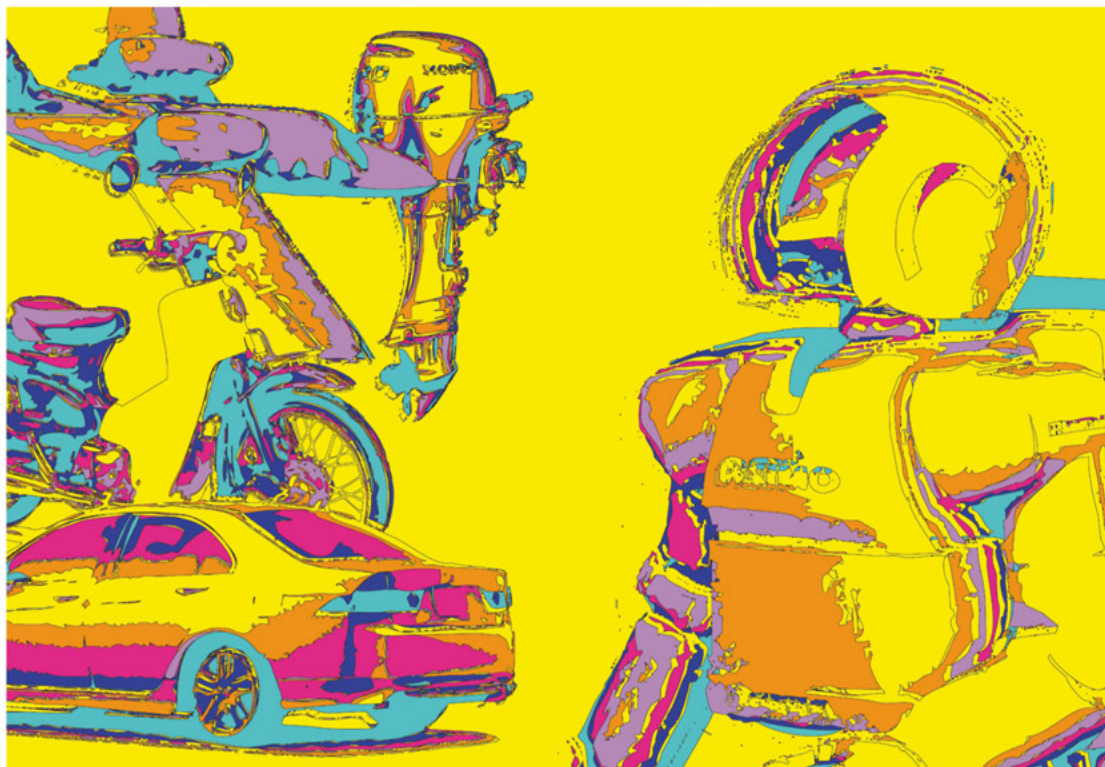


Honda

R&D

Technical Review
Vol.15 No.1

April 2003

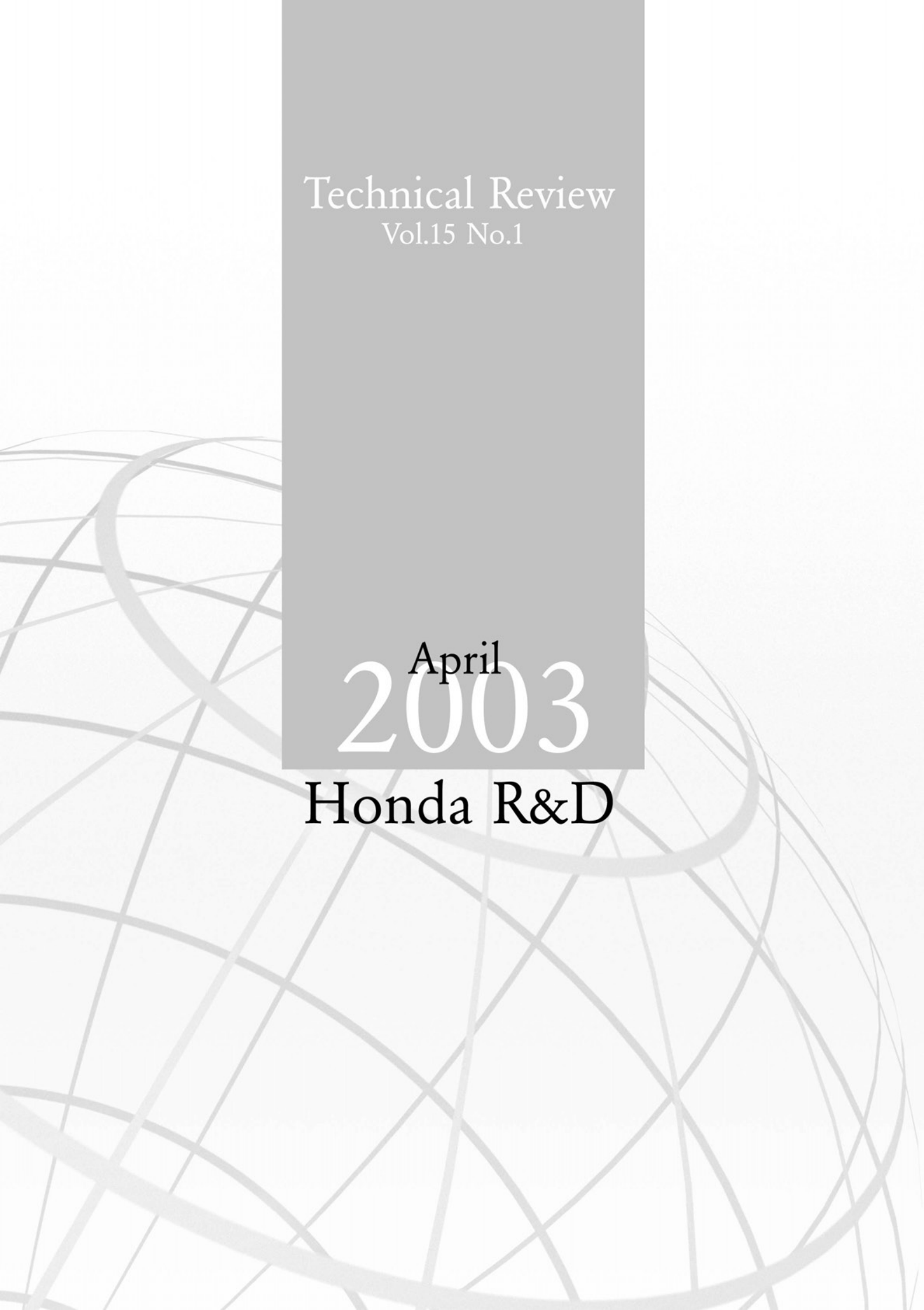


—— 表紙の言葉 ——

技術的官能。



和光研究所
鳥山大輔

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.15 No.1'. Below this bar, the word 'April' is written in a small serif font, followed by the year '2003' in a large serif font. At the bottom, the text 'Honda R&D' is written in a bold serif font.

Technical Review
Vol.15 No.1

April
2003

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 世界初の燃料電池乗用車Honda FCXの開発 川崎聡志・小椋正己
小野 徹・加美陽三 1
- ◇ 燃料電池乗用車Honda FCX用パワートレインの開発 小川隆行・木村顕一郎・内堀憲治
藤本幸人・清水 潔 7
- ◇ 燃料電池自動車における燃費計測法の開発 青柳 暁・白坂卓也
須賀川 修・吉澤直樹 13
- ◇ 燃料電池自動車における高圧水素急速充電システムの構築 吉田泰樹・斗々沢秀一・高久晃一
山田 晃・栗原宏和・縫谷芳雄 19
- ◇ 燃料電池自動車用電気二重層キャパシタシステムの開発 為乗浩司・山本康一・姉川彰博
田口 剛・久保田真也・川原 誠 25
- ◇ 燃料電池自動車用高出力電気二重層キャパシタセルの開発 沖 尚彦・松本謙治・佐藤健児
池尾 充・松本康弘・安部直行 31
- ◇ 高性能電気二重層キャパシタ用電極体の開発 岩井田 学・小山茂樹
村上顕一・駒澤映祐 37
- ◇ インサートモールドプロセスを用いた高シール性電気二重層キャパシタ用ケースカバーの開発
駒月正人・五十嵐和明
太田 徹・安田範史 45
- ◇ 家庭用小型コージェネレーションユニットの紹介 高石敏充・荒 真人・戸川一宏 53
- ◇ 実用ATV「RINCON TRX650FA」の紹介 堀 良昭・関 文三・鈴木秀明
中村道郎・工藤一浩 59
- ◇ 実用ATV「TRX650FA」用3速オートマチックトランスミッション付きエンジンの開発
堀 良昭・濱岡誠二
俵 秀幸・中沢 健 69
- ◇ 低燃費・低エミッションのタイ向け小型二輪車用4ストロークエンジンの開発
澤村吉信・斉藤則夫・坂本文一郎
小林英男・廣瀬義久 77
- ◇ 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
島田信弘・赤松俊二・上田 稔
林 徹・平方良明 83
- ◇ Development of Engine Rock Dampers for the Manual Transmission 2003 Acura 3.2CL Type-S
Michael THOMPSON・Atsushi YONEYAMA 89
- ◇ 人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
檜垣信男・横山太郎・藤村希久雄 95

◇ CFDを用いた吸気ポート設計支援ツールの構築	高橋易資・村上泰男	103
◇ 自動車用トランスミッション開発における設計者の行なうCAE解析例と今後の方向性 内田孝尚・永井 滋・小山 重		109
◇ 薄肉軽量マルチゲートLPDC製法アルミホイールの開発	高橋 聡	115
◇ 直流ブラシレスモータ用バスリング樹脂モールド技術の開発	竹内和夫・田中高太郎 堀江達郎・岡村明拓	123
◇ 極薄板用アーク溶接の制御方法	上田孝治・柳田 章 山上 武・村上 学	131

論文

◇ 2行程機関のガス交換法による自着火燃焼の制御メカニズム	石橋羊一・西田憲二 堺 幸男・作山尚史	137
◇ エンジン発電機の系統連系技術	小谷善明・新萩義久 中田泰弘・中川義徳	145
◇ ピニオンギヤ飛び込み式スタータの低騒音化の研究	高野幹広・田中正志 平松伸行・青木 隆	151
◇ 二輪車衝突時の乗員挙動シミュレーション	並木秀夫・中村豊一・飯島 聡	159
◇ 動的崩壊問題における3次元大変形梁要素の定式化	高田賢治・Wlodek Abramowicz	165
◇ 駆動輪の軸受回りにおけるスティックスリップ音の研究	柏井幹雄・篠原治男・丹羽伸雄 山川郁生・大出茂基・水野邦生	173
◇ 自動車用防音パッケージのSEAパラメータ予測	見坐地一人・多田寛子・来原裕司 野口好洋・山下 剛	181
◇ 車体骨格構想段階に適用可能なCAE技術の開発	藤井隆之・藤田成雄・吉澤泰史	187
◇ 部品の弾性変形を考慮したサスペンション特性解析	塚越 誠・首藤拓也	195
◇ 機構制御時の車両挙動シミュレーション	竹間一朗・横山浩紀	203
◇ CFRPによる軽量フードおよびリアスポイラの開発	山根保夫・桜庭智裕	209
◇ High-Scratch Resistant Polypropylene for Instrument Panels	Bryan CERRA・Corey MCENHILL	215
◇ 低コスト防錆顔料を用いた鉛フリー電着塗装の開発	森下洋行・金子勝吉	221
◇ 材料物性の改良によるバンパをリサイクルした材料の適用範囲拡大	平脇聡志・疋田賢次・上村知行	227

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Development of the Honda FCX Fuel Cell Vehicle Satoshi KAWASAKI • Masami OGURA
Tohru ONO • Youzo KAMI 1
- ◇Development of New Power Train for Honda FCX Fuel Cell Vehicle
..... Takayuki OGAWA • Kenichiro KIMURA • Kenji UCHIBORI
Sachito FUJIMOTO • Kiyoshi SHIMIZU 7
- ◇Development of Fuel Economy Measurement Method for Fuel Cell Vehicle
..... Satoshi AOYAGI • Takuya SHIRASAKA
Osamu SUKAGAWA • Naoki YOSHIZAWA 13
- ◇Rapid Compressed Hydrogen Filling System for Fuel Cell Vehicle
..... Yasuki YOSHIDA • Shuichi TOGASAWA • Koichi TAKAKU
Akira YAMADA • Hirokazu KUWABARA • Yoshio NUIYA 19
- ◇Development of Electric Double-layer Capacitor System for Fuel Cell Vehicle
..... Koji TAMENORI • Koichi YAMAMOTO • Akihiro ANEKAWA
Takeshi TAGUCHI • Shinya KUBOTA • Makoto KAWAHARA 25
- ◇Development of High-power Electric Double-layer Capacitor for Fuel Cell Vehicle
..... Naohiko OKI • Kenji MATSUMOTO • Kenji SATO
Mitsuru IKEO • Yasuhiro MATSUMOTO • Naoyuki ABE 31
- ◇Development of Activated Carbon Electrode for Advanced Electric Double-layer Capacitor
..... Manabu IWAIDA • Shigeki OYAMA
Kenichi MURAKAMI • Eisuke KOMAZAWA 37
- ◇Development of Seal Technology for Electric Double-layer Capacitor Cover
Using Aluminum-Resin Insert Mould Process
..... Masato KOMATSUKI • Kazuaki IGARASHI
Toru OTA • Norifumi YASUDA 45
- ◇Introduction of Micro Combined Heat and Power Generation Unit for Residential Use
..... Toshimitsu TAKAISHI • Masato ARA • Kazuhiro TOGAWA 53
- ◇Introduction of ATV“ RINCON TRX650FA ”..... Yoshiaki HORI • Bunzo SEKI • Hideaki SUZUKI
Michio NAKAMURA • Kazuhiro KUDO 59
- ◇Development of an Engine with 3-speed Automatic Transmission for“ TRX650FA ”
..... Yoshiaki HORI • Seiji HAMAOKA
Hideyuki TAWARA • Takeshi NAKAZAWA 69
- ◇Development of a 4-stroke Engine for Small Motorcycle with Low Fuel Consumption
and Low Emission for Thailand
..... Yoshinobu SAWAMURA • Norio SAITO • Bunichiro SAKAMOTO
Hideo KOBAYASHI • Yoshihisa HIROSE 77
- ◇Development of an ECU Integrated Throttle Body System Module for Compact Fuel Injection
System Used in Small Motorcycles and Scooters
..... Nobuhiro SHIMADA • Shunji AKAMATSU • Minoru UEDA
Akira HAYASHI • Yoshiaki HIRAKATA 83
- ◇Development of Engine Rock Dampers for the Manual Transmission 2003 Acura 3.2CL Type-S
..... Michael THOMPSON • Atsushi YONEYAMA 89
- ◇Gesture Recognition Algorithm for Understanding of Man-Machine Interaction
and Its Adaptation for New ASIMO
..... Nobuo HIGAKI • Taro YOKOYAMA • Kikuo FUJIMURA 95

◇Establishment of an Intake Port Design Support Tool Using CFD	Yasushi TAKAHASHI • Yasuo MURAKAMI	103
◇Practical Examples and Future Directions for CAE-Based Development for Automobile Transmissions by Designers	Takanao UCHIDA • Shigeru NAGAI • Shigeru KOYAMA	109
◇Development of a Thin, Lightweight Aluminum Wheel by Multi-gate LPDC Process	Satoshi TAKAHASHI	115
◇Development of a Plastic Mold Technology for Bus Ring for DC Brushless Motor	Kazuo TAKEUCHI • Kotaro TANAKA Tatsuro HORIE • Akihiro OKAMURA	123
◇Method of Controlling Arc Welding on Ultrathin Board	Koji UEDA • Akira YANAGITA Takeshi YAMAGAMI • Manabu MURAKAMI	131

Technical papers

◇Two-Stroke Gas Exchanging Method for Controlling Auto-Ignition : Activated Radical Combustion	Yoichi ISHIBASHI • Kenji NISHIDA Yukio SAKAI • Hisashi SAKUYAMA	137
◇Interconnection Technology for Engine Generators	Yoshiaki KOTANI • Yoshihisa SHINOGI Yasuhiro NAKADA • Yoshinori NAKAGAWA	145
◇Research on Noise Reduction for Pinion Shift-type Starter	Mikihiro TAKANO • Masashi TANAKA Nobuyuki HIRAMATSU • Takashi AOKI	151
◇A Computer Simulation for Motorcycle Rider-Motion in Collision	Hideo NAMIKI • Toyokazu NAKAMURA • Satoshi IJIMA	159
◇Novel Formulation of the 3D Large Deformation Beam Element for Dynamic Crash Analysis	Kenji TAKADA • Wlodek Abramowicz	165
◇Research on Stick-Slip Noise around Hub Bearings in Driven Wheels	Mikio KASHIWA • Haruo SHINOHARA • Nobuo NIWA Ikuo YAMAKAWA • Shigeki OIDE • Kunio MIZUNO	173
◇Prediction of Vehicle SEA Model Input Parameters a Sound Package	Kazuhito MISAJI • Hiroko TADA • Yuji KURUHARA Yoshihiro NOGUCHI • Tsuyoshi YAMASHITA	181
◇Development of CAE Technology Applicable to the Concept Stage of BIW	Takayuki FUJII • Shigeo FUJITA • Yasushi YOSHIKAWA	187
◇Analysis of Suspension Characteristics Considering the Elastic Deformation of Parts	Makoto TSUKAGOSHI • Takuya SHUDO	195
◇Development of Vehicle Dynamics Simulation System under Running Mechanical Control Device	Ichiro TAKEMA • Hiroki YOKOYAMA	203
◇Development of Lightweight CFRP Hood and Rear Spoiler	Yasuo YAMANE • Tomohiro SAKURABA	209
◇High-Scratch Resistant Polypropylene for Instrument Panels	Bryan CERRA • Corey MCENHILL	215
◇Development of Lead Free E-coating with Low Cost Anti-rust Pigments	Hiroyuki MORISHITA • Katsuyoshi KANEKO	221
◇Expansion of Applicable Scope for Use of Recycled Bumper Materials by Modification of Properties	Satoshi HIRAWAKI • Kenji HIKITA • Tomoyuki UEMURA	227

世界初の燃料電池乗用車 Honda FCX の開発

Development of the Honda FCX Fuel Cell Vehicle

川崎 聡 志*

Satoshi KAWASAKI

小野 徹*

Tohru ONO

小椋 正 己*

Masami OGURA

加美 陽 三*

Youzo KAMI

要 旨

Honda は環境問題やエネルギー問題に対応可能な究極のクリーンパワーである燃料電池を搭載した FCX を開発し、2002 年 12 月に日米同時に発売・納車した。FCX は高圧タンクを用いた、圧縮水素ガスで発電する燃料電池とウルトラキャパシタを組み合わせた電源を持ち、高性能モータにより駆動する。Honda 独自のパッケージ技術により、コンパクトなボデーにこれらのユニットを配置し、実用的な航続距離と最高速度、力強い走りを実現した。また全方向からの衝突安全性能を確保し、大人 4 人が快適に乗れるキャビンを実現した。

ABSTRACT

Honda has developed the ultimate clean power fuel cell vehicle, the FCX, to respond to environmental and energy issues. Honda simultaneously marketed the FCX in the U.S. and Japan in December 2002. This vehicle is provided with a compressed pure hydrogen type fuel cell and an Ultra capacitor as a combined power source, and is driven by a high-performance drive motor. Honda's original packaging technologies enable these units to be fitted in a compact body. The FCX has a practical driving range, high maximum speed, and excellent power performance. The vehicle also ensures crash safety from all directions and comfortably seat four adults.

1. はじめに

大気汚染や地球温暖化、さらには石油資源の枯渇といった、さまざまな環境・エネルギー問題に対して根本的に対応するためには、有害物質や CO₂ を排出しないことに加え、化石燃料に頼らないエネルギー源が理想である。これまで Honda は電気自動車 EV PLUS やハイブリッド車の開発と販売を進めてきた。次世代の理想的な燃料として『水素』に着目し、水素と酸素を化学反応させて電気を生み出し水を排出するという、究極の環境性能を可能にする燃料電池を核にした車両エネルギー効率の高いパワートレインの開発と乗用車として走りの性能、居住性、安全性にも優れた燃料電池自動車の実現をめざしてきた。

FCX シリーズは 1999 年 9 月にプロトタイプの V1, V2 の同時発表以来、2000 年には V3 を、2001 年には V4 を、2002 年には FCX を発表し、社内テスト車における走行試験や衝突安全、水素安全、電気安全テストを、更にはアメリカの CaFCP (カリフォルニア州フューエルセルパートナーシップ) における実走行試験や、国内においては国土交通省の大臣認定取得による公道走行試験により、研究と熟成を重ねてきた。

*栃木研究所

この結果、2002 年 12 月 2 日に世界に先駆けて、燃料電池乗用車を発表し、国内では日本政府内閣府に、米国においてはロサンゼルス市に同日納車をした。

2. 開発経緯

FCX-V1, V2, V3, V4 ならびに FCX の主要諸元の経歴を Table 1 に示す。1999 年に発表した FCX-V1 は水素タンクが金属吸着合金タイプの純水素燃料電池自動車、V2 は液体燃料のメタノール改質型の燃料電池自動車であった。

2000 年 9 月に CaFCP に参加した FCX-V3 を発表した。水素燃料を高圧圧縮ガス容器に蓄える純水素タイプを採用し、パワートレインの実力を確認することができた。さらに V3 では燃料電池本体にホンダ内製とカナダ、バラード・パワー・システムズ社製の両方のシステムをそれぞれ搭載した車両で、カリフォルニアで公道走行を実施した。2001 年 7 月には国内大臣認定を取得し、公道走行実験を開始し約 1 年間走行した。

2001 年 9 月には基本構造とレイアウトを見直し、完成車としての基本となる FCX-V4 を発表した。主要な衝突テス

Table 1 History of major specifications

	FCX V1	FCX V2	FCX V3 / V3 with Honda FC Stack	FCX V4	FCX
Exterior					
Hydrogen supply system	Metal hydride	Methanol reformer	High-pressure hydrogen tank (25MPa)	High-pressure hydrogen tank (35MPa)	High-pressure hydrogen tank (35MPa)
Hydrogen storage volume	—	—	100L	137L	156.6L
Fuel cell stack	PEFC (Proton-exchange membrane fuel cell)	PEFC (Proton-exchange membrane fuel cell)	PEFC (Proton-exchange membrane fuel cell)	PEFC (Proton-exchange membrane fuel cell)	PEFC (Proton-exchange membrane fuel cell)
Power assist	Battery	Battery	Ultra capacitor	Ultra capacitor	Ultra capacitor
Maximum motor output	49kW[67PS]	49kW[67PS]	60kW[82PS]	60kW[82PS]	60kW[82PS]
Maximum motor torque	—	—	238N·m[24.3kg·m]	238N·m[24.3kg·m]	272N·m[27.7kg·m]
Maximum speed	—	—	130 km/h	140 km/h	150km/h
Range (With LA4 mode)	—	—	180 km	315 km	355 km
Passenger	2	2	4	4	4
Cargo space volume	—	—	—	98 L	102 L

ト項目の結果も良好で、車両としての主要構成要素の配置を確定する事ができた。V4も大臣認定を取得して、公道走行実験を重ねるとともに、発売車両 FCX の原型となった。このように改良を重ね、2002 年に FCX として製作した。

3. 車両概要

3.1. 車両外観

Fig. 1 に外観写真を、Fig. 2 にインテリアデザインを示す。エクステリアデザインは電気自動車Honda EV PLUS⁽¹⁾、⁽²⁾の車体をベースに、FC のパワーユニットを搭載するボデー下半分にしっかり感と安心感が出るデザインとした。また水素と水をイメージしてブルー基調のツートンカラーにしている。インテリアも同じようにブルー基調の内装色にして全体の統一を図った。



Fig. 1 Exterior view of FCX



Fig. 2 Interior design

3.2. パッケージコンセプトと主要諸元

FCXでは新しいパワートレインである燃料電池システムを量産可能な構造とするため、新しい FCV 専用プラットフォームを開発した。パッケージのコンセプトは以下の通りである。

- ・ パワートレインの床下集中配置
- ・ EV PLUS ベースのコンパクトボデー
- ・ 大人4人に十分なキャビンとトランクスペース
- ・ 走行性に優れた専用設計シャシ
- ・ 水素および高電圧電気の高信頼・安全対策
- ・ 乗員とパワートレインを保護する全方位衝突安全

EV PLUSと同様の寸法の中に燃料電池のシステムを搭載し、重量増加を最小限に抑えることに成功した。Table 2に主要諸元を示す。

Table 2 FCX major specifications

Length / Width / Height (mm)	4 165 / 1 760 / 1 645
Wheel base (mm)	2 530
Vehicle weight (kg)	1 680
Number of passengers	4

3.3. 主要レイアウト

FCXは、ボデーサイズやキャビン空間の広さ、衝突安全性能など車両としての基本的な機能および性能を高次元で実現するために、プラットフォームを専用に開発した。Fig. 3 に主要構成部品の配置を示す。

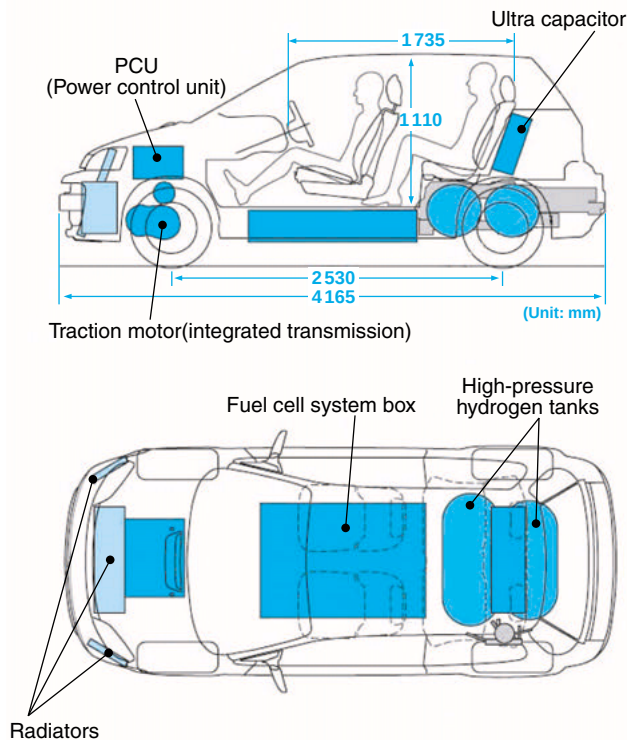


Fig. 3 Placement of major components in FCX

燃料電池システムのレイアウトの自由度を生かしながら高圧水素タンクをリアシート下に設置し、燃料電池システムを重量や大きさを考慮して床下に集中配置することで、広い空間を確保しながら優れた衝突安全性を実現した。ウルトラキャパシタはリアシート背後に斜めにレイアウトし、荷室スペースも確保した。さらにスペース効率と走行性に優れたリアサスペンションを採用した。こうした工夫に加え、PCUやトランスミッションのコンパクト化などによって運転しやすいボデーサイズとするとともに、燃料電池システムのラジエータを大型化して中央に配置し、さらにドライブトレイン用サブラジエータを両サイドに配し、冷却性能の向上を図った。構成要素が多い燃料電池自動車でありながら、最適な配置によってFF車として理想的な前後重量配分 55 : 45 を実現した。

3.4. 主要ユニットの構成と配置

主要ユニットの配置を Fig. 4 に、構成を Fig. 5 に示す。すべての主要ユニットをコンパクトに配置した。

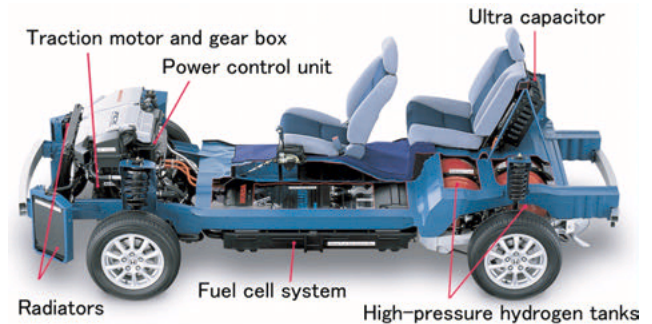


Fig. 4 Positioning of power train

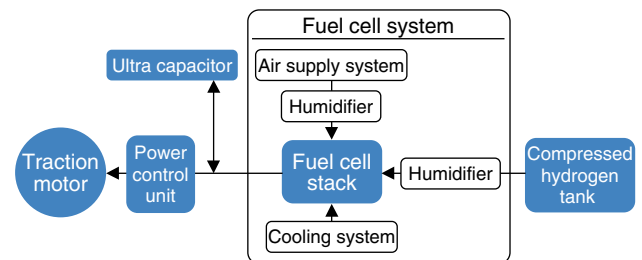


Fig. 5 Simplified diagram of power train system

4. 搭載技術

4.1. 水素タンクと搭載構造

水素を貯蔵するタンクは、航続距離の向上を達成するため、大容量でかつ軽量の構造特性が必要である。FCXでは、アルミライナ、カーボンファイバ、グラスファイバの3層からなる、高強度、対腐食性をあわせ持つ34.4MPaの充てんを可能にした高圧水素タンクを採用した。水素タンクの構造をFig. 6に示す。このタンクを2本搭載することで156.6Lのタンク容量を確保し、燃料消費率の向上とあわせて航続距離355kmを実現した。また、充てん時間は高圧充てん設備使用時で3分程度と、ガソリン車と同等の簡便さを実現している。

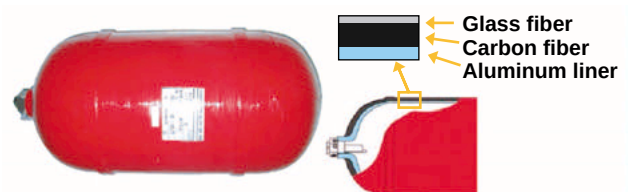


Fig. 6 High-pressure hydrogen tank

Fig. 7 に示すように、2本の水素タンクは周囲を取り囲むように押出しアルミニウム部材で構成したサブフレームに搭載されている。サブフレームに5リンクダブルウィッシュボーンタイプのリアサスペンションを合せて取付け、一体搭載を可能にして、スペース効率と搭載性の向上にも寄与している。

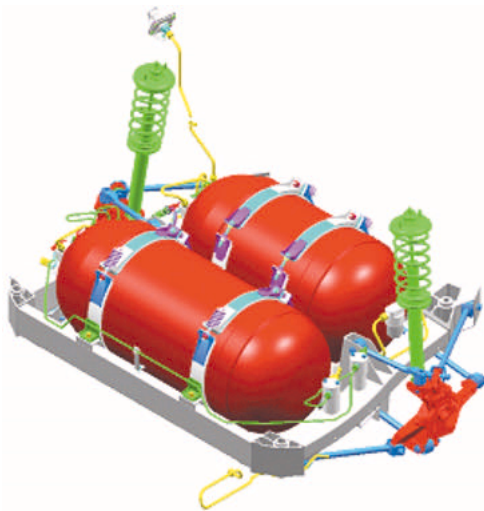


Fig. 7 Rear suspension assembly

4.2. 水素および高電圧安全対策

FCXでは、前述のように燃料電池システムボックスを床下集中配置したことにより、乗員空間と水素・高電圧システムを完全に隔絶する構造とした。また、不慮の水素漏れを考慮して水素センサを各所に設置し、かつ燃料電池システムボックス内に水素が漏れた場合には、ボックス内の強制換気システムを作動させて安全な水素濃度以下に保つシステムを搭載した。必要に応じて水素タンクの主止弁や供給経路の適所に配置した遮断弁で自動的に水素を遮断するシステムも搭載した。

水素安全において重要な水素漏れ警告システムと水素センサ配置の一部を Fig. 8 に示す。車体の水素センサが定量以上の水素漏れを検知した場合、メータパネル内の警告灯が点灯し、適時に燃料を遮断する。

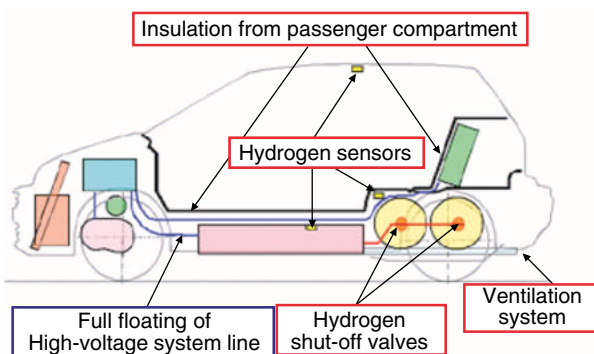


Fig. 8 Hydrogen and high-voltage safety structure and location of the hydrogen sensors

また、高電圧システムは車体から絶縁させている。電装システムと車体の地絡時にはセンサにより警告し、衝突時には遮断器によって元電源をシステムから遮断する。これらのシステムは、浸水テストやタンクの火災実験などを繰り返し行うことで、高い安全性と信頼性を確保した。

Fig. 9 に信頼性テストの一例としてプールを走行する浸水テストの例を示す。

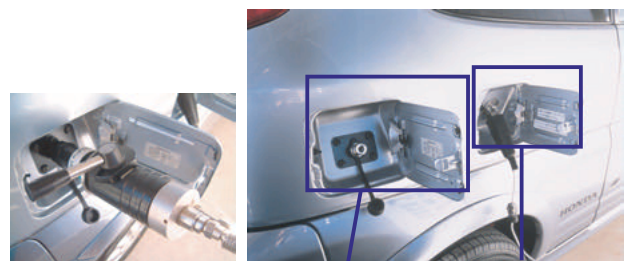


Fig. 9 Water-proof test

4.3. 水素充てん時の安全対策

水素の充てん口は、充てんノズルの接続性がよく、信頼性の高いフィルタを備え、さらに水素シール性に優れた逆止弁一体構造を採用した。ノズルの形状は異種ガスの混入や充てん力の異なるノズルの誤接続を防止する構造となっている。

更に水素充てん前に車体の静電気を取り除くアースシステムを採用した。Fig. 10に示すように水素充てん口のオープナはアースリッド内にあり、まずアースリッドを開けないとオープナの操作ができない安全設計を行なった。



Hydrogen charging inlet Grounding system (Receptacle)

Fig. 10 Hydrogen charging inlet and grounding system

4.4. ボデー構造と衝突安全

4.4.1. 燃料電池システムの衝突安全性の考え方

衝突安全は、乗員保護性に加えて燃料電池システムと水素タンクシステムの衝突時の衝撃力と車体変形に対して十分な安全性能が得られるよう開発を行った。車体構造は、Fig. 11に示すように衝撃を吸収する骨格フレームから構成されている。車体の四方から加わる衝突の変形に対して、車体の各フレーム構造により燃料電池の主要デバイスが守られる配置とした。

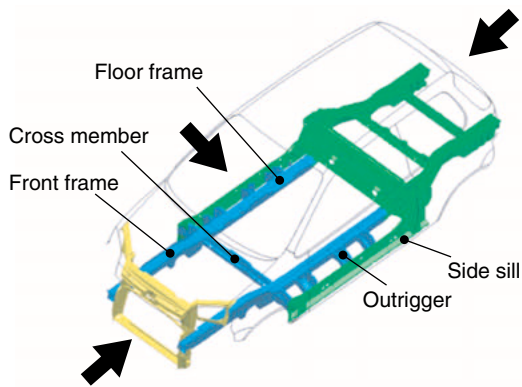


Fig. 11 Basic framework

車体前後方向にフロントフレームからフロアフレームまで大断面のストレートフレーム骨格を形成し、側方にはフロアフレームからサイドシルまでつながったクロスメンバやアウトリガを配置した。フロントフレームには衝突吸収構造を持たせ、前面衝突時のキャビンへの衝撃を抑制する。側面衝突に対してはアウトリガが衝撃を効果的に吸収し、キャビンや燃料電池システムへの影響を抑えている。

燃料電池スタックを収納した車体床下ボックス構造は、衝突時の変形に対してシステムを保護する高い安全性構造となっている。Fig. 12にリアサブフレームの取り付け構造と車体構造を示す。アルミサブフレームはリヤフレームと結合しており、水素タンクを上下の二つのフレームが守る構造となっている。ウルトラキャパシタは水素タンクの上方キャビン内に配置されており、水素系と電気系合わせて車体構造が強固に保護する構造を形成している。

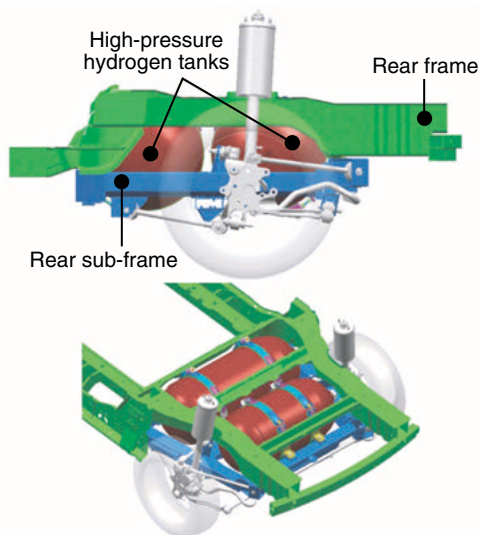


Fig. 12 Assembly of rear sub-frame

4.4.2. 衝突テスト結果

燃料電池システムの配置と車体構造を検証するため、衝突テストを実施した。Fig. 13に示すように正面衝突、前面オフセット衝突、側面衝突、後面衝突の各テストにおいて、

減速加速度と車体変形量が制御され、水素と電気システムも良好な安全性を確認した。

衝突テストに際しては、テスト用のガスとして水素の代わりに性状がよく近似しているヘリウムガスを用いた。水素タンクと配管に約 35MPa の圧力で充てんし、テストを行っている。

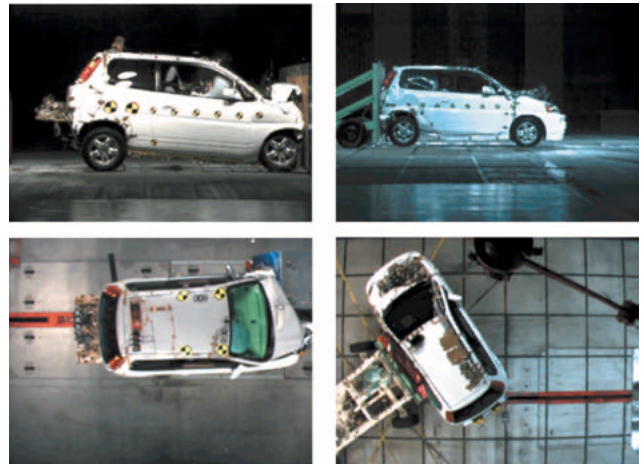


Fig. 13 Crash test images

4.4.3. 衝突時における電気水素遮断システム

衝突の衝撃に対する車体構造は前項で述べたが、さらに安全性を高める機能として衝突時にモータ駆動電源と水素供給システムを遮断させるシステムを搭載した。車体に加わる衝撃加速度から乗員を保護するエアバッグシステムと同様に、加速度センサを配し、前面、側面、後面のそれぞれの衝突現象を検知し、電源と水素遮断弁を作動させて安全にシステムを停止させることが出来る。衝突の判断は、前面はオフセット衝突、側面では局部的な変形の衝突にも対応させるため、複数の補助センサを配置し、車体変形に対する検知能力の向上を図っている。

4.5. シャシ(サスペンション、EPS、ブレーキ)

燃料電池パワートレインによるスムーズで力強い走りに加え、シャシを中心に乗り心地や安定性、操作快適性などを追求した。市街地から高速道路まで、運転操作しやすく心地よい走りを実現した。

フロントサスペンションにはマクファーソンストラットを、リアには当社のアコードの5リンクダブルウィッシュボーンタイプを採用し、優れた操縦安定性と乗り心地を実現した。

ステアリングはラックアシストタイプの電動パワーステアリングを専用設計し、低速走行で取り回しのよい自然な操舵フィールと、高速走行でのしっかりした安定感を両立した。

ブレーキは電動負圧ポンプとマスタパワーによって制動力を適切にアシストする。また EBD(電子制御制動力分配システム)付 ABS を標準装備した。

4.6. メータ

運転する人が燃料電池車のシステムの作動を実感出来るように、先進デザインのFCV専用メータを搭載した。スピードメータを中心に、左右にはパワーメータと水素燃料系を配置した視認性に優れた3眼メータとした。Fig. 14にメータの全点灯状態を示す。

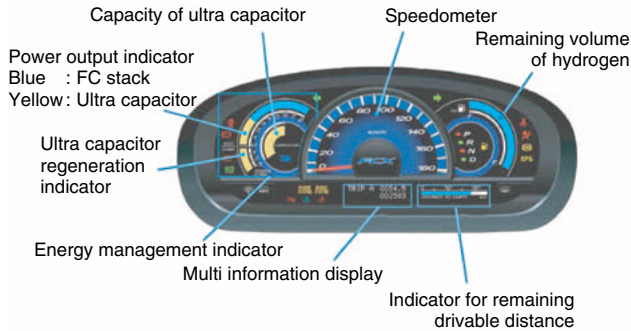


Fig. 14 Cluster design

出力メータは、燃料電池スタックの出力やウルトラキャパシタの充電容量を表示し、走行状況によって刻々変化するエネルギーマネジメント状況をわかりやすく表示している。Fig. 15に出力メータの作動図を示す。残りの水素燃

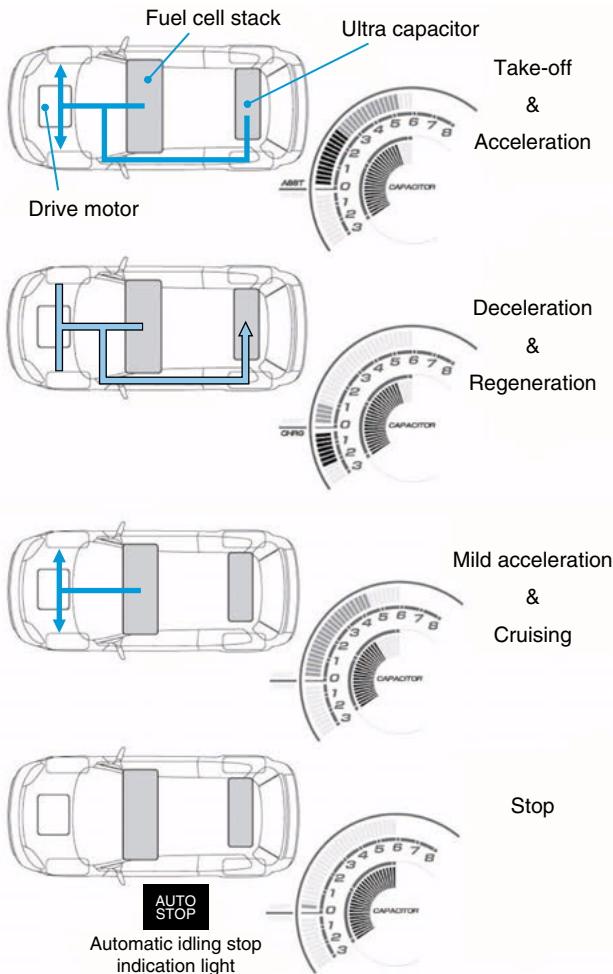


Fig. 15 Graphic images of meter functions

料の量と、燃料消費状況に基づき、走行可能距離がわかる残走行距離計も採用した。さらに、下段中央にはオドメータ・トリップメータと、車両の状態変化表示とを切り替え表示できるマルチインフォメーションディスプレイを備えている。

5. おわりに

Honda FCXは世界で最初に発売された燃料電池乗用車となった。しかし、今回の発売はまだ燃料電池自動車普及の始まりに過ぎない。低温始動性の問題、コスト低減の問題、水素充てんインフラの問題など、近い将来の本格的な普及にはまだ多くの課題が残されており、Honda はこれらの課題に今後も取り組んで行く。多くの人に燃料電池自動車のすばらしさを見て乗って支持されてこそ、真の環境対応車として発展して行くであろう。

この世界初の発売・納車と言う一大区切りを節目に、更なる技術開発に邁進したい。

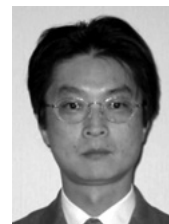
6. 謝辞

最後にこのFCXの発売・納車に当り、各研究所、製作所、協力メーカの各関係部署を始め、多くの方々から絶大なご協力をいただいたことに、あらためて感謝の意を表したい。

7. 参考文献

- (1) 今井 裕道, 鈴木 茂, 長谷川 修, 松本 謙次: 電気自動車 CUV-4 の紹介, HONDA R&D Technical Review, Vol. 7, p.1-8(1995)
- (2) 小椋 正己, 鈴木 茂, 松本 謙次: 電気自動車 EV PLUS の紹介, HONDA R&D Technical Review, Vol. 9, p.1-10(1997)

■ 著 者 ■



川崎 聡志



小椋 正己



小野 徹



加美 陽三

燃料電池乗用車 Honda FCX 用パワートレインの開発

Development of New Power Train for Honda FCX Fuel Cell Vehicle

小 川 隆 行*
Takayuki OGAWA
藤 本 幸 人*
Sachito FUJIMOTO

木 村 顕一郎*
Kenichiro KIMURA
清 水 潔*
Kiyoshi SHIMIZU

内 堀 憲 治*
Kenji UCHIBORI

要 旨

ABSTRACT

環境問題やエネルギー問題に対応するために、CO₂と排気エミッションを全く排出しない燃料電池を核にしたクリーンパワートレインを Honda FCX に搭載し世界初で日米に発売、納車した。このパワートレインは純水素タイプの燃料電池にウルトラキャパシタを組合せたシステムと、リラクタンストルク併用型のトラクションモータにより、ゼロエミッション、CO₂フリーに加え、同等サイズのガソリンハイブリッド車(HEV)の約 1.5 倍にあたる車両エネルギー効率 45%を達成した。また、HEV を上回る燃費性能と、ガソリンエンジン車(ICEV)より優れた発進加速性能を有する。

To respond to increasing environmental concerns and demands for clean energy, Honda has developed an emission-free clean power train employing fuel cells. This power train has been fitted in the FCX fuel cell vehicle, which is being simultaneously marketed in Japan and the US in a world first. The new power train is made up of a combined pure hydrogen fuel cell stack and Ultra capacitor system, and a reluctance torque traction motor. In addition to having a zero level of emissions of CO₂ and other pollutants, the new power train has raised the energy efficiency of the FCX to 45%, almost 1.5 times that of an electric-gasoline hybrid vehicle (HEV) of equivalent size. The FCX also has higher fuel economy than an HEV, and superior acceleration from a standstill to a gasoline internal combustion engine vehicle (ICEV).

1. まえがき

地球温暖化や大気汚染といった環境問題に対応して、これまで Honda では、VTEC によるガソリンエンジン燃焼技術の向上⁽¹⁾や、電気自動車 Honda EV PLUS⁽²⁾、天然ガス自動車 Honda Civic GX⁽³⁾、ハイブリッド自動車 Honda Civic Hybrid⁽⁴⁾など、高効率なクリーンパワートレインの開発に取り組んできた。今回、CO₂フリーとゼロエミッションの達成、および、将来の石油資源の枯渇化に対応した化石燃料に依らない代替エネルギーの利用を目指し、純水素を燃料とする燃料電池を核に、Honda 独自のウルトラキャパシタとリラクタンストルク併用型トラクションモータを組合せるとともに、これまで独自に培ってきたエレクトリックドライブ技術、高圧ガス貯蔵技術、高精度ハイブリッドエネルギーマネジメント技術を投入した、高効率でハイレスポンスなクリーンパワートレインを FCX に搭載して、世界初で日米同時に納車することが出来た。

本稿では、この FCX に搭載したパワートレインについて解説する。

*和光基礎技術研究センター

2. 開発コンセプト

今回の開発の目的は、社会が車に求める環境性能のみに留まらず、ややもすると環境性能追求により犠牲にされがちな、加速性能や、ハイレスポンスで、かつ、スムーズなドライバビリティといったユーザが車に求める商品性を高い次元で両立する新世代パワートレインを世界に先駆けて実現することである。

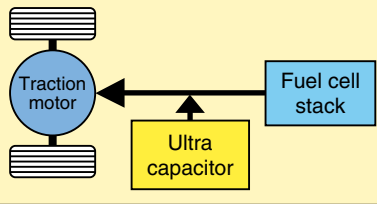
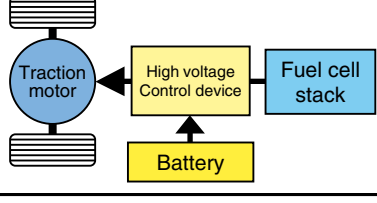
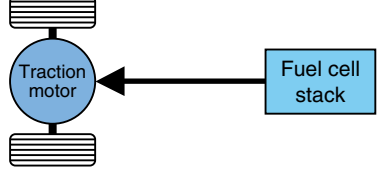
開発の具体的なコンセプトを以下に示す。

- (1)ゼロエミッション・CO₂フリー
- (2)ハイブリッド車を越える車両エネルギー効率
(Tank to wheel)
- (3)ガソリン車を上回る発進加速性能
- (4)車のスペースを有効に生かせるコンパクト設計

3. パワートレインシステム

開発コンセプトを具現化するに当たり、基本システムの検討を行った。

Table 1 Comparison of system configurations

	Basic configuration	System configuration	Efficiency	Power performance
Capacitor-assisted system FCX		High-voltage distribution system not required	Electric transmission efficiency : HIGH Braking regeneration : YES	Instantaneous high power assist possible
Battery-assisted system		High-voltage distribution system required for fuel cell stack / battery	Electric transmission Efficiency : MED (Losses of high voltage controllers) Braking regeneration : YES	Power assist possible
Fuel cell direct-supply system		Simple high-voltage system Startup device required	Electric transmission Efficiency : HIGH Braking regeneration : NO	Power and responsiveness depend on fuel cell stack

まず水素供給については、ゼロエミッションおよび CO₂ フリーを満足するため、改質システムを採用せず純水素を車両に搭載する方式とした。水素貯蔵方法としては、現時点のインフラ整備状況、車両エネルギー効率、水素充填時間および充填作業の簡便さを考慮し高圧水素タンク方式を採用した。

モータの駆動システムについても、燃料電池スタックからの出力のみを駆動力に利用する方式と、バッテリーやキャパシタといったエネルギーストレージを組合せて出力アシストや減速エネルギーの回生を行う機構を備える形式がある。Table 1に示す駆動システム比較の結果、以下の優れた特徴を持つ、ウルトラキャパシタアシストシステムを採用した。

- ・ 減速エネルギーの有効利用が可能でエネルギー伝達効率が良いため高い車両エネルギー効率が達成可能
- ・ 瞬時に大きな出力アシストが可能で動力性能に優れる

- ・ 高電圧制御器によるエネルギー分配システムが不要でシステムの小型・軽量化が可能

3.1. システム構成

パワートレインシステムの構成図を Fig. 1 に示す。燃料の水素を最高 34.4MPa で 156.6L 貯蔵出来る高圧水素タンクと、車両走行に必要な電力を発電する燃料電池発電システム、発進加速時に高出力でアシストし減速時に回生エネルギーを回収するウルトラキャパシタ、および車両を駆動する出力制御装置とトラクションモータとから構成される。Fig. 2 にパワートレインシステムの搭載図を示す。

3.2. 燃料電池システム

燃料電池システムは構成要素が多く搭載スペースを必要とするが、燃料電池スタックに供給するガスと冷媒および出力は、配管またはケーブルで接続する事が可能であり、搭

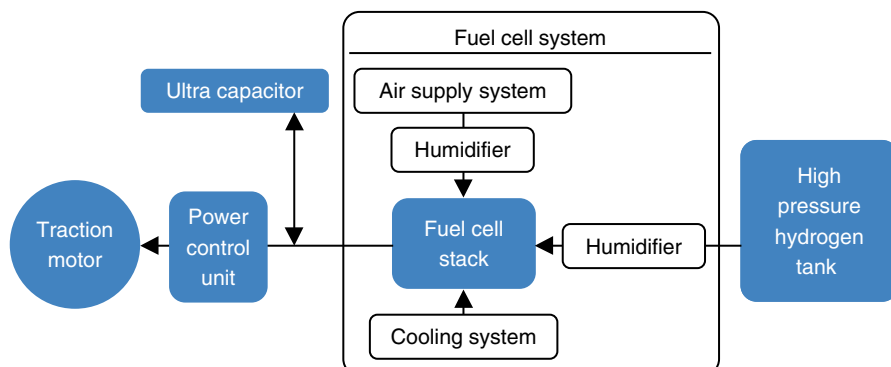


Fig. 1 Power train system configuration

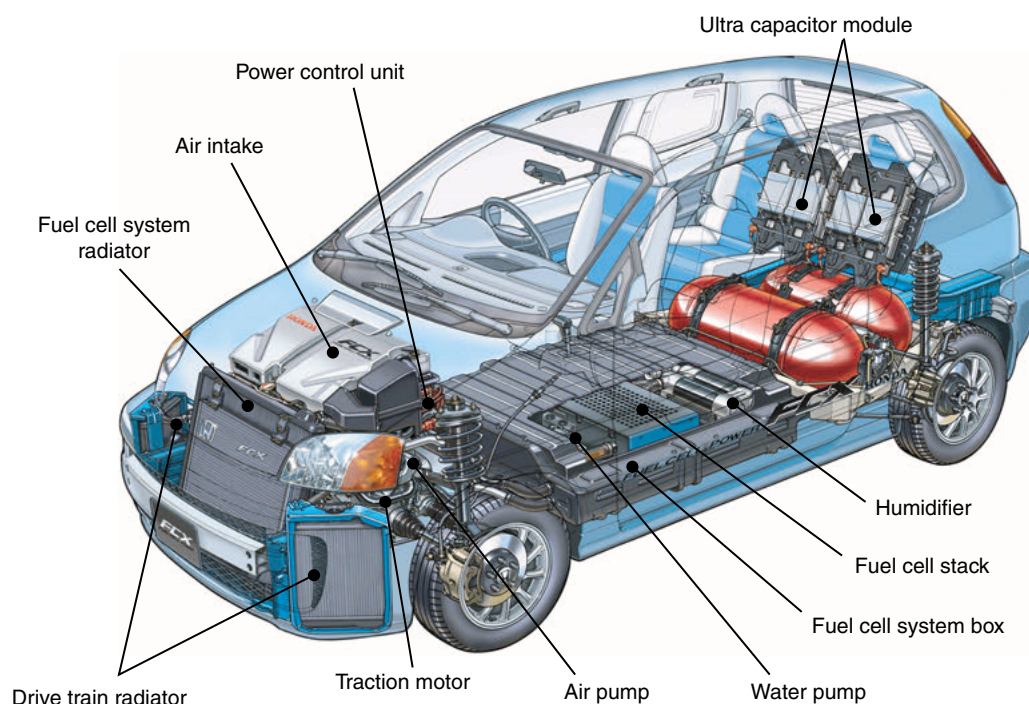


Fig. 2 Power train layout

載場所の自由度が高い。この特徴を生かし、燃料電池システム発電部を床下の燃料電池システムボックス内に集中配置し、低重心で理想的な重量配分と居住性を実現した。

3.2.1. 燃料電池スタック

燃料電池スタックは、巴拉ード・パワー・システムズ社製 PEFC(固体高分子)形燃料電池 MK902 であり、最高出力 78kW を発生する。

3.2.2. 空気供給システム

高電圧電源によるモータ駆動形リショルム式エアポンプにより、空気を適切な圧力と流量で燃料電池スタックに供給する。

更に、吸気音やエアポンプの振動騒音を抑え静粛性を高めるために、

- ・コンパクトにモジュール化した消音レゾネータチャンパー型吸気モジュールの開発
- ・車体にラバースマウントしたトラクションモータとトランスミッションに、エアポンプとエアポンプ駆動モータをラバースマウントで取りつけるダブルフローティングマウント方法の採用

を行った。

3.2.3. 水素供給システム

高圧水素タンクに最大圧力 34.4MPa で貯蔵して水素をレギュレータにより適切な圧力に調整し、燃料電池スタックに供給する。

3.2.4. 加湿システム

PEFC 形燃料電池スタックには水素と空気を加湿して供給する必要がある。これに対応して、燃料電池スタックが発電時に生成する水蒸気を直接、水素加湿と空気加湿に再利

Muffled resonator chamber and integrated intake module

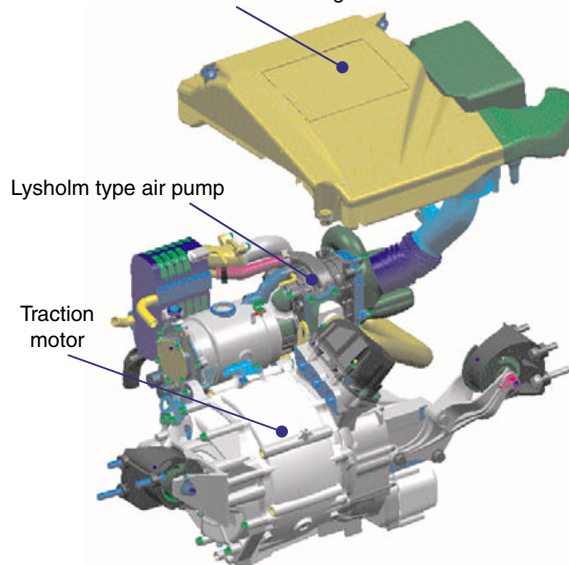


Fig. 3 Power train noise reduction measures

用する生成水回収(完全独立)形加湿システムを開発した。その結果、凝縮器や加湿水供給システムが不要となり、システムの簡素化が図れた。

3.2.5. 冷却システム

燃料電池冷却システムとドライブレイン冷却システムの 2 系統冷却システムを採用した。

燃料電池冷却システムは、燃料電池から燃料電池車専用開発した大型ラジエータに冷却水ポンプで燃料電池専用冷媒を循環させることで、ガソリンエンジンより低い管理温度の冷却水から効率的に放熱させることが可能である。

3.3. トラクションモータ

主駆動源であるトラクションモータについてはEV PLUSからの大幅な動力性能向上を目指して開発した。

FCX 用モータと EV PLUS 用モータの出力・トルク特性を Fig. 4 に示す。

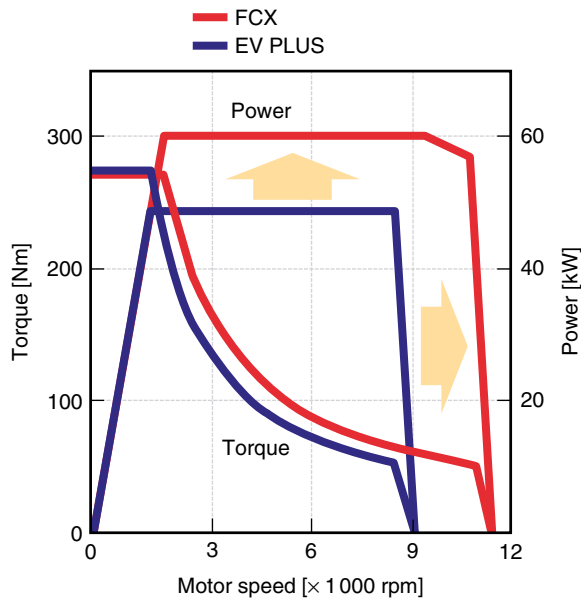


Fig. 4 Power / torque characteristic

まず全域の出力向上に向け従来の磁石の発生する磁力のみならず磁石ロータのヨーク部を突起(補助突極)としてステータ側に出すことにより、この突起をステータが発生する磁界によって引きつける、いわゆるリラクタンストルクを併用することとした。また制御においても全域フルデジタル制御を採用した。

また最高速を引き上げるためにはモータの発熱の抑制或いはロータの高耐熱化の必要がある。本モータは高耐熱磁石を使用すると共に、磁石発熱の原因であるうず電流損失を少なくするため、磁石をロータ軸方向に分割して磁石間を磁氣的に絶縁した。

他には、ステータ巻線の発熱を効率よく冷却する構造などにより、Table 2 に示すように EV PLUS より小型でありながら 60kW の定格出力と 93%以上の CITY モード効率を達成した。

Table 2 FCX and EV PLUS motor specifications

	EV PLUS	FCX
Max. output (kW)	49	60
Max. torque (Nm)	275	272
Max. revs (rpm)	8 750	11 000
Avg. efficiency in CITY mode (%)	90	93 or greater

4. 燃料電池+ウルトラキャパシタシステムの走行性能

4.1. 出力特性

Fig. 5 に走行中の燃料電池とウルトラキャパシタの出力特性の一例を示す。発進時や加速時には、主動力源の燃料電池をウルトラキャパシタが素早くアシストしており、ドライバーのアクセル操作に対して高い応答性を実現している。減速時には、エネルギーを回生してウルトラキャパシタに充電する。

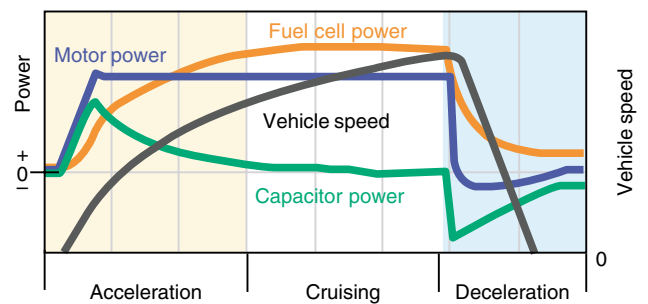


Fig. 5 Fuel cell and capacitor power characteristics

4.2. 加速性能

Fig. 6 に発進時の加速度の立ち上がり特性を示す。FCXは、キャパシタによる出力アシストと発進時から最大トルクを瞬時に発生するトラクションモータの特性を生かし、ICEVや HEV と比較して加速度の立ち上がり応答時間を大幅に短縮することができた。さらに、変速が無いことで、その加速度を持続出来るので優れた加速感が得られている。

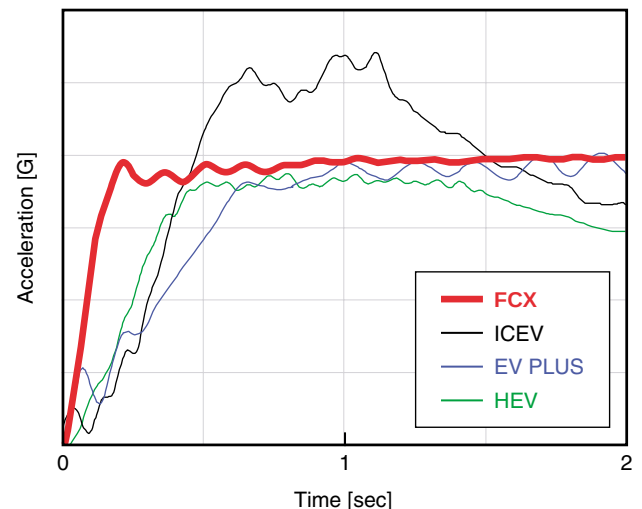


Fig. 6 Standing start performance

4.3. 効率・燃費性能

Fig. 7 に米国燃費認定試験で用いられる CITY モード走行時の燃料電池の出力、ウルトラキャパシタの出力と電圧を示す。停車時には、オートアイドルストップシステムにより空気供給システムと燃料電池スタックの発電を停止し、補機の消費電力量を低減することで水素の消費を抑制している。また、ウルトラキャパシタの電圧は、走行開始時と終了時で同電位であり、アシストと回生や充電を繰り返す CITYモードにおいても高精度のエネルギー収支を成立させている。

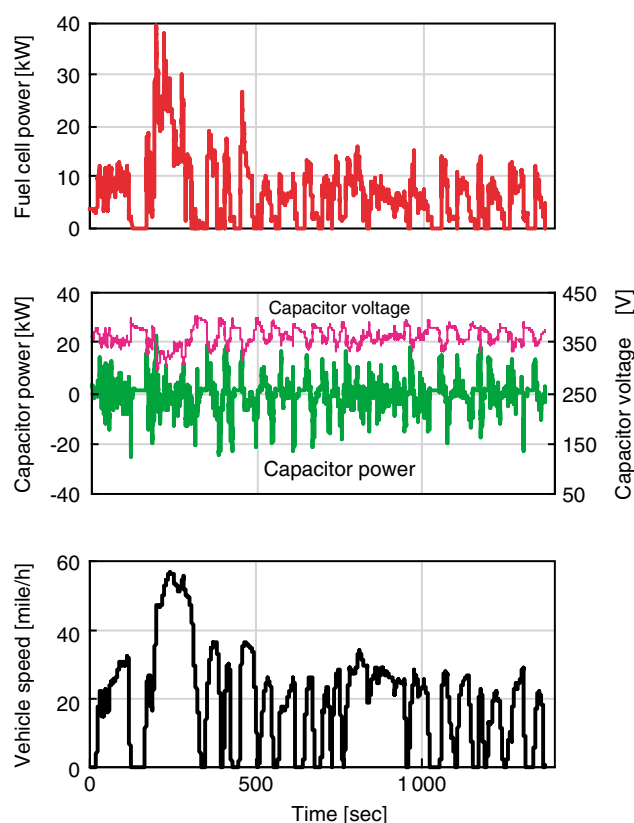


Fig. 7 Speed and power profile in CITY mode

以上のエネルギーマネジメント制御により、FCX は Fig. 9 に示されるように ICEV の2倍、HEV の約 1.5 倍の車両エネルギー効率 45%を達成した。また FCX は、燃料電池車として世界で初めて EPA (米国環境保護庁) と CARB (カリフォルニア大気資源局) の燃費認可⁽⁵⁾を取得しており、CITY モードでは、認定値 56.2 miles/kg Hydrogen, ラベル値 51 miles/kg Hydrogen, HWY モードでは、認定値 61.7 miles/kg Hydrogen, ラベル値 48 miles/kg Hydrogen である。Fig. 8 にその燃費ラベルを示す。今回は簡易的に 1 kg の水素エネルギーと 1 Gallon のガソリンのエネルギーをほぼ等価と見なし、Fig. 10 にて同等サイズの ICEV, HEV, CNG 車(天然ガス自動車)と CITY モードで比較した。FCX の燃費は、ICEV や CNG 車の 1.7 倍で HEV をも上回る性能を有している。

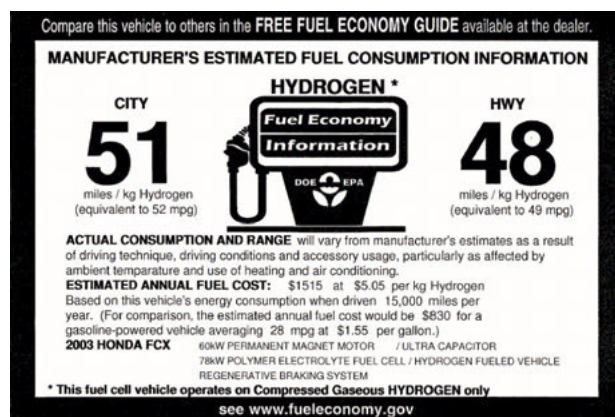


Fig. 8 FCX fuel economy label

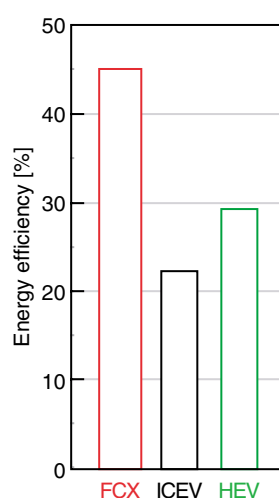


Fig. 9 Efficiency in CITY mode

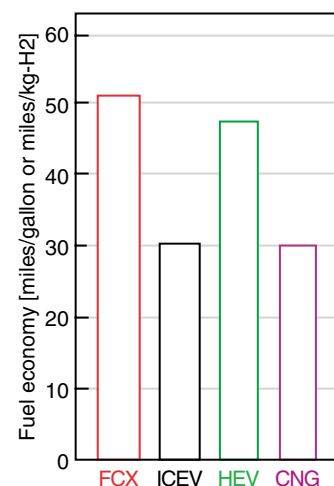


Fig. 10 Fuel economy in CITY mode

5. まとめ

純水素タイプの燃料電池とウルトラキャパシタを組合せたパワープラントシステムを開発し、ゼロエミッション、CO₂フリーに加え、HEV の 1.5 倍の車両エネルギー効率 45%を達成するとともに、HEV を上回る 51 miles/kg Hydrogen (ラベル値) の燃費と ICEV を上回る発進加速性能を得る事が出来た。この結果、FCX のパワープラントはユーザが車に求める「走り・燃費・商品性」と、究極クリーンを高い次元で両立できる次世代パワープラントである事を証明出来たと考えている。

しかしながら、燃料電池自動車の本格的な普及に向けては、低温始動性、コスト低減、航続距離など、まだ多くの課題が残されている。

世界初の販売、納車を終えた今、この課題克服に向けて、更なる技術開発を進めて行く所存である。

6. 謝辞

最後に、FCXの開発、発表、販売に当り、絶大なご協力をいただいた社内外の関係者の皆様に対し、深く感謝の意を表します。

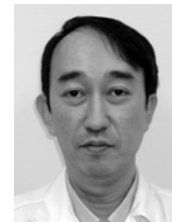
7. 参考文献

- (1) 新里智則, 林有登: 新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.45-54(2000)
- (2) 小椋正巳, 鈴木茂, 松本謙次: 電気自動車“HONDA EV PLUS”の紹介, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.1-10(1997)
- (3) 戸田琢士, 松木正人, 大森忠信, 山本裕司: Civic GX用 1.7L CNG エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.49-56(2002)
- (4) 松木正人, 若城輝男, 神山敏宏, 佐藤利行, 賀来嘉昭, 神田正弘: 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.39-47(2002)
- (5) <http://www.fueleconomy.gov/feg/feg2000.htm>
「2003 Fuel Economy Guide」

■ 著 者 ■



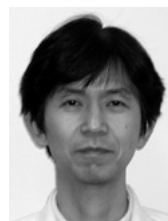
小川 隆行



木村 顕一郎



内堀 憲治



藤本 幸人



清水 潔

燃料電池自動車における燃費計測法の開発

Development of Fuel Economy Measurement Method for Fuel Cell Vehicle

青 柳 暁*

Satoshi AOYAGI

須賀川 修**

Osamu SUKAGAWA

白 坂 卓 也*

Takuya SHIRASAKA

吉 澤 直 樹**

Naoki YOSHIZAWA

要 旨

純水素形燃料電池車における種々の燃費計測法の中から、直接的な計測法で精度も高く比較的安価に製作できる質量法の特徴に着目し、燃料供給配管内の圧力変動による測定誤差や配管内に混入する空気によって水素純度が低下するといった問題を解決することで、実用的な燃料電池自動車の燃費計測法を開発した。本開発では、世界初の市販燃料電池乗用車である Honda FCX の燃費計測を支援するとともに、同車の EPA(米国環境保護庁)で行われた世界初の燃料電池車公式認可試験に計測装置を提供した。

ABSTRACT

A practical fuel economy measurement method has been developed for fuel cell vehicles. The weight method was selected for study from among the various fuel economy measurement methods available for pure hydrogen-type fuel cell vehicles as a direct measurement method which was accurate and could be produced at a comparatively low cost. Solutions were provided to the drawbacks of measurement errors caused by pressure variations in the fuel pipes and lowered hydrogen purity due to air entering the pipes. This development project assisted in fuel economy measurements for the Honda FCX, the world's first market-ready fuel cell vehicle; it also provided measurement system for the Environmental Protection Agency (EPA) tests of the same vehicle, which resulted in the world's first confirmatory test of a fuel cell vehicle.

1. ま え が き

近年、燃料電池車の開発が加速する中で、その性能評価法についても同様な開発の加速が望まれている^{(1), (2)}。特に米国では EPA(米国環境保護庁)で行われる純水素形燃料電池車の公式認可テストに対応できるような、精度が高くかつ実用的な燃費計測法の開発が必要不可欠である⁽³⁾。

一方、ガソリン、ディーゼルエンジンなど内燃機関の燃費計測は、吸気と排気の炭素量が同じであることを利用した「カーボンバランス法」が国際標準とされており、排ガス中の炭素量を計測することで燃料消費量を知ることができるが、燃料電池車ではこのような原理が応用できず、各メーカーが独自の計測法を採用している。本開発では開発が最も望まれている純水素形燃料電池車の種々の燃費計測法を比較検討し、精度が良く汎用性に優れ比較的安価に装置を製作できる計測法の開発を試みた。

*和光基礎技術研究センター

**本田技研工業(株)

2. 開発のねらい

開発のねらいは以下の4つである。

(1)測定精度

米国の燃費計測モードである CITY と HWY において、SAE(米国自動車技術会)で定められた SAE-J2572 規格で要求される測定精度 $\pm 1\%$ を満足すること。

(2)汎用性

国内、米国において使用可能なこと。特に米国認定燃費モードのような複数のフェーズから構成されるモードにおいても、フェーズごとに燃料消費量を測定できるようにすること。

(3)製作コスト

カーボンバランス法によるガソリン車用燃費計測装置より安く、200 万円以下で製作できること。

(4)標準化

世界的に認知度の高い EPA の公式認可試験に採用され、試験結果である燃費値が公式値として認定されること。

3. 測定方式の選択

3.1. 代表的な測定方式

3.1.1. 質量法

水素燃料の質量を直接はかりで測定する手法で、ガソリン車のカーボンバランス法でもその原理が校正基準法として用いられている。誤差の発生因子が少なく、精度の良いばかりを使えば高い測定精度が期待できるが、燃料供給配管内の圧力変化による誤差が発生したり、水素タンク接続時に空気が同配管内に混入し水素純度が低下するといった問題がある。具体的には Fig. 1 に示される計測用に準備した水素タンクの質量を試験前後で測定し、その質量差から燃料消費量を測定する。燃料消費量 $W(g)$ は以下の(1)式によって算出される。

$$W = W_i - W_f \quad (1)$$

W_i : 水素タンク試験前質量(g)

W_f : 水素タンク試験後質量(g)

3.1.2. 流量法

供給燃料の流量を常に測定し積算することで燃料消費量を測定する手法である。配管内の圧力変化による誤差はないが、過渡時の精度や誤差も積算されるといった問題がある。具体的には Fig. 1 に示される流量計 1 の検出値を積算し燃料消費量 $W(g)$ は(2)式によって算出される。

$$W = \frac{\sum Q}{22.414} \times m \quad (2)$$

Q : 燃料流量(NL/sec)

m : 水素分子量 2.016(g/mol)

3.1.3. P/T 法(圧力法)

試験前後で水素タンクの圧力と温度を測定し、気体状態方程式などから燃料消費量を算出する手法である。具体的には Fig. 1 に示される圧力計と温度計から試験前後の水素タンクの圧力と温度を測定し、その変化から気体状態方程式などを使い燃料消費量を算出する。誤差の発生因子が多く配管内の圧力変化による誤差も発生する。燃料消費量 $W(g)$ は式(3)によって算出される。

$$W = \left(\frac{P_i \times V}{R \times T_i} - \frac{P_f \times V}{R \times T_f} \right) \times m \quad (3)$$

P_i : 水素タンク試験前圧力(Pa)

P_f : 水素タンク試験後圧力(Pa)

T_i : 水素タンク試験前温度(K)

T_f : 水素タンク試験後温度(K)

V : 水素タンク容量(m^3)

R : 気体定数 8.314(J/mol·K)

m : 水素分子量 2.016(g/mol)

3.1.4. 電流法

燃料電池スタックから出力される電流は発電に使われた燃料消費量に比例するという原理を用い、Fig. 1 に示される電流計の検出値を積算し燃料消費量を算出する。配管内の圧力変化による誤差も無く過渡時の精度も期待できるが、供試車両によっては、パージ水素と呼ばれる発電に使われずに排気された水素を流量法などを併用して測定する必要がある。よって流量法と同様の誤差積算やパージ水素の水分除去など課題が多い。パージ水素分を Fig. 2 に示す流量計 2 を用いて測定した場合の燃料消費量 $W(g)$ は式(4)によって算出される。

$$W = \frac{n \times m \times \sum I}{F} + \frac{\sum Q_p}{22.414} \times m \quad (4)$$

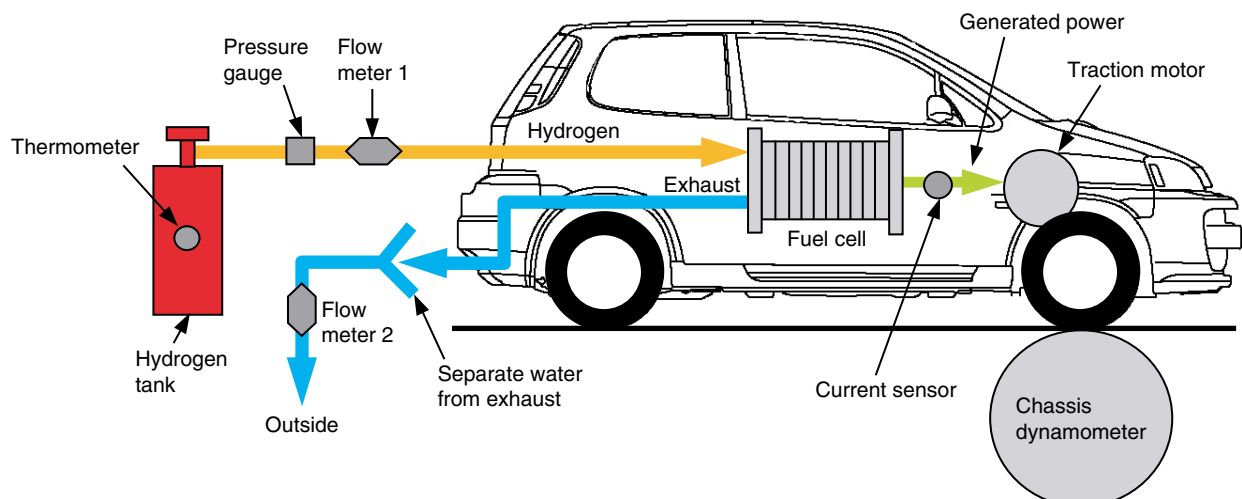


Fig. 1 Comparison of various method

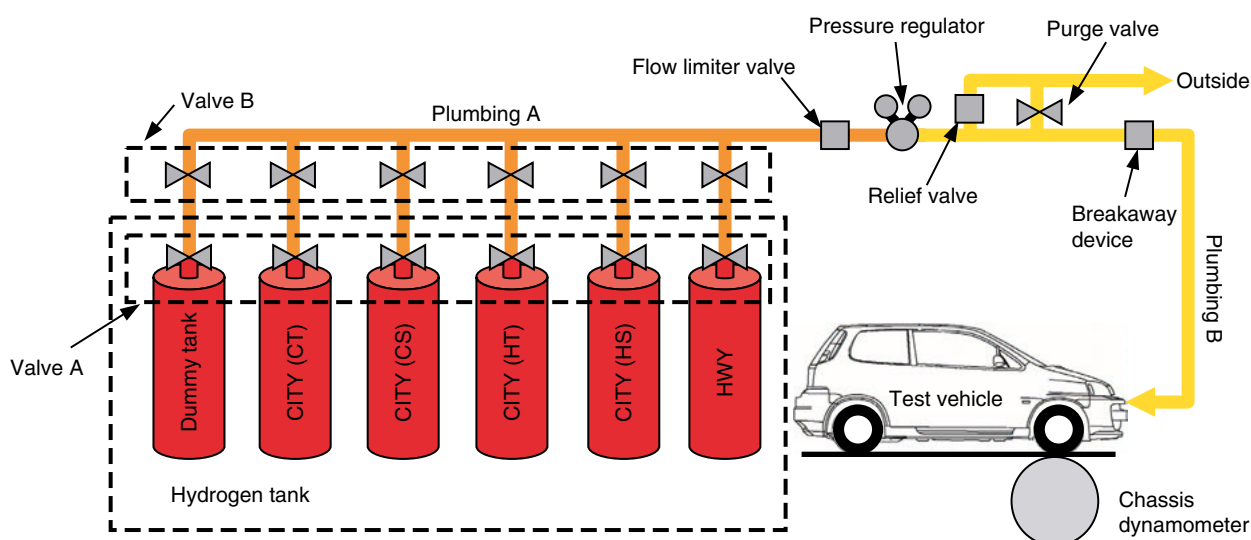


Fig. 2 Configuration of weight method system

I : 燃料電池の出力電流(A)

n : 燃料電池のセル数

F : ファラデー定数 9.64867×10^4 (C/mol)

m : 水素分子量 2.016(g/mol)

Q_p : パージ水素流量(NL/sec)

3.2. 質量法の採用

以下の理由により本開発では質量法を採用した。

- (1) 測定対象である水素を唯一直接的に測定しているため、本質的に誤差の発生因子が少ないこと。
- (2) 高精度のはかりが比較的入手しやすくなったこと。
- (3) 配管内の残留水素については対策の見通しがついたこと。

4. 測定精度

質量法の測定精度に影響する主要要因として配管内の圧力変化による誤差がある。さらに水素タンク接続時に配管内に混入する空気が水素純度を低下させるといった問題もある。これらについて以下の対策を行った。

配管内の圧力変化による誤差は Fig. 3 に示すように試験前後の圧力差によって発生するため、試験前後で配管内の圧力を一定に保てれば誤差は低減できる。そこで試験前に Fig. 2 に示すダミータンクを用いて、計測用水素タンクの水素を使わずに配管の圧力を所望の圧力まで上昇させた。さらに配管途中の水素タンクに近い場所にレギュレータを設けることで、Fig. 2 に示す配管Aの圧力変化は残るものの、配管Bでは圧力変化がなくなり誤差が低減できた。このとき加減速時も含めて供給圧力が車両側の許容最低圧力以下にならないようにレギュレータの減圧量を設定した。Honda FCX を供試車両とし供給圧力が許容最低圧力である

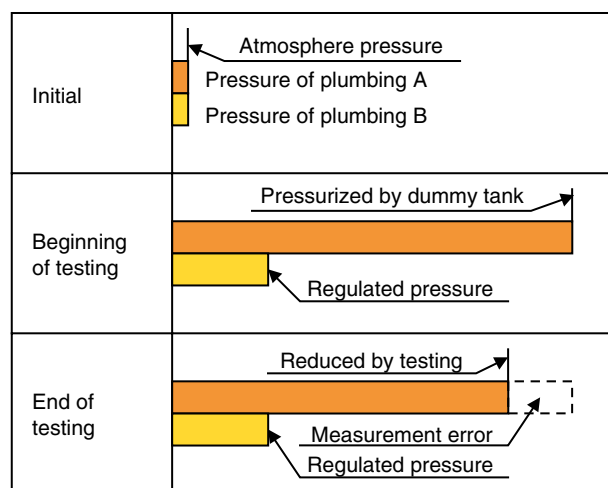


Fig. 3 Plumbing pressure and measurement error

0.7MPa 以上であることを、Fig. 4, 5 に示すように CITY 及び HWY の両モードで確認した。

ダミータンクとレギュレータを追加することで、配管内の圧力変化による測定誤差を低減し Fig. 6, 7 の効果を得た。最終的に SAE 規格で要求される測定精度 $\pm 1\%$ 以下を充分に満足することができた。CITY の各フェーズごとの測定精度についても Fig. 8 に示すように SAE 規格を満足している。それぞれの対策効果を明らかにするため、Fig. 6, 7, 8 の誤差は絶対値で示す。

燃料電池車に供給する水素燃料は、一般的に 99.99% クラスの非常に純度の高い水素が要求されるため、水素タンク接続時に配管内に混入するわずかな空気についても充分に対策しなければならない。そのため Fig. 2 に示すダミータンクの水素燃料をパージバルブから繰り返し外部放出することで、計測用水素タンクの水素を使わずにバルブAとバルブB間に混入した空気を排除した。Fig. 9 にこの空気を排

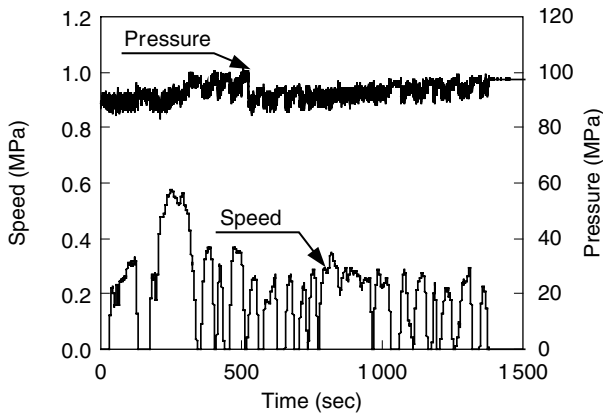


Fig. 4 Fuel supply pressure (CITY)

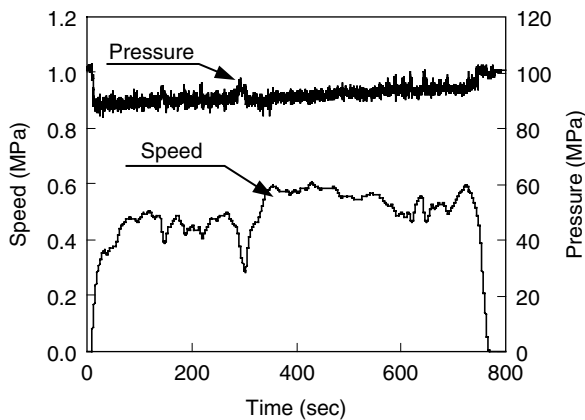


Fig. 5 Fuel supply pressure (HWY)

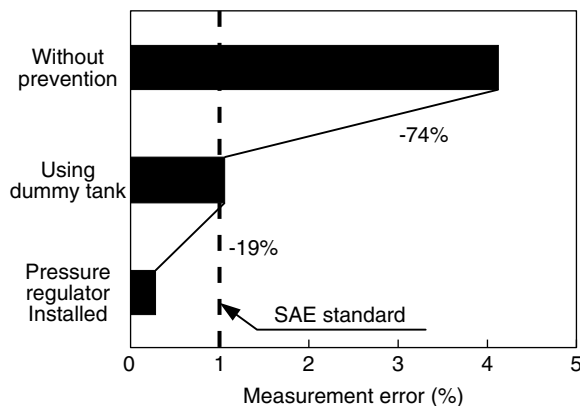


Fig. 6 Measurement error (CITY)

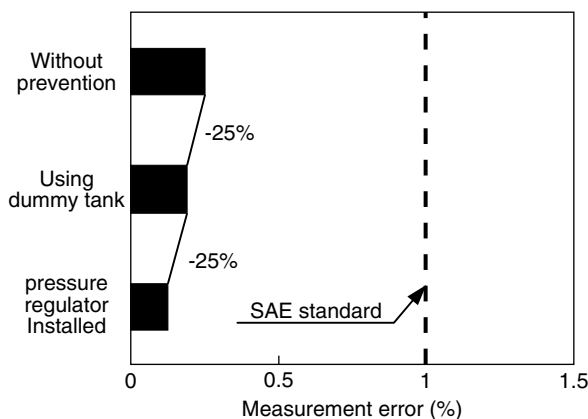


Fig. 7 Measurement error (HWY)

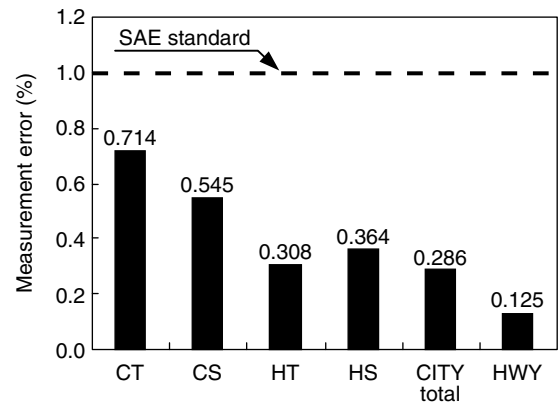


Fig. 8 Measurement error for each phase

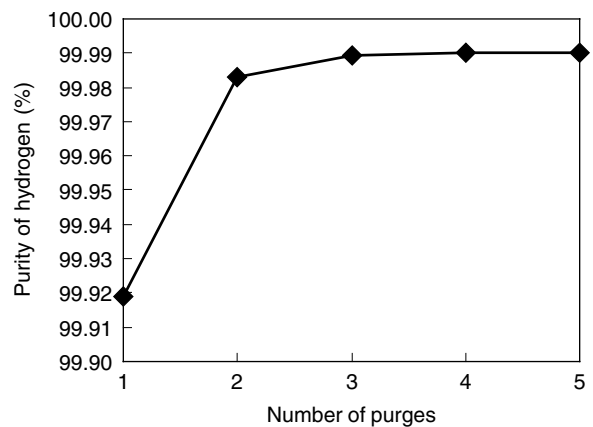


Fig. 9 Purity of hydrogen

除する作業の回数と配管内の水素純度を示す。3回目以降は配管内の水素純度が99.99%以上となり要求精度をほぼ満足していることがわかる。

また安全性についても考慮し、配管外れ時の燃料漏れを抑制するため流量制限バルブを、レギュレータ故障時の圧力上昇異常を防止するため圧力リリーフバルブを、車両飛び出し時の燃料漏れを防止するため緊急遮断装置を Fig. 2 の配管AおよびBの途中に設けた。

5. 汎用性

水素タンクについては、Fig. 2 に示す水素タンクを接続する配管Aの高さを変えられるようにしたこと、水素タンクと一体化されているタンク元バルブのバルブAへ接続するための配管側コネクタの付替えを容易にしたことにより、国内と米国で一般的に入手可能な水素タンクを大きさを問わず計測用として使用できるようにした。

さらに Fig. 10 に示す CITY モードのような複数のフェーズから構成され、フェーズごとに燃料消費量を測定する必要がある燃費モードに対応するため、フェーズと同数の水素タンクを Fig. 2 に示す配管Aにカードル接続し、バルブBで各タンクを切り換えられるようにした。これによりフェーズごとの燃費計測が可能となった。

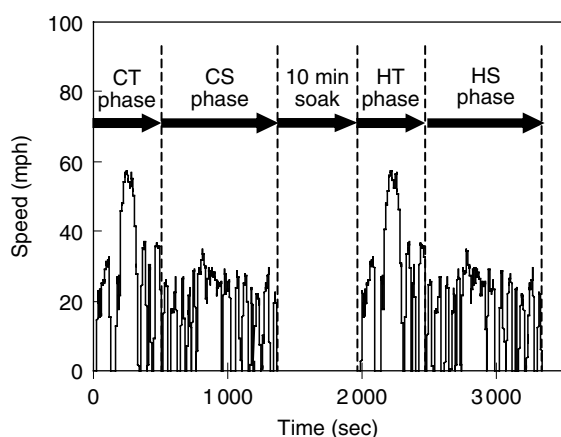


Fig. 10 Phases in CITY mode

6. 製作コスト

計測装置の諸元を Table 1 に示す。特殊な部品を使うことなく一般的に入手しやすい部品を使い、簡素に装置を構成することにより、製作コスト約 180 万円を達成した。これはガソリン車のカーボンバランス法と比較して安価に抑えられている。計測装置の実物写真を Fig. 11 に示す。

Table 1 Measurement system specifications

Type		SUK-1
Dimension	(mm)	W 2000 × D 500 × H 1940
Fuel supply pressure	(MPa)	0.9 ~ 1.0
Max. number of tank		6
Safety device		Pressure relief valve
		Flow limiter valve
		Break away device
Manufacture		A&D
Type		GP-30K
Max. mass	(g)	31 000.0
Min. mass	(g)	0.1



Fig. 11 Picture of measurement system

7. 標準化

自動車のエミッション規制を背景に、特に米国では高い水準の測定精度と再現性を燃費計測法に求めている。また EPA の公式燃費試験法に採択されることは、米国で販売される種々の車にその試験法が適用され、標準法のひとつとなることを示している。

本計測法及び計測装置の開発過程において EPA と協議を重ねることにより、標準試験法に必要な測定精度と再現性を確立することができた。その結果、本計測法及び計測装置が燃料電池車の公式試験法として EPA に採択され、2002 年に燃料電池車に対する世界初の公式燃費試験が Honda FCX に対して実施された。当該公式試験の結果を Table 2 に、またこの試験結果から算定された実用燃費値を示す燃費ラベルを Fig. 12 に示す。燃費ラベルとは、米国で販売されるすべての車両に貼付が義務づけられているもので、同国が認めたその車両の実用燃費値を示している。また Table 2 および Fig. 12 中の燃費単位は、水素燃料 1 kg あたりの走行距離 mile である。

Table 2 EPA fuel economy test result for FCX

Mode	Fuel economy (miles/kg Hydrogen)
CITY	56.8
HWY	61.7

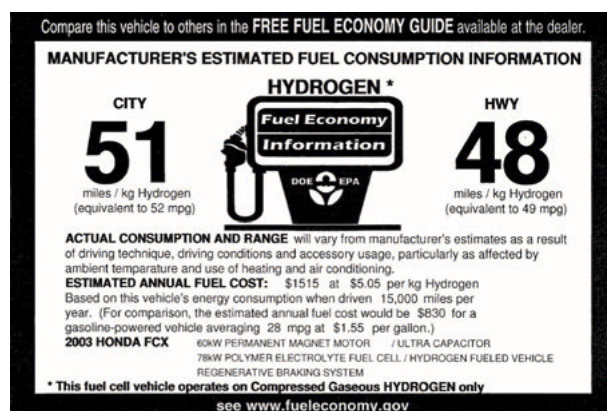


Fig. 12 EPA fuel economy label

8. まとめ

質量法の採用、測定誤差の低減、米国認定燃費モードに対応したことにより、以下の成果を得た。

- (1) 米国燃費認定モードである CITY と HWY において、測定精度は総消費燃料の 0.286%, 0.125% となり、SAE 規格である測定精度 $\pm 1\%$ 以下を十分に満足した。

- (2)国内だけでなく米国においても一般的に入手できる水素タンクを計測用として使用でき、水素タンクの切換え機構を設けることでフェーズごとの燃費測定も可能とする燃費計測装置を構築することができた。
- (3)燃費計測装置の製作コストは目標である 200 万円以下を満足する約 180 万円を達成した。これはガソリン車で使用されるカーボンバランス法を利用した燃費計測装置と比較しても安価である。
- (4)本計測法は、世界的認知度の高いEPAの公式燃費試験法に採択され、標準法のひとつとなることを示した。

謝 辞

本開発では、(株)鈴木商館をはじめ多くの関係者のご支援とご協力を頂きました。本誌面を借りて感謝いたします。

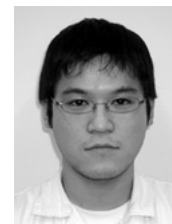
参考文献

- (1)渡辺 正五:燃料電池車の現状と将来, 自動車技術, 第 56 巻, 第 1 号, p.54-58(2002)
- (2)瀬古 俊之:代替燃料自動車の開発の現状と将来, 自動車技術, 第 53 巻, 第 5 号, p.15-20(1999)
- (3)黒田 英二ほか:水素直接形燃料電池自動車の燃費計測手法の検討, JARI Research Journal, 第24巻, 第10号, p.49-54(2002)

■ 著 者 ■



青柳 暁



白坂卓也



須賀川 修



吉澤 直樹

燃料電池自動車における高圧水素急速充てんシステムの構築

Rapid Compressed Hydrogen Filling System for Fuel Cell Vehicle

吉田 泰樹*
Yasuki YOSHIDA

山田 晃*
Akira YAMADA

斗ヶ沢 秀一*
Shuichi TOGASAWA

栗原 宏和*
Hirokazu KUWABARA

高久 晃一*
Koichi TAKAKU

縫谷 芳雄*
Yoshio NUIYA

要 旨

世界初の燃料電池乗用車(Fuel Cell Vehicle)の実用化となる Honda FCX の水素貯蔵には、天然ガス乗用車で実績のある高圧ガス方式を採用した。この高圧水素貯蔵システムの構築にあたり、アルミニウムライナ製と高密度ポリエチレン(HDPE)ライナ製の2種の高圧水素タンクによる急速充てん試験を試みた。その結果、前者の方が充てん時のガス温度上昇量が小さいことが明らかとなった。これはアルミニウムの方がHDPEよりも熱拡散率が375倍高いことに起因する。合計内容積が156.6dm³のアルミニウムライナ製の高圧水素タンクを用いた場合、初期水素圧力が1MPaから34.4MPaの充てん時に、初期温度からのガス温度上昇量 ΔT が45℃以下となる最短時間は3.6分であり、ガソリン車の給油時間とほぼ同等の結果が得られた。

ABSTRACT

A compressed gas system previously utilized in natural gas vehicles (NGV) was utilized in the Honda FCX. Rapid filling tests of the high-pressure hydrogen tanks of both Type 3 (Aluminum liner) and Type 4 (High Density Polyethylene) were carried out using compressed hydrogen gas. Type 3 tanks showed better performance. This result can be explained in terms of the difference in heat diffusion coefficient between aluminum and HDPE. The shortest filling time from 1MPa to 34.4MPa to enable a gas temperature increase (ΔT) of 45°C to be observed using Type 3 tanks with a total volume of 156.6 dm³ was found to be 3.6 min., almost the same as the refueling time of present gasoline vehicles.

1. はじめに

直接水素形FCV用の水素貯蔵方式としては、高圧ガス、液体水素、あるいは水素吸蔵合金を用いることがこれまでに提案されている^{(1), (2)}が、天然ガス乗用車で実績のある高圧ガス貯蔵方式に着目した開発を行った。車載用の軽量高圧ガスタンクとしては、ライナ材料がアルミニウムとプラスチックの2種が現存し、天然ガス自動車用規格NGV2-2000では、前者はType 3、後者はType 4と定義されている。Hondaの天然ガス乗用車(CIVIC GX)では軽量であるという特長を有するType 4タンクが採用されているが、今回の開発では急速充てんの観点に着目した。

乗用車の使い勝手上、FCVにおいても現存のガソリン車への給油時間と同等の充てん時間であることが求められる。また、SAE 燃料電池インターフェイス委員会では、充てん

*和光基礎技術研究センター

時のガス温度上限値を85℃に規定することを検討中である。高圧ガス保安法では容器の保存時における上限温度は40℃と規定されているため、充てん時のガス温度上昇量 ΔT は両者の差である45℃以下に抑えることが必要となる。

本報では、タンクへの高圧水素急速充てん時の挙動、充てん挙動のシミュレーション、実充てん水素量を検討した結果について述べる。

2. 34.4MPa 高圧水素の急速充てん試験

水素充てん所から高圧水素タンク(以下タンクと略記)への充てんシステムをFig. 1に示す。Type 3あるいはType 4タンクを2個並置し、それぞれのタンクについて試験を行った。一連の試験は外気温度下で行い、充てん速度は、タンクの手前にオリフィスを設けることにより制御した。充

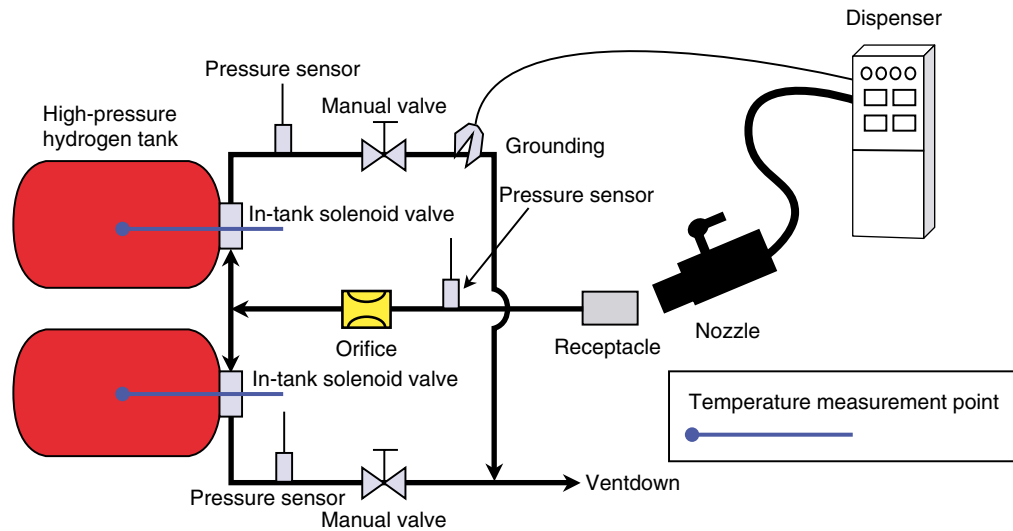
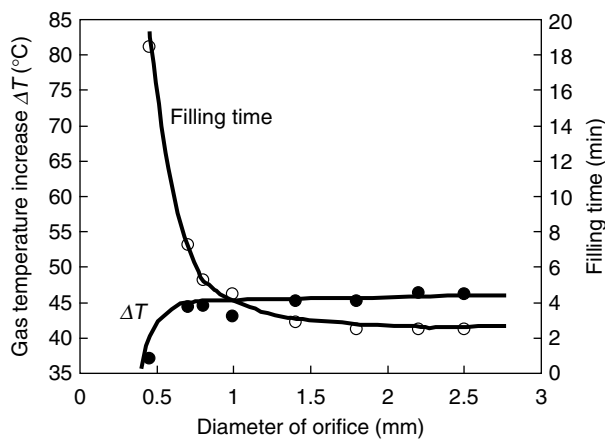
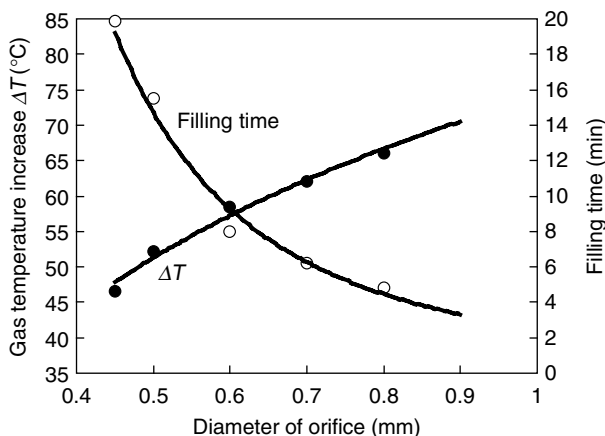


Fig. 1 Schematic illustration of high-pressure hydrogen supply system

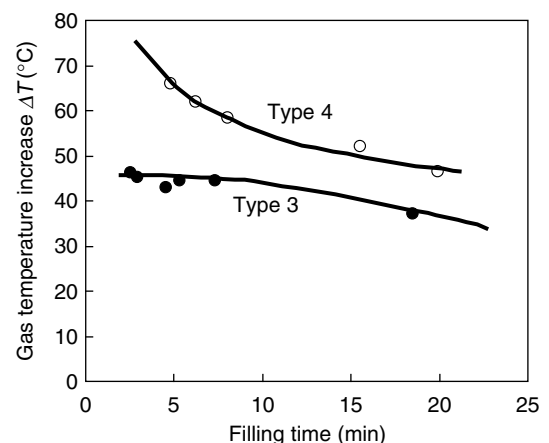
てん前のタンク内水素圧力は、1MPa(本報ではすべてゲージ圧を示す)の固定条件下で試験を行った。

Fig. 2, Fig. 3 には、Type 3 と Type 4 タンクのそれ

Fig. 2 Effect of diameter of orifice on gas temperature increase (ΔT) and filling completion time (Type 3)Fig. 3 Effect of diameter of orifice on gas temperature increase (ΔT) and filling completion time (Type 4)

ぞれにおいて、オリフィス径を変動させた時のガス温度上昇量 ΔT (以下 ΔT と略記) と充てん時間の関係を示す。Type 4 タンクは、高密度ポリエチレンライナ(以下HDPE と略記)のものを使用した。両タンクタイプともオリフィス径が大きいほど充てんに要する時間が短くなるが、 ΔT が大きくなる傾向を示した。Type 4 は、Type 3 と比較して軽量であるという特長を有するものの、充てん時間の変化に対する ΔT の変化量が多いことがわかった。一方、Type 3 の場合、オリフィス径 0.7mm 以上では充てん時間は短くなるものの、 ΔT はほとんど変化しないことが明らかとなった。

Fig. 2 と Fig. 3 の結果を基に、両タンクへの充てん時の ΔT と充てん時間との関係を整理した結果を Fig. 4 に示す。 ΔT が大きいほど充てん効率が低下することを考慮すると、Type 3 タンクの方が急速充てんに有利である。 ΔT を 45°C 以下に抑えるためには、Type 3 では5分以下の急速充てんが可能であるが、Type 4 では20分以上の低速充てんを行わなければならない。

Fig. 4 Relationship between filling time and gas temperature increase (ΔT) for Types 3 and 4 high-pressure hydrogen tanks

3. タンク内初期水素圧力が ΔT に及ぼす影響

車両においては、様々な水素残圧下で燃料補給を行うことが想定されるため、充電前の水素圧力を 0～15MPa まで変動した試験を行い、各水素残圧下でのガス温度上昇量 ΔT を調査した。本試験においては、Type 3 タンクについては径 2.5mm、Type 4 タンクについては径 0.7mm のオリフィスをそれぞれ充電ラインに設置して試験を行った。

その結果、Fig. 5 に示すように、両タンクともに、充電前のタンク内水素圧力が高いほどガス温度上昇量 ΔT は低くなる傾向を示した。充電前タンク内水素圧力の増加にともなう ΔT の変化量(勾配)は、Type 3 よりも Type 4 の方が大きいことがわかった。Type 4 の場合、後述するように HDPE の熱拡散率が低く、ポリローブ断熱圧縮によって発生する熱量を水素ガスに蓄積する割合が高い。

このため、Type 3 よりもタンク内水素圧力、すなわち、水素ガスの熱容量の影響を大きく受けると考えられる。

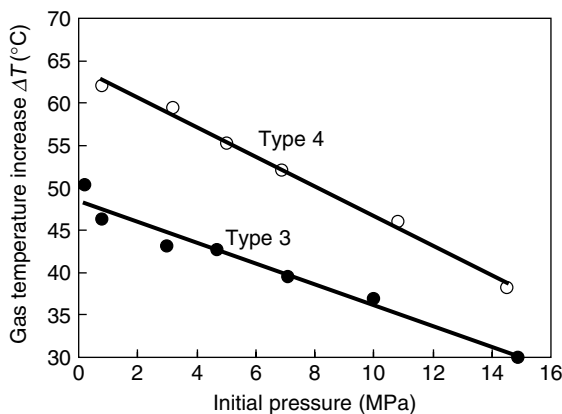


Fig. 5 Dependence of gas temperature increase (ΔT) of Types 3 and 4 high-pressure hydrogen tanks during filling on initial pressure

4. 外気温度が充電時の ΔT に及ぼす影響

前項と同様車両においては、様々な温度条件下で燃料補給を行うことが想定されるため、外気温度が充電時のガス温度上昇量 ΔT に及ぼす影響を調査した。本試験は、充電時の ΔT が大きい Type 4 についてのみ実施した。径 0.7mm のオリフィスを用いてタンク内水素圧力 1MPa の条件下で試験を行った。

外気温度 4～39°C の中で試験を行った結果、Fig. 6 に示すように、外気温度が高いほどピークガス温度も高くなる傾向を示したが、 ΔT は外気温度に依存せず一定(62°C)であることがわかった。したがって、Type 3 についても同様の結果が得られるものと推察する。

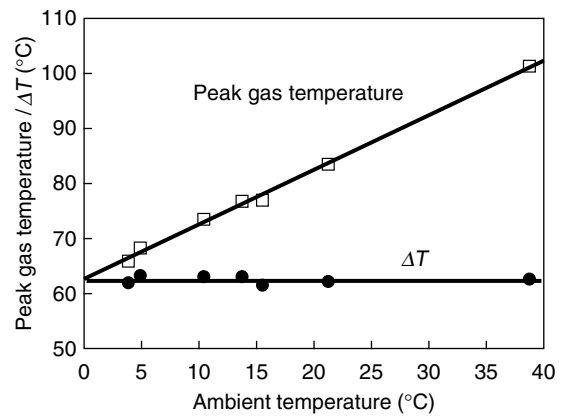


Fig. 6 Effect of ambient temperature on peak temperature and gas temperature increase (ΔT) for Type 4 high-pressure hydrogen tanks

5. Type 3 タンクへの 34.4MPa 高圧水素の充電挙動

合計の内容積が 156.6dm³ の Type 3 タンクの場合、タンク内水素圧力 1MPa から 34.4MPa までの充電において、 ΔT が 45°C 以下となる最短充電時間は約 3.6 分であることがわかった。Fig. 7 には、その時の圧力と ΔT の経時変化を示す。

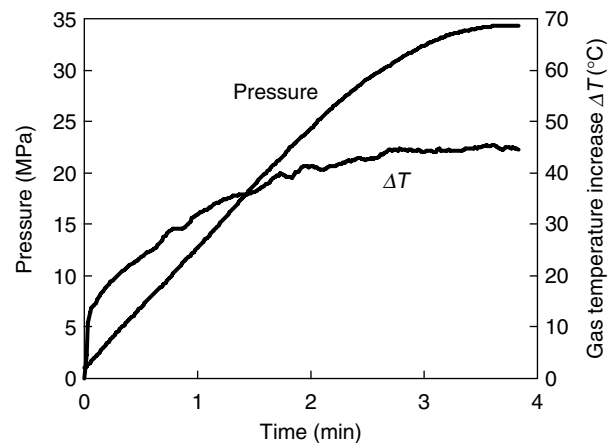


Fig. 7 Filling characteristic from 1 to 34.4 MPa using Type 3 high-pressure hydrogen tank with a total volume of 156.6 dm³

タンク内圧力は、20MPa 付近までは時間に対して直線的に増大し、その後は昇圧速度が徐々に低下する傾向を示した。このように、20MPa 付近から昇圧速度が低下するのは、充電圧力 34.4MPa に対しての臨界圧力 18MPa を越えるためである。臨界圧力は、以下の式で求められる⁽³⁾。

$$P_c = P_i \{2/(\kappa+1)\}^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (1)$$

ここで、 P_c : 臨界圧力、 P_i : 充電元圧力、 κ : 比熱比(水素の場合、1.409)である。

また、タンク内ガス温度は、充てん初期に急激な温度上昇がみられた後、充てん時間の経過とともに温度上昇速度は低下する傾向を示した。これは、充てんにともない圧縮比が小さくなっていくこと、ガス自体の熱容量が増大すること、さらにはタンクを構成する各材質への熱拡散が起こることに起因している。

6. 充てん挙動のシミュレーション

Newhouse らは、タンクタイプ別に天然ガスの充てん試験を実施し、充てん効率を比較している。鉄製の Type 1 タンク、薄肉アルミニウムライナ(厚み:3.4mm)から構成される Type 3 タンク、HDPE ライナから構成される Type 4 タンク、ならびにナイロン 11 ライナから構成される Type 4 タンクによる試験を行っている。その結果、充てん効率は、Type 1 > HDPE Type 4 = Type 3 > ナイロン Type 4 の順であった。次に、厚肉アルミニウムライナ(厚み:5.6mm)から構成される Type 3 タンクと HDPE Type 4 タンクによる充てん試験を行っており、その結果、Type 3 の方が充てん効率が高いことを明らかにしている⁽⁴⁾。このことは、アルミニウムライナ厚みによって充てん効率変動することを示唆している。

そこで、アルミニウムライナ厚みがガス温度上昇量 ΔT に及ぼす影響をシミュレーションにより検討した。高圧水素の充てんは、タンク表面から放熱があるので、完全断熱圧縮($PV^\kappa = \text{Constant}$ (P : 圧力, V : 体積, κ : 比熱比(水素の場合, 1.409))ではない。また、タンク内の温度が変化するため、等温変化($PV = \text{Constant}$)でもない。したがって、 $PV^n = \text{Constant}$ で表されるポリトロプ変化である。そこで、ポリトロプ指数 n を求めるために、Fig. 7 の結果と Table 1 の各材質の物性値を基に非定常伝熱モデルを用いて検討した結果、 $n = 1.2$ の時に精度良く近似できることがわかった。この値を用いて、1)HDPE Type 4 タンク、2)ライナ厚み 7 mm の Type 3 タンク、3)ライナ厚み 3 mm の Type 3 タンク、4)ライナ厚み 1 mm の Type 3 タンク、の 4 種について充てん挙動のシミュレーションを行

い、その結果を基に充てん効率を算出した。シミュレーションに際しては、充てん時間は 10 分、充てん圧力は 35MPa の統一条件を採用した。その結果、Table 2 に示すように、アルミニウムライナ厚みが薄いほど ΔT が高くなり、充てん効率が低くなることがわかった。この結果は、Newhouse らの試験結果を支持するものである⁽⁴⁾。一方、ライナ厚み 3 mm および 1 mm の Type 3 タンクの充てん効率は、彼らの報告とは異なり、Type 4 よりも高い値を示した。

Table 2 Comparison of filling efficiency obtained from simulation method

	ΔT (°C)	Filling efficiency(%)
Type 4	54	86.8
Type 3 (Liner thickness : 7 mm)	40	89.9
Type 3 (Liner thickness : 3 mm)	46	88.6
Type 3 (Liner thickness : 1 mm)	51	87.5

また、水素ガス温度が最も高くなった時点でのポリトロプ圧縮により発生した熱エネルギーの水素ガス、タンク各部位および外気への配分比を Fig. 8 に示す。Type 3 タンクの場合、ライナ厚みが薄くなるほどライナの熱容量が減少し、水素ガス温度が上昇することが明らかとなった。

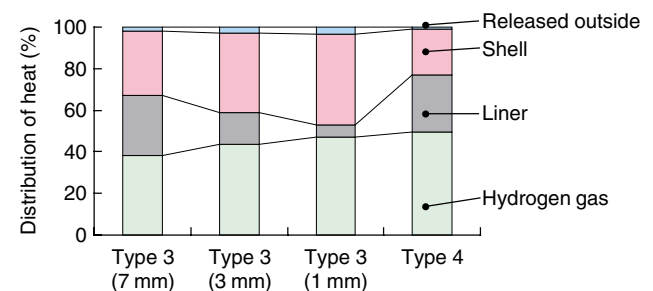


Fig. 8 Distribution of heat generated by rapid filling of compressed hydrogen gas for various types of tanks

充てん時に発生する熱量は Type 3 と Type 4 タンクでは同じであるにもかかわらず、充てん挙動に顕著な差異が認められるのは、ライナ材質の物性値に起因すると推察される。Table 1 に示すように、アルミニウムの方が HDPE よりも熱拡散率 α が 375 倍高く、充てん中に発生した熱量のうち、ライナとカーボン繊維への配分比が高くなると考えられる。その結果、水素ガス自身への熱エネルギー配分比が低くなり、充てん時の ΔT は Type 3 の方が Type 4 よりも低い値を示すと推定される。

$$\alpha = \lambda / (\rho \cdot C_p) \quad (2)$$

ここで、 α : 熱拡散率、 λ : 熱伝導率、 ρ : 密度、 C_p : 定圧比熱である。

Table 1 Mechanical properties of high-pressure hydrogen tank components

	Aluminum	HDPE	CFRP*
Density (kg m ⁻³)	2680	955	1700
Specific heat (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	0.896	2.1	0.9
Heat conductive coefficient (W m ⁻¹ K ⁻¹)	180	0.41	6.5
Heat diffusion coefficient (mm ² s ⁻¹)	74.96	0.2	4.25

*)Carbon Fiber Reinforced Plastic

7. 天然ガス(メタン)の急速充電との比較

メタンを急速充電した際には、充電初期にインタンク電磁弁中のメタンの吹き出し部付近の温度が著しく低下する。ただし、タンク内中央部のガス温度は、吹き出し部温度ほどは低下しない。その充電挙動の一例を Fig. 9 に示す。これは、充電所蓄圧器から供給された高圧のメタンが容器内部に流入する際に、ジュール・トムソン膨張(等エンタルピー変化)が起こるためである。また、充電時間約0.1分以降に流入ガス温度が上昇する傾向を示すのは、ジュール・トムソン膨張による温度低下量(吸熱量)よりも、メタンの圧縮によって生じたエネルギーによる温度上昇量(発熱量)が勝ることを示唆している。このように、高圧メタン急速充電時のガス温度の挙動は、水素の場合と大きく異なる。これは、ジュール・トムソン膨張前後における両者での温度変化量の違いに起因している。

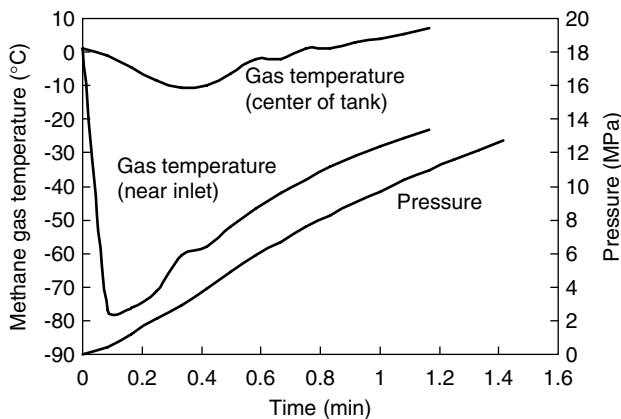


Fig. 9 Changes in gas temperature at center and near inlet of tank, and pressure with methane gas filling time

ジュール・トムソン膨張は、定常的な流れの中にある一定量の高圧気体が弁や絞りを通じて膨張することによって温度が変化する現象である。ジュール・トムソン膨張によって温度が上昇する場合と低下する場合があり、その境界となる温度は逆転温度と呼ばれる。逆転温度は気体の種類と圧力によって異なり、例えば常圧付近の空気では487°C、水素では-72°Cである。この温度以上では、弁や絞りを經由することで温度が上昇し、この温度以下では低下する。温度が低下するのは、分子間力に抗してなす仕事の分だけ内部エネルギーが減少するからである。メタンの場合、温度-エンタルピー線図⁽⁵⁾によると、例えば、温度27°Cで20MPaのメタンが1MPaまで等エンタルピー変化した場合、約80°Cの温度低下が起こる。一方、水素の場合には、温度-エンタルピー線図⁽⁵⁾によると、同じ圧力域でジュール・トムソン膨張が起こってもほとんど温度変化は生じない。このため、充電初期段階においてメタンの際に認められるような温度低下現象は起こらず、タンク内ガス温度は経時的に上昇する。

8. 充電水素質量の検討

水素は、常温・常圧下ではほぼ理想気体のように振る舞うが、低温や高圧力下では理想気体からのずれが生じる。これは分子間の相互作用に起因し、高圧になるほど分子間力距離が短くなり、斥力が増すためである。このため、同じ温度・圧力で実在気体 V と理想気体 V_{id} の体積比 $Z = V/V_{id}$ は1より大きい値となる。 Z は圧縮係数と呼ばれ、これによって実在気体の理想気体からの偏りを表すことができる。

Fig. 10 には、水素 15°Cにおける理想気体と実在気体の圧力と密度の関係を示す。圧力が約10MPa以上では、実在気体の密度は理想気体からずれが生じ、理想気体よりも低い値を示す。Fig. 11 には 34.4MPa 15°Cの水素が温度変化した時の圧力変化を示す。実在気体の水素は、理想気体の圧力-温度特性とほぼ同等の挙動を示す。

Fig. 10 と Fig. 11 の関係を基に、定格温度 15°Cでの水素充電質量および Fig. 7 の充電挙動時の実水素充電質量は、それぞれ 3.75kg, 3.32kg と求まる。したがって、充電効率率は、88.5%である。

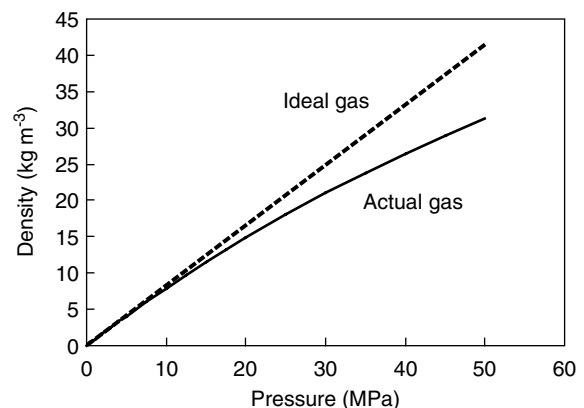


Fig. 10 Relationship between pressure and density of hydrogen gas in ideal and actual states

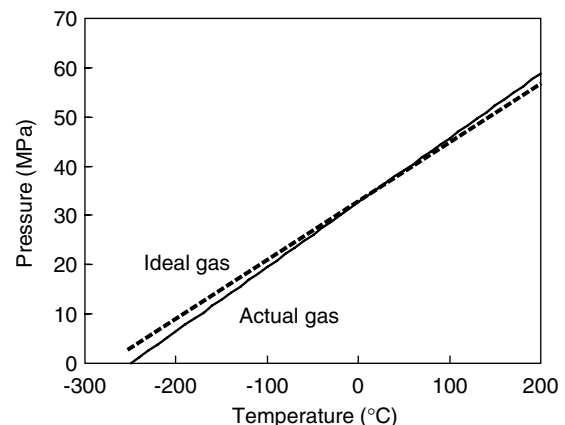


Fig. 11 Pressure-temperature property of hydrogen gas in ideal and actual states

9. まとめ

FCV用の高圧水素貯蔵システムの開発を行い、以下の知見を得た。本技術の知見は世界初の実用化となる Honda FCX に活用されている。

- (1) Type 3 と Type 4 タンクへの 34.4MPa 高圧水素の急速充てんを試みた結果、充てん時の ΔT には顕著な差異が認められ、前者の方が ΔT は小さいことが明らかとなった。これは、アルミニウムの方がHDPEよりも熱拡散率が375倍高いことに起因する。この結果から、Type 3 を採用した。
- (2) タンク内水素残圧が高いほど熱容量が増大するため、 ΔT は低くなる。また、外気温度が高いほどタンク内の最大ガス温度は高くなるが、 ΔT は一定である。
- (3) 合計内容積が 156.6dm³ の Type 3 の高圧水素タンクを用いた場合、初期水素圧力が 1MPa から 34.4MPa の充てんを行う際に、初期温度からのガス温度上昇量 ΔT が 45℃以下となる最短時間は 3.6 分であり、ガソリン車の給油時間とほぼ同等の結果である。

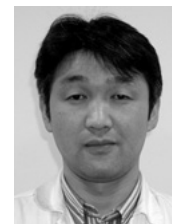
参考文献

- (1) 木村良雄：EV 用 Fuel Cell の開発，電池技術，Vol. 10，p.160-168(1998)
- (2) 蓮池 宏：クリーンエネルギー自動車レポート(第7報)，季報エネルギー総合工学，Vol.23，p. 89-99(2000)
- (3) 倉林俊雄，寺崎和郎，永井伸樹，伊藤献一：工業熱力学，朝倉書店，1985, 119p
- (4) Newhouse, N., Liss, W., : Fast Filling of NGV Fuel Containers, SAE Paper 1999-01-3739
- (5) 日本機化学会：流体の熱物性値集，丸善，1991, 547p

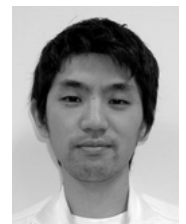
■ 著 者 ■



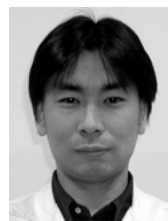
吉田 泰樹



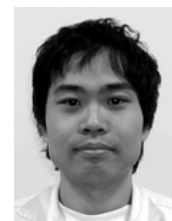
斗ヶ沢秀一



高久晃一



山田 晃



栗原宏和



縫谷芳雄

燃料電池自動車用電気二重層キャパシタシステムの開発

Development of Electric Double-layer Capacitor System for Fuel Cell Vehicle

為 乗 浩 司*
Koji TAMENORI
田 口 剛*
Takeshi TAGUCHI

山 本 康 一*
Koichi YAMAMOTO
久保田 真 也*
Shinya KUBOTA

姉 川 彰 博*
Akihiro ANEKAWA
川 原 誠*
Makoto KAWAHARA

要 旨

燃料電池乗用車 Honda FCX 用の電気二重層キャパシタシステムを開発した。このキャパシタを用いることにより、同システム電圧で HEV 用ニッケル水素化物電池比 30% 以上、出力密度比 2 倍以上の高出力を達成し、車両側の要求出力を満足することができた。またキャパシタ電圧の監視、均等化と故障検知を行う保護システム、および放置時と走行時に温度上昇を抑制する遮熱、冷却システムの効果により、単体テストおよび実走テストにおいて耐久信頼性を満足することが出来た。

ABSTRACT

An electric double-layer capacitor system has been developed for the Honda FCX fuel cell vehicle. This high-power capacitor system offers more than 30% higher output power and more than twice the power density of the nickel-metal hydride batteries used in hybrid electric vehicles (HEV) at an equivalent system voltage, and satisfies automotive power requirements. The new system is equipped with a capacitor cell protection system which monitors capacitor voltage and provides equalization and fail detection functions, and heat insulation and a cooling system control temperature increase both when the vehicle is parked and when it is running. The effectiveness of these systems has enabled the new capacitor to satisfy durability and reliability requirements in unit tests and running tests.

