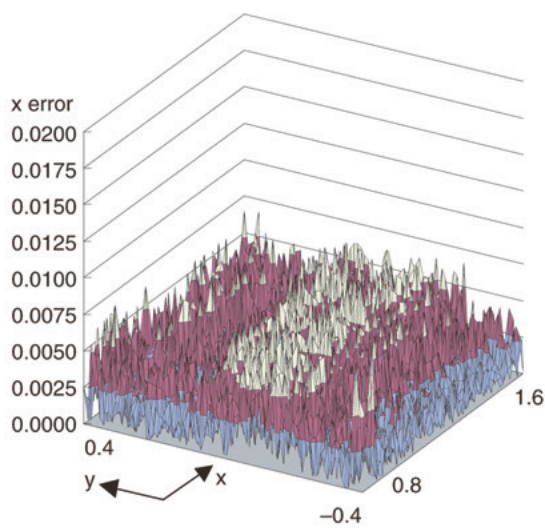


Fig. 14 Pinhole camera model with no shield

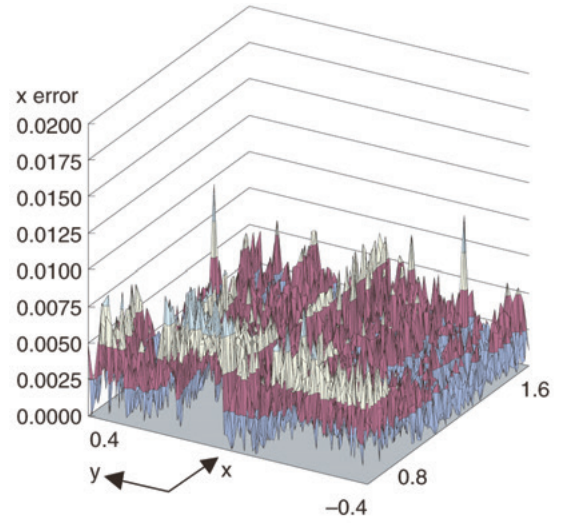


Fig. 17 Pinhole camera model with shield

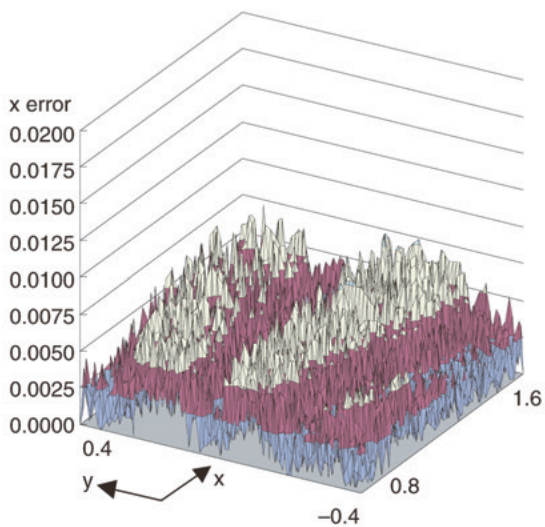


Fig. 15 Polynomial approximation with no shield

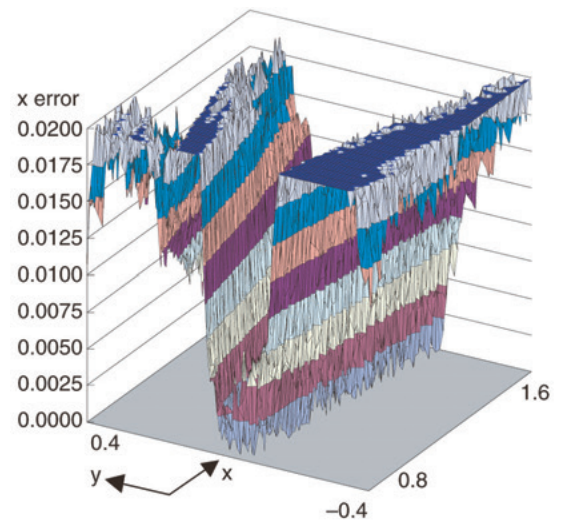


Fig. 18 Polynomial approximation with shield

Fig. 16 - Fig. 18 にシールドがある場合の誤差を示す。

Fig. 16 は実測値, Fig. 17 は近似値1, Fig. 18 は近似値2の場合である。

Fig. 16 と Fig. 17 を比べると近似値1の誤差の発生がここでも近距離で大きい。Fig. 18 から、近似値2では測定領域全域でのひずみを十分補正できていないことがわかる。

そして、このステレオカメラシステムを利用したシールドのある2脚2腕型の自律移動ロボットで、制御を含めたロボットシステムとして約1 cm 以下の精度が必要とされる把持動作に成功した。