1. まえがき

近年、環境問題や地球温暖化への関心が高まっており、二酸化炭素を含む排出ガスの低減が重要な課題として挙げられる。その一つの回答として、ホンダはIMAシステムを搭載したハイブリッドカーを販売している。今回は排出ガスの更なる低減を目指し、有害物質を排出しない燃料電池乗用車 Honda FCX を開発した。キャパシタシステムは主電源の燃料電池をアシストする働きをしており、減速時に発生したエネルギーを電気として蓄電し、加速時にパワーが必要な時には、ここから電力をアシストする。一般的な二次電池とは違い重金属を含まないため、環境にやさしい蓄電システムとして燃料電池(Fuel cell, 以下 FC と略記)同様、将来に向けた新しい環境技術として期待が大きい。本稿では蓄電システムのコンセプト及びキャパシタの適用技術について報告する。

*和光基礎技術研究センター

2. エネルギーストレージの比較

蓄電システムに求められる特性としては、FCの不得意な瞬時応答性を補助する事が挙げられる。FCXで求められるアシスト出力は CIVIC Hybrid の約3倍であり、軽量化と両立するには高い出力密度が必要となる。Table 1に示すように出力密度は、Li-ion 電池とキャパシタが優れている。CIVIC Hybrid に用いられるニッケル水素化合物電池は、同一重量ではキャパシタの半分程度のアシスト出力となる。ニッケル水素化合物電池、Li-ion電池は共に化学反応による起電力によって安定した電圧を発生するが、反応を伴わないキャパシタは安定電圧がなく、エネルギーの状態によって電圧が変動する。この特性によって FC の電圧と同期することが可能であるため、FCと並列直結が可能であり、電圧調整ユニットを経由しないで良い分、燃費向上にも効果がある。

Table 1 Power density and voltage of secondary batteries

	Power density (W/kg)	System voltage* (V)	OCV (V)
Ni-MH	Over 500	400 ~210	320
Li-ion	Over 1000	400 ~285	340
Capacitor	Over 1000	400 ~0	—

※ Upper voltage fixed 400V

キャパシタはニッケル水素化物電池より内部抵抗が低く全出力域で優れた充放電効率を示しており、充放電時のエネルギー損失も少ない(Fig. 1)。

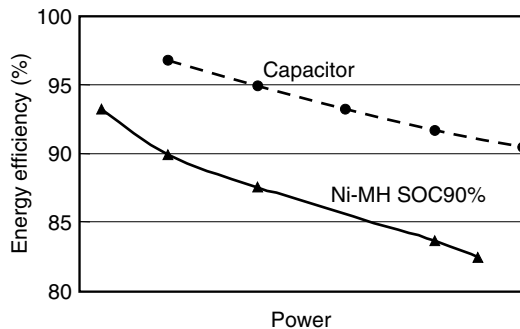


Fig. 1 Energy efficiency

さらに、キャパシタは充放電の繰り返しによる性能低下が小さいため、FC寿命末期まで安定したエネルギーと出力の提供が可能である。メモリー効果が無く、電圧で充電状態が把握できることから制御システムのシンプル化も可能である。このように、高出力、高信頼性を備えたキャパシタはFCの蓄電システムとして最もふさわしい。

3. 開発のねらい

キャパシタシステムを世界で初めて乗用車に搭載するにあたり、車載スペースをできる限り抑える事が必要である。コンパクトかつ高信頼性であるキャパシタシステムにするための条件として、以下の点に絞り開発を行った。

- (1) 直列接続はキャパシタ保持と必要電圧を確保し、コンパクトであること
- (2) 遮熱、冷却システムは最小スペースであること
- (3) キャパシタ保護制御は、キャパシタの性能安定に寄与するだけではなくシステムの信頼性も高めること

4. キャパシタモジュールと車両への搭載検討

4.1. キャパシタモジュール構造

キャパシタモジュールはFig. 2に示すように80本のキャパシタ及びそれらの挙動を監視する保護回路、冷却構造から形成されている。この直列接続構造を開発した事により、キャパシタ正負極が同一側面に配置され、高電圧となるキャパシタと保護回路間接続構造は電気絶縁も確保した上で厚さ11.5mmの樹脂プレート内にコンパクトに収めることが可能となった。また機能集中部上下にモジュール固定用ステーを取り付けることにより、モジュール前方部分の保持強度が向上し、キャパシタ保護及び冷却流路確保を主機能とするキャパシタボックスは、板厚0.8mmのアルミ材で成立させることができた。

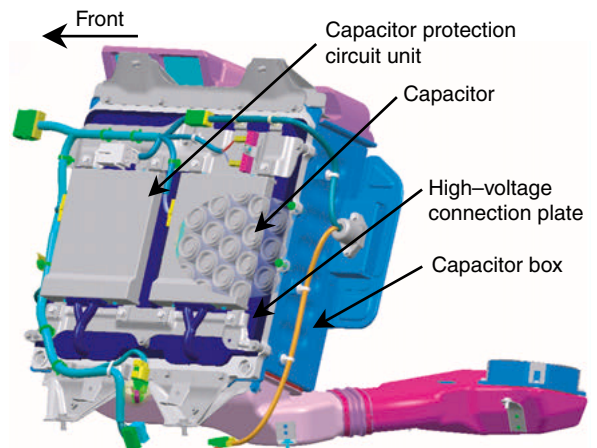


Fig. 2 Structure of capacitor module

4.2. 接続構造

CIVIC Hybridのバッテリー接続に代表されるように、従来バッテリー間の接続には溶接が用いられている。キャパシタの接続に溶接を用いた場合はYAGレーザ溶接を用いなければならない。YAGレーザ溶接は溶接部の部品公差管理が極めて重要であり、複数のキャパシタを接続するにはキャパシタセル自身の寸法公差および組み付け誤差まで考慮した上で溶接品質の確立を行わなければならないため実現が困難であった。多数のキャパシタセルを直列接続し、組み立て性に優れ、低抵抗で軽量コンパクトな接続を実現するための構造を検討した。

キャパシタセルの直列接続構造をFig. 3に示す。特徴は、ネジ方式による保持構造とコンタクトワッシャを用いた低抵抗通電構造を両立させたことである。またキャパシタの個別電圧監視を容易に行うために、接続構造部の片端集中化も実現した。

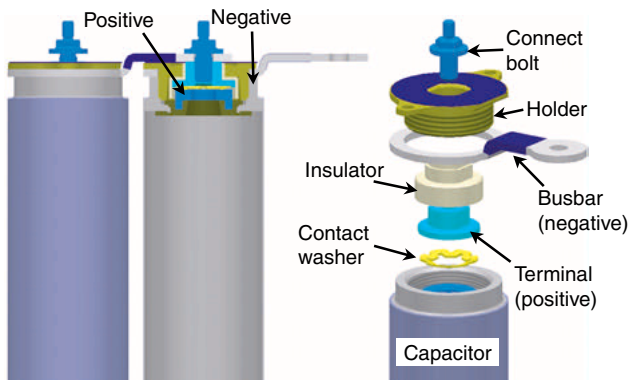


Fig. 3 Structure of capacitor series connection

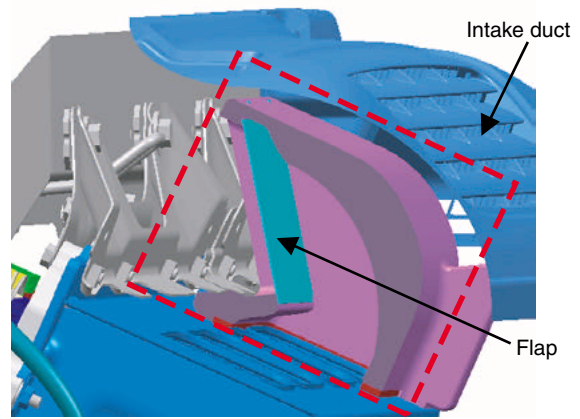


Fig. 5 Structure of upper capacitor box

締結管理としてはトルク法を検討した。規定のトルクで抵抗値が安定領域に入ることを確認でき、これにより抵抗値自体も目標値をクリアできた(Fig. 4)。

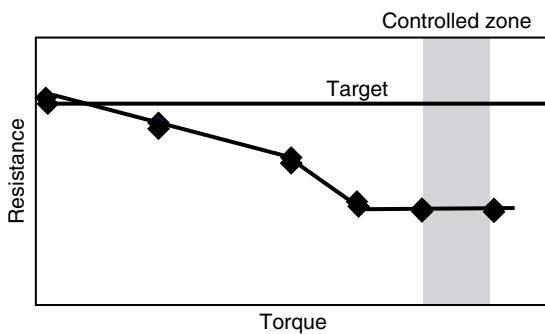


Fig. 4 Torque and electrical resistance

4.3. 炎天下放置時の温度上昇抑制

キャパシタボックスは Fig. 2 に示すようにリアシート背面に縦置き搭載されているため炎天下ではボックス上段側から熱を受け、その上段キャパシタが過度に熱せられる懸念が有る。FCX 車載においては以下の内容に重点をおいて開発を行った。夏期日中放置時の車内温度は、自然換気もほとんど行われないため、直射部で 100℃以上、遮光部でも 80℃以上になる。キャパシタは電圧 0V であれば 80℃でも保管上問題ないが、電圧条件によっては劣化が促進される。キャパシタ温度を 60℃程度の環境に保持すれば、電圧影響による劣化も考慮する必要がないため、60℃を目標管理温度に設定し、遮熱の検討を行った。上部ダクトには CIVIC Hybrid で実績のある発泡ポリプロピレン成形品を用い断熱性を確保し、また同ダクト開口部にはゴム製のフラップを取付け、冷却時以外は開口部を塞ぐ構造とした(Fig. 5)。またキャパシタモジュールを取り囲む内装にも断熱材を使用しており、ダクト部とあわせて遮熱に貢献している。

キャパシタモジュールに断熱材およびフラップを用い、車載状態で温度測定した結果を Fig. 6 に示す。前述の断熱構造により、キャパシタ温度は炎天下放置下においても 60℃を超えることがなく、高温に対する保護対策が十分であることが確認できた。

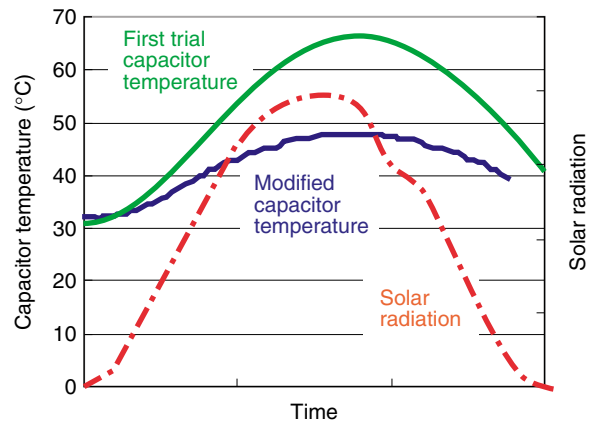


Fig. 6 Effect of heat insulator

4.4. 走行時の温度上昇抑制

走行時の温度上昇は、放電・回生時の(電流)²×抵抗に依存する。温度上昇抑制には電流値の低減が効果的だが、走行状態に依存するため蓄電システム側での対応はできない。次に有効なのが内部抵抗、接続抵抗の低減となる。キャパシタは HEV 用ニッケル水素化物電池の SUS 製電槽と異なり、熱伝導性の高いアルミニウム製を採用しており冷却効率を高めている。またキャパシタセル接続構造は上述したように発熱レベルは低く、アルミニウム電槽の効果と合わせると、同システム電圧では HEV 用ニッケル水素化物電池比 1/2 程度の発熱量となる(Fig. 7)。発熱量の低減はファン部の小型化と低騒音化にも寄与している。

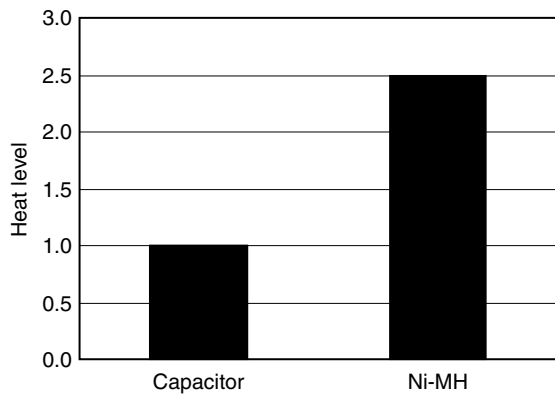


Fig. 7 Heat balance of energy storage

Fig. 8 に冷却風の流れを示す。モジュール上部からの冷却風は、下部に取り付けられたダクトを介して軸流ファンにより排出されている。

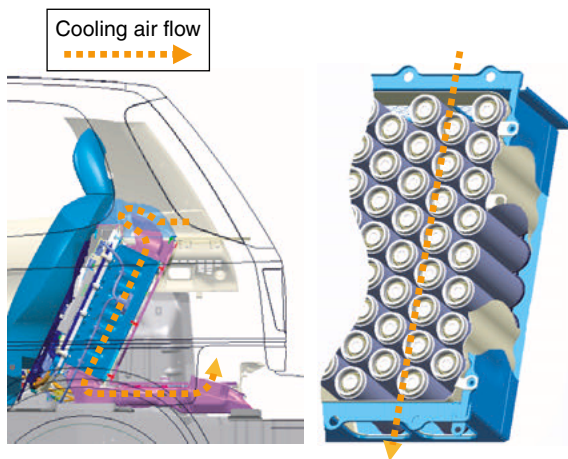


Fig. 8 Cooling air flow

キャパシタボックス冷却構造検討においては、走行データの中から最も発熱量が大きい走行モードを選定し、更にこのモードから1走行当たりの発熱量が高い部分を抽出して評価モードとした(Fig. 9)。

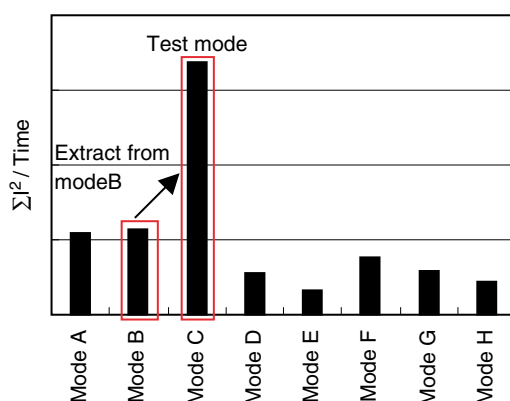


Fig. 9 Heating value in various modes

FCX では走行時におけるキャパシタの温度測定を行い、熱解析を試みた。試験の結果を Fig. 10 に示す。キャパシタおよび雰囲気温度を 35℃ に設定後走行を開始した。評価モードを連続走行した場合でも、45℃ を上限として推移している。これはキャパシタの発熱が小さいことと冷却システムとのバランスが良好であることによるものである。

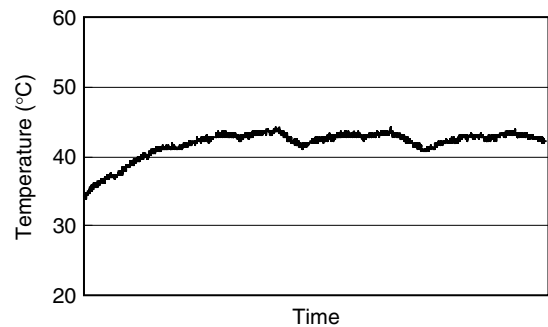


Fig. 10 Temperature transition in continuous mode C

5. キャパシタ保護回路

5.1. 保護回路構成

キャパシタシステムの電気系統は、高圧系のキャパシタとそれらを制御する 12V 系から成り立っており、両者間には絶縁部を設け搭載されている。キャパシタの制御回路は、電圧検知回路と個々の電圧ばらつきを均等化させる回路から構成されており、高圧系回路で検出された信号処理及びシステム電気制御ユニット (ECU) との通信を行う機能を有する。

システム構成図を Fig. 11 に示す。

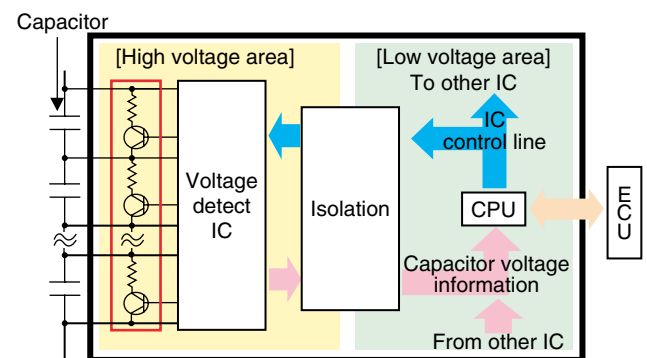


Fig. 11 Capacitor voltage detect system schematic

キャパシタ性能を最大に引出すための主要機能は、

- ・キャパシタ電圧検知機能
- ・キャパシタ電圧ばらつき均等化機能
- ・キャパシタ故障検知機能

であり、その必要性を以下に示す。

5.2. 電圧検知機能

キャパシタのエネルギーは、システム電圧内の上限付近で使用した時に最大となる。そのため、個別セルの電圧検知精度の向上が必要であり、電圧検知部分の IC 化を行った。これにより、電圧検知精度 $\pm 1.5\%$ ($0^{\circ}\text{C}\sim+80^{\circ}\text{C}$)という高精度化を実現できた。

検出電圧として3つの基準を定めた。

- 1) 上限検知電圧 = キャパシタ最大絶対定格電圧
- 2) 均等化開始電圧 = キャパシタ定格電圧
- 3) 故障検知電圧 = $0.7V$

なお IC 化により、回路消費電流を車両停止中(イグニッション Off)において約 $1\mu\text{A}$ と低くする事ができ、1か月の車両放置においてもキャパシタは電圧維持率98%以上を保持している。

5.3. 電圧ばらつき均等化機能

キャパシタ性能を引出すためには、複数キャパシタの電圧ばらつきを無くすことが、エネルギーロス、性能低下を低減する上で必要である。キャパシタに並列接続された電圧ばらつき均等化回路によるキャパシタ電圧収束イメージを Fig. 12 に示す。

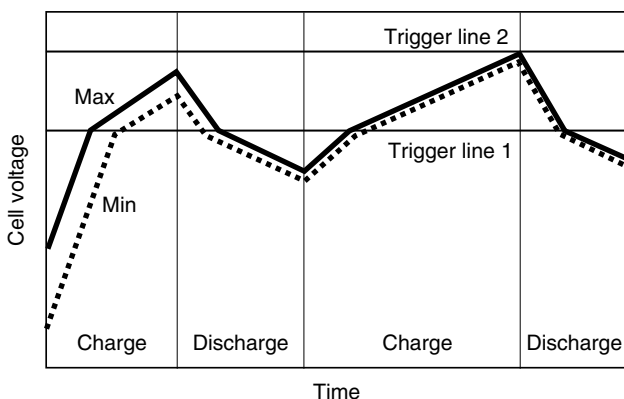


Fig. 12 Image of convergent capacitor voltage

均等化開始電圧から上限検知電圧までの間が均等化回路の動作領域である。キャパシタ電圧が均等化開始電圧に達すると、並列に接続された均等化回路が動作し、電流を一部バイパスすることによってキャパシタ電圧を揃えるという働きをする。前述の高精度電圧検知回路とこの均等化回路とにより、キャパシタ電圧ばらつきを $0.1V$ 以下に抑えることができ、ばらつきによるエネルギーロスを低減させた。

5.4. 故障検知機能

電圧検知回路を IC 化し、直列接続されたキャパシタの合計電圧を電源電圧とした。これにより IC に接続されたキャパシタの電圧が何かの理由で下限設定値を下回ると故

障を検知する。その他キャパシタ内部短絡、接続構造短絡および断線の検知も可能にした。

6. キャパシタの耐久性証明

6.1. 電圧、温度による耐久性変化

キャパシタはバッテリーとは異なり充放電に化学反応を伴わないため、物質変化が小さく耐久性に優れている。しかしながら温度と電圧が耐久性を左右する要因であるから、安定した性能を発揮するには前述したように遮熱、冷却、電圧制御が必要である。Fig. 13は温度、電圧が異なる条件下での抵抗の変化率を示す。温度、電圧が高くなると、耐久性が変化することが分かった。

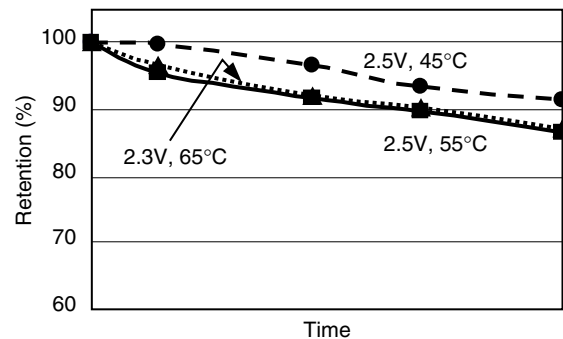


Fig. 13 Energy dependence by temperature and voltage

6.2. 耐久テストモードの設定

キャパシタの劣化要因としては、電圧および温度が挙げられる。印加電圧が高く、温度が高いほど劣化は加速する。そのため法規モード、実走モード走行データを検証し、走行時のキャパシタ平均電圧と充放電による発熱が最大となるモードを耐久モードとして抽出した(Mode A)。さらに市場データを反映したアイドル時間を耐久モードに加える事で FCX 使用状況を十分に踏まえた耐久モードを設定した(Fig. 14)。

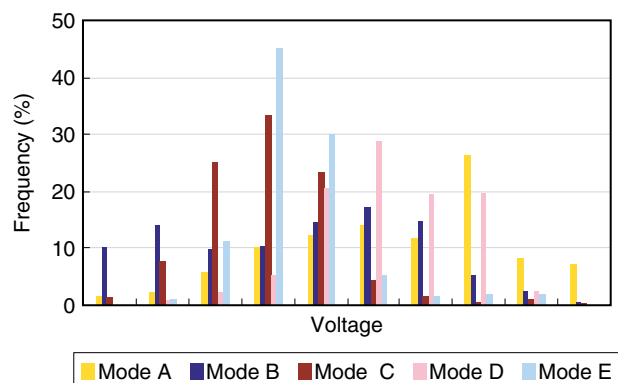


Fig. 14 Voltage frequency

耐久テスト時の性能推移をFig. 15, Fig. 16に示す。FCX搭載キャパシタは厳しい使用を考慮した耐久モードであるが、耐久テスト中急激な性能低下も無く、耐久テスト終了後も90%以上のエネルギー保持率、80%以上の出力時間保持率を示している。

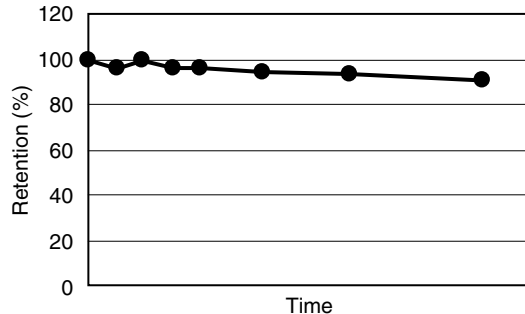


Fig. 15 Energy retention

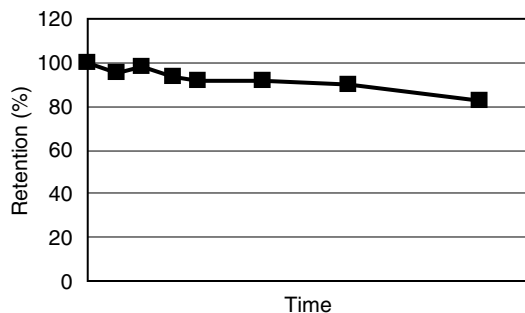


Fig. 16 Assist time retention

7. キャパシタ搭載時の電流および電圧挙動

キャパシタ電圧は、反応を伴わないため安定電圧がなく、エネルギーの状態によって電圧が変動する。このためFCの走行時の電圧変化に同期した電圧推移が可能のため、走行時は並列直結となっている。

下記に FC、キャパシタの出力推移を示す(Fig. 17)。

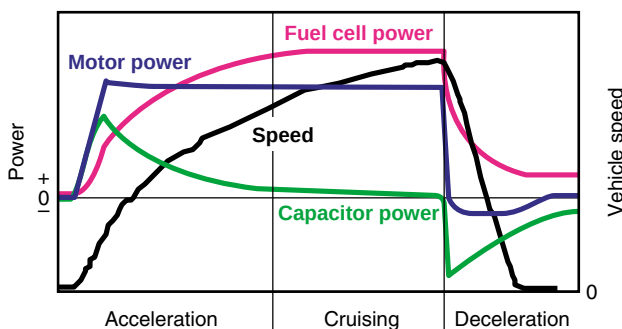


Fig. 17 Fuel cell and capacitor power characteristics

・加速時

キャパシタは、FCの不得意な瞬時出力応答を補い要求通りの車両出力を実現している。

・回生時

減速時のエネルギーの一部回収をキャパシタで行っており、減速移行時の瞬時回生を実現している。

8. まとめ

燃料電池乗用車 Honda FCX の蓄電システムとして、電気二重層キャパシタシステムを乗用車では世界で初めて実用化した。実用化においては、FC 要求に最適なキャパシタを選定し、保持と低抵抗を両立させた直列接続により高電圧化するとともに、放置時、走行時でもキャパシタの温度上昇の抑制を可能にする遮熱、冷却構造を確立した。また、蓄電システムの信頼性を確保する保護回路システムを開発した。

これらを組み合わせた蓄電システムは、FCの弱点である瞬時応答性をキャパシタの出力で補うことができ、FCXの発進時及び加速性能の魅力の実現に貢献することができた。

キャパシタシステムは出力、効率面で優れるだけではなく、同一充放電での発熱量は HEV 用ニッケル水素化物電池比で約 1/2 となり、熱管理の面でも自動車用システムとして最良な蓄電システムである。

謝 辞

本開発にあたり、社内外で多大なご協力、ご支援を頂いた方々に、心より感謝いたします。

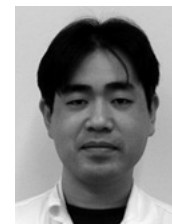
参考文献

- (1) 大園一也，茅野守男：CIVIC Hybrid 用高出力エネルギーストレージの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.31-36(2002)

■ 著 者 ■



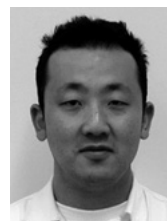
為 乗 浩 司



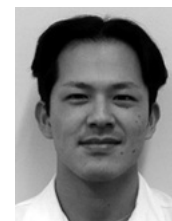
山 本 康 一



姉 川 彰 博



田 口 剛



久 保 田 真 也



川 原 誠

燃料電池自動車用高出力電気二重層キャパシタセルの開発

Development of High-power Electric Double-layer Capacitor for Fuel Cell Vehicle

沖 尚 彦*
Naohiko OKI
池 尾 充*
Mitsuru IKEO

松 本 謙 治* 佐 藤 健 児*
Kenji MATSUMOTO Kenji SATO
松 本 康 弘* 安 部 直 行*
Yasuhiro MATSUMOTO Naoyuki ABE

要 旨

燃料電池車用蓄電デバイスとして電気二重層キャパシタを開発した。本キャパシタは燃料電池乗用車Honda FCXに搭載され2002年12月市場に投入された。基本構造は円筒ケースに電極巻体を収納するタイプであるが、(1)巻体端部のアルミはくをU字溝を放射状に配した集電板に押付けて溶融接合する構造と、(2)集電板中央の端子とケースおよびケースカバー中央の孔とをかん合後、溶接する構造とを採用することによって、電極の内部充てん率86%、接続部抵抗0.05 mΩ以下を達成した。このパッケージング構造により、キャパシタセル単体として世界トップレベルの出力密度1500W/kg以上、エネルギー密度3.9Wh/kgの単セル性能が得られた。耐久性については、搭載車両と同等以上の寿命を確保している。

ABSTRACT

An electric double-layer capacitor has been developed as an energy storage device for a fuel cell vehicle. This capacitor has been utilized in the Honda FCX fuel cell vehicle marketed in December 2002. The capacitor features a rolled electrode housed in a cylindrical case. The aluminum foil at the sides of the electrodes is welded to collector plates with radial U-shaped grooves; the structure is welded together after alignment of the terminals at the center of the collector plates with the holes in the center of the case and case cover. This configuration has enabled the achievement of a charging rate of 86% in the electrode and a connection resistance of less than 0.05 mΩ. Due to this packaging the unit displays the world's highest level of performance for a capacitor cell, with a specific power density of more than 1500W/kg and a specific energy density of 3.9Wh/kg. Tests show that the longevity of the capacitor is equivalent to or greater than that of the vehicle in which it is fitted.

1. まえがき

Hondaでは環境への配慮から、自動車の排出ガス低減を目的に1999年にIMA(Integrated Motor Assist)システムを搭載したINSIGHT⁽¹⁾を発売し、2002年にはCIVIC Hybrid⁽²⁾を発売している。いずれも車載用蓄電デバイスとしてニッケル水素化物電池(以下 Ni-MH)が採用された。

一方で、将来のゼロエミッション自動車として期待の大きい燃料電池乗用車 Honda FCX(以下 FCX)を2002年12月に実用化し、蓄電システムとして電気二重層キャパシタ(以下キャパシタ)が搭載された。

本稿ではFCXに搭載されたキャパシタセルの構造技術とその性能について説明する。

*和光基礎技術研究センター

2. 二重層キャパシタの原理・特徴

電気二重層とは、異なる二つの固液界面において、正負の電荷が非常に短い距離を介して配列、分布したものであり、電極が正の電荷を帯びている場合には、溶液中の負のイオンが配列し、電荷を補償する。

Fig. 1 にキャパシタ充放電の概略を示す。キャパシタの特徴は、容量発現機構が電極材である活性炭への正(または負)イオンの物理吸着現象であることから化学電池に比べて内部抵抗が小さく、繰り返し使用に対する耐久性が優れることである。化学反応を伴わないことから、低温から高温まで環境温度に対する適用性も高い。さらに、環境管理が必要とされる重金属、酸、アルカリ等の材料を使用しない点があげられる。

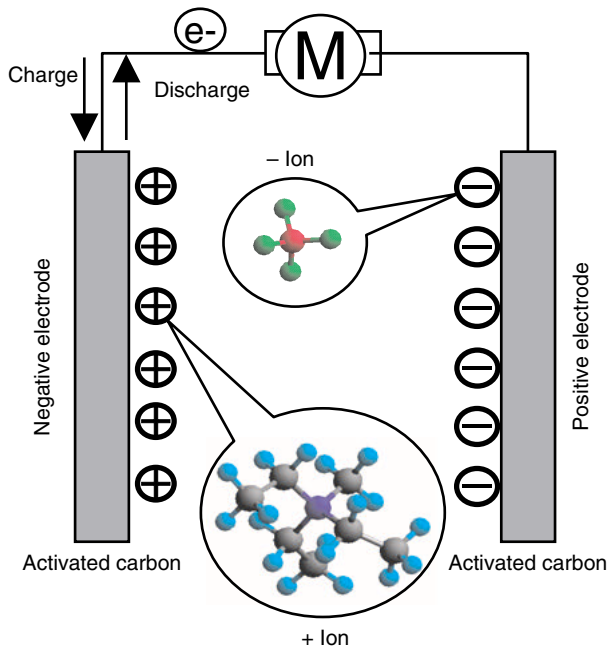


Fig. 1 Schematic illustration of electric double-layer capacitor

一方、化学電池に対して蓄電できる容量が大幅に劣るといふ課題があるため、実用化の面では化学電池に遅れを取っているのが現状である。

Fig. 2 にキャパシタセルの定電流放電波形を示す。放電によりセル電圧は直線的に低下する。この特性は充放電可能電圧の幅が広いことを意味しており、電圧調整ユニット無しで燃料電池の電圧に追従することが可能である。

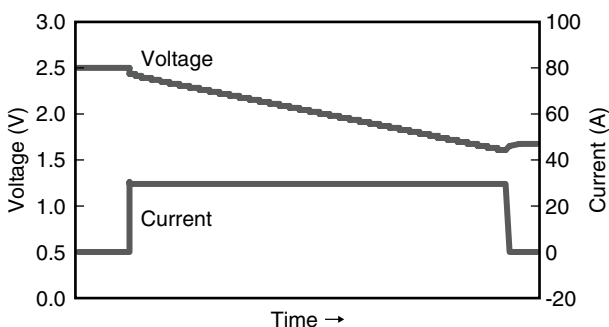


Fig. 2 Discharge curve of Honda Ultra capacitor

3. 開発のねらい

燃料電池車キャパシタシステムの数値目標から、セル目標性能を直流抵抗：2.5mΩ、静電容量：1350F と設定した。

これを達成するために、耐振動性などの信頼性を確保しつつ、以下二つの検討を行った。

- 1) キャパシタの特徴である低抵抗をセル内接続構造でも確保するため、電極体(以下、電極巻体)から端子まで

の非蓄電部の導電接続部抵抗を 0.05mΩ以下にする。

- 2) 化学電池に比べると低いエネルギー密度を可能な限り高めるため、蓄電機能を担う電極をセル内に最大限に充てんし、非蓄電部である集電接続構造に必要な体積を極小化する(電極充てん率の向上：80%以上)

4. 開発のコンセプト

4.1. セル形状の考え方

従来のキャパシタ構造を大別すると、コインタイプの小型キャパシタを除き二つのタイプに分けられる。一つは Fig. 3 に示す角形ケース、電極を積層したタイプであり、他方は Fig. 4 に示した円筒ケース、電極を巻いたタイプである。

角形においては、抵抗低減手法としての集電リード幅を拡大することが考えられるが、電極幅の 1/2 以上となることは無いという制約があり、集電部抵抗は 0.05mΩ以下にする目標を達成できない。平面方向で四面ケースと絶縁するクリアランスが必要なため、充てん率については56%となり大きな向上は望めない。よってケース形状は円筒形を選択した。

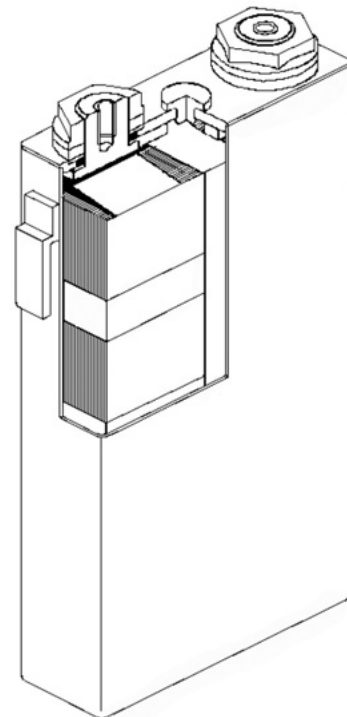


Fig. 3 Rectangular type

4.2. 集電構造の考え方

円筒形セルの集電構造にも種々のタイプがある。集電リードを取出すタイプでは端子と円筒状に巻かれた電極巻体(Rolled electrode)をつなぐタブの長さを大幅に短縮することが困難であり、低抵抗、充てん率向上を実現するためには集電構造の新たな検討が必要であると判断した。

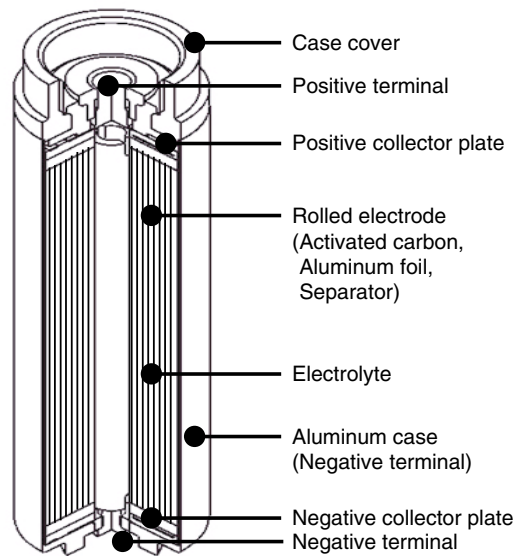


Fig. 4 Photograph and cutaway view of Honda Ultra capacitor

4.3. 充てん率向上の考え方

セル構造体としての電極充てん率の定義は、ケース内空間の利用に主眼を置き、ケース内長に対する電極巻体幅の比を充てん率とした。Fig. 4に示したケースにおいて、集電構造部に要する寸法の短縮がケース内空間に充てんした電極充てん率向上の鍵となる。そこで集電構造部の設計においては、集電板をケースと端子へ直接接続し、集電構造容積の最小化をはかる検討を行った。

5. 構造設計検討

5.1. セル構造

開発したセル外観、構造を Fig. 4 に示す。円筒状にセパレータを介して正負極が交互に巻かれた電極巻体には、正負イオンを溶解した電解液が含浸されている。製造時、通常使用時、万が一の事故が起きた時の安全性を考慮して、四級アンモニウム塩をプロピレンカーボネート溶媒に溶かしたものを電解液として選択した。電極巻体の両端には集電板が接続され、その集電板に形成された端子をケースとケースカバーの端子部に直接接続した。セルは車載用締結モジュール構造に合わせ、密封機能と正負極端子保持絶縁機能を兼ね備え、セル固定保持用ネジを設けたケースカバーと、底面に締め付け用工具受け形状を配置したケースとを溶接接合した。

5.2. 集電部の設計と接手法

5.2.1. 集電板形状

集電板と電極巻体との接続抵抗は、基本的には電極巻体の端面に突出している電極集電体と集電板の接合面積で決まる。電極集電体端面に平らな集電板を押し当てた状態で接触部が出来るが、電極集電体の端面が集電板に均等に当たするためには、その端面精度を非常に高く保つ必要がある。

しかし現実的にはその端面を集電板に均等に接続できる平坦度を確保する事は難しく、そのままでは接合溶接を行う部分に十分な接触を得ることができない。

電極集電体と集電板の接触を確実に行うために、Fig. 5に示すように集電板にU字状の溝を形成し、そのU字凹部を電極集電体端面に食込ませるように押し付ける構造(Fig. 6)とした。集電板に形成したU字状凹部を電極集電体端面に食込ませるためには、電極集電体端面の平坦度と集電板側の凹高さの関係が重要となる。

電極集電体の端面精度は、その構成物である電極とセパレータの巻きずれ量に関係する。電極巻きずれが大きくな

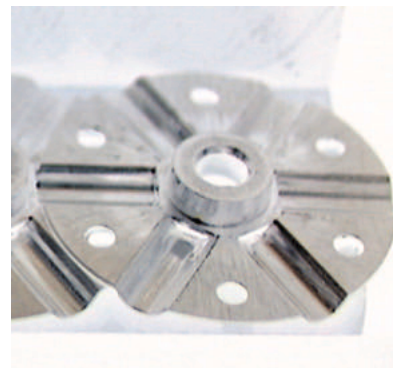


Fig. 5 Collector plate



Fig. 6 Detail of welded area on electrical contact points

ると、正負極間を分離するセパレータを越え電極同士の短絡が発生するが、短絡を避けるためにセパレータの覆い代を多くしても電極集電体端面平坦度は低く、集電溶接品質の低下は避けられない。円筒状に巻かれた電極集電体の端面平坦度を1mm以下とし集電板U字高さを1.5mmと設定し、集電板U字高さ相当分を集電体に押し付ける事で、電極集電体は1mm程度の幅を持ち集電板と接触させる事が出来る。

このU字形状凹底部を溶接点とする事で、溶接部位を点から面へ拡大する事が出来、確実かつ低抵抗な溶接接合が可能となった。また、集電板U字底部形状は曲面ではなく平面を形成する事で、溶接の軌跡が多少U字形状軸線よりずれたとしても、YAG焦点位置のずれを抑制出来、溶接品質を安定化することができた。

効率的な集電とは、電極集電体に対し均等な間隔で必要十分な集電点を設けることである(集電ピッチの設定)。円筒状に巻かれた電極に対し均等な集電ピッチで集電点を設ける事は困難であるが、前記U字形状を集電板に対し放射状に設けることで、最外周側で必要な溶接点が確保できれば内周側は十分な集電点が形成できる事となる。集電ピッチは周長に対する分割数で決まることから内周側では更に短い集電ピッチとなり、十分な接合点が確保できる。集電接続抵抗と溶接点の関係を Fig. 7 に示した。溶接本数が3本以上であればセル抵抗が一定の値となる。しかしながら、接合品質のばらつき等を勘案し安全率を高く取る意味から6分割仕様を採用した。

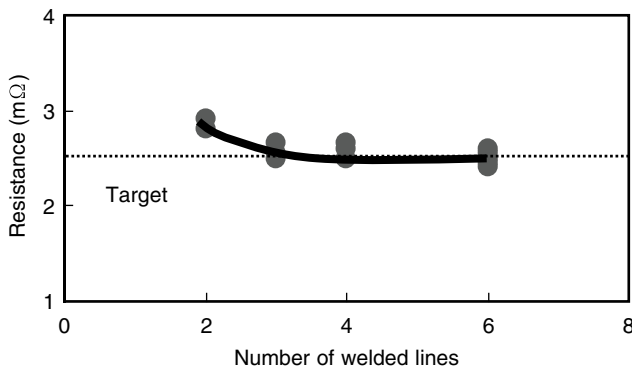


Fig. 7 Relationship between number of welded lines and resistance

5.2.2. 集電溶接

キャパシタにおいてはその動作電圧から集電はく、端子等の電解液に接触する部分にはアルミニウムを使用する。アルミニウム集電はくとアルミニウム集電板を接合する手法としてはロウ付けと溶接(MIG, TIG, スポット, YAG, 電子ビーム等)を検討した。

40μmの集電箔とアルミニウムを薄板状に成形した集電板を配置した接合では、エネルギー管理の困難な MIG,

TIG, スポット溶接やロウ付けの適用は困難である。電子ビーム溶接は、高エネルギービーム加工であるが、真空中で溶接するため与えたエネルギーが放熱されにくく適さない。本構造では集電板表面で熱エネルギーが発生する事で、集電はくとの溶融接合を行う YAG 溶接を採用した。

5.3. 端子接続構造

本構造では、新開発のケースカバー、ケース底に貫通孔を設け、貫通孔に対し集電板に設けた端子部を勘合し、溶接するので正負電極と最短距離で接合する事ができた。これより、電氣的接続用空間として集電板より外部へ引き出す構造体に必要な距離を実質的にゼロとする事ができた。更に、直接引き出しでありかつ導通面積が確保できるので接続抵抗面においても有利な構成である。

5.4. 集電体幅の設定

電極集電体幅を短縮すると集電に必要な距離を短縮でき、ケース内空間に対する充てん率を向上する事が出来る。しかしながら単純に集電体幅の短縮は出来ず、集電体幅短縮に合わせてセパレータ幅を縮小し、電極に対するセパレータ被覆量を減少させる必要が生じ、5.2.1.集電板形状の項で述べたように電極巻体製作時には正負極、セパレータ各々に巻きずれがあり、その巻きずれがセパレータの被覆量を上回れば正負極間の短絡が発生する。電極巻体製造の端面精度から、電極集電体幅を最小にし、電極幅のケース内長に対する割合である電極てん率は85.5%と高い値を実現している。

6. セル性能

これまで述べてきた構成、構造により、Fig. 8 に示すように、キャパシタセルとして高出力と高エネルギー密度とを兼ね備えた性能を達成することができた(数値は社内測定値であり、セル耐電圧差を含む)。

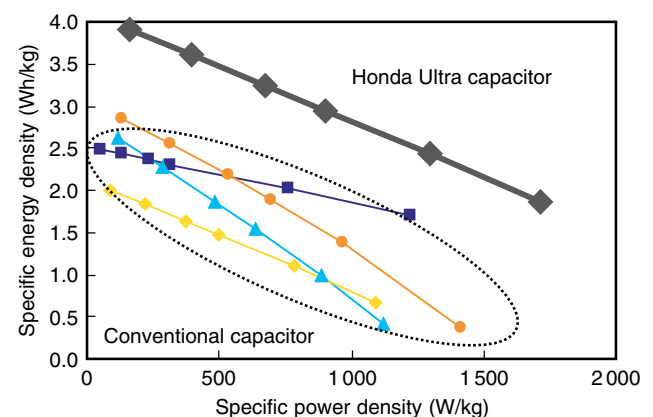


Fig. 8 Ragone plots for conventional capacitors and Honda Ultra capacitor

7. 信頼性

7.1. セル内圧と信頼性

次にキャパシタセルの内部圧力に対する考え方について述べる。本キャパシタの構成部品としては、正負極電極体、セパレータに加え、電解液が必要となる。キャパシタセルは性能および耐久性を確保するために密閉した空間が必要である。セルの温度が変化すると、ケース内に封入された各種部材(電極、セパレータ、電解液と製造時に封入されるガス、更に使用状態で発生するガス)が膨張、収縮し、セル内部の圧力が変化する。特に圧力に対する信頼性として、ケースとカバーとの溶接部、カバーと正極端子との溶接部、及び負極とケース端部との溶接部が重要である。部品単体として、ケースは4 MPa以上、ケースカバーは5 MPa以上の耐圧信頼性を確保出来た。溶接部位に関しては機械的強度には余裕があり、密封性については工程にて品質を保証している。

セル底部には火中に投下されるなど、想定外に圧力が上昇した場合にも安全性を確保するために、圧力開放弁が設置されている。セルが耐えられる圧力は、構造体となるセルケース、ケースカバー部材、及び接合部の強度により決まるが、圧力開放弁の開放時の挙動を考え、以下のように設定した。最大内部圧力は、寿命末期までに発生するガス量と初期に設定する空間で決まる。従って、内圧を設定範囲内に収めるためには、発生ガス量の管理が重要な鍵となる。そこで、寿命末期の発生ガス低減については、電極、電解液等の構成部材の不純物管理、製造工程における環境条件(温度や湿度等)を管理し、対応している。

7.2. セル耐久性

Fig. 9に示すように、実際に車両が使用される環境を想定した寿命試験においても本開発キャパシタは、特性劣化が小さく自動車用としても十分な耐久性を有する。これは冒頭で述べたキャパシタの原理に基づく特徴の一つである。

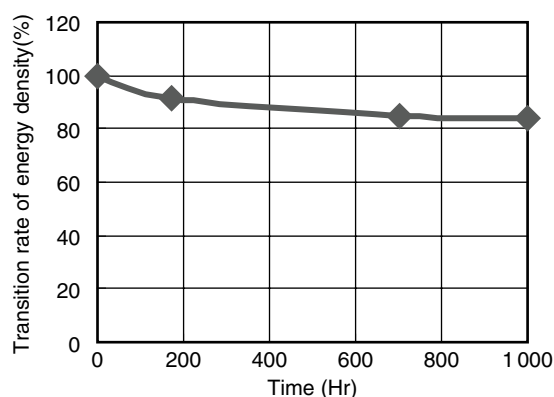


Fig. 9 Life test of Honda Ultra capacitor cell

7.3. 耐振動性

自動車用蓄電デバイスに求められる機械的特性として耐振動性がある。車両に搭載された蓄電デバイスには、車両運用時に発生する振動、衝撃が増幅、減衰され、自身の重量に比例した荷重が加わる。耐振動特性としては、この荷重が加わった時に蓄電デバイスを安定的に保持し、機械構造的な不具合すなわち導通不良、短絡等が発生しない強度が求められる。本キャパシタは、集電構造として電極集電体に対して集電板を挟み込み溶接する手法を採用した。蓄電素子体は電極集電体の溶接部・集電板を介してケース内部・ケースカバー部品に固定されており、この接合部には電解液・電極素子体合計重量にセル保持部に発生する加速度を掛け合えた荷重が加わることが考えられる。

接続構造の機械的強度確認のため、キャパシタセルの振動試験を行った。振動試験における加速度の設定は、搭載車種、搭載位置によるが、本試験ではFCX搭載位置で実測した加速度の2倍以上で行った。振動試験前後で抵抗、容量値に変化は無く、セル構造の自動車への適合性が証明された。

8. まとめ

Honda FCX用キャパシタセルの開発において低抵抗、高エネルギー化へのねらいに対して、集電構造と端子接続方法の最適化により、セル内集電接続抵抗値 $0.05\text{m}\Omega$ 以下、電極充てん率 86%を達成できた。

キャパシタセル単体として世界トップレベルの出力密度： 1500W/kg 以上・エネルギー密度： 3.9Wh/kg の単セル性能が得られた。

9. おわりに

本開発キャパシタセルはFCXに搭載され、市場投入された。今後も、本開発の低抵抗セル内構造、電極高充てん率設計をベースとし、更なる高容量化要求に答え、自動車用蓄電デバイスとしてのアプリケーションの拡大と多くの車種への適用を目指したい。

最後に、本キャパシタセルを開発するにあたり多大なご協力を頂いた社内外の数多くの関係者の方々に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 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」用モーターアシストシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.7-14(2000)
- (2) 大園一也, 茅野守男: CIVIC Hybrid 用高出力エネルギーストレージの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.31-36(2002)

■ 著 者 ■



沖 尚彦



松本 謙治



佐藤 健児



池尾 充



松本 康弘



安部 直行

高性能電気二重層キャパシタ用電極体の開発

Development of Activated Carbon Electrode for Advanced Electric Double-layer Capacitor

岩井田 学*

Manabu IWAIDA

村上 顕一*

Kenichi MURAKAMI

小山 茂樹*

Shigeki OYAMA

駒澤 映祐*

Eisuke KOMAZAWA

要 旨

燃料電池乗用車 Honda FCX への搭載を目指し、電気二重層キャパシタ用電極体の開発を行った。電極の主材料となる活性炭の細孔制御および電極密度の向上により、電極体積あたりの静電容量 $17.6\text{F}/\text{cm}^3$ を達成し、導電性接着剤組成の最適化により電極面積抵抗率 $6.7\Omega\cdot\text{cm}^2$ を達成した。また電極製造プロセスにおいて、キャパシタの耐久性に影響する有機不純物の残留を抑制することで、耐久性に優れたキャパシタ用電極体を実現した。これにより、キャパシタセルとして、静電容量 1350F および内部抵抗 $2.5\text{m}\Omega$ を達成し、燃料電池乗用車 Honda FCX に搭載が可能な、耐久性に優れたキャパシタセルの作製が可能となった。

ABSTRACT

An electrode has been developed for the electric double-layer capacitor utilized in the Honda FCX fuel cell vehicle. Control of the property of the pores of the activated carbon which is the main material and efforts to increase electrode density have enabled the achievement of a capacitance per unit volume of $17.6\text{F}/\text{cm}^3$, while optimization of the electric conductive adhesive has brought surface resistivity to $6.7\Omega\cdot\text{cm}^2$. Excellent durability has been achieved by controlling residual organic impurities in the production process. As a result, the capacitor cell in which the electrode is utilized has a capacitance of 1350F and an internal resistance of $2.5\text{m}\Omega$, is highly durable, and was judged suitable for use in the Honda FCX.

1. まえがき

2002 年 12 月に市場投入された燃料電池乗用車 Honda FCX(以下、FCX)には、蓄電デバイスとして電気二重層キャパシタ(以下、キャパシタ)が搭載されている。キャパシタは従来の二次電池とは異なった特性を有しており、燃料電池車とともに将来に向けた新しい環境技術として期待されている。

キャパシタは充放電時に電気化学反応を伴う二次電池とは異なり、イオンの物理的吸着による電子の移動で充放電を行う(Fig. 1)。このため二次電池では制約の多い高レートの入出力および充放電サイクル寿命において優れた特性を示す。しかしながら市販されているキャパシタセル(以下、セル)は数 F ～数 10F 程度の小型セルが主流で、本開発に用いるような 1000F を超えるセルは試作品の域を出ていない。さらに容量密度、出力密度が低いため、モジュールとして大型化、重量増が避けられず FCX 用蓄電デバイスとして成立しない。本稿では FCX 用としてキャパシタの高容量化、

低抵抗化を達成した電極体の材料開発、及び製造プロセス開発について報告する。

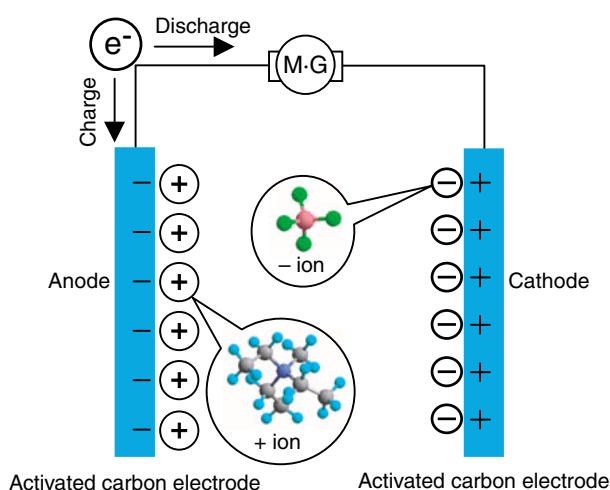


Fig. 1 Model of capacitor

2. キャパシタ用電極と製造プロセス

2.1. キャパシタ用電極

キャパシタに用いられる電極は、主に電気二重層を形成する活性炭を主成分とし、電気伝導性を向上させるための導電材、及び形状を保持させるためのバインダ材から構成される (Fig. 2)。さらにこの電極をシート状に成形し、アルミ箔集電体 (以下、集電体) 上に導電性接着剤を介して接着し、電極体を得る (Fig. 3)。キャパシタは前述の動作原理からも明らかなように、基本的に正負極で同一の電極体を用いる。このため二次電池のように正負極を別々に生産する必要がなくコスト、品質管理の点でもメリットは大きい。

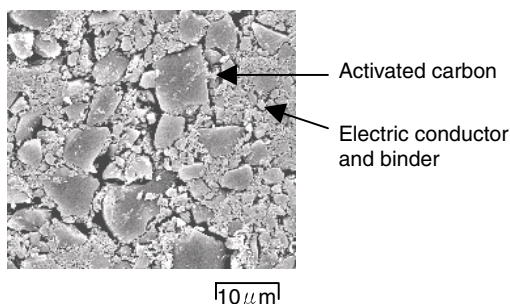


Fig. 2 SEM image of sheet electrode

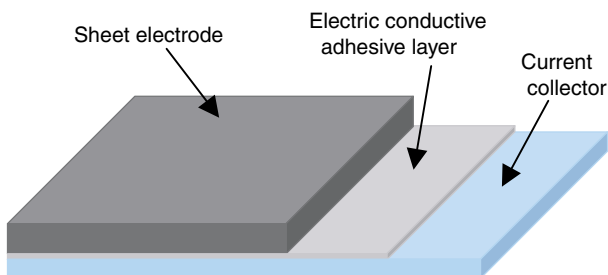


Fig. 3 Structure of electrode

2.2. 電極成形プロセス

Fig. 4に本開発における電極成形プロセス (カレンダー成形法) を示す。同図に示したプロセスの詳細は以下の通りである。

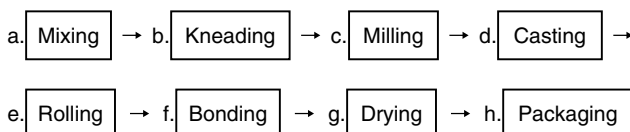


Fig. 4 Production process of electrode for electric double-layer capacitor

- (a) 原材料 (活性炭, テフロン樹脂, 導電材) の混合工程
- (b) 混合粉を加圧混練し, テフロン樹脂を繊維化させる工程
- (c) 混練物を粉砕, 整粒する工程
- (d) (c) で得られた粉砕物に有機溶媒 (以下, 溶媒) を添加し, カレンダー成形機を用いて一次シートに加工する工程
- (e) 一次シートを圧延, 延伸し, 規定厚さのシート状電極に加工する工程
- (f) シート状電極と集電体を導電性接着剤を用いてはり合わせる工程
- (g) 電極から溶媒および水分を除去する乾燥工程
- (h) 乾燥後の製品を密封状態に梱包する工程

電極成形としては、原料混合物をスラリ化して塗工するドクターブレード法や、押し出し成形法等の手法も知られる。本開発の目的であるキャパシタの高容量化において、電極の高密度化が期待できること、及び添加する溶媒の使用量を最小限に抑えられることから、カレンダー成形法を採用した。

本製法の特徴を以下にまとめる。

- (1) 成形に使用する溶媒が少なく、除去工程の負荷が小さい。
- (2) 材料組成比の自由度が高く、活物質である活性炭の含有量を高めることが可能である。
- (3) 電極密度の制御性が高い。
- (4) 電極厚さ寸法変更のフレキシビリティが高い。

特に(1)における溶媒は、混練、圧延時の流動性を変化させ、結着成分であるテフロン樹脂の繊維化に影響を与える。この繊維化が十分に行われないと、電極密度の低下及び電極強度低下によるハンドリングの悪化を招く。またこれら溶媒は活性炭に吸着されるため、電極内に残留しやすく、除去工程で酸化、熱変性による副生成物を生じる場合がある。これらの物質はキャパシタ動作時に分解され劣化の要因となる。

本開発においては、高容量化と低抵抗化に加え、耐久性に優れた電極体を実現するための電極製造プロセスの構築を主眼に検討を行った。

2.3. 開発のねらい

2.3.1. キャパシタセルの性能目標

FCX用蓄電デバイスとして要求される特性は、高エネルギー、高出力および耐久性である。高エネルギーを実現するため、セルとしては静電容量1300F以上を目標とした。また高出力を得るために、セルの内部抵抗を3.0mΩ以下に抑えることを目標とした。

上記目標に対し、電極体としてのねらいを次項に示した。

2.3.2. 電極体性能目標

電極体の性能目標として以下を設定した。

- (1) 電極体積あたりの静電容量 (以下, 静電容量密度) : 16.9F/cm³ 以上
- (2) 電極面積抵抗率 (以下, 抵抗率) : 8 Ω・cm² 以下
- (3) 耐久性 : 車両の寿命と同等以上

3. 電極開発コンセプト

前述の(1)～(3)の目標に対し、電極体の開発コンセプトを以下のように定めた。

- (1) 静電容量密度の向上：電極部材の最適化、電極充てん密度(以下、電極密度)の向上。
- (2) 抵抗率の低減：電極部材、集電部材、導電性接着剤の最適化。
- (3) 耐久性の向上：電極内に残留する不純物の低減。

さらに、電極体としての品質の安定性にも着目し、製造プロセスの最適化にも考慮した。

4. 性能向上への取り組み

4.1. 高エネルギー化

4.1.1. 活物質(活性炭)の材料選定

電極の活物質としては、Fig. 5 に示すような活性炭素繊維、粒状活性炭等の多孔質炭素材料を用いるのが一般的である。高容量セルの開発においては、電極の静電容量密度を高める必要があり、このため電極には高い電極密度が求められる。

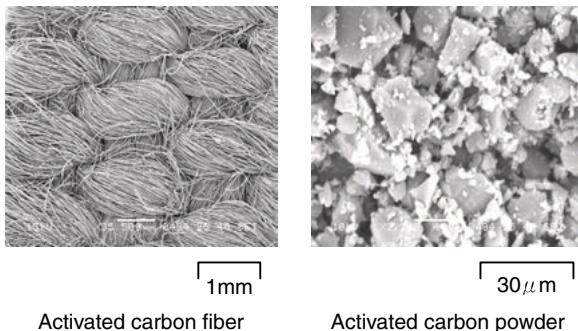


Fig. 5 SEM images of activated carbons

活性炭素繊維は織布状、あるいは抄紙された紙状のものがあ、それ自身で電極構造を形成でき、電極製造プロセスが簡略になるというメリットがある。しかし繊維という性質上、充てん効率が低く電極密度および静電容量密度の向上が望めない。一方、粒状活性炭では粒径制御、電極成形プロセス等により電極密度の向上が可能である。これらの点から本開発においては粒状活性炭を採用した。

粒状活性炭としては石炭、ヤシガラ等を原料に用いた天然原料系や、合成樹脂を用いた合成原料系を出発原料として、水蒸気で賦活処理したものが知られる。前者はコスト面で優れる反面、産地や原料ロット毎の物性及び不純物残留の変動を生じやすい。一方、後者では原料が化学的に合成されるためコスト的には若干不利ながら、天然原料系に比べ物性の安定化、不純物管理の点で優れるばかりでなく、高い静電容量密度を得ることができる。

Fig. 6 に一般的な各種活性炭の静電容量密度の比較を示す。これらの中で本開発においては、合成原料系活性炭の中でも静電容量密度が高いフェノール樹脂を原料に用いた粒状活性炭に着目し、キャパシタ電極材への適用検討を行った。

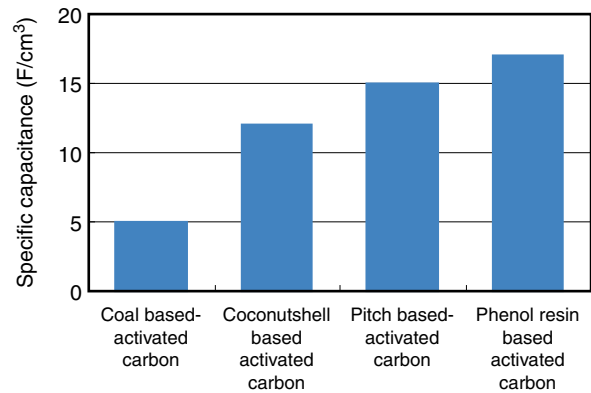


Fig. 6 Specific capacitance of activated carbons

4.1.2. 静電容量密度の向上

(1) 活性炭物性

静電容量密度の向上に対しては、活性炭の物性および電極成形プロセスのバランスが必要となる。一般に活性炭の物性は、原料となる炭素の物性および製造工程における水蒸気賦活処理条件により変化する。特に細孔の形成状態は活性炭自身のかさ密度を反映する電極密度に影響を及ぼすだけでなく、静電容量密度および抵抗率とも密接に関係する。本開発においては、細孔形成状態を示すパラメータとして、JIS K1474 に規定されるベンゼン吸着率が有力であることを確認した。この手法は活性炭重量に対するベンゼン蒸気の吸着率を測定するもので、比表面積、細孔容積等のパラメータに比べ、高い精度で原料物性の規定が可能になる。

Fig. 7 は本材のベンゼン吸着率と静電容量密度の関係を示す。本材は細孔形成の進行に伴いベンゼン吸着率が上昇する。この時、静電容量密度も変化し、57%, 17.6F/cm³で極大となり、59%以上では、過度な細孔形成により静電容量密度が低下する傾向にある。

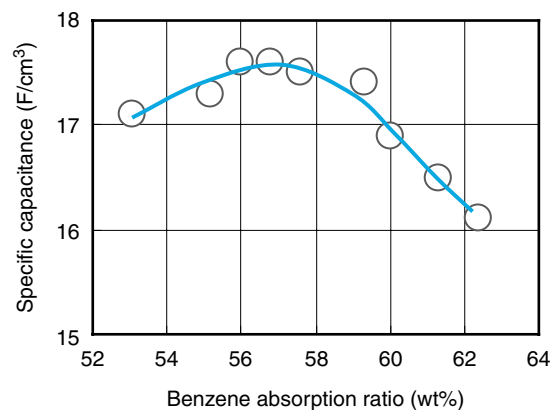


Fig. 7 Relationship between benzene absorption ratio and specific capacitance

(2) 電極製造プロセス

この活性炭を用いた電極製造プロセスにおいて、電極密度を高めるための検討を行った。本プロセスにおいては成形性を向上させるため溶媒を用いる。溶媒としては、後の除去工程における負荷を軽減するために、低沸点の物質を用いた。溶媒は(a)混合、(b)混練、(d)カレンダー成形機による一次シート成形工程(以下カレンダー工程)で添加される。前述の工程中、溶媒添加量が最大となるのはカレンダー工程である。よって、この工程について添加量と電極物性の検討を行った。

カレンダー工程において、溶媒は混練後の粉碎物と混合された後、シート状に加工される。この時、溶媒は粉碎物に含浸され、粉碎物同士の結着性、流動性を向上させる。これよりシート状電極の密度、強度を高めることができ、さらに成形性を安定化させる機能を果たす。

Fig. 8に粉碎物重量に対する溶媒添加率とシート状電極密度の関係を示し、Fig. 9に溶媒添加率とシート状電極引張り強度との関係を示す。溶媒の添加量に対して密度の変化は小さいが、添加量が少ない領域ではばらつきが広がる傾向にある。また引張り強度についても、添加率が低下すると強度が低下し、ハンドリングが悪化する傾向にある。90wt%を超える添加率では余剰溶媒が粉碎物の形状を破壊して成形性を悪化させるだけでなく、カレンダーロールからの離型性が悪化するため、一次シートに割れ、切れなどの成形不良が頻発する。以上の結果から、カレンダー工程における溶媒添加率は、密度および引張り強度が最大値をとる90wt%とした。

この添加量で、実際の成形機を用いて設定厚さ 150 μm および長さ 150m のシート状電極を作製した。この厚さを測定した結果を Fig. 10 に示す。作製時に成形不良は起こらず厚さの中心値はほぼ 150 μm となり、ばらつきも標準偏差 $\sigma = 0.18$ であった。またシート状電極密度は 0.65g/ cm^3 であり、標準偏差 $\sigma = 0.0029$ であった。

以上の検討により、シート状電極密度を高めた状態で、厚さ精度を $\pm 5 \mu\text{m}$ に抑えた安定連続生産を実現した。

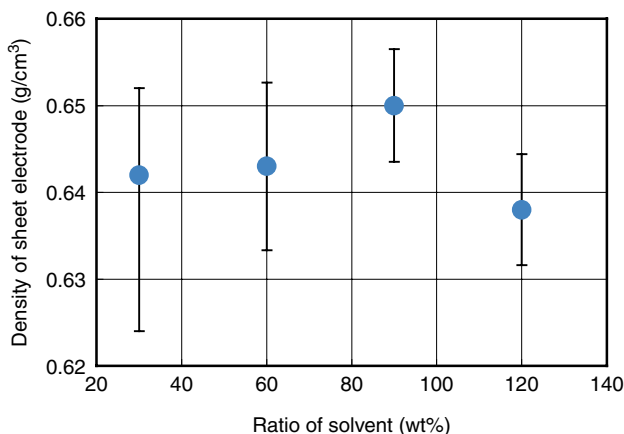


Fig. 8 Sheet electrode density with amount of solvent added

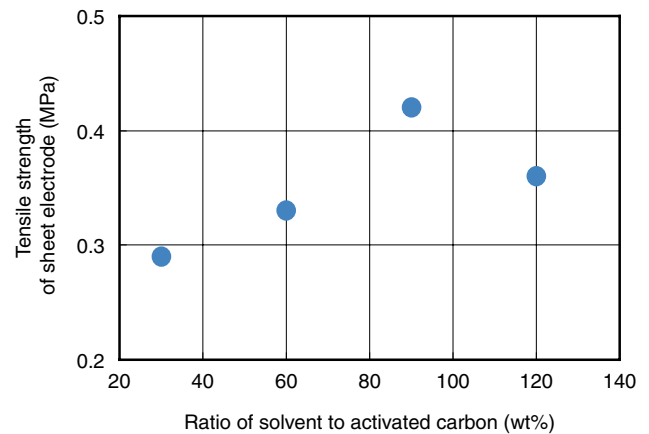


Fig. 9 Tensile strength of sheet electrode with amount of solvent added

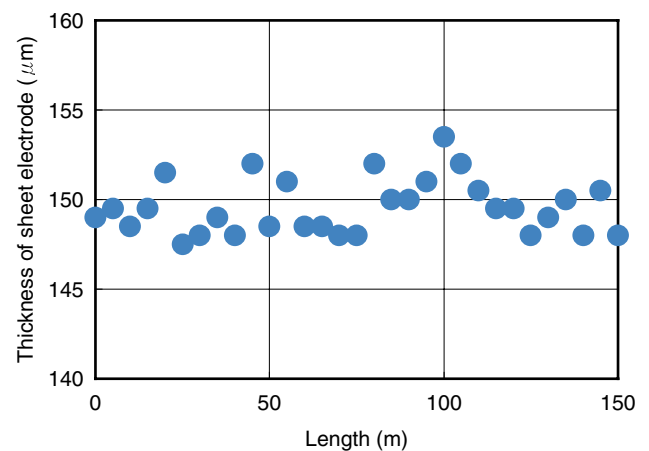


Fig. 10 Thickness distribution of sheet electrode

4.2. 高出力化

4.2.1. 活性炭物性と内部抵抗

ベンゼン吸着率と抵抗率の関係を Fig. 11 に示す。ベンゼン吸着量の低い領域、つまり細孔の発達が十分でない領域では、電解液の拡散阻害による抵抗率の上昇を生じ、特に55%以下では顕著な傾向を示す。以上の結果から、静電容量密度および抵抗率から求められる活性炭の物性範囲としてベンゼン吸着率を 55.5%以上、58%以下を規定した。

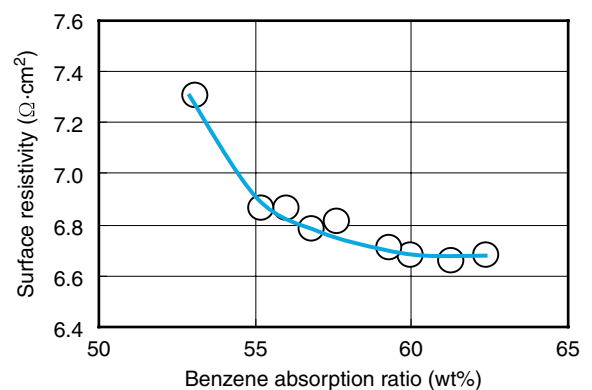


Fig. 11 Relationship between benzene absorption ratio and surface resistivity

4.2.2. 導電性接着剤の開発

シート状電極と集電体の接合工程には導電性接着剤を用いる。一般に導電性接着剤は高導電性成分と接着成分を溶媒に分散させた溶液が用いられるが、キャパシタ用途においては安定性、反応抑制の観点から、黒鉛粉末及び無定形炭素粉末(以下カーボンブラック)の混合物を導電材として用いるのが一般的である。また接着成分としては、ポリイミドアミド系、シリカゾル系、ポリビニルアルコール(PVA)等が用いられる。Table 1 に各接着成分の比較を示す。

Table 1 Characteristics of adhesive components

Adhesive component	Solvent	Electrolyte resistance	Features
Poly-Imide-amide	N-methyl pyrrolidone	Good	- High adhesive strength - Difficulty of solvent removal - Low durability
Silica sol	water	Good	Fragile and easy to peel with bending
PVA	water	Good	- Good flexibility - Easy to reduce residual solvent

接着強度の点ではポリイミドアミド系が勝るものの、製造時の溶媒回収の課題と残留物によるキャパシタ性能への影響を考慮し、PVA-水溶媒系接着剤を採用した。

次にシート状電極と集電体間の抵抗低減を目的として導電材の最適化を行った。

導電材としては前述の黒鉛とカーボンブラックが用いられる。Fig. 12 に示した集電体表面は1～10 μm 程度の凹凸(ピット)を有する。これらピットに対し十分に導電材を浸透させるために、りん片状粒子をなす黒鉛の粒径を3 μm 以下とした。またカーボンブラックの粒径は0.2 μm 以下とした。シート状電極をはり付けた後の接着層はFig. 13に示すような状態となり、カーボンブラックはピット内あるいは黒鉛の粒子間に充てんされる。この状態で、黒鉛はマクロな導電経路を形成し、主に接着層自体の抵抗を低減するのに対し、カーボンブラックは黒鉛層間、および集電体との導電性を確保する機能を持つ。よってこの二種の炭素材の混合比率はシート状電極と集電体との界面抵抗に大きく影響する。

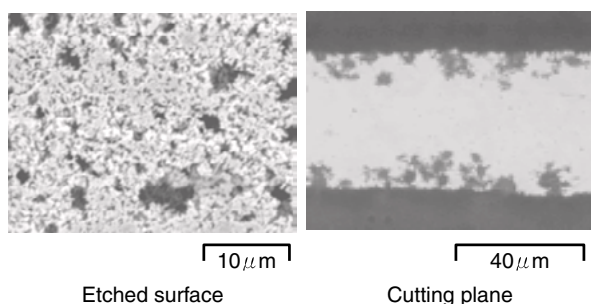


Fig. 12 SEM images of current collector

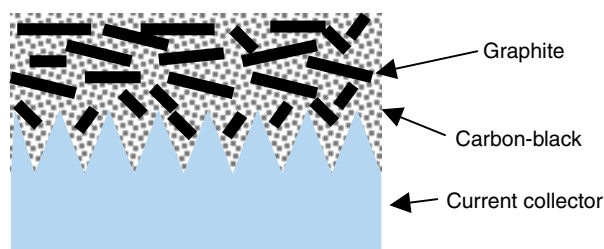


Fig. 13 Image of adhesive layer

Fig. 14に黒鉛対カーボンブラック重量比率と抵抗率の関係を示す。本結果より、抵抗率が極小となるのは重量比が1:1のときである。黒鉛がリッチな領域では黒鉛層間の導電性が十分でなく、抵抗率が増加する。またカーボンブラックがリッチな領域でも、マクロな導電経路が不足することで抵抗率が増加する。

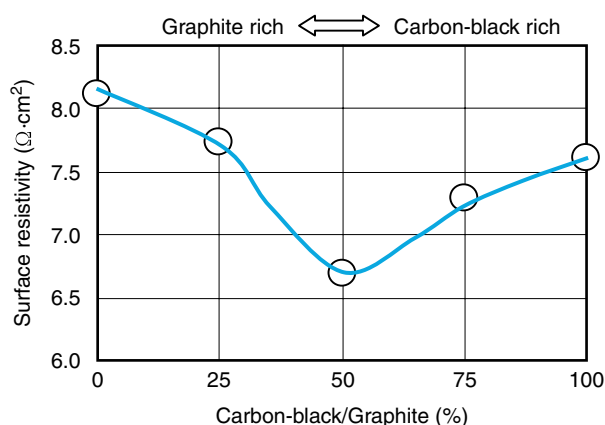


Fig. 14 Effect of carbon-black/graphite composition on surface resistivity behavior

4.3. 耐久性の向上

4.3.1. 電極内残留有機物の除去

成形時に用いた溶媒や製造プロセス内で吸着する有機物や水分は、キャパシタ動作時に性能劣化要因となる。これら不純物を効果的に除去するために、乾燥工程について検討を行った。電極体は、導電性接着剤とシート状電極の耐熱性の制約から、160℃以下の温度で乾燥する必要がある。このような温度域で効率的な乾燥を行う手法として真空乾燥が挙げられる。集電体とシート状電極を接着した長尺電極体をロール状に巻き取り、乾燥炉中で真空脱気後、昇温して乾燥を行う。ロール全体を真空乾燥炉に投入しバッチ処理するため、乾燥終了後の取り出し時の密閉梱包が容易にでき、水分吸着や外気に含まれる有機物の再吸着が少ない等のメリットがある。しかし真空中では温度の不均一を生じやすく、十分な均熱時間を設定する必要がある。

Fig. 15 に真空乾燥時間と溶媒の残存率(乾燥前の値を100とした)を示した。

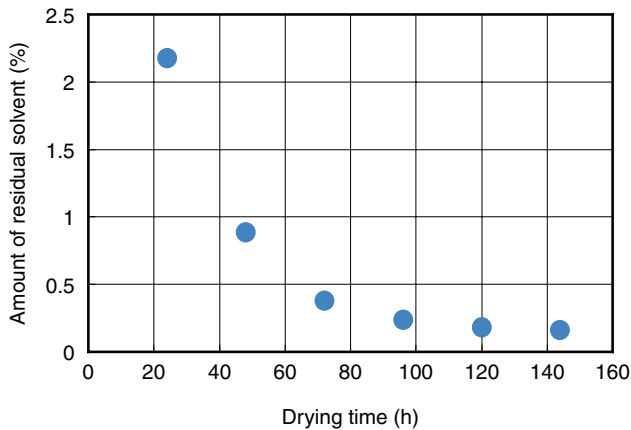


Fig. 15 Relationship between drying time and amount of residual solvent

なお、溶媒の定量にはガスクロマトグラフを使用した。電極の一部を熱脱着装置の試料管に充てんし、ヘリウムガスを流しながら加熱し、気化する成分を内部トラップに捕集した。この成分をガスクロマトグラフに導入した。検出器はFIDを使用し、定量はペンテンの強度から、FID強度が炭素数に比例すると仮定して校正を行った。ピークの定性は質量分析によって行った。

Fig. 15から、乾燥時間を長くするほど溶媒の除去が進んでいることがわかる。しかしながら、真空乾燥終了時点で溶媒の反応物である有機不純物が確認された。これらの不純物は、活性炭の細孔内に吸着および残留する溶媒が、酸化および脱水縮合反応を生じることにより生成した有機物と考えられる。つまり、残留する溶媒の濃度が高い状態でロール形状での乾燥を行うことは、不純物を二次的に発生させていることになる。よって、溶媒濃度をある程度低減した後、ロール形状での真空乾燥を行う必要が生じる。これを解決するため、ロール形状での真空乾燥を行う前にシート状での予備乾燥を行い、溶媒を開放系で除去する方法を取り入れることとした。

これにより、溶媒および反応物である有機不純物を2割程度低減させることができた。

4.3.2. 電極中の金属不純物管理

電極中には原料部材(特に活性炭)からの持ち込み、及び製造プロセスでの混入による微量金属が含まれる場合がある。

これらの金属の中で、キャパシタ作動電位内で酸化還元される物は陽極から溶出し、陰極上に再析出することが知られている。この析出物は、陰極上でデンドライト状に成長し、最終的にはセパレータを貫通し、両極間の電気絶縁を破壊する。よって原料部材の製造工程管理と含有量確認が必要であり、電極製造工程内における金属の混入を防ぐことが必要である。

5. 電極体性能確認

前述したこれらの条件で作製した電極体を Fig. 16 に示す。この電極体を評価したところ、Table 2のような性能が得られた。

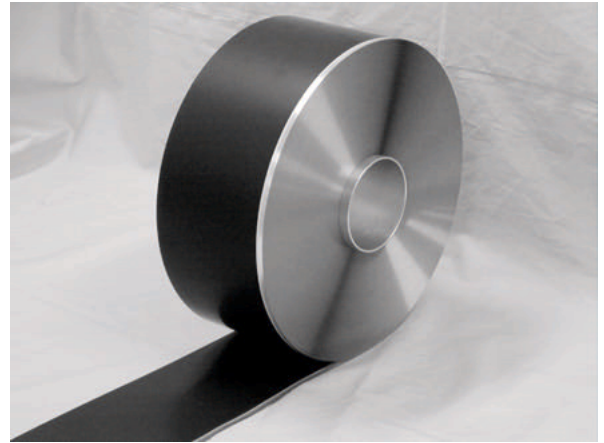


Fig. 16 Electrode coil

Table 2 Electrode performance

Item	Achieved value
Specific capacitance	17.6F/cm ³
Surface resistivity	6.7Ω·cm ² (per single electrode)

またシート状電極としては Table 3 に示すような品質を満たすことができ、安定した品質での連続生産が可能となった。

Table 3 Sheet electrode quality

Item	Achieved value
Thickness accuracy of sheet electrode	±5μm (σ=0.18)
Density accuracy of sheet electrode	±0.01g/cm ³ (σ=0.0029)

6. キャパシタセル性能確認

この電極体を用いてセルを作製したところ、Table 4のような性能が得られた。

Table 4 Capacitor performance

Item	Achieved value
Capacitance	1 350F
Resistance	2.5mΩ
Durability	longer than FCX life

電極体の性能と品質の向上、さらには有機不純物の低減により、FCXへ適用が可能な高出力、高エネルギーおよび耐久性に優れたセルの作製が可能となった。

7. まとめ

FCX用蓄電デバイスとして、高出力および高エネルギー化が実現可能なキャパシタ用電極体を開発した。結果をまとめると以下になる。

- 1) 電極の主材料となる活性炭の細孔制御および電極密度の向上により、電極体積あたりの静電容量密度 $17.6\text{F}/\text{cm}^3$ を達成した。
- 2) 導電性接着剤組成の最適化により、電極面積抵抗率 $6.7\ \Omega\cdot\text{cm}^2$ を達成した。また水系の溶媒を用いることで環境に配慮した。
- 3) 電極製造プロセスにおいて、キャパシタの耐久性に影響する有機不純物の残留を抑制することで、実車要求以上の耐久性に優れた電極体を実現した。
- 4) 1000F 級大型セルの電極体を、安定した品質で連続的に製造することが可能なプロセスを構築した。

これによりセルとして、静電容量 1350F および内部抵抗 $2.5\text{m}\Omega$ を達成し、燃料電池乗用車 Honda FCX に搭載が可能な、耐久性に優れたセルの作製が可能となった。

8. 謝辞

本開発にあたりご協力頂いた社内外の関係者の方々に誌面を借りて厚く御礼申し上げます。

■ 著 者 ■



岩井田 学



小山 茂樹



村上 顕一



駒澤 映祐

インサートモールドプロセスを用いた高シール性 電気二重層キャパシタ用ケースカバーの開発

Development of Seal Technology for Electric Double-layer Capacitor Cover
Using Aluminum-Resin Insert Mould Process

駒 月 正 人*

Masato KOMATSUKI

太 田 徹*

Toru OTA

五十嵐 和明**

Kazuaki IGARASHI

安 田 範 史*

Norifumi YASUDA

要 旨

キャパシタに用いるケースカバーには、電解液のシール、正極と負極の絶縁、及び耐圧強度が要求される。これらを満足するために、アルミニウムと樹脂の化学的な結合を基にした成形技術と、樹脂収縮を防止するためのリブ形状を開発した。アルミニウム表面にトリアジンジチオールを電着処理した後、インサートモールドすることによって一体化するプロセスである。トリアジンジチオールの皮膜形成とインサートモールドの成形条件を適正に設定し、アルミニウムと樹脂の接着部にリブを設けて製造されたケースカバーは、使用条件に基づいた加速試験を行った後でも前述の要求特性を満たしており、長期耐久性を確保することができた。

ABSTRACT

Electric double-layer capacitor covers are required to seal in organic liquid electrolytes, isolate positive and negative electrodes, and maintain pressure tightness. An insert mould process using chemically combined aluminum and resin and a rib to prevent resin shrinkage have been developed to enable these requirements to be met. In this process aluminum and resin are bonded by insert moulding after triazinedithiol electrocoating of the aluminum surface. Optimization of the formation of the triazinedithiol coat and insert mould conditions and the establishment of a rib between the aluminum and resin have enabled the production of covers which satisfy the requirements enumerated above after acceleration tests based on actual use conditions. The long-term sealing performance of the new covers has also been verified.

1. まえがき

2002年12月に市場投入された燃料電池乗用車 Honda FCX(以下 FCX)には、蓄電システムとして電気二重層キャパシタ(以下キャパシタ)が搭載されている。キャパシタは、化学反応を伴わないので、バッテリーと比較して高出力が可能であることと、充放電の繰り返し耐久性が優れているという特徴があり、燃料電池同様将来に向

けた新しい環境技術として期待が大きい。本キャパシタには、キャパシタセル内圧や電解液の漏れに対しての信頼性と、正負極の電気的な絶縁性の両面が要求されるケースカバーを採用している。

本稿では、キャパシタセルの信頼性として重要な絶縁及びシール技術として、世界で初めて適用したケースカバーのインサートモールド製法及び信頼性保証技術について報告する。

*和光基礎技術研究センター

**栃木研究所

2. 開発コンセプト

2.1. 求められる信頼性要素

FCX用キャパシタは、設計コンセプトから円筒形を採用している。また、長期使用に耐えられるシール信頼性が要求される。

一般的に丸型のケースカバーでは、アルミ電解コンデンサ用のカバーが前例としてあるが、アルミ電解コンデンサは空気の入りを許容した構造になっているため、極めて浸透性の高い電解液を使用するキャパシタのシールには適用できない。

そこで、求められる信頼性要素として、下記の三項目を掲げ、長期信頼性の観点からキャパシタ用のケースカバーを開発した。

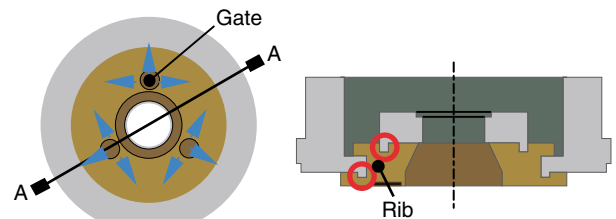
- (1) 浸透性の高い電解液のシール
- (2) 正極と負極の絶縁
- (3) キャパシタセルの内圧上昇に耐えうる強度

2.2. 構造及び材料コンセプト

Fig. 1 にキャパシタケースカバーの例を示す。(1)に開発途中のケースカバーと、(2)に実用化されたFCX用キャパシタケースカバーを示す。図のように形状は異なるが、ケースカバーのコンセプトは同じで、外周部が負極となり中央の端子が正極となっている。材質はどちらもアルミニウムであり、外周部と端子の間に絶縁材として樹脂が介在する。負極の外周部は円筒形のケースと溶接され、正極の端子は電極巻体の集電板と溶接する構造となっているので、溶接とネジ込みを可能にするため、素材の純度と材料強度が高い A3003-H112 を選定した。樹脂は、正極と負極の絶縁と材料強度が必要であり、キャパシタ製造工程での電極内不純物を除去する高温乾燥における耐熱性と耐電解液性、3章で説明するトリアジンジチオールとの化学結合の相性、リサイクルを考慮して熱可塑性樹脂であるポリフェニレンサルファイド樹脂(以下 PPS)を選定した。この PPS には、ガラスファイバと炭酸カルシウムを配合し、その配合比を適正化してアルミニウムの線膨張率に合わせた物を用いた。これにより、溶接時の急な熱入力に対してもアルミニウムとの熱膨張差が少なくなり、接着していたアルミニウム

と樹脂の界面に剪断応力が生じないので、接着強度の低下を防ぐことができる。

PPS にガラスファイバを配合している他の理由は破壊強度を上げるためであるが、そのため、成形後収縮に対して異方性を持ち、ガラスファイバの配向方向は収縮が小さく、非配向方向は収縮が大きいという特徴が生まれる。ケースカバーはFig. 2(1)のように3点ゲートで樹脂を射出して成形するため、ガラスファイバは円周方向に配向しやすくなる。従って、径方向の成形後収縮が大きくなり、アルミニウムと樹脂の接着界面に剪断応力が生じて接着破壊の起点となりうる。いったん接着破壊が始まると、残留応力の解放が進んで電解液の漏れ経路が生成してしまう。それを防止するため、樹脂が収縮しないようにFig. 2(2)のような高さ1mmのリブを正極と負極に設け、樹脂ストッパの役割を持たせた。これにより、成形後の残留応力が無くなり長期信頼性が確保できた。5章で述べる加速試験を行うと、リブの有無で違いが顕著に現れた。



(1) Resin flow (2) Rib shape (section A-A)

Fig. 2 Resin flow and rib shape

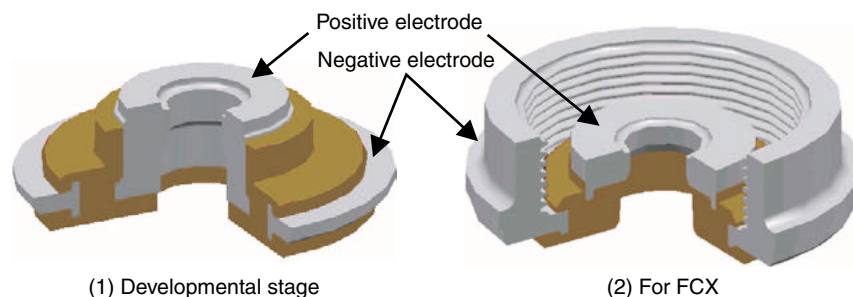
3. プロセスのコンセプトと特徴

3.1. 従来の樹脂インサートモールド技術

一般的に樹脂インサートモールドは、金型の中にアルミニウム部品をインサートした後に樹脂を射出し、樹脂収縮の密着によってアルミニウムと樹脂を物理的に結合させる製法である。

3.2. プロセスのコンセプト

製造工程は、インサートするアルミニウム部品を加工す



(1) Developmental stage

(2) For FCX

Fig. 1 Perspective view of cover

る切削工程，アルミニウムと樹脂が化学結合するようにトリアジンジチオールを電着する表面処理工程，樹脂を射出成形してケースカバーを作る成形工程の三つに分かれている。従来製法との違いを Fig. 3 に示す。新プロセスでは，表面処理工程(トリアジンジチオール処理)を追加している。

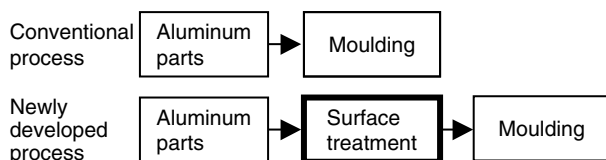


Fig. 3 Comparison of insert mould processes

3.2.1. 切削

ケースカバーの外周部及び端子に相当する部品は，アルミニウムの従来の圧延，鋳造素材を必要寸法に切削で加工する。この工程では，表面処理のエッチングによる寸法変化と成形での収縮による変化をあらかじめ考慮する必要がある。

3.2.2. 表面処理

アルミニウム表面を活性化させるために，まずアルカリエッチングをしてから酸による中和を行う。その後，トリアジンジチオールを電着処理(有機メッキ)して，最後に減圧乾燥する(Fig. 4)。

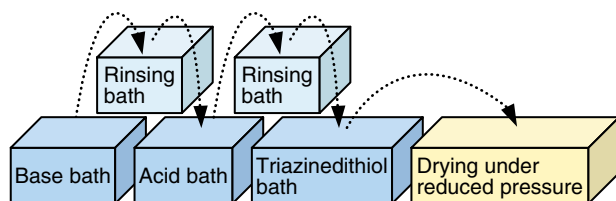


Fig. 4 Treatment process

この電着処理では，Fig. 5 に示すトリアジンジチオールが陽極側のアルミニウムと結合したり，トリアジンジチオール同士で結合を作ることによって約 150 ～ 250nm の皮膜を形成する⁽¹⁾。

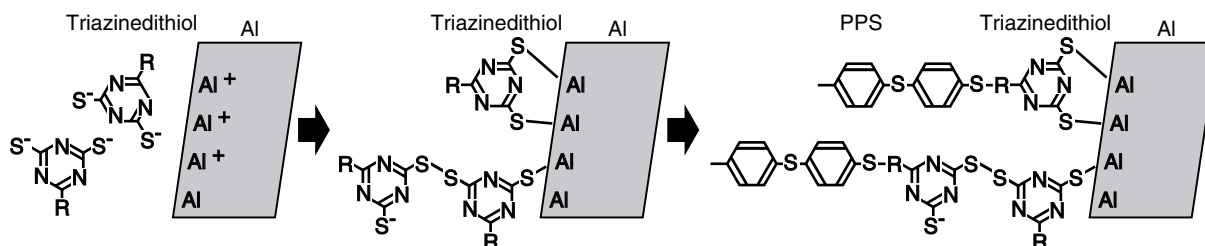


Fig. 5 Sealing mechanism aluminum-triazinedithiol-resin

3.2.3. 成形

成形は，表面処理をしたアルミニウム部品を金型にインサートしてから PPS を射出する。PPS が射出されると，トリアジンジチオールの硫黄や R の部分と PPS の硫黄が化学的に結合することで，アルミニウムと樹脂との界面のシールが完成し，外周部，樹脂，端子の一体成形品ができる。

成形品の接着強度は，成形条件によって大きく変化する。接着強度を左右する要素は，皮膜の官能基と PPS との化学的結合のしやすさと，溶融した PPS 同士の界面であるウェルド部の健全性で，温度を上げると化学結合がしやすく，圧力を上げると樹脂の健全性が確保しやすい。しかし，金型温度を上げすぎるとアルミニウムが膨張することによって金型とのかじりが発生したり，型内圧を上げすぎるとアルミニウム部品が変形したりと不具合が生じる。条件を最適化することで，バランスの取れた成形品を製造することが可能である。

3.3. トリアジンジチオール処理の皮膜解析

皮膜を傷つけないで状態を見るということは従来困難であったが，皮膜の状態と厚みを観察するため，以下の手法により解析した。

まず，皮膜表面の加工ダメージを防ぐために白金をコートした後，ガリウムの集束イオンビーム(FIB)を試料断面に照射した。次に，電界放射型走査顕微鏡(FE-SEM)で観察を行った。その結果，アルミニウムの上に，ピンホールの無い均一なトリアジンジチオールの層が，約 200nm 形成されていることが分かった(Fig. 6)。

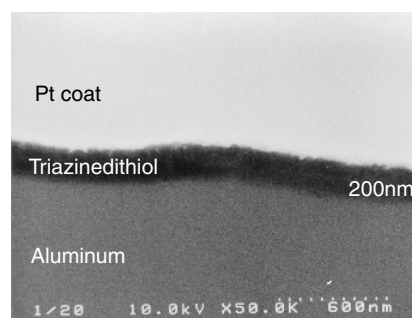


Fig. 6 Cross-section of aluminum and triazinedithiol layer

3.4. プロセスでの特徴

本プロセスでは、アルミニウムと樹脂が強固な化学結合をしているため接着強度が高く、キャパシタ使用中の温度変化などによる内圧上昇にも耐える強度を持つ。また、シール性が良好なため、浸透性の高い電解液が漏れることによる短絡も無く、絶縁を確保することができる。

さらに、インサートモールドにより一体成形するので、形状の制約が少ないというメリットもある。

3.4.1. 皮膜の仕様

皮膜は、Fig. 7のように処理時間が増えると厚くなり、ある時間から安定した膜を形成するため、皮膜の安定域で処理時間の設定を行った。

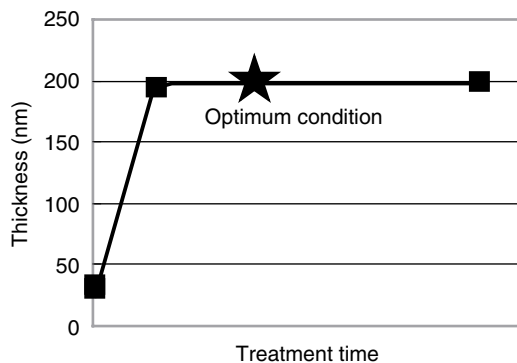


Fig. 7 Thickness of triazinedithiol coating

形成された皮膜中には、アルミニウムと酸素が多く、トリアジンジチオール硫黄と炭素が若干検出された(Fig. 8)。

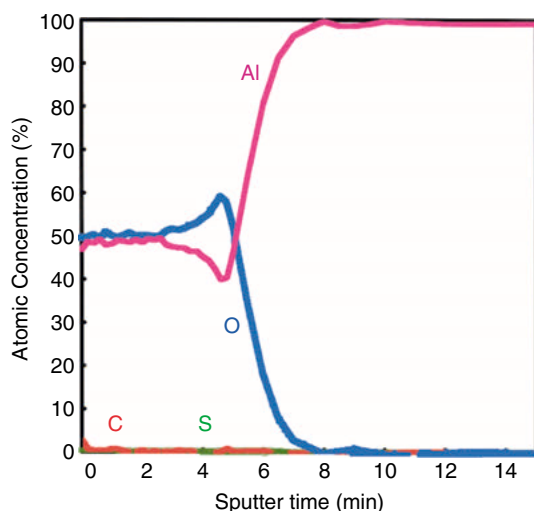


Fig. 8 AES analysis of triazinedithiol coat

3.4.2. 基本成形条件

アルミニウム部品のかじりや変形を抑え、かつ接着強度が高い成形条件を Fig. 9 のように最適化した。この条件で成形したケースカバーの断面写真を Fig. 10 に示す。アルミニウム部と樹脂は良好な結合状態となっている。

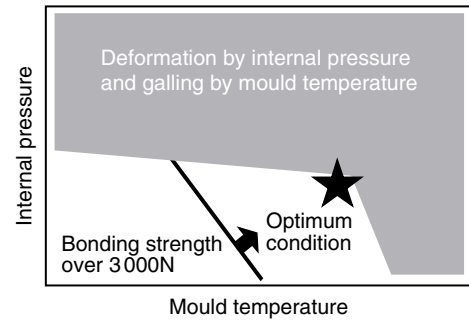


Fig. 9 Insert mould condition



Fig. 10 Cut section of cover

4. シール保証

4.1. 保証の考え方

4.1.1. 化学的保証

一般にアレニウス則(式(1))によると、単純反応の場合、反応速度は温度に依存し、温度が10K上がると速度は2倍になる。

$$k = A \exp(-E_a / RT) \quad (1)$$

k : 反応速度

A : 頻度因子

E_a : 活性化エネルギー

R : 気体定数

T : 絶対温度

そこで、本ケースカバーの劣化挙動がアレニウス則に準拠するかどうかを、電解液にケースカバーを浸漬した状態で温度を変え、接着強度が20%低下する時間をプロットした。結果はFig. 11に示す。劣化挙動はアレニウス則に合致することが確認できた。この結果に基づき、車両への搭載年数を満足するために高温加速試験を行い、シール性に異常が無いことを確認した。ケースカバーのシール性能としては、搭載年数の1.5倍に相当する加速試験に充分耐えられる実力を有する。

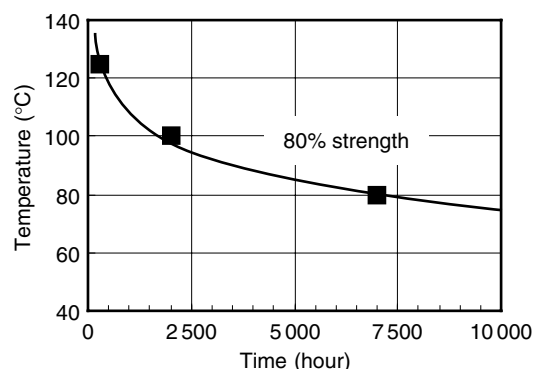


Fig. 11 Degradation of bond strength

4.1.2. 機械的保証

機械的保証要件としては、熱衝撃前後と振動前後のシール性に変化の無いことが挙げられる。熱衝撃特性は、Fig. 12 の熱サイクルを 1000 回行った後、振動特性は、試験機によって規定の振動を加えた後、シール性に変化が無いことを確認した。

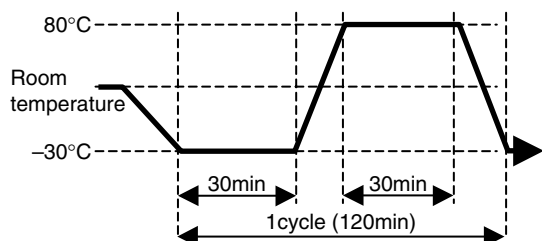


Fig. 12 Thermal shock test cycle diagram

4.2. 品質保証技術

生産にあたっては、電解液漏れに直結する接着不良品の流出をいかに防止するかということが大きな課題である。そのため、製造工程の品質保証技術として、表面処理後の皮膜形成分析である赤外スペクトル測定、接着部欠陥を探す非破壊検査の超音波探傷、シール性と耐圧強度を確認する圧力検査の3つを用いた。

アルミニウム部品の表面処理終了後においては、フーリエ変換赤外線分光光度測定装置を用いて赤外スペクトル測定を行った。吸収位置 1125cm^{-1} におけるトリアジンジチオール吸光度を測定して、規定通りの皮膜が形成されていることを確認した。

成形後の完成品については、Fig. 13に示す超音波探傷機を用いて超音波探傷を行った。超音波探傷検査は、外周部と端子部の接着部を別々に測定することにより、構造欠陥を検出するものである。この検査手法は、溶接部位のピンホールやマイクロクラックを検査するものであり、アルミニウムと樹脂界面の健全性を評価する手法として十分使えるのかを実機による相関と実験データの積み上げで検証した。

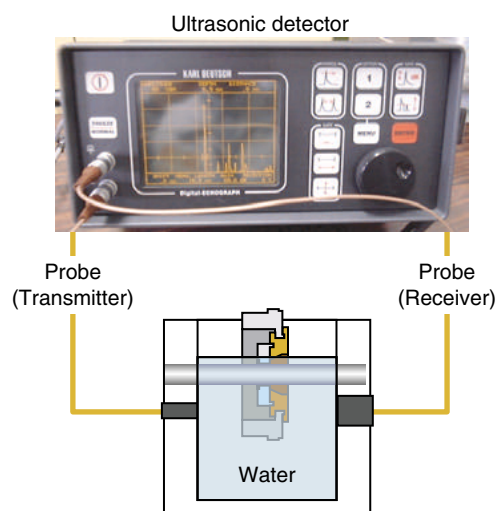


Fig. 13 Ultrasonic inspection

圧力検査は、Fig. 14 のようにセッティングし、背圧 5 MPa をかけることで、漏れ経路の無いことを確認した。

これら3種類の検査を行うことで、不具合品の次工程流出を防止することが可能である。

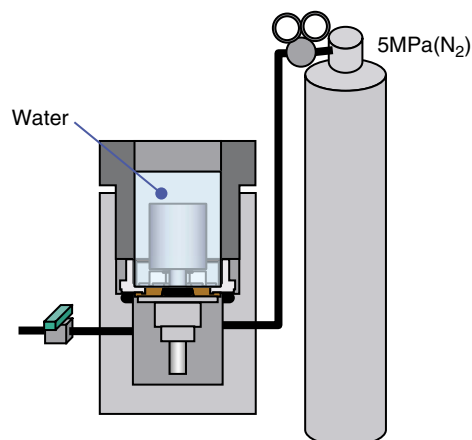


Fig. 14 N_2 pressure inspection

5. 耐久性評価結果

5.1. 高温放置漏れテスト

4章で設定した加速試験後の強度結果を Fig. 15 に示す。接着強度は高いレベルで保持されている。Fig. 16に示すようにアルミニウムと樹脂の接着界面に漏れ経路が無いことから、車両への搭載年数に対して十分なシール性であることを確認した。

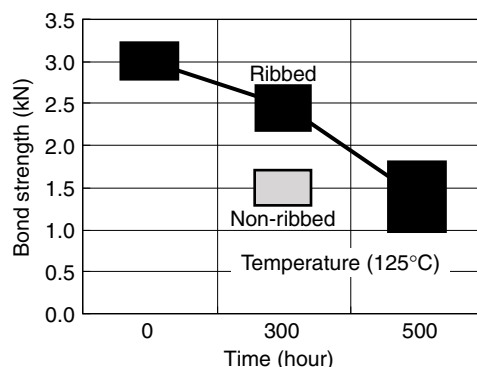


Fig. 15 Bond strength after acceleration test

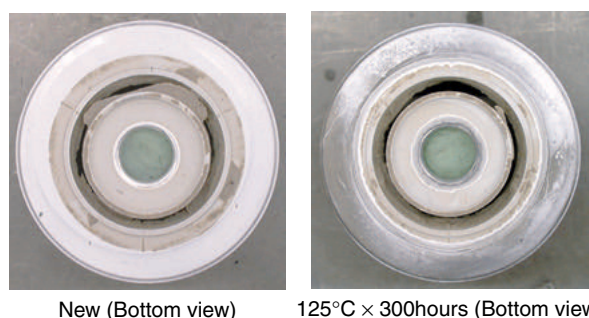


Fig. 16 Adhesion condition after acceleration test

5.2. 実用耐久テスト

実用上の寿命保証の観点から、キャパシタセル1個あたり45°Cでの連続電圧印加試験を実施した。規定の時間における電解液の漏れは無く、テスト後の皮膜分析による炭素、酸素、窒素、アルミニウムの変化もほとんど無く (Fig. 17), 車両への搭載年数に対して十分なシール性であることを確認した。

5.3. パルス圧力耐久性確認テスト

ケースカバーの圧力に対する耐久性を確認するために、パルス圧力耐久試験機を製作しテストを行なった。この試験機は、圧力変動を加えることで短時間に耐久性を確認す

ることができる装置である。装置の概要は Fig. 18 に示す。

キャパシタセル内の最大圧力変動を測定するため、内部に超小型圧力センサを設置し測定を行なった。その結果は Fig. 19 のように、温度を-20°Cから80°Cに変えると、キャパシタセル内の圧力は0.13MPa増加するというものであった。同様に1回の充放電あたりの内圧変化も測定したが、無視できるレベルであった。この測定結果から、圧力変化の最大値0.13MPaにおける保証年数での繰り返し回数を目標値として設定した。

耐久試験の結果は、目標値を大幅に上回る過酷な条件でもケースカバーのアルミニウムと樹脂界面での破壊は無く、十分な耐久性を確認できた。

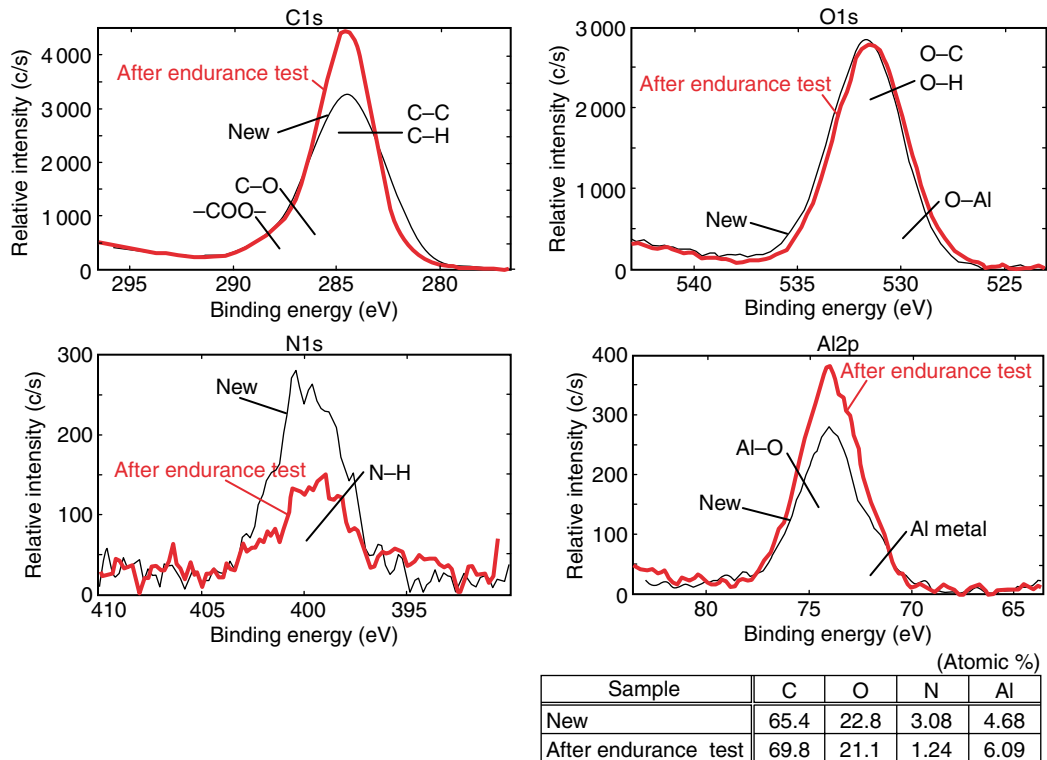


Fig. 17 XPS analysis after endurance test

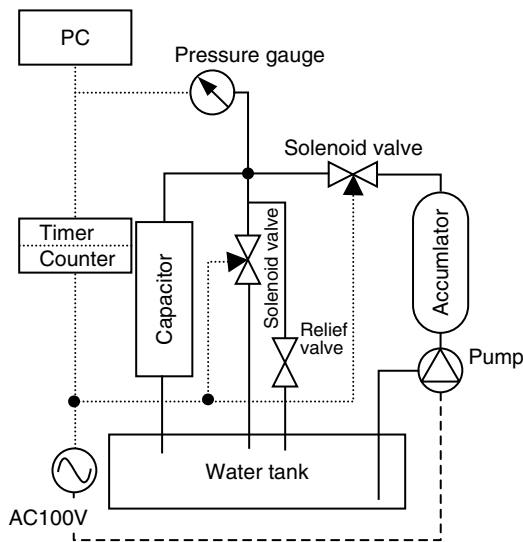


Fig. 18 Pulse pressure test

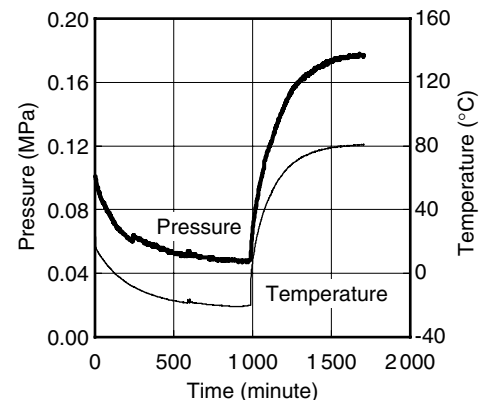


Fig. 19 Inner pressure of capacitor with temperature change

6. まとめ

本インサートモールド製法は、樹脂収縮を防止するためのリブを設けたアルミニウムと樹脂との界面にトリアジンジチオールを処理することによって、信頼性の高い接合を可能とし、キャパシタ用ケースカバーへの適合性が証明でき、世界初の実用化を可能とした。

また、トリアジンジチオールの処理条件とインサートモールドの成形条件、及び品質保証技術の皮膜形成分析、超音波探傷、圧力検査を確立することで製品としての信頼性が得られ、今まで困難であった極薄膜の解析手法や劣化解析及び加速試験手法を新たに確立できた。

謝 辞

最後に、本開発を遂行するにあたり、ご協力を頂きました社内外の関係者の方々に、紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

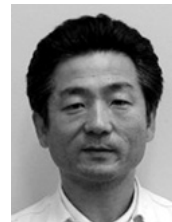
参考文献

- (1) 佐々木英幸, 小林伊智郎, 斎聖一, 於本立也, 森邦夫:
トリアジンジチオール化合物を電解重合したステンレス
鋼板とナイロン樹脂の射出成形による直接接着, 高
分子論文集, Vol.55, No.8, p. 470-476(1998)

■ 著 者 ■



駒月 正人



五十嵐和明



太田 徹



安田 範史

家庭用小型コージェネレーションユニットの紹介

Introduction of Micro Combined Heat and Power Generation Unit for Residential Use

高 石 敏 充*
Toshimitsu TAKAISHI

荒 真 人*
Masato ARA

戸 川 一 宏*
Kazuhiro TOGAWA

要 旨

石油に比べCO₂排出量の少ないクリーンなエネルギーとして知られている天然ガスを燃料として、高効率なエネルギー供給システムの家庭用小型コージェネレーションユニット(MCHP1.0)を開発した。給湯ユニットを介して給湯や暖房を行い、商用電源と系統連系可能な発電を可能とした。コンパクト化や運転音を低減するために、小型エンジン技術と多極正弦波インバータ発電機技術を応用し、エネルギー利用効率85%(低位発熱量基準)、筐体奥行き380mm、運転音 最大 46dB(A)/1mを達成した。世界で商品化されているコージェネレーションユニットとしては最少クラスである。

ABSTRACT

Micro-cogeneration units (MCHP1.0) for residential use have been developed. These units produce both hot water and electricity. This process is carried out in an extremely efficient manner. By fueling the system with clean burning natural gas, carbon-dioxide emissions can be further reduced. Power line from those units can be connected to the electricity grid. Honda MCHP1.0 has reached 85% (LHV) of total energy efficiency, 380mm width of enclosure and 46dB(A)/1m of operating noise level by advanced small engine technology and inverter generator technology accumulated in Honda power equipment business. These units are the smallest ones as commercialized cogeneration units.

1. ま え が き

地球規模の環境問題から、各分野において省エネルギーや新エネルギー利用の拡大努力がなされている。1994年の京都会議(COP3)で定められた我が国の2010年CO₂排出削減目標(1990年比でマイナス6%)達成に向けて、産業、民生、運輸の部門でその対応策が検討されているが、現在極めて厳しい目標値となっている。

中でも民生(家庭)部門の消費エネルギーは、増加の一途で伸び率は著しく、エネルギー消費全体の伸びの大きな要因となっている。

家庭のエネルギー需要に対して省エネ法では、テレビ、エアコン、自動車などの特定機器について、エネルギー消費効率が最も優れている機器の性能を目標値とするトップランナー方式の考え方で省エネルギー基準が作られた。また、冷暖房用エネルギー消費の削減に向け、住宅、建築物の省エネルギー化も講じられている。しかし、ライフスタイルの変化や家電製品のパーソナル化などによりエネルギー消費は依然として増大している。

一方エネルギー供給側においてもCO₂排出量の少ないクリーンな燃料への転換や燃料エネルギーの利用効率の向上を推進する必要がある。その中で、電気エネルギーと熱エネ

*朝霞東研究所

ルギーとを同時に供給できるコージェネレーションシステムは、2010年までの導入目標として約10GWが示されており、省エネルギー化を促進するエネルギー供給システムとして導入拡大が期待されている。

コージェネレーションシステムは、これまで工場やホテル、店舗など、大規模施設において採用されてきたが、近年の電気事業法の改正により、10kW未満のガスエンジン発電機は一般電気工作物となり、導入に関する規制が緩和されたことから、小型のコージェネレーションシステムの開発が加速している。

ここに紹介する家庭用小型コージェネレーションシステムは、Hondaが開発した小型コージェネレーションユニットと、都市ガス会社、給湯器メーカーが共同開発した排熱利用給湯暖房ユニットとを組み合わせた住宅用エネルギー供給システムである。本報では小型コージェネレーションユニット(以下、マイクロコージェネユニット)を主体とした紹介をする。

また、本マイクロコージェネユニットでは世界初の系統連系正弦波インバータ技術⁽¹⁾を採用している。

2. 開発コンセプト

本ユニットの開発にあたっては、以下の点を主眼として開発した。

- (1) 燃料として都市ガスを選び、この一次エネルギーを無駄なく利用して環境保全に寄与すること。
 - ・ 高いエネルギー利用効率
 - ・ CO₂, NO_x 排出の低減
- (2) 一般住宅への設置が可能なこと。
 - ・ コンパクトなパッケージ
 - ・ 低騒音
 - ・ 高品質な電力供給
 - ・ 給湯、暖房システムとの接続
- (3) 各種規格に適合していること。
 - ・ 日本ガス機器検査協会の規格に適合
 - ・ 系統連系ガイドラインに適合し、電力会社との連系協議が簡易に行えること
 - ・ 消防の防火性能評定を満足すること

3. 主要諸元と特徴

3.1. システムの構成と仕様

家庭用小型コージェネレーションシステムを設置した場合のイメージを Fig. 1 に示す。システムは屋外に設置される。マイクロコージェネユニットにより発電された電力は、分電盤を経由して家庭内の電気製品で消費される。また電気と同時に作られた熱は、排熱利用給湯暖房ユニットの貯湯槽で温水として蓄えられた後、給湯をはじめ、床暖房や浴

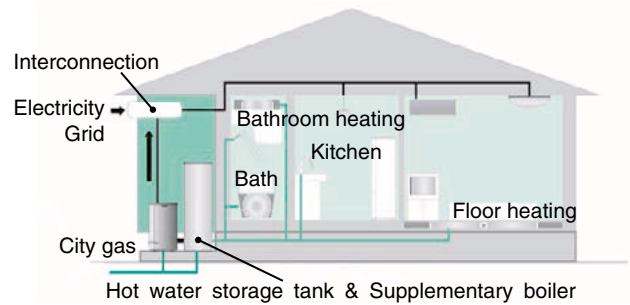


Fig. 1 General view of micro-cogeneration system

室暖房乾燥機等に有効利用される。

今回開発した、ガスエンジン、発電機、熱交換器、系統連系インバータ等が収められたマイクロコージェネユニットの外観を Fig. 2 に、主要諸元を Table 1 に示す。



Fig. 2 External view of micro-cogeneration unit

Table 1 Specifications

Output	Electricity	1Φ3W 200V/100V 50/60Hz 1 kW
	Heat	3.25 kW
Power supply		Grid connection by inverter
Heat recovery		80°C Hot water
Efficiencies (LHV)	Electricity	20%
	Heat	65%
Dimensions (LxWxH)		635 × 380 × 940 mm
Weight(kg)		81
Noise		46dB(A)
NO _x		Max 60 ppm
Engine	Type	Liquid cooled 4-stroke OHC vertical single cylinder
	Displacement	163 cm ³
Starting system		Starter generator

3.2. 通常の小型発電機との相違点

マイクロコージェネユニットは系統(商用電源)と連系する点が、通常の発電機と大きく異なる。コージェネユニットで作られた電力は、商用電源の変動する周波数に同期させて、電圧や停電の有無を監視しながら家庭内に送られる。また通常の小型エンジン発電機では廃棄されてしまう熱は、エンジン冷却水によって回収され、排熱利用給湯暖房ユニットで温水に変換される。特に排気の熱は後述する熱交換器によって、潜熱まで回収される。マイクロコージェネユニットの内部構造を Fig. 3 に示す。

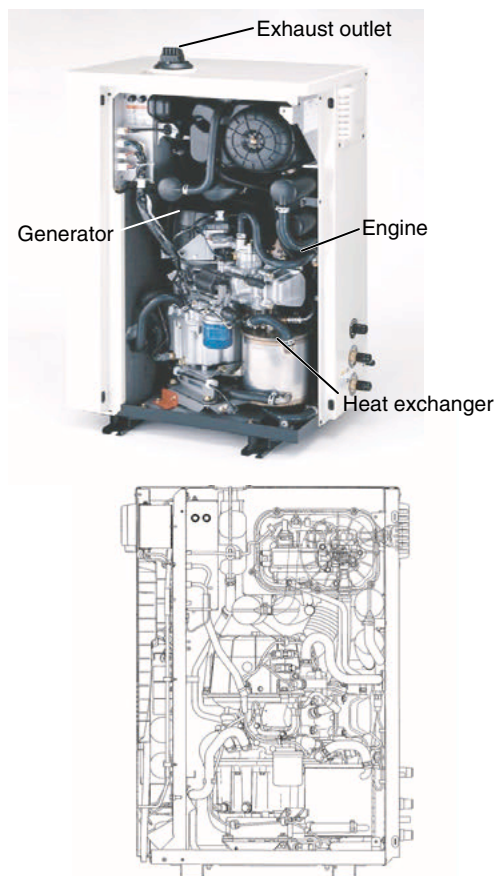


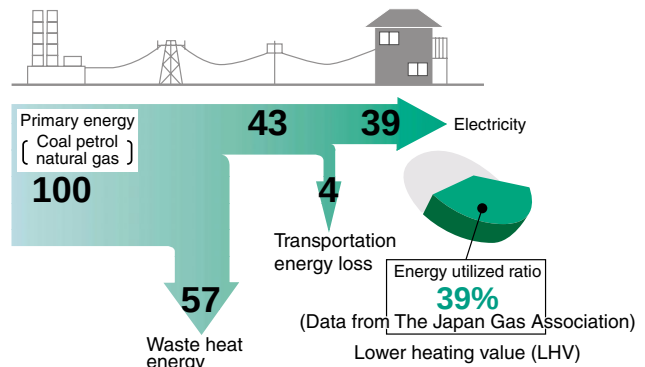
Fig. 3 Layout of micro-cogeneration unit

4. 達成技術

4.1. 一次エネルギーの有効利用と低エミッション

電力会社から供給される一般的な電力は発電所と需要端が離れているため、発電時に発生する熱エネルギーを利用できずに廃棄せざるを得ない。送電ロスを考慮すると、電気として活用できるエネルギーは需要端で 39%程度である。これに対しマイクロコージェネユニットは家庭内で発電するため、発電時に発生する熱を温水として有効利用することが可能である。Fig. 4に従来のエネルギー供給システムと小型コージェネレーションシステムを使用した場合のエネルギー利用効率の比較を示す。

◆Energy service system by thermal power station
(Average of 9 Japan electricity service companies in '98)



◆Energy supply system by using MCHP
(by natural gas)

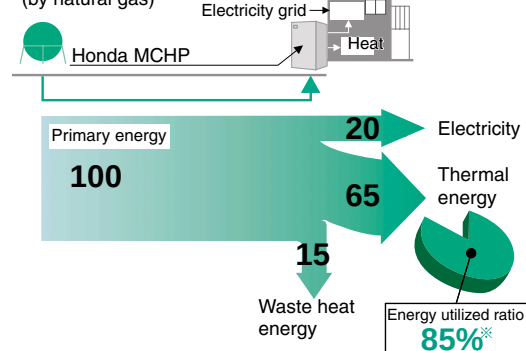


Fig. 4 Comparison of total energy efficiency

電気出力は1kWでその時の発電効率は20%である。総合効率(=(発電出力+熱回収量)/ガス投入エネルギー)では85%(低位発熱量基準)を達成している。本ユニットで採用した多極正弦波インバータ発電機を Fig. 5 に示す。

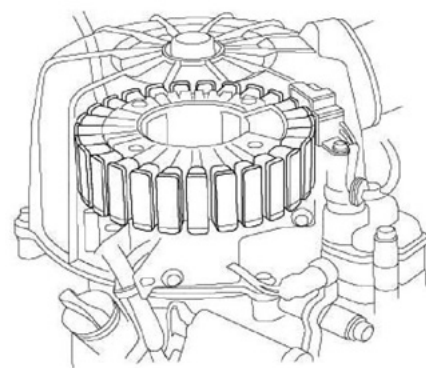


Fig. 5 Generator unit (27 pole)

マイクロコージェネユニットのもう一方の出力である熱は、潜熱まで回収可能な排気熱交換器を採用することにより低位発熱量の65%の熱を得ている。温水に変換することが困難な熱、すなわち温水と同程度の温度の熱は、排気や換気とともに失われる。Fig. 6に排気熱交換器の構造図を示す。

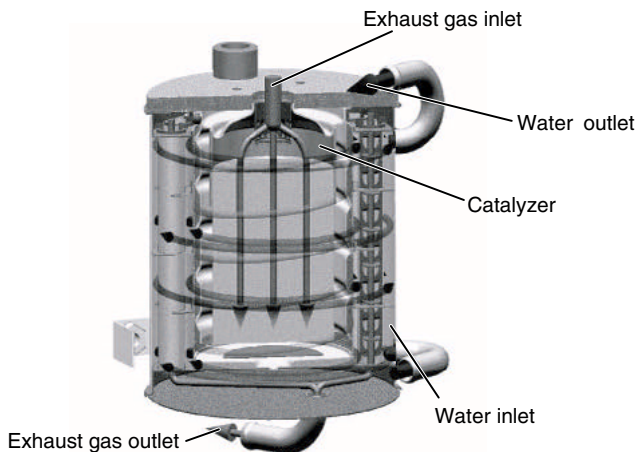


Fig. 6 Heat exchanger with a built-in catalyzer

熱を回収したエンジン冷却水の温度は 75°C～80°C であり、排熱利用給湯暖房ユニットで上水と熱交換され温水を得ることができる。温水利用の給湯暖房機の端末(床暖房、浴室乾燥機等)は現在市販の製品がそのまま利用できる。

機器の運転に関しては、熱、電気出力や熱電比(=熱出力/電気出力)を考慮して、いわゆる「熱主電従」運転を採用した。これは家庭の熱需要量に合わせてエンジンの稼働時間を調整するやり方で、エンジンからの回収熱を効率良く利用できる。

また排熱利用給湯暖房ユニットではその日の使用熱量と使用時間を予測し、それに合わせてマイクロコージェネユニットの運転開始時間、運転時間を決めている。すなわち、貯湯タンクの放熱損失が少なく済み、電力負荷が大きい時間帯で運転することで、最も省エネルギー性が引き出せるように学習制御を行っている。また需要家の省エネルギー意識を向上させるため、給湯操作のリモコン上に現在の貯湯量や消費電力等を表示させるだけでなく、省エネのための入浴時刻指示等を組み込んだナビゲーション機能を搭載している。

排気エミッションに関しては、前述の排気熱交換器の内部に三元触媒を設け、O₂フィードバック制御を採用し理論空燃比で燃焼させることにより NO_x ≤ 20ppm, CO ≤ 100ppm を達成している。

4.2. 一般住宅への設置(コンパクトパッケージ)

一般住宅への設置を実現するための大きな制約として機器のサイズがある。特に日本の住宅事情を考慮すると設置床面積やパッケージ容量は重要な項目である。設置床面積を最小化した縦長ユニット構成とするため、大容量オイルタンクをパージカルエンジンに一体化したレイアウトを採用した。Fig. 7 にパージカルエンジンのクランク軸と、これにより駆動される発電機概念図を示す。またこのレイアウトは整備スペースを小さくすることにも貢献し、狭い場所への設置性を高めている。Fig. 8 に本マイクロコージェネユニットと他の家庭設置商品との平面寸法比較図を示す。一戸建て住宅に十分設置可能な大きさに仕上がった。

多極正弦波インバータ発電機はフライホイールを持たないこと、それ自体が小型であることなどにより、従来機の約 1/2 の大きさおよび重量を実現している。また始動時には発電機に通電してモータとして作動させ、スタータとしての機能を持たせた(スタータジェネレータ)。これにより重くてかさばるセルフスタータモータを廃止することができ、重量/容積の減少に役立っている。

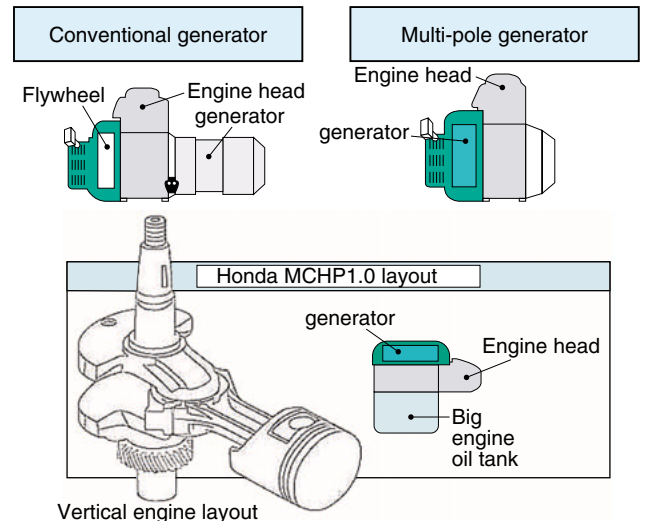


Fig. 7 Comparison of layout

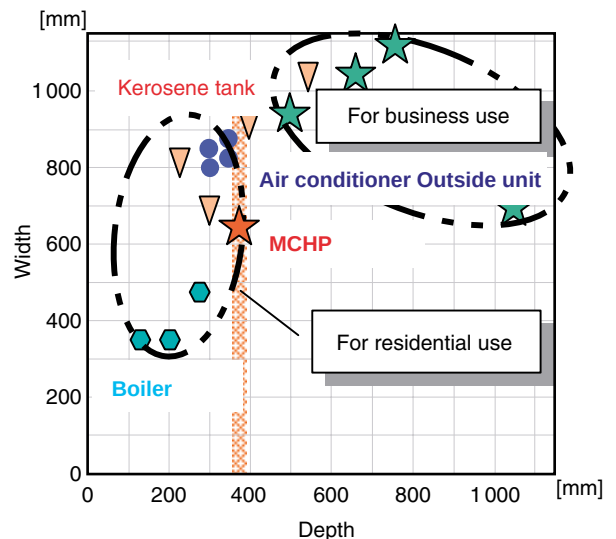


Fig. 8 Comparison of installed planar dimension

4.3. 騒音の低減

騒音源としてはエンジンの吸排気音、庫内の換気音、エンジンの燃焼音やメカニカル音がある。これらの音を低減させるために、エンジンの吸排気に関しては、多段式の吸排気サイレンサを採用した。庫内の換気音に関しても同様にサイレンサを採用している。またエンジンのノイズ含めた庫内全般の騒音対策としては、筐体全般を吸音材で囲うことで低減を可能としている。

これらにより定格運転中の騒音値は最大 46dB(A)/1m (JIS の GHP 測定方式による)を達成し、エアコン室外機などの低運転音を達成した。Fig. 9に本マイクロコージェネユニットと他の家庭設置商品との騒音比較を示す。

また前述の発電機によるエンジン始動方式(スタータジェネレータ)ではギヤの飛び込み音がなく、静粛な始動が得られている。

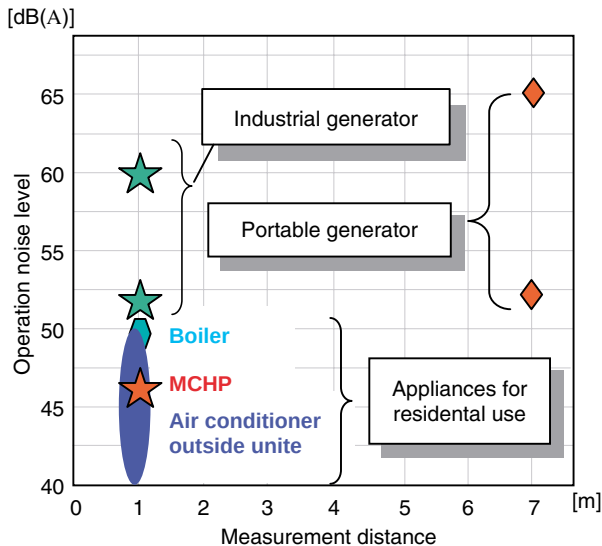


Fig. 9 Comparison of noise level

5. まとめ

一次エネルギーを無駄なく利用して環境保全に寄与できる一般住宅向け用の世界初の家庭用小型コージェネレーションユニットを開発した。

- (1) 多極正弦波インバータ発電機、排気熱交換器等を採用したことにより、総合効率(=(発電出力+熱回収量)/ガス投入エネルギー)で、85%(低位発熱量基準)を達成した。
- (2) フライホイールを持たない多極正弦波インバータ発電機、バーチカルエンジン、スタータジェネレータを採用したことにより重量/容積を減少させ、家庭用に適した平面寸法を実現した。
- (3) メカニカル音、吸排気音等の庫内の騒音に関しては、多段式のサイレンサおよび筐体全般を吸音材で囲うことにより家庭用設置機器として十分低騒音である最大 46dB(A)/1m を達成した。

6. 謝辞

商品化にあたっては社団法人日本ガス協会、とりわけ大阪ガス株式会社の多大なご協力を得ている。また本システムは株式会社ノーリツ、株式会社長府製作所の新開発給湯ユニットなくしては商品として成り立ち得なかった。

社会的な受け入れ環境整備の面では、財団法人日本ガス機器検査協会、財団法人電気安全環境研究所に新カテゴリ商品に対する規格整備でお世話になっている。消防庁や資源エネルギー庁など官庁のご協力も必須のものであった。

また、多くのエネルギー技術者諸氏からのエールが、開発推進の大きな励みになった。社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼を申し上げる。

省エネルギー、CO₂削減という命題は、地球規模の課題である。コージェネレーションシステムを小型化して家庭に設置することは早くから考えられてきたが様々な技術課題や、社会的制約があり果たせなかった。弊社のエンジン発電機技術がコージェネレーションシステムという新しい家庭用インフラ機器に結実し、環境問題の解決の一助となることができれば望外の喜びである。

7. 参考文献

- (1) 小谷善明, 新荻義久, 中田泰弘, 中川義徳: エンジン発電機の系統連系技術, Honda R&D Technical Review vol.15, p.145-150(2003)

■ 著 者 ■



高石敏充



荒 真人



戸川一宏

実用 ATV「RINCON TRX650FA」の紹介

Introduction of ATV “RINCON TRX650FA”

堀 良 昭*

Yoshiaki HORI

中 村 道 郎*

Michio NAKAMURA

関 文 三*

Bunzo SEKI

工 藤 一 浩*

Kazuhiro KUDO

鈴木 秀 明*

Hideaki SUZUKI

要 旨

Hondaの実用ATV(All Terrain Vehicle)シリーズのフラッグシップモデルとして、楽しく、快適に乗れるレクリエーションユースを主体とする新しいコンセプトの「RINCON TRX650FA」を開発した。ATVとしては世界で初めてのトルクコンバータ搭載のフル電子制御式3速オートマチックトランスミッションを採用し、新開発のフラットトルク型648cm³単気筒エンジンとの組み合わせによって乗用車感覚の力強く快適な走りを実現した。また、Honda初のリヤ独立懸架サスペンションとラジアルタイヤの採用により乗り心地と走行安定性を高次元でバランスさせると共に、アルミニウム合金製鍛造サスペンションアームをはじめとした数々の軽量化技術によって不整地における高い運動性能を実現した。さらにSUV(Sports Utility Vehicle)をコンセプトとした独自のデザインによってこれら技術の先進性、走りの力強さなどを具現化した。

ABSTRACT

“RINCON TRX650FA” of a new concept, which can ride enjoyably and comfortably for the recreation use mainly, was developed as Honda's flagship model of utility oriented ATV(All Terrain Vehicle) series. An electronic controlled three speed automatic transmission with torque converter was employed for the first time in the world and a powerful and comfortable running performance was realized by combining with newly developed 648cm³ single-cylinder engine of flat torque type. Moreover, riding comfort and the running stability were achieved in the higher performance by adopting a rear independent suspension for the first time for Honda and a radial tire. Some weight reduction technologies such as an aluminum alloy forged suspension arm was effective for the higher maneuverability during running on the rough road. As a result, these advanced technologies by an original new design of SUV concept realized the powerful running performance.