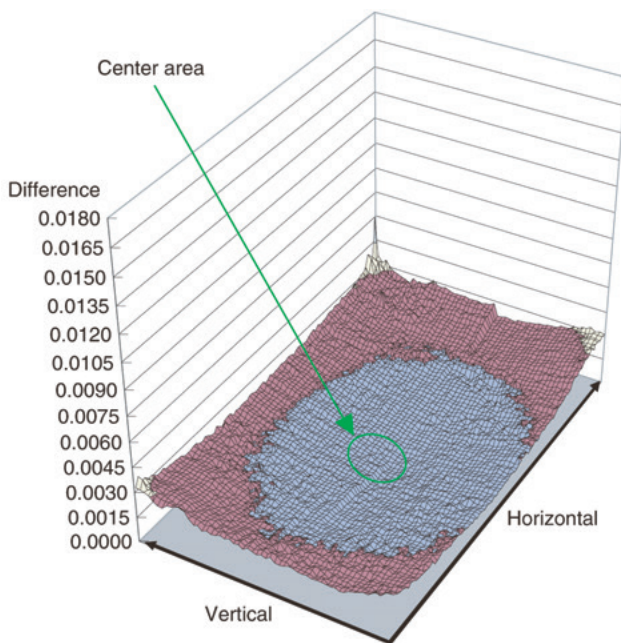


Fig. 19 Error for polynomial approximation with no shield

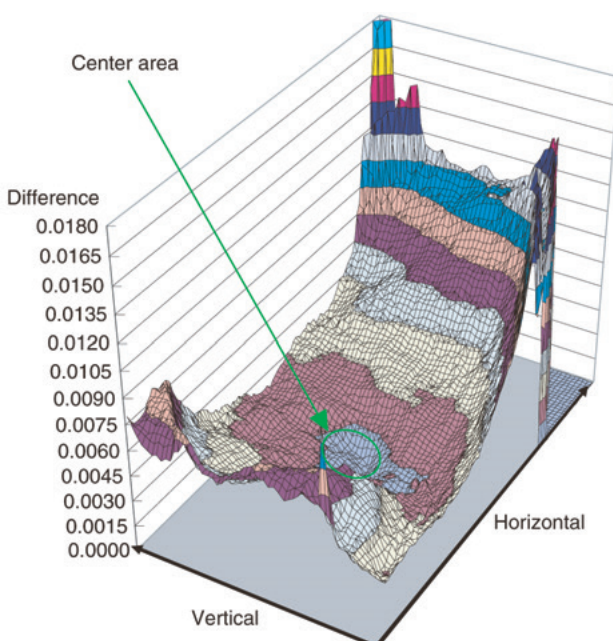


Fig. 20 Error for polynomial approximation with shield

4.4. シールドによる不規則なひずみ

画像ひずみの不規則性を見るため、従来よく使われている5次の多項式でひずみ量を近似した場合と今回の測定値を比較し、Fig. 19, Fig. 20に示す。画面の左下がグラフにおける下に対応する。Fig. 2に示す角度 α , γ について測定値と近似値の $\tan$ をとった $\tan\alpha$, $\tan\gamma$ の差の自乗和の平方根を誤差として高さ軸で示している。約0.0015が一画素の誤差で、1mでの距離誤差に換算するとx方向で約9mmに相当する。

シールドが無い場合の近似誤差をFig. 19に示す。誤差の発生が規則的であることがわかる。この誤差は、渦巻状に発生しているずれを原因とするので、画像のひずみ中心から放射状に画像を伸縮させる多項式による補正だけでは消すことができない。

シールドがある場合の誤差をFig. 20に示す。グラフのうねりからシールドにより非常に複雑なひずみが発生していることがわかる。一画素以下の誤差の範囲は画面中央の緑色の円の周囲にある紫色の範囲に限られる。周辺で誤差が0になっている領域は、キャリブレーションをおこなっていない領域である。この領域では点光源の像がピークを複数持つほどぼやけるためピーク位置を推定できず、光線の軌跡を推定することができなかったためである。

5. まとめ

カメラに入射する光線を追跡することによる、非ピンホール性まで考慮したカメラキャリブレーション手法と、その測定結果を利用したステレオカメラシステムによる精度を示した。

本研究により以下のことが確認された。

- (1) 不規則な画像ひずみがある場合でも精度良くカメラキャリブレーションが実施できる。
- (2) 入射光線が集束せず光学中心の周囲に広がっている。

本手法でカメラキャリブレーションをおこなったステレオカメラシステムにより、従来以上に精度の良い3次元相対位置推定結果が得られ、ロボットによる把持動作が可能となった。

参考文献

- (1) Sakagami, S., Watanabe, R., Aoyama, C., Matsunaga, S., Higaki, N., Fujimura, K.: The intelligent ASIMO: system overview and integration, Proceedings of the 2002 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems(IROS), Vol.3, p.2 478-2 483(2002)
- (2) 檜垣信男, 横山太郎, 藤村希久雄: 行動理解のためのジェスチャ認識アルゴリズムと新型「ASIMO」への適用, HONDA R&D Technical Review, Vol.15 No.1 p.95-

- 102(2003)
- (3) Goldberg, S., Maimone, M., Matthies, L.: Stereo Vision and Rover Navigation Software for Planetary Exploration, 2002 IEEE Aerospace conference Proceedings, Vol.5, p.2 025-2 036(2002)
 - (4) Sabe, K., Fukuchi, M., Gutmann, J., Ohashi, T., Kawamoto, K., Yoshigahara, T. : Obstacle Avoidance and Path Planning for Humanoid Robots using Stereo Vision, Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation(ICRA), Vol.1 p.592-597(2004)
 - (5) Faugeras, O., Hotz, B., Mathieu, H., Vieville, T., Zhang, Z., Fua, P., Theron, E., Moll, L., Berry, G., Vuillemin, J., Bertin, P., Proy, C.: Real time correlation-based stereo: algorithm, implementations and applications, INRIA Research Report 2168(1994)
 - (6) Kanade, T., Okutomi, M.: A stereo matching algorithm with an adaptive window, IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol.16, No.9, p.920-932(1994)
 - (7) Zhang, Z., Deriche, R., Faugeras, O., Luong, Q.: A Robust Technique for Matching Two Uncalibrated Images Through the Recovery of the Unknown Epipolar Geometry, Artificial Intelligence Journal, Vol.78, p.87-119 (1996)
 - (8) TSAI, R.: A Versatile Camera Calibration Technique for High-Accuracy 3D Machine Vision Metrology Using Off-theShelf TV Cameras and Lenses, IEEE J. Robotics and Automation, Vol.3, No.4, p.323-344(1987)
 - (9) Shih, S.: Accuracy analysis on the estimation of camera parameters for active vision systems, Proceedings of the 13th International Conference on Pattern Recognition p.930-5 Vol.1(1996)
 - (10) Shih, S.: Kinematic calibration of a binocular head using stereo vision with the complete and parametrically continuous model, Proceedings of the SPIE - The International Society for optical Engineering Vol.1825 p.643-57(1992)