1. まえがき

北米を主体とした ATV の市場は年々拡大し、要求される性能および機能も多様化している。2000年にはHondaで初めてのオートマチックトランスミッションを搭載した「RUBICON TRX500FA」を市場投入したが、さらに排気量の大きなクラスにおける市場競争の激化とオートマチックモデルのラインアップ拡充に対応するために Honda の実用 ATV フラッグシップモデルとして「RINCON TRX650FA」を開発した。

2. 開発のねらい

従来の大排気量 ATV に要求される走りの力強さと高い走行安定性の達成に加えて、SUVとして求められる乗り心

地の良さ・扱いやすさを高次元バランスさせることで、これまでの走行性能を維持しながら、さらに楽しく軽快に走れることを目標とした。車両の外観を Fig. 1 に、主要諸元を Tabel 1 に示す。

3. エンジン

エンジンサイズはライダーのまたがりやすさの観点から TRX500FAと同等の前方投影形状を目標とし、質量は車両全体の目標から配分しエンジンは 60kg 以下を目標と設定した。TRX500FAと比較したエンジンの前方投影形状を Fig. 2 に、全体の断面図を Fig. 3 に示す。排気量は二輪車 XR650R との部品共用化を考慮し、ボア×ストローク 100mm × 82.6mm の 648cm³ に設定した。出力特性は最大出力 27.3kW/5 500r/min, 最大トルク



Fig. 1 External view of TRX650FA

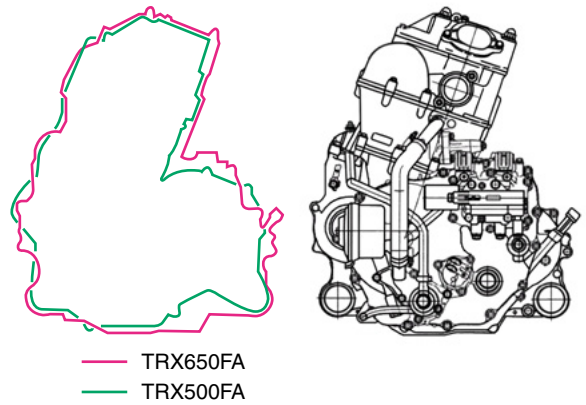


Fig. 2 Comparison of engine profiles

Table 1 Major specifications

Items		Specifications
Overall length	(mm)	2113
Overall width	(mm)	1189
Overall height	(mm)	1207
Wheelbase	(mm)	1289
Tread	Front	915
	Rear	945
Seat height	(mm)	875
Ground clearance	(mm)	234
Vehicle dry mass	(kg)	273
Engine type	Liquid cooled 4-stroke single cylinder	
Displacement	(cm ³)	648
Bore × Stroke	(mm)	100 × 82.6
Compression ratio	9.2 : 1	
Valve layout	OHV 4-valve	
Max. Output	(kW/r/min)	27.3/5 500
Max. Torque	(Nm/r/min)	49.9/4 500
Torque converter	3-element, 2-phase	
Creep control system	Direct hydraulic controlled system by linear-solenoid	
Transmission type	Constant-mesh type 3-speed automatic	
Fuel tank capacity	(L)	17
Tire size	Front	AT25 × 8R12
	Rear	AT25 × 10R12
Brake system	Front	Hydraulic drum
	Rear	Hydraulic disk
Suspension	Front	Double wishbone
	Rear	Double wishbone

49.9Nm/4 500r/minで発生させた低速トルク重視型の設定とした。また、縦置きのカランク軸配置に対し4バルブ化ができるように、TRX500FAと同様にシリンダ上面にチェーン駆動のカムシャフトを設定し、プッシュロッドとロッカアームを介してバルブを駆動するユニークな構造とした。エンジン性能曲線を Fig. 4 に示す。

トランスミッションには、ATVとしては世界で初めての

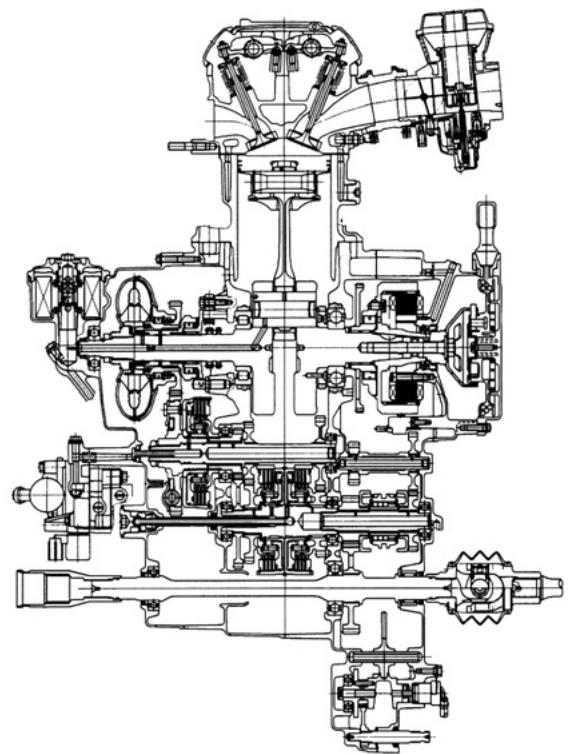


Fig. 3 Main section of engine

トルクコンバータによる3速オートマチックを採用し、SUV コンセプトにマッチした力強く快適な走りを実現した。また、トルクコンバータ特有のクリープ現象は、新開発のクリープ制御システムによって遮断し、従来の湿式自動遠心クラッチと同等の発進性を実現した。

3.1. ビルトインオイルタンク

軽量化とマス集中化による操縦安定性の向上を図るために、オイルタンクをエンジンのクランクケースに内蔵した。

Fig. 5 に構造図を示す。

TRX500FA では静油圧式無段変速機(HFT)への供給油圧安定化のために、別体式のオイルタンクをエンジンの前方に配置していた。TRX650FA では、3速オートマチックを

採用したことで、従来のATVではメカニカルのシフト系を収めていたクランクケース中央下部をオイルタンクとして確保することができた。この結果、別体式のオイルタンクを設けた場合に対し約2 kgの軽量化が可能となった。

3.2. マルチスカベンジオイルポンプ

クランクケースは中央のオイルタンクと左右のクランク室とトランスミッション室の三つに分割される。オイルポンプはこれら三つの部屋から別々にオイルを吸い出す構造

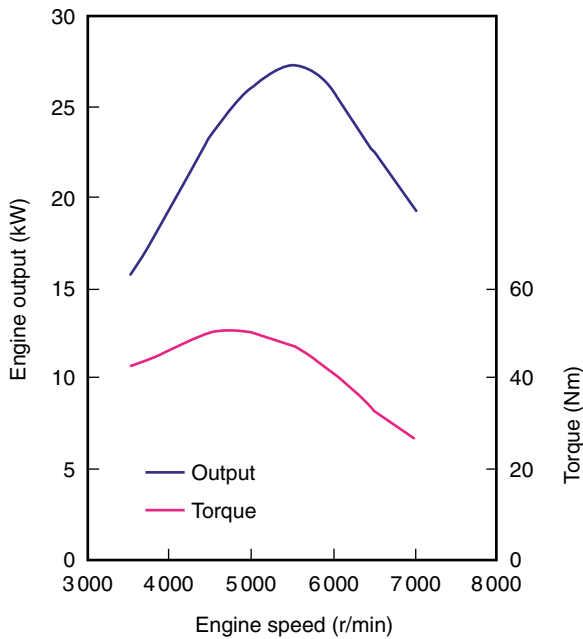


Fig. 4 Engine performance curve

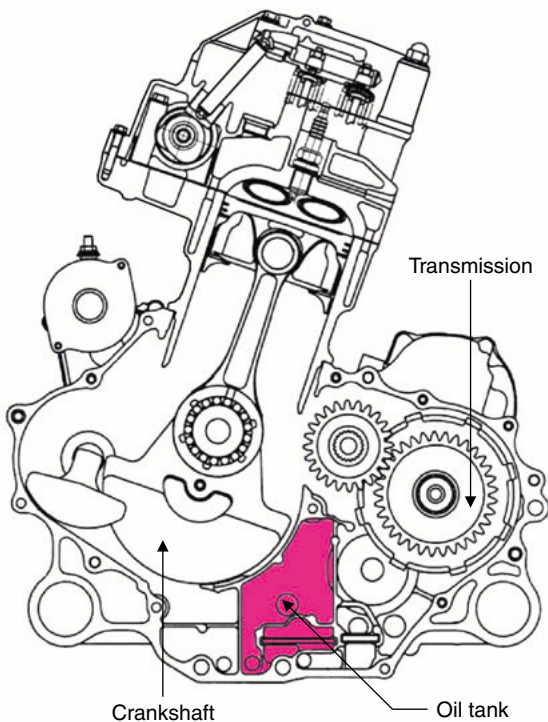


Fig. 5 Location of oil tank

とした。オイルポンプの構造図を Fig. 6 に示す。

オイルポンプは三つのトロコイドロータを持ち、リリーフバルブも内蔵する構造とした。クランク室とトランスミッション室から吸い出されたオイルは、車体前方に配置されたオイルクーラへと導かれて冷却されたのち、オイルタンクに戻される。オイルタンクからは、エンジンとトランスミッションの各部へ供給される。TRX650FA では、トランスミッションにトルクコンバータと三つの油圧クラッチを持つ3速オートマチックを採用しているが、従来のATVとメンテナンス性を同一にするために1種類のエンジンオイルで油圧制御系駆動を含めすべての潤滑を行っている。

3.3. トルクコンバータ

トルクコンバータは従来のATVの自動遠心クラッチの代わりにクランク軸上に配置される。このために、プライマリギヤを溶接で一体式とした乗用車用とは異なるATV独自の構造となっている。トルクコンバータの外観を Fig. 7 に示す。

トルクコンバータ特有のクリープ現象は変速用の油圧クラッチを制御することによって遮断し従来のATVと同様の使い勝手を確保している。クラッチはリニアソレノイドバ

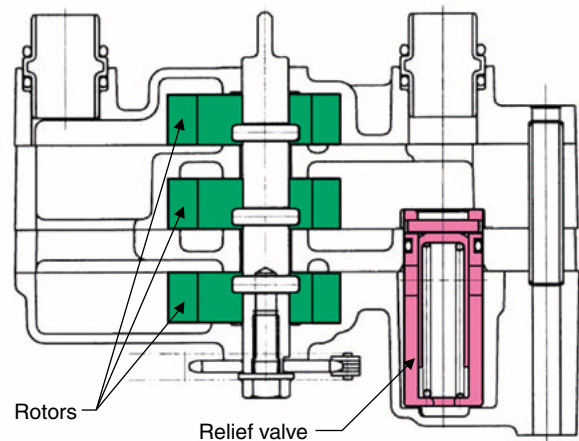


Fig. 6 Structure of oil pump



Fig. 7 External view of torque converter

ルブを用いた油圧制御によって断続し、車速、スロットル開度、エンジン回転数、油温をパラメータとして必要に応じた油圧を段階的に発生させている。

3.4. トランスミッション

トランスミッションは平行3軸式を採用し、メイン軸に Low クラッチ、カウンタ軸に 2nd, 3rd クラッチを配置した。カウンタ軸の後方には前後進の切替え機構を配置し、最終減速のギヤを介してファイナル軸から前後のプロペラ軸に駆動力を伝達する。

また、従来の ATV と同等の車体転動荷重を達成するために、ニュートラルの選択を機械的に行う構造とし、プロペラ軸に近い前後進の切替え機構上に設定した。

油圧クラッチの作動油は一般的なフィードパイプを用いメイン軸、カウンタ軸内部から供給しており、油圧制御用を含めた高圧のオイル経路はエンジン前方のフロントカバー内部に集中配置した。フロントカバーには、高圧回路へのダスト混入に対する品質の安定化に配慮してオイルフィルタカートリッジ、油圧制御用のパルプボデーをクリーンルーム内で事前に組付けた。また、同時に組立てライン上での工程を簡略化できることから、従来のATVと同一ラインでの組立てを可能とした。

さらに、油圧クラッチはメイン軸、カウンタ軸ごとにそれぞれユニット化し、全長の長いカウンタ軸用のフィードパイプは、エンジン外部からパイプ単独で脱着が可能な構造とするなど、組立て性に配慮した設計とした。トランスミッションユニットの構成図を Fig. 8 に示す。

4. 車体

「RINCON TRX650FA」のデザイン表現は SUV をキーコンセプトとして開発した。SUV は北米の四輪車市場において非常にポピュラーなカテゴリである。今回はそのユーティリティ性とレクリエーション性のバランスに注目し、今後のATV市場の新しいカテゴリとなり得る可能性があると判断した。また、TRX650FAの位置付けはHonda ATVのフラッグシップであることから、独自技術の集大成を行うと共に今後の Honda ATV の指針となり得るスタイリングを目指し、従来のATVが持つ「力強さ感」はもちろん、「スポーティ感」「高級感」「先進性」を加え、さらにオリジナリティあふれるデザインとしてまとめた。

4.1. エクステリア

Honda ATV の「顔」である車体前部のバンパデザインは、これまでのむき出しの丸パイプを組合せる方式をやめ、代わりに鉄製のパイプをブロー成形樹脂で覆うハイブリッド方式とした。また、専用の大型異型ヘッドライトとの組み合わせによって、デザインコンセプトであるSUVイメージの

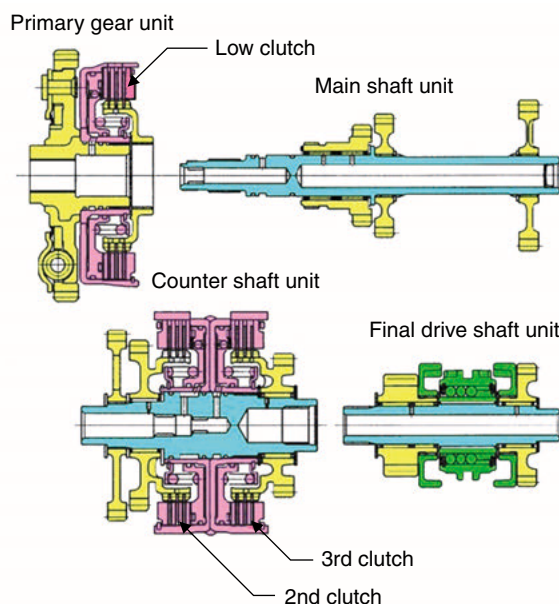


Fig. 8 Structure of transmission unit

表現と、スポーティで革新的な新しい「顔」を表現することができた。一方、車体後部においては Honda ATV 初の独立懸架が最大の特徴である。アルミニウム合金鍛造製の高級感あふれるサスペンションアームのデザインに合せ、異型2灯式のテールランプを採用した。完成車の前方および後方の外観を Fig. 9 に示す。次に、操作系の外観を Fig. 10 に示す。メータは、オフロード走行中の視認性を第一に考え、さらにエクステリアにマッチングした新しさを表現するデザインとしながら、使いやすさとのバランスを図った。また走行中に作動させるスイッチ類のすべてを、ハンドルから手を離さずにしかも楽に操作できるように配置や形状を決めた。前後進の切替えレバーは四輪車感覚での操作性にこだわりコラム式を採用した。

4.2. フェンダの成形性

本開発では軽量化を重要目標としたが、外観部品の軽量化に対しては、エクステリアを部品構成も含め一新したために、従来の開発方法では、仕様の熟成と軽量化の達成に時間がかかってしまうことが懸念された。

そこで、これまではデザインスケッチをベースにクレイ



Fig. 9 External view of TRX650FA's front and rear



Fig. 10 External view of operation items

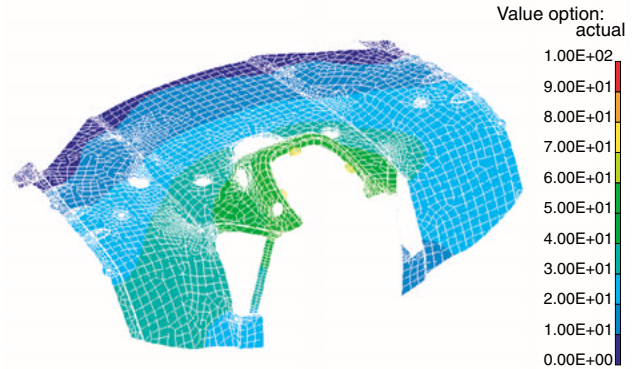


Fig. 12 Calculation results of flow analysis

モデルを作成するところを、コンピュータグラフィックス（以下、CGという）を用いてエクステリアの検討を行うと同時に外観部品を作成し、開発初期段階における仕様の精度を向上させた。CGにより作成した外観を Fig. 11 に示す。

また、外観データを用いて樹脂の成形性を予測する数値流動解析を行い各部の肉厚を適正化することで、従来は困難とされていた2.8mmの薄肉化を達成した。これによって、フェンダなどの質量を従来比 -20%の軽量化を達成することができた。数値流動解析結果を Fig. 12 に示す。

4.3. 横置きマフラ

一般的にはマフラを車体の右または左側後方に縦方向に配置するが、リヤサスペンションに独立懸架方式を採用した場合には、ショックアブソーバの作動範囲に制約が発生し軽量化サスペンションユニット設計の障害となってしまう。そこで、サスペンションの自由度を最優先としながら、完成車全体としての軽量化を図るために、エキゾーストパイプを車体後方まで延長しマフラを横置きに配置した。本方式を採用することにより、エキゾーストパイプの長さ選定の自由度が高くなり、目標とするドライバビリティを十分に引き出すエンジン性能を達成できた。また、マフラを中央に配置することで、左右方向の重量バランスが取りやす

くなり完成車全体のレイアウト自由度が向上した。マフラの配置状態を Fig. 13 に示す。

5. 足周り

従来の Honda の実用 ATV では、フルタイム 4WD、スイングアーム式リジッドアクスルのリヤサスペンション形式が主流であるが、TRX650FA の足周りにはフラッグシップモデルとしてふさわしい装備仕様とするために、リヤ独立懸架や 2WD/4WD 切り替えシステム等を搭載した。

これらの装備仕様を追加しながら、車両質量の目標である 273kg を達成するために、ATV として初めての採用となるさまざまな軽量化新技術に挑戦した。その結果、足周り質量は従来のフルタイム4WD、スイングアーム式の機種に対し、1.2kgの増加に留めることができた。その結果、車両質量の目標を達成すると共に、開発コンセプトである「扱いやすさ」と「快適性」を備えた走行性能を実現した。



Fig. 11 External view by "CG"

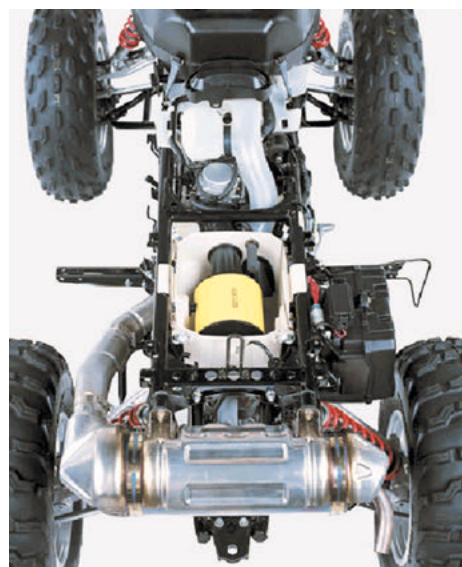


Fig. 13 Location of muffler

5.1. リヤ独立懸架サスペンション

リヤサスペンション形式は、Honda の ATV としては初めてダブルウィッシュボーン式独立懸架を採用した。従来のスイングアーム式リジッドアクスルは、車体をテールスライドさせながら旋回させるという走行方法を高いレベルで満足させる仕様であるが、反面凹凸の激しい路面上での乗り心地を向上させるには限界があった。一方、独立懸架方式には、乗り心地を向上できる大きな利点があるものの、システム全体としての質量の増加、左右方向のローリングが増加することによる旋回性能の低下といった大きな課題があった。

TRX650FA では、車体構造全体を大幅に見直すことで理想的なサスペンションの配置構造とし、各部の諸元設定のバランスを図ることでこれらの課題を解決した。Fig. 14 にリヤサスペンションの配置外観を示す。

ショックアブソーバは下側の取付け部とアッパアームの支点を同軸上に設定し、路面からの反力が直接ショックアブソーバに伝達される構造とした。この方式はアッパアームとロアアームが路面反力による曲げ荷重を受けないために、システム全体を軽量化することができる。また、十分なアクスルストロークを確保するために、ダンパには分離加圧式のシングルチューブ式を採用した。分離加圧式は搭載角度の自由度が高く、ダンパを大きく傾斜させることが可能である。この利点を生かしダンパ上部の位置をメインフレームに近づけることでダンパ取付け用のブラケットを小型化することが可能となった。この結果、203mmのアクスルストロークを確保しながら、作動効率の高い軽量なリヤサスペンションシステムが実現できた。旋回時のローリングに関しては、乗り心地とのバランスが大きな課題である。本来、旋回時の内輪の接地性は、独立懸架の方がリジッドアクスルに対し有利であるが、トレッドの小さく、しかもリヤの駆動系にディファレンシャル機構を持たない ATV では、ローリングの大きさが旋回性に対し不利な条件として作用してしまう。ローリングを小さくするためにはスタビライ

ザの荷重を大きくすれば良いが、逆に乗り心地を向上させることが困難となってしまう。

本機ではリヤタイヤを若干トーアウトの設定とすることでこの課題を解決した。また、実用 ATV としては初めてラジアルタイヤを採用し、スタビライザの荷重設定とのバランスによって、従来のリジッドアクスル方式に対し、大幅な乗り心地の向上とスポーティなハンドリングを両立させることができた。また、サスペンション形式の変更に伴う質量の増加に対しては、アッパアームとロアアームおよびナックルをアルミニウム合金鍛造製にすることで軽量化を図った。Fig. 15 にこれら部品の外観を示す。

5.2. リヤフレーム分割構造

リヤサスペンションに独立懸架方式を採用することで、従来のリジッドアクスル方式に対し、構成部品点数が増加している。生産は従来のリジッドアクスル機種と同一のラインで行うために、一機種の組立て工数増加がライン全体の生産効率の低下を招いてしまう。この問題を解決するために、リヤのフレームを分割構造とし、リヤサスペンションおよびリヤファイナルの駆動系すべてを別のラインで組立てるサブフレームユニット方式を構築した。この結果、メインのラインでの組立て工数を大幅に削減でき、他機種との混合生産を効率的に行うことが可能となった。サブフレームユニットを Fig. 16 に示す。

5.3. リヤファイナル駆動系

リヤファイナルシャフトからホイールへの駆動力伝達部には、バーフィールド型等速ジョイントを採用した。ATV は乗用車に比べて、トレッドに対するアクスルストロークの比が大きく、等速ジョイントの傾斜角度が大きくなり発熱等による耐久性が課題となる。課題解決には左右のドライブシャフトの長さを同一にし、等速ジョイントの傾斜角度を最小化することが必要である。このためには、リヤのファイナルギヤケースを車体中央に配置する必要があるが、エ



Fig. 14 External view of rear suspension



Fig. 15 Rear upper and lower arm & knuckle



Fig. 16 Rear sub frame unit

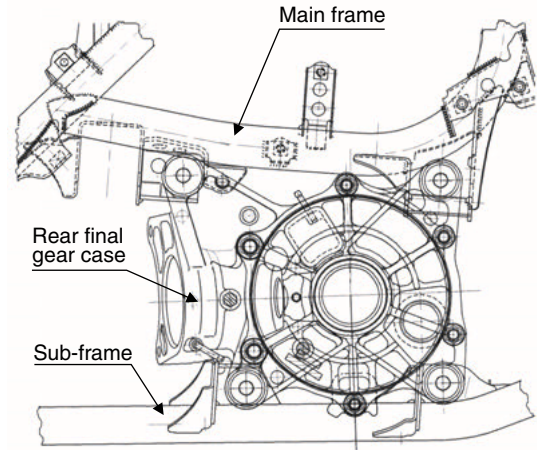


Fig. 18 Rear final gear case and rear frame

エンジンとファイナルギヤケースをつなぐプロペラ軸の位置を一致させることが難しく、一般的には二対のヨークジョイントを使用することで解決している。TRX650FAでは、リヤのファイナルギヤケースとエンジンの位置が近いために、二対のヨークジョイントを使用した場合の傾斜角度設定が大きくなってしまい、伝達効率が悪く発熱などが懸念となる。また、エンジンの出力軸は、フロントのプロペラ軸にヨークジョイントを使用しないように、フロントファイナルギヤボックスから一直線上の位置に設定されているので、エンジンの出力軸位置を変更して傾斜角度を小さくすることも難しい。そこでリヤファイナルのベベルギヤの交差角度を 77° に設定し、プロペラ軸を車体に対し斜めに配置することで、ヨークジョイントをエンジン側に一対のみ使用するシンプルな駆動方式の採用が可能となった。ファイナル駆動系の構造図を Fig. 17 に示す。またリヤのファイナルギヤケースは、先に述べたリヤフレームの分割構造において、メインフレームとサブフレームをつなぐ強度部材として設定され、さらにリヤブレーキシステムをギヤケースに直接固定することで、完成車全体での軽量化を行った。サブフレームとの結合状態を Fig. 18 に示す。

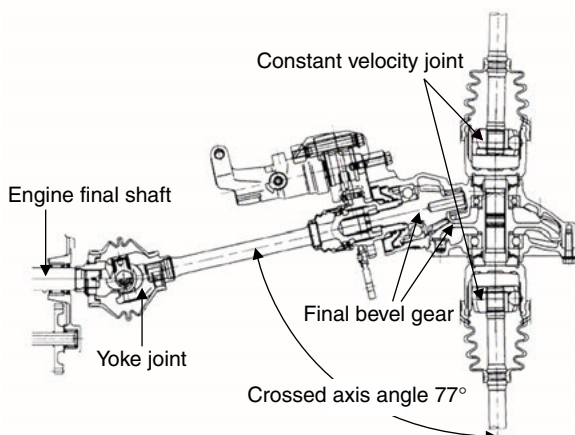


Fig. 17 Structure of rear power train

5.4. リヤブレーキ

リヤブレーキは、プロペラ軸上に外径 170mm のブレーキディスクを設定し、キャリパはリヤのファイナルギヤケース上に締付け固定している。これによって、リヤサスペンションの可動部分の質量が大幅に軽減されることでクッションの作動効率が向上し、凹凸の大きな路面上における運動性能が格段に向上した。また、ブレーキに負荷される入力トルクはリヤファイナルギヤの減速比に応じて低減されるので、ブレーキディスクの外径を小さくでき、車両全体としての軽量化も図ることができた。

しかし、ブレーキディスクを配置したプロペラ軸上は、車軸上に比べて走行風が当たりにくく、連続使用による放熱不足が懸念される。そこでブレーキパッドには断熱材を設けると共に、ブレーキディスクをフローティングタイプとすることで、各部の耐熱性を確保した。リヤブレーキの外観を Fig. 19 に示す。実用 ATV のリヤブレーキにおいては、入力位置は右側のフットペダルと左側のハンドレバーの 2 系統が独立して設定されている。また、ハンドレバーには位置を固定できるパーキングブレーキとしての機能が備えら

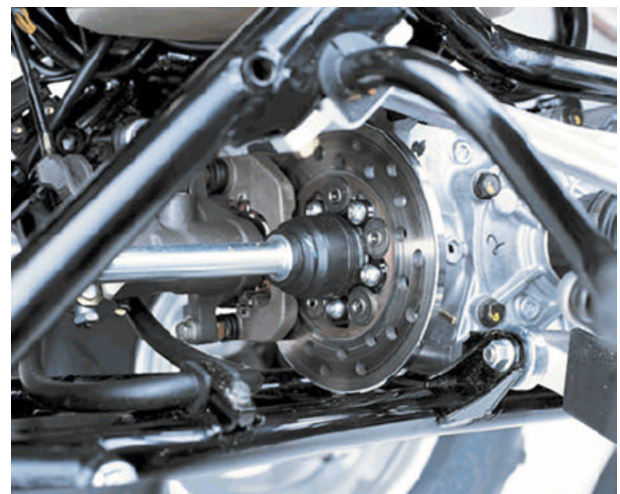


Fig. 19 Rear brake system

れている。従来機種のリヤブレーキには機械式のドラムブレーキを採用しているが、上記の二つの入力はそれぞれケーブルで1本のブレーキアームに接続されブレーキを作動している。また、ブレーキの遊び調整はケーブルの先端に設けたネジによって手動調整する必要があった。これに対し TRX650FA では、遊びの自動調整が可能な機械式ピストンを内蔵したコレット式のキャリパを採用した。ブレーキ構造図を Fig. 20 に示す。フットペダルからの入力はマスタシリンダで液圧に変換されブレーキホースを介してキャリパのピストンを作動させる。ハンドレバーからの入力はケーブルで機械式ピストンを作動させる。この結果、2系統の入力条件を個別に設定できるので、ブレーキのコントロール性が向上し、さらに2系統共にブレーキの遊び調整を自動化することができた。

5.5. フロントサスペンション

フロントサスペンションは 175mm のアクスルストロークを持ったダブルウィッシュボーン式で、基本構造は TRX500FA と同一である。しかし 2WD/4WD 双方の走行条件において軽快なハンドリングを両立させるために、キングピン角度等のアライメントの見直しを行い、さらに ATV 初となるアルミニウム合金鍛造アッパーアームを採用し、軽量化を図った。Fig. 21 はその外観である。

5.6. フロントファイナル駆動系

フロントファイナルギヤアセンブリは、2WD/4WD 切り替え機構の電磁式メカニカルクラッチユニット⁽¹⁾ (以

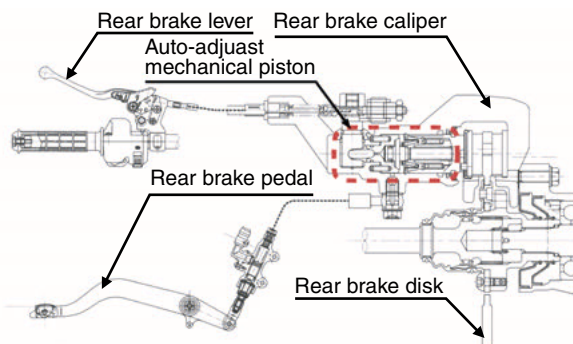


Fig. 20 Structure of rear brake caliper



Fig. 21 Aluminum forged front upper arm

下、MCUという)、トルク感応型カム式ディファレンシャル、および鍛造成形されたストレートベベルギヤから構成される。構造図を Fig. 22 に示す。電磁式 MUC は、電磁石と2方向ローラクラッチを組合せた機構で、2001年に実用ATVのTRX450FEで採用している。作動原理は、電磁石の電流を断続制御することで、容易かつ瞬時にローラクラッチを駆動と空転に切替えを行うもので、駆動時には4WD、空転時には2WDの作動状態となる。構造図を Fig. 23 に示す。電磁石に電流を流さないときは、スイッチバネの荷重によってリテーナがローラの位置をカムリングの中立位置に保持させる。カムリングの中立位置では外輪とローラのすき間が確保されるので、プロペラ軸からの駆動力の伝達が遮断され2WD状態になる。4WD時には、まず電磁石がアーマチュアを引き寄せる。電磁石はプロペラ軸に直結され、アーマチュアはリテーナと等速で回転している。電磁石とアーマチュアが結合されるとリテーナがカムリングの中立位置から外れようとする。このときに、リテーナとカムリングに回転差が生じるとスイッチバネに打ち勝つトルクが発生し、リテーナは中立位置からローラをロックさせる位置に移動し駆動力が伝達される。Fig. 24にMCUのトルク伝達原理を示す。

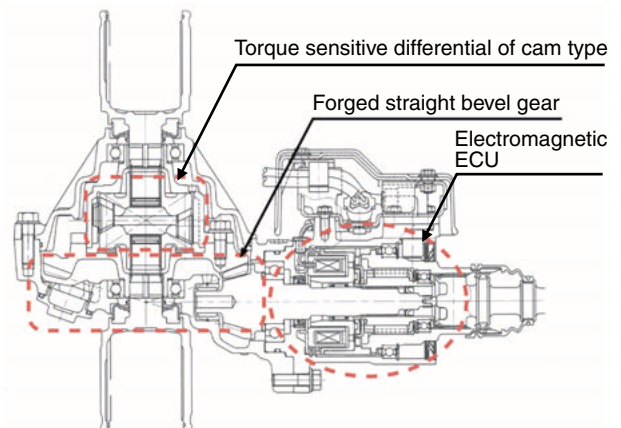


Fig. 22 Structure of front final gear assembly

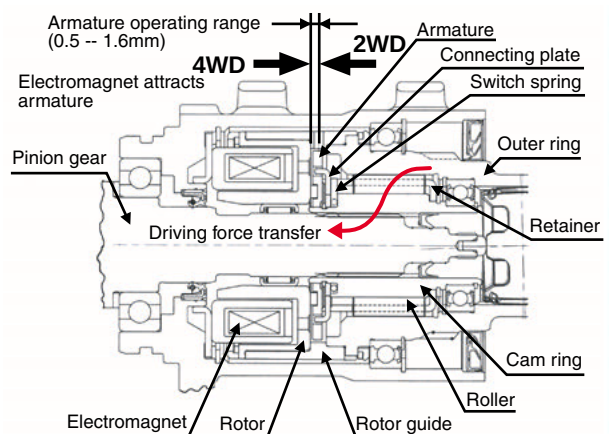


Fig. 23 Structure of MCU

TRX650FA ではフロント駆動系に Fig. 25 に示すカム式トルク感応型ディファレンシャルを搭載した。一般的なフリクションディスクを用いたリミテッドスリップ式に対し、複数個のカムが駆動力の伝達とフリクションの制御を同時に行う構造である。また、機能の集約は軽量化と幅方向の小型化を可能とし、トレッドの狭いATVに有利なシステムを

構築している。TRX650FA では、ぬかるみ路からの脱出性から左右輪へのトルク配分を最大1:3.9となる設定とした。また、異なるレシオの前後ファイナルギヤを採用し、前輪に対して後輪を2%速く回転させている。Fig. 26に走行状態別の駆動力配分を示す。通常走行の直進状態では、フロントホイールは従動となり、抵抗を受けることとなるが、この状

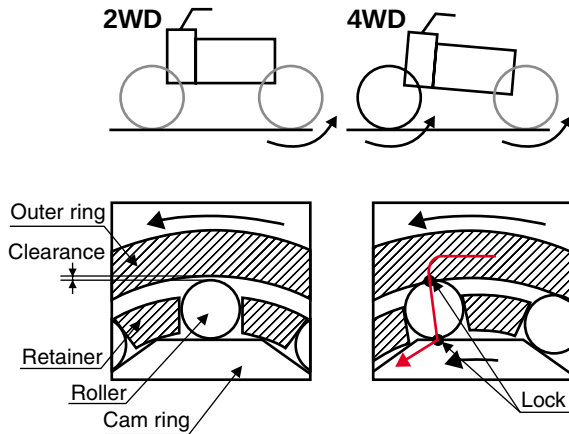


Fig. 24 Structure of MCU

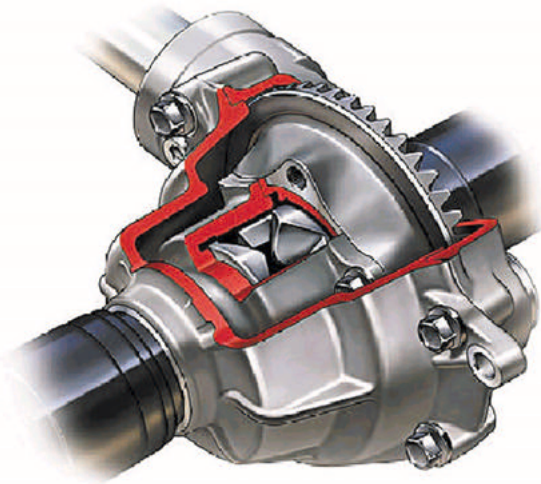


Fig. 25 Cam type torque sensitive differential

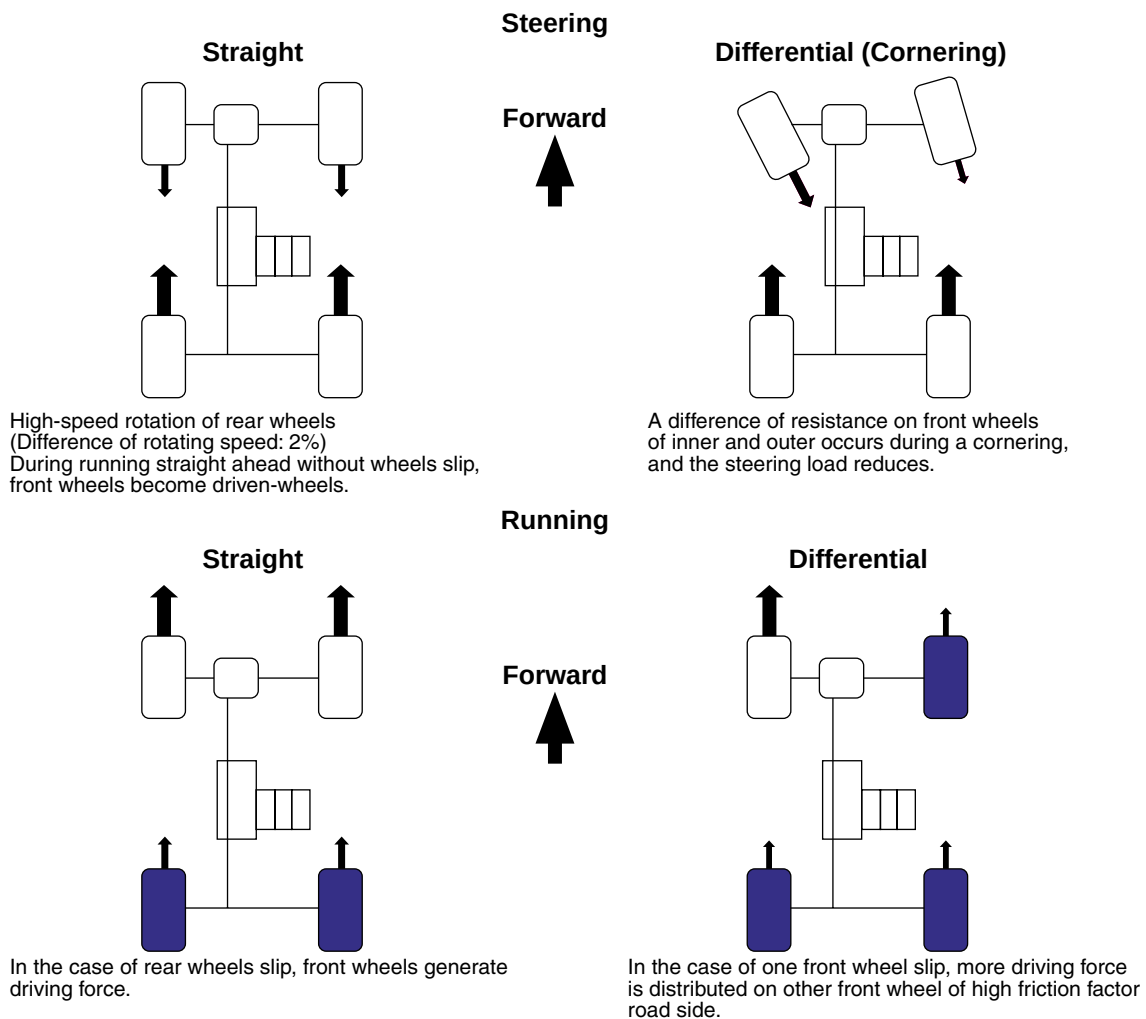


Fig. 26 Characteristics of vehicle

態でハンドルを転だした場合には、回転数の遅いフロントの内輪はディファレンシャルのトルク配分比によって外輪より多くの抵抗を受けるために旋回性が向上する。また、ぬかるみ路や凹凸の激しい路面など、路面の走行抵抗が低い場合には、トルク配分比により高い走破性が得られる。このようにフロントトルク感应型のディファレンシャルと前後輪周速差の組み合わせにより、軽快なハンドリングと走破性を両立している。2WD時においてもディファレンシャルの特性がハンドリングに影響するので、電磁式 MCU の内部フリクションをセッティングパラメータとして設定し、総合的なハンドリングの仕様を決定した。

ATVのファイナルギヤは、従来から鍛造成形のストレートベベルギヤを採用し、切削スパイラルに対し低コストを実現している。今回はその技術を踏襲しつつ、ギヤサイズを最適化することで軽量化を図った。その結果、同様のシステムを採用する、TRX450FE のフロントファイナルアッセンブリに対し、0.4kgの軽量化を達成した。そのギヤセットを Fig. 27 に示す。

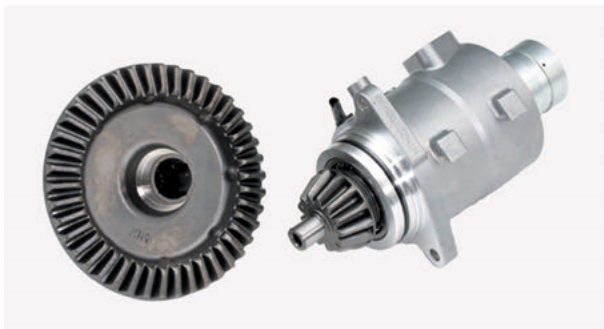


Fig. 27 Forged straight bevel gear

6. まとめ

TRX650FA では ATV としての新しい SUV コンセプトに基き、斬新なデザインと数多くの新機構を搭載しながら、以下の結果を得た。

- (1) 最大出力 27.3kW/5 500r/min, 最大トルク 49.9Nm/4 500r/min のエンジンと車両質量 273kg の完成車により、走破性と取り扱い性をバランスさせながら、高い運動性能を実現した。
- (2) 「力強さ感」に加え、「スポーティ感」「高級感」「先進性」のある、オリジナルデザインを構築した。
- (3) 走破安定性と乗り心地を、高次元でバランスした「扱いやすさ」「快適性」を備えた、卓越した走りを実現した。

謝 辞

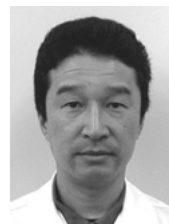
電磁式 MCU の開発にご協力いただいた株式会社 NTN 様、カム式トルク感应型ディファレンシャルの開発に協力

いただいた株式会社エフ・シー・シー様はじめ、関係者に深く感謝いたします。

参考文献

- (1) Goto S., et al.: Development of an Electronically Controlled Two-way Roller Clutch for Transfer Case Applications, SAE 2001-01-0866

■ 著 者 ■



堀 良昭



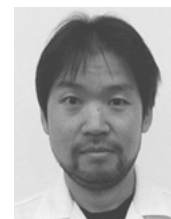
関 文三



鈴木 秀明



中村 道郎



工藤 一浩

実用 ATV「TRX650FA」用 3 速オートマチック トランスミッション付きエンジンの開発

Development of an Engine with 3-speed Automatic Transmission for “TRX650FA”

堀 良 昭*

Yoshiaki HORI

俵 秀 幸*

Hideyuki TAWARA

濱 岡 誠 二*

Seiji HAMAOKA

中 沢 健*

Takeshi NAKAZAWA

要 旨

Honda の実用 ATV (All Terrain Vehicle) シリーズの最高峰 TRX650FA 用として、ATV としては世界初のトルクコンバータを搭載したエンジンを開発した。トルクコンバータ特有のアイドリング時のクリープ現象をリニアソレノイドバルブと油圧クラッチでコントロールし、従来のATVの湿式自動遠心クラッチと同等の発進性能を確保しながら、トランスミッションには電子制御式 3 速オートマチックを採用し乗用車感覚の快適な走りを実現した。また、トランスミッションの潤滑系をエンジンと共用して、既存の生産ラインでの組立てを可能とする一方、各部品の最適化設計により大幅な軽量化を達成した。

ABSTRACT

The world's first engine with a torque converter has been developed for the paramount TRX650FA in Honda's utility oriented ATVs (All Terrain Vehicle). A linear solenoid valve and a hydraulic clutch control the creep phenomenon at an idling peculiar to the torque converter. The start-ability is equal to a wet automatic centrifugal clutch for conventional ATVs. A pleasant running like automobiles was realized by employing electronically controlled three-speed automatic transmission. To assemble the transmission and the engine using an existing production line was enabled because the lubrication systems of both the transmission and the engine were designed in common. A substantial mass reduction was achieved by the optimizing design of each part.

1. まえがき

近年、米国を主体としたATVの市場においては、快適性と走破性の両立を目的とし大排気量化、およびオートマチック化が加速されている。Hondaにおいても、2000年に静油圧式無断変速機⁽¹⁾を搭載したTRX500FAを市場投入したが、さらにオートマチックモデルのラインアップを充実させるために、より排気量の大きなモデルが望まれてきた。一方、ATVに求められるオフロードでの機動性を重視し操縦安定性を向上させるためには、軽量化が最も効果的である。TRX650FAでは、エンジンの排気量増とともに、四輪独立懸架、二輪・四輪駆動切替え機構など主要装備を向上させながらも、TRX500FAと同等の車両質量にするという高い目標を掲げた。TRX650FAの外観をFig. 1に示す。エンジンとしては、軽量化に加えATVに求められる走行性能にふさわしいトルク特性を得るために、ATV専用の小型トルクコンバータを搭載した3速オートマチックトランスミッションを開発した。

2. 開発のねらい

車両としては、シリーズ最高峰のモデルにふさわしい快適性と走行安定性を高次元でバランスさせると共に、これまでのモデルに対しレジャーユースでの扱いやすさを重視する設定とし、デザインコンセプトも一新した。

エンジンとしては、トルクコンバータによって大排気量車にふさわしいスムーズで力強い発進性能を与える一方、トランスミッションはATVの運転未経験者にも受け入れやすく、またマニュアルトランスミッションに近いスポーティーな変速フィーリングを演出するために3速オートマチックトランスミッションを選択した。

トルクコンバータの出力トルク特性は、トルク増幅の効果によって強力な発進駆動力を発生させる一方で、車速の増加に伴いトルクコンバータのすべり率が小さくなって出力トルクが減少するために、すべりやすい路面ではタイヤのグリップ力を安定させる働きをする。この特性は路面状態が常に変化する状況下で、走行を安定させるために頻繁

*朝霞研究所

なスロットル開閉操作が求められるATVでは、これまでに無い良好な走行フィーリングをもたらす結果となった。エンジンの基本形態は、Honda の四輪駆動 ATV 用エンジンの特徴であるクランクシャフトを車両の進行方向に対し縦置きとするレイアウトを採用した。この形態はクランクシャフトと最終出力軸が平行であるので、エンジン内部の最終減速機構としてベベルギヤを持つ必要がなく軽量化に対し有利である。

3. エンジンの概要

エンジン主要部品の基本配置は、生産ラインでの組付け性を考慮し従来の ATV 用エンジンと同様の形態を採用した。エンジン後方にジェネレータとスタータモータ、前方部にトルクコンバータ、オイルポンプ、ウォータポンプなどを配置した。また、クランク軸下部のオイルを専用ポンプで吸い出すことで、油面を下げクランク軸中心の位置を低く設定できた。その結果、前方投影形状を TRX500FA とほぼ同等まで小型化することが可能となった。エンジンのカットモデルの外観を Fig. 2 に示す。



Fig. 1 External view of TRX650FA

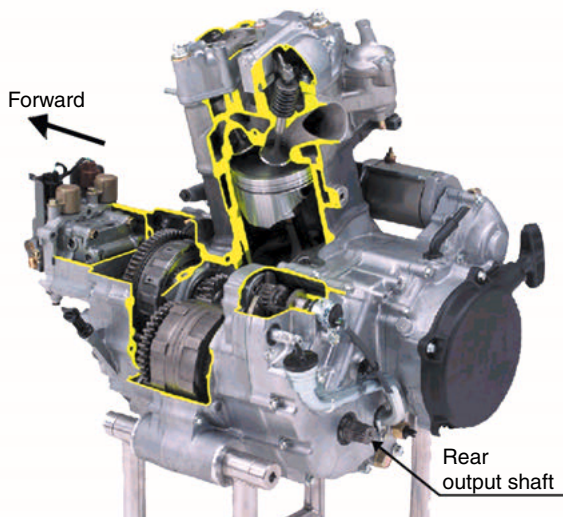


Fig. 2 Cutaway model of TRX650FA engine

排気量は、オフロードスポーツ用モータサイクルの XR650R との部品共用化を考慮し、ボア×ストローク 100mm × 82.6mm の 648cm³ に設定した。出力特性は、最大出力を 27.3kW/5 500r/min, 最大トルクを 49.9Nm/4 500r/min で発生させ、トルクコンバータとのマッチングと扱いやすさを優先した低速トルク重視型の設定とした。エンジン性能曲線を Fig. 3 に、主要諸元を Table 1 に示す。

4. トルクコンバータ

4.1. 基本仕様

一般の乗用車用トルクコンバータはエンジンとトランスミッションの間のドライ室に配置され、入力と出力位置がトルクコンバータ本体を挟んで反対側になる。

Fig. 4 で示すように、TRX650FA で採用したトルクコンバータは従来のATVの自動遠心クラッチの代わりにクラン

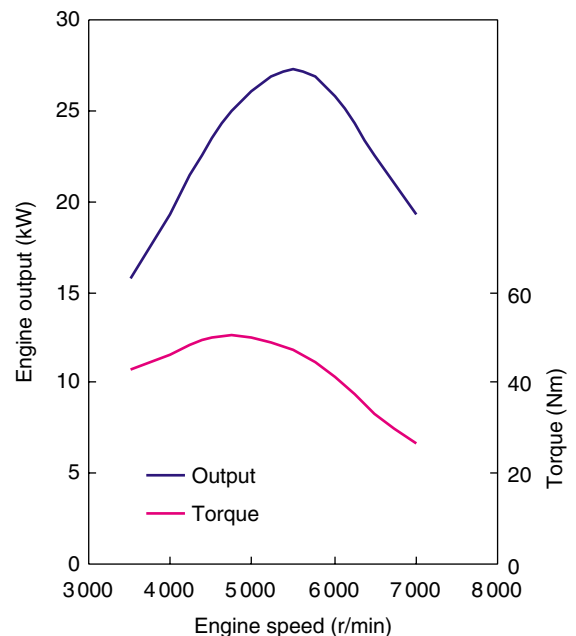


Fig. 3 Engine performance curve

Table 1 Specifications of engine

Engine type	Liquid cooled 4-stroke single cylinder	
Displacement (cm ³)	648	
Bore × Stroke (mm)	100 × 82.6	
Compression ratio	9.2 : 1	
Valve layout	OHV 4-valve	
Max. output (kW/r/min)	27.3/5 500	
Max. torque (Nm/r/min)	49.9/4 500	
Engine mass (kg)	59.8	
Torque converter	3-element, 2-phase	
Creep control system	Direct hydraulic controlled system by linear-solenoid	
Transmission type	Constant-mesh type 3-speed automatic	

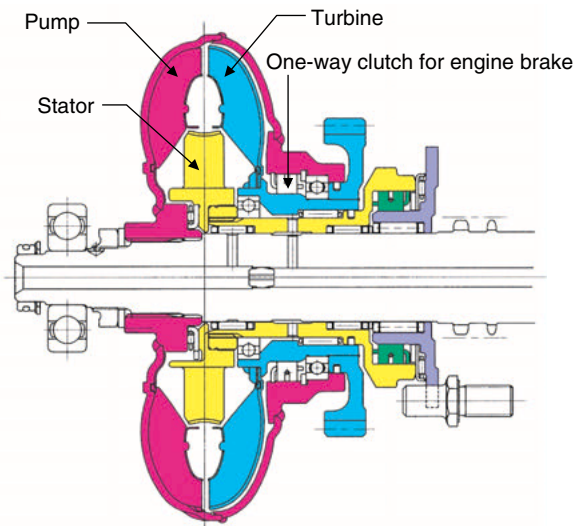


Fig. 4 Structure of torque converter

ク軸上に配置されるので、入力と出力が同一の方向になる。また、トルクコンバータはクランクケース内のウェット室に配置されるので、軸受け部の潤滑用として若干のオイルリークを許容するためにシール構造が簡単になる反面、入出力の軸受け構造は複雑な二重軸受け式になる。トルクコンバータの構造は Fig. 5 に示すように一般的な 3 要素 1 段 2 相型で、ポンプはクランクシャフトにナットで締結され、タービンにはプライマリドライブギヤが溶接固定されている。ステータの回転は、インナシャフトを通して、ステータワンウェイクラッチに伝えられ、カップリング時の正回転方向はフリーに、ストール時の逆回転方向はインナカラーを介して、クランクケースに固定されたロックピンが反力を受け、トルク増幅を行う。トルクコンバータの主要諸元を Table 2 に、特性線図を Fig. 6 に示す。ATV は一般の乗用車に比べて車両質量が圧倒的に軽いために、大きなトルク比を必要としない。ATV が必要とする最大駆動力と、低圧タイヤの最大伝達力から速度比 $\varepsilon = 0$ のトルク比 κ は 1.8

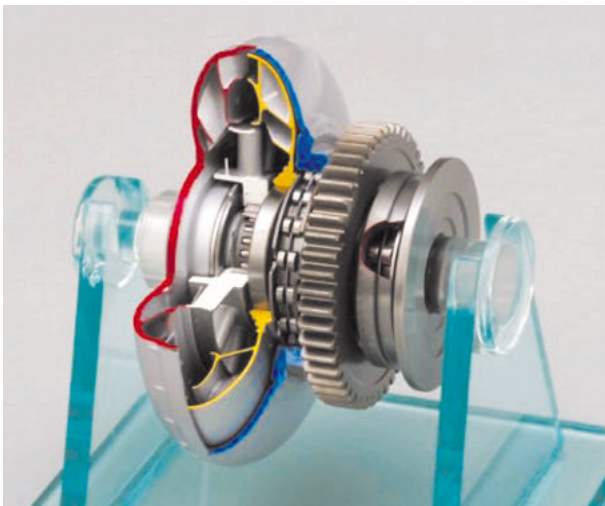


Fig. 5 Cutaway model of torque converter

Table 2 Specification of torque converter

Hydraulic diameter	(mm)	146.5
Number of blades	Impeller	28
	Turbine	23
	Stator	15
Torque converter dry mass	(kg)	3.0
Max. torque	(Nm/r/min)	49.9/4500
Vehicle dry mass	(kg)	273
Torque mass ratio	(kg/Nm)	5.5
Used oil type		Engine oil

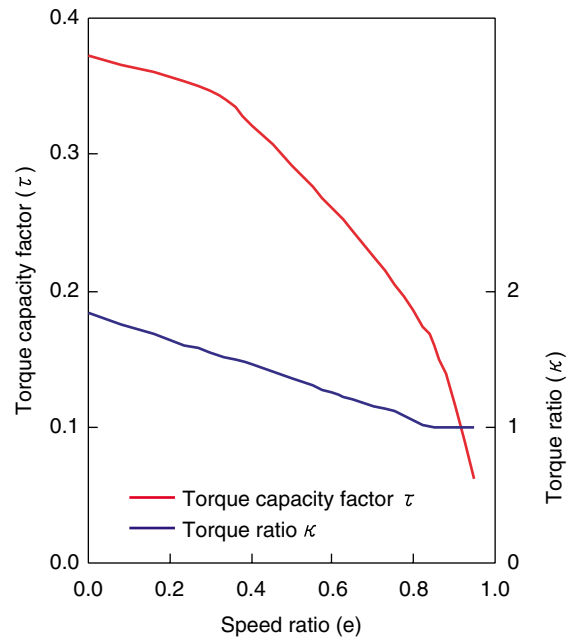


Fig. 6 Torque converter performance curve

と低めに設定した。また、エンジントルクとのバランスから速度比 $\varepsilon = 0$ の容量係数 τ も 0.38 と設定した。

一般に、ATV が走行する不整地では走行抵抗の変化が大きいために一定速度でのクルージング頻度が非常に少なく、スロットルの開閉が頻繁である。このような条件下で変速回数を少なくしてスムーズな走行ができるように、速度比の増加に対する容量係数の特性変化を緩やかな右下りとした。エンジン回転に伴うタービントルクの変化を Fig. 7 に示す。この結果、トルク増幅量の減少に伴いエンジン回転数と車速の両方が緩やかに増加する特性になるために、実車上では滑らかな加速感が得られる。

4.2. 小型軽量化

実車のドライバビリティの評価には定常特性だけではなく過渡特性が重要となる。前述の設定条件に対し、理想的なトラス形状を求めるために三次元数値流体計算⁽²⁾を行った。さらに、Table 3 の主要諸元および Fig. 8 の特性線図に示される 3 種類のトルクコンバータを試作し、計算と特性チューニングを繰り返し行い細部仕様を決定した。この結果から、流路径は目標を達成した 146.5mm に決定した。

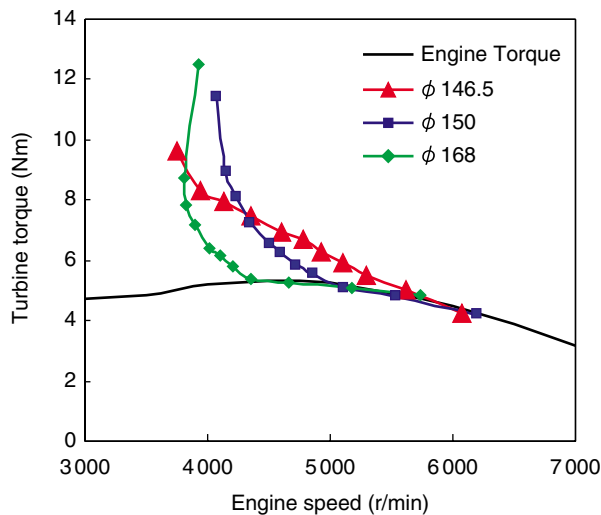


Fig. 7 Turbine torque performance curve

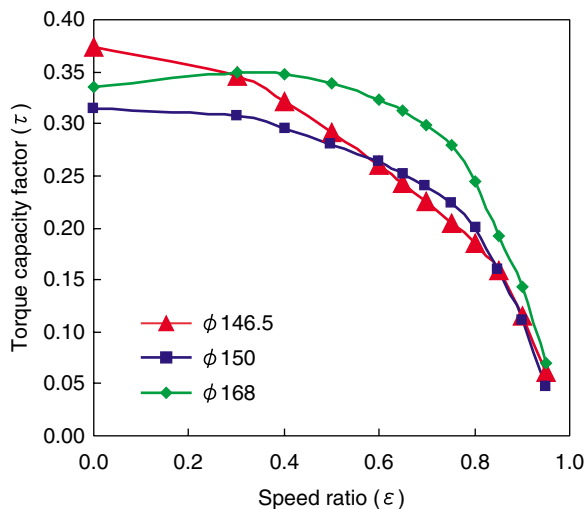


Fig. 8 Torque capacity factor curve

Table 3 Comparison of torque converter size

Hydraulic diameter (mm)		146.5	150	168
Number of blades	Impeller	28	23	23
	Turbine	23	21	21
	Stator	15	11	11
Torque converter dry mass (kg)		3.0	3.3	4.0

また、伝達効率の向上と軽量化を目的としてブレード厚さ0.5mmを検討した。各部の肉厚についても強度と、プレス、溶接、ろう付け等の生産性とのバランスを取りながら最適化を行った。その結果、初期の仕様に対し25%の軽量化を達成することができた。

4.3. エンジンブレーキ用ワンウェイクラッチ

ATVの使い勝手上、ギヤレシオに応じた安定したエンジンブレーキの確保は重要である。一般的な油圧制御式のロックアップ機構は、制御システムとトルクコンバータへの油圧供給の構造が複雑になる。また、スロットルを閉じた

瞬間にエンジンブレーキを効かせるための油圧クラッチの作動応答性も課題となる。本開発では、構造がシンプルで確実な作動性を確保できることから、エンジンブレーキ用として機械式のワンウェイクラッチを採用しトルクコンバータに内蔵させた。ワンウェイクラッチは多くのATVのエンジンブレーキ用として、自動遠心式の発進クラッチ部分に採用されており、作動上の信頼性が高い。外観を Fig. 9 に示す。

4.4. 統合潤滑システム

トルクコンバータを作動させるオイルはクランク軸の内部から供給され、コネクティングロッドベアリングへの潤滑と共用である。オイルポンプから吐出されたオイルは、クランク軸の上流側に配置されたオリフィスを通過する際に流量が制御され、合わせて減圧される。クランク軸内部からは、トルクコンバータとコネクティングロッドベアリングへの潤滑回路が分岐し、それぞれオリフィスによって流量が配分される。トルクコンバータから排出されたオイルはクランク軸に戻され、オリフィスで分岐されたオイルと合わせて全量がコネクティングロッドベアリングに供給される。コネクティングロッドベアリングに供給されたオイルは、ピストンやクランク軸支持のベアリングの潤滑にも利用され、クランク軸下部のオイル回収室に蓄えられた後に、専用のオイルポンプにてオイルタンクへ吸い上げられる。このようにしてトルクコンバータへの潤滑回路をシンプルにしながら、オイルを効果的に回収することができた。

5. クリープ制御システム

5.1. 構造概要

クリープは、発進時の駆動トルク変化を穏やかにさせ、スリップしやすい路面での発進性、坂道発進性等の向上に効



Fig. 9 External view of one-way clutch

果があり、乗用車では常識化しているトルクコンバータに特有の現象である。一方、ATV では発進クラッチとして機械式の自動遠心クラッチを使用している場合が多く、エンジンがアイドリング状態にある場合にはクラッチの引きずりトルクによって車両が動き出すことは無い。

クリープは走行性能上では有用であるが、ATV としては市場の他機種との使い勝手を同一にすることを優先し、アイドリング停車時にクリープを遮断する制御システムを開発した。トランスミッションの概略図を Fig. 10 に示す。TRX650FA には 3 速オートマチック用として三つの油圧クラッチを搭載し、変速時は電子制御によりクラッチへの油圧回路を切替えることで、それぞれのギヤ列に駆動力を伝達する。ニュートラル状態と同様に、エンジンがアイドリングで停車状態にある場合には、全てのクラッチへの油圧を遮断することでクリープの発生を制御している。

5.2. システム概要

変速制御系を含めた油圧回路は Fig. 11 に示すとおりで、変速用の油圧切替えバルブの上流にリニアソレノイドバルブを設定し、車速、スロットル開度、エンジン回転数、油温などのパラメータにより、必要に応じた油圧を段階的に発生させている。クリープの断続を違和感無く制御するためには、エンジン回転数に対するクラッチ係合の応答性を向上させることが課題となる。そのために、Low クラッチまでの油圧経路をできるだけ短く設定し、クラッチ内のチェックバルブは応答性の良いフリーボール式を採用した。さらに、リニアソレノイドバルブから微小な油圧(スタンバイ油圧)を供給し、途中の経路にオイルを充満させている。また、低温時の確実なクリープ遮断と油温変化に伴う接続フィーリングの変化を無くすために、スタンバイ油圧の油温補正を行っている。この結果、自動遠心クラッチと同等の

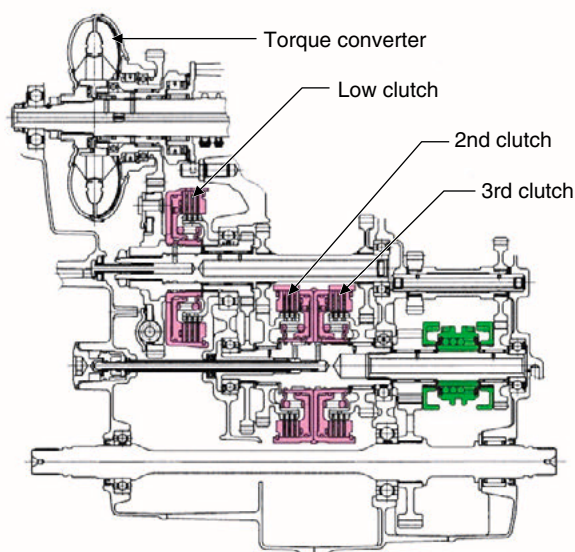


Fig. 10 Structure of transmission

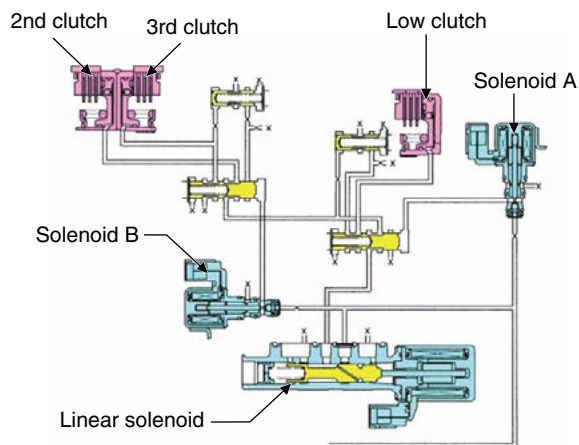


Fig. 11 Structure of hydraulic circuit

クリープ断続の応答性と接続フィーリングを得ることができた。接続特性線図を Fig. 12 に示す。

6. 自動変速システム

6.1. 基本構成と構造

今回開発したトランスミッションは三つのクラッチと機械式シフト機構の計四つの係合要素から構成されている。前進では三つの変速段をそれぞれのクラッチが係合し駆動力を伝達する。また、後進時には Low クラッチと機械式シフトを“ R ”位置に係合する。これらの変速段とクラッチ作動の関係を Table 4 に示す。ニュートラル“ N ”とドライブ“ D ”およびリバース“ R ”の各走行レンジの切替えはダボによる機械式で、手元のコラム式レバーからコントロールケーブルを介して、クラッチの下流に配置された切替え機構を作動させる。切替え前後はクリープが発生しない状態にあり、リニアソレノイドによって全てのクラッチ油圧を遮断させているために、スムーズに走行レンジの切替えが可能である。

6.2. 変速制御システムの概要

変速制御の油圧回路は基本的には一般の乗用車と同様で

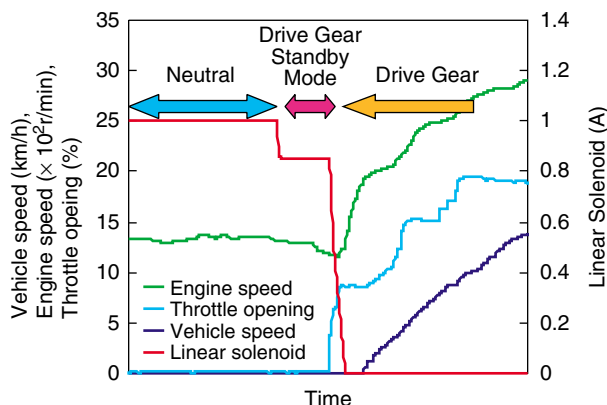


Fig. 12 Creep engage performance curve

あるが、ATVの要求商品性に合わせて単純化した。ATV特有の低圧タイヤは不整地での走破性を良好なものにすると同時に、変速時のショックの緩和にも大きく寄与している。このために油圧回路においては、クラッチ切替え時の油圧変化を制御して変速ショックを低減させるアキュムレータなどを大幅に削減することができた。変速は二つのオン・オフソレノイドバルブの組合せによって制御を行っており、ソレノイド信号の組合せは Table 5 に示す通りである。システム異常時はソレノイドへの通電をリレーにより遮断し、ソレノイド A、B ともにオフにすることで 2nd 固定となる。また、ソレノイド駆動回路の不良に対処するために、ソレノイド B がオンのときにはソレノイド A がオフとなるような回路構成とした。これらにより、故障による 3rd から Low への飛び越し変速を防止している。回路構成を Fig. 13 に示す。

Table 4 Operating conditions

Elements engaged	Clutch			Mechanical shifter
	Low	2nd	3rd	
Neutral				N
Low	○			D
2nd		○		D
3rd			○	D
Reverse	○			R

Table 5 Solenoid application and actual gear

Actual gear	On-Off Solenoid	
	A	B
Low	On	Off
2nd	Off	Off
3rd	Off	On

6.3. 油圧制御バルブボデーユニット

変速制御を行うバルブボデーユニットは油圧切替え用スプールバルブの異物による作動不良を防止するために、クリーンルーム内で組立てを行い品質を管理、維持することが望ましい。本エンジンは既存のエンジン組立てラインでの生産を行うために、ライン上での異物混入の管理を十分に行うことができない。そこでリニアソレノイドバルブ、オン・オフソレノイドバルブ、変速用スプールバルブのすべてを1つのユニットとして構築し、事前にクリーンルーム内で組立てて、ユニット単体での機能保証確認を行っている。さらにクリーンルーム内では、主な高圧のオイル通路を形成するフロントカバーにバルブボデーユニットとオイルフィルタエレメントを組み付ける工程も行い、バルブボデー上流側への異物混入を防止している。

また、バルブボデーユニットをエンジンの外側から簡単に脱着可能としてサービスメンテナンス性にも配慮している。バルブボデーユニットの外観を Fig. 14 に示す。

6.4. 油圧クラッチ

油圧クラッチの基本構造は乗用車用オートマチックトランスミッションで実績のあるものであるが、軽量化のためにピストンをアルミダイキャスト製としている。ピストンに加わる負荷を低減させるために、使用最大油圧の低減、リターンスプリング荷重の低減などを行うことで、鉄製ピストンと同一スペース内に収めながら、三つの合計で0.6kgの軽量化を行うことができた。外観を Fig. 15、従来の鉄製ピストンとの比較構造図を Fig. 16 に示す。

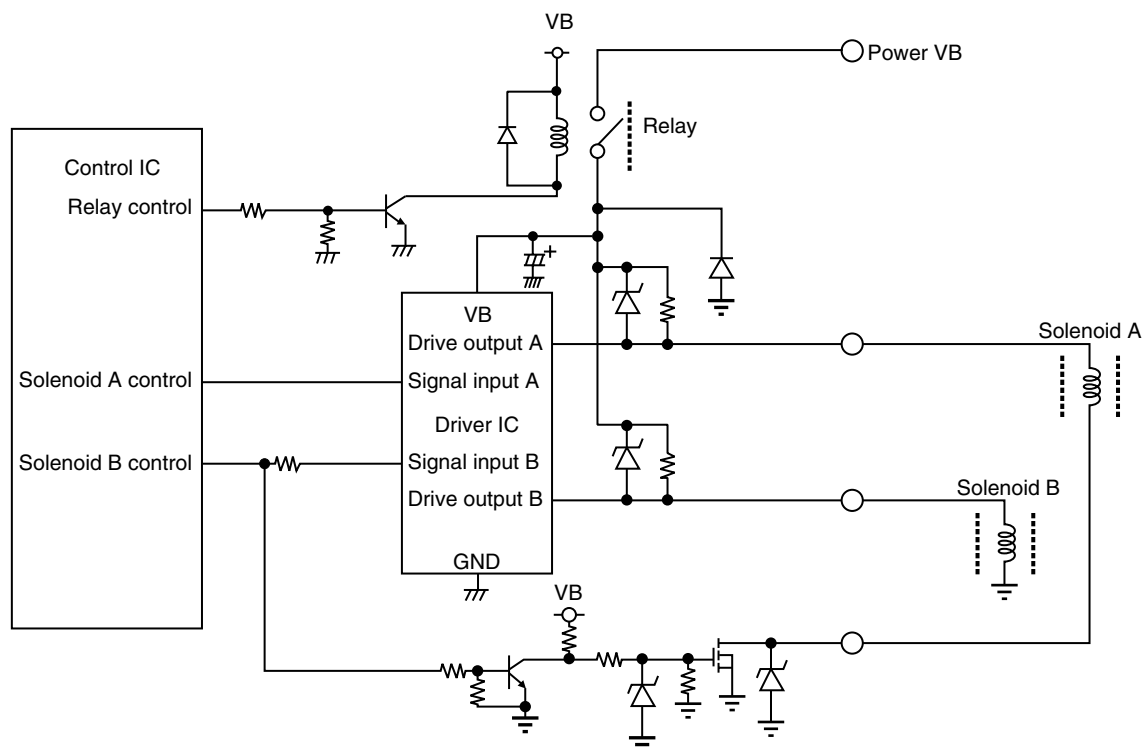


Fig. 13 Solenoid circuit

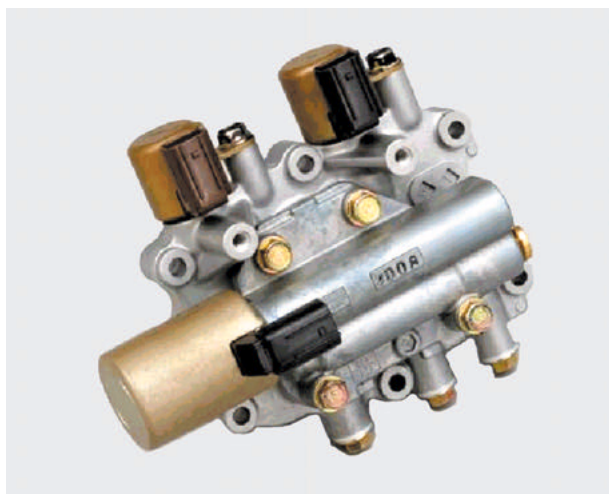


Fig. 14 External view of valve body

チェックバルブの方式はクリープ断続時の応答性を優先し、フリーボール式を採用した。乗用車では、変速時のショック低減のためにクラッチの制御性を高める必要があり、そのためにチェックバルブの方式をボール式から遠心力の影響を低減させた板バルブ式、さらに遠心油圧をキャンセルする方式⁽³⁾と機能を向上させてきた。

ATV用としては、前述の通り低圧タイヤの寄与により変速ショックを伝えにくい利点がある。特に、高速時には車両の挙動変化による影響が変速ショックを上回り、商品性上は問題の無いレベルとなることが分った。一方、発進時のクリープ接続時の応答性は、タイヤのグリップ力が高い上に車体挙動が少ないためにライダーに伝わりやすくなる。このような結果から低速時の応答性を重視し、フリーボール式のチェックバルブを採用した。Fig. 17 に変速時の挙動変化を示す。

7. 変速制御システム

7.1. 制御ユニット

量産 ATV の電動チェンジ⁽⁴⁾仕様と基本 ECU を共通化し、クリープと自動変速制御用の拡張ユニットを追加した。ECU と拡張ユニット間で相互通信を行うことで、専用部分に拡張の自由度を持たせながら小型軽量化を実現した。

7.2. スリップ判定

不整地での走行においては、車両の姿勢安定化のためにスロットルの開度変化が大きく、かつタイヤのスリップする頻度が高くなり、一方、滑りやすい路面では簡単にホイールがロックしてしまう。このような状況下では実車速と車速センサの検知値との差が大きくなり、不意なシフトアップ・ダウンを招き変速が煩雑になり走行性能が悪化する。実車速を正確に判断し、設定通りの変速特性を実現するために、時間当たりの車速変化率を判定基準として設定した。これは加速・減速の両方に適用され、車速検知値の急激な増加



Fig. 15 External view of clutch piston

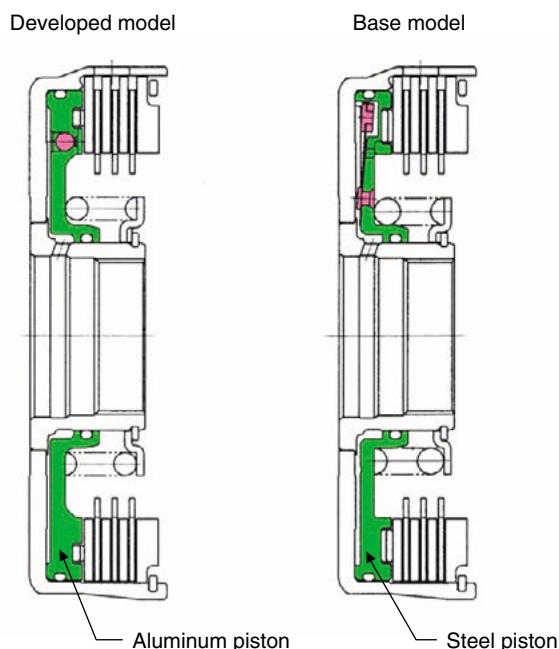


Fig. 16 Structure of clutch piston

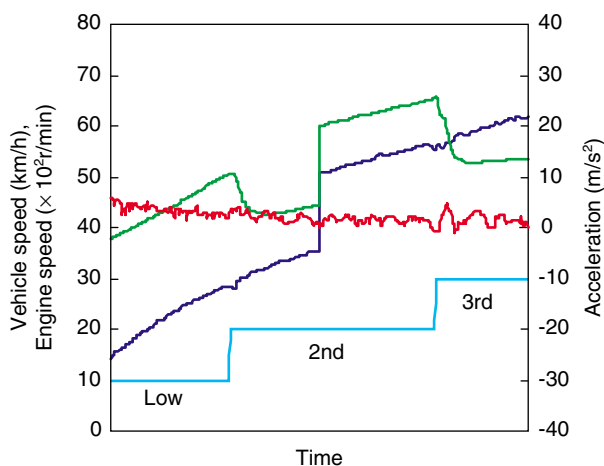


Fig. 17 Acceleration character at shifting

はタイヤがスリップしていると判断し、急激な減少はホイールロックしていると判断して、それぞれ現状の変速段を固定する制御を行って不意な変速を防止した。

7.3. コーナリングモード

スロットル開度が大きい走行状態から、コーナに進入してスロットルを全閉にすると、変速マップに従ってシフトアップしてしまう場合がある。これを防止するために事前の走行状態を判定し変速段を固定する手法もあるが、路面状態の変化が激しいATVでは正確に状況を判定するのは難しい。そこでスロットル開度の変化率に着目して急閉時には変速段を固定する制御を追加し、さらにスロットル開度20%以下では変速ポイントを車速の高い領域に移動させた。

この結果、スロットルを閉じたことによる不意なシフトアップを防止できた。また、低スロットル開度を維持した場合のシフトアップも防止しているので低負荷での一定速走行を安定して行うことができる。

7.4. 降坂モード

降坂時はエンジンブレーキを増やすことと減速後の加速に備えることを目的として、ブレーキ信号に連動して早めのシフトダウンを行う専用の変速マップを持たせた。Fig. 18 にその変速制御マップを示す。

8. まとめ

新開発のTRX650FA用のエンジンは、数多くの新機構を投入しながら、以下の結果を得た。

- (1) 27.3kW/5 500r/min の出力、49.9Nm/4 500r/min のトルクを得ながら、エンジン質量 59.8kg を達成した。
- (2) リニアソレノイドバルブを用いたクリープ制御手法により、従来の自動遠心クラッチと同等の接続特性を実現できた。

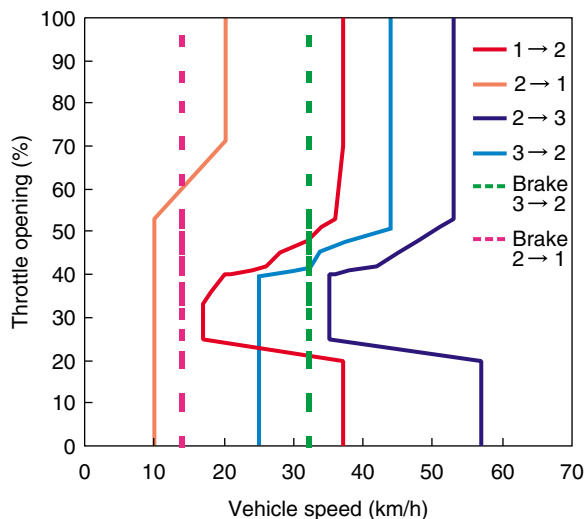


Fig. 18 Shift control performance curve

- (3) スロットル開度、車速に加えそれぞれの変化率を演算することでスリップ状態を正しく認識することが可能になり、ATVの使い勝手にふさわしい変速制御特性を実現できた。

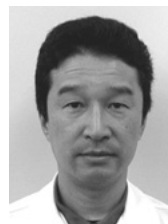
謝 辞

本トランスミッションの開発にあたって、多大なご協力を頂いた(株)ユタカ技研 今坂氏、牧田氏、(株)ケーヒン 加川氏、竜円氏、(株)エフ・シー・シー 西出氏はじめ多くの関係者の方々に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 斎藤充：ATV 用電子制御 HMT システムの紹介，日本フルードパワーシステム学会オートタムセミナー 2001，p.43-50 (2001)
- (2) 安部浩也，丸山徹郎，坂藤征利：三次元数値流体計算の活用による超扁平トルクコンバータの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.13 No.1, p.75-80 (2001)
- (3) 大橋達之，矢沢正一，朝付正司，守谷弘史，望月哲也：ワンウェイクラッチレス 4 速自動変速機の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.61-69 (1997)
- (4) Ota, A., Narita, S.: Utilization of Motor-Driven Gearshift System, SAE Paper 99PC-129 (1999)

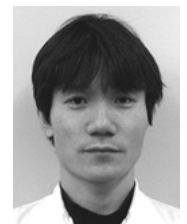
■ 著 者 ■



堀 良昭



濱 岡 誠二



俵 秀幸



中 沢 健

低燃費・低エミッションのタイ向け小型二輪車用 4ストロークエンジンの開発

Development of a 4-stroke Engine for Small Motorcycle
with Low Fuel Consumption and Low Emission for Thailand

澤 村 吉 信*

Yoshinobu SAWAMURA

小 林 英 男*

Hideo KOBAYASHI

斉 藤 則 夫*

Norio SAITO

廣 瀬 義 久*

Yoshihisa HIROSE

坂 本 文 一 郎*

Bunichiro SAKAMOTO

要 旨

世界的に環境保護・省エネルギー化への関心が高まる中で、タイ市場の二輪車においても燃費の向上とエミッション低減が強く求められている。そのため、燃費・エミッション性能を大幅に改善した4ストローク 125cm³ エンジンをタイ市場用に開発した。燃費向上のために、ロッカアームおよびピストンのしゅう動面のフリクション、および発電機の機械入力値を低減した。また、スロットル開度に応じて点火時期を切替えて燃焼効率を高めた。エミッション低減のために、エキゾーストポートに新気を導入する二次空気導入システムを採用した。その結果、燃費は前モデルの108cm³ エンジンに対して ECE40 モードで 30%向上した。エミッションはタイ 4 次規制値に対して CO55%減、HC+NOx 60%減を達成した。

ABSTRACT

Concerns about environmental protection and energy saving are growing in the world, and Thailand market also strongly requires an improvement of fuel consumption and emission for motorcycles. Therefore, we developed a 125 cm³ 4-stroke engine with revolutionized fuel consumption and emission for Thailand market. For enhancing the fuel consumption, the friction of contact surfaces of rocker-arm and piston and the mechanical input of generator was reduced. Also the combustion efficiency was enhanced by changing the ignition timing by throttle opening. For reducing the emission, the secondary air pulse induction system, introducing fresh air into an exhaust port, was employed. As a result, the fuel consumption was enhanced 30% in ECE40 mode compared to the 108cm engine of previous model. The emission was reduced 55% in CO and 60% in HC+NOx against the value of the 4th emission regulation in Thailand.

1. まえがき

タイの小型二輪車市場は、Fig. 1 に示すように 1990 年代後半から 4 ストロークエンジン車に移行してきている。Honda は経済不況およびタイ 4 次エミッション規制などの市場状況に対応するため、経済的で環境性能に優れた 4 ストロークエンジン車を積極的に市場投入している。

今回、4 ストロークエンジンの長所を活かして、さらに燃費を向上させ、エミッション低減を目指して小型二輪車用 4 ストローク 125cm³ エンジンをタイ市場用に開発した。本稿では、そのエンジンに適用した燃費向上技術とエミッション低減技術について述べる。

*朝霞研究所

2. 開発のねらい

省エネルギー化・環境保護の観点から、開発目標を次の通り定めた。

- (1) 省エネルギー化: ECE-40 モードにおける燃費を前モデルに対して 30%向上
- (2) 環境保護: タイエミッション 4 次規制値の 1/2 以下(タイ 4 次エミッション規制値 CO/HC+Nox:4.5g/km/3.0g/km)

3. エンジンの概要と主要諸元

Fig. 2 に今回開発したエンジンの構造図を、Table 1 に主要諸元を示す。

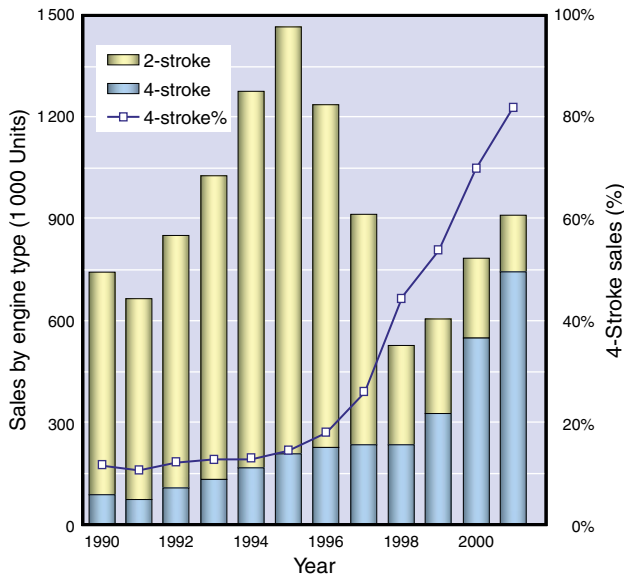


Fig. 1 Motorcycle market demand in Thailand, share by engine types

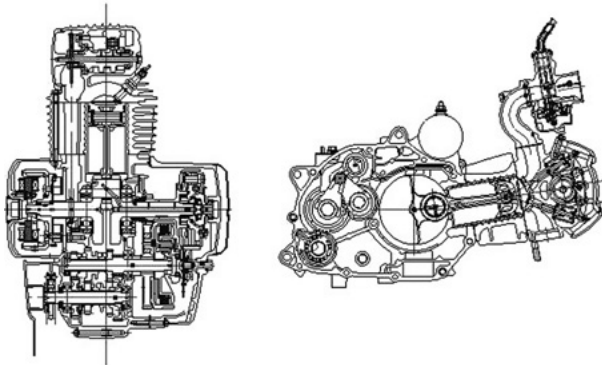


Fig. 2 Sectional drawing of developed engine

本エンジンは、OHC 2バルブ空冷単シリンダ4ストロークエンジンである。排気量は、前モデルの 108cm³ から 125cm³とした。バルブのはさみ角は、66°から49°に変更した。吸気バルブ径を 23mm から 24mm に、排気バルブ径を 20mm から 21mm に変更した。また、圧縮比は、9.0 から 9.3 とした。

4. 燃費向上技術と効果

燃費向上のために採用した技術とその効果について説明する。

4.1. ローラベアリング付きロッカアームの採用

カムとロッカアームのしゅう動フリクション低減のためにロッカアームにローラベアリングを採用した。しかしながら、前モデルと同様のレイアウトとした場合、ローラベアリングを付加することで動弁系の慣性等価質量が増加する。動弁系の慣性等価質量の増加はエンジン高回転時にバウンスによる耐久性を阻害する。バウンスを抑制するためにバルブスプリング荷重を増加すると、フリクションは増加することになる。そこで、Fig. 3に示すようにバルブのはさみ角を前モデルの 66°から 49°に変更してロッカアームのコンパクト化を図った。さらに、バルブをオフセットすることで、ロッカアームも Fig. 4 に示すようにストレート形状にして軽量化を図った。その結果、ローラベアリングを採用したにもかかわらずロッカアーム質量を前モデルと同等にできた。

また、バルブをオフセットしたことでバルブ径を大きくすることができたので、バルブリフトを増やすことなく混合気流量の確保ができた。

以上より、Fig. 5 に示すようにバルブ駆動によるフリクションをエンジン回転速度 4 000r/min で 24%低減することができた。

Table 1 Major specifications of engines

Items	Developed engine	Previous engine
Engine type	4-stroke, single-cylinder	4-stroke, single-cylinder
Bore × Stroke (mm)	52.4 × 57.9	50 × 55.5
Displacement	125	108
Compression ratio	9.3	9
Valve train	SOHC 2-valves	SOHC 2-valves
Valve diameter (mm)	IN 24, EX 21	IN 23, EX 20
Included valve angle (deg)	49	66
Clutch type	Automatic centrifugal	Automatic centrifugal
Transmission	4 speed constant mesh	4 speed constant mesh

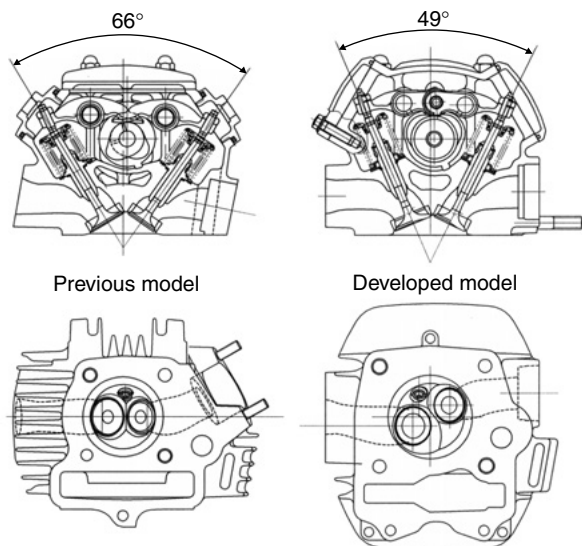


Fig. 3 Comparison of valve systems

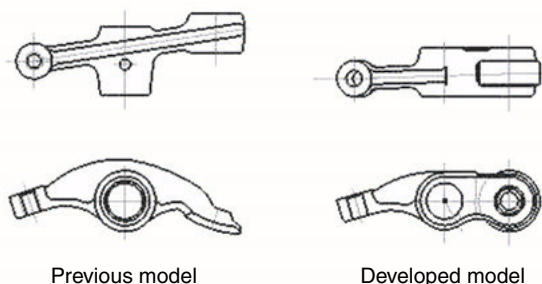


Fig. 4 Comparison of rocker-arms

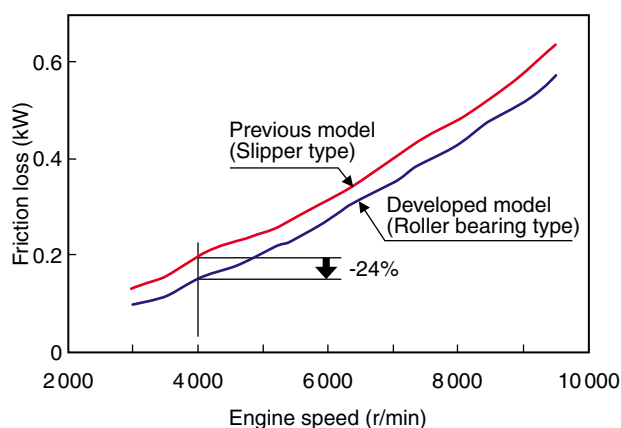


Fig. 5 Result of friction reduction by roller bearing type rocker-arm

4.2. ピストン系フリクション低減

ピストンしゅう動フリクション低減のため、Fig. 6 に示すようにピストンスカート部に二硫化モリブデン樹脂コート処理⁽¹⁾を行った。また、潤滑性向上のため、条痕加工を施しオイル溜りの溝を設けた。さらに、ピストンリング板厚を TOP/2ND/OIL リングで前モデルの 1.0mm/1.0mm/2.0mm から 0.8mm/0.8mm/1.5mm にすることでピストンリングの張力は前モデルに比べ 22%低減した。

以上の結果、既存モデルの 125cm³ クラスのエンジンに比べてピストン全高は、8 mm 短くすることができたため、ピストン系質量は、28%の軽量化を達成した。これらのフリクション低減技術の採用により、Fig. 7 に示すようにエンジン回転速度 4000r/min 時のフリクションを 5%低減できた。

4.3. 常用エンジン回転速度の低速化によるフリクション低減

エンジン回転速度の増加とともに増えるフリクションを下げるため、排気量を増やすことでより低速、高トルク型のエンジンとして、ギヤレシオを高く設定した。これにより、常用するエンジン回転速度を低く設定することができた。Fig. 8 に示すように前モデルに対して出力を約 20%向上させ、同じ車速走行時のエンジン回転速度を前モデルに対して約 20%の低速化を行った。

その結果、エンジン回転速度の低速化により同じ車速走行時に発生するエンジンフリクションを前モデル比で 40%低減させた。

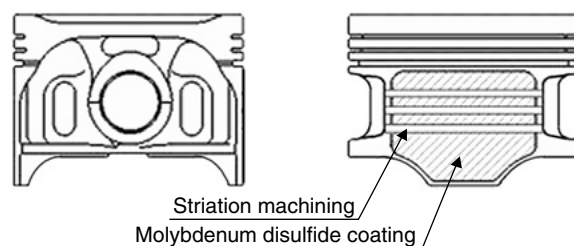


Fig. 6 Sectional drawing of developed piston

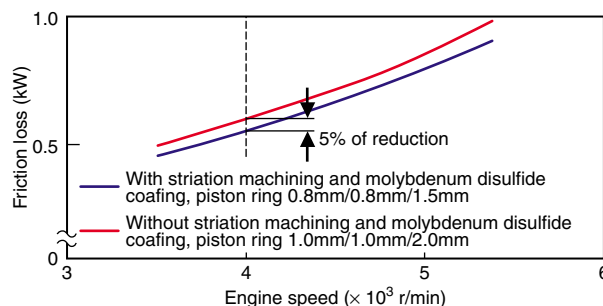


Fig. 7 Result of friction reduction by developed piston

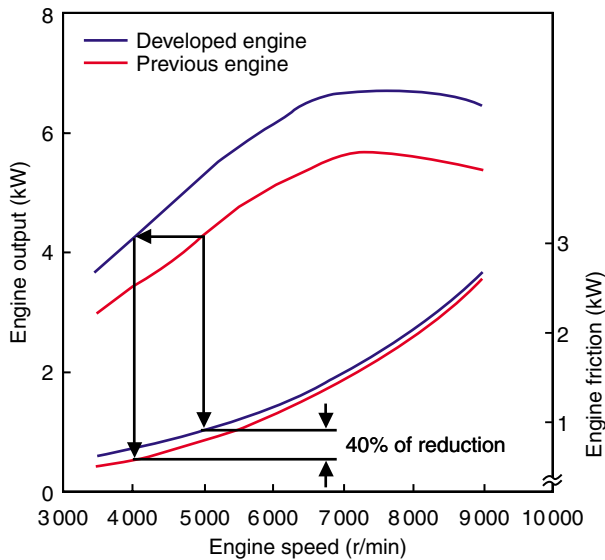


Fig. 8 Engine output and friction

4.4. 発電機の機械入力低減

エンジン回転速度の低速化に伴ない、発電機の充電出力も低回転時からの増加が必要となる。

しかし、単純に発電容量を増加させると磁力増による発電機への機械入力が増大する。このため、エンジン回転速度 4 000r/min 時の機械入力が増大した。

そこで、従来の発電電圧制御では短絡させて熱損失としていた点灯側の規定電圧以上の電圧を、Fig. 9に示すように無通電とする方式に変更し、発電機のフリクションを減少させた。

その結果、Fig. 10 示すように充電出力を増加させても、発電機への機械入力を減少させることが可能になった。その結果、エンジン回転速度 4 000r/min 時の機械入力値を前モデル比で 67%低減できた。

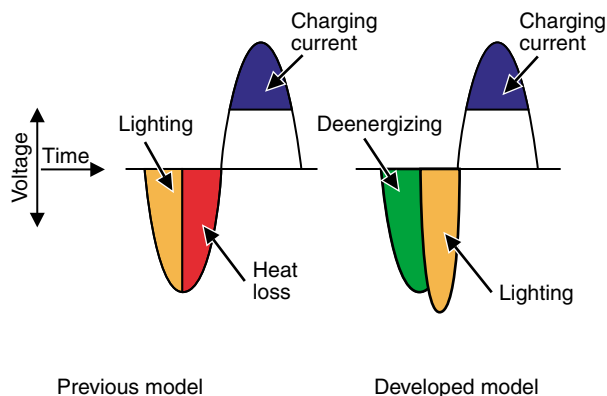


Fig. 9 Comparison of charging characteristics

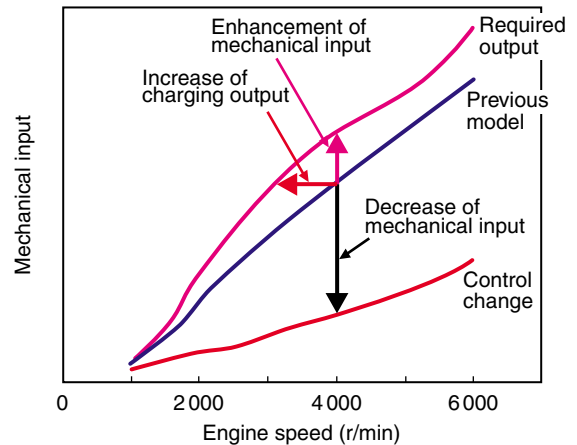


Fig. 10 Reduction of mechanical input

4.5. 点火時期の最適化による燃焼効率向上

燃焼効率の向上のため、単に点火時期の進角や圧縮比を上げるとノッキングの発生が問題となる⁽²⁾。そのため、スロットル開度とエンジン回転数により変化する要求点火時期の制御を行う必要がある。Fig. 11 に示すようにキャブレタのスロットルバルブの横にスロットル開度検出用スイッチを設けてスロットル開度を検出している。このスイッチでスロットル開度 40%付近で点火時期の切替を行っている。Fig. 12 に示すように点火時期を制御することで、スロットル開度 40%以上で発生しやすいノッキングを回避して圧縮比を前モデルの 9.0 から 9.3 にすることが可能となった。その結果、エンジン回転速度 4 000r/min 時の BSFC は 17%向上した。点火時期を変更したときの BSFC の比較を Fig. 13 に示す。

4.6. 燃費改善の結果

各部フリクションの低減と燃焼効率の向上により、燃費は前モデルに対して 30%向上した。ECE-40 モードにおける燃費の測定結果を Fig. 14 に示す。

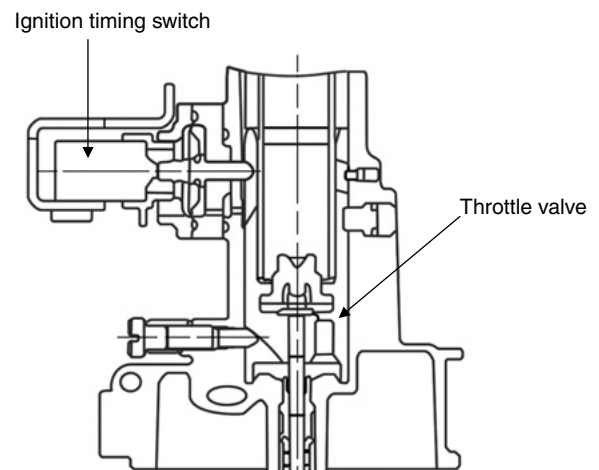


Fig. 11 Sectional drawing of developed carburetor

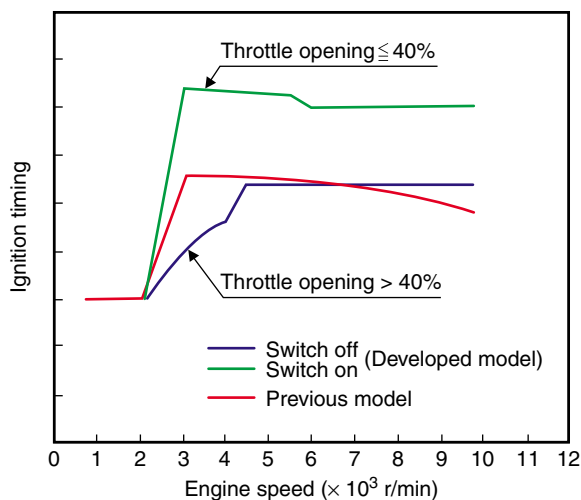


Fig. 12 Characteristic of ignition timing

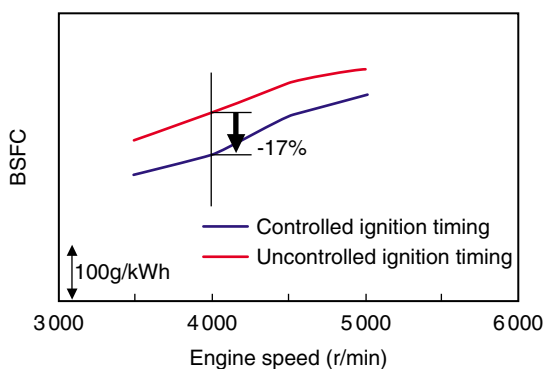


Fig. 13 Result of BSFC reduction by controlling ignition timing

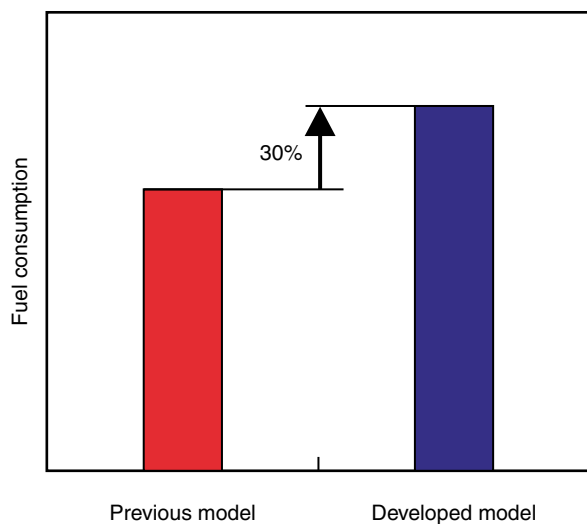


Fig. 14 Result of fuel consumption in ECE-40 mode

5. エミッション低減技術と効果

燃焼室から排気ポートに排出された未燃ガスを燃焼させるため、排気ポートに二次空気導入システム⁽³⁾を採用した。Fig. 15にその構造図を示す。本システムは、排気ポートに発生する負圧の変化を利用して新気をASV(エアサクションバルブ)によって排気ポートに導いている。

二次空気導入システムの採用により、Fig. 16に示すように、タイ4次エミッション規制値に対してCOを55%減、HC+NOxを60%減を達成した。

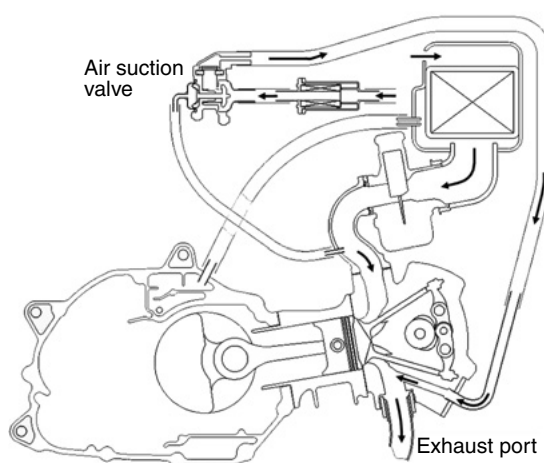


Fig. 15 Diagram of secondary-air pulse induction system

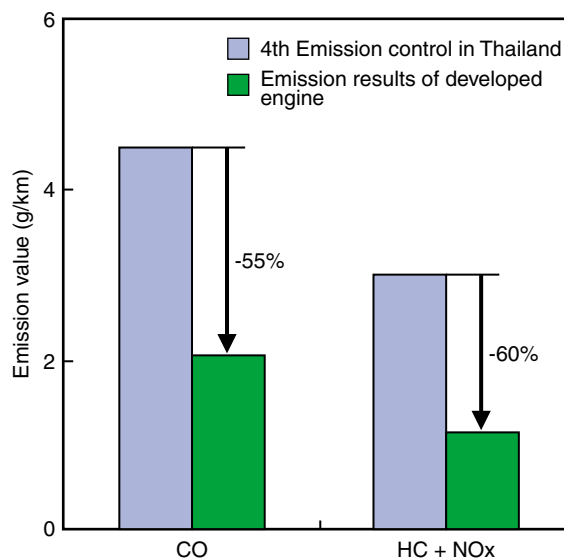


Fig. 16 Results of emission

6. まとめ

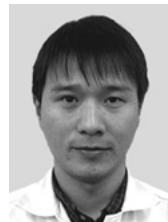
エンジンのフリクション低減，燃焼効率向上およびエミッション低減技術の導入により新開発のエンジンは下記の結果を得た。

- (1) 4000r/min 時のフリクションは，前モデルに対して 40% 低減できた。
- (2) ECE40 モードで燃費を前モデルに対して 30% 向上を達成した。
- (3) エミッションをタイ 4 次規制値に対して CO を 55% 減，HC+NO_x を 60% 減を達成した。

参考文献

- (1) 自動車用ピストン編集委員会(編著):ピストンの表面処理，自動車用ピストン，東京，山海堂，1997, p.167-173
- (2) 中島泰夫，村中重夫：第 2 章燃費の向上，改訂・自動車ガソリンエンジン，東京，山海堂，2001, p.29-31
- (3) 中島泰夫，村中重夫：第 4 章排気の清浄化，改訂・自動車ガソリンエンジン，東京，山海堂，2001, p.109-110

■ 著 者 ■



澤村吉信



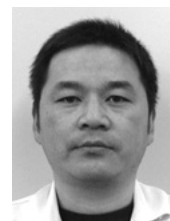
斉藤則夫



坂本文一郎



小林英男



廣瀬義久

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

Development of an ECU Integrated Throttle Body System Module for Compact Fuel Injection
System Used in Small Motorcycles and Scooters

島田 信弘*
Nobuhiro SHIMADA
林 徹*
Akira HAYASHI

赤松 俊二*
Shunji AKAMATSU
平方 良明*
Yoshiaki HIRAKATA

上田 稔*
Minoru UEDA

要 旨

昨今の環境問題の高まりに対し、小型二輪車もエミッション低減、燃費向上は重要な課題である。そのため、空燃比を高精度に制御できる電子制御燃料噴射システムが採用されはじめている。今回、小排気量エンジン用の電子制御燃料噴射システムに用いる ECU 統合型スロットルボデーシステムを開発した。本システムの特長は、数種類のボアサイズをシリーズに持つスロットルボデーモジュールと、一つのきょう体に ECU、センサおよびアイドルエアコントロールデバイスを集約した ECU モジュールの二つのモジュールを組み合わせて構成していることである。これにより、複雑な配線、配管を無くして小型化を達成し、排気量 50cm³ から 250cm³ の単気筒エンジンに対応できるコンパクトで汎用性のあるシステムを実現した。

ABSTRACT

Recently, concerns about environmental conservation have been growing, and reducing the exhaust emission and enhancing the fuel economy are being major subjects for small motorcycles. Therefore, electronic control fuel injection systems, which can finely control an air-fuel ratio, have been employing. This time, the ECU integrated throttle body system for the electronic control fuel injection system, which is compact and low-cost, for a small displacement engine was developed. Features of this system are to combine two modules. The modules are throttle body module with several bore sizes in series and ECU module with electronic control unit, sensors, and idling-air-control device. As a result, the complex wiring and piping were minimized, the miniaturization was achieved, and the system with generality that enables to install to the single cylinder engine from 50cm³ to 250cm³ was achieved.

1. ま え が き

近年、環境問題への関心の高まりにつれ、小型二輪車の排ガス・燃費に対する要求はいっそう強くなってきている。例えば、小型二輪車の主な市場の一つであるタイでは、Table 1 に示すように、2003 年から第 5 次エミッション規制の施行が予定されていて、今後、ますます厳しくなることが予想される。昨今、効果的なエミッション低減や燃費向上のために空燃比を高精度に制御できる電子制御燃料噴射システム(以下、FIシス

テムという)の採用が増えている。しかし、これまでの二輪車に搭載されている FI システムは、そのほとんどが多気筒エンジンを搭載した大型二輪車に採用されていただけであった⁽¹⁾、⁽²⁾。そのため、小型二輪車に搭載する場合は、大きいサイズと高いコストという課題があった⁽³⁾。本研究では、スロットルボデーと各種センサ類、エンジン・エレクトロニック・コントロール・ユニット(以下、ECU という)を一体のモジュールにすることにより、従来のキャブレタ並みの大きさに機能を集約してコンパクト化と低コスト化を図った。

*朝霞研究所

2. スロットルボデーと ECU の 一体モジュール化のねらい

従来の大型二輪車用 FI システムでは、一般的に ECU は車体にマウントされている。また、制御情報の検知に必要なセンサ類は各々のユニットとして単独で配置されていた。Fig. 1 にその配置例を示す。そのため各種センサ類と ECU を配線するために多くのワイヤハーネスを必要とした。その結果、システムが複雑となり、小型二輪車への適用が難しかった。吸入空気量を制御するスロットルボデーと、エンジン運転状態を制御する ECU モジュールを一体化することで、ワイヤハーネスを不要にした。モジュールの大きさも従来のキャブレタと同等のサイズに小型化した。

3. 供試エンジン概要

欧州向けの排気量 125cm³ 4ストロークエンジンを供試エンジンに適用した例を以下に述べる。その主要諸元を Table 2 に示す。

4. システムの概要

開発したスロットルボデー一体 ECU システムモジュールの構成図を Fig. 2 に示す。Fig. 3 に示すように、スロットルボデーと ECU モジュールを 2 分割の構成にしたことにより、異なった排気量のエンジンに対しても、それに適したボアサイズのスロットルボデーに取り替えることができるので、汎用性、および自由度が高い FI システム構成を可

Table 2 Test engine specifications

Items		Specifications
Bore × stroke	(mm)	52.4 × 57.8
Displacement	(cm ³)	124.6
Compression ratio		11.0
Valve system		OHC 2 valves
Max power	(kW/r/min)	9.66/9 000
Max torque	(Nm/r/min)	11.4/7 500

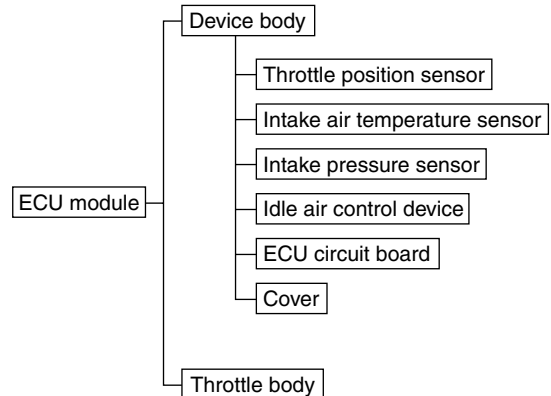


Fig. 2 ECU module components

Table 1 Current emission limits for motorcycles

	CO (g/km)	HC (g/km)	NOx (g/km)
Euro-3(<150cm ³)	2.0	0.8	0.15
Thailand Level 5	3.5	1.8	

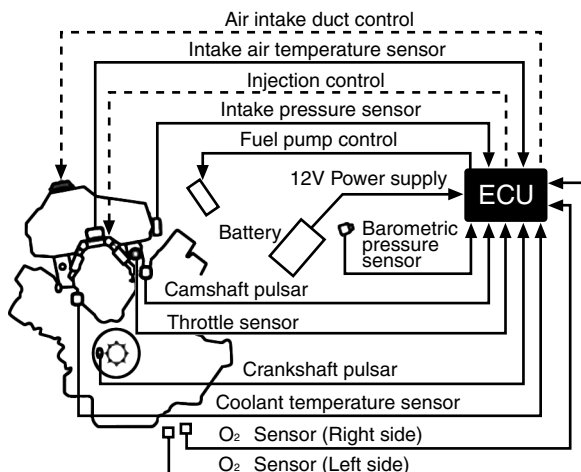


Fig. 1 VFR800FI system

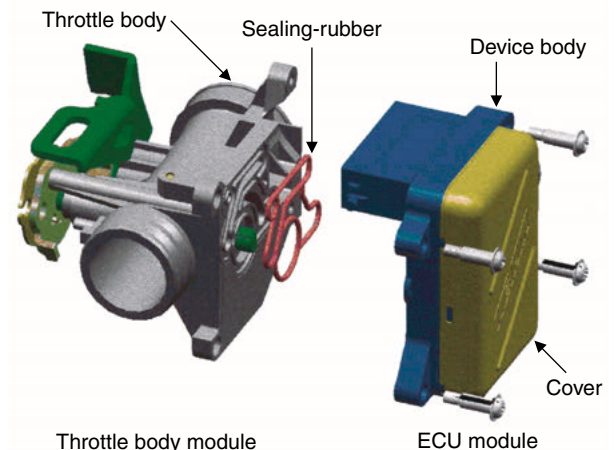


Fig. 3 ECU integrated throttle body system module

能としている。スロットルボデーと各種センサを内蔵した ECU モジュールは Fig. 3 のように 4 本のビスで結合されている。Fig. 4 に示すようにスロットルボデー側の結合面にはアイドルエアを通すための通路を形成する溝を加工してある。この溝は ECU モジュールとスロットルボデーの合わせ面をラバーでシールすることによりアイドルエアの通路を形成するようになっている。ECU モジュールは樹脂製のきょう体(以下、デバイスボデーという)と ECU 基板とカバーで構成されている。デバイスボデーには各種センサが内蔵され、ECU 基板はそれらの入出力端子に直接つながっている。センサ類、基板などの部品を固定して防水するためにデバイスボデーにカバーをセットしたのち、その内部にポッティング樹脂剤を充てんしている。

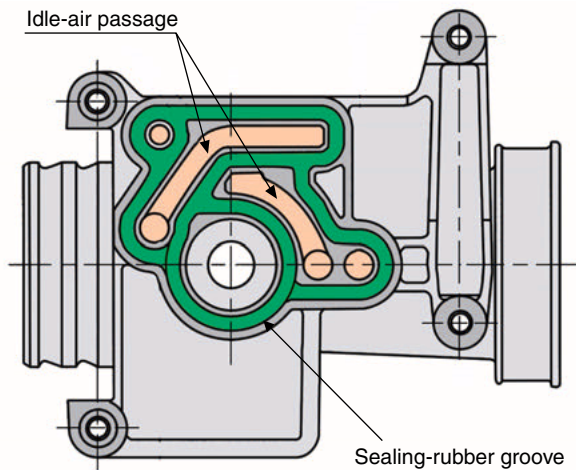


Fig. 4 Throttle body module fitting plane

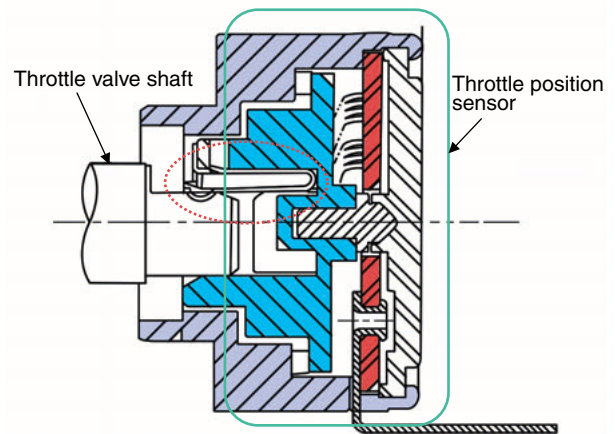


Fig. 6 Structure of throttle position sensor

4.1. センサ類の配置

このスロットルボデーシステムモジュールはデバイスボデー内に三つのセンサを配置している。Fig. 5にセンサの配置を示す。

- (1) 吸入空気温(Ta)センサ：このセンサは吸入空気の温度を測定できるようにセンサの先端センシング部がスロットルバルブ上流の吸気管通路内面から突き出して配置している。センサ端子部は ECU 基板上に直接取り付けすることでコンパクト化を図っている。
- (2) スロットルポジションセンサ(TPS)：Fig. 6 に示すように、このセンサはスロットルシャフト端部に位置し、スロットル開度を直接検出している。スロットルシャフトとセンサ回転子は、結合部のクリアランスによる作動ヒステリシスをなくすために回転の一方方向に押さえつけるスプリングを介して結合されている。この TPS はデバイスボデーに直接はめこまれ、外部とのシールはポッティングにより確保されている。
- (3) 吸入負圧(Pb)センサ：ECU 基板上にセンサ素子が直接取り付けられており、スロットルボデーのスロットルバルブ下流に設けられた連通孔とつながっている。

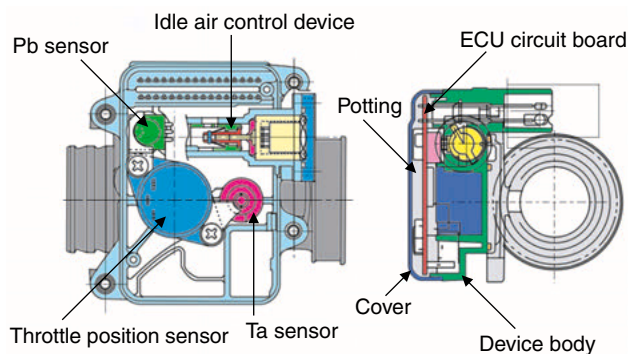


Fig. 5 ECU module components

4.2. ECU 基盤

本システムに採用されている ECU 基板は単シリンダエンジン専用に設計されている。つまり、インジェクタ駆動ドライバ回路と点火系回路を各々 1 シリンダ分としたことにより小型化することができスロットルボデー側面への配置を可能にしている。制御用 CPU には、16bitCPU を用いた。また、電源コンデンサなどの大きな素子は、デバイスボデー内の各種センサ類が配置されたすき間にレイアウトした。これは、全体の幅を従来のキャブレタと同等の寸法に抑えることに寄与している。また、ECU 基板は 3 層構造とし 4 つの面に回路をレイアウトして各素子回路の面積縮小を図った。さらに、従来の ECU では大きなサイズを占めていたハーネス結合用カプラは、端子間ピッチ 2.6mm の 32 ピンとして、Fig. 7 に示すように従来の約 1/2 サイズと小型化されている。端子間ピッチの縮小は、カプラの防水構造を粘着ジェルのシートとすることで可能にした。将来、イモビライザなどの機能が追加された場合でも対応可能とするために端子数は 32 ピンの設定としている。

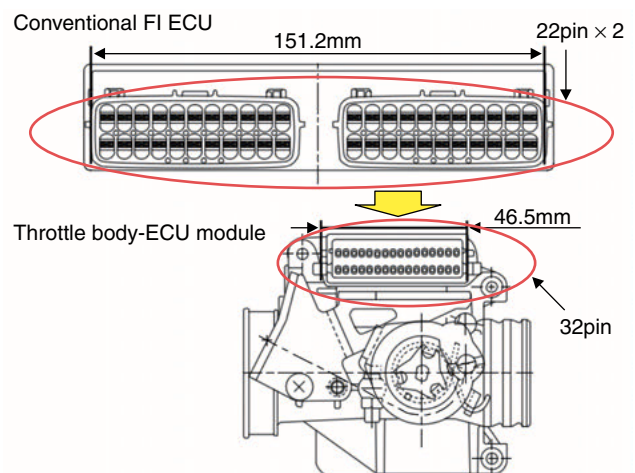


Fig. 7 Comparison of ECU size

4.3. アイドルエアコントロールデバイス

小型二輪車用エンジンでは大型二輪車に比べて、より少量の吸入空気量をコントロールする必要がある。また、さらに厳しい排ガス規制に対応するためには細かな制御能力も必要である。同時に、本システムに採用するためには小型化も重要である。本システムはこれらの要求に対して、ステッピングモータ駆動によるスライドバルブ式エアコントロールバルブ(以下、SACV という)を採用した。Fig. 8 に示すように、従来の直動式では、吸入負圧に対する作動トルクを確保するため径 20mm サイズのステッピングモータが必要であった。今回、バルブをスライド構造としたことでステッピングモータのサイズを径 14mm まで小さくすることができた。SACV は、スライド構造とすることで往復作動による空気量のヒステリシスが発生することが懸念されたが、バルブスラスト方向のクリアランスを無くす構造で対応した。Fig. 9 に SACV の空気量特性を示す。バルブ往復作動時の空気量のヒステリシスは極めて少なく、十分な制御性を有していることが分かる。

5. 実機への搭載

供試車の全体レイアウトを Fig. 10 に示す。供試車の車体中央には樹脂製の燃料タンクがあり、その中にはリターンレス方式のインタンクフューエルポンプユニットが取り付けられている。ポンプからは高圧燃料ホースにてインテークマニホールドに取り付けられたインジェクタに 300kPa の圧力で燃料が送られる。スロットルボデーシステムモジュールはシリンダヘッドより後方に伸びたインテークマニホールドにラバー製インシュレータを介して取り付けられている。供試車に採用されているユニットスイング式エンジンマウントはエンジン自身の振動の他に、路面か

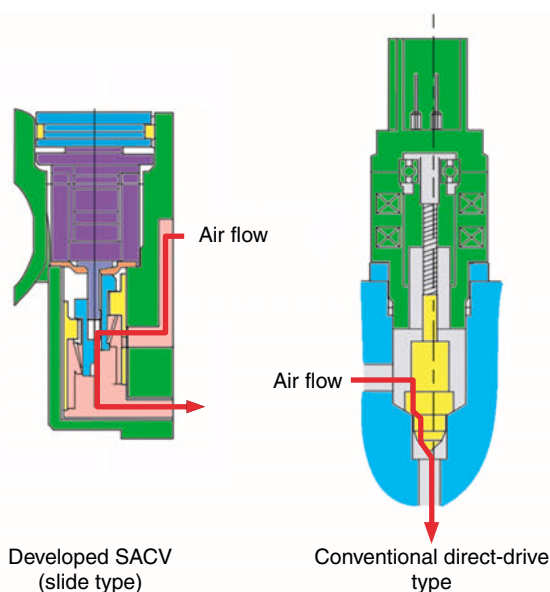


Fig. 8 Comparison of idle-air control valve

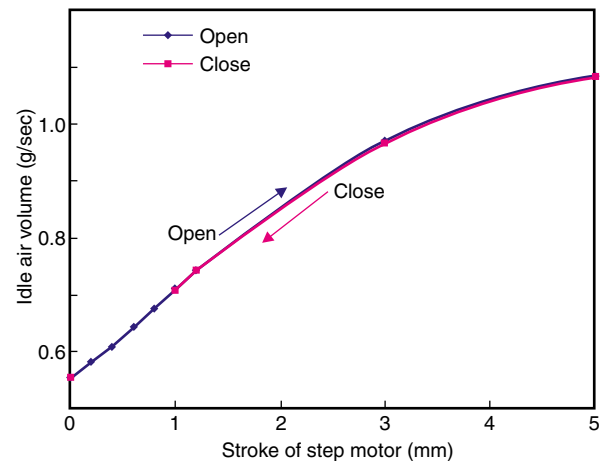


Fig. 9 Characteristics of idle-air volume

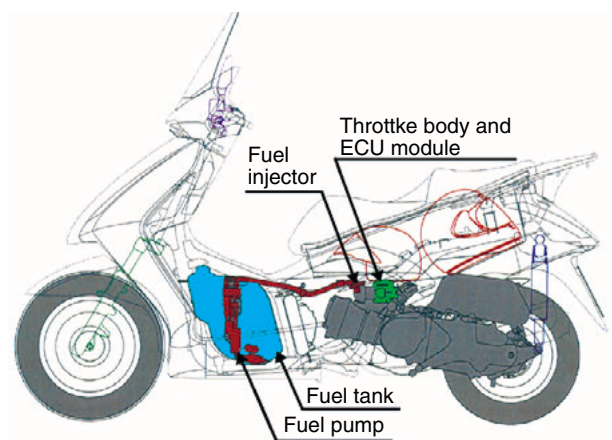


Fig. 10 Location of ECU integrated throttle body system module

らの走行振動も直接加わる。これまでの ECU はばね上の車体にラバーマウントされることがほとんどであり、直接エンジンにマウントすることは無かった。

Fig. 11 にエンジン振動加速度を示す。本 ECU モジュールはデバイスボデー内の ECU 基板、各種センサと SACV ステッピングモータの全体をポッディング樹脂剤で固定することで連続高振動下における高い作動保証と信頼性を確保した。さらに、エンジンにマウントすることの懸案として熱の問題が上げられる。Fig. 12 は走行中のスロットルボデーの周辺温度の測定データを示す。スロットル全開走行後、エンジンをアイドリング状態に戻したときに ECU は最高温度に達している。ECU モジュールの耐熱保証対策は、エンジンとインテークマニホールドの間に断熱性を有する樹脂製インシュレータを挿入することで対応した。また、SACV のステッピングモータの自己発熱によっても ECU 温度が上昇したが、エンジン暖機後に SACV モータへの通電を停止することで自己発熱による影響をなくした。

本供試車は排ガス低減対策として O_2 センサと 3 元触媒を採用して、強化されるエミッション規制に対応した。

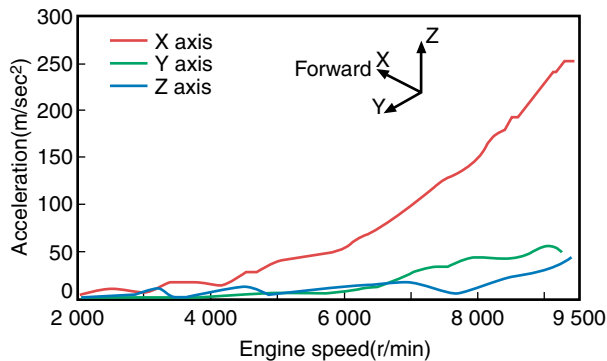


Fig. 11 Vibration acceleration on throttle body during no-load condition

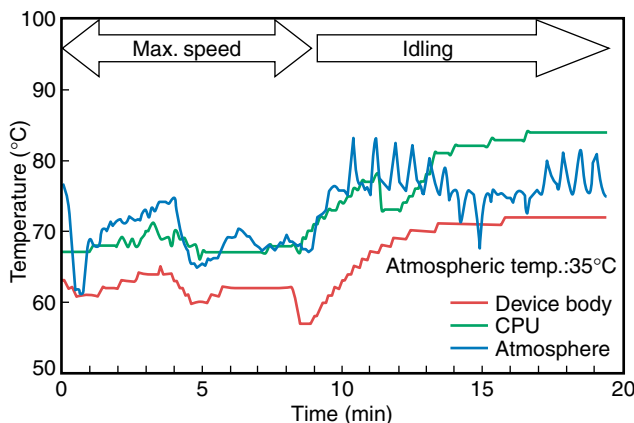


Fig. 12 Temperature rise characteristics (V max. to idle)

6. FI システム制御

6.1. 制御概要

本 FI システムは ECU モジュール内に配置した TPS と Pb センサ、回転角を検出するクランクアングルセンサの信号を元に燃料噴射量と噴射タイミングおよび点火時期の制御を行っている。さらに、燃料噴射量と噴射タイミングおよび点火時期は冷却水温、吸気温および大気圧による補正を行って環境条件の変化に対して最適になるよう制御している。

6.2. 燃料噴射制御

燃料噴射量の制御は 2 種類の噴射量マップをスロットル開度とエンジン回転数により切り替えて制御する方法とした。

- (1) 低負荷時には、スロットル開度の微小な変化をエンジン吸入負圧で検出し、エンジン吸入負圧とエンジン回転数により決定されるエンジン吸入負圧噴射量マップを使用する。
- (2) 高負荷時には、スロットル開度とエンジン回転数により決定されるスロットル噴射量マップを使用する。

6.3. 点火時期制御

点火時期は、スロットル開度とエンジン回転数により決定されるマップ制御を行い、最適な点火時期に制御している。

6.4. O₂ フィードバック制御

エキゾーストマフラ内に取り付けられた 3 元触媒の性能を効率よく利用するために、O₂ センサを用いたフィードバックシステムを採用して混合気を理論空燃比に制御している。

6.5. アイドルエアコントロールデバイス制御

SACV は、始動、暖機、アイドルの各運転条件に合わせて吸入空気量の制御を行っている。始動時には、Fig. 13 に示すように、エンジン冷却水温に応じてアイドルエアコントロールバルブを開くことで吸入空気量を増加させて始動性を向上させている。そして、エンジン冷却温度の上昇に合わせて開度を調整し吸入空気量を最適値に制御している。

エンジン冷却水温が設定値に達した後は、回転数フィードバック制御により、アイドル回転数を一定にするように吸入空気量を制御している。このフィードバック制御を行うことで従来は調整が必要であったアイドル回転数について、経年変化に対するメンテナンスを不要としている。

7. 新 FI システムの採用による効果

新 FI システムを使用した供試車は従来のキャブレタ、排気ポートへの二次空気導入、および排気触媒システムを採用したモデルに対して、以下に示す効果を得た。

- (1) 排ガスエミッション: Fig. 14 に示すように、CO、および HC 排出量の約 50% 低減を達成した。
- (2) 燃費向上: Fig. 15 に示すように従来のモデル比で約 10 % の向上を達成した。
- (3) 低温始動・暖機性: Fig. 16 に示すように、新 FI システム制御とエアコントロールデバイス制御により低温時においても良好なエンジンの始動・暖機性を達成した。

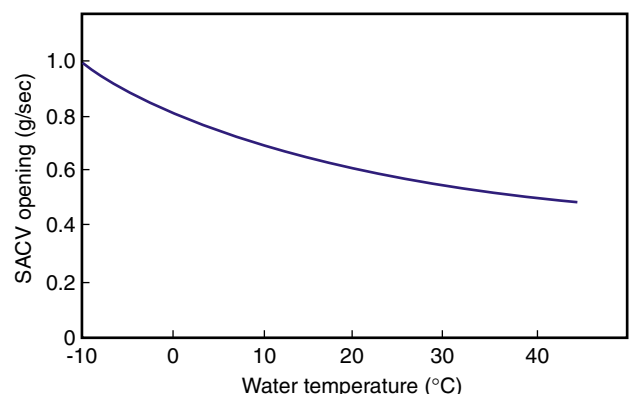


Fig. 13 SACV opening characteristics

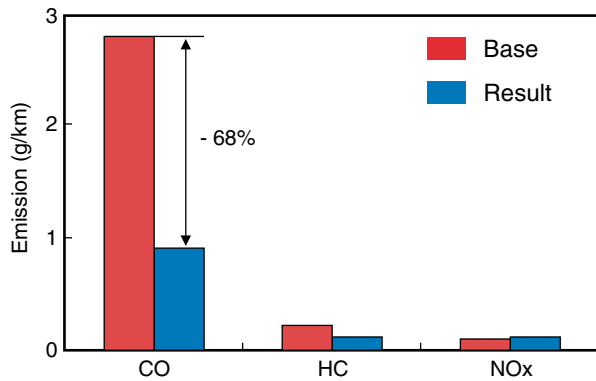


Fig. 14 Test results of ECE40 mode emission

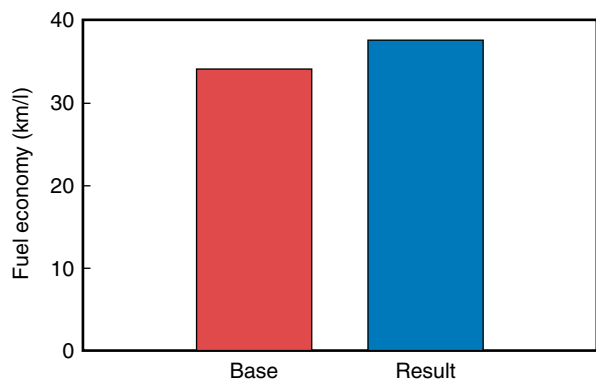


Fig. 15 Test results of fuel economy by ECE40 mode

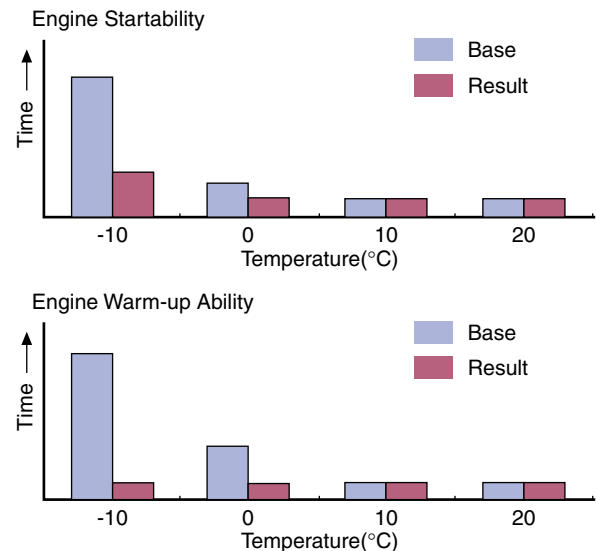


Fig. 16 Result of engine startability and warm-up ability

8. まとめ

本 ECU 統合型スロットルボデーシステムモジュールの開発により以下のことを実現した。

- (1)モジュール化することにより、近年ますます複雑になってきている各種センサ、ECU等のワイヤハーネス

が省略でき、かつ ECU を含むモジュールの大きさを従来のキャブレタと同等のサイズに小型化できた。またシステムコストについてもほぼ同等にすることができた。

- (2)CO, およびHCの排出量を従来のキャブレタシステムに対して約 1/2 に低減した。燃費は約 10%の向上を達成した。

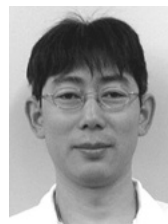
- (3)モジュールに組み込まれた新開発の小型 SACV の採用により安定した良好な低温始動・暖機性を達成した。

本技術を採用することにより、市場で大多数を占める小型二輪車に対して、大幅なレイアウト変更をしないでFIシステムを採用することが可能となった。これにより小型二輪車へのFIシステムの適用が加速され、排ガス浄化と燃費の更なる向上が期待される。

参考文献

- (1)堀池達ほか：「VFR800FI」の排気エミッションの低減技術, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, 1998
- (2)Horike, S., et al.:Exhaust emission reduction for the VFR800FI, International Motorcycle Conference "Safty and Environment, Future II " p. 459-475, 1998
- (3)Akamatsu, S., et al.: Research of an Emission Reduction System for Small Motorcycles, International Motorcycle Conference: Safety, Environment and Future III , p. 291-309, 1998

■ 著 者 ■



島田 信弘



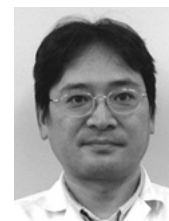
赤松 俊二



上田 稔



林 徹



平方 良明

Development of Engine Rock Dampers for the Manual Transmission 2003 Acura 3.2CL Type-S

Michael THOMPSON* Atsushi YONEYAMA*

ABSTRACT

Engine mount development for the manual transmission 2003 3.2 CL Type-S included the use of engine rock dampers, a new technology for Honda. A damper mounted between the engine and subframe with isolation rubber to control engine-roll motion was developed as a countermeasure to improve shock hunt. Engine rock dampers are found to be an effective means of controlling engine roll stiffness for transient torque input. Shock hunt targets are achieved, sports coupe drivability is maintained, and marketable noise and vibration levels are preserved.