■著 者■



青山千秋

社外発表(2004. 7～2004. 12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2004. 7. 1	American Society of Mechanical Engineers/ Journal of Engineering for Gas Turbines and Power : Transactions of the ASME/ Vol.126	Micro-scale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride- Manufacturing and Performance	Sangkyun Kang James P. Johnston 有馬 敏幸 松永 稔 鶴 英明 Friedrich B. Prinz	Samsung Advanced Institute of Technology Stanford University 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Stanford University
	自動車技術会/自動車技術 Vol.58, No.7	燃料電池車における燃費計測法の開発	白坂 卓也 青柳 暁 須賀川 修 吉澤 直樹	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 本田技研工業(株) 本田技研工業(株)
2004. 7. 9	自動車技術会/中部支部 2004 第 1 回地区講演会(静岡)	新型ライフの開発について	藤永 政夫	栃木研究所
	福岡大学/機械工学科 学内セミナー(福岡)	F1エンジンの開発	梶井 律男	栃木研究所
2004. 7.11 ～ 16	The American Carbon Society/Carbon2004(USA)	Development of Carbon material for Natural Gas Storage	小笠 博司	栃木研究所
2004. 7.12 ～ 13	日本機械学会/第14回 環境工学総合シンポジウム 2004(東京)	自動車室内音開発支援システムの開発	伊藤 浩二 石井 康夫	栃木研究所 栃木研究所
2004. 7.13	新化学発展協会/電子情報 技術部会講演会(東京)	電気二重層キャパシタシステムの 燃料電池車への応用	野口 実	和光基礎技術研究センター
2004. 7.20	自動車技術会/自動車技術 ハンドブック 改訂版 第 8 章	振動騒音・乗り心地	山下 剛 小峰 徳雄 須藤 晶 見坐地一人 佐野 久 渡会 昌之 桑原 博幸	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 朝霞研究所
	自動車技術会/構造形成 技術部門委員会2004 シンポジウム(東京)	設計現場の現状と課題	芳賀 斉 石川 晴雄 吉田夕貴夫	栃木研究所 電気通信大学 関東自動車(株)
2004. 7.21 ～ 23	日本機械学会/M&M2004 材料力学カンファレンス (秋田)	粉粒体を充填した薄肉構造部材の塑性 曲げ特性	山崎 省二 飯村 健次 廣田 満昭	栃木研究所 兵庫大学 兵庫大学
2004. 7.23	日本ゴム協会/ゴム製品 設計力学研究分科会(横浜)	車両限界性能予測技術の研究	豊島 貴行	栃木研究所
2004. 7.29	日本ゴム協会/第61回 トライポロジー研究分科会 (東京)	台上試験による制動距離の温度依存性予測	川上 恵夫 溝根 哲也	栃木研究所 栃木研究所
	炭素材料学会/先端科学 技術講習会/一次世代電源と 炭素材料-(東京)	電気二重層キャパシタシステムの 燃料電池車への応用	野口 実	和光基礎技術研究センター
2004. 7.31	自動車技術会/JSAE/Review of Automotive Engineering Vol.25, No.3	Method of Controlling Arc Welding on an Ultrathin Sheet	上田 孝治 柳田 章 山上 武 村上 学	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2004. 7.31	自動車技術会/JSAE/Review of Automotive Engineering Vol.25, No.3	Development of CAE Technology Applicable to the Concept Stage of BIW	藤井 隆之 藤田 成雄 吉澤 泰史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004. 8. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.58 No.8(年鑑)	シャシ・車両制御装置	筒井 泰裕 土井 偉 古谷 公一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004. 8. 5	日本機械学会/日本機械学会誌『機械工学年鑑』特集号 2004年8月号 Vol.107 No.1029	自動車 生産技術・材料動向	伊藤 祐邦	栃木研究所
2004. 8. 6	日本音響学会建築音響研究委員会, 日本音響学会アコースティック・イメージング調査研究委員会(共催)/平成16年度第2回研究会(東京)	ビームフォーミング法音源探査の車外騒音への適用	半沢 幸彦 佐藤 利和	栃木研究所 スペクトリス(株)
2004. 8.20	プラスチック成形加工学会/成形加工 8月号 第16巻 第8号	トリアジンチオール成形接着技術を用いた電気二重層キャパシタ用高気密ケースカバーの開発	駒月 正人 斎 聖一 小林伊智郎 佐々木英幸	和光基礎技術研究センター(株)東亜電化 (株)トーノ精密 岩手県工業技術センター
2004. 8.23 ～ 27	AVEC2004 technical committee/AVEC2004 (Ahmem, Neitherland)	Optimum Steering and Braking Control Strategies in Obstacle Avoidance Maneuvers	堀内伸一郎 納富 信也 岡田 一行	日本大学 栃木研究所 栃木研究所
		Vehicle Dynamic feeling Study with a Focus on the On-Center Steering Feeling of North-American Highway Driving	徳永 裕之 Jinghong Yu Jed Aston Chad Gilsinger John Shutway	栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER
2004. 8.30 ～ 31	Int. Association of Vehicle System Dynamics (IAVSD)/3rd Int. Tyre Colloquium Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis (TMVDA 04)/Int. Journal of Vehicle System Dynamics by Swets & Zeitlinger(Vienna, Austria)	Evaluation of Tire Models for Durability Loads Prediction Using“ Suspension on Drum ”Environment	芳賀 育	栃木研究所
2004. 8.31	日本機械学会/日本機械学会エンジンシステム部門ニュースレターNo.33	ウイコンシン大滞在記	須賀 稔之	栃木研究所
2004. 9. 1 ～ 4	応用物理学会/2004年秋季第65回応用物理学会学術講演会(仙台)/第65回応用物理学会学術講演会予稿集	減圧MO-VPE法によるSiC基板上への分子層レベルで平坦なAIN直接エピタキシャル成長	堀内 明彦 橋本 英喜 川西 英雄	工学院大学 和光基礎技術研究センター 工学院大学
2004. 9. 1	SAE International/automotive engineering international September 2004	Bringing down the noise	松岡 英樹 三笠 哲雄 根本 浩臣	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.58, No. 9	50cm ³ スクータ用4ストローク4バルブ電子制御燃料噴射エンジン技術	黒坂 育 赤松 俊二 村上 泰男	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2004. 9. 1 ～ 4	IEEE Control Systems Society/Conference on Control Applications (Taiwan, Taipei)	Control System Design for Obstacle Avoidance System using Model Predictive Control	藤原 幸広 足立 修一	栃木研究所 宇都宮大学
2004. 9. 3	日本学術会議 計測工学専門委員会/計測連合シンポジウム(第15回)(宇都宮)	クルマの音を計る	佐野 久 半沢 幸彦 能村 幸介	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004. 9. 5 ～ 9	World Energy Council/19th World Energy Congress/Energy End-Use Technologies for the 21st Century (Sydney, Australia)	Transportation	椎名 孝則 Robert Shock	栃木研究所 US Lawrence Livermore National Lab.
2004. 9. 6 ～ 8	日本機械学会2004年度 年次大会(札幌)	不等長圧縮膨張機関による熱効率改善の可能性(第1報 実験的解析)	鈴木 正剛 飯島 智司 森吉 泰生 佐野 正樹	朝霞研究所 朝霞研究所 千葉大学 千葉大学
		不等長圧縮膨張機関による熱効率改善の可能性(第2報 数値解析)	森吉 泰生 佐野 正樹 鈴木 正剛 飯島 智司	千葉大学 千葉大学 朝霞研究所 朝霞研究所
2004. 9. 7	日本機械学会/先端技術フォーラム(札幌)	電磁式自在バルブ機構を用いたガソリンエンジンの研究	杉本 千早 浦田 泰弘	栃木研究所 栃木研究所
2004. 9. 9 ～ 10	AVL List GmbH/16th International AVL Conference “Engine & Environment”/Engine & Environment 2004 (Graz, Austria)	The New Honda 2.2L i-CTDi Diesel Engine	山本浩太郎 長弘 憲一 原 幾朗	Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH 栃木研究所 栃木研究所