要 旨

アキュラ CL Type-S において、走り感を損なわず、加減速ショックハンティング性能を向上させる目的で、エンジンロックダンパーシステムを開発した。このシステムは、エンジン、サブフレーム間に防振処理をしたメカニカルダンパーを追加することにより、エンジンからの過渡大入力時のロール剛性をコントロールすることが出来るため、CLのスポーツコンセプトに求められるソリッド感を NVH 性能を犠牲にすることなく実現した。

1. Introduction

The goal of the mount development for this vehicle was to achieve a marketable throttle tip-in acceleration feeling without compromising the drivability expectations of the sporty coupe driver. Shock hunt describes the undesirable acceleration feeling upon throttle tip-in. These phenomena would be commonly described as jerkiness under acceleration. The initial jerk after applying the throttle is shock. The 'back and forth' feeling after the shock is hunting. Generally the primary engine mount technical concern for front-engine front-drive manual transmission vehicles is shock hunt.

The 3.2CL presented very difficult challenges from a shock hunt standpoint. The powertrain generates 232 lb-ft of torque, more than any other Honda with a manual transmission. Drivetrain layout, front drive with a transverse front engine, is fundamentally weak for shock hunt. Reducing shock hunt levels imparts the vehicle with a stable and secure feeling under acceleration.

This report will detail the development of engine rock dampers as part of an engine mount system that is compatible for shock hunt as well as noise and vibration.

2. Shock Hunt Mechanism

The shock hunt time history data below (Fig. 1) shows the longitudinal acceleration experienced upon abrupt and heavy throttle application. Average acceleration is the rate of the vehicle acceleration forward. Overshoot equals the difference between peak acceleration and average acceleration. Overshoot describes shock. Hunting is the sinusoid portion of the acceleration time history as it decays to steady state.

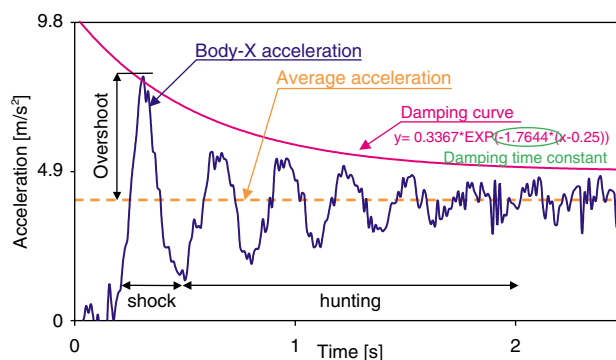


Fig. 1 Shock hunt acceleration time history

* Honda R&D Americas, Inc.

The main cause of shock hunt is the powertrain 1st order torsional resonance. As the simplified model below illustrates (see Fig. 2), the primary springs for this system are the driveshaft, clutch spring, and engine mounts. Important masses include engine mass and flywheel inertia. The input for this system is transient engine torque. If the mounts have nonlinear characteristics, the engine roll resonance, and sometimes the suspensions unsprung resonance can also contribute to shock.⁽¹⁾

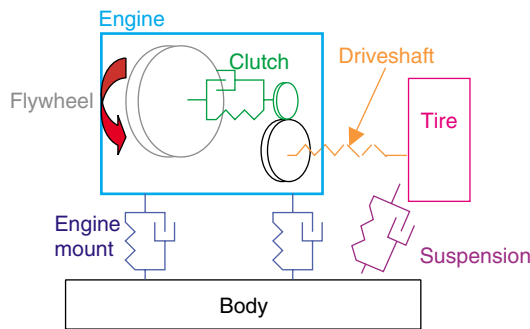


Fig. 2 Simple powertrain model for shock hunt

Generally the primary shock hunt concern is coupling of engine front to back motion and powertrain torsional resonance. The frequencies of engine roll and suspension resonances are higher than powertrain 1st order, but their effect can be seen in multiple peaks within the main shock peak. Figure 3 shows the typical frequency ranges of areas important for shock hunt.

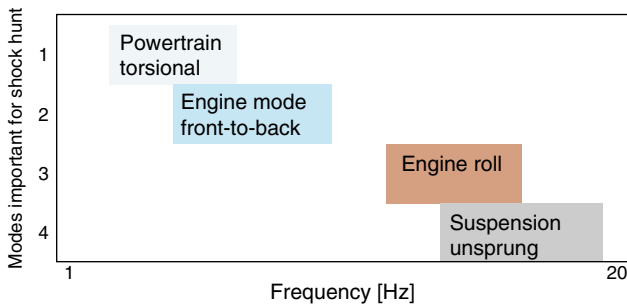


Fig. 3 Shock hunt primary and secondary modes

For the 3.2CL engine roll stiffness is very important. Since engine torque is high, drive reaction force at the mounts are much larger than a typical car. Therefore, it is very important to control roll stiffness with engine mounts.

3. Typical Shock Hunt Countermeasures

Typical shock hunt countermeasures can be broadly grouped into three categories: software, powertrain, and chassis. Software countermeasures include ignition retard and throttle response control. Relying on software to meet shock hunt targets would result in a vehicle that

feels sluggish. Other countermeasures offered a better compromise for 3.2CL Type-S sporty image.

On the powertrain side, the 3.2 CL applied a dual mass flywheel. This imparted the vehicle with a very flat clutch-spring characteristic, which is a good direction for shock hunt. The negative of the dual mass flywheel is lighter engine-side mass as compared to a conventional flywheel. Increasing the mass of a conventional flywheel reduces shock hunt level, but can result in a vehicle that feels slow to respond.

Finally, chassis countermeasures, including engine mount stiffness, damping, and stopper characteristic tuning are available to control shock hunt. Mount characteristics are especially important if the engine roll mode is contributing to shock. Increasing engine mount stiffness reduces powertrain peak acceleration and also helps keep the movement within the linear segment of the mount's stiffness characteristic (see Fig. 4). However, increased mount stiffness also reduces isolation between the engine and body, resulting in higher noise and vibration levels. Mount damping can also be used to diffuse shock hunt, but effectiveness is limited. Increasing damping is basically limited to changing material, typically up to 10% due to other engine constraints.

Stopper characteristic tuning is important if the mount is contacting its stopper in the shock hunt driving mode, targeting smooth and linear engagement.

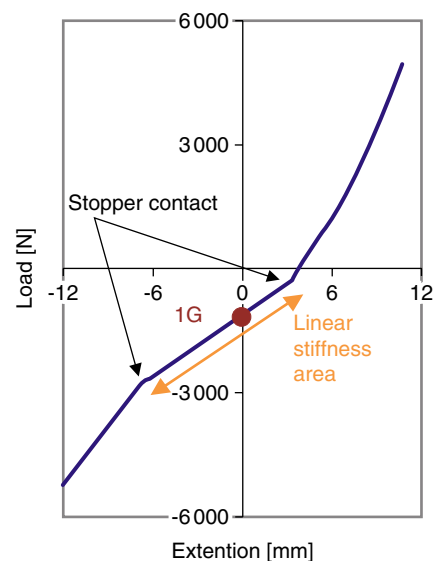


Fig. 4 Engine mount and stopper characteristic

Every countermeasure has tradeoffs. A new chassis countermeasure to improve shock hunt was required. To maintain sports car image a limited, reliance on ignition retard and minimizing flywheel inertia were important for this vehicle. Therefore, the 3.2CL applied a new chassis countermeasure to meet shock hunt targets.

4. New Shock Hunt Countermeasure

Engine rock dampers offer the opportunity to dramatically increase stiffness and damping in a dynamic

event while maintaining relatively low stiffness under conditions where engine movement and velocity are small. Of the typical shock hunt countermeasures, only increasing powertrain roll stiffness would maintain the vehicle's sporty character and have enough impact to meet shock hunt target. However, in order to maintain noise and vibration performance, the engine mount system could not be stiffened sufficiently by conventional means to meet the shock hunt target. Therefore, engine rock dampers were considered as a new countermeasure. The engine rock damper is a dashpot/absorber mounted between the engine and subframe (see Fig. 5).

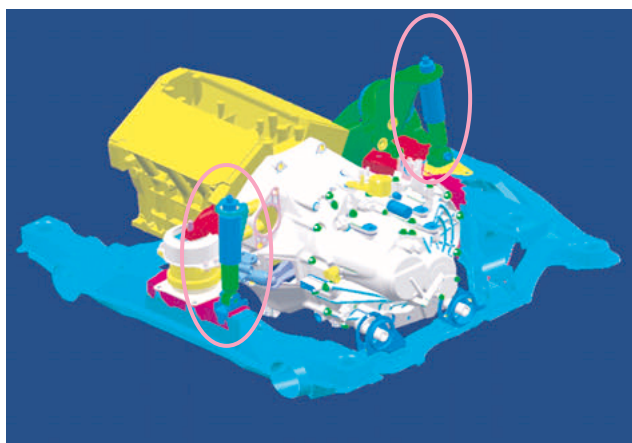


Fig. 5 3.2CL engine mount layout

The engine rock damper (Fig. 6) consists of a soft upper bushing which sandwiches a bracket attached to the engine. Engine movement compresses the upper bushing and displaces the damper piston. The lower bushing is very stiff and experiences little deflection. This construction is very advantageous for 3.2 CL application. At shock hunt driving mode, the damper experiences large displacement at approximately 3 Hz where damping force is high. Under steady-state conditions, the damper is not moving and the relatively soft upper bushing offers isolation.

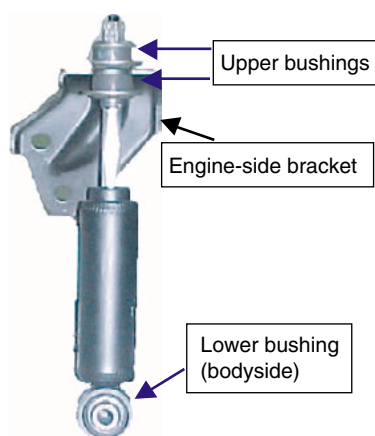


Fig. 6 Engine rock damper

In a dynamic event with large gross engine displacement, engine rock dampers provide additional stiffness to the engine mount system. Fig. 7 shows the load borne by the rock damper peaks 0.03 seconds before that of the engine mount. The rock damper distributes the shock to the body over a longer period than conventional engine mounts. This smooths the peak acceleration experienced by the body.

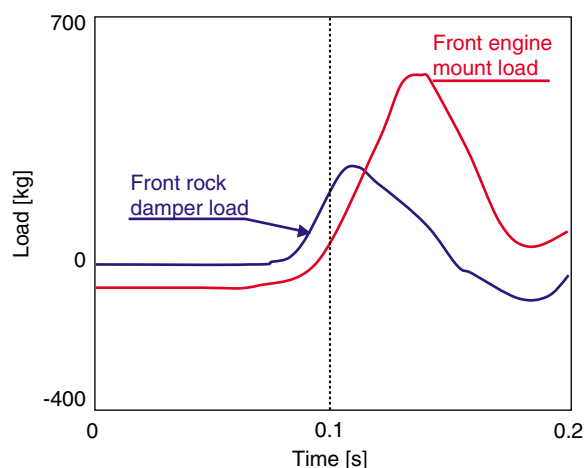


Fig. 7 Rock damper and engine mount loads in shock

The damping characteristic, not including the upper bushing has the shape seen in Fig. 8. Positive damping force is bump, or compression. The plot illustrates the peak damping force value for each velocity. At lower piston velocities, and for those in the shock hunt driving mode, bump and rebound have similar stiffness characteristics. Over 200 mm/s stiffness in bump remains flat, while stiffness in rebound continues to increase. However, this is outside of the shock hunt driving mode.



Fig. 8 Rock damper damping force

Rock dampers offer a large increase in stiffness and damping of the engine mount system in engine dynamic events, like shock hunt. When the rock damper piston is not moving, static friction effectively makes the damper rigid. The upper bushing affords isolation between the engine and the body.

5. Shock Hunt Result

Using engine rock dampers, engine dynamic roll stiffness and damping were increased to meet shock hunt targets. Peak body acceleration was reduced by 25%. Target of 3 [m/s²] overshoot for shock and -1.6 hunting time constant was achieved (see Fig. 9 and 10). Adding rock dampers increased peak dynamic roll stiffness of the engine mount system 45% in shock. In hunting, dynamic roll stiffness is increased approximately 30%.

Below on the shock judgment chart (Fig. 9), the vertical axis is overshoot, the height of the first peak over average acceleration. The vertical axis on the hunting chart (Fig. 10) is the time constant of an exponential curve fit to the hunting peaks (see Fig. 1).

Rock dampers increase powertrain transient natural frequency by 5%, from 3.25 to 3.42Hz. Steady-state movement does not change. Peak overshoot movement is reduced 45%. See Fig. 11. Rock dampers are velocity devices and have little static stiffness. Final engine position under acceleration does not change, but transient movement is reduced. Stiffness of the rock damper in shock is very high due to high engine velocity.

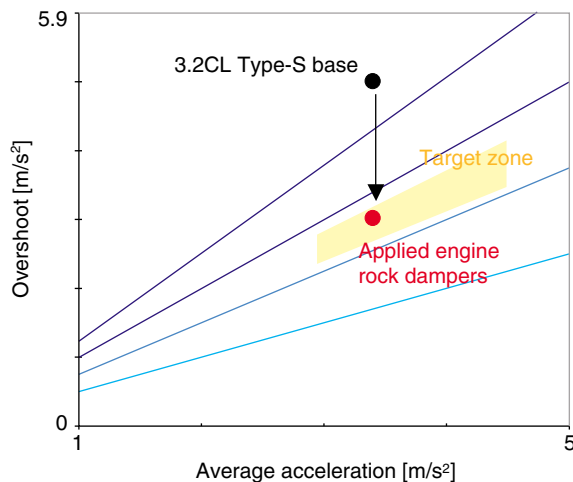


Fig. 9 Shock judgment chart - 2nd gear WOT

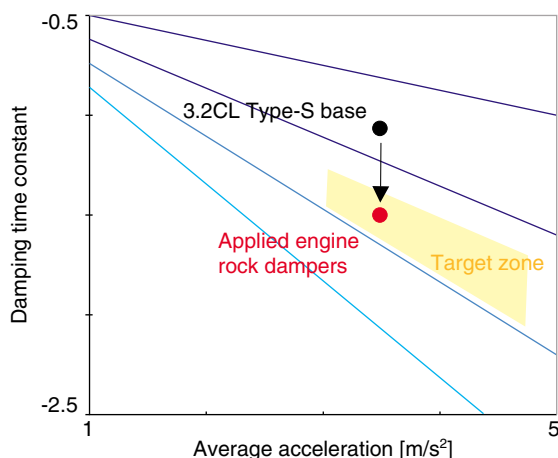


Fig. 10 Hunting judgment chart - 2nd gear WOT

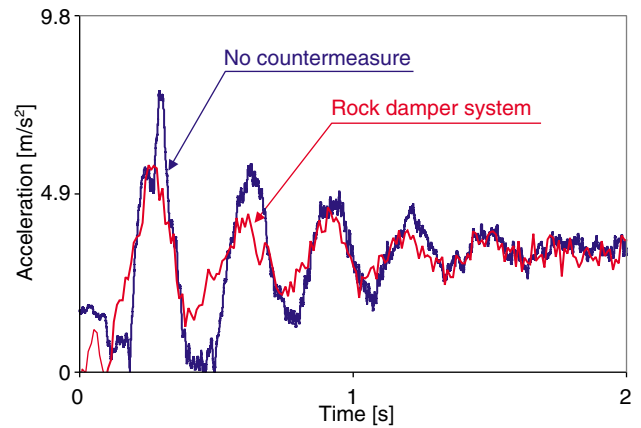


Fig. 11 No countermeasure vs. rock damper system shock hunt time history

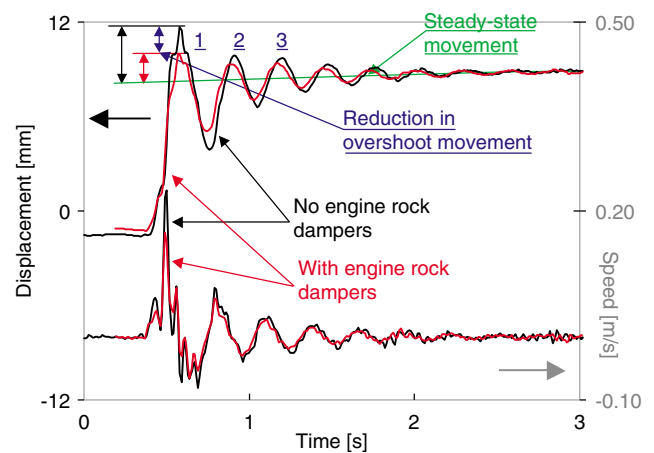


Fig. 12 Rock damper displacement and velocity - 2nd gear WOT

Rock dampers add roll stiffness and damping to engine mount system in dynamic events. Applying engine rock dampers reduces engine overshoot movement. Fig. 12 shows the effect of rock dampers on the first three cycles of engine overshoot movement. Fig.13 expresses the reduction in movement for the first three cycles as a percent increase in stiffness. The percent increase in stiffness for each point is plotted against roll frequency. Roll frequency for each cycle is analyzed from measured data using the inverse of time from peak-to-valley divided by two.

In shock, engine mount dynamic roll stiffness is increased 45% by adding engine rock dampers (Fig. 13). Damping force drops off as engine movement slows down and damper displacement is reduced. At steady state, when the rock damper is no longer moving, static friction locks the damper and the upper bushings alone contribute to mount system stiffness.

To achieve shock hunt target, the 3.2CL requires a rock damper rate of 1500N at 120 mm/s (see Fig. 14).

Although roll stiffness is significantly higher in a dynamic event; any increase in static stiffness in steady-state conditions comes only from the upper bushing. Shock hunt body acceleration levels experienced by the driver achieve targets.

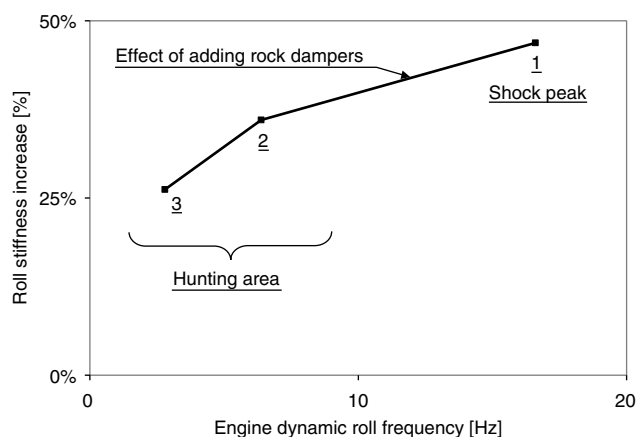


Fig. 13 Dynamic stiffness increase to engine mount system by adding rock dampers

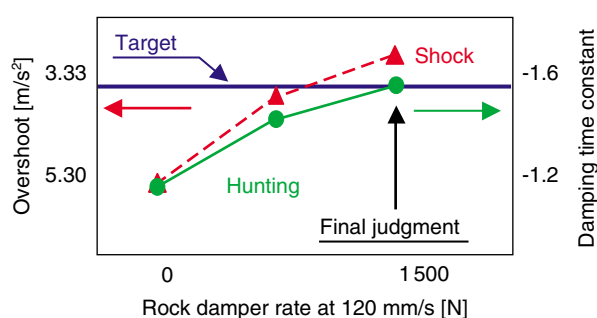


Fig. 14 Rock damper rate effect

6. Engine Rock Damper Tradeoffs

6.1. Idle Vibration

Idle vibration in the seat and steering wheel is heavily influenced by the engine roll mode in vehicles with V6 engines. Rock dampers reduce isolation between engine and body by 4dB. The 3.2CL required additional countermeasures for idle noise and vibration. Sporty car idle targets were achieved with the following countermeasures: bumper beam dynamic damper, idle engine speed increase to 790rpm, and tuning of steering dynamic damper. See Fig. 15.

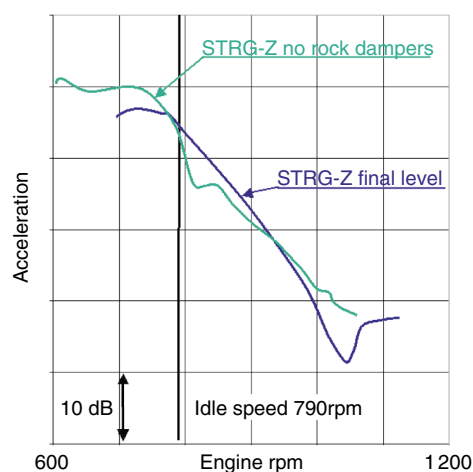


Fig. 15 3rd order steering vibration

6.2. Engine Noise

Engine noise during acceleration increased throughout the engine speed range but no bad feeling peaks were created. The increase in noise was judged acceptable for a sporty car.

7. Conclusion

Rock dampers are very effective countermeasure for shock hunt. Rock dampers are able to provide a significant increase in engine roll stiffness in a dynamic event while remaining relatively soft at steady state. Shock hunt acceleration levels experienced by the driver are reduced to meet targets. Acura 3.2CL Type-S shock hunt feeling improved to an acceptable level by applying engine rock dampers without compromising drivability expectations of the sporty car driver. Marketable noise and vibration levels are preserved.

Reference

- (1) Inoue, M.: "Analysis on Acceleration / Deceleration Shock and Vibration in FF Vehicle", Proceedings Journal of Society of Automotive Engineers of Japan 921087 (1992)

■ 著 者 ■



Michael THOMPSON



Atsushi YONEYAMA

人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

Gesture Recognition Algorithm for Understanding of Man-Machine Interaction
and Its Adaptation for New ASIMO

檜 垣 信 男*
Nobuo HIGAKI

横 山 太 郎*
Taro YOKOYAMA

藤 村 希久雄**
Kikuo FUJIMURA

要 旨

二足歩行ヒューマノイドロボット「ASIMO」の自律性を高めるため、人応答機能の一部として画像処理によるジェスチャ認識機能を開発した。人の顔と手の実空間位置の時間的空間的变化を特徴量として統計的手法を用いてジェスチャを認識する。左右それぞれ10種類のジェスチャおよびポスチャの認識が可能となった。また、手付近で観測された3次元点群の主成分分析によって腕の向きを求め、人の頭と腕の位置関係および腕の向きから、人が指示しているポイントを抽出することが可能となった。これらの処理は、階層化によって処理の複雑さを回避し、各処理間において情報を有効に利用することで計算コストを削減し、その結果、オンボードで動作する総合的な画像処理システムを実現した。

ABSTRACT

An image-based gesture recognition module has been developed as a part of biped walking humanoid robot ASIMO's man-machine interaction function in order to enhance its autonomy. ASIMO recognizes human gestures based on statistical analysis, using spatio-temporal variance of three-dimensional(3D) positions of the face and hand. It is able to distinguish 10 kinds of gestures and postures on left and right side each. It is also able to recognize a position pointed by an operator from the relative position of operator's head and hand and from the direction of the arm. This is calculated by PCA(Principal Component Analysis) on a 3D-point set observed in the proximity of his arm. These components are implemented in a layered structure to reduce complexity, and in optimally designed communication structure to minimize processing resources. This effort has resulted in a comprehensive image processing system in ASIMO's onboard computer.

1. はじめに

Honda は 2000 年 10 月末に人の身近なところで実際に人の役に立つ存在を目指し、人間の生活環境に適合できるミニマムなサイズのヒューマノイドロボット「ASIMO」を誕生させた⁽¹⁾。そして 2002 年 12 月に、その ASIMO を改良し、人応答機能とネットワーク接続機能を搭載した新型「ASIMO」を発表した(Fig. 1)。

従来の ASIMO は、これまでにさまざまな場所で受付業務や各種アトラクション等を行ってきており、次第に人社会に受け入れられつつある。しかし、従来の ASIMO は、歩行や握手等の動作をオペレータがリモート端末や携帯コントローラーを操作することで行っており、人の指示を判断して自律的に行動することはできなかった。今後、ASIMOが人社会において人の役に立つロボットとなるためには、人の行動を理解し、人と協調した作業が行えることが必要となってくる。

そこで今回我々は、従来の ASIMO のシステムを拡張し、画像処理による人応答機能を搭載することで、自律性を持

*和光基礎技術研究センター

** Honda R&D Americas, Inc.

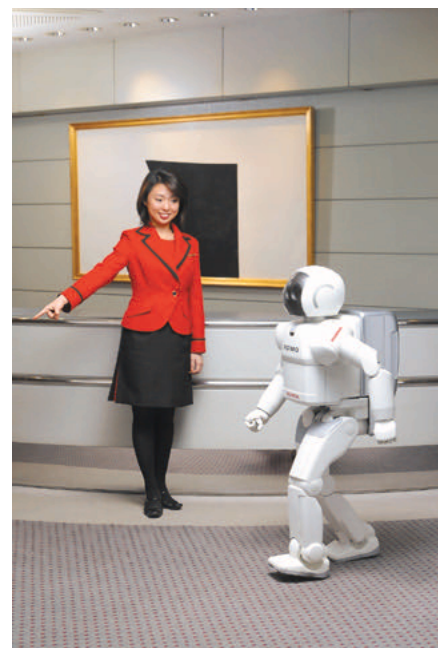


Fig. 1 New ASIMO

たせたヒューマノイドロボットの実現を目指した⁽²⁾。

一般的にヒューマノイド(人型)という形態は、ロボットが何をしているのか人にとって理解しやすく、また、一般環境において人と共存するためにも適している。しかし、人がヒューマノイドロボットに動作の指示を与える場合、相手が人型という理由から人はロボットに対して人と同じように接する傾向にあり、人とのコミュニケーション能力が他の形態のロボット以上に重要視されることになる。

人間同士のコミュニケーション手段の最たるものは音声によるものであるが、それと並んで重要な役割を果たすのがジェスチャによるコミュニケーションである。言葉では表現が冗長になりがちな大まかな位置の指示や、音声が届かないようなシーンにおいては、ジェスチャによるコミュニケーションの重要性はさらに増すことになる。また、音声では表現が難しいニュアンスを伝える場合にもジェスチャを使ったコミュニケーションは有効である。

ジェスチャ認識に関する研究は、これまでに数多く提案されているが、ロボットとの自然なインターフェースを実現するためには、身体的拘束のあるデータグローブや磁気センサなどの装着型センサを必要としないという点で、画像情報等を利用した非接触型センサによる認識手段が望ましい⁽³⁾。しかしながら、これまでに提案されている画像処理によるジェスチャ認識手法は、カメラが固定されている⁽⁴⁾、⁽⁵⁾、背景や人物に対する制限が多い⁽⁶⁾、計算コストが高く専用処理システムを必要⁽⁷⁾とするなどの課題があった。

特に ASIMO に搭載している画像処理システムでは、今回報告するジェスチャ認識の他に顔認識や障害物認識等の画像処理を行っているため、それら処理と同時に動作する高速な手法が求められる。一方、他の処理結果を利用できるという利点もあるが、一般的に複数の画像処理を組み合わせることは、機能に多様性を持たせたり信頼性を向上させることは可能ではあっても、処理が複雑となり前述のように計算コストがかかって実時間処理が難しくなるという課題が生じる。また、単機能では実現できる処理ではあっても、それらを統合的に取り扱うことは非常に難しい。

本稿では、顔認識や障害物認識等の他の画像処理と共に実時間かつオンボードで動作するジェスチャ認識処理について報告する。

2. 画像処理システム概要

Fig. 2 は新型 ASIMO に搭載されている画像処理システムの概要である。

画像処理システムは、ASIMOの頭部内に設置された二つの CCD カメラと ASIMO 本体に収められたフレームグラバ、画像処理を実行する PC ボードから構成される。また、画像処理時に用いるカメラの位置や角度等のカメラパラメータを計算するために必要な ASIMO の各関節角等の姿

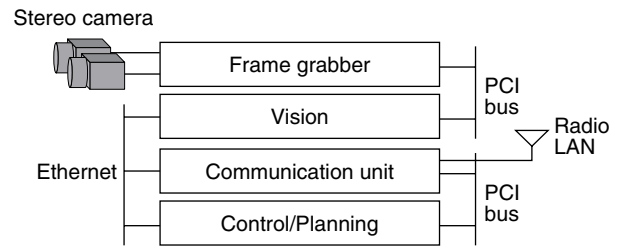


Fig. 2 Image processing system

勢情報は、制御用 ECU ボード上に記憶される。

なお、画像処理用 PC は市販されている CompactPCI バスの PC ボードであり、搭載されている CPU は Intel Pentium III-M 1.2GHz である。

画像を撮影するカメラは、ステレオ視によって距離情報を得るために 2 つの CCD カメラが用いられている。

また、カメラから出力される画像信号を取り込むためのフレームグラバは、ステレオ視によって物体の実空間上の位置を抽出する際に必要となる各画像に対応したカメラパラメータを取得するために、同期信号によって各画像とカメラパラメータとの同期を取ることが可能な仕様とした。これにより、移動カメラによって撮影された動画の画像処理を、複雑な処理を必要とせずに精度良く行うことが可能となった。

3. 画像処理アルゴリズム

3.1. 概要

画像処理部のソフトウェア構成を Fig. 3 に示す。

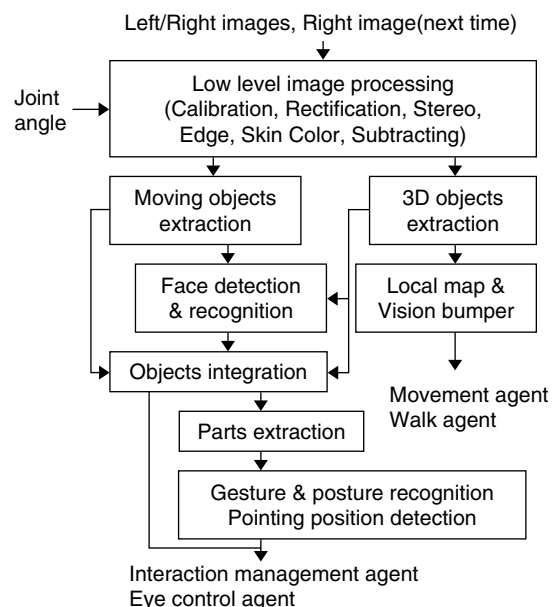


Fig. 3 Vision system software configuration

カメラから入力された画像に対して低レベル画像処理部で画像の歪を補正する処理を行ない(Fig. 4 左上段), 続いて, 距離情報(Fig. 4 右中段), エッジ情報(Fig. 4 左下段), 肌色領域情報(Fig. 4 右下段), 動き領域情報(Fig. 4 左中段)を計算する。

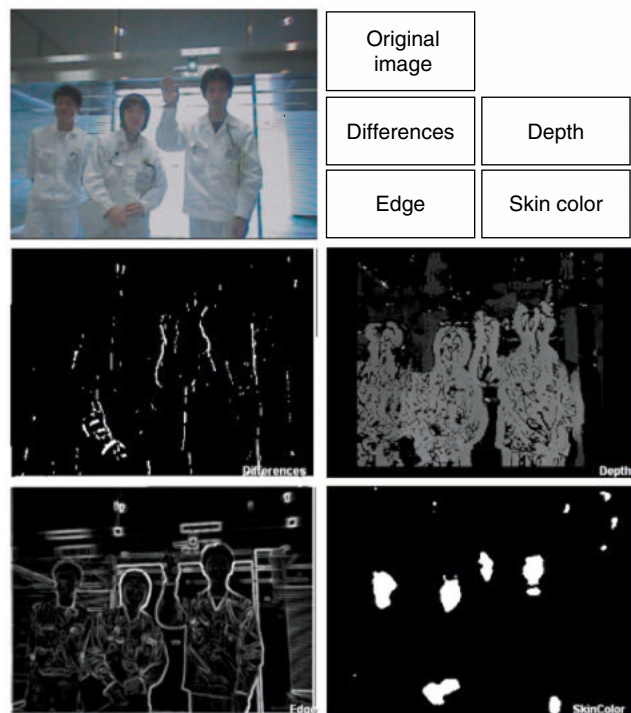


Fig. 4 Preprocessing images

距離情報は, ブロック相関を用いたステレオ処理によって求める。エッジ抽出は, Sobel オペレータを用いて行う。肌色領域は, HLS(色相, 明度, 彩度)空間上でしきい値操作により抽出する。動き領域情報は, 画像とカメラパラメータ変化量から背景の動きを推定して背景位置合わせを行った後, 差分計算によって抽出する。

これらの情報を元に, 移動体抽出, 3Dオブジェクト抽出, 顔検出のオブジェクト抽出処理を行い, 一旦, オブジェクトの統合処理により各フレーム内でのオブジェクトの統合及びフレーム間でのオブジェクトの対応処理を行う。

次に, 各オブジェクトもしくは追跡対象となっているオブジェクトの部位抽出処理を行い, 最後にジェスチャとポスチャの認識, 指示位置認識の認識処理を行った後, 処理結果が人応答処理部へと出力されロボットの行動に反映される。

このように本システムでは, オブジェクト抽出部, 部位抽出部, 認識部と処理を階層化し, 処理結果を各階層毎に取りまとめることで処理の複雑さを回避した。また一方では, 他処理からの情報を有効に利用することで, 各処理での探索範囲を限定するなどして計算コストの削減を図り, オンボードで 100 ~ 200msec/frame の動作を実現した。

以下において, オブジェクト抽出からジェスチャとポスチャの認識, 指示位置認識までの各処理について述べる。

3.2. 移動体抽出

ここでは, ジェスチャ認識の対象となる人(移動体)の抽出を行う。まず, 低レベル画像処理で得られた距離, エッジ, 動きの各情報を元に移動体を覆う大まかな直方体領域を設定し, その後, その領域内の画像情報からより詳細な移動体の形状や位置を抽出していく。

距離方向へは, 距離情報と動き情報から動きのあるエッジ点を最も多く含むカメラからの距離 d を抽出し, その値を基準に処理対象距離範囲を設定する。

続いて, この対象距離範囲内に存在する画素(もしくはエッジが抽出された画素(Fig. 5 の青色で表示された画素))を抽出し, 画像の縦軸方向にここで抽出された画素数を数え, その数が最大となる線を処理領域の中央線とする(Fig. 5)。この中央線から距離 d に応じて左右に人の肩幅程度の広さを取り, 左右の処理領域境界を設定する。

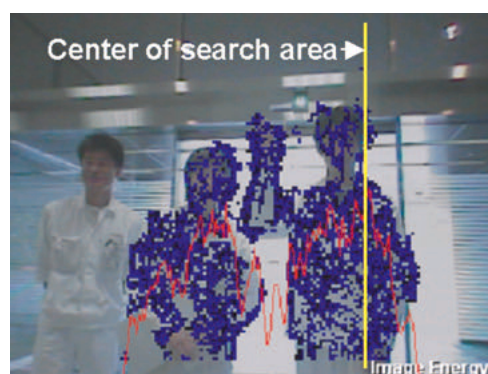


Fig. 5 Center of search area (left-right)

最後に, 縦方向の処理範囲は, 処理対象距離 d とカメラパラメータの値から, 床と床からの高さが人の身体を十分覆うことのできる範囲を設定する。

以上の処理によって設定された探索領域内にある画像情報から移動体のより詳細な形状や位置を抽出する。

画像情報から対象物を抽出する手法としては, 画素の特徴量のクラスタリングに基いた領域分割法や, 検出されたエッジを連結させる輪郭抽出法⁽⁸⁾, 予め定義したエネルギーを最小化するように閉曲線を変形させる動的輪郭モデル(Snakes⁽⁹⁾)等がある。

本システムでは, 複雑なシーンにおいて顔や手等の対象物の詳細な部位を抽出する必要があることから, ノイズに強く対象物の輪郭形状が抽出できる Snakes を用いて移動体の抽出を行った。

Snakesとは, エネルギー最小化原理に基いた輪郭モデルであり, 式(1)で計算されるエネルギーが最小になるように $v(s)=(x(s), y(s))$ で表される輪郭の形を変えていく。

$$E_{snake} = \int_0^1 E_{int}(v(s)) + E_{image}(v(s)) + E_{con}(v(s)) ds \quad (1)$$

ここで、画像エネルギー $E_{image}(v(s))$ の計算において、前述の探索領域内にあるエッジの強度を用いる。

抽出された移動体 i の輪郭上もしくは輪郭内に存在する点の位置から移動体の重心位置 (x_i, y_i) を計算し、移動体の角度 θ_i を求める。また、輪郭内点の画素が持つ距離情報から移動体までの距離 d_i を計算し、実空間上での移動体の位置を求める。既に抽出された移動体の輪郭内部の画素が持つ距離情報を更新(視差をゼロにする)し、処理範囲設定からの処理を繰り返すことで複数人の抽出を行う。

Snakes を使って複数移動体を抽出した結果を Fig. 6 に示す。各矩形は画像上での移動体の探索領域を、輪郭内部の点は各移動体の画像上での重心位置を表している。その横の数値は各移動体までの距離と角度を示している。



Fig. 6 Extraction of humans

本手法では、このように移動体を覆う大まかな直方体領域を設定した後、詳細な形状や位置の抽出を行っているため、複数人が並んで立っているようなシーンにおいても、個々の移動体を高速に抽出することが可能である。

3.3. 部位抽出

次に、ジェスチャ認識に使用する人の部位(顔と手の位置)を抽出する。

3.3.1. 顔位置抽出

顔位置抽出は、抽出された移動体の輪郭情報から頭頂部を抽出し、その頭頂部を基準点として探索範囲を設定して行う。基準となる頭頂部位置は、移動体重心を中心として左右方向におおよそ人の頭の幅だけ広げた範囲内にある輪郭のうち最も上部に位置する点とする。この点を基準にして顔の探索範囲を設定する。なお、画像上での探索範囲のサイズは、移動体までの距離 d_i に対応して変動する。距離方向の探索範囲についても、移動体距離 d_i を中心にして、おおよそ人の顔を覆う範囲を設定する。

よそ人の顔を覆う範囲を設定する。

画像上での顔位置 (x_p, y_p) は、上記探索範囲内にある肌色領域の重心位置とする。実空間上での顔位置 (X_p, Y_p, Z_p) は、 (x_p, y_p) と移動体距離 d_i 及びカメラパラメータを用いて計算できる。

また、この後の手位置抽出のために、顔位置抽出後に顔位置を中心に顔が移っていると推測される範囲を再び設定し、その範囲内にある肌色情報を削除しておく。

3.3.2. 手中心位置抽出

手中心位置 (x_h, y_h) も顔と同様、探索領域内にある肌色領域の重心位置とする。

手の探索範囲は、顔位置 (x_p, y_p) を基準にして手が届く範囲として設定する。なお、抽出対象としている移動体の近くに別の移動体が存在する場合には、隣り合う移動体重心の中心を探索範囲の境界とすることで、対象としない移動体の手や顔の誤検出を防いでいる。

実空間上での手中心位置 (X_h, Y_h, Z_h) は、顔位置と同様に計算される。

3.3.3. 手先位置抽出

手中心位置 (x_h, y_h) は、その抽出手法からも大まかに手の位置を求めただけであるため、次にこの位置を元にしてジェスチャ認識に必要な手先位置 (x_{hp}, y_{hp}) を推定する。

まず、3.3.2. で求めた手中心位置 (x_h, y_h) を中心にして、手先の探索範囲を設定する。探索範囲は、人の手を十分覆うことのできる大きさとする。画像上での領域サイズは、これまでの処理と同様に移動距離に応じて変化する。

次にこの領域内に含まれる点のうち、肌色情報を持つ画像上における上下左右の端点を抽出し、上下端点間もしくは左右端点間の距離のどちらか長い方を手が伸びている方向として、手先が上下のどちらか(もしくは左右のどちらか)の端点であると仮定する。

最後に、手中心位置 (x_p, y_p, z_p) と顔位置 (x_h, y_h, z_h) の位置関係から、上下のどちらか(もしくは左右のどちらか)が手先かを判定する。具体的には、手中心位置が顔から遠い場合には、手を伸ばしているものとして顔から遠い方の端点を手先位置とし、手の中心位置が身体に近い場合は、肘を曲げていると判断して顔に近い方の端点を手先位置としている。実空間上での手先位置 (X_{hp}, Y_{hp}, Z_{hp}) は、手先位置として抽出した点の画像上での座標 (x_{hp}, y_{hp}) 及びその点の距離(視差)から計算できる。

Fig. 7 は手と顔の探索範囲と抽出結果である。赤色の枠は、それぞれの探索範囲を示している。なお、左右で手の探索範囲の大きさが異なるのは、あるフレームで手が抽出された場合、次のフレームでは前フレームの手位置を中心に探索範囲を設定するので、探索範囲を狭くするためである。

このように、探索範囲を前フレームの抽出結果や移動体の抽出結果を利用することで、顔と手の抽出を高速に精度良く行うことが可能となった。

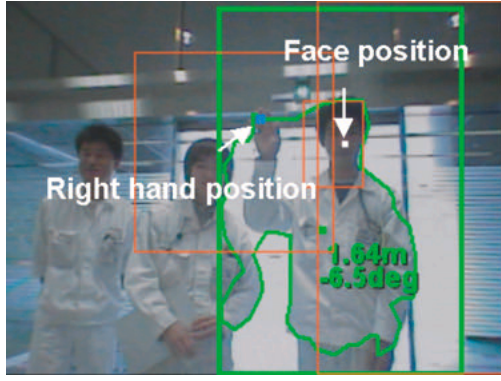


Fig. 7 Extraction of face & hands position

3.4. ジェスチャとポスチャの認識

3.3.で抽出した実空間上の顔位置および手先位置から、それらの位置関係の時間的変化を観測することでジェスチャおよびポスチャを認識する。

ジェスチャの認識手法としてはHMM(隠れマルコフモデル)を用いた手法があげられるが⁽⁴⁾, 認識率を高めるためには学習データが大量に必要であり⁽³⁾, また3次元へ拡張した場合には実時間処理が難しいといった課題がある⁽¹⁰⁾。そこで、本システムでは、処理が高速であり、統計的に最適な判定が行えるために間違っただ判断をしないという理由から、統計的手法の一つであるベイズの手法⁽¹¹⁾を用いてジェスチャの推定を行う。ジェスチャを特徴付けるための特徴ベクトル $\mathbf{x}$ は、実空間上での顔を原点としたときの手先位置 $(X_{ht}, Y_{ht}, Z_{ht}) = (X_{ht} - X_f, Y_{ht} - Y_f, Z_{ht} - Z_f)$ の数フレーム間の平均 $(\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z})$ と標準偏差 $(\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z)$ の6つのパラメータにより構成される。

ベイズの定理より、特徴ベクトル $\mathbf{x}$ が与えられたときにそれがジェスチャ i である確率密度 $p(\omega_i|\mathbf{x})$ は、式(2)で求められる。

$$p(\omega_i|\mathbf{x}) = \frac{p(\mathbf{x}|\omega_i)p(\omega_i)}{p(\mathbf{x})} \quad (2)$$

ここで、 $p(\mathbf{x}|\omega_i)$ はジェスチャ i が与えられたときに画像が特徴ベクトル $\mathbf{x}$ を含む条件付き確率密度であり、式(3)で表される。

$$p(\mathbf{x}|\omega_i) = \frac{1}{2\pi\sqrt{|\Sigma|}} e^{-(\mathbf{x}-\bar{\mathbf{x}}\Sigma^{-1}(\mathbf{x}-\bar{\mathbf{x}}))/2} \quad (3)$$

なお、特徴ベクトル $\mathbf{x}$ は共分散行列 Σ をもち、期待値 $\bar{\mathbf{x}}$ の正規分布に従うものとしている。

また、 $p(\omega_i)$ は ω_i の事前分布の確率密度を表す。 $p(\omega_i)$ が期待値 ω_{i0} 、分散 $V[\omega_{i0}]$ の正規分布であるとすれば、 $p(\omega_i)$ は式(4)のように書ける。

$$p(\omega_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}V[\omega_{i0}]} e^{-(\omega_i-\omega_{i0})^2/2V[\omega_{i0}]} \quad (4)$$

式(2)の分母は ω_i に依存しないので、式(3)、(4)より、 ω_i の事後分布の確率密度は式(5)のように表される。

$$p(\omega_i|\mathbf{x}) \propto p(\mathbf{x}|\omega_i)p(\omega_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}^3 \sqrt{|\Sigma|V[\omega_{i0}]}} e^{-(\omega_i-\omega_{i0})^2/2V[\omega_{i0}] - (\mathbf{x}-\bar{\mathbf{x}}\Sigma^{-1}(\mathbf{x}-\bar{\mathbf{x}}))/2} \quad (5)$$

式(5)から、抽出された特徴ベクトル $\mathbf{x}$ を与えたときにそれがジェスチャ i である確率を全ジェスチャに対して求め、その中で確率が最大となるものをそのフレームでのジェスチャ認識結果とし、さらに数フレーム間の結果から最終的な出力結果を得る。

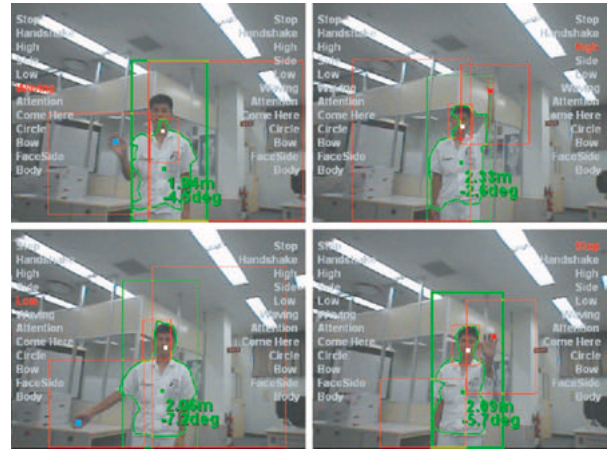


Fig. 8 Gesture & posture recognition results

現在、この手法を用いてHandshake(握手), Hand circling(手を身体の前で回す), Bye-Bye(手を身体の前で左右に振る Fig. 8 左上), Hand swing(手を頭の上で左右に振る), High-hand(手を上げる Fig. 8 右上), Side-hand(手を身体の前で左右に振る Fig. 8 左下), Low-hand(手を身体の前で左右に振る Fig. 8 右下), Come Here(おいでおいで), Stop(手の平を前に突き出す Fig. 8 右下), Face-side(手を顔の前で左右に振る)の計10種類のジェスチャおよびポスチャが左右それぞれの手で個別に認識可能である。Fig. 8の画像の左右端に赤で表示されているジェスチャまたはポスチャが認識結果である。

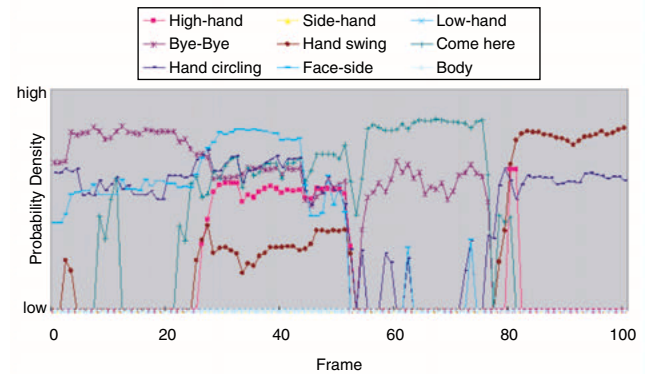


Fig. 9 Probability density

Fig. 9に、Bye-Bye, Face-side, Come here, Hand swingとジェスチャおよびポスチャを行った場合の確率密度を示す。グラフから、そのときに行っているジェスチャおよびポスチャである確率密度が、他のジェスチャおよびポスチャを示す確率密度より明らかに高い値を示し、認識が正しく行われていることがわかる。

3.5. 指示位置認識

指示位置認識処理は Fig. 10 の手順で行う。

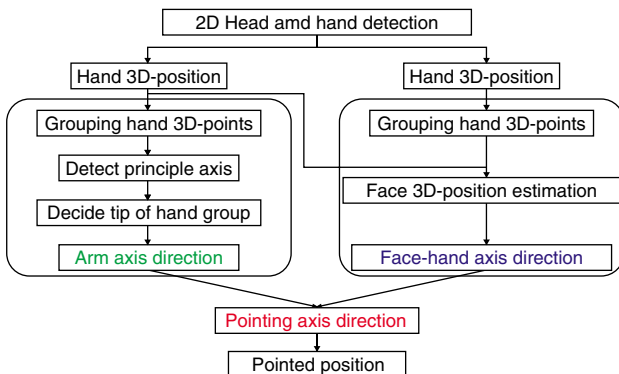


Fig. 10 Flowchart of pointing position detection

まず、ある画像取得フレームについて、部位抽出により得られた手先、頭の位置を基準としてステレオ像中での腕先、頭に対応する点を獲得する。具体的には、基準位置から3次元距離の一定範囲内の物を腕先、頭とみなし、それぞれを頭グループ、手グループと呼ぶ。

頭グループについては重心を求め頭中心とする。手グループについて3次元座標値の主成分分析を行い主軸を求める。計算は次のように行う。グループ中にN点あり、その各点の座標値を平均が0になるよう正規化した物を A_n とする。正規化されたグループを $A = [A_1, A_2, \dots, A_N]$ のように行列で表し、この行列について分散共分散行列を求め、その固有値、固有ベクトルの計算を行う。最大の固有値に対応する固有ベクトルが手グループの分散の最も大きい主軸となる。

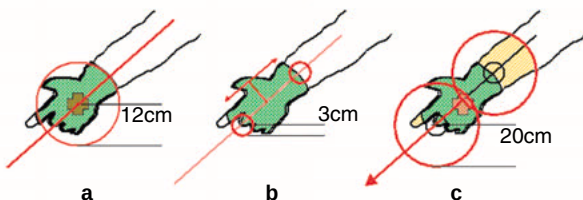


Fig. 11 Arm direction detection

得られた主軸について腕の先端方向を求める。方法としては重心位置から主軸に沿って2方向を半径3cm以内に3次元点の無い地点を探していく(Fig. 11b)。3cm以内に

3次元点の無い地点で20cm以内に含まれる3次元点の少ない側を先端方向とする(Fig. 11c)。

最後に、頭グループと手グループの位置関係を確認し身体構造上取り得ない方向が先端となっている場合には逆方向に修正する。逆方向でも取り得ない場合にはその画像取得フレームでの処理はできなかったものとする。

3フレーム以上について同様の処理を行い、頭中心位置、腕軸の方向、腕位置全ての分散が一定値以内になった時に、腕と頭の姿勢が特定されたとする。なお、腕の処理は左右の双方について行いより早く特定された側、かつより遠くに特定された側を指示している手とする。

腕と頭の姿勢特定後、指示者は指示をしている手を見てると仮定して顔位置の推定を行う。頭を身長から推定される半径を持つ球と仮定し、頭中心から指示手方向の頭部の表面を求め、首をZ軸に垂直に回転させたと考え、Z値を頭中心の値に戻して目位置とする(座標系は Fig. 12 参照)。

目位置と手位置を結ぶベクトルを頭手ベクトル($V_{\text{face-hand}}$)、腕方向を腕ベクトル(V_{arm})とし、頭手ベクトルと腕ベクトルの合成ベクトルを指示ベクトル(V_{pointing})とする(Fig. 12)。合成は式(6)のとおりとした。

$$V_{\text{pointing}} = \frac{V_{\text{arm}}}{|V_{\text{arm}}|} + \frac{V_{\text{face-hand}}}{|V_{\text{face-hand}}|} \quad (6)$$

但し、頭と指示手の距離が身長から推定される腕長さの7割以下の場合には肘が曲がっている物として腕ベクトルを指示ベクトルとしている。

手位置を基点とした指示ベクトルを延長した線と床面の交点を指示位置であるとする(Fig. 12 赤点線)。

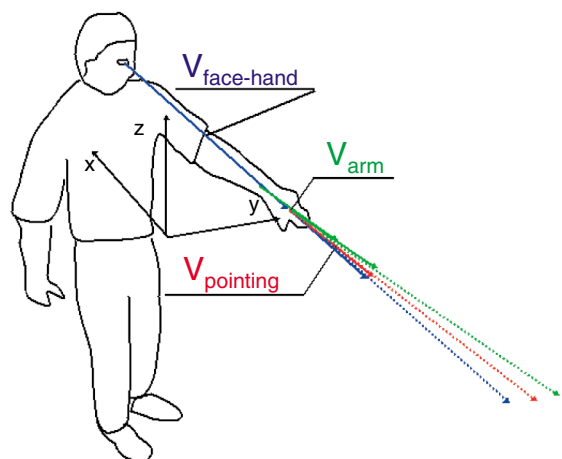


Fig. 12 Pointing gesture overview

以上のアルゴリズムを実機に組み込み、本手法の精度検証を行った。ステレオカメラは被験者の1.5m前方に設置した(ASIMOを被験者の1.5m前方に立たせた)。

被験者の前方1mの距離にある横7点の指示をした画像

について、腕ベクトルのみを用い指示床面を推定した場合、頭手ベクトルを用いた場合、指示ベクトルを用いた場合の3通りの方法で指示位置の検出結果を Fig. 13 に示す。

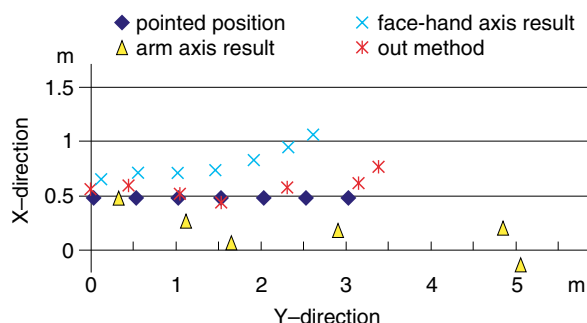


Fig. 13 Result of pointing position detected by each vector

平均の誤差は、腕ベクトルのみを用い指示床面を推定した場合 0.93cm, 頭手ベクトルを用いた場合 0.34cm, 一方、指示ベクトルを用いた場合は 0.25cm の誤差であった。頭手ベクトルと、腕ベクトルの合成である指示ベクトルを用いることにより認識結果が向上していることがわかる。

なおこの実験時には、特別に検出手法を意識することなく床面の指示動作を行っており、本手法を用いることによって自然な指示動作で腕ベクトル、頭手ベクトルから求める位置よりもより、意図した位置に近いポイントを検出することが出来るようになった。

また、6人の被験者(Fig. 14 S1～S6)について腕を伸ばして左斜め前の9点(1.4m から 4.2m 先)を3度指示してもらい検出の精度を求めた(Fig. 14)。

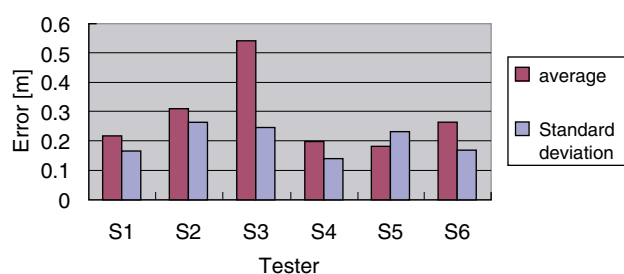


Fig. 14 The detection error for every subject

全点の平均は 0.28m(指示距離別の内訳は 1-2 m 誤差 0.15m, 2-3 m 誤差 0.25m, 3-5 m 誤差 0.45m), 最大の誤差を持つ被験者でも 0.54m, 他の被験者は誤差 0.18m から 0.31m の範囲であった。多少の個人差はあるがおおむね安定した検出能力を持っていると考えられる。

指示位置認識結果の一例を Fig. 15 に示す。Fig. 15 左側はステレオ画像に認識結果を重ね合わせた図で、右側はその認識結果の鳥瞰図である。

このように、腕の向きに加えて頭と腕の位置関係を利用することにより、安定して精度の高い指示位置の抽出が可能となった。

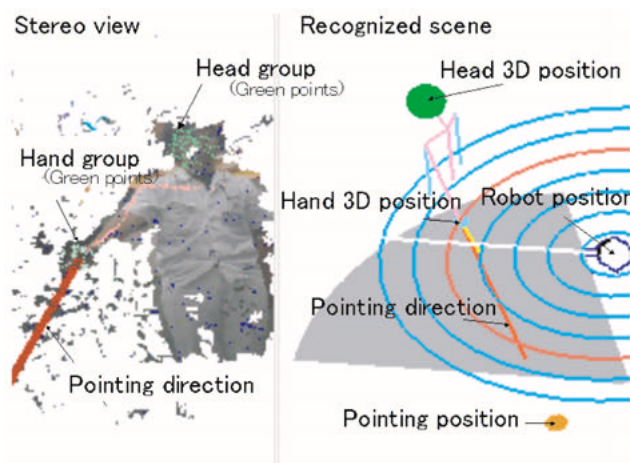


Fig. 15 A Pointing gesture recognition result

4. 実験結果

これらジェスチャ認識機能をASIMOに搭載することで、ジェスチャによる呼び寄せや指示位置への移動などの動作が可能となった。



Fig. 16 Demonstration images a: recognize “high-hand” posture, b: start to follow, c: recognize “stop” posture, d: stop walking, e: recognize pointing position, f: start to walk, g: walk to pointing position, h: arrive and stand by

具体的には、手を高く上げている、もしくはおいでおいでをしている人を見つけるとその人に追従し、追従している人から止まれの指示が出されたら、その場で止まることが可能である。(Fig. 16 左列)

また、握手を求められると握手するために右手を出し、その他のジェスチャとポストチャに対しては、人と同じジェスチャとポストチャを行う。

また、音声などにより「あっちに行って」等の移動を求められる入力があれば、人が指している位置を認識して、その場所まで移動するといった機能が可能となった。(Fig. 16 右列)

5. まとめ

二足歩行ヒューマノイドロボット ASIMO の自律性向上を目指し、画像処理によるジェスチャ認識機能をASIMOに搭載した。

- 1) 動き情報を元にジェスチャ認識の対象となる人(移動体)を抽出し、続いて色情報を利用して人の頭と手を抽出した。この頭と手の実空間位置の時間変化から、統計的手法を用いてジェスチャとポストチャの認識を行い10種類のジェスチャとポストチャの認識が可能になった。
- 2) また、手付近で観測された3次元点群の主成分分析によって腕の向きを求め、頭と腕の位置関係と腕の向きから、人が指示する方向及び指示しているポイントを抽出した。

これにより、これまではオペレータがリモート端末から逐次操作、指示を与えていた動作の一部をジェスチャによって与えることが可能となり、ASIMOの操作性及び自律性を高めることができた。

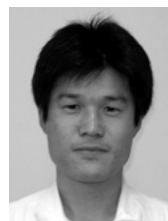
また、本システムでは、オブジェクト抽出部、部位抽出部、認識部と処理を階層化し、処理結果を各階層毎に取りまとめることで処理の複雑さを回避した。更に、他処理からの情報を有効に利用することで、各処理での探索範囲を限定するなどの工夫によって計算コストの削減を図った。その結果、オンボードで約 100 ~ 200msec/frame の速度で動作可能な総合的な画像処理システムを世界で初めて実現させることができた。

参考文献

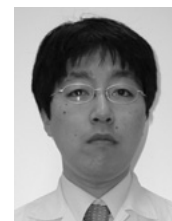
- (1) 広瀬真人, 竹中透: ヒューマノイドロボット ASIMO の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.1-6 (2001)
- (2) Sakagami, Y., Watanabe, R., Aoyama, C., Matsunaga, S., Higaki, N., Fujimura, K.: The intelligent ASIMO: System overview and integration, IROS, p.2478-2483(2002)
- (3) 谷内田正彦, 岩井儀雄: インタラクションのための人物動作解析と認識, 信学技法, PRMU99-142(1999)

- (4) 高橋正貴, 小倉信彦, 渡辺澄夫: 隠れマルコフモデルによる混合動作の認識, 信学技法, PRMU 2000-151 (2001)
- (5) 高橋和彦, 坂口竜己, 大谷淳: 実時間非接触非装着型3次元人物姿勢推定法に関する一考察, 信学論(D-II), Vol.J83-D-II, No.5, p.1305-1314(2000)
- (6) 石井浩史, 望月研二, 岸野文郎: 人物合成のためのステレオ画像からの動作認識法, 信学論(D-II), Vol.J76-D-II, No.8, p.1805-1812(1993)
- (7) 高橋勝彦, 関進, 小島浩, 岡隆一: ジェスチャー動画像のスポッティング認識, 信学論(D-II), Vol.J77-D-II, No.8, p.1552-1561(1994)
- (8) Ballard, D., Brown, C.: セグメント化画像, コンピュータ・ビジョン, 東京, 日本コンピュータ協会, p.147-205 (1987)
- (9) Kass, M., Witkin, A., Terzopoulos, D.: Snakes: Active Contour Models, Proc.of 1st ICCV, p.259-268(1987)
- (10) Muller, S., Eickeler, S., Rigoll, G.: Crane Gesture Recognition Using Pseudo 3-D Hidden Markov Models, In 4th IEEE International Conference on Automatic Face and Gesture Recognition, p.398-402(2000)
- (11) 金谷 健一: ベイズ推定, 空間データの数理, 東京, 朝倉書店, p.149-150(1995)

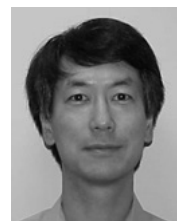
■ 著 者 ■



榎垣 信男



横山 太郎



藤村 希久雄

CFD を用いた吸気ポート設計支援ツールの構築

Establishment of an Intake Port Design Support Tool Using CFD

高橋 易 資*

Yasushi TAKAHASHI

村 上 泰 男*

Yasuo MURAKAMI

要 旨

パーシャルセル法 CFD(Computational Fluid Dynamics)コードを用いた吸気ポート設計支援ツールを構築し、二輪車エンジン開発に適用した。メッシュ作成工数の削減により短時間での CFD 解析が可能となった。ツールの実用化に向け、計算精度の確認、推奨格子データの設定、後処理機能の強化を行った。そして設計支援ツールとしての有用性を確認した。

ABSTRACT

An intake port design support tool using a CFD (Computational Fluid Dynamics) software based around the PCC (Partial Cells in Cartesian coordinate) computational mesh method was applied during the development of a motorcycle engine. The CFD analyses were performed with a relatively quick turn around time due to the reduced mesh generation time. To ensure the practical use of the tool, the CFD results have been validated using measurement data. Also recommendations for the mesh setup are described as well as details of the post processing improvements which have been implemented. This has confirmed the CFD software as a suitable design support tool.

1. はじめに

エンジン吸気ポート形状は出力特性を大きく左右し、また、周辺箇所への影響も大きい。そのため早期に形状決定が望まれる。そこで、定常流試験装置を用いた従来手法に代り、エンジン試作前に机上検討可能な設計支援ツールの開発が望まれていた。近年のコンピュータ性能の飛躍的向上により、CFD(Computational Fluid Dynamics)を用いた机上検討が可能となっている。しかし、一般的な市販 CFD コードはメッシュ作成に多くの時間を要することから、極めて短期に開発される二輪車用エンジンの設計支援ツールとしては要件を満足していなかった。一方、筆者らは過去に直線直交格子を用いたパーシャルセル法⁽¹⁾を開発し、メッシュ作成時間の短縮を可能としている。そこで、このパーシャルセル法を適用したポート設計支援ツール構築の検討を行った。

2. ツールの概要

吸気ポートはシリンダ内に混合気を導く部位であること

から、ポートの通気抵抗が出力特性の指標の一つとして用いられる。一般的な CFD コードを用いてポートの通気抵抗を机上予測するには、Fig. 1(a) に示す一連の作業が必要であり、解析形状ごとにメッシュ作業を必要とする。メッシュ作成プロセスは大きく分けて、初期メッシュ作成→メッシュ品質チェック→修正の各作業で構成される。近年、初期メッシュは自動生成が主流となり、人間が作業する時間をさほど要しなくなりつつある。しかし、メッシュ品質チェックと修正作業に関しては、計算安定性や精度への影響が大きく、作業者のノウハウに依存するため、完全自動化への障害となっていた。そこで、Fig. 1(b)に示すようなパーシャルセル法を用いることでメッシュ作成時間の大幅短縮を可能にした。

パーシャルセル法は Fig. 2 に示すように、解析形状に対して直線直交格子を用いて CFD 計算を行う。壁面近傍に六面体セルとは異なる数々のセル形状が現れるが、これらのセル形状でも CFD 計算を可能とすることにより、メッシュ修正等を不要としている。したがって、格子データは類似ポート形状や各バルブリフトの計算にもそのまま使用できる。

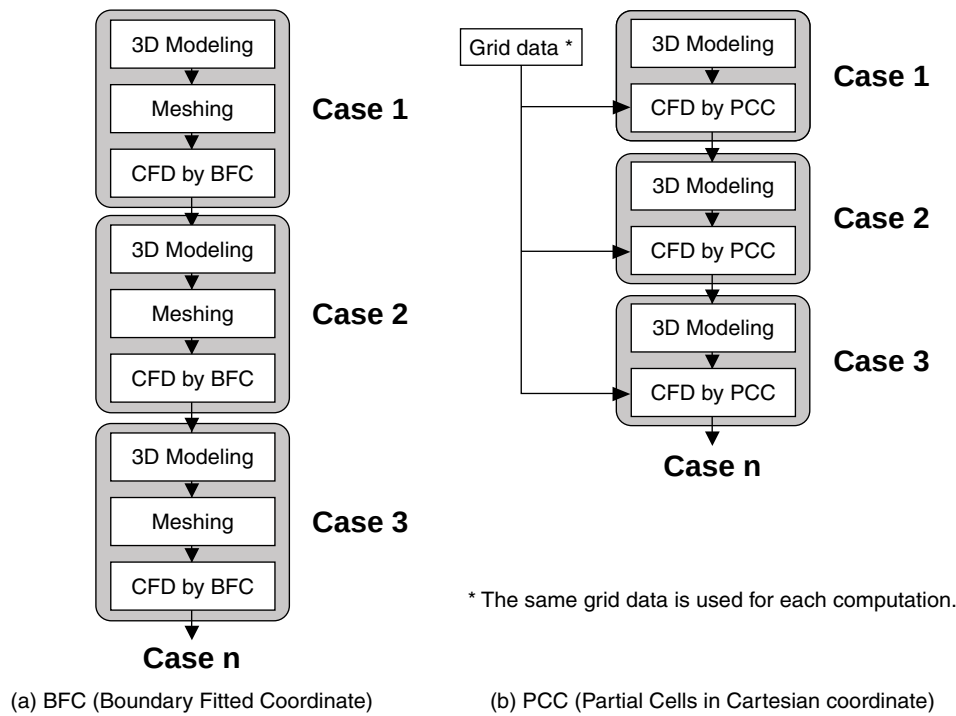


Fig. 1 Comparison of work flow between BFC and PCC

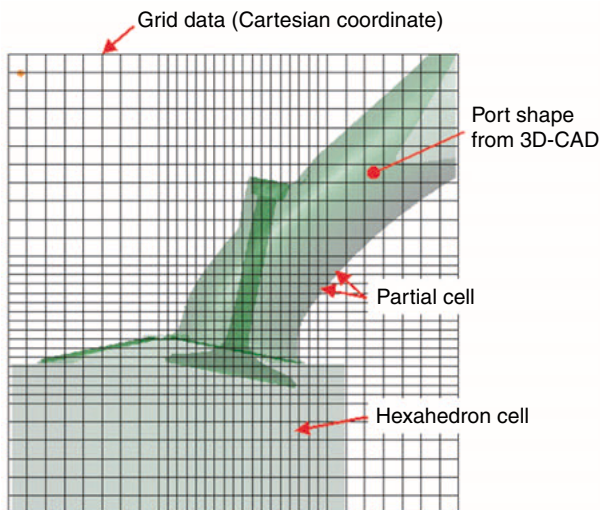


Fig. 2 Example of port shape and cartesian coordinate

3. 吸気ポート特性評価パラメータ

ポート内の空気の流れやすさを表すパラメータとしてはバルブ有効開口面積(Z)が用いられ、式(1)で定義される。

$$Z = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2\rho\Delta p}} \quad (1)$$

ここで、 $\dot{m}$ は質量流量、 ρ は空気密度、 Δp はポートの入口とシリンダ出口間の差圧である。

また、シリンダ充てん効率を支配するパラメータとしてバルブリフトを考慮した角度面積和 $SUM(Z)$ が用いられ、式(2)で定義される。

$$SUM(Z) = \int_{\theta_1}^{\theta_2} Z d\theta \quad (2)$$

ここで、 θ_1 、 θ_2 は、それぞれバルブの開弁時、閉弁時のクランク角度である。

エンジン開発時にはこれらパラメータを参考にして出力特性を予測するため、本稿ではバルブ有効開口面積(Z)を吸気ポートの特性評価指標と定めた。

4. ツールの実用化に向けた取り組み

設計支援ツールとしての実用化には、時間と精度の両立が課題である。パーシャルセル法を用いることにより、解析時間短縮は実現した。しかし、一般的には直線直交格子は計算精度に課題^{(2), (3), (4)}があるとされており、設計支援ツールとしての精度保証が求められていた。そこで、数種類の供試ポートを用いてバルブ有効開口面積(Z)の計算精度検証を行った。また、設計支援ツールとしての有用性を高めるため、計算後処理機能の強化も実施した。なお、本稿で用いたコードは、壁関数と低レイノルズ数型 $k-\varepsilon$ 乱流モデルを組合わせた改良版⁽⁵⁾である。

4.1. 実測値との比較

まず最初に、ポートの細部形状差に対する計算精度の検証を行った。Fig. 3 に検証に用いたベースポート形状を、Fig. 4(a), (b) にベースポートの内径を+2 mm、+3 mm と拡張した際のバルブ有効開口面積(Z)の向上率について、実測値と計算値双方を比較した結果で示す。ポート内径を

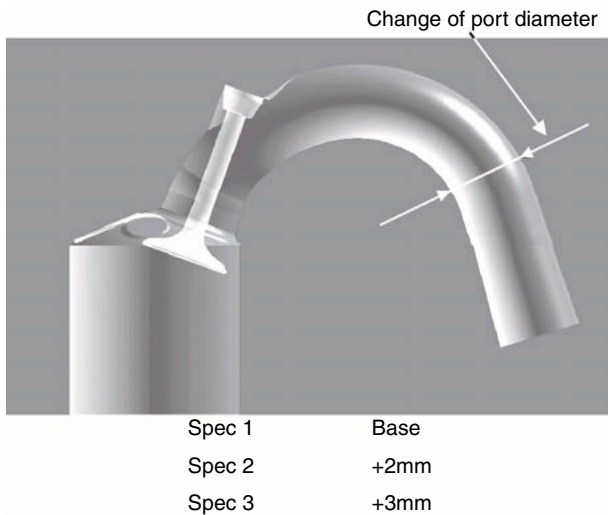


Fig. 3 Port shape for verification by changing port diameter

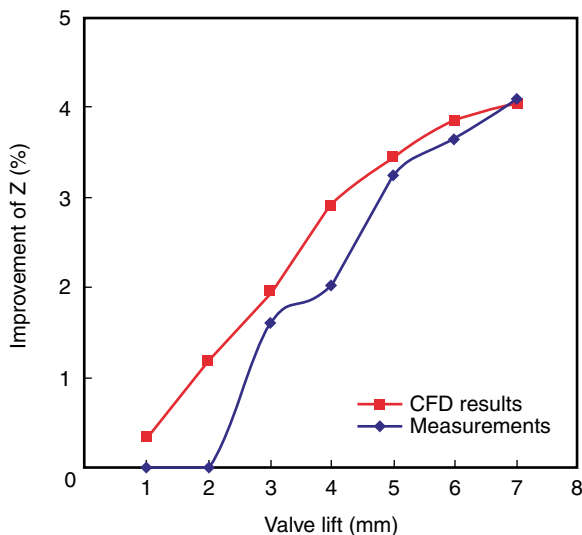


Fig. 4(a) Improvement of Z for Spec 2 port (diameter +2mm) compared to Spec 1 port

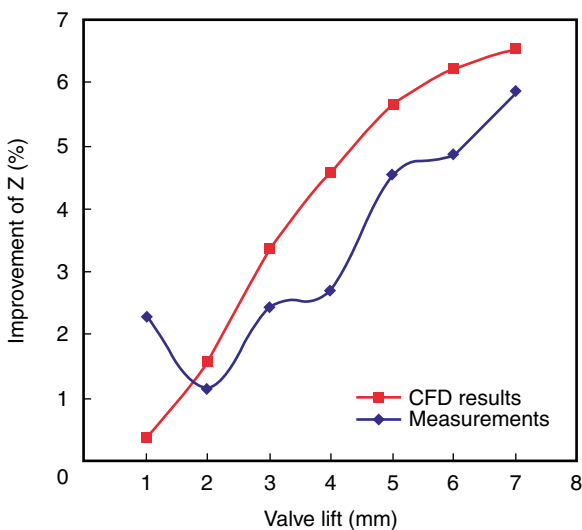


Fig. 4(b) Improvement of Z for Spec 3 port (diameter +3mm) compared to Spec 1 port

広げることによりバルブ有効開口面積(Z)はバルブリフト全域で向上する。その向上率は計算値と実測値で良く一致しており、細部形状変化の評価が十分に可能であることが確認できた。

次に、ポート形状が大きく異なる場合の計算精度検証を行った。Fig. 5 に計算精度検証に用いた二つのポート形状を、Fig. 6 に各バルブリフトにおけるバルブ有効開口面積(Z)の計算値と実測値の結果を比較して示す。二つのポートは、ポート長さや曲がり角、インジェクタ先端部の窪みの有無など形状が大きく異なるものの、実測値と計算値の相関は各バルブリフトでおおむね良好である。バルブリフトが5 mm 付近で両者の差は最も大きくなるが、これは計算と実測⁽⁵⁾のはく離渦の大きさの差によるものと考えられる。

このように、直線直交格子の課題とされていた計算精度について、パーシャルセル法を用いることで解決されていることを確認した。

4.2. 推奨格子データの設定

設計支援ツールとして必要な計算精度を保証する上で、流れの変化が急激な箇所には細かな格子間隔を設けるなど、最低限の標準化が必要であった。また、微小なポート形状差の比較を行う際、異なる格子間隔で計算すると良好な相関を得られない⁽⁶⁾という問題を回避するためにも、同一の格子データを用いる必要があり、主にバルブ周りを中心に推奨格子データを定めた。

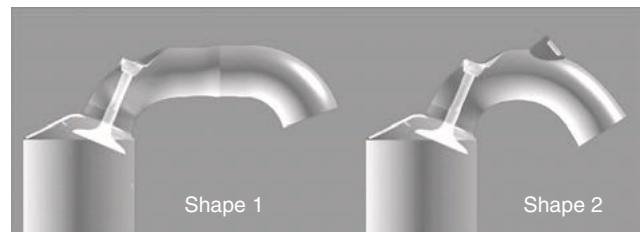


Fig. 5 Port shapes for the following comparisons

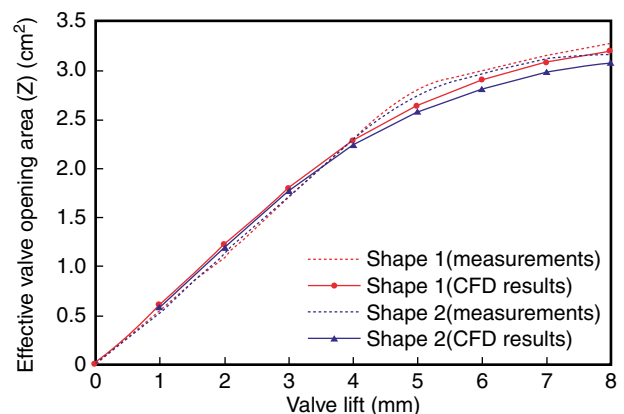


Fig. 6 Comparison between measurement results and CFD results for Shape 1 port and Shape 2 port

Fig. 7 に、シリンダ当りの排気量 $50\text{cm}^3 \sim 500\text{cm}^3$ の計 16 機種種の角度面積和 $\text{SUM}(Z)$ の計算値と実測値の比較結果を示す。推奨格子データを定めたことにより、計算値と実測値の差は概ね $\pm 4\%$ となり、設計支援ツールとして十分な精度を保証することが可能となった。

なお、中にはこの相関線から外れ、高めに見積もられるものもある。これらは、ポート内部やバルブ直下で大きな離渦を伴うものに限られていることから、現状用いている乱流モデルに課題が残されていると考えられる。また、ここで定めた推奨格子データは低排気量用と高排気量用の 2 種類であり、バルブ周りの格子間隔は $0.8 \sim 1.2\text{mm}$ に設定している。

4.3. バルブ有効開口面積計算の自動化

バルブ有効開口面積 (Z) 定常流試験装置の圧力測定点は、十分な容積をもつチャンバ内と大気開放点であり、測定点の静圧は総圧に等しい。計算条件を実測条件と合わせるために、CFD 解析モデルにはポート入口に大気開放を模したチャンバを付加する。大きなチャンバを付加すれば内部の流速が無視できるため、実測と条件は一致する。しかし、総メッシュ数が増加するため計算時間が長くなる弊害があり、逆に小さい場合には静圧と流速から総圧を計算する必要がある。そこで、チャンバの大きさに関わらずバルブ有効開口面積 (Z) の値を正しく、かつ容易に得られるよう、総圧を求める計算式とともに式 (1) を CFD コードの中に組込んだ。

4.4. 渦強度表示機能の装備

従来手法である定常流試験の結果からはバルブ有効開口面積 (Z) の値しか得られないため、ポート形状の改修を行う際に、どこをどのように修正すれば良いかは担当者の経験や勘に頼るしかなかった。バルブ有効開口面積 (Z) の向

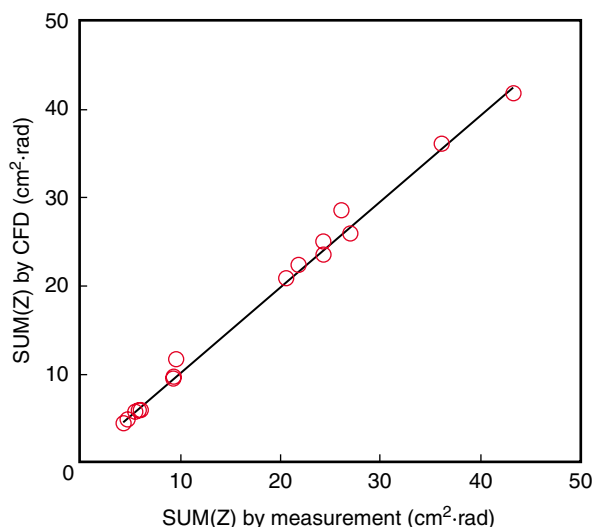


Fig. 7 Comparisons of $\text{SUM}(Z)$ between CFD results and measurement results

上とは圧力損失を低減することである。しかし、圧力分布から損失箇所を見出すことは難しい作業である。そこで圧力損失の発生箇所を容易に見出すため、式 (3) で求められる渦強度 (ω) に着目し、ポスト処理プログラムに図示機能を装備した。厳密には渦強度表示は圧力損失を定量的に表すものではないものの、これを参考とすることで修正が必要な箇所を絞り込むことができ、後の作業を円滑に行える利便性がある。

$$|\omega| = \left[\left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

なお、 x, y, z は座標軸、 u, v, w は x, y, z 軸方向の流速である。

ここで渦強度表示の有用性を検証する。Fig. 8(a) はベース形状の渦強度分布である。ポート下面曲部の赤色部では離れにより渦が生じていることが分かる。ここでの圧力損失の低減のためには、ポート曲がり角の変更が望ましいが、エンジン本体レイアウトの都合により、ポート内径を広げることによりポート下面の曲がりの離れの抑制を図った。Fig. 8(b), (c) に示すようにポート内径を $+2\text{mm}$, $+3\text{mm}$ と拡幅するに従い渦強度は低下し、Fig. 4(a), (b) に示したようにバルブ有効開口面積 (Z) は向上した。

5. 二輪車用エンジン開発における適用事例

4バルブエンジンの吸気ポートにおいて、出力向上とスロットル応答性向上の両立を図った事例を示す。スロットル開操作時のエンジン回転上昇速度は、スロットルバルブから吸気バルブまでの容積が少ないほど速いことから、検討前ポートに対してバルブ有効開口面積 (Z) を維持しつつポート容積を 5% 削減することを目指した。

Fig. 9 にポート断面形状、Fig. 10(a) に検討前ポートの渦強度を示す。この段階で A~C の 3 箇所は渦強度が高く、改善の必要性があることが分かった。

A 部の場合、バルブシステムの細径化による損失低減がよく知られているが、本事例ではポート形状のみによる改善を目指した。Fig. 10(b), (c) に Fig. 9 のポート断面 D-D と E-E における流速強度分布を示す。ポート分岐部の下流側では、ポート中央寄りの流速が高くなっていることが分かる。一般にポート内の流速分布は均一化するのが望ましいが、燃焼室形状やキャブレタとの結合に用いられるインシュレータ形状によってもポート内流れは支配される。そのためポート形状のみで流れの均一化を図ると、結果的には圧力損失の増加につながる可能性がある。そこで、Fig. 11 に示すように、ポート分岐位置の変更とポートサイドラインの最適化により、積極的にポート中央寄りの流れを強めることでバルブシステムに衝突する流れを低減した。

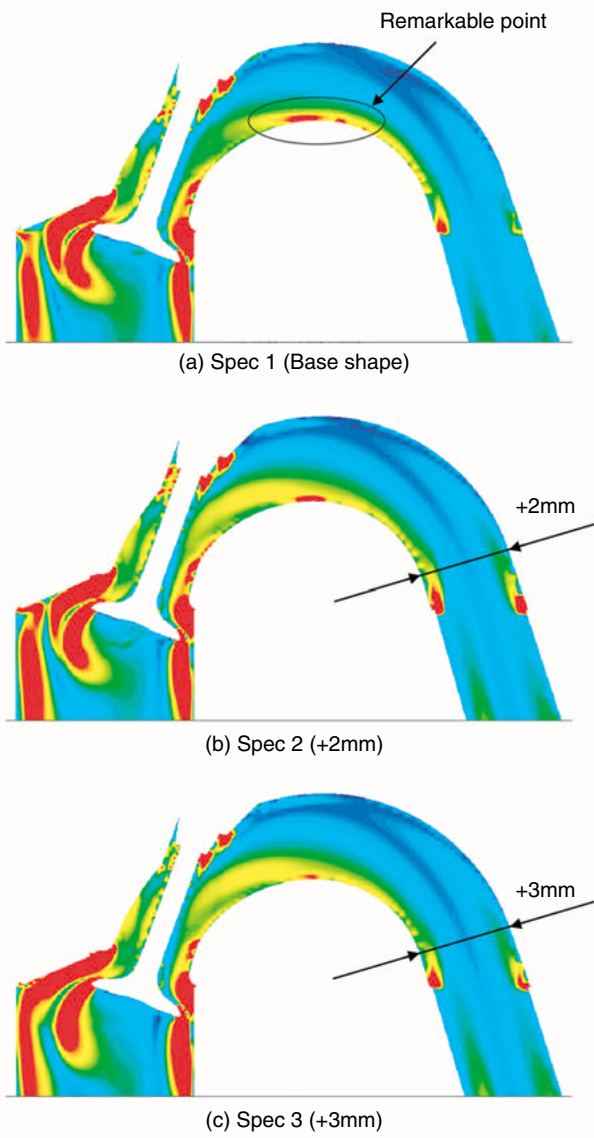


Fig. 8 Display of vortex magnitude for finding defective shape

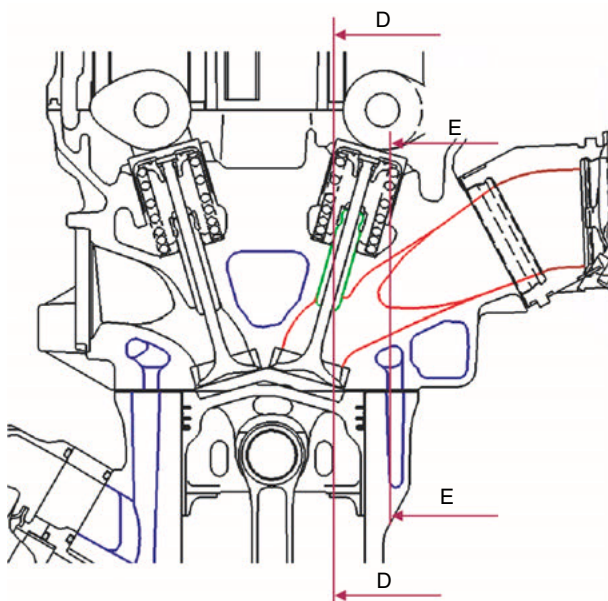


Fig. 9 Drawing of intake port

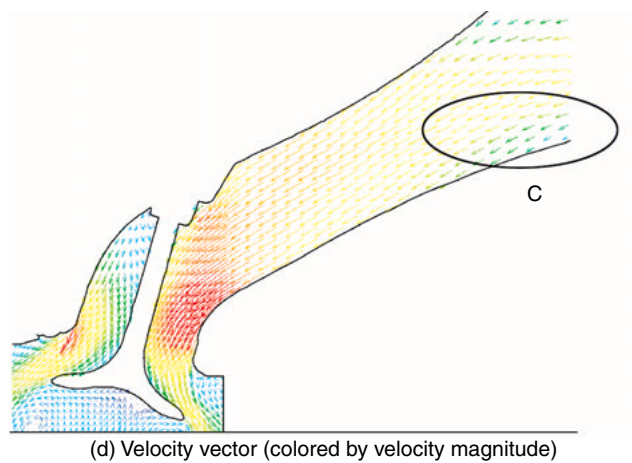
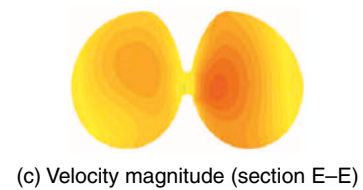
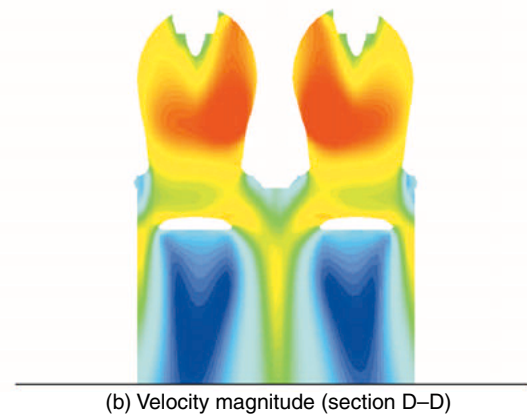
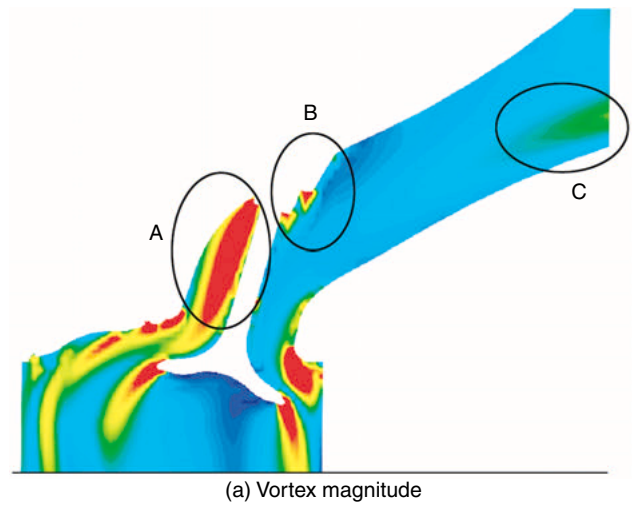


Fig. 10 Display for analyzing port shape

B部については、当初ポートの流入角度を小さくしてバルブガイドの突き出し量を低減する案を試みた。しかし、ポート下壁の曲り部分で微弱なく離が発生し、逆にバルブ有効開口面積(Z)は低下するという計算結果を得た。そこで、Fig. 11に示すように、バルブガイド周りの形状を滑らかにした。

C部の渦については、Fig. 10(d)に示す流速ベクトル表示を併用して発生原因を探った。その結果、インシュレータとポートが円滑につながっていないため、インシュレータ下部壁面ではく離が発生し、ポート上側(バルブガイド方向)に流れが向いていることが原因だと分かった。そこで、ポート下壁面がインシュレータと円滑につながるよう最適化したポート容積の削減を行った。

以上、CFDにより対策を施した結果、ポート容積を4.2%削減し、かつSUM(Z)を2.4%向上させることができた。このポート形状を反映した試作エンジンによる性能試験結果でも、全開出力およびスロットル応答性それぞれについて検討前ポートを上回ることが確認でき、ツールの有用性を確認することができた。

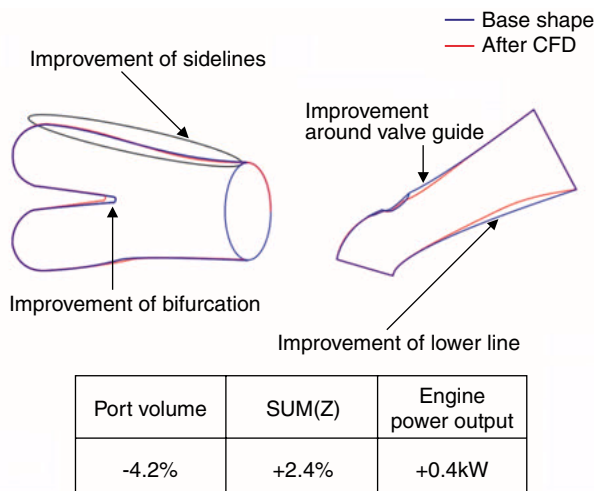


Fig. 11 Examination points and results

6. まとめ

- (1) パーシャルセル法の計算精度の確認を行うとともに、推奨格子データの設定および計算後処理の機能強化を図ることにより、吸気ポート設計支援ツールを構築した。
- (2) 二輪車エンジン開発へ適用し、試作前のエンジン仕様熟成の有用性が確認できた。

メッシュ作成時間を削減し、簡便かつ迅速な設計支援ツールを構築したことで、吸気ポート設計へのCFD適用は急速に高まり、各設計段階においてさまざまな検討に用いられるようになった。とりわけ設計初期段階において用いられるケースが高まり、早期のポート仕様熟成に役立っている。

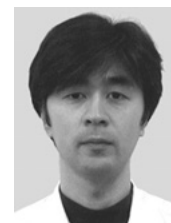
参考文献

- (1) Takahashi, Y., Fukuzawa, K., Fujii, I.: Numerical Simulation of Flow in Intake Ports and Cylinder of Multi-Valve S. I. Engine using PCC Method, International Symposium COMODIA, p.529-534(1994)
- (2) 市川治, 藤井孝蔵: 直交格子を利用して任意物体形状まわりの流れを解く場合の境界処理, 第13回数値流体力学シンポジウム講演論文集, F03-3(1999)
- (3) 松永奈美, 姫野龍太郎: 直交座標系における有限差分法の一般形状取り扱いの試み, 第13回数値流体力学シンポジウム講演論文集, F03-5(1999)
- (4) 小野謙二: 設計における直交格子法の利用, 日本流体力学会誌「ながれ」, 21巻, 1号, p.16-25(2002)
- (5) 高橋易資, 野村友和, 石間経章, 小保方富夫: PCC法による直方体周りの流れのシミュレーションと実験による検証, 日本機械学会論文集(B編), 68巻, 666号, p.331-337(2002)
- (6) 高橋易資, 藤井功: PCC(Partial Cells in Cartesian coordinate)法による筒内ガス流動の数値シミュレーション, 第12回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.91-96(1995)

■著者■



高橋 易資



村上 泰男

自動車用トランスミッション開発における 設計者の行なう CAE 解析例と今後の方向性

Practical Examples and Future Directions for CAE-Based Development for
Automobile Transmissions by Designers

内 田 孝 尚*
Takanao UCHIDA

永 井 滋*
Shigeru NAGAI

小 山 重*
Shigeru KOYAMA

要 旨

3次元(以下 3D)CAD システムが自動車用トランスミッションの設計開発に導入されて数年が経過した。この 3D CAD システムで設計される 3D モデルを用いた砂型試作品精度が金型量産品レベルまで向上した。また、CAE 解析用の自動メッシュ作成機能が向上したことから、設計者自らが設計作業の中でこの機能を用いて試作品及び量産品の型作成に用いられる 3D モデルをそのまま CAE 解析に用いて、部品の詳細仕様を決定する製品開発が普及した。これらの設計現場改革の次ステップとして、CAE 解析機能をより設計者向けに環境整備することで、設計者が部品単体の CAE 解析を行なうだけでなく、より難度の高いアセンブリモデル CAE 解析も設計作業の中で活用できる可能性のあることが判明した。

ABSTRACT

Three-dimensional (3D) CAD systems have been used for design and development of automobile transmissions for several years. These systems have been improved to the point that they can be used to design sand castings which have precision equivalent to that mass-produced from die molds. Since automatic meshers for CAE analysis have improved so much, it has become increasingly common practice for designers to use, as is, the 3D models of prototype parts and mass products in CAE analyses to make decisions on the detailed specifications of components. The next step in this revision of CAE systems is to re-create them as a more designer-friendly environment, and allow designers to use these systems to perform CAE analyses not only of individual components, but also of assemblies, a much more difficult task.

1. まえがき

近年、3D CAD システムを用いた設計が発達し、2次元(以下 2D)図を 3D モデル化するのではなく、設計初期から 3D 設計する手法が主流になりつつある。エンジン、トランスミッション等の鋳造部品についても金型作成に転用可能な細かいフィレット、抜き勾配等を含む詳細形状モデル(以下 3D 詳細形状モデル)で設計検討を行なうようになりつつある⁽¹⁾。これに加えて、3D 詳細形状モデルが CAE 解析モデルとして用いることが可能となった⁽²⁾。このため、設計者自身が CAE を用いた設計検討を行なうことが容易になった。ここでは、自動車用トランスミッションにおける 3D 設計の開発効果例と今後の設計者の用いる CAE の方向性を示す。

*栃木研究所

2. 3D 詳細形状モデルと試作品精度

トランスミッションケースやエンジンのシリンダブロック等の鋳造部品は、金型で量産製造されるが、仕様検討のための試作品は砂型を用いて、少量生産される。Fig. 1 に示す 3D 詳細形状モデルを用いた開発が定着する以前の試作品の砂型は 2D 図を読み取りながら、人の手により製作された。このような手法で作られる砂型による試作品は、設計者が意図した形状とは多少の違いが生じていた。その理由の一つとして、設計者の意図が 2D 図では完全に表現しきれないことがあげられる。また、金型量産品製造のための仕様が 2D 図に織り込まれてなかった等の理由があった。これらの要因によって、試作品が設計者の意図や量産品と違った形状になる可能性があった。開発上流から量産まで共通の 3D

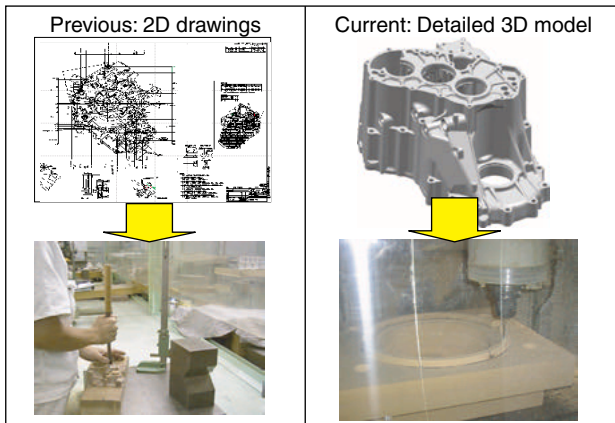


Fig. 1 Comparison of designing methods for sand mold manufacturing

詳細形状モデルを用いた設計が主体となった今日では、その試作品の精度は飛躍的に向上した。その理由は、設計者の意図と造りの考え、経験を設計上流で仕様に織り込み、それらを直接 3D 詳細形状モデル形状に完全に表現できるからである⁽¹⁾。Fig. 1 に示すように、その 3D 詳細形状モデルを用いて直接 NC マシンにて砂型を切削するため、設計者の意図と造り部門技術者の経験が実際の試作品形状にほぼ 100% 反映されることになる。

3D 詳細形状モデルを用いた試作品と従来の試作品精度の違いを設計形状から割り出された重量(設計重量)と比較した結果を Fig. 2 に示す。Fig. 2 の縦軸は設計重量値と試作物重量値の重量比を示す。

従来の砂型試作品重量は、設計重量に対し、約 10% 増となっていたが、3D 詳細形状モデルを用いて直接砂型を NC マシンによって切削する新しい方法での砂型試作品重量は、金型を用いて製造される量産品の重量精度とほぼ同じ $\pm 2\%$ 以内に収まる。このことから金型量産品と同等重量で、同等形状の鋳造部品を試作段階で入手可能となったと言える。

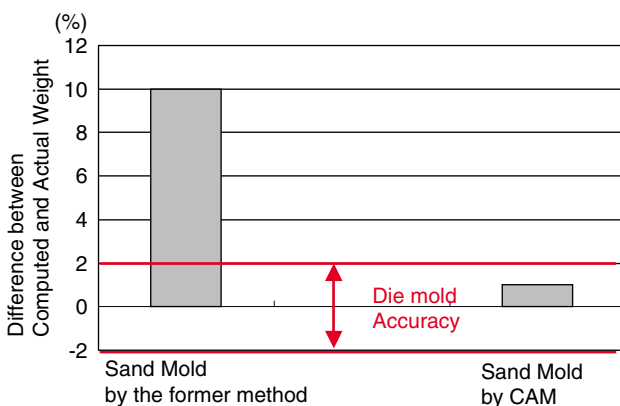


Fig. 2 Comparison of error in prediction of casting weight

3. 3D 詳細モデルでの単体部品 CAE 解析

従来の CAE 解析を行なうには、CAE 解析用ソフトウェア(以後、CAE ソルバ)の専門的なオペレーション技術とその CAE ソルバに対応する CAE モデルを作る技術が必要であった。このため、設計者やテスト開発者とは別の専門技術を持った CAE エキスパートと呼ばれるエンジニアが存在していた。この CAE エキスパートが設計者の提出した 2D 図や 3D 図を用い、Fig. 3 に示すようなフィレット、抜き勾配、ボルト穴等を省略した CAE モデルを作成し、CAE 解析を行っていた。また、時として、CAE エキスパートが設計者の代わりに解析結果の判断まで対応してきたこともあった。

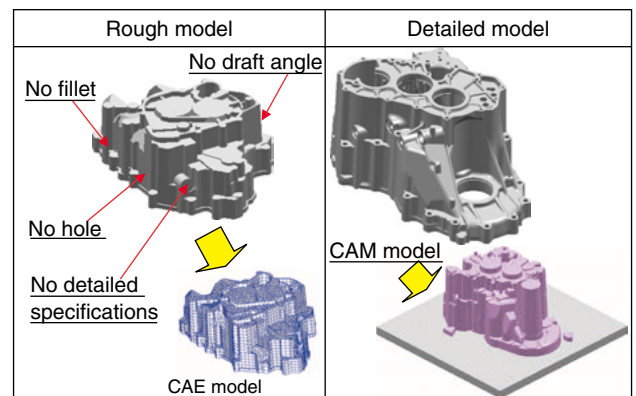


Fig. 3 Definition of rough & detailed models

CAE モデルの形状を簡略化するのは、計算機の計算容量限界を越えないために、CAE モデルの大きさを抑えるのが目的であった。そこで、少ない要素数、節点数であっても精度の良い結果を得るため、比較的高い計算精度がえられる 6 面体要素を用いる手法を進めてきた。また、CAE エキスパートの作業時間を削減するために、少ない工数で適度な結果が得られるシェル要素を部分的に用いる手法でも対応していた⁽³⁾。これらは計算解析限界内で有効に計算結果を出すための手段であったと考えられる。このように、当時の CAE ソルバの操作性や解析条件設定に専門性が強いだけでなく計算限界を意識した CAE モデル作成技術が必要であった。そのため、設計者が CAE 解析を用いて設計諸元決定を行うことのできる設計ツールと成り得てなかったと思われる。

Fig. 4 はトランスミッションを例に開発から量産までの流れを示す。試作品ができるまでは、主に CAE による解析で諸元の検討が行われる。2 章で記述したように、量産金型品とほぼ同じ精度の試作砂型品が入手できる今日では、試作品を用いたテストで量産金型品を用いたテスト結果と同じレベルの判断が得られるようになった。このテスト結果

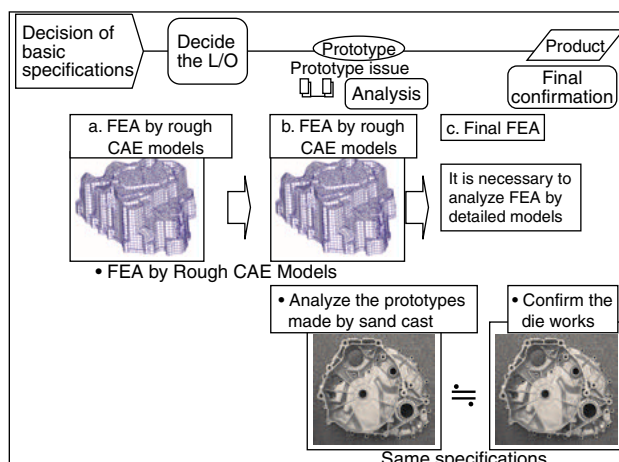


Fig. 4 Transmission development flow and models

をもとに形状を見なおすことは、量産品を直接見直しを行なうことと同じレベルの精度が必要となる。Fig. 4 の c Final FEA は従来行われていた CAE エキスパートの作る形状簡略化された CAE モデル解析では各部位詳細形状の影響を判断できないことが分かる。このため、詳細形状の影響まで判断できる簡略形状ではない CAE モデルでの解析が必要となる。このように試作品の精度が上がることで、試作品テスト後の CAE モデルに、より高い形状精度要望が生じたことになる。

3.1. 3D CAD-CAE の狙い

3D 詳細形状モデルの有限要素解析実施のためには、詳細形状まで CAE モデル化する強力なオートメッシュ機能が必要となる。3D 詳細形状モデルのオートメッシュ機能については前報^{(2), (4)}で述べているので割愛する。

そこで、開発の中での CAE 解析を有効に用いるためには、設計者が 3D モデルによる設計を行いながら、同一の 3D 設計ツール上で短時間のうちに有限要素解析ができるようにすることが必要である。Fig. 5 で示すように設計者の意図が 3D 図上に表現されると同時にその諸元の機能も CAE 解析で判断できることになる。

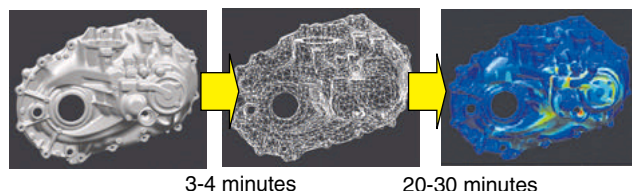


Fig. 5 The detailed model and the result

3.2. 設計者による応力解析例

ここでは実際にこのオートメッシュを用いて実施された設計者による単体部品応力解析例を紹介する^{(2), (4), (5)}。

Fig. 6 に実際の応力解析例を示す。この解析例のモデル

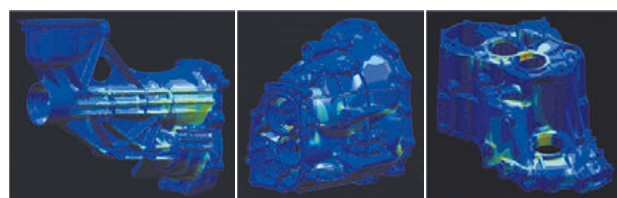


Fig. 6 Examples of FEA in detailed models

は、有限要素解析に際してフィレット除去やモデル修正等は一切行われていないだけでなく、金型品での抜き勾配も含まれた金型作成転用可能な 3D 詳細形状モデルである。

解析例の条件は 4 面体 2 次要素による約 15 万節点、約 9 万要素である。

従来は、CAE エキスパートがトランスミッションケースのマニュアルメッシングのみを行うのにフィレット無し、節点数約 2000 で約 80 時間以上かかった。一方、この 3D 詳細形状モデルによる解析では、境界条件付加に約 10 分、ワークステーション上で行われるオートメッシュを含む計算時間が約 30 分に短縮された。また、メッシングだけに要する時間は、3～4 分である。

3.3. 固有値解析例

固有値解析に対する 3D 詳細形状モデルでの対応例を紹介する⁽⁵⁾。

テストで明確になった課題は 2.3kHz に大きな放射音が存在し、著しく騒音が悪化することである。この音振動のテスト結果をもとに 3D 詳細形状モデルを用い、CAE 解析を行なった。Fig. 7 はリブ等個々の設計諸元の固有値に対する影響を CAE 解析にて判断し、騒音悪化の原因であった 2.3kHz にあった固有値を 4.1kHz に上げ、大きな放射音改善を行なった例である。

このような CAE を用いた固有値解析は以前にも行なわれていたが、金型品の抜き勾配も含まれた 3D 詳細形状モデルをそのまま CAE 用解析モデルとして設計者が解析を行なうことは不可能であった。

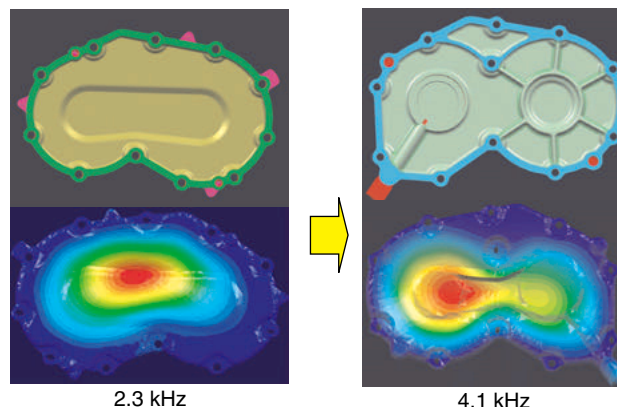


Fig. 7 Modal analysis by FEA

これらの設計者が CAE 解析を用いたトランスミッション開発での効果例を Fig. 8 に示す。従来の開発に対し、3D 詳細形状モデルをそのまま CAE モデルとして用いた開発での設計変更回数は約 1/3 と大幅に減少している。

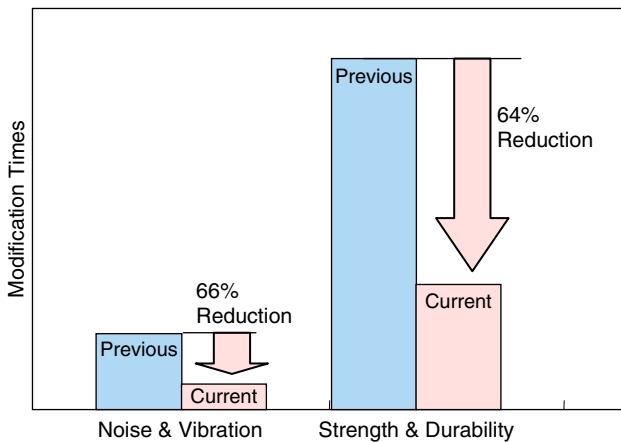


Fig. 8 Revised specifications of the transmission die mold parts at start of production

4. 設計者によるアセンブリモデル CAE 解析

4.1. アセンブリモデル CAE 解析の狙い

強度、剛性、固有値解析を設計者とテスト開発者が自ら CAE 解析し、部品単品の諸元決定を行った例を 3 章にて記述した。

部品単体での機能評価を机上で行なう時の最大の課題は解析条件の設定である。解析条件は設計上の目標要件と過去のテスト結果をもとに設定する。これらの解析条件は個々の部品単位での条件ではなく、各部品が組み合わされた状態を基準に検討されることが多い。例えばトランスミッションの入力トルクから各部軸受け等に加わる荷重とその方向を求め、それを基準に各部品の解析条件を決定する。CAE の計算精度に対する議論は多いが、解析条件に対する精度検討は解析者にゆだねられることが多く、参考となる論文や報告例も少ない。もともと設計者は各部品に加わる荷重、変位等を算出し、過去事例を踏まえ設計諸元を決定していた。その部品にかかる力の使われ方を正確に予測した設計者ほど軽量コンパクトな設計を行なっていたと言える。設計者が自ら CAE 解析を行ない解析条件を検討することで、精度の高い解析条件が設定される。しかしながら、新しい L/O 設計、新機能の部品設計では、各部品にかかる力を予測することが難しい。これらの各部品にかかる力などの解析条件を求めるため、CAE エキスパートに依頼して、非常に粗いメッシュの CAE モデルによる簡略化されたアセンブリモデル CAE 解析を行なうこともあった。このアセンブリモデル CAE 解析で得られた各部品にかかる力を解析条件として用いて部品単体 CAE 解析を行なうこともあ

る。もし、諸元の簡略化されたアセンブリモデル CAE 解析ではなく、3D 詳細形状モデルを用いたアセンブリモデル CAE 解析を行なうことが可能ならば、部品単体への解析条件も考慮した各部品の強度・固有値等の解析結果が高精度で得られることになる。

例えば、トランスミッションのケース剛性を評価する時、ケース単体の CAE 解析は容易であるが、その解析条件のひとつとしてケース合わせ面に加わる荷重を予測する必要がある。このような解析条件がユニット単位のトランスミッションとして CAE 解析を行なうことが可能ならば、合わせ面に加わる荷重条件も解析中の結果として得られる。当然このようなアセンブリモデルを用いた大規模解析は時間をかけて CAE エキスパートにより既に行なわれており、CAE 解析例としては、珍しいことではない。しかしながら、設計段階で設計者による 3D 詳細形状モデルを用いたアセンブリモデル CAE 解析は高度な CAE 解析技術を必要とすることと解析のための時間がかかることからほとんど行なわれていなかった。

そこで、設計者が設計作業として、短時間で実行できる 3D 詳細形状モデルを用いたアセンブリモデル CAE 解析環境の構築が次ステップの明確な課題となる。

4.2. アセンブリモデル CAE 解析と効果例

単体部品の CAE 解析を設計者が自ら行なうようになったと同時に複数の部品を組み合わせたアセンブリモデル CAE 解析を設計者自ら行なう試行が既に始った。その例を Fig. 9 に示す。

本トランスミッションは 2 つの外側ケースで構成されており、これらの 2 つのケースを各々結合し、これに、ギヤとギヤシャフトの円筒上簡易モデルを別途製作、アセンブリモデル CAE 解析を行なっている。このような解析手法は既に、CAE エキスパートにとっては一般的な手法と言える。大きな違いは数時間以上費やしていた CAE 解析の接触定義等の前処理時間が、今まで CAE エキスパートが用いていた CAE ソルバに比べて、数分の 1 以下になったことである。3D CAD システムに組み込まれた CAE 解析用ソフトウエ

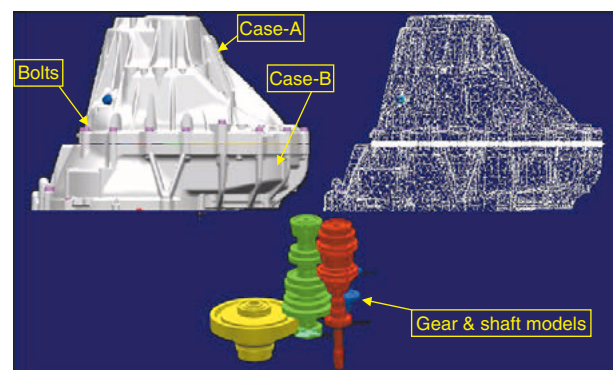


Fig. 9 Assembled models

ア(以後、CAD-CAEシステム)では、この前処理作業が簡略化されていることと、その作業が同じ設計 CAD 上で行なえることから大きく工数を削減でき、設計者自身によるアセンブリモデルCAE解析を用いた設計検討が可能になりつつある。

Fig. 10は、このアセンブリモデルを用い、ケース放射音発生への対策手法を探るため、設計者自らが固有値CAE解析を行なった例である。このモデルを用いた対策結果の一部を Fig. 11 に示す。いくつかの部品が連成された状態での詳細形状評価が設計者自らによってできるようになった。

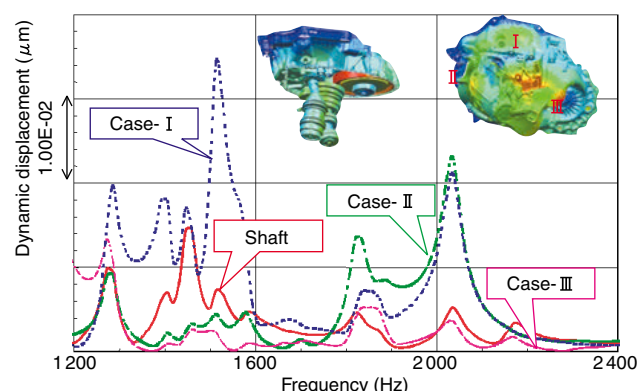


Fig. 10 Dynamic displacement of an assembled model

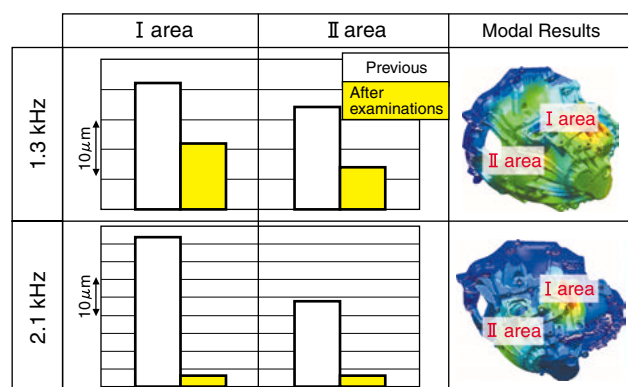


Fig. 11 Results of countermeasures

4.3. 設計者によるアセンブリモデル CAE 解析の今後

CAD-CAEシステムを用いたアセンブリモデルCAE解析は、CADモデルをそのままCAEモデルとして用いられることと、接触定義等が従来のCAEソルバよりはるかに簡便なことから、3章で説明した単体部品のCAE解析と同様に設計者による解析が一般化すると考えられる。次世代のCAD-CAEシステムを用いたCAEの作業ではその準備に費やす時間が現在のCAD-CAEシステムに比して数分の1以下

になることが判明している。設計者がアセンブリモデルCAE解析を行なえる事実を設計者自身が既に実感したと同時に4.2で記述したギヤ・シャフト類の詳細形状モデル化要求も必然的に生じている。全ての部品が3D詳細形状モデルを用いたアセンブリモデルCAE解析ではサイズ肥大により、計算機とCADシステムの計算限界を超える課題のため現在のところ解析不可能である。システムによって多少の違いがあり、現状使用されているCAD-CAEシステムの計算限界の正確な値を述べることは難しいが、解析モデルの大きさが百万自由度程度、2000～3000コンタクト要素程度と考えられる。筆者も含めた設計者の希望するアセンブリモデルCAE解析を行なうためにはシステム及びCAD-CAEソフトウェアの改良が必要である。この領域の解析をストレス無く簡便に解析ができるようになることが、全ての設計者共有の課題と筆者は考える。

5. まとめ

3D詳細形状モデルを用いた開発により、

- 1) 砂型試作品精度が量産金型品レベルまで向上した。
- 2) 試作部品のテスト結果が量産部品を用いたテスト結果とほぼ同等な判断が可能な精度であるから、試作部品を用いたテスト後のCAE解析では、詳細形状の判断可能な3D詳細形状モデルを用いたCAE解析が必要となった。
- 3) 設計者自身が設計作業の中で3D詳細形状モデルを用いたCAE解析を活用できるようになった。
- 4) 従来、CAEエキスパートのみが行っていた高度なアセンブリモデルCAE解析を設計者自身が設計作業の中で活用できることが判明した。

6. あとがき

3D詳細モデルを用いた開発により、設計の早い段階で造りの技術が織り込まれるようになっただけでなく、設計者自身による有限要素解析が可能となり、有限要素解析技術も設計者の有効なツールとなってきている。このように今まで造り技術者やCAEエキスパートの技術や情報であった内容までも、開発上流で設計者が判断し、仕様に反映する開発形態となっている。CAD-CAEオペレーションの簡便化がなされ、設計者が自らCAE解析を行なう流れもできた今日、次のステップとしてアセンブリモデルCAE解析を行なう流れが明確に見えている。その阻害要因は現行のCAD-CAEにアセンブリモデルサイズに対する解析限界が存在することである。この課題を設計者とCADベンダとの間で共有し、ハードウェアも含めたCAD-CAE解析環境向上を早急に行なうことが将来の設計開発技術向上の鍵と言える。

7. 参考文献

- (1) 島田宏美, 石濱陽一郎, 久保田和, 内田孝尚:3Dメディアを用いたトランスミッション設計手法の構築, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.107-114 (2002)
- (2) 永井滋, 内田孝尚: 3D オートメシヤを用いた有限要素解析のトランスミッション開発への適用, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.117-124 (2001)
- (3) 高橋勝雄, 高橋幸敬, 錢場克己: パワープラント振動解析への大型計算機の利用, 自動車技術会, 学術講演前刷集 901, p.65-68 (1990)
- (4) 内田孝尚, 永井滋: 自動車用トランスミッションにおけるバーチャル開発へのアプローチ例自動車技術, Vol.56, No.6, p.71-76 (2002)
- (5) 禰久和臣, 関根明子, 両方雅行: エンジンマウントにおけるギヤ振動伝達予測技術, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No1,p.145-150 (2001)

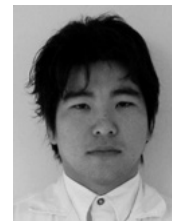
■ 著 者 ■



内田 孝尚



永井 滋



小山 重

薄肉軽量マルチゲート LPDC 製法 アルミホイールの開発

Development of a Thin, Lightweight Aluminum Wheel by Multi-gate LPDC Process

高 橋 聡*
Satoshi TAKAHASHI

要 旨

本開発のアルミホイールは、ホイール機能に必要な特性を明確にし薄肉軽量化した。薄肉化の手法としては、金型方案の改良により材料の機械的性質を向上させた。新開発した金型方案は、アウトリム外周に設けたゲートを横型底面に配置することで、ゲートの位置や数、および形状を必要に応じ任意に設定できるため、素材肉厚の低減を可能とし冷却速度を向上させる。冷却速度の向上は組織の微細化をもたらし、伸びを大きくすることで疲労強度およびじん性を向上させた。この結果、インナーリムおよびスポーク部の製品肉厚を25%薄肉化し、ホイール製品重量で10%の軽量化を達成した。また、鋳造サイクルタイムの短縮およびひずみ取り工程の省略により生産性が向上した。

ABSTRACT

The characteristics required for wheel function were clarified and a thin, lightweight aluminum wheel was developed. The method adopted to reduce wheel thickness involved improving the mechanical properties of the materials by modification of the die layout. In the newly developed die layout, the gates that are set at the periphery of the outer rim are positioned at the bottom of the slide die so that the number of gates, their locations, and their shapes can be changed freely as needed. This arrangement made it possible to reduce the thickness of the material and increase the cooling rate. The faster cooling rate resulted in a finer structure, yielding greater elongation, which improved the fatigue strength and increased the toughness of the material. As a result, the thickness of the product in the inner rim and spoke portions was reduced 25%, achieving a 10% reduction in the weight of the wheel. This also shortened the casting cycle time and eliminated the need for a reforming press, therefore improving productivity.

1. まえがき

アルミホイールはデザインおよび軽量化のニーズから需要が増加している。高いデザイン自由度に加え、低コストで製造できる鋳造製法の割合は、現在製造されているアルミホイール数量の殆どを占めている。その中でも低圧鋳造製法(LPDC製法)は、重力鋳造製法(GDC製法)と並んで鋳造アルミホイールの代表的製法である。近年、環境・エネルギー問題が求められ、アルミホイールも更なる軽量化が必要となっている。

このような背景の中、今回開発したマルチゲート LPDC 製法アルミホイールは、既存 LPDC 製法設備に大きな変更

を加えることなく、更なる薄肉軽量化を可能とし、また同時に鋳造サイクルタイム短縮による生産効率向上を達成した。以下、その軽量化の考え方と新開発 LPDC 製法について紹介する。

2. アルミホイールの軽量化

2.1. アルミホイールの要求特性

アルミホイールの軽量化を検討するにあたり、各部位に要求される特性を明確化した。Fig. 1にホイールの各部位の名称を示す。

ホイールの機能である強度および耐久性を確保するため

*栃木研究所

に、Fig. 2⁽¹⁾で示すような単体での試験が一般的に用いられる。これらの試験は、ホイールに要求される特性を部位ごとに評価するものである。

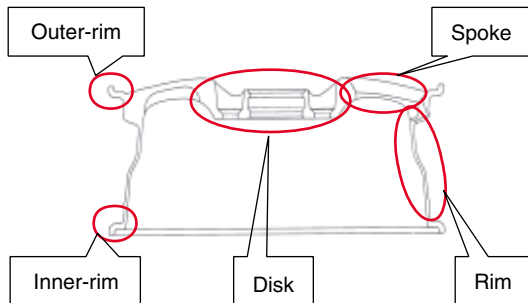
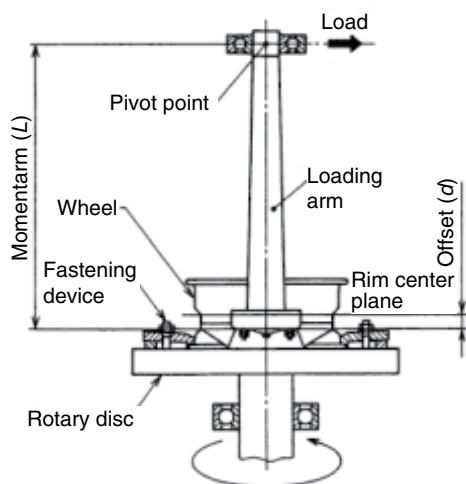


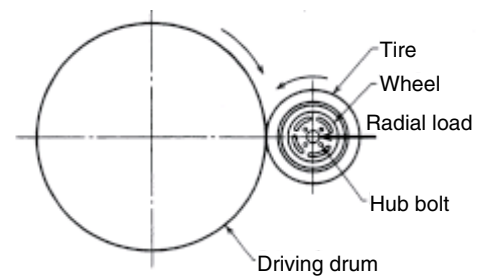
Fig. 1 The part name of the wheel

ホイールの耐久性を評価する回転曲げ疲労試験(Fig. 2-a)ではFig. 3-aに示すようにディスクからスポーク部にかけて高い疲労強度を求められ、またドラム耐久試験(Fig. 2-b)では、Fig. 3-bに示すようにディスクからスポーク部に加えてリム部の疲労強度も求められることが分かる。また、アウトリム部の耐衝撃性を評価する落下衝撃(Fig. 2-c)では、Fig. 3-cに示すようにアウトリム部およびインナリムからリム部にかけてのじん性が求められることが分かる。

薄肉軽量化を検討するにあたり、デザインの優先とタイヤ組み付け部形状の制約を受けるアウトリム部は薄肉化の対象から除外した。またハブへの取り付けレイアウトの制約を受けるディスク部も薄肉化の対象から除外して、薄肉軽量化に対してスポーク部、インナリム部およびリム部に着目して検討した。

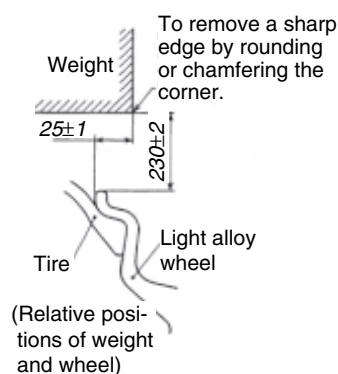


a) Bending endurance test apparatus (example)



- Remarks 1 The width of the drum shall be provided with a surface flat and wider than the overall width of the tire to be used in the test of the wheel.
2 The diameter of the drum shall be, at least, 1700mm.

b) Radial load endurance test apparatus (example)



c) Impact test apparatus for passenger car (example)

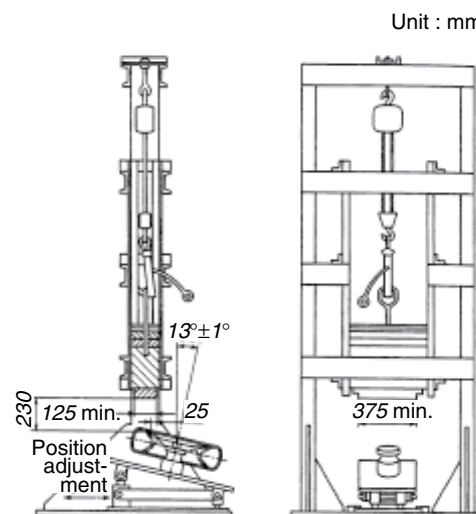


Fig. 2 Test apparatus for the wheel

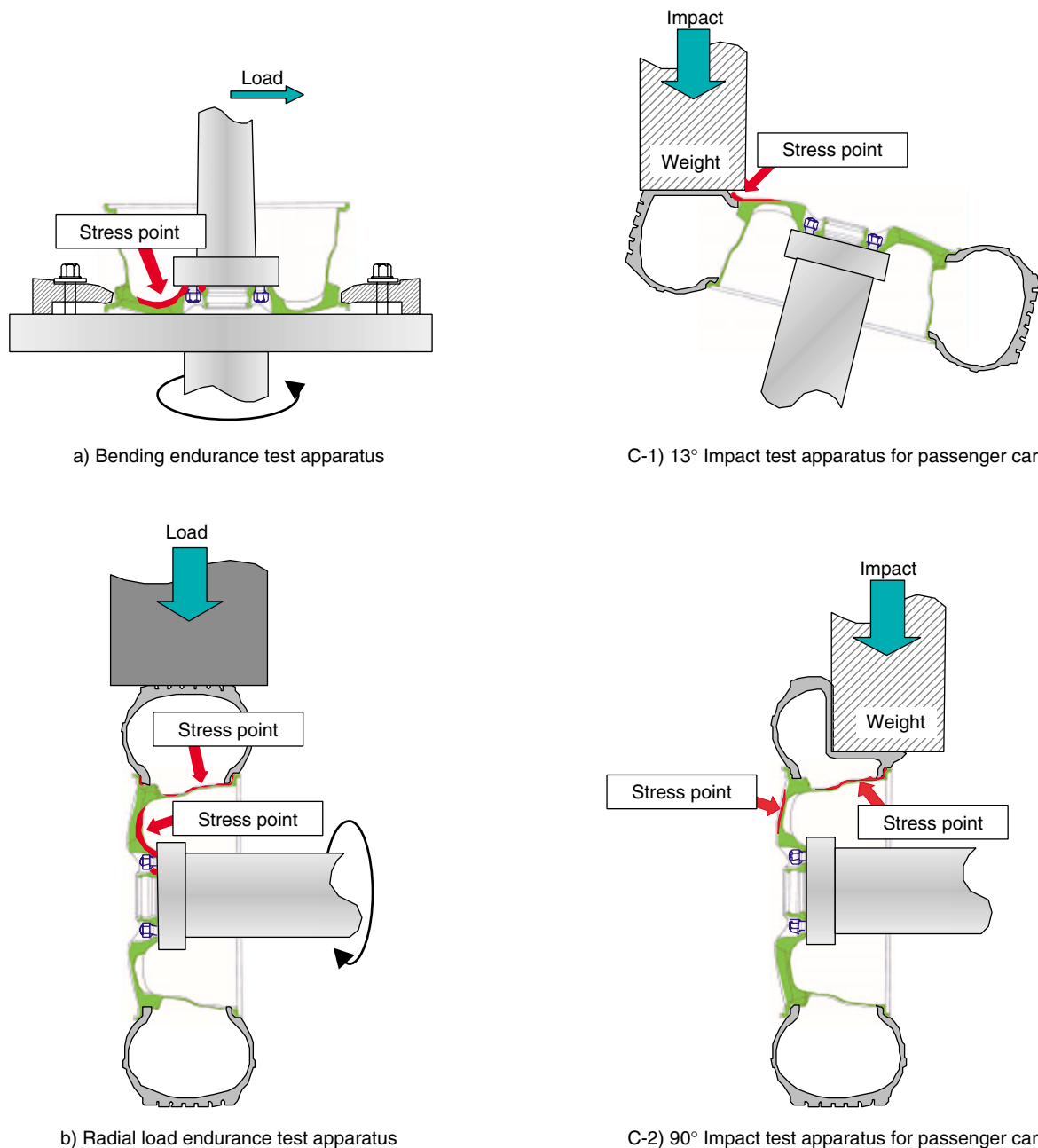


Fig. 3 Stress point by wheel test apparatus

2.2. 機械的性質の向上

ホイールの強度および耐久性を維持しつつ薄肉軽量化をするには、材料の機械的性質を向上させることが不可欠である。

本開発においては、現有 LPDC 設備の活用のために、溶解炉および熱処理炉を共用することを前提とした。このため、使用する材料は鋳造アルミホイール用として一般的な AC4CH-T6 材を適用した。Table 1 に本開発に用いた AC4CH 材の代表的な成分組成を示す。

材料および熱処理を変えずに機械的性質の向上を図る有効な方法として組織の微細化が知られており、組織のサイ

ズを表す Dendrite Arm Spacing (以下 DAS II)⁽²⁾ が小さいほど機械的性質の伸びおよび衝撃値が大きく向上する⁽³⁾。これはアルミホイールの製造においても顕著に現れ、Fig. 4 に示されるように DAS II の微細化により伸びが大きく向上する。また冷却速度の向上により DAS II が微細化されることから⁽⁴⁾、冷却速度を高くすることが機械的性質を向上させるために有効な手法である。

通常、伸びの向上はじん性の向上につながることから、落下衝撃試験に対しては、アウトリム部およびインナリムからリム部にかけて DAS II を微細化し、伸びを向上させることが有効である。

Table 1 AC4CH chemical composition

	(wt.%)					
	Cu	Si	Mg	Zn	Fe	Mn
JIS standard	0.20 Max	6.5 ~ 7.5	0.25 ~ 0.45	0.10 Max	0.20 Max	0.10 Max
A representative example	0.003	7.10	0.320	0.005	0.121	0.016
	Ni	Ti	Pb	Sn	Cr	Al
JIS standard	0.05 Max	0.20 Max	0.05 Max	0.05 Max	0.05 Max	Bal.
A representative example	0.005	0.120	0.005	0.000	0.001	Bal.

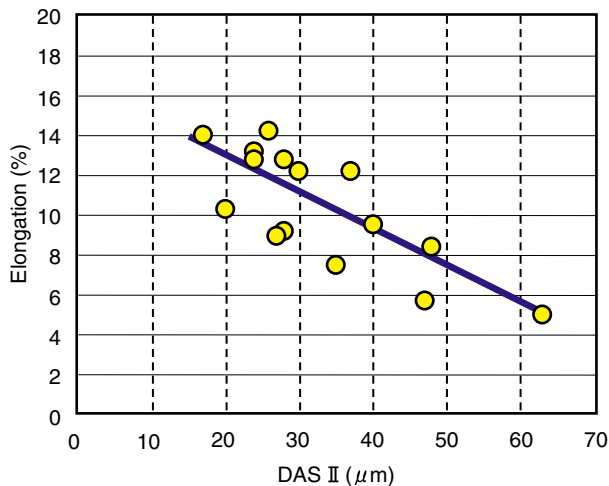


Fig. 4 Relation between DAS II and elongation of the Aluminum wheel

一方、疲労強度と伸びの間にも相関があることが報告されているが⁽⁵⁾、本開発の実験結果においても Fig. 5 に示されるとおり疲労強度と伸びの間に相関がみられ、特に高サイクル疲労強度は耐力よりも伸びに依存することが分った。アルミホイールの耐久性から要求される疲労強度は、高サイクル疲労強度が主であることから、アルミホイールの耐久性を向上させるには伸びを向上することが有効である。

以上より、アルミホイールの軽量化に対して、インナリムからリム部およびスポーク部の伸びを向上させること、つまり冷却速度を向上して疲労強度とじん性を向上させることが、効率の良い薄肉軽量化を可能とすることが分かる。

3. LPDC 製法アルミホイールの課題

3.1. LPDC 製法の課題

LPDC 製法に限らず、鋳造アルミホイールは機械的性質を向上させるためには DAS II の微細化が効果があり、そのためには冷却速度を高くする必要がある。

Fig. 6-a にアルミホイール LPDC 製法で最も一般的なセンターゲート方案の概略図を示す。センターゲート LPDC 製法は、ホイールセンター部に設けられた 1 箇所のゲートから製品全体に溶湯を充てんする方案であり、湯まわり性

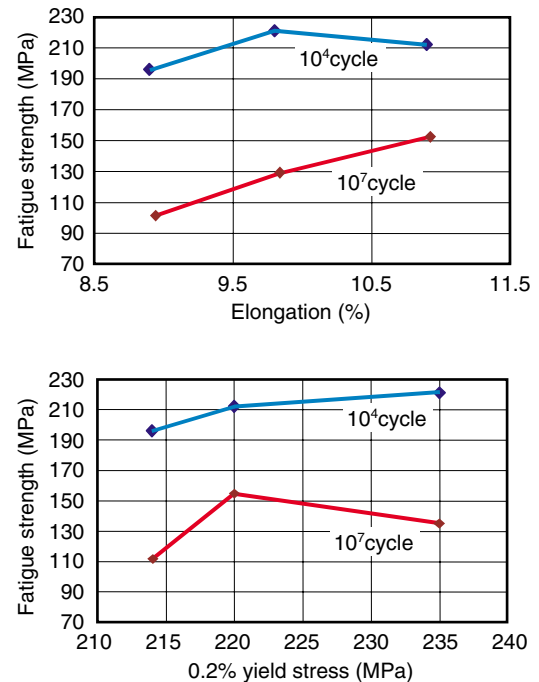


Fig. 5 Relation between fatigue strength and 0.2% yield strength/elongation

を確保および良好な内部品質を得る指向性凝固のために厚い素材肉厚が必要となる。厚い素材肉厚は、冷却速度が低いばかりでなく、溶湯充てん時間を増大させる要因となる。

Fig. 6-b に示すサイドゲート方案はセンターゲート方案よりも冷却速度を高くするためにリム部 2 箇所にゲートを設けた製法である。しかしながら、リム部からディスクセンター部分までの湯回り性を確保する必要性から素材肉厚を薄くするには限界がある。

3.2. 従来のマルチゲート LPDC 製法

LPDC 製法において、冷却速度の向上と溶湯充てん時間の短縮の双方の改善方法としてマルチゲート化が考えられてきた。前述のサイドゲート方案を更に拡張し、マルチゲート化によるメリットを追求した一例を Fig. 7 に示す。アウタリム部に 4 ヶ所のゲートから溶湯が充てんされるため湯回り性の確保が容易であり、素材肉厚を薄く設定することが可能となる。その結果、冷却速度を大きくできると同時に

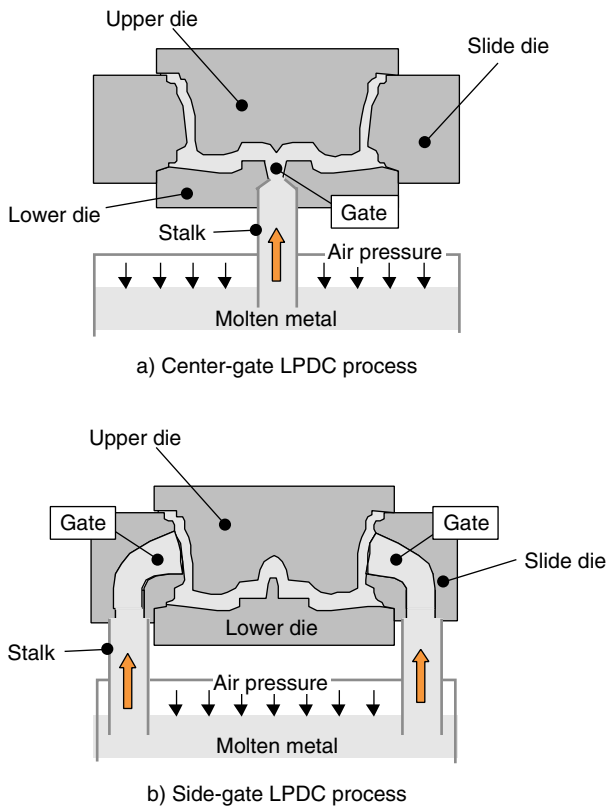


Fig. 6 Schematic illustration of the LPDC process

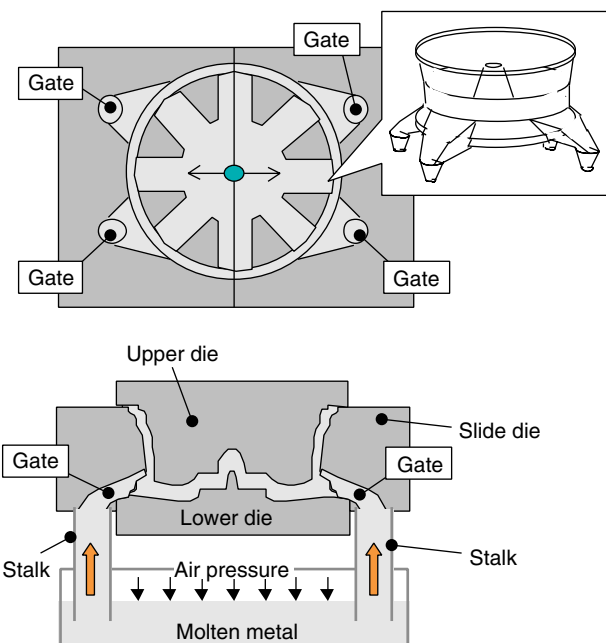


Fig. 7 4-gate LPDC process

溶湯充てん時間の短縮も図られ、機械的性質の向上と生産性の向上の両立が期待された。

しかしながら、従来の LPDC 製法によるマルチゲート化は、湯口方案が型開きの際に、横型のしゅう動を妨げることがないように、ゲート位置や数、およびゲート形状に多くの

制約が求められる。このようなことから従来のマルチゲート化は、生産性を十分に考慮したデザインとする必要がある。これはデザイン自由度に優位性のある LPDC 製法にとっては大きな課題であり、マルチゲート方案による量産例が少ない原因である。

LPDC 製法アルミホイールの軽量化に対する課題をまとめると以下ようになる。

- ・素材肉厚が厚いために冷却速度を大きくできないため、機械的性質の向上を妨げる原因となる。また、生産性を向上させる妨げる原因となる。
- ・その対策として、マルチゲートゲート化による改善が試みられてきたが、ゲート設定の制約を受けるために、その効果が不十分であった。

4. 新マルチゲート LPDC 製法

4.1. 新マルチゲート LPDC 製法の概要

以上述べたような、LPDC 製法アルミホイールの課題を解決できる新しい製法として開発したのが新マルチゲート LPDC 製法である。Fig. 8 に新マルチゲート LPDC 製法の概略図を示す。

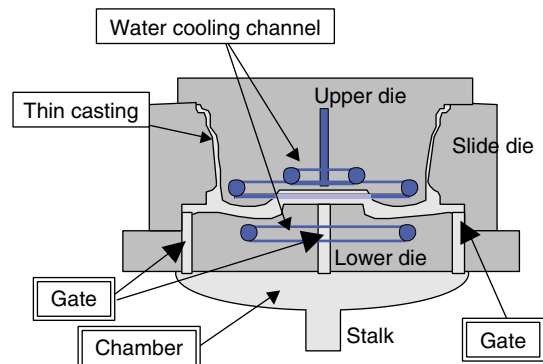


Fig. 8 New multi-gate LPDC process

マルチゲート化に際しては Fig. 9 に示すように、アウトリムの外周に設けたゲートの上面を横型の底面が構成することにより、ゲートが横型の離型を妨害することなくしゅう動が可能である。この結果、ゲート位置およびゲート数を必要に応じて任意に設けることができ、LPDC 製法のマルチゲート化の課題であった湯回り性を改善することができた。また、複数のゲートを任意の位置に設定可能とするためにストークと金型の間にチャンバーを設けることにより、ストークの数を増やすことなくそれぞれのゲートへの溶湯供給を可能とした。更に、DAS II の微細化を図るために、上型の水冷能力を強化することで高い冷却速度を得ることができた。

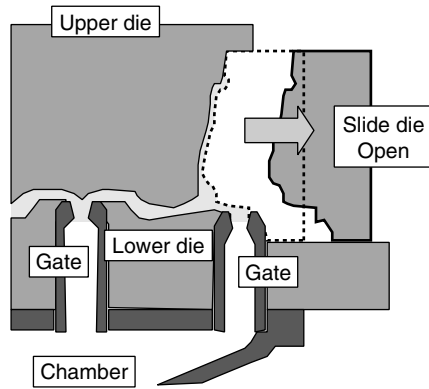


Fig. 9 Gating system of new multi-gate LPDC process

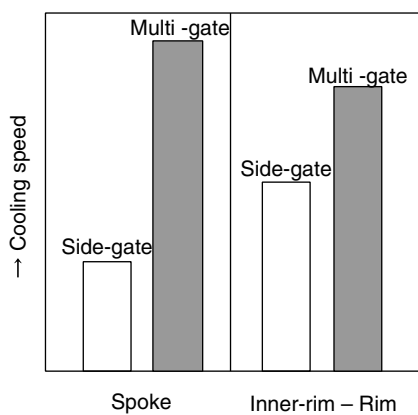


Fig. 10 Comparison of cooling speed

この新しいマルチゲート化により、湯流れ長さを短くすることが可能となり、サイドゲートと比較して素材肉厚を薄く設定しても湯回り性を十分確保できる方案となった。素材肉厚を薄く設定できたことと、金型冷却能力の向上により、スポーク部では約3倍の冷却速度を得ることができた(Fig. 10)。

この新しいマルチゲート化により、湯流れ長さを短くすることが可能となり、サイドゲートと比較して素材肉厚を薄く設定しても湯回り性を十分確保できる方案となった。素材肉厚を薄く設定できたことと、金型冷却能力の向上により、スポーク部では約3倍の冷却速度を得ることができた(Fig. 9)。

以上のような製法を用いることで、DAS II微細化による機械的性質の向上が可能となった。

4.2. 新マルチゲート LPDC 製法の軽量化効果

新マルチゲート LPDC 製法とサイドゲート LPDC 製法素材の断面写真を Fig. 11-a), b) に示す。新マルチゲート LPDC 製法はサイドゲート製法と比較すると、15 インチ×6.5J アルミホイールの素材肉厚においてリム部で33%、ス



a) New multi-gate LPDC process



b) Side-gate LPDC process

Fig. 11 The section of the castings by LPDC process

ポーク部で25%肉厚低減がされ、仕込み重量においては37%低減が図られた。

以下、新マルチゲート LPDC 製法による素材以外の効果について、サイドゲート LPDC 製法との比較して説明する。

4.2.1. 機械的性質

軽量化のためのじん性向上に重要である DAS II サイズの微細化効果を Fig. 12 に示す。

軽量化効果が大きいインナリムからリム部で約30%、スポーク部で約20%の微細化効果が見られる。その結果、伸びもそれぞれ約 50%、約 70%の向上が図られている。

4.2.2. 軽量化効果

これらじん性の向上により、Fig. 13 に示すようにスポーク部の製品肉厚を 25%、リム部の製品肉厚を 25～7%低減し、強度性能を落すことなく製品重量を 10%軽量化した。

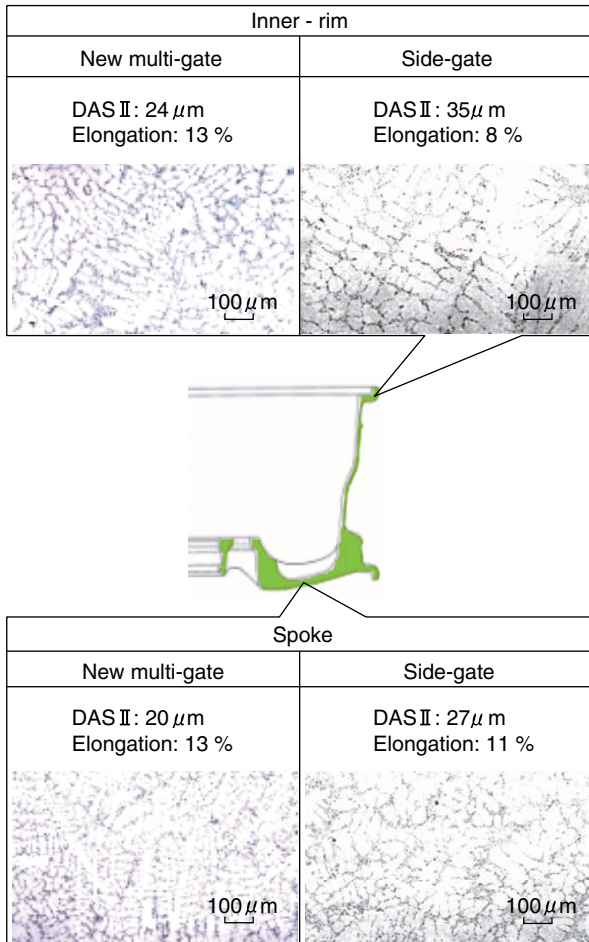


Fig. 12 Relation between DAS II and elongation

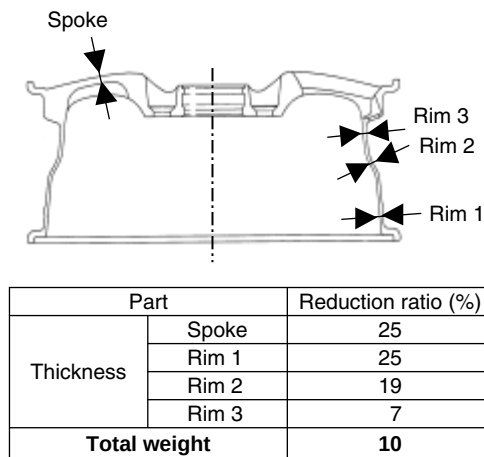


Fig. 13 Comparison of the thickness

4.3. 生産性の向上

新マルチゲート LPDC 製法には以上述べた他にも、生産性に関する効果がある。

4.3.1. サイクルタイム

鋳造サイクルタイムの短縮効果について Fig. 14 に示す。LPDC 製法の生産性に関する大きな課題として、鋳造サ

イクルタイムの長い事が挙げられ、特に溶湯の充てん時間および冷却時間が長いことが主な原因となっている。

新開発マルチゲート LPDC 製法においては、素材肉厚が薄く仕込み重量が低減され、かつ冷却時間が短いことから、昇圧工程から型締め工程までの鋳造工程のうち、充てん・押湯・冷却工程で時間短縮がなされ、鋳造サイクルタイムとして合計で 75%まで短縮することができた。

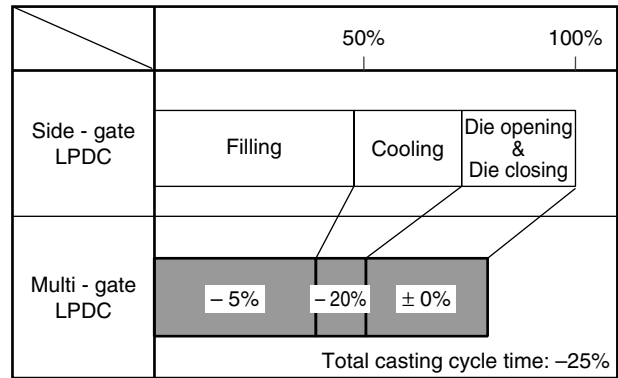


Fig. 14 Comparison of the thickness

4.3.2. その他の効果

またマルチゲート化により、凝固時の部位間での製品温度差が小さくなり、凝固冷却時の残留ひずみを低減する効果が得られる。この結果、今までのLPDC製法で必要であった鋳造後のひずみ取り矯正が不要となった。

5. まとめ

新マルチゲート LPDC 製法アルミホイールは、アウトリム外周に設けたゲートを横型底面に配置するため、ゲートを必要に応じ任意に設定することが可能となり素材の薄肉化を図ることができた。その結果、

- (1) 冷却速度の向上による組織の微細化がなされ、機械的性質が向上し、インナリムおよびスポーク部を 25%薄肉化し 10%の軽量化を達成した。
- (2) 鋳造サイクルタイムを 25%短縮およびひずみ取り工程の省略による生産性の向上が可能となった。

今回は 15 インチ× 6.5JJ サイズのホイールを例に説明したが、ホイールのサイズやデザインによって、その効果は変化する。最近時のホイールの大径化の傾向から、今後このマルチゲート LPDC 製法を適用することにより、いっそうの軽量化が期待できる。

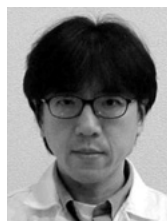
6. 謝辞

本開発に対して、多大なご協力を頂いた旭テック株式会社殿に感謝の意を表します。

参考文献

- (1) JIS D4103 Automobile parts — Disc wheels —
Performance requirements and marking
- (2) 神尾彰彦ほか:デンドライトアームスペーシング測定
手順 アルミニウムのデンドライトアームスペーシン
グと冷却速度の測定方法, 東京, 軽金属学会, 1988,
p.46-52
- (3) 北岡山治ほか:Al-Si-Mg系合金の組織と機械的性質, ア
ルミニウムの組織と性質, 東京, 軽金属学会, 1991,
p.242-245
- (4) 安達充:鋳物・ダイカスト, アルミニウムの製品と製
造技術, 東京軽金属学会, 2002, p.384
- (5) 本間梅夫:軽合金鋳物の製法と材質, 鋳物便覧, 東京,
丸善, 1986, p.931-936

■著 者■



高橋 聡

直流ブラシレスモータ用 バスリング樹脂モールド技術の開発

Development of a Plastic Mold Technology for Bus Ring for DC Brushless Motor

竹内 和夫*
Kazuo TAKEUCHI
堀江 達郎*
Tatsuro HORIE

田中 高太郎*
Kotaro TANAKA
岡村 明拓*
Akihiro OKAMURA

要 旨

HEV 用駆動モータの合理化、量産性向上をはかる目的で、複数の高電圧配電部品を樹脂絶縁材で一体化し、部品点数の削減、組み立て作業性の向上を検討した。従来の塗布型フッ素系絶縁樹脂と比較し、樹脂モールド化で不利となる部品寸法の大形化を最小限にとどめ、あわせて防水信頼性を高めることを目標とした。樹脂モールド部品の熱ひずみの実測に基づく材料選定および浮き成形によるフルモールド化で防水信頼性を確保し、また高電圧絶縁設計基準の検討により最小絶縁距離を明確にすることで、部品寸法を大きくすることなく量産性に優れたバスリングの一体化モールド技術を開発した。

ABSTRACT

To rationalize the layout and increase the mass productivity of HEV drive motors, integrated molding of high voltage distribution parts using plastic insulation material was investigated as a method to reduce the number of parts and increase ease of assembly. The enlargement of part dimensions occurring with the change to molding plastic from using the former cure coat-type fluoropolymer insulator material was minimized and waterproofing performance was increased. Selection of materials on the basis of measurements of heat strain in plastic molded parts and full molding using floating over molding ensure waterproofing. Study of the design basis for high-voltage insulation clarified the minimum insulation distance, enabling the development of an integrated bus ring molding technology which allows mass production without increasing the dimensions of the parts.

1. まえがき

近年、自動車の燃費向上に対する要求が高まるなか、更なる燃費向上技術としてハイブリッド自動車(Hybrid Electric Vehicle, 以下 HEV)の普及が期待されている。

HEVの本格的な普及を図るうえで、従来のガソリン車に対して追加システムとなる駆動用モータ、バッテリー等の小型化、軽量化および量産性向上が課題となっている。

また、HEV、EV、FCVではモータ駆動用電圧(一般に200V以上)が従来のガソリン車電装系電圧(12 ~ 24V)よりも高いため、電装系部品の高電圧に対する絶縁信頼性が重要となり、樹脂モールドにより絶縁を保証する場合には、樹脂材料の選定とモールド構造設計がその品質を決定する。そこで、DCブラシレスモータの駆動用電流配電機能を有する複数のバスリングを、射出成形樹脂で一体モールド成形し部

品点数を削減した上で小型化と量産性向上をはかることを検討した。また、一体モールド構造および成形技術についても検討を行ない、絶縁信頼性の高い、バスリングの一体樹脂モールド技術を開発したので報告する。

2. 開発のねらい

Fig. 1にホンダINSIGHTのIMA(Integrated Motor Assist)システムに用いられている DC ブラシレスモータの構成を示す。モータには3本の銅製導体(バスリング)が用いられており、モータ駆動用の18個のステータコイルに3相電流を配電する。

バスリングには配電機能だけでなく、各相間の絶縁および外部に対する絶縁機能が求められるため、塗布型の絶縁材料が用いられている。塗布型の絶縁材料には、一般的にエ

*栃木研究所

ポキシ系の焼き付け塗料が用いられるが、HEV用モータでは周囲がエンジンルームの高温環境であることから、耐熱性の高いフッ素系の焼付け樹脂被覆が用いられている。

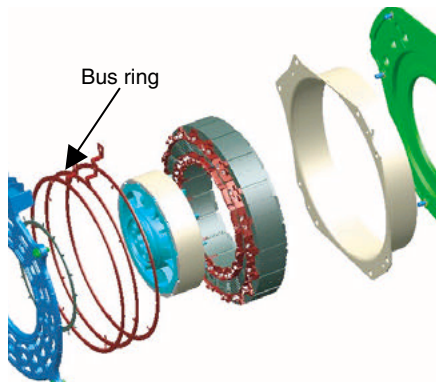


Fig. 1 Motor components and bus ring

フッ素系の焼付け樹脂被覆は、その原料コストが高いだけでなく、Fig. 2に示すようにプレス製銅導体のコーナエッジ部、バリ部位では被覆膜厚が薄くなり易い。さらに、ピンホール、導電性異物、塗膜はく離などの塗装不具合を生じることがあるため、絶縁性確保のためには、厳重な品質管理が必要であった。このため、歩留まりが悪く生産規模の拡大をはかることが困難であった。

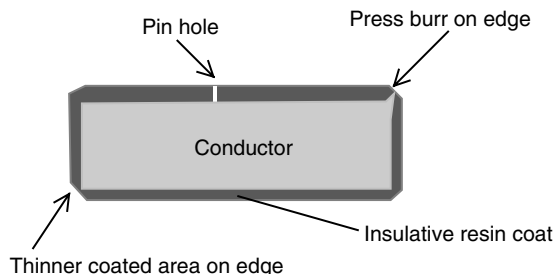


Fig. 2 Typical concerns of resin coated bus rings

本開発では、焼付け樹脂被覆に替わり、銅導体を汎用の射出成形用樹脂でオーバモールドし絶縁材として用いることで、量産規模の拡大に対応可能とすることを検討した。

3. 樹脂モールド化の技術課題

3.1. 樹脂モールド化の技術課題

樹脂でオーバモールドし絶縁材として適用する場合、歩留まりが向上することで量産規模の拡大が期待できる一方、以下の技術課題がある。

(1) 絶縁層の薄肉化

焼付け絶縁被覆では絶縁に必要な最低膜厚(数十 μm)を確保すれば良いのに対し、樹脂モールドでは成形時の樹脂流れ性を確保するために1 mm程度の肉厚を必

要とする。そのため、3本のバスリングを重ねて用いる場合には焼付け型の樹脂絶縁被覆に対し、積層厚さ方向でさらに5~6 mmのスペースを必要とする。

(2) 熱サイクルに対する耐久信頼性

焼付け樹脂被覆では、比較的柔軟な樹脂被覆を導体表面に薄く形成する。このため、樹脂被覆は銅導体との熱膨張差に追従し、熱ひずみを吸収することができる。これに対し、樹脂モールドでは、モールド樹脂が硬質で肉厚も厚いため、銅導体との熱膨張差を吸収できず、熱サイクルによりモールド樹脂にクラックが発生し水進入経路となることで絶縁性低下を引き起こすことがある。特に、樹脂成形欠陥のひとつであるウエルドラインは強度特性が低いため、熱サイクルによるクラックの起点になり易い。

3.2. 課題に対する対応手法

これらの課題を解決するため、以下の対応手法を検討した。

(1) 一体モールドによる小型化の達成

3本の銅導体それぞれを樹脂でモールドするのではなく、樹脂で3本の導体を一体モールドすることで小型化をはかる。同時に、一体モールド構造および成形方案を工夫するとともに、高電圧に対する絶縁設計の考え方を確立することにより絶縁信頼性も確保する。

(2) 熱サイクルに対する耐久信頼性の確保

熱サイクル時に樹脂に発生する熱ひずみを直接評価し、材料強度特性と比較することで最適樹脂材料を選定する。また、成形方案およびモールド構造の工夫により構造的に水進入を防止し、ウエルドラインなどの成形欠陥部位の強度特性低下を回避する。

4. 構造と成形方案の検討

4.1. 成形方案の検討

一体化した場合の樹脂モールド部の主要機能は、一体化する銅導体の各相間の絶縁および外部との絶縁である。したがって、絶縁性確保のためには、各導体間および外周モールド樹脂肉厚の精度確保が必須である。導体は樹脂モールド時に大きな樹脂充てん圧力を受けるため Fig. 3のような導体の位置ずれが発生することがあり、このことが絶縁性能の低下原因となる。

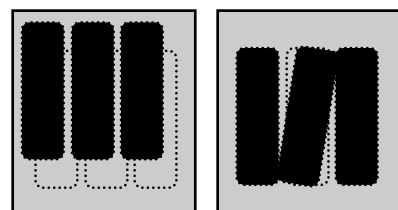


Fig. 3 Position shift in resin mold

一般的にモールド中でのインサート部材の位置ずれを防ぐために Fig. 4 に示すような成形方案が用いられる。

- a) モールドを2回に分けて成形する(2段階成形)。
- b) 金型支持ピンで金型内に固定し導体の位置ずれを防止する。

a)の2段階成形では、インサート部品を確実に保持できるというメリットがある。しかし、一次成形と二次成形に同一の樹脂材を用いても、二次成形時に一次成形体は既に固体状態まで冷却されており、射出ゲートから離れた位置では、界面の融合が不完全な状態(コールドジョイント)になり易い。コールドジョイントが部品の外面にできた場合は水の進入により絶縁機能を損なう原因となる。

一方b)金型支持ピンによる固定では、コールドジョイントは発生しないものの、防水の完全性を保証するため、Fig. 4 b)に示すように支持ピン跡部への防水ポッティング塗布などの追加工程を必要とする。

防水のための追加工程を必要としないシームレスなモールドを得る手法としては、成形過程で支持ピンを引き抜く浮き成形がある。しかし、樹脂充てん完了前に支持ピンが引き抜かれるため、成形時に樹脂の充てん圧力のバランスがとり難い複雑形状成形体では、インサートの位置精度を確保することが難しい。

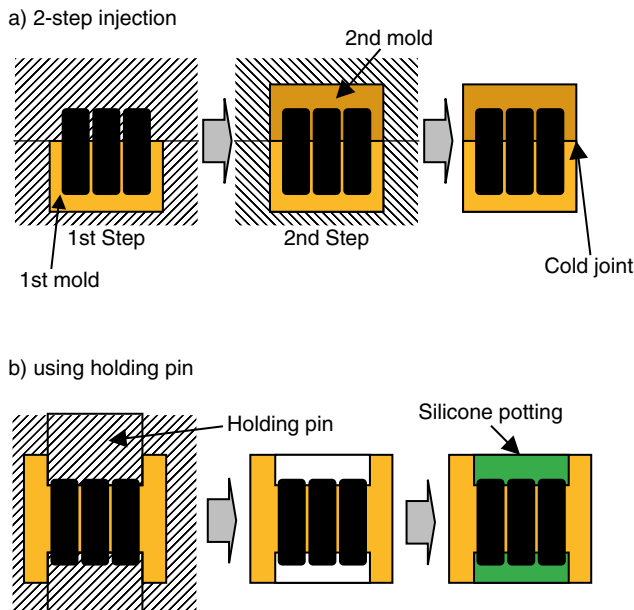


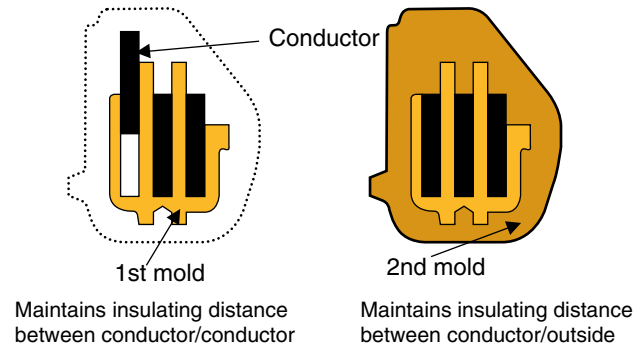
Fig. 4 Schematic drawing of full mold method

そこで、本開発では、Fig. 5に示すように、a) 2段階成形とb)浮き成形を組み合わせ、

- (1) あらかじめ成形してある一次成形体で銅導体を保持し、各相間の相対位置精度を確保した上で、全体をさらにオーバモールドする(2段階成形)。

- (2) 銅導体を保持した一次成形体を、浮き成形を用いてオーバモールドすることによりコールドジョイントを外面に発生させず、防水性を確保する(浮き成形)。ことで機能保証を分担する構造および成形方案とした。

(1) 2-step molding



(2) Floating mold

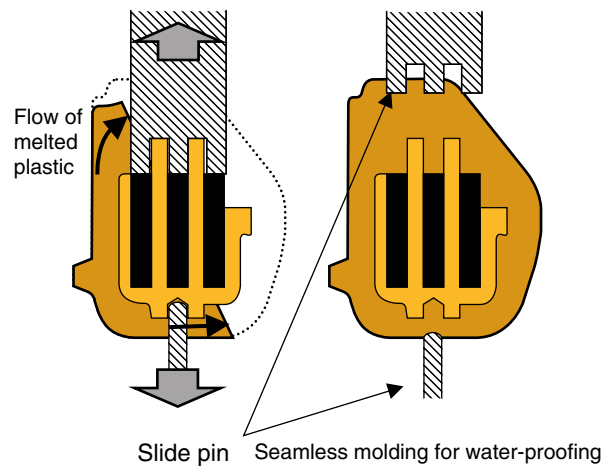


Fig. 5 Seamless molding method for bus ring

4.2. モールドバスリングの構造

樹脂モールドバスリングの基本構造を Fig. 6 示す。3本の銅導体を円筒状に曲げ、一次成形体(Holder)に保持し導体間の絶縁距離を確保したうえで、さらに全体を二次成形体(Over mold)でモールドし外部との絶縁と防水性を確保する。

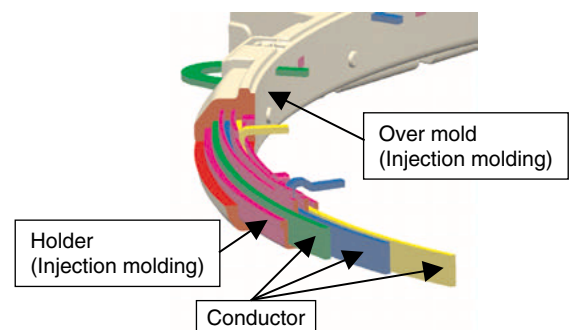


Fig. 6 Structure of plastic molded bus ring

5. 最適材料の選定

5.1. 検討材料の選定

本開発では、部品の使用環境温度が高く(150℃以上)、組付け時に部品としての形状精度・剛性が必要なことから、モールド材としてガラス繊維強化 PBT(以下 PGT-GF)、ガラス繊維強化 PPS(以下 PPS-GF)、およびガラス繊維/ミネラル強化 PPS(以下 PPS-GF/M)を検討した。PPS-GF/M は熱膨張の異方性を小さくした特殊グレードである。

これらの材料の熱膨張係数を Table 1 に示す。

Table 1 Thermal expansion coefficient of investigated materials

		PBT-GF	PPS-GF	PPS-GF/M
Thermal expansion coefficient (10 ⁻⁶ /K)	Flow direction	35	15	19
	Transverse to flow direction	80	51	29

5.2. 熱応力の評価

金属をインサート成形した樹脂成形部品では、その熱膨張差により温度変化の際に熱応力が発生する。この熱ひずみを評価し、材料の疲労強度特性と比較することで、材料を選定した。金属等の等方的な熱膨張挙動を示す材料では、熱ひずみを簡便に評価する手法として、自己温度保証ひずみゲージが用いられ、単純な熱膨張により発生する見かけひずみがある程度補正することが可能である。しかし、射出成形用樹脂では、樹脂の流れ方向と流れ垂直方向では大きく熱膨張挙動が異なる上に、ガラスファイバー等の異方性フィラーが入った樹脂の場合は更に異方性が大きくなるため、一般的には熱膨張による見かけひずみを補正することが困難であった。

本開発でも、銅導体との熱膨張差低減のために、一般的なガラス短繊維フィラー材と、異方性改善材と呼ばれるガラスフィラー+ミネラルフィラー材を検討した。しかし、異方性改善グレードにおいても、Table 1 に示したように熱膨張挙動には異方性が存在する。

そこで、本開発では、2個のバスリングを同一条件で成形し、一方は切断して自由な熱膨張をする参照材とし、もう一方を部品形状での熱ひずみ評価に用いた。これらを同一温度で測定することで材料そのものの熱膨張の影響を排除した熱ひずみを測定することができる。

測定の手順を Fig. 7 に示す。

- 一方のバスリングにひずみゲージを貼りつけ、もう一方の切断状態のバスリングにも、同一部位にひずみゲージを貼りつける。切断状態のバスリングのひずみゲージをリファレンスとして2ゲージ法でブリッジを組む。
- 2つのバスリングの温度が同じとなるように温度を変

化させ、温度-ひずみ(measured strain)線図を得る。

- 常温で完成品バスリングの切断解放ひずみを測定し、その測定値を通るように、温度-ひずみ線図をシフトさせ補正した温度-ひずみ線図(calibrated strain)を得る。

得られた温度-ひずみ線図は、熱膨張差により発生する熱ひずみの各温度での絶対値を示す。

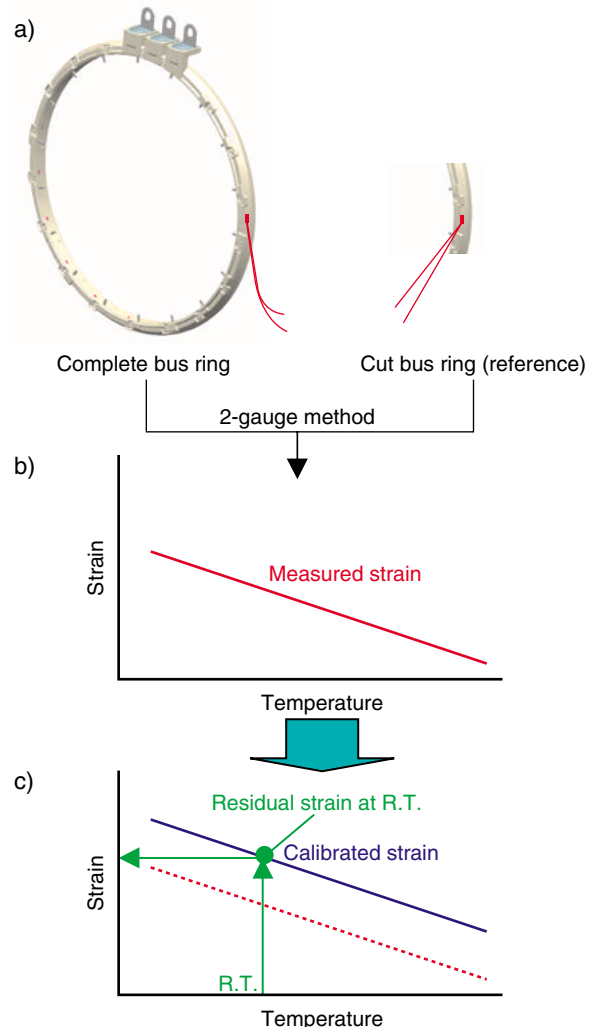


Fig. 7 Thermal strain measurement method

このようにして得られたバスリングの熱ひずみ評価結果の実例を Fig. 8 に示す。

バスリングに発生する熱ひずみは、その熱膨張挙動から予想されるとおり、樹脂の流動停止温度近傍ではほぼ0であり、低温になるとともにほぼ直線的に増加することが確認できた。したがって、バスリングの熱サイクル寿命は、熱ひずみ値が大きく、かつ樹脂の破断伸びが低下する低温側での疲労強度により支配されると考えられる。

また、材料別の比較では材料の熱膨張率から予想されるとおり、PBT-GF材に対し、PPS-GF一般グレード材が約30%、PPS-GF/M異方性改善グレードの熱ひずみが約40%小さいことが確認された。

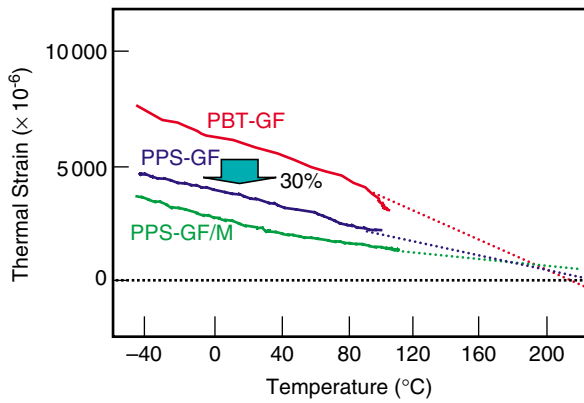


Fig. 8 Temperature dependence of thermal strain

本部品の低温側の保証温度限界は -40°C であることから、材料を選定するにあたり、 -40°C でのバスリング熱ひずみ発生量と、設定した目標サイクルでの疲労強度を測定し比較した。

Fig. 9 に示すように、PBT-GF ではテストピース材料強度とほぼ同等の熱ひずみが発生している。一般に実成形品では、材料のテストピース強度特性と比較して低い物性を示すウェルドなどの成形欠陥が生じることから、実成形品での安全率は1を切ることが予想される。一方、PPS-GF一般射出成形グレードおよびPPS-GF/M異方性改善グレードでは疲労強度(ひずみ値)に対し熱ひずみが十分小さく、熱サイクル寿命も十分確保できると予想された。

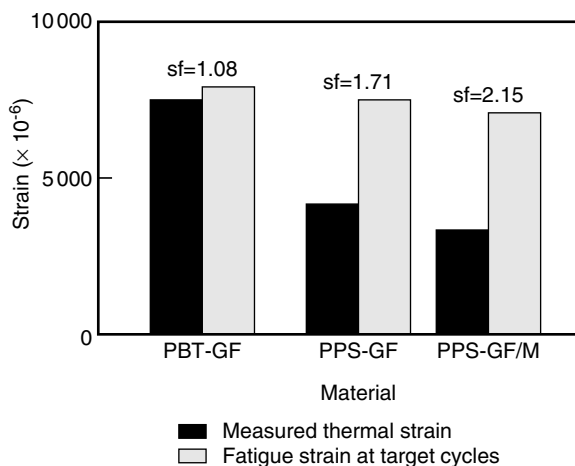


Fig. 9 Thermal strain and fatigue strain

実際に、それぞれの樹脂でモールドしたバスリングの熱サイクル寿命を Fig. 10 に示す。

発生熱ひずみが小さく、材料強度に対し十分な安全率をもつ PPS-GF 一般射出成形グレードおよび PPS-GF/M 異方性改善グレードの方が、実成形品でも PBT-GF 材より3倍以上の熱サイクル寿命を有することが確認できた。

このことから、モールド樹脂材には、一般的なPPS-GFの射出成形グレードを適用可能であることがわかった。

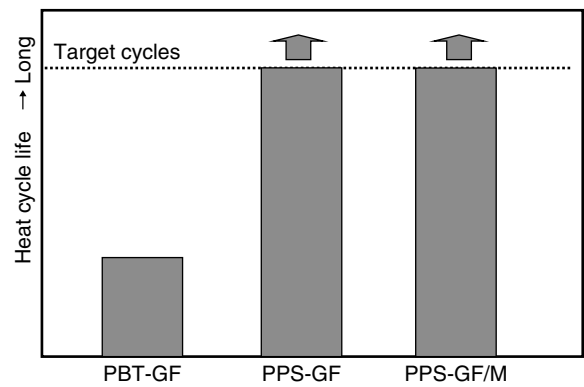


Fig. 10 Heat cycle life of bus ring

6. 絶縁設計技術

高電圧に対する絶縁信頼性の確保と部品の小型化を両立するため、絶縁設計の考え方を構築した。

本構造では、Fig. 11 に示すように絶縁破壊経路として以下の2つが考えられる。

- a) 一次/二次モールド界面での絶縁破壊
- b) 樹脂肉厚方向での絶縁破壊

これら2つの絶縁破壊経路に対するモデル実験をおこない、それぞれの絶縁経路に対する絶縁距離と絶縁破壊電圧の関係から、必要な絶縁距離を求めた。

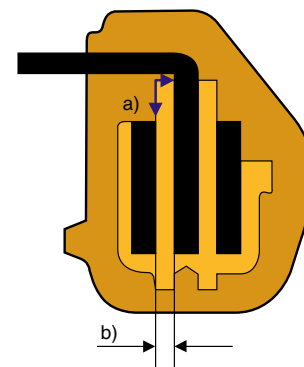


Fig. 11 Insulating distance a) interface, b) bulk

Fig. 12 にモールド樹脂として検討した、樹脂材料材のバルクおよび表面の絶縁距離と絶縁耐圧の関係を示す。

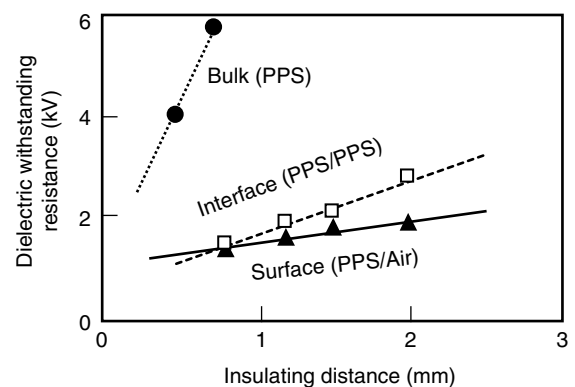


Fig. 12 Dielectric withstanding resistance

一般に樹脂の表面抵抗は、樹脂表面への水の吸着、および誘電率差による気体側への電界集中の影響⁽¹⁾で樹脂内部よりも低い。モデル実験の結果でも、樹脂のバルク絶縁抵抗は、樹脂界面および樹脂表面の絶縁抵抗より遥かに大きく、絶縁設計上は界面での表面抵抗に対しての絶縁距離設定がポイントとなることが分かった。

特に、a)の界面での絶縁保証に対しては、同一樹脂を用いても界面全体にわたっての融合を期待することができないため、界面の融合が無くとも絶縁保証のできる距離を設定する必要がある。

このことから、Fig. 13に示すように銅導体間の一次成形体と二次成形体の界面に沿っての距離(沿面距離)が絶縁性を保証する設計値となることが分かった。

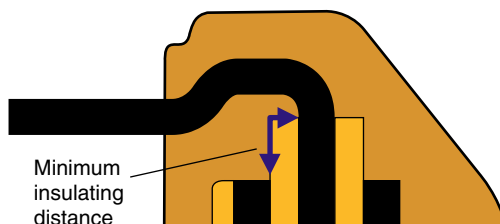


Fig. 13 Minimum insulating distance

7. 樹脂一体化成形技術

本開発では3本の導体を一体モールドするにあたり、以下の考え方を適用した。

- (1) 構造で導体間の相間絶縁を保証
- (2) 防水性の観点で界面を表面に露出させない

これを実現させるため、一次モールドで相間絶縁を保証し、二次モールドで外部との絶縁と防水性を確保可能な浮き成形技術を適用した。

7.1. 浮き成形の概要

浮き成形はシームレスな多層構造体を成形する技術であり、

- (1) 一次成形体を二次成形金型中にスライド支持ピンで保持
- (2) 二次成形樹脂充てん過程の適切なタイミングで支持ピンをスライドし、支持ピン跡をモールド樹脂で封止することで継ぎ目のない樹脂モールドを得る。

Fig. 14 に浮き成形プロセスの概要を示す。

一次成形体および銅導体は二次成形充てん時に高い樹脂充てん圧力(一般に 10 ~ 30MPa 以上)を受けるため、二次成形時に銅導体および一次成形体の変形と位置ずれを防止する必要がある。

本開発では、一次成形体および銅導体の形状保持と二次モールド中での位置精度を確保するため、一次成形体を二次成形金型の型割り方向に上下からスライドピンで支えることとした。

プロセスは、大きく分けて

- a) 一次成形体および銅導体を二次成形金型にセットし保持
- b) 二次成形樹脂を射出
- c) 適切なタイミングで一次成形体を支持するスライドピンを引き、スライドピン跡も絶縁樹脂で充てんの3つの段階に分けられる。

7.2. 支持ピン引き抜きタイミングの設定

Fig. 15 に充てん開始からのキャビティ内樹脂充てん割合、支持ピン抜きタイミングと銅導体シフト量および支持ピン引き抜き跡ウエルド実体強度の関係を示す。

一次成形体支持ピンスライドのタイミングが二次モールド樹脂充てんに対して早い場合は、一次成形体固定が不十分で二次モールド中で一次成形体および銅導体が射出圧に押されシフトし、二次成形体肉厚バラツキおよびそれに伴う成形体の反りが発生する。

遅い場合はピン引きぬき跡に流れ込む樹脂の温度/圧力が低下し、ピン部周辺の充てん不良およびウエルド強度低下の原因となる。

したがって、ピン引きぬきタイミングは、キャビティ内への樹脂充てんがある程度進行し、かつ一次充てん圧力がかかっている範囲内に制御する必要がある。

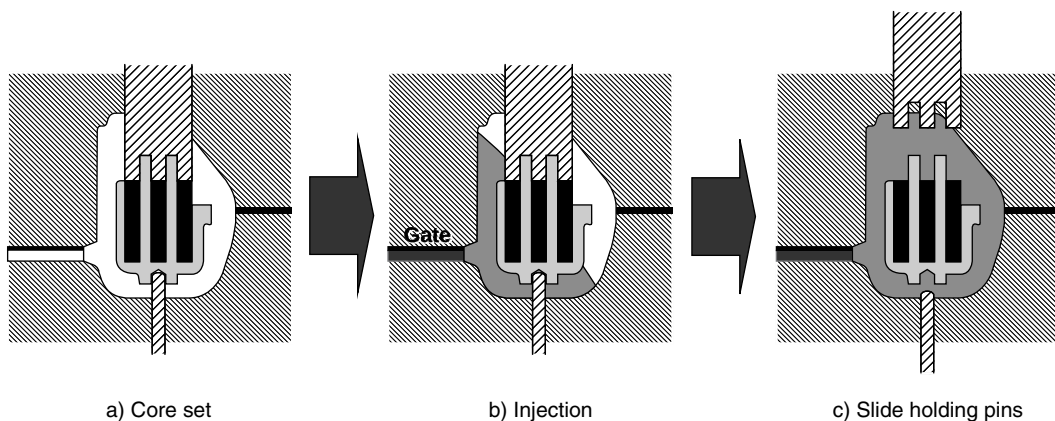


Fig. 14 Seamless injection molding process

参考文献

- (1) 宇都宮敏男ほか：電気工学辞典，東京，技報堂出版，1988, p.226
- (2) 小川博久，福田健児：Civic Hybrid 用モータの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.25-30 (2002)

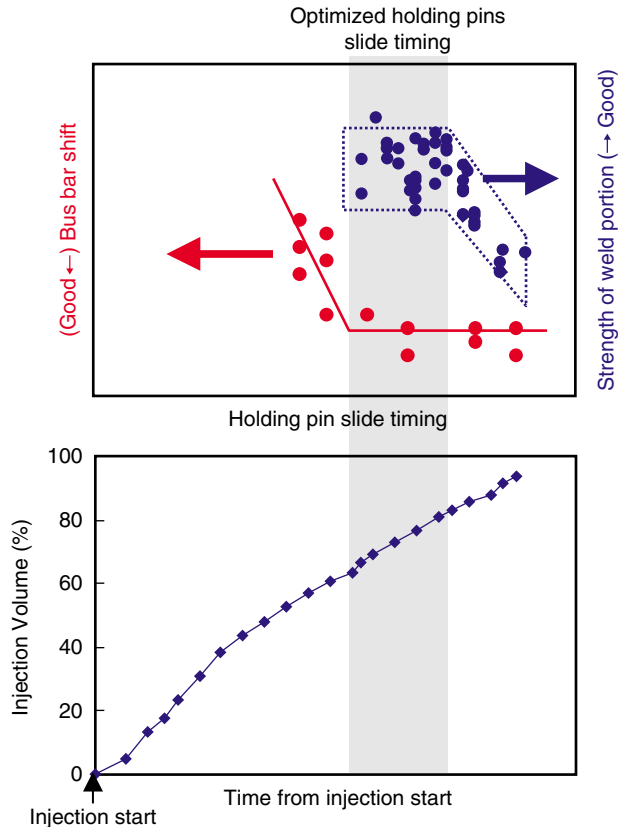


Fig. 15 Holding pin slide timing chart

8. まとめ

DC ブラシレスモータの量産性向上と小型化を同時に達成できるバスリングの樹脂一体モールド化技術を開発した。

- (1) 樹脂モールドバスリングに発生する熱ひずみを評価し，材料の疲労強度特性と比較することで，材料選定が可能となった。
- (2) 高電圧に対する絶縁設計技術を確立し，絶縁信頼性を確保しつつ，小型化を達成した
- (3) 浮き成形技術の活用と支持ピンスライドタイミングの最適化を図ることで，複数部品の一体化による合理化，組付け時間の短縮⁽²⁾と防水信頼性，強度信頼性の確保を同時に達成できた。

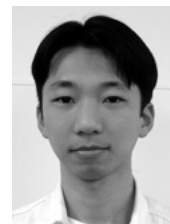
謝 辞

本開発を推進するにあたり，ご協力頂いた住友電装(株)部品事業本部，(株)アトライズヨドガワ，および黒田化学(株)に感謝します。

■ 著 者 ■



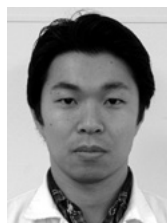
竹内和夫



田中高太郎



堀江達郎



岡村明拓

極薄板用アーク溶接の制御方法

Method of Controlling Arc Welding on Ultrathin Board

上 田 孝 治*

Koji UEDA

山 上 武*

Takeshi YAMAGAMI

柳 田 章*

Akira YANAGITA

村 上 学*

Manabu MURAKAMI

要 旨

アーク溶接において、アーク長とアーク光照度に正の比例関係が成立することを突きとめた。これを適用し、溶接中にアーク長が常に一定長さを維持する制御技術を開発して、従来のアーク電圧制御では達成できなかったアーク長1.0mm以下の長さを一定に維持する制御が可能となった。これにより、板厚0.5mm以下の極薄板の溶接を低電流、低電圧で行うことで、安定した均一な溶け込みを実現した。

ABSTRACT

A positive proportional relation between arc length and arc illumination was found to apply in arc welding. By applying this relation, a control technology was developed that maintains arc length at a constant fixed value during welding. This enabled control that is able to maintain a fixed arc length of 1.0 mm or less, which was not possible with conventional arc voltage control. As a result, stable, uniform melting was achieved on ultrathin boards 0.5 mm thick or less by the application of low-current, low-voltage welding.

1. まえがき

従来の車体領域に用いられる鋼板の板厚は0.6～1.6mm程度である。近年、省エネルギー並びに環境対策から車体や排気系部品、燃料電池開発における改質システム部品を中心に極薄板化の要求がますます強まっており、溶接品質向上に対する取組みは、その要求に応えるため不可欠になっている。

板厚0.5mm以下の極薄板は、溶け落ちや溶融不良、電極との融着等の問題が発生しやすい。そのため適確な溶接入熱量を安定的に投入することが課題となっている。また、溶接施工の際に母材が入熱で変形しないよう、クランプジグによる強固な固定が必要とされる。しかし、クランプジグで固定できない形状も多い。

2. 従来技術とその問題点

アーク溶接では熱源であるアーク放電を安定的に維持することが重要であり、電極を母材に極めて近い距離に接近させ、アーク長さを常時一定に保つ制御が必要となる。このアーク長が極薄板の溶接品質の安定にとって重要な技術要素となる。しかし、これを正確に制御するのは非常に困難とされてきた。

例えば、アーク長を測定する方法としてレーザセンサやカメラで撮影することが行われている。しかし、レーザセンサは受光部に強いアーク光が入ると誤動作を招く、またカメラで計測する方法は、距離の正確な測定ができない等の問題がある。従来用いられているアーク電圧検知制御方法における、溶接電流20A、50A、80Aの実験結果を、Fig. 1に示す。アーク長1.0mm以下ではアーク電圧が不安定にな

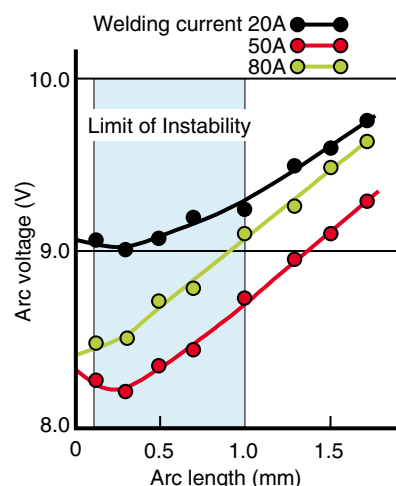


Fig. 1 Relation between arc length and arc voltage

るため、この間はアーク長を一定に維持することができないことがわかる。

3. アーク放電による溶融池の大きさ アーク長の関係

Fig. 2に、電流を一定にしてアーク長を0.25, 0.50, 0.75, 1.00, 1.25mmに変化させた時のアーク長と溶融池の直径(溶融径)の関係を示す。その時の溶接条件を Table 1 に示す。

板の表と裏の溶融径を計測した結果、アーク長が短いほど溶融径が大きくなり、表と裏の溶融径差も少ない。このことより、アーク長が短い程アーク放電の熱エネルギーは母材を溶融するため効率的に消費されていることがわかる。

Table 1 Welding condition

Base material	SUS316L
Thickness	0.5mm
Material of electrode	Tungsten
Diameter of electrode	1.6mm
Welding current	27A
Welding time	0.25s
Welding method	TIG

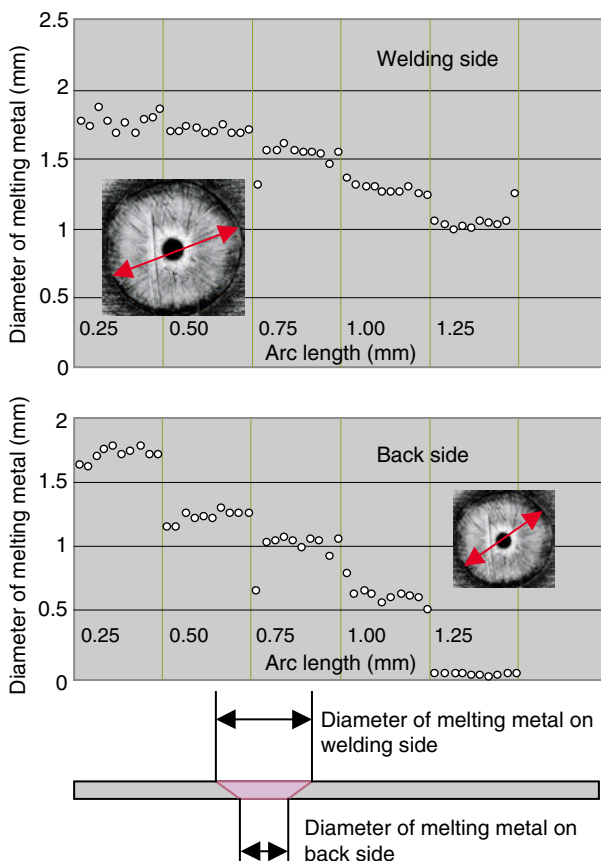


Fig. 2 Relation between arc length and diameter of melting metal

4. アークの光照度とアーク長の相関特性

従来のアーク長制御やアーク電圧制御に代わる溶接制御技術を検討する中で、アーク長を変化させるとアーク放電の光が微妙に変化することに気がついた。そこで Fig. 3 に示す TIG 溶接実験装置を用いて、アーク光照度とアーク長の関係について実験を行った。アーク放電の光の変化を計測するため、溶接電極中心から 150mm 離れたところに照度計を設置し計測した。溶接電流は、手溶接で実績のある最小 20A と最大 81.25A とし、溶け落ちや変形を避け計測するため、厚さ 1.6mm のステンレス鋼板を選定した。その他の条件を Table 2 に示す。

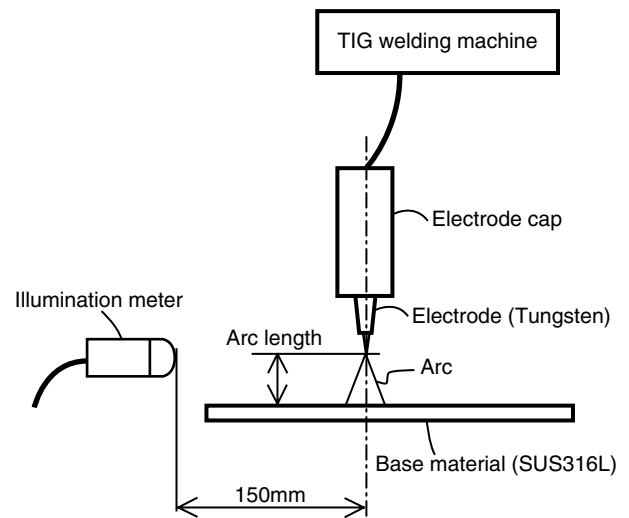


Fig. 3 Experimental apparatus of arc length change and arc optical illuminance

Table 2 Condition of arc length change and arc optical illuminance experiment

Base material	SUS316L
Thickness	1.6mm
Material of electrode	Tungsten
Diameter of electrode	1.6mm
Extension of electrode	16mm
Distance of electrode and illumination meter	150mm
Welding method	TIG

実験の結果を Table 3 に示す。溶接電流が 20A および 81.25A の条件におけるアーク光照度とアーク長の関係を Fig. 4 に示す。アーク光照度とアーク長の関係はこれまで制御が困難とされていたアーク長 1mm 以下においても正比例の相関関係にあることがわかった。この結果から、溶接電流を一定にして照度を監視することでアーク長の制御ができるのではないかと考えた。

Table 3 Result of experiment

Arc length at welding current 20A				
Arc length (mm)	0.17	0.39	0.61	0.98
Illuminance (Lx)	36.7	399	449	564

Arc length at welding current 81.25A					
Arc length (mm)	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0
Illuminance (Lx)	2006	2650	4620	8315	12649

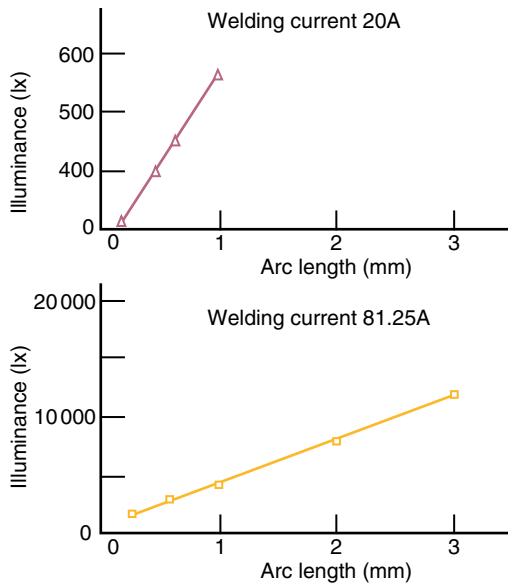


Fig. 4 Relation between arc length and illuminance

5. アーク照度利用による制御法

Fig. 5 に前記のアーク光照度を利用して制御を行う方法を示す。アーク光照度センサからの情報をA/D変換したものを照度電圧信号とした。これをCPUに送り、あらかじめ設定した基準電圧との差異判断を行い、トーチ及び電極を上下させアーク長を一定高さに制御する機構とした。その制御フローを Fig. 6 に示す。ST はプログラムステップを意味する。

- 1) 母材に応じた最適なアーク長を設定し、その時のアーク光照度電圧を基準電圧 V_{st} として CPU にインプットする(ST01)。
- 2) 溶接開始後、照度センサでアーク光照度を計測する(ST02)。
- 3) その電圧信号 V_{ac} をサンプリングする(ST03)。
- 4) V_{ac} を基準電圧 V_{st} と比較する(ST04)。
- 5) $V_{ac} < V_{st}$ ならトーチを上げる(ST05)。
- 6) $V_{ac} > V_{st}$ ならトーチを下げる(ST06)。
- 7) また $V_{ac}=V_{st}$ の場合は、アーク長が適当と判断できるためトーチ高さを維持する(ST07)。

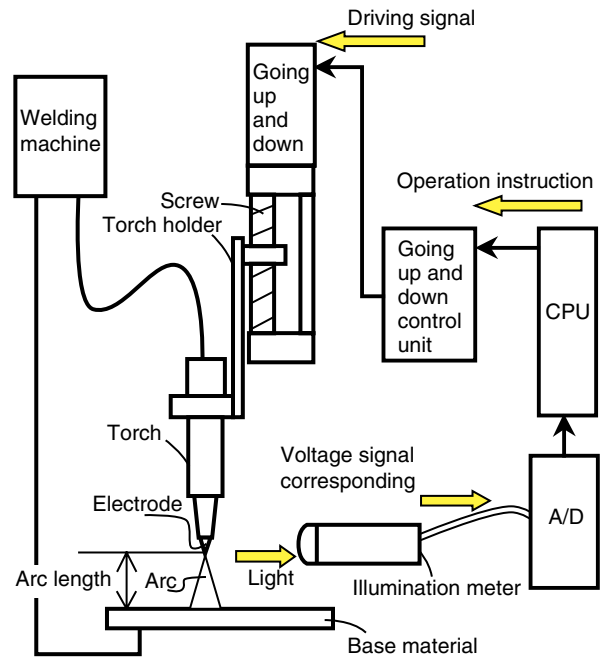


Fig. 5 Arc length controller

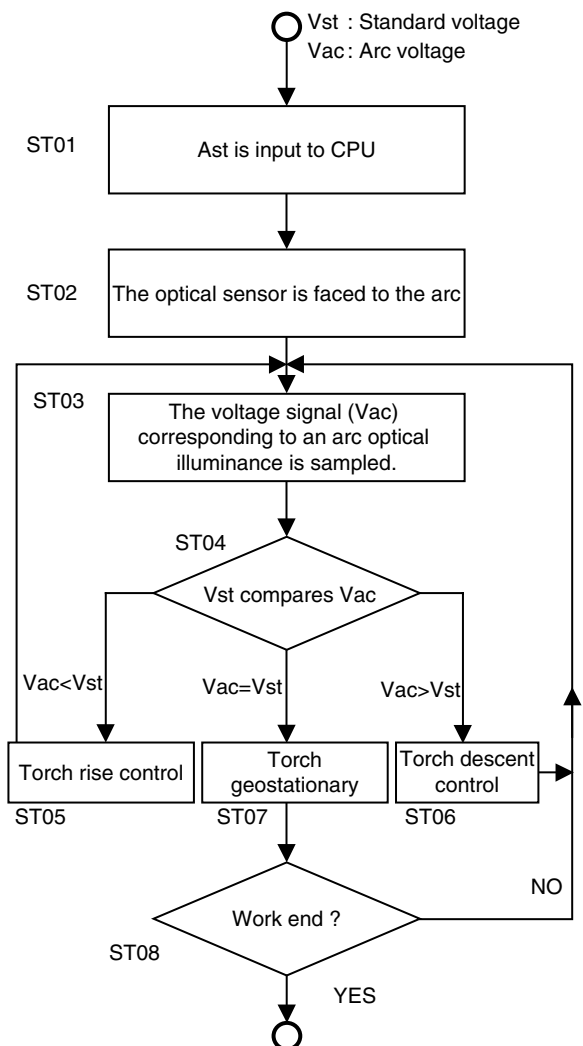
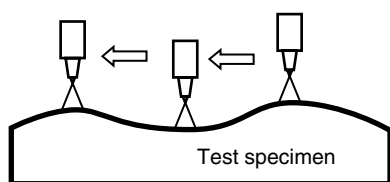
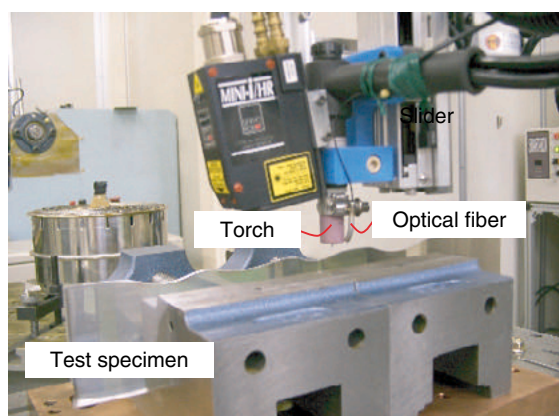


Fig. 6 Arc welding control flow chart

8) 溶接作業の終了信号を受けた場合そのフローを終了する(ST08).

9) 終了信号を受けない場合は(ST03)に戻り制御フローを継続する。

前記フローをアーク溶接ロボットに搭載し、実際に溶接を行った。溶接ワークはアーク長が正しく制御され、トーチの上下制御を確認しやすくするため、溶接先端をアップダウンのある波形状に加工した。アーク長を0.5mmに設定し、ワークに対してトーチを一定速度で直進させてその動きを観察した様子を Fig. 7 に示す。その結果、前記制御が働き波形状の母材に対しアーク長を一定に保つことで、均一な溶融幅の溶接ができたことを Fig. 8 に示す。



Movement of torch

Fig. 7 Arc length control experiment

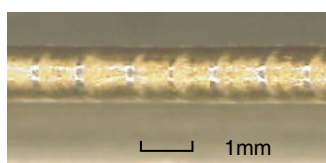


Fig. 8 Form of weld state

次に、0.5mm 板厚の溶接テストを行った様子を Fig. 9 に示す。L 形状にワークを変形させ、クランプジグを用いない状態でトーチを一定の速度で L 字形に走らせた。その結果、入熱の変形影響があるにもかかわらず、複雑な形状の極薄板においても、アーク長を一定に保ち溶接していると推測できる均一で安定した溶融フォーム外観が得られた。それを Fig. 10 に示す。

熱交換器の試作品を溶接している図を Fig. 11 に示す。板



Fig. 9 Experiment without jig

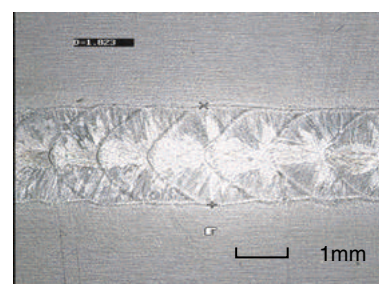
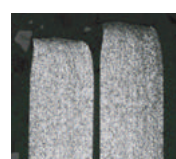


Fig. 10 Form of weld state



Before Welding



After Welding

Fig. 11 Welding and observation of weld

厚0.3mmのステンレス鋼板同士をヘリ継手にし、ループ状の溶接を行った。溶接電流 20A においてアーク長が安定しているため、入熱が均一に溶接部位に与えられ、溶接凝固組織に異常は認められない結果を得た。

6. アーク光照度利用の考察と実験

これまでの実験から、アーク光照度はアーク長と相関があることがわかっている。ここでは、溶接継手形状が異なる場合、アーク光照度に変化が生じるかの考察実験を行った。

Fig. 12 に実験するためのワークを示す。Sec A-A は突き合せにした継手断面形状とし、Sec B-Bは突き合せ部に開先を取った形状とした。Fig. 13は縦軸に照度を電圧に変換した値をとり、横軸に溶接長さをとった。照度電圧は開先を取った所から上昇している。この結果から、アーク光照度は継手形状が突き合せ形状と開先継手のすき間の変化等の検知に応用できると考えられる。

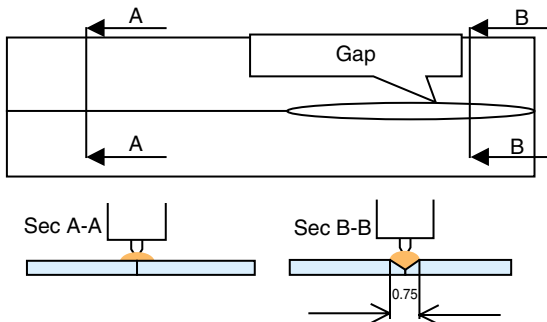


Fig. 12 Experiment sample

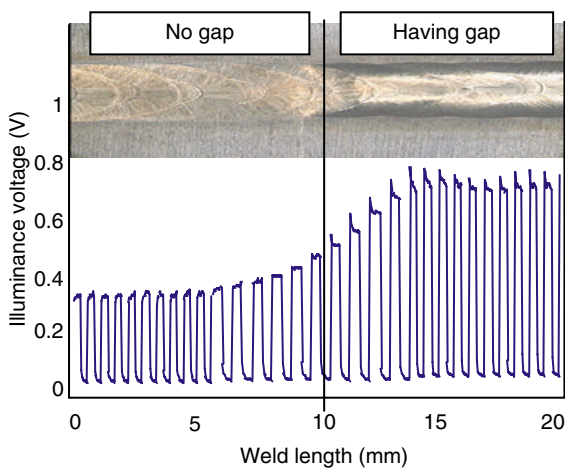


Fig. 13 Relation between gap and arc illuminance

7. まとめ

本アーク長制御により、強固なクランプ無しで極薄板 0.5mm 板厚の自動溶接が可能となった。

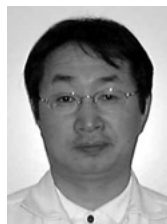
- 1) アーク長が 1 mm 以下において、アーク光照度はアーク長と正の比例関係にあることを突きとめた。
- 2) 上記の関係を利用したアーク長制御技術を開発したことにより、板厚0.5mm以下の極薄板領域で均一な安定した均一な溶け込み品質を実現した。
- 3) アーク光照度の変化は、継手形状の違いやすき間検知に応用できる。

本技術は、燃料電池開発における、改質システムの部品試作に利用されている。

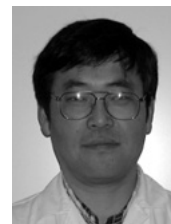
謝 辞

本研究を遂行するにあたり、ダイヘン(株)の皆様にも多大なご協力を頂きました。本紙面を借りてお礼を申し上げます。

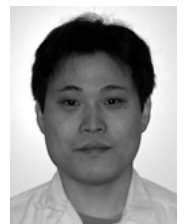
■ 著 者 ■



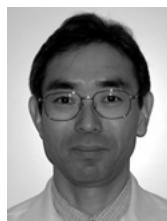
上田 孝治



柳田 章



山上 武



村上 学

2 行程機関的ガス交換法による自着火燃焼の 制御メカニズム

Two-Stroke Gas Exchanging Method for Controlling Auto-Ignition : Activated Radical Combustion

石 橋 羊 一*

Yoichi ISHIBASHI

堺 幸 男*

Yukio SAKAI

西 田 憲 二*

Kenji NISHIDA

作 山 尚 史*

Hisashi SAKUYAMA

要 旨

高熱効率で NOx 排出の少ない内燃機関の燃焼法として近年、圧縮自着火燃焼が注目されている。課題は自着火の誘発と燃焼の制御である。

この燃焼をガソリン機関で実用化するための方法論として 2 行程機関的ガス交換法が主流と成りつつある。そこで 2 行程ガソリン機関において既に商品実用化に至った着火時期を制御した自着火燃焼；Activated Radical Combustion (AR 燃焼)の制御メカニズムを実験的に解析した。その結果、圧縮行程終わりの筒内ガス温度によって発生タイミングが制御されていること、排気バルブでガス交換状態を変化させ、残留ガスの持つエンタルピーによって圧縮行程終わりの筒内ガスを一定の自着火温度に保つこと、着火後、10%～90%のマス燃焼区間は運転条件によらず常に一定のクランク角上に来ること、等が明らかになった。すなわち 2 行程機関的ガス交換法による自着火燃焼の制御とは、残留ガスの熱エネルギーが燃焼を促進する効果と不活性ガスによる燃焼を抑制効果とがうまくバランスした結果であると考えられる。

ABSTRACT

The auto-ignition is focused as a combustion process, where improving efficiency and lowering NOx emission could be compatible. A current subject would be controlling combustion process. Honda demonstrated a method to control the auto-ignition, i.e. Activated Radical (AR) Combustion, in several commercial motorcycle engines.

Through the experimental analyses of the AR Combustion, this article shows that control of the gas exchange generates a temperature for the auto-ignition in the end of compression stroke, due to heat exchange between residual and new mixture. It is also revealed that its combustion speed is affected by the engine speed, scavenging efficiency and etc, however, 10% to 90% mass burn timing is settled on the same crank-angle duration, as result, regardlessly of the engine operating conditions. This is owing to the dualism of the residual gas, i.e. combustion promotion action as heat energy potential and the inhibitory action as the inert gas. Both action should balance for the two-stroke gas exchanging method for controlling auto-Ignition.

1. はじめに

低燃費と低エミッションの両立は、エンジンに課せられた永遠の課題である。特に先進国が排出する CO₂ 総量の 20% を占めると言われる車両用エンジンの熱効率改善が急がれている。理論熱効率は高圧縮比と希薄燃焼で改善されるはずであるが現実的には、高圧縮比はノッキングの発生とエンジンの機構上の制約、希薄燃焼は混合気の着火性と触媒による NOx の還元浄化面がネックとなり実現が難しい。高圧縮比

*朝霞研究所

であるが故に最も低燃費な内燃機関として知られる直噴ディーゼルも、不均一燃焼がもたらす NOx とすすの低減が課題となり車両用エンジンとしては主流と成り得ていない。超希薄燃焼やノンスロットル運転でのポンプ損失低減による低燃費をねらった、ガソリン直噴エンジンも基本的には同様の問題を抱えていると言える。

そんな中で熱効率の向上と排気の浄化の両立を図る新しい燃焼方法として近年、圧縮自着火が注目されている^{(1), (2), (3)}。火炎伝播のプロセスを伴わないこの燃焼は、希薄な

混合気、もしくは多量の残留ガスによって希釈された混合気的环境下での着火安定性に優れており、希薄燃焼限界の拡大、燃焼温度を抑え NOx の低減、ノッキングを回避して高圧縮比化などにより、低燃費と低エミッションの両立手段として非常に有望だと考えられている。しかしながら、燃焼の制御面からは、まだ十分に完成された技術とはいいがたく、特に4行程ガソリン機関では、自着火を起こさせること自体が一つの関門となっている。その初期研究段階では、吸気の加熱や高圧縮比が試みられ、ある特定の運転状態においては所定の効果が認められた^{(4), (5)}。しかしこの場合、自着火燃焼を起こさせる操作が同時に燃焼速度を促進させる方向に作用するため、着火時期と燃焼速度が伴って変化して、理想的な燃焼となる運転条件は非常に限られている。

一方、2行程ガソリン機関における自着火燃焼の応用例では、排気に設けた絞り弁でガス交換状態を変化させ着火時期を制御する手法が用いられる⁽⁶⁾。Activated Radical Combustion (AR 燃焼)と呼ばれる制御された自着火燃焼は Honda が既に二輪車用エンジンとして実用化し、燃費とエミッションの低減に対する大きな効果を立証した^{(7), (8)}。この AR 燃焼は排気ポートに設けた弁で開口面積を可変することで筒内の残留ガスの割合を変化させ、残留ガスの有する熱エネルギーで新気を加熱、もしくは改質する⁽⁹⁾ことで引き起こされる。この場合、残留ガスの持つ二面性;熱エネルギーと不活性は、自着火の発生とその後の燃焼に関してそれぞれ違った働きをする。すなわち、残留ガスの熱エネルギーによって圧縮行程終わりの筒内ガスを自着火温度に至らせる一方で、不活性ガスの増加が燃焼速度と燃焼温度の抑制要因として働く。

本稿は、2行程機関における自着火制御の一例を紹介するとともに、燃焼速度に関する実験を通して、このような AR 燃焼機関特有の燃焼制御メカニズムを明らかにし、近年4行程ガソリン機関においても自着火燃焼研究の主流となりつつある2行程機関的ガス交換法^{(10), (11), (12)}の理解を深め、今後のガソリン自着火燃焼のさらなる応用可能性を探るものである。

2. 供試機関

従来の2行程機関の場合、残留ガス量と新気の吹き抜け量の間にはそれぞれのエンジン固有の関係があり、両者は伴って変化する。筒内の残留ガス割合を変えて燃焼の制御を行う AR 燃焼では燃焼の変化とともに燃料の吹き抜け量も変化するため、個々の現象の解析がより複雑となる。したがって、燃料の吹き抜けの影響を極力排除するため、本実験では低圧空気アシスト噴射方式の直噴機関 (Pneumatic Direct Injection Engine: PDI-Engine)を用いた。Fig. 1 に示すように供試機関はシリンダ壁面に回転型の機械式噴射弁を持ち、筒内を空気のみで掃気した後、予め計量した1サイ

クル分の燃料を蓄圧室のガス圧力を使って筒内に直接噴射する。このため排気へ吹き抜けた新気は燃料分を含まない。この PDI-Engine の作動原理に関しては既に詳細の報告^{(13), (14)}が成されているのでここでの重複は避ける。排気ポートには開口面積を可変し残留ガス量を変化させる AR 燃焼制御のためのバルブがついている。

今回の実験には、Table 1 に示す排気量 250cm³ のエンジン A と排気量 400cm³ のエンジン B の2種類の供試機関が用いられた。両者は運転速度レンジの違いに対応して PDI のアシストガスの供給方法が異なる。12 000r/min の高速機関 A はアシストガスを専用のエアポンプで供給するのに対

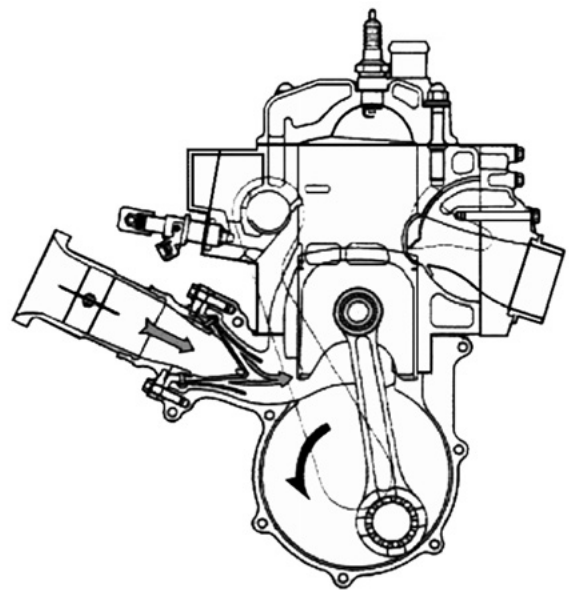


Fig. 1 Overview of the experimental engine B

Table 1 Principal specifications of the Experimental Engines

Specifications	Engine A	Engine B
Bore × Stroke	68mm × 68.8mm	80mm × 80mm
Displacement	249.9cm ³	402cm ³
Compression ratio (Trapped)	7.2	6.3
Compression ratio (Geometric)	12.4	10.5
Exhaust opening duration	194deg.C.A.	188deg.C.A.
Exhaust opening area	2 437cm ² deg	2 159cm ² deg
Scavenging opening duration	130deg.C.A.	113deg.C.A.
Scavenging opening area	1 712cm ² deg.	1 449cm ² deg.
Charge means for PDI	Air pump	In-cylinder gas
Exhaust opening rate	100%–5%	100%–5%

して、8000r/min の中速機関Bは圧縮行程の筒内圧を蓄圧室に蓄えてアシストガスに用いる。したがって機関Aの方がアシストガス量を調節する自由度が高い。その他の基本的な構造と作動原理はまったく同じであり、自着火燃焼形態に関しても両者にきわだった違いはない。

3. ガス温度の観点から見た AR 燃焼の制御

3.1. 自発火温度の見積もり

図示有効圧力(IMEP)を一定に保ちつつ、排気ポートの開口面積を絞り自着火燃焼を起こさせた場合、排気の還流が増えるので排気ポートが閉じているときの筒内圧力の上昇が見られる。この充填比(Crel)の増加によって掃気効率(η_s)が低下すると考えられるが、このときの筒内ガス温度の変化を予測するため、排気行程および掃気行程における作動ガスのエンタルピバランスのモデルを次のように考えた。なおモデルはガス交換と熱交換を次のように仮定し単純化した。

- (1) 新気、残留ガス、排気、および掃気後の筒内ガス温度はそれぞれの平均温度 T_p , T_r , T_e , T_i で代表される。
- (2) 各ガスの定圧比熱をそれぞれ cp_p , cp_r , cp_e , cp_i で表すとき $cp_p = cp_r = cp_e = cp_i$ とする。
- (3) 各ガス間での熱交換は断熱的に瞬時に行われる。
- (4) 圧縮行程はポリトロップ変化とする。

シリンダ内の新気と残留ガスの質量をそれぞれ M_p , M_r とすれば、充填比が η_r のとき、排気中の新気と残留ガスの質量は、それぞれ、 $M_p(1/\eta_r - 1)$, M_r となる。

排気行程のエンタルピバランスより

$$M_p cp_r T_r + M_r(1/\eta_r - 1)cp_r T_r = M_p/\eta_r cp_e T_e$$

掃気行程のエンタルピバランスより

$$M_p cp_p T_p + M_r cp_r T_r = (M_p + M_r)cp_i T_i$$

掃気効率を η_s とするとき、 $\eta_s = M_p/(M_p + M_r)$ であるから

$$T_r = (T_e - T_i)/\eta_r + T_i \quad (1)$$

$$T_i = T_r - (T_r - T_i)\eta_s \quad (2)$$

$$T^* = T_i (\varepsilon^*)^{\gamma-1} \quad (3)$$

ただし、 T^* と ε^* はそれぞれ着火時の筒内ガス温度と比容積、 η は圧縮行程の平均ポリトロップ指数

3.2. AR 燃焼エンジンの筒内ガス温度

供試機関に用いた PDI-Engine は、常に燃焼の効率が最も良くなる上死点(TDC)前数度⁽⁴⁾で自着火が起こるように、排気バルブ開度をコンピュータ制御している。すなわち ECU には各エンジン速度とスロットル開度ごとに AR 燃焼となる排気バルブ開度が予めプログラムされている。

供試機関Bを用いてこの AR 燃焼の制御を筒内ガス温度の面から解析した。3000r/min で負荷を変化させた一例を Fig. 2 に示す。またそのときのガス交換状態を Fig. 3 に示す。

排気ガス平均温度、掃気ガス平均温度、吸入空気量、排気 O_2 濃度、指圧、軸出力等の直接計測、および Blair 式単体ガスモデル実験⁽¹⁵⁾で求めた供試機関の掃気効率特性線図から前章で紹介した方法で、残留ガス温度と圧縮行程終わりの筒内ガス温度を順次求めた。

全負荷より徐々に負荷を下げて行くと排気温度はいったん上昇し正味平均有効圧力(BMEP)が 400kPa 付近で最高となりその後低下に転じる。これは排気中で残留ガスが吹き抜けた新気によって希釈されるため起こる現象で、この見積もられた残留ガスの温度は、Fig. 2に示すように全負荷時を最高に負荷の低下とともに低下する。この残留ガス温度の低下は、不活性ガスの増加による燃焼温度自体の低下および熱損失に対する総発熱量の割合が低下するためだと理解される。

一方、ガス交換後の筒内ガスの温度は残留ガスと新気の熱交換で決まる。負荷を下げて行くと、Fig. 3に示すように掃気効率が低下し、残留ガスの割合が増し筒内ガス温度が

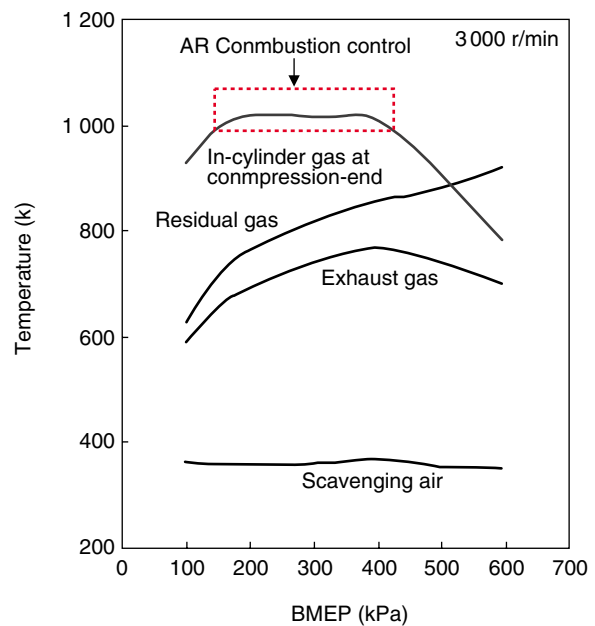


Fig. 2 In-cylinder gas temperature in the AR engine

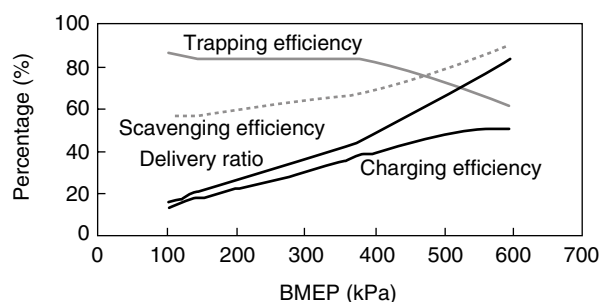


Fig. 3 Gas exchange state in the AR engine

上昇する。この温度が $1000\text{K} + \alpha$ となった時点で AR 燃焼が観察される。その後排気バルブの作用でガス交換状態が制御され、点線で囲んだ領域でこの $1000\text{K} + \alpha$ が一定に保たれている。この領域が供試機関の 3000r/min における AR 燃焼領域となる。なお α の値は同一機関速度では一定であるが、機関速度の上昇とともに十数 K オーダで上昇する傾向にあった。この AR 燃焼領域よりさらに負荷を下げると残留ガスの温度の過度の低下のため、もはや掃気効率の制御では、筒内ガス温度を $1000\text{K} + \alpha$ に維持することができなくなり、AR 燃焼は下限を迎える。この下限以下の負荷では不整燃焼となる。

3.3. AR 燃焼の領域

このように排気バルブの操作で残留ガスと新気の混合状態、すなわち掃気効率を変化させて AR 燃焼を起こす筒内温度に達することが可能なガス交換状態は、掃気効率で約 30%～70% の範囲にあり⁽⁴⁾、特に掃気効率が約 30% 以下の場合には不整燃焼となる。供試機関 A と B の AR 燃焼運転の範囲を Fig. 4 に比較する。機関出力特性の違いを問わず AR 燃焼運転の上限負荷は BMEP で 400kPa 弱であり、下限の負荷特性は似た傾向を示す。また非常に高速の領域まで AR 燃焼が観察される。

なお前節では AR 燃焼下限のメカニズムを残留ガス温度の低下で説明されている。冷却水の温度等の断熱的条件を変化させた場合、残留ガス温度が変化することにより下限負荷に十数 kPa オーダの変動が見られる。また圧縮比の影響は、残留ガス温度に関しては圧縮比の変化分と膨脹比の変化分が相殺されるため、新気温度のみの圧縮上昇分に影響を与える。したがって全負荷運転が成立するような常識的な圧縮比の範囲では、その影響は少ない。しかしこの範囲を超えて高い圧縮比を与えた場合、下限の負荷は下降、上限の負荷は上昇する。このように自着火燃焼領域は拡大するが、高負荷側の拡大はノック発生のために制約を受ける。

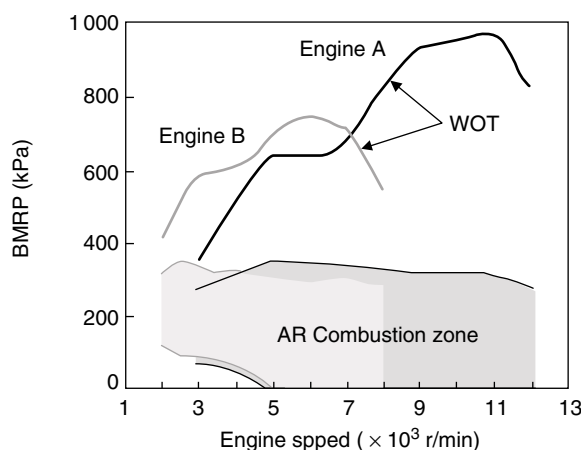


Fig. 4 AR combustion zones of the experimental engines

3.4. 着火タイミングの制御

AR 燃焼領域では、掃気効率を変化させることにより着火時期を安定的に制御することができる。その間燃焼は火花点火のタイミングの影響を受けない。供試機関 B の排気バルブの操作を手動に切り替え、ある AR 燃焼の一点 3000r/min , $\text{BMEP}=300\text{kPa}$ にて、負荷と速度を一定に保ちながらスロットルと排気バルブの操作によって掃気効率を変化させてみる。掃気効率を低下させると、すなわち残留ガスを増加させると、クランク角に対する質量燃焼割合のカーブは Fig. 5 に示すごとく変化し、燃焼のタイミングが進角する。燃焼のタイミングの進角はデトネーションもしくは失火の発生によって限界を迎える。逆に掃気効率を高めた場合は燃焼のタイミングが遅角し、失火の発生で限界となる。ちなみに、Fig. 5 の条件では掃気効率 0.54 のときに熱効率が最大、すなわち AR 燃焼となり 0.59 以上の掃気効率では自着火は持続せずに不整燃焼となる。AR 燃焼領域の周辺部分ではこの着火タイミング調節幅が次第に遅角方向に向って狭まる。また AR 燃焼領域の周辺部分外側の近傍の狭い範囲で、セミ AR 燃焼と呼ぶ、火花点火のアシストを得て起る自着火燃焼が見られる。

4. 自着火燃焼の燃焼速度

前章では AR エンジンにおける自着火のタイミング制御例を紹介した。しかし内燃機関の燃焼に関し、着火後の燃焼速度もまた重要な要素だと言える。例えば火花点火(SI)エンジンの場合、火炎伝播の速度はエンジン回転速度とともに速くなり、クランク角上で燃焼は常に略一定のタイミングに終了する。これは OTTO サイクルにとって非常に重要な特性であり、このため数百回転のアイドル運転の燃焼から 20000r/min にもおよぶレース用エンジンの燃焼まで等容燃焼が行われる。これは、エンジン回転速度の上昇とともに筒内ガスの乱れが増し火炎伝播速度が増すためだと考えられ

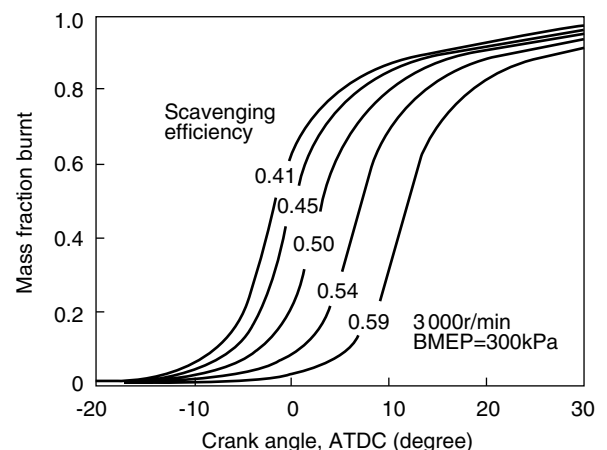


Fig. 5 Effect of scavenging efficiency on mass fraction burnt curve

るが、火炎伝播を伴わない自着火燃焼の場合はどうかという疑問が起こる。

4.1. 負荷と燃焼速度の関係

250cm³の供試機関Aを用い、徐々に負荷を変化させてSI燃焼からAR燃焼へと遷移する場合の熱発生カーブを指圧から求め Fig. 6 に示す。熱発生カーブに添えた圧力はそれぞれの図示平均有効圧(IMEP)を表す。筒内の空燃比はいずれの負荷も理論空燃比とし、SI 燃焼時の点火時期は最良トルクを得る最少進角(MBT)を与えた。なおPDIのアシストガス量はいずれの負荷も標準状態で排気量の5%(Las=5%)である。破線で示す高負荷側の2本はSI 燃焼、3本めの420kPaの破線は火花点火のアシストを必要とするセミAR燃焼、実線で表した低負荷側の4本のカーブはAR燃焼である。これら熱発生カーブの傾きは燃焼速度を表しているが、Fig. 6 のデータからSI, AR いずれも負荷の低下に伴い燃焼速度は低下する傾向が見られる。これは負荷の低下に伴う掃気効率の低下、すなわち残留ガス濃度の増加のためだと考えられる。またAR燃焼の始まりに伴い燃焼速度はいったん速くなることが分る。

同一データをもとに、これらの熱発生カーブから質量燃焼割合10%および90%のクランク角度を読み取り Fig. 7 に示す。AR燃焼の質量燃焼割合10%の時期は制御されているので、MBTを与えたSI燃焼と同一時期となる。また燃焼がSIからARに遷移すると質量燃焼割合90%の点が早まり燃焼の等容度が増すことが分る。負荷の低下と共に燃焼速度は低下するが同時に燃焼物の質量も低下するため、結果的に燃焼は常に略一定のクランク角で起こる。またSI燃焼の場合、点火時期から質量燃焼割合10%に至るまでの燃焼初期の時間が負荷の低下とともに増加しているが、これも残留ガス濃度の増加に関係すると考えられる。

4.2. 機関速度と燃焼速度の関係

次にAR燃焼速度に対するエンジン回転速度の影響を調べた。これまでの実験結果から

- (1) AR燃焼は排気のエンタルピーによって圧縮行程終わりに自着火に導くべくエンジンの掃気効率を調節していること
- (2) その掃気効率自体がAR燃焼速度に影響をおよぼすことが明らかになった。また経験的にIMEPが一定ならばAR燃焼を起こすための掃気効率も略一定であることが分かっていたので、一定IMEPのもとで、エンジン回転速度とAR燃焼速度の関係を試験した。Fig. 8は供試機関Aを用いてIMEPを300kPaに保ちながら、エンジン回転速度を3000r/minから6000r/minまで変化させた場合の熱発生を示す。横軸はTDCからの時間である。いずれのエンジン回転速度も筒内ガスは理論空燃比に、アシストガス量はLas=5%に保たれている。本データからAR燃焼速度がエンジン回転速度

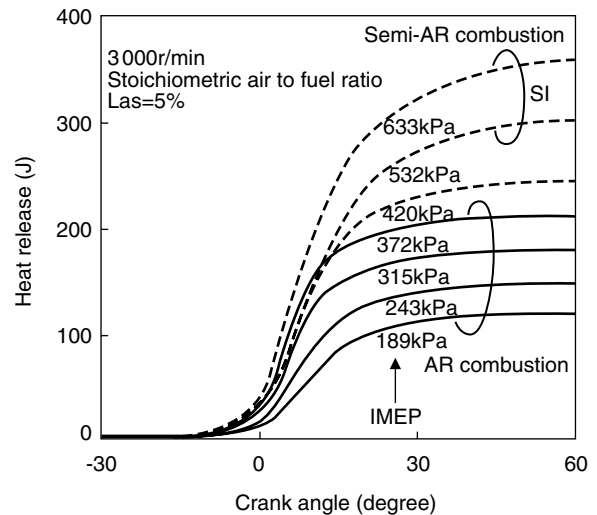


Fig. 6 Heat release variations against the load

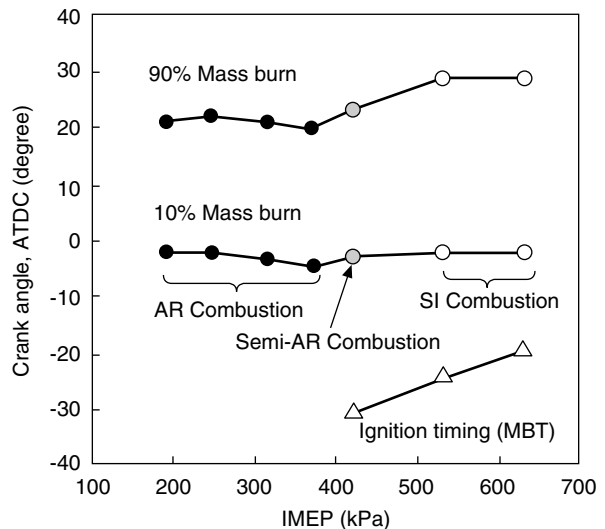


Fig. 7 Combustion duration on the crank angle against IMEP

の上昇とともに速くなることが分る。

また同一データから質量燃焼割合10%および90%のクランク角を求め Fig. 9 に示す。AR燃焼はエンジン回転速度にかかわらずクランク角上で略一定の期間で起こる。

これらの実験結果から、火炎伝播の過程を持たないといわれる自着火燃焼においても、SI燃焼と同様にエンジン回転速度とともに燃焼速度が増加することが分った。この特性のために自着火燃焼は、高回転速度領域においても理想的な等容燃焼が保たれている。

4.3. 混合気形成と燃焼速度の関係

筒内混合気均一性がAR燃焼におよぼす影響を調べるためPDIのアシストガスの量を変化させる実験をした。供試エンジンのPDIは、アシストガス量が増えると噴霧の拡散が良くなり混合気の均一性が増し、少ないと混合気に偏りができる傾向がある。供試エンジンAを用いて4000r/minでIMEPを300kPa一定に保ちながら、PDIのアシストガ

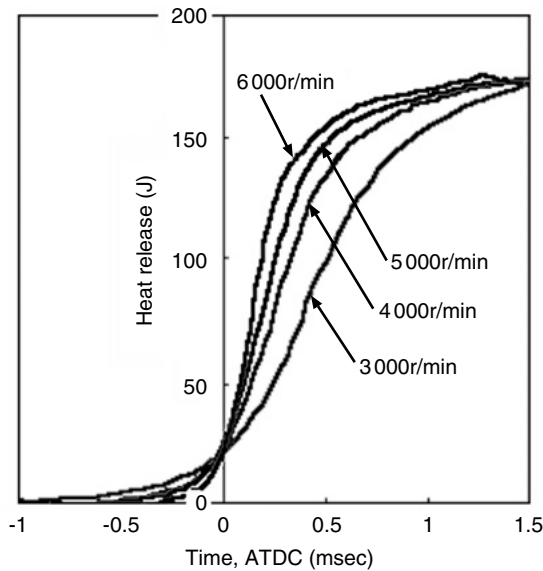


Fig. 8 Heat release speed variations against r/min

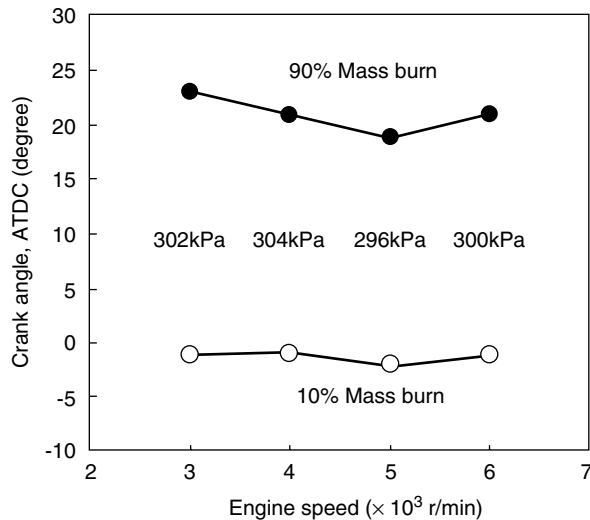


Fig. 9 AR combustion duration against the engine speed

ス量を排気量との比(Las)で1%, 8%, 16%と変化させた。なお筒内の空燃比は理論空燃比を与えた。いずれのアシストガス量においても AR 燃焼が要求する排気バルブ開度に変化は見られず、いずれの場合も掃気効率は略等しいと推定される。Las を増やすと Fig. 10 に示すようにポンプ損失の増加分 BMEP が低下しこれに伴い正味燃料消費率 (BSFC)が増加する。この場合、図示燃料消費率(ISFC)は略一定となり、機械的な損失が増減するだけで AR 燃焼の効率には無関係のように見える。しかし HC および NOx の排出にはアシストガス量の違いによって Fig. 11 に示すような顕著な変化が表れた。

このときの指圧データから Las = 1% と Las = 16% の場合の熱発生を比較すると、両者の特性に Fig. 12 に示すような顕著な違いが見られた。アシストガス量の多い Las = 16% の場合上死点後(ATDC)20°で熱発生は最大値に達

しているのに対し Las = 1% の場合は ATDC40° 近辺で最大値となる。この実験から新たに、掃気効率やエンジン回転速度等以外にも、PDI のアシストガス量の違い、すなわち混合気形成の不均一性も AR 燃焼速度に影響を与える一要素であることが分かった。

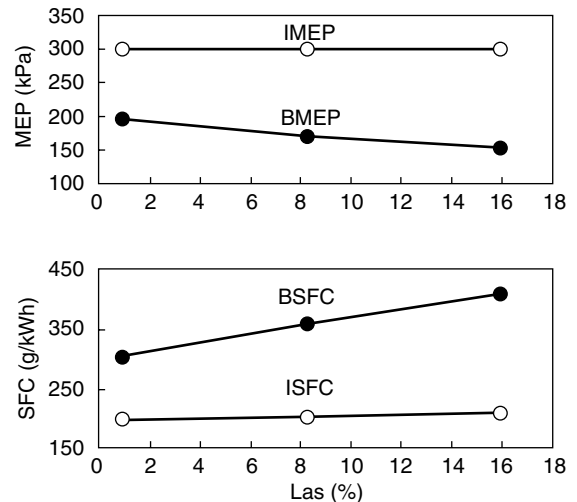


Fig. 10 Effect of assist gas of the PDI on BMEP and SFC in the AR combustion

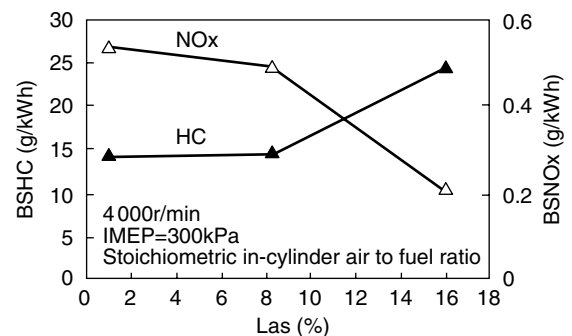


Fig. 11 Effect of assist gas of the PDI on HC NOx emissions in the AR combustion

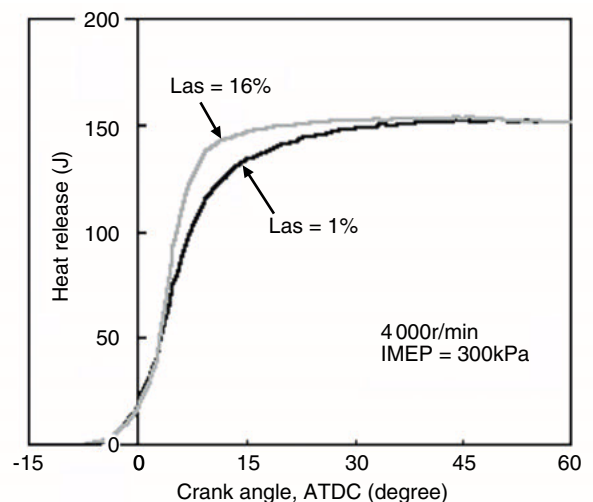


Fig. 12 Effect of assist gas of the PDI on the combustion speed of the AR combustion

5. まとめ

- (1) AR燃焼の着火タイミングは、圧縮行程終わりの筒内ガス温度によって制御されている。
- (2) AR 燃焼領域では、排気バルブでガス交換を変化させ、残留ガスのエンタルピを利用してこの温度をある一定値に保っている。
- (3) 自着火後の燃焼速度は、掃気効率やエンジン回転速度等によって変化するが、燃焼期間は結果的に運転状態によらず常に一定のクランクタイミングとなる。
- (4) PDI エンジンにおいては混合気形成の不均一性も熱発生の特長や排出ガス組成に影響を及ぼす。

このように2行程機関的なガス交換法による自着火燃焼の制御は、熱エネルギーによる燃焼の促進と不活性による燃焼の抑制という残留ガスの持つ二面性がうまくバランスした状態で成立している。一方、これらのバランスが崩れた状態が不整燃焼である。近年、4行程ガソリン機関においてもこの2行程機関的なガス交換が方法論の主流と成りつつある。

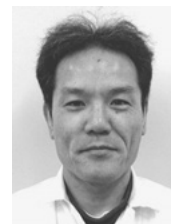
参考文献

- (1) 武田好央 他：日本機械学会第 73 期全国大会講演論文集(III), p.188(1995)
- (2) 青山太郎：ガソリン予混合圧縮着火エンジンについて，自動車技術，Vol.53, No.9, p.39-44(1999)
- (3) Lavy, J. et al.(14 authors): Innovative Ultra Low NOx Controlled Auto Ignition Combustion Process for Gasoline Engines, the 4th SPACE Project, SAE Paper 2000-01-1837(2000)
- (4) Aoyama, T. et al.: An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine, SAE Paper 960081(1996)
- (5) Urushihara, T. et al.: Parametric Study of Gasoline HCCI with Various Compression Ratios, Intake Pressures and Temperatures, IFP International Congress Preceding p.77-83(2001)Rueil-Malmaison France
- (6) Ishibashi, Y. et al.: A Trial for The Stabilising Combustion in Two-Stroke Engines at Part Throttle Operation: A New Generation of Two-Stroke Engines for The Future, ÉDITIONS TECHNIP, p.113(1993)
- (7) Asai, M. et al.: Analysis on Fuel Economy Improvement and Exhaust Emission Reduction in a 2-Stroke Engine by Using an Exhaust Valve, SAE Paper 951764(1995)
- (8) Ishibashi, Y., Asai, M.,: Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion, SAE Paper 960742(1996)
- (9) 平谷康治，角方彰彦，漆原友則，伊東輝行：ガソリン圧縮自己着火エンジンの研究，自動車技術会学術講演会前刷集，No.72-02, p.1-6(2002)
- (10) 森川弘二，金子誠，伊藤仁，最首陽平：予混合圧縮着火ガソリン機関の研究—第一報，自動車技術会学術講演会前刷集，No.51-01, p.5-8(2001)
- (11) 金子誠，森川弘二，伊藤仁，最首陽平：予混合圧縮着火ガソリン機関の研究—第二報，自動車技術会学術講演会前刷集，No.51-01, p.9-13(2001)
- (12) Allen, J., Law, D.,: Advanced Combustion Using A Lotus Active Valve Train Internal Exhaust Gas Recirculation Promoted Auto-Ignition, IFP International Congress Preceding, p.85-100(2001)
- (13) Ishibashi, Y., Asai, M. and Nishida, K.: An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine, Small Engine Technology Conference, SAE Paper 972077(1997)
- (14) Ishibashi, Y., Asai, M.: A Low Pressure Pneumatic Direct Injection Two-Stroke Engine by Activated Radical Combustion Concept, SAE Paper 980757(1998)
- (15) Blair, P. G. et al.: Single Cycle Gas Testing Method for Two-Stroke Engine Scavenging, SAE Paper 790501(1979)

■ 著 者 ■



石橋 羊一



西田 憲二



堺 幸男



作山 尚史

エンジン発電機の系統連系技術

Interconnection Technology for Engine Generators

小 谷 善 明*

Yoshiaki KOTANI

中 田 泰 弘*

Yasuhiro NAKADA

新 荻 義 久*

Yoshihisa SHINOBI

中 川 義 徳*

Yoshinori NAKAGAWA

要 旨

「系統連系技術要件ガイドライン」に適合した電気出力 1 kW クラスのインバータユニットの開発に成功した。系統連系とは、コージェネレーションや太陽光発電・風力発電などの分散型電源を電力会社の電力線と接続することであり、そのためには分散型電源における需要家内事故(短絡, 地絡, 発電した電圧や周波数などの異常)や電力線側事故(停電, 電圧や周波数の異常など)を検知し, 電力系統側と分散型電源側, および電気負荷を保護する必要があるが, 本ユニットは単独運転検出方式に受動, 能動の 2 方式を併用するなどして, 要件を満足している。電源ユニットの入力を 2 系統とすることにより, 高調波総ひずみ率を 1 % 以下に抑え, 良質な電気出力を実現している。また, 系統連系インバータの効率は 91%, コージェネレーションユニットとしての発電効率は 20% を達成している。

ABSTRACT

Development of the 1kW-class inverter unit with a small engine generator that conforms to “Guideline of the interconnection technology requirements” has succeeded. To connect distributed sources such as wind power generation, photovoltaic generation, or cogeneration to the utility grid, it is necessary to detect demand-side problems including the distributed sources (short circuit, ground fault, troubles in generated voltage or frequency) and to detect problems in the grid (power failure and troubles of voltage or frequency). It is also necessary to protect both electric power systems and distributed sources and electrical appliances. The inverter unit uses two types of islanding detection method that is passive one and active one. Total distortion factor is reduced to less than 1% by applying two kinds of input current to the power supply unit. Efficiency of the interconnection inverter unit has been achieved 91% and total efficiency of power generation of the cogeneration unit has been achieved 20%.

1. まえがき

一般のポータブル発電機と異なり, 本報の小型コージェネレーションユニットは電力会社の電力線と接続し(系統連系と称す), 電力会社の電気と, 小型コージェネレーションユニットからの電気の両方が電気負荷に供給される。そのために, 家庭の配電線の電力品質を損なわず, 家庭内の電気負荷設備や内外の配電設備, 人身の安全を守るため, 連系運転についての合理的な技術要件を設ける必要がある。

資源エネルギー庁から示された「系統連系技術要件ガイドライン」には, 停電の検出方法, 太陽光発電・風力発電などの分散型電源の事故や電力線側事故を検知するための手段など, 分散型電源と系統を連系するために必要な技術要件が記載されている⁽¹⁾。

しかし, これらの要件は回転機型発電設備が低圧配電線に接続されることを想定しておらず, 適合しているかどうかの試験基準詳細が整備されていなかった。そこで系統連系技術委員会の「ガスエンジンコージェネシステム用系統連系保護装置等の試験方法」の整備を進めた上で, これを満足

する必要があった。

「系統連系技術要件ガイドライン」に適合した電気出力 1 kW クラスの系統連系インバータ技術について紹介する。

2. 開発コンセプト

小型コージェネレーションユニットに搭載するインバータは, 系統連系させるためにポータブル発電機用インバータと異なる技術課題が多い。また, コージェネレーションユニットが系統連系ガイドラインに適合しているかの試験基準が整備されていない状況で, 独自技術の確立を目標に開発が始まった。

家庭用コージェネレーションユニットの系統連系インバータを商品化するために,

- (1) 2 方式による停電検出機能をもつことなど, 系統連系ガイドラインに適合すること
- (2) 低ノイズの優れた電気品質であること
- (3) 高効率であること
- (4) コージェネレーションユニット本体との一体型であることを開発の目標においた。

*朝霞東研究所

3. 主要諸元と特徴

3.1. 系統連系インバータユニット諸元

系統連系インバータユニットは、32ビットマイコンを採用し、電力会社から供給される系統側電力の監視部と、発電機から出力される電力を高品質な電力に変換するインバータ制御部で構成されている。本ユニットの諸元を Table 1 に、ブロック図を Fig. 1 に示す。

Table 1 Specifications

Type of inverter	Self-exciting and voltage type power current control system
Type of switch control	PWM
Type of insulation	Non-insulating non-transformer type
Rated capacity	1.0kW
Type of interconnection	Single-phase three-line
Rated voltage	AC 202V (AC101V two-phase)
Rated frequency	50/60Hz
Output power factor	Over 0.95
Total output current distortion	Under 5 %
Type of electric power controlling system	Regulating output electric power
Protective measures	Over voltage protection
	Under voltage protection
	Over frequency protection
	Under frequency protection
	DC injection protection
Type of anti-islanding protection	Passive: Detecting saltatorial drift of voltage phase
	Active: Phase shifting system
Type of Restraining power output	Effective power controlling system

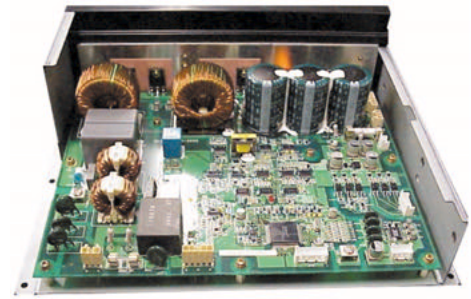


Fig. 2 Inverter unit

4. コンポーネント技術

4.1. 系統連系インバータ部の制御

系統連系インバータに要求される機能として

1) 系統電源に連系し出力する。

系統電源に連系するには、昭和 61 年に通商産業省資源エネルギー庁から発せられた「系統連系技術要件ガイドライン」に適合した仕様である必要がある。

この「系統連系技術要件ガイドライン」の概要については、Table 2 に示す。

2) 地域性の考慮

地域により系統電圧は多少の変化があり、また系統電源自体も瞬時停電や瞬時電圧低下、位相の急変等が発生する。このようにさまざまな電源環境の差に対して追従動作可能とするため、7種類の保護機能の閾値を5段階に設定可能とした。設定する手段としてパソコンでの専用通信ソフトを同時開発し、地域性に対応可能とした。

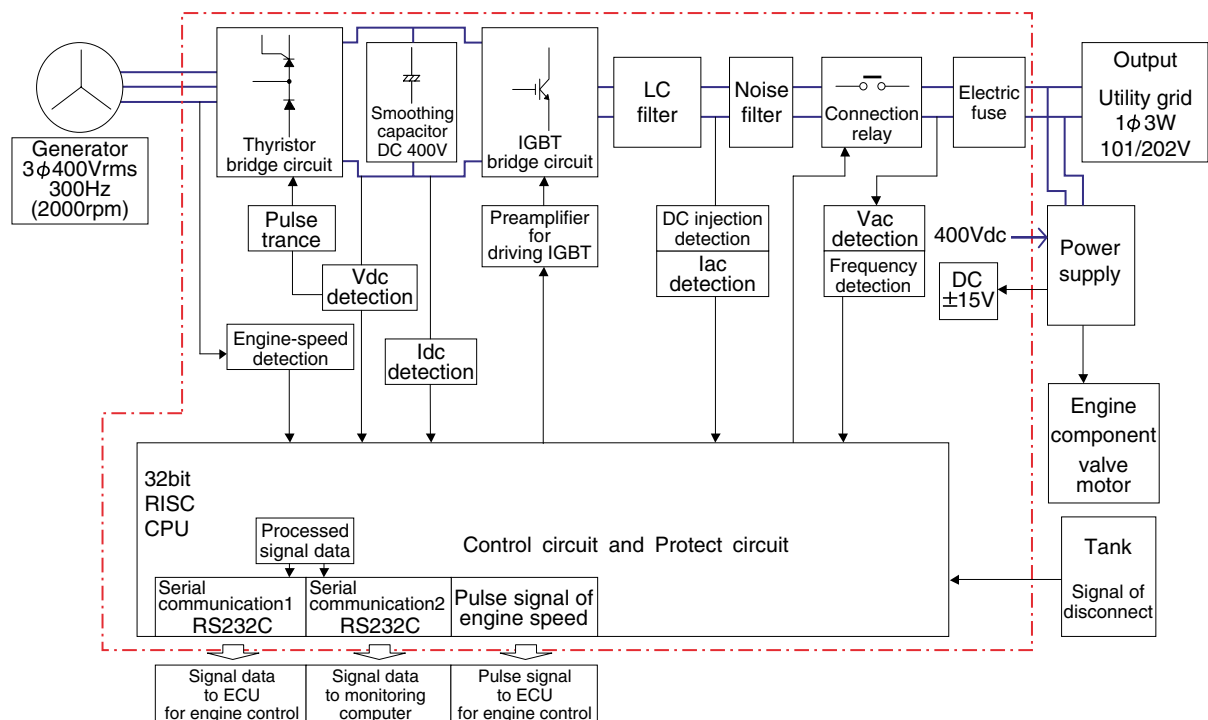


Fig. 1 Control system diagram

Table 2 Guideline for utility-interconnection

Test term	Benchmark			
	Action	Protect level	Operating time	Action after a utility disturbance
Over current protection.	Disconnect from a utility grid.	Setting level $\pm 0.2\%$ Max. Setting level is below 150% of rated current	0.5 sec Max.	—
Over/Under DC current protection.	Disconnect from a utility grid.	-5% Min. $+5\%$ Max. against working voltage.	0.5 sec Max.	—
Detecting DC injection.	Disconnect from a utility grid.	1% Max. against rated AC current.	0.5 sec Max.	—
Over/Under AC voltage protection.	Disconnect from a utility grid.	Setting level -0.2% Min. $+0.2\%$ Max.	Setting time -0.1sec Min. $+0.1\text{sec}$ Max.	Do not reconnect after a period.
Over/Under frequency protection.	Disconnect from a utility grid.	Setting level -0.1Hz Min. $+0.1\text{Hz}$ Max.	Setting time -0.1sec Min. $+0.1\text{sec}$ Max.	Do not reconnect after a period.
Active detecting islanding.	Disconnect from a utility grid.	—	0.5sec Min. 1sec Max.	Do not reconnect after a period.
Passive detecting islanding.	Disconnect from a utility grid.	—	0.5 sec Max.	Do not reconnect after a period.
Blocking after a utility disturbance in a period.	—	—	—	Do not reconnect after a period.
Detecting instantaneous over voltage.	Disconnect from a utility grid.	Setting level -5% Min. $+5\%$ Max. Only 135V Max.	1 sec Max.	—
Restraining rising output voltage	Restraining power output under 107V when working voltage is 100V.	—	—	—

3) 環境問題に対しての優位性

コージェネレーションはエネルギーの有効活用を目的としたものであり、高効率である事が必然となる。一定の出力電力で運転し続ける事で、インバータ効率の最適設計を行い、エンジン効率と合わせてユニットとしての高効率を達成した。

4.2. 単独運転検出方式

コージェネレーションユニットの発電装置の故障や、系統側電力の異常を検出した場合、発電装置を停止させるとともに連系を速やかに遮断することが系統連系のポイントである。このため漏電、過電流などによる発電装置内部の故障の有無を監視するだけでなく、配電線の電圧や周波数の異常検出機能を有する必要がある。

系統側異常の場合には、自律的に発電装置を停止させるとともに、連系を速やかに遮断したのち、系統側が正常に復帰するまで決して連系運転してはならない。

配電線が作業停電、事故、その他、何等かの要因で主系統から切り離されたとき、コージェネレーションユニットの電気出力と配電線負荷の消費電力が釣り合っていると、コージェネレーションユニットが配電線負荷を背負い、配

電線に充電した状態で運転を継続してしまう。この現象を単独運転という。この状態では、配電線の電圧、周波数がほとんど変化しないので、通常の保護リレーでは単独運転を検出することができない。

単独運転は配電線作業者に危険を及ぼすだけでなく、主系統との再閉路時に単独運転中の線路と主系統の電圧位相差による大きな過電流を発生するなど、配電線機器や負荷機器に対して悪影響を与える。従って、配電線が主系統から切り離された際に自律的に発電装置を停止する能力を持つ必要がある。

4.2.1. 単独運転受動検出方式

受動方式は単独運転状態における発電量と負荷量の揺らぎによる線路電圧の周波数、位相、または高調波電圧等の微小な変動を検出する方式である。この方式は検出速度が早いという特徴を持つが、発電量と負荷量が完全に平衡している場合などには検出感度が低下する欠点を有している。本系統連系インバータで採用した、単独運転受動方式の検出原理について述べる。検出方式は、電圧位相跳躍検出(周波数変化率検出)方式を採用している。

家庭内の電気負荷状態はさまざまな状態で変化するが、無効電力を必要とする負荷が接続されている状態(力率≠

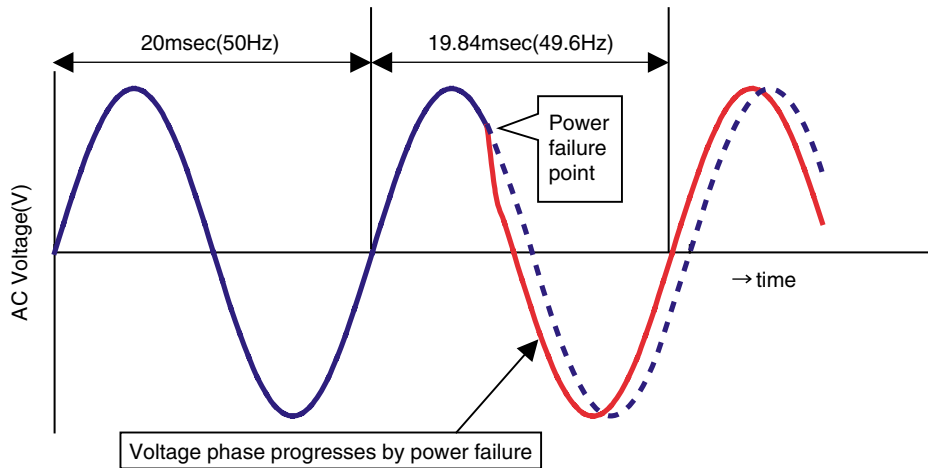


Fig. 3 Voltage wave pattern in power failure with connected inductance load

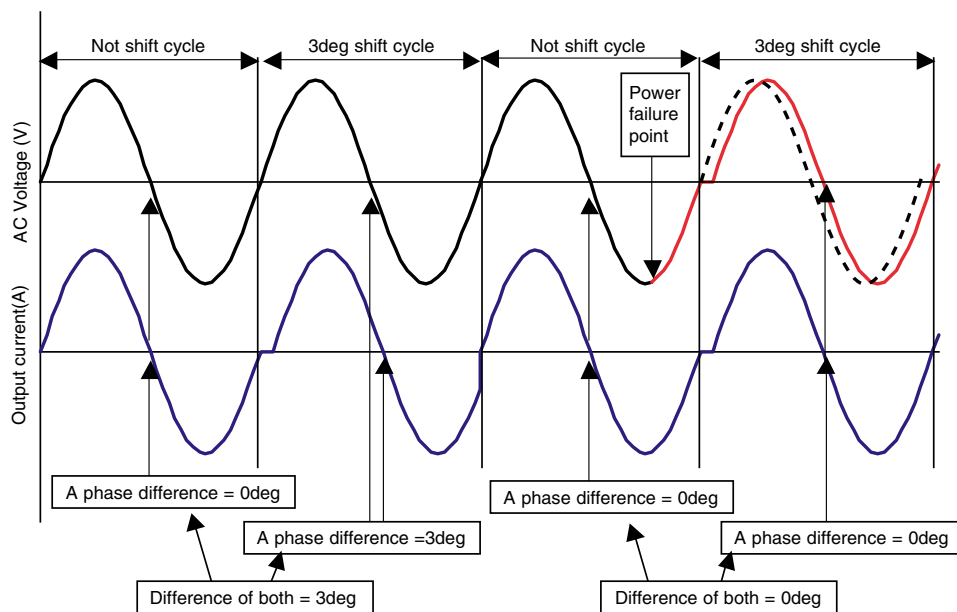


Fig. 4 Control method of active islanding

1)の時、通常、電圧周波数は系統の周波数(50/60Hz)で安定している。停電が発生すると、系統連系インバータからは一定電力になる交流電流を出力するため、力率≠1の電気負荷接続時は、負荷の無効電力に見合った値で電圧位相が進んだり遅れたりする。この時、停電発生前と停電発生後では、電圧周波数は、停電点を境に大きく変化する。この現象に着目し、電圧周波数の変化が0.8%以上となった時を、停電発生とみなし、出力を停止させる。(閾値は、5段階(0.2%～1.0%)で設定変更可能となっている)

本方式においては、大容量の電気負荷のON/OFF時などのノイズ等の影響で周波数変化が発生し、受動検知が動作する場合が想定される。そこで、受動検知した場合は、系統連系リレーはOFFさせず、インバータの半導体を5秒間OFF(ゲートブロック動作)させる。停電が実際に発生していれば、この後、交流電圧不足保護(UVR)が動作し系統連系リレーはOFFされる。停電ではなかった場合には自動的に5秒後、再連系させる。

単独運転受動方式の原理について述べたが、本方式では、理論的に停電の検知不可能な状態がある。

家庭内の電気負荷が1kwかつ力率=1の負荷が接続された状態では、電圧の変化や位相跳躍による周波数の変化も発生しないので、検知不可能となる。この状態を補うために単独運転能動検知方式機能を有している。

4.2.2. 単独運転能動検出方式

能動方式は発電装置出力の電圧、周波数または位相を微小変動させ、単独運転状態における発電量と負荷量の平衡状態を崩すように積極的に働きかける方式である。結果的に、電圧異常または、周波数異常に持ち込んで停止する。従って、能動方式は発電量と負荷量が完全に平衡している場合にも有効である。

次に本系統連系インバータで採用した単独運転能動方式の概要について述べる。検出方式は、位相シフト検出方式を採用している。

Fig. 4 に示すように、ある一定サイクル毎に電流と電圧

の位相を 0° と 3° (遅れ側) で交互に出力させ故意に位相の変動を与える。通常時は、位相 0° 時と 3° 時の差は位相差が 3° 存在する。停電時には、力率1の負荷が接続されていると、コージェネレーションユニットの出力電流=電圧波形となるため、 3° 変位させても位相差は、存在せず 0° となる。

本検出方式では、位相差が 3° 以下となった場合、停電と判断する。

能動機能動作時は、ゲートブロック及び連系リレーが OFF となり、復電後にある一定時間電圧、周波数が正常範囲内である事を確認した後、再連系動作となる。この時の一定時間とは、ガイドラインで 120 秒～ 300 秒の間とされ、5 段階で設定可能としている。

4.3. 電力品質

発電装置からの無効電力を極力おさえ、配電線に電圧変動を引起こさないようにし、また高調波電流を抑制し、他の電気機器あるいは配電設備に悪影響を与えないこと、および電波障害を発生しないことが電力品質に関するポイントである。

4.3.1. 高調波電流

本系統連系インバータをコージェネレーションユニットに搭載するにあたっては以下の方式を採用した。コージェネレーションユニットの電源ユニットや補機類、制御機器類は、系統連系インバータとしては、家庭の電気機器と同様な電気負荷になりうる。系統連系インバータからの出力が電源ユニット及び補機類等の負荷を経由した場合、コージェネレーションユニットからの出力は、力率が低下し電流のひずみが発生する。これを避けるために、電源ユニットの入力を、商用電力に加えて、インバータ内部での DC 変換後からも取り入れ 2 系統入力電源とする。Fig. 5 に示すよ

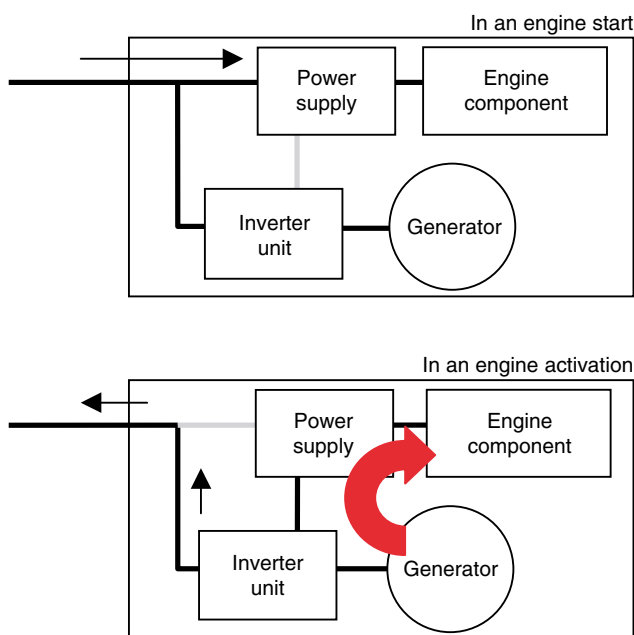


Fig. 5 Explanation of this technique

うに、起動時には商用電力を消費し、コージェネレーションユニットの発電中は電源ユニット及び補機類を発電機からの DC 電源のみで動作させる。DC/AC 変換後のインバータ出口の良質な電力は、電源ユニット及び補機類を経由しないで、そのまま商用電力の配電線に送り出している。

また、本手法を採用したことにより、商用電力側で瞬断等が発生した場合でも、エンジンが始動されていれば、制御電源が確保される利点も有する。

2 系統入力とした場合と電源、補機類を経由する 1 系統とした場合の比較を行なった。結果は、Fig. 6 に示すように 1 系統のみでの高調波総合ひずみ率は 3.86% に対し、2 系統とした本手法は 0.89% に改善されている。

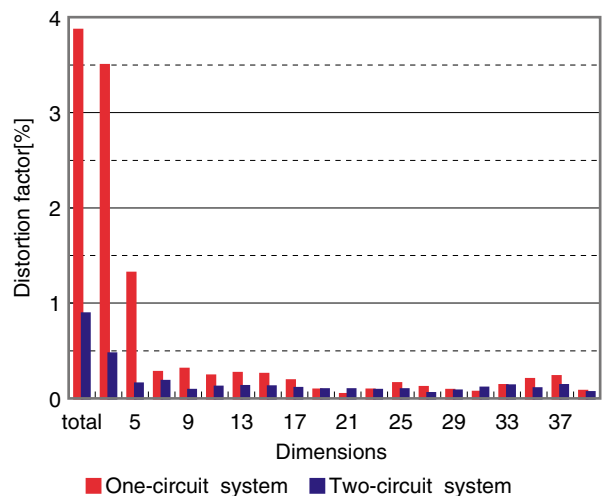


Fig. 6 Test results of distortions factor

5. コージェネレーションユニットへの適用

本系統連系インバータを搭載したコージェネユニットについては、高石らの報告⁽²⁾を参照されたい。

電気出力は一般家庭に適した毎時 1 kW とし、Fig. 7 に示すように系統連系インバータの効率を 91% に高めることにより、発電効率は 20% を達成した。設置のイメージを Fig. 8 に示す。本ユニットにより発電された電力は、系統連系で家庭内の電気機器に送られる。熱出力とあわせた総合効率を 85% ま

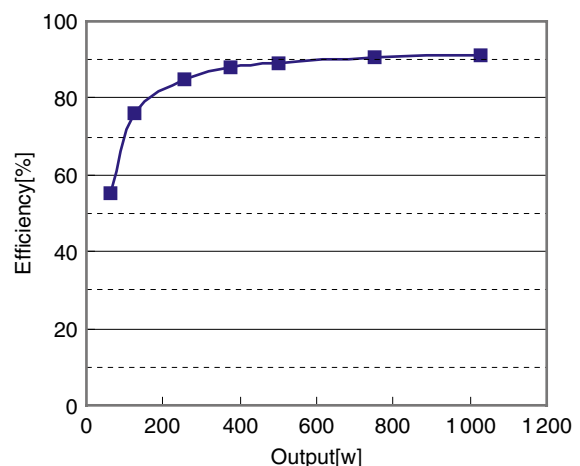


Fig. 7 Test results of inverter efficiency

でに高め、家庭での一次エネルギーの消費量を抑えた。

系統連系インバータは、コージェネレーションユニット本体に搭載し一体型とした。発電機からの高電圧配線を系統連系インバータに最短で接続し、部品点数を大幅に減少することに貢献した。(Fig. 9)

今回開発した家庭用小型コージェネレーションユニットの概観を Fig. 10 に示す。

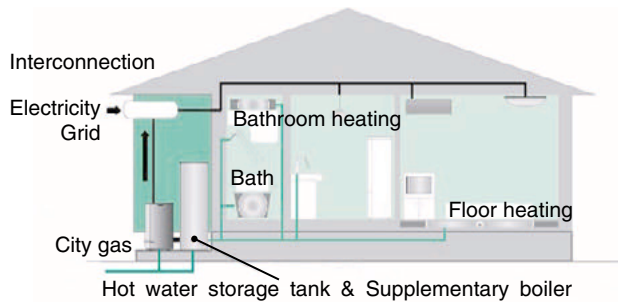


Fig. 8 General view of micro cogeneration system

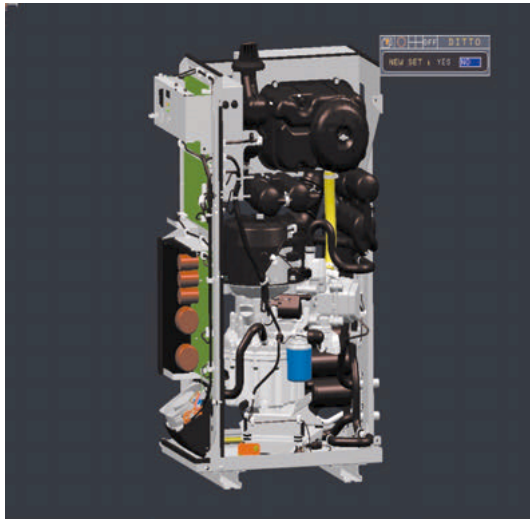


Fig. 9 Inverter unit for interconnection



Fig. 10 General view of micro cogeneration unit

6. まとめ

「系統連系技術要件ガイドライン」に適合した、系統連系正弦波インバータを商品化した。

- (1)「ガスエンジンコージェネシステム用系統連系保護装置等の試験方法」の技術基準をすべて満足した。
- (2)高調波電流を抑制する技術手法として電源ユニットの入力を2系統とすることにより、電流ひずみ率 0.89%を達成し、高品質の電力を家庭用電気負荷に供給することを可能とした。
- (3)インバータユニットの最適設計を行い、インバータ効率 91%を達成した。

既に、本設計思想に基づく系統連系インバータは、フィールド試験、モニタ試験を通じて一般家庭に設置され、系統連系の実績を築いた。

最後に、本ユニットを開発するにあたり多大なご協力を頂いた関係者の方々に深く感謝の意を表する。

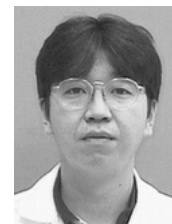
参考文献

- (1) 電気基準調査委員会：分散型電源系統連系技術指針，JEAG 9701(1993)
- (2) 高石敏充，荒真人，戸川一宏：家庭用小型ジェネレーションユニットの紹介：Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 1, p.53-58(2003)

■ 著 者 ■



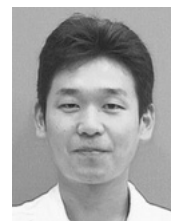
小谷 善明



新 萩 義 久



中田 泰 弘



中 川 義 徳

ピニオンギヤ飛び込み式スタータの 低騒音化の研究

Research on Noise Reduction for Pinion Shift-type Starter

高野 幹 広*

Mikihiro TAKANO

平松 伸 行*

Nobuyuki HIRAMATSU

田中正 志*

Masashi TANAKA

青木 隆*

Takashi AOKI

要 旨

アイドルストップシステム用にピニオンギヤ飛び込み式スタータの騒音発生メカニズム解析と低騒音化の研究を行った。エンジン始動騒音には飛び込み音とクランキング音とがあるが、実車テストからクランキング音は発生時間が長いと搭乗者により不快感を与えることが確認できたのでクランキング音に絞って研究した。単体ベンチテスト結果からクランキング音は歯打ち音よりもギヤ音の方が支配的であることがわかったのでギヤ音の対策を行った。ピニオンギヤ飛び込み式スタータで一般的なスパークギヤからヘリカルギヤに変更して、かみ合い率を上げることで7dBの騒音低減効果を得た。ギヤ諸元設定にあたり、ピニオンギヤ飛び込み時のギヤ端面の欠損しやすさを判断するためにギヤ接触部の応力解析を行った。ピニオンギヤの良好な飛び込み性能を得られるよう、ピニオンギヤ飛び込み時のピニオンギヤ回転角度とピニオンギヤ軸方向変位の関係を設定した。

ABSTRACT

The mechanism of generation of noise was analyzed and research on noise reduction was conducted in pinion shift-type starters for idle stop systems. Both pinion shift noise and cranking noise are components of the noise generated during engine start; vehicle tests demonstrated that cranking noise is produced for a longer period and causes greater discomfort to driver and passengers, and countermeasures were therefore devised against this form of noise. Bench tests revealed that gear whine was a more significant factor in cranking noise than gear rattle, and countermeasures therefore targeted this source of noise. The spur gears conventionally used in pinion shift-type starters were replaced by helical gears and the contact ratio was increased, reducing noise by 7dB. When establishing gear specifications, analyses of stress in the sections making contact were conducted to enable judgment of the ease with which damage occurs to gear end faces during pinion gear shifting. The relation between angle and stroke of the pinion gears during shifting was optimized to achieve superior shift performance.