2004. 9.13 ～ 14	Institut für Zweiradsicherheit e. V./International Motorcycle Conference: Safety-Environment-Future (Munich, Germany)	Exploratory Study of an Airbag for a Large Scooter-Type Motorcycle	黒江 毅 飯島 聡 並木 秀夫	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of Electronically Controlled Hydraulic Rotary Steering Damper for Motorcycles	若林 威 坂井 清孝	朝霞研究所 朝霞研究所
2004. 9.14 ～ 16	電気学会/第18回電気学会産業応用部門大会(高松)	リラクタンストルク応用電動機の要素技術と高性能化動向	山本 恵一 今井 信幸	栃木研究所 栃木研究所
		高回転フライホイールバッテリーシステム用制御型磁気軸受	須永 義弘	栃木研究所
		薄型モータ用ステータと巻線機の開発	福田 武雄 新 博文	栃木研究所 栃木研究所
2004. 9.15	日本機械学会/日本機械学会論文集C編 70巻, 697号	べき関数形復元力モデルを用いた等価線形系解析手法によるステアフィードバック評価	見坐地一人 徳永 裕之 清水 康夫 魚井 玲 柴田 耕一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 日本大学
2004. 9.16 ～ 19	日本材料学会/The 3rd International Conference on Very High Cycle Fatigue (滋賀)	Very High Cycle Fatigue Strengths of Thin Sheet Metals	岡田 善成 石井 仁 山田 武史	栃木研究所 静岡大学 静岡大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2004. 9.16 ～ 19	日本材料学会/The 3rd International Conference on Very High Cycle Fatigue (滋賀)	Evaluation of giga-cycle fatigue property by ultrasonic fatigue testing and its application to automotive parts	石井 和夫 矢ヶ崎 徹 岡田 善成	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004. 9.19 ～ 22	Organizing Committee Chair/High Nitrogen Steel 2004 Proceedings (Ostend, Belgium)	High Nitrogen austenitic stainless steel for high temperature applications	桂井 隆 西山 忠夫 濱野 修次 古賀 猛 清水 哲也	栃木研究所 栃木研究所 大同特殊鋼(株) 大同特殊鋼(株) 大同特殊鋼(株)
2004. 9.20 ～ 22	Active04/Active04 (USA)	Active Noise and Vibration Control System for the V6-engine with Cylinder-on-Demand System	井上 敏郎 松岡 英樹 佐野 久 根本 浩臣 箕輪 聡	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	ISMA/ISMA2004 International Conference on Noise and Vibration Engineering (Leuven, Belgium)	Sensitivity Analysis for Structural Optimization Using Eigenvalue and Eigenvector of Component Stiffness Matrix	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶 斉藤 浩司	東京都立大学 東京都立大学 栃木研究所 栃木研究所
2004. 9.21 ～ 23	The S2P International Conferences/The 8 th International Conference S2P Semi Solid Processing of Alloys and Composites (Cyprus, Greece)	Establishment of a Manufacturing Technology for the High Strength Aluminum Cylinder Block of Diesel Engine Applying a Rheocasting Process	山崎 雅和 黒木 幸一 梅本 哲司 末永 高弘 鈴木 篤 正木 健	栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株)
2004. 9.26	(株)山海堂/エンジンテクノロジー Vol.6 No.5 通巻34号	小型ビジネスジェット用HF118ターボファンエンジン	園田 豊隆 藁谷 篤邦	和光西研究所 和光西研究所
2004. 9.27 ～ 30	日本機械学会/Dynamics and Design Conference 2004 (東京)	剛性マトリクスの固有値と固有ベクトルを利用したFRF感度解析	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶 斉藤 浩司	東京都立大学 東京都立大 栃木研究所 栃木研究所
		車体振動モード形状の判別方法	小田 一行 吉村 卓也 須藤 晶	東京都立大学 東京都立大学 栃木研究所
		自動車用防音パッケージのSEAパラメータ予測	多田 寛子	栃木研究所
	SAE/2004 Small Engine Technology Conference and Exhibition (Graz, Austria)	Development of Positive Crankcase Ventilation System of Four-stroke Engine for Small Motorcycles	森山 隆二 村岡 勇樹 藤原 一夫	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Practical Application of Combustion Simulation Using CFD for Small Engine of Two-Wheeled Vehicle	村上 泰男 黒坂 斉 神谷 寛	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of Rolling Bearing Model for Mechanical Dynamic Analysis Considering Elastic Properties	齋藤 淳也 岩本 達也 工藤 修	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Establishment of Analysis Method for Pulse Feeling of Four-Stroke, V-twin Engine, American-type Motorcycles	長田 邦裕 新村 竜太 下河辺啓吉	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Research into New Emission Control Techniques for Motorcycles to Achieve the EURO-3 Regulation	赤松 俊二 河野 友哉 浦木 護 宮田 博明	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2004. 9.27 ～ 30	SAE/2004 Small Engine Technology Conference and Exhibition (Graz, Austria)	A Trial of Improving Thermal Efficiency by Active Piston Control —Speed Control Effect of Combustion Chamber Volume Variation on Thermal Efficiency—	鈴木 正剛 飯嶋 智司 森吉 泰生 佐野 正樹	朝霞研究所 朝霞研究所 千葉大学 千葉大学
		Numerical Examinations on the Effect of Active Piston-Movement Control	森吉 泰生 佐野 正樹 鈴木 正剛 飯嶋 智司	千葉大学 千葉大学 朝霞研究所 朝霞研究所
		Study of Coaxial Counter Rotating Rotary Tilling System at Front Rotary Type Compact Walking Tractor	太田 能司 大窪 晋 飯野 啓司 永岡 政敏 永野 敬二 片桐 信近	朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所
		Development of Easy Operation Control System for Small Hybrid Snow Thrower	脇谷 勉 山岸 善彦 川上 俊明 御菩薩池勉	朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所
2004. 9.28 ～ 30	Global Powertrain Congress/ Global Powertrain Congress (USA)	Development of V6 Engine with Variable Cylinder Management	野口 勝三 市毛 雅之 瀬川 誠 松岡 英樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004. 9.29 ～ 30	VDI Wissensforum IWB GmbH/Numerical Analysis and Simulation in Vehicle Engineering/VDI-Berichte 1846-(2004) 603-615 (Wurzburg, Germany)	New Body-in-White Concept through Topology Optimisation	藤井 隆之 佐藤 裕彦 澁谷 定男 Udo Jankowski Martin Muller Bechtel Peter Schneider	栃木研究所 HONDA R&D EUROPE (DEUTSCHLAND) GMBH 栃木研究所 TECOSIM GmbH TECOSIM GmbH TECOSIM GmbH
2004. 9.30	自動車技術会/No.13-04 シンポジウム「人と技術の 協調によるアクティブ セイフティ」(東京)	衝突被害軽減ブレーキと電動プリテンショナー/ Rear-end Collision Avoidance Assist System and Electric Pretensioner	上地 幸一	栃木研究所
2004.10. 1	電気学会/産業応用フォーラム 「開発者が語る自動車電源の 42V化技術」(名古屋)	「規格化・標準化」<ISO, JASO規格化の 最新動向>	藤原 正	栃木研究所
2004.10. 4 ～ 6	Institut fur Kraftfahrwesen Aachen/13th AACHEN COLLOQUIUM“ Automobile and Engine Technology ” (Aachen, Germany)	Study on Gasoline HCCI Engine Equipped with Electromagnetic Variable Valve Timing System	浦田 泰弘 栗坂 守良 高梨 淳一 木村 範隆	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		The New 2.2L Diesel Engine for Passenger Cars from HONDA	原 幾朗 金子 功 藤木 賢治 大島 正美	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Technical Description of the IMA System	佐藤 浩光	栃木研究所
2004.10. 8	日本機械学会/第 8 回 RC209分科会(東京)	ホンダ2.2L新型ディーゼルエンジンの開発	原 幾朗 土橋 富生	栃木研究所 栃木研究所
2004.10.12	SAE International/SAE Brake Colloquium & Exhibition, Panelist for panel discussion (Anaheim California, USA)	Brake NVH -Approach method & subjects for Vehicle development	伊藤 猛 佐藤 順之 山口 哲也	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2004.10.13	日本塑性加工学会 半溶融・半凝固加工分科会/第5回半溶融・半凝固加工公開講演会(鉄系合金と半溶融・半凝固加工)(東京)	鉄の半溶融成形技術	土屋 雅之	栃木研究所
2004.10.14 ～ 15	日本赤外線学会/日本赤外線学会研究発表会(福井)	薄い透過型セルを利用した水のFT-IR 測定	天羽 優子 北田 正吉 廣田 雅洋 阿久津和由	山形大学 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004.10.15	電気化学会/第43回工業物理化学講習会(福岡)	電気二重層キャパシタの燃料電池自動車への応用	鈴木 達也	和光基礎技術研究センター
2004.10.18 ～ 22	ITS Japan/11th World Congress on ITS NAGOYA (名古屋)	Research of Collision Mitigation brake System	小高 賢二	栃木研究所
		Data Transmission Measurement with DSRC type Experimental Equipment of Inter-Vehicle Communication	間下 博 浅沼 信吉 筒井 英夫 徳田 清仁	栃木研究所 栃木研究所 沖電気工業(株) 沖電気工業(株)
		Evaluation Method of Motorcycle Driver's Distraction with Using Riding Simulator	片山 睦美 鎌田 豊	朝霞研究所 朝霞研究所
2004.10.19 ～ 20	日本機械学会関西支部/熱応力による変形・破壊の評価方法と対策事例(大阪)	自動車用排気系部品の熱疲労評価方法	石井 和夫	栃木研究所
2004.10.21	帝京大学/帝京大学自動車工学講座(宇都宮)	自動車技術概要	片野 博樹	栃木研究所
2004.10.22 ～ 23	日本生気象学会/第43回大会(富士吉田)	非接触型および接触型鼓膜温計の同時測定による深部温の検証(第1報)	江崎 秀範 平田 耕造 田中 香利	栃木研究所 神戸女子大学 神戸女子大学
		非接触型および接触型鼓膜温計の同時測定による深部温の検証(第2報)	江崎 秀範 平田 耕造 田中 香利	栃木研究所 神戸女子大学 神戸女子大学
2004.10.25 ～ 28	SAE/2004 SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition (Tampa, USA)	A Study of Shockless Combustion Change Control of Direct Injection Gasoline Engine	小川 賢 小森谷 勲 田上 裕 武内 雅大	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		DEVELOPMENT OF A HIGH PERFORMANCE AND HIGH FUEL ECONOMY FOUR-VALVE DIRECT-INJECTION ENGINE WITH A CENTER-INJECTION SYSTEM	堀江 薫 甲田 豊 小川 賢 後藤 博之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004.10.26 ～ 27	パワーエレクトロニクス学会/創設記念大会(奈良)	HEV・EVモータ技術最前線	山本 恵一	栃木研究所
2004.10.26 ～ 28	The International Association for Natural Gas Vehicles (IANGV)/NGV2004 (Buenos Aires, Argentina)	Development of Light Weight Fuel Container for Adsorbed Natural Gas Vehicles	向坊 長嗣 佐山 満 小笠 博司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of Adsorbent for Natural Gas Storage	小笠 博司 森田 善幸	栃木研究所 栃木研究所
2004.10.27	経済広報センター/東京工業大学 科学技術特論(横浜)	自動車業界におけるエネルギー・環境先端技術	川口 祐治	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
2004.10.27 ～ 29	自動車技術会/2004年学術 講演会 秋季大会(仙台)	直噴ガソリンエンジンの燃料輸送遅れに 関する研究	田上 裕 小森谷 勲 小川 賢	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		二輪車用スマートカードキーシステムの開発	今野 健志 小野塚 正 山下 誠一	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		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	小谷野光江 中村 敏徳 須永 孝	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車用エンジンバルブ制御機構に関する 考察	仲野 是克 津久井孝明 黒木 正宏 渡邊 國昭	東北大学 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		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 酒井 久夫 梅本 篤 清水 康夫 小沢 英隆 八巻 利弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		車外騒音の音源解析に関する逆マトリクス法 適用について	半沢 幸彦 西村 伸一 北原 純 中川 博 中島 弘史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 日東紡音響エンジニアリング(株) 日東紡音響エンジニアリング(株)
		センターインジェクション直噴ガソリン エンジンの燃焼室形状の最適化	阿部 晋也 武田 真明 松浦 浩海 石川 直宏 秋元 茂	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		赤外吸収法を利用した点火プラグ実装型 センサによる燃料濃度測定	石川 直宏 亀井 一浩 長島 慶一 河原 伸幸 西山 淳 藤原 成啓 富田 栄二	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 岡山大学 岡山大学 岡山大学 岡山大学
		耐熱マグネシウム合金を適用した軽量 MTケースの開発	松村 定晴 早川 幸弘	栃木研究所 栃木研究所
		590/780MPa級高延性型鋼板の開発	種植 隆浩 金子 勝吉 高田 良久 伊丹 淳	栃木研究所 HONDA R&D EUROPE (U.K.) LTD. 新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株)
		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ピレットの開発	天木 友士 秋山 浩 當間 清孝	栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER 栃木研究所
		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	福地 文亮 矢羽々隆憲 小川 努 秋山 浩 堀 出	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER ホンダエンジニアリング(株)