1. はじめに

近年、地球温暖化の原因となる二酸化炭素の排出を抑制する手段の一つとして、信号待ちなどの車両停止中に自動でエンジンを停止させるアイドルストップを採用した自動車が発売されてきた。このアイドルストップ車のエンジン再始動システムには各種形式がある。多くはFig. 1-a, Fig. 1-bに示すハイブリッド車のように、高出力の電気モータを用いてエンジンを瞬時に始動している形式であり、高電圧を使用しているため高価なシステムとなってしまう。Fig. 1-aはエンジンとトランスミッションの間にモータを配置した例であり、Fig. 1-bはモータを別軸に配置した例である

が、モータやベルト分、全幅が増してエンジンルームへの搭載が困難になってしまうという課題もある。

一方 Fig. 1-c に示すように、従来のピニオンギヤ飛び込み式スタータを用いてエンジン始動を行っている形式がある。このシステムは前述のエンジン再始動システムに比べて安価であり、小排気量エンジンと手動変速機とを組み合わせた比較的廉価な車に搭載されている。しかし、このシステムはエンジン始動騒音が大きいので、車両停止する度に再始動を頻繁に繰り返すアイドルストップ車では更なる騒音の低減が必要であった。そこで、安価で低騒音なアイドルストップシステムを実現するため、ピニオンギヤ飛び込み式スタータの騒音発生メカニズムの解析と低騒音化の研究を行った。

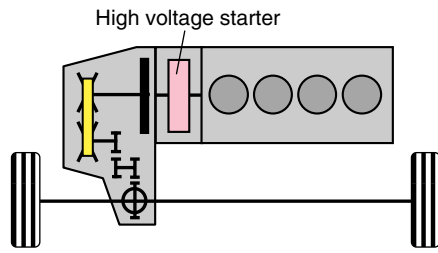


Fig. 1-a

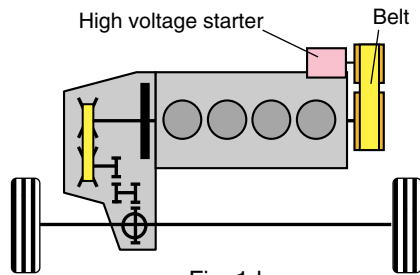


Fig. 1-b

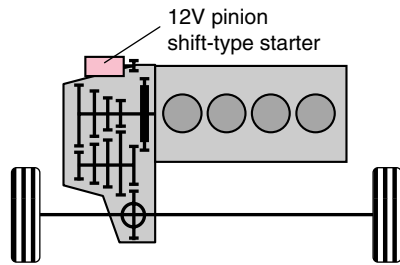


Fig. 1-c

Fig. 1 Starters types for idle stop system

2. エンジン始動騒音解析

本研究に用いたピニオンギヤ飛び込み式スタータの概略図を Fig. 2 に示す。なお、ピニオンギヤ飛び込み式スタータは低コストの観点からスパークギアを採用している。Fig. 3 に基づいてスタータの作動を説明する。(1)エンジン始動の指令によりマグネットスイッチへ電流が流れると、プランジャが吸引される。プランジャとドライブレバーにより接続されているピニオンギヤは、プランジャが吸引されることによりリングギヤ側へ押し出され、リングギヤ端面と衝突する。(2)メインスイッチが閉じることによってバッテリー電圧が直接モータ部に加わり、ピニオンギヤは回転する。(3)ピニオンギヤが回転することによりリングギヤとかみ合い、ピニオンギヤはさらにリングギヤ側へ押し出され、リングギヤと完全にかみ合いクランキングされる。

Fig. 4 はエンジン始動時の車室内騒音レベルの時間変化を表したものである。始動時の騒音にはピニオンギヤがリングギヤに飛び込む過程で発生する飛び込み音と、飛び込みが終了しスタータモータがエンジンを駆動するときにピニオンギヤとリングギヤがかみ合うことで発生するクランキング音とがある。クランキング音の騒音レベルは飛び込み音に比べ低い、発生時間が長いこと搭乗者により不快感を与えることが確認できたので、クランキング音の低減に的を絞って研究を行った。

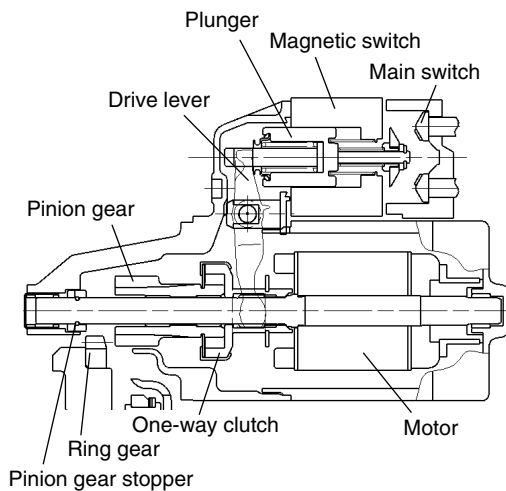


Fig. 2 Pinion shift-type starter

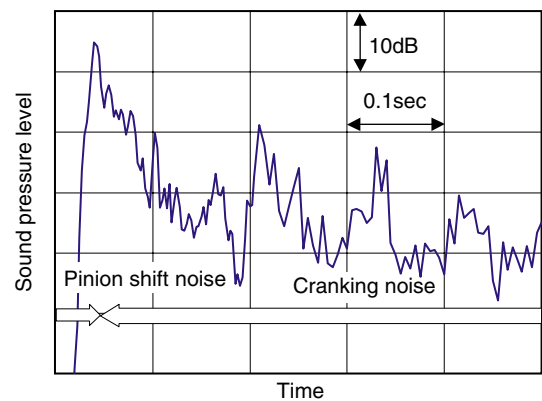


Fig. 4 Cabin noise during engine start

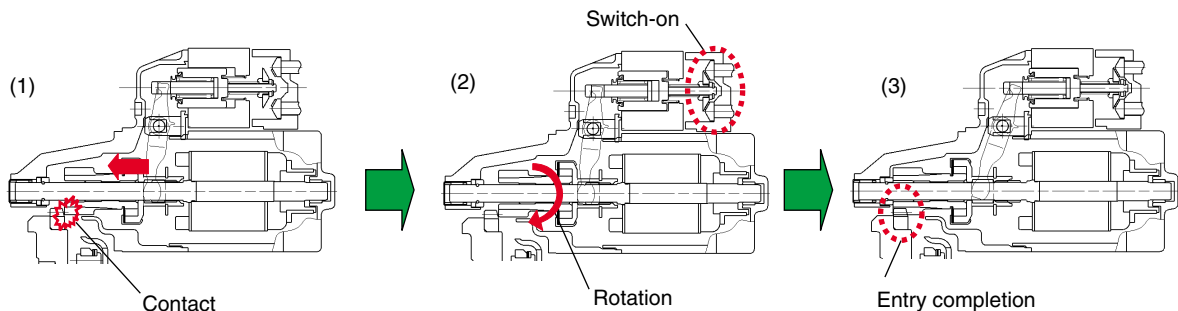


Fig. 3 Operation of pinion shift

Fig. 5 はクランキング中のエンジン回転速度(N_e)と、スタータモータ回転速度にピニオンギヤーリングギヤ間の減速比を乗じた値(N_m')の時間変化を示している。クランキング中、エンジン回転速度は周期的に変動しており、その約一周期を取り出したものが Fig. 6 である。Fig. 6 と同一タ

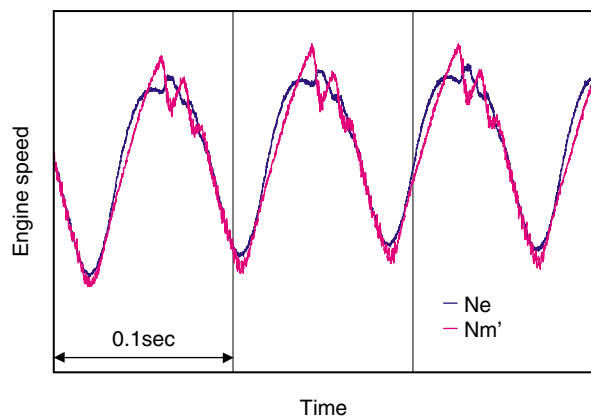


Fig. 5 Engine speed and starter motor speed during engine start

イミングにおけるモータ出力トルクを Fig. 7, スタータモータに発生する車体前後方向の振動を Fig. 8 に示す。Fig. 7 においてスタータモータがエンジンを駆動しておらず、出力トルクがほぼ0になる時間帯がある。これは Fig. 6 中 a から b までの時間帯 1 に相当し、この間はエンジン回転速度がモータ回転速度を上回っている。この時間帯 1 では、ピニオンギヤはリングギヤによって駆動されており、ピニオンギヤがリングギヤを駆動している状態とは逆側の歯面で接触している。この間、スタータのワンウェイクラッチは空走状態にある。Fig. 6 中の b から c までを時間帯 2 とする。この間、モータ回転速度はエンジン回転速度を上回っているためピニオンギヤはバックラッシュを詰めていく。やがて c においてピニオンギヤ駆動側歯面とリングギヤ被駆動側歯面が衝突し、歯打ち音が発生する。

Fig. 8 より c 以降のスタータモータが出力トルクを発生しているとき、すなわちスタータモータがエンジンを駆動している状態の振動は非駆動時に比べて大きいことがわかる。この振動はギヤのかみ合いにより発生しているギヤ音であり、歯打ち音よりも支配的であることがわかった。

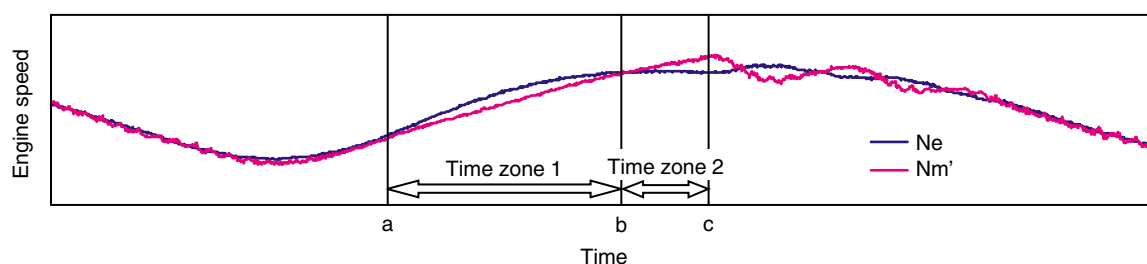


Fig. 6 Engine speed and starter motor speed during engine start

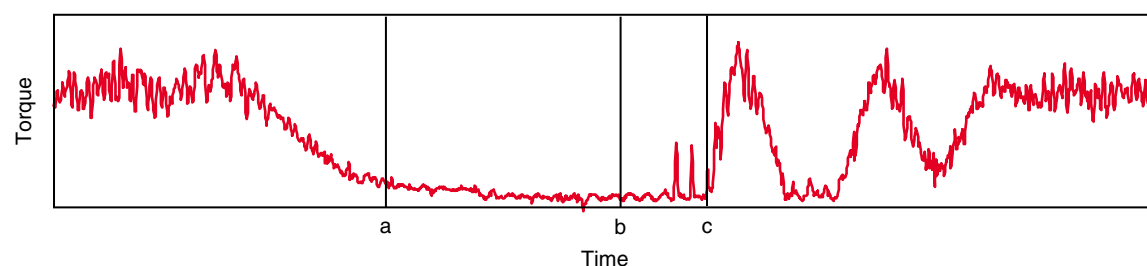


Fig. 7 Torque produced by the starter motor during engine starter

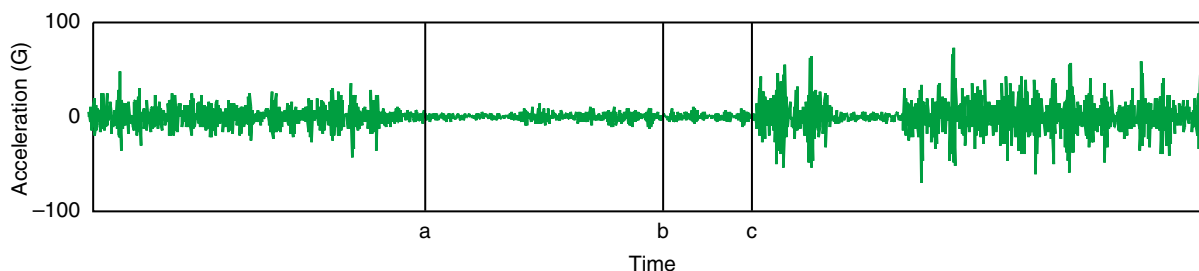


Fig. 8 Vibration of starter during engine start

3. クランキング音解析

まずクランキング音解析としてギヤ歯形精度、バックラッシュ、ギヤかみ合い幅、ギヤかみ合い率とギヤ音との関係を単体ベンチで試験し、次に効果の高い仕様を実車で確認した。また単体ベンチでは Fig. 9 に示すようにピニオンギヤとリングギヤをあらかじめかみ合わせておき、スターモータで駆動した状態の各部挙動と騒音を計測した。

3.1. 歯形精度

ギヤの歯形精度向上によるクランキング音への影響を確認するため、精度の異なる2種類のリングギヤを用いて騒音レベルを比較した。ギヤの諸元を Table 1 のスパークギヤに、スタータに駆動される歯面形状の測定結果を Table 2 に示す。Table 2 中の歯面形状 A は量産仕様、歯面形状 B は

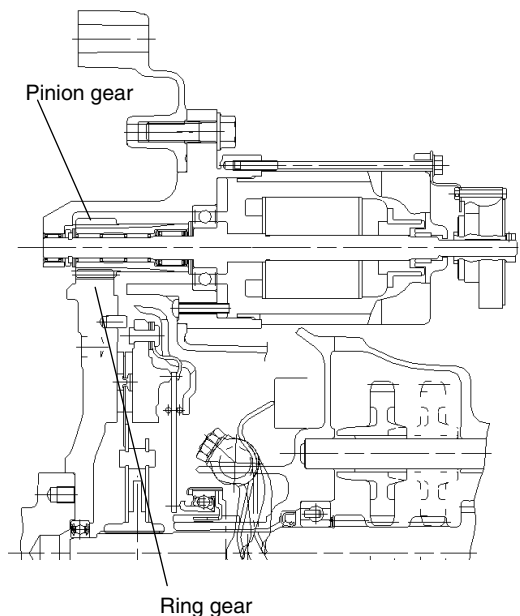


Fig. 9 Constant mesh type starter motor

Table 1 Gear specifications

Item	Total contact ratio	Normal module	Helix angle (deg.)	Contact width (mm)
Spur gear	1.09	2.54	0	9
Helical gear	1.25	2.5	4	9
	1.45	2.25	12	9
	1.80	2.25	28	9
	1.84	2	20	9
	1.91	1.75	20	9
	1.97	2	28	9
	2.33	2	20	18.7
	2.39	2.25	28	18.7
	2.45	1.75	20	18.7
	2.64	2	28	18.7
	2.68	2.25	36	18.7
	3.62	1.5	36	18.7

量産仕様に対し歯形精度を向上したものである。うねりの値は測定した4歯の最大値、その他の値は平均値であるが、うねりの最大値の比較、圧力角誤差、歯筋倒れの比較より歯面形状Aが歯面形状Bより精度が悪いことがわかる。

Fig. 10にクランキング時の騒音レベル単体ベンチ測定結果を示す。歯面形状Aと歯面形状Bの騒音レベル差はわずか0.5dBであり、クランキング音低減に対する歯形精度向上の効果はほとんどないことがわかった。

Table 2 Teeth profiles data

		Teeth profiles A		Teeth profiles B	
		Pinion gear	Ring gear	Pinion gear	Ring gear
Involute	Profile slope deviation	3.1	-4.3	2.3	8.7
	Bulge	-2.5	4.5	0.3	0
	Waviness of profile	9.2	19.6	1.6	1
	Tip relief	8.6	4.3	7	8.1
	Profile slope bias	-3.8	-4.3	-0.2	-0.7
Lead	Helix slope deviation	-7.5	-2.7	-2	5.1
	Crowning	-0.5	-3.2	4.9	5.3
	Waviness of helix	11.3	14	1.4	0.9

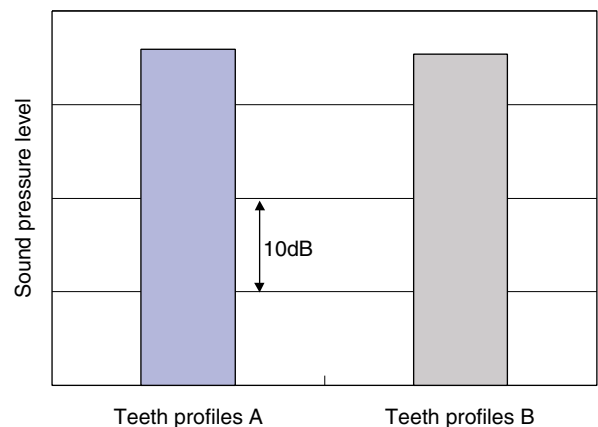


Fig. 10 Comparison of sound pressure level during engine start for different teeth profiles on test stand

3.2. バックラッシュ

次に、ギヤの歯打ち音の影響を確認するためバックラッシュを変化させたギヤを作成し、クランキング音を比較した。Table 1のスパークギヤに示すギヤの諸元に固定し、バックラッシュ量のみ0.15mmから0.1mm刻みで0.45mmまで変化させた。クランキング音の単体ベンチ測定結果は Fig. 11 示すようにバックラッシュが0.35mmで最も低い値となった。これはバックラッシュが小さいと動力伝達により歯が変形し駆動側ではない歯面同士が接触し、バックラッシュが大きいと歯打ち音が増大するためと考えられる。

以上よりクランキング音は特定のギヤバックラッシュで極小値をとることがわかったが、これは量産設定値と重なっており有効な低減対策とはなり得ない。

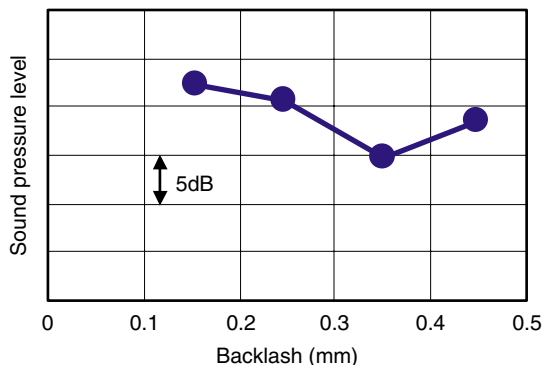


Fig. 11 Relation between backlash and noise level of engine cranking on test stand

3.3. ギヤかみ合い幅

同一ギヤ諸元で、かみ合い歯幅の増加によるクランキング音低減効果の確認を行った。Fig. 12 に示すように、クランキング時の騒音レベルはかみ合い幅が増加するにつれ減少することがわかった。これは歯の曲げ剛性が上がり動力伝達時に歯の変形が少なくなった効果によるものと推定される。しかし、実車でかみ合い幅を増加させるためにはピニオンギヤ飛び込み時のストロークをより長くしなければならず、スタータのコストや重量が増加するという新たな課題が発生するので有効な対策とはならない。そこでかみ合い幅を増加させずに歯の変形を少なくするためヘリカルギヤを用いてかみ合い率を上げクランキング音の確認を行った。

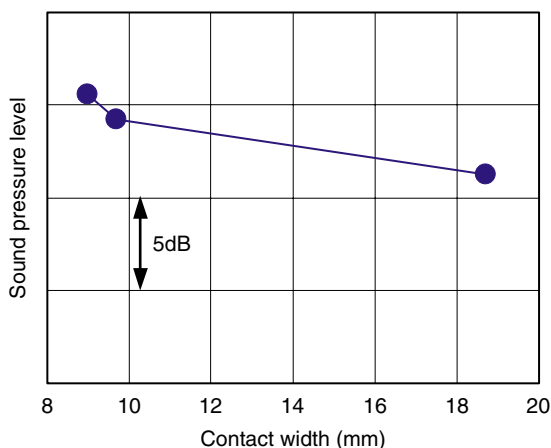


Fig. 12 Relation between contact width and noise level of engine cranking on test stand

3.4. ギヤかみ合い率

Table 1 にヘリカルギヤの諸元を示す。また、ピニオンギヤとリングギヤの減速比はスパークギヤと同一となるように設定した。スパークギヤ解析時と同様にピニオンギヤをリン

グギヤにあらかじめかみ合わせて騒音試験を行った。Fig. 13 のクランキング音の単体ベンチ測定結果が示すように、かみ合い率を上げることによりクランキング音が約 8 ～ 16dB 低減することが確認できた。また、かみ合い率を上げるに従ってクランキング音は低減するが、2.5 以上では変化が少ないことがわかった。

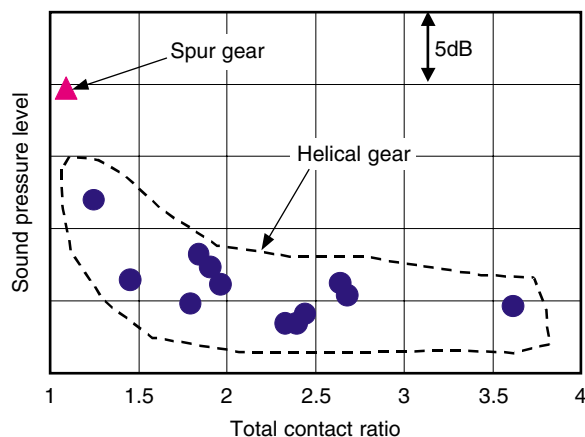


Fig. 13 Relation between total contact ratio and noise level of engine cranking on test stand

3.5. 実車室内クランキング音

以上の解析より、単体ベンチではヘリカルギヤによるかみ合い率の向上はクランキング音低減に効果があることがわかったので、次に実車で確認を行った。本解析に用いたヘリカルギヤの仕様は Table 1 より選択した。Fig. 14 は、量産のスパークギヤと、かみ合い率を 1.84 に上げたヘリカルギヤとの車室内騒音レベルの比較である。かみ合い率を上げるにより、実車でもクランキング音が 7dB 低減することが確認できた。実車での確認はピニオンギヤ飛び込み式スタータで行った。この際、ギヤの損傷および飛び込み時のはじかれが懸案であったので 4 章および 5 章で述べる解析を行いギヤ諸元を設定した。

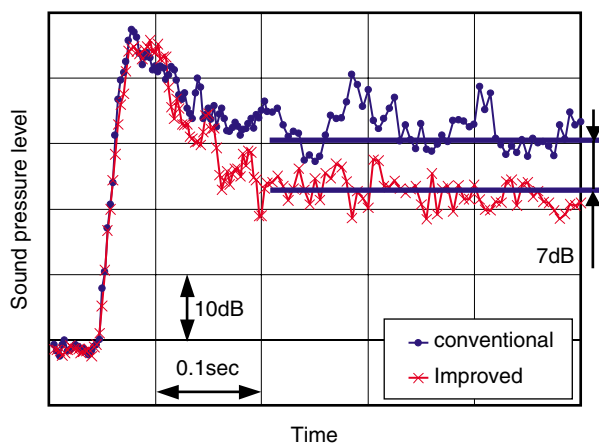


Fig. 14 Cabin noise during engine start

4. リングギヤの応力解析

前述のようにクランキング音の低減のためにはかみ合い率を上げる対策が最も有効であった。具体的手法としてモジュールを小さくして歯数を多くし、ねじれ角を大きくした。これによりギヤは小形化しギヤの端面に鋭角部が発生するので、ピニオンギヤとリングギヤの衝突によりギヤ端面が欠損する事例が発生した。そこで有限要素法によりギヤ接触部に発生する応力解析を行った。Fig. 15に示すように固定したリングギヤ端面にピニオンギヤ端面を接触させた状態でピニオンギヤの駆動側歯面とリングギヤの被駆動側歯面が接する位置にピニオンギヤを回転させ、その位置をピニオンギヤ角度0とした。計算はピニオンギヤ角度0から式(1)に表す α の範囲で行った。リングギヤに発生する応力の計算結果は Fig. 16 に示すように端面エッジ部が最大応力値となっており、ピニオンギヤ角度とリングギヤ最大応力値との関係は Fig. 17 に示すようにピニオンギヤ角度が小さいほど接触面積が小さいのでリングギヤに発生する応力値は大きくなっている。いかなる仕様であっても、端面が塑性変形する衝突は起こりうる。弾性限度を超える割合を t とし式(2)のように定義し、この t をギヤ端面欠損の指標としてギヤ諸元を選定した。

$$\alpha = \frac{360}{Z} \quad (1)$$

$$t = \frac{\beta}{\alpha} \quad (2)$$

Z : ピニオンギヤ歯数

β : 弾性限度を超えるピニオンギヤ回転角度

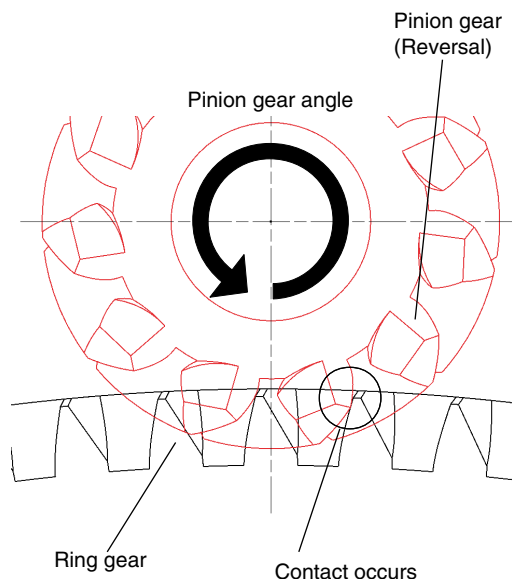


Fig. 15 Condition at pinion gear angle=0

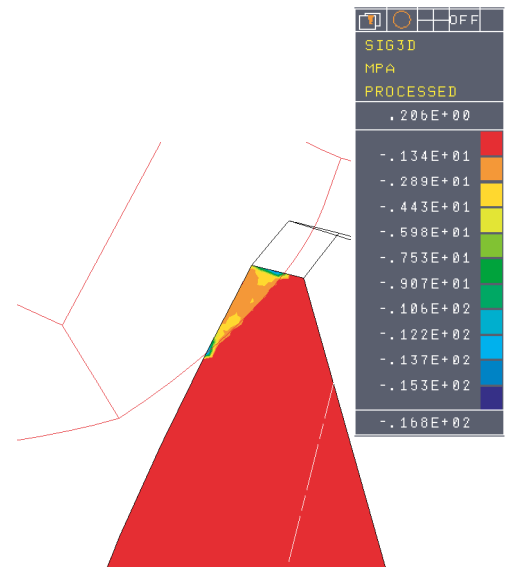


Fig. 16 Stress analysis results for ring gear

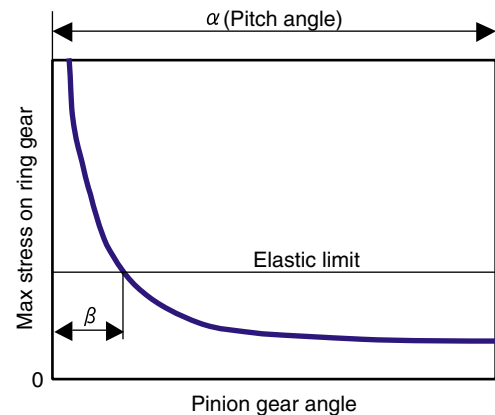


Fig. 17 Relation between pinion gear angle and ring gear stress

5. ピニオンギヤの飛び込み性能

量産仕様に対しモジュール、ねじれ角などのギヤ諸元変更を行ったのでギヤ端面の面取り形状を変更した。この結果ピニオンギヤが飛び込まない事象が発生したので機構解析ソフトを用いてピニオンギヤ回転角度に対するピニオンギヤ軸方向変位の解析を行った。Fig. 18にピニオンギヤの回転方向と変位方向を示す。Fig. 19-aに飛び込み不良が発生した仕様Eを、Fig. 19-bにその解析結果を示す。この仕様ではピニオンギヤ飛び込み時にピニオンギヤ回転角度が増加しても軸方向変位が増加しない回転角度範囲(Fig. 19-b中d)がある。これは接触しているギヤがNo.1のギヤからNo.2のギヤ(Fig. 18中)に移行した際に起こっている。これが飛び込み不良の原因と推定しFig. 20-bに示すように接触するギヤが移行してもピニオンギヤの回転角度増加にともない軸方向変位が増加するように面取り形状を改善した仕様F(Fig. 20-a)を製作した。仕様Fは実車テストにより良好な飛び込み性能が確認された。

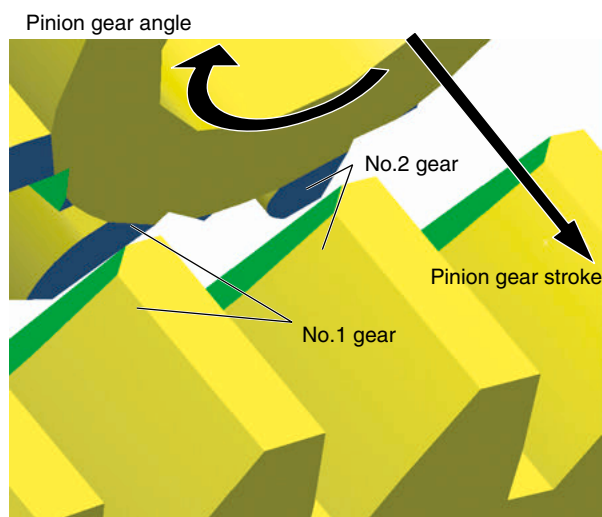


Fig. 18 Direction of pinion gear angle and stroke

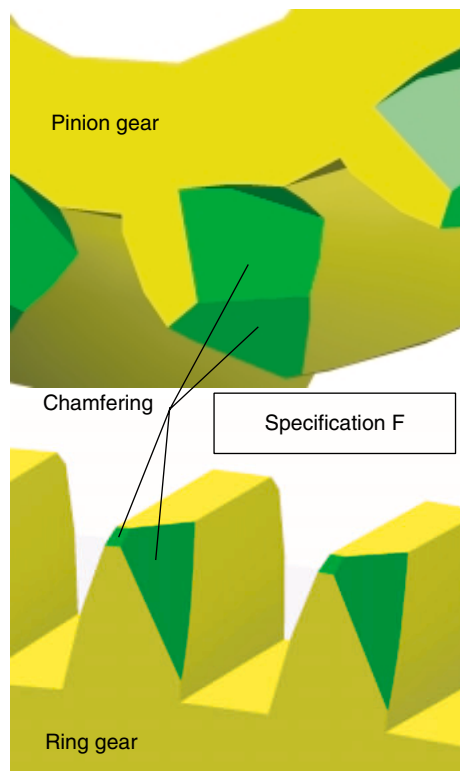


Fig. 20-a Chamfering form of gear end face

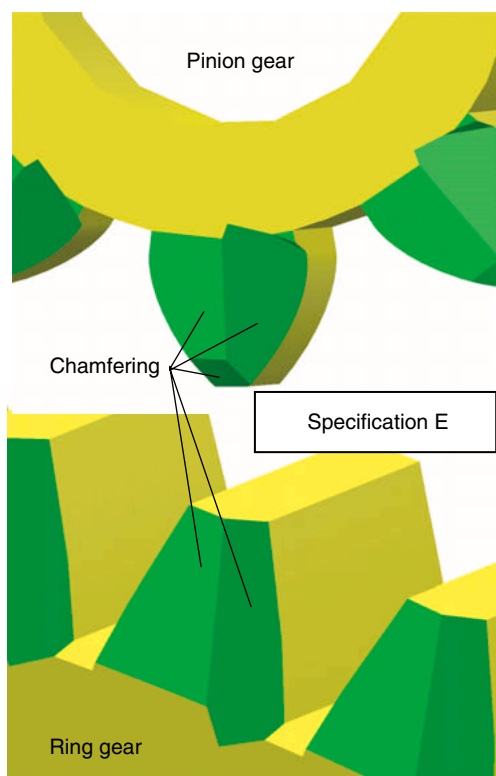


Fig. 19-a Chamfering form of gear end face

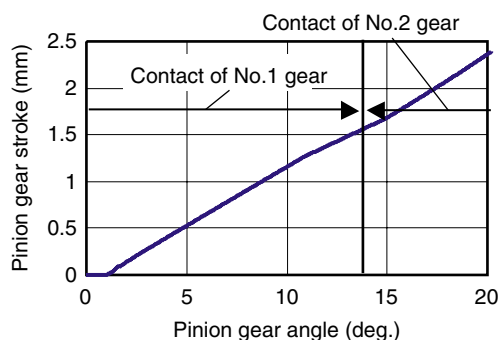


Fig. 20-b Relation between pinion gear angle and stroke

6. まとめ

ピニオンギヤ飛び込み式スタータの低騒音化の研究を行い、以下の結果を得た。

- (1) エンジン始動騒音には、飛び込み音とクランキング音があり、クランキング音の方が長い時間発生しているので搭乗者により不快感を与える。
- (2) クランキング音には歯打ち音とギヤ音があり、ギヤ音が支配的である。
- (3) スパーギヤでのクランキング音対策は効果が少なく現実性がない。
- (4) ヘリカルギヤを用いてかみ合い率を上げることにより、車室内騒音で7dBのクランキング音低減効果があった。またギヤ諸元設定にあたって以下の解析手法を用いた。

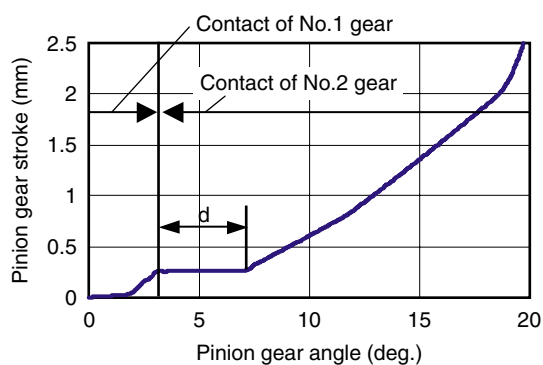


Fig. 19-b Relation between pinion gear angle and stroke

- (5) ピニオンギヤとリングギヤの衝突時における接触部の応力解析を行った。応力が弾性限度を超える割合をギヤ端面の欠損しやすさの指標とし設計を行った。
- (6) ピニオンギヤ飛び込み時、ピニオンギヤ回転角度の増加にともないピニオンギヤ軸方向変位が増加する設定にすることにより良好な飛び込み性能を得た。

7. 謝辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

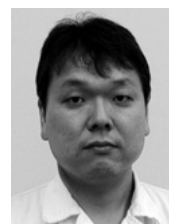
■ 著 者 ■



高野 幹 広



田 中 正 志



平 松 伸 行



青 木 隆

二輪車衝突時の乗員挙動シミュレーション

A Computer Simulation for Motorcycle Rider-Motion in Collision

並木 秀夫*
Hideo NAMIKI

中村 豊一* 飯島 聡*
Toyokazu NAKAMURA Satoshi IJIMA

要 旨

対四輪車衝突時における二輪車乗員の挙動予測シミュレーション手法の研究において、二輪車が走行中の四輪車側面に45度と90度で衝突する二つの形態においてテストと計算の相関を検証した。正確な形状と変形を表現するため陽解法FEM(Finite Element Method)シミュレーションソフトを用いた。シミュレーション精度と計算時間を考慮してメッシュサイズを決め、二輪車、エアバッグ、ダミー、ヘルメット、四輪車のFEMモデルを作成した。計算時間短縮のために、モデルの一部を剛体化して接触範囲を限定した。作成したモデルによるシミュレーションの結果、二つの衝突形態において、妥当性検証の重要な項目とした路面落下時のダミー頭部速度とダミー姿勢の高い精度が得られた。2ケースの計算時間は、14.4Gflopsのコンピュータでおよそ50時間であった。

ABSTRACT

In computer simulation method for motorcycle rider motion in collision of motorcycle to car, we have validated the computer simulation results in two cases in which a motorcycle runs into a running car side with 45 degree and 90 degree angles. The simulation software of explicit finite element method (FEM) has been used, because of its capability for expressing accurate shape and deformation. The mesh size was determined by considering a simulation accuracy and a calculation time, and FEM model of a motorcycle, an air bag, a dummy, a helmet and a passenger car were built. To shorten calculation times, a rigid body was adopted to a part of the model and contact regions were limited. As the results, higher accuracy of head speed and posture at the ground contact of dummy was obtained in simulations of the two cases this time. Calculation time of the two cases was about 50 hours with the computer of 14.4Gflops.

1. はじめに

Honda は、1960 年代から二輪車の乗員保護研究⁽¹⁾に取り組んでおり、近年は乗員保護手法のひとつとして二輪車用エアバッグシステムの可能性研究⁽²⁾を行っている。この研究においては、センサを含むエアバッグシステムを試作し、Honda の大型ツーリングモデルである GL1500 に搭載して実車衝突テストを行った。しかし、実車衝突テストには長時間にわたる設備占有が必要であり、また、多大な費用も必要である。このような背景から、二輪車用エアバッグ研究に活用できるコンピュータシミュレーション技術が望まれている。本研究では、乗員の路面落下時までの挙動予測が可能な精度があり、かつ実用的な時間で計算ができる衝突シミュレーション手法の構築に取り組んでいる。

本稿では、2ケースのエアバッグ搭載二輪車の対四輪車衝突についてコンピュータシミュレーションを実施して乗員挙動の妥当性を検証した結果を紹介する。2ケースとは、

6.7m/s で走行する四輪車の側面に、13.3m/s で走行する二輪車が45度と90度の角度で衝突する形態である。それぞれの衝突形態を Fig. 1 および Fig. 2 に示す。シミュレーション精度の検証は、乗員挙動を表現できる頭部速度と胴体角度で評価した。また、シミュレーション精度の追求と同時に計算時間短縮手法の検討も行った。

2. シミュレーションソフトの選定

衝突解析に用いるシミュレーションソフトは、大別すると剛体モデルベースとFEMモデルベースの2種類がある。剛体モデルベースのソフトは、計算所要時間が短いという利点があるが、形状を楕円体で近似することによる形状制限、および変形に伴う反力の方向変化が再現できないことなどから、高い精度を要求するシミュレーションには不向きである。一方、FEMモデルベースのソフトは、計算所要時間が長いという欠点があるが、正確な形状表現が可能で

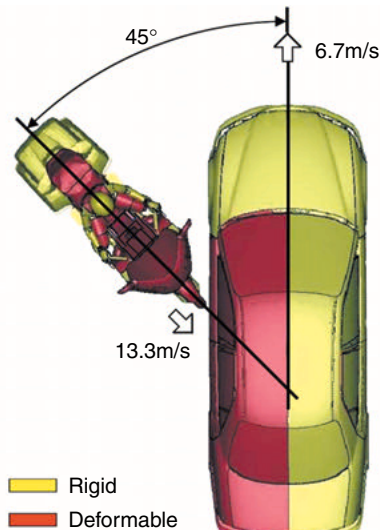


Fig. 1 Impact configuration of 45 degree

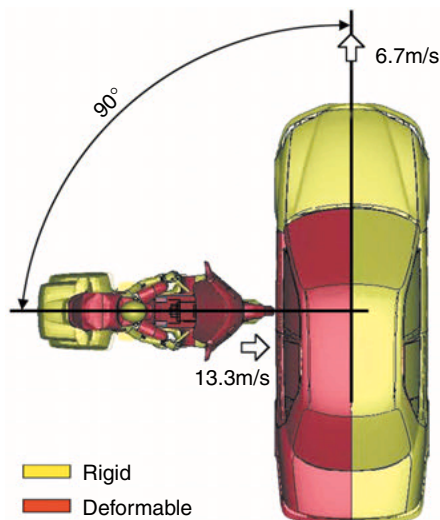


Fig. 2 Impact configuration of 90 degree

あり、変形やそれに伴う反力の方向変化が再現できるので、高いシミュレーション精度が期待できる。本研究では、乗員の路面落下までの挙動を高い精度で再現することが要求されるため FEM モデルベースの陽解法 FEM ソフト(LS-DYNA)を用いた。

3. モデル作成

3.1. メッシュサイズとモデルの検証

本研究のコンピュータシミュレーションでは、二輪車、エアバッグ、ダミー、ヘルメット、四輪車の各モデルを同時に扱う。このようなシミュレーションでは、要素数が膨大になるため、メッシュサイズが計算精度と計算所要時間に大きく影響する。計算精度を上げるためにはより小さいメッシュのほうが良いが、メッシュサイズを小さくすると計算所要時間が長くなる。また、計算の安定性と精度を高めるた

めに、干渉し合うモデル間においては大きく異なるメッシュサイズの使用を避けなければならない。したがって、メッシュサイズはきわめて重要である。本研究におけるメッシュサイズはダミーモデルの平均的なメッシュサイズを基準とし、それより小さいメッシュサイズを使用しないこととした。作成したそれぞれのモデルサイズをTable 1に示す。二輪車対四輪車衝突のシミュレーションの実施前に単体テストを実施し各モデルの妥当性を検証した。

3.2. 二輪車モデル

本研究で作成した二輪車モデルは、正面衝突専用モデルである。フロントホイールは変形を考慮したモデルとし、タイヤは所定の空気圧状態を再現するモデルとした。また、ステアリング機構は相手車との衝突で大きく転だされるため、転だを再現できるモデルとした。四輪車およびダミーとの干渉や、変形が予測される二輪車部品のモデルを変形体とし、その他の二輪車部品のモデルを計算時間短縮化のため剛体化した。以上により作成された二輪車モデルをFig. 3に示す。赤い部分は変形体で、それ以外の黄色い部分は剛体である。

二輪車モデルの妥当性検証として、固定壁に13.3m/sで衝突させたテスト結果と比較した。その状況をFig. 4に示す。車体のピッチング角度およびフロントホイールやヘッドライト周りの変形が良くあっている。Fig. 5に車体重心位置の加速度波形を示す。全体的な波形形状は良い相関を示している。

3.3. エアバッグモデル

エアバッグは、リテーナボックスでの連結部と、エアバッグ後面からの2本のひもにより車体に支持されている。また、エアバッグ内部には、意図した形状を得るための数本のひもがある。これらの構造は二輪車用エアバッグとして重

Table 1 Numbers of nodes and elements

	Motorcycle	Dummy	Airbag	Automobile	Total
Number of nodes	25 618	34 962	4 768	178 329	243 677
Number of elements	34 821	35 567	4 692	168 916	243 996

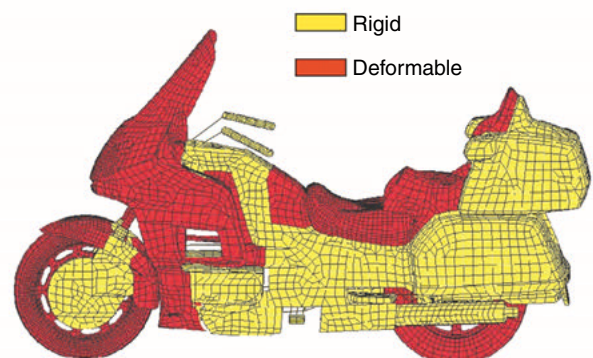


Fig. 3 Motorcycle model

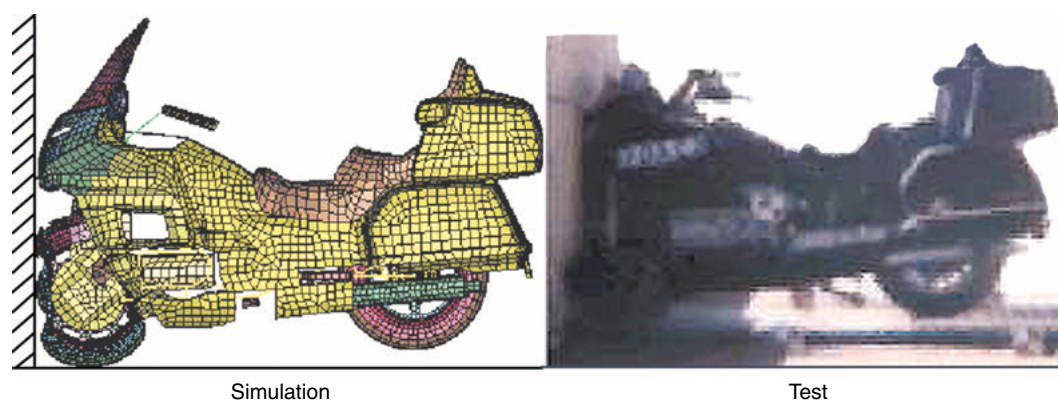


Fig. 4 Comparison of motorcycle motion between simulation and test in rigid barrier collision

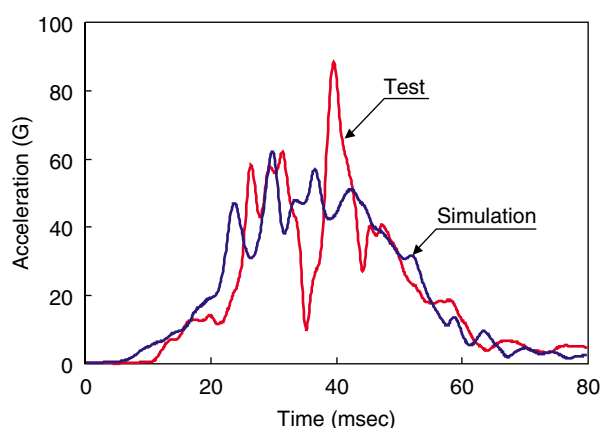


Fig. 5 Comparison of acceleration of motorcycle frame

要であり、エアバッグの形状とともに忠実にモデル化した。Fig. 6 にエアバッグモデルを示す。

エアバッグモデルの妥当性検証として、静展開テスト結果とシミュレーション結果の圧力波形を比較した。その圧力波形を Fig. 7 に示す。テストでは展開開始時に高い圧力が発生しているが、シミュレーションでは発生していない。これは、エアバッグの折畳みをモデルに表現しなかったためと考えられる。展開後の乗員への作用を評価する今回の

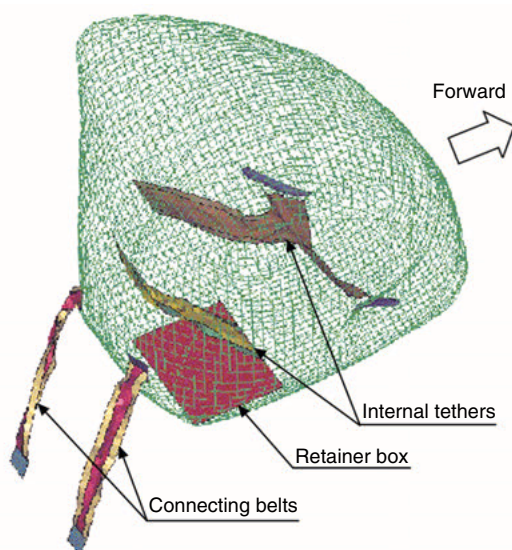


Fig. 6 Airbag model

エアバッグにおいては、展開初期の現象の表現を必要としないので、エアバッグの折畳みやそれに伴う展開開始時の高い圧力の再現を行わなかった。

3.4. ダミー

ダミーモデルは、すべての部位が打撃することが予測されるため、すべて変形体である必要がある。このことから、LS-DYNA 用ハイブリッドIII 50 パーセンタイルモデルをベースとして選定した。このダミーモデルに対して、テストで使用した ISO 13232⁽³⁾に規定される MATD ダミーと合致させた。ダミーモデルを Fig. 8 に示す。変更項目は、頭、首、胸、腹、腰、脚で、図中の赤い部分である。ダミー特性は、ISO 13232の規定を満足させた。また、ISO 13232の規定に従いブーツモデルも作成した。

3.5. ヘルメットモデル

ヘルメットはシェルと称される外側部の帽体、およびライナと称される内側の衝撃吸収構造部から構成されている。シェルとライナを変形体でモデル化した。ヘルメットモデルを Fig. 9 に示す。

ヘルメットモデルの妥当性検証は JIS T8133-2000 のテスト方法で頭頂部、側頭部、前頭部、後頭部について行った。それらの一例として、ヘルメット頭頂部を 1 m の高さから落下させたテストとシミュレーションの加速度比較を Fig. 10 に示す。加速度のピーク、タイミングが良く一

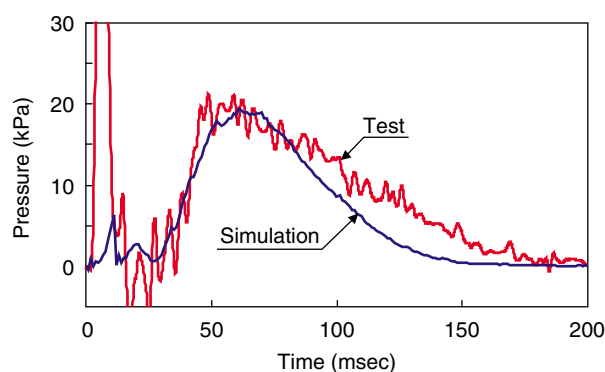


Fig. 7 Comparison of pressure in airbag inflating test

致しており、シェルとライナによる反力が良好に再現できている。

3.6. 四輪車モデル

四輪車のモデル化においても、計算時間短縮のため、二輪車のモデル化の場合と同様に二輪車との打撃やその影響による変形がなく、ダミーとも接触しない部分を剛体化した。本研究が対象とする二輪車が走行する四輪車の側面に衝突するケースでは、ボンネットより前方部分と二輪車が

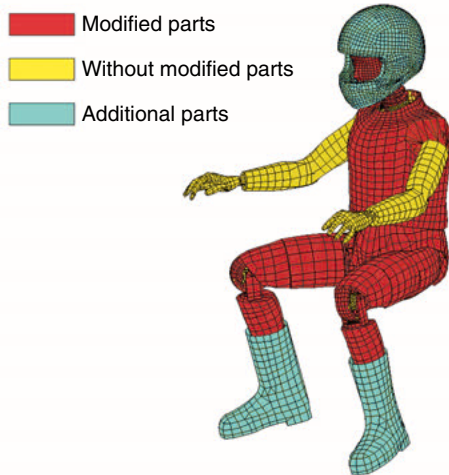


Fig. 8 Dummy model

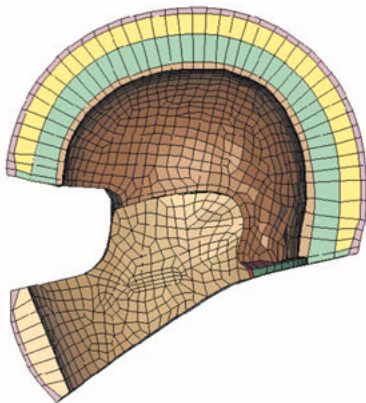


Fig. 9 Helmet model

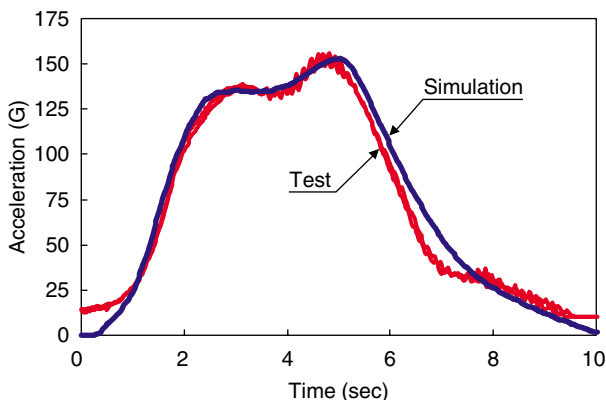


Fig. 10 Comparison of acceleration in helmet drop test

衝突する側の反対側の車体半部分を剛体化した。四輪車モデルを変形体とした部分を赤色で、剛体とした部分を黄色で Fig. 11 に示す。四輪車モデルの妥当性検証として、側突テストの結果とシミュレーションの結果を比較した。車体側面の変形速度の比較を Fig. 12 に示す。ピーク速度値とその発生タイミングとも再現できている。

4. 計算所要時間の短縮手法

計算所要時間短縮手法として種々の検討を行った。その結果、計算所要時間に大きなウェイトを占めるのは、物と物が接触(打撃)するかどうかをサーチする領域と接触後に物に変形する計算領域であることが分かった。これらの「接触サーチ」と「変形」の計算は、それぞれの定義が与えられたモデルにおいて、実際に接触や変形が発生していなくとも1ステップごとに実行される。したがって、衝突全体を通して接触や変形が発生しない部分や、衝突途中において一時的に接触や変形が発生しない時間領域に対し、「接触サーチ」と「変形」の計算を行わせないようにすることは、計算精度の低下がない計算所要時間の短縮に有効である。「接触定義の限定」と「剛体化」というこれらの手法を今回の解析に採用した。

接触定義の限定は、二段階で実行した。第1は、全く接

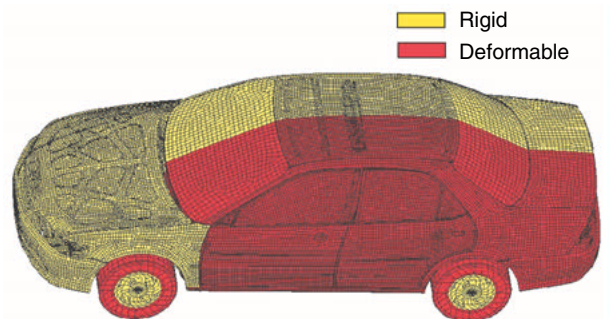


Fig. 11 Car model

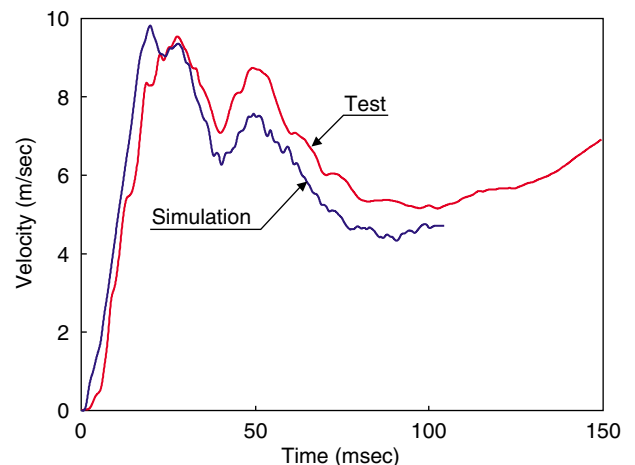


Fig. 12 Example comparison of deceleration of simulation with full scale test

触の可能性がない部位・部品間に接触を定義しなかった。つまり、接触が予測される部分間だけに接触を定義した。第2は、接触を定義する時間領域を限定した。例えば、四輪車内部の接触は計算開始後 300ms 以降の定義はしなかった。また、四輪車とダミーとの接触は計算開始後 50ms までは定義しなかった。これら二つの手段は、計算所要時間の短縮に大きな効果があった。

剛体化は二段階で実行した。第1は、各モデルの項で述べた手法で、計算前に二輪車、四輪車の各モデルにおいて打撃も変形もしないことが予想される部分を剛体化した。第2として、計算の途中で四輪車モデルのすべてを剛体化した。剛体化は二輪車およびダミーともに四輪車から離れた時点で適用できるので、今回の2ケースのシミュレーションでは衝突開始後 300ms 以降で剛体化した。ダミーは二輪車から衝突現象の終了直前まで離れないので、シミュレーション計算途中における二輪車モデルの剛体化は適用しなかった。四輪車の剛体化はモデルが大きいため計算時間短縮に非常に有効であった。試算時間の短縮効果は全体でおよそ 30% であった。

5. 計算結果と相関検証

前述した2ケース(Fig. 1, Fig. 2)のシミュレーションを同一モデルで行い、頭部速度と胴体角度の比較によって実

車衝突テスト結果との相関を検証した。

相関の検証過程で、二輪車と四輪車の摩擦係数やエアバックとダミーの摩擦係数を検討し選定した。これらは、実物から直接測定が困難な特性値である。

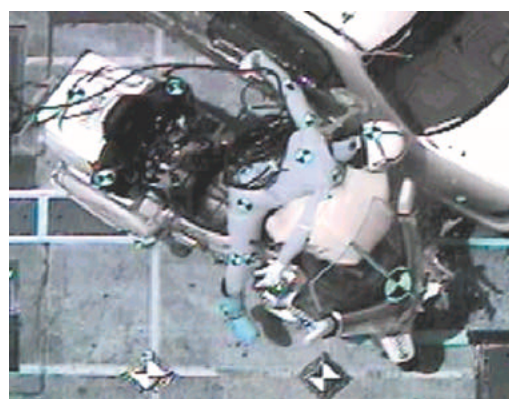
これらの結果で得られたシミュレーション結果を以下に記述する。45度衝突時の二輪車が四輪車と衝突後、乗員がエアバックと接触している状態を衝突テストとシミュレーションのそれぞれについて Fig. 13 に示す。また、同ケースの乗員の路面落下直前の状態を Fig. 14 に示す。90度衝突時の二輪車が四輪車と衝突後、乗員がエアバックと接触している状態を Fig. 15 に示す。また、同ケースの乗員の路面落下直前の状態を Fig. 16 に示す。さらに、今回の重要な相関検証項目とした路面落下時における乗員の頭部速度と胴体角度について、テスト結果とシミュレーション結果の比較を Table 2 に示す。45度、90度の両衝突ケースとも、シミュレーションと実車衝突テストとの相関は良好である。四輪車モデルの挙動は300ms以降剛体化しているため、相関は検証していない。なお、今回行った2ケースにおける乗員の路面落下までの計算所要時間は、理論性能 14.4Gflops のコンピュータを使用し、45度衝突は 47 時間、90度衝突は 52 時間であった。

6. まとめ

- ・陽解法FEMソフトを用いたシミュレーションにより、2

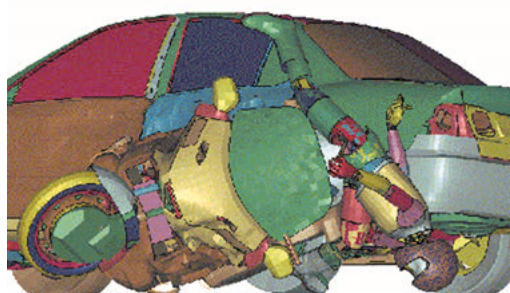


Simulation



Test

Fig. 13 Comparison of rider and motorcycle motion in 45 degree collision



Simulation



Test

Fig. 14 Comparison of fall motion of rider in 45 degree collision

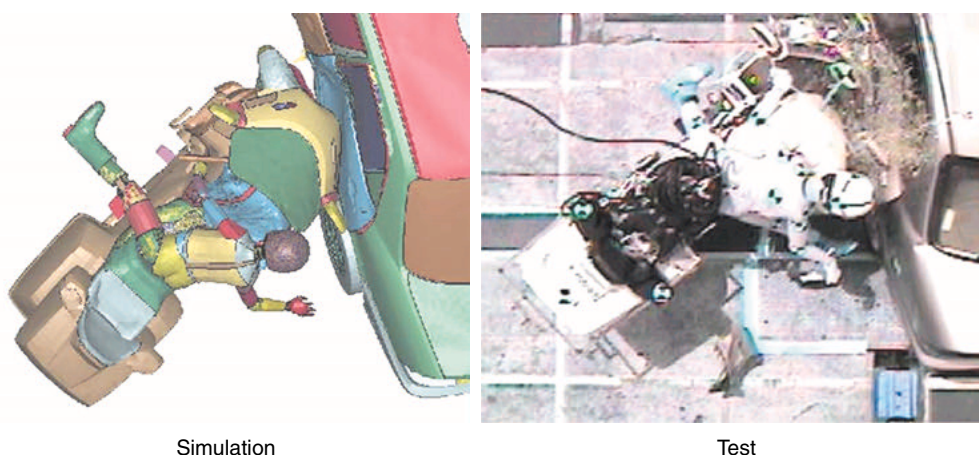


Fig. 15 Comparison of rider and motorcycle motion in 90 degree collision

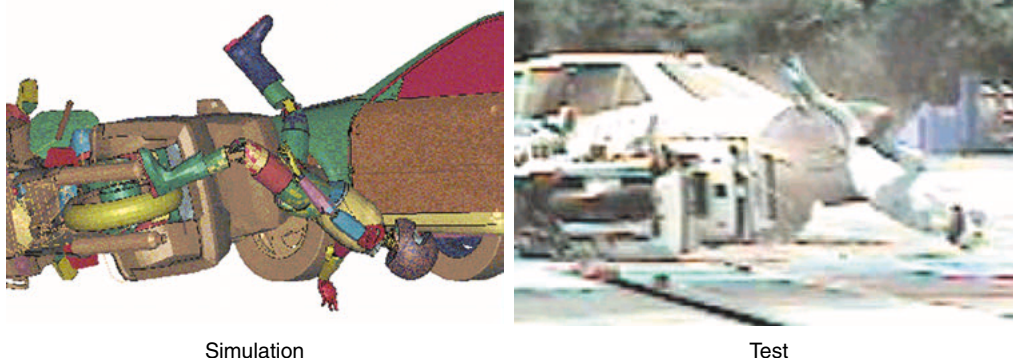


Fig. 16 Comparison of fall motion of rider in 90 degree collision

Table 2 Comparison of torso angle and head velocity of rider

45 degree collision

		Test	Simulation
Torso angle	deg	41	48
Head velocity	m/s	7	6.02

90 degree collision

		Test	Simulation
Torso angle	deg	31	34
Head velocity	m/s	4	4.69

ケースの対四輪車衝突時における二輪車乗員の路面落下までの挙動を高い精度で予測できた。

- ・ 計算所要時間短縮手法としては、剛体化と接触範囲を限定する手法が有効であった。
- ・ 計算所要時間は、二輪車が四輪車側面に 45 度と 90 度で衝突する 2 ケースにおいてそれぞれ 47 時間と 52 時間であった。

今後は、乗員負傷評価が予測できる手法の確立とともに、計算時間の短縮を目指す。

謝 辞

本研究に、多大なご協力いただいた Livermore Software Technology Corporation 殿、ARUP 殿、株式会社日立製作所殿、株式会社日本総合研究所殿に深く感謝の意を表します。

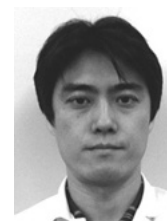
参考文献

- (1) Inoue, T., Miura, K, et al.: Experimental Collision Test on Motorcycles with Passenger Car, Paper No.15 of the Safety Research Tour in the USA from the Viewpoint of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers of Japan, October 1969
- (2) Iijima, S., et al.: Exploratory Study of Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle, Paper No. 98-S10-O-14, Sixteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Windsor, Canada, 1-4 June 1998
- (3) ISO13232 Motorcycles Test and analysis procedures for research evaluation of rider crash protective devices fitted to motorcycles 1996-12-15

■ 著 者 ■



並木 秀夫



中村 豊一



飯島 聡

動的崩壊問題における 3 次元大変形梁要素の定式化

Novel Formulation of the 3D Large Deformation Beam Element for Dynamic Crash Analysis

高 田 賢 治*
Kenji TAKADA

Wlodek Abramowicz**

要 旨

薄肉断面フレームの動的な大変形問題を解析するために、梁要素の新しい定式化を行なった。本梁要素は FEM 理論、スーパーエレメント法、実験データ、剛体力学の手法を組み合わせることにより構築した。更に、非線形問題の取り扱いを容易にするため、オブジェクト指向技術を用いてプログラミングを行った。実験、FEM 計算との比較から、本定式化の妥当性、有効性を確認することができ、3次元 CAD データがないレイアウト段階における高速な初期検討ツールを開発した。

ABSTRACT

The paper presents new Object Oriented Formulation of the FE algorithm that encompasses traditional FE, Super Element, experimental data and rigid body mechanics in a single calculation environment. The new formulation is implemented in a software for dynamic crash simulation of an arbitrary 3D frame structure discretized into Super Elements and subjected to large dynamic crash loading. The paper presents basics of the general algorithm and element formulation. The theoretical part is followed by the discussion of benchmark tests and result of application of the real world structures.

1. まえがき

近年、プリプロセッサ、コンピュータ性能の進歩により、3次元 CAD データから大規模で再現性の高い FE モデルが短時間で作成可能になっている⁽¹⁾。しかしながら、3次元 CAD データがないレイアウト段階においては、材料力学に基づいた梁モデル計算は初期の検討手法として非常に有効である。

衝突時のフレーム崩壊挙動を梁モデルで解析する場合、その梁要素は以下の要件を満たさなければならない。

- ・材料の弾塑性問題を考慮できること。
- ・大変形問題を考慮できること。
- ・動的問題を考慮できること。
- ・軸力、曲げ、ねじりの連成崩壊を考慮できること⁽²⁾。
- ・部材断面の変形を考慮し、Post-Collapse(崩壊後の挙動)の精度が高いこと。
- ・データ作成が簡単で、計算時間が短時間であること。

通常の FEM の定式化でこれらの内容をすべて考慮することは不可能である。そこで、著者らは FEM、スーパーエレメント法、剛体力学を組合わせた新しい定式化を考案した。

* 栃木研究所

** Impact Design, EUROPE

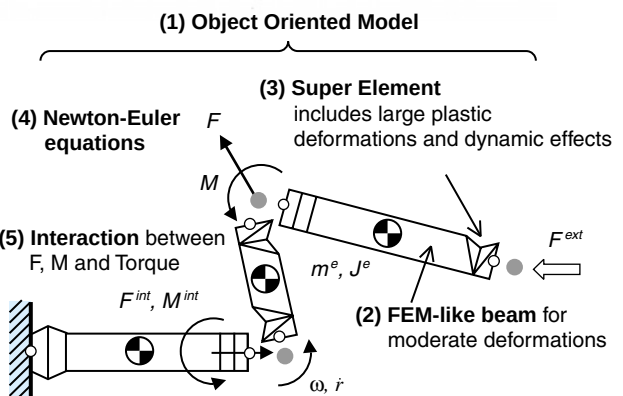
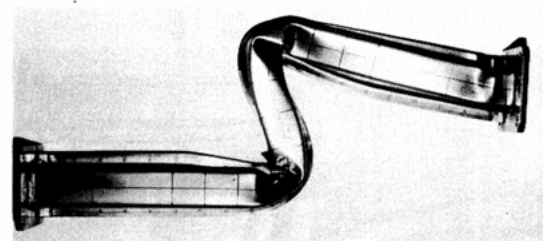


Fig. 1 Object oriented discretization of thin-walled S-frame

更に、複雑な非線形問題の取り扱いを容易にするために、OOF⁽³⁾(オブジェクト指向定式化)に基づいてプログラミングを行った。本論文では梁要素(Superbeam)の定式化の説明と実験、FEMとの結果比較から本定式化の妥当性、有効性を示す。

2. 本定式化の概要

Fig. 1 に示す薄肉曲がり部材を例にして、本定式化の概要を説明する。

- (1) 計算モデルは OOF に基づき 3 個の梁要素でモデル化する。時間積分の解法は中央差分法を用いた。
- (2) 弾性時の梁の挙動は Euler-Bernoulli の梁理論を用いて計算した。
- (3) 梁の塑性問題、大変形問題、降伏応力のひずみ速度依存性はスーパーエレメント法で得られる結果を導入した。
- (4) 動的問題を考慮するため Newton-Euler の運動方程式を用いた。ただし、梁の構成節点とは別の新しい節点を設け、この節点で動的挙動と姿勢角を計算する手法を開発した。
- (5) 軸力、曲げ、ねじりの連成崩壊に関しては連続体力学の Co-Rotational 法を用いて要素剛性マトリックスを構築することにより表現した。更に、Post-Collapse 領域での高い精度を得るために崩壊面を逐次更新させる手法を考案した。

3. 運動方程式の解法

本定式化では非線形問題を扱うため式(1)に示す仮想速度の原理^{(4)~(7)}(または仮想仕事の原理)を用いた。

$$\delta W(\delta u, u) \equiv \delta W^{in} - \delta W^{ext} + \delta W^{kin} = 0 \quad (1)$$

ここに、 δW^{in} は仮想内部仕事、 δW^{ext} は仮想外部仕事、 δW^{kin} は運動エネルギーの仮想仕事量である。式(1)を離散化すると式(2)に示す運動方程式が得られる。

$$M \ddot{u} = f^{ext} - f^{in} \quad (2)$$

ここに、 M は質量マトリックス、 $\ddot{u}$ は節点加速度ベクトル、 f^{in} 、 f^{ext} はそれぞれ節点内力、節点外力を表わす。

通常、式(2)を中央差分法で解法する場合、その時間ステップルーチン内では要素ごとに処理が実施される(エレメント・バイ・エレメント法)。本定式化では節点ごとの処理と要素ごとの処理を完全に分離する手法を考案した(ノード・バイ・ノード/エレメント・バイ・エレメント法)。

図2にこの手法と運動方程式の関係を示す。式(2)左辺の慣性項は Newton-Euler の運動方程式を用いて節点ごとに処理される。一方、式(2)右辺の荷重項はスーパーエレメント法を用いて要素ごとに処理される。

この手法によって異なる理論である剛体力学とスーパーエレメント法の組み合わせが可能となった。

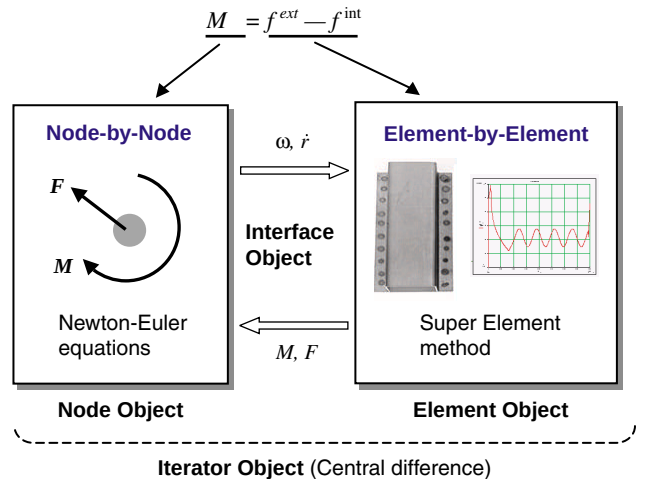


Fig. 2 Relationship between the equation of motion and Node-by-Node/Element-by-Element technique

4. OOP を構成するオブジェクトの説明

非線形問題をプログラミングする場合、OOP⁽⁸⁾(オブジェクト指向プログラミング)は非常に有効な手法となる。本プログラムは Fig. 2 に示す 4 個のオブジェクトで構成されている。この章では各オブジェクトの処理内容について説明する。

4.1. ノードオブジェクト

節点に力とモーメントが作用している場合、式(3)および式(4)に示す Newton-Euler の運動方程式が得られる^{(9), (10)}。

$$m \ddot{r} = F \quad (3)$$

$$J \dot{\omega} = M - \omega \cdot J \omega \quad (4)$$

ここに、 F と M は節点に発生している力とモーメント、 m は節点質量、 ω は角速度、 J は慣性テンソル、 $\ddot{r}$ は全体座標系での加速度である。式(4)の回転運動は節点の局所座標系で表わされる。

新しい節点位置の更新は、まず全体座標系に変換された角速度 ω を求め、次に式(5)に示す回転量の増分 $\Delta\theta$ を計算する。

$$\Delta\theta = \omega \Delta t \quad (5)$$

この回転量の増分を用いると、新しい節点の位置は式(6)のような単位ベクトルで表現できる。

$$\begin{aligned} \vec{i}_n &= \vec{i}_{n-1} + (a \times \vec{i}_{n-1}) \sin(\Delta\theta_n) + 2[a \times (a \times \vec{i}_{n-1})][1 - \cos(\Delta\theta_n)] \\ \vec{j}_n &= \vec{j}_{n-1} + (a \times \vec{j}_{n-1}) \sin(\Delta\theta_n) + 2[a \times (a \times \vec{j}_{n-1})][1 - \cos(\Delta\theta_n)] \\ \vec{k}_n &= \vec{i}_n \times \vec{j}_n \end{aligned} \quad (6)$$

4.2. エレメントオブジェクト

物体が変形した場合の全ポテンシャルエネルギー J は全ポテンシャルエネルギー停留原理を用いて式(7)のように定義できる^{(11), (12)}.

$$\frac{\partial J}{\partial \dot{q}_i} \delta \dot{q}_i \equiv 0 \quad (i = 1 \dots N) \quad (7)$$

ここに, $\dot{q}$ は一般化速度, N は総自由度である. 梁要素の全ポテンシャルエネルギー J は仮想仕事の原理を用いて式(8)のように表わす.

$$J(q, \dot{q}, h) = Q\dot{q} - P(L_t, \dot{L}_t, h)\Delta L(q, \dot{q}) - M_\alpha(\phi_p, \dot{\phi}_p, h)\phi_\alpha(q, \dot{q}) \quad (8)$$

ここに, Q は外力(一般化力), P と M_α は部材断面に発生する軸力と曲げモーメント, q は一般化変位, L_t は変形後の部材長さ, ϕ_k は回転量, h は軸力 P と曲げモーメント M_α の状態を表わすパラメータである.

本定式化では式(8)に示した軸力と曲げモーメントに対応する軸剛性, 曲げ剛性マトリックスを連続体力学で用いられている Co-Rotational 法を使って誘導した. 最終的な要素剛性マトリックスは重ね合わせの原理より算出した.

4.2.1. 軸剛性マトリックス

Fig. 3 に示す変形後の部材長さ L_t は局所座標系を用いて式(9)のように定義する.

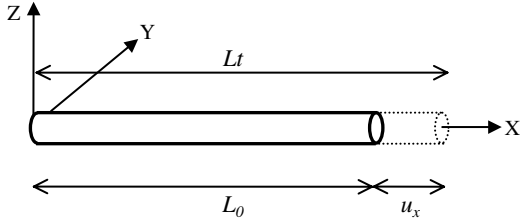


Fig. 3 Three-dimensional rod fixed at one end and subjected to large rotations and deformations

$$L(t) \equiv L_t = \sqrt{(L_0 + u_x)^2 + u_y^2 + u_z^2} \quad (9)$$

ここに, L_0 は部材初期長さ, u_x, u_y, u_z はそれぞれ局所座標系における部材の変形量である. この変形量 u_x, u_y, u_z に対して式(10)に示す仮想仕事の原理を適用させる.

$$P \frac{\partial \Delta L}{\partial u_x} \delta u_x = 0, P \frac{\partial \Delta L}{\partial u_y} \delta u_y = 0, P \frac{\partial \Delta L}{\partial u_z} \delta u_z = 0 \quad (10)$$

式(10)の結果から式(11)に示す軸剛性マトリックスが誘導できる⁽¹³⁾. 式(11)内の $P(t)$ はスーパーエレメント法で算出される断面の軸圧壊特性である. ただし, 梁が弾性状態においては, Euler-Bernoulli の梁理論を用いて要素剛性マトリックスを構築し, 梁が塑性状態になると式(11)に切り換える手法を取っている.

$$K_a(t) = \frac{P(t)}{L(t)} \begin{bmatrix} (L + u_x) & 0 & 0 \\ u_x & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

4.2.2. 曲げ剛性マトリックス

Co-Rotational 法において, 局所座標系は物体の各点で定義され物体の回転と連動する. この回転する局所座標系を用いることにより回転速度テンソル等の剛体回転に関する項を考慮する必要がなくなり, 変形速度テンソルのみを扱うことが可能となる. 変形速度テンソル $\hat{D}_y$ は式(12)で定義される⁽⁴⁾.

$$\hat{D}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \hat{v}_i}{\partial \hat{x}_j} + \frac{\partial \hat{v}_j}{\partial \hat{x}_i} \right) \equiv \text{sym} \left(\frac{\partial \hat{v}_i}{\partial \hat{x}_j} \right) \equiv v_{i,j} \quad (12)$$

ここに, $v_{i,j}$ は局所座標系における速度である. 式(12)を用いて式(13)に示す曲げ剛性マトリックスを誘導した. ただし, 表示の簡素化のため全体の 1/4 のみ表わす.

$$K_b(t) = \begin{bmatrix} \kappa u_y^2 & \kappa L_0 u_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\kappa L_{xz}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \kappa u_y^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{M(\phi_y, \alpha_y) \cos(\alpha_y)}{\phi_z} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-M(\phi_y, \alpha_y) \sin(\alpha_y)}{\alpha_y} \end{bmatrix} \quad (13)$$

ここに, $M(\phi, \alpha)$ はスーパーエレメント法で得られる曲げ崩壊特性, ϕ, α は回転変位量, L_{xz} は変形後の梁の長さ, κ は式(14)で定義される量である. 式(13)に対応する変位ベクトル $q(t)$ を式(15)に示す. 最終的な要素剛性マトリックスは式(11)と式(13)を重ね合わせの原理により結合させることにより得られ, また, 軸力, 曲げ, ねじりの連成崩壊を表現することが可能となる.

$$\kappa(t) = \frac{-M}{\sin(\theta) L_i^3 L_{xz}} \quad (14)$$

$$q(t)^T = \{u_x, u_y, u_z, \phi_z, \alpha_y\} \quad (15)$$

4.3. インタフェースオブジェクト

Fig. 4 に示すような 2 個の梁要素が結合されているモデルを用いてインタフェースオブジェクトの概要を説明する. 通常 FEM では, 梁要素 A, B の特性は 2 個の要素の共通節点 I に離散化され, 剛性, 変位, 速度, 内力等は最終的にこの節点 I で表現される. この節点 I に更に剛体運動に関する方程式の代入を試みようとすると, 式の組み立てが非常に難しくなってしまう. そこで, 本定式化においては, Fig. 5 に示すように節点 I とは別に新しい節点 J を設けた. 剛体運動はこの節点 J を使って表現する. 更に, 姿勢角の計算もこの節点 J を用いて行う.

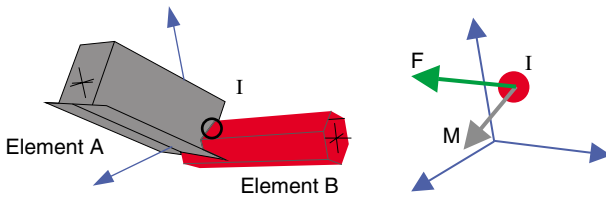


Fig. 4 Illustration of the basic paradigm of the FEM

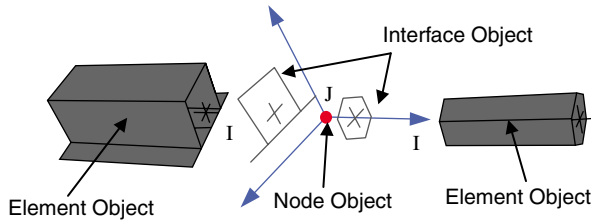


Fig. 5 Concept of the interface objects

中央差分スキームを用いる場合、節点Jにおける荷重F、モーメントMは各時間ステップ間で一定として扱われるため、結果として節点Jは他の節点とは連成しない剛体として扱うことが可能となる。

この一連の処理はノードオブジェクトで実行している。一方、要素の変形は節点Iで表わされているので、インタフェースオブジェクトを用いて2節点I, Jの平衡性を保つようにした。

4.4. イタレータオブジェクト

イタレータオブジェクトは中央差分に基づいた時間積分を実施するルーチンである。Fig. 6 に全体フローを示す。

- (1) 要素重心の質量、慣性モーメントに初期値を設定する。
- (2) 節点の速度、角速度に初期値を設定し、更に、質量、慣性モーメントを算出する。
- (3) エレメント・バイ・エレメント法に基づいて要素ごとの処理を実施する。節点の速度、角速度から合力 F^n と合モーメント M^n を算出し、次のノード・バイ・ノードステップに引き渡す。
- (4) ノード・バイ・ノード法に基づいて節点ごとの処理を実施する。ステップ(3)から引き渡された F^n と M^n を用いて Newton-Euler の運動方程式より節点の並進加速度、角速度を算出し、ステップ(3)に値を戻す。

5. スーパーエレメント法の概要

梁の塑性問題、大変形問題、降伏応力のひずみ速度依存性はスーパーエレメント法^{(14)~(18)}で計算し、式(11)および式(13)で示した剛性マトリックスに組み込まれる。

スーパーエレメント法の定式化は基本的に3ステップで成り立っている。最初のステップではFig. 7に示す薄肉フレームの圧壊試験により、塑性崩壊波長 $2H$ 、角稜部のローリン

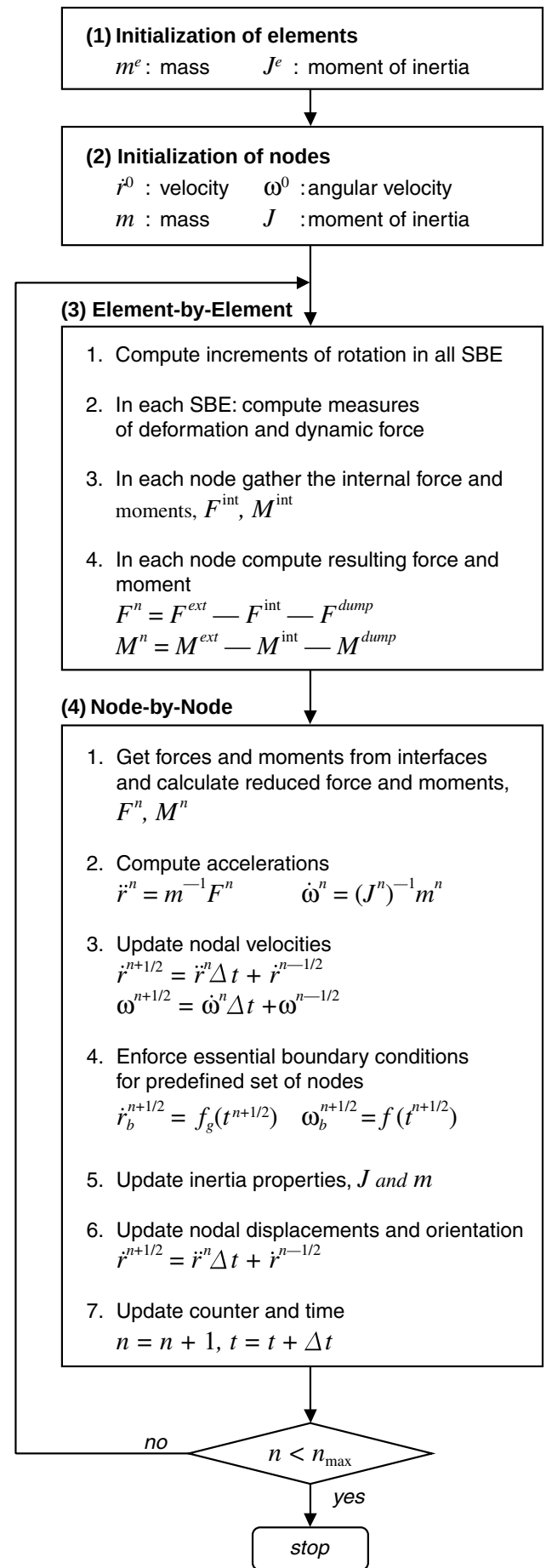
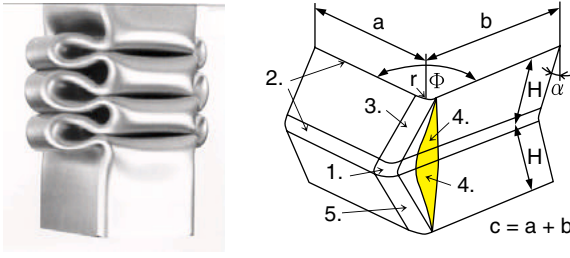


Fig. 6 Flow diagram of numerical procedure



1. Deformation of a 'floating' toroidal surface
2. Bending along stationary hinge lines
3. Rolling deformation
4. Open of conical surface
5. Bending deformation

Fig. 7 Idealized deformation mechanisms

グ半径 r , 1 から 5 に示す壁面と稜線の変形モードを仮定する。次のステップでは塑性シェル理論に基づき式(16)に示す内部エネルギーに関する式を仮定する。

$$\dot{E}_{int} = \int_s N_o \dot{\epsilon}_1 dS + \sum_{i=1}^n \int_{L^i} M_o^i [\dot{\theta}_i] dl^i \quad (16)$$

ここに、 L^i は i 番目のヒンジラインの長さ、 n は総塑性ヒンジライン数、 N_o , M_o^i はそれぞれ軸応力、曲げ応力である。式(16)の第1項、第2項は式(17)および式(18)を用いて計算できる。

$$E_{int}^N = \sigma_0^N(\bar{\epsilon}) \int_0^\alpha d\alpha \int_s t \dot{\epsilon} dS \quad (17)$$

$$E_{int}^M = \sum_{i=1}^n \sigma_0^M(\bar{\epsilon}) \frac{t}{4} \int_0^\alpha d\alpha \int_{L^i} [\dot{\theta}_i] dl^i \quad (18)$$

ここに、 σ_0^N , σ_0^M は流れ応力⁽¹⁹⁾, α は変形プロセスを示す変数、 t は板厚である。式(16)と式(17)および式(18)を用いて式(19)に示す平均荷重 P_m を定義する。

$$P_m = \frac{t^2}{4} \left\{ \sigma_0^N(\bar{\epsilon}_1) A_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^M(\bar{\epsilon}_2) A_2 \frac{C}{H} + \sigma_0^M(\bar{\epsilon}_3) A_3 \frac{H}{r} + \sigma_0^M(\bar{\epsilon}_4) A_4 \frac{H}{t} + \sigma_0^N(\bar{\epsilon}_5) A_5 \right\} \frac{2H}{\delta_{eff}} \quad (19)$$

ここに、 δ_{eff} は有効潰れ長さ、 A は断面形状に関する係数である。最後のステップでポテンシャルエネルギー停留原理から式(20)に示すフレームの平均荷重 P_m が得られる。

$$P_m(H) = \frac{2H}{\delta_{eff}} \left[2\pi M_0 \frac{H}{t} + \frac{4\pi c M_0}{H} \right] \quad (20)$$

ここに、 M_0 は全塑性モーメントである。この平均荷重 P_m から Fig. 8 に示す断面の軸圧壊特性、曲げ崩壊特性が算出できる。

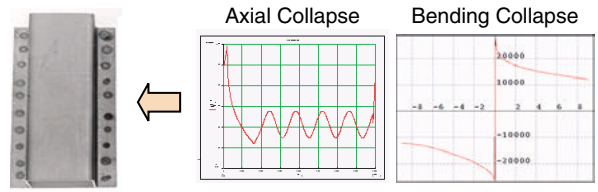


Fig. 8 Schematic illustration of the Super Element characteristics

5.1. 崩壊判定

Pre-Collapse 領域における梁要素の崩壊判定は式(21)を用いて行う。

$$\left(\frac{P}{P_{max}} \right)^a + \left(\frac{M_y}{M_{y_{max}}} \right)^a + \left(\frac{M_z}{M_{z_{max}}} \right)^a + \left(\frac{T}{T_{max}} \right)^a = 1 \quad (21)$$

ここに、 P_{max} , $M_{y_{max}}$, $M_{z_{max}}$, T_{max} はそれぞれ梁の最大軸圧壊荷重、Y軸、Z軸回りの最大曲げ崩壊モーメント、最大ねじり崩壊モーメントである。一方、 P , M_y , M_z , T は梁要素に発生している荷重である。係数 a は板厚幅比で決定される変数である。梁要素は式(21)の左辺の値が1に達すると崩壊が生じるものと仮定する。

Post-Collapse 領域においては、梁要素の変形によって P_{max} , $M_{y_{max}}$, $M_{z_{max}}$, T_{max} が減少するため、式(21)を使うことができない。そこで、式(22)を仮定し崩壊判定を行った。Fig. 9 に崩壊面と崩壊荷重の関係を示す。

$$\left| \frac{P}{P_{max}(u)} \right| + \left| \frac{M_y}{M_{y_{max}}(\phi)} \right| + \left| \frac{M_z}{M_{z_{max}}(\phi)} \right| + \left| \frac{T}{T_{max}(\phi)} \right| = 1 \quad (22)$$

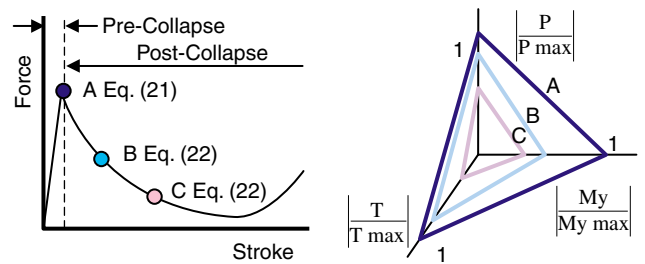


Fig. 9 Relationship between the interaction surface and the crushing characteristic

5.2. 解析システム

Fig. 10 に本梁モデルの解析システムを示す。

- (1) 断面設計ソフト Crash Cad⁽¹⁸⁾を用いてフレーム断面の軸圧壊、曲げ崩壊特性を計算し、データを保存する。
- (2) プリプロセッサを用い3次元モデルを作成する。要素特性は保存した Crash Cad のデータを指定する。
- (3) 境界条件の設定後、ソルバを実行する。
- (4) ポストプロセッサを用いて梁の崩壊挙動を検討する。

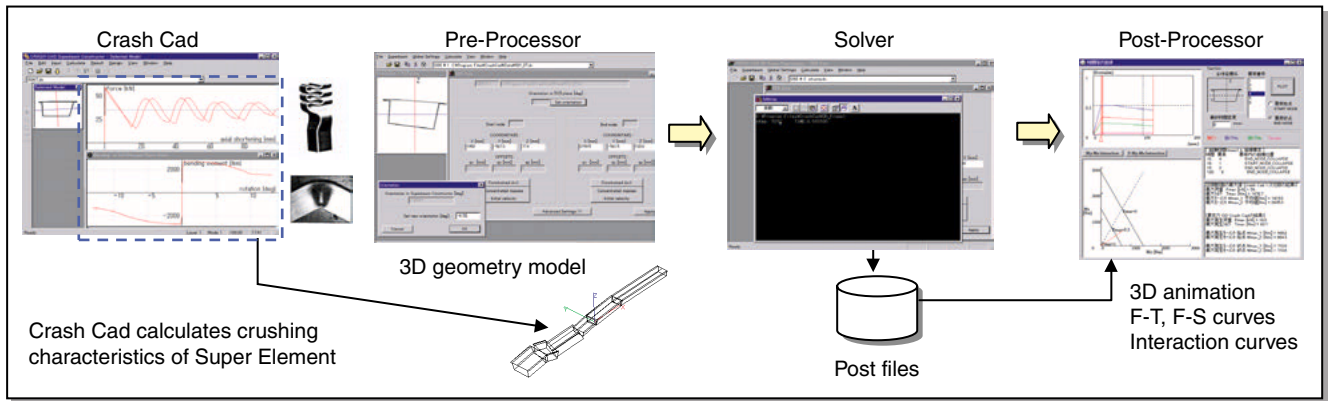


Fig. 10 Organization of the design/calculation environment for 3D large deformations beam systems

6. 適用事例

6.1. アルミ押し出しフレームの準静的問題⁽²⁰⁾

Fig. 11に示す試験片の両端を回転支持したアルミ押し出し成形材に準静的荷重を与えた場合の曲げ崩壊解析を実施した。断面はType A, Type Bの2種類用意し、板厚は両Typeとも2 mmである。材質は6000系-T5, 耐力=186Mpa, $E=69\text{Mpa}$, $\nu = 0.33$ である。

試験および解析結果の荷重-変位線図をFig. 12に示す。本梁要素の結果は最大荷重およびPost-Collapse領域とも高い相関性を得ていることが分かる。

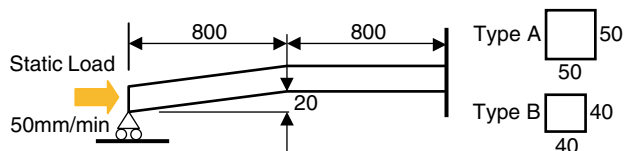


Fig. 11 Dimensions of the crooked extruded aluminum beam

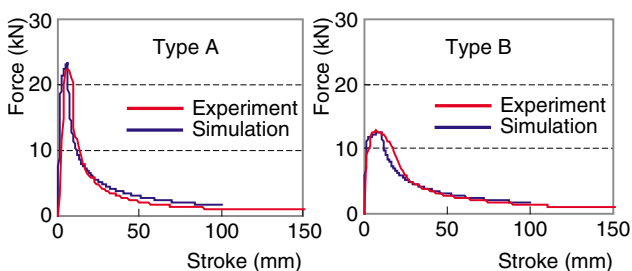


Fig. 12 Correlation of experimental and simulation results for the crooked aluminium beam shown in Fig. 11

6.2. 薄肉曲がり部材の準静的問題^{(21), (22)}

試験辺の両端を完全固定した薄肉曲り部材に準静的荷重を与えた解析を行った。薄肉曲がり部材の形状及び断面をFig. 13に示す。部材はハット材と平板をフランジを介してスポット溶接し、部材の両端には部材を試験装置に固定さ

せるための端板を全周アーク溶接にて取付けた。曲がり角度 θ は 15° , 30° の2種類を用意し、部材の板厚は1.2mm, 材質はSPCである。

Fig. 14に曲がり角度 15° 部材における100mmストローク時点での変形モードを示す。本梁要素の結果は崩壊位置および変形角度とも高い相関性を得ていることが分かる。

Fig. 15に曲がり角度 15° と 30° 部材の荷重-変位線図を示す。この問題においても最大荷重, Post-Collapse領域とも良好な精度が得られた。

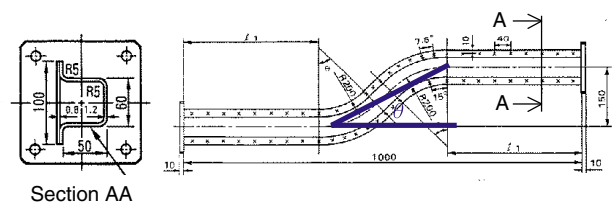


Fig. 13 Dimensions of the thin-walled steel S-frame

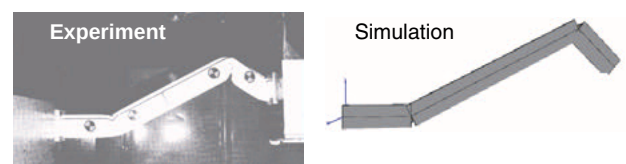


Fig. 14 Comparison of deformed modes at 100 mm stroke

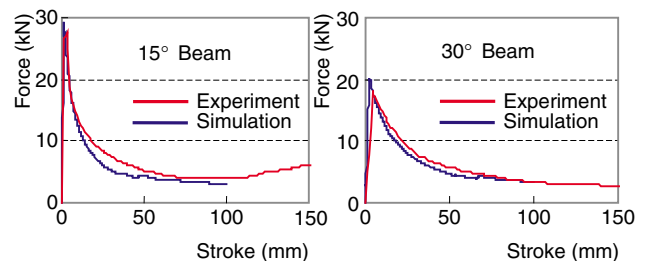


Fig. 15 Correlation of experimental and simulation results for the thin-walled S-frame shown in Fig. 13

6.3. リアフレームの準静的崩壊問題

実際の車体構造で使用されているリアフレームを用い準静的問題を解析する。この問題においては FE モデルとの比較を行う。Fig. 16 に FE モデルと梁モデルを示す。FE モデルはすべてシェル要素で構成されており、一方、本梁モデルは 6 個の要素で構成されている。

Fig. 17 に FEM と本梁モデルのストロークが 50mm 時点の変形モードを示す。両者の崩壊位置および変形モードとも良好に一致していることが分かる。崩壊時の最大荷重に関しては、FEM は 19.5kN、本梁モデルが 18.4kN となり、両者は非常に近い値であった

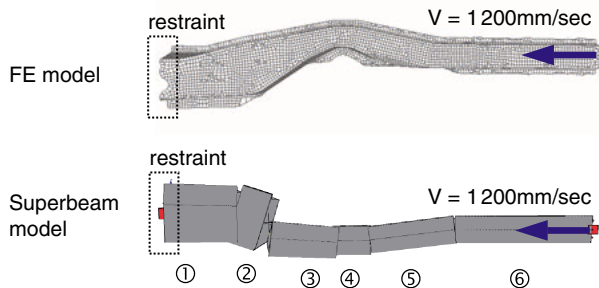


Fig. 16 Boundary and loading conditions for FEM and Superbeam models

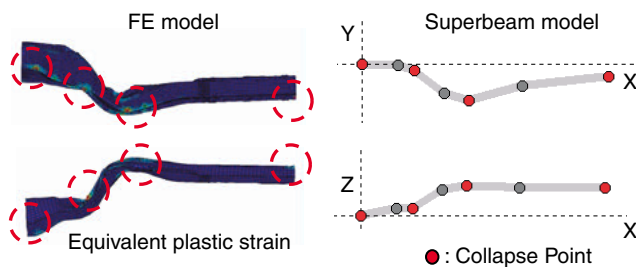


Fig. 17 Deformed configurations of FEM and Superbeam

6.4. BOX フレームの動的ねじり問題

Fig. 18 に示す折角度 90° の 4 角形断面フレームの先端に動的荷重を作用させた解析を行った。この解析の目的はねじり変形が支配的な崩壊問題において本定式化の精度を検証するものである。

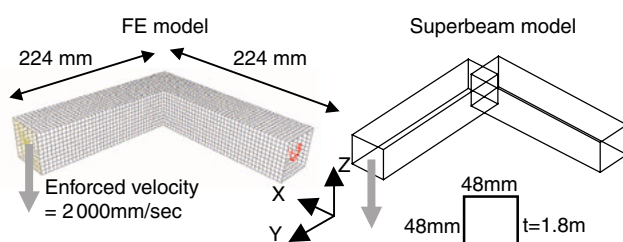


Fig. 18 Boundary and loading conditions for FEM and Superbeam model of thin-walled torque box

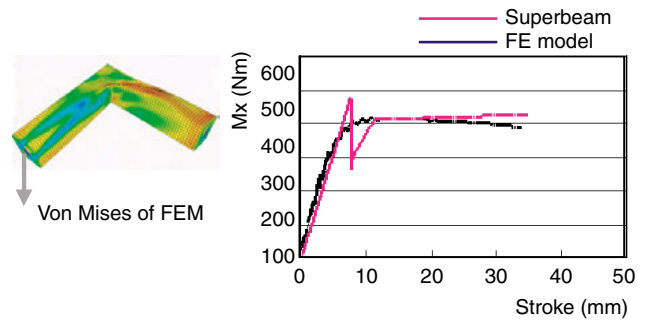


Fig. 19 Correlation of FEM and Superbeam results for the thin-walled torque box shown in Fig. 18

Fig. 19 に荷重—変位線図を示す。FEM とほぼ良好な相関を得ている。梁モデルはストロークが約 8 mm の時点で振動を起こしているが、これは 2 要素でモデル化していることが原因であり、モデルを細かく分割すれば解決される。

6.5. 薄肉曲がり部材の動的問題⁽²³⁾

6.2 節で用いた薄肉曲がり部材の動的問題を解析した。動的試験装置の概略を Fig. 20 に示す。45° 部材を台車前端に固定し、バリアに速度 30km/h で衝突させる。

Fig. 21 に荷重—変位線図を示す。試験において、初期の最大荷重は試験材先端に取付けた端板重量⁽²³⁾やロードセルのサンプリングピッチ等の影響が含まれており、梁モデルの最大荷重と異なっているが、Post-Collapse 領域においてはほぼ良好な相関が得られている。

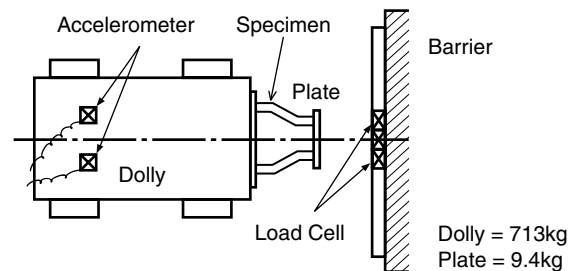


Fig. 20 Schematic diagram of dynamic experiment

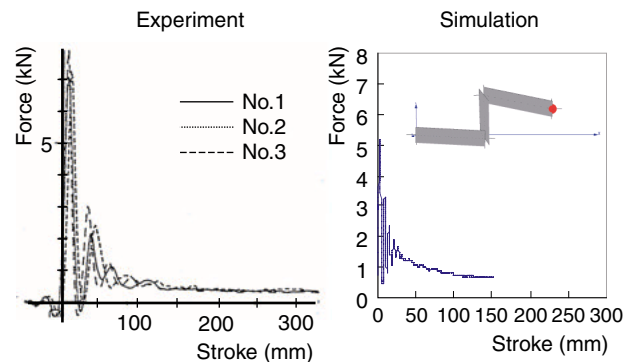


Fig. 21 Results of experiments and Superbeam model simulation for S-frame shown in Fig. 20

6.6. CPU 時間の比較

6.3. 節のリアフレームを用いて計算時間の比較を行う。FE モデルは約 5 000 のシェル要素で構成されており、スーパーコンピュータで計算した場合、変形量 200mm までに約 22 時間の CPU 時間が必要であった。

一方、本梁モデルは PC 上で稼動し変形量 200mm までの計算時間は 68 秒であった。

7. まとめ

本研究では梁要素を用いて動的崩壊問題を解析するために、FEM、スーパーエレメント法、剛体力学を組合わせた新しい定式化を行った。以下に本定式化の成果をまとめる。

- (1) 本梁要素の結果は実験と良好に一致していることが確認された。同時にスーパーエレメント法の有効性も立証出来た。
- (2) レイアウト段階において、断面データから崩壊特性が予測可能な初期検討ツールを開発出来た。
- (3) 本定式化を用いることにより短時間で計算可能な非線形シェル要素の開発も可能であることが判明した。

参考文献

- (1) 高田賢治, 松浦範和, 中野文雄, 岩本淳:自動車車体解析用プリプロセッサの開発, 計算工学講演会論文集, Vol.7, p.263-266 (2002)
- (2) 川井忠彦, 野上邦榮:剛構造部材と骨組の離散化極限解析, 東京, 培風館, 1991, p.93-119
- (3) Abramowicz, W. : Object Oriented, Reduced Operation Set Formulation of the Multi-Body Macro and Finite Element method, Impact Design Europe Report 2/2001, 2001, 238p.
- (4) Belytschko, T., Liu, W, K. and Moran, B. : Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures, New York, John Wiley, 2000, 650p.
- (5) Belytschko, T. and Hughes, T.J.R. : Computational Methods for Transient Analysis, Amsterdam, North-Holland, 1983, 523p.
- (6) Cook, R.D. , Malkus, D.S. and Plesha, M.E. : Concepts and Applications of Finite Element Analysis, New York, John Wiley, 1989, 630p
- (7) Zienkiewicz, O.E. and Taylor, R.L. : The Finite Element Method (Vol.1. The Basis Oxford, Butterworth-Heinemann, 2000, 689p.
- (8) MSDN (the Microsoft Developer Network), ©1991-2000 Microsoft Corporation, <http://msdn.microsoft.com/>.
- (9) Rosenberg, M, R. : Analytical Dynamics of Discrete Systems, New York, Plenum Press, 1977, 424p.
- (10) Blajer, W. : Methods of Multibody Dynamics, Monographs of Radom Technical University (in polish), 1998, 184p.
- (11) 川井忠彦:離散化極限解析法概論, コンピュータによる極限解析法シリーズ 1, 東京, 培風館, 1991, p.23-52
- (12) 鷲津久一朗, 宮本博, 山田嘉昭, 山本善之, 川井忠彦:有限要素法ハンドブック I 基礎編, 東京, 培風館, 443p.
- (13) Abramowicz, W. : Limitations of the matrix method in the FEM formulation for large deformations and strains, Impact Design Europe Report 1/2001, 2001, 327p.
- (14) Abramowicz, W.: Macro element method on crashworthiness of Vehicles in Crashworthiness energy management and occupant protection (Ambrosio J.Editor), Wien New York, Springer-Verlag, 2001, p85-138.
- (15) Abramowicz, W. : Extremal Paths in Progressive Plasticity, Int. J. Impact Engng, Vol. 18, No. 7-8, p753-764, (1996).
- (16) Abramowicz, W. and Wierzbicki, T. : Axial crushing of multi-corner sheet metal columns, J. App. Mech., Vol. 56, No. 1, p113-120, (1989).
- (17) Wierzbicki, T. and Abramowicz, W. : The Manual of Crashworth Crashworthiness Engineering Vol. I-IV, Center for Transportation Studies, Massachusetts Institute of Technology, 1987-1989, 542p.
- (18) Abramowicz, W. and Wierzbicki, T. : Crash Cad Manuals -Superbeam Constructor, Boston MA, Impact Design, 1998, 73p.
- (19) 平修二:現代塑性力学, 東京, オーム社, 1982, p13
- (20) 江川泰久, 佐藤俊彦:衝突における主フレーム曲げ壁面崩壊の影響, 自動車技術, Vol.52, No.4, p.49-54 (1998)
- (21) 自動車技術会・構造強度部門委員会:薄肉曲がり部材の崩壊特性 Vol.1 試験方法と結果, p.1-222 (1986)
- (22) Ohkami, Y., et al : Collapse of Thin Walled Curved Beam with Closed Hat Section - Part 1, Study on Collapse Characteristic, SAE, 900560, (1990)
- (23) 自動車技術会・構造強度部門委員会:薄肉曲がり部材の崩壊特性, Vol. II 試験結果の考察とシミュレーション, p.106-125 (1989)

■著者■



高田賢治



Wlodek Abramowicz

駆動輪の軸受回りにおける スティックスリップ音の研究

Research on Stick-Slip Noise around Hub Bearings in Driven Wheels

柏井 幹雄*
Mikio KASHIWA
山川 郁生**
Ikuo YAMAKAWA

篠原 治男*
Haruo SHINOHARA
大出 茂基**
Shigeki OIDE

丹羽 伸雄**
Nobuo NIWA
水野 邦生**
Kunio MIZUNO

要 旨

自動車で駆動トルクを加えた際に駆動輪の軸受回りにおいて金属接触面の微少な滑りが発生する。その滑りには、スティックスリップ音を伴う場合がある。スティックスリップ発生の要因を解析した結果、複数の要因が重なって発生していることが解明できた。今回新たに発見した要因は、過大な圧入荷重や過大軸力により軸受内輪に発生する不均一なひずみと、そのひずみが荷重開放後も蓄積する事と、軸受内輪のハブ圧入面の潤滑状態が圧入速度と湿度により変化し、過大な圧入荷重発生の要因となる事である。この解析を基にスティックスリップの効果的な防止手法を提案する。

ABSTRACT

Micro-slip motion occurs in the metal contact surfaces around the hub bearings of the driven wheels when automotive driving torque is applied. A stick-slip noise can accompany this slip motion. Analysis of the occurrence of stick-slip has shown that it is caused by a combination of factors. The research described in this paper has discovered previously unknown causes. Excess insertion load or axial force causes non-uniform strain in the bearing inner race; this strain builds up even after the load is released. Changes occur in the lubrication conditions of the press-fit face of the hub and the bearing inner race with varying insertion speed and humidity conditions, leading to the generation of excess insertion load. An effective method for prevention of stick-slip is proposed on the basis of this analysis.