発表日	発表先	表題	発表者	所属
2004.10.27 ～ 29	自動車技術会/2004年学術講演会 秋季大会(仙台)	軽量アルミHOODの開発	林 登 安藤 克利 柏木 正和	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		フォーミュラ1エンジンの燃焼状態検出システムの研究 第1報	坂口 純子 島崎 勇一 牧 秀隆 鈴木 宏章 近藤 稔明 山田 達範	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 日本特殊陶業(株) 日本特殊陶業(株)
		正面衝突コンパチビリティのための試験方法の実験的評価	樋口 英生 滝沢 敏 岩部 竜男 木済 貴之 鈴木 孝之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー (株)ピーエスジー
		トランスミッションハウジングの軽量化のための位相最適化手法の構築	緒方 友治 鈴木 覚 平岡 昌巳	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		上級小型車用高効率CVTの開発	大橋 章人 梶川 薫 佐藤 洋一 左久間信次 山口 正明 浦野 純司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		2LクラスCVT金属ベルトの開発	矢ヶ崎 徹 岡田 善成 青山 英明 大貫 基範 片岡 隆平	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004.10.30	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.25 No.4	Automotive Air Conditioning System Control Countermeasures for Uneven Solar Radiation at Low Solar Altitudes	角田 功	栃木研究所
	精密工学会/生体機構制御・応用技術専門委員会二関節筋実利用Workshop(東京)	筋の協調制御に基づく車両操舵システム改善効果	田島 孝光 大島 徹	栃木研究所 富山県立大学
2004.10.30 ～ 11. 2	日本機械学会/設計工学・システム部門/CJK-OSM3 95-100(金沢)	Practical Multi-disciplinary/Multi-objective Shape Optimization System for conceptual vehicle body design	藤井 隆之 宮田 悟志 堀田 基之	栃木研究所 エンジニアス・ジャパン(株) エンジニアス・ジャパン(株)
2004.11. 1	(株)山海堂/エンジンテクノロジー第6巻第6号 通巻35号	二輪車エンジンの技術展望	鈴木 正剛	朝霞研究所
		NRだ円ピストンエンジン	深町 昌俊	朝霞研究所
		スーパーカブ燃費向上技術の変遷	阿久津敏治 菊池 一紀	朝霞研究所 朝霞研究所
		自着火燃焼ガソリン機関の実用化研究	石橋 羊一	朝霞研究所
2004.11. 2	情報処理学会/連続セミナー2004 第5回『ヒューマノイド技術最前線』(東京)	ホンダヒューマノイドASIMOまでの開発概要	配川 有二	和光基礎技術研究センター
2004.11. 4	帝京大学 自動車工学講座(宇都宮)	環境技術・エンジンハイブリッド技術	木村 英輔	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2004.11. 5	塑性加工学会/接合・複合分科会/塑性と加工(東京)	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 堀 出 柴田 勝弘	栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) 栃木研究所
2004.11. 6 ～ 7	日本機械学会/第12回機械材料・材料加工技術講演会(M&P2004)(熊本)	ポリプロピレンのひずみ速度とガラス転移温度に対する応力ひずみ挙動について	前 博行	栃木研究所
2004.11. 8	自動車技術会 パワートレイン企画部会 ガス燃料エンジン部門委員会/ガス燃料エンジン国際ワークショップ(東京)	吸着を利用した天然ガス貯蔵技術の開発	小笠 博司	栃木研究所
2004.11.11	日本機械学会/交通・物流部門講習会 とことんわかる自動車のモデリングと制御2004(東京)	駆動力配分システムのアクチュエータ制御	栗城 信晴	栃木研究所
2004.11.11 ～ 12	情報処理学会/146回コンピュータービジョンとイメージメディア研究発表会(横浜)	生活を楽にするロボット ー役に立つロボットの出現はいつ?ー	坂上 義秋	和光基礎技術研究センター
	粉体工学会/2004秋期研究発表会(幕張)	粒子充填部材の曲げ特性に関する研究/なし	山崎 省二 佐々木孝仁 飯村 健次 鈴木 道隆 廣田 満昭	栃木研究所 兵庫大学 兵庫大学 兵庫大学 兵庫大学
2004.11.12	自動車技術会/伝熱技術専門委員会(東京)	キャビンの温熱環境と伝熱研究紹介	藤田 明浩	栃木研究所
2004.11.20 ～ 21	軽金属学会/軽金属学会秋季大会(東京)	Al-Mg系合金の熱間塑性変形後の材料特性	塩月 克彦 秋山 浩 堀 出 柏崎 和久 上野 誠三	栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER ホンダエンジニアリング(株) 古河スカイ(株) 古河スカイ(株)
		Ca 添加ピーリングレス連続鍛造材を用いた熱間鍛造品の特性評価	天木 友士 當間 清孝 山下 友一 高木 英俊 秋山 浩	栃木研究所 栃木研究所 富山合金(株) 富山合金(株) HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER
2004.11.20	軽金属学会/小山田賞受賞記念講演(東京)	大量生産車用アルミニウム部品技術の開発	福地 文亮 小川 努 横山 鎮 林 登 堀 出	栃木研究所 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株)
2004.11.24 ～ 26	京都大学数理解析研究所/発展方程式と解の漸近解析研究集会(京都)	密度変化流の数学モデルとその数値的解析手法	有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター
2004.11.27 ～ 29	電気化学会/電気化学会電池討論会(京都)	硫黄系ポリマー正極材料のコイン型リチウム電池の電池特性	中谷 勝則 上町 裕史 松井 弘樹 三谷 忠興	栃木研究所 (株)センサ 北陸先端科学技術大学院 北陸先端科学技術大学院
		硫黄系高分子材料 poly(p-phenylene thiuret)の電界析出膜の作製と電気化学特性	中谷 勝則 瀧 真 三谷 忠興 上町 裕史	栃木研究所 北陸先端科学技術大学院 北陸先端科学技術大学院 (株)センサ