1. まえがき

自動車の駆動輪の軸受回りにおける締結構造は、ハブユニット軸受と等速ジョイント(以下、CVJ=Constant Velocity Joint)をハブとスピンドルナットを用いて圧入及びセレーションかん合、ねじ締結とする構造が一般的である。

CVJ から駆動トルクを伝達する際に、そのトルクが大きいほど締結構造部にねじれや滑りを伴う。このねじれや滑りを無くすためには、極端に太いセレーション軸の選定とセレーションの完全なガタ詰めを行う必要がある。しかし、その手法はスペースレイアウト及び組立・分解作業性を考えた場合に限界がある。そこで、駆動トルクが加わった場合の締結部は、ねじれや滑りを肯定した構造とする必要がある。

具体的には、トルク伝達を行うセレーション歯部すき間及びセレーション軸のねじれにより、CVJ が軸受に対し駆動回転方向にずれようとする。このずれを金属接触面の滑りにより吸収しなければならない。滑りの発生しうる箇所

は複数存在し、その滑り面の潤滑状態もさまざまである。従来から、この滑り面の潤滑については特別な処置をしないことが一般的である。

しかしながら、近年の自動車のエンジン出力向上による駆動トルクの増加に比べ、セレーション軸のねじり剛性は増加しておらず滑りやすくなっている。その滑り面の潤滑状態をコントロール出来なければスティックスリップ音が発生する場合がある。このスティックスリップ音は、自動車の走行において、まれに異音(「バキ」音、「カッキン」音と呼ばれる)と見なされる場合がある。この異音の発生する状況を調査し、要因を解明する事ができた。その結果に基づいて効果的な異音防止手法の提案を行った。

2. 異音の発生状況

2.1. 異音とは

今回取上げる異音は金属接触面の微少な滑り発生時のス

*栃木研究所

**本田技研工業(株)

スティックスリップ音である。金属接触面での滑りはセレクション軸に駆動トルクを加えた時に発生する。発生状況を大別すると新車状態でスティックスリップが発生する初期型の異音と、金属接触面での滑りを繰返すことで滑り面の荒れにより発生するものや、潤滑状態が変化することで発生する耐久型の異音とがある。いずれの場合の異音も軸受回りの締結構造を損うものではない。

2.2. スティックスリップ発生箇所

以前よりスティックスリップ発生箇所を特定するための研究が行われていたが、軸受内輪と接する全ての箇所が発生することが確認されている。解析の結果、注目すべきスティックスリップ発生箇所は、Fig. 1 に示す CVJ と軸受内輪が接触する面であることが分かった。駆動トルクが加わるとハブとセレクションかん合した CVJ は、その駆動方向にねじれようとする。そのねじれにより発生するスティックスリップは二つに分けられる。第一は、CVJ が軸受内輪端面との接触面で微少に相対移動する場合にスティックスリップが発生する。第二は、CVJ と軸受内輪端面の接触面で静止摩擦力が大きい時に、CVJ と接触した軸受内輪端面が CVJ と一体で移動する場合にスティックスリップが発生する。第二の場合は、二つの軸受内輪同士の接触面と軸受内輪のハブとの圧入面で相対移動することとなり、この時にレベルの高いスティックスリップ音が発生する。

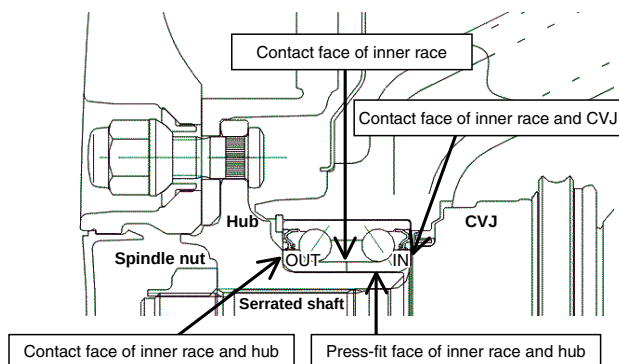


Fig. 1 Basic configuration around hub bearings in driven wheel

3. 異音発生の要因解析

3.1. 初期型スティックスリップ音の解析

初めに、新車組立状態で初期に発生するスティックスリップ音の要因解析を行った。その結果複数の要因が見出された。

3.1.1. 軸受接触面の仕上げ状態

(1) 旋削加工と研削加工

CVJ の軸受内輪との接触面の加工方法には、旋削加工と研削加工の二種類がある。一般的にこの接触面を CVJ の内部加工の基準面とする、その場合は旋削及び研削加工の仕

上げによる面粗さは 6.3S 以下としている。しかし一部には CVJ の加工基準面を別に設けて軸受内輪との接触面の粗さを 25S 程度まで荒くし、同心筋目 (Fig. 2) の旋削こんを残している CVJ がある事も知られている。

Fig. 3 で上記二種類の接触面仕上げ状態の違いによるスティックスリップへの影響を比較してみる。潤滑の影響を受けないように接触面を脱脂状態とし、駆動トルクに相当するトルクを CVJ から正/逆方向一回を一サイクルとし繰返しねじりを行った。その時発生する振動の加速度を計測し 1000 サイクルまで比較した結果、同心筋目の旋削こんがスティックスリップに対し有利であることが確認できた。この事より、研削加工品では潤滑状態が悪いと初期状態では異音レベルが高い事が分かった。

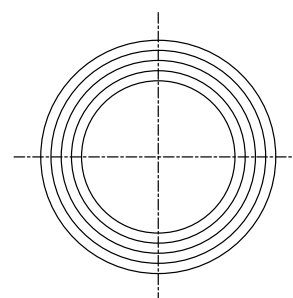


Fig. 2 Concentric finish line

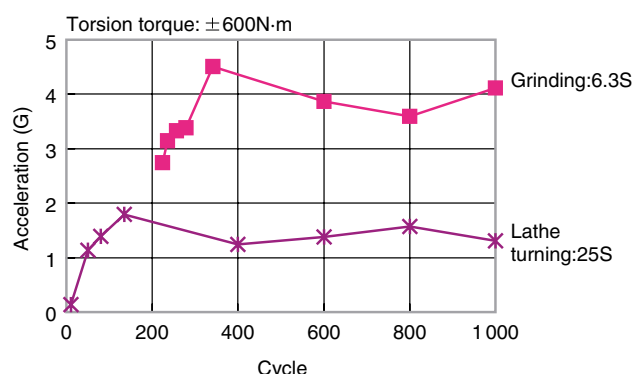


Fig. 3 Acceleration level for stick-slip and machining process of CVJ

(2) 研削加工のうねり

研削加工における注意点は研削機主軸の軸受ガタ、研削といしの送り速度の管理である。これらの管理状態により前述の CVJ 研削仕上げ加工面にうねりが発生し、うねりの数や高さが変化する。うねりの数、高さにより真の接触面積が変化し接触面の静止摩擦力が変化する。その結果、軸受内輪との接触面でのスティックスリップや CVJ と軸受内輪一体での滑りが発生する。CVJ と軸受内輪一体での滑りが発生すると軸受内輪はハブとの圧入面でスティックスリップが発生する。スティックスリップが発生する要因として CVJ のうねりと、軸受内輪が CVJ と一体での滑りだしを妨げるハブと軸受内輪の静止摩擦力であることが分かる。

Fig. 4 に研削条件の違いにより発生する CVJ の軸受内輪

接触面におけるうねりの数の一例を示す。平坦面を確保するためには研削機主軸の軸受ガタは少なくし研削の送り速度は遅くする必要がある。うねりの高さは、うねりの数7個の時の最も高い。

Fig. 5 に CVJ のうねりの数と軸受内輪とハブの圧入締代違いによる滑り発生箇所の変化を示す。うねりの数7個の場合に CVJ と軸受内輪の接触面における静止摩擦力が、軸受内輪とハブ間の $25\text{ }\mu\text{m}$ 以下の圧入締代による摩擦力を上回るため圧入面で滑りが発生する。圧入締代を $40\text{ }\mu\text{m}$ とした場合に圧入面の静止摩擦力が増加し CVJ と軸受内輪の接触面での滑りとなる。

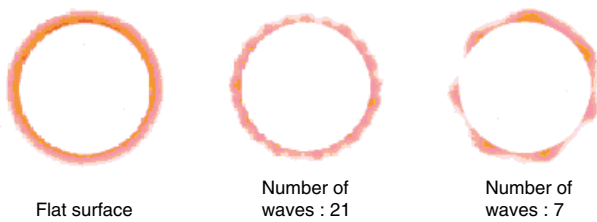


Fig. 4 Surface condition of CVJ

H : Slip at inner race and hub
C : Slip at inner race and CVJ

Interference of hub/bearings	Number of waves		
	Flat	21	7
$10\text{ }\mu\text{m}$	C	H	H
$25\text{ }\mu\text{m}$	C	C	H
$40\text{ }\mu\text{m}$	C	C	C

Fig. 5 Waves and interference for various fitting dimension of hub/bearings

3.1.2. 潤滑剤による動摩擦力の変化

一般的にFig. 1 に示す駆動輪の軸受回りの締結構造では、金属接触面に潤滑剤は使用せず切削油や防せい油が塗布されたのみの状態で組立られる。しかし、下記の試験結果より塗布する油の中には、金属接触面の滑りにおいてスティックスリップ防止効果が期待できないものがあることが分かった。

高面圧下での動摩擦係数を計測するために試験片に $\phi 10$ の鋼球 (Fig. 6) を用いた往復型摩擦試験機 (Fig. 7) を使用した。

試験潤滑剤

防せい油 A : 精製灯油を基油とする

防せい油 B : 潤滑油を基油とする

脱脂状態 (Fig. 8) では接触面荷重が 300N の場合に動摩擦係数が時間経過と共に増加することが確認できた。潤滑油を含まない防せい油 A (Fig. 9) では、防せい油 B (Fig. 10) と比べ時間経過と共に動摩擦係数が増加し脱脂状態 (Fig. 8) に近い動摩擦力が発生する不安定な潤滑状態となっている。



Fig. 6 Test piece for dynamic friction

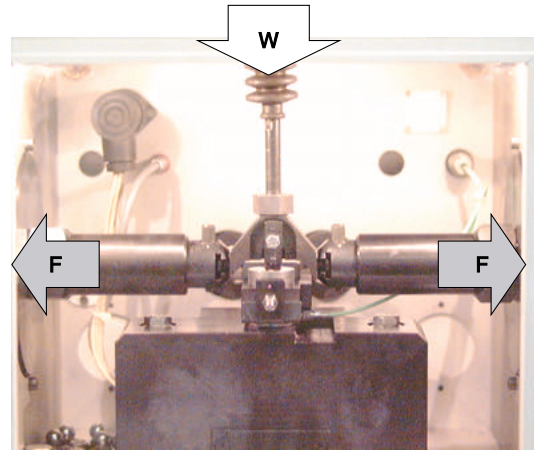


Fig. 7 Coefficient of dynamic friction

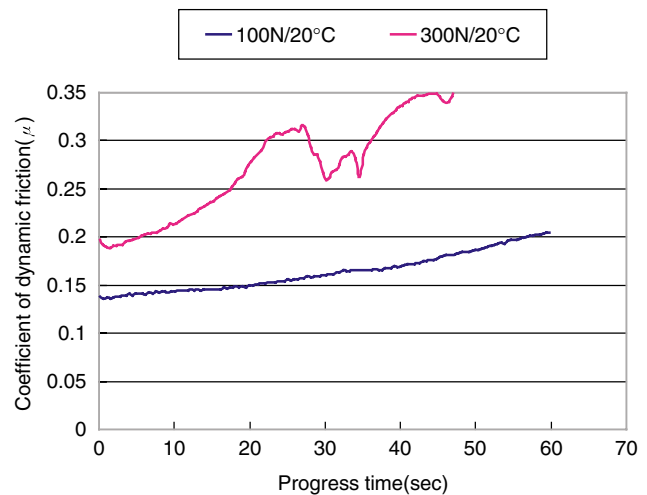


Fig. 8 Coefficient of dynamic friction when degraded

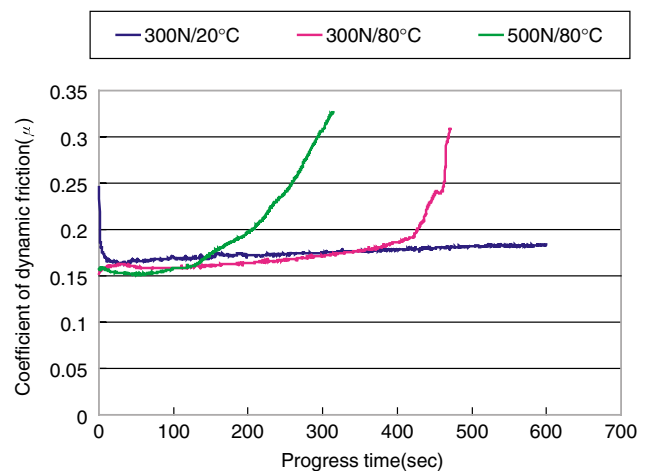


Fig. 9 Coefficient of dynamic friction with rust-proof lubricant type A

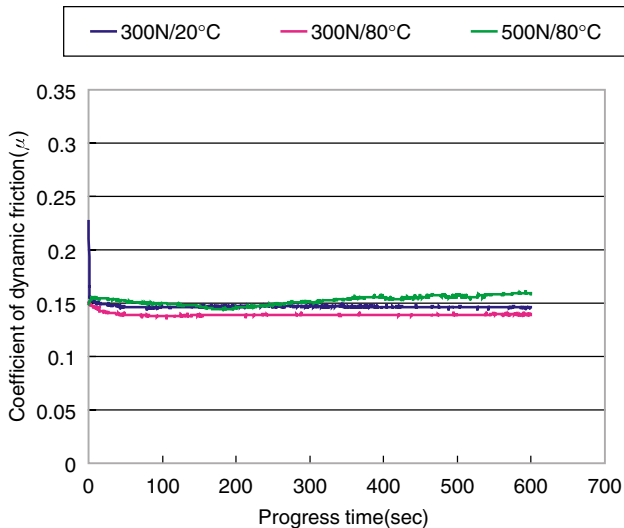


Fig. 10 Coefficient of dynamic friction with rust-proof lubricant type B

3.1.3. 軸受内輪の不均一なひずみ

Fig. 11は軸受内輪にハブを圧入後、軸力相当の荷重負荷後に無負荷にした時の内輪の長さ (Fig. 12のL)を測定した結果である。Fig. 11の内輪長さ40.96が上下二つの内輪の密着長であり40.96より短い状態は無負荷でのひずみの蓄積を現している。またFig. 12, 13は軸受内輪にひずみゲージを張り付け、軸力に相当する荷重を負荷し軸受内輪のひずみを計測したものである。Fig. 13では荷重を負荷しているにも関わらずゲージ3は引張り側に変化している。また荷重を取り除いた状態でもひずみが変わらない様子が確認できた。このような軸受内輪の不均一なひずみが発生した場合に、内輪とハブとの接触面における真の接触面積が減少し静止摩擦力が低下し滑りやすい状況が発生していると考えられる。軸受内輪の不均一なひずみをCAEで再現した図を Fig. 14 に示す。軸受内輪は通常不均一な肉厚となっており、ここに過大荷重が加わると発生するひずみも不均一となりやすい。

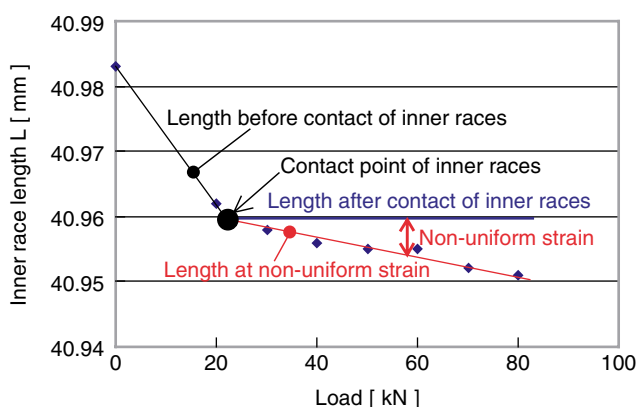


Fig. 11 Insertion load and inner race length

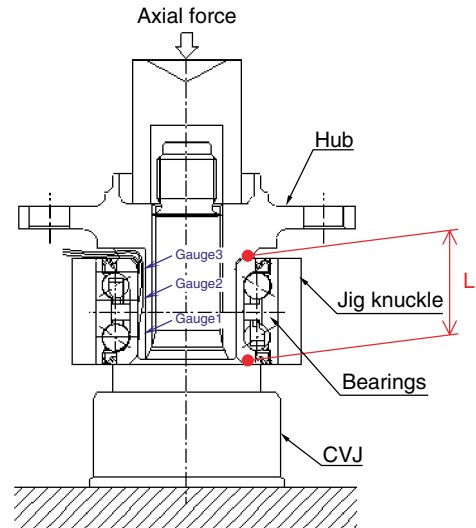


Fig. 12 Measuring strain of inner race of bearings

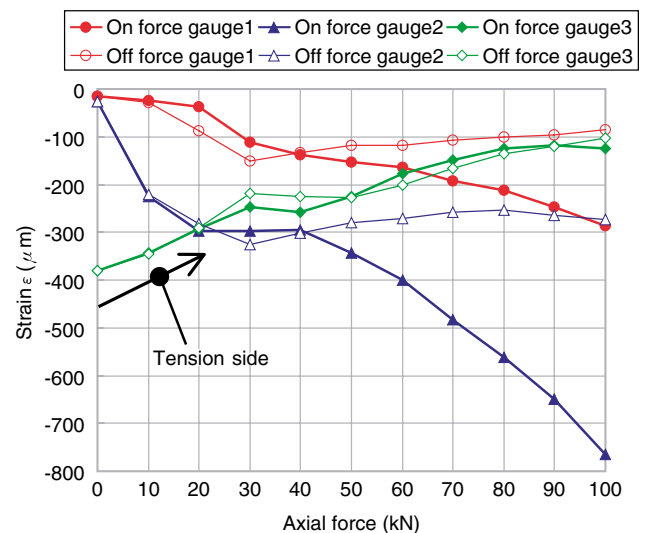


Fig. 13 Axial force and strain

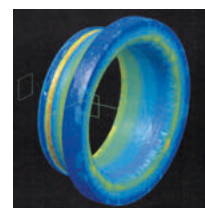


Fig. 14 Non-uniform strain of inner race

3.1.4. 湿度の影響

(1) 湿度とトルク係数

雨天時にこの締結構造を製作するとスティックスリップ音が発生するという事象があった。事象発生車両を調査するとスピンドルナットの締付けトルクが変化していたため、その要因解析を行った。

まず、湿度に対するトルク係数の変化を検証してみると Fig. 15に示すようにスピンドルナットの座面テーパ形状と加湿によるトルク係数の変化は確認できたが、加湿状態ではトルク係数が高くなり軸力が低くなる傾向となった。

ところが Fig. 16 のように、天候とスピンドルナットの着座後回転角度には明らかな相関が確認できた。この事象が発生する工場では圧入機は油圧制御で最大荷重を設定する構造のものを使用している。前述の圧入荷重と軸受内輪のひずみに相関があったように、軸受内輪へのハブ圧入工程が湿度に影響することで荷重過大となり、軸受内輪の不均一なひずみが発生するという仮説が立てられた。

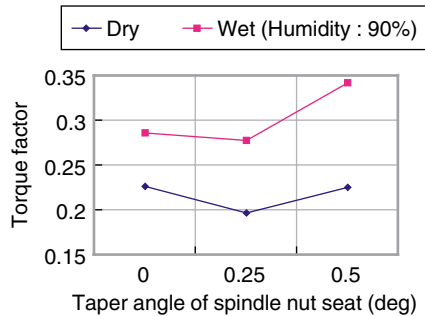


Fig. 15 Torque factor with variation in nut seat angle

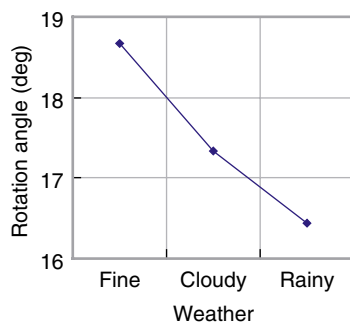


Fig. 16 Change of spindle nut rotation angle with change in weather

(2)湿度と潤滑状態

仮説を基に、湿度と圧入荷重を計測した。計測は量産の圧入機を用い Fig. 17 に示すように圧入時間毎の荷重の変化を記録する。軸受内輪にハブを圧入し内輪とハブが密着した時に荷重が立上る点の荷重(着座荷重)と、最大圧入荷重に着目し、湿度によるこれらの荷重の変化を比較した。

計測結果、雨天時の圧入機周りの湿度は60%程度であり、Fig. 18 に示すように着座荷重と最大圧入荷重の相関(相関係数: -0.912)が高いことが確認できた。着座荷重が低下すると最大圧入荷重が増加する。晴れた日の圧入機周りの湿度は20%程度であり、Fig. 19 に示すようにこの時の相関係数は低下し(相関係数: -0.280)相関は顕著ではない。

以上により湿度が高い場合は動摩擦力が低くなり、小さな圧入荷重で軸受内輪は着座することが分かる。これはハブを加工する時の水溶性の切削油が湿度により潤滑性能を変えることが原因と考えられる。着座荷重は小さいが圧入荷重制御の時間的遅れのため最大荷重が大きくなる。動摩擦力が低下していることから軸受内輪に加わる実荷重は大きくなっている。そのため、軸受内輪のひずみは大きくな

り、そのひずみは無負荷状態になっても蓄積されたまま次のスピンドルナット締付け工程に入る。締付けは基準トルクで行われるが、締付けで挟まれる軸受内輪は既に過大な圧入荷重によりひずんでいることから小さな回転角度で規定トルクに達する。その締結状態は、スピンドルナットの締付け過多と同じ状態となっていると考えられる。その締結状態のままで自動車に組付けられ、CVJ より駆動トルクを負荷すると軸受内輪はCVJ と一体で動くため軸受内輪とハブ圧入面において滑りが発生する。その滑りがスティックスリップ音の発生となる。

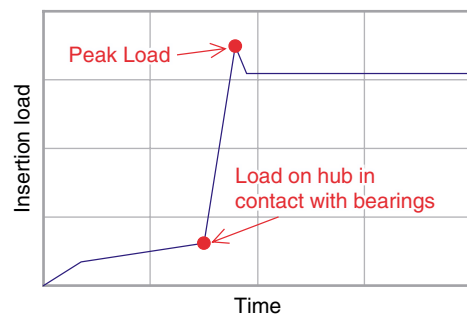


Fig. 17 Insertion load with time

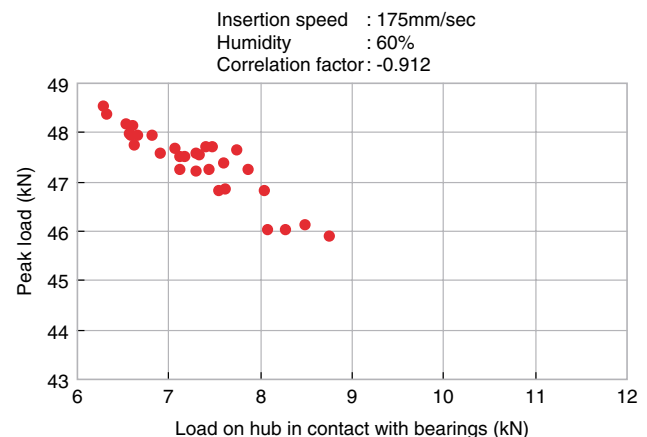


Fig. 18 Peak load and load on hub in contact with bearings in the case of a rainy day

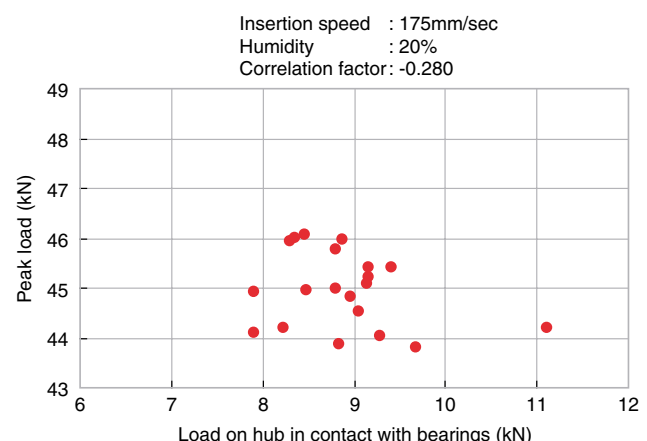


Fig. 19 Peak load and load on hub in contact with bearings in the case of a fine day

(3) 設定最大圧入荷重と圧入速度

前述の圧入機は最大荷重を設定するが、ライン流動する軸受サイズが変わっても通常はその設定を変えない。そのため小さなサイズの軸受ほど必要圧入荷重に対する設定荷重が大きくなり、その場合の圧入速度も速くなる。

Fig. 20 に示す今回の実験では、圧入速度が 175mm/sec と 80mm/sec での湿度に対する着座荷重と最大圧入荷重の相関係数を比較した。圧入速度 80mm/sec の場合は、どの湿度領域においても安定した圧入状態が得られた。それに対し圧入速度 175mm/sec では湿度により相関の変化が大きい事が確認できた。速度 175mm/sec の場合、圧入面に潤滑剤の巻き込み現象が生じたため潤滑状態が変化したものと考えられる。

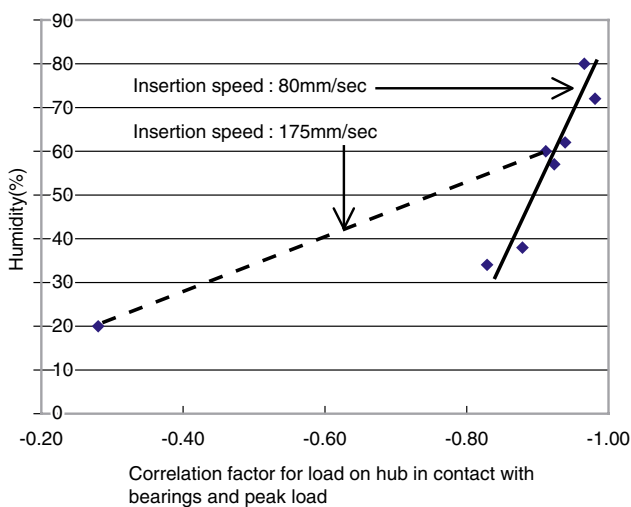


Fig. 20 Humidity and correlation factor

3.2. 耐久型スティックスリップ音

3.2.1. 面の荒れ

スティックスリップ音にはCVJと軸受内輪との接触面の滑りにより、接触面が長い間の走行により荒れることで発生する異音がある。Fig. 21に実際の走行で荒れが発生した接触面を示す。接触面が荒れることでこの面自身がスティックスリップを発生する場合と、荒れによりこの面の静止摩擦力が増加することで CVJ と軸受内輪が一体移動し、軸受内輪とハブとの圧入面で滑りが発生しスティックスリップとなる場合とがある。



Fig. 21 Rough face of CVJ

3.2.2. 接触面の潤滑

摩擦の凝着理論に基づきスティックスリップ防止手法の検討を行った。CVJ と軸受内輪の接触面における潤滑手法選択のための条件として下記がある。

選択のための条件

- ・軸受シールなどのゴム材料への攻撃性がないこと
- ・接触面の保護環境が悪い状況下でも性能が出ること
- ・入手性が良く耐久後の補充が可能であること

以上の条件を考慮すると二硫化モリブデンを接触面に介在させ、その分子レベルでのせん断を利用した固体潤滑が適していると考えられる。

Fig. 22⁽¹⁾は、二硫化モリブデンを600万倍で見た結晶配向断面写真である。金属同士が相対移動する場合、金属接触面に存在する雲母状の分子構造を持つ二硫化モリブデンは自らがせん断することで金属間の凝着力を減少させる。

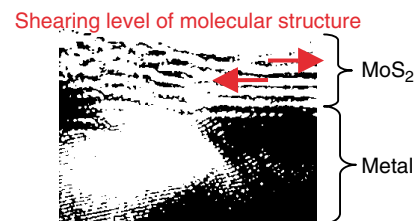


Fig. 22 Crystal structure orientation

前述の 3.1.2. の手法により二硫化モリブデングリースの動摩擦係数を計測した結果、高面圧において温度が変化しても安定した動摩擦係数を得る事が確認できた。

Fig. 23 に示すように 20℃の温度条件において接触面荷重を 100 ~ 300N まで上げていった場合に動摩擦係数はわずかながら低下することが確認できた。また、80℃の温度条件において接触面荷重を 300N の状態で 20℃の温度条件に対し動摩擦係数の低下が確認できた。同じく 80℃の温度条件において接触面荷重を 500N に上げると動摩擦係数は更に低下し 200 秒後には 0.05 で安定する事が確認できた。高面圧及び温度の

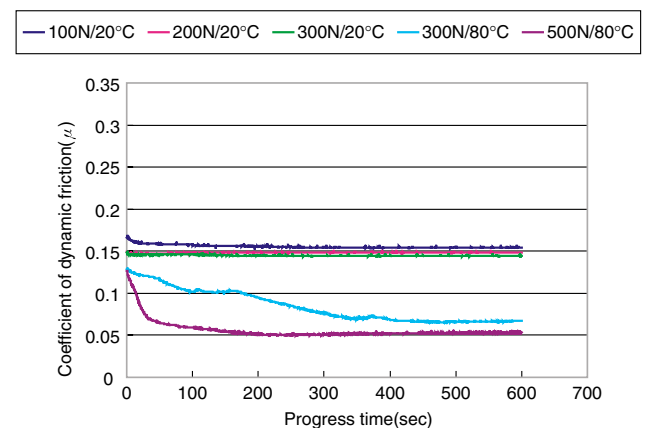


Fig. 23 Coefficient of dynamic friction with MoS₂ grease

上昇によりグリースの流動性が向上することで二硫化モリブデンが広く行き渡り動摩擦係数が低下したと考える。

以上の結果をまとめると、二硫化モリブデングリースは金属接触面に二硫化モリブデンが行き渡ることによって二硫化モリブデンの持つせん断しやすい特性が強くなり得られる。そのせん断しやすい特性を利用することで駆動輪の軸受回りのスリップスティックを防止することができる。

3.2.3. 潤滑と面の荒れ

締結部で滑りを繰り返すことで接触面が荒れるが、その限界状態と潤滑剤の効果をねじり試験機を用い確認する。

ねじり試験の条件

・接触面に塗布する潤滑材

①二硫化モリブデングリース

②防せい油

③脱脂

・ねじりトルク : $\pm 1300\text{N}\cdot\text{m}$

・繰返しサイクル数 : 8000 サイクル

結果を Fig. 24, 25, 26 に示す

①二硫化モリブデングリース：荒れの発生無し

②防せい油：荒れが発生

③脱脂状態：②に比べて程度の悪い面の荒れが発生

耐久的使用条件においても潤滑剤の使用が有効であることが確認できた。

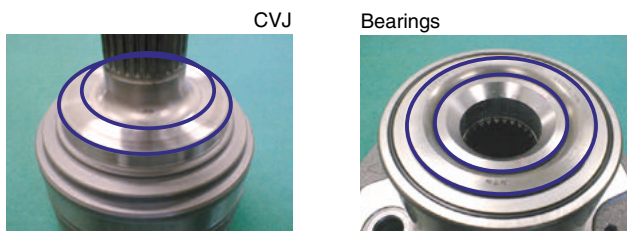


Fig. 24 Damage of contact face with MoS_2 grease

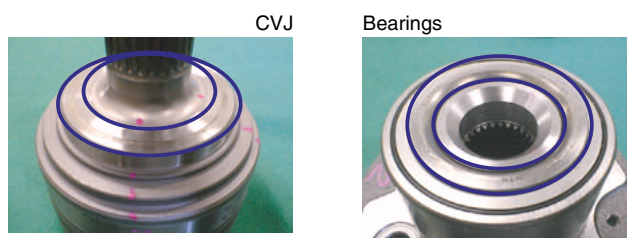


Fig. 25 Damage of contact face with rust-proof lubricant

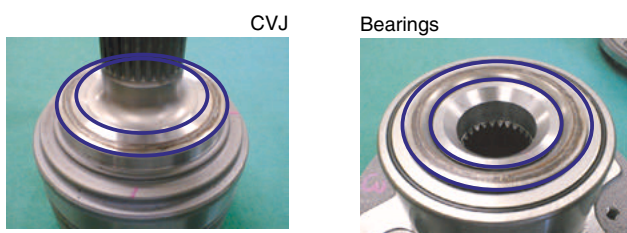


Fig. 26 Damage of contact face when degreased

4. スティックスリップ防止手法

駆動輪の軸受回りにおけるスティックスリップは、CVJ と軸受内輪との接触面の静止摩擦力増加、または軸受内輪とハブとの圧入面の静止摩擦力低減により発生する。スティックスリップの防止手法は、CVJ と軸受内輪との接触面の静止摩擦力を低減させ滑りを確保し、接触面の静止摩擦力を上回る軸受内輪とハブとの圧入面の静止摩擦力を確保することである。

4.1. CVJ と軸受内輪との接触面の滑り確保

CVJ の軸受内輪接触面の仕上げ工程を管理し、うねりの発生を防止することや同心筋目の旋削こんを残すことで静止摩擦力が低減出来る。また、CVJ の軸受内輪接触面に防せい油を塗布する場合は潤滑油を基油としたものを選択することで良好な潤滑状態が得られる。更に積極的な処置として、二硫化モリブデングリースを塗布することで CVJ と軸受内輪との接触面の滑りが確保できる。長期間の使用で潤滑状態が悪くなった場合には、二硫化モリブデングリースの補充で潤滑状態の改善が可能である。

4.2. 軸受内輪とハブとの圧入面の静止摩擦力確保

軸受内輪とハブとの圧入締結を大きくすることで圧入面の静止摩擦力を増すことができる。また、軸受内輪の剛性を上げることで締結に対し得られる圧入面の静止摩擦力が増加する。軸受内輪にハブを圧入する荷重が過大である場合や、スピンドルナットの締付けによる発生軸力が過大である場合に軸受内輪には不均一なひずみが生じる。不均一なひずみが生じた軸受内輪とハブとの圧入面における真の接触面積は減少し、静止摩擦力も減少する。軸受内輪の剛性を上げることで、不均一なひずみの発生を抑制し、軸受内輪とハブとの圧入面における静止摩擦力の確保ができる。

5. まとめ

駆動輪の軸受回りにおけるスティックスリップ音の要因解析を行うことで、複数の発生要因を発見する事ができ、従来は知られていなかった特殊な要因として以下のことが明らかとなった。

- (1) スピンドルナットの締付けによる軸力過大や過大圧入荷重で軸受内輪に不均一なひずみが発生し、荷重を取去ってもそのひずみは蓄積する。不均一なひずみが発生した状態の軸受内輪はハブとの圧入面においてスティックスリップ発生の要因となる。
- (2) 軸受内輪にハブを圧入する場合の圧入速度が速くなると、圧入面(摩擦面)の動摩擦係数は圧入時の湿度上昇の影響を受けやすくなる。湿度が上昇すると動摩擦係数が低くなる。湿度の高い環境で速い圧入を行うと動摩

擦力が減少し小さな荷重で圧入が可能となる。この結果、上記(1)と同じ圧入荷重過大の状態となりスティックスリップ発生の要因となる。

以上の特殊なスティックスリップの発生要因の排除と、CVJの軸受内輪との接触面の仕上げ工程管理、及び軸受内輪の剛性を確保した上でのハブとの圧入締代増加を行うことでスティックスリップ音の防止ができる。しかし、今回提案する最も効果的なスティックスリップ防止手法は、CVJと軸受内輪の接触面における良好な潤滑状態の確保である。具体的な手法としては、CVJと軸受内輪の接触面に二硫化モリブデングリースを塗布することで良好な滑り状態が維持でき、スティックスリップ音の発生が防止できる。

おわりに

今回研究した駆動輪の軸受回りにおけるスティックスリップにおいて、音のレベルとは別に、自動車の遮音性能の違いにより音の認識レベルが変化する。異音として認識しない状態においても、駆動トルクを加えた時に構造上CVJと軸受内輪との接触面において滑りを伴うのであれば、その接触面に二硫化モリブデングリースを塗布することにより良好な潤滑状態を維持し、スティックスリップ音のレベル変化を防止することが望ましいと考える。

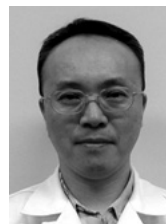
謝 辞

ご協力を頂いた柳河精機(株)、NTN(株)、(株)フセラシ、住鉱潤滑剤(株)の皆様に、この場をお借りしお礼申し上げます。

参考文献

- (1) Takahashi, N., Kashiwaya, S.: High resolution transmission electron microscopy observation of the MoS_2 -Au interface formed due to Stick-Slip of MoS_2 sliding on au in relation to the friction trace, Wear, 206, p. 8-14 (1997)

■ 著 者 ■



柏井 幹雄



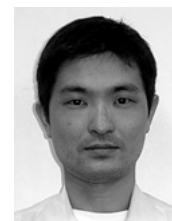
篠原 治男



丹羽 伸雄



山川 郁生



大出 茂基



水野 邦生

自動車用防音パッケージの SEA パラメータ予測

Prediction of Vehicle SEA Model Input Parameters a Sound Package

見坐地 一人*

Kazuhito MISAJI

野口 好洋*

Yoshihiro NOGUCHI

多田 寛子*

Hiroko TADA

山下 剛*

Tsuyoshi YAMASHITA

来原 裕司*

Yuji KURUHARA

要 旨

本論は自動車用の防音材パッケージの音響特性予測手法とその応用について述べたもので、予測手法はトランスファーマトリックス法を基本とし各層ごとの音響インピーダンスから多層構造防音材の遮音及び吸音を予測する手法である。また、音響特性予測結果はSEA法を用いて自動車の高周波域の車室内音響性能を予測するのに必要な、車室内音場の吸音特性、フロアの遮音特性を求めるのに応用される。本手法の解析精度を本手法で予測した結果と実測値を比較することにより検証した。

ABSTRACT

This paper describes a method for prediction of automotive sound package acoustical characteristics. This method is based on the transfer matrix approach and is applied to calculate the TL and absorption of multi-layered insulation components from the acoustical impedance of each layer. The predicted results are necessary as fundamental input parameters of SEA vehicle models. The accuracy of this method was verified by comparing the predicted TL and absorption values of trimmed components with measurement results.

1. はじめに

統計的エネルギー解析手法(SEA)は高周波領域の特に空気伝播音解析に広く一般的に利用されるようになってきた。空気伝播音に関するSEAモデルを作成する上で重要なポイントは音場間の遮音特性をあらわす結合損失係数(CLF)と音場の吸音特性を表す内部損失係数(DLF)を求めることである。CLF及びDLFは防音材パッケージの音響特性(透過損失, 吸音率)から求めることが可能である。防音材パッケージの音響特性は実測することも可能であるが、車の開発時には現実的ではない。軽量化と防音性能の両立を短期間かつ低コストで実現するには、テスト車がない段階(開発初期段階)で防音材パッケージの音響特性を予測して実車状態のSEAモデルを構築する技術が必要である。

そこで本論では、防音材の仕様を決定するのに特に重要である音響系のCLFとDLFを求めるのに必要な、多層構造防音材の透過率 τ (透過損失TL)、吸音率 α を防音材の仕様(構成、厚さ、材料特性)から予測する手法を提示し、手法の妥当性を実測値と直接比較することにより検証した。

2. 防音材音響特性とSEAパラメータの関係

本手法で求められた透過率 τ_{12} と、音場間の境界面の表面積 A 、音場の体積 V を用いて式(1)から音場間結合損失 η_{12} (CLF)が求められる。

・音場間のCLF:

$$\eta_{12} = \frac{A \cdot c_0}{4\omega V} \tau_{12} \quad (1)$$

同様に本手法で求められた吸音率 α と、音場の表面積 A 、音場の体積 V を用いて式(2)から音場の内部損失 η (DLF)が求められる。

・音響系のDLF:

$$\eta = \frac{A \cdot c_0}{4\omega V} \alpha \quad (2)$$

ここで、 c_0 は空気中の音の速度、 ω は音の角速度。

これにより、たとえば自動車の開発初期段階において、ロードノイズを効率良く低減するフロアの遮音仕様や車室内音場の吸音仕様やの検討が可能となる。

3. 多層構造防音材音響特性予測手法

多層構造の防音材の音響特性を予測する手法は伝達マトリックス法に基づいており、ポーラス材、制振材のそれぞれを含み多層構造の防音材の音響特性予測を可能にする。この手法では、まず対象防音材において一様板厚とみなすことのできる各面積のモデルを作成し、各面積 i ごとの透過損失 TL_i 及び吸音率 α_i を計算する。次に算出した各面積ごとの透過損失 TL_i 、吸音率 α_i を用いて対象防音材の全表面積に対する平均透過損失 TL 及び平均吸音率を求める。

3.1. 一様板厚な多層構造防音材の透過損失予測手法

一般的な多層構造防音材の一様板厚構造は、Fig. 1 に示すように、1層目が重量層(Impervious barrier)、2層目がポーラス層で、3層目が基板(Plate)の3層構造である。

P_i は入射波の音圧、 ϕ は入射波の入射角、 P_t は透過波の音圧を示しており、各境界面(Interface No)ごとのインピーダンスを順次求めていく。

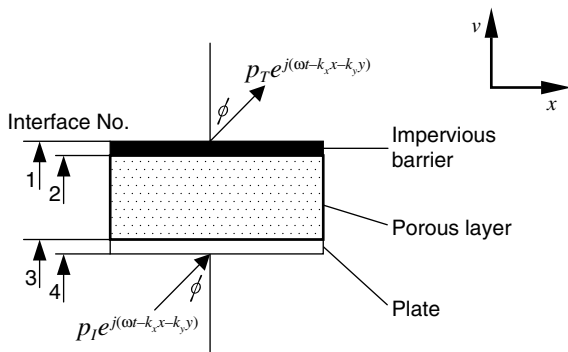


Fig. 1 Three layers in contact in a multilayer material

まず、境界面1 (Interface 1: 空気)のインピーダンス Z_1 は式(3)、(4)から求まる。

$$k_x = k_0 \sin \phi \quad (3)$$

$$Z_T = Z_1 = \frac{\rho_0 c_0}{\cos \phi} \quad (4)$$

ここで、 k は波数を示す。

次に境界面2 (Interface 2: 重量層)のインピーダンス Z_2 は式(5)、(6)、(7)、(8)から求まる。

$$Z_2 = Z_1 + j \left[\omega \rho_s - \frac{D^c k_x^4}{\omega} \right] \quad (5)$$

$$\rho_s = \rho_B t_B \quad (6)$$

$$D^c = D(1 + j\eta_B) \quad (7)$$

$$D = \frac{E_B t_B^3}{12(1 - \nu_B^2)} \quad (8)$$

(ここで、境界面ごとの表面密度、板厚、ヤング率、ポアソン比、ロスファクターを ρ_i , t_i , E_i , ν_i , η_i とする。)

境界面3 (Interface 3: ポーラス層)のインピーダンス Z_3 は式(9)、(10)、(11)、(12)から求まる。尚、下付き添え字の PL はポーラス層を表し、 R_{PL} は、ポーラス層の流れ抵抗値を示す。

$$Z_3 = Z_0 \frac{K}{k_y} \frac{\left(1 + \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y}\right) e^{jk_y t_{PL}} + \left(1 - \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y}\right) e^{-jk_y t_{PL}}}{\left(1 + \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y}\right) e^{jk_y t_{PL}} - \left(1 - \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y}\right) e^{-jk_y t_{PL}}} \quad (9)$$

$$Z_0 = \rho_0 c_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (10)$$

$$K = k_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (11)$$

$$k_y^2 = K^2 - k_x^2 \quad (12)$$

境界面4 (Interface 4: 基板)のインピーダンス Z_4 は、式(13)、(14)、(15)、から求まる。

$$Z_l = Z_4 = Z_3 + j \left[\omega \rho_s - \frac{D^c k_x^4}{\omega} \right] \quad (13)$$

$$\rho_s = \rho_p t_p \quad (14)$$

$$D^c = D(1 + j\eta_p) \quad (15)$$

求めたインピーダンス Z_1 から Z_4 を用いて式(16)~(22)から、一様板厚多層構造防音材の透過損失 $TL^{w/trim}$ が求められる。

$$\tau_R^{w/trim}(\omega) = \int_0^{\pi/2} \tau_R^{w/trim}(\omega, \phi) \sin 2\phi d\phi \quad (16)$$

$$TL^{w/trim} = 10 \log \frac{1}{\tau_R^{w/trim}(\omega)} \quad (17)$$

$$\text{ここで、} \tau_R^{w/trim}(\omega, \phi) = \frac{|p_T|^2}{|p_l|^2} \quad (18)$$

$$p_T = p_1 = \frac{Z_1}{Z_2} p_2 \quad (19)$$

$$p_2 = \frac{p_3}{2} \left[\left(1 + \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right) e^{-jk_y t_{PL}} + \left(1 - \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right) e^{jk_y t_{PL}} \right] \quad (20)$$

$$p_3 = \frac{Z_3}{Z_4} p_4 \quad (21)$$

$$p_4 = \frac{2\alpha}{\alpha+1} p_l, \quad \alpha = \frac{Z_l}{Z_T} = \frac{Z_4}{Z_1} \quad (22)$$

(p_i は、各境界面ごとの音圧)

3.2. 一様板厚な多層構造防音材の吸音率予測手法

ここでは、一様板厚な多層構造防音材の吸音率 α を求める手法を説明する。Fig. 2に解析対象とする一様板厚の多層構造防音材を示す。

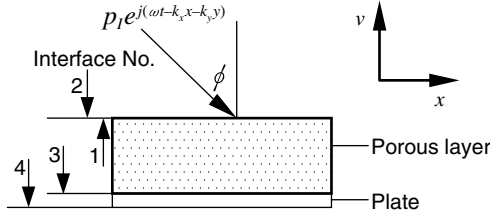


Fig. 2 Two layers in contact in a multilayer material

1層目がポーラス層で、2層目が基板(Plate)の2層構造である。P₁は入射波の音圧、 ϕ は入射波の入射角を示す。この場合の吸音率は、次式のようにになる。

$$\hat{\alpha} = 2 \int_0^{\phi_{lim}} d\phi \sin\phi \cos\phi \alpha \quad (23)$$

$$\text{ここで, } \alpha = \frac{\text{Absorption energy}}{\text{Incident energy}} = 1 - |R|^2 \quad (24)$$

R : reflection factor(反射率)

音の垂直入射においては、反射率と吸音率は、吸音材の壁面(境界面2: Interface 2)における垂直入射波の固有インピーダンス Z_2 と空気の表面(境界面1: Interface 1)の固有インピーダンス Z_1 を用いて次式のように関係づけられる。

$$R = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} \quad (25)$$

ここで、 Z_2 は、式(26)～(29)を用いて求められる。

$$Z_2 = Z_0 \frac{K}{k_y} \frac{\left[1 + \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{jk_y t_{PL}} + \left[1 - \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{-jk_y t_{PL}}}{\left[1 + \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{jk_y t_{PL}} - \left[1 - \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{-jk_y t_{PL}}} \quad (26)$$

$$Z_0 = \rho_0 c_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (27)$$

$$K = k_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (28)$$

$$k_y^2 = K^2 - k_x^2 \quad (29)$$

尚、Plate の表面(境界面3: Interface 3)のインピーダンス Z_3 は、前項 3.1. で示した式(5)から同様に求まる。

3.3. 実際の自動車用防音材の透過損失予測手法

ここでは、3.1. で示した一様板厚多層構造防音材の透過損失予測手法を用いて板厚が一様でない実際のフロアカーペットの透過損失特性予測手法を示す。

Fig. 3 にフロアカーペットの一様板厚多層構造と見なすことができる各面積 $A_1 \sim A_n$ に対する透過率を $\tau_1 \sim \tau_n$ とすると、以下の式(29)が成り立つ。ここで、 τ はフロアカーペットの平均透過率、 A はフロアカーペット全体の面積を表す。

$$\tau A = \tau_1 A_1 + \tau_2 A_2 + \dots + \tau_i A_i + \dots + \tau_n A_n \quad (30)$$

一様板厚と見なすことができる各 τ_i を、3.1. の一様板厚多層構造防音材の透過損失予測手法により求め、式(30)に代入し、フロアカーペット全体の面積 A で割ることにより τ を求める。求めたフロアカーペットの平均透過率 τ と式(16), (17), (18)からフロアカーペットの透過損失を求める。

求めた透過損失(TL)の予測値を Fig. 4 に示す。

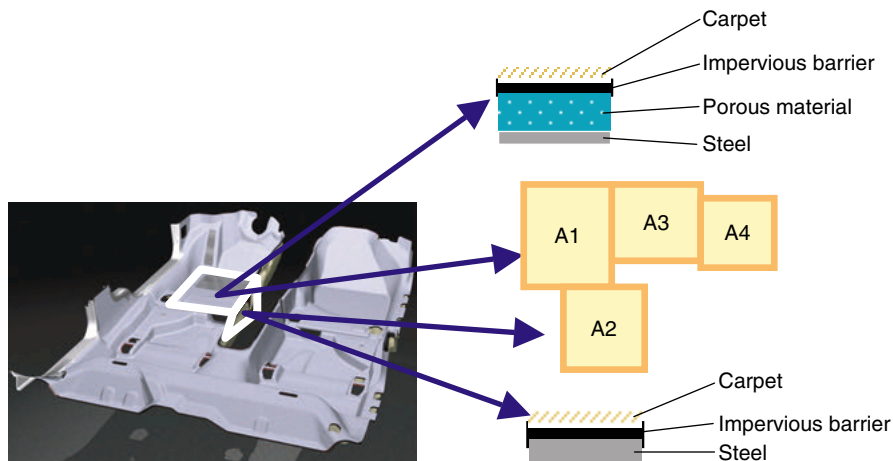


Fig. 3 Definition of the floor carpet model

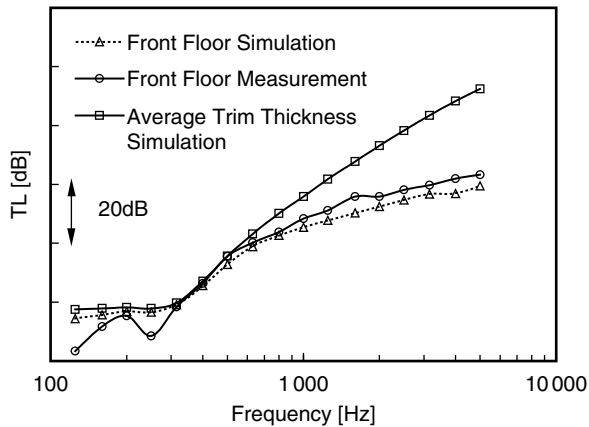


Fig. 4 Measured and simulated TL for the floor

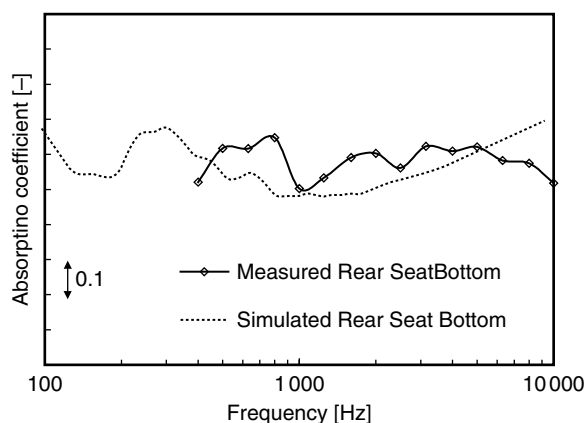
3.4. 実際の自動車用防音材の吸音率予測手法

ここでは、3.2. で示した一様板厚多層構造防音材の吸音率測手法を用いて板厚が一様でない実際のシートの吸音率予測手法を示す。

3.3. で示したフロアカーペット部の透過損失予測手法と同様に一様板厚多層構造と見なすことができる各面積 $A_1 \sim A_n$ に対する吸音率を $\alpha_1 \sim \alpha_n$ とすると、以下の式(31)が成り立つ。ここで、 α はシートの平均吸音率、 A はシート全体の面積を表す。

$$\alpha A = \alpha_1 A_1 + \alpha_2 A_2 + \dots + \alpha_i A_i + \dots + \alpha_n A_n \quad (31)$$

一様板厚と見なすことができる各 α_i を、3.2. の一様板厚多層構造防音材の吸音率予測手法により求め、式(31)に代入し、シート全体の面積 A で割ることにより α を求める。求めたシートの平均吸音率 α と式(23)、(24)、(25)からシートの吸音率を求める。求めた吸音率(α)の予測値をFig. 5 に示す。

Fig. 5 Measured and simulated α for the seat

4. 音響特性予測値の精度検証

4.1. 音響特性の測定

1) フロアカーペットの透過損失測定

Fig. 6 の音響特性測定機を用いて、Fig. 7 に示す実際の

フロアカーペットの透過損失 TL を測定した。Fig. 6 の測定装置は、テスト用サンプルを挟んで上室が受音室(残響室)、下室が音源室になっている。下室の床部に設置しているスピーカーから音を出し、下室と上室の音圧から透過損失を測定する。この測定装置によりFig. 7に示すフロアカーペットの透過損失(TL)を測定した。測定したフロア部の透過損失(TL)を Fig. 4 に示す。

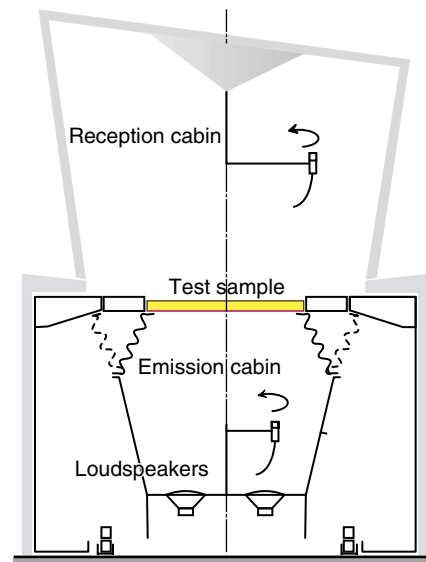


Fig. 6 The acoustic property measurement equipment



Fig. 7 The front floor as an example

2) シートの吸音率測定

1)と同様に Fig. 6 の測定機を用いて、Fig. 8 に示す実際のシートの吸音率 α を測定した。Fig. 6の測定装置は、テスト用サンプルを挟んで上室が残響室になっている。上室に設置しているスピーカーから音を出し、残響時間から吸音率を測定する。この測定装置により Fig. 8 に示すシートの吸音率(α)を測定した。測定したシート部の吸音率(α)を Fig. 5 に示す。

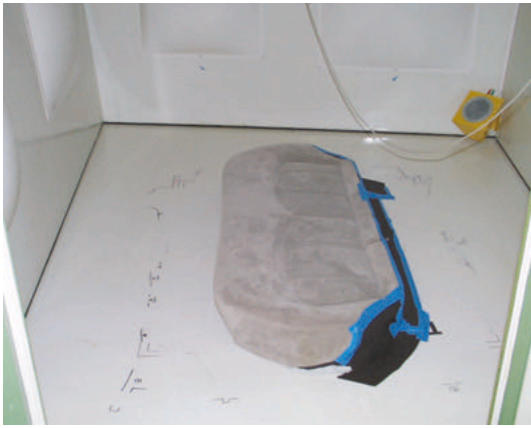


Fig. 8 The rear seat bottom cushion as an example

4.2. 予測値と実測値比較

1) フロアカーペットの透過損失

以上の手法で測定したフロアカーペットの透過損失の実測値と第3章で示した手法で求めた予測値の比較結果を前述の Fig. 4 に示す。フロア部の防音材の平均板厚を等価板厚として求めた透過損失(TL)と、前項 3.3. で示したように実際の板厚として透過損失(TL)を計算した結果をみると 1000Hz 以上で 10dB 以上の差異があることがわかる。又、実際の板厚で予測した結果は実測値と良く一致しており、解析精度は ± 3 dB 以内にあることがわかる。

すなわちこのことは、本手法のように一様板厚と見なすことができる面積に分割し、その分割した各部位の透過率からフロア部全体の平均透過率を求め、その値をフロア部の透過損失(TL)として算出する手法の方が平均板厚から求めた透過損失よりも解析精度において優位性のあることを示している。

2) シートの吸音率

同様に前項 3.4. で示した手法により求めたシートの吸音率の予測値と、前項 4.1. で示した手法により実測した吸音率の比較(Fig. 5)から、本論で示した吸音率予測手法の解析精度は ± 0.15 以内にあることがわかった。

5. まとめ

多層構造の厚み及び構造が異なる防音材の透過損失特性及び吸音率を予測する手法を提示し、提示した手法の妥当性を実測値と比較することにより検証した。その結果、以下のことがわかった。

- 1) 提示した透過損失予測手法により、400Hz以上で ± 3 dBの精度でフロアカーペットの透過損失を予測できた。
- 2) 提示した吸音率予測手法により、400Hz 以上で ± 0.15 の精度でシートの吸音率を予測できた。
- 3) 本手法を用いて予測した透過損失特性及び吸音率によ

り、開発初期段階のテスト車がない段階で SEA パラメータである音場間 CLF、音場の DLF が予測可能になった。

- 4) 以上の結果より提示した手法は実車開発において防音パッケージの仕様を検討する上で有効なものとなると考えられる。

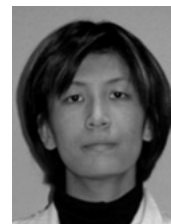
参考文献

- (1) Lyon, R.H.: Statistical Energy of Dynamical Systems, Theory and Applications, MIT Press(1975)
- (2) Lauriks, W., Mees, P., Allard, J.F.: The acoustic transmission through layered systems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 155, p.125-132 (1992)
- (3) Semeniuk, B.: The Simulation of the Acoustic Absorption and Transmission Characteristics of Automotive Material Configurations: the New Sisab Software, Rieter Automotive Conference Proceedings (1999)
- (4) Chappuis, A.: Small Size Devices for Accurate Acoustical Measurements of Materials and Parts Used in Automobiles, SAE paper n. 931266
- (5) Delany, M.E., Bazley, E.N. : Acoustical properties of fibrous absorbent materials, Applied Acoustics, Vol. 3, p.105-116 (1970)

■ 著 者 ■



見坐地一人



多田 寛子



来原 裕司



野口 好洋



山下 剛

車体骨格構想段階に適用可能な CAE 技術の開発

Development of CAE Technology Applicable to the Concept Stage of BIW

藤 井 隆 之*
Takayuki FUJII

藤 田 成 雄*
Shigeo FUJITA

吉 澤 泰 史*
Yasushi YOSHIZAWA

要 旨

軽量高性能な車体開発のため車体骨格構想段階から適用できるCAE技術を構築した。本技術はデザインラインと骨格断面から FE モデルを作成し骨格構造の性能指標となる静特性、動特性、側面衝突特性のボディ性能解析を可能にした。本技術は CAD 図を特に必要としないため設計者は多くのアイデア、イメージを短時間でFEモデルに反映しCAEにより性能予測された新しい骨格構造の提案を行うことができる。従来の高精度な大規模モデルと比較した解析結果から、相関性が確認され車体骨格構想段階から性能予測が可能であることを検証した。本稿では本技術を利用してデザイン変更が行われる車両に車体骨格構想段階CAEを適用し骨格構造検討と性能予測を行った。

ABSTRACT

A CAE technology which can be applied from the concept stage of BIW in the design of lightweight, high-performance vehicle bodies was developed. This technology formulates an FE model from design lines and frame cross-sections, and enables analysis of body performance using the frame performance indicators static characteristics, dynamic characteristics and side collision characteristics. Because this technology does not require CAD diagrams, designers can quickly employ numerous ideas and images in FE models and utilize CAE to predict performance, enabling the creation of new frame structures. Comparison of analysis results with conventional high-accuracy large-scale models has confirmed correlativity between the methods, and verified that it is possible to predict performance from the concept stage of BIW using the new technology. This paper discusses the application of CAE at the concept stage of BIW to examine frame structure and predict performance when altering the design of a vehicle.

1. まえがき

近年、自動車に環境対応を求める声が高まる中、車体骨格に対しても、安全性及び商品性を損なうことなく軽量化する技術が求められている。軽量車体骨格開発のコア技術であるCAEに関しては、計算機の性能向上と共に高精度な性能予測が可能となって来ている。ただし、現CAEはCAD図ベースの FE モデルを主体としており、骨格構造の構想段階(CAD図がない段階)においては設計者の考えた骨格構造の性能評価が短期間で実施できない状況にある。本稿では、車体骨格開発初期において、CAD図を必要としないFEモデル作成技術^{(1), (2)}とそのモデルを用いた車体骨格の静特性、動特性及び衝突性能評価を短期間で可能とするCAE技術を構築したので報告する。

*栃木研究所

2. 構想段階 CAE 技術の概要

2.1. 車両開発における CAE の適用時期

従来の CAE 適用時期は、CAD 図面作成の後から適用され高精度な予測が行われる実車性能予測の段階である。本稿が提案する CAE は、Fig. 1 に示す骨格構想段階に適した CAE である。この段階はデザインスケッチからはじまりクレイモデルが作成される期間である。この期間内で軽量かつ高性能な骨格構造をスタイリングデザインに反映することが狙いである。この期間内でボディ特性を予測し対策を施せば軽量かつ高性能な骨格構造の提案が可能になる。しかし、この期間はデザイン変更が頻繁に行われるためデザイン変更にとまなうモデル修正と特性予測を素早く実施することが重要になるので、本技術は解析精度よりも方向性

を短期間で導き出すことを目的にしている。

車両開発フローでは新規車両開発と既存車両流用の場合が存在する。

- (1) 新規車両開発の場合は、既存車両の骨格構造にとられない新しい骨格構造検討を行う。スケッチが開始される頃から CAE を適用し軽量かつ高性能を可能にする多様な骨格構造提案を行う。
- (2) 既存車両流用の場合は、アッパボデーのスタイリング変更にとともなう性能変化を本稿提案の CAE 技術で予測し対策仕様提案を行う。限られたレイアウトの中で最も効果的な対策仕様を提案することが求められる。

(1), (2)とも Fig. 1 に示すように本稿が提案する構想段階CAE技術の適用により軽量かつ高性能な骨格構造提案を可能にした。

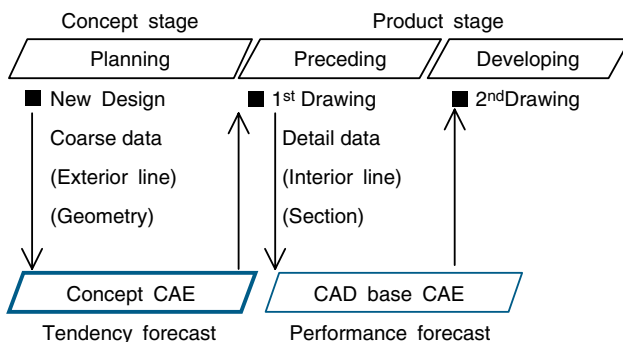


Fig. 1 Car development flow & CAE

また、デザインが決定し、CAD図が出図された後は、従来の CAD 図ベースの大規模 CAE 技術を適用し NV, 剛性, 衝突の性能予測を行う。

2.2. モデリングの考え方

従来の CAE は、実車性能予測のため詳細な FE モデルが要求される。詳細モデルは部品形状を CAD 図で作成し FEM 用プリプロセッサを介して大規模 FE モデルとして作成される。詳細な大規模モデルにより高精度な解析が求められる。しかし CAD 図を使うため変更の部位や形状によっては多大な修正時間が発生する。

それに対して本稿で使用する FE モデルには、骨格構造提案のため仕様検討が短時間で対応できる簡易な FE モデルが要求される。簡易 FE モデルはデザインデータと断面形状データを用いて本稿で提案する図面レスモデリング技術を利用して生成され、CAD図を作成せず短時間で骨格構造やデザイン検討にとともなうモデル変更が素早く対応できる骨格構造検討に適したモデルである。

2.3. 図面レスモデリング技術

Fig. 2 に図面レスモデリング技術を用いたモデル作成フローを示す。

- ・デザイン形状から車体骨格部材の配置を設定
- ・骨格配置ラインに断面を設定
- ・ビーム要素を作成

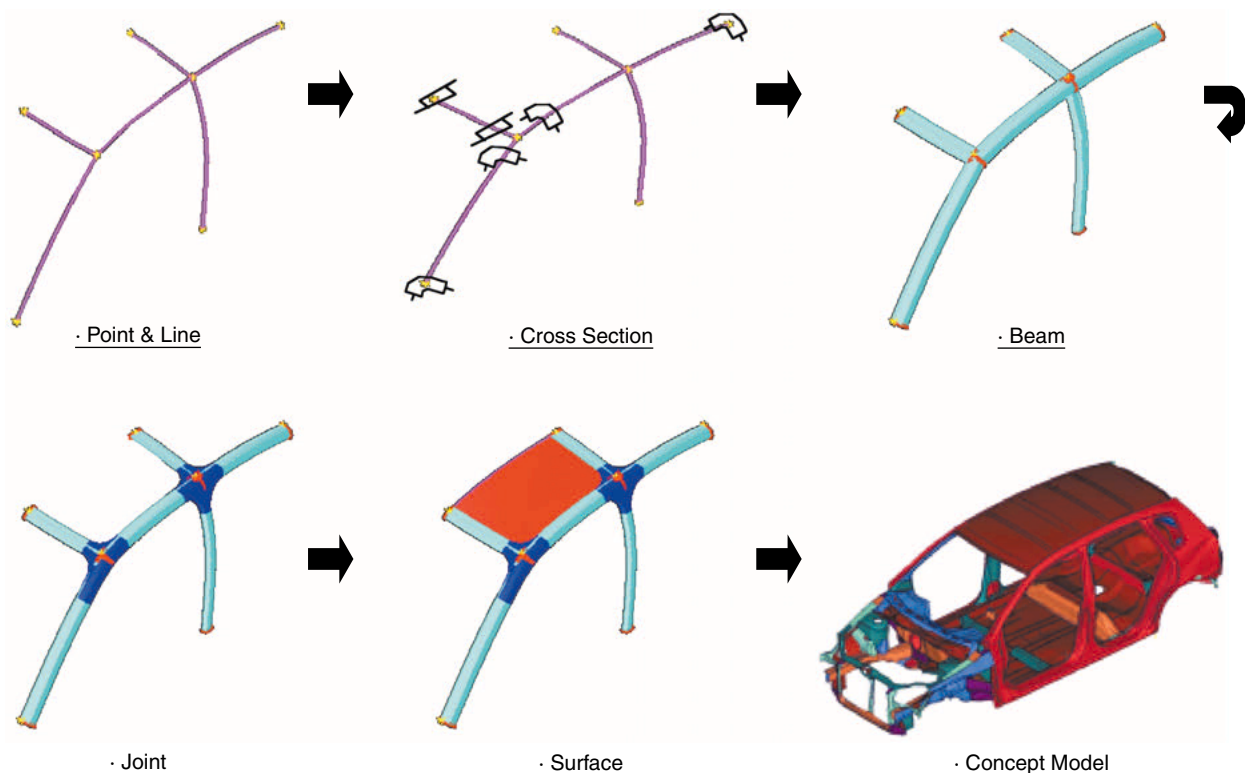


Fig. 2 Concept modeling flow for body structure

- ・複数のビーム要素が集合する結合部分にジョイント要素を作成
- ・骨格間には面の要素を作成

以上の作業を繰り返す事により、CAD図を作成することなくボデー全体の骨格モデル(以下、コンセプトモデル)を作成することができる。

2.4. パラメトリック技術

コンセプトモデルは、トポロジーが変化しない範囲で任意の形状や構造変更を行うことができる。Fig. 3に示すようにベースとなるコンセプトモデルにデザイン変更する全高寸法値を入力すれば新たなモデルに変更される。フレーム配置や断面形状を変更すれば短時間でボディ性能予測解析を実施する事ができる。トポロジーが変わる場合は、変更部位だけ新規に作成すれば直ちにパラメトリック技術が適用できる。図面レスモデルモデリング技術とパラメトリック技術を活用することで、CAD図を作らずに骨格構造モデルを作成しデザイン変更による影響確認を早急に行い、短期間で構造の仕様違いの検討が行える技術を実現した。

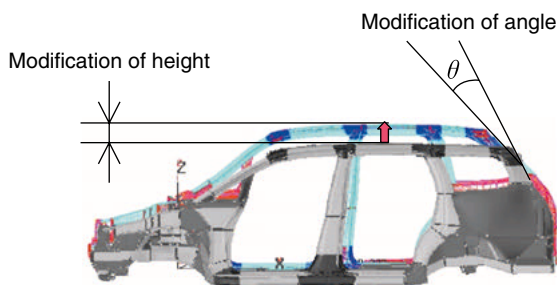


Fig. 3 Model modification using parametric technique

3. コンセプトモデルの検証

図面レスモデリング技術とパラメトリック技術を用いて作成した解析用モデルを用いて車体骨格性能評価を実施する。本事例では側面衝突性能及び車体剛性(動的, 静的)について適用し従来の詳細モデルとの比較でコンセプトモデルの検証を行った。

3.1. モデル作成時間

コンセプトモデルのピラー角度を変更したモデル作成時間を Fig. 4 に示す。従来の手法に対してパラメトリック技術を活用した結果大幅な時間短縮が図れた。限られた開発期間内で骨格構造検討を実施した場合、CAD図ベースのモデリング技術と比較した結果では数多くの骨格構造検討が可能である事が確認された。

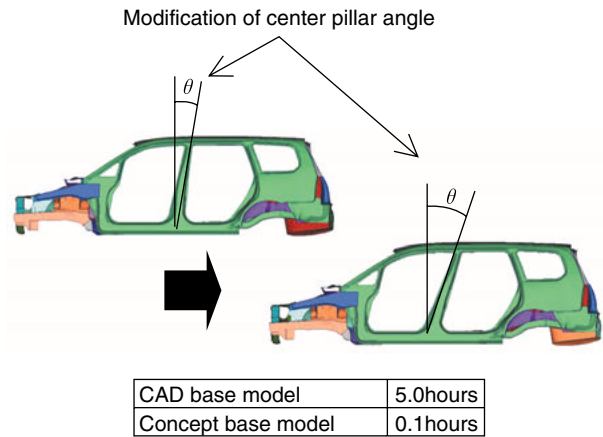


Fig. 4 Man-hour comparison for modeling

3.2. 衝突解析での検証

コンセプトモデルによる側面衝突解析を行い、衝突時の大変形予測について検証をした。実車衝突試験およびCAD図ベースのFEモデルでの側面衝突解析の結果とコンセプトモデルでの側面衝突解析の結果を比較した。側面衝突解析を実施するに当たり、ボデー、ドアについてコンセプトモデルを作成し、ダミー、シート等は既存のモデルを用いた。解析結果の妥当性を判断するために、センタピラーの侵入量とセンタピラーの侵入モード、およびボデー反力の三つを比較した。センタピラーとダミー接触時のセンタピラー変形量をセンタピラーの侵入量とし、折れの角度から求められた変形量をセンタピラーの侵入モードとした。

Fig. 5にセンタピラーの側面衝突前後の変形結果を示す。コンセプトモデルとCAD図ベースモデルを実車と比較した結果、センタピラー侵入量とセンタピラー折れ角度から求められた変形量が良く一致した。Fig. 6にボデー反力値を示す。ボデー反力をコンセプトモデルとCAD図ベースモデルで比較した結果、反力値も一致した。これより、コンセプトモデルで側面衝突解析を行い、車体骨格性能を予測することが可能であることが確認された。

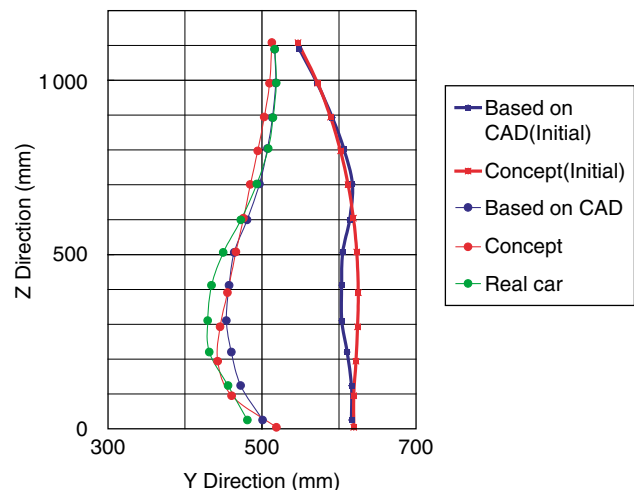


Fig. 5 Deformation of center pillar in side impact test and simulation results

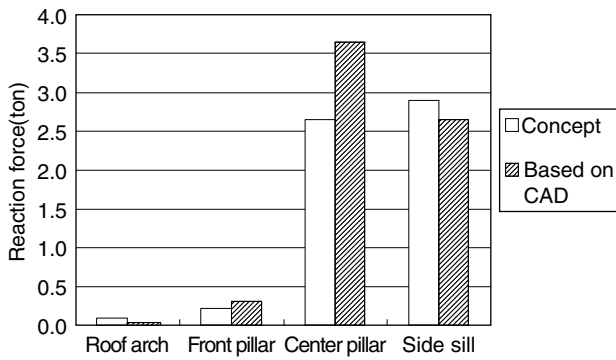


Fig. 6 Reaction force

3.3. 車体固有値解析での検証

コンセプトモデルで固有値解析を行い、30～80Hzの低次モードで骨格特性予測について検証した。低次モードに注目したのは車体骨格により特性が決まるからである。より高次のモードではパネル面の剛性など、車体骨格以外の要因が大きくなる。

解析結果の妥当性を判断するために、コンセプトモデルとCAD図ベースのモデルで固有値解析を行い、モードの発生順と固有値の精度を比較した。

結果をFig. 7に示す。コンセプトモデル、CAD図ベースのモデルともモードの発生順は同じであり、ねじり、首振り、曲げ、せん断曲げの順に発生した。固有値についてはCAD図ベースのモデルに対しコンセプトモデルは高くなる傾向を示し、その差は最大で+14%であった。モードの発生順を予測できることから、コンセプトモデルで骨格特性予測が行えることが確認された。

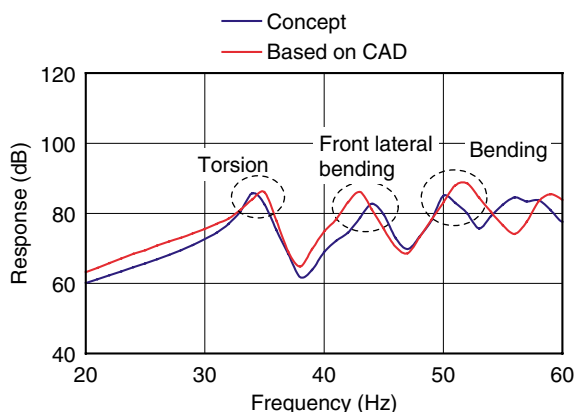


Fig. 7 Result of eigenvalue analysis

3.4. 車体静剛性解析での検証

曲げ、ねじりの車体静剛性について、実車の測定値とCAD図ベースのモデル、コンセプトモデルの計算値を比較した。結果をFig. 8に示す。曲げ、ねじり剛性ともにコンセプトモデルの計算値は、実車測定値とCAD図ベースの

モデルの計算値に比べ高くなる傾向を示した。Fig. 9に示すようにCAD図ベースモデルが実車の形状を忠実に表現しているのに対してコンセプトモデルは細部形状表現を意識的に簡易化したため計算値が高くなることによる。

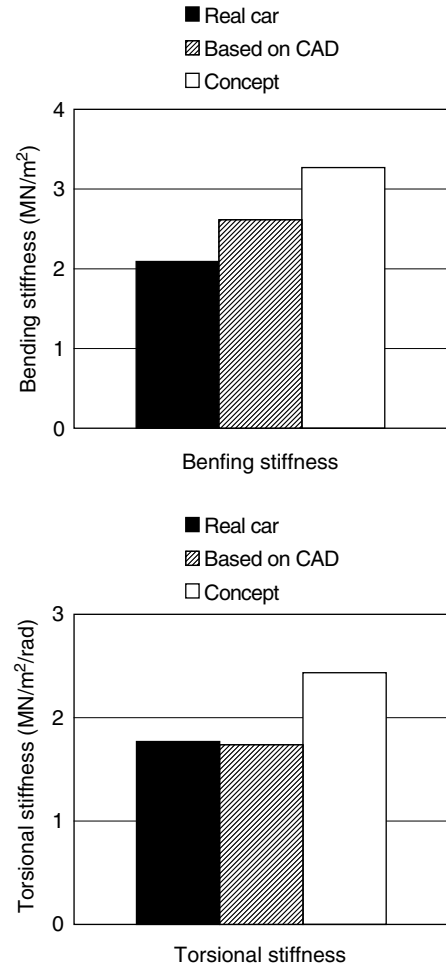


Fig. 8 Comparison of static stiffness with real car

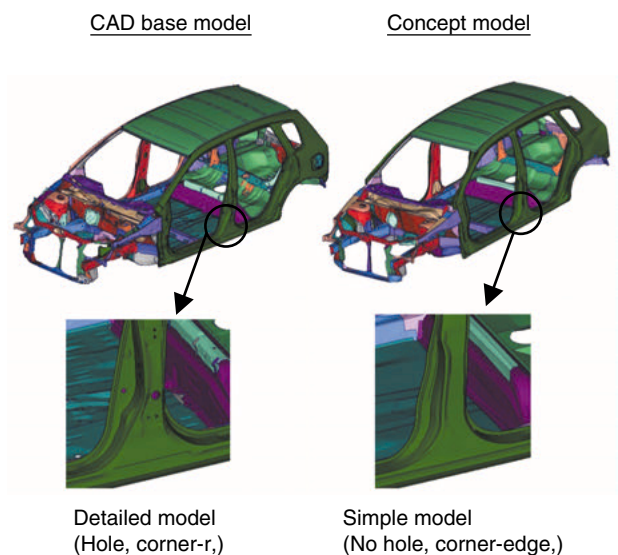


Fig. 9 Comparison of detailed CAD base model and concept model

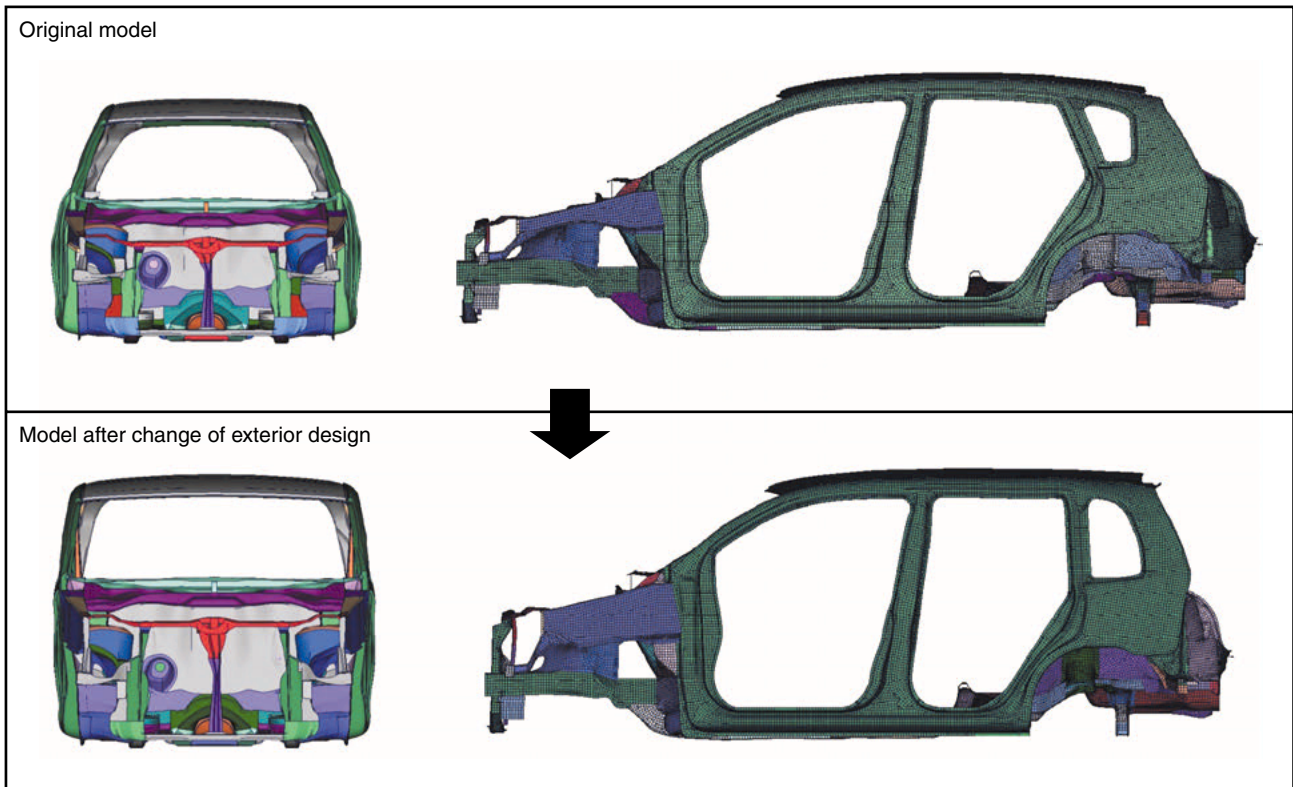


Fig. 10 Original model and model after change of exterior design

4. 開発への適用事例

本技術を車体骨格プラットフォームを共通にした車両に適用した。まず、ベースとなる車両のモデルを作成した後にパラメトリック技術を用いて外形デザインを反映したモデルに変更した。外形デザインが反映されたモデルは、パッケージングを考慮して各ピラーとサイドシルの断面形状を反映した骨格構造検討モデルに更新した。Fig. 10 にベースモデルとデザイン変更モデルを示す。Fig. 11 には骨格構造検討モデルの断面形状をベースモデルと比較して示す。

以上の三つのコンセプトモデルを用いて側面衝突、固有値、車体静剛性の性能予測解析を行い、外形デザインと断面形状の変更が車体骨格性能に及ぼす影響を求めた。

	Fr pillar	Roof side rail	Center pillar	Side sill
Original model				
Section modified				

Fig. 11 Sections before and after modification

4.1. 側面衝突解析での適用結果

解析で得られたセンタピラー侵入量を Fig. 12 に、セン

タピラー侵入折れ角度から求められた変位量を Fig. 13 に示す。外形デザインの変更により、センタピラー侵入量は増加しセンタピラー侵入折れ角度から求められた変位量は増加した。断面形状の変更により、センタピラー侵入量はさらに増加しセンタピラー侵入折れ角度から求められた変位量は増加した。

本モデルの側面衝突解析結果より、センタピラー侵入量の増加の原因を推測し、断面変更を施したモデルを作成し解析を行った。この結果も合わせて Fig. 12 と Fig. 13 に示す。対策により、オリジナルモデルに対しセンタピラー侵入量は減少しセンタピラー侵入折れ角度から求められた変位量は増加した。対策結果から側面衝突に対する車体骨格性能はベースとなる車両と同等以上という予測結果が得られた。

4.2. 固有値解析での適用結果

次に、固有値解析を行った結果を Fig. 14 に示す。伝達特性はオリジナルモデルと骨格構造検討モデルのリアフロアフレーム後端の上下応答を示す。

解析結果から、Fig. 15に示すリアねじりモードがオリジナルモデルに対して大幅に悪化することが予測された。対策を行った結果、テールゲート開口部剛性を向上させることが効果的であることが分かったため、テールゲート開口部剛性向上対策を行ったモデルを作成し固有値解析を行った。Fig. 16に結果を示す。断面変更によりリアねじりモードがオリジナルモデルとなるプラットフォームを持つ車両と同等にまで向上することが確認できた。

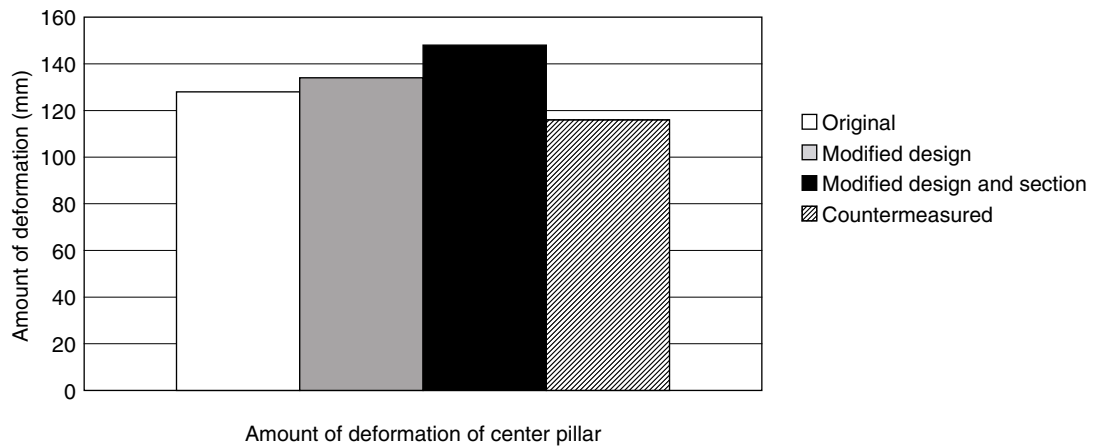


Fig. 12 Result of analysis of amount of deformation

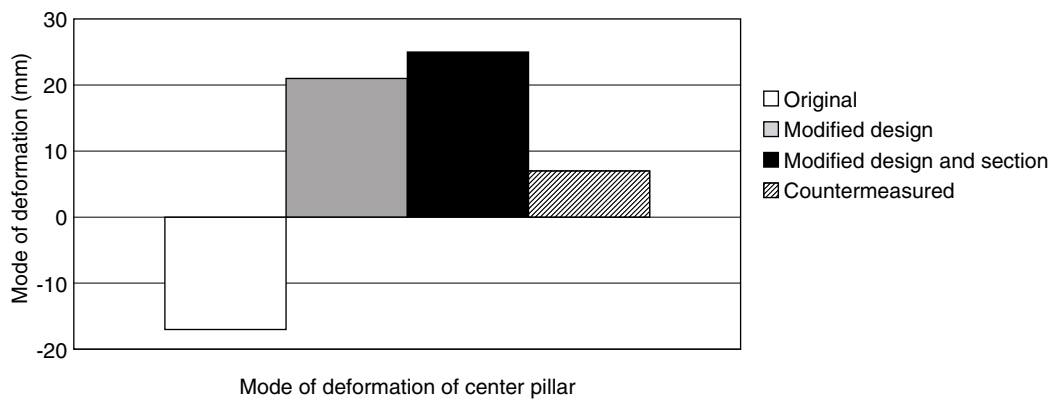


Fig. 13 Mode of deformation results

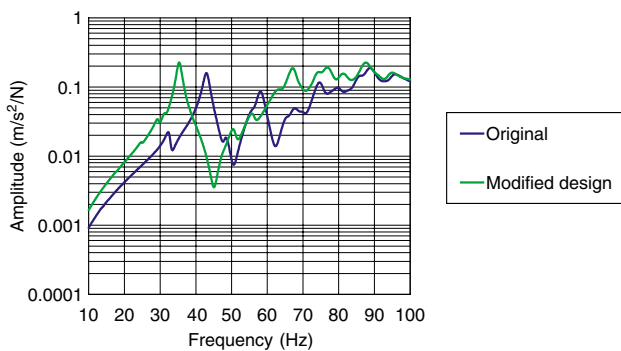


Fig. 14 Response of rear floor frame end

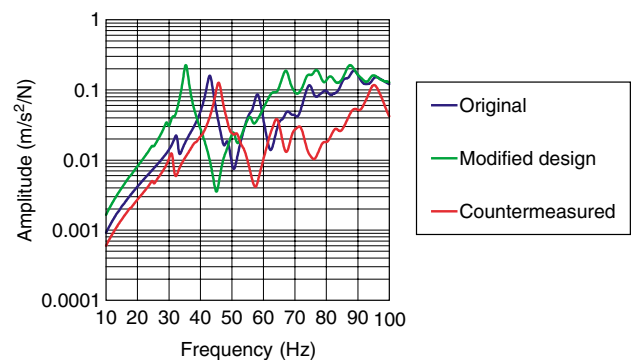


Fig. 16 Response of rear floor frame end after modification

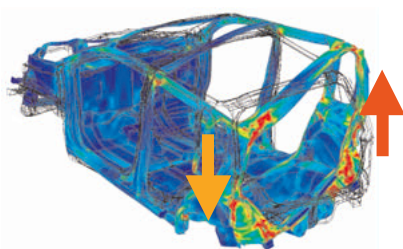


Fig. 15 Rear torsional mode

4.3. 車体静剛性解析への適用

静剛性解析結果を Fig. 17 に示す。オリジナルモデルから外形デザインを反映したモデルでは、車体静剛性値は曲げ、ねじりとも低下したことが分かる。対策として行った断面形状変更と、テールゲート開口部剛性向上により剛性は向上し、オリジナルとなるプラットフォームを持つ機種と同等となることが確認できた。

(2) E. Schelkle, H. H. Elsenhans : Integration of Innovative CAE-Tools in the Concept Stage of Vehicle Development, VDI Report Nr. 1559-2000

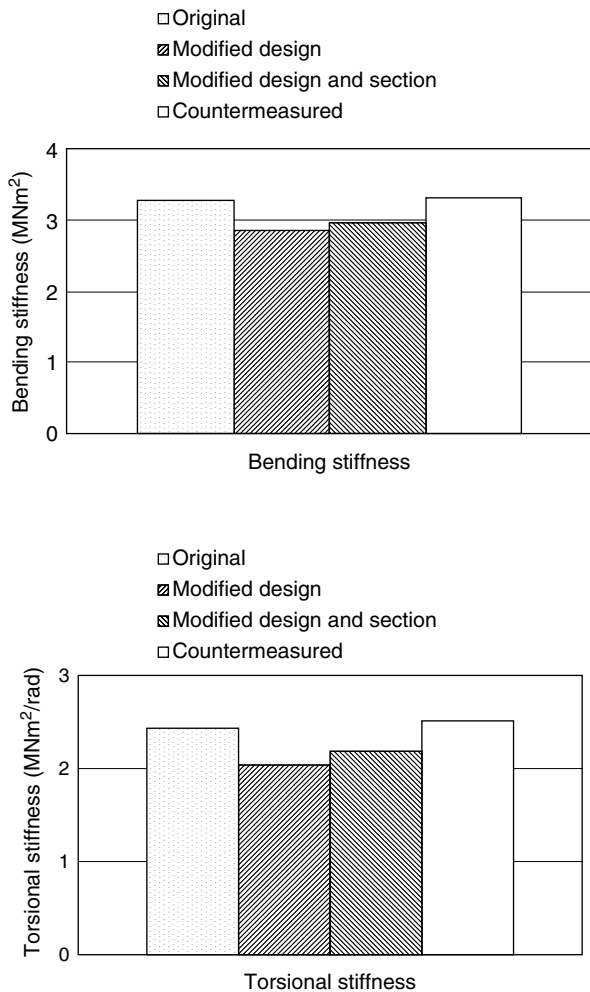


Fig. 17 Static stiffness of concept models

5. まとめ

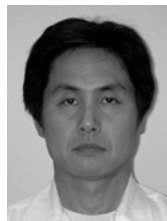
コンセプトモデルを用いた CAE 技術の開発により下記の結果を得た。

- (1) 図面レスモデリング技術により CAD 図作成前の骨格構想段階から CAE による側面衝突、固有値、静剛性の車体骨格性能予測を行い CAE で予測された性能を有する骨格構造を CAD 図にすることができた。
- (2) デザイン検討と同期した構造解析の適用により、車両開発に大きな影響を及ぼす車体骨格構造に対して多様な骨格構造案での性能予測を繰り返し、適切な骨格構造を導くことを可能にした。

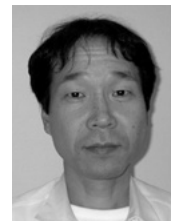
参考文献

- (1) H. Zimmer, A. Hovelmann, H. Schmidt, U. Umlauf, B. Frodl, U. Hanle : Concept development tool Flexible generation of parametric virtual Prototypes in car body design, VDI Report Nr. 1559-2000

■ 著 者 ■



藤井隆之



藤田成雄



吉澤泰史

部品の弾性変形を考慮したサスペンション特性解析

Analysis of Suspension Characteristics Considering the Elastic Deformation of Parts

塚 越 誠* 首 藤 拓 也*
Makoto TSUKAGOSHI Takuya SHUDO

要 旨

サスペンションアライメント特性のシミュレーション計算において、部品の弾性変形を考慮することで予測精度が向上することを確認した。その中で、サスペンションの全主要部材、サブフレーム及びボデーの弾性変形を考慮することによりタイヤ接地点への横入力コンプライアンスを精度良く求めることができ、各部品の寄与度を明確にすることができた。また、ツイストビームアクスルのように大変形をともしなう場合においても、大変形を考慮した弾性体モデル化手法を開発することによりアライメント予測精度を向上することができた。これらの予測手法を設計現場で活用するために、設計解析支援ソフトウェアを開発した。

ABSTRACT

Taking the elastic deformation of parts into account in calculations to simulate the characteristics of suspension alignment was confirmed to improve prediction accuracy. Taking the elastic deformation of the main elements of the overall suspension, the sub-frame, and the body into account made it possible to accurately determine the side force compliance at the tire contact point with the ground, and also to clarify the contribution made by each of those parts. Development of an elastic body modeling method that accounts for significant deformation made it possible to improve the accuracy of alignment prediction, even in parts such as the twist beam axle that undergo significant deformation. Software was developed to assist with design analysis so that these prediction methods could be utilized in practical design work.

1. はじめに

サスペンションのジオメトリ設計を行なう際には、従来より機構解析ソフトでアライメント特性解析を行ってきた。機構解析ソフトを設計者が使うにはデータ作成の負荷が高いため、設計者向けの簡易なデータ入力ツールを開発し、主要なサスペンションポイント座標とブッシュの非線形パネ特性を入力することでアライメント特性解析を容易に行なうことができるようになった。

しかしながらこれまでの機構計算のモデルはサスペンション部品をすべて剛体として扱っているため部品の弾性変形が考慮されておらず、アライメント計算結果に実測との差異が生じることが分かっている。

今回、機構モデルの中にサスペンション部品やサブフレーム及びボデーの弾性体モデルを取り込み、弾性変形を

考慮したアライメント特性解析を行った。また予測精度や各部品の寄与度の検証を行なった。

また車両開発において実用的にこの手法を利用していくためのモデル化技術と、モデル化を容易に行なうことができる設計解析支援ソフトウェアの開発を行なったのでここに報告する。

2. 機構と構造の連成シミュレーション

2.1. 概要

弾性体の変形や応力計算は、モデルの形状を微小領域に分割し、荷重と変形を隣合ったすべての微小領域間で互いに連成させる有限要素法が用いられるが、機構モデルの中で弾性体を利用するためにこの有限要素法をそのまま取り入れることは実用上不都合を招いてしまう。すなわち機構

モデルは静的、動的にかかわらず時刻歴に沿って動くものを扱う計算をするので、すべての計算ステップにおいて弾性体の変形状態を計算する必要があり、計算量が膨大になるため実用的なターンアラウンドが得られない。そのため現在の機構解析ソフトでは、弾性体を機構モデルに取り込む方法としてモード合成法が用いられている。

2.2. モード合成法

一般に部材の弾性変形はその固有モードの重ね合わせで表現出来るが局所変形を表現するには高周波数成分まで含む非常に多くの固有モードを取込む必要がある。サスペンション部材のように荷重入力点が明確な場合は、その点への入力による変形モード(即ちスタティクコレクションモード)と比較的少数の固有モードの重ね合わせで局所変形まで精度良く表現出来ることが知られている(1)。この手法は主に振動解析で使われる部分構造合成法のうちの拘束モード法に相当する。この手法を用いることで通常数万から数十万の自由度を有する FEM モデルから採用モード数だけの自由度を有するモデルへと大幅に自由度数を減らすことが出来る。

2.3. モードの選択について

サスペンション特性解析で用いる静的な力学的つり合い計算では慣性による自由振動は起こらないので、すべての荷重入力点に対するスタティクコレクションモードの重ね合わせのみで部材弾性変形を十分表現出来ると予想される。それを確認するため二つの解析を行った。まずダブルウィッシュボーン形式サスペンションのナックル及びロアアームを弾性体としてモデル化しスタティクコレクションモードのみを用いて解析した場合と最低次から3番目までのノーマルモードを同時に含めて解析した場合とを比較し、アライメント変化に差が出るかを見た。接地点に横力をかけた際のトー角変化を Fig. 1 に示す。どちらの場合でも差がないことを確認出来た。他の特性についても同様である。

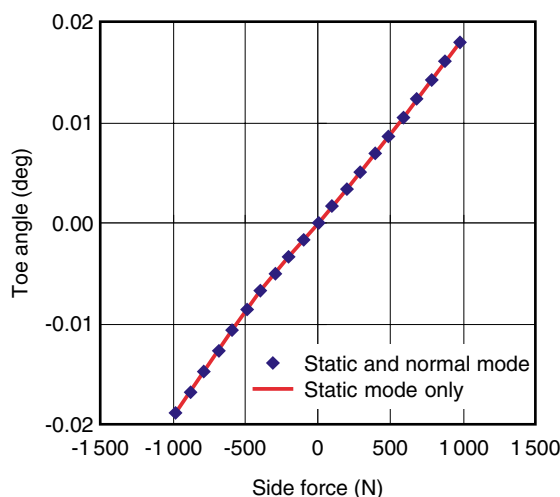


Fig. 1 Comparison of alignment

次にフロントがダブルウィッシュボーン、リアがマルチリンク形式のサスペンションでボデー、サブフレーム、主要サスペンション部材を弾性体とした4輪モデルでスタティクコレクションモードのみを用いて解析した場合と 100Hz までの固有モードを同時に含めて解析した場合を比較し、サスペンション部材のボデー取付点の変位に差が出るかを見た。接地点に横力をかけた際の取付点の変位を Fig. 2 に示す。どちらの場合でも差がないことを確認出来た。

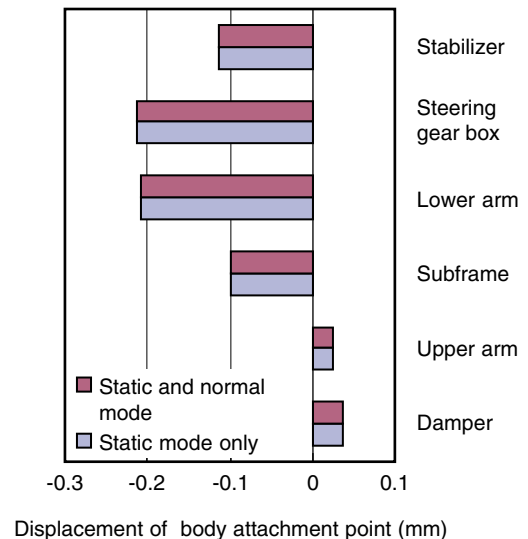


Fig. 2 Comparison of displacement

3. 予測精度の検証

3.1. 弾性体を取り入れた場合と取り入れない場合の比較
弾性体として働くアームを含むサスペンションを用いてアライメント特性の検証を行なった。アームを弾性体としてモデル化した場合と剛体としてモデル化した場合の前後力対トー角比較結果を Fig. 3, 横力対トー角の比較結果を Fig. 4 に示す。

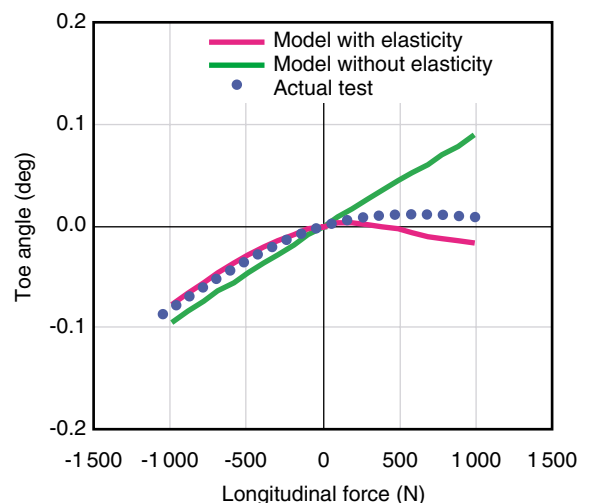


Fig. 3 Comparison of toe angle vs. longitudinal force

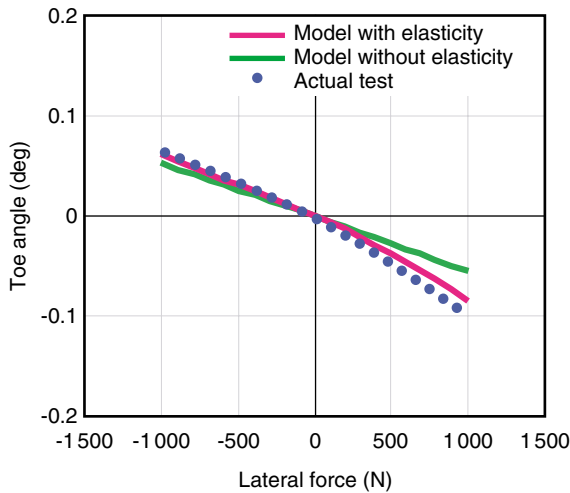


Fig. 4 Comparison of toe angle vs. lateral force

アームを剛体としたモデルは変化率が直線的になっているのに比べ、弾性体を取り入れたモデルは前後力の向きによって特性が変化する様子が実測と同様に表われている。これはブッシュの前引き方向と後引き方向のバネ剛性の差により、ブッシュのたわみと弾性体の変形量のバランスが変化したためと考えられる。

3.2. 弾性体の剛性違いの比較

サスペンション部品の軽量化対策などで板厚や部品形状が変更されるとアライメント特性へも影響を及ぼすことが分かっている。そこで弾性体の剛性を変化させ特性の変化を比較検証した。検証の際ベースに対して明らかな差を出すため剛性が大幅に変化するように改修を行なった。モデルにも同様の改修を行ない、アライメント特性の比較を行なった。前後力対トー角の比較結果をFig. 5に、横力対トー角の比較結果を Fig. 6 に示す。

結果として弾性体部品の剛性の違いによるアライメント特性への影響度合いを忠実に再現していることが確認できた。

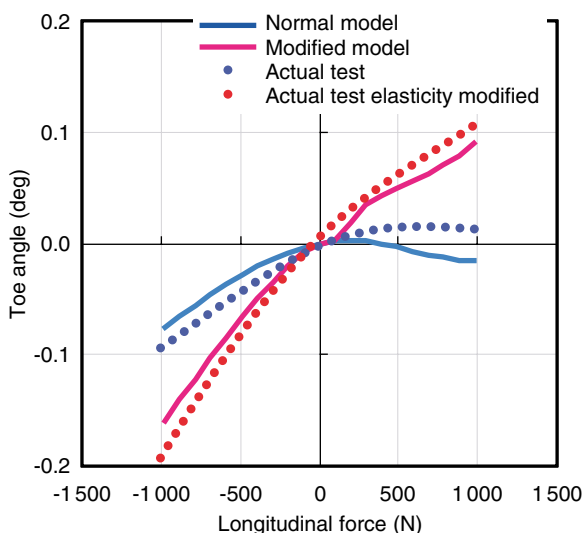


Fig. 5 Comparison of toe angle vs. longitudinal force

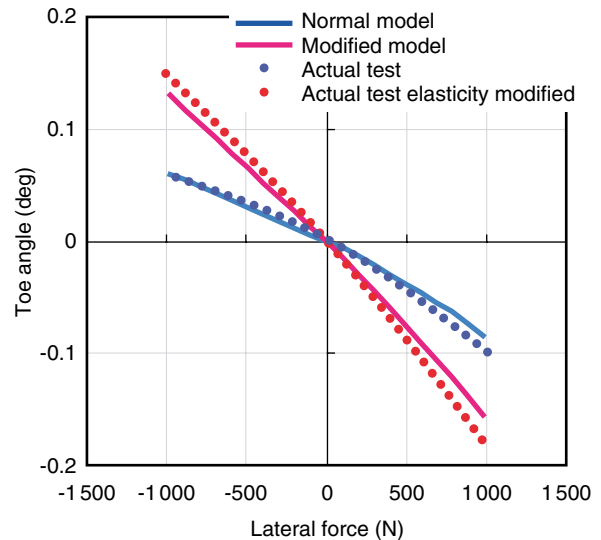


Fig. 6 Comparison of toe angle vs. lateral force

3.3. 接地点横剛性の予測精度検証

ボデーやサブフレームの弾性変形の影響を受けるとされている接地点横剛性について、計算精度の検証と各部剛性の寄与度の分析を行なった。

接地点横剛性は官能評価において車両の旋回応答性に影響があるとされるひとつの指標である。計測方法はタイヤの代わりに剛体とみなせる金属の円板を取り付け、接地点に相当する位置から横力をかけて横変位を測る。従ってここで測定されるのはタイヤの変形量を含まない車両のみの特性である。

変位の因子としてサスペンションブッシュやサブフレームマウントブッシュのたわみ、ナックルやアームなどサスペンション部材の弾性変形、サブフレームとボデーの局所的及び全体的な弾性変形が考えられる。今回のモデルでは全てのサスペンションアーム、サブフレーム、ボデーを弾性体として扱った。モデルの概観を Fig. 7 に示す。

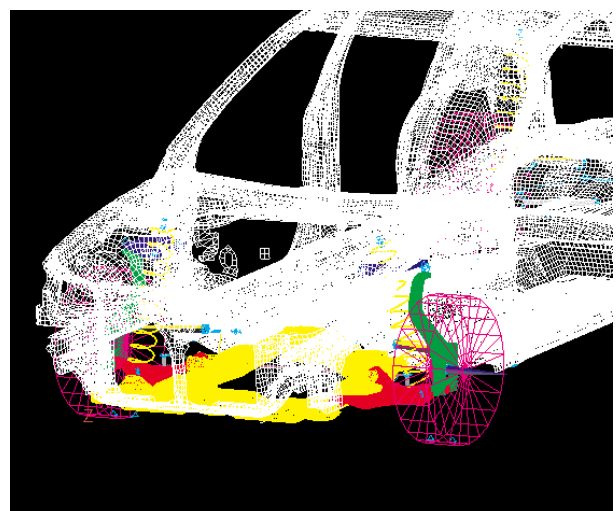


Fig. 7 Simulation model including elasticity of body, sub-frame and suspension

検証結果として弾性体を取り入れたモデルは剛体として扱った場合に比べ、きわめて実測に近い特性を示すことが確認できた。フロントサスペンションの横力対接地点横変位を Fig. 8 に示す。また、弾性体を全く含まないモデルからひとつひとつ弾性体にしていき変位量の変化を追うことで各部品の寄与の大きさを確認することが可能である。

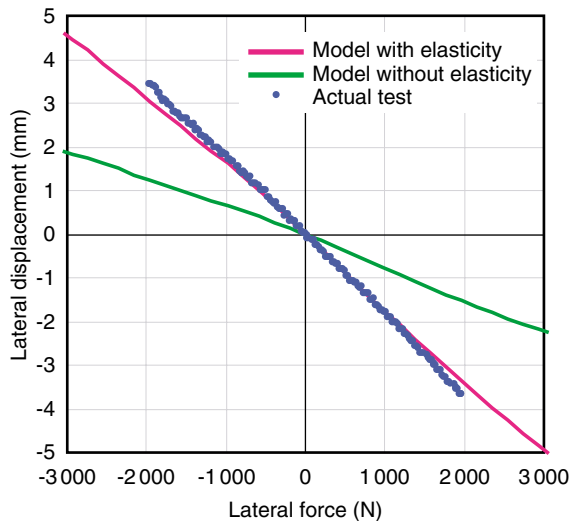


Fig. 8 Lateral compliance of front suspension

3.4. ツイストビームアクスルのモデル化について

ツイストビーム式のサスペンションでは左右輪が逆相にストロークする場合、ビーム部分に大きなねじれ変形が発生する。線形微小変形を想定している FEM モデルではこのような大きな弾性変形の際には初期位置からの微小変形形態がそのまま線形に拡張されるため、Fig. 9 に示すように実際とはかけ離れた変形形態になってしまう。従って、この部分を単に弾性体としてモデル化するだけでは不十分である。そこで、ツイストビームの FEM モデルを Fig. 10 に示すように数個に分割し、機構解析ソフト上で再び結合するというモデル化手法によって解析した。モデルの概観を Fig. 11 に示す。

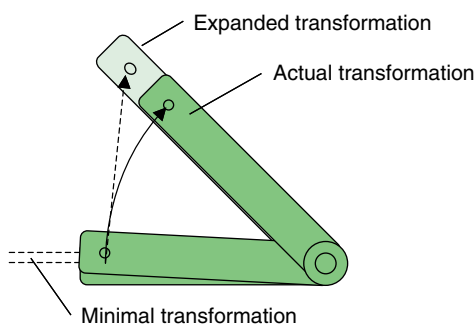


Fig. 9 Side view of twist beam axle

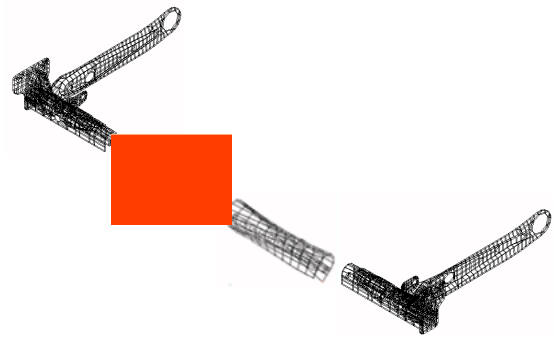


Fig. 10 Segmented FEM model of twist beam

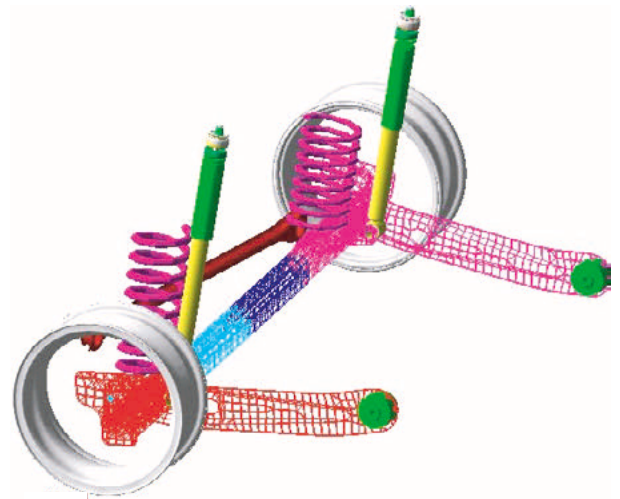


Fig. 11 Suspension model with multi FEM segments

分割した FEM モデルそれぞれのスタティックコレクションモード算出を行なった後、複数の別個の弾性体としてサスペンションモデルに取り込み、分割面上の要素どうしを機構解析ソフト上で結合した。こうすることで大変形時の部品の弾性変形と、分割された各部の独立した移動と回転の運動とが同時に表現できるようになり、計算精度が向上することを確認できた。サスペンションを左右逆相でストロークさせたときのホイールセンタ軌跡の比較を Fig. 12 に示す。

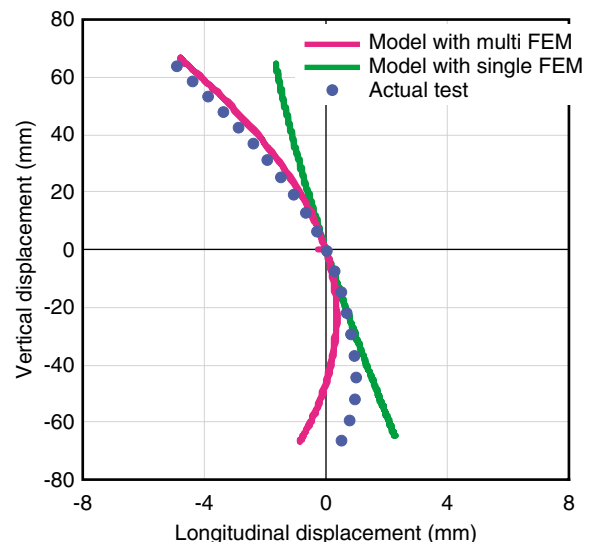


Fig. 12 Wheel center locus from side view

4. 設計支援ソフトウェア

4.1. 概要

機構モデルに弾性体を取り込んで解析する技術はシャーシ開発に大変有効ではあるが、解析者は機構解析及び構造解析両方のスキルを必要とする。そのため、一般の設計者が利用するのはかなり困難である。一方、サスペンションの機構解析やサスペンションアーム単体の FEM 解析は普及した技術であり、それぞれのモデルは日常的に作成されている。従ってこれらを簡便かつ効率的に結合、計算、後処理することができれば、設計者にとって実用的な解析技術になる。そこで機構モデルに FEM モデルを取り込むプロセスを自動化し、さらに計算、後処理まで一括して行なうソフトウェアを開発した。Fig. 13に全体の処理フローを示す。処理の流れとしては大きく3段階あり、(1)FEMモデルの前処理(2)FEM計算と機構モデルとの結合(3)結合モデルの計算と後処理 となっている。ソフトウェアの操作画面を Fig. 14 に示す。

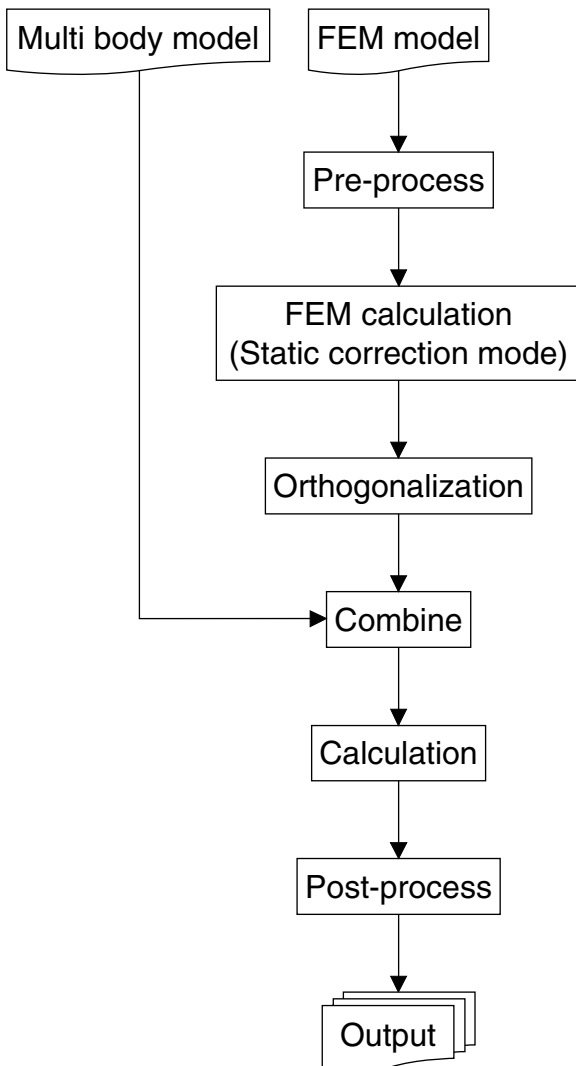


Fig. 13 Flow chart of automated process

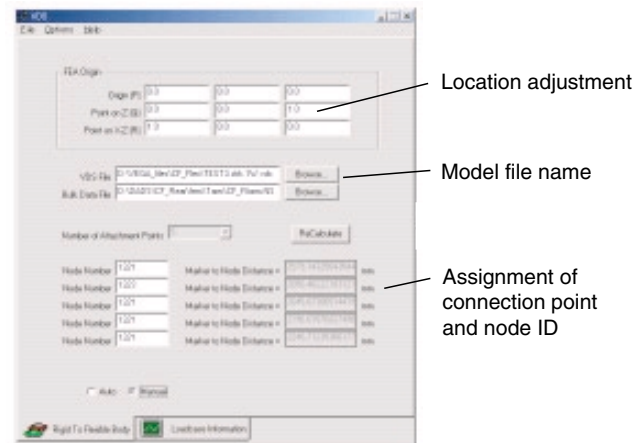


Fig. 14 Software operation panel

4.2. 座標変換と鏡面モデル生成

機構モデルと FEM モデルの結合時に元のモデルの基準座標系が異なる場合は、互いの取付点が一致しないという問題が発生する。従って一致するようにどちらかを座標変換しなければならない。そこでソフトウェアが FEM モデルの節点座標を機構モデルの座標系に変換して書き換える。また、4 輪モデルでは左右 2 輪分の対称な FEM モデルが必要となる。このため片側のみの FEM モデルから鏡面对称な FEM モデルの生成を行なう。

4.3. 節点番号自動検索と境界条件生成

機構モデルと FEM モデルの結合にあたり、両者の取付点(ジョイント及びブッシュ)定義に FEM モデルの節点番号の情報が必要である。これを既存の FEM モデルから得るにはそれをプリプロセッサに読み込んで節点情報を調べる必要があった。しかしプリプロセッサの操作は一般の設計者には馴染みのないものである。そこでソフトウェアが FEMモデルの節点座標を読み取って機構モデル側の各取付点座標位置と比較し、一番近い節点を自動的に探し出し一覧表示してユーザに知らせる。表示の例を Fig. 15 に示す。また、ここで決定された節点番号を元に、FEMモデルからスタティックコレクションモードを算出するための境界条件設定もこのとき同時に生成する。

Point	Point Coordinate	Node Number	Distance (mm)
"A"	2188	8649	0.00
"E"	2744	8653	0.10
"F"	2576	8651	0.00
"D"	2711	8650	0.00
"S"	2521	8652	0.04

Fig. 15 Automatic search of node number connected to multi-body model

4.4. 取付点座標ずれ修正

設計検討のプロセスで弾性体との取付点の座標値を変更したい場合、通常では機構モデルと FEM モデル両方の変更が必要となる。そこで Fig. 16 に示すように FEM モデル側の節点座標を機構モデルと一致するように自動で書き換えを行なう。またこれにより、微小な範囲ならば FEM モデルを作り直すことなくデータ入力ツールの座標値を変更するだけで取付点の異なるモデルを生成できる。

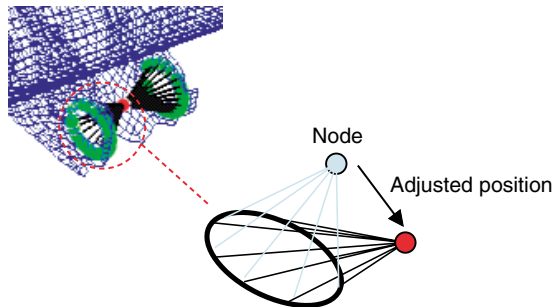


Fig. 16 Automatic adjustment of node's local position

4.5. 弾性体自動分割

ツイストビームの FEM モデルを使用する場合は、ユーザは分割を開始する端点の節点番号を指定する。ソフトウェアは端点の節点から分割面沿いに隣り合う節点を検索し、それを境にモデルを分割する。また分割面は後に機構ソフト上で再び結合させるのを容易にするため、節点をいくつかの剛体要素にまとめる。切断面の処理の様子を Fig. 17 に示す。

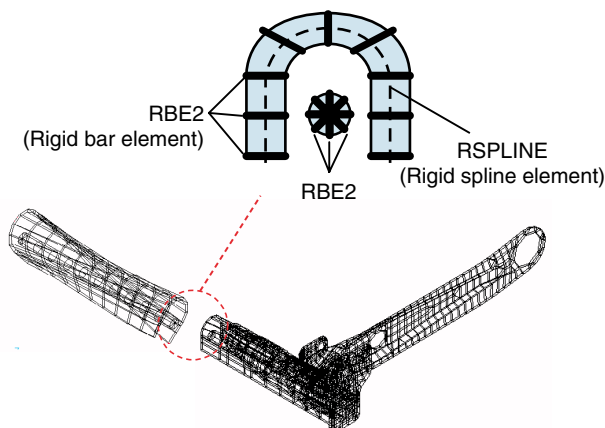


Fig. 17 Arrangement of elements at section

4.6. FEM 計算とモデル結合の自動化

前処理の終了した段階で計算実行を指示すると、FEM ソルバに渡されスタティックコレクションモードを計算する。計算結果ファイルは機構モデル内に読み込まれて対象の剛体部品との置き換えが行なわれ、機構と弾性体の結合モデルが作成される。結合モデルの例を Fig. 18 に示す。

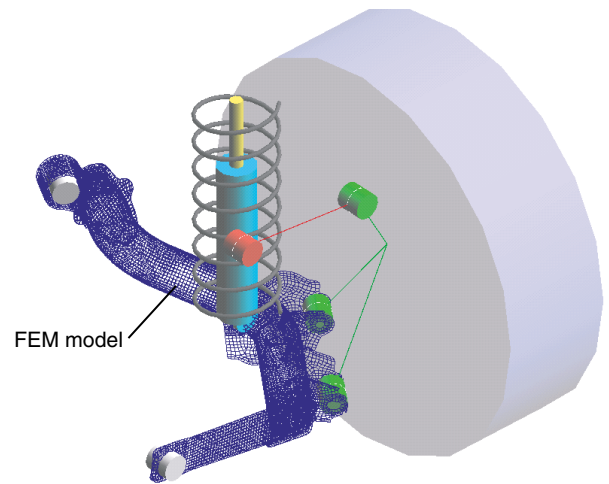


Fig. 18 Combined multi-body and FEM model

4.7. 結合モデルの計算と後処理

結合されたモデルは引続き機構解析ソルバに渡され静的な時刻歴挙動(Quasi-static)が計算される。計算後に設計者が確認したい項目は、計算結果から必要な項目を抜き出して定型化されたスプレッドシートを生成し、性能評価に必要な各種の表及びグラフが容易に得られるようになっている。

グラフ出力の一例を Fig. 19 に示す。

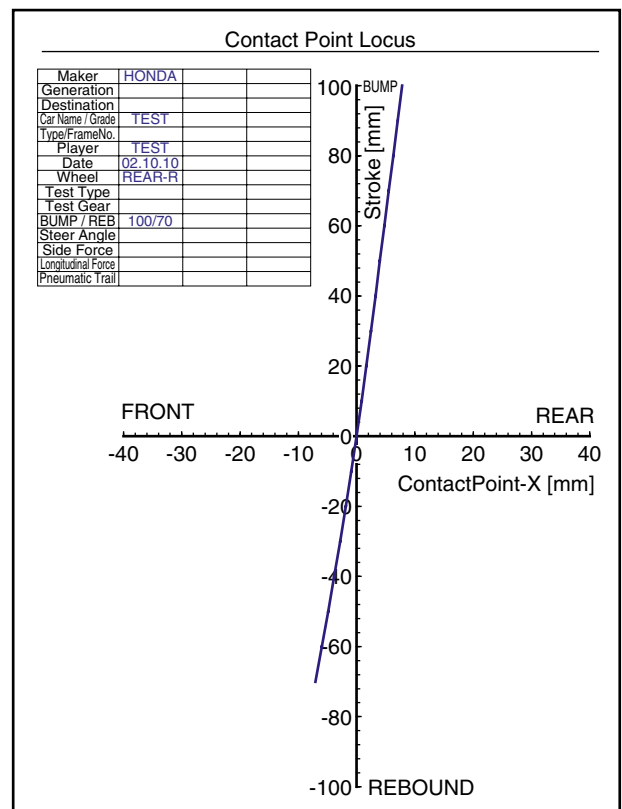


Fig. 19 Example of result output

6. まとめ

機構モデルの中に弾性体を取り込んで弾性変形を考慮することにより、サスペンション及びシャーシの解析精度が大きく改善することがわかった。接地点横剛性のようなボデー、サブフレーム及びサスペンション各部の剛性がすべて寄与する特性においてもそれらの FEM モデルを機構解析ソフト上で組み合わせることで接合部ブッシュの非線形バネ特性を含めてモデル化することが可能であり、これにより個々の弾性体部品はそれ自体の弾性変形と、非線形ブッシュのたわみによる部品全体としての移動、回転の運動を同時に考慮した計算を行なうことができる。このことは FEM 解析ソフトで同様に複数の FEM モデルを統合し、一つの大きな線形 FEM モデルとして計算した場合よりも精度良い結果が得られることを示している。

またツイストビームのような大きな弾性変形を伴うサスペンションの解析に非線形 FEM 解析技術を用いずに従来の線形 FEM モデルでも実用的に使用できる分割化によるモデル化手法を構築した。これには煩雑なモデル作成作業が必要であるが、結合に用いる FEM モデルをあらかじめ読み込んで結合点情報の読み取りや加工を行ない結合モデル作成までを自動で行なうプログラムを開発することにより実用的な技術とすることができた。

参考文献

- (1) Craig, R. R., and Bampton, M. C. C.: Coupling of Substructures for Dynamic Analyses, AIAA Journal, Vol. 6, No. 7, p. 1313-1319(1968)

■著 者■



塚越 誠



首藤 拓也

機構制御時の車両挙動シミュレーション

Development of Vehicle Dynamics Simulation System under Running Mechanical Control Device

竹 間 一 朗*
Ichiro TAKEMA

横 山 浩 紀*
Hiroki YOKOYAMA

要 旨

機構シミュレーションと制御シミュレーションの同時実行による連成化技術を開発し、機構制御時の車両挙動予測に適用した。また計算の実時間実行性が要求される HIL simulator に対しても、機構モデルからリアルタイムプログラムを自動生成する技術を開発することによりサスペンションなどの車体機構の影響を容易に取込むことが可能となった。これにより EPS, VSA など車体機構の制御システムにおいて制御中のフルビークルの車両挙動シミュレーションが机上および HIL simulator 上で可能となり、従来、困難であった操舵トルクや非線形領域での車両挙動を予測することができた。

ABSTRACT

A coupled simulation using concurrent execution of mechanical and control simulations was developed and applied to prediction of vehicle behavior while under mechanical control. Also, a technique for automatic generation of real-time programs based on mechanical models applicable to HIL simulators, which require real-time executable calculations, was developed. This greatly eased accounting for the influence of vehicle body mechanisms in the behavior of suspensions and other systems. Thus, it is now possible to carry out 'paper experimental tries' and HIL simulator tries of simulations of full vehicle behavior under control by systems such as EPS or VSA. Formerly difficult predictions of vehicle behavior due to steering wheel torque or in non-linear regions have become possible.

1. はじめに

自動車の操縦安定性やフィーリングを向上させるため、サスペンション構造、機構およびブッシュ類の剛性等は開発初期段階から数度の変更が行われる。また EPS (Electric Power Steering), VSA (Vehicle Stability Assist System) といった車体の機構制御デバイスの機能範囲が拡大され、これらの車両挙動に対する寄与度は大きくなってきている。

ところがこれまで、機構制御デバイスが動作している間の車両挙動を予測するシミュレーション技術は確立されていなかった。そのため、例えば ABS 制御の開発を行う際に、制動時のサスペンション動特性の影響等を考慮することができなかった。また機構と制御の連成シミュレーション技術は、簡素な機構モデルによる報告はされているが⁽¹⁾、車体に対する適用例は現在のところ見当たらない。

本テーマでは機構制御デバイス動作中における車両挙動の予測を可能にするため、機構シミュレーションと制御シミュレーションもしくは HIL (Hardware In the Loop)

simulator を連成させ、同時実行を可能とする技術を開発した。その結果、サスペンション、ステアリング機構の非線形特性や動特性の制御に対する影響を考慮できるようになったので報告する。

2. シミュレーションの位置付け

車体制御システムの開発形態あるいは開発段階に合わせ

(1) 機構制御連成シミュレーション

(2) HIL simulator 用リアルタイムプログラム自動生成の技術開発を行った。

一般に開発の上流段階で制御ロジックが既知でありブロック図等でモデル化できる場合は、オフラインでの机上実行が可能であり、機構との連成のためには(1)のシミュレーションを使う。一方、制御ロジックがブラックボックスであったり ECU ハードウェアそのものの検討を行いたい場合などの主に開発後期の場合には HIL simulator での実行が必要となる。

*栃木研究所

従来、HIL simulatorにおいて機構との連成を考える場合には事前のシミュレーションおよび実測値を多数収集する必要があったが、(2)の機能により設計図面の情報から機構による影響を直接取りこむことが可能となる。

3. 機構制御連成シミュレーション

3.1. 概要

機構制御連成シミュレーションの概要としてEPSへの適用例を説明する。モデルの構成図を Fig. 1 に示す。シミュレーションソフトウェアについては機構(車両)部分に対して DADS を、制御部分に対して MATLAB をそれぞれ使用した。また EPS モータのモデルについては電気的な回路部分は MATLAB を、回転体など機構的な部分は DADS によってモデル化した。両ソフトウェア上のモデルは DADS/Plant を使って、センサ信号やモータトルクなどを受け渡しできるようにして同時実行する。

操舵トルクおよび外乱を発生するモデルは MATLAB 内に作成しており、後者に関しては必要に応じてノイズやフェールセーフの信号なども付加できるようになっている。

3.2. タイヤモデル

車両挙動シミュレーションに重要な影響を与えるタイヤのモデルについては Magic Formula⁽²⁾をベースに、連成シミュレーションも実行できるようにモデルおよびソルバの変更を行った。

3.3. 高速ソルバ開発

フルビークルの走行シミュレーションを考えた場合、ブッシュなど構成要素数が増え、計算負荷が大きくなるこ

とが予想される。したがって DADS/Plant で用意されていたルンゲ・クッタ法に代表される固定時間きざみのソルバでは、計算周期にあたるサンプルタイムを非常に小さくする必要があり、結果的に計算時間が膨大となってしまう実用に耐えない。

そこで連成シミュレーションにおいて可変時間きざみのソルバを利用可能になるようにした。その結果、Table 1 に示すように固定時間きざみに比べ可変時間きざみの場合では大幅に計算時間を短縮することができた。

Table 1 Elapsed times for 5 second slalom simulation

Model	Number of bush	Fixed time step		Variable time step
		Sample time [sec]	Elapsed time [sec]	Elapsed time [sec]
A	5	0.0005	343.51	401.17
B	7	0.00025	604.06	326.22
C	30	0.00004	1962	488.54
D	63	2.00E-07	∞	662.42

3.4. 機構モデル生成手法

従来、フルビークルの機構モデルの作成には非常に多くの時間を費やしていた。そこで設計で作成されるサスペンションモデルから連成シミュレーションで直接使用できる車両モデルに自動的に変換する機能を作成した。

ユーザインターフェースの画面イメージを Fig. 2 に示す。EPS についてはオプションの指定によりラックアシスト形式及びピニオンアシスト形式のステアリング機構モデルを選択できるようになっており、EPS モータのギア比や慣性モーメントなどのパラメータについてはあらかじめ入力済みの形で自動付加できるようになっている。また車体の初速度などシミュレーションの実行条件についても指定が可能である。

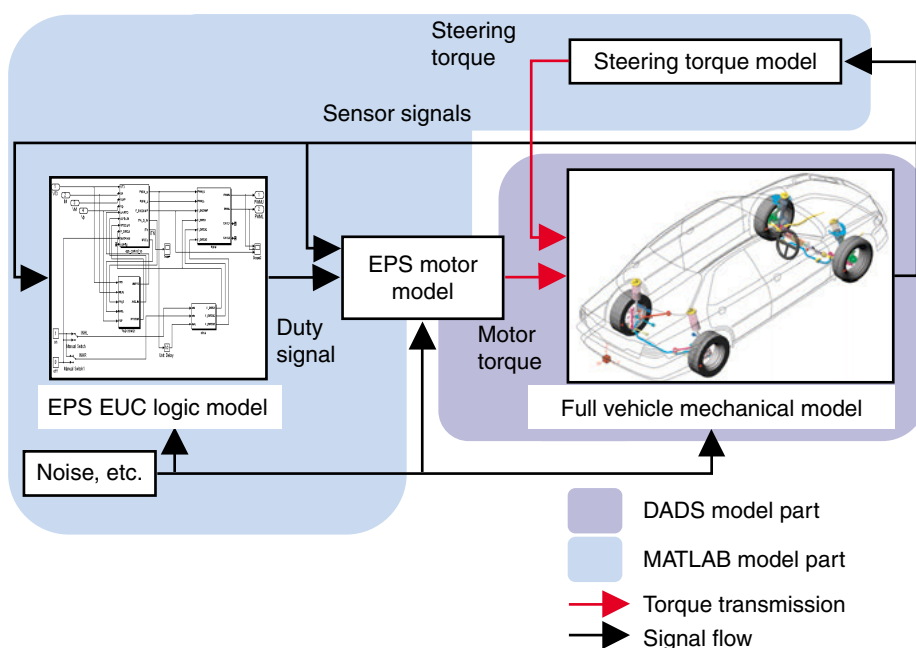


Fig. 1 System flow in coupled simulation

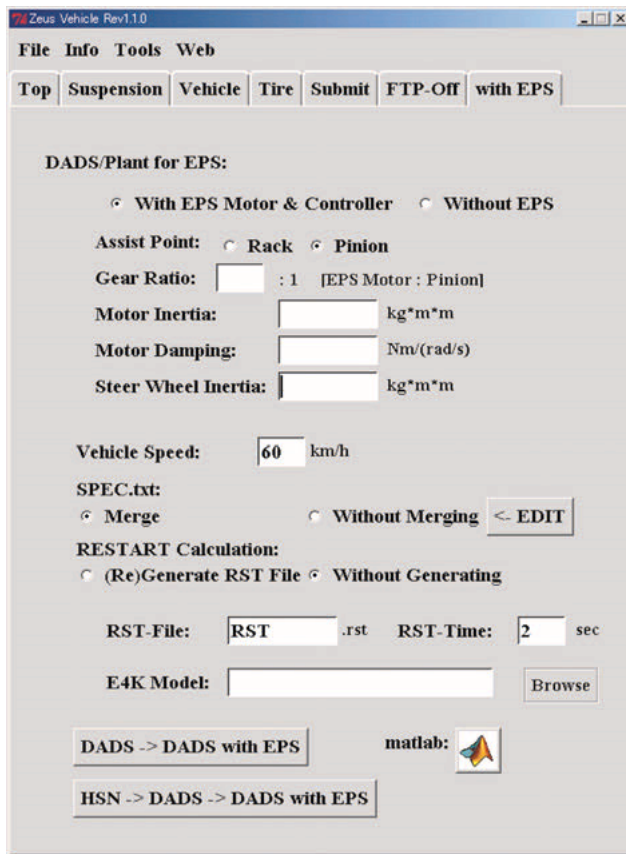


Fig. 2 Graphical user interface

3.5. 計算結果

機構制御連成シミュレーションの計算結果及び同条件の実車での計測結果の一例を示す。テスト条件は、車体速度 100km/h、ハンドル操舵角度 30deg、操舵周波数 0.25Hz でのスラローム走行としている。また EPS についてはスタンダードモードでの制御を実行している。

操舵角に対する車体のヨーレート変化の実測値比較を Fig. 3 に、左右のタイロッドエンドに掛かる反力(TFI, TFr)の時系列変化の実測値比較を Fig. 4 に示す。いずれのグラフにおいてもシミュレーション結果と実測値は良好な一致を示しており、フルビークルの機構モデルを使用したことにより車両挙動特性を高精度で予測することが可能となった。

次に EPS 制御下のスラローム走行時に EPS モータに通電されている電流値についてのシミュレーションと実測値の比較を Fig. 5 に示す。

ステアリングギアボックスに対する路面からの反力や EPS モータの状態および ECU 内部の制御ロジックを連成させたことにより、フィードバックを含んでいる制御系のシミュレーションについても高精度で予測することが可能となっていることが分かる。

次に同スラローム時におけるハンドル操舵角に対する操舵トルクの変化の特性について Fig. 6 に示す。

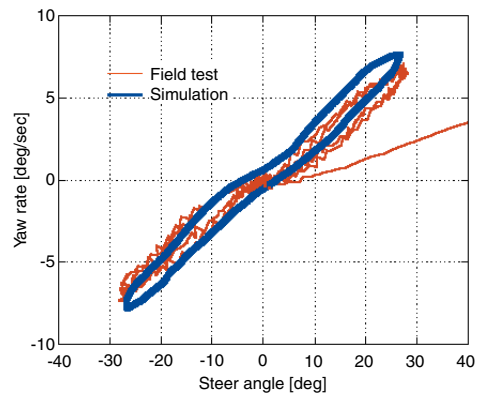


Fig. 3 Steer angle vs. yaw rate

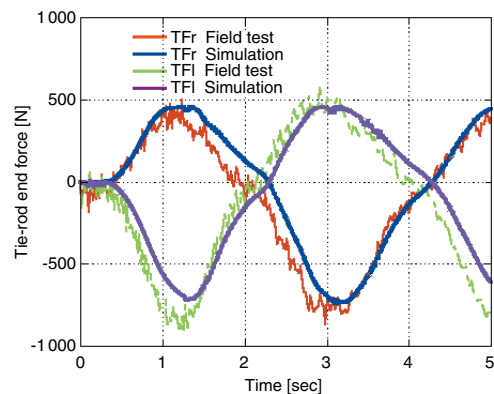


Fig. 4 Tie-rod end force

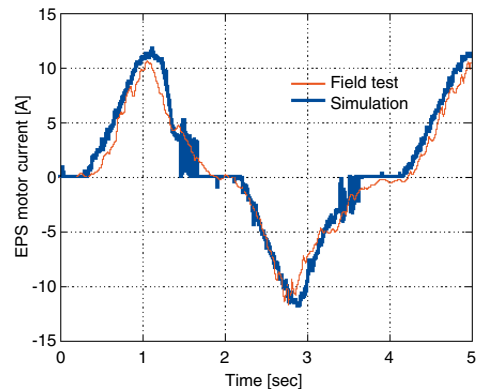


Fig. 5 EPS motor current under slalom

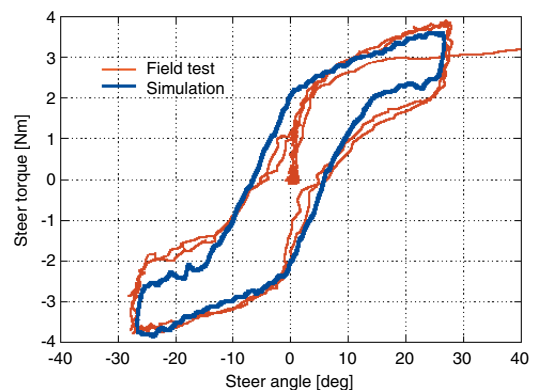


Fig. 6 Steer angle vs. steer torque

上記の特性について、実測のヒステリシス形状をほぼシミュレートできていることが確認できる。機構と制御の連成シミュレーションを行ったことにより車両のヨーレート変化のみならず、EPS 制御時の操舵トルクについても高精度の予測が可能となった。

4. リアルタイムプログラム自動生成

4.1. 概要

現在 ABS, TCS(Traction Control System)を含む VSA の開発時に使用している HIL simulator の全体構成を Fig. 7 に示す。(3) 図中のHILS CPUは車体挙動の計算を行い, VSA ECU からの要求信号に対しては, I/O ボードを介して与えている。VSA ECUはその情報を基に車両ヨーイングを適切にコントロールするようなブレーキ制御信号の計算を行い, ブレーキ液圧を HILS CPU ヘフィードバックさせることで HIL simulator が成立する。

このHILシミュレーションを厳密に行いかつ適用範囲を広げるためには VSA ECU に実車同様の信号を与える必要があります。走行条件に関わらず精度の高い車両モデルの作成が要求される。

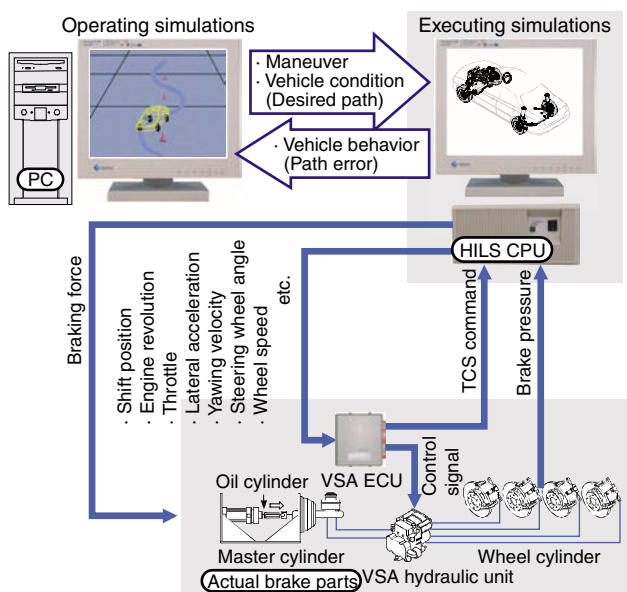


Fig. 7 Construction of HIL simulator for VSA⁽³⁾

4.2. プログラム自動生成

機構モデルから HILS CPU に直接組み込み可能なリアルタイムプログラム生成機能を開発した。自動生成プログラムを利用する利点は、非線形特性や動特性を考慮できるばかりではなく、図面情報から容易に HIL シミュレーションモデルを構築できる点にある。本研究ではこの機能を利用して、サスペンション機構単体モデルを MATLAB プロッ

クとして生成し、サスペンションストロークによるトー角変化や接地荷重を非線形として扱えることをねらいとした。

4.3. モデル構成

Fig. 8 に HIL シミュレーションモデルの構成を示す。6 自由度の車両挙動を運動方程式で表現した MATLAB モデルをベースとした。従来モデルではトー角変化マップの線形重ねあわせによりモデル化されていたサスペンション部分を、4.2 で示した自動生成されたリアルタイムプログラムに置き換えを行った。

また、計算負荷の分散を行うため、左右のサスペンションに対して並列に CPU に計算させるようにモデルの分割を行った。

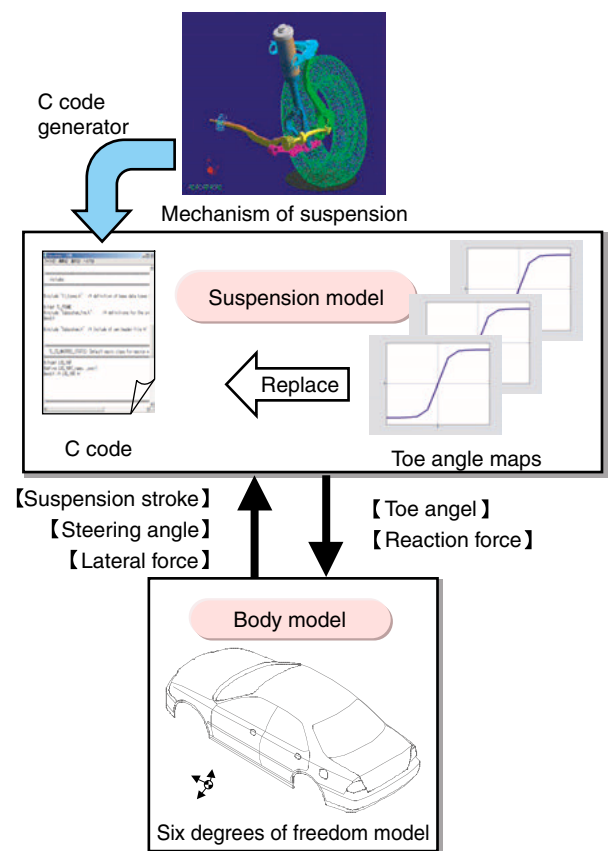


Fig. 8 Divided mechanical model

4.4. ハードウェア構成

HILS CPU 上で車両モデルのリアルタイムでの実行を実現する必要がある。今回使用した HILS CPU 内部のハードウェア構成を Fig. 9 に示す。

プロセッサボードには、PowerPC 600MHz(480MFlops)を3枚装備したマルチボードシステムを採用した。⁽⁴⁾それぞれのボードに分割された自動生成プログラムを実装する。以上の構成により、計算負荷の分散を実現し本モデルのリアルタイム計算を実現した。

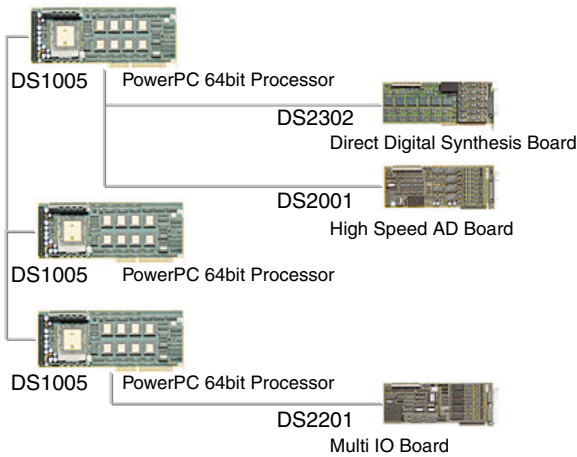


Fig. 9 Hardware layout in HILS CPU

4.5. HIL Simulator 実行結果

HIL Simulator上で、乾燥したアスファルトでの半径30mの定常円旋回を行い、従来モデル及びサスペンション機構計算を含む本モデルの結果比較を行った。Fig. 10に車両運動特性のひとつであるハンドル角に対するヨーレートゲインの比較を示す。図中の赤印は実測値のプロット、黒の実線は従来手法、また青の実線は本手法の結果を示す。

車体の横方向加速度が 0.5G を越えるような領域においても本モデルは十分な精度を保っている。従来モデルでは達成できなかった非線形特性の影響が大きい車両挙動に対しても良好な結果が確認できる。

次に、HIL simulator上での制動時における車輪速度変化のグラフをFig. 11に示す。テスト条件は乾燥したアスファルト上を車体速度50km/hで進入し制動させている。なお、ABS制御は稼働状態にある。拡大した図中に現れる車輪速度の振動は、実車テストにても同様に確認できるタイヤの前後力に対するコンプライアンス振動と考えられる。

本モデルの採用によりサスペンションの振動特性を表現することができたことを示しており、機構モデルがもつ動

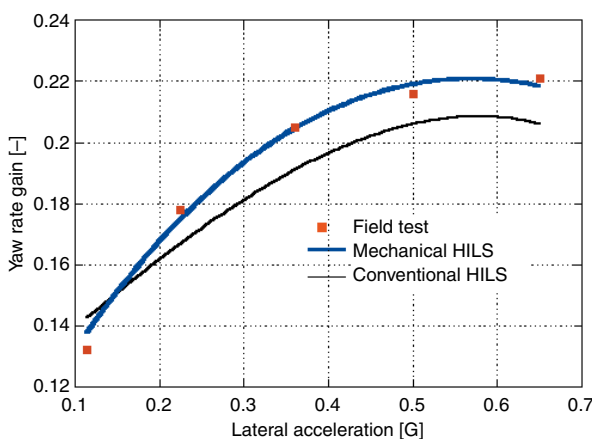


Fig. 10 Steady state circular test

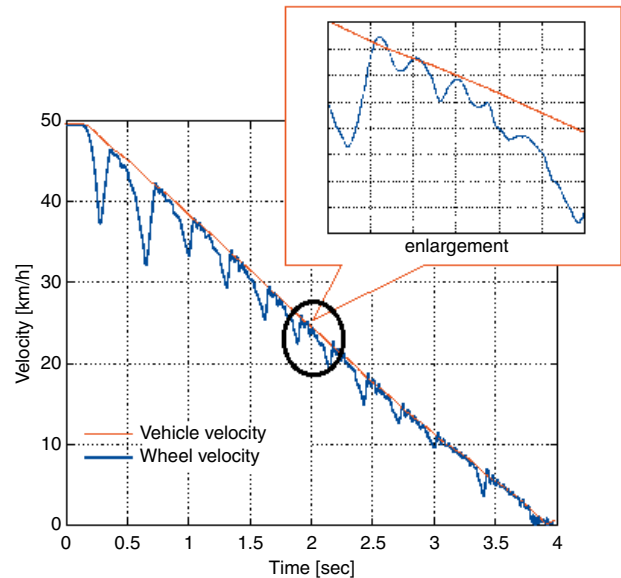


Fig. 11 Compliance vibration on mechanical HIL simulator

特性を HIL simulator においても考慮することが可能となった。

なお、Fig. 12に使用したサスペンション機構単体モデルに対して加振シミュレーションした時の前後振動における周波数応答の結果を示す。

実機と同様に 15Hz 付近に共振点を持つ振動が再現されており、自動生成したサスペンションモデルの動特性についての妥当性を確認できる。

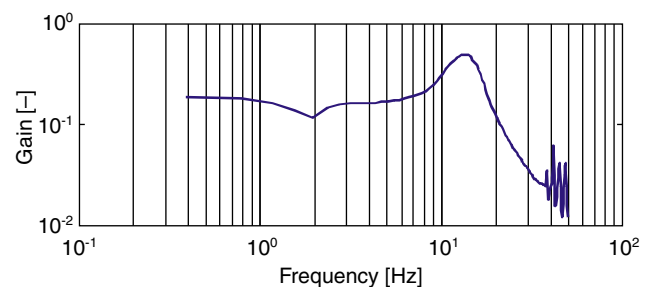


Fig. 12 Frequency response of suspension vibration on simulation

5. まとめ

機構制御デバイス動作中における車両挙動の予測を可能にするため

(1)機構制御連成シミュレーション

(2)HIL simulator 用リアルタイムプログラム自動生成の技術構築およびツール開発を行った。

結果としてサスペンション、ステアリング機構などが持つ非線形特性や動特性が制御系に対して影響する現象を予

測可能とした。さらにハンドル操舵トルクに関してもその特性をシミュレートできた。

今後は Steer by Wire などに代表されるさらに高度な車両制御デバイスについても、連成シミュレーションあるいは HIL simulator の適用を進めて行く予定である。

6. 謝辞

本研究を遂行するにあたりご協力頂いた、L M S International 社の Bill Prescott 氏及び Marcio Tokita 氏に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 玄相晃, 美多 勉: DADS/Plant と SIMULINK を利用した1脚走行ロボット“Kenken”のホッピング走行シミュレーション, MATLAB & Partner Expo 2002.
- (2) Baker,E.,Pacejka,Hans B.,Lidner L.: A New Tire Model with an Application in Vehicle Studies., SAE Paper 890087.
- (3) Ohba,T.,Takema,I.,Minami,Y.,Yokoyama,H.: Application of HIL Simulations for the Development of Vehicle Stability Assist System., SAE Paper 2002-01-0816.
- (4) Gehring J.,Schutte,H.: A Hardware-in-the-loop Test Bench for Validation of Complex ECU Networks., SAE Paper 2002-01-0801.

■ 著 者 ■



竹間 一朗



横山 浩紀

CFRP による軽量フードおよびリアスポイラの開発

Development of Lightweight CFRP Hood and Rear Spoiler

山根 保夫*
Yasuo YAMANE

桜庭 智裕*
Tomohiro SAKURABA

要 旨

車体部品の軽量化を目的として、CFRP を用いたフードとリアスポイラを開発した。CFRP が軽量素材であることに加え、樹脂系材料の特徴である成形自由度の高さを生かし、アンダーカット形状および板厚変化部を一体化することで重量増加なしに部品機能の特性を発現した。フードでは、アルミニウム素材から CFRP への素材置換により空力用エアダクト部の一体成形、およびスキンとフレームの接着接合により全体の断面係数を上げることで約30%の軽量化を達成した。また、リアスポイラでは、SMC 素材から CFRP への素材置換により、多くの曲面で構成されたアンダーカット部をパーツ分割による接合を行わず中空一体成形することで、'93年モデルに比べて大型化しているにもかかわらず約40%の軽量化を達成した。

ABSTRACT

A carbon fiber-reinforced plastic (CFRP) hood and rear spoiler were developed to achieve weight reduction in vehicle body parts. In addition to its low weight, CFRP has the high degree of freedom which is the molding characteristic of polymer materials. It has therefore been possible to integrate undercut areas with sections in which plate thickness varies to achieve the required functional characteristics with no increase in weight. Utilizing CFRP instead of aluminum for the hood has enabled integral molding of aerodynamic air ducts, and bonding of the skin and frame with adhesive joints has increased the section modulus of the entire hood, making it approximately 30% lighter. Forming the rear spoiler from CFRP rather than sheet molding compounds (SMC) has enabled the undercut section, composed of numerous curved surfaces, to be monolithic constructional molding without the necessity of joining separate parts. Thus, a reduction in weight of approximately 40% against the '93 model has been achieved, despite the increase in size.

1. まえがき

地球環境問題の対策につながる自動車の低燃費化において車体の軽量化は有効な手段である。車体の軽量化素材適用においては高張力鋼板適用率の向上が進められる一方、更なる低燃費または運動性能を商品力として重視した一部の少量生産車ではオールアルミボデーを採用し軽量化を果たしている。このような状況の中、ボデーパネルの樹脂化による軽量化も多くなされており、強化繊維を用いた外板として、ガラス繊維強化複合材料(GFRP; Glass Fiber Reinforced Plastics)の一つである SMC(Sheet Molding Compound)フード⁽¹⁾、少量生産向けの大型 GFRP 外板⁽²⁾、および、非強化材料を用いた外板として熱可塑性樹脂フェンダ⁽³⁾についての報告がある。今までの樹脂系素材は比弾性率が小さい分、アルミニウム素材に比べてその軽量化効果には限界があった。そこで、軽量化が最も重要な位置付け

となる航空宇宙分野あるいはレーシングカー分野では多く採用されている炭素繊維強化複合材料(CFRP; Carbon Fiber Reinforced Plastics)を適用することに着眼した。

しかしながら、量販車の分野で CFRP 素材を使った自動車部品への適用例は少なく、その軽量化効果、衝突安全性、耐久商品性能については未知の領域が多い。今回、少量生産車向け量販車にアルミニウム製をしのぐ軽量フードとリアスポイラを開発したので報告する。

2. 開発のねらいと考え方

自動車部品の軽量化のために効率的な素材として比弾性率に優れた材料の適用がある。Fig. 1に代表的な自動車用素材で、等価面剛性を得るための軽量化効果を示す。鋼板を100としたときに SMC は約40%、アルミニウムは約50%であるのに対し、CFRP では約67%の軽量化効果が期待

*栃木研究所

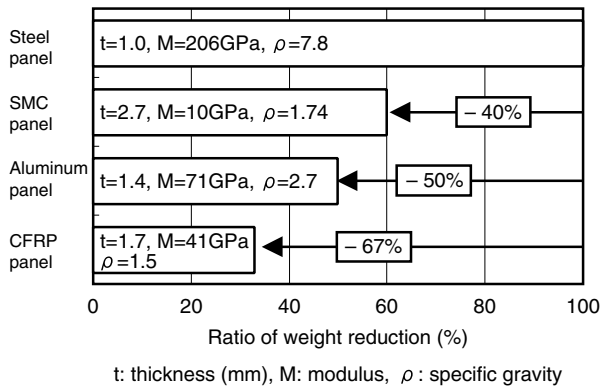


Fig. 1 Weight reducing effect with equivalent surface stiffness

できることを示している。なおこの図に用いた CFRP 板の弾性率は疑似等方積層板(面内における弾性率の等方性)⁽⁴⁾としての値である。

また、CFRP は形状自由度に優れた樹脂系素材である反面、破壊時にはぜい性を示す材料である。そこで、本開発にあたり以下の目標を設定した。

- 1) 空力用エアダクトを持つフード、およびアンダーカット部を多く持つリアスポイラのような複雑な形状に対しても、重量増加の要因となる他部品接合要素を追加することなく一体成形での軽量化を達成する。
- 2) 金属製と同等の衝突安全性能を確保する。
- 3) 金属製と同等の耐久性、商品性を確保する。

3. 材料特性

3.1. 材料仕様

成形素材には強化繊維であるカーボンファイバとエポキシ樹脂で構成された、HTA-3K 平織クロス W3101/Q195 と、織物内部に衝撃に強いアラミドファイバ(AF; Aramid Fiber)⁽⁵⁾を織り込んだ W3802/Q195(共に東邦テナックス(株)製)プリプレグ(強化繊維に樹脂を含浸させて半硬化状態にした中間基材)を使用した。

異方性材料である CFRP の繊維方向弾性率(E11)は、0°方向で最大値を示し 45°方向では約 10%程度の値となる。同様に、せん断弾性率(G12)も 45°方向で最大値を示し 0°、90°では約 10%程度の値となる。HTA-vf60%(体積含有率)での一例を Fig. 2 に示す。開発部品は全方向からの荷重入力が想定されるため疑似等方積層を基本構成とし、部品要求機能に合わせてクロス材の補強積層の追加を行なった。

3.2. 積層構成と材料特性

フードでは、軽量化目的の薄肉化と部品機能を両立させるために以下のような積層構成とした。

フードスキンは全 6 層の内、ワックス作業時などの面剛性の均一化を図るために CF クロス 4 層での疑似等方積層を基本構成とし、中間層には±45°方向に AF を織り込

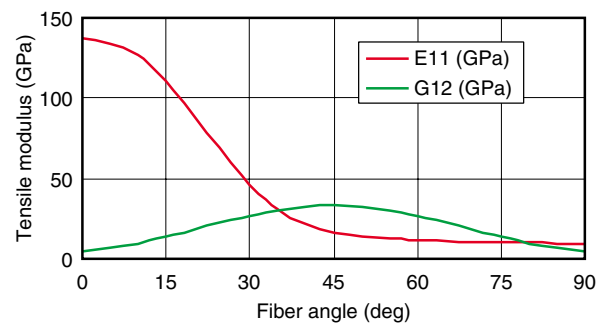


Fig. 2 Anisotropy of CFRP

だプリプレグを 2 層積層した。この積層構成は、±45°方向には強く、正面方向からの衝突入力に対しては壊れやすい構成となっており、AF 層は衝撃破損時の飛散防止の役目をはたしている。また、フードフレームは全 4 層の内、軽衝突での入力に対しては 0°および 90°の CF クロス 2 層で前後方向の強度を重視した積層構成とすることで対応し、フード開閉時のねじれ剛性は設計形状で最適化を図った。さらに、スキンと同様の目的で AF を織り込んだプリプレグを積層している。

リアスポイラでは全 4 層の疑似等方積層を基本構成としているが、中央ウィング部には空力によるたわみ方向に 0°、90°層を追加して剛性を高めている。

フードおよびリアスポイラの積層構成と基本性能を Table 1 に示す。

Table 1 Typical properties of several parts

		Hood skin	Hood frame	Rear spoiler
Stacking sequence		[±45/0,90/±45 (CF/AF)]S	[0,90/±45 (CF/AF)]S	[±45/0,90]S
0°, 90°	Flexural modulus (GPa)	30	26	45
	Flexural strength (MPa)	890	850	1300
±45°	Flexural modulus (GPa)	41	14	45
	Flexural strength (MPa)	1150	450	1300
Fiber content (vol %)		50	50	50

3.3. 積層ラップ部の材料特性

クロス織のプリプレグを用いる積層板では、その織物巾が約 1000mm であるため、その巾を超える部品を成形するにはプリプレグ同士をラップさせて物性の低下を避ける必要があるが、ラップ長をあまり長くするとその分材料の使用量が多くなり重量増加につながる。そこで、重量増加を最小限にするため 25mm 巾でラップ長を変化させたテストピースによる引張りせん断試験を行ない、ラップ長の最適値を求めた。積層の断面状態を Fig. 3、結果を Fig. 4 に示す。この結果より積層におけるラップ長は 10mm 以上、15mm 以下を設定した。

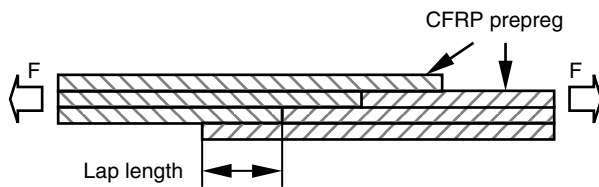


Fig. 3 Shearing testing

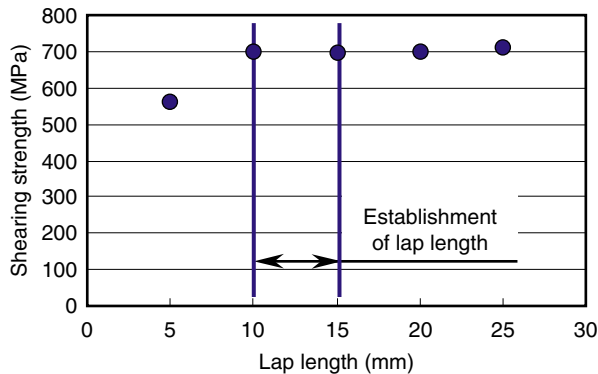


Fig. 4 Lap length vs shearing strength

3.4. 金具取り付け部のクリープ特性

積層構成の複合材料は、面外方向(面に対し直角方向)の熱膨張率が金属材料より大きいために、締結部に鋼製ボルトを使用する場合は熱クリープによるボルトの緩みが課題となる。Table 2 に金属材料と CFRP 積層板の熱膨張率を示す。

Table 2 Coefficient of linear thermal expansion

Material	CLTE ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)
Steel	$11.6 \times 10\text{E-}6$
Aluminum	$21 \times 10\text{E-}6$
CFRP (vf 50%)	(vertical) $40 \times 10\text{E-}6$
	(horizontal) $0.1 \times 10\text{E-}6$

CFRP 積層板の面外方向はアルミニウムの約2倍の熱膨張率となる。そこで、CFRP 積層板と量産アルミニウム製フードフレーム該当部の熱クリープ性能について、以下の実験により比較した。2.0, 2.9, 3.7mm厚に成形したCFRP 積層板を、締結部の面圧を下げるために部品に適用可能なサイズである $90 \times 25 \times 2.0\text{mm}$ のスチフナ板で挟み、M6 ボルトを規定トルクの上下限である $7\text{N}\cdot\text{m}$, $12\text{N}\cdot\text{m}$ で締付けた。また、比較として2.0mmのアルミニウム板を、直径18mm の M6 用ワッシャで挟み CFRP 板と同様に締付けた。その状態で両者に -40°C , 80°C の冷熱サイクル負荷を加え、ボルトの残留軸力を測定した。

実験に用いた CFRP の試験片を Fig. 5 に示す。また、締結部の代表例として CFRP フレームをアルミニウム製スチフナで挟み、ボルトにより固定するフードロック部の構造を Fig. 6 に示す。

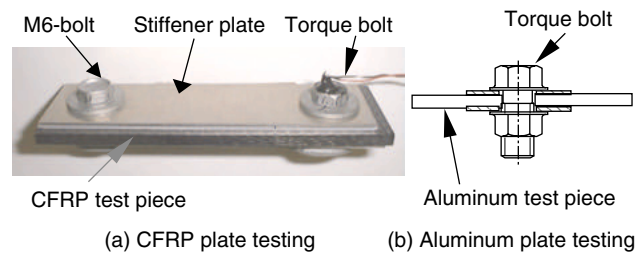


Fig. 5 Creep test piece

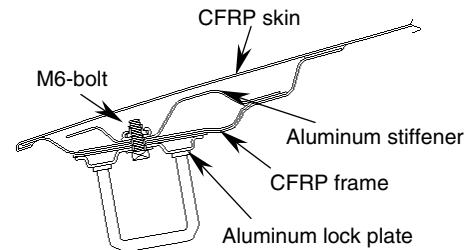


Fig. 6 Section of CFRP hood lock

Fig. 7 に実験結果を示す。CFRP 積層板およびアルミ板ともに1サイクルの負荷でほぼ初期クリープを終え、その後定常クリープ域に到達する。また、CFRP 積層板は厚いほど残留軸力は大きくなっており、これは積層板の表層部でクリープを吸収しているものと思われる。結果として、スチフナにより面圧を下げた CFRP 板は、締付けトルクの上下限でアルミニウム板より高い残留軸力を維持しており、2 mm以上の板厚であれば十分なクリープ強度をもつことが分った。

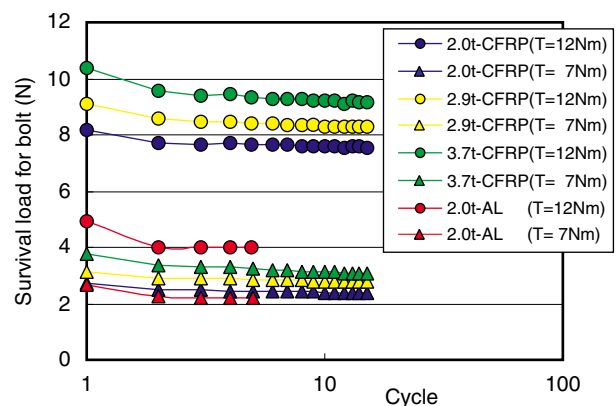


Fig. 7 Creep test results

4. 製法の検討

少量生産車向けの部品を作る製法としては、型費などを抑えられるハンドレイアップ法(HLU; Hand Lay Up)が有効である⁽²⁾。以下に HLU 法の一つであるプリプレグを用いたオートクレープ法(A/C; Autoclave)の手順について紹介する。

基本手順は以下の6工程からなる。その作業工程の一部を Fig. 8 に示す。

- (1) 規定の寸法に材料を切断するプリプレグ裁断工程
- (2) 離型処理した型にプリプレグを張り込む積層工程
- (3) 材料保持、型転写のためのバギング工程
- (4) プリプレグを加圧、硬化させる A/C 工程
- (5) 脱型工程
- (6) トリミング工程

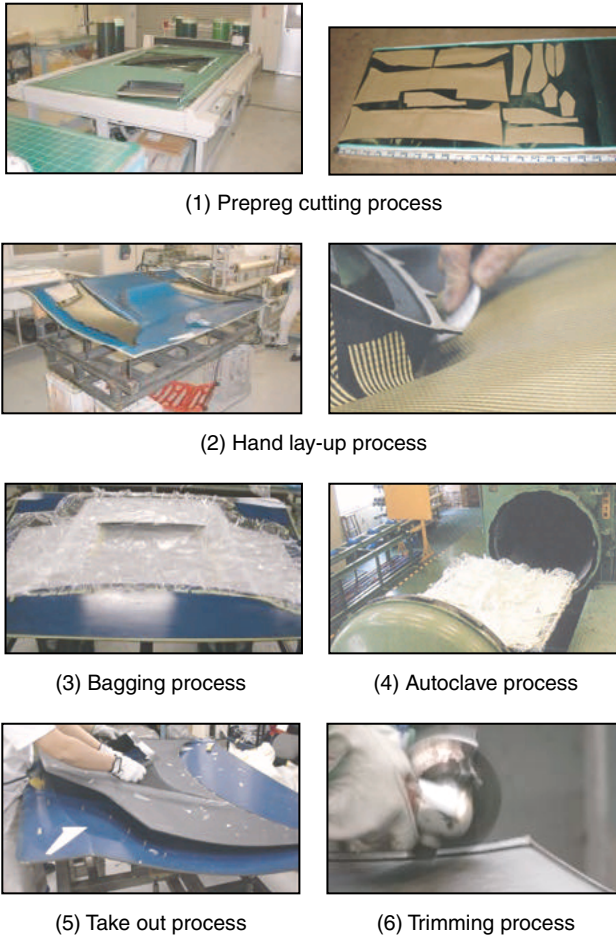


Fig. 8 A/C method

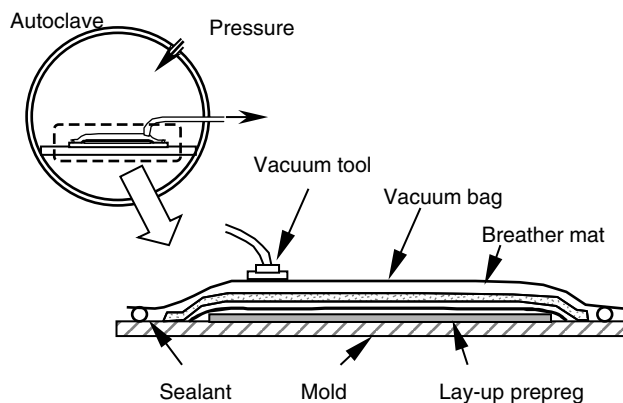


Fig. 9 Outline of A/C

Fig. 9 に A/C 法の概略, Fig. 10 に代表的な成形条件例を示す。一般的に A/C 法では薄いプリプレグを数枚積層して規定の厚さにするために、積層間に空気が残る場合がある。そこで積層されたプリプレグ全体を耐熱バッグフィルムで包み込み、内部を真空ポンプを用いて減圧しながら内部に残留した空気を除去し、加熱されたプリプレグの樹脂粘度が下がった時点で、A/C 内を加圧することで更に残留空気を微細化分散、または出来るだけ除去する。また、A/C 内圧力により材料を成形型に押付けることで転写性を上げることができる。

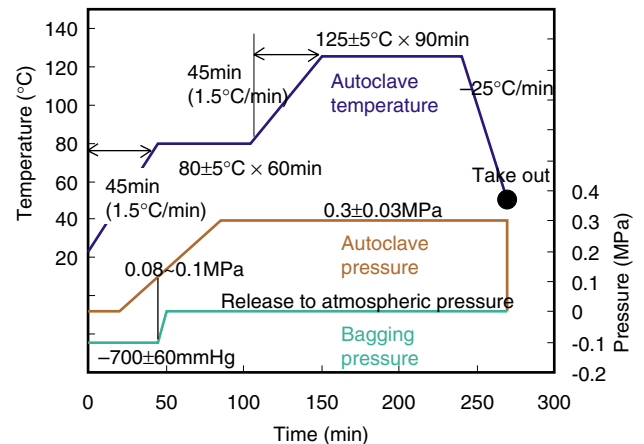


Fig. 10 Outline of cure cycle

5. 部品構造

5.1. フード

フードには軽量化をはじめ、押付けた際のペコ感や開閉時の剛性に関する商品性、および衝突安全性能などが要求される。

フードの基本構造を Fig. 11 に、完成品外観を Fig. 12 に示す。基本板厚は、スキン側が1.2mm、フレーム側が0.8mmで構成されている。また、ヒンジ、ロック部の金具取付け部は補強のため2.2mmに厚肉化している。金属製のフードに対し、スキンとフレームフランジをじかに接着することで全体の断面係数を上げる構造として軽量化効率の向上を図った。また、開発フードにはフロントダウンフォースを発生させるためにエアダクトがつけられている。従来の金属性フードにこのような穴をプレスであける場合、その外周に別物の樹脂部品を追加するのが一般的であるが、成形型を分割することで一体構造とし継ぎ目の無い美しい仕上がりとなり軽量化を両立させた。

また、フードには衝突時にキャビンへ侵入しないこと、および分断しないことが要求されるために、設定した部位で積極的に折り曲げる必要がある。しかしながら、CFRP はバネ要素としての特性を備えており、荷重入力に対して大変形とともに大きなエネルギーを蓄え、最終的にはもろく破

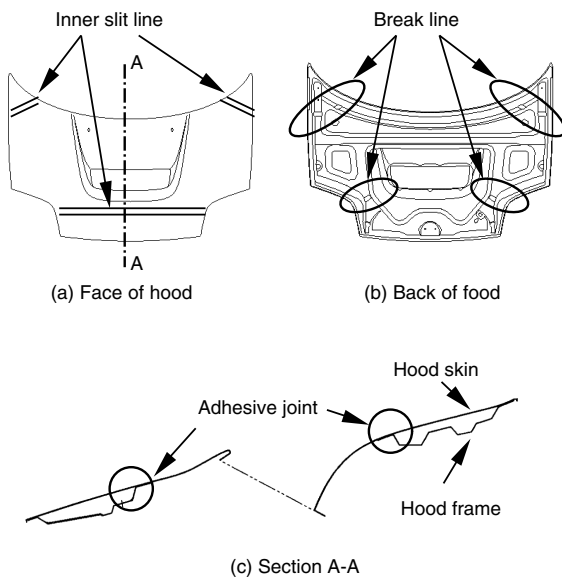


Fig. 11 Structure of CFRP hood



Fig. 12 External view of CFRP hood

壊する。したがって、フレーム側には金属製フードと同様に折れビードを配置して任意の個所で積極的に折る構造とし、また外観商品性上折れビードを配置できないスキン側には、フレーム折れビード付近のスキン積層の一部にスリットを入れ、該当部のスキン強度を作為的に弱めることで積極的に折る構造とした。また、スキン、フレームともに積層内部へ耐衝撃特性に優れる AF を積層したことにより、衝突時におけるフードの分断を防止している。

5.2. リアスポイラ

構造体を軽くするには素材物性の向上はもとより、接合に使われるボルト、接合フランジ、接着剤を廃止することも大きく寄与する。多くの微妙な曲面で構成されたリアスポイラにおいては、個々の部分パーツをつくり、つなぎ合わせて完成させるのが一般的である。しかしながら、パーツ数増加にともない接着部が多くなる分、重くなってしまう。本開発では、成型型を軽量でハンドリング性の良い FRP 製とすることで型の分割を容易にし、スポイラ成形品に対して接

合に要する重量の無駄を全て排除した中空一体構造にチャレンジした。

基本構造は、現在市販されているスポイラの多くに採用されているブロー成形構造をもとに本形状を CFRP で実現させた。この技術により、個別部品での接合構造では実現不可能なデザインを成立させ、空力特性の向上とともに斬新な意匠性を現実のものとした。

スポイラの基本断面構造およびインサートボルト部の固定状況を Fig. 13 に、完成品を Fig. 14 に示す。基本板厚は 0.8mm、ウィング部が 1.0mm で構成されており、車体への取付けボルトは成型型で位置決めしたあと、四角形のボルト頭部を成型基材ではさみ込む構造をとることで、抜け荷重、回転トルクに対する性能を保証している。

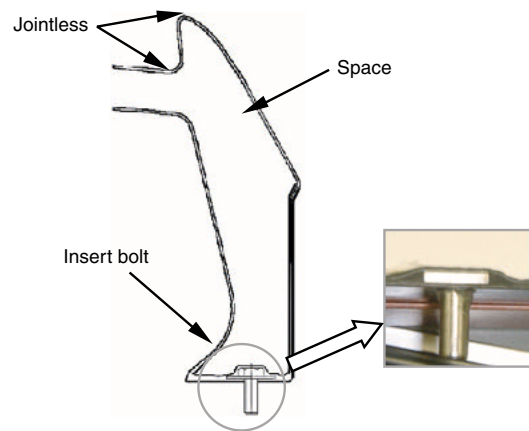


Fig. 13 Section of rear spoiler



Fig. 14 External view of CFRP rear spoiler

6. 部品性能

CFRP 製フード、リアスポイラは温度による寸法変化がほとんどないが、これらを取付ける車体側は熱膨張率の大きいアルミニウムで構成されている。そこで、環境の温度変化による合わせ建付けへの影響を確認するため、次のような実験を行った。代表としてフードの結果を示す。

高温側の条件として、赤外線ランプを用いてフードの表

面温度が 80℃付近となるように設定し、4 時間以上経過後の寸法変化量を測定した。また、低温側の条件として-30℃の雰囲気温度下で高温時と同様に寸法変化量を測定した。寸法変化の基準にはフェンダを用い 100mm ピッチのポイントを測定した。Fig. 15 にテスト状態と測定ポイントを示す。

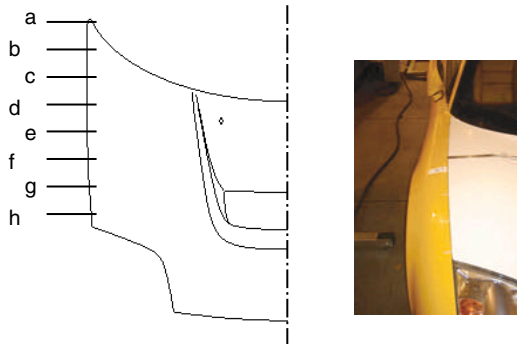


Fig. 15 Measurement points for dimension change

結果を Fig. 16 に示す。フードとフェンダ間での発生隙間は、高温時の最大隙間で 0.6mm(部位 h)，低温時においても 0.6mm(部位 f)程度であり、外観商品上問題とならないレベルであることが確認できた。

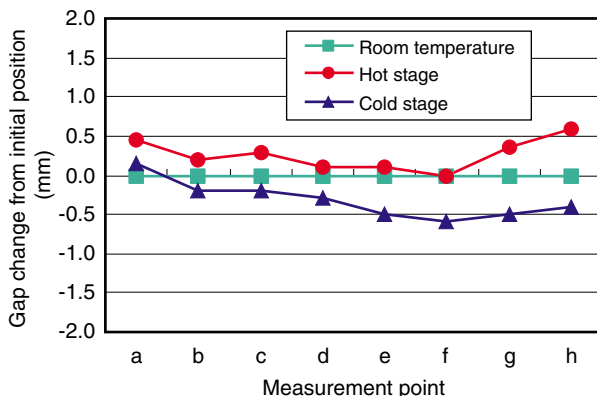


Fig. 16 Gap change in hot-cold cycle test of CFRP hood

7. まとめ

車体軽量化の一手段として CFRP 材料の異方性、および樹脂の形状自由度を生かした外装部品を開発した。フードの製品重量は 4.2kg でアルミニウム製に比べて 30%の軽量化を達成し、リアスポイラの製品重量は 93 年モデルの軽量 SMC 製に比べて大型化しているにもかかわらず 2.3kg に抑えることができ 40%の軽量化を達成した。

同時に本開発を通じて以下の知見が得られた。

- 1) 衝突安全に対しては、金属と同様にフレーム側の折れビード形状で破壊の起点を設定できるとともに、外観商品上において形状要素が取り入れられない箇所につ

いては、積層構成の中にスリットを設定し材料の強度を作為的に弱くすることで、外観を損うことなく破壊の起点を設定できる。

- 2) 板厚方向で大きな熱膨張を示す積層材料であっても、金属ボルトによる機械締結の保証が可能である。

8. あとがき

炭素繊維複合材料は自動車部品の軽量化に絶大な効果を発揮する。少量生産車といえどもフラッグシップカーである 02 年モデルの NSX type-R に標準部品として搭載できたことは、自動車軽量化技術に対する大きな飛躍であると考えられる。今後はこの高価といわれて久しいカーボン素材でいかに効率良く生産し大量生産車に搭載できるかが大命題であるにとらえ、将来一般的な軽量素材として世に送り出せば幸いである。

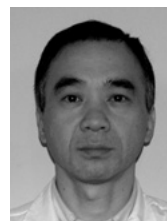
謝 辞

本開発にあたり、絶大なる御協力を頂きました東邦テナックス(株)、八千代工業(株)、はじめ社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 野村孝夫ほか：自動車 SMC 外板開発の現状と将来，自動車技術，Vol.43, No.6, p.32-38 (1989)
- (2) 西山公人，江井良治，加藤良幸，石橋一穂：大型外装樹脂部品の少量生産技術の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.173-178 (April 1999)
- (3) 竹内 淳：ボデーパネル用 ABS/PA6 ポリマアロイの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.183-188 (April 2000)
- (4) 福田 博ほか：第 5 章平板の面内問題・積層板の面内剛性，複合材料の力学序説，東京，古今書院，1989 年初版，p.91-98
- (5) 植村 益次ほか：第 1 章 素材と材料特性，FRP 構造設計便覧，(社)強化プラスチック協会，1994 年初版，p.1-12

■ 著 者 ■



山根 保夫



桜庭 智裕

High-Scratch Resistant Polypropylene for Instrument Panels

Bryan CERRA*

Corey MCENHILL*

ABSTRACT

要 旨

In an effort to reduce cost and foster an all-olefin material direction, a polypropylene material has been developed to perform without paint in applications traditionally requiring paint. An existing instrument panel polypropylene's scratch resistance has been enhanced by talc encapsulation, increased surface lubricity and reduced talc particle size. The additive loadings and types were balanced with physical property performance and material cost. Mold flow analysis and a sequential valve gate molding process were used to optimize the part appearance. The result is an impact-modified polypropylene with scratch characteristics equivalent to painted polypropylene with a minimal cost increase.

コスト低減及びオールオレフィン化を促進するため、従来は塗装が必要であったインストルメントパネル素材に対し、無塗装でも適用可能な PP 素材を開発した。無塗装化で懸案となる耐傷付き性の向上対策として、タルクのコーティング、潤滑性の更なる付与、タルクのサイズダウン等を行った。この際、添加剤の種類及び添加量は、効果と機械的特性及びコストを考慮して決定した。その結果、耐衝撃性に優れ、無塗装でも塗装と同等レベルの耐傷付き性が得られる安価な PP 素材を開発することが出来た。部品適用に際しては、シーケンシャルバルブゲートの適用と合わせて、流動解析によりウェルド、フローマーク等の最小化を行ない、外観を向上させた。

1. Introduction

Injection-molded polymers are the preferred construction for most interior parts. Instrument panels, however, have traditionally used skins or paints to cover their injection-molded retainers in order to meet quality expectations (scratch resistance, weld lines, etc.). In response to cost and weight reduction initiatives, the skin construction has given way to a painted polymer construction. The use of semi-crystalline polymers has made this construction expensive because special paint formulations are required to meet the instrument panel quality expectations. These circumstances have created an opportunity to reduce cost by eliminating paint. This opportunity has been successfully seized on small segment vehicles in the European and Japanese markets. However, seizing opportunities on full-size vehicles is more difficult due to the higher quality expectations.

Thus the goal was to develop a polypropylene that does not require paint to meet full-size vehicle quality expectations without increasing the polymer's cost.

Injection-molded instrument panels are generally one-piece designs, however, some models use multi-piece designs that provide an opportunity to remove paint

selectively. Removing the paint from vertically oriented parts and not the horizontally oriented parts prevented the material from being subject to veiling glare requirements. Thus, the objectives became, in order of priority: scratch resistance, mold shrinkage, physical properties, molded-part appearance and cost.

2. Methodology

The primary concern with mold-in-color applications is scratch resistance. Paint prevents the base material from being scratched and increases the scratch resistance of the construction. To increase the scratch resistance of the substrate material to a level that does not require paint, two methods were considered; decreasing the size of the scratch and hiding the scratch ⁽¹⁾. Increasing the hardness and surface lubricity will decrease the size of the scratch. However, increasing the material's hardness was found to diminish the overall quality and increase the cost without a significant improvement in scratch resistance and was therefore abandoned. Encapsulating the talc, reducing the talc particle size and optimizing the talc's adhesion within the polymer matrix helps to hide the scratch. The final strategy was to hide the

* Honda R&D Americas, Inc.

scratch as mentioned above and decrease the scratch size by increased surface lubricity.

The mechanism of scratching a polymer was analyzed. This analysis determined how to characterize a material's scratch susceptibility, provided an approach to additive selection and identified appropriate scratch test equipment. The depth and color of the scratch were used for characterization and two pieces of test equipment were used; the Taber scratch machine (Fig. 1) and the Five-finger scratch machine (Fig. 2).

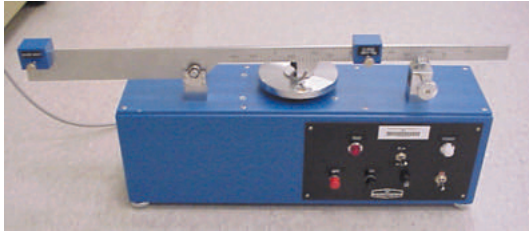


Fig. 1 Taber scratch machine

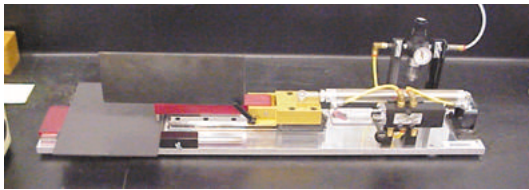


Fig. 2 Five-finger scratch machine

Exposed talc and titanium dioxide (TiO_2) are the primary contributors to the white appearance. Encapsulating the talc and increasing the interfacial bond strength between the talc and the polymer, minimize the white appearance. Optimizing the dispersion prevents significant exposure of the TiO_2 (Fig. 3).

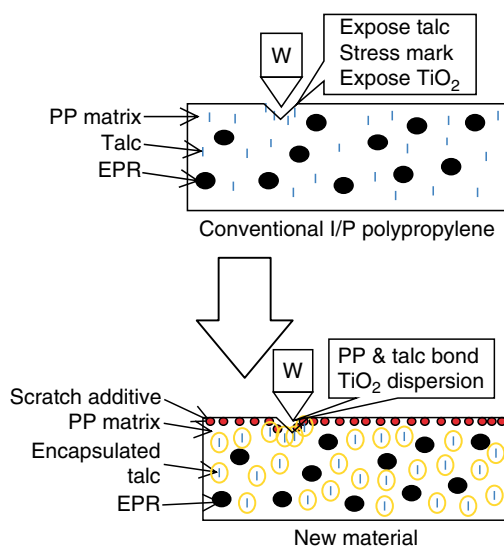


Fig. 3 Scratch mechanism

Optimizing the molding process and the gate configuration was intended to minimize appearance defects (weld lines, flow marks, etc.).

3. Results

The scratch was characterized by whitening ⁽²⁾. That is, the depth of a scratch is intrinsic to the polymer family and not the grade. This ideology coincides with our conclusion to not increase the material's hardness.

To create the final formulation, several additives and additive combinations were considered. Additives A through E were evaluated as well as pigment-dispersing agents and talc. Additive A successfully increased the surface lubricity, however it also increased the cost, decreased the molded-part appearance and decreased the flexural modulus. Additive B strengthened the polypropylene's bond to the talc, which minimized the talc's contribution to a white appearance after being scratched. A loading range of 1.2 – 2.0% was optimum for maintaining the molded-part appearance and increasing the scratch resistance (Fig. 4).

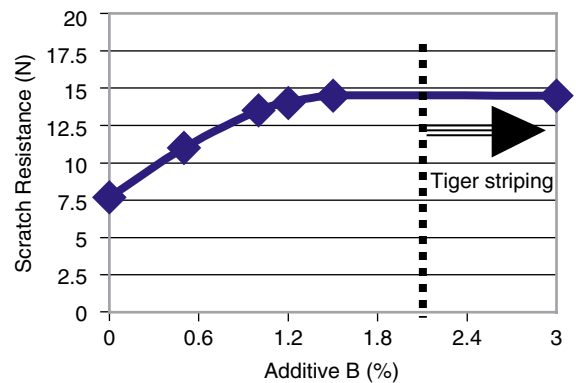


Fig. 4 Scratch resistance vs. additive B (with D)

Additive C aided surface lubricity but increased our haze percentage beyond the maximum value that meets the fogging target and was canceled. However, additive D increased the surface lubricity while having a lesser effect on the fogging level (Fig. 5).

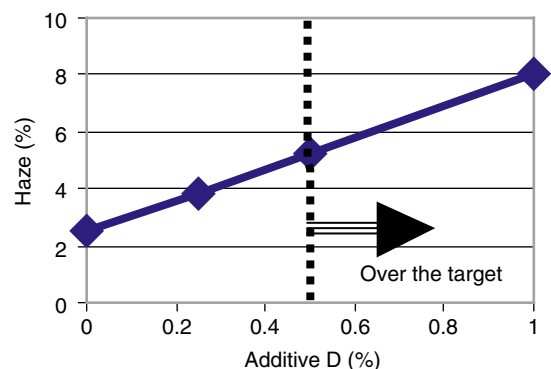


Fig. 5 Fogging vs. additive D

A loading range of 0.2 – 0.5% of additive D is sufficient to optimize scratch resistance and fogging performance (Fig. 6).

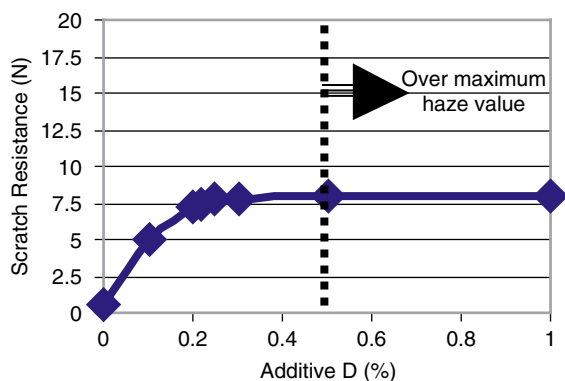


Fig. 6 Scratch resistance vs. additive D

Additive E increased the material's crystallinity and minimized the amount of whitening caused by stress. However, Additive E does affect the physical properties (Fig. 7).

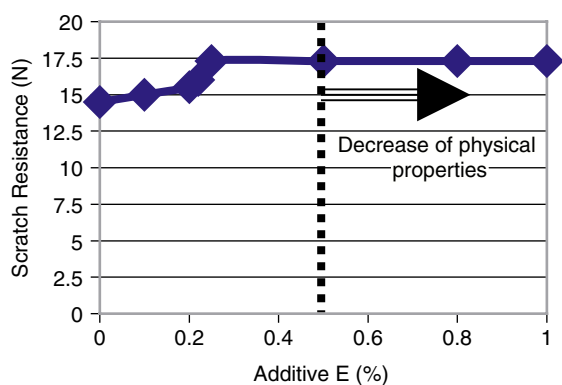


Fig. 7 Scratch resistance vs. additive E (with B & D)

A loading range of 0.2 – 0.5% of additive E is optimum for meeting the flexural modulus target while maximizing the scratch resistance (Fig. 8).

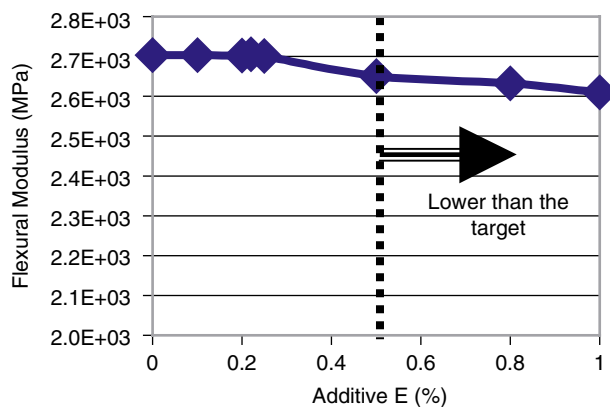


Fig. 8 Flexural modulus vs. additive E (with B & D)

Of the target colors, Fern (G59L) and not gray (NH361L), exhibited the most whitening when scratched. Light colors, such as Fern, contain more TiO₂ than dark colors and thus have a higher probability to whiten when scratched. The primary causes are poor dispersion of the TiO₂ and the talc particle size. Therefore, the magnesium stearate pigment-dispersing agent was replaced with a more effective high-density polyethylene pigment-dispersing agent. The monomer molecular weight was reduced by 96%. Additionally, the talc particle size was reduced from 7mm to 2mm. These changes improved the Fern's scratch resistance from 13N to 17N and did not adversely affect physical performance.

Table 1 summarizes the final formulation.

Table 1 New material formulation consideration

Constituent	Description	Benefit	Limitation
Additive A	Siloxane	Increases surface lubricity	Increased cost, reduced physical properties & poor appearance
Additive B	Grafted polyolefin	Talc bonding (+6N)	>2% loading yields tiger stripes
Additive C	Fatty acid amide	Increases surface lubricity	Increased cost and poor fogging
Additive D	Fatty acid amide	Increases surface lubricity (+2N)	Increased cost and >0.5% loading yields NG fogging values
Additive E	Petroleum resin	Maintain physical properties and reduces stress whitening (+2N)	>0.5% loading yields NG flexural modulus values
Dispersion Agent	Polyolefin	Improved dispersion of TiO ₂ and additives (+1N)	None foreseen
Talc	Reduced particle size	Minimizes the potential for talc exposure (+3N)	>70% reduction affects physical properties

The aforementioned formulation yields a Five-finger scratch performance improvement of 3N to 17N over convention polypropylene as depicted in figures 9 and 10 respectively.

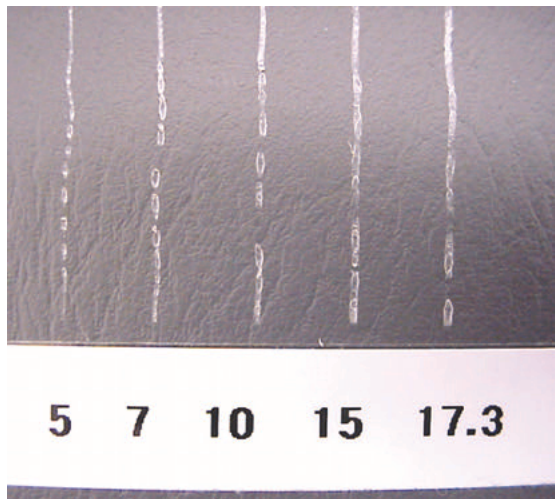


Fig. 9 Conventional TPO

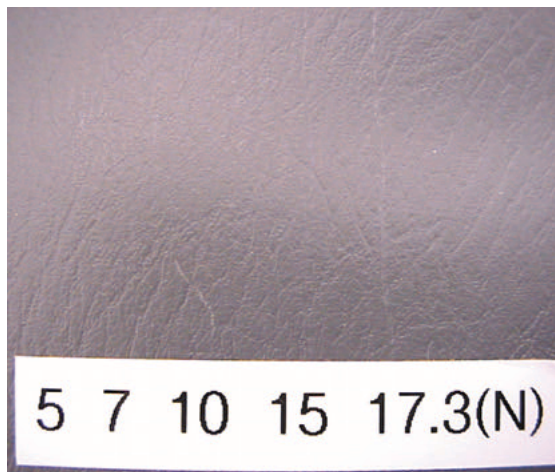


Fig. 10 New material

While realizing the scratch resistance improvement, the target physical properties were maintained (Table 2).

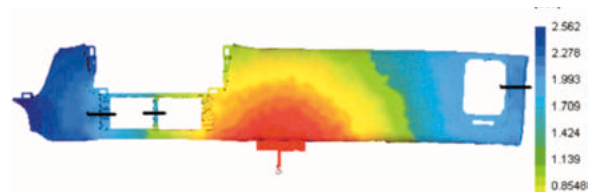
Table 2 Key physical properties

Property	Units	Honda I/P target	New material
Izod Impact Strength (-30°C)	J/m	44	45
Tensile Strength	Mpa	23	23
Flexural Modulus	MPa	2780	2700
HDT (0.45MPa)	°C	131	131
Density		1.06	1.06
Scratch Resistance	g	200	800
Fogging	%	4.2	4.1

4. Part Performance

4.1. Molded-part Appearance

The molded-part appearance of the conventional polypropylene and the new scratch-resistant polypropylene were evaluated using a mass production Side Sill Garnish tool. An injection machine capable of sequential valve gating was selected to take advantage of the latest technology. A mold-flow analysis was used to optimize gate design and locations for the final tool. The straight black lines in figures 11 and 12 indicate weld line locations. The initial $10 \times 1.5\text{mm}$ fan gate design resulted in three weld lines (Fig. 11).

Fig. 11 One $10 \times 1.5\text{mm}$ fan gate

The final gate arrangement consisted of an 8mm bore channel, one 10×1.5 fan gate and three $5 \times 1.5\text{mm}$ valve gates (Fig. 12).

Fig. 12 One $10 \times 1.5\text{mm}$ fan gate and three 5×1.5 valve gates

This arrangement resulted in two weld lines placed in the least observable regions. A melt temperature of 210°C and mold temperature of 60°C were found to be acceptable. Additionally, fill time, cavity pressure, and feed configuration were optimized to minimize the weld line's appearance and control their positions (Fig. 13).

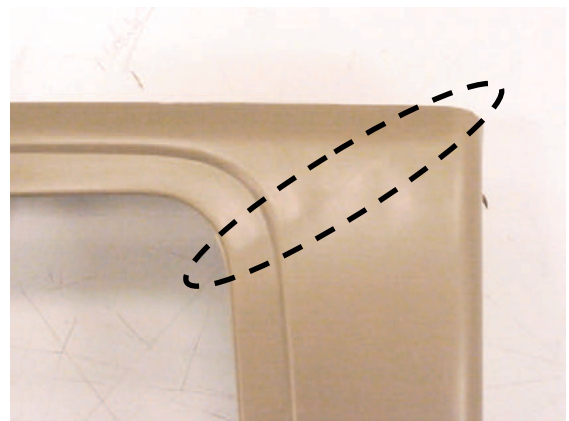


Fig. 13 Mass-production tool without grain

The mass production tool was not grained before development was scheduled to finish and the Side Sill Garnish grain was not deep enough to predict weld line appearance in an instrument panel grain (H-280C; 80m). In order to make this prediction in time for mass production, a weld line was introduced into a plaque having the H-280C grain on one side and no grain on the other. The weld line on the non-grained plaque was matched to weld line on the non-grained injection-molded parts. The weld line on the flip side of the plaque with the H-280C grain was used to predict the appearance on grained parts. As predicted, the mass production part meets all the appearance requirements. (Fig. 14).

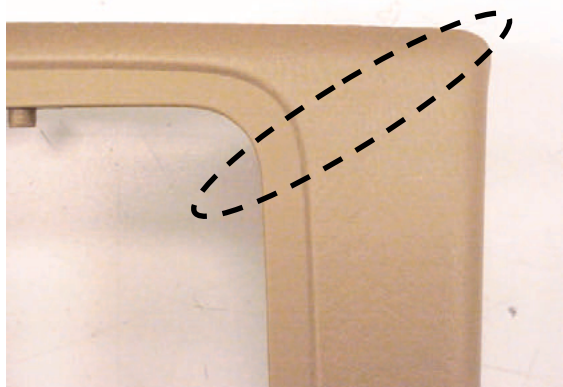


Fig. 14 Mass-production part with grain

The appearance of weld lines in the new material is no more noticeable than that of the conventional material. Therefore, the new material obeys the standard theory that deep, animal-like grains will make weld lines

The tiger stripe appearance was removed by eliminating an additive that was incompatible with the polypropylene (Additive A), implementing sequential-valve gate molding and optimizing the mold temperature.

The new material can be painted using Honda's solvent or water-based paint systems at recommended bake conditions for low-gloss Honda colors ⁽³⁾.

4.2. Part Testing and Application

The physical properties of the new material matched those of materials that have met our cold-impact and thermal cycle requirements using similar designs. Once the formulation was stable enough, parts were molded and then evaluated for cold-impact and thermal cycle performance.

The parts molded in the mass production tool performed as expected in the instrument panel assembly; passing the cold-impact and thermal cycle requirements. A nominal wall thickness of 2.5 mm was sufficient for this material to meet the aforementioned standards. This material has been applied to the Honda Pilot's mid panel parts (Fig. 15, 16).



Fig. 15 DR Mid Panel



Fig. 16 AS Mid Panel

5. Conclusion

Through formulation optimization a high-scratch resistant polypropylene material for instrument panels has been developed.

- (1) Impact-modified polypropylene's scratch resistance improved from 3N to 17N.
- (2) The per/pound cost was not increased.
- (3) The molding characteristics were not adversely affected.
- (4) The physical property performance was not adversely affected.
- (5) The part performance was not adversely affected.
- (6) The part cost was reduced by 80% (S9VA AS/DR Mid Panels; figure 14 and figure 15).

The next generation of this material will be engineered to meet instrument panel veiling glare and visual feeling targets.

6. Acknowledgments

We appreciate the efforts of Color & Composite Technologies and Greenville Technologies.

7. References

- (1) Sakumoto, S.: Advanced and improved Scratch Technologies for Molded-in-color Polypropylene Interior Parts, ITB Automotive Interiors 2002, March, 2002.
- (2) Wolske, K., Anthony, K., Pollo, M., Tan, F., and Taylor, S.: Effect of Composition on the Scratch Resistance of Filled TPOs, SPE Automotive Global TPO Conference 2001, October, 2001.
- (3) Kamei, S.: Innovative Thermoplastic Paint Process, SAE Paper 2001-01-0360, March, 2001.

■ 著 者 ■



Bryan Cerra



Corey McEnhill

低コスト防錆顔料を用いた鉛フリー電着塗装の開発

Development of Lead Free E-coating with Low Cost Anti-rust Pigments

森 下 洋 行*

Hiroyuki MORISHITA

金 子 勝 吉*

Katsuyoshi KANEKO

要 旨

車体下地塗装であるカチオン電着塗装の鉛フリー化の取組にあたり、鉛成分の削減による防錆性能低下や塗料コスト上昇等の懸案点を解消し、自動車塗装ラインへの導入を容易にする新規電着塗装を開発した。技術内容は、防錆機能を担う低コストな新規防錆顔料、塗膜を形成する基体樹脂の性能向上技術、塗装作業性と塗装外観の悪化影響を防止するための析出塗膜の粘性制御技術、塗料コスト抑制のための顔料配合技術などである。

ABSTRACT

A new electrocoating has been developed as part of the ongoing efforts to move towards the use of lead-free cationic electrocoatings as auto body primers. The new e-coat dispels concerns such as increased cost and inferior rust protection due to the absence of lead, and will be able to be easily introduced to automotive production lines. Several technologies were necessary for this development: new corrosion inhibitors, essential for rust protection; improvement of the performance of the base resin of the paint film; methods to control the viscosity of the deposited film in order to prevent deterioration of the workability and the appearance of the paint; and optimization of pigment mixture to control costs.

1. 研究のねらいと課題

地球環境の保護保全の観点から、自動車製造においても環境に対する有害物を削減する社会的ニーズが高まっている。これに対し、従来ボデー塗装に用いられてきたカチオン電着塗装には無機鉛化合物を配合しており、その削減が望まれた⁽¹⁾。本研究の目的は廃車リサイクル時の環境負荷を低減するために、鉛フリーの電着塗装を実現することである。

既存塗料において鉛成分は、無機鉛化合物顔料の形で塗料に添加されている。その機能は、鋼板に対する防錆機能と、塗膜樹脂の硬化反応時の硬化促進触媒としての働きである。このため、単純に鉛成分の添加量の削減を行うと、防錆性能や塗膜硬化性が低下した。

従来の鉛フリー電着塗装では、この機能を維持するために代替物質としてビスマス系顔料を導入したが、原料が高価であることから、塗料コストの上昇が課題となっていた。このため、本研究では以下を目標とした。

- 1) 環 境 適 性：鉛成分の添加をゼロとすること。
- 2) 塗 膜 性 能：従来塗料と同等の防錆性能、物理性能、塗膜平滑性、耐久性を有すること。
- 3) 作 業 性：現行塗装ラインに導入が可能であること。
- 4) 塗 料 コ ス ト：従来塗料と同等以下であること。

2. 新規防錆顔料の開発

2.1. 従来防錆顔料の機能

既存のカチオン電着塗料に配合している鉛系顔料の防錆メカニズムは、被塗物鋼板表面を不動態化して腐食の進行を抑制することと、塗膜を通過する腐食因子(塩素イオン等)を捕捉して鋼板界面への到達を抑制することである。

鉛の不動態化のメカニズムは下記のように説明される。すなわち、電着浴中にイオン化した鉛成分が電気分解時に被塗物表面に電析し、金属酸化皮膜を形成する。この皮膜が鉄の表面電位を貴にシフトさせ、不動態に保つ働きをする⁽²⁾。

*栃木研究所

従来の鉛フリー電着塗料では代替顔料として鉛系顔料と同様の働きをするビスマス系顔料を配合している。表面にこれらの金属を電析させた鋼板の腐食電流の測定では、ビスマス系は鉛系とほぼ同様な不動電位域を持つ⁽²⁾。複合腐食試験(CCT)によって塗膜防錆性能を評価した結果を Fig. 1 に示す。同図からビスマス系顔料を配合して従来塗装と同等の性能を得るためには、配合量を少なくとも1.5wt%とすることが分かる。この配合量は従来の鉛系顔料とほぼ等量であるが、ビスマス系顔料は原料が高価であることから塗料としての経済性は著しく低下した。このため、本研究においては、ビスマス系顔料に替わる経済性に優れた新規顔料を開発し、高価な原料の配合量削減を検討した。

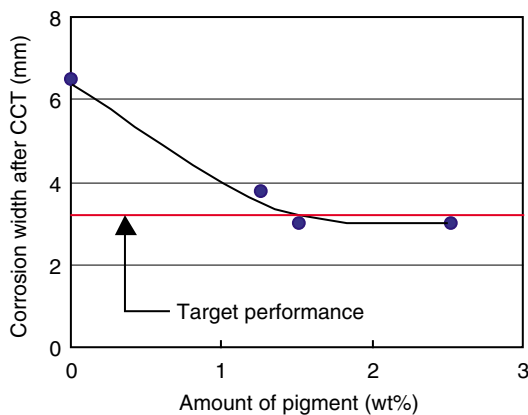


Fig. 1 Effect of concentration of Bismuth pigment on anti-corrosion performance

2.2. 新防錆顔料の開発

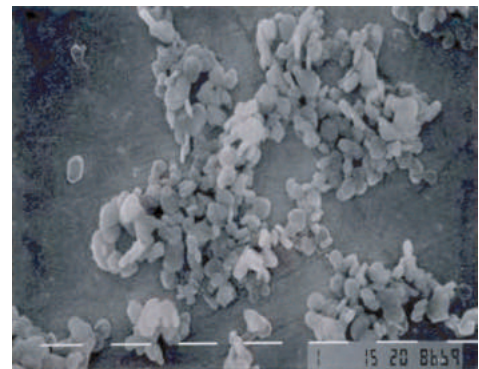
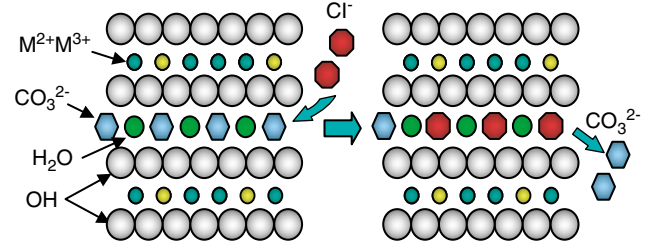
グラファイト等の層状の結晶構造を持つ層状複水酸化物には、その結晶構造の内部にイオンを選択的に吸収するインターカレーション現象が知られている。この特性を用いて被塗物界面への腐食促進イオンの到達を阻害する防錆手法を検討した。

防錆顔料としては塩素イオン等のアニオンを吸着するインターカレーション能を持つ物質が適するので、塗膜中における化学的な安定性、塩素イオンの捕捉性、電着塗料化時の適性等を考慮して、ハイドロタルサイト類である新規顔料Aを用いることとした。インターカレーション能を持つ結晶構造の模式図と、用いた新規顔料Aの電子顕微鏡像を Fig. 2 に示す。ハイドロタルサイトは一般式 $[M^{2+}_{1-x}M^{3+}_x(OH)_2]^{x+}[A^{n-}_{x/n} \cdot mH_2O]^x$ で表され、2価金属(M^{2+})と3価の金属(M^{3+})からなる層が正電荷を持ち、その電荷を相殺するアニオン(A^{n-})が層間に存在する。この層間アニオンは交換が可能であり、新規顔料Aではこの層間アニオンである炭酸イオンが塩素イオンに置換することにより、インターカレーション能を発揮する。

塩素イオンの吸着能について新規顔料Aと従来配合してきた鉛系顔料との比較を行った結果を Fig. 3 に示す。新規

顔料Aは塩素イオンの吸収能について鉛系顔料を上回る性能を有することが判明した。

なお、新規顔料Aの派生物質はPVC樹脂の安定剤や制酸剤として医薬品にも利用されており、環境適性に問題はないと言える。



SEM image $\times 7500$

Fig. 2 Intercalate function (above) and SEM image of rust-inhibiting pigment 'A'

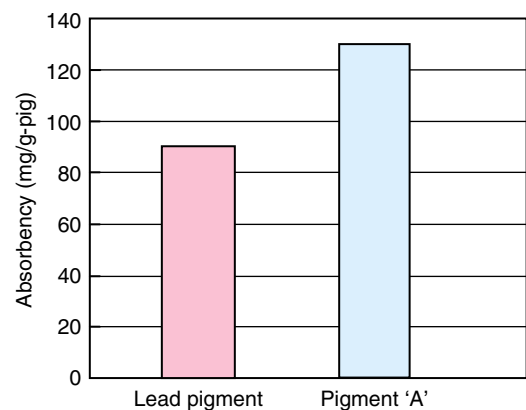


Fig. 3 Chloride absorbency of anti-corrosion pigments

さらに腐食の抑制効果の観点から酸性域(低 pH 領域)における pH 緩衝能について調査を行った。各防錆顔料の pH 緩衝作用について調査するため、0.01N 塩酸に 2.0wt% の各顔料を添加かくはんし、20°Cにおいて 48 時間静置後の pH を測定した。結果を Fig. 4 に示す。新規顔料Aの捕捉できた塩素イオン量は $3.3 \times 10^3 \text{ mol/g}$ となり、インターカレート能で予測される捕捉量 $4.0 \times 10^3 \text{ mol/g}$ に近い。

新規顔料Aを配合した電着塗料を試作し、複合腐食試験によって防錆性能を評価した。評価に用いた塗装板は素材

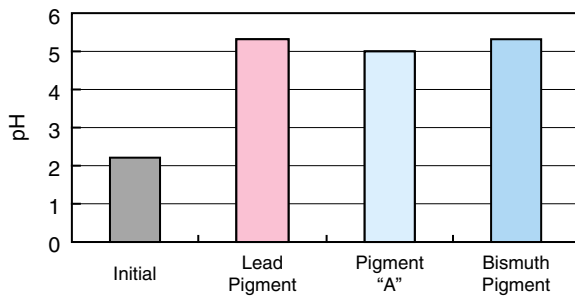


Fig. 4 pH buffering capacity of pigments

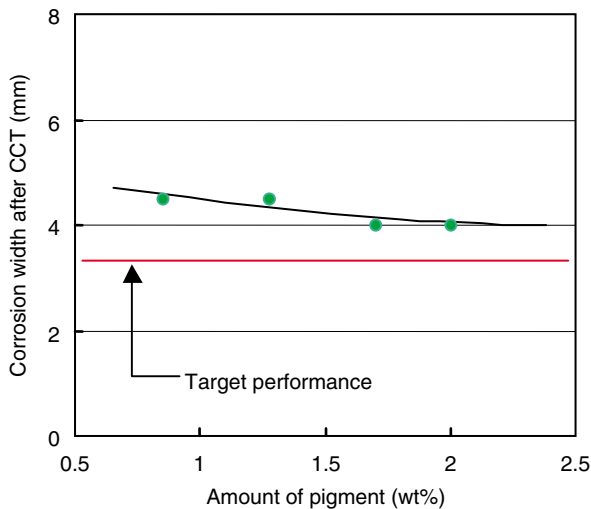


Fig. 5 Anti-corrosion performance of pigment 'A'

を冷延鋼板(CRS)とし、リン酸亜鉛化成処理を施した後、電着塗装を行った。防錆性能の評価には複合腐食試験(CCT)を用いてナイフカット部からの錆発生幅を測定した。その結果を Fig. 5 に示す。新規顔料Aの効果による防錆性能は従来の鉛系顔料配合の塗膜性能に比較して劣り、新規顔料Aの配合量を増しても目標性能には到達できないことが判明した。このため、新規顔料Aでは不足する性能部分についてビスマス系顔料を複合配合し、性能とコストの両面から配合の最適値を調査した。

その結果、新規顔料Aを主材料として1.28wt%配合し、ビスマス系顔料を従材料として0.43wt%配合することにより、従来の鉛系顔料配合と同等の防錆性能を得られることが判明した。後述の樹脂の改良材との組み合わせにより、ビスマス系顔料の配合量を0.29%, 従来塗料に対して80%削減しても同等の塗膜性能を維持できることを確認した。塗装した冷延鋼板に対し55°C 5%塩温水浸漬試験を240時間行った結果を Fig. 6 に示す。

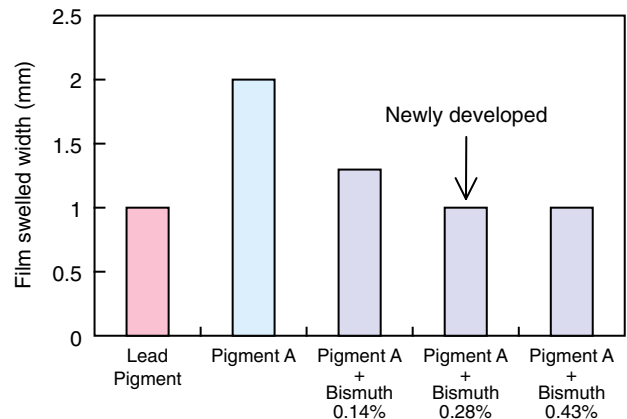


Fig. 6 Effect of ratio of pigment 'A' and Bismuth pigment demonstrated by hot salt water immersion test

3. 基体樹脂の改良

既存のカチオン電着塗膜では基体樹脂にビスフェノールA型エポキシ樹脂を用いてきた。この基体樹脂分子には末端をアミノ変性して水溶性をもたせ、可塑成分として一部に柔軟な分子構造を持つ側鎖を導入している。

また、塗料中にイソシアネート反応基を有する架橋材を配合し、電着槽内における通電塗膜形成後に焼き付け乾燥工程において基体樹脂同士を架橋させることにより強固な硬化塗膜としている(Fig. 7)。

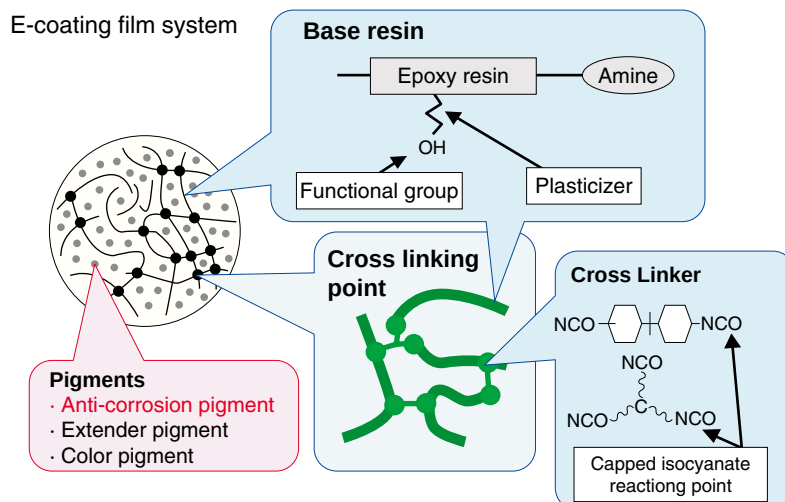


Fig. 7 E-coating film system consisting of pigments, epoxy based resin and cross-linking resin

本研究においては、防錆性能に関わる塗膜遮断性向上と、樹脂コスト低減の両面から樹脂改良のアプローチを行った。ただし、基体樹脂骨格には大幅な変更は加えず、多官能樹脂の配合と可塑成分量調整を行い、基体樹脂の機能を向上させることにより防錆顔料、硬化触媒の働きを補助し、鉛系顔料削減を目指した。

塗膜の遮断性向上には、架橋に関わるイソシアネート当量の低減、基体樹脂の高分子量化によるガラス転移点温度(T_g)上昇、基体樹脂の官能基の高比率化、可塑成分量の低減に効果が予測された。

官能基の高比率化には、従来用いていた単官能の基体樹脂に替えて官能基を3個以上持つ樹脂を適用した。これによる架橋反応性の向上により、鉛成分の削減による硬化触媒能の補償も期待された。多官能型樹脂の概念図を Fig. 8 に示す。

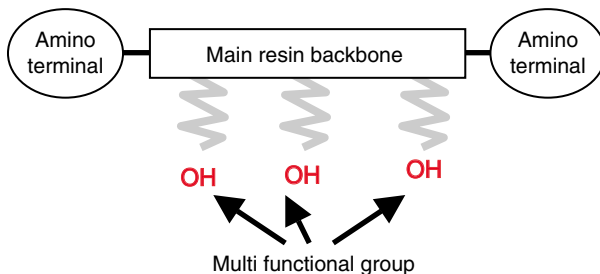


Fig. 8 Base resin with multi functional group

可塑成分量の変化が塗膜性能に与える影響の調査には、側鎖の軟質分子鎖長を変化させて樹脂中に含まれる可塑成分量の調整を行い、可塑成分量3～9%の範囲において塗膜遮断性および塗膜防錆性能を調査した。

塗膜性能性の指標の一つである酸素透過性を Fig. 9 に示す。従来塗料に用いられていた樹脂に含まれる可塑成分量は9%であったが、これを3%まで低減することにより15%の塗膜遮断性向上の効果が得られることが判明した。

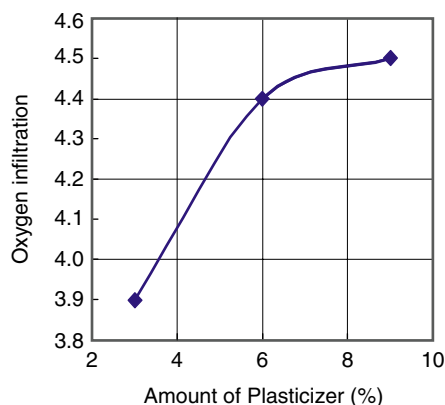


Fig. 9 Effect of plasticizer on barrier performance

55°C 5%塩温水 240 時間浸漬試験後のナイフカット部からの塗膜剥離幅を比較した結果、塩温水浸漬による塗膜密着性も向上したことを確認した(Fig. 10)。

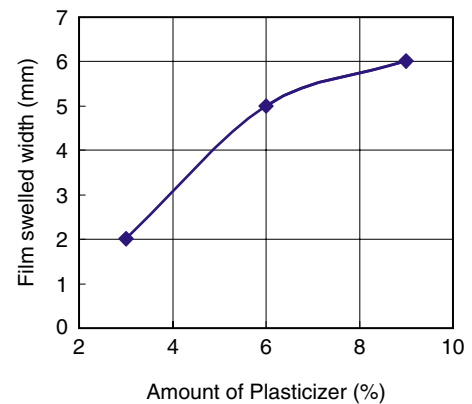


Fig. 10 Effect of plasticizer on adhesion performance in HSW test

4. 塗装適性の改良

樹脂の可塑成分量を3%にした塗料についてはGA鋼板(合金化溶融亜鉛めっき鋼板)の塗装性が悪化するという不具合が生じることが判明した。

この不具合は焼き付け乾燥後の塗膜にピンホール状の塗膜欠陥が生じる現象で、クレタリングと呼ばれている。クレタリング発生のメカニズムは、塗装時の通電により被塗物表面に発生した水素ガスが塗膜中に存在し、高電圧によりそのガス粒中に放電が起きることによって発生する。放電の起きた周囲では塗膜樹脂のゲル化が生じ、その後の加熱乾燥時の樹脂の熱フローを妨げ、ピンホール状の塗膜欠陥が残る(Fig. 11)。

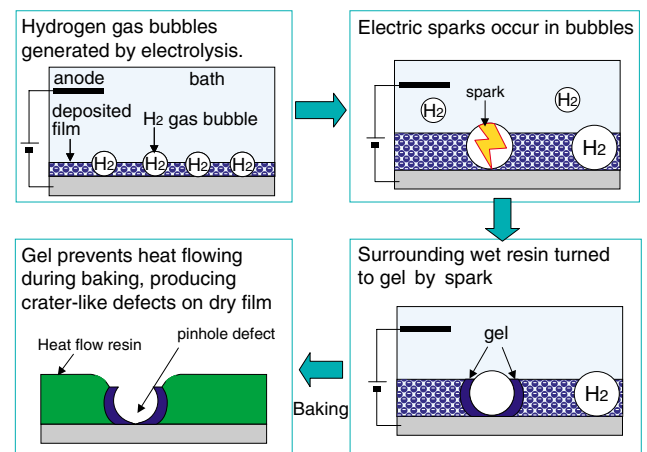


Fig. 11 Theory of occurrence of craters on GA substrate

クレタリング性が悪化した原因は基体樹脂の可塑性低下により析出した樹脂の粘度が上昇し、発生した水素ガスの鋼板表面からの脱離性が低下したためと推定された。水素ガスの脱離を促進するために、基体樹脂中の可塑性成分量を変化させる方法により、析出する樹脂の粘度調整を試みた。

その結果、可塑性成分量を4%とすることでクレタリング性能を従来塗料と同等することができた(Table 1)。防錆性能についても同等の性能となることを確認した。

Table 1 Effect of plasticizer on GA cratering performance

	Conventional material	Newly developed material with 3% Plasticizer	Newly developed material with 4% Plasticizer
Critical voltage for occurrence of GA cratering	260 V	230 V	260 V

5. 塗膜性能

開発塗料については総合的な塗膜性能評価を行い、物理的特性である平滑性、耐グラベロチッピング性、耐衝撃性、屈曲性、密着性と、化学的特性である耐薬品性、耐ガソリン性、PCV可塑性適性について調査した。その結果開発塗料のこれら性能は従来塗料と同等であることを確認した。

また、現行の塗装工程および設備に対する適性評価として、つき回り性、電着設備 UF フィルター適性、耐コンタミネーション適性、耐油はじき性、乾燥炉における焼き付け温度・時間適性、乾燥時のやに発生量、研ぎ作業性等についてこれらの特性は従来塗料同等であり、現行ラインへの置換導入可能であることを確認した。

6. 塗料コスト

本研究に於いて開発された電着塗料のコストは、防錆顔料の低コスト化に加え、配合着色顔料や添加剤のコスト低減への取り組みの結果、従来の鉛添加タイプの電着塗料に比較して同等以下とすることができた。

7. まとめ

低コスト防錆顔料を用いた鉛フリー電着塗料の研究を行いたの結果を得た。

(1) 鉛系防錆顔料の代替として、新規防錆顔料を1.28wt%および従来より用いられてきたビスマス系顔料を0.28wt%配合し、樹脂の改良と併せることにより、鉛系顔料と同等の防錆性能を達成した。

(2) 基体樹脂を3官能以上に多官能化し、塗膜の遮断性向上を図った。同時に樹脂中の可塑性成分を4%とすることにより、GAクレタリング適性改善を図り、従来塗料と同等の塗装性を実現した。

(3) 開発した塗料は従来塗料と同等の耐久性をもち、現行の塗装ラインに導入可能である。

(4) 塗料コストは、従来塗料と同等以下を達成した。

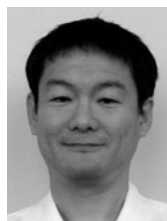
8. あとがき

本研究成果は、有害物質削減という環境指向の時代のニーズに応えると同時に、すぐれた防錆性能と塗装外観を有する自動車を広く世界の顧客に提供するものとして、弊社車体塗装ラインへの展開を推進中である。

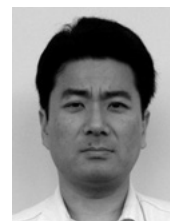
9. 参考文献

- (1) 塗料産業と地球環境研究会：塗料産業における鉛・クロム問題の現状とリスクリダクション、(社)日本塗料工業会、1995
- (2) 平木忠義ほか：鉛フリー電着塗料、塗料の研究、No.132, p.53-58 (1999)
- (3) 藤谷俊秀ほか：エポキシ樹脂塗膜の酸素透過性コントロール、塗料の研究、No.122, p.9-17 (1993)
- (4) 公開特許公報 特開平 5-140487「電着塗料組成物」

■著 者■



森下 洋行



金子 勝吉

材料物性の改良によるバンパを リサイクルした材料の適用範囲拡大

Expansion of Applicable Scope for Use of Recycled Bumper Materials by Modification of Properties

平 脇 聡 志*
Satoshi HIRAWAKI

疋 田 賢 次*
Kenji HIKITA

上 村 知 行*
Tomoyuki UEMURA

要 旨

ABSTRACT

バンパリサイクル材料を使用できる部品の適用範囲を拡大するため、部品ごとに必要となる材料物性の改良技術を構築した。検討した部品は、1)空力アンダカバー、2)サイドスペーサ、3)エバポレータケース、4)リアシェルフ、5)フロアカーペットの5部品で、それぞれに1)低分子量成分の添加による流動性改良、2)フィラとマトリクス樹脂の化学的に結合する成分の添加による曲げ強度改良、3)高曲げ弾性率樹脂とフィラの添加による成形収縮率と曲げ弾性率改良、4)フィラの添加による曲げ弾性率改良、5)エラストマ系相溶化剤の添加による引張り伸び率改良、を行いバージン材料に対して同等のコストで成立する材料を開発した。

To expand the scope of parts in which recycled bumper materials can be used, methods were developed to modify the properties of the materials to enable adaptation to the requirements demanded in the individual parts. The parts targeted in the research were 1) Aerial under cover; 2) Side spacer; 3) Evaporator case; 4) Rear shelf; and 5) Floor carpet. The following methods were used to modify the properties of the material for the respective parts: 1) Fluidity was improved through addition of constituents with low molecular weight; 2) Flexural strength was improved by addition of constituents to chemically bond filler and matrix resin; 3) Shrinkage performance was improved and flexural modulus was increased by addition of filler and resin with high flexural modulus; 4) Flexural modulus was increased by addition of filler; 5) Tensile elongation was improved by addition of an elastomer compatibilizer. In each case, these methods enabled the use of recycled materials at an equivalent cost to virgin materials.

1. まえがき

企業の環境に対する取り組みは社会的責務となり、リサイクルに関しては2001年に家電リサイクル法が施行され、その1年間で約850万台の家電製品が回収された。

一方自動車についても、現在国内では年間約500万台が廃車として処分されており、その循環形のシステムを構築する事は自動車メーカーにとって重要となる。

Hondaは自社でバンパリサイクルルートを構築し、補修交換されたバンパを回収してきた⁽¹⁾。これまでは、回収したバンパを再生処理し、そのバンパリサイクル材料(以下リサイクル材)を使用し、スブラッシュシールドや、サンドイッチ

成形を応用し、使用済バンパ材料を新車のバンパに適用してきた⁽²⁾。Hondaが回収したバンパの回収量は1995年度に585トン、2001年度に1186トンと年々増加している。

ここでは、増加してきているバンパの回収量に対応するために、新たにリサイクル材を使用できる部品の適用範囲拡大を検討したので、その内容を報告する。

2. 開発の方向性

リサイクル材をそのまま他の部品へ適用しようとする種々の課題を生じる。リサイクル材に含まれる塗膜片による外観商品性の低下はその顕著な事例である。例えばリサイク

ル材料をそのままカウルトップガーニッシュのような外観意匠部品へ適用しようとする、塗膜片が異物となり、ゴミ不良に見えるので、外観検査で適用不可と判断される。

またバンパ材料の組成には約30%のエラストマ成分が含まれているので成形収縮率が小さく、適用しようとする部品に使われているバージン材料との成形収縮率の違いから寸法が大きく外れてしまうといった問題がある。

ここで再度リサイクル材の最近の処理方法を調査し、バージン材のコストと同等になる事を目標に定めて新規適用部品への検討を進めた。

3. リサイクル材料の物性把握と改良の考え方

3.1. 回収バンパの処理方法

回収バンパの最近の処理方法と検討結果を以下に示す。

(a) 塗膜除去法

回収バンパに含まれる塗膜は耐衝撃性を低下させ、また製品の外観意匠性を悪化させる課題がある。この課題の解決方法として塗膜を除去する方法がある。その方法は機械的せん断はく離によるものと、溶剤により塗膜を膨潤させ密着性が低下した塗膜をはく離させるものがある。ただし、課題として専用設備の償却費によるコスト増加と除去した塗膜の廃棄処理が発生する。

(b) 微粒子化法

この方法は回収バンパをガラス転移温度以下に冷却して粉碎し、100 μm 以下の粒径に微細化する方法である。この方法によれば塗膜片も微細化できるので粗大な塗膜片を含む場合に見られる耐衝撃性の低下を比較的小さくする事が可能である。ただし、課題として専用設備の償却費によるコスト増加が発生する。

(c) 混練法

回収したバンパの粉碎及び洗浄を行った後、造粒する方法である。この方法は加工工程が簡略で、既存の汎用設備が利用可能である。再生処理にかかるコストは安価であるが、塗膜に対する処理を行わないので耐衝撃性や外観商品性は低いという課題がある。

以上の検討結果から、リサイクルを継続して循環し続けていく観点から、工程が最も簡略で処理にかかるコストが最も安価となる(c)法を選択した。これにより、外観意匠性と耐衝撃性を必要としない部品への適用を検討した。

3.2. 課題に対する解決手法

(c)法で再生した材料の物性を Fig. 1 に示す。このレーダーチャートはバンパ用バージン材の材料物性値を100%とした時のリサイクル材の物性保持率を表現している。同図から分かるようにリサイクル材は物性の低下が認められる。

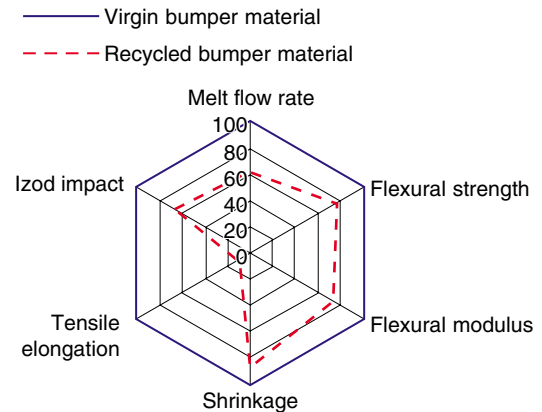


Fig. 1 Material properties of virgin bumper material and recycled bumper material

このような材料物性を把握した上で、Table 1に示すように、新たな適用部品を選定した。

それぞれの部品に適用するためには、リサイクル材だけでは不足する物性項目が生じるので、その項目に応じて各種配合材をリサイクル材に添加し、材料物性を改良した。

Table 1に示した部品の要求する材料物性と材料の改良手法について、以下に述べる。

1) 空力アンダカバー

大物部品の薄肉成形が要求されるため、材料の流動性改良が必要となる。流動性の改良手法として低分子量成分を含んだ材料の添加が有効である。

2) サイドスペーサ

バンパを支えるのに十分な強度を要求されるため、材料の曲げ強度改良が必要となる。曲げ強度の改良手法としてフィラとマトリクス樹脂界面の化学的結合とアスペクト比が大きい(長手方向に長い)フィラの添加が有効である。

3) エバポレータケース

形状保持に必要な曲げ弾性率の改良と現行金型で寸法精度を成立させるために成形収縮率を大きくする

Table 1 Applicable parts and requirements

Applicable parts	Requirement					
	Melt flow rate	Flexural strength	Flexural modulus	Shrinkage	Tensile elongation	Izod impact
1) Aerial under cover	●					
2) Side spacer		●				
3) Evaporator case			●	●		
4) Rear shelf			●			
5) Floor carpet					●	

● mark: Requirement

必要がある。曲げ弾性率の向上と成形収縮率を大きくするための両立手法として、エラストマ成分を含まないホモポリプロピレン(以下 PP)の添加が有効である。

4) リアシェルフ

部品形状保持のために、曲げ弾性率の向上が必要である。曲げ弾性率向上の手法として無機フィラの添加が有効である。

5) フロアカーペット

成形時の形状追従性のために、引張り伸び率の向上が必要である。引張り伸び率の改良手法としてエラストマ系相溶化剤の添加が有効である。

4. 物性改良の手法と検討部品

それぞれの部品で検討した手法の詳細について以下に述べる。

4.1. 空力アンダカバーへの適用検討

Fig. 2に空力アンダカバーの部位と形状を示す。要求されるのは大物部品の薄肉成形である。リサイクル材では流動性が不足するので、これを改良した。流動性の目標値は製品板厚と成形マシンのサイズ、金型ゲート点数により設定した。

材料の流動性については分子量に依存するため、低分子量成分を持った材料を添加すれば流動性は向上する。よって物性改良の手法は低分子量成分を多く含んだ高流動のPPを40%添加した。

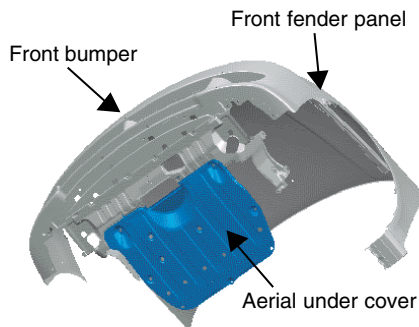


Fig. 2 Aerial under cover

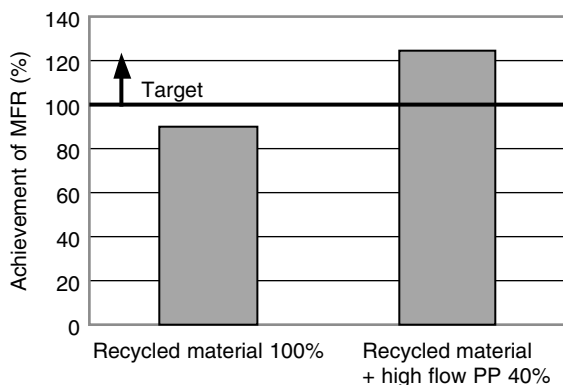


Fig. 3 MFR data

Fig. 3に材料流動性(Melt Flow Rate 以下 MFR)を MFR の目標値を100%とした時の達成率で示す。高流動のPPを添加する事により、無処理のリサイクル材に対して MFR は35%向上した。本手法により材料流動性は目標値を満足した。

4.2. サイドスペーサへの適用検討

Fig. 4に部品の機能はバンパの固定であるサイドスペーサの部位と形状を示す。バンパは1本あたり約4kgあるので、これを支えるのに十分な強度が必要となる。強度の目標値は実車走行時に部品にかかる曲げ荷重により決定した。

高強度化にはフィラとマトリクス樹脂が界面で化学的結合をする事が有効である。そこで化学的な結合を行うために、シラン系表面処理を施したガラス短繊維と、官能基をグラフト結合した変性 PP をリサイクル材に添加する手法を選択した。

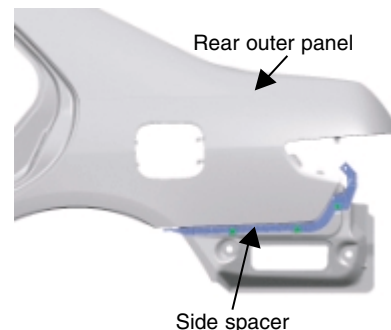


Fig. 4 Side spacer

Fig. 5はガラス繊維とPP界面状態の走査型電子顕微鏡(SEM)写真である。同図より、表面処理ガラス+変性PPを添加した材料はガラス繊維表面が十分にぬれており化学的結合をしていると考えられる⁽³⁾。Fig. 6に曲げ強度の目標値を100%とした時の曲げ強度の達成率を示す。表面処理ガラス+変性PPを添加した材料は目標値に対して5%上回っており、表面処理を施していないガラスを添加した材料に対して40%高強度である。

本手法により曲げ強度は無処理のリサイクル材に対して330%向上でき、目標を満足した。また、実車走行を行い問題のない事を確認した。

(a) Recycled material + GF30%



(b) Recycled material + surface-treated GF30% + modified PP 1%



Fig. 5 SEM photographs of test pieces

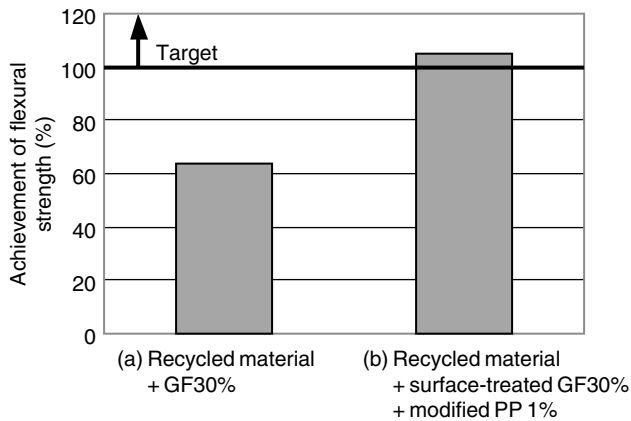


Fig. 6 Flexural strength data

4.3. エバポレータケースへの適用検討

Fig. 7 にインストルメントパネル内に収められるエアコンディショナのクーリングユニットケースであるエバポレータケース(以下エバポケース)の部品形状を示す。形状保持のために曲げ弾性率が必要である。また本部品は既存の量産金型のままりサイクル材への材料変更する事を検討した。このため曲げ弾性率の目標値は製品板厚から設定し、成形収縮率の目標値は現行材の成形収縮率 14.5/1 000 に設定した。

リサイクル材はエラストマを多く含んでいるため他のPP材料より成形収縮率が小さく、曲げ弾性率が低い。よって成形収縮率を大きくし、曲げ弾性率も向上させる必要があった。成形収縮率を大きくするにはホモ PP の添加が有効であるが、曲げ弾性率も成立させなければならないのでタルクも併用添加し検討した。



Fig. 7 Evaporator case

Fig. 8 に目標の成形収縮率 14.5/1 000 を満足するリサイクル材とタルクの関係(破線)と、リサイクル材の配合量に対する曲げ弾性率の達成度(実線)を示す。ホモ PP の配合量は 100 からリサイクル材とタルクの配合量を引き算した値となる。同図破線より成形収縮率を満足するリサイクル材の配合量は 46%以下である事が分かる。同様に実線より曲げ弾性率を満足するリサイクル材の配合量は 40%以下である事がわかる。

以上述べたように、成形収縮率と曲げ弾性率を両立する

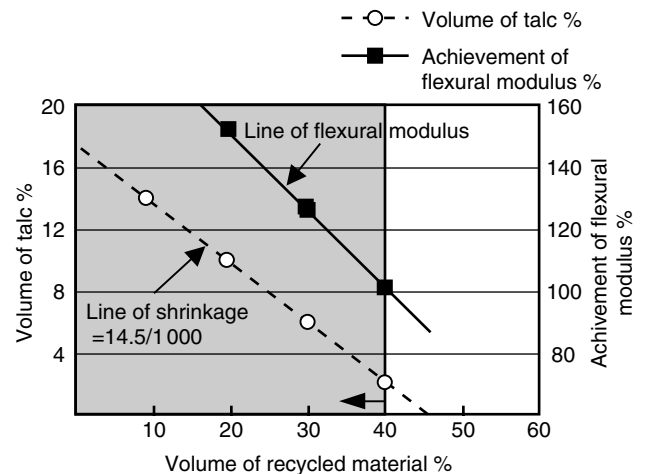


Fig. 8 Relationship between volume of recycled material and talc and flexural modulus data

ためにはリサイクル材の配合量は 40%以下にする必要がある。曲げ弾性率を向上させるにはリサイクル材を少なくする方が良いが、リサイクル材を極力多く使用したいのでこの配合量は 40%とした。

上記検討結果により、組成はリサイクル材 40wt%, タルク 2.5wt%, ホモ PP57.5wt% に決定した。Fig. 9 に本組成の曲げ弾性率の物性データを示す。曲げ弾性率は無処理のリサイクル材に対して 48%向上できた。本手法により曲げ弾性率は目標を満足し、成形収縮率は目標値 14.5/1 000 を満足した。

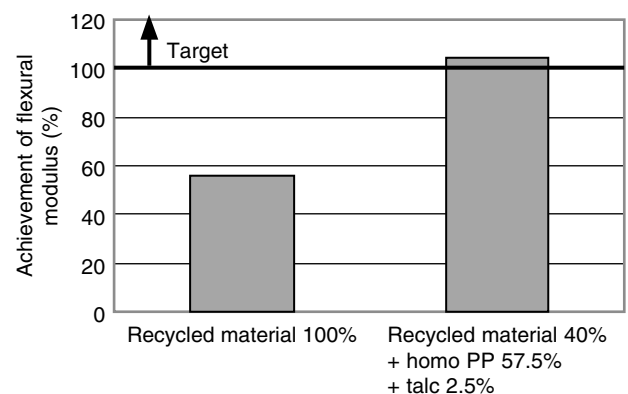


Fig. 9 Flexural modulus data

4.4. リアシェルフへの適用検討

リアシェルフはハッチバックタイプの車両に適用される部品で、キャビンとトランクの隔壁である。リアシェルフは日射が直接あたる部位であり、子供が乗り込んだり荷物を載せる事で高い荷重がかかる可能性があるため、熱間剛性のある樹脂基材にしん金を内包した構造となっている。現行の樹脂材料は PP と木粉を混合したもので、この曲げ弾性率を目標値とした。

リサイクル材はエラストマ成分を約 30%含んでいるので、現行材料に対して曲げ弾性が低い。この曲げ弾性率低下

を補うためにタルクを添加し物性調整を検討した。Fig. 10に曲げ弾性率のデータを示す。曲げ弾性率の目標値を100%とした時の達成率で示す。同図より、リサイクル材を添加すると曲げ弾性率は約20%低下する事がわかる。しかしタルクを添加する事により、曲げ弾性率は目標に対して7%上回り高弾性率化できた。本手法により曲げ弾性率は目標を満足した。

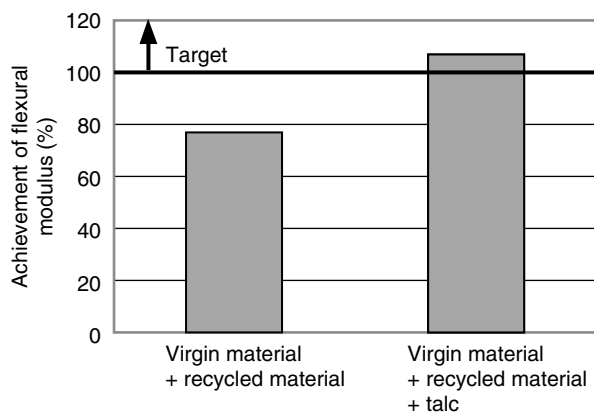


Fig. 10 Flexural modulus data

4.5. フロアカーペットへの適用検討

フロアカーペット裏面には成形後の形状保持のために低密度ポリエチレンの裏打ち材が用いられる。裏打ち材には複雑な成形形状に対応出来る伸び特性が必要である。フロアカーペット成形に必要な引張り伸び率を目標値とした。

リサイクル材は塗膜片を含んでいるため、引張り伸び率が低い。またリサイクル材は、ポリエチレンと同様にオレフィン系樹脂であるが、単純な混合ではお互いに相溶せず、相分離による引張り伸び率の低下が生じる。この引張り伸び率の低下を補うため、オレフィン系及び、スチレン系のエラストマを相溶化剤として添加し引張り伸び率の改良を行った。Fig. 11に裏打ち材の引張り伸び率のデータを示す。引張り伸び率は、目標に対して18%向上できた。本手法により引張り伸び率は目標を満足した。

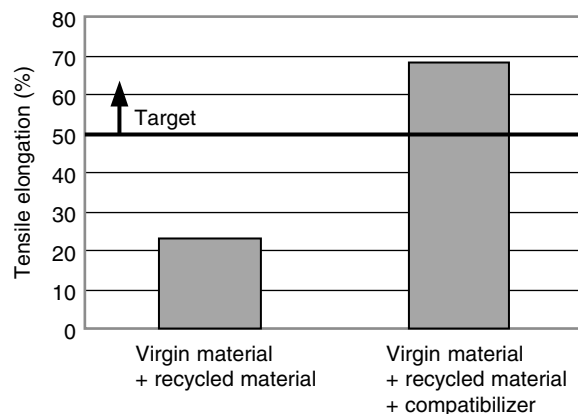


Fig. 11 Tensile elongation data

5. まとめ

リサイクル材の改良技術を構築し、適用部品の拡大と、その部品におけるリサイクル材の配合量を最大とした。それぞれの技術内容を以下に示す。

- (1) 空力アンダカバー適用のため流動性を改良した。手法として低分子量成分を含んだ高流動 PP を添加し、流動性は 130%向上した。
- (2) サイドスペーサ適用のため曲げ強度を改良した。手法として、シラン系表面処理ガラス繊維と官能基グラフト PP を添加し、曲げ強度は 330%向上した。
- (3) エバポレータケース適用のため曲げ弾性率と成形収縮率を改良した。手法としてホモ PP と微量のタルクを添加し、曲げ弾性率は 190%向上し、成形収縮率をコントロールした。
- (4) リアシェルフ適用のため曲げ弾性を改良した。手法としてタルクを添加し、曲げ弾性率は 30%向上した。
- (5) フロアカーペット適用のため引張り伸び率を改良した。手法としてエラストマ系相溶化剤を添加し、引張り伸び率は 90%向上した。

以上の材料配合技術により、当初目標としたコストを現行と同等にする事ができ、リサイクル材の使用量は年間約 200 トン拡大できる見通しを得た。

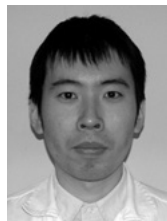
6. 謝辞

本研究を行うにあたり御協力を頂きました三井住友ポリオレフィン(株)、(株)ホンダトレーディングの関係者各位と、多数の方々に御協力頂きました事を深く感謝いたします。

7. 参考文献

- (1) 井上健:バンパーリサイクルシステムの構築, HONDA R&D Technical Review, vol.7, p.170-178 (1995)
- (2) 竹内淳ほか:回収材料をコアとするサンドイッチ成形プラスチックバンパの耐衝撃性の改良, HONDA R&D Technical Review, vol.8, p.186-193 (1996)
- (3) 井手文雄:界面機能性, 高分子表面改質, 東京, 近代編集, 1987, p.229-243

■ 著 者 ■



平 脇 聡 志



疋 田 賢 次



上 村 知 行

社外発表(2002. 7～2002.12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 7. 1	JSME/JSME International Journal	Modeling, control and experiment of a feedback active noise control system for free sound fields	足立 修一 佐野 久	宇都宮大学 栃木研究所
2002. 7. 3	ITS Asia-Pacific/5th Asia-Pacific ITS Forum (Seoul, Korea)	Introduction of Inter-vehicle communication system	櫛田 和光 里村 昌史	朝霞研究所 栃木研究所
2002. 7. 8	38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit/AIAA (Indianapolis, USA)	Flow Characteristics in a Transonic Ultra-Low-Aspect-Ratio Axial Turbine Vane	久野 直樹 園田 豊隆	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2002. 7. 9 ～ 11	Automotive & Transportation Technology Congress (Paris, France)	A Combined Experimental-Numerical Approach for Motorcycle Crank Noise: Modeling	関田 雅彦 田村 浩 Bart Vandenplas Wim Hendricx	朝霞研究所 朝霞研究所 LMS International Engineering Services LMS International Engineering Services
2002. 7.15	自動車技術会/論文集 Vol.33 No.3	触媒後O2フィードバックのための適応スライディングモード制御	安井 裕司 赤崎 修介 上野 将樹 岩城 喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		体感ブレーキ警報による停止操作支援システムの実験評価	間下 博 古川 修 福丸 智之 加世山秀樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		自動変速機制御システム開発へのHILSの適用	萩原 顕治 寺山 哲 竹田 洋平 依田 公 鈴木 祥一	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
		ナイトビジョンシステムの開発	辻 孝之 服部 弘 渡辺 正人 長岡 伸治	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Recent application of active noise and vibration control to automobiles	佐野 久 山下 剛 中村 光勇	栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Europe UK
2002. 7.16 ～ 19	2002 International Technical Conference on Circuits/ Systems, Computers and Communications (Phuket, Thailand)	Effects of comparison interval and order on subjective evaluation test of loudness	吉田 準史 春日 正男 長谷川光司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 7.21	第4回 GeoFEMセミナー/ 高度情報科学研究機構 (RIST)(東京)	GeoFEMプラットフォームを利用した 並列CFDコードの開発 ープラグイン作業から性能評価までー	福重 貴浩 有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター 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
2002. 7.22	The Japanese Section of the Combustion Institute (JSME)/ Twenty-ninth International Symposium on Combustion (札幌)	The Study on Establishment of Combustion Diagnosis Method and Application to Control Technology for Automotive Gasoline Engine	島崎 勇一	栃木研究所
	JSAE/JSAE INTERNATIONAL WORKSHOP(横浜)	Development of Honda CIVIC Hybrid Car	若城 輝男	栃木研究所
2002. 7.23	自動車技術会/自動車技術会春季大会 構造コンカレント技術専門委員会フォーラム(横浜)	初期設計段階における車体構造設計技術の現状と課題	芳賀 斉 石川 晴雄 吉田夕貴夫	栃木研究所 電気通信大学 関東自動車工業(株)
2002. 7.23 ～ 25	自動車技術会/学術講演会春季大会/(横浜)	焼ならし処理省略可能なクランクシャフト用鉛フリー快削鋼の開発	天孝 篤志 諏方 悟	朝霞研究所 朝霞研究所
		オフグレードスポンジを利用したチタン材料の開発	丸井 勇治 木下 豊隆 高橋 恭	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車用オレフィンシートレザーの開発	富沢 勉 吉田 武 平井 芳章 森 敏雅	朝霞研究所 朝霞研究所 オカモト(株) オカモト(株)
		ハイブリッド用1.3Lエンジンの開発	奥井 重雄 松木 正人	栃木研究所 栃木研究所
		自動車変速機油の摩擦特性試験(SAE No. 2)方法の改訂 ー自動車変速機油分科会 JASO-M348摩擦特性W/G活動報告	加藤 維織 村上 靖宏 川崎 靖弘 和田 寿之 渡部 暢明 野城 陽子	栃木研究所 ジャコトランステクノロジー(株) 日石三菱(株) 日石三菱(株) 出光興産(株) 富士重工(株)
		4ドアセダン用モータアシストシステムの開発	加藤 修司 賀来 嘉昭	栃木研究所 栃木研究所
		タイミングチェーンシステムの動的挙動に基づくチェーン荷重予測	高岸 広 菅原 一志	栃木研究所 栃木研究所
		自動車車体解析用プリプロセッサの開発	高田 賢治 岩本 淳 松浦 範和 中野 文雄	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		技術部品表データマネジメントシステムの開発	山本 雅貴 田中 秀幸 藤田 渉	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		指圧波形計測におけるチャージアンプ時定数の影響	長島 慶一 賀羽 常道 土屋 一雄	栃木研究所 (株)司測研 明治大学
		ケーブルを自動車用ステアリング構造に応用した場合の信頼性向上についての一考察	陶山 孝一 清水 康夫 木村 雄二	栃木研究所 栃木研究所 工学院大学

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2002. 7.23 ～ 25	自動車技術会/学術講演会 春季大会/(横浜)	ILSAC ATF規格の紹介	飯野 尚史 古本 光正 安藤 泰志 新井 博之 瀬古 昇一 安部 三郎 岩本 信一 鹿島 祐三 倉品 秀夫 田島 一直	栃木研究所 栃木研究所 トヨタ自動車(株) トヨタ自動車(株) トヨタ自動車(株) 日産自動車(株) マツダ(株) 富士重工業(株) 三菱自動車工業(株) 日野自動車(株)
		Development of Metal Pushing V-Belt for Continuously Variable Transmission	矢ヶ崎 徹 金原 茂 青山 英明 斎藤 俊博	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		The Development of a New Lightweight, Compact and High Efficient CVT	國井 久史 角 誠	栃木研究所 栃木研究所
		二輪車を操縦するライダロボットの構築 に関する研究	高間 広平 景山 一郎 宮岸 俊一 馬場 雅之 内山 一	日本大学 日本大学 日本大学 朝霞研究所 朝霞研究所
2002. 7.25	自動車技術会/2002年春季 大会・モータースポーツ フォーラム/モーターリンク 臨時号(横浜)	CARTレース60勝の軌跡	青木 朗雄	栃木研究所
	自動車技術会/第30回春季 総合材料フォーラム(横浜)	環境時代の自動車材料	林 直義 石田 正雄 東 雄一	栃木研究所 朝霞研究所 栃木研究所
2002. 8. 1	自動車技術会/自動車技術 年鑑号 Vol.56 No.8	自動車と安全	吉田 傑 上地 幸一	栃木研究所 栃木研究所
2002. 8. 2	日本フルードパワーシステム 学会/フォーラム2002 電動かフルードか(東京)	乗用車における電動パワーステアリングと 油圧パワーステアリングの実施例について	清水 康夫	栃木研究所
2002. 8. 5	SICE/SICE Annual Conference 2002(大阪)	Control design of steering assistance system for driver characteristics	藤原 幸広 足立 修一	栃木研究所 宇都宮大学
		Estimation of road shape feature using H-inf filter	藤原 幸広 足立 修一 藤平 忠弘	栃木研究所 宇都宮大学 宇都宮大学
2002. 8.12 ～ 16	NI Week 2002 Application Contest (Austin, USA)	Integrated Road Simulator Implemented at Low Cost	原島 正吉 高橋 弘	朝霞研究所 朝霞研究所
2002. 8.19 ～ 21	International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (Dearborn, USA)	Development of Pass-by Noise Measurement System for Motorcycles	望月 剛志 山本 一夫	朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 8.22	電気学会/電気学会産業応用部門(D)大会(鹿児島市)	特定用途志向型リラクタンストルク応用電動機の高性能化調査委員会 技術報告書 第7章 自動車分野の高性能化動向と実用化例 第3節 特徴的応用事例ホイールインモータ	山本 恵一	栃木研究所
2002. 9. 1	自動車技術会/自動車技術Vol.56 No.9	自動変速機(AT)制御システム開発へのHILSの適用	萩原 顕治 寺山 哲 竹田 洋平 依田 公	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		CVT用金属ベルトの開発(エレメント間, エレメントリング間クリアランス及び材料についての考察)	矢ヶ崎 徹 金原 茂 青山 英明 斎藤 俊博	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 9. 4 ～ 6	AVL/14th International AVL Conference (Austria, Graz)	Development of a New Power Train for the Civic Hybrid	松木 正人 高橋 秀幸 藤村 章	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 9. 6	日本機械学会/機械学会関東支部ブロック合同講演会(宇都宮)	ホンダの環境エンジンへの取り組みとハイブリッド車の開発	川鍋 智彦	栃木研究所
	日本フルードパワーシステム学会/フルードパワーシステム特別研修会(東京)	乗用車用油圧式CVTの研究	飯野 尚史 酒井 和明 奥田 昭仁 浅野 哲史 伏見 宏一 高野 幹広 田中 正志	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 栃木研究所
2002. 9. 9 ～ 13	JSAE/6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC 02) (広島)	Effect of Longitudinal Acceleration Warning on Closed-loop Control Performance of Braking Assistance System	間下 博 福丸 智之 古川 修 加世山秀樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Enhanced Vehicle Stability and Steerability with VSA	金 圭勇 霧生 浩誠 池田 透 矢野 修	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー
		Vehicle Dynamics Evaluation by“ Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type ”	見坐地一人 徳永 裕之 瀧本 繁規 清水 康夫 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
		Improvement in Control Performance of Driver-Vehicle System with EPS using Cables to Connect the Steering Wheel and Gearbox	酒井 克博 米田 篤彦 清水 康夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Suspension Characteristics Study using Genetic Algorithm	占部 博之 佐藤 祐二 首藤 拓也 渋谷 定男	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
2002. 9. 9 ～ 13	JSAE/6th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC 02) (広島)	The Analysis of the Influence of Front Lateral Bending Deformation on the Handling Characteristics	長久 真樹 日下 馨 西村 哲志	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Steer Feel Evaluation Method Based on “Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type”	徳永 裕之 見坐地一人 瀧本 繁規 清水 康夫 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
		SRSとAHPに基づく車両運動制御系の設計	納富 信也 岡田 一行 堀内伸一郎	栃木研究所 栃木研究所 日本大学
		Construction of the Rider Robot for Evaluating Two-Wheeled Vehicle	宮岸 俊一 景山 一郎 高間 広平 馬場 雅之 内山 一	日本大学 日本大学 日本大学 朝霞研究所 朝霞研究所
2002. 9.11 ～ 12	Japan Modal Analysis Conference (JMAC)(東京)	モーターサイクルのフローティングディスク 鳴き解析	中田 博之	朝霞研究所
2002. 9.12	JSAE/SAE Joint Workshop on CFD Developments for Automotive Applications (Detroit, USA)	Predicting the thermal environment inside a car with CFD	藤田 明浩	栃木研究所
2002. 9.14	第3回産学交流フォーラム Material 21/Material 21 運営委員会/大宮ソニック シティ	Jet Engine回転体部品のLCF寿命評価法	川合 光幹	和光基礎技術研究センター
2002. 9.16	自動車技術会/Motortoring 2002年9月号	乗用車の運転支援技術	田村 和也 秋本 修	栃木研究所 和光基礎技術研究センター
	ISMA (International Conference on Noise & Vibration Engineering)/ ISMA2002 Conference (Belgium)	Optimal design of trim materials	Baldanzini N Mantovani M 見坐地一人 多田 寛子 山下 剛	Firenze Univ. Rieter Automotive 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 9.16 ～ 17	International Motorcycle Conference: Safety-Environment-Future (Munich, Germany)	Advanced Brake Systems for Powered Two Wheelers: CBS, ABS and Future Directions	樋田 鉄男 西本 幸正 Michael Thiem	朝霞研究所 朝霞研究所 Honda R&D Europe
2002. 9.17 ～ 20	日本機械学会/Dynamics and Design Conference 2002 (金沢)	自動車NV用バーチャルプロトに向けたSEAモデルの開発	田邊 裕介 山崎 徹 見坐地一人 西川 健次 鎌田 実	東京大学 大学院 神奈川大学 栃木研究所 栃木研究所 東京大学
2002. 9.18	JSME/Dynamic & Design Conference 2002(金沢)	エンジン騒音低減を目的とした有限要素法 音響計算モデルの構築	酒井 竜英	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 9.18	AVL/AVL Vehicle NVH & Sound Engineering Conference(東京)	サウンドエディタを用いた目標室内音決定方法について	石井 康夫	栃木研究所
2002. 9.18 ～ 20	International Research Council on the Biomechanics of Impact/International IRCOBI Conference (Munich, Germany)	Vehicle Impact Velocity Prediction from Pedestrian Throw Distance: Trade-Offs between Throw Formulae, Crash Simulators, and Detailed Multi-Body Modeling	K.Bhalla P. Montazemi J. Crandall J. Yang X. Liu 独古 泰裕 高橋 裕公 菊池 裕二 D. Longhitano	University of Virginia University of Virginia University of Virginia Chalmers University of Technology Chalmers University of Technology 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas, Inc. Ohio Center
	Loughborough University/ 37th the United Kingdom Conference on Human Response to Vibration (UK)	Inter-Subject Variability of Vibration Characteristics of Human Seated in Car Seat	久保 光徳 栗城 信晴 山田 幸子 高田 信明	千葉大学 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 9.20	Central Iron and Steel Research Institute/The Sino-Japan Workshop on Advanced Steels for Automobiles(上海, 中国)	Automobile Material for Environment at Honda	澤井 伸一 伊藤 祐邦 東 雄一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 9.24 ～ 26	Global Powertrain Congress (Ann Arbor, USA)	An Approach to Controlling Auto-Ignition: Two-Stroke Gas Exchanging Method	石橋 羊一 西田 憲二	朝霞研究所 朝霞研究所
2002. 9.25	Pabst Science Publishers/ Kongress der Duetschen Gesellschaft fur Psychologie (Psychological coference in Berlin) (Berlin, Germany)	Gruppenunterschiede bei kognitiven Landkarten eines Automobilcockpits (Group differences of cognitive maps of an automobile cockpit)	Miklos Kiss Marc Wittmann Martina Neidhart Ernest Poppel Peter Gugg Alexander Steffen 紙谷 博之	Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. SCIENCIA GmbH SCIENCIA GmbH 栃木研究所
		Positionseffekte eines Displays fur visual Zweitaufgaben im cockpit eines Fahrsimulators (Position effects of a display for secondary tasks in a cockpit of a driving simulator)	Marc Wittmann Miklos Kiss Martina Neidhart Ernest Poppel Peter Gugg Alexander Steffen 紙谷 博之	Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. SCIENCIA GmbH SCIENCIA GmbH 栃木研究所
	日本機械学会/年次大会ワークショップ「機械のメーカー、ユーザー、受音者にとっての音の快適化(東京)	スポーティサウンドの評価・達成手法について	石井 康夫 山下 剛	栃木研究所 栃木研究所
2002. 9.25 ～ 27	日本機械学会/2002年度機械学会年次大会(東京)	二硫化モリブデンショットピストンによる内燃機関のしゅう動抵抗低減	荻原 秀実	栃木研究所
		薄板用超音波曲げ疲労試験法の開発	石井 仁 田口 洋平 石井 和夫 赤木 宏文	静岡大学 静岡大学 大学院 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 9.25 ～ 27	日本機械学会/2002年度 機械学会年次大会(東京)	走行支援と運転者の従事度に関する研究	澤田 東一 半澤 大介 石田真之助 田中 潤	芝浦工業大学 芝浦工業大学 栃木研究所 栃木研究所
		Fit用CVTの伝達効率と、モード燃費への 寄与	藤本 修一 五月女 浩 伊藤 令	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 9.26	先端材料技術協会/第3回 複合材料セミナー(東京)	樹脂複合材料の応用 ー自動車の軽量化ー	伊藤 祐邦 山根 保夫 井島 敏郎 坂口 由夫 秋山 佳寛	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
2002.10. 1	自動車技術会/関東支部報 ＜高尚＞	バイクの排気音チューニング	吉尾 和也	朝霞研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.56 No.10	二輪車へのマグネシウム部品の適用と 今後の動向	上田 順一	朝霞研究所
	JSAE/JSAE Review Vol.23 No.4	Development of the 2001 year model Civic	横田 千年 中村 芳則 矢田 茂 船津 浩一 久保 文雄 大窪 毅 渡辺 正	Honda R&D Europe 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
		Development of a new manual transmission	根本 啓司 熊谷 利治 大沼 靖史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of chromium-free pretreatment system for aluminum bodies	西野 俊哉 和泉浩一郎	栃木研究所 Honda R&D Americas
2002.10. 2	2002 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS2002)/IEEE/RSJ (Lausanne, Switzerland)	The intelligent ASIMO. System overview & integration.	渡邊 龍人 青山 千秋 松永 慎一 増垣 信男 坂上 義秋	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 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
	日本騒音制御工学会/会誌 「騒音制御」10月号	SEA法の自動車社室内騒音低減への適用	見坐地一人	栃木研究所
2002.10. 7 ～ 8	VDI (Verein Deutscher Ingenieure)/CVT 2002 Congress (Munich, Germany)	Development of Metal Pushing V-Belt Stress Simulation for CVT	斎藤 俊博	栃木研究所
2002.10. 8	Aachen Colloquium/Aachen Colloquium“ Automobile and Engine Technology (Aachen, Germany)	ホンダの環境エンジンへの取り組み	島田 裕央 椎名 孝則 守谷 隆史 片野 博樹	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
2002.10. 8 ～ 10	Natural Gas Vehicle Coalition, International Association for Natural Gas Vehicles, Inc./ World NGV2002 8th International and 20th National Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles (Washington DC, USA)	Performance Evaluation of an Automobile Utilizing an Adsorbed Natural Gas Tank	小笠 博司 奥 勝	栃木研究所 栃木研究所
		Development of a 1.7 liter CNG Engine for the 2001 Honda Civic GX	戸田 琢士	栃木研究所
2002.10. 9	第30回 ガスタービン定期 講演会/日本ガスタービン 学会(富山国際会議場)	低レイノルズ数条件下における出口案内翼： OGVの空力最適化設計	山口 義博 有馬 敏幸 園田 豊隆	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
2002.10.10	第30回 ガスタービン定期 講演会/日本ガスタービン 学会(富山国際会議場)	遷音速ファン動静翼干渉に対する 静翼前縁頂角の影響	星野 元亮 寺村 実 高堂 純治	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
2002.10.11	27th. 複合材料シンポジウム/ 日本複合材料学会(山口)	スティフンドパネルの剪断, 圧縮座屈特性 試験	佐藤 恵一 藤平 徹 川辺 俊 松井 宣夫	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 和光基礎技術研究センター
	日本フルードパワーシステム 学会/2002年度オートム セミナー「ハイブリッドカー の現状と将来」(東京)	モータアシスト式ハイブリッド乗用車の解説	佐藤 浩光	栃木研究所
2002.10.16	軽金属溶接構造協会/ 「軽金属溶接」創立40周年 記念号	製品構造物写真集(自動車)	矢羽々隆憲	栃木研究所
2002.10.19 ～ 23	The World Electric Vehicle Association (WEVA)/ The 19th International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium (EVS-19)(釜山, 韓国)	Development of Intelligent Power Unit for HYBRID Car	相高 和彦	栃木研究所
		Development of Motor Assist System for Hybrid Four-door Sedan	加藤 修司 渋谷 篤志 賀来 嘉昭	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Strength Evaluation Method for Nd-Fe-B Rare Earth Sintered Magnet	柳木 孝昭 喜多 晃義	栃木研究所 栃木研究所
2002.10.22	メカニカル・ダイナミクス・ ジャパン(株)/MSC. ADAMS ユーザー・コンファレンス 2002(東京)	MT車加速時前後振動解析モデルと新型 Accord開発への適用	伊神 肇	栃木研究所
	Covergence Transportation Electronics Association/ Covergence2002 Conference Proceeding (Detroit, USA)	Development of the Motor Assist System for the Hybrid Automobile-the Civic Hybrid	泉浦 篤 小川 博久	栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002.10.22	Covergence Transportation Electronics Association/ Covergence2002 Conference Proceeding (Detroit, USA)	Engine Control System for a Natural Gas Vehicle	村上 昭 戸田 琢士 松木 正人	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002.10.25	Human Factors and Ergonomics Society (HFES)/ HFES Europe Chapter Annual Meeting 2002 (Dortmund, Germany)	Saccadic velocities reflect presaccadic task demand	Jan Churan Miklos Kiss Marc Wittmann Martina Neidhart Ernest Poppel Peter Gugg 紙谷 博之	Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. Generation Research Program Ludwig-Maximilians-Univ. SCIENCIA GmbH 栃木研究所
	LEMA 2002 No.469 日本陸用内燃機関協会	ホンダ4ストローク船外機BF15D, BF20D	田中 充治	朝霞東研究所
		ホンダ「GX25」4ストロークハンドヘルドエンジン	西田 隆夫	朝霞東研究所
2002.10.28 ～ 29	Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc./2002 ABAQUS User's Conference (Newport, RI/USA)	Application of Metal Pushing V-belt Stress Simulation with Pulley Stiffness	斎藤 俊博	栃木研究所
2002.10.29 ～ 31	JSAE・SAE-Int./SETC 2002 8th Small Engine Technology Conference(京都)	Development of Pb-free Free-Cutting Steel Enabling Omission of Normalizing for Crankshafts	天孝 篤志 諏方 悟	朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of a Four-stroke Engine with Turbo Charger for Personal Watercraft	黒崎 隆晴 岡田 和典 横谷 仁	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of a Titanium Material by Utilizing Off-Grade Titanium Sponge	丸井 勇治 木下 豊隆 高橋 恭	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		A Combined Experimental and Numerical Approach for Motorcycle Crank Noise: Experimental Validation	関田 雅彦 田村 浩 Bart Vandenplas Wim Hendricx	朝霞研究所 朝霞研究所 LMS International Engineering Services LMS International Engineering Services
		Development of Silent Chain Drive System for Motorcycles	杉田 治臣 関田 雅彦 布施 知洋	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of Gear Train Behavioral Analysis Technologies Considering Non-linear Elements	植田 真悟 鈴木 達夫 神谷 満好 新納 忠	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of the application of the automotive engine technology Outboard Motor	角田 正樹 古谷健太郎	朝霞東研究所 朝霞東研究所
		Development of the application of the Hybrid System to Snow Thrower	花房 実美 脇谷 勉 山本 隆弘 乾 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

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002.10.29 ～ 31	JSAE・SAE-Int./SETC 2002 8th Small Engine Technology Conference(京都)	Development of Exhaust Valve Seat Insert Material for High Performance Engines	高橋 輝男 垣内 新 佐藤 賢一 佐藤 克明 富永 克彦	日本ピストンリング(株) 日本ピストンリング(株) 日本ピストンリング(株) 栃木研究所 栃木研究所
		New Indicated Mean Effective Pressure Measuring Method and Its Applications	長島 慶一 土屋 一雄	栃木研究所 明治大学
2002.11. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.56 No.11	車両衝突におけるコンパチビリティについて	鈴木 英樹 杉本 富史 滝澤 敏 角谷 佳治	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas
		歩行者保護の対策技術	岡元 雅義 秋山 朗彦	栃木研究所 栃木研究所
	計測自動制御学会/技術部会 (東京)	車両運動に基づくタイヤ ―路面1間摩擦係数の推定	金 圭勇 久保寺克明 矢野 修	栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー
	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 2002」(東京)	EPS(電動パワーステアリング)の基礎と 最近の応用例について	清水 康夫	栃木研究所
2002.11. 8	素形材センター/素形材 技術展2002(横浜)	軽量化による自動車の性能向上と アルミニウム材料	安永 晋拓	栃木研究所
2002.11.12	粉体粉末冶金協会/ 平成14年度秋季大会(京都)	ハイブリッド車のモータ用ロータへの 焼結拡散接合技術の適用	小松 敏泰 浅香 一夫	栃木研究所 日立粉末冶金(株)
	自動車技術会/計測診断部門 委員会定例会(東京)	新しい図示平均有効圧の計測法	長島 慶一 土屋 一雄	栃木研究所 明治大学
2002.11.15	メカログ JAPAN/Radioss ユーザ会議(東京)	衝突エネルギー吸収用アルミ部材の シミュレーションについて	漆山 雄太	栃木研究所
		自動車車体解析用プリプロセッサの開発	高田 賢治 岩本 淳 松浦 範和 中野 文雄	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	機械産業記念事業財団/ TEPIA第15回展示「次世代 カーとITホーム」セミナー (東京)	次世代カーをめぐる技術動向	杉山 智之	栃木研究所
2002.11.25	日本機械学会/日本機械学会 論文集 A編 第68巻 第675号	形状記憶合金で作られた柱の座屈現象に ついて(第2報)	漆山 雄太 裴 進浩 谷 順二	栃木研究所 東北大学 東北大学
2002.11.26 ～ 27	コージェネレーション シンポジウム 2002(東京)	家庭用コージェネレーションの開発	荒 真人	朝霞東研究所
		家庭用コージェネレーションの普及に 向けて	今井 晃	朝霞東研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002.11.26 ～ 28	自動車技術会/学術講演会 秋季大会/(京都)	二輪車用燃料タンクにおけるプレス成形性 評価手法の確立	荻野 孝 嶋 弘之 田上 友之 斎藤 実 横田 裕樹 桑原 正二	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 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)
		二輪車用タイヤ空気圧モニタシステムの 開発	山際登志夫 織田 雅良 原田 智之	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		金属VベルトタイプCVTの変速機構に 関する研究(ブロックの弾性変形を考慮した 変速速度推定および外力付与の効果	丸山 倫弘 大窪 和也 金原 茂 片岡 隆平	同志社大学 同志社大学 栃木研究所 栃木研究所
		動的崩壊問題における3次元大変形要素の 新しい定式化について	高田 賢治 Wlodek Abramowicz	栃木研究所 Impact Design, EUROPE
		スポーツカー室内音の最適化	石井 康夫 岩井 正志 伊藤 浩二	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		SULEV用低熱容量 エキゾーストマニホールドの開発	石井 和夫 宗村 岳 吉田 信行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		路面μ推定ロジック開発	金 圭勇 矢野 修	栃木研究所 (株)ピーエスジー
		マルチゲートLPDC製法アルミホイールの 開発	高橋 聡	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	見坐地一人 多田 寛子 来原 裕司 野口 好洋 山下 剛 Maurizio Mantovani	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 Rieter Automotive
		ハイブリットCAE技術を適用した新型 アコードのエンジンノイズ改良	酒井 竜英 宮原 哲也	栃木研究所 栃木研究所
		3Lクラス用 新型マニュアル トランスミッションの開発	有働 秀男 岡崎 功二 藤本 真二 小林 省吾 北島 恭司	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
		自動車室内における市場の違いを考慮した 音質定量化	能村 幸介 吉田 準史	栃木研究所 栃木研究所
		トランスミッションハウジングの剛性解析 技術の構築	平岡 昌巳 富田 好一 鈴木 覚 小崎 英明	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
2002.11.29 ～ 30	日本機械学会/設計工学 システム部門 第12回 設計工学・システム部門 講演会(東京)	自動車車体設計における最近の傾向	芳賀 齊 石川 晴雄 吉田夕貴夫	栃木研究所 電気通信大学 関東自動車工業(株)
		振動特性を考慮した車体フロアパネルの 最適設計に関する研究	伊藤 崇規 吉村 卓也 須藤 晶 相澤 伸夫	東京都立大学 東京都立大学 栃木研究所 栃木研究所
2002.12. 1	プラスチック・ エージェンサイクロンペディア 2003<進歩編>/ プラスチック・エージ	最近の樹脂材料動向とリサイクル	服部 達哉	和光基礎技術研究センター
	John Wiley & Sons, Ltd/ Handbook of Fuel Cell Technology Vol.3, Fuel Cell Technology and Applications	PEM Fuel Cell System for HONDA FCV	松尾 史朗	栃木研究所
	日本チタン協会/Titanium チタン揺籃期から成長期へ/ 50周年	二輪、四輪車へのチタン部品の適用と 今後の展望	高橋 恭 丸井 勇治	朝霞研究所 朝霞研究所
2002.12. 3	(株)デジタル・プロセス/ デジタル・プロセスセミナー (横浜)	設計開発プロセスでのIT活用	田中 秀幸	栃木研究所
2002.12. 5	日本機械学会/日本機械 学会誌 Vol.105 No.1009	自動車におけるNV解析シミュレーションの 現状と動向	相澤 伸夫	栃木研究所
2002.12.11 ～ 13	日本機械学会/第11回交通・ 物流部門大会(川崎)	ケーブル式EPS(電動パワーステアリング) における可変ギア比特性の検討	酒井 克博 清水 康夫 米田 篤彦	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		160kgf/mm ² 超高強度ボルトの開発	高島 光男 飯田 善次 田中誠之助 築山 勝浩 茨木 信彦 並村 裕一	栃木研究所 栃木研究所 (株)佐賀鉄工所 (株)佐賀鉄工所 (株)神戸製鋼所 (株)神戸製鋼所
		二輪車の自動操縦システムの構築	高間 広平 宮岸 俊一 景山 一郎 栗谷川幸代 馬場 雅之 内山 一	日本大学 日本大学 日本大学 日本大学 朝霞研究所 朝霞研究所
2002.12.13	日本塑性加工学会/第52回 接合・複合分科会(名古屋)	アルミMMCブレーキ用摺動材料の研究	柴田 勝弘	栃木研究所
	自動車技術会/ガソリン機関 部門委員会シンポジウム (No.10-02)「進化する ガソリンエンジン」(東京)	ハイブリッド用低燃費エンジン技術	黒田 恵隆	栃木研究所
2002.12.14 ～ 16	ITS-Japan/第一回ITS シンポジウム2002(東京)	ASV-2 安全技術(ホンダ先進安全技術の紹介)	高橋 昭夫 浅沼 信吉 越智 一夫	栃木研究所 栃木研究所 朝霞研究所

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2002.12.15	日本トライボロジー学会/ トライボロジスト第47巻 第12号	固体潤滑剤の微粒子ピーニングによる 内燃機関ピストンしゅう動部の表面改質	荻原 秀実	栃木研究所
2002.12.16	第16回 数値流体力学 シンポジウム/日本数値 流体力学会・日本流体力学会 (東京)	遷移モデルを用いた低レイノルズ数条件 における遷音速圧縮機翼列の流れ解析 (革新的CFD解析法の研究)	有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター
2002.12.18 ～ 19	日本電動車両協会(JEVA)/ 平成14年度JEVA電気自動車 フォーラム(東京)	4ドアセダン用モータアシストシステムの 開発	加藤 修司 渋谷 篤志 賀来 嘉昭	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		EV/HEV用Nd系磁石の強度特性	柳木 孝昭	栃木研究所
2002.12.20	素形材センター/素形材 Vol.43 No.12	焼結拡散接合法によるハイブリッド 自動車用モータロータの開発	浅香 一夫 荒川 友明 小松 敏泰 新崎 知	日立粉末冶金(株) 日立粉末冶金(株) 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	森田	勇	朝霞研究所
編集長	鶴賀	孝廣	栃木研究所
委員	赤木	正俊	朝霞研究所
	浦田	秀夫	朝霞東研究所
	片野	博樹	栃木研究所
	加藤	幹夫	朝霞研究所
	園田	豊隆	和光基礎技術研究センター
	西川	正恭	和光基礎技術研究センター
事務局	木村	由貴子	栃木研究所
	小泉	伸一	朝霞研究所
	郷土	健二	栃木研究所
	白木	晶子	栃木研究所
	杉本	康弘	朝霞東研究所
	鈴木	奈緒子	栃木研究所
	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論文委員会		

編集後記

本号は燃料電池自動車関連の技術紹介を8編掲載している。執筆に着手できたのが本号掲載記事の通常の締め切り時期にあたる頃であり、かなり厳しいスケジュールでの執筆・編集作業となった。短い期間で書き上げていただいた著者、支援していただいた周囲の方とくに論文委員、原稿の流れを円滑に推進していただいた論文事務局、および協永堂印刷(株)殿に感謝申し上げる。このような事態に対応できたのは関係者の努力に負うところ大であるが、ここ数年培ってきた論文事務局および論文委員会の推進体制と蓄えたノウハウの効果も見逃せない。このことは編集完了後には隠れてしまうが、研究・開発成果を適切なタイミングで、効率よく発表するという点において、論文自体の質を高めるのに劣らない重要な要素であり、われわれが築いた大きな資産だと自負している。

本号のもう一つの特徴は「技術紹介」が多いことである。本田技術研究所は朝霞・朝霞東・栃木研究所、および和光基礎技術研究センターでそれぞれ異なる研究・開発対象を持っており、それをお互いに紹介し合うことで自分の会社を広く知るとともに、異なる分野の研究成果や開発技術に触発されるというHondaならではのシナジー効果も期待され、本誌の目的の一つがよい形で実現できていると考える。

本誌への投稿の気運の高まりと投稿者の母数である研究所員の増加から、毎号の掲載数はますます増加する傾向にある。編集の負荷は大きくなるであろうが、これを本誌の発展と論文活動の活発化と受け止め、さらなる努力をしていく所存である。各位のいっそうのご理解とご支援をお願いしたい。

(鶴賀)

Honda R&D Technical Review

©2003 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2003年4月1日 Vol.15 No.1

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 福井 威夫

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 Co., Ltd.