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2004.12. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.58, No.12	急ぎ運転の特徴とその検出の考察	堀田 佳彦 谷田 公二	栃木研究所 栃木研究所
	神戸製鋼所/神戸製鋼技報 12月号	16Tボルト用鋼	高島 光男 飯田 善次 隠岐 保博 茨木 信彦 並村 裕一 田中誠之助 築山 勝浩	栃木研究所 栃木研究所 (株)神戸製鋼所 (株)神戸製鋼所 (株)神戸製鋼所 (株)佐賀鉄工所 (株)佐賀鉄工所
2004.12. 1 ～ 3	日本機械学会/第13回交通・ 物流部門(神奈川)	ケーブルをステアリングに応用した場合の 張力調整手法の検討	豊平 朝弥 陶山 孝一	栃木研究所 栃木研究所
2004.12. 2 ～ 3	水素新機能研究会/ 平成16年度水素新機能研究会 (宜野湾)	水素処理によるチタン系材料の結晶粒細粒化	中東 潤 吉村 博文 高畑 公輔 鶴 健太郎 住本 晃史 堀村 弘幸	福山大学 福山大学 福山大学 福山大学 福山大学 朝霞研究所
2004.12. 3	自動車技術会/振動騒音 シンポジウム(東京)	排気脈動流れと排気吐出音のシミュレーション 技術について	桜井 雅人 田中 健一	栃木研究所 東京電機大学
2004.12. 9 ～ 10	日本機械学会/第6回最適化 シンポジウム2004 (OPTIS2004)197-202(那須)	定量的な車体骨格構想検討のための全体 最適化技術の開発	藤井 隆之 宮田 悟志	栃木研究所 エンジニアス・ジャパン(株)
2004.12.10	日本振動技術協会(JAVIT)/ サスペンション委員会講演会 (東京)	アクティブエンジンマウントの開発	松岡 英樹 三笠 哲雄 根本 浩臣	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会/ガソリン シンポジウム/未来を担う ガソリンエンジン(東京)	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 酒井 久夫 梅本 篤 清水 康夫 小沢 英隆 八巻 利弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2004.12.14 ～ 16	分子シミュレーション 研究会/第18回分子 シミュレーション討論会 (京都)	ポスターセッション：高速化量子分子動力学 法を用いた水の動的挙動に関する大規模計算	廣田 雅洋 北田 正吉 平田 肇 佐々木由美子 千葉 景子 坪井 秀行 古山 通久 久保 百司 Ewa Broclawic 宮本 明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東北大学大学院 東北大学大学院 東北大学 東北大学大学院 東北大学大学院 東北大学大学院 東北大学 東北大学大学院
		First-principles Molecular Dynamics Approach to Vibrationally Excited States Dynamics of Water	廣田 雅洋 北田 正吉 平田 肇 Ewa Broclawic 千葉 景子 佐々木由美子 坪井 秀行 古山 通久 久保 百司 宮本 明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東北大学 東北大学大学院 東北大学大学院 東北大学 東北大学大学院 東北大学大学院 東北大学大学院

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2004.12.20	自動車技術会/AVEC International Work Shop 2004 (東京)	Collision Mitigation brake System	小高 賢二	栃木研究所
2004.12.23	SAE/SAE 2003 Transactions	Rear-end Collision Velocity Reduction System	小高 賢二 小田部 誠 浦井 芳洋 小池 弘之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 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	片野 博樹	栃木研究所
	山下 剛	栃木研究所
	漆山 雄太	栃木研究所
	柏木 均	朝霞研究所
	馬場 雅之	朝霞研究所
	浦田 秀夫	朝霞東研究所
	塩見 和之	朝霞東研究所
	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
	園田 豊隆	和光西研究所
事務局	郷土 健二	栃木研究所
	白木 晶子	栃木研究所
	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

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／和光西研究所論文委員会

編集後記

技術報告や論文を書くという仕事は、開発や研究活動の一部であり、研究成果を文書として残してはじめてその研究が完了すると考えることができる。また、それは他に先駆けてその研究を成し遂げたことを示すことであり、技術者にとって大切な権利でもあろう。

しかし、日頃の研究開発に時間が費やされ、文章を書くことに慣れていない技術者が論文執筆の作業をするとき、研究成果を纏め上げることを含め、文章をしたためることの難しさを再認識する。そこには、自らの研究をただ単にやってきた順番に書くのではなく、真の課題、新規性、独自性、有用性は何だったのかをあらためて考える機会と、人に分かってもらえるように論述構成を考え文章にしていこうという難しさがある。すなわち、技術論文には研究成果を分かり易く人に伝えなければならないという使命があることに気づく。

この編集後記を書くにあたって、技術文書作成とは別の意味で、作文する意義をあらためて考えさせられた。文章の中に秘められた主張を読み取ってもらい、感動小説を読み終えたときのように、それが記憶に残る文章を書くことができるかという課題を課せられた思いがした。当然のことながら私自身は、文学作家ではないのでそんな大それたことは出来ないと思いつつも、初めてVol.1に寄稿した時から16年が経過し、今回Vol.17を数えたテクニカルレビューの編集委員となった。その間何度か寄稿する機会を得たが、果たして、どれだけ文章能力が上がったのだろうかと自問することもあった。

しかし、研究・技術成果を書き残し、その発信と同時に、文書を通じて社会貢献できる可能性とその時代にHondaの技術者として生きた証を提供してくれる絶好の機会としてのテクニカルレビューが、Hondaには存在しているという幸運を、非常にありがたく感じている。

このテクニカルレビューへの寄稿を通じ、多くの技術者の方々が研究成果をしたためる努力に加え、それを世に問い他の技術者から評価を頂くための技術コミュニケーションツールの一つとして、今後も積極的に活用していただけることを願っています。

(山 下)

Honda R&D Technical Review

©2005 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2005年3月1日 Vol.17 No.1

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

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 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。



Honda R&D Co., Ltd